

中国数据中心冷却技术 年度发展研究报告 2018

◎中国制冷学会数据中心冷却工作组 组织编写

中国建筑工业出版社

中国数据中心冷却技术年度发展研究报告

2018

中国制冷学会数据中心冷却工作组 组织编写

中国建筑工业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

中国数据中心冷却技术年度发展研究报告, 2018/中国制冷学会
数据中心冷却工作组组织编写. —北京: 中国建筑工业出版社,
2019. 4

ISBN 978-7-112-23333-5

I. ①中… II. ①中… III. ①冷却-技术发展-研究报告-中
国-2018 IV. ①TB6

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2019) 第 032962 号

责任编辑: 张文胜

责任校对: 张颖

中国数据中心冷却技术年度发展研究报告
2018

中国制冷学会数据中心冷却工作组 组织编写

*

中国建筑工业出版社出版、发行 (北京海淀三里河路 9 号)

各地新华书店、建筑书店经销

北京红光制版公司制版

廊坊市海涛印刷有限公司印刷

*

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 15 字数: 370 千字

2019 年 4 月第一版 2019 年 4 月第一次印刷

定价: 52.00 元

ISBN 978-7-112-23333-5

(33644)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题, 可寄本社退换

(邮政编码 100037)

编写人员

第1章 陈焕新

- 1.1 陈焕新 刘佳慧
- 1.2 郑竺凌 李正飞
- 1.3 孙东方 刘佳慧

第2章 陈焕新

- 2.1 魏杰 诸凯
- 2.2 陈焕新 诸凯 张弘韬 陈刚 孙地
- 2.3 唐虎

第3章 李红霞

- 3.1 王颖 穆正浩
- 3.2 穆正浩 吴东青
- 3.3 穆正浩 王颖
- 3.4 穆正浩 马德
- 3.5 穆正浩 黄翔
- 3.6 程序

第4章 邵双全

- 4.1 李棒 林湧双 冯剑超 唐大伟 胡成志
- 4.2 冯剑超
- 4.3 马超 冯剑超
- 4.4 马超 黄翔 耿志超 田振武
- 4.5 郑小敏 林海佳 黄翔 耿志超 田振武
- 4.6 谢晓云 才华 江亿
- 4.7 王飞 周峰 冯剑超

第5章 郑竺凌 杨彦霞

- 5.1 孙地 林湧双
- 5.2 杨珅 黄璜
- 5.3 王光波
- 5.4 黄翔 郭志成
- 5.5 林湧双 陈刚

5.6 尼米智

5.7 李典林

5.8 张忠斌 陆宏杰

第6章 胡汪洋

6.1 董丽萍 张晓宁

6.2 吴延鹏

第7章 赵国君

7.1 邵双全 吕晓姝 张海南

7.2 黄翔 耿志超

序

经过三年的磨砺，《中国数据中心冷却技术年度发展研究报告》已经出版第三本了。从无到有的过程，是一个创新的尝试，这需要的是勇气；而诞生之后的坚守，打磨内容到每个细节，逐年精进，需要的则是更为专业的勤勉态度。撰写一个产业技术发展的年度报告，是一件相当有难度的事，数据是否精准？技术发展脉络是否清晰？工程项目调查是否深入？技术应用方向是否正确？能否有自己的分析角度？所阐述的观点能否立得住？这些都是需要费尽心力和花费大量时间的，因此，撰写者的辛勤努力与专业精神，十分可贵。

2018年度，我国数据中心建设依然是热点，而围绕数据中心的能耗与运行安全，依然是行业的关注点。作为承担数据中心项目安全运行的冷却技术提供方，无论是设计院、科研院校，还是提供设备配套、系统集成企业，都面临着提升技术可靠性与确保能源节约的双重考验，冷却技术的前沿研究，为产业带来了更多发展方向的选择，但也需要脚踏实地的认真分析已投入运营的数据中心项目的实际运行数据。

《中国数据中心冷却技术年度发展研究报告 2018》将撰写重点转移至此。为此，中国制冷学会数据中心冷却工作组的专家们召开了三次讨论会，在梳理报告章节和撰写要求上，提出了更为具有挑战性的目标：要多方关注数据中心项目的实际运营状况，并且从不同角度，来阐述基于“安全与节能”的出发点，从数据中心冷却系统的设计、设备匹配、运营维护等不同方面，我们应该秉持的观点和分析问题的角度。

本次报告中很大篇幅讲述了“数据中心冷却理念及思辨（第2章）”，撰写的专家们将自己的研究与市场需求研究结合，提出了一些带有前瞻性的技术思路，非常值得关注。数据中心项目上马的速度很快，数量、规模及建设速度都是前所未有的，因此，对于新技术的选择应该是慎之又慎的事情，但在实际工程中又存在时间紧、任务重的现实情况，因此对于应用技术的选择也会有些泥沙俱下，各种方案各有利弊。我们组织了一些专家将一些观察与思考记录在此，也是一种交流的新尝试，“理越辩越明”，希望这种理念及思辨能带来更多的思考，并且能探寻出更加科学、合理、合适的数据中心冷却的解决方案。

本报告还通过分析全国数据中心在建及在用项目的整体情况，概括出我国数据中心现状的基本情况，整理出2017年以来数据中心建设规模的变化，包括项目总量、机架规模、能耗状况等变化趋势，通过对数据中心冷却系统形式的演变分析了近些年数据中心在建、在用项目的发展趋势，尤其是冷却系统在数据中心整体能耗中的占比及变化趋势，更应引起广泛关注。

为进一步了解我国数据中心的基本情况。本报告特别介绍了上海地区20个在用数据中心能耗监测数据的过程及分析结果，意在说明数据中心能耗的实际状况。本次数据中心PUE测评选取了上海市20家拥有超过500个机架的数据中心作为测评对象，通过发放问卷、能耗测试、数据分析等方式，测评了各数据中心的用能情况，得出了一些具有影响力的结论。

现有的 PUE 计算方法不统一，致使测试得到的 PUE 与项目设计计算的 PUE 存在一定的偏差，且 PUE 指标无法直观地反映出数据中心冷却系统的能效。因此，有必要提出针对数据中心冷却系统能效的评价指标。为此，经过与业界各方专家商讨，针对数据中心能耗工程实例，尤其是冷却系统降低能耗在数据中心整体项目中的重要性，本书特别提出数据中心空调系统能效可以用“数据中心冷却系统综合 COP”来表征的观点，即整个数据中心冷却系统提供的冷（热）量与其消耗的能量之比。

在数据中心中，冷却系统的作用主要是带走数据中心内部的发热量，而这些发热量绝大部分来自 IT 设备，IT 设备消耗的电力最终绝大部分转换成热量散发到房间中。因此，可以用数据中心冷却系统综合 COP 作为评估数据中心冷却系统性能的指标，或用作调整现有数据中心的运行设定点，以实现热效率和容量利用率之间的最佳匹配。此外，针对在用数据中心的实际运行状况，我国有大量数据中心需要进行节能改造，本报告也特别概括了一些既有项目节能改造的现状，以及节能改造过程中存在的问题及未来的发展趋势。

本报告在撰写中遇到了很多问题，非常需要业界各方的合作与支持，比如对于数据中心运行维护中的数据采集监测与记录、各种不同应用的数据中心的设计案例有价值的分享、各种冷却技术的比较和分析以确定如何根据实际情况匹配最为适合的解决方案等，这些不同层面、不同角度的数据、分析、观点等，都需要有来自更多机构、专家、企业等各方面的支持，《中国数据中心冷却技术年度发展研究报告》的撰写和出版，对全产业来讲，都是一件非常有价值、有意义的事，欢迎更多人参与和传播。

对于参与本报告撰写的各位专家，以及对本报告撰写提供帮助的企业代表、出版社编辑及数据中心冷却工作组秘书处工作人员的辛勤付出，表示感谢。在此，特别感谢胡汪洋同志对中国制冷学会数据中心冷却工作组和《中国数据中心冷却技术年度发展研究报告》做出的重大贡献。

中国制冷学会数据中心冷却工作组

前 言

随着 5G、物联网、人工智能等计算科学技术的演进与迭代，我国数据中心目前处于蓬勃发展阶段，数据中心在规模、数量、技术、产业等方面都保持高速增长。同时，相关数据表明，数据中心能耗问题日益严峻，2017 年全国数据中心耗电量高达 1200 亿~1300 亿 kWh，这个数字超过了三峡大坝和葛洲坝电厂 2017 年全年发电量之和，其中冷却系统耗电量约 500 亿 kWh，占总能耗的 40% 左右。如何降低高居不下的数据中心能耗，尤其是冷却系统的能耗，在保证可靠性的同时，实现数据中心的绿色发展，已成为业界关注和突破的焦点，也是本书阐述和讨论的重点。

为了全面总结我国数据中心冷却的现状和发展趋势，中国制冷学会“数据中心冷却工作组”（DC Cooling）于 2017 年、2018 年先后出版了《中国数据中心冷却技术年度发展研究报告 2016》与《中国数据中心冷却技术年度发展研究报告 2017》，引起广泛关注，受到业界的高度认可。为此，工作组再次组织国内相关专家、学者及企业编写了《中国数据中心冷却技术年度发展研究报告 2018》，梳理了国内数据中心冷却的产业发展状况、技术热点、发展热点，并结合我国数据中心产业面临的政策环境，为产业界提供参考。根据国内外相关标准规范的要求，结合国内各类数据中心冷却系统实例，经过研究讨论、总结归纳、专家审查并反复修改，历时一年，最终得以完成。

本书结合我国当前数据中心冷却行业的相关调研、实测数据和发展状况，内容涵盖了我国数据中心冷却技术的实际状况，介绍了目前我国数据中心冷却的发展现状及能耗情况、数据中心冷却理念与思辨、冷却方式及现状、系统形式、数据中心冷却新型设备、测试案例、运行维护管理案例分析、我国最新的相关政策和设计标准及国外数据中心发展情况等。内容丰富，图片精确，用事实说话，为了解我国目前数据中心冷却行业的能耗问题、建设情况、技术发展、设施运营情况提供最新、具有较高参考价值的数据以及最真实、全面的参考。同时，本书内容上包含了诸多创新点，为广大科研人员提供了一些新的科研思路与方向。

本书编写过程中得到了中国制冷学会数据中心冷却工作组成员单位的大力支持与辛勤付出，在此表示衷心感谢！

书中若有错漏之处，恳请读者批评与指导！

目 录

第 1 章 数据中心及数据中心冷却概况	1
1.1 2017 年我国数据中心发展现状	1
1.1.1 我国数据中心新建数量及态势分析	1
1.1.2 我国数据中心新建规模	4
1.1.3 我国数据中心市场发展现状	6
1.1.4 我国大规模数据中心区域分布情况	7
1.1.5 我国数据中心的冷却系统概况	9
1.2 我国数据中心能耗情况	10
1.2.1 我国数据中心能耗现状简介	10
1.2.2 上海市部分数据中心 PUE 测试分析	11
1.2.3 数据中心冷却系统综合 COP 概念	22
1.2.4 数据中心冷却系统能耗	23
1.3 我国数据中心改造情况	23
1.3.1 我国已建数据中心节能改造的原因	23
1.3.2 数据中心改造案例	24
1.3.3 我国数据中心的节能改造存在的问题	25
本章参考文献	25
第 2 章 数据中心冷却理念及思辨	27
2.1 温度对服务器（包括 ICT 装置与系统）性能的影响	27
2.1.1 电子元件与装置冷却的温度要求	28
2.1.2 工作温度对于电子元件和 ICT 装置及系统可靠性的影响	30
2.1.3 工作温度对于电子元件和 ICT 装置及系统能耗（电力消耗）的影响	33
2.1.4 工作温度对于电子元件和 ICT 装置及系统性能（运算速度与效率）的影响	36
2.1.5 环境温度的影响及要求	37
2.2 排热机理	39
2.2.1 芯片产热及散热技术	39
2.2.2 热量从芯片表面向冷却系统的传递	41
2.2.3 数据中心设备散热原理	42
2.2.4 减少散热温差损失的分析原则	45
2.2.5 提高系统冷却效率的途径	48
2.3 数据中心冷却系统可靠性	51
2.3.1 可靠性与可用性的区别	51
2.3.2 为什么需要可靠性	51

2.3.3 数据中心冷却系统的可靠性(可用性)	52
2.3.4 数据中心冷却系统可靠性(可用性)影响因素	54
2.3.5 数据中心行业发展变化带来的冷却系统可靠性需求变化	59
第3章 系统形式	63
3.1 空调冷却系统分类及散热特点	63
3.2 芯片级冷却系统	64
3.2.1 形式组成及系统分类	64
3.2.2 浸泡式液冷空调的换热过程及特点	66
3.2.3 热管式液冷空调	66
3.3 机柜级冷却系统	67
3.3.1 换热环节及温度范围	67
3.3.2 管网配置及使用特点	68
3.4 行间级冷却系统	69
3.4.1 直膨式	69
3.4.2 冷水式	70
3.4.3 热管式	70
3.4.4 管网配置及使用特点	71
3.5 房间级冷却系统	72
3.5.1 直膨式	72
3.5.2 冷水式	73
3.5.3 采用蒸发冷却冷源的方式	74
3.5.4 管网配置及使用特点	75
3.6 空调系统的安全措施	75
3.6.1 数据中心空调系统的安全性分析	75
3.6.2 数据中心空调系统常见的安全保证措施	76
第4章 数据中心冷却新型设备	82
4.1 芯片级冷却设备	82
4.1.1 浸没式液冷设备	82
4.1.2 热管式液冷设备	85
4.1.3 热压转换散热技术及装备	88
4.2 机柜级冷却设备	90
4.2.1 热管式背板空调	90
4.2.2 顶置式热管空调	91
4.3 行级冷却设备	93
4.3.1 冷水式列间空调	94
4.3.2 直膨式列间空调	96
4.3.3 热管式列间空调	98
4.4 房间级冷却设备	100
4.4.1 冷水式机房空调	100

4.4.2 直膨式机房空调	101
4.4.3 间接蒸发冷却空气处理机组	103
4.5 冷源设备	111
4.5.1 离心式高温冷水机组	112
4.5.2 螺杆式冷水机组	114
4.5.3 间接蒸发冷却冷水机组	117
4.5.4 蒸发冷却与机械制冷一体式冷水机组	121
4.6 冷却塔	122
4.6.1 数据中心冷却塔的现状调研与实测性能分析	122
4.6.2 数据中心冷却塔冬季冻结现象及防冻措施调研分析	125
4.6.3 利用间接蒸发冷却塔解决冷却塔冬季结冰问题的新方案	127
4.6.4 间接蒸发冷却塔与电制冷结合的一体机	129
4.7 整体式热管空调设备	132
4.7.1 重力型热管空调系统	133
4.7.2 液相动力型热管空调系统	134
4.7.3 变频多联式机房空调	144
4.7.4 双冷源一体化机房空调	146
本章参考文献	147
第5章 数据中心冷却系统实际运行测试及案例	149
5.1 新型双通道制冷系统案例测试	149
5.1.1 系统原理与工程概述	149
5.1.2 案例实测	152
5.1.3 小结	157
5.2 上海市某数据中心机房机柜温度分布实测与问题分析	158
5.2.1 工程与测试分析概况	158
5.2.2 现场测试	158
5.2.3 测试结果与问题分析	160
5.2.4 小结	164
5.3 某金融保险行业数据中心测试及优化	164
5.3.1 数据中心现状	164
5.3.2 优化措施	165
5.3.3 节能效果	168
5.4 新疆某数据中心机房新型蒸发冷却空调系统的实测分析	168
5.4.1 工程概况	168
5.4.2 运行模式	169
5.4.3 实测分析	170
5.5 重力热管背板系统在数据中心的应用案例	175
5.5.1 项目概况	175
5.5.2 技术特点及使用场景测试	175

5.5.3	小结	179
5.6	某大型国有银行北方生产基地冷热源案例介绍	179
5.6.1	项目概况	179
5.6.2	冷热源整体方案简介	180
5.6.3	安全性论证	181
5.6.4	节能性论证	183
5.6.5	其他安全性措施考虑	184
5.7	谷歌创新的数据中心空调系统建设方法介绍	184
5.7.1	谷歌空调系统建设的三大特点	185
5.7.2	详细的空调系统建设过程介绍	186
5.7.3	整个机房空调系统的建设和测试验证流程	190
5.7.4	机房内 IT 机柜和空调管路的布局类型介绍	192
5.7.5	小结	194
5.8	数据中心气流组织实测方法	194
5.8.1	数据中心气流组织	194
5.8.2	实测方法	195
	本章参考文献	197
第 6 章	国家及地方对数据中心建设相关政策走向、电价优惠及设计标准	199
6.1	国家及地方对数据中心建设相关政策走向、电价优惠	199
6.1.1	2017~2018 年国家相关部门发布的有关数据中心建设及管理相关政策、规范等部分内容介绍	199
6.1.2	地方相关政策	201
6.1.3	2017~2018 年部分地区有关电价等相关优惠政策	205
6.2	设计标准	206
6.2.1	概述	206
6.2.2	空调系统可靠性的要求	206
6.2.3	机房设计温湿度要求	207
6.2.4	机房空调系统的技术要求	208
6.2.5	机房洁净度要求	209
6.2.6	小结	209
第 7 章	国外数据中心情况介绍	211
7.1	芬兰数据中心发展现状	211
7.1.1	概述	211
7.1.2	经济因素	211
7.1.3	地理因素	212
7.1.4	气候条件	212
7.1.5	节能技术	213
7.1.6	余热利用及商业模式	214
7.1.7	典型数据中心能源技术及商业模式案例	215

7.1.8 芬兰数据中心发展趋势	218
7.2 国际数据中心蒸发冷却技术发展现状	218
7.2.1 风侧蒸发冷却技术	218
7.2.2 水侧蒸发冷却技术	223
本章参考文献	225

第 1 章 数据中心及数据中心冷却概况

本章通过分析全国数据中心在建及在用项目的整体情况，概括出我国数据中心现状的基本情况，整理出 2017 年以来数据中心建设规模的变化，包括项目总量、机架规模、能耗状况等变化趋势，分析了近些年数据中心在建、在用项目的发展趋势，尤其是冷却系统在数据中心整体能耗中的占比及变化趋势，更应引起广泛关注。为进一步了解我国数据中心的基本情况，本章特别介绍了在上海地区对 20 个在用数据中心能耗监测数据的过程及分析结果，意在说明数据中心能耗的实际状况。本次数据中心 PUE 测评选取了上海市 20 家拥有超过 500 个机架的数据中心作为测评对象，通过发放问卷、能耗测试、数据分析等方式，测评了各数据中心的用能情况，得出了一些具有影响力的结论。现有的 PUE 计算方法不统一致使测试得到的 PUE 与项目设计计算的 PUE 存在一定的偏差，且 PUE 指标无法直观地反映出数据中心冷却系统的能效。因此，有必要提出针对数据中心冷却系统能效的评价指标。为此，经过与业界各方专家商讨，针对数据中心能耗工程实例，尤其是冷却系统降低能耗在数据中心整体项目中的重要性，本书于本章特别提出数据中心空调系统能效可以用“数据中心冷却系统综合 COP”来表征的观点，即整个数据中心冷却系统提供的冷（热）量与其消耗的能量之比。在数据中心中，冷却系统的作用主要是带走数据中心内部的发热量，而这些发热量绝大部分来自 IT 设备，IT 设备消耗的电力最终绝大部分转换成热量散发到房间中。因此，可以用数据中心冷却系统综合 COP 作为评估数据中心冷却系统性能的指标，或用作调整现有数据中心的运行设定点，以实现热效率和容量利用率之间的最佳匹配。此外，针对在用数据中心的实际运行状况，我国有大量数据中心需要进行节能改造，本章节也特别概括了既有项目节能改造的现状，以及节能改造过程中存在的问题及未来的发展趋势。

1.1 2017 年我国数据中心发展现状

随着 5G 移动通信、互联网、云计算、大数据等应用的快速发展，人们生活生产方式发生剧变，导致全球数据爆发式增长，推动了数据中心产业的飞速发展。如今，数据中心已经成为当今全球经济发展的基石，在个人和商业信息的移动、存储和分析中扮演着重要角色，对人民生活、商业等经济发展、社会国家发展都产生了重大影响与意义。

1.1.1 我国数据中心新建数量及态势分析

2016 年全球数据中心市场规模达到 451.9 亿美元（包括数据资源建设、大数据软硬件产品的开发、销售和租赁活动，以及相关信息技术服务的费用），增速 17.5%，在 2017 年已达到 534.7 亿美元。目前，欧美国家仍占据了全球 IDC 市场规模的 50% 以上，但随着亚太地区在全球网民所在比例不断提升，对 IDC 业务量需求激增，行业资源逐步向亚

太地区倾斜，亚太地区的数据中心发展迅速，尤以中国、印度和新加坡增长最快。据相关数据显示，目前我国数据中心产业处于高速发展中，2017年一年，经政府政策强劲引导，游戏、视频等新兴互联网应用发展飞速，我国大数据在政策、技术、产业、应用等多个方面继续保持高速发展。中国信息通信研究院结合对大数据相关企业的调研，估算了2017年我国大数据产业规模为4700亿元，同比增长30%。从总体来看，我国大数据产业目前仍处于蓬勃发展阶段，中国数据中心市场正迎来一个空前开放、繁荣蓬勃的历史性发展机遇。

根据笔者不完全统计的94个2017年我国在建和投入在用的主流数据中心，从不同角度分析2017年我国数据中心发展现状。从数据中心的全国分布情况来看，我国主流数据中心有2/5都集中在北京、上海、广州、苏州等地，经济发达的地区是数据中心最为集中的地方。宁夏、陕西、四川等内陆一些省份凭借其电力资源丰富、电价地价较低、气温较低、自然冷源较多等难以比拟的优势，可有效降低企业运营成本，逐渐在数据中心区域迁移中崭露头角。

进一步深入分析数据中心的机架数在不同区域的分布情况，根据每个机架大约2.5kW，2017年我国新建和投入使用的数据中心具体分布情况见表1.1-1。从表中可以看出，广东、江苏、上海地区2017年在新建和新投入在用的数据中心机架规模均超过4万架，数据中心需求量较大。贵州、云南、陕西、宁夏等西部地区，湖北、河北、安徽等中部地区，内蒙古等北部地区，因其可用数据中心资源丰富，规模较大，承接来自周边一二线城市数据中心的缺口与溢涨。

2017年我国新建和投入使用的数据中心具体分布

表 1.1-1

区域	2017年在建与投入在用的 机架数(万个)	2017年在建与投入在用的 功率(万kW)
广东	6.59	16.48
江苏	5.17	12.91
上海	3.95	9.88
贵州	3.35	8.38
河北	2.95	7.38
云南	2.92	7.30
湖北	2.81	7.02
陕西	2.56	6.41
宁夏	2.30	5.75
内蒙古	2.29	5.72
北京	1.79	4.48
四川	1.78	4.44
安徽	1.40	3.50
山东	1.35	3.38
黑龙江	1.25	3.14
河南	1.03	2.58

续表

区域	2017 年在建与投入在用的 机架数 (万个)	2017 年在建与投入在用的 功率 (万 kW)
湖南	1.00	2.50
甘肃	0.78	1.95
山西	0.63	1.56
海南	0.50	1.25
福建	0.46	1.15
重庆	0.45	1.13
浙江	0.40	1.00
新疆	0.30	0.75
天津	0.15	0.38

数据中心的运营商主要包括三大基础运营商和第三方 IDC 运营商。第三方 IDC 运营商主要包括自有机房和租用机房的第三方 IDC 服务商。第三方数据中心运营商以民营为主,具有较强的实力和超前的市场意识。除了专业的 IDC 服务商,目前百度、阿里等国内互联网企业也把触角延伸到云数据中心这块未来的蛋糕。在统计的 94 个样本中,三大运营商占据了主流机房的 45%,第三方数据中心运营商占据主流机房的 55%。

但据相关数据统计,三大运营商仍占我国数据中心市场的主要份额。从三大运营商的实际运营情况可以看出,三大运营商凭借自身拥有大量的基础设施资源,在骨干网络带宽和国际互联网出口带宽方面具有明显优势,使其数据中心市场占据主要地位。我国宽带用户、互联网用户的增加,拉动我国数据中心需求的快速增长。

如图 1.1-1 分别为三大运营商 2017 年在宽带市场用户和 4G 用户数所占的份额。由此可见,在 2017 年中国移动的 4G 运营用户数量约为中国电信/中国联通的 3.5 倍,而在固网宽带领域,中国电信处于领先地位,联通稍显落后。

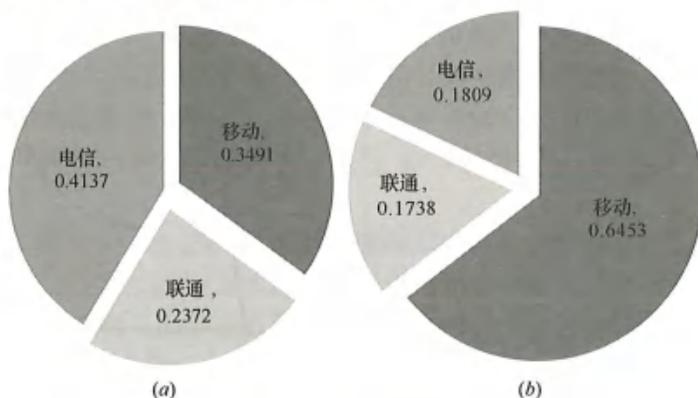


图 1.1-1 三大运营商 2017 年宽带和 4G 用户市场份额
(a) 2017 年宽带市场用户份额; (b) 2017 年 4G 用户数份额

数据中心已经成为互联网业务发展的重要支撑,中国电信、中国联通和移动是数据中心建设的主力军。中国电信目前设有 400 多个数据中心,配套 17 万个机架,钻石级星级

达到 13 个，星级的有 61 个，总出口带宽达到 80 亿，数据中心部署覆盖全国，运营商市场份额达到 70%。中国联通不甘落后，建设超大型数据中心似乎力度更猛。据了解，中国联通已经规划布局超大型的云数据中心 12 个，覆盖了 196 个地市，335 个地市数据中心，总面积超过 200 万 m²，总机架超过 32 万架，出口带宽 60T，建设覆盖了全国 31 个省份的云计算资源，拥有超过了 25 万核的 VCPU，20PB 存储，总带宽超过 240G，并具备 SDN/NFV 智能网络架构和辐射全国的云计算服务能力。中国移动已建成 9 个超大型数据中心。

中国移动 2015 年、2016 年每年增加 2 亿多 4G 用户，在 2017 年增长 1 亿多 4G 用户，目前 4G 用户规模已经达到了 6.49 亿，中国联通和中国电信合起来也难望其项背。虽然中国电信与联通的 4G 用户数无法达到中国移动的水平，但中国联通和中国电信的 4G 用户份额不断增长，而中国移动的 4G 用户份额在以每年 5% 的速率下跌。在 2015 年前中国移动从未涉足固网宽带领域，在获得固网牌照后，于 2016 年 2 月开始大举进军有线宽带业务。2016 年中国移动的固网宽带用户数就超过了中国联通，2017 年与中国联通拉开距离，同时与中国电信宽带用户规模的距离不断拉近。由于中国移动的冲击，中国电信和中国联通的宽带市场用户份额这几年在不断降低，但相对而言，中国联通面临的局面要更严峻一些。

欧美商业化数据中心主要集中在中心城市，第三方服务商占主流。而在我国，三大运营商是数据中心市场份额的主力军。虽然我国第三方 IDC 服务商略显弱势，但这几年随着数据中心的快速发展，大规模数据中心逐渐增多，功率密度也随之增加。同时，基于互联网、云计算等概念的逐渐深入，各行业都在关注数据中心的发展，而且越来越多的资本投入到数据中心市场中。数据需求增长带动数据中心集中化，第三方 IDC 服务商在数据中心市场的比重日益提高。百度、阿里、腾讯等大型互联网企业开始与第三方数据中心服务商共同完成数据中心的规划与设计，采用自建或定制化模式进行数据中心及相关 IT 设备的部署。对于第三方数据中心而言，互联网企业仍然是规模最大的客户。大型互联网企业中，腾讯和百度的超大型数据中心主要集中在国内，而阿里巴巴的数据中心建设已经拓展至美国、新加坡、日本和阿拉伯联合酋长国。

2016 年互联网行业是 IDC 服务的主要客户群体，占比是 55.9%，其中移动互联网占比最大，为 21.4%；另外，网络游戏与视频直播比重有所提高。2017 年互联网行业继续保持 IDC 服务的主要客户群体。2017 年随着抖音、火山等小视频软件的兴起，视频行业客户显著提高，占比最大，达到 20.1%；另外，传统行业较 2016 年同期相比，占比有所增长，达 17.4%。

根据中国信息通信研究院 2017 年大数据产业地图的统计，为金融、政务、电商三个行业提供大数据产品和解决方案的企业最多，分别占比 63%、57%、47%。大数据已成为大国博弈的另一种战略资源，政务对数据的需求日益提高。政府愈加重视对大数据投资：一方面预计公检法将进一步加大数据安全、数据监控方面的投入，增强数据搜集分析能力；另一方面政府、企业对大数据自主可控要求会进一步上升，政府自建 IDC 需求预计进一步增强。

1.1.2 我国数据中心新建规模

根据数据显示，随着互联网、云计算和大数据产业的加速发展，我国数据中心处于高

速发展阶段，数据中心产业呈现出向规模化、集中化、绿色化、布局合理化发展的趋势。面对与日俱增的数据中心规模，2013年工业和信息化部、国家发展改革委、国土资源部、电监会、能源局共同出台了“十二五”《关于数据中心建设布局的指导意见》（简称《意见》），将数据中心大小规模划分为超大型、大型、中小型三个类别，来促进我国数据中心合理布局、健康发展。

《意见》中按照标准机架数量和功率对数据中心规模的分类（此处标准机架为换算单位，以功率为2.5kW为一个标准机架）如表1.1-2所示，《意见》将标准机架数量转化为标准机架功率作为判断数据中心规模的标准，总机架功率小于7500kW的数据中心被称为中小型数据中心，机架功率处于7500kW与25000kW的数据中心分类为大型数据中心，机架功率大于或等于25000kW的数据中心被分为超大型数据中心。

按照标准机架数量和机架功率对数据中心规模的分类 表 1.1-2

类别/条件	超大型	大型	中小型
标准机架数量	≥10000	3000~10000	<3000
标准机架功率 (kW)	≥25000	7500~25000	<7500

如表1.1-3所示，据不完全统计的94个主流机房中，中小型数据中心占主要地位，约占50%，2017年在建和在用的大型、超大型规模的数据中心数量超半，数量也很可观。中小型分布广泛，一线城市、内陆省市均有部署，主要重点考虑市场需求、能源供给等要素，依市场需求灵活部署。大型、超大型规模的数据中心城市在内陆、北方等地区的分布比重增强，应该是重点考虑这些地区有较好的气候环境、能源供给等要素。在建的数据中心规模逐渐增大，机架数提高，同时在建的超大型数据中心的数量占比进一步提高。

2017年在用和在建的我国主流数据中心概况 表 1.1-3

规模分类		新投入在用	在建
数据中心个数 (万个)	超大型	7	8
	大型	20	13
	中小型	44	2
	总计	71	23
标准机架规模 (万个)	超大型	11.08	15.2
	大型	9.7	6.4
	中小型	5.9	0.2
	总计	26.68	21.8

目前数据中心由普通服务器机房向超大规模数据中心演进。随着云计算的集中化趋势扩大，2017年超大规模数据中心新增90个，截至2017年年底，超大型数据中心的全球总量已增加到390家。这些超大型数据中心绝大部分（占比44%）建设于美国；中国位居第二，日本和英国位居第三，占比分别为8%、6%和6%；澳大利亚、德国紧随其后，占比5%。按照目前全球各行业对数据中心的需求和其发展速度，全球超大型数据中心的数量将继续保持增加，有望到2019年年底突破500个。

目前我国大型数据中心建设现状有如下特点：（1）大型数据中心建设基本都集中于北

京、上海、广州等一线城市或者浙江、福建、江苏等经济发达地区。(2) 数据中心市场仍是三大运营商占主要份额, 但第三方数据中心服务商发展势头提升。(3) 内蒙古、甘肃、陕西等经济稍欠发达地区, 由于政策引导、成本因素、环境原因等, 吸引了不少运营商来建设数据中心。数据中心的建设与使用有效改善了当地的网络发展水平, 为当地人们带来了极大的便利, 极大地带动了当地经济的发展。

1.1.3 我国数据中心市场发展现状

随着 5G、物联网、人工智能等计算科学技术演进与迭代, 人们上网需求量将呈现高速增长, 全球数据量剧增, 由此催生的新兴技术对数据中心的需求量也将进一步扩大, 全球数据中心产业市场需求随之拉升。

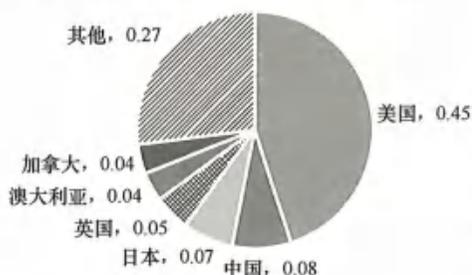


图 1.1-2 2016 年大规模数据中心服务商全球数据中心分布

2015 年全球共建有 259 个超大型数据中心, 其中将近 70% 的数据中心分布在欧美, 29% 在亚太。图 1.1-2 为 2016 年大规模数据中心服务商全球数据中心分布情况。到 2016 年 12 月, 全球超大规模数据中心数量已近 300 个, 45% 超大型数据中心分布在美国, 中国仅占 8% 的份额, 日本、英国、澳大利亚、加拿大等的份额在 4%~7% 之间。根据相关机构预测, 到 2020 年, 亚太地区超大规模数据中心占比将由 29% 上升到 33%, 北美将由 51% 下

降到 43%。但从存量和区域维度看来, 北美市场规模仍最大, 以中国、印度及东南亚国家为代表的亚太地区的数据中心市场增长最为显著。

数据中心的市场规模主要包括两种业务: 基础业务和增值业务。基础业务包括主机托管、宽带出租、IP 地址出租、服务器出租和虚拟主机出租等; 增值业务包括数据备份、负载均衡、设备检测、远程维护、代理维护、系统集成、异地容灾、安全系统和逆向 DNS 等。

图 1.1-3 为 2009~2017 年全球数据中心的规模趋势。从图中可以看出, 数据中心市场规模一直呈现增长趋势, 但在 2012 年、2013 年受到欧债危机的影响, 市场规模增速放缓, 出现明显下降。2013 年市场规模的增长率仅为 11.4%, 为 2009~2017 年来的历



图 1.1-3 2009~2017 年全球数据中心市场规模 (亿美元)

年最低增长率。2014年全球经济复苏,同时伴随着5G、物联网、人工智能等计算科学技术的更新与进步,人们对网络的需求快速增加,数据量暴涨,全球对数据中心的需求量增长。数据中心市场规模的增长率逐步提高,但增速放缓。2016年全球数据中心整体市场规模达到451.9亿美元,增速为17.5%。2017年全球数据中心市场规模达到534.7亿美元,增长率达到18.3%,提高了0.8个百分点。移动互联网、视频、网络游戏、物联网、AI等持续驱动,对数据中心基础设施的需求就将继续存在,预计未来全球数据中心市场规模将持续上升。

在新常态下,我国提出“互联网+”和“中国制造2025”等战略,推动传统行业、电子商务和移动互联网等行业保持稳定增长,这些领域的客户需求增长拉动了我国数据中心市场的发展。2017年,国家层面出台多项数据中心相关政策,正确引导数据中心行业稳定健康发展。图1.1-4给出了2009~2017年我国数据中心市场规模的增长趋势。2017年我国数据中心市场继续保持稳定增长,市场总规模为946.1亿元,同比增长32.4%,较2016年714.5亿元的市场规模,提高了230多亿元的规模,增速放缓5.4个百分点。从图1.1-4可以看出,2011年我国数据中心市场进入一个快速增长的阶段,虽受全球经济的影响,2012年、2013年我国数据中心市场规模增长缓慢,增速下跌,2014年增长率提高,2015年增速开始呈现缓慢降低趋势。但整体上,数据中心市场规模的绝对值仍然继续保持增长。我国数据中心市场目前处于一个高速发展的阶段,2018年我国启动了“网络强国建设三年行动”,主要围绕城市和农村宽带提速、5G网络部署、下一代互联网部署等领域,加大网络基础设施建设力度。更全面的网络覆盖和更低的网络延时将进一步提升网民的用户体验,为数据中心市场的发展带来新的业务增长点,预计2018年市场规模能超过1000亿元。

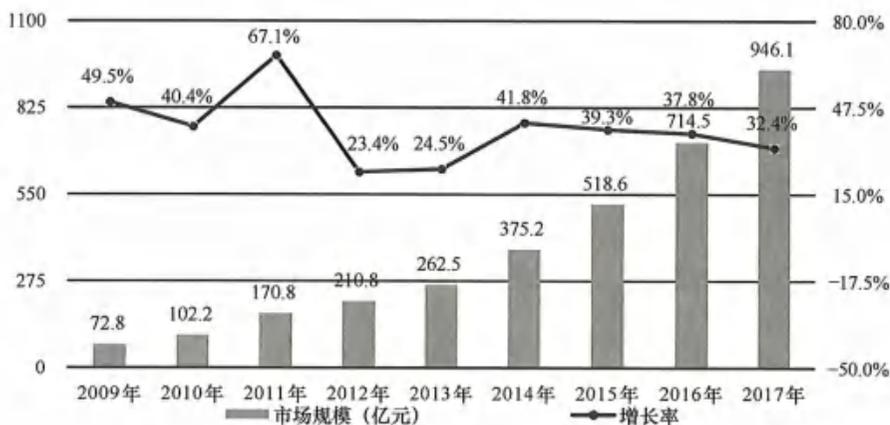


图 1.1-4 2009~2017 年中国数据中心市场规模 (亿元)

1.1.4 我国大规模数据中心区域分布情况

我国大部分数据中心主要建在渤海湾、长三角、珠三角、京津冀等地区,这些地区经济、科技发达,因此数据中心需求量大,但由于这些地区自然资源较为紧缺、电负荷高、城市热岛效应严重。增长过快的数据中心需求无疑加重了这些地区的供电压力,提高了运

营成本，影响城市的建设与发展。因此，2013 年政府发布《关于数据中心建设布局的指导意见》，鼓励数据中心向西部和能源富裕的地区发展。

由图 1.1-5 可以看出目前我国大规模数据中心的区域分布情况。从分布区域可以看出，虽然目前大规模数据中心仍然主要分布在以北、上、广、深等一线城市，规模达 40%，但从图中不难发现，内蒙古、贵州、黑龙江等内陆省市大数据规模得到发展。北、上、广等一线城市因其信息化发展水平较高，市场有足够的信息需求度和资源就绪度，对数据中心需求最旺盛，成为数据中心区域市场的引领者。内陆省市虽经济水平低于经济发达地区、信息化发展水平较低，但国家鼓励数据中心往电力充沛的地区发展，同时这些地区也根据自身的建设发展需求，采取招商引资、政策激励、人才引进等措施，吸引国内外大型互联网企业陆续入驻，从而推动当地产业与经济的发展。政府政策引导、自然环境因素、成本问题等因素，使得大规模数据中心分布向着信息化发展水平较低的区域内加速落地。但总体而言，目前大规模数据中心的发展速度较快，我国数据中心产业稳健发展。

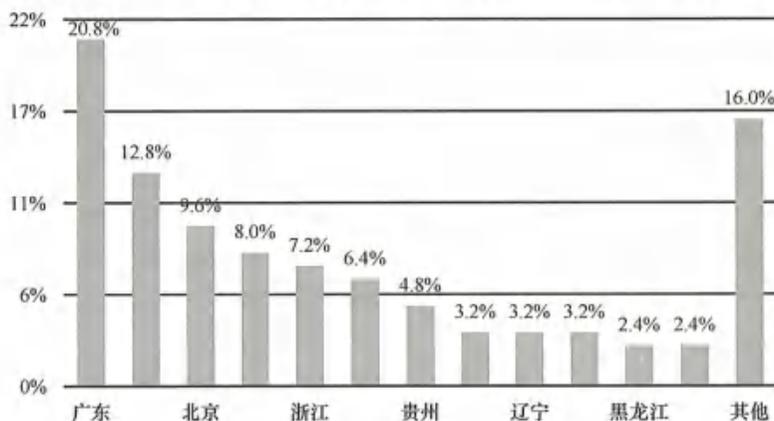


图 1.1-5 2017 年中国大规模数据中心的区域分布情况

西北地区近几年来成为各大运营商、互联网等数据中心的重点开发之处。当地政府把推动大数据与实体经济深度融合，大力鼓励发展数据产业，开展大数据战略行动。截至 2017 年为止，已有电信、移动、联通三大运营商和华为、腾讯、阿里巴巴等很多有行业影响力的公司，在新疆、陕西、宁夏等西北地区投资建设了一批数据中心。以宁夏中卫为例，其作为一个典型的西北小城市，在大型数据中心的全国部署版图中格外显眼。2015 年美国亚马逊旗下云计算公司 AWS 作为全球最大的云计算厂商，与中国云服务提供商宁夏西云数据科技有限公司展开战略技术合作，将亚马逊全球第十个数据中心布置在宁夏中卫市。此后，微软、阿里巴巴等一众互联网公司均在中卫市建立数据中心。

宁夏中卫纬度较高，自然气候独特，拥有众多的清洁能源。气候干旱，日照天数多，太阳能得以规模化应用。同时中卫建有百万千瓦风力基地。图 1.1-6 是宁夏中卫的风力发电厂与太阳能电厂，规模庞大。中卫是宁夏西电东输的重要传输通道，电力资源丰富稳定，电网结构坚强，供电可靠程度高，能为数据中心建设提供稳定的电力保障。中卫地处腾格里沙漠边缘，空气干燥且大气环境优良，常年平均温度在 8℃ 左右。黄河流经整个城市，水资源丰富。中卫地形平坦，后备土地资源充足，地价、人工成本低廉。数据中心占地面积大，耗电量大，机器服务器运行产生大量废热会影响数据中心的正常运作。新建的

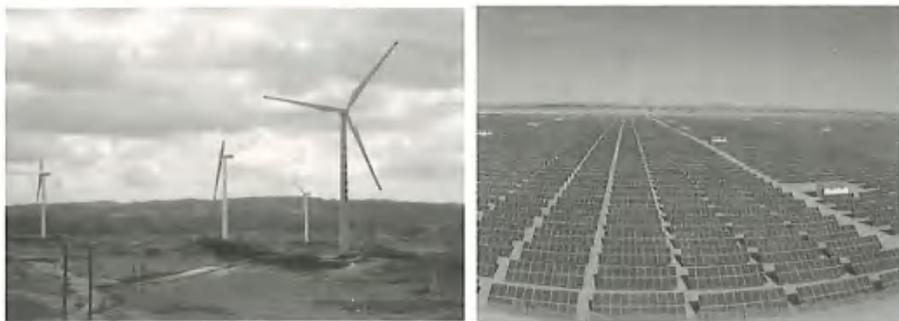


图 1.1-6 宁夏中卫的风力发电厂与太阳能电厂

数据中心在全年绝大部分时间里，利用中卫当地的自然资源，采用自然冷却方式，同时也大大降低了电力消耗，能源效率（PUE）可达 1.1，属于国际领先水平，较北京、上海的数据中心节省运营成本 50% 以上。

虽数据中心逐步由北、上、广等经济发达地区往电价、地价更为便宜的西北等城市发展迁移是目前我国数据中心区域分布的发展趋势，但其中仍存在一些问题：

(1) 科技人才缺乏。西部地区的互联网等高新技术产业不发达，相关的高新技术人才欠缺。西部地区经济较欠发达，基础教育较落后，高校资源不足，难以吸引中高层的技术和管理人才以及基础维护的技术人员。

(2) 偏远地区的网络资源问题。数据中心由规模庞大的存储服务器和通信设备组成，用于在线存储企业的海量数据，需要高速可靠的内外部网络环境。目前数据中心西移过程中不得不面临网络的宽带、网速、稳定性还跟不上的问题，这严重限制较多的数据中心客户的入住。

(3) 增加用户的网络成本。数据中心需要足够的网络资源和传输网速，但是网络资源是需要成本的，要实现在多个数据中心之间的信息传输，选用 2.5~10G 的宽带，跨省一年的运营成本需要数百万至上千万。

1.1.5 我国数据中心的冷却系统概况

对数据中心和网络机房建设有重要影响的是制冷系统。随着数据中心相关技术的快速发展，机房服务器的集中配置连同服务器和存储器系统发生改变，其功率密度和热量密度的快速增长，数据中心产生热量随之激增，因此，对数据中心的制冷系统提出了更高的要求。

数据中心冷负荷较大，一旦制冷系统出现故障，无法及时消除 IT 设备的热量，那机房温度将很快超过设定的极限环境温度，从而可能会导致宕机或者 IT 设备损坏，这就要求数据中心有稳定可靠的空调制冷系统。数据中心制冷系统的设计要求：(1) 采用温湿度独立控制空调系统；(2) 避免制冷系统的单点故障；(3) 确保系统 24h 不间断供冷；(4) 提供在线维护的技术；(5) 制冷机按 $N+1$ 设置备用，同时蓄冷罐作为应急备用冷源，保证系统断电时不间断供冷。

数据中心空调冷却系统种类有多种，应根据不同的需求选择最合适的空调冷却形式。目前大部分数据中心广泛采用的冷却系统主要是风冷空调系统和水冷空调系统。

根据笔者不完全统计的新投入在用的主流数据中心中，48%的数据中心采用风冷系统，52%的数据中心采用水冷系统。通过分析数据中心的规模、分布区域、冷却系统等发现，数据中心的规模越大，采用冷水系统制冷的越多。中小型的数据中心较多采用风冷系统制冷。同时，数据中心采用何种冷却系统还与其分布地区有一定关联，分布地区的环境、自然资源、当地政策等都对制冷系统的选择有一定影响。北京、上海、广东、江苏等经济发达地区，人口密集度高，但自然资源有限，较多情况下采用水冷系统，即使数据中心较小，但仍有较大比例采用水冷系统。而宁夏、内蒙古等地方，虽地处偏远，但拥有良好的环境与资源，幅员辽阔，地势平坦，有丰富的风、水、太阳等资源，数据中心规模较大，数据中心采用风冷还是水冷制冷系统视具体情况而定，且尽可能利用自然资源进行冷却散热。

目前除了传统冷却技术，还有一些新的冷却方式应用到数据中心，比如：间接蒸发制冷系统、干式冷却器使用泵送制冷剂。这些新的制冷设计能够显著减少能源及水资源消耗，但由于成本问题并没有应用到大部分数据中心。和传统冷却方式相比，新制冷系统需要额外投入50%~100%的成本。总的来说，目前我国处于电力及水资源较为廉价的阶段，即使将来会出现资源消耗价格低廉的情况，成本高昂的制冷系统的投资回报率也可能需要很多年才可以实现。

1.2 我国数据中心能耗情况

1.2.1 我国数据中心能耗现状简介

在IT设备使用量及服务器密度不断与日俱增的情况下，高效节能的数据中心成为未来发展的主要趋势，各企业无不在降低耗能及增加空间容量使用上做出努力。依据《“十三五”国家信息化规划》，到2018年，新建大型云计算数据中心PUE值不高于1.5，到2020年，信息通信网络全面应用节能减排技术，高能耗老旧通信设备基本淘汰；电信基础设施共建共享全面推进；通信业能耗基本可比国际先进水平，实现单位电信业务总量综合能耗较2015年底下降10%；新建大型、超大型数据中心的能耗效率（PUE）值达到1.4以下。

数据中心的能源消耗主要来自电源及空调系统、服务器及其他支持IT负载及数据中心运作的各项设备。目前数据中心能耗大致构成为：通信网络设备产生的能耗约占数据中心总能耗的45%；供配电系统能耗占比约为10%，照明及其他辅助设备能耗占比约为5%；相比于通信网络设备，空调系统是数据中心高能耗的重要来源之一，其能耗占比为数据中心总能耗的40%左右。这说明空调系统仍然是数据中心提高能源效率的重要环节。

数据中心的发展之迅速和能源消耗之巨大引起了数据中心行业乃至国家和世界能源类相关组织和机构的高度重视，据不完全统计，截至2017年，全球各地约有800万个数据中心正在处理数据负载。这些数据中心消耗了4162亿kWh的电力，这相当于全球总用电量的2%，预计到2024年将高达全球用电量的5%。图1.2-1为2014~2017年全国数据中心耗电量。按工业信息化的数据，2014年我国数据中心年耗电量占全国总用电量的

1.5%，约为829亿kWh，2015年我国数据中心电力消耗达到1000亿kWh，堪比三峡水电站的年发电总量。中国数据中心节能技术委员会数据显示，2016年我国数据中心总耗电量超过1108亿kWh，占全国量的2%左右，和农业的总耗电量相当。2017年达到1200亿~1300亿kWh，这个数字超过了三峡大坝2017年全年发电量（976.05亿kWh）和葛洲坝电厂发电量（2017年葛洲坝电厂发电量190.5亿kWh）之和。



图 1.2-1 2014~2017 年全国数据中心耗电量分析

随着绿色数据中心概念的提出和相关技术的提高，我国数据中心能效水平总体提升，优秀绿色数据中心案例不断涌现。截至2017年年底，受上架率影响，全国在用超大型数据中心平均运行PUE为1.63；大型数据中心平均为1.54，最优水平达到1.2左右。2017年在建超大型、大型数据中心平均设计PUE分别为1.41、1.48，预计未来几年仍将进一步降低。从绿色技术来看，国内数据中心不断创新绿色节能新应用，多个数据中心获得TGG（绿色网格）与开放数据中心委员会联合认证的5A级绿色数据中心。如2015年，百度计算（阳泉）中心采用整机柜服务器、高压直流+市电直供、机器学习控制系统、高温服务器等技术，实现年均PUE=1.23；2016年，阿里巴巴千岛湖数据中心采用湖水自然冷却系统、太阳能电池板、高压直流等技术，达到年均设计PUE=1.28；2017年，腾讯青浦三联数据中心采用天然气三联供、离心变频冷机、磁悬浮冷机等技术，实现年均PUE=1.31；2018年阿里巴巴/张北云联数据中心采用无架空地板弥散送风、全自动化BA系统实现自然冷源最大化等技术，实现年均PUE=1.23。

1.2.2 上海市部分数据中心PUE测试分析

1.2.2.1 测评工作内容

为进一步了解我国数据中心的基本情况，本次数据中心PUE测评选取了上海市20家拥有超过500个机架的数据中心作为测评对象，通过发放问卷、能耗测试、数据分析等方式，测评了各数据中心的用能情况。图1.2-2和图1.2-3为数据中心现场踏勘情况。

表1.2-1为20个数据中心的名单及信息汇总表。其中，有8个数据中心为2005~2009年竣工投入使用，有10个数据中心为2010~2014年竣工投入使用，有2个数据中心为2015年后竣工投入使用。

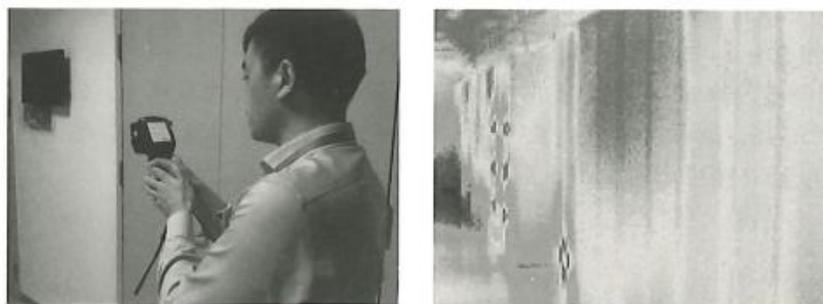


图 1.2-2 对数据中心现场踏勘中采用红外摄像



图 1.2-3 数据中心现场踏勘中查看数据和检查现场

20 个数据中心的名单及信息汇总表

表 1.2-1

编号	数据中心名称	设计机架数 (个)	竣工年份 (年)
1	数据中心 1	500	2008 年
2	数据中心 2	2000	2006 年
3	数据中心 3	1412	2012 年
4	数据中心 4	1400	2008 年
5	数据中心 5	1700	2008 年
6	数据中心 6	570	2013 年
7	数据中心 7	3280	2007 年
8	数据中心 8	1995	2014 年
9	数据中心 9	628	2006 年
10	数据中心 10	526	2009 年
11	数据中心 11	620	2012 年
12	数据中心 12	717	2008 年
13	数据中心 13	795	2014 年
14	数据中心 14	3181	2015 年

续表

编号	数据中心名称	设计机架数(个)	竣工年份(年)
15	数据中心 15	1366	2013年
16	数据中心 16	1412	2012年
17	数据中心 17	2150	2015年
18	数据中心 18	2993	2011年
19	数据中心 19	1179	2011年
20	数据中心 20	1704	2012年

如图 1.2-4 (a) 所示, 有 7 个数据中心的设计机架数在 500~1000 个, 有 8 个数据中心的设计机架数在 1000~2000 个, 有 5 个数据中心的设计机架数在 2000 个以上。如图 1.2-4 (b) 所示, 有 3 个数据中心为金融业数据中心, 有 11 个数据中心为通信行业所建数据中心, 有 6 个数据中心为专门的 IDC 运营商的数据中心。

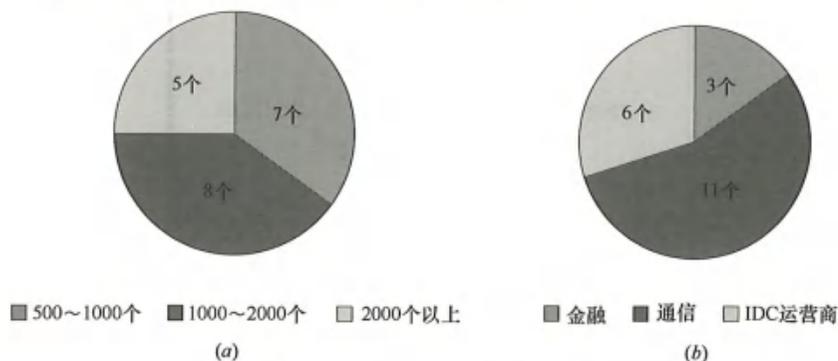


图 1.2-4 20 个数据中心的基本情况分析
(a) 数据中心机架数量分布; (b) 数据中心类型

1.2.2.2 测评依据

图 1.2-5 为本次测评工作依托的国家标准。根据 GB/T 32910.3—2016 的要求, 数据中心能耗的测量方法是指运用统一的方法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 1.2-6 为国家标准中规定的数据中心 PUE 测点分布。

在此次测评的数据中心中, 全部是以电能为数据中心主供能源, 因此, 参考 GB/T 32910.3—2016 中的定义, 采用以下 PUE 计算公式:

$$PUE = P_{\text{Total}} / P_{\text{IT}}$$

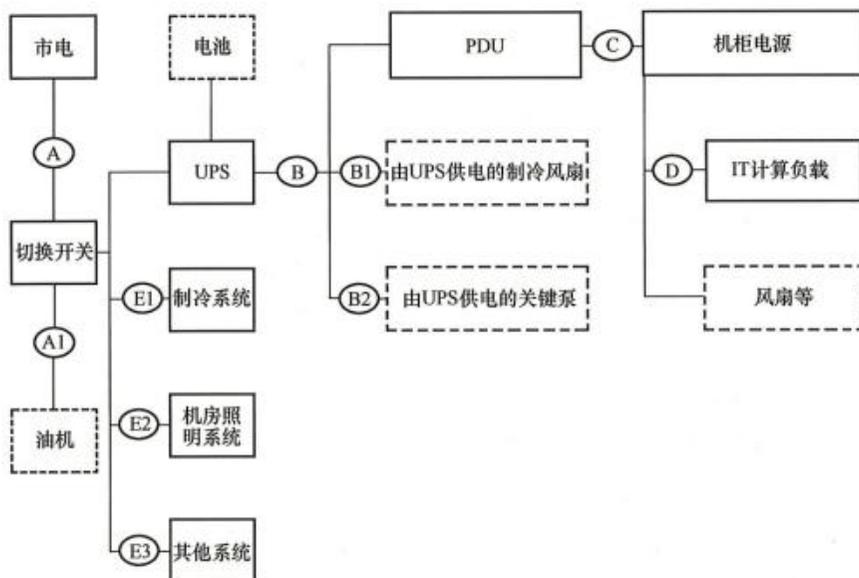
式中 P_{Total} ——数据中心总电能消耗, kWh;

P_{IT} ——数据中心信息设备电能消耗, kWh。

其中数据中冷却系统能耗是数据中心除 IT 设备能耗外最大的能耗, 也是影响 PUE 的最重要因素, 由于存在数据中心制冷能耗季节性波动, 因此 PUE 统计以一年为一个标准周期。



图 1.2-5 测评工作依托的国家标准



注: 图中的“其他系统”能耗主要指室外照明, 办公区能耗。

图 1.2-6 国家标准中规定的 PUE 测量点分布

1.2.2.3 测评结果汇总

通过对 20 个数据中心的测评工作, 结合每个数据中心的基本情况、用能现状、用能设备情况、负载率、机架使用情况、配电系统使用情况、空调系统运行情况、机房内环境等, 测算了每个数据中心的 *PUE* 现状, 并结合数据中心的实际情况进行分析, 如表 1.2-2 所示。

数据中心测评结论的年能耗和 *PUE* 数据清单

表 1.2-2

编号	数据中心名称	年总用电 (万 kWh)	年 IT 用电 (万 kWh)	<i>PUE</i>
1	数据中心 1	480	249	1.93
2	数据中心 2	4494	2609	1.72
3	数据中心 3	1497	904	1.66
4	数据中心 4	2355	1258	1.87
5	数据中心 5	1432	836	1.71
6	数据中心 6	870	419	2.08
7	数据中心 7	4672	2047	2.28
8	数据中心 8	3898	2311	1.69
9	数据中心 9	928	482	1.93
10	数据中心 10	974	451	2.16
11	数据中心 11	649	211	3.08
12	数据中心 12	987	323	3.06
13	数据中心 13	1690	904	1.87
14	数据中心 14	5526	3461	1.60
15	数据中心 15	1829	625	2.93
16	数据中心 16	1893	1102	1.72
17	数据中心 17	4952	3541	1.40
18	数据中心 18	5601	3369	1.66
19	数据中心 19	5481	3390	1.62
20	数据中心 20	5997	3978	1.51

1.2.2.4 测评结果分析

1. 测评的 20 个数据中心 *PUE* 平均值为 1.97

通过对 20 个数据中心的测评结果分析, 从图 1.2-7 可以看出, 除了极个别数据中心外, 大部分数据中心的 *PUE* 值分布在 1.6~2.3 范围内。只有 1 个数据中心的 *PUE* 低于 1.5, 9 个数据中心的 *PUE* 在 1.5~1.8 之间, 剩余 10 个数据中心 *PUE* 均高于 1.8。20 个数据中心的平均 *PUE* 为 1.97。

单从此数据来看, 这 20 个数据中心的 *PUE* 值大部分都较高, 有较大的提升空间。

2. 测评的 20 个数据中心的 *PUE* 中位数为 1.8

图 1.2-8 中反映出 20 个数据中心的 *PUE* 整体水平在 1.8 左右, 其中 25% 的数据中心的 *PUE* 值高于 2.12, 25% 的数据中心的 *PUE* 值低于 1.66。

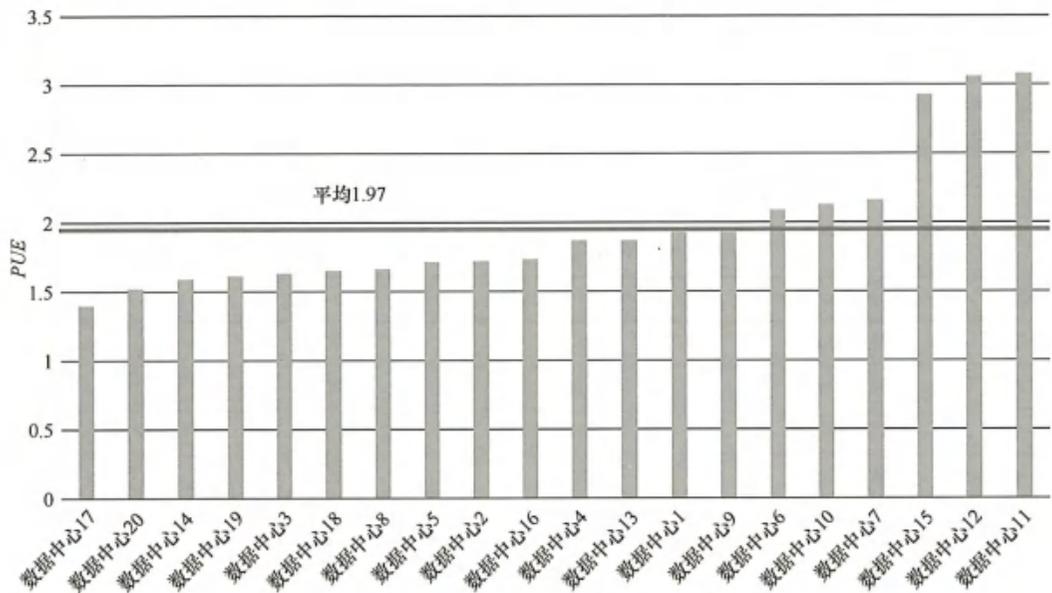


图 1.2-7 PUE 柱状图及平均 PUE

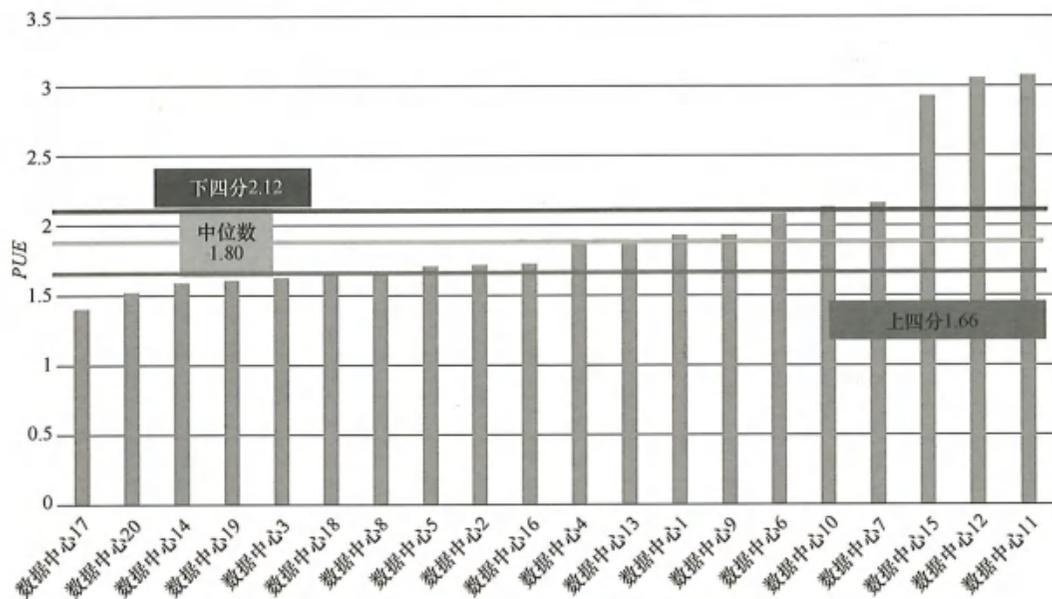


图 1.2-8 PUE 柱状图及上下四分位数

3. 不同行业的数据中心的 PUE 分布不同

图 1.2-9 为数据中心 PUE 与行业之间的关系。其中，数据中心 1、2、15 为金融行业，数据中心 3、4、5、16、17、18 为 IDC 运营商自有数据中心，其余为通信行业数据中心。金融行业数据中心的 PUE 高于其他行业，平均 PUE 在 2.19 左右，而 IDC 运营商自有数据中心的 PUE 相对较低，平均在 1.67 左右，虽然通信行业的数据中心的平均 PUE 在 2.08 左右，但其中一批主要租赁给阿里巴巴、腾讯等互联网公司的数据中心的平均 PUE 为 1.60。

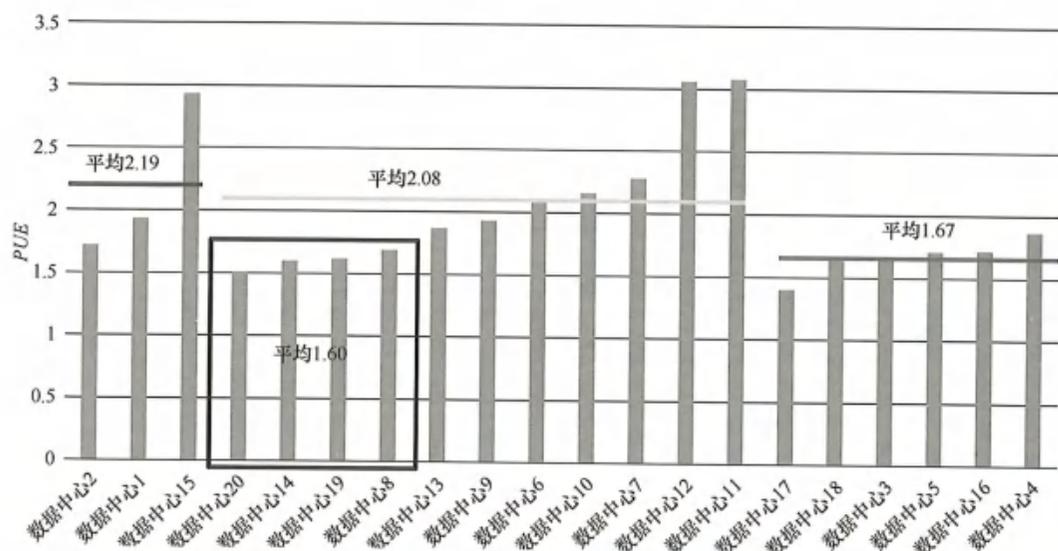


图 1.2-9 不同行业的数据中心的 PUE 分布图

从沟通中了解到，阿里巴巴、腾讯等公司往往将机柜的功率用满，使得数据中心的整体负载率很高，这是 PUE 降低的原因之一。

4. 数据中心高效节能技术水平逐年提高

图 1.2-10 为 PUE 与竣工年份的关系。相比于以前建的数据中心，新建的数据中心可达到较低的 PUE。随着近几年对新建的数据中心提出了更高的要求，在设计时就提出了低 PUE 的目标，因此，在良好的运行条件下，可达到较低的 PUE 值。

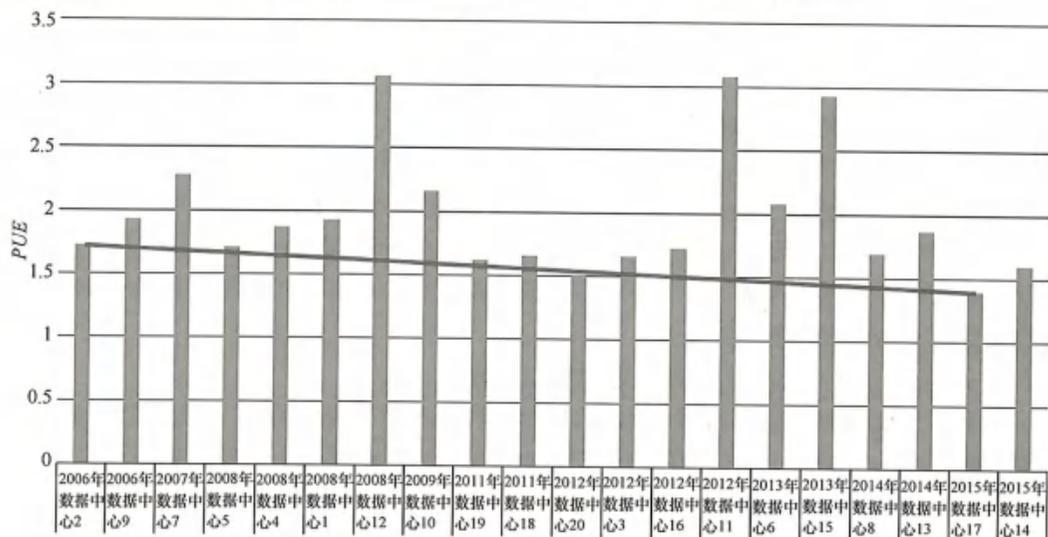


图 1.2-10 数据中心的 PUE 与竣工年份的关系图

5. 数据中心 IT 负载小导致 PUE 高的整体趋势明显

图 1.2-11 表示出 PUE 和机房负载强度之间的关系。图中纵坐标是年 PUE 值，图中横坐标是数据中心单机架的 IT 设备功率近似值（以数据中心 IT 设备年总电量除以

8760h, 再除以设计的机架数测算)。此数值越小, 表明单机架实际运行的功率值相比设计工况越低。

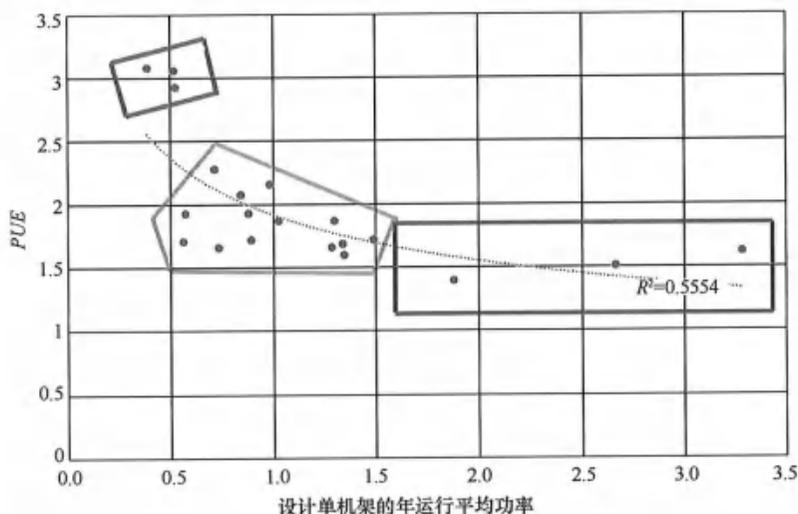


图 1.2-11 数据中心的 PUE 与设计单机架的年平均运行功率的关系图

可以看出数据中心单机架的 IT 设备功率近似值越高, PUE 的值就相对稳定。其数值在 1.5 附近, 也正好是大部分数据中心设计值的范围。数据中心单机架的 IT 设备功率近似值越低, 其 PUE 上升的趋势越明显, 到数据中心单机架的 IT 设备功率近似值在 0.5kW 左右时, 有 3 个数据中心的 PUE 在 3 附近。

大部分数据中心单机架的 IT 设备功率近似值均分布在 0.5~1.5kW 之间, 此时, 其 PUE 分布在 1.5~2.5 之间。由此可见, 数据中心投入运行后应快速实现满负载运行, 以提高整体能效。

6. 大部分总能耗较大的数据中心的 PUE 值在 2 以下

图 1.2-12 为各数据中心的 PUE 与总能耗之间的关系。图中纵坐标是 PUE 值, 横坐标的各个数据中心按 PUE 从低到高排序。图中气泡的大小表示其总能耗的大小。

从图中可以看到, 大部分总能耗较大的数据中心的 PUE 值在 2 以下。PUE 值较高的大部分数据中心总能耗较低。进一步说明建设大型数据中心而非中小型分散的数据中心对提高数据中心能效有重要意义。

7. PUE 测算方法的不一致性导致结果相差悬殊

图 1.2-13 为按照国家标准计算出的 PUE 与各数据中心提供的 PUE 数值之间的比较。大部分数据中心填写的 PUE 与按照国家标准计算的结果相差不大, 但是部分数据中心差别较大。分析其原因是 UPS 负载率低, 且由于设计时安全系数取值较高, 实际的 UPS 效率较低, 导致配电损耗较大, 同时其 PUE 测算方法与国家标准存在不完全一致的情况, 两个问题共同导致了测算结果的偏差。

(1) UPS 效率较低导致配电损耗较大

对偏差较大的数据中心进一步分析可得, 若计量 IT 设备能耗时未能将 UPS 等配电的损失扣除, 容易使 PUE 的计算结果偏小。而这种情况在负载率越低的数据中心越容易

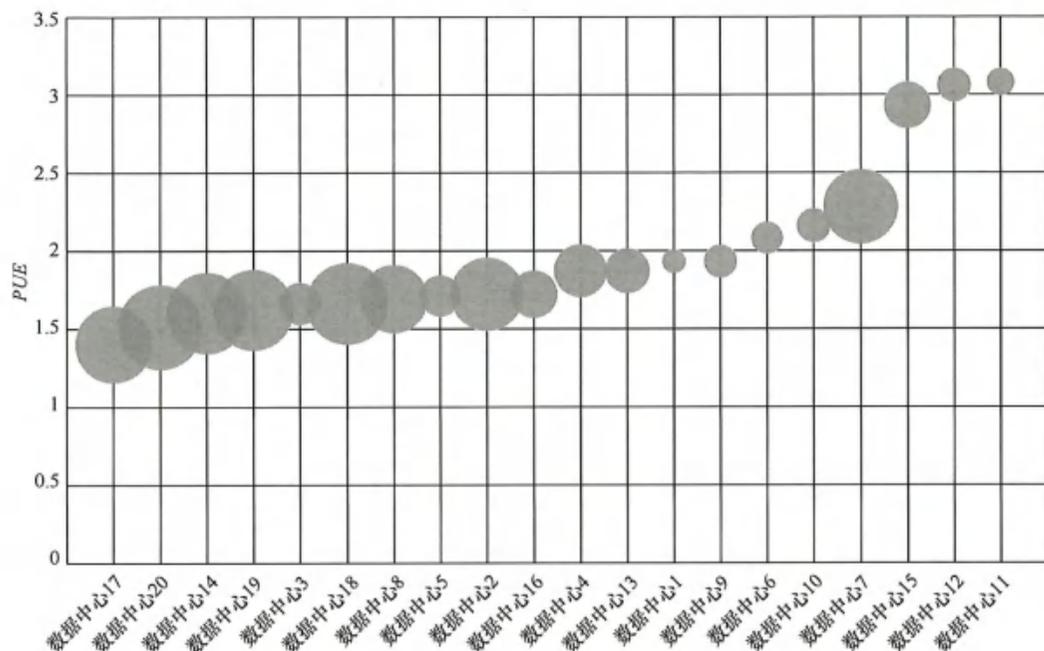


图 1.2-12 PUE 和总能耗的关系图

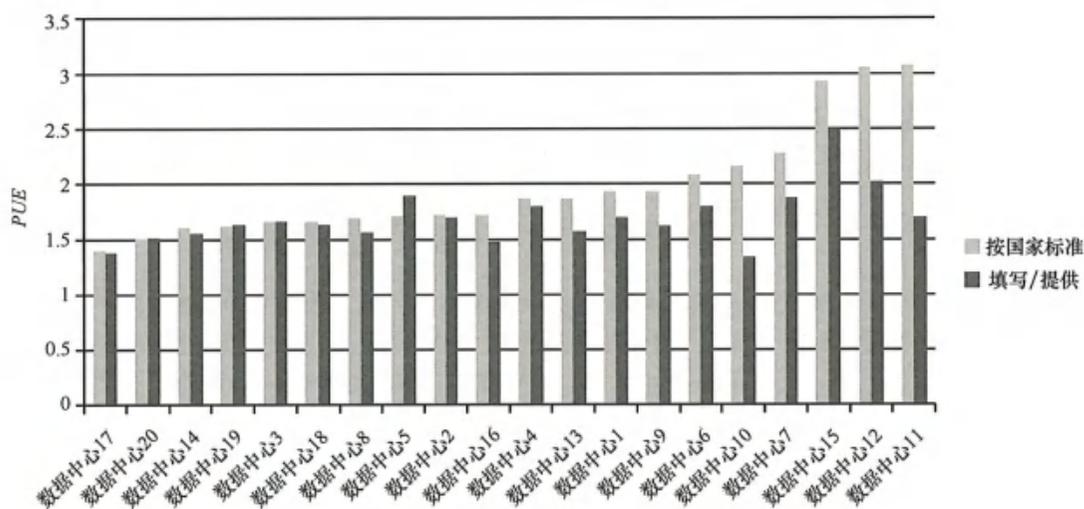


图 1.2-13 不同测算方法得到的数据中心 PUE 差值较大

发生。

图 1.2-14 为 UPS 负载率与 UPS 效率之间的关系。图中的曲线是现网 UPS 设备理论上的 UPS 效率曲线。图中的圆点是实测的各个数据中心的 UPS 效率和负载率数据点。如图 1.2-14 中圆点所示，本项目数据中心的 UPS 效率大部分在 80% 以上，但也有少数在 80% 以下，甚至有一些完全偏离效率曲线。

可以看到，UPS 负载率越高，UPS 效率就越高。当 UPS 负载率在 50% 以上时，UPS 效率在 90% 以上。但实际设计工作中，若采用常规的 2N 架构，安全系数取 0.8，且

UPS 负载较为均衡的话，理论上 UPS 的最大负载率也仅有 40%。对应图中，就是 90% 的效率，实测在 80% 左右。

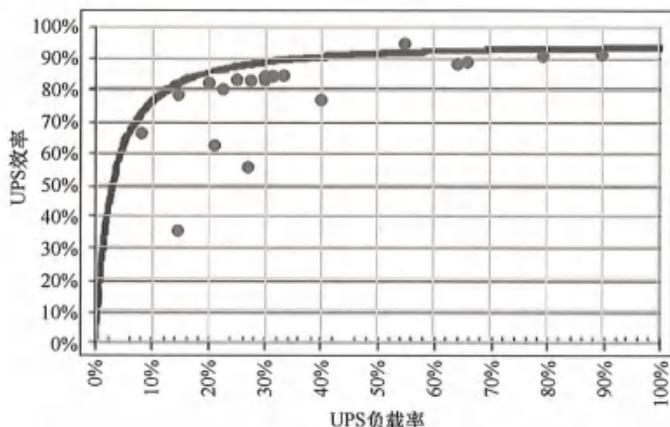


图 1.2-14 UPS 负载率与效率的理论曲线和本项目实测数据点

(2) PUE 测算方法与国家标准存不完全一致导致测算结果偏差

如下所示，公式一为国家标准 PUE 算法，公式二为目前部分数据中心常用的 PUE 计算方法，公式三为部分末端空调设备采用 UPS 保障供电的数据中心 PUE 计算方法。

$$\text{公式一: } PUE = \frac{\text{IT 设备用电} + \text{空调用电} + \text{配电损耗} + \text{杂项用电}}{\text{IT 设备用电}}$$

$$\text{公式二: } PUE = \frac{\text{IT 设备用电} + \text{空调用电} + \text{配电损耗} + \text{杂项用电}}{\text{IT 设备用电} + \text{配电损耗}}$$

$$\text{公式三: } PUE = \frac{\text{IT 设备用电} + \text{空调冷站用电} + \text{空调末端用电} + \text{配电损耗} + \text{杂项用电}}{\text{IT 设备用电} + \text{配电损耗} + \text{空调末端用电}}$$

公式一为国家标准算法，PUE 计算结果最为准确；公式二将配电损耗在分母中考虑，在分子总电不变的情况下计算出的 PUE 结果相比公式一偏小；公式三将配电损耗与空调末端用电均考虑在分母中，在分子总电不变的情况下计算出的 PUE 结果均比公式一、公式二偏小。

以图 1.2-15 为例，将实测某数据中心的数据简化取整后 IT 设备用电为 800kWh，空调冷站用电为 240kWh，空调末端用电为 160kWh，配电损耗为 240kWh，杂项用电为 10kWh。通过公式一计算得出的 PUE 为 1.81，通过公式二计算得出的分母包含配电损失的 PUE 为 1.39，通过公式三计算得出的分母包含配电损失和空调末端用电的 PUE 仅为 1.21（见图 1.2-15），不难看出 PUE 测算方法不一致会导致测算结果出现较大偏差。

公式二计算情况往往出现在列头柜和 UPS 出线侧但在低压开关柜有详细计量以及采用微模块但未将微模块内 UPS 出线电能详细计量的数据中心。若在此情况下存在末端专用空调供电由 UPS 进行保障以及采用微模块但末端风机能耗并未单独计量的数据中心，则会出现公式三所述的情况。

公式一:

$$PUE = \frac{\text{IT设备用电} + \text{空调冷站用电} + \text{空调末端用电} + \text{配电损耗} + \text{杂项用电}}{\text{IT设备用电}}$$

$$= \frac{800 + 240 + 160 + 240 + 10}{800}$$

$$= 1.81$$

公式二:

$$PUE = \frac{\text{IT设备用电} + \text{空调冷站用电} + \text{空调末端用电} + \text{配电损耗} + \text{杂项用电}}{\text{IT设备用电} + \text{配电损耗}}$$

$$= \frac{800 + 240 + 160 + 240 + 10}{800 + 240}$$

$$= 1.39$$

公式三:

$$PUE = \frac{\text{IT设备用电} + \text{空调冷站用电} + \text{空调末端用电} + \text{配电损耗} + \text{杂项用电}}{\text{IT设备用电} + \text{配电损耗} + \text{空调末端用电}}$$

$$= \frac{800 + 240 + 160 + 240 + 10}{800 + 240 + 160}$$

$$= 1.21$$

图 1.2-15 计算方法不一致导致 PUE 不同的实例

1.2.2.5 结论

通过对上海部分数据中心 PUE 测试分析,可得出以下几点结论:

(1) 所测评的 20 个数据中心的平均 PUE 为 1.97, PUE 低于 1.8 的有 10 个, PUE 低于 1.5 的有 1 个。

(2) 金融业的数据中心因为安全系数要求较高,其 PUE 高于通信业和 IDC 运营商自有数据中心。通信业的安全系数又高于 IDC 运营商自有数据中心,因此 PUE 中等。IDC 运营商自有数据中心及阿里巴巴、腾讯等租赁的通信企业的数据中心的 PUE 最低。

(3) 提升数据中心实际负载率是提升数据中心能效的重要工作。

(4) 现有的 PUE 计算方法不统一使得出的 PUE 存在一定的偏差,且 PUE 指标无法直观地反映出数据中心冷却系统的能效。因此,有必要提出针对数据中心冷却系统能效的评价指标。

1.2.3 数据中心冷却系统综合 COP 概念

通过以上分析可知，现有的 PUE 指标适用于评价数据中心整体能效，但不能直观地反映出数据中心冷却系统的能效。因此，本节将详细介绍数据中心冷却系统评价指标——冷却系统综合 COP。

数据中心是一整套复杂的设施。它不仅仅包括计算机系统和其他与之配套的设备，还包括配电系统、冷却系统、消防系统、监控系统等多种基础设施系统。其中，冷却系统在数据中心是耗电大户，约占整个数据中心能耗的 40%。降低冷却系统的能耗是提高数据中心能源利用效率的最直接和最有效措施。

数据中心的冷却系统与常规空调系统有较大差别。一是全年不间断运行，工况差别非常大；二是温度湿度控制精度高，除湿、加湿、加热、小温差大风量等比一般民用空调系统消耗的附加能量更多。正是由于数据中心冷却系统的特殊性，各厂家和用户一直致力于设计性能更优的冷却系统。

空调设备（冷水机组、房间空调器等）本身有一个表征能效的指标 COP（Coefficient of Performance），它等于空调设备提供的冷（热）量与消耗的能量之比。提供相同的冷（热）量，消耗的能量越少，COP 越高，空调等效越高。对于空调系统而言，除了空调设备（冷水机组、房间空调器等）之外，还包括风机、盘管等设备，它们也消耗大量的能量，空调系统能效可以用综合 COP 来表征，即整个空调系统提供的冷（热）量与其消耗的能量之比。在数据中心的空调系统中，空调系统的作用主要是带走数据中心内部的发热量，而这些发热量绝大部分来自 IT 设备，IT 设备消耗的电力最终绝大部分转换成热量散发到房间中。同样，可以用数据中心综合 COP 作为评估数据中心冷却系统性能的指标，或用作调整现有数据中心的运行设定点，以实现热效率和容量利用率之间的最佳匹配。

COP 的定义：COP 是衡量冷却系统冷却效率的指标。COP 越大意味冷却系统的冷却效率高，在产生相同制冷量时所消耗的电功率越小。在最基本的形式中，冷却系统的 COP 定义为：

$$COP = \frac{\text{制冷系统提供的冷(热)量}}{\text{系统消耗的总功率}}$$

参照此定义可得到数据中心冷却系统综合 COP：

$$COP_{DC} = \frac{\text{机房发热量}}{\text{空调系统总耗电量}}$$

其中，机房发热量包括服务器、风机等设备的发热量；空调系统总耗电量包括冷机、冷却塔、水泵、风机、加湿器、加热器等所有与热环境控制有关的设备的耗电量。如果供电侧引入了可再生能源发电，如天然气发电、太阳能光伏发电等，则统一折算成电力计算，上式中分母只包括从外界引入的电力，不考虑内部的生产过程。如果机房同时还向外供应余热，则可以从上式分子中的发热量中再加上对外输出的热量。

以第 1.2.2 节中上海市某数据中心为例对其冷却系统综合 COP 进行计算：其实测数据简化取整后，IT 设备用电为 800kWh，空调冷站用电为 240kWh，空调末端用电为 160kWh，配电损耗为 240kWh，杂项用电为 10kWh；机房发热量除了 IT 设备热负荷外，还有在工作中使用的测试仪器、线缆等组成的其他热负荷，由于这些发热量较小，一般可

以忽略不计，本例中取 IT 设备能耗为机房发热量，取空调冷站用电和空调末端用电为空调系统总耗电量，依数据中心冷却系统综合 COP 定义可算得该数据中心冷却系统综合 COP 约为 2。

1.2.4 数据中心冷却系统能耗

数据中心的能耗问题涉及多个方面，主要因素仍是冷却系统。根据调研机构 ResearchAndMarkets.com 的调查，预计到 2023 年全球数据中心冷却市场规模将超过 80 亿美元，而 2017 年到 2023 年的复合年增长率约为 6%。IDC 咨询预计，到 2020 年，全球将产生 40ZB 的数据，到 2024 年，数据中心耗电量将占到全社会耗电量的 5% 以上。而作为数据中心耗电巨头的冷却系统的耗电量将占全社会用电量的 2% 以上。数据显示，我国数据中心的电费占数据中心运维总成本的 60%~70%。而我国数据中心冷却系统平均耗电量占数据中心总耗电量的 40% 左右。2017 年全国数据中心冷却系统耗电量高达约 500 亿 kWh。随着高密度甚至超高密度服务器的加速部署，如何进一步降低高居不下的电耗，在保证性能的同时，实现数据中心的绿色发展，成为业界关注和突破的焦点。

1.3 我国数据中心改造情况

1.3.1 我国已建数据中心节能改造的原因

全球数据中心的数量快速增长，但数据中心所需的资源和电力需求也日益增长。数据中心是一种能源密集型设施，数据中心的建设、投入使用、运行维护都需要消耗大量的资源与能源。2017 年，全球各地约有 800 万个各种规模的数据中心在存储、运营、处理着海量的数据负载。这些数据中心全年消耗了 416.2TWh 的电力，这相当于全球总用电量的 2%，数据中心的节能降耗问题也进一步凸显。

我国数据中心发展迅猛，2015 年数据中心总量已超过 40 万个，年耗电量超过全社会用电量的 1.5%，其中大多数数据中心的 PUE 仍普遍高于欧美先进数据中心。2016 年数据中心的电耗约为 1200 亿度，超过三峡水电站一年的发电量。目前总体上，我国数据中心存在极大的降低能源消耗空间，有很多高能耗的早期数据中心需要节能改造。

2013 年初，工业和信息化部联合国家发展改革委等五大政府部门共同发布数据中心建设布局指导意见，指出我国将加强数据中心标准化工作，针对已建数据中心，鼓励企业利用云计算、绿色节能等先进技术进行整合、改造和升级。从这一指导中可以看出政府对于国内各企业数据中心改造、升级的关注和重视程度。国内企业在数据中心改造、升级方面的需求呈现出迅猛上升的趋势。

已建数据中心需要改造升级的一些问题也慢慢显露出来：

一是原有的数据中心无法支撑业务发展的需求，有的可能是出于安全性考虑，比如设备、线路老化，也有可能来自于业务快速增长的需求。

二是来自于数据中心不断升高的运营和维护成本。随着企业数据中心规模的增长，通过新技术、新产品来节能改造，降低运营和维护成本。

三是新业务的产生需要新的数据中心架构的支撑。

四是已建成的数据中心明显受到供电系统与制冷系统的限制。电力供应的日益紧张，数据中心规模越来越大，能耗越来越高。随着服务器集成度的提高，数据中心机房单机架的功率大幅提升。服务器机架功率较高，高耗电必然产生高发热，这使得局部发热变得很厉害，温度梯度变化大，通风降温处理复杂。空调系统制冷量或送风量设计过小、机柜发热量过大、机柜排列过于密集等问题导致服务器局部过热，造成服务器全部报警甚至停机。相关数据显示，我国有近 33% 的机房曾因为空调整冷问题出现过宕机现象。

“绿色、节能、环保”已经成为数据中心发展的关键词，也是已建的数据中心改造趋势与重点。更新换代快、高耗能的服务器对已建成的数据中心提出了更高的节能要求。现有的数据中心难以满足高耗能的计算机服务器和数据中心能源消耗猛增的形势，这些问题都需要通过对已建成的机房进行一定的机房改造来解决。数据中心的能耗相对于其他建筑的能耗有自身的特殊性：耗能设备的种类繁多、专业性强，对它的节能改造研究是一项综合的系统工程。数据中心要依靠技术来支撑，通过技术的改造、节能设备的使用，一步一步把能耗降下来，提升数据中心节能降耗水平。目前有很多新工艺、新技术、新产品已经应用到数据中心的节能改造领域。

1.3.2 数据中心改造案例

数据中心能耗主要来源于 IT 设备、照明系统、空调系统、电源系统等。数据中心能耗的有效部分是 IT 设备耗电，其余部分能耗理论上越小越好。数据中心空调系统能耗占总能耗 40% 左右，因此，目前数据中心节能主要集中在空调系统的能效提升上，多种角度进行更加节能的升级改造，如：提高供水温度，尽可能更多地利用自然冷源，合理的气流组织以避免冷热掺混；选用更加节能的设备；群控系统的升级改造等。

文献 [9] 中的数据中心按照 2005 年的国家标准设计，已投入运行近 10 年。但随着数据中心的快速发展，数据机房在运行 10 年后显示出一些问题，比如：地板下部空间只有 30cm，而且强电下走线，阻碍空调送风；机柜没有按照冷热通道布局方式等。这些问题造成了数据中心机房能耗过高、运行效率及设备运行的安全稳定性过低等。因此，数据中心机房改造势在必行，以降低能耗、节省成本。

该数据中心改造建设全面考虑绿色数据中心的各方面因素，包括位置、环境、物理建筑、基础设施、各系统（比如冷却系统等）的建设和维护等进行升级与节能改造，建成节能、环保、高效的绿色数据中心。

冷却系统节能改造方案如下：

(1) 整体工艺布局的节能改造：对机柜布局方向进行调整，采用机柜面对面、背对背的摆放方式，形成冷热通道；机柜正面为冷通道，并设置风口地板，冷空气从机房正面进入，设备吸收热量后，由机柜背面上方自然回风进入空调，空调形成下送风、上回风的循环送风方式，使其具备良好的使用和散热效果。

(2) 封闭热（冷）通道的节能改造：对热通道的封闭可以有效避免传统机房中冷热空气混合，使地板下送出的冷量全部用于设备散热，大幅度减少或避免风量和冷量的损耗，提高制冷的效率。与传统空调整冷方式相比，改造优化后的空调性能得到极大提升，能耗下降 20%~30%，改造前 50% 的机房空间利用率提升到 90%，同时延长了服务器等设备因温度过高而宕机的时间，提高了机房的安全级别。

(3) 风口及温控地板节能改造: 数据中心机房由于部分机柜的精密空调送风距离较远, 地板下空间相对较小, 因此在距离精密空调 10m 以外的机柜正面配置温控通风地板。温控通风地板带 EC 风机装置, 达到调节、增加风量的作用。通风地板具有自动调节功能, 当冷通道内出现了局部热点时, 可以自动调节增加冷量。

(4) 精密空调的节能改造: 1) 采用高能效数码涡旋压缩机, 确保机组高能效比: 采用了高效数码涡旋式压缩机, 能效比高, 可以在 20%~100% 之间连续调节容量输出, 按机房需求提供制冷量, 确保了对室温的严格控制, 降低能耗。2) 高效 EC 风机系统: 室内风机采用了两个高效的 EC 风机, 为冗余设计。EC 风机具有效率高、节能、可调速等优点, 具有高冗余性, 每个风机均设计有约 25% 余量。3) iCOM 控制器统一控制管理, 实现机房环境的节能控制。

(5) 新风预冷技术: 对新风进行预处理以达到室内空气状态, 减少机房精密空调不必要的加湿除湿功能, 降低不必要的空调电耗。

此外, 该数据中心机房还从供配电系统、高效模块化 UPS、智能照明、LED 照明节能等方面进行了细节和具体的节能改造与优化。通过节能改造后的数据中心机房 PUE 值降低, 满足 2011 年国家发展改革委、工业和信息化部 and 财政部联合对大型数据中心 PUE 值低于 1.5 的要求。

1.3.3 我国数据中心的节能改造存在的问题

我国数据中心节能改造过程中, 仍会遇到很多的问题。比如, 根据行业经验, 在数据中心的运营成本中, 75% 以上都是能源成本。数据中心通常规划用 15~20 年收回全部成本, 而在收回成本时, 累计的运营成本通常会比建设成本多出 4 倍以上。在建设新的数据中心时, 采用低 PUE 的设计方案, 有利于降低数据中心的运营成本。但是, 和 PUE 指标关系很大的电力、空调和土建的建设成本占到了数据中心建设成本的 80% 以上, 规划建设一个低 PUE 的数据中心, 将会不可避免地带来数据中心建设成本的上升。很多投资者对投资回报周期尤其敏感, 往往宁可在数据中心运作起来之后, 根据实测得的 PUE 及机房的具体情况再进行一定程度的调度和优化。

很多数据中心在投入使用的过程中, 由于对资源需求的不准确定位, 服务器配置与性能过度, 从而导致数据中心能耗的增长与浪费。数据中心需要正确地选择资源和云实例, 这就需要了解一天之内工作负载模式以及该模式如何在业务周期中发生变化, 了解工作负载的详细使用模式。虽然数据中心的节能改造可以降低能耗, 但过度的配置与性能还是会导致不必要的能耗浪费。

数据中心的节能改造虽然有一定的困难与挑战, 但取得了一定的成绩。在未来, 伴随着“互联网+”、云计算、大数据以及清洁能源等技术的进一步发展, 数据中心有望全面实现绿色发展, 智能化的运维管理也将释放无限的潜力。

本章参考文献

- [1] 马思宇. 我国 IDC 市场处于快速增长期[J]. 世界电信, 2011, (z1): 31-35.
- [2] 中国信息通信研究院 CAICT. 大数据白皮书(2018 年)[R]. 2018.
- [3] 徐继晖, 张春梅, 张凯书. 在内蒙古发展绿色 IDC 业务的策略研究和建设[J]. 电信网技术, 2012,

(6): 32-34.

- [4] 郭华东. 大数据研究已逐渐成为各领域关注的焦点[J]. 河南科技, 2016 (11): 6-6
- [5] 张斌. 2018 年数据中心发展趋势预测[J]. 计算机与网络, 2018(3): 15-15.
- [6] 韩武松, 郑坤, 徐俊杰, 等. 上海某数据中心空调系统设计[J]. 暖通空调, 2016, 46(8): 74-78.
- [7] Ni J, Bai X. A review of air conditioning energy performance in data centers[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 67: 625-640.
- [8] 黄群骥. 机房建设中需要考虑的几个问题[J]. 智能建筑, 2008, (4): 33-35.
- [9] 骞巍. 数据中心机房绿色节能应用——中国电建总部数据中心改造[J]. 智能建筑与城市信息, 2015, (10): 95-96.

第 2 章 数据中心冷却理念及思辨

2.1 温度对服务器（包括 ICT 装置与系统）性能的影响

近年以来，随着 AI（Artificial Intelligence /人工智能），IoT / IoE（Internet of Things / Internet of Everything，物联网）以及随之而来的 5G（the 5th Generation mobile networks，第 5 代移动通信网络）等高新技术和相关应用的不断发展，对于支持这些大容量大数据信息传送与网络处理的 ICT（Information and Communication Technology，信息与通信技术）装置和 DC（Data Center，数据中心）系统来说，从架构设计到封装密度，在包括系统运行评估等许多方面都提出了新的要求，相关信息产业更面临着前所未有的高性能与高效率挑战。其中，作为 ICT 装置与 DC 系统核心部件的高性能微处理器 CPU/GPU 以及大容量存储器 DRAM/HBM 等电子元件的进一步创新与发展，包括高密度封装和低消费电力技术等，决定并将继续引导今后一段时期内从装置到系统的能力提高与应用扩大。

图 2.1-1 归纳了近 50 年来 CPU 与 DRAM 等主要电子元件中半导体/晶体管封装密度的发展状况，同时也验证了摩尔定律（Moore's Law）的预测。几十年来 CPU 内晶体管的封装数量基本按照平均每 18 个月倍增的规律，从 21 世纪开始的数亿个发展到当今的超过 130 亿个，作为封装密度特征尺寸的芯片内布线和节点间距离（Technology Node）也从当时的数十纳米减小到当今的 10nm 前后。对于高性能 CPU 芯片来说，高密度封装的同时产生了更大的电力消费，导致芯片更高的发热量和发热密度。2017 年年底，美国电

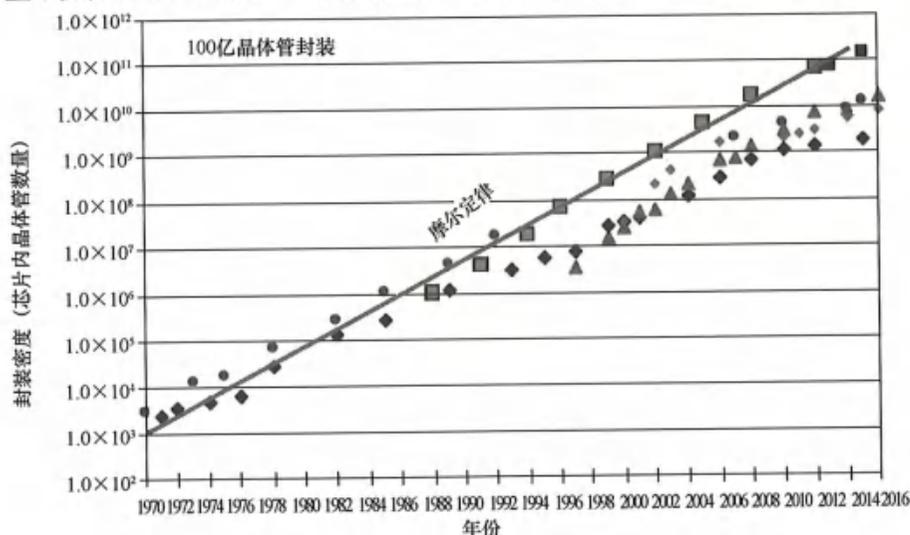


图 2.1-1 CPU/DRAM 等高性能电子元件封装密度的推移

力与电子协会 (IEEE) 下属的封装技术委员会对包括 CPU 芯片在内的主要电子元件在今后十几年内有关封装密度和电力消费的发展趋势作出了具体的分析和预测, 如表 2.1-1 所示。

高性能 CPU 封装特性的预测

表 2.1-1

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

与现有技术相比, 5年后高性能服务器 CPU 芯片的封装密度将趋近于实现 3nm 的节点技术, 信号传送与计算处理能力将提升为现在的 1.5 倍。值得注意的是, 在冷却与系统运行方面, 芯片的消费电力或者发热量将达到现在的 1.5 倍以上, 并且随着封装密度的进一步提高 (趋近于 1.0 nm) 而显著增大。同时, 随着封装密度与工作性能的提高, 芯片自身的特征尺寸 (表面积等) 呈缩小趋势, 由此也将导致芯片表面热流密度的剧增。对于高性能服务器 CPU 芯片而言, 与当今 20~50W/cm² 相比, 5 年后的平均表面热流密度将会达到 100W/cm² 以上, 进而对从元件到系统的冷却技术与运行方式都提出极大挑战。

数据中心的冷却设计虽然可以归结为对电子元件与装置系统换热方式和构造组成的策定, 但设计目标是要在保证元件及装置系统正常运行和长期可靠性的同时, 结合与设施冷却和空调设备之间的冷媒 (冷却空气, 冷却水等) 传送与能量转换, 实现最大限度的自然资源利用并达到最高的能源转换与利用效率。从芯片吸热到环境放热, 包括各个中间界面与过程的温度设计是实现高性能与高效率冷却设计的关键, 温度设定及其特性分析对于元件性能、装置与系统可靠性, 乃至数据中心整体的能源利用效率都会产生非常重要甚至于决定性的影响。本节将就温度对于电子元件及装置 (包括服务器等) 系统的可靠性、电力消费和工作性能的影响做出简要概述, 并根据相应的设计实例进行具体分析。

2.1.1 电子元件与装置冷却的温度要求

数据中心 ICT 装置的冷却过程, 首先是要吸收包括 CPU 芯片在内各种电子元件的放热, 通过空冷或液冷等各种不同的能量转换与换热方式将排热量的一部分回收利用或者完全散发到周围环境。图 2.1-2 表示了一个典型的 CPU 芯片冷却构造和换热方式。芯片产生热量的 90% 以上是通过各种中间结合层以高热流方式传导到作为散热元件的空冷散热器 (heat sink) 或者液冷换热板 (cold plate), 其他 10% 以下的热量被传递到基板向设置环境放热。散热器或换热板与设置环境的冷风或水冷循环系统进行热交换 (包括可能的热量再利用), 最终通过设施冷冻空调或冷却塔系统将终端热量排放到外部环境。

芯片温度 T_j 是保证 CPU 等电子元件正常工作和 ICT 装置系统可靠性的最重要指标, 对单体芯片来说, 一般要求其最高温度低于 85~95℃ (根据芯片种类和工作特性不同)。对于 Intel/ CPU 芯片, 根据封装构造不同, 会要求其封装组件温度 T_c 不高于 68~75℃。另一方面, 针对大型服务器或超级计算机系统的冷却设计, 出于对提高系统可靠性和降低电力消费的考虑, 往往会要求系统内所有 CPU 芯片甚至其他主要电子元件的温度远远低

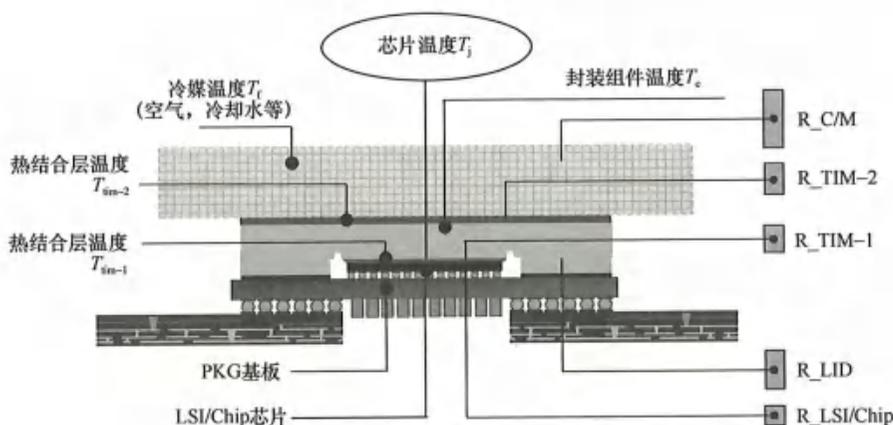


图 2.1-2 CPU 芯片的冷却构造与温度分布

于上述单体温度要求，达到 60°C 以下。举例说，由日本理化学研究所和富士通株式会社共同研制的超级计算机系统 K-computer，通过采用低温水冷方式，系统所有的大约 18 万个 CPU 及其控制芯片都被控制在 T_j 低于 30°C 以下。

表 2.1-2 给出了上述封装与冷却构造下的一个设计实例，单体 CPU/200W 组件的空冷和水冷温度分布预测。在同样的一次冷源（设施冷水温度为 9°C ）条件下，与空冷方式相比，采用具备更高冷却能力的水冷方式可以很大程度降低芯片温度 T_j 。可以看到，由于换热热阻的大幅度降低，使得水冷方式的二次冷媒（冷却水）入口温度 T_i 和芯片封装温度 T_c 都远远低于空冷方式。

CPU 封装组件的空冷和水冷温度分布预测

表 2.1-2

	CPU 热量 Q (W)	1 次冷源/冷水 温度 T ($^{\circ}\text{C}$)	2 次冷媒 温度 T_i ($^{\circ}\text{C}$)	热结合温度-1 T_{tim-2} ($^{\circ}\text{C}$)	封装温度 T_c ($^{\circ}\text{C}$)	热结合温度-2 T_{tim-1} ($^{\circ}\text{C}$)	芯片温度 T_j ($^{\circ}\text{C}$)
空气冷却	200	9	32	72	76	82	88
冷水冷却	200	9	22	34	38	44	50

从系统分析的观点出发，CPU 芯片或 ICT 装置的冷却并不是孤立的，必须和设置环境的空调或冷却相结合。对于设置在数据中心或者计算机房的服务器等 ICT 装置与系统而言，可以认为主要有两个方面的温度对 CPU 芯片等电子元件的工作性能及装置和系统特性产生影响，首先是装置内元件的工作温度（以下简称工作温度），其次是装置或系统的设置环境以及外界环境温度（以下简称环境温度）。

如图 2.1-3 所示，数据中心的冷却大体可分为两部分：装置冷却和设置环境（包括冷却水与冷却空气）冷却，两者相互联系又相互影响。根据不同的冷却方式，所述工作温度与环境温度通过有效的结合来实现各种换热介质能量和物质的输送与转换，决定了元件与装置系统的工作状态和能耗特性，两个温度是 ICT 装置冷却设计与系统开发中不可缺少的重要参数。

不管是工作温度还是环境温度，都会直接影响到 ICT 装置及系统的可靠性和工作性能。如图 2.1-4 所示，一方面，由于冷却不良或高温环境所引起的温度上升会导致装置及

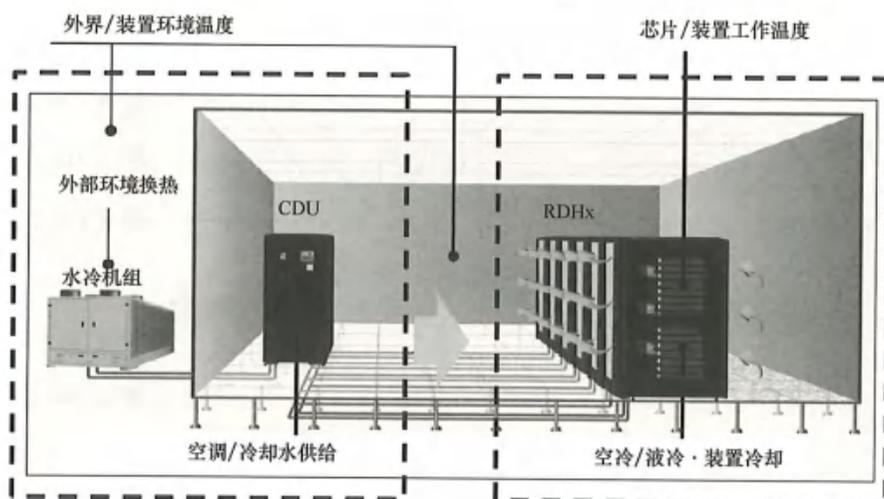


图 2.1-3 ICT 装置与设置环境冷却的结合

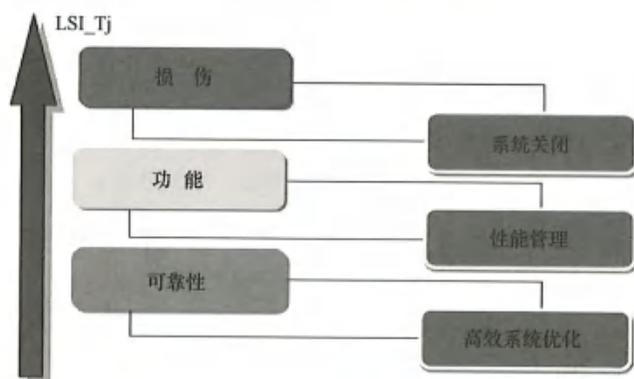


图 2.1-4 温度对于电子元件及装置系统的影响

系统的性能降低，能耗增加，乃至造成系统损害或停机。另一方面，包括冷却在内的装置及系统的能源利用（电力使用）效率已经成为当前数据中心设计中最重要课题之一。冷却的目的已经不仅仅是要通过维持要求的工作温度来实现装置的正常运行，更希望通过冷却为提高系统能量利用效率而作出贡献。更进一步来说，合理并有效地控制和利用工作温度与环境温度，对于实现并扩展可再生能源应用、低碳素化、能量等级的综合利用以及排热回收，都具有广泛的应用背景和节能减排作用。

2.1.2 工作温度对于电子元件和 ICT 装置及系统可靠性的影响

保证 CPU 芯片等电子元件的正常工作和 ICT 装置及系统的运行可靠性是数据中心冷却设计的根本，其中元件工作温度的设定会对上述要求产生重大影响。同时，通过有效的冷却方式和相关技术来降低元件的工作温度则可以更加有效地提高元件和装置系统的可靠性。根据理论与实验分析，电子元件包括材料扩散、相关腐蚀和电子迁移等几乎所有劣化（老化）的原因都涉及材料的热反应机理与相关因素，与元件的工作温度有直接关系。

材料的反应速率通常使用阿伦尼乌斯方程 (Arrhenius relationship) 进行定量分析, 具体如下式所示:

$$k = A \cdot \exp(-E_a/RT)$$

式中 k ——反应速率;

A ——定常数, 与温度无关;

E_a ——反应活化能;

R ——气体常数;

T ——绝对温度。

根据不同材料的反应(劣化)机理, 比如氧化、腐蚀, 或异物侵入影响等, 会表现出不同的反应活化能。对于电子元件来说, 一般在 $0.3 \sim 1.3$ eV 范围。图 2.1-5 预测了通常使用温度范围内, 温度每升高 10°C 可能产生的劣化倍率。比如, 对于通常在 50°C 下使用的电子元件来说, 当提到使用温度到 60°C 时, 由于异物和传感效应(反应活化能为 $1.0 \sim 1.3$ eV) 产生的劣化预计会提到 3 倍以上, 同时, 由于电蚀和封装影响(反应活化能约为 0.6 eV) 所产生的劣化可能会是 50°C 时的 2 倍以上。

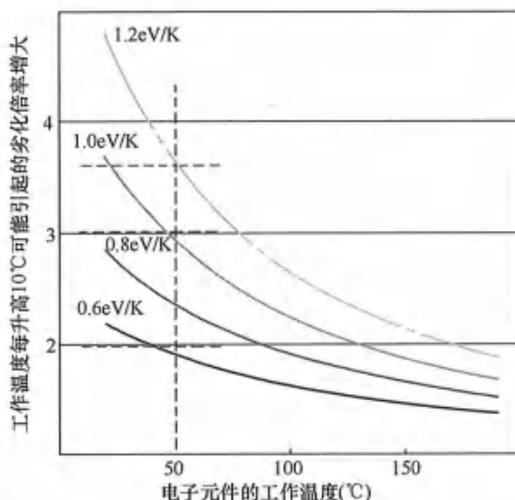


图 2.1-5 温度升高所引起的电子材料劣化倍率增大的预测

上式说明, 元件的劣化程度随其工作温度的降低呈指数降低, 因此通过低温和高效的冷却方式来降低元件的工作温度是提高其可靠性的一个有效方法。上述关系也常被简称为 10 度 2 倍法则, 是指理论上工作温度每提高 10°C , 可能会导致元件材料 2 倍的劣化程度。相对来说, 通过有效的冷却方式, 工作温度每降低 10°C 可减缓元件材料 50% 的劣化程度, 从而预测到可以提高元件 2 倍的元件寿命或者降低 50% 的元件故障率。或者说, 预测每降低 50°C 的工作温度可使元件的故障率减少为原来的 $1/32$ (或延长元件寿命 32 倍)。可以看出, 有效的冷却可以从数量级上提高元件乃至装置系统的可靠性。

另一方面, 电子元件中各种材料由于热膨胀而产生的应力和应变效应也会因为元件的工作温度与环境温度间的差异产生有害影响, 在装置和系统设计时需要同时考虑它们对于元件传送性能和可靠性方面的影响程度。

通常, 元件的可靠性是通过其运行期间的故障率 (FR, Failure Rate)、平均故障间隔 (MTBF, Mean Time Between Failures) 或者使用寿命 (Service Live) 来进行量化表述的, 如图 2.1-6 所示。

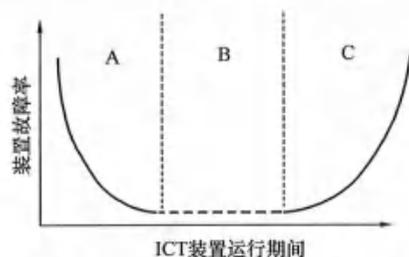


图 2.1-6 ICT 装置的故障率与运行期间的分析

对于绝大部分电子元件来说, 在寿命期间其故障率也是随运行时间和过程产生变化的。因此, 评价元件的可靠性需要根据其使用条件和运行状态等来预测和推算。同时, 包括服务器等装置系统是由大量电子元件以及各种结构件通过封装以及组装结合在一起的, 在评价装置或系统的可靠性时, 必须综合考虑分析和预测各个元件以及装置和

系统的故障特性，这是一个非常庞大和复杂的分析过程，在此不做详细说明。

在对 ICT 装置及系统进行可靠性设计时，通常使用 Fit 数（Failure in time）作为定量性指标来对其故障率或者维护要求做出分析和预测。Fit 数定义为元件或装置在规定工作条件和状态下连续运行 10 亿（ $\times 10^9$ ）h 可能发生故障或者需要进行更换的次数，比如：1000 Fit 表示元件或装置每 10 亿 h 的工作期间可能发生 1000 次故障而需要在适当时期进行更换。举例来说，对于一个由 10 万块基板、每块基板的可靠性指标为 10000Fit 所组成的大型超级计算机系统，依据上面的分析，运行过程中每天可能都会有 1 块以上的基板因发生故障而需要更换。但如果能够通过冷却降温可使每块基板的可靠性指标为 1000Fit，使故障率降低到原来的 1/10，这将意味着基板的更换频率减少到每 10 天以上更换 1 次，从而大幅度减少计算机系统的运行和维护成本。

如图 2.1-7 所示，ASHRAE 给出了数据中心或计算机房内设置环境温度的变化对泛用服务器等装置可靠性影响的统计分析。图中横坐标表示设置环境温度，纵坐标则表示相对环境温度 20℃ 时服务器发生故障的比率。由图可见，当室内环境温度由 20℃ 升高到 25℃ 时，服务器等装置的故障发生率可能会提高到 1.6 倍。

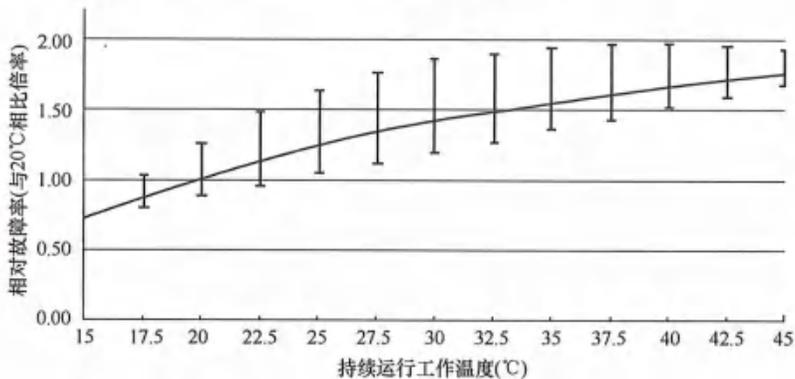


图 2.1-7 服务器持续运行工作温度与相对故障率（倍率）的统计分析

一个具体的设计实例是由日本理化学研究所和富士通株式会社共同开发的大型超级计算机系统 K-computer，曾在 2011~2012 年度被评为世界超级计算机 500 强的第一名。该系统由 864 个机柜，大约 25000 块大型基板包括 18 万个 CPU 及控制芯片组成，采用低温水冷方式进行冷却。如图 2.1-8 所示，由冷却设施提供给每个机柜的冷却水温度为 15℃，通过冷却元件，所有 CPU 及控制芯片的核心温度（工作温度）都被控制在 30℃ 以下，与一般空气冷却相比降低了大约 60℃。根据前述的分析方法，这种低温冷却方式使得基板的故障率降低到普通空冷方式的 1% 以下，整

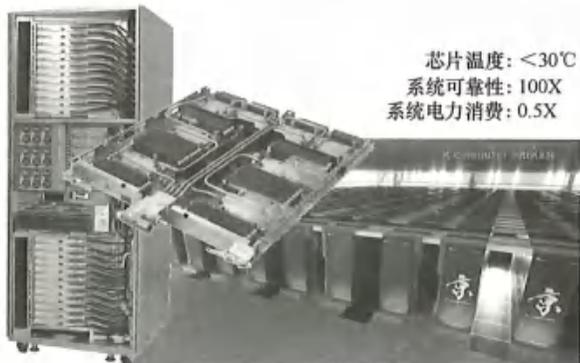


图 2.1-8 日本理化研超算系统 Kcomputer 的低温水冷方式

个系统的可靠性提高了近 100 倍，从而在很大程度上减少了由于各种部件需要更换以及装置和系统维护的费用。

2.1.3 工作温度对于电子元件和 ICT 装置及系统能耗（电力消耗）的影响

CPU 芯片等电子元件的耗电量可基本分为动态（Dynamic）工作功耗和静态（Static）非工作功耗两部分。其中，静态非工作状态的漏电问题是影响当今以及将来半导体技术向更高集成度发展的最重要因素。目前高性能芯片内的排线和节点间距在 20~45nm，漏电是指随着排线密度的提高，节点和排线间会产生漏电。CPU 芯片的耗电包括有效电力（用于信号传输）和无效的漏电，芯片温度在 85℃ 时，其无效的漏电占了将近总耗电的一半。减少排线间漏电的一个有效方法是降低芯片温度，通过冷却降低芯片温度，可以有效减少漏电部分损失，也可以大幅度减少其漏电电流，从而很大程度上降低元件的耗电量，提高信号等电子传送效率。根据预测，对于单晶体储存单元 MOSFET 型半导体来说，当工作温度从 +100℃ 降低到 -50℃ 时，它的汲极电流（静态漏电电流）可以降低大约 5 个数量级（ $\times 10^{-8}$ 到 $\times 10^{-13}$ ）。

根据国际相关学会及研究机构的分析，图 2.1-9 给出了当今基于 CMOS 技术（Complementary Metal Oxide Semiconductor）CPU 芯片内动态工作与静态非工作耗电变化趋势的比较。图中横坐标表示相关半导体技术发展的年代，纵坐标右边的脉冲幅宽（gate length）表示了半导体集成密度，纵坐标左边表示了芯片内各部分的相对耗电量。可以看出，随着半导体设计与封装技术的进步与发展，CPU 芯片内单晶体的封装密度已经达到幅宽 20nm 以下，尽管动态工作耗电（Dynamic Power）已经可以被控制在很小的增长范围内，但特别值得注意的是，由于高密度封装所产生的静态非工作漏电（Sub-threshold leakage, and gate-oxide leakage）却一直呈指数增长，在很多情况下已经超过了正常的工作耗电。

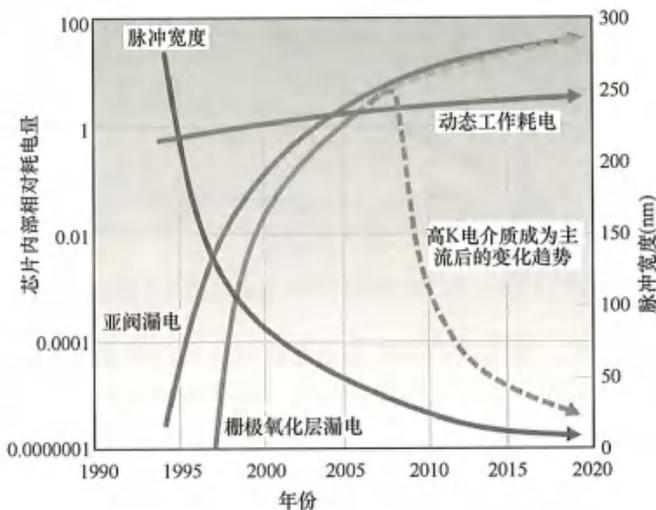


图 2.1-9 CMOS 芯片工作耗电（Dynamic）与非工作漏电（Leakage）的比较

芯片的总耗电量可以通过下述方程估算，由工作耗电和非工作漏电两部分组成：

$$P = ACV^2 f + VI_{\text{leak}}$$

其中，非工作漏电 I_{leak} 被认为主要来自两个方面，如下式所示，由于亚临界状态和栅极氧化所产生漏电。

$$I_{\text{leak}} = I_{\text{sub}} + I_{\text{ox}}$$

在通常的室温状态，两者具有相近的影响程度，但在高温（接近 100℃）工作状态时，由于亚临界状态产生的非工作漏电将会起到主导作用。

进一步，亚临界状态的漏电电流可以转换成与芯片工作温度相关的表示，如下式所示：

$$I_{\text{sub,leak}} = B \cdot \exp\left(\frac{-qV_{\text{th}}}{nk_{\text{B}}T}\right)$$

式中 T ——芯片工作温度。

根据上述关系，芯片在亚临界状态的漏电比率（与 100℃ 时相比）与工作温度的关系可以归纳成图 2.1-10。当芯片的最高工作温度从 100℃ 降低到 70℃ 时，其亚临界状态漏电将可能减少 50%。由此可见，通过强化冷却来降低芯片的工作温度可以非常有效地减少芯片的耗电量。

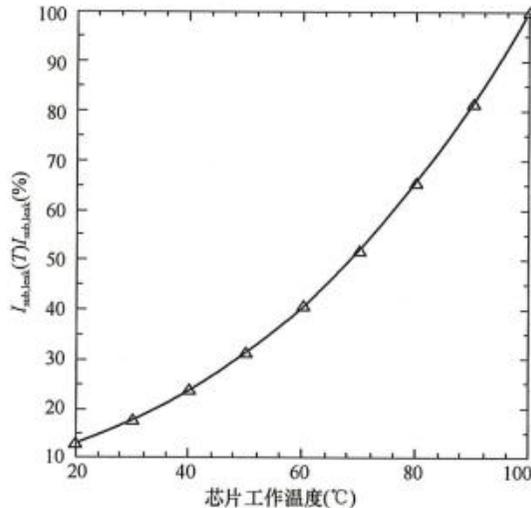


图 2.1-10 CMOS 芯片的亚临界状态漏电电流与工作温度的关系

如前所述，泄漏电流、静态功耗的来源是亚硫酸盐和门氧化物泄漏的组合。

同时可见，漏电电流对于芯片工作温度的高度依存特性也对相应的冷却技术提出了更高的要求 and 严峻挑战，关系到下一代 CPU 芯片等电子元件的封装密度和工作性能的提高。

图 2.1-11 表示了芯片工作温度与相应冷却热阻之间的关系。通过强化冷却减少内部导热热阻与外部散热热阻，可以在降低芯片工作温度的同时大幅度减少非工作漏电，提高芯片的工作效率。

图 2.1-12 显示了 Fujitsu 高端服务器中采用的 SPARC-CPU 芯片耗电量与工作温度的实测结果,可见在芯片正常工作温度为 80℃时的漏电损耗大概占芯片总耗电量的 60%,如果能够通过强化冷却使芯片工作温度降低到 60℃,将可能使芯片的总耗电量减少将近 50%。

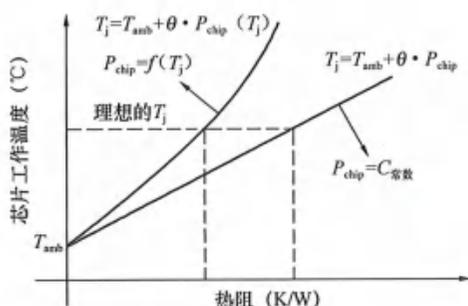


图 2.1-11 冷却性能对芯片工作温度的影响

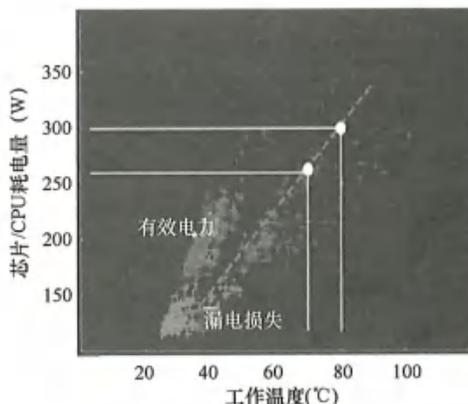


图 2.1-12 高端服务器中采用 SPARC-CPU 芯片耗电量与工作温度的实测结果

图 2.1-12 中,浅灰色区域是芯片工作温度为 80℃时的漏电损耗;白色区域是芯片工作温度为 60℃时的漏电损耗。

在实际应用方面,21 世纪以来,包括 IBM 和 Fujitsu 等许多大型计算机厂商都相继开发和推出了低温冷却设计的高端服务器或超级计算机系统(见图 2.1-13)。IBM 生产的系列高端服务器 S390/G4 到 S390/G6 采用了机柜内藏冷冻机的制冷剂蒸发冷却方式,使内部高性能高功耗 CPU 芯片组件(MCM, Multi Chip Module)的表面温度从空气冷却的 85℃降低到 20℃以下,减少了装置电力功耗 20%以上。Fujitsu 推出的高端服务器 GS8900 使用了冷水循环的低温冷却方式,使 CPU-MCM 的表面温度从空冷的 85℃降低到 30℃以下,节省装置电力功耗将近 30%。表 2.1-3 给出了图 2.1-13 所示处理器的各项技术参数。



图 2.1-13 IBM 与 Fujitsu 高端服务器的低温冷却设计

技术参数表

表 2.1-3

系统	处理器单元芯片尺寸 (mm)	处理器单元芯片功率 (W)	处理器平均温度 (°C)	处理器单元芯片总数	芯片总数	总功率 (W)
G4	17.3×17.3	45	35	12	29	1050
G5	15.5×15.5	20	20	12	29	650
G6	15.5×15.5	27	15	14	31	850

2.1.4 工作温度对于电子元件和 ICT 装置及系统性能（运算速度与效率）的影响

驱动服务器工作的 CPU 芯片等电子元件的工作性能（运算速度与运行效率）主要取决于其中的半导体材料，晶体集成度和构造设计。普遍认为，当今基于 CMOS 技术的这些电子元件已走向其工作性能的极限，需要新材料和相应的构造设计来进一步提高性能。此外，降低 CMOS 元件的工作温度，除了上面提到的可以大幅度提高其可靠性和降低电力消耗之外，还可以设法减少半导体内的开关延迟、加快线路传送，同时降低内部连接材料电阻。对于 Intel 和其他一些厂家生产的 CPU 芯片，如图 2.1-14 所示，还可以通过包括温度在内的控制（Turbo Boost）方法和技术来自动调整元件自身的信号传送频率和速度，达到降低电力消耗的效果。

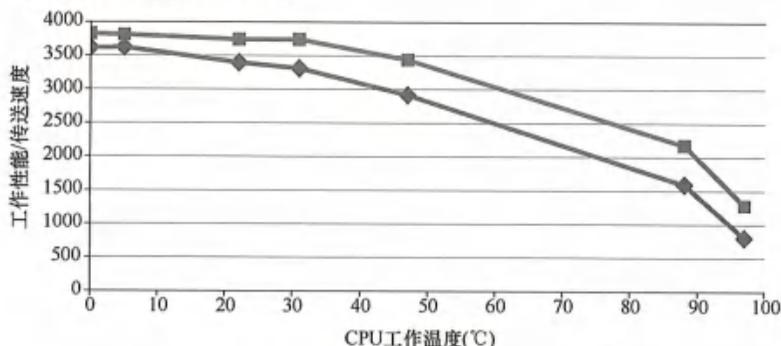


图 2.1-14 CPU 工作性能/传送速率与工作温度的影响

根据对 IBM 以及 Fujitsu 高端服务器低温冷却设计的性能预计与实际装置测试，对 CMOS 型单芯片组件（SCM，Single Chip Module）而言，工作温度每降低 10°C 可以提高将近 1.4% 的传送或运算速度。图 2.1-15 所示的 Fujitsu 高端服务器（GS8900），SCM 工

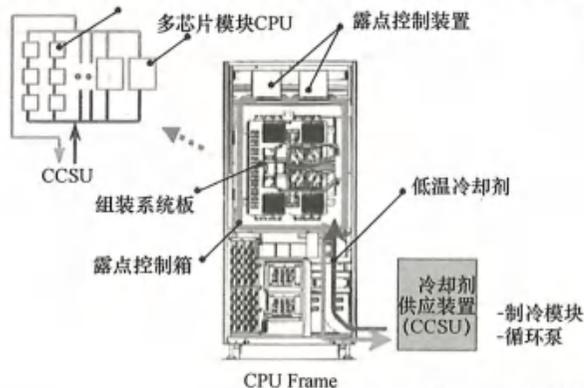


图 2.1-15 Fujitsu 高端服务器的低温冷却设备



作温度每降低 30℃，预计可以提高其运算性能将近 10%。但是，另一方面，随着半导体集成与封装技术的进一步发展，对于当今数十纳米以下脉冲幅宽的高性能 CPU 芯片来说，这种基于工作温度降低而带来的性能改善效果预计会有很大程度的降低，在当今大型服务器和超级计算机系统的设计中逐渐失去了作为重要因素考虑的地位。

2.1.5 环境温度的影响及要求

数据中心冷却的核心是维持其内部管芯的温度不过高，管芯的最高温度应控制在 60~70℃ 为宜。如果采用液冷方式，芯片热量直接进入机房冷却水系统中，而采用空气冷却方式时，热量要通过空气进入冷却水系统，这样，进入机柜对芯片散热器进行冷却的空气温度就成为机房冷却的主要控制参数。液冷系统的进水温度根据实际环境而有所不同，但最低温度以保证机柜内不结露为原则。数据中心或计算机房内的服务器等 ICT 装置及系统的设置温度，包括冷却空气和冷却水，不仅会对装置的工作性能和可靠性产生很大影响，而且涉及装置与系统的整体电力消费和能量效率变化。

如图 2.1-16 所示，根据计算机装置的性能要求与冷却方式，ICT 装置的环境温度一般被规定为推荐温度（Recommended range）和允许温度（Allowable range）的两个范围。具体来说，推荐温度范围内的运行可以在保证装置及系统可靠性的同时达到设计要求的电力消费标准，而允许温度范围内的运行则是指在保证运行的同时需要承担一定的可靠性风险

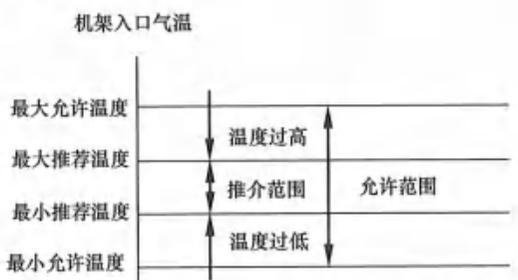


图 2.1-16 ICT 系统设置环境温度的分析

（故障率升高等）和装置及系统的电力消耗增加。为保证芯片等电子元件的可靠运行，ICT 装置及系统被要求在大部分时间里工作在推荐温度范围之内，同时为维持允许一定故障率之下的正常运行，装置及系统的工作温度也会被扩大到允许温度范围，但要求任何时候都不能超出允许温度范围。

表 2.1-4 给出了 ASHRAE 在 2008 年提出的关于 ICT 装置及系统设置环境温度范围的修正纲要，与之前的 2004 年版纲要相比，推荐温度和允许温度范围的上限温度分别提高了 2~3℃。

ASHARE 2008 数据中心环境温度要求的修订

表 2.1-4

年份	推荐值		允许值	
	2004	2008	2004	2008
温度	20~25℃	18~27℃	15~32℃	10~35℃
相对湿度	40%~55%	5.5℃DP~60%	20%~80%	20%~80%

更进一步，如表 2.1-5 所示，ASHRAE 在 2011 年的更新版纲要里追加了 A3 和 A4 两个级别，将允许温度范围的上限温度分别提高到从未有过的 40℃ 和 45℃。

ASHRAE 2011 数据中心环境温度要求的追加

表 2.1-5

等级	设备运行				
	干球温度 (°C)	非凝结湿度范围	最大露点温度 (°C)	最高海拔 (m)	最大变化率 (°C/h)
推荐值					
A1~A4	18~27	5.50C DP~60% RH, 150C DP			
允许值					
A1	15~32	20%~80% RH	17	3040	5/20
A2	10~35	20%~80% RH	21	3040	5/20
A3	5~40	8%~85% RH	24	3040	5/20
A4	5~45	8%~90% RH	24	3040	5/20
B	5~35	8%~85% RH	28	3040	NA
C	5~40	8%~85% RH	28	3040	NA

图 2.1-17 中特别表示了追加两个温度范围等级之后的情况。尽管扩大设置环境的温度范围是降低装置及系统能耗的一种有效方法，但由于环境温度直接影响到装置及系统的可靠性和适用性，它们对于装置及系统的综合影响至今还没有得到充分的讨论和理解。

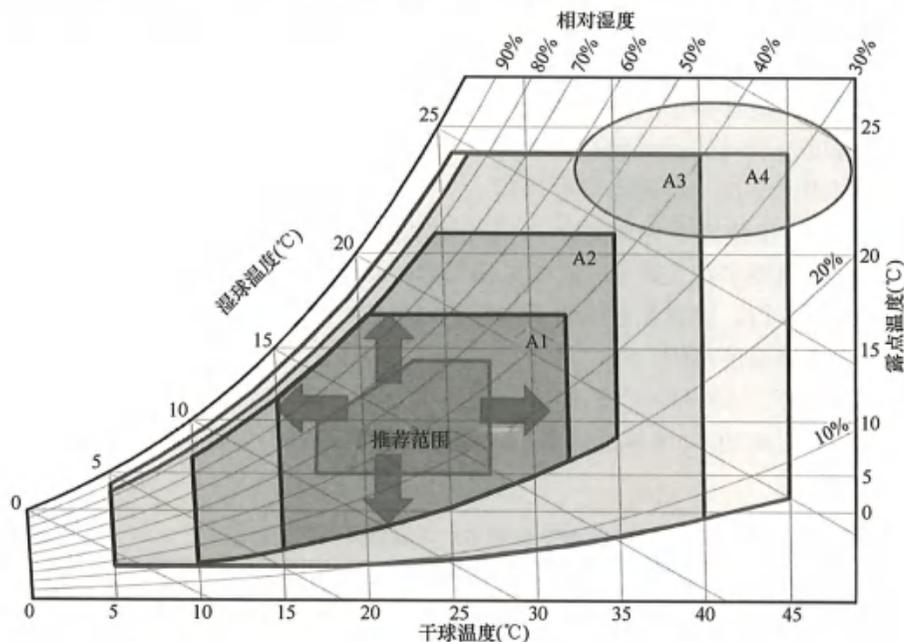


图 2.1-17 ASHRAE 数据中心内部环境温度范围的追加

另一方面，对于大多数采用空气冷却方式的数据中心来说，当 ICT 装置的设置环境温度升高后，尽管会有效降低室内空调及冷却水供应方面的电力负荷，但往往会导致服务器等装置及系统总消费电量的增大，原因主要是冷却用风扇耗电量（包括装置与机房两方面）的剧增，以及由于芯片等元件温度升高而导致的耗电量增加。

数据机房的温控目标及温度控制点位置的选择在数据机房发展的历史上不断地演变。我国在《电子信息系统机房设计规范》GB 50174—2008 附录 A 中要求 A 级和 B 级机房内的温度为 $23\pm 1^{\circ}\text{C}$ （开机时），C 级的数据中心 IT 设备的工作温度范围为 $18\sim 28^{\circ}\text{C}$ （开机时）。但机房内温度分布是极不均匀的，这一版的设计规范中定义的“机房内温度”并不明确。为此，2017 年版的《数据中心设计规范》GB 50174—2017 明确提出了温控目标为封闭的冷通道内温度或机柜进风温度，且考虑到机房冷通道内温度分布不均匀导致不同位置机柜进风温度差异大的问题，推荐的机柜进风温度不再是一个确定的点而是一个范围，机柜最高进风温度要求小于 27°C ，机柜最低进风温度要求大于 18°C 。当 IT 设备对环境温度和相对湿度可以放宽要求时，机房冷通道或机柜进风区域的温度允许扩大到 $15\sim 32^{\circ}\text{C}$ 。

现有国家标准是从满足芯片散热需求的角度出发，对机柜进风温度提出了要求，但仍然无法确保散热最不利芯片的温度水平适宜。其实，最接近且最能反映芯片温度水平的是各机柜的排风温度，机柜排风温度最高的位置对应机房内 IT 设备散热最不利之处，该处芯片温度水平也最高。机房精密空调应根据机柜最高的排风温度来调节，从而保证所有芯片工作在合适的温度水平。

2.2 排热机理

数据中心的热环境不仅影响数据中心的能效，而且影响数据中心的可靠性和计算性能。数据中心热源主要有：机房内 IT 设备的散热；维护工作人员的散热；照明等其他电子辅助设备的散热。其中，IT 设备散热占总散热量的 90% 以上，是机房产热的主要热源。

芯片内产生的热量向环境传递的过程为：通过芯片封装材料使热量传递到芯片表面；由芯片表面传递至机房冷却系统；由机房冷冷却系统将热量释放到周围环境。以下分别讨论这三个传热过程。

2.2.1 芯片产热及散热技术

数据中心热量最大产出的核心部件是服务器基板上的 CPU 芯片，CPU 的产热以及热量的排出具有两大特点：一是 CPU 内部温度分布极不均匀，二是 CPU 芯片表面与散热器底板面积相差悬殊，造成芯片向散热器底板的扩散热阻非常大。

以普通 CPU 为例，其封装结构如图 2.2-1 所示，其散热量约 90W，平均热流密度为

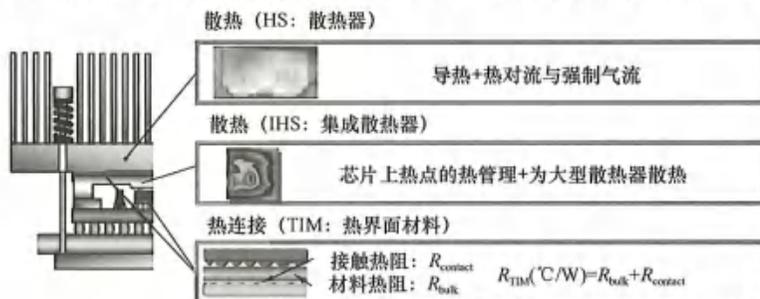


图 2.2-1 普通 CPU 及散热器的封装结构

30W/cm²。高热导率的金属 TIM-1 连接芯片和散热板。考虑到散热冷却效果、自身造价及重量要求，散热器由铜制底板和铝制散热片构成。图 2.2-2 显示的是富士通公司 2005 年推出的高性能服务器 PRIMEPOWER 2500 的 CPU 封装结构。散热板与 CPU 芯片由高导热性能的热结合层材料 TIM-1 连接，芯片的热量通过散热板扩散到较大的空间，从而减小了其表面上的温度梯度及不均匀能量分布。散热板与散热器之间也由高导热性能的热结合层材料 ITIM-2 连接，将散热板上的热量传递到散热器上，通过空气自然对流的方式将传递到散热片上的热量带走。整个散热过程分为三步：芯片热量传递到散热板上，通过热传导的作用再将热量传递给散热器，最后通过空气自然对流将热量带走。

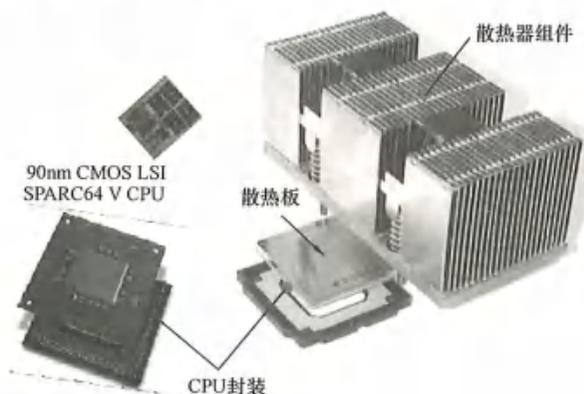


图 2.2-2 Fujitsu PRIMEPOWER 2500 服务器的 CPU 封装结构

高性能的服务器带来其 CPU 散热量持续增高导致了能量分布的不均匀，即在芯片表面上出现了局部热量过高的热点。这些热点将导致芯片局部表面温度急剧升高并形成大的温度梯度，从而影响高性能服务器运行的稳定性。目前高热流密度芯片的功率已达到 60W/cm² 以上，芯片内部个别结点也称为热点（hot point）处的热流密度将会更高。其热流密度是整个芯片平均热流密度的 3~8 倍，其表面热点处的热流密度将达到 1500W/cm²，温度达到上千度。

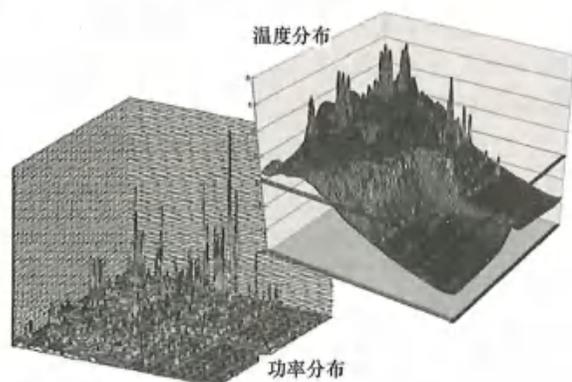


图 2.2-3 CPU 结点的功率和温度分布

根据目前 IBM-CPU 处理器 D 结构，图 2.2-3 展示了芯片表面的能量分布与对应的温度分布的关系。由图中可见，热点占整个芯片的极小一部分面积，但是芯片的大部分能量都集结在热点上。芯片主要是通过自身的厚度进行散热，前已述及 CPU 表面热点的热流密度为 1500W/cm²，而芯片的平均热流密度仅为 28W/cm²。

芯片表面这种不均匀的高热量分布导致出现较大的温度梯度现象。尤其是随着对服务器性能要求的提高，CPU 的结构体系已经由单一芯片向多核芯片发展，那么在芯片表面也就出现了更多的热点。优化热点分布自然成为封装热控制研究中的关键

问题，而且能耗与结点温度有直接的联系。

2.2.2 热量从芯片表面向冷却系统的传递

当从芯片表面向冷却系统通过空气介质传递热量时，CPU 芯片表面相对于散热器底板表面，两者面积相差悬殊，这是目前风冷 CPU 散热方式效率低下的原因之一。因为面积比过大造成芯片向散热器底板的扩散热阻就非常大，芯片产生的热量无法迅速、均匀地扩散到底板，造成底板中心与四周的温度梯度较大，使得散热器翅片冷却效率较低，如图 2.2-4 所示。

CPU 芯片的热量通过二维热传导从散热器底部向上以及向外传递，导致散热器底部温度分布的特征是中心高四周低，使得散热器上部翅片的散热效率低下。在一般情况下，芯片表面温度与经过散热器的空气温度之间的温差可达 40~50K。这一温差构成从芯片表面到冷却系统热汇之间温差的最主要部分。

解决芯片表面温度不均匀问题，总的原则就是将芯片表面的热量迅速铺展开。例如，为了弥补 CPU 芯片表面与散热器底板面积比相差较大的问题，目

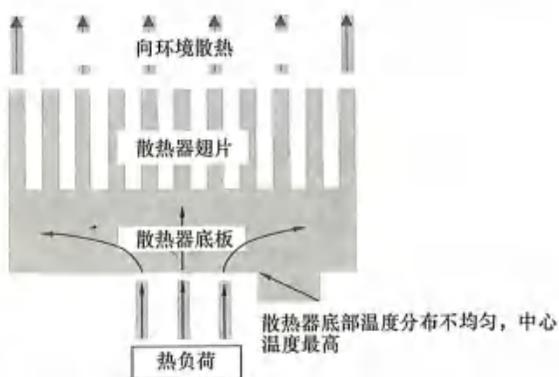


图 2.2-4 散热器底板热扩散示意图

前采用的普遍方法是在芯片与散热器之间增加一块均温板（也称之为散热板）。均温板是一种具有高导热率的平板，它将芯片上形成的高集中度热量扩散到整个散热器底板上。前已述及，不均匀的能量分布不仅会导致芯片表面上形成无规则的高温分布点，同时也限制了热源的尺寸，形成较大的扩散热阻，所以均温板的设计对改善具有不均匀能量分布的芯片有很重要的意义。对于风冷散热器也可以使用高导热性材料，例如散热器的底部采用平板热管来减少扩散热阻，平板热管内壁为金属烧结形成的多孔结构，与 CPU 接触的底面即为蒸发器，工作液体吸热相变蒸发，上壁为冷凝器，通过翅片将相变蒸气冷凝使热量放出。2003 年日本 Fujitsu 推出了以水作为工质的平板热管散热器，其散热最大热通量接近 80W/cm²，解决了芯片与散热器底板较大的面积比而带来的扩散热阻问题。

虽然底板为平板热管式的散热器冷却效果较好，但铜质底板的散热器质量较重，每个服务器机柜要装 80~90 个散热器，一个数据中心至少具有几十乃至上百个机柜，所以计算机制造厂家极少采用。为此，天津商业大学提出了一种底板嵌入热管的风冷式散热器，在散热器铝质底板上设置热管，利用热管超强的导热能力将芯片的高热流迅速铺展开，使散热器底板的温度梯度减小，温度分布均匀，以大幅提高翅片的散热效率。底板嵌入热管的作用不是直接对 CPU 进行散热，其作用是将小面积 CPU 的热量铺展开，通过减低芯片与散热器底板之间的扩散热阻来提高散热器的散热效率。

此外，讨论 CPU 芯片的散热或导热就必须涉及设置在芯片与散热器之间的热结合层材料，因为它对 CPU 的散热起到关键作用。作为导热介质应用于芯片与散热器之间的热集合层材料，在芯片封装结构中起两个作用：一是将芯片热量高效传出去；二是吸收芯

片和散热板之间由于材料应力不匹配而形成的热应力。热结合层材料填补了热界面与胶层之间的空隙，对提高整体散热器散热效果非常重要，而且由于其较高的导热率可以改善封装结构的热性能。众多学者通过模拟和优化设计来确定结合层的合理厚度以及能减少热应力的最佳热结合层面积，在芯片与散热器之间如果有空气缝隙存在于热点上，对造成芯片温度的提升具有致命的作用。

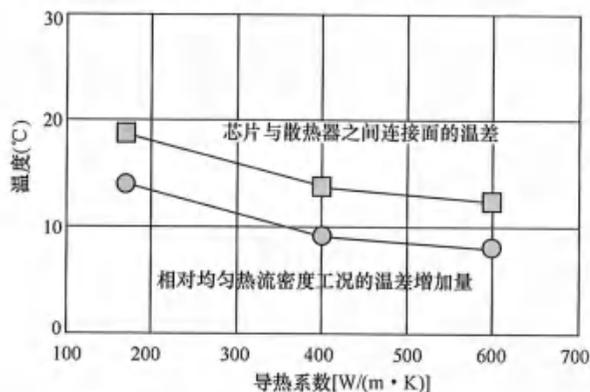


图 2.2-5 散热板对散热器温度分布的影响

图 2.2-5 显示了 3 种不同导热系数热结合层材料下，芯片与散热板的接触表面的温差变化以及相对于均匀热流密度情况下温差的差值。对比氮化铝[170W/(m·K)]、全铜[400W/(m·K)]以及含有钻石粉末成分[600W/(m·K)]的散热板，后者可明显降低芯片接触面的温差以及减缓热点的温升。

现在多芯片模块技术被广泛应用在具有复杂导热技术的高端性能服务器封装系统中，它是唯一采用双层热

结合层冷却方案的设备。不同于单芯片模块，多芯片模块是 4 个 CPU 芯片，每个芯片可以冷却 156W 的能量。其冷却方式是由 4 个 SiC 散热板贴敷于各个芯片之上，具有高导热率的热结合层放置在散热板与 CPU 之间。这种层叠设计的目的是减少导热热阻。

对于风冷式数据中心芯片散热而言，建议通过改善散热器底面结构和提高散热片表面传热系数，来提高散热器特别是长翅片散热器的散热能力。相变冷却散热装置如热管、平板热管在嵌入到散热器底面时，可有效提高散热器的散热效果。原理是通过热管内部工质的气液相变将热量传递到散热器上部翅片，再通过空气的强迫对流将热量带走。值得一提的是，与普通铝质相比，采用铜质散热器，其冷却性能提高了 8%，然而重量却增长了 50%。如果采用铝质底板嵌入热管结构的散热器，其冷却性能可提高 10%，重量也相应减小了 15%。

2.2.3 数据中心设备散热原理

数据中心机房热环境营造过程包含的主要环节如图 2.2-6 所示，该过程实质上是在一定的驱动温差下，将热量从室内搬运到室外的过程。若机房内热源（服务器芯片）的工作

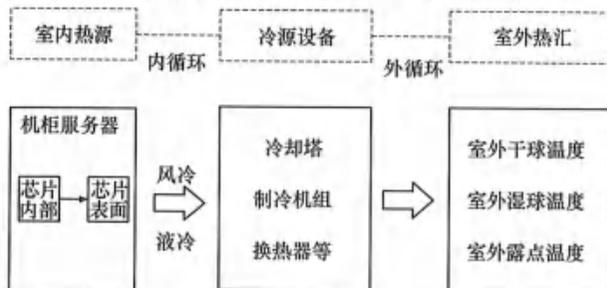


图 2.2-6 数据机房热环境营造过程的主要环节

温度为 T_{chip} ，选取的室外热汇温度为 T_o ，则此时相应的排热过程驱动热量 Q 传递的总温差 $\Delta T_d = T_{\text{chip}} - T_o$ ，此温差 ΔT_d 表征了热量排除过程全部可用的传热驱动力。

在从室内热源到冷源设备的换热过程（机房内循环）中，按照芯片热量从机柜服务器进入机房冷却水系统的方式不同，可分为风冷和液冷形式。其中，风冷形式主要利用循环空气带走芯片热量，如图 2.2-7 所示，CPU 芯片表面紧贴散热基板，散热基板通过铜管将热量转移到散热翅片，再通过风扇强制空气对流进行 CPU 芯片冷却。受此种冷却方式换热热阻以及空气载热能力的影响，冷却效率不高，冷却系统能耗大。

液冷技术是针对服务器芯片进行局部冷却，结合数据中心主流用户及厂商情况，主要分为冷板式、浸没式，其中冷板式液冷散热形式如图 2.2-8 所示，这种方式利用不导电液体带走芯片散热量，高载热能力的液体为高热流密度芯片散热提供可靠的冷却方式。



图 2.2-7 传统 CPU 风冷散热

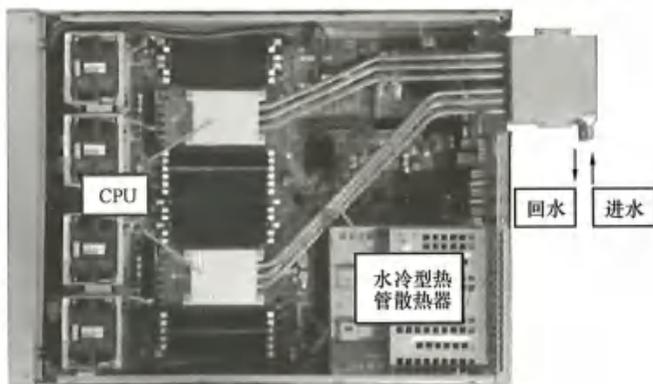


图 2.2-8 冷板式液冷散热

在从冷源设备到室外热汇的换热过程（机房外循环）中，根据选取的室外热汇方式的不同，选择的制冷系统排除热量的方式会有所不同， T_o 也会有不同的取值：若使用室外空气直接排除热量， T_o 代表室外空气干球温度；若采用冷却塔直接蒸发冷却方式排除热量， T_o 代表室外空气湿球温度；若使用间接蒸发冷却方式来排除热量， T_o 代表室外空气露点温度，如采用深层湖水、海水冷却，则 T_o 为冷却水温度。

图 2.2-9 给出了传统的 CPU 风冷形式下，从服务器到室外热汇（湿球温度）的典型排热过程在 $T-Q$ 图的表征，在该过程中，包含以下热量采集、传递环节服务器芯片→机柜送排风→机房空调送回风→冷水→室外热汇。

对于给定的排热量 Q ，在热量传递的各个环节（如室内采集、中间传输等），由于各种不可逆因素（如有限传递能力、不匹配导致的换热损失、不同温度流体混合导致的掺混损失等）的存在，随着热量的传递都会消耗掉一部分温差，各环节消耗的总温差为 ΔT_{total} 。热量传递过程的温差损失可以通过焓耗散（热量传递过程不可逆性的一种度量） ΔE_n 来表征：

$$\Delta E_n = \int \Delta T dQ \quad (2.2-1)$$

对于从服务器芯片（热源）到室外热汇之间的热量采集过程，该过程的总焓耗散为芯片与送风换热、室内冷热气流掺混、精密空调表冷器侧空气与水的换热以及冷却塔侧换热

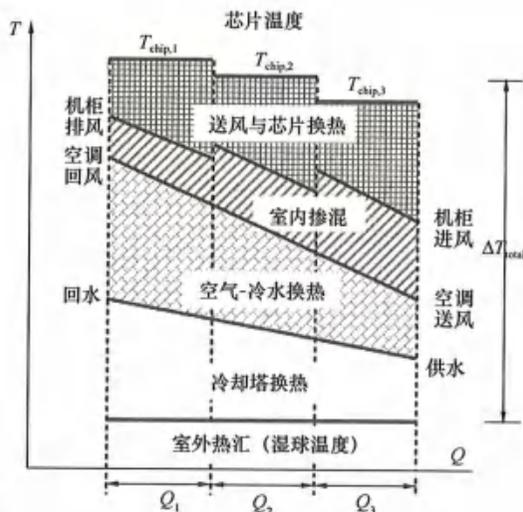


图 2.2-9 机房热环境营造过程的 T-Q 图表征 (利用室外自然冷源)

等过程产生的焓耗散,

$$\Delta E_{n,\text{total}} = \Delta E_{n,\text{送风-芯片}} + \Delta E_{n,\text{掺混}} + \Delta E_{n,\text{表冷器}} + \Delta E_{n,\text{冷却塔}} \quad (2.2-2)$$

整个排热过程各环节消耗的总温差 ΔT_{total} 为:

$$\Delta T_{\text{total}} = \frac{\Delta E_{n,\text{total}}}{Q} \quad (2.2-3)$$

因此,减少排热过程各个环节的损失,有利于减少排热过程所需消耗的总温差 ΔT_{total} 。根据室内外驱动温差 ΔT_d 与实际排热过程中消耗的温差 ΔT_{total} 之间的关系,机房热环境营造过程可分为如下两种情况:

(1) 若机房热量排除过程中实际消耗的温差 ΔT_{total} 小于可用温差 ΔT_d , 说明现有的传热驱动力足以克服所有传热环节的阻力,完成热量的搬运,即机房需求冷源温度高于自然冷源温度,此时不需要引入机械制冷循环来提供驱动温差,即可实现在可用温差 ΔT_d 下将热量 Q 搬运到室外的任务。该热量排除过程仅通过热量采集、传递即可实现,并不涉及热功转换过程。

(2) 当所有传热环节消耗的总温差 ΔT_{total} 大于可用温差 ΔT_d 时,说明现有传热温差不足以满足热量排除过程中传热动力的消耗,即机房需求的冷源温度低于自然冷源温度,这时就必须通过某种方式补充一定的驱动温差。通常情况下可利用制冷循环来补充提供驱动热量传递的传热温差,即通过输入机械功和热功转换过程来营造热量传递温差,帮助系统完成热量 Q 的传递。

满足排热要求的驱动温差 ΔT_d 随系统形式和运行模式不同,一般为 $20 \sim 30^\circ\text{C}$ 。如果要求芯片温度不超过 40°C ,则要求的冷源温度为 $10 \sim 20^\circ\text{C}$ 。这一范围很接近可以免费获取的自然冷源温度。在冷源设备环节,数据机房热环境营造过程应当充分利用自然冷源。数据机房排热系统通常可选取室外空气干球温度、湿球温度、露点温度等作为最终的排热热汇,相应的设备形式依次为风冷式、冷却塔、间接蒸发式冷却塔等。

根据室外热汇温度的变化情况,数据机房的空调系统可以运行在不同的模式下。当室

外热汇温度水平足够低时,室内热环境营造过程可全部利用自然冷源完成。通过减少营造过程损失的方法,可有效减少排热过程所需的驱动温差,从而实现所需冷源温度的提高。而排热过程冷源温度的提高有助于延长自然冷源的利用时间。以采用冷却塔制取冷水的自然冷源供冷为例,室外湿球温度为冷却水温度的下限,可用当地湿球温度反映可利用的自然冷源的温度水平。表 2.2-1 给出了国内不同地区部分城市室外湿球温度分别低于 10℃、15℃和 20℃时的小时数,从中可以看到,随着冷源需求温度的降低,可利用自然冷源的小时数将显著减少。如果要求的冷源温度为 10℃,则全国各地的数据机房都离不开机械制冷,而如果要求的冷源温度是 20℃时,则对哈尔滨、兰州等城市,全年自然冷源可以利用的时间超过 90%。因此,提高冷源需求温度是充分利用自然冷源,降低数据中心电耗的关键。

部分城市可利用自然冷源小时数 表 2.2-1

湿球温度 典型城市	$t_w < 10^\circ\text{C}$ 小时数	$t_w < 15^\circ\text{C}$ 小时数	$t_w < 20^\circ\text{C}$ 小时数
哈尔滨	5673	6831	8114
北京	4762	5758	7232
兰州	4947	6467	8432
太原	4932	6274	7831
上海	3228	4516	5967
合肥	3338	4423	5952
广州	986	2523	3988

2.2.4 减少散热温差损失的分析原则

数据机房排热系统的总任务就是把热量排放到作为热汇的周边环境中。系统的驱动力是热源温度与热汇温度之差,如果系统的热量传输过程消耗的温差之和小于或等于系统的驱动温差,则不必用制冷机,可以实现自然冷却。否则需要通过热泵提升温度,补充驱动温差的不足。

为此,需要尽可能减少传递过程的焓耗散,例如用液冷方式,避免冷热掺混,以及增大各环节的换热能力;获取温度更低的热汇;例如通过蒸发冷却得到湿球温度的热汇,通过间接蒸发冷却得到接近露点温度的热汇。

从减少系统散热温差损失的视角出发,减少各环节热量传递的温差消耗,有助于降低排热过程的总驱动力需求,从而可以改善整个数据机房热环境营造过程的能效水平。

1. 减小芯片与室内空气换热损失

在数据机房的室内热量采集过程中,在典型的 CPU 风冷散热形式中,通常需要将芯片热源的热量传递到室内空气,再经由送风排除,如图 2.2-10 所示。

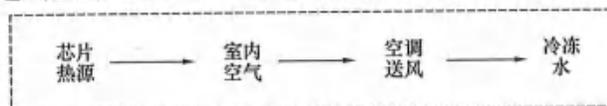


图 2.2-10 对流末端方式的热量采集环节

此时，芯片热源的热量通过对流换热进入到室内空气中，这个过程可认为是一股空气流经热源表面被加热，然后又混入室内的过程，包括了两部分的换热损失：空气与热源表面的对流换热损失和被加热空气的掺混损失。对于利用送风方式排除室内产热的机房空调系统，由于机房热源分布在空间中各处，且热源品位温度可能涵盖了较宽的温度范围，在实际的机房热量采集过程中，损失不可避免。不同品位热源热量掺混到室内空气的过程会导致显著的掺混损失，也就降低了热源的品位温度（由热源温度降至室内空气温度）。

此外，对于机房内主要的服务器等 IT 设备，若热源的品位温度显著高于室内需求的温度，此时可以采用 CPU 液冷散热形式，将冷水等冷媒直接输送至热源处，再利用风—水换热器等就近与热源换热来实现对热量的采集。这样，通过对机房中服务器等电子设备等热源采取就近排热的热量采集方式，能够充分利用热源品位温度高于室内状态的特点，可以有效避免这部分热量统一掺混到室内状态后再进行排除的掺混温差损失，从而提高热量排除过程中的冷源温度水平，为自然冷源的更广泛利用及机械冷源效率的提高创造有利条件。

此外，服务器芯片温度的不均匀性（见图 2.2-9，不同服务器热源的工作温度不同）会造成多个热源品位的差异。因此，可通过提高芯片温度的均匀性减小空气与热源表面的换热损失。数据机房不同空间处的服务器芯片温度又与进入每个服务器的空调送风温度有关，因此，需要增加空调送风温度的均匀性。

2. 减少冷热流体掺混损失

现有的数据机房室内排热过程多采用空气作为排热媒介，通过大循环风量、高换气次数来满足排热需求，但这种方式也会带来较为显著的冷热掺混及风机循环能耗较高的不足。在实际的数据中心机房中，存在冷热通道未完全隔离导致的空气混合、冷空气短路（由精密空调的一部分送风旁通至机柜排风侧，与机柜出口的一部分排风发生掺混，共同形成精密空调的进风）及热通道内热空气回流（由机柜出口的一部分排风流回机柜进风侧，与精密空调的一部分送风发生掺混，共同形成机柜的进风）等掺混过程，如图 2.2-11 所示，这使得各机柜进风温度不均匀，各芯片温度不一致，不同服务器芯片的排风温度也存在差异。这实际上就导致系统能耗增加，也就要求驱动温差增加，最终延长了需要机械制冷的时间。

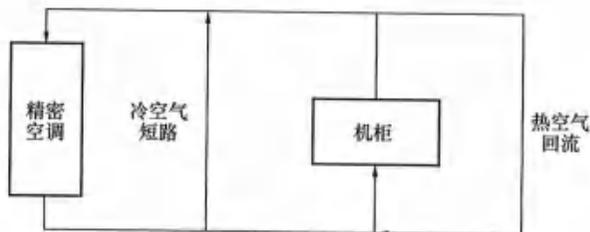


图 2.2-11 机房排热过程中的冷热气流掺混

根据减少冷热掺混的分析原则，机房室内热量采集过程的改善应主要通过改善机房的室内气流组织情况来实现，可采取的措施包括分隔冷热通道（在机柜内服务器间的间隙处设置挡板阻隔冷热空气混合）、采用列间空调就近送风形式、采用分布式送风的局部冷却方式（见图 2.2-12，冷媒进入机柜内就近换热）等。

在满足排热量需求和服务器正常工作温度需求的前提下,通过上述措施来改善和优化室内气流组织,可显著改进数据机房的室内热量采集过程,大幅减少冷热气流掺混导致的掺混损失,从而减少室内热量采集环境的温差消耗。与改善换热环节匹配特效的一系列措施相结合,可减小机房热量排出过程中的温差消耗 ΔT_d ,从而大幅提高机房排热过程需求的冷源温度水平。现有存在显著掺混的排热方式中,需求的冷水温度通常在 10°C 以下,通过改进室内热量采集过程及换热环节,减少掺混损失并减少换热过程的不匹配损失,可使得需求的冷水温度提高至 $15\sim 20^{\circ}\text{C}$ 甚至更高。这为冷源环节充分利用冷却塔等自然冷源提供了有利条件,即使选取机械冷源也可大幅提高制冷循环的效率。

3. 提高送风温度均匀性

以目前普遍采用的地板集中送风、封闭冷通道的数据机房空调方式为例。由于冷通道封闭,风系统的定压点在机房的热通道,根据《数据中心设计规范》GB 50174—2017 要求维持热通道内的微正压。空调送风经芯片加热并经过服务器自身风机增压后排入热通道,导致热通道内压力高于冷通道,致使热空气通过机柜主板间空隙回流到冷通道,造成冷通道内局部温度的升高。服务器位置越高,其进风温度越高,该处服务器监测到机柜进风温度升高时,控制服务器自身风机增大转速,增大风量,导致排风压力升高,促使更多热空气回流到冷通道。而且冷通道内随着位置的升高,冷空气的风量逐渐减小,加剧了机柜进风温度的不均匀程度。

冷通道内温度分布的不均匀,造成机柜顶部的芯片散热不利,机柜顶部排风温度过高,为保证机柜最高排风温度不超标,只能通过降低送风温度的方式把冷通道内的空气温度整体降下来。这种做法虽然满足了机柜顶部芯片的散热需求,但无益于冷通道内温度均匀性的改善,同时造成了机柜底部芯片的过冷却,使得需求冷源温度降低,可利用自然冷源的时间大幅缩短,最终导致了空调系统能耗的增加。而消除热空气回流可避免冷通道内的冷、热空气掺混,提升冷通道内在高度方向上的温度均匀性,使得机柜不同位置上设备的进风温度均匀。此时,在满足所有设备排风温度要求的前提下,可提高精密空调的送风温度,从而大幅提高冷源的需求温度。因此,数据中心空调系统设计的关键点是要杜绝热空气回流问题。

4. 末端排热充分利用自然冷源

在冷源设备环节,数据机房热环境营造过程应充分利用自然冷源。数据机房排热系统通常可选取室外空气干球温度、湿球温度、露点温度等作为末端排热热汇,相应的设备形式依次为风冷式、冷却塔、间接蒸发式冷却塔等。

根据室外热汇温度的变化情况,数据机房的空调系统可以运行在不同的模式下。当室外热汇温度水平足够低时,室外热环境营造过程可全部利用自然冷源完成。通过上述减少排热过程温差损失的途径,可实现所需冷源温度的提高。如利用冷却塔、选取室外湿球温度作为排热热汇时,若通过减少各环节的损失(芯片导热热阻、冷热掺混、进风温度不均

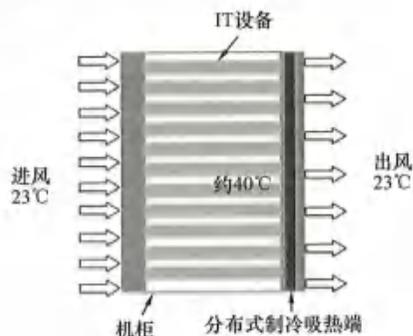


图 2.2-12 数据机房分布式冷却方式原理

等)使得排热过程的冷水温度提高,则相应可利用的室外湿球温度也可提高,此时自然冷源的可利用时间即可增加。因此,通过减少室内热量采集过程、中间热量传输环节的温差消耗及烟耗散,尽量提高排热过程的冷源温度,有助于延长冷却塔等自然冷源应用时间,提高排热过程的能效水平。

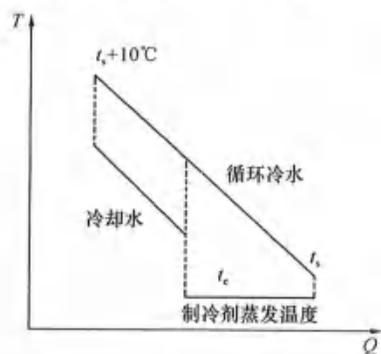


图 2.2-13 部分自然供冷 $T-Q$ 图

当自然冷源无法全部满足数据机房排热过程的需求时,仍可通过优化设计来利用其满足部分排热需求,再通过机械制冷方式补充不足的部分,从而进一步延长自然冷源的利用时间。以冷水供回水温差为 10°C 左右、采用冷却塔方式提供自然冷源的排热过程为例,当系统运行在过渡季、冷却塔产生的冷却水无法满足全部供冷需求时,可利用冷却塔来满足部分供冷需求。如图 2.2-13 所示,冷水回水(约 25°C)经过冷却水降温至约 20°C ,再经过制冷机蒸发器进一步降温到 15°C 左右,即可利用自然冷源和机械冷源来共同满足冷水降温需求。通过冷水大温差运行,在过渡季利用冷却

塔和制冷机共同构成对冷水降温过程的分级处理,有效延长了冷却塔供冷时间,只需利用制冷机作为自然冷源的补充、满足部分供冷需求,有助于提高系统整体能效水平。

2.2.5 提高系统冷却效率的途径

随着通信行业的发展,高热密度的散热问题日益突出,提高系统冷却效率迫在眉睫,同时,IT 设备冷却的核心目的是降低高热流密度的 CPU 或 GPU 元器件(以下称芯片)散热,相关实验研究发现,芯片热流密度超过 $50\text{W}/\text{cm}^2$ 时,常规冷风冷却方式已不能解决问题,必须采用高效的冷却方式来缩短芯片散热温差、减少扩散热阻、提高高热流密度芯片热均匀性、提高冷却系统输送效率以及寻求更加全面的自然冷源利用。

1. 减少换热环节、降低散热温差

温差是一切换热的条件,热量由低温环境转移到高温环境时,借助逆卡诺循环进行,即压缩机制冷;热量由高温环境转移到低温环境时,直接借用自然流方式。考虑冷却系统运行安全,以及数据机房环境要求,冷却系统通常设计较多的换热环节,每增加一次换热就必须损失一定的冷量,这在自然流冷却及压缩机制冷过程中都存在。对于压缩机制冷系统,可采用高集成的蒸发冷却式冷水机组替代原有冷却塔加冷水主机的方式,减少压缩机制冷侧的温度损失,寻求更加直接的冷凝换热,如图 2.2-14 所示。

对于有条件的地区可采用新风自然冷却,减少冷量制备能耗、冷水及冷却水输送能耗,同时,可考虑直接新风方式,可靠新风直接送入机房内,减少新风与机房回风的换热环节,如图 2.2-15 所示。

常规服务器冷却系统都是采用低温冷风送至服务器机柜入口,再进入服务器内部带走服务器散热,服务器内部发热部件采用统一温度的冷风,按照《数据中心设计规范》GB 50174—2017 要求,服务器进风温度为 $18\sim 27^{\circ}\text{C}$,满足要求的情况下,服务器进风温度应取较高值。为满足数据机房使用环境要求,可采用密闭热通道或背板散热的方式,如图 2.2-16 所示,可使数据机房环境温度维持在 27°C 以下。

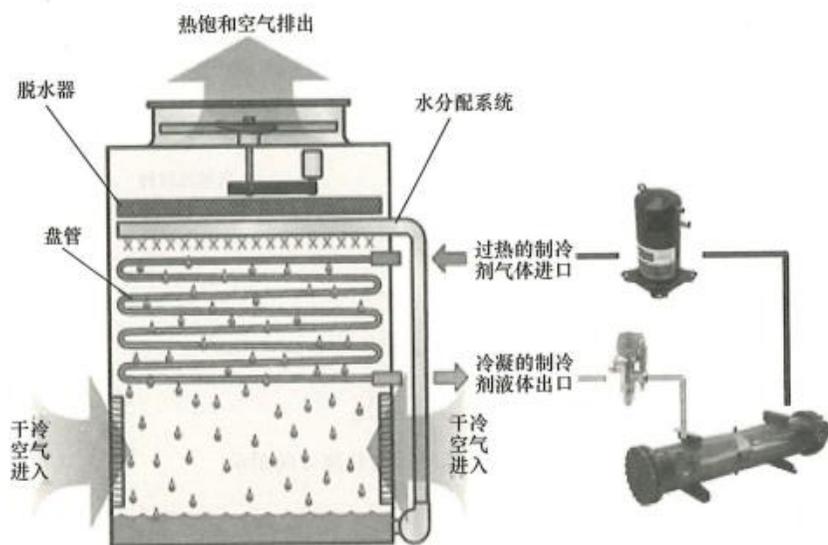


图 2.2-14 蒸发冷却式制冷原理

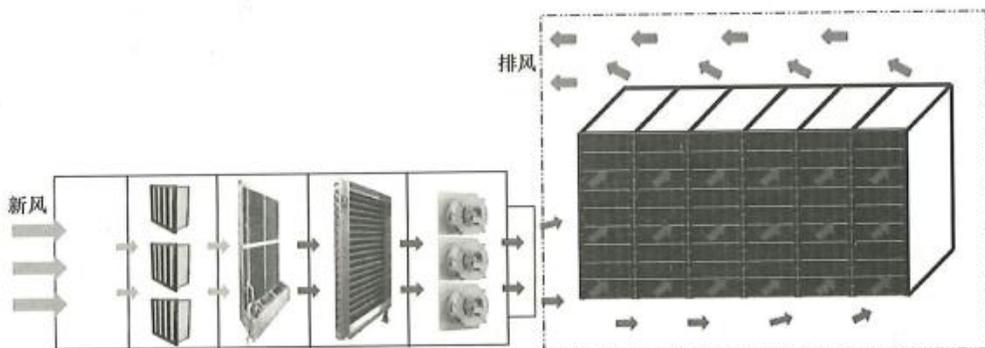


图 2.2-15 直接新风自然冷却原理

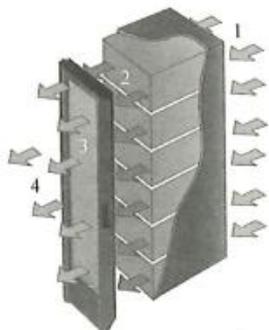


图 2.2-16 背板散热图示

1—机柜进风；2—服务器出风；3—换热背板；4—机柜出风

同时，考虑到芯片运行需求温度远高于服务器设备内其他元器件，可采用芯片独立散热的方式。通常认为芯片运行温度在 65°C 以下时能够可靠运行，可采用小温差的自然流散热，服务器其他部分采用冷风冷却，最大化降低散热温差，如图 2.2-17 所示。

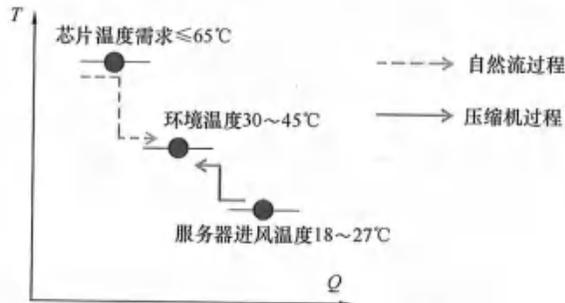


图 2.2-17 局部冷却的热流方向图示

2. 降低散热不均匀性

数据机房中存在不同发热密度的服务器设备，采用密闭通道送风或大空间漫灌式送风时，为满足最高发热量的服务器散热要求，就需要降低数据机房送风温度，此部分主要为散热不均匀带来的能耗增加。因此，在对数据机房散热进行冷却时，可采用局部加强送风或增加冷量的方式消除局部高热，避免通过拉低数据机房的冷风温度来防止局部高温报警，造成冷却能耗增加。

3. 提高自然冷源利用率

提高数据机房冷却系统冷水温度，可提高制冷主机能效，同时可提高启动自然冷却及完全自然冷却的冷却水温，冷却水直接同室外环境进行换热，因此，高的冷水供水温度可以在较高的室外环境温度时进入自然冷却。同时，提高数据机房机柜进风温度时，用于冷却冷风的介质温度亦可提高，同上可知，自然冷却的利用率可提高。江河水源蕴含大量冷资源，大型湖泊或流动的江河在一定深度下水温较低且基本恒定，可用于冷却系统散热，因地制宜地进行自然冷却。如国内已有应用的千岛湖、东江湖数据中心。

4. 提高输送效率

为降低数据机房冷却系统中冷却介质输送能耗，可采用缩短输送距离、高效输送设备、大温差输送等措施。紧贴发热源送风：输送设备能耗与过程压损成正比，可通过缩短送风距离来降低输送功耗，如采用密闭通道送风、直接针对单台机柜的背板送风方式。高效输送设备：数据机房内冷却气流输送采用高效 EC 风机，按需无级调节冷却风量，提高送风可靠性的同时降低输送能耗。冷水及冷却水输送水泵可采用高效变频离心泵，变工况控制，使水泵运行在高效点。大温差输送：传统制冷系统供回水温差设计为 5°C ，近几年数据中心制冷系统中冷水设计温差出现 6°C 以及 7°C ，对于降低输送水泵功耗非常有利，对于相同输送冷量、相同距离、相同比摩阻时，温差升高的比例等同于功耗降低的比例，如供回水温差由 5°C 提升到 6°C 时（提高 20%），水泵功耗降低 20%；供回水温差的升高同样可降低输送管网初投资。

2.3 数据中心冷却系统可靠性

本小节将探讨数据中心冷却系统可靠性，通过可靠性与可用性的区别，从IT业务角度对为何需要可靠性、可靠性需求以及如何定义这三个问题逐步深入探讨，尝试解析数据中心冷却系统可靠性的影响因素及提高可靠性的方法。最后，从数据中心行业发展变化，分析数据中心冷却系统可靠性的影响因素。

2.3.1 可靠性与可用性的区别

可靠性是深入探讨数据中心冷却技术可靠性的前提，而从不同角色角度去看时，又是完全不一样的。可靠性最早来自于高成本、高失效风险领域的项目，比如航空航天项目，产品需要通过做大量的测试验证其可靠性，进而计算整个系统的可靠性。数据中心冷却系统可靠性，其实就是一个系统可靠性。

在产品领域，是从产品设计师角度，从产品提供方质量管控效果的角度来看，可靠性其实就是一个产品型号批次在市场上的“存活概率”。这里的存活，指的就是规定时间内（产品寿命期内），仍然具备产品功能能力的产品概率。从产品角度，可靠性是产品在寿命周期内完好无损地存活下来的概率，是一个统计学意义的概率。对于设备提供方来讲，是其平衡整个投资收益的关键所在。存活概率高，售后服务成本低，用户满意度高，单产品的成本就很低，单产品的收益就高。

从用户角度来看，上面提及的产品可靠性，就完全没有意义了。上面说的产品可靠性，指的是产品的存活概率，这个指标对于用户来说几乎没有意义。因为每个用户都希望自己拿到的产品在使用期内100%不要出问题。所以，从用户角度来讲，使用另外一个概念，叫可用性。用户购买了一个产品，在生命期内可用时长的占比。如果100%时间都可用，则可用性是100%。因此，产品可靠性并不能简单地对等为用户所需要的可用性，特别是对于涉及由众多产品共同组成的系统时，就更为复杂。

对于数据中心冷却系统而言，举一个极端的例子，用户可能一次性购买了200台可靠性为99%的某型号空调，组成一个散热系统，共同并联工作满足100%的热负荷，在不考虑冗余的情况下，任何一台空调的失效，都会让这个系统的散热失效（不能满足恒定温度的要求）。那么，这时200台空调散热系统的可靠性就只有13.4%。虽然在物理形式上是200台空调并联工作，但从可靠性交付，这是一个串联系统，即任何一个产品的失效，整个系统就失效。

可见，这个差异是巨大的。所以，对数据中心冷却系统可靠性影响最大的角色是冷却系统的设计人员。

2.3.2 为什么需要可靠性

从产品提供者和使用者的两个截然相反的角度，去看同一个问题“为什么需要可靠性”，答案是完全不同的。从两个不同角度去理解，更利于数据中心冷却系统从业者，包括业主、运维人员、设计人员、租户等理解可靠性，并在可靠性方面更容易达成共识。

从产品提供者的角度，为什么需要可靠性呢？如前所述，可靠性对于产品提供者而言

就是其售卖产品的存活率，也就是故障率。而故障率决定投诉率，投诉率决定着品牌的价值。一个产品提供者，其利润=产品售价-产品生产成本-产品售后服务成本。产品售价由品牌，即用户满意度决定，也就由产品投诉率决定。每个产品生产成本=产品原材料成本+生产成本均摊，而生产成本的均摊存在一个规模分摊效应，特别是初期开发这个型号产品的研发成本、生产制造设备的投资成本和经营管理成本。如果产品产量越大，这些成本分摊就越小。同时，如果产品产量越大，其采购原材料的成本也会降低，因为上游产品量大了，其上游产品的摊销成本也降低了。而产量由销量决定，销量取决于产品的价格和可靠性。产品售后服务成本，则完全取决于产品的可靠性，可靠性高，则存活率高，单产品服务成本的摊销自然降低。

因此，可靠性高，决定了产品售价可以更高；可靠性高，产品销量高，则产品生产成本低；同时，可靠性高的产品售后服务成本更低；综合，产品提供者的利润是最高的。唯一需要平衡的，可能是售价与可靠性的关系。如果可靠性高，但售价过高，销量太低，则产品的成本就会太高，利润得不到最大化。在实际商业案例中，有些公司的产品其可靠性一般，但其加大在售后服务的投入，让用户感知不到可用性的损失，比如及时更换新的设备，可能用户的可用性损失也不大。况且，不是所有的客户都真正的要求 100% 的可用性。就这样，通过售后服务的投入，降低的产品投诉率，提高产品满意度，提高产品品牌价值。产品的销量增加了，销售价格也并不低，从而达到了产品利润最大化的目标。所以，从产品提供者角度考虑可靠性，其实是实现产品利润最大化的关键所在，特别是在成熟且竞争充分的市场。

从用户的角度，为什么需要可靠性呢？每一个用户每天都在使用着各种各样不同的产品。用户对于产品可靠性的需求，不是产品提供者所宣称的可靠性。而是所购买的产品及服务具备的可用性。暂先不考虑互联网行业日益强调的体验一说，产品及服务的可用只考虑产品功能的可用。用户关注的是，在需要功能的时候，产品是否可以提供此功能。

所以，在用户为什么需要可靠性这个问题上，其实，用户需要的是可用性。数据中心业主需要的是冷却系统的可用性。因此，在接下来的表述中，除非特别强调，一般均是从用户即使用者角度，来表述冷却系的可靠性，即可用性。

2.3.3 数据中心冷却系统的可靠性（可用性）

数据中心冷却系统的可靠性从不同的视角看待，能够得到不同的答案。数据中心产品和服务提供方与数据中心使用和拥有方，是完全不一样的视角与立场。各方都站在自身利益最大化的角度去考虑和设计数据中心冷却系统，从而满足自身利益最大化的诉求。在此过程中，也就必然存在着平衡。对于数据中心从业者来说，换位思考，全面、清晰、完整的界定数据中心冷却系统的可靠性需求，将利于项目各方确保可靠性（可用性）预期与结果的一致性。

如前所述，可靠性的本质是可用性。既然是可用性，就必须知道用它做什么？以及怎么用？“数据中心冷却系统”是什么呢？冷却系统又称为暖通空调系统，是为某一特定目标空间提供并维持特定的温度、湿度、洁净度的环境。数据中心冷却系统的服务对象是一堆机器，一堆服务器、存储、交换等 IT 设备，这些设备是用来进行数字信息的计算、存储和交换用的。这些对象的特点是工作就耗电，耗电就发热。且从能量守恒的角度来说，

耗电量几乎 100% 都变成热量散发出来了。而且, 大部分情况下, 这些机器都需要 7×24 小时 365 天不间断的工作, 也就意味着, 数据中心冷却系统需要 7×24 小时 365 天不间断的工作。据 ASHARE 组织的服务器厂商测试数据, 如图 2.3-1 所示, 服务器进风温度的升高, 会带来服务器失效率的提高。

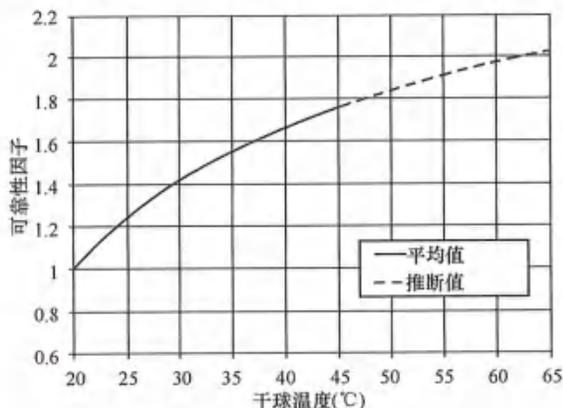


图 2.3-1 ASHARE 组织的服务器厂商测试数据

数据中心冷却系统的可靠性是由其服务的对象的可用性需求决定的, 就是由 IT 设备 (如服务器) 的可用性决定。而 IT 设备的可用性要求, 是由运行在 IT 设备上的软件、所支撑的服务的可用性要求决定的。而这些信息服务的可用性, 最终是由使用这些信息服务的用户需求所决定的。用户可能是每一个个体, 如百度搜索服务、百度地图导航等。也可能是某一个组织, 如百度广告营销系统蜂巢、百度云、百度人工智能开放平台等。

这些服务的可用性, 就如同一个物理产品的产品经理在确定产品可靠性指标时一样, 这个服务的产品经理依据用户及使用场景等情形, 确定服务的可用性。由服务器可用性, 导向网络可用性和 IT 服务器可用性, 进而得出数据中心冷却系统的可用性需求。严格来说, 这是一个复杂的计算和推理过程。在实际中, 往往数据中心冷却系统就按照 7×24 小时 365 天可用性来要求了。

在互联网云计算时代来临之前, 一个 IT 系统, 服务对象是很少的。比如一个企业的邮箱系统, 就服务于企业的几千或几万名员工, 邮箱系统的软件安装在企业数据中心的服务器上。介于这个企业的规模, 可能需要几台或几十名服务器就可以满足整个企业邮箱系统的需求了。那么此时对于这个邮箱系统而言, 一个房间就足够布置这些服务器了, 同样, 意味着一个冷却系统就足以满足这些服务器的散热需求了。

到了互联网云计算时代, 满足几十亿人使用的百度搜索, 需要远远超过一个房间的服务器来满足搜索业务的使用需求。自然, 一个冷却系统是远远不够的。

总结一下, 数据中心冷却系统的可靠性是由其服务的 IT 设备的可用性决定的。同时, 一个冷却系统的大小与某一个业务对应的 IT 设备的集群大小是否一致, 也决定了冷却系统可靠性的定义。数据中心冷却系统的可靠性需求就是, 一个冷却系统的可靠性需求是其所服务的全部 IT 设备所支持的各类信息服务的可用性的求和。所以, 在云计算时代, 数据中心冷却系统的方案设计人员必须注意到, 冷却系统的大小需要与业务对应的 IT 设备集群规模保持一致。不然就会出现冷却系统的可靠性 (可用性) 与 IT 设备的可靠

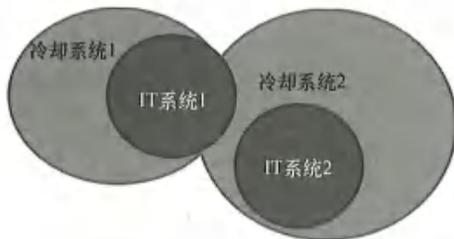


图 2.3-2 冷却系统和 IT 系统的可靠性 (可用性) 需求一致性示意图

性 (可用性) 需求不一致的情况出现。

如图 2.3-2 所示, 冷却系统 2 的失效, 必然会影响到 IT 系统 1。可见, 先有规模 (范围) 一致, 才有可用性一致的原则。往往越来越多的数据中心, 出现这种不一致的问题, 导致故障发生, 带来意想不到的业务损失。

无论是数据中心冷却系统的产品提供方、系统设计者, 还是数据中心冷却系统的业主、使用者, 数据中心冷却系统可靠性的需求, 由其服务器的 IT 设备可用性需求及场景特点决定。在不能准确获知其可用性需求及场景特点的情况下, 数据中心冷却系统需确保其规模 (范围) 与所服务 IT 设备的规模对等。

2.3.4 数据中心冷却系统可靠性 (可用性) 影响因素

对于产品的使用者, 数据中心业主对于数据中心冷却系统的可靠性需求, 其实就是对其购买产品的可靠性结果的期望, 而这个可靠性的结果对用户来说就是可用性。总结来说, 对于用户, 可靠性是目标, 可用性是结果。90%可靠性的产品, 其结果可能仍然是 100%可用性。本小节以目前大型数据中心应用最多的大型水冷系统为例, 探讨数据中心冷却系统可靠性 (可用性) 与哪些因素有关, 以及如何提高数据中心冷却系统可靠性。

图 2.3-3 所示为某数据中心大型水冷系统的架构图, 通过不同的部件 (如末端、水泵、冷水机组、冷却塔等), 设计并组成这个数据中心冷却系统的目的是为了确保某一特定建筑或区域内的温度稳定 (即维持服务器工作所需要温度环境)。而当今各种设备的自动化水平越来越高, 大型水冷系统也趋于自动化运行。此时, 在考虑系统可靠性时, 就必须也纳入这些自动化控制系统同步考虑。

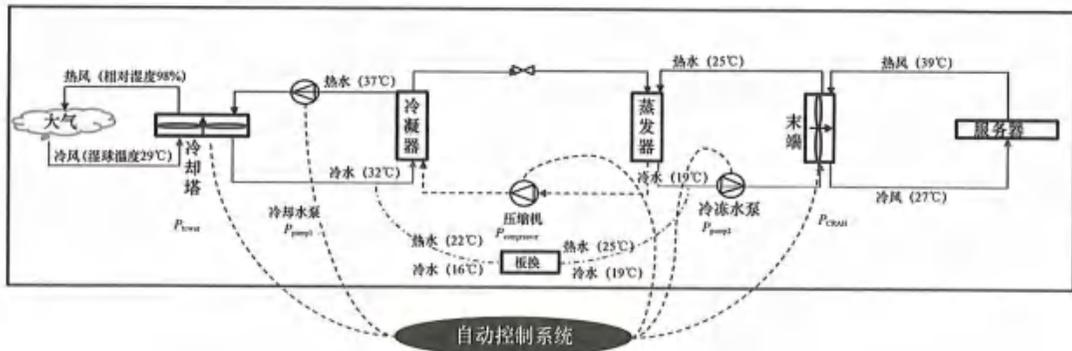


图 2.3-3 某带自然冷却的数据中心大型水冷系统结构图

对于冷却系统可靠性 (可用性) 的目标, 绝大部分情况下是希望这个系统在其生命周期内 100%是可用的。对于绝大部分的数据中心, 冷却系统的可用性就是 7×24 小时 365 天持续不间断的需求。当然, 也存在比如某些实验机房或承担离线业务为主的机房, 其可用性仅仅是 5×8 小时间断性的需求。所以, 每一个用户务必清晰地知晓自身的场景需求, 定义好冷却系统的可靠性 (可用性) 需求。虽然, 总是追求 100%的可用性, 但往往很多

时候用户是接受 99.99% 或其他几个“9”的可用性的，也就是说允许每年出现一定时长的不可用。

几个“9”的可用性（可靠性）是经常听到的概念，下面来尝试计算一下。比如第三方租用数据中心，经常涉及与租用即用户签订租约，租约中往往很重要的一个条款就是用户机柜的可用性。这里的可用性，其实就是用户机柜的供电和散热的可用性。

$$V = N_1 / N$$

式中 N_1 ——失效机柜的数量；

N ——租用总机柜数量。

$$V = (N_1 \cdot H_1 + N_2 \cdot H_2 + \dots + N_n \cdot H_n) / N \cdot 8760$$

式中 N_n ——失效机柜的数量；

H_n ——失效小时数；

N ——租用总机柜数量。

通过计算，可以发现其中的一些“奥妙”。不同的计算公式，带来的可用性几个“9”的结果是完全不一样的。如图 2.3-3 所示，对于一个没有任何冗余的大型水冷冷却系统而言，不可用的时长将由以下几部分组成：

(1) 部件或设备有计划的停机维护保养，造成的系统不可用时长（如：水泵添加润滑油、换热器清洁灰尘等时长）；

(2) 任一部件或设备在可靠性概率下的失效造成的系统不可用时长（如：水泵轴封泄露，更换及维修时长）；

(3) 冷却系统中，控制系统的软件或硬件故障，造成的系统不可用时长（如：控制失效，人工介入手动运行的响应时长）。

而对于设备在可靠性概率下的失效，设计者不可能考虑同一时刻发生多种故障的情形。因此往往只考虑同一时刻发生一种故障的情形。所以，为了实现 100% 的可用性，以上系统架构图需要实现不同层级的冗余设计：

(1) 部件/设备冗余设计（水泵、冷机、末端、冷却塔等）；

(2) 冷量输配管路系统冗余设计（管道、阀门等）；

(3) 控制系统冗余设计。

通过冗余设计，满足设备有计划维护的情况下，系统可用性不受影响（这就是被行业广泛接受的 Uptime TIER 标准中的 TIER III 等级——可在线维护）。通过冗余，满足任意设备失效的情况下，系统可用性不受影响（这就是 TIER IV 等级——故障容忍）。即使是故障容忍的数据中心，也仅仅能够保证在一次故障发生时，系统可用性不受影响。而在整个数据中心寿命期内，这是无法完全保障的。而往往大多数的设计，并不对自控系统进行冗余。因为人工介入手动运行的响应时长往往较短，一个健康的运维体系可以做到分钟级的介入，其可用性可以保证在“5个9”的水平。

如何提高数据中心冷却系统的可靠性？以下将以无任何冗余的系统、冗余动力部件的系统、全部部件均冗余的系统和系统级冗余的系统 4 种情形来分别介绍。

如表 2.3-1 所示，这个典型的数据中心冷却系统由风冷冷水主机、水泵、管路、阀门、冷水精密空调等组成，每个设备均有其自身的可靠性（以上数据仅供参考，主要对比系统架构不同带来的差异），以及停机保养需求。可靠性是各设备在其正常保养政策下，

寿命期内保持功能可用的概率。停机保养是指设备需要完全停止工作，来进行必要的保养、维护和部件更换。管路系统和阀门在大多数情形下，一般都不执行任何的停机保养。

某典型数据中心冷却系统各设备的可靠性及停机保养需求 表 2.3-1

设 备	可 靠 性	停机保养需求
风冷冷水机组	95%	一年一次 每次 4~8h
水泵	95%	一年一次 每次 4~8h
管路	99%	无
阀门	99%	10 年一次 每次 4~8h
冷水精密空调	95%	一年一次 每次 4~8h

停机保养属于计划性的时间，也是计划性的不可用，意味着产品功能的不可用。而可靠性，属于非计划性的故障失效，也造成产品功能的不可用。

如图 2.3-4 所示，对于无任何冗余的系统，其系统的可用性最大值是明确的，因为风冷冷水主机和冷水精密空调必然存在停机保养需求。此时，整个制冷系统将不可用。

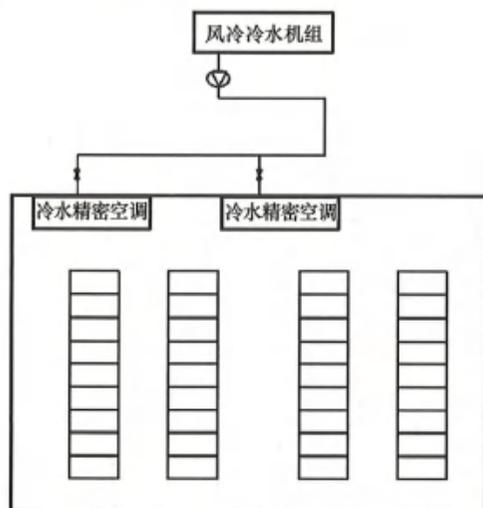


图 2.3-4 无任何冗余的系统的可靠性（可用性）

如图 2.3-5 所示，对于冗余动力部件的系统，由于阀门和管路现实情形中基本不做维护保养。所以，计划性的保养维护，并不会造成这个系统的不可用。

如图 2.3-6 所示，对于全部部件均冗余的系统，所有的部件均可以“有计划的在线维护”，包括实际中基本不维护的阀门和管道。

如图 2.3-7 所示，对于系统级冗余的系统，在运行保养方面它和全部部件均冗余的系统一样，也可以实现所有部件均可以“有计划的在线维护”，而不造成系统的不可用。

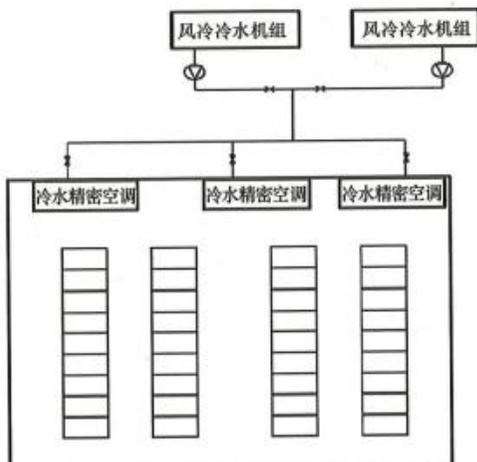


图 2.3-5 冗余动力部件的系统的可靠性(可用性)

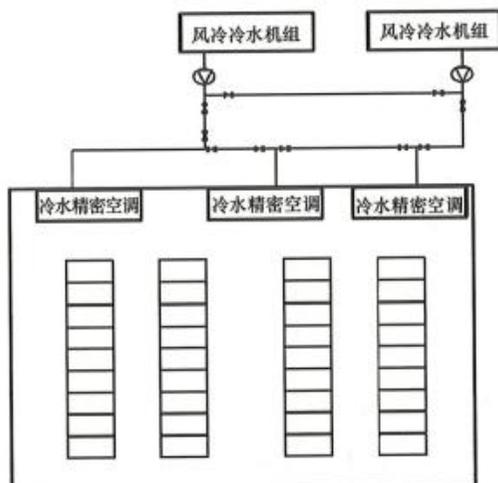


图 2.3-6 全部部件均冗余的系统的可靠性(可用性)

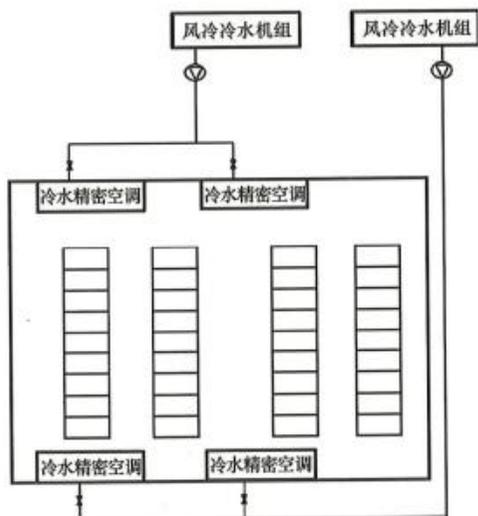


图 2.3-7 系统级冗余的系统的可靠性(可用性)

在实际的项目中，绝大部分大型数据中心项目均采用的是全部部件均冗余的系统，因为担心阀门或管道因施工不当造成运行期间的泄露等事故。而全部部件均冗余的系统，可以在线进行泄露和阀门更换等操作。

然而，如表 2.3-2 所示，通过实际可靠性计算可以发现，在管道和阀门可靠性较高的情况下，“冗余动力部件的系统”的可靠性并不低于“全部部件均冗余的系统”。也就是说，如果管路和阀门产品及施工可以保证在系统寿命期内较高的可靠性的话，采用“冗余动力部件的系统”方案未尝不是一种经济性极高的方案。

管道和阀门可靠性较高的情况下的实际可靠性计算

表 2.3-2

设备	可靠性	停机保养需求	无任何冗余的系统	冗余动力部件的系统	全部部件均冗余的系统	系统级冗余的系统
风冷冷水机组	95%	一年一次 每次 4~8h	82.4%	95.9%	95.1%	96.9%
泵	95%	一年一次 每次 4~8h				
管路	99%	无				
阀门	99%	10 年一次 每次 4~8h				
冷水精密空调	95%	一年一次 每次 4~8h				

而在阀门的可靠性不高的情况下，如表 2.3-3 所示，此时“全部部件均冗余的系统”的可靠性还不如“无任何冗余的系统”。所以，对于传统大型冷冻水系统方案来说，管路和阀门等高可靠的施工是后期系统可靠性高低的关键所在。

管道和阀门可靠性不高的情况下的实际可靠性计算

表 2.3-3

设备	可靠性	停机保养需求	无任何冗余的系统	冗余动力部件的系统	全部部件均冗余的系统	系统级冗余的系统
风冷冷水机组	95%	一年一次 每次 4~8h	74.9%	88.6%	67.0%	93.7%
泵	95%	一年一次 每次 4~8h				
管路	99%	无				
阀门	90%	10 年一次 每次 4~8h				
冷水精密空调	95%	一年一次 每次 4~8h				

所以，影响冷却系统可靠性（可用性）的因素包括内部因素和外部因素两个方面。通俗来讲，内部因素也可以称之为可控因素，即产品及系统自身。外部因素一般均为不可控的因素。当然，某种程度上也是可控的。

影响冷却系统可靠性（可用性）的内部因素（可控因素）包括：

- (1) 系统中每个部件的产品可靠性；
- (2) 系统架构的冗余度；
- (3) 每个部件的故障恢复时间；
- (4) 每个部件/产品的维护保养时间；
- (5) 冷却系统供电设计的冗余度匹配；
- (6) 冷却系统自控设计的冗余度匹配。

世界上没有“永动机”，数据中心冷却系统的产品，绝大部分在其寿命期内都不能不间断地持续工作，需要定期进行停机保养。因此，系统架构的冗余度就非常重要，既满足部件/产品的维护需求，又能够应对部件/产品自身可靠性范围内的故障。

影响冷却系统可靠性（可用性）的外部因素包括：

- (1) 极端天气；
- (2) 外部建筑破坏；
- (3) 人为误操作或恶意操作；
- (4) 控制系统外部电磁干扰；
- (5) 其他外部造成部件/产品功能失效的因素

综上，提高冷却系统可靠性（可用性）的关键在于考虑部件/产品可靠性及维护保养需求等内部因素的前提下，适当考虑外部因素，合理设计合适的系统冗余架构，达到设计可靠性与可用性预期的匹配。

综上所述，一个好的冷却系统架构是依据实际用户使用场景明确定义的可靠性（可用性）需求而来。当然，为了达到同一个目标，架构可以是多种多样的组合。这些组合的选择，由具体的运营维护策略及喜好决定。

2.3.5 数据中心行业发展变化带来的冷却系统可靠性需求变化

当今，云计算已经完全从概念进入到规模普及的阶段，依据知名市场研究公司 Gartner 发布的报告，2018 年全球公有云服务营收将达到 2602 亿美元，较去年的 2196 亿美元增长 18.5%。到 2020 年，全球公有云服务营收将增长至 4114 亿美元。云计算彻底改变了过往企业 IT 资产及服务配置模式，从硬件、软件分别购买，更新为网络即插即用模式。进而，数据中心建设由各企业独立建设，转变为全球公有云服务厂商进行大规模建造。

图 2.3-8 所示为数据中心云计算服务各平台的配置组成示意图，机房基础设施作为最底层的硬件，为数据中心 IT 硬件提供空间、电力和散热。IT 硬件基础设施为数字化的软件提供了算力、存储空间和数据交换等硬件支撑。软件平台，即云计算管理平台，负责池化所有 IT 硬件基础设施，依据上层应用软件需求来调度和分配硬件资源。这种软硬解耦的云计算模式，极大地改变了企业传统 IT 资产及服务器配置模式。随着越来越多的服务和应用上云，云的可靠性也越来越重要。对于用户来说，云的可靠性就意味着其某一项应用服务的可用性。比如百度网盘用户，就希望其随时随地都可以访问和使用百度网盘。

为了提高业务的可用性，云计算巨头们都是如何布置数据中心呢？在金融领域，“两地三中心”的概念非常成熟，也是金融监管部门对银行数据中心的强制要求。云计算巨头

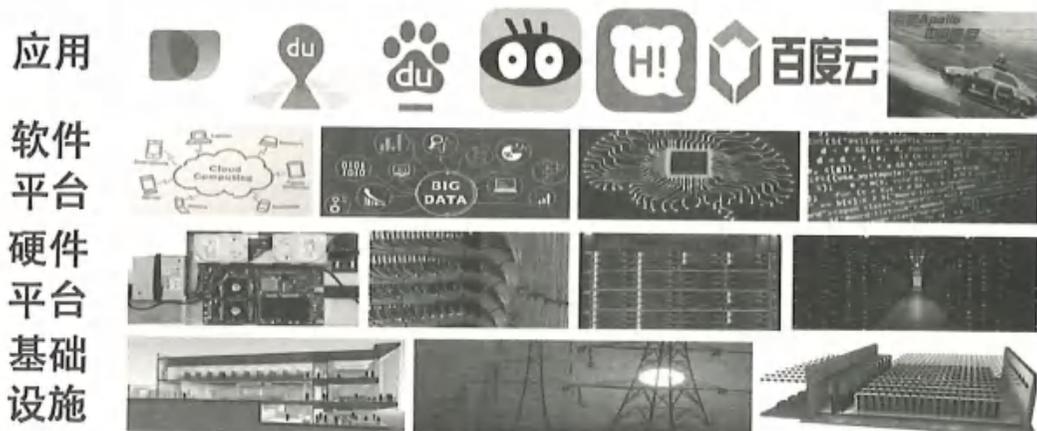


图 2.3-8 数据中心云计算服务各平台的配置组成

们又为何没有采用这种架构呢？通过对云计算数据中心布局特点的分析，利于数据中心冷却行业从业者理解其对冷却系统可靠性（可用性）需求带来的变化。

图 2.3-9 是在金融领域经常应用的“同城双中心”及“两地三中心”的配置说明，其中的 1、2、3 指的是业务 1、业务 2、业务 3。

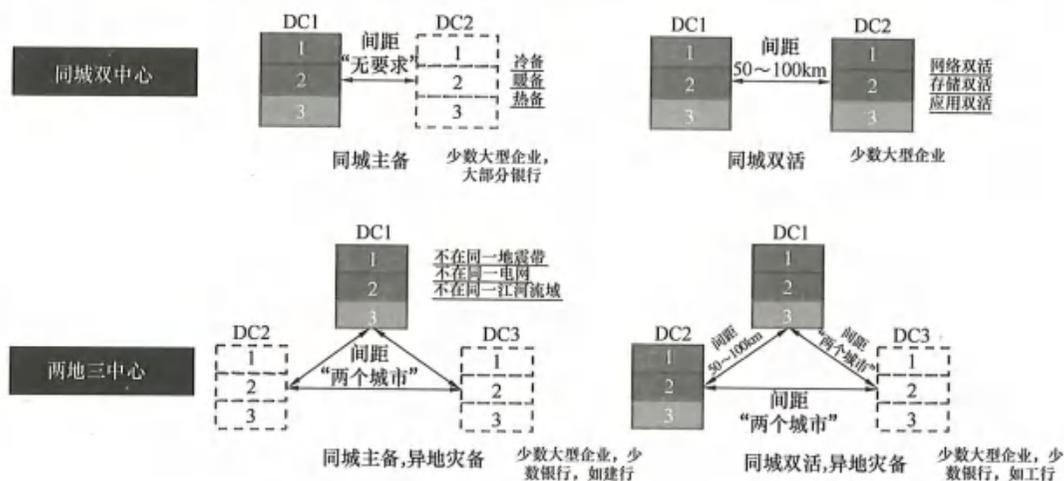


图 2.3-9 金融领域经常应用的同城双中心及两地三中心的配置特点

同城双中心，是指在同一个城市有两个数据中心，又分为同城主备和同城双活。同城主备是指业务正常状态下运行在主用数据中心，备用数据中心通过冷备、暖备或热备的形式，在主用数据中心故障不可用时，起到恢复和承担业务运行的作用。同城双活是指业务同时运行在两个同城但相距 50~100km 的数据中心中，保持网络双活、存储双活、应用双活，任一数据中心的不可用，均不会对业务的可用性造成影响。

两地三中心，是指在两地城市建有三个数据中心，满足业务的需求，又分为“同城主备，异地灾备”和“同城双活，异地灾备”。两个城市是指不在同一地震带、不在同一电网、不在同一江河流域，避免外界不可控的因素。同城的两个数据中心，有如同城双中心

那样的主备和双活的区别。

金融行业业务较为单一，对于某一家金融机构来说，可能一个两地三中心的数据中心就足以支撑其全国性业务的需求。而对于公有云计算的提供商而言，运行在云上的业务覆盖各行各业，其复杂度及对资源的需求量肯定是远远大于金融行业的。

所以，在云计算行业，数据中心的布局更多采用的是地理区域（region）与可用区（Availability Zone）的概念。如图 2.3-10 所示，针对某一个国家的云计算业务，可能有多个地理区域，每个地理区域由 2~3 个数据中心可用区组成，而每个可用区实际包含可能一个或者多个数据中心。

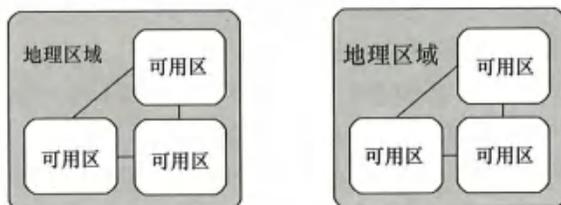


图 2.3-10 云计算行业数据中心布局概念的说明

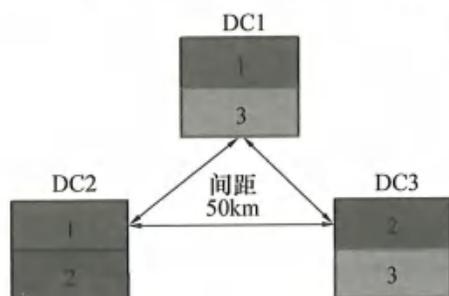


图 2.3-11 某一区域的云计算行业数据中心布局特点示意图

简化如图 2.3-11，对于某一个区域而言，如满足北方区域的百度用户需求，应用 1 代表百度地图，应用 2 代表百度搜索，应用 3 代表百度好看视频。在北方某区域，相距约 50km 的三个地点，建设有 3 个数据中心区域。每一种应用，同时双活或主备在两个不同的数据中心区域。这样，任意一个数据中心的不可用，都不会造成应用服务的不可用。

那么，云计算的这种数据中心布局相比金融系统的布局，有何差异？通过简单的可靠性模型计算，从业务可用性角度，我们可以得到 2.3-4 所示的对比结果。

不同的可靠性计算模型下的业务可用性结果

表 2.3-4

布局方案	硬件资源浪费率	数据备份数	业务可用性
同城主备	50%	2	99.99999300% (. 后 5 个 9)
同城双活	50%	2	99.99999889% (. 后 5 个 9)
同城主备，异地灾备	66.67%	3	99.999999608% (. 后 7 个 9)
同城双活，异地灾备	66.67%	3	99.99999993784% (. 后 8 个 9)
同区域三中心	50%	2	99.9999999986% (. 后 9 个 9)

由表 2.3-4 可见，在同区域三中心的模型下，云支撑的应用越多，其硬件资源浪费率越低，业务可用性是最高的。

通过上述云计算架构及云计算数据中心布局的分析，可以看到数据中心的故障关注点

已经发生了变化。而这个变化的核心就在于故障域概念的普及和应用。云计算企业将整个数据中心从机房基础设施、IT 硬件基础设施、网络，到上层软件集群看作一个整体，在更大的地理空间视角来审视数据中心的可靠性。如此，数据中心机房基础设施可靠性的设计带来了一些显著的变化。当然，这些变化也受制于软件集群及调度算法等软件技术发展的限制。这些变化包括：

- (1) 冷却系统的单一系统规模及故障域，与电气系统、网络系统等匹配增强；
- (2) 冷却系统分布式的发展趋势明显；
- (3) 单一数据中心冷却系统的系统可靠性要求在逐步降低，即冗余度呈现下降趋势。

第3章 系统形式

合理、有效、最大化利用室外天然自然冷源，降低空调系统的能耗、提高空调系统全年运行效率是空调系统设计建设的基本原则。在满足服务器设备正常安全运行需要的空气温度、湿度、洁净度的条件下，空调系统的冷却热交换环节少、各环节换热效率高、换热距离短，快速地把服务器散热带出机房，是数据中心选择空调冷却系统形式、提高冷却效率的关键，也是今后数据中心冷却系统发展的方向。

3.1 空调冷却系统分类及散热特点

数据中心机房内服务器设备散热属于稳态热源，服务器全年不间断运行，这就需要有一套全年不间断运行的空调冷却系统，把服务器散热量排至室外大气或其他自然冷源中。为保证服务器的冷却需要，即使在冬季也需要提供相应的冷却运行。随着 IT 技术的不断发展，机柜的功率密度不断提高。几年前，服务器机柜功率大多在 1~2kW/机架，现在绝大多数数据中心的服务器功率达到了 5~6kW，最高的功率已高达 35kW/机架，随着未来服务器技术进步，其功率密度还将进一步提高。因此，数据中心需要根据数据中心功率密度的不同，同时考虑到建筑规模、负荷特点、当地气候条件、能源状况、节能环保要求等因素，综合比较后确定合理的空调冷却系统。

数据中心空调冷却系统由空调末端设备、输配系统、冷源部分以及控制系统等几部分组成。

冷源分为天然冷源和人工冷源两大类，任何冷却系统在设计建设运行中，条件许可时应首选自然冷源，自然冷源不满足冷却需要时，才采用人工冷源。在现有的冷却系统中，除了芯片级冷却方式采用纯自然冷源外，其他冷却系统一般采用相结合的方式，天然冷源和人工冷源在系统中相互融合配合使用。

空调系统冷量输配系统是冷源和末端之间能量交换的一个桥梁和渠道，通过流体（物质）的转运与分配，把冷源设备产生的冷量输送到空调末端，通过末端的热交换带走机房的 IT 设备产生的热量。不同的空调系统形式，空调系统冷量输配系统介质和方式不同。按冷却末端空调设备形式划分，主要分为风冷、水冷及热管空调。

风冷空调（直膨式）：空调末端多采用风冷机房专用空调设备，其冷量输配形式是制冷工质通过制冷剂管道进行输配。一般适用于房间级和行（列）间级。

水冷空调：冷量输配系统由水、管网、水泵组成。以水为载冷剂，通过水管网将冷水主机或自然冷源的冷量输送至空调末端的蒸发器，通过室内空调机的换热交换，带走 IT 设备的散热。一般适用于房间级和行（列）间级。

热管空调：其冷量输配形式由两部分组成，第一部分由水、管网、水泵组成；第二部分由冷量分配单元（CDU）冷媒管网组成。主机或自然冷源的冷量由第一冷量输送系统

至冷量分配单元，再通过第二冷量输配系统将冷量从分配单元（CDU）输送至热管型空调末端蒸发器。适用于房间级、行（列）间级、机柜级、芯片级。

为满足数据中心机柜散热的需求，空调冷却系统的末端设备种类比较多，随着数据中心 IT 设备的发展，还会产生出新型空调冷却系统末端设备。冷却系统的末端设备要求采用大风量小焓差的设计理念，实现干工况运行，减少再热及加湿的能源消耗。按其布置位置和冷却区域，空调末端分为：芯片级（以处理一组芯片或者一台服务器的散热量为目的）、机柜级（以处理一台机柜的散热量为目的，一般装在服务器的背板，也称背板空调）、行（列）间级（以处理一列的多台服务器的散热量为目的）、房间级（以处理整个机房内的服务器的散热量为目的）。从房间级空调、行（列）间级空调、机柜级空调到芯片级空调，与被冷却的对象（服务器和主要 IT 元器件）越来越接近，冷却效率越高。

本章以数据中心空调冷却系统末端设备的分类为基础，介绍各类系统的组成、主要特点，以及几种主要系统的换热、散热特点、温度范围等。目前数据中心常用的各类冷却系统散热过程如图 3.1-1 所示。

本章各系统中给出的各类冷却温度范围是从提高冷却系统效率，尽量采用自然冷源冷却为出发点提出的建议推荐值，具体工程还需要和各类设备厂家、建设单位等技术交流后确定。当条件许可时，建议鼓励采用取值范围的高值，或者高于本章的推荐值。

3.2 芯片级冷却系统

3.2.1 形式组成及系统分类

近年芯片技术飞速发展，芯片集成度的提高，受到了电子元器件发热而引起的热障所限制，快速、及时排走服务器芯片散热的高性能冷却技术引起行业的高度关注，极高热流密度芯片、微系统的散热冷却系统研究成为非常重要而又十分活跃的研究领域。由于芯片冷却系统直接将芯片的散热通过空调末端管路、换热设备排至室外大气，换热效率高、环节少，不需要增加人工冷源（制冷机），在所有空调冷却系统中冷却效率最高。适用于单机柜耗电大于 15kW 的高热密度数据中心，随着其技术的成熟和完善，将会是高密度数据中心冷却系统的首选方案。

芯片冷却技术中涉及的冷源设备部件大多位于芯片或者服务器的外部，而应用在芯片内部与芯片相同体量的微型制冷压缩机技术也处于研发阶段。目前较为成熟的芯片冷却技术主要有浸泡式液冷设备、直接接触冷板式液冷、热管式液冷等。

采用浸泡式液冷设备冷却技术，服务器与浸泡式液冷设备融为一体，冷却介质需要具有高可靠性（稳定性、绝缘性、安全性）和接触材料的兼容性及良好的热力学性能，其服务器外形、布置方式等均与传统机房差异较大，目前工程实际应用比较少。

直接接触冷板式液冷设备，因液冷空调末端与服务器芯片的配合连接等技术问题，目前工程实际应用比较少，多数处在实验研发阶段。

热管式液冷直接与服务器芯片相贴，相对上述两种技术成熟度高，国内也有相关的行业协会标准，有一些实际工程案例。目前工程中使用的间接换热液冷系统，还需配置部分常规空调冷却系统，配置比例一般为 70%液冷系统，30%常规空调冷却系统。

3.2.2 浸泡式液冷空调的换热过程及特点

浸泡式液冷直接用冷却液水冷服务器芯片，没有末端风系统，不需要考虑气流组织，浸没池内浸没液直接和服务器芯片接触，水冷芯片。空调冷却系统只有两个换热环节，第一环节是冷却液与芯片之间的换热，第二环节是冷却液与室外大气的换热。浸泡式液冷空调系统的换热流程如图 3.2-1 所示。



图 3.2-1 浸泡式液冷空调系统换热流程图

浸泡式液冷空调冷却系统主要由芯片浸没槽、冷却液输配系统、室外冷凝器组成。浸没式液冷服务器芯片泡在一个大池子里（术语叫：浸没池），池内充满绝缘冷却液，浸没池又分为开式池和闭式池。由于芯片直接泡在冷却液中，换热的原始温度较高，浸没式液冷的浸没液自身的温度最高可达 $50\sim 60^{\circ}\text{C}$ ，浸没式液冷设备常用温度为 $35\sim 45^{\circ}\text{C}$ ，这使得浸没式液冷设备在我国能利用自然冷源进行散热，室外冷却侧可采用冷却塔或者干冷设备，能够直接利用的室外自然热汇温度可达到 $20\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，不需要添加辅助机械制冷设备。

冷却液相比于空气，单位体积热容量是空气的 1000 倍。也就是说，对于相同体积的热传递介质，冷却液传递的热量是空气的 1000 倍。而且相较于风冷散热方式而言，冷却液方式与芯片直接接触、散热能力强、冷却效率高。这意味着在相同发热量条件下，液体介质能够以更少的介质流量和更小的温差来实现散热。而较小的介质流量可减少散热过程中驱动冷却介质循环所需的能耗。是冷却效率最高的一种系统形式。

3.2.3 热管式液冷空调

热管液冷空调冷却系统，紧贴芯片，风冷服务器芯片，没有末端风系统，不需要考虑气流组织。热管液冷设备由热管、水冷板和固定板组成的散热模块，其中热管与高热流密度元件（芯片）接触；高热流密度元件的发热量通过热管传导至水冷板，送抵液冷通道内循环系统。通过热管与服务器芯片间接风冷换热，完全避免了液体进主板区域可能造成的泄漏隐患。热管式液冷空调系统的换热流程如图 3.2-2 所示。

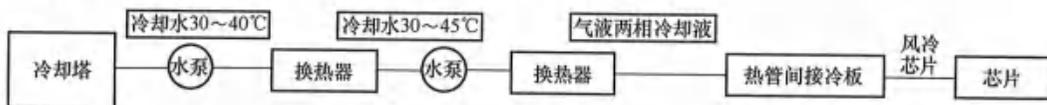


图 3.2-2 热管式液冷空调系统换热流程图

热管液冷冷却系统有 4 个换热环节：第一环节是冷却液与芯片之间的间接换热，在服务器内部完成。第二环节是热管冷板与热管换热器组成，热管将吸收芯片的热量通过热管换热器传到内循环水管网。第三环节是内循环换热，主要由液冷分配单元、液冷维护单元、液冷温控单元（内循环通道部分）、连接管路等组成的冷却水循环系统，负责将高热流密度元件的发热量带出 IT 机房，送抵外循环系统。第四环节是外循环散热管网。主要由液冷温控单元（外循环通道部分）、自然冷却单元、外循环泵、连接管路等组成的冷却水循环系统，负

背板机柜式空调冷却系统有 4 个换热环节，各环节换热组成换热温度范围如下：

第一环节：背板热管式机柜空调冷却系统的末端散热设备（背板）与服务器散热之间的热交换，背板吸收芯片热量，高温空气冷却降温，风冷却芯片，贴近机柜，末端设备的出风温度近似服务器机柜进风区域的温度，一般设置在 18~27℃ 之间，通过服务器吸收热量后，温度升至小于 45℃ 时排出服务器，背板末端设备的进风温度范围一般在 32~40℃ 之间，服务器芯片的热量通过进入机柜内的空气冷却传递。

第二环节是背板空调设备与热管换热器的间接换热，由背板空调、冷媒管、换热器组成。服务器散热在这个环节，通过制冷剂冷媒管、换热器将散热排至一次侧冷水系统。背板热管内热量采用氟利昂制冷剂工质相变（气/液态转变）实现热量传递，制冷剂的温度范围为 18~24℃，通过换热器间接传递到一次侧冷水系统，一次侧冷水系统的温度范围为 16~22℃。

第三环节是分两种方式：（1）当室外气候条件达到热汇排放温度要求时，由热管换热器、循环水管、水泵、室外冷却塔等冷凝排放组成，直接将热管换热器带出的机柜散热排至室外大气环境；（2）但当室外条件达不到热汇排放温度要求时，由热管换热器、循环水管、水泵、人工冷源（制冷机）设备组成，由人工冷源（制冷机）将排热温度提升。

当室外空气温度在 14~20℃ 以下时，通过室外冷却设备直接排放至室外，当室外空气温度高于 14~20℃ 时，通过人工冷源（制冷机）提升排热温度至 37℃，排至冷却水管网。

第四环节是由制冷机、冷却水管、泵、室外散热设备组成，服务器热量由制冷机提升温度后，通过冷却水管网、泵、冷却塔排至室外大气。

3.3.2 管网配置及使用特点

背板式热管机柜级冷却系统的冷水部分管网与其他冷水系统一样采用环管或两路备份方式，只有制冷剂冷却液环路有其特殊性。在实际工程中，为了保证空调末端的背板的冷量，其制冷剂环路管网需考虑各背板冷却液均匀及安全，一般背板的制冷剂管网系统的末端采用交叉备份或两路设计。

背板的制冷剂管网系统的末端采用交叉备份：一个机房内设置多个 CDU，其中单数列机柜与单数 CDU 相接，其负荷为总负荷，平常工作时运行负荷为 50%。双数列机柜与双数 CDU 相接，其负荷为总负荷，平常工作时运行负荷为 50%。当其中一个系统出现故障时，另一系统的运行负荷恢复为 100% 设计负荷。为了使系统能更稳定地运行，宜沿流动方向设置 0.05~0.1 的坡度。

目前单个背板制冷量约 3~15kW，风量在 800~3600m³/h 之间。

机柜级空调冷却系统与房间级相比具有以下特点：

优势：背板热管安装在机柜背面，靠近热源，系统利用温差和工质自然相变传热，系统依靠重力循环，末端本身无动力消耗，全显热换热，换热效率高；无水进机房、无冷凝水产生，机房安全；背板热管与机柜可采用一体化设计，能在不占用机房空间的情况下解决制冷能力不足和未来服务器扩容受限的问题，机房有效使用率高。

需注意的问题：机柜负荷不宜调整变化；不同负荷下的 CDU 性能随着冷源侧水温、流量发生变化；由于 CDU 与重力热管末端之间是“一拖 N”的匹配多联关系，各背板之间的制冷剂流量的平衡匹配不宜解决。

3.4 行间级冷却系统

行间级空调冷却系统，也叫列间级空调冷却系统。空调末端与服务器并列布置在服务器机柜列间，配置行间空调的机房，一般需要封闭冷（热）通道，形成冷通道和热通道，行间空调容量配置一般以列为冷却单元。行间机房空调为水平送风机组，是专门为数据中心机房和通信信息机房研发设计的一款空调末端，主要适用于单机柜耗电6~10kW之间的中高热密度数据中心。对于中高热密度数据中心，传统的房间级空调冷却方式因送风距离、风量等原因，造成机房内区域温差较大，机房内送风温度低的问题。与房间级空调冷却系统相比，贴近热源，可以高效率冷却服务器设备，不产生局部过热问题，可以实现更大的循环风量，且由于空气路径短、系统阻力小，需要的风机动力相对较小。行间级空调冷却系统同时采用封闭冷、热通道的方式，隔离机柜进排、热风，避免冷热空气混合，有效地控制因冷风气流和热风气流短路而导致的冷却效果降低。

行间级空调冷却系统按照冷却介质的不同，分为冷水式、热管式、直接蒸发冷媒式。一般直接蒸发冷媒式（直膨式）使用的量和规模都少，用在小型的数据中心。多数情况采用冷水式行间空调系统。热管式是为了防止冷水进机房，在冷水式冷却系统上的一个变异系统，冷源部分与冷水式一样，末端改为热管式，增加一个中间换热器（CDU）。在冷水不允许进机房时使用。

行间级空调冷却系统的末端采用大流量小焓差的设计理念，干工况运行（无冷冻除湿功能），无再热功能（降低温度控制精度）和加湿器，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。

3.4.1 直膨式

直膨式行间级空调冷却系统（简称直膨式空调），室内外机一一对应，由室内机、冷媒管网、室外散热器组成。一台列间空调为一个独立系统。换热过程主要包括冷通道内空调送出的低温冷空气与服务器之间的换热、回风与行间空调末端内部的表冷器盘管之间的换热、气液冷媒与室外大气之间的换热。直膨式行间级空调冷却系统排热流程图如图3.4-1所示。

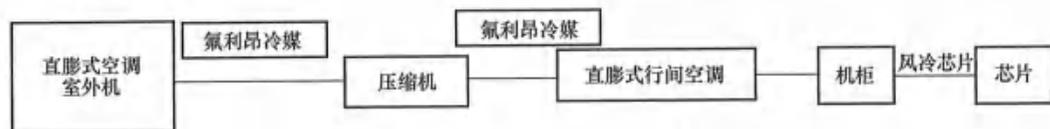


图 3.4-1 直膨式行间级空调冷却系统排热流程图

行间空调末端散热设备与机柜相邻布置，末端设备的出风温度近似服务器机柜进风区域的温度，一般设置在18~27℃之间；通过服务器吸收热量后，温度升至小于45℃时排出服务器，末端设备的进风温度范围一般在30~40℃之间，服务器芯片的热量通过空气循环传递热量到机柜外，在室内蒸发器盘管内直接蒸发（膨胀）吸收热量将排到机柜外的热量带出机房，由自带的压缩机提升排热温度，通过冷媒管网、室外冷凝器，把热量排至室外大气中。

3.4.2 冷水式

冷水式行间空调系统由行间水冷末端、冷水管网、换热器、冷却水管网、制冷机、冷却塔组成。换热过程主要是空调送出的低温冷空气首先进入冷通道内，然后进入服务器，与服务器芯片之间换热，回风与行间空调末端内部的表冷器盘管之间换热，以及盘管内流动的冷介质与室外大气之间换热，当室外自然的热汇温度不满足要求时，还需要增加机械制冷以及相应的冷却水系统。换热环节如下：第一环节是行间空调设备的风机把低温空气送至冷通道内，通过服务器进风口进入服务器，吸收服务器的热量，温度升高后排出机柜，再进入列间空调冷却降温；第二环节通过列间空调冷却盘管将机房散热排至冷水系统；第三环节分两种方式：（1）当室外气候条件达到热汇排放温度要求时，由换热器、循环水管、水泵、室外冷却塔等冷凝排放设备组成，将服务器热量排至室外大气环境；（2）当室外条件达不到热汇排放温度要求时，由换热器、循环水管、人工冷源（制冷机）设备组成，先由换热器、水泵、冷却塔进行预冷，然后由人工冷源（制冷机）将排热温度提升；第四环节是由制冷机、冷却水管、泵、室外散热设备组成，将服务器热量排至室外大气。

水冷式行间空调系统因其适用范围较广、技术成熟、投资性价比合理，是数据中心目前常用的一种空调系统形式。本文根据其各换热环节特点，以最大化利用自然冷源、提高空调系统全年冷却效率为目标，给出今后应实现的空调系统流程配置标准。具体的排热流程如图 3.4-2 所示。

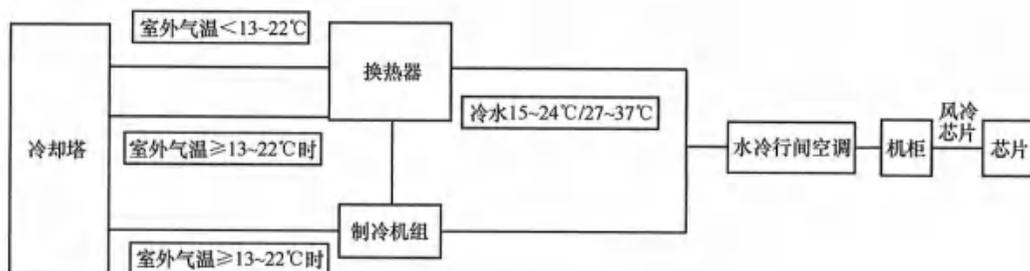


图 3.4-2 水冷式行间级空调系统的排热流程图

冷水式行间系统末端散热设备与机柜相邻布置，末端设备的出风温度近似服务器机柜进风区域的温度，送风温度一般设置在 18~27°C 之间；通过服务器吸收热量后，温升至小于 45°C 时排出服务器，末端设备的进风温度范围一般在 30~40°C 之间，通过列间空调的表冷器盘管把热量排至一次侧冷水系统，一次侧冷水系统的供水温度范围为 15~24°C，回水温度范围为 27~37°C。水为载冷剂，当室外空气温度在 13~22°C 以下时，可以通过冷却水管网、换热器、室外冷却设备直接排放至室外，当室外空气温度高于 13~22°C 时，首先由换热器、冷却塔进行预处理，水温度降至气候条件或系统配置允许的温度，然后送至冷水管网，由人工冷源（制冷机）提升排热温度至 37°C，通过冷却水管网、冷却塔排至室外大气。

3.4.3 热管式

热管式行间空调系统由热管式行间末端、氟利昂冷媒网、换热器（CDU）、冷水管

网、换热器、冷却水管网、制冷机、冷却塔组成。热管式在冷水式的基础上增加一个氟管网换热部分。排热过程如下：第一环节是行间空调设备的风机把低温空气送至冷通道内，通过服务器进风口进入服务器，吸收服务器的热量温度升高后排出机柜，再进入列间空调冷却降温；第二环节通过列间空调冷却盘管将散热排至氟冷媒管网系统；第三环节通过氟冷媒管网和换热器（CDU）排至冷水系统；第四环节分两种方式：（1）当室外条件达到热汇排放温度要求时，由换热器、循环水管、水泵、室外冷却塔等冷凝排放设备组成，直接将散热排至室外大气环境；（2）但当室外条件达不到热汇排放温度要求时，由热管换热器、循环水管、水泵、人工冷源（制冷机）设备组成，由人工冷源（制冷机）将排热温度提升；第五环节是由制冷机、冷却水管、泵、室外散热设备组成，将服务器热量排至室外大气。热管式行间空调系统散热流程如图 3.4-3 所示。

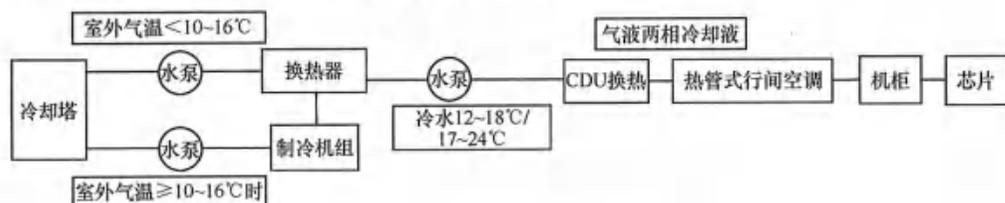


图 3.4-3 热管式行间空调系统散热流程图

空调末端散热设备与机柜相邻布置，末端设备的出风温度为服务器机柜进风区域的温度，送风温度一般设置在 $18\sim 27^{\circ}\text{C}$ 之间；通过服务器吸收热量后，温度升至小于 45°C 时排出服务器，末端设备的进风温度范围一般在 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间，服务器的热量通过空气循环排到机柜外，空调热管内制冷剂利用工质相变（气/液态转变）实现热量传递，制冷剂的温度一般为 $18\sim 24^{\circ}\text{C}$ ，通过换热器（CDU）间接传递到一次侧冷水系统；一次侧冷水系统的温度范围：供水 $12\sim 18^{\circ}\text{C}$ 、回水 $17\sim 24^{\circ}\text{C}$ 。水为载冷剂，当室外空气温度在 $10\sim 16^{\circ}\text{C}$ 以下时，可以通过冷却水管网、室外冷却设备直接排至室外，当室外空气温度高于 $10\sim 16^{\circ}\text{C}$ 时，通过人工冷源（制冷机）提升排热温度至 37°C ，通过冷却水管网、冷却塔排至室外大气。

3.4.4 管网配置及使用特点

直膨式行间空调冷却系统室内末端与室外散热器是一一对应组成独立的空调系统，其热量输配管路为氟利昂冷媒液汽管，为了保证冷却系统效率，室内机外机之间的水平距离及高差均有要求，使用条件有限制，一般只适合机房面积小，机房旁边有室外机平台的小型数据中心使用。

热管式行间冷却系统的冷水部分管网与其他冷水系统一样采用环管或两路备份方式，只有制冷剂冷却液环路有其特殊性。在实际工程中，为了保证空调末端背板的冷量，其制冷剂环路管需考虑背板冷却液均匀及安全，行间末端的制冷剂管网系统采用两路或环路设计。每环路负荷按总负荷配置，平常工作时运行负荷为 50% 。当一路系统出现故障时，另一路运行负荷恢复为 100% 设计负荷运行。为了保证每个末端的冷媒流量均匀，需要配置平衡设施，或者是每列支路数量限制，以保证机房通道内送风温度和风量均匀，系统高效稳定运行。

冷水式行间空调冷却系统输配管为水管网，采用环管或两路备份方式。为了保证每个末端的冷水量供给均匀或则按需分配，在系统管道的重要分支节点设置平衡阀。

行间式空调冷却系统与房间级式相比具有以下特点：

优势：将制冷设备部署在 IT 机柜之间，贴近热负载；封闭冷通道或热通道，消除冷热空气掺混，降低制冷量损耗。水平送风方式，缩短了空调送风和回风路径，降低了风机运行能耗。无需高架地板，降低机房层高，由机柜、空调、电源等组成模块化机房，根据客户需求配置模块内机柜数量、外观及尺寸定制服务，保证空调机组外观和服务器机柜协调美观，机柜排列中间或两端任意布置，均可达到理想的制冷效果。部署快速、方便。用户可随业务发展逐步增加冷却设备，扩展便捷，可以减少工程初投资，性价比较高，是目前中密度数据中心常采用的冷却系统方式。

需注意的问题：直膨式行间空调冷却系统由于采用风冷模式，无利用室外自然冷源的技术措施，系统设计及全年冷却效率均较低，而且使用场景有限制；热管式行间冷却系统制冷剂管网路长度距离有限制要求，列间式热管之间冷媒平衡、液管汽管布置等比较复杂；冷水式行间空调冷却系统有压冷水管路进机房，存在安全隐患。

3.5 房间级冷却系统

房间级空调冷却系统是以冷却整个机房内的服务器散热为目的，一个机房面积一般小于 700m^2 ，空调末端设备布置在单独的空调设备机房内，有时也会布置在机房端头的独立区域内，是所有冷却系统中末端布置离服务器距离最远的一种形式。采用活动地板下送风、机房上部或者吊顶回风，低温风首先送至机房的地板（功能相当于静压箱），由地板式风口送至各服务器进（吸）风端，末端冷却设备离服务器机柜远，送风距离也远。主要适用于单机柜耗电小于 6kW 的中低热密度数据中心。房间级空调冷却方式因送风距离、风量等原因，会造成机房内区域温差较大，为了提高空调系统能效，服务器采用封闭冷（热）通道，形成冷通道和热通道封闭，隔离机柜进排、热风，避免冷热空气混合，控制因冷风气流和热风气流短路而导致的冷却效果降低。

房间级空调系统的换热过程主要包括空调送出的冷空气与机柜内服务器之间的换热、房间空调末端的回风与空调内部的表冷器盘管之间的换热、盘管内的气液相变的冷媒或者水等介质与室外大气之间的换热，当室外自然的热汇温度不符合排放要求时，还需要增加人工冷源（制冷机）及相应的冷却水系统。

按照冷却介质的不同，房间级空调冷却系统分为水冷式、直膨式和蒸发冷却式。

3.5.1 直膨式

直膨式房间级空调冷却系统（简称直膨式机房空调），室内外机一一对应，由室内机、冷媒管网、室外散热器组成。一台房间空调为一个独立冷却系统。换热环节有：空调送出的低温冷空气与服务器之间的换热、回风与空调末端的表冷器之间的换热，当室外条件达到热汇排放温度要求时，由氟泵、冷媒管、室外散热器直接将散热排至室外大气；但当室外条件达不到热汇排放温度要求时，由人工冷源（制冷机）提升冷媒排热温度，通过室外散热器排至室外大气。一般用在小型的数据中心或数据中心建设初期，服务器装机负荷少

的条件下使用。目前使用的直膨式房间级空调冷却系统排热流程如图 3.5-1 所示。

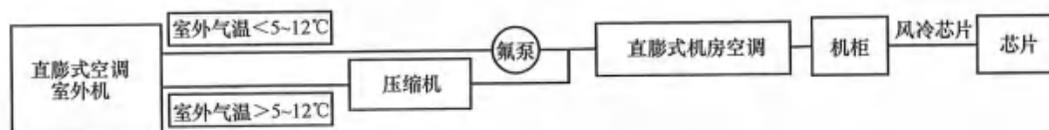


图 3.5-1 直膨式房间级空调冷却系统排热流程图

根据直膨式房间级空调冷却系统换热环节特点，以最大化利用自然冷源、提高空调系统全年冷却效率为目标，提出今后应实现的各环节温度如下：

末端设备的出风温度一般设置小于 25°C ，通过活动地板，由地板风口送至各服务器进（吸）风端，吸收服务器热量后，排出服务器，末端设备的进风温度范围为 $30\sim 37^{\circ}\text{C}$ ，当室外温度低于 20°C 时，由氟泵、冷媒管、室外散热器直接将机房服务器散热排至室外大气；当室外温度高于 20°C 时，由自带的压缩机提升排热温度，通过冷媒管网、室外冷凝器，把热量排至室外大气中。

3.5.2 冷水式

冷水式房间空调冷却系统，由冷水末端、冷水管网、换热器、冷却水管网、制冷机、冷却塔组成。有下述几个换热环节：第一环节是房间空调末端设备把低温空气送至活动地板，由风口送入冷通道内，通过服务器进风口进入服务器，吸收服务器的热量后排出机柜；第二环节通过空调冷却盘管将机房散热排至冷水系统；第三环节分两种方式：（1）当室外条件达到热汇排放温度要求时，由换热器、循环水管、水泵、室外冷却塔等冷凝排放备，直接将散热排至室外大气环境；（2）当室外条件达不到热汇排放温度要求时，由换热器、循环水管、水泵、人工冷源（制冷机）设备组成，先由换热器、水泵、冷却塔进行预冷，然后再由人工冷源（制冷机）将排热温度提升；第四环节是由制冷机、冷却水管、泵、室外散热设备组成，将服务器热量排至室外大气。

对于单机机柜负荷的中低密度数据中心，水冷式房间空调冷却系统因技术成熟、投资性价比高，是数据中心目前用量比较多的一种空调系统形式。根据其各换热环节特点，以最大化利用自然冷源、提高空调系统全年冷却效率为目标，提出今后应实现的空调系统各换热环节温度范围。具体的排热流程如图 3.5-2 所示。

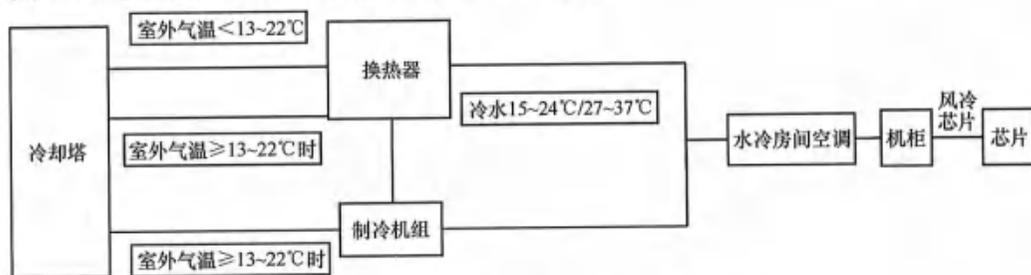


图 3.5-2 冷水式房间级空调系统的排热流程图

冷水式房间空调冷却系统，末端设备送风温度一般设置在 $18\sim 27^{\circ}\text{C}$ 之间；通过服务器吸收热量后，温升至小于 45°C 时排出服务器，末端设备的进风温度范围一般在 $30\sim$

40℃之间，通过空调末端表冷器把热量排至一次侧冷水系统，一次侧冷水系统的供水温度范围为 15~24℃，回水温度范围为 27~37℃。水为载冷剂，当室外空气温度在 13~22℃ 以下时，可以通过冷却水管网、换热器、室外冷却设备直接排放至室外，当室外空气温度高于 13~22℃ 时，首先由换热器、冷却塔进行预处理，水温度降至气候条件或根据系统配置允许的温度，然后送至冷水管网，由人工冷源（制冷机）提升排热温度至 37℃，通过冷却水管网、冷却塔排至室外大气。

3.5.3 采用蒸发冷却冷源的方式

蒸发冷却技术最近几年才应用到数据中心的，因其利用室外自然冷源的时间长、系统冷却能效高，目前是数据中心空调系统良好节能技术措施之一，行业关注度很高。大多在房间级冷却系统中应用，根据产生的冷却介质不同，分为冷水式和冷风式。蒸发冷却冷水式空调系统可以提供室外空气露点温度与湿球温度之间的低温水，冷风式可以提供室外空气湿球温度左右的低温风。根据其冷却特点，在我国西北部干燥地区、北部其他湿球温度比干球温度低 5~10℃ 地区，特别适合采用。在室外空气湿球温度计算值符合要求的地区，不需要增加辅助人工冷源（电制冷等），数据中心的冷却全部由蒸发冷却系统承担；室外气候不符合时，可采用蒸发冷却技术作为主冷却系统、人工冷源作为高温季节辅助冷却系统。随着蒸发冷却技术的发展，其适用范围也会进一步扩大。

3.5.3.1 冷水式蒸发式冷却空调系统

由冷水末端、冷水管网、蒸发冷却冷水机组、制冷机等组成，有下述几个换热环节：第一环节房间空调末端设备把低温空气送至活动地板，通过风口送入服务器，吸收服务器的热量后排出机柜；第二环节通过空调末端表冷器将机房散热排至冷水系统；第三环节分两种方式：（1）当室外条件达到热汇排放温度要求时，由冷水蒸发冷却机组、循环水管、水泵组成，直接将散热排至室外大气环境；（2）但当室外条件达不到热汇排放温度要求时，由冷水蒸发冷却机组、循环水管、水泵、人工冷源（制冷机）设备组成，由人工冷源（制冷机）将排热温度提升；第四环节由制冷机、室外散热设备组成，将服务器热量排至室外大气。房间级冷水式蒸发冷却空调系统排热流程如图 3.5-3 所示。

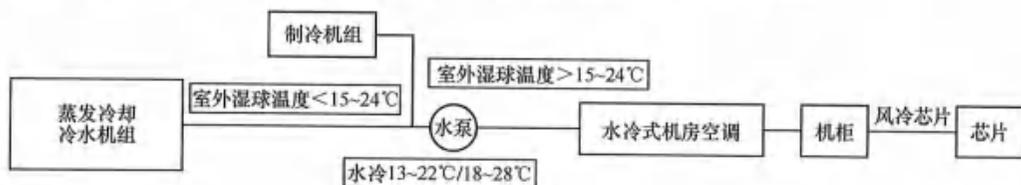


图 3.5-3 房间级冷水式蒸发冷却系统排热流程图

冷水式蒸发冷却空调系统，末端设备的出风温度一般设置在 18~27℃ 之间；通过服务器吸收热量后排出服务器，末端设备的进风温度范围一般在 30~40℃ 之间，通过空调末端表冷器把热量排至一次侧冷水系统系统，一次侧冷水系统的温度：供水为 13~22℃、回水为 18~28℃。水为载冷剂，当室外空气湿球温度 $\leq 15\sim 24\text{℃}$ 时，可以通过冷却水管网、蒸发冷却设备直接排放至室外，当室外空气湿球温度高于 15~24℃ 时，由人工冷源（制冷机）提升排热温度排至室外大气。

3.5.3.2 冷风式蒸发式冷却空调系统

虽同为房间级冷却系统，冷风式蒸发式空调系统从机房建筑外形、平面布局、机房气流组织等均与其他房间级冷却系统差异较大。冷却系统设备自成一系统，机房内无活动地板，一般封闭热通道，采用侧送风、吊顶上部回风的气流组织方式。换热环节如下：第一环节，低温风首先送至机房内，通过服务器吸收热量，经热通道、顶部回风管回到冷却机组；第二环节分两种方式：（1）当室外条件达到热汇排放温度要求时，由冷风式蒸发式冷却机组直接排至室外大气环境；（2）但当室外条件达不到热汇排放温度要求时，由冷风式蒸发式冷却机组、人工冷源（制冷机）设备组成，由人工冷源（制冷机）将排热温度提升，然后排至室外大气。房间级冷风式蒸发冷却空调系统排热流程如图 3.5-4 所示。

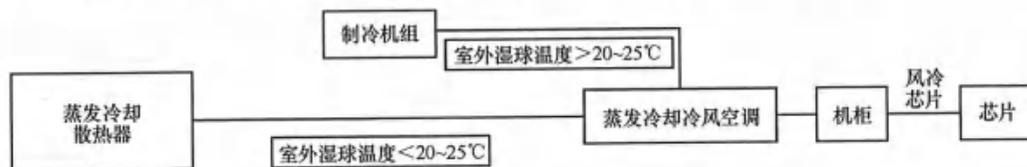


图 3.5-4 房间级冷风式蒸发冷却空调系统排热流程图

冷风式蒸发冷却空调系统，末端设备的出风温度一般设置在 $22\sim 27^{\circ}\text{C}$ 之间；通过服务器吸收热量升温后排出服务器，末端设备的进风温度范围一般在 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间，当室外湿球温度 $< 20\sim 25^{\circ}\text{C}$ 时，可以通过蒸发冷却设备直接排放至室外，当室外空气湿球温度高于 $20\sim 25^{\circ}\text{C}$ 时，由人工冷源（制冷机）提升排热温度排至室外大气。

3.5.4 管网配置及使用特点

直膨式房间空调冷却系统室内末端与室外散热器一一对应组成独立的空调系统，其热量输配管路为氟利昂冷媒液汽各一套，为了保证冷却系统效率，室内机外机之间的水平距离及高差均有要求，使用条件有限制，一般只适合机房面积小、机房旁边有室外机平台的数据中心使用。

冷水式房间空调冷却系统输配管为水管网，采用环管或两路备份方式。为了保证每个末端的冷水量供给均匀或按需分配，在系统管道的重要分支节点设置平衡阀。

与其他空调冷却系统形式相比，房间级空调具有以下特点：

- （1）直膨式技术成熟，投资费用较低，系统冷却效率偏低。
- （2）冷水式技术成熟，投资费用较低，是常用的系统之一，系统能效比适中。
- （3）蒸发冷却系统能充分利用室外空气的干空气能，系统整体效率比较高，是最近几年发展比较快的冷却系统形式。

3.6 空调系统的安全措施

3.6.1 数据中心空调系统的安全性分析

数据中心空调系统的安全性极为重要，作为被赋予重要任务的数据中心基础设施，要求每天 24h，全年 365 天运行。服务器具有高热密度与热敏感性相结合的特点，空调系统

的运行中断，失去供冷或湿度控制，即使较短的时间也可能引起设备宕机、数据丢失、甚至损坏。

“可利用性”是数据中心空调系统安全性分析中的一个重要概念。可利用性由两个变量组成：平均无故障时间（*MTBF*）和修复前平均时间（*MTTR*）。平均无故障时间（*MTBF*）是一个系统可靠性的基本度量，而修复前平均时间（*MTTR*）是指系统故障后恢复正常的期望时间。

$$\text{可利用性} = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

由上式可见，随着平均无故障时间（*MTBF*）的增加，可利用性也增大；随着修复前平均时间（*MTTR*）的增加，可利用性在减小。

对于数据中心空调系统，100%的可利用性是不可能得到保证的，但数值 99.999%（5 个 9）和更高值通常是数据中心基础设施设计的参考值。这就需要数据中心空调系统的建设中采取一些安全保证措施，增加系统的平均无故障时间（*MTBF*），同时，尽量减少系统修复前平均时间（*MTTR*）。

3.6.2 数据中心空调系统常见的安全保证措施

大型数据中心用的空调冷却系统，系统复杂，影响空调运行安全的因素也很多，比较常见的有设备故障、管路故障、断电、停水、水质问题、地震、误操作等。针对这些影响因素，会采取一些安全保证措施，如设备冗余、管路设置及检漏、连续供冷、供水保证、水处理、抗震、连锁与自动控制等。

3.6.2.1 设备冗余

具有足够的设备冗余量以进行维护是解决数据中心空调系统中出现设备故障的主要安全保证措施。设备配置为 $N+X(1-X)$ 或 $2N$ 配置，具体冗余配置根据数据中心建设等级确定。我国的数据中心建设等级分级标准按《数据中心设计规范》GB 50174—2007 执行，根据数据中心运行中断所导致的危害程度将数据中心划分为 A、B、C 三级，对不同等级的数据中心空调系统安全性要求见表 3.6-1。

GB 50174 中不同等级的数据中心空调系统安全性要求

表 3.6-1

项 目	技术要求		
	A 级	B 级	C 级
冷水机组、冷水泵、冷却水泵、冷却塔	应 $N+X$ 冗余 ($X=1-N$)	宜 $N+1$ 冗余	应满足基本需求 (N)
机房专用空调	应 $N+X$ 冗余 ($X=1-N$)，主机房每个区域冗余 X 台	宜 $N+1$ 冗余，主机房每个区域冗余 1 台	应满足基本需求 (N)
采用不间断电源系统供电的设备	空调末端风机、控制系统、末端冷冻水泵	控制系统	—
蓄冷装置供应冷冻水的时间	不应小于不间断电源设备的供电时间	—	—

续表

项 目	技术要求		
	A 级	B 级	C 级
双冷源	可	—	
冷水供回水管网	应双供双回、环形布置	宜单一路径	
冷却水补水储存装置	应设置	—	
冷热通道隔离	宜设置		

国内也有采用美国 Uptime Institute (UI) 分级标准, 其数据中心标准是按可利用性进行分级的, 将数据中心分为 Tier I、II、III、IV 四级, 对不同等级的数据中心空调系统安全性要求见表 3.6-2。

不同等级数据中心空调系统安全性要求 表 3.6-2

Uptime 分级	Tier I	Tier II	Tier III	Tier IV
基本精神	基本机房基础设施	冗余机房基础设施	可并行维护的机房基础设施	容错机房基础设施
说明	容量足以满足机房的基本设计的需求	主要设备要求冗余设计	计划性维护不能影响 IT 生产	非计划性/单点故障及后续影响均不能影响 IT 生产
支持 IT 负载的容量组件	N	N+1	N+1	任何故障后还有 N
分配路径	1	1	1 个活动和 1 个备用	2 个同时活动
可并行维护	否	否	是	是
容错性	否	否	否	是
分区	否	否	否	是
连续冷却	否	否	否	是

3.6.2.2 管路设置及检漏

数据中心空调系统的管路架构决定了冷源与负荷之间的关系, 因此管路架构应考虑实用性、经济性、可维护性、扩展性及可靠性等, 其中可靠性尤其需要重视。为了保证空调冷水的连续供给, 避免单点故障, 数据中心空调系统的管路架构通常会采用环形管网或双供双回方式如图 3.6-1 和图 3.6-2 所示。

这两种管路架构都具有高度可靠性, 均有两个路由接入冷源站房, 且保证每段管路可在系统不停运的情况下检修, 避免单点故障带来的影响。此外, 切断阀的可靠性也需要关注, 因为切断阀要承担着隔离运行管路和检修管路的重要作用, 所以在一些关键的节点上可设置双组切断阀。

数据中心还需要设置管路检漏系统, 针对有可能发生故障引起水患的部位, 都应设置检测和报警装置, 强制排水设备的运行状态还应纳入监控系统。

3.6.2.3 连续供冷

数据中心断电时, 机柜内的服务器有不间断电源 (UPS) 保证, 仍在运行并不断产生

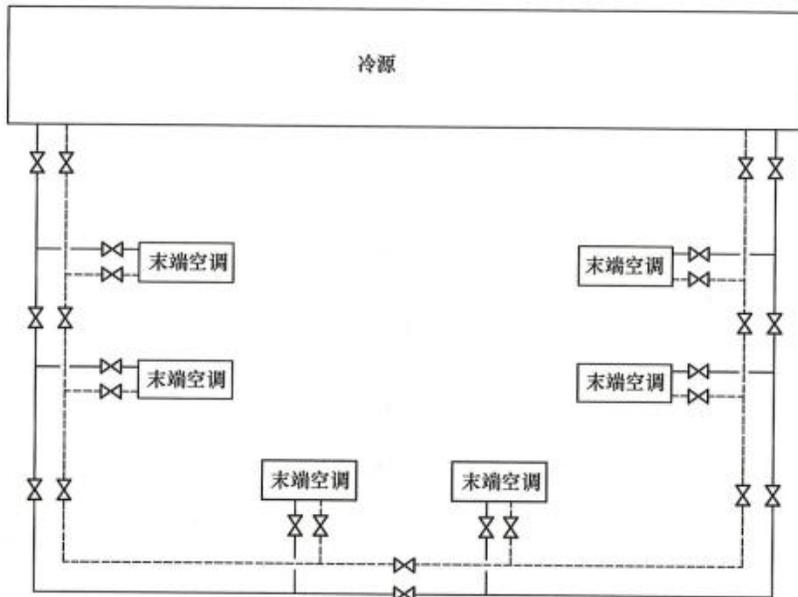


图 3.6-1 环形管网

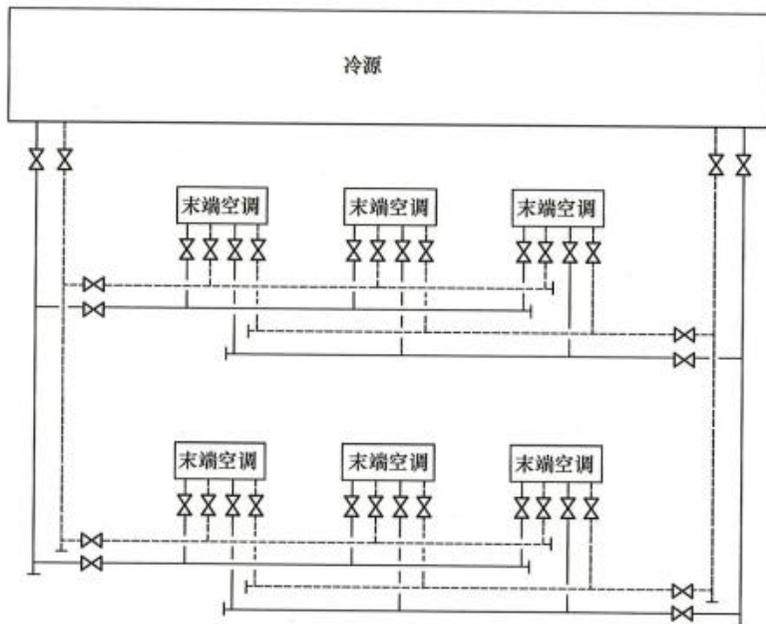


图 3.6-2 双供双回方式

热量，但空调系统会暂时中断运行，这会造成数据中心的温度迅速升高。温度升高到一定程度后，将会导致服务器宕机，造成不可预计的损失。

因此，需要在数据中心空调系统中设置不间断制冷系统，保证其能够连续供冷。不间断制冷系统由蓄冷设施、不间断电源供电的循环水泵和空调末端设备及控制系统等组成。其中蓄冷设施储存的冷量，应不小于保证后备柴油发电机启动及冷水机组完成正常供冷所

需时间的供冷量，一般 A 级数据中心的不间断制冷系统可按 15min 设置。

数据中心的蓄冷设施作为断电时的应急供冷的冷源，通常规模不大，但瞬时用冷量很大。而民用建筑常用的冰蓄冷技术，由于融冰速度有限，不适应快速释放储存能量的要求，在数据中心行业较少采用。因此，目前数据中心的蓄冷设施广泛采用水蓄冷技术。水蓄冷分为开式和闭式两种形式，开式蓄冷罐技术成熟、控制简单、造价较低、冷水的分层效果也较好，为多数大规模数据中心所选用；而闭式蓄冷罐可设置在建筑内，不会影响园区的美观，但由于闭式蓄冷罐需要承受一定压力，材质要求和施工难度相对较高，造价相对较高，且单体容积一般比较小，适用于中小规模数据中心。

不间断制冷系统的常用系统形式有：

1. 并联一次泵系统（见图 3.6-3）

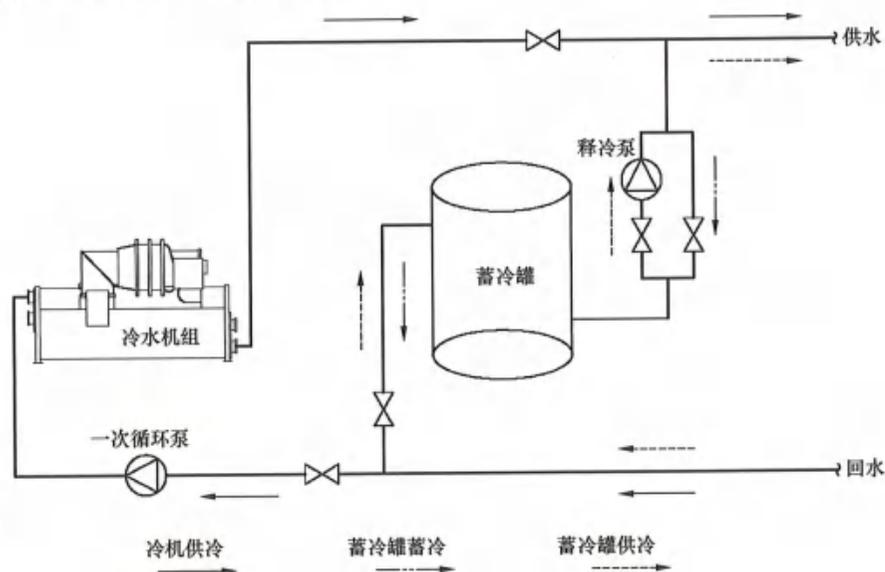


图 3.6-3 并联一次泵系统

2. 并联二次泵系统（见图 3.6-4）

3. 闭式罐串联系统（见图 3.6-5）

3.6.2.4 供水保证

数据中心空调采用水冷冷水机组作冷源时，冷却水供水需要 2 路独立的市政供水，管路间距不少于 10m。当不能满足 2 路独立的市政供水要求时，需设置自备井或其他应急供水措施。

根据《数据中心设计规范》GB 50174—2017 的规定，采用水冷冷水机组作冷源系统应设置冷却水补水储存装置，储存时间不应低于当地应急水车抵达现场的时间。当不能确定应急水车抵达现场的时间时，A 级数据中心可按 12h 储水。

此外，冷却水的补水泵应采用冗余设计，并使用油机保证供电。

3.6.2.5 水处理

数据中心空调的循环水系统主要包括冷却水系统和冷水系统两部分，其中冷却水系统一般为敞开式循环系统，而冷水系统一般为密闭式循环系统。虽然两部分各有特点，但是

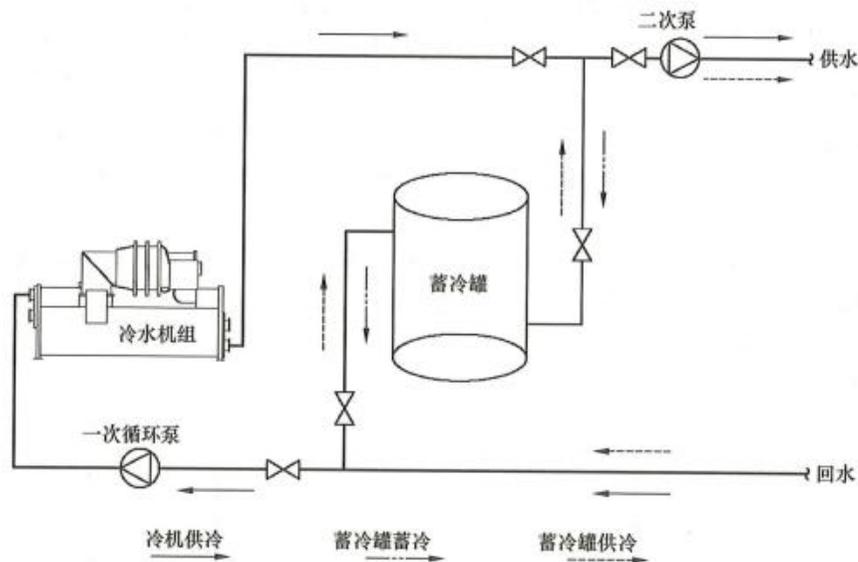


图 3.6-4 并联二次泵系统

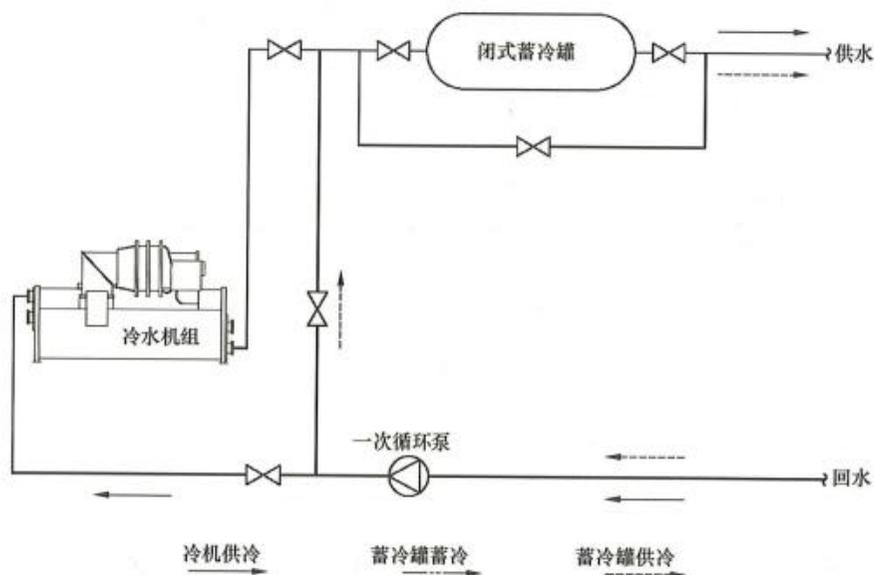


图 3.6-5 闭式罐串联系统图

都存在水质问题。水质问题没有及时处理，就会导致空调效率下降，严重时会影响空调系统的安全。空调系统水质要求符合《采暖空调系统水质》GB/T 29044—2012 中的水质要求。

3.6.2.6 抗震

数据中心空调系统的支吊架主要是承重作用，如果不考虑抗震，将会给系统安全带来隐患。当地震发生时，只承受重力荷载作用的支吊架会发生无规则地摆动，可能会对生根点处的锚固强度产生影响，使得支吊架松脱，造成空调系统安全故障，并存在管道或风

道坠落, 出现次生灾害的风险。因此, 数据中心空调系统应考虑抗震措施, 采用抗震支吊架, 通过侧向和纵向的抗震支承能够减少其无序晃动, 并将荷载传递至承载结构上, 在整体建筑抗震性能完好的情况下, 能保证支吊架不松脱, 减少地震对空调系统的破坏。

根据《建筑机电工程抗震设计规范》GB 50981—2014 的规定, 抗震设防烈度为 6 度及 6 度以上地区的建筑机电工程必须进行抗震设计。直径 $\geq DN65$ 的水平空调管道, 都应设置抗震支吊架; 多根管道共用支吊架或管径 $\geq DN300$ 的单根管道支吊架宜采用门型抗震支吊架。矩形截面面积 $\geq 0.38\text{m}^2$ 和圆形直径 $\geq 0.7\text{m}$ 的风道宜采用抗震支吊架。防排烟风道、事故通风风道及相关设备应采用抗震支吊架。抗震支吊架的设置原则: 空调金属管道侧向抗震支吊架最大间距为 12m, 纵向抗震支吊架最大间距为 24m; 刚性材质风道侧向抗震支吊架最大间距为 9m, 纵向抗震支吊架最大间距为 18m。抗震支吊架如图 3.6-6 所示。

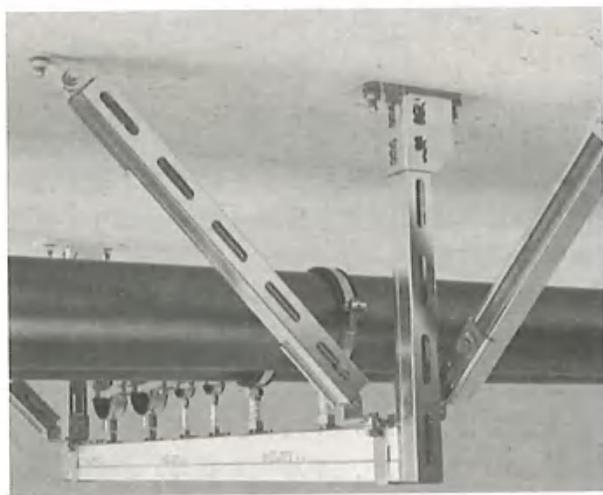


图 3.6-6 抗震支吊架

此外, 与空调设备连接的管道应采用柔性连接, 以避免地震时接头处受到应力而被损坏。

3.6.2.7 联锁与自动控制

联锁与自动控制可以用于数据中心空调系统的故障诊断和故障排除, 还可以减轻运维人员的劳动强度, 减少人为频繁操作导致的失误, 保证空调系统的安全运行。

联锁与自动控制系统包括下列内容:

- (1) 监测和控制机房的温度与湿度。
- (2) 机房内可能发生水患的部位设置漏水检测和报警装置, 强制排水设备的运行状态应纳入监控系统。
- (3) 监测和控制空调设备(冷水机组、冷却水循环泵、冷水循环泵、冷却塔、自动补水泵、末端空调、电动阀、过滤器、蓄冷罐等)的运行。

联锁与自动控制系统必须做到部件与通信的故障不会导致受控的空调设备故障, 且应由不间断电源供电。

第 4 章 数据中心冷却新型设备

为了实现 IT 设备的安全高效运行，数据中心冷却设备将 IT 设备（重点为芯片）所产生的热量通过芯片级冷却、服务器级冷却、列间级冷却、房间级冷却等多个环节输送到室外环境中去。为了降低数据中心冷却系统能耗，优化热量传递过程、提高冷却系统效率是数据中心新型冷却设备的发展趋势。

4.1 芯片级冷却设备

4.1.1 浸没式液冷设备

众所周知，计算机运算密度与冷却技术的不匹配加大了能源与环境可持续发展的挑战，遵守摩尔定律的计算机运算密度在快速增长，使得数据中心的冷却技术不但变得重要，而且成为迫切需要解决的问题。

数据中心能耗巨大，除 IT 设备能耗外，主要集中在制冷设备能耗方面。在数据中心冷却应用方面创新性引入浸没式液冷技术，能够有效地解决此问题。

4.1.1.1 浸没式液冷设备运行原理

浸没式液冷技术主要是采用特定的冷却液作为散热介质，将 IT 设备直接浸没在冷却液中，通过冷却液循环带走 IT 设备运行过程中产生热量。同时，冷却液通过循环过程与外部冷源进行热交换，从而将热量释放到环境中去。

一般情况下就具体实现过程而言，服务器竖直安置于定制机柜中完全浸没在冷却液里，冷却液在循环泵的驱动下进入特定交换器内与冷却水进行换热，然后重新返回机柜中；而冷却水同样在循环泵的驱动下进入特定交换器内与冷却液进行热交换，最终通过冷却塔将热量排放到环境中去。

浸没式液冷设备运行示意图如图 4.1-1 所示。

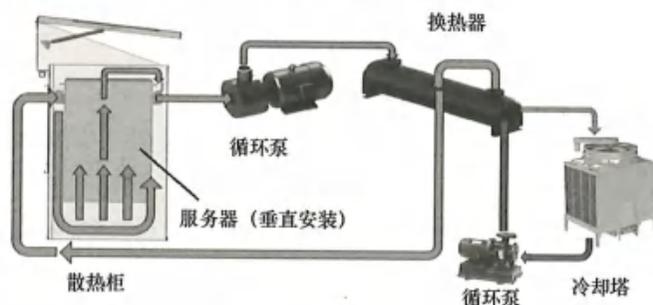


图 4.1-1 浸没式液冷设备运行示意图

浸没式液冷技术在数据中心的应用中,无需精密空调、冷水机组、湿度控制设备、空气过滤设备等高能耗设备,机房架构更加简单。*PUE* 值可轻松降至 1.2 以下,最低测试结果可达 1.05 左右,*CLF* 值(制冷设备耗电/IT 设备耗电)可低至 0.05~0.1。

究其主要原因在于:冷却液的热导率是空气的 6 倍,单位体积热容量是空气的 1000 倍。也就是说,对于相同体积的热传递介质,冷却液传递热量的速度是空气的 6 倍,蓄热能力是空气的 1000 倍。而且相较于传统散热方式而言,冷却液换热次数少,能力衰减小,冷却效率高。这意味着在相同发热量条件下,液体介质能够以更少的介质流量和更小的温差来实现散热。而较小的介质流量可减少散热过程中驱动冷却介质所需的能耗。空气、水、冷却液的热力学性质对比如表 4.1-1 所示。

空气、水、冷却液的热力学性质对比 表 4.1-1

冷却介质	导热率 [W/(m·K)]	比热容 [kJ/(kg·K)]	单位体积热容 [kJ/(m ³ ·K)]
空气	0.024	1	1.17
水	0.58	4.18	4180
冷却液	0.15	1.7	1632

表 4.1-2 为一组空冷和液冷环境下 CPU 散热性能对比。可以看到相同的发热量,液体介质能够以更少的介质流量和更小的温差来实现散热。这就体现了液体冷却的高效节能性,在高热流密度设备的散热过程中优势更加明显。

空气和冷却液散热性能对比 表 4.1-2

冷却介质	空气	冷却液
CPU 功率 (W)	120	120
进口温度 (°C)	22	35
出口温升 (K)	17	5
介质流量 (m ³ /h)	21.76	0.053
CPU 散热片温度 (°C)	46	47
CPU 温度 (°C)	77	75

传统空冷方式需要 20~26°C 的空气来冷却 IT 设备,而浸没式液冷设备允许使用温度为 35~42°C 的冷却液来冷却 IT 设备,这使得浸没式液冷设备能够在大部分低纬度地区利用自然冷源进行散热,基本不需要添加辅助机械制冷设备。与之相反,传统空冷方式除了在部分严寒地区外,均需要增加机械制冷设备来辅助降低空气温度,而机械制冷设备需要消耗大量的能量。因此,使用浸没式液冷设备可大幅减少 IT 设备散热所需的能耗。

4.1.1.2 浸没式液冷技术特点

1. 该技术应用的优势

(1) 节能降耗:相对于传统风冷数据中心能耗降低 90%~95%,定制服务器能耗降低 10%~20%。

(2) 节约成本:浸没式液冷数据中心基础设施规模较小,建设成本不高于传统机房,超低的 *PUE* 值可大大降低机房运营成本。

(3) 静音低噪:采用浸没式液冷设备,服务器可移除风扇,最大限度减少噪声污染

源，使数据中心达到绝对静音。

(4) 安全可靠：冷却液绝缘不导电，闪点高不易燃，使 IT 设备隔绝空气；使得数据中心无火灾漏水风险，IT 设备无气体腐蚀风险，而且可消除机械振动对 IT 设备的损害。

(5) 高功率密度：采用浸没式液冷设备，可以解决超高密度数据中心散热问题。按照单机柜 42U 容量配置，放置传统 19 英寸标准服务器，单机柜功率密度范围可由 20kW 升至 200kW。

(6) 易于选址：无需严寒气候或特殊地理条件，在低纬度地区即可实现自然冷源的充分利用。

2. 该技术面临的问题和挑战

(1) 冷却液选型优化：浸没式液冷设备应用的冷却液主要以氟化物、脂肪类化合物及硅酮类物质为主。作为冷却介质，它需要具有高可靠性（稳定性、绝缘性、安全性）以及低凝固点、与接触材料的兼容性、较高常压沸点及良好的热力学性能。从目前应用状况而言，氟类化合物冷却液具有较好的热力学性质，完全不可燃，清洁性也比较好，但单位成本较高，用量较大时成本甚至高于液冷设备本身；而矿物油、硅油类冷却液热力学特性与氟类化合物相当，材料兼容性也与氟类化合物冷却液相当，成本低，不易燃烧但可燃，清洁性也稍差。因此，浸没式液冷设备需要成本合适、物理化学特性优良、使用便利的冷却液，这是目前该项技术面临的主要挑战。

(2) 设备运维：浸没式液冷设备作为创新型技术的应用，其维护场景与操作方式与传统的风冷数据中心设备大有不同。由于 IT 设备浸没在冷却液中，在一定程度上增加了运维难度，需要从如何方便和安全地提取、放置和移动 IT 设备，如何快速和有效地处理设备表面的残留冷却液，如何避免冷却液在操作过程中的损耗，如何保障维护人员的安全及健康等维度考虑，进行优化设计是目前所面临的主要问题。

(3) 流场及散热优化：浸没式液冷设备内部冷却液与 IT 设备直接接触进行热交换，由于不同的 IT 设备在同时运行时，热功耗不尽相同。因此设计时需要考虑机柜内温度场分布均匀，按需分配冷却液流量，避免出现局部热点，导致设备过热宕机。比如设置分集液器、通过调整分液孔的尺寸、改善各分路之间的局部阻力部件的结构设计等，实现 IT 设备散热通道的按需配液、冷却液各个分路的冷量平衡。能够高效利用冷却液避免局部热点，保证对每一路 IT 设备精确制冷，是目前浸没式液冷设备散热设计的重要挑战。

(4) IT 设备的定制化及兼容性：目前使用的 IT 设备都是基于传统风冷散热方式设计的，不太适用于浸没式液冷设备的应用，因此针对其特征采用定制化的 IT 设备显得尤为重要。IT 设备中的某些零部件与冷却液的兼容性较差，譬如光纤模块，由于液体折射率与空气不同，其在液体中无法正常工作，需要定制密封的光纤模块。再者，某些常规线材的包裹材料与冷却液不兼容，长期使用会出现收缩硬化的现象，需使用兼容冷却液的包裹材料。此外，设备结构定制化设计，有利于优化液体流场，强化换热，提高散热效率。而且定制化设计高功率密度的 IT 设备可充分利用液冷优势，体现液冷的高性价比。另外，根据液冷机柜的使用特点盖板结构设计也可改善液冷环境下 IT 设备的运维。普通固态硬盘与冷却液不兼容，不能直接浸没于冷却液进行散热，需与冷却液隔离或替换。只有氦气硬盘及电子固态硬盘与冷却液兼容，可直接浸没于冷却液冷却并能正常工作。

4.1.2 热管式液冷设备

芯片级冷却是当前数据中心节能技术的发展趋势，采用这种技术可极大地降低数据中心总体能耗，但必须关注这类冷却技术带来的液体泄漏安全隐患以及投资高、工艺复杂等问题。通过研制液/气双通道散热系统，除了可以实现绿色节能外，还可以完全避免液体泄漏安全隐患，且工艺结构投资降低、更简单。

核心关键器件、设备和系统主要包括：

4.1.2.1 水冷型热管散热器

水冷型热管散热器是由热管、水冷板和固定板组成的散热模块，其中热管与高热流密度元件接触；高热流密度元件的发热量通过热管传导至水冷板，送抵液冷通道内循环系统。这种通过热管进行隔离的技术实现方式，完全避免了液体进主板区域可能造成的泄漏隐患。

(1) 热管导热（见图 4.1-2）：在数据中心电子信息设备冷却的应用场景中，典型的 $\Phi 8$ 热管的导热能力为 $50 \sim 60\text{W}/\text{根}$ 。因此，针对每个高热流密度元件（如 CPU），可根据元件发热量（或 TDP）与单根热管散热能力的正比关系确定所需热管数量。由于热管的热阻极低，使得由热管本身引入的系统温差仅在 3°C 以内，就可以用非常低的代价实现“集热与换热相分离”，水流无需流进主板区域。

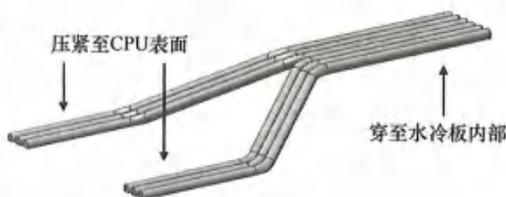


图 4.1-2 热管

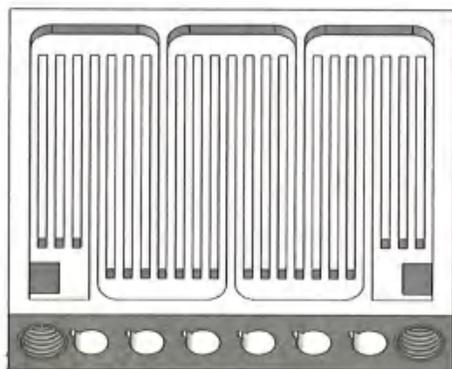


图 4.1-3 水冷板内部槽道

(2) 水冷板换热：水流进入水冷板后，通过与槽道内壁进行换热，吸收传递至水冷板的发热量。该器件的设计核心关键是槽道结构：一方面，流道应尽量窄，使得水流在其中尽量形成紊流，高效换热、降低“液—壁”换热温差，有利于有效控温；另一方面，流道应尽量宽，使得水流的所需驱动压力较小，利于降低驱动能耗。综合考虑两方面因素，在工程实践中要选取最佳槽道结构达到最佳工作点。图 4.1-3 为当前使用较为广泛的槽道设计，大槽道内划分为 4 个子槽道，但在均温性要求特别严格的

应用场景中，可附加设计双面流道结构，使水冷板热源孔基本均等地接收冷量。

(3) 水冷型热管散热器集成：如图 4.1-4 所示，为实现液冷通道的便捷维护，水冷型热管散热器的进出水端口处安装快速接头，使得水路接装、断开的操作中无滴漏。快速接头的选择同样需综合考虑两方面因素：一方面，快速接头阻力应尽量小，降低整个系统的驱动水流能耗；另一方面，接头阻力应尽量大，使并联配水的同一机架中各分支水压基本均等，处于不同高度的电子信息设备获得基本均衡冷量。因此，在工程实践中要选择最佳快速接头达到最佳工作点。

在一个典型的应用场景中，水冷型热管散热器的控温性能为：2 颗 CPU 满负载运行、总体 TDP 为 210W，水流为 0.5L/min，热管蒸发段（CPU 上方）温度为 47℃、热管冷凝段（水冷板热源孔）温度为 45℃、入水温度为 30℃、出水温度为 35℃。

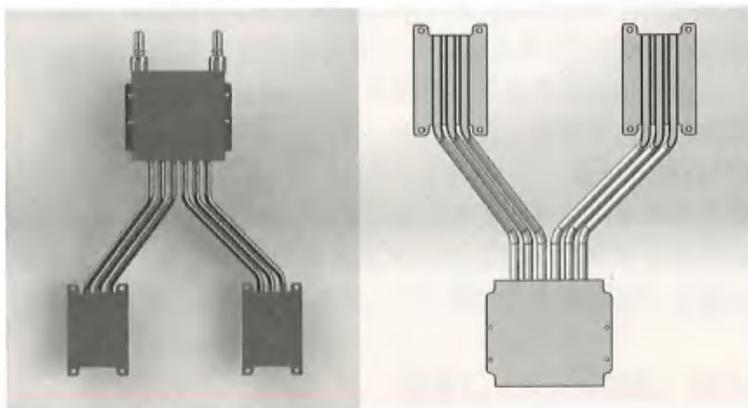


图 4.1-4 水冷型热管散热器俯视图（左）、仰视图（右）

4.1.2.2 热管水冷服务器

图 4.1-5 为电子信息设备集成水冷型热管散热器，构成热管水冷服务器，具有诸多结构上的优点。由于热管便于弯折，水冷型热管散热器可方便地适配不同主板布局的电子信息设备，且不对气流形成阻挡；仅占用一个硬盘位的接口空间，不影响电子信息设备与外部的功能对接；整体固定性好、与外部水路通过快速接头实现对接，维护便捷，可易适应不同机架配水结构（软管式或盲插式）。

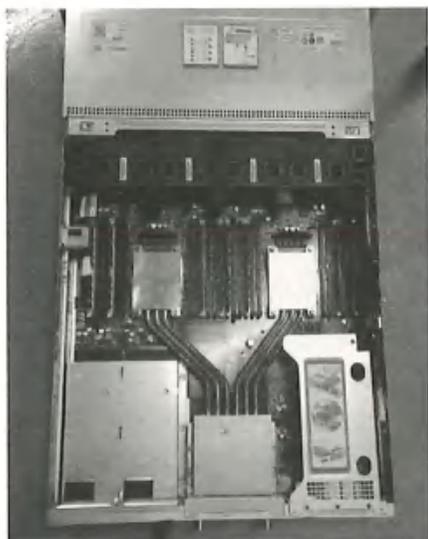


图 4.1-5 热管水冷服务器

4.1.2.3 双级热管相变冷却系统

1. 双级热管相变冷却系统运行原理

服务器芯片（或其他高功耗器件）通过一级热管将热量传递给二级热管。二级热管冷媒流动到换热器将热量传递给冷冻水或室外空气。

运行示意图如图 4.1-6 所示。

服务器中芯片的发热量约占服务器总发热量的 60%，其余为内存、主板、硬盘及风扇等的发热。双级热管相变液冷技术在数据中心应用，将服务器中芯片的热量通过高温冷源（30~40℃的冷源）带走，冷源可以是水或者空气，这种高温冷源通过冷却塔或者其他形式获得，不需要采用冷水机组，可将数据中心的冷水机组配置减少 60%，PUE 降低至 1.25 以下，在自然冷源丰富的地方 PUE 可以降至 1.15~1.20。

2. 双级热管相变冷却系统设备性能

图 4.1-7 所示为冷源温度为 30℃时，一级热管在不同热载以及不同充液率情况下的 CPU 温度情况。从图中可以看出，当一级热管的充液率比较低时，系统的整体热阻随着

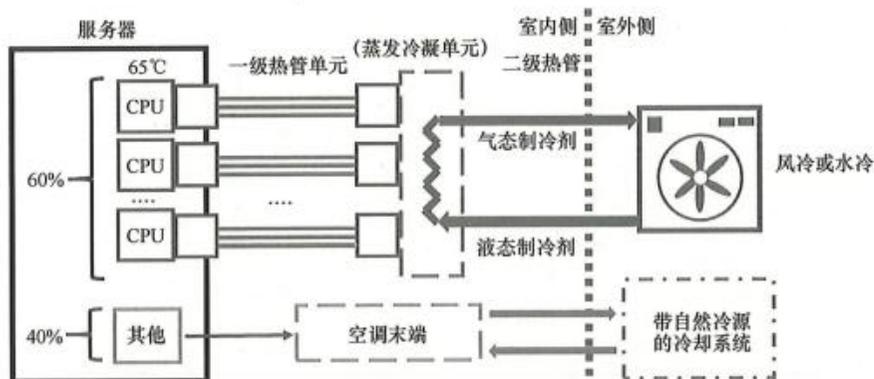


图 4.1-6 双级热管相变液冷运行示意图

热载的增加而下降，当充液率不断提高时，会影响当热载增加时的热管的传热效率，最佳的充液率是在 58% 左右。

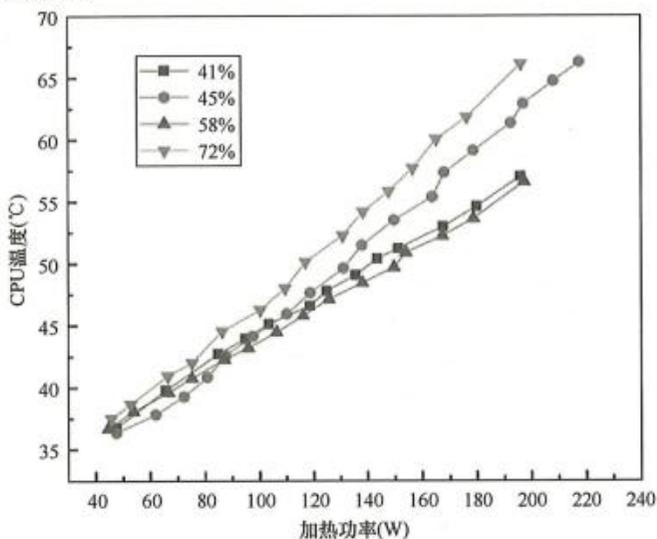


图 4.1-7 双级热管相变冷却在不同充液量下的 CPU 温度 (冷源温度 30°C)

图 4.1-8 和图 4.1-9 是采用双级热管相变冷却技术的服务器及机柜。

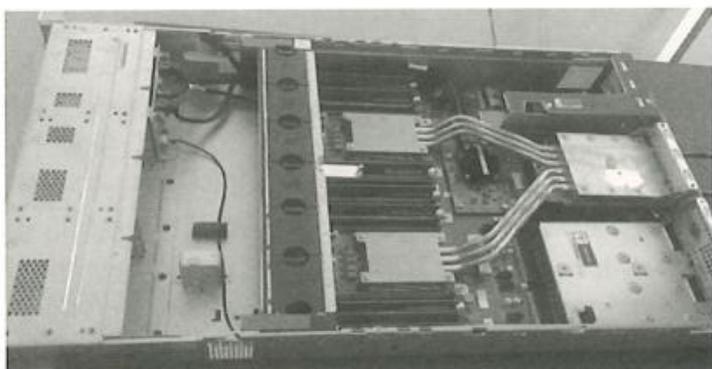


图 4.1-8 双级热管相变液冷服务器

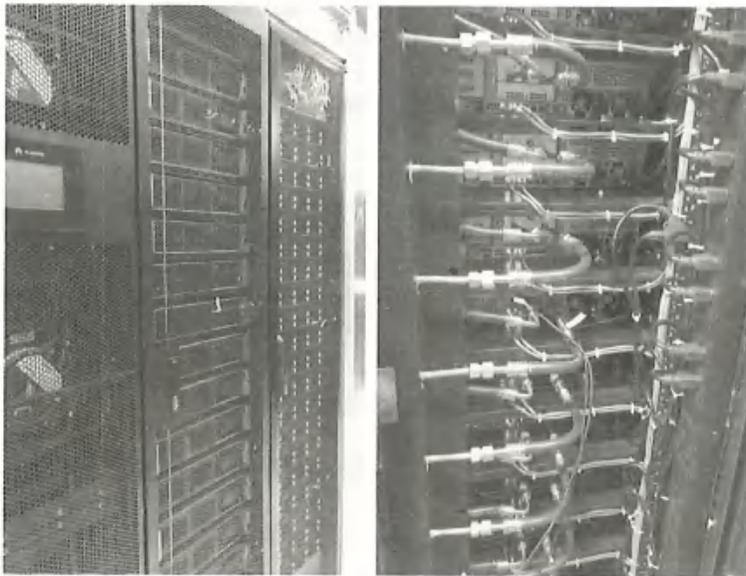


图 4.1-9 双级热管相变液冷服务器机柜

4.1.3 热压转换散热技术及装备

随着现代高新技术的进步，电子器件向更小、更紧凑方向发展，许多设备单位面积上的热负荷越来越高，而当前采用散热技术存在很多不足，如需要外驱动力、结构复杂、加工困难等。高强度热压转换效应是利用热能与机械能耦合进行传热，边界突然的热流或温度阶跃变化都会引起工质内部产生强烈的压力波，压力波在工质中以声速传播，并将能量迅速地传递给工质，与传统冷却方式相比，传热效率大大提高。

4.1.3.1 基本原理

热压转换散热器由吸热端、散热端、传热回路和充装的传热工质构成，回路内部无吸液芯。当器件进入高强度换热状态后，工质几乎充满整个回路，吸热端吸收热量将会转变成压力波，并以声速迅速传递到散热端，此器件尤其适用于高热流密度散热工况，如图 4.1-10 所示。

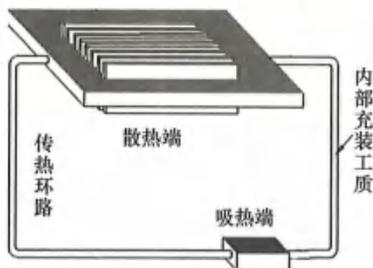


图 4.1-10 热压转换散热器基本结构

具体原理如下：某些液态工质在一定温度（例如水在 $0.7T_{\text{crit}} \leq T \leq T_{\text{crit}}$ 范围内，R134a 在 30°C 左右）和压力范围内具有与理想气体相当的热膨胀系数，而等温压缩系数远远小于气体，根据 $\partial p / \partial T = \beta / \kappa_T$ 可知，液体较小的体积变化即会引发较大的压力变化，

当器件进入高强度换热状态后，较小的热量输入即可激发较大振幅的压力波，致使热量以压力波为载体并以声速快速向前传播，从而实现高密度能量的快速转移。团队通过短时脉冲加热成功监测到了压力波的产生与传播，发现压力波的波动特点和传播速度与声波极为相似，当器件进入高效传热状态后，各监测点的压力波动一致，波幅随功率的增加而变大。

4.1.3.2 技术优势

此系统传热原理不同于传统导热、对流、辐射传热原理，系统结构相比于热管技术、射流冷却、喷雾冷却等简单得多。

(1) 高强度换热能力：可实现低温差大热流传热，实验研究表明封闭回路高强度换热器件的换热能力（可实现 $500\text{W}/\text{cm}^2$ ）高于传统热管，实验测得的当量导热系数可达 $226\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，并且热响应快，传热速率高，尤其适用于高热流密度散热工况。

(2) 结构简单：结构上无外加驱动装置，无吸液芯结构，结构简单，体积小，易加工，成本低。

(3) 空间结构适应性强：已有的实验结果表明反重力结构、马鞍形结构、复杂的环路等结构均能够实现高效换热，恰好可以克服传统热管结构适应性较差的缺点。

(4) 换热工质多样性：根据发热体正常工作温度的要求可以选择合适的充装工质，目前实验成功的工质主要包括 R22、R134a、 H_2O 、 CO_2 、钠钾合金。

(5) 相对于传统热管初始充液率较高：已有的实验结果表明最佳充液率一般大于 75%。

4.1.3.3 设备性能分析

1. 充液率影响

图 4.1-11 所示为不同充液率，各功率稳态运行时当量导热系数随功率的变化关系。可知，在相同加热功率时，当量导热系数随充液率的增加而增大，当实验件进入热声传热状态时，当量导热系数与功率不是线性增加的关系，从充液率 83.76%、86% 及 91% 的变化趋势推论，在相同加热与冷却条件下，当量导热系数与功率变化成抛物线，对应每个充液率，存在最大当量导热系数。在本节的实验中，测得充液率为 75% 时，实验件当量导热系数可达 $226\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。Hussam J. 与 Hatem E. 研究了充装 R134a 的环路热管的性能，由文献中数据可得环路热管的最大当量导热系数为 $188\text{kW}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。因此与相变换热情况相比，热声效应传热可获得更大的当量导热系数。

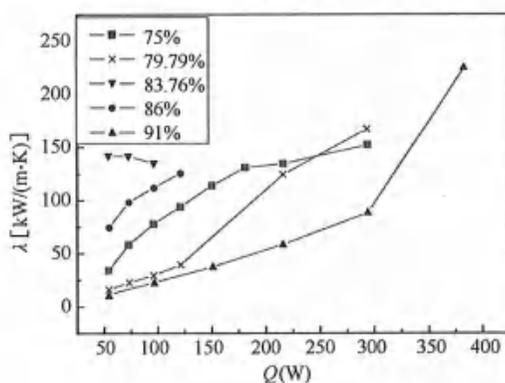


图 4.1-11 不同初始充液率当量导热系数

2. 重力影响

图 4.1-12 中标识了各状态的起始点位置，从图中可以看出，随着倾斜角度的增加，工质平衡时各点与加热点温差变大，当变为水平状态时，实验件传热性能明显变差。重力对实验件的传热有影响，但重力的大小影响不大，无重力时实验件仍可以传热，但是性能较差，这是由于要形成稳定的传热状态，需要在加热点处持续不断地产生压力波并传递走，有重力时，工质由于对流作用会有微弱的流动，随着压力波的传递，加热点处的工质移动，在环形回路中，新的低压工质补充至加热点处，在吸收热量后产生压力波再传递走，从而实现热量的传递。无重力时，加热点的工质被加热后产生压力波，工质基本不流动，加热点处工质始终处于相对高压状态，此时不利于新的压力波的产生，导致实验件内

压力越来越大，传热性能差。由此可知，封闭回路液相工质的高强度传热现象需要在有重力产生的对流作用辅助下，才能获得最佳传热性能。

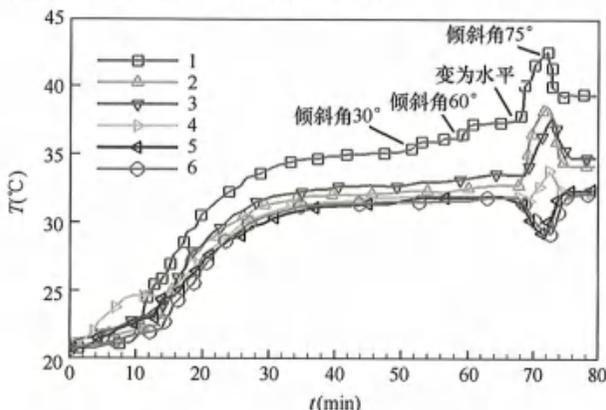


图 4.1-12 重力对散热设备各点温度的影响

4.2 机柜级冷却设备

4.2.1 热管式背板空调

4.2.1.1 热管背板基本原理

热管背板冷却技术是利用工质相变（气/液态转变）实现热量快速传递的一项传热技术。通过小温差及重力驱动热管系统内部循环工质的气液变化，形成自适应的动态相变循环，将信息机房内 IT 设备的热量带到室外，实现管道内制冷工质无动力，自适应平衡的冷量传输。

机柜内 IT 设备散发的热量使室内末端中热管换热器的制冷剂吸热汽化；汽化的制冷剂依靠压差经连接管路流向室外热管中间换热器；制冷剂蒸汽在热管中间换热器内被来自自然冷源冷水系统的冷水冷却，由气态冷凝为液态；液态制冷剂借助重力回流至室内末端中的热管换热器中，完成一个冷量输送的热力循环，如图 4.2-1 所示。热管背板规格包括：3kW、4kW、5kW、7kW、10kW、15kW 等，设备能效比可以达到 60 以上。

4.2.1.2 热管背板的技术特点

- (1) 无水进入机房，具有高安全性；
- (2) 可利用室外自然冷却资源，且末端功率小，约为传统机房空调功率的 10%，节能明显；
- (3) 机房按需供冷，最大支撑单机柜功率 15kW，机柜内冷却，不存在局部热点；
- (4) 无架空地板，节省机房空间及投资；
- (5) 机房各区域均为冷环境，不需要封闭冷通道，机房舒适性高，气流组织好；
- (6) 热管背板与机柜一一对应，安装于机柜上（一般安装于机柜后门），不占用机房地面，装机率高；
- (7) 温湿度独立控制；
- (8) 相邻机柜热管背板冷量冗余备份，可靠性高；

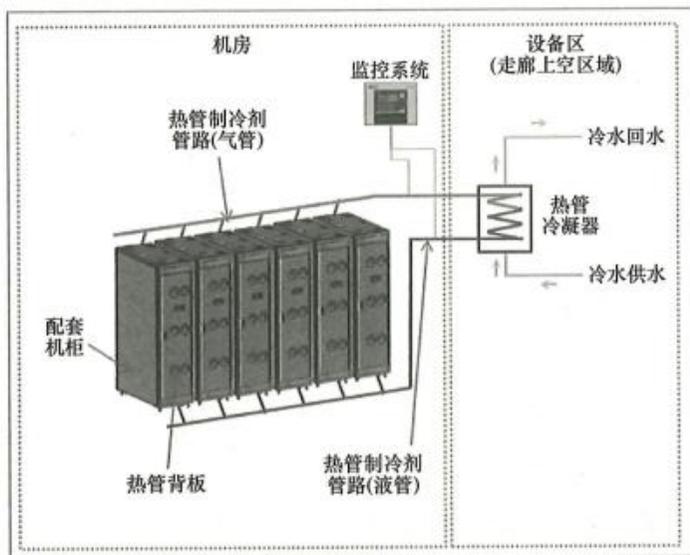


图 4.2-1 热管背板空调运行原理图

(9) 适用于新建中高密度的数据机房，以及改造机房。

4.2.1.3 热管背板的主要性能参数

标准 19 英寸服务器机柜的热管背板空调单机柜供冷量超过 12kW，供冷密度高。单机柜可提供的冷量随着热管背板进风温度（服务器排风温度）的提高而升高，随着冷源（冷水）温度的提高而降低，如图 4.2-2 所示。在数据中心设计时需要综合考虑单机柜的功率密度及空调末端冷源（冷冻水）温度进行综合考虑，单机柜功率密度高，有利于解决局部热点，提高设备及综合管理的效率，而空调末端冷源的温度直接关系到冷机的运行能效及自然冷源的利用时间。

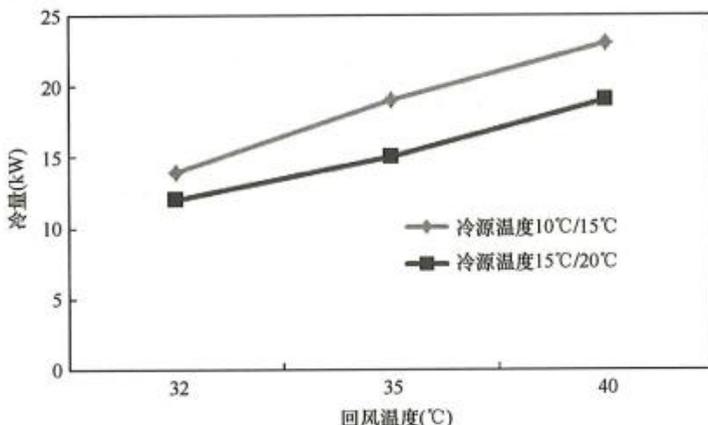


图 4.2-2 不同回风温度及冷源温度下热管背板空调的冷量输出

4.2.2 顶置式热管空调

4.2.2.1 顶置式热管基本原理

如图 4.2-3 所示，顶置式热管空调末端的液态制冷剂在末端内被热风加热蒸发变成气



图 4.2-3 顶置式热管运行原理图

态，通过上部的制冷剂管路流向机房外的热管冷凝器，并在热管冷凝器中冷凝成液态。

液态制冷剂在重力的作用下，沿制冷剂管路（液管）回流至空调末端。回风侧位于热通道；送风侧位于冷通道。

顶置式热管将热通道的热风吸入，并处理成冷风后吹入冷通道。

冷风用于冷却服务器机柜。

顶置式热管规格包括：20kW、30kW 等，能效比也可达到 60 以上。

4.2.2.2 技术特点

(1) 顶置式热管安装在机柜顶部上方，不占用机房地面空间（不占用机柜位置），装机率高；

(2) 顶置式热管系统在机房内为制冷剂系统，水不进入机房；

(3) 封闭热通道，热通道外部为冷环境，舒适度更高；

(4) 顶置式热管与机柜顶部无固定性连接，机柜可以单独撤离或加装；

(5) 适用于常规型服务器送风方式和异型机柜方式，适用性高；

(6) 适用于各种规模、需要快速部署的数据中心；

(7) 顶置式热管设有检修阀门，所有接口均为热插拔设计，送风侧面板设计为单开门/双开门，可单独维护和检修，维护便利性高；

(8) 气流组织更加合理，综合能效更高。

4.2.2.3 设备的主要性能

顶置式热管空调单设备供冷量超过 20kW，供冷密度高，且不占用机房地面空间，单位面积机房装机柜的数量多。顶置式热管空调设备冷量输出会随着空调回风温度（机房热通道温度）的提高而升高，随着冷源温度的提高而降低，如图 4.2-4 所示。适当提高机房热通道的温度，能够有效提高顶置式热管空调末端的制冷量及能效比。

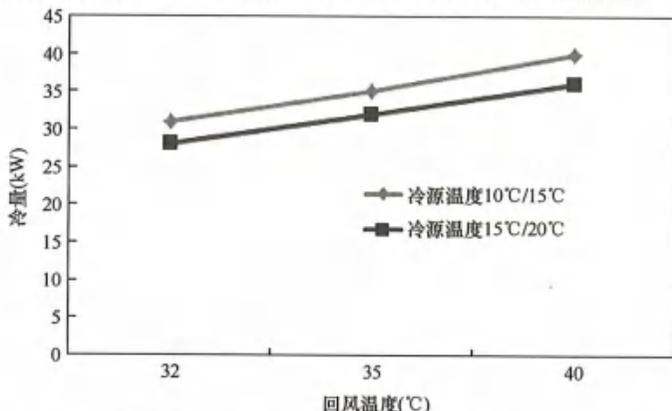


图 4.2-4 不同回风温度及冷源温度下顶置式热管空调的冷量输出

4.3 行级冷却设备

伴随着 IT 设备的不断演进, IT 机柜的功率密度也在不断升高, 主流功率密度已经从传统的 1~3kW 上升到目前的 5~10kW, 在部分场景 (如超算), 其单柜功率密度已经超过 20kW。这样的功率密度, 传统的房间级制冷方案已经不能满足需求, 容易出现局部热点问题, 存在可靠性隐患。基于此, 行级空调应运而生。事实上, 行级空调已经有近十年的发展历史, 用于应对早期高功率密度场景, 目前行级空调方案已经非常成熟。

行级空调又称为列间级空调, 是一种使空调机组与机柜并行排列的制冷方案, 空调机组均匀穿插在机柜列间, 保证送风均匀性。行级空调由于和机柜并列放置, 因此在尺寸上也和机柜保持一致, 高度为 2000mm 或 2200mm, 也有一些根据客户需求设计为 2500mm, 深度多为 1100mm 或 1200mm, 宽度有两种: 300mm (因为宽度为标准机柜一半, 又称半柜行级空调) 和 600mm (宽度和标准机柜相同, 又称全柜行级空调)。

相比于传统房间级空调, 行级空调送风距离短, 因此可以采用“零静压”设计, 以降低风机功耗。同时制冷链路冷量损耗小, 因此可设计更高的送回风温度, 一般行级回风温度可以设计在 35℃ 以上, 以提高制冷效率。

在方案设计上, 行级空调通常会搭配冷通道或者热通道密闭技术, 从而隔离开冷热气流, 提升冷量使用率, 形成近端制冷, 密闭通道的方案。同时, 因为行级空调和机柜、通道组件、供配电、管理系统等其他系统的强相关性, 行级空调一般会和其他系统融合在一起形成一套完整的微模块解决方案, 微模块内各系统为同一供应商, 包括空调在内的各子系统可以在工厂预安装, 预调测, 从而缩短部署时间。

图 4.3-1 展示了典型的行级空调冷通道密闭方案。冷却路径为: 行级空调通过水平送风, 将冷空调送入密闭通道内, 冷空调被周围机柜吸收, 从机柜后方排出热空气, 再被旁边的空调吸入冷却, 重新进入通道内。由于采用了水平送风, 行级空调可以不采用架空地板, 通过上走管上走线的方案布局, 能够有效降低机房层高要求。

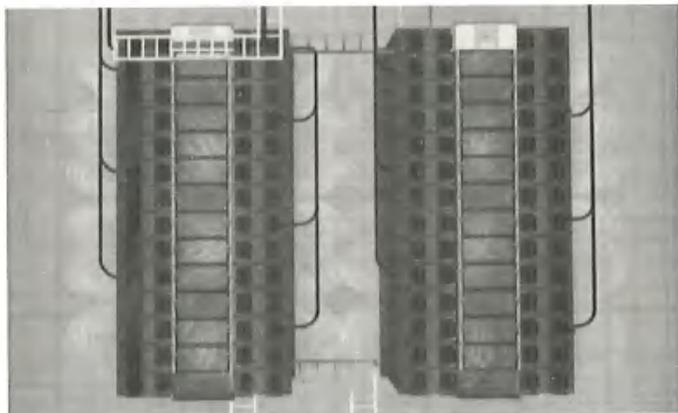


图 4.3-1 行级空调布局示意图

目前行级空调大规模应用的三种类型, 冷水式、直接膨胀式及热管式。

4.3.1 冷水式列间空调

4.3.1.1 冷水式列间空调工作原理

冷水系统分为室外侧和室内侧两部分，室外侧为冷水机组、冷却塔以及冷却泵等用于产生冷水供给到室内侧，室内侧为制冷末端，也就是本章讨论的冷水式空调。

行级冷水空调组成较为简单，主要器件为换热器、水阀、风机以及另外一套控制系统。工作原理为由冷站输出的低温冷水进入空调内换热器铜管，与室内侧空气进行换热，高温冷水经回水管路送回室外侧冷水站，重新降温完成循环。室内风机起到扰动气流，促进换热的作用，水阀开度控制水流量，从而调节冷量，冷水空调的制冷量可以实现 0~100% 无级调节。

对于精密空调而言，不同工况下空调的性能表现差别很大。但是现行的精密空调的国家标准《计算机和数据处理机房用单元式空气调节机》GB/T 19413—2010 因为发布时间比较早，只对房间级空调做了相应规定，对行级空调没有相关描述。不过据了解，最新的行级空调的国家标准已经在起草当中。

由于没有国家标准的统一规定，目前各行级空调厂商的额定工况不完全一致，主要体现在回风温度不同（35~38℃），主流的行级空调厂商采用的额定工况为进/出水温度 10℃/15℃，回风温度 37℃，规格分为半柜和全柜两种，高度为 2000mm 或 2200mm，半柜的典型冷量为 30kW，全柜的冷量各厂家差别较大，在 50~70kW 之间。额定制冷量下能效比（EER）在 25~30 之间。市场也有高度为 2500mm 的冷水行级空调，应用于一些云数据中心或 ISP 客户需求，其冷量可以达到 80kW。由于行级空调进回水和回风温度设计较高，因此显热比可以达到 1。

典型行级冷水空调参数如表 4.3-1 所示。

行级冷水空调典型参数

表 4.3-1

参数	单位	半柜 (300mm)	全柜 (600mm)
送风方式	—	水平送风	
总冷量	kW	30.0	65.0
显热比	—	1	1
风量	m ³ /h	5100	10000
制冷量额定工况	进/出水温度：10℃/15℃，回风温度：37℃，相对湿度：24%		

在实际应用中，不同数据中心采用的工况不尽相同，表 4.3-2 展示了常见工况下，行级冷水空调的制冷量变化情况。

行级冷水空调变工况参数

表 4.3-2

进/回水温度	回风温/湿度	37℃/24%		32℃/31%	
	产品型号	半柜	全柜	半柜	全柜
10℃/15℃	总冷量 (kW)	30.0	65.0	23.3	50.3
13℃/18℃	总冷量 (kW)	26.1	56.9	19.5	41.8
14℃/19℃	总冷量 (kW)	24.8	54.1	18.2	38.8
15℃/20℃	总冷量 (kW)	23.5	51.1	16.9	35.7

4.3.1.2 冷冻水式行级空调主要特点

产品组成方面,冷水空调没有压缩机系统,因此能效比很高,同时因为系统组成简单,器件少,因此故障率很低,运维工作较为简单。半柜空调使用小直径轴流风机矩阵,一般设计为6个风机,全柜空调风机传统方案采用大直径轴流风机,一般设计为2~3个风机,但大风机体积和重量更大,因此维护难度大,所以目前市场上也出现全柜的小直径风机设计方案,采用10个风机,2×5布局,这种方式风机维护更简单,同时因为风机数量更多,因此送风流场更均匀,有利于提高机组效率。另外,小风机还可采用N+1冗余设计,在单风机故障时,不影响系统运行,保证冷量输出,提高制冷可靠性。空调换热器一般采用铜管铝翅片,翅片采用亲水涂层,以便冷凝水快速排出,提高换热效率。

方案设计方面,冷水行级空调需要配合室外侧冷水站使用,相较风冷系统而言整体更复杂,因此不适合小型数据中心应用。但是冷水站由于可以集中放置,而且对于室内室外侧的距离没有限制,同时,大型数据中心会配备专业运维团队,因此冷水行级空调更适合大规模部署,在机房规模超过1500kW以上可以优先考虑使用冷水行级空调。对于冷水行级空调而言,其近端制冷的特点可以支持更高的单柜功率密度,因此在高功率密度(大于5kW)的数据中心更适合冷水行级空调。

从运营角度看,冷水行级空调只是冷水系统的制冷末端,系统能效以及系统复杂性更多地受到室外侧冷水站的影响。冷水行级空调的功耗只占到21%左右,而冷水站占比超过70%,因此从运营角度看,单纯追求冷水行级空调本身的高能效对于数据中心节能作用并不明显,更应该通过整体方案的优化实现系统的节能降耗。

随着节能减排的需求越来越强烈,数据中心对于PUE的要求越来越高,更高效的数据中心意味着每年数以百万计甚至千万计的电费节省。

提升冷水系统能效主要可分为三种形式:

一是采用自然冷却的方式,充分利用自然冷源。事实上,冷水系统因为室外侧集中方式,可以很方便地利用自然冷源,关于自然冷源的利用,在本书第3章有详细描述,在此不做讨论。

二是提高冷水系统温度,包括进回水温度和送回风温度。实测数据显示,进回水温度升高1℃,冷水系统能效可提升2%~3%,这是非常可观的。而且进回水温度的升高还可以提升自然冷却时间,这将进一步提升制冷系统效率。从近年的冷水系统方案设计来看,进回水温度也正是朝着越来越高的方向发展。国内很多政务云数据中心设计水温为13℃/18℃,中国移动的冷水行级空调水温为14℃/19℃。而相比国内,欧洲的设计更为激进,欧洲某冷水项目设计水温达到了20℃/27℃。可以预见,在未来,随着IT设备的可承受温度范围的扩大,制冷系统的温度将会进一步提升。

三是优化现有的冷水系统运行方式,实现室内末端和室外冷站设备之间的联动调优。目前,冷水系统中室外侧和室内侧是完全不同的供应商,因此在冷水系统内,室内侧和室外侧的运行处于“各自为政”的状态,而且冷水行级空调的群控和冷水机组的群控也都存在提升的空间,无法发挥冷水系统的最大效力。

目前,冷水行级空调遇到的最大阻力是客户对于水进机房的担忧,因为行级空调采用近端部署,空调紧贴IT设备,所以部分客户对于冷水行级空调心存芥蒂,认为水进机房会给IT设备运行带来很大风险。但实际上,纵观整个数据中心领域,因为冷水水管爆裂

或泄露造成机房运行故障是很少见的。其一是从器件上，无论是管路还是阀件质量都足以满足冷水供水要求，本身失效率很低。其二是从方案设计上，冷水行级空调可以采用水分配单元供水，水分配单元布置在机房外侧，架空地板下水分配单元与主机房之间修筑防水围堰，同时采用上走线、下走管的方案，在空调周围布置漏水传感器，最大限度降低机房漏水可能以及一旦泄露带来的负面影响。

随着大型数据中心越来越多，以及数据中心功率密度不断提高，冷水行级空调必然会迎来一个快速发展时期。

4.3.2 直膨式列间空调

4.3.2.1 直膨式列间空调系统原理

直接膨胀式空调系统（简称直膨式空调），指的是机组自带压缩机，通过制冷剂在室内蒸发器盘管内直接蒸发（膨胀）吸收热量带到室外实现制冷。直膨式空调机组传统意义上的四大件为压缩机、冷凝器、膨胀阀以及蒸发器，这是制冷剂环路需要经过的四个主要器件。而实际要实现各部件协同运行和冷量输出，还需要一套控制系统和风机。

以室内回风温度为 37°C ，室外温度为 35°C 这一常用工况阐述各主要部件工作过程如下（下述温度和压力为范围值，实际根据系统设计不同而有一定差别）：

压缩机： $25^{\circ}\text{C}/12\text{bar}$ 的常温低压气体绝热压缩成 $90^{\circ}\text{C}/32\text{bar}$ 的高温高压气体，流经冷凝器；冷凝器： $90^{\circ}\text{C}/32\text{bar}$ 的气体流过冷凝器盘管和室外 35°C 的空气换热，变为 $40^{\circ}\text{C}/30\text{bar}$ 的常温高压液体； 30bar 的冷凝温度约为 50°C ，因此当温度降到 50°C 时气体会液化，完全液化后继续降温到 40°C ，保证 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 左右过冷度，保证液体不会闪蒸；膨胀阀： $40^{\circ}\text{C}/30\text{bar}$ 的液体流经节流阀，通过流路紧缩导致流速增加、压力下降，蒸发温度下降，液体不停地绝热气化吸热，因此温度也会持续降低，最终变为 $15^{\circ}\text{C}/15\text{bar}$ 的低温低压气液混合态；蒸发器： $15^{\circ}\text{C}/15\text{bar}$ 的气液混合态流过蒸发器盘管和室内 37°C 的空气换热，变为 $25^{\circ}\text{C}/12\text{bar}$ 的常温低压气体，重新留回压缩机进行绝热压缩，进行下一次制冷循环。液态完全蒸发后气体继续吸热升温， $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 左右的过热度保证无液击风险。

图 4.3-2 是风冷直膨式空调系统的组成图，水冷直膨式空调系统与风冷系统的室内侧结构一致，差别在于室外侧的换热方式不同，风冷式冷凝器中的制冷剂和室外空气直接换热，而水冷式冷凝器中的制冷剂是和冷却塔产生的冷水进行换热。

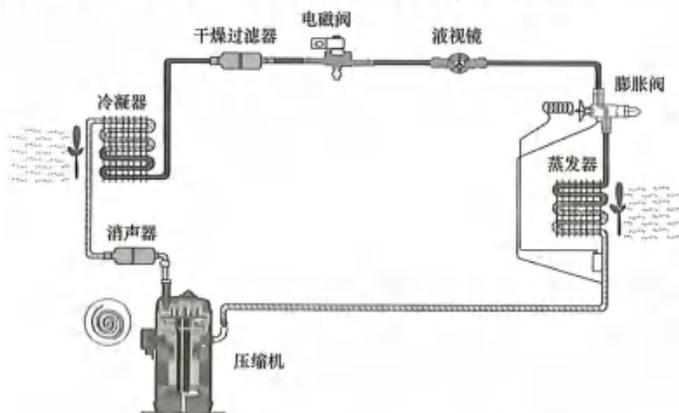


图 4.3-2 风冷直膨式精密空调系统组成图

相较而言,风冷式的系统更简单,易于部署,同时维护难度小,因此应用更为广泛。而水冷式的系统相对复杂,维护难度大,且耗水量较大,因此应用受到一定限制。但是水冷式不受连管与落差制约,对于室内外侧部署相对位置要求较低,同时能够解决风冷式大规模的散热问题,因此,水冷式往往作为风冷式的补充形式。具体对比如表 4.3-3 所示。

风冷式和水冷式直膨空调系统对比 表 4.3-3

类别	风冷式直膨系统	水冷式直膨系统
系统组成	室外侧仅风冷冷凝器,系统构成相对简单	室外侧有板式换热器、冷塔及水管路,系统构成复杂
维护难度	维护简单	维护难度大
耗水量	系统内仅制冷剂,不消耗水	室外侧使用水冷却,耗水量大,适用于水源充足地区
室内外侧距离	连管长度一般在 100m 以内,室内外机落差在 -10~+40m 以内	无明显限制
室外侧占地	室外机占地面积大,多用于小规模(1000kW 以下)部署	占地面积较风冷式小,可适应较大规模部署
系统效率	受室外侧温度影响大,夏季高度时会出现效率衰减	效率相对恒定,在夏季高温时会高于风冷式

与冷水行级空调类似,直膨式行级空调也没有统一的工况标准,主流厂家的回风温度为 37~38℃。尺寸规格和冷水行级空调相同,典型参数如表 4.3-4 所示。

行级风冷空调典型参数 表 4.3-4

参数	单位	半柜(300mm)		全柜(600mm)	
		水平送风			
送风方式	—	水平送风			
总冷量	kW	25.0		42.0	
显热比	—	1		1	
风量	m ³ /h	5000		86000	
制冷量额定工况	回风温度:37.8℃,相对湿度:20%,室外温度:35℃				

直膨风冷空调的性能受到室内回风以及室外环境变化的影响较大,表 4.3-5 展示了典型风冷直膨式空调在不同回风和室外环境温度下的性能变化。

风冷直膨式空调变工况参数 表 4.3-5

室外温度	回风温/湿度	37.8℃/20%		32℃/31%	
	产品型号	半柜	全柜	半柜	全柜
5℃	总冷量/(kW)	27.2	46.6	25.1	40.8
15℃	总冷量/(kW)	26.7	45.2	24.7	39.7
25℃	总冷量/(kW)	26.1	44.0	24.2	38.3
35℃	总冷量/(kW)	25.0	42.0	22.7	36.2
45℃	总冷量/(kW)	21.5	34.7	20.1	32.7

4.3.2.2 行级直膨式空调系统的特点

风冷直膨和水冷直膨因为运行原理几乎完全一致，只是室外侧换热器形式不同，且实际使用中风冷直膨式因为方案简单，应用更广泛，因此下面以风冷直膨式行级空调（以下简称风冷行级空调）为主介绍直膨式空调系统的特点。

风冷行级空调系统集成度高，对于厂商空调架构设计能力以及气流组织优化能力要求也高。

传统的风冷空调使用定频压缩机和热力膨胀阀，冷量输出恒定为 100%，调节冷量只能通过空调开启和关闭来实现，负载率较低时，会出现频繁启停的现象，可用性差。近两年经过更新换代，市场上主流的风冷行级空调配置采用直流变频涡旋压缩机，EC 风机以及电子膨胀阀的全变频架构，制冷量可以随负载变化而变化，目前业内已经有 10%~100% 负载无级调节的方案，基本可以杜绝因负载率过低带来的频繁启停问题。

风冷行级空调最大的优势在于方案简单，多采用室内室外一对一连接，独立制冷，模块内可以做 $N+1$ 或 $N+X$ 冗余设计，扩容方便，非常适合中小型数据中心使用。业内主流配置中，标准风冷机型可以支持 $-20\sim 45^{\circ}\text{C}$ 的室外温度范围，低于 -20°C 可以增加低温组件，达到 -40°C 的使用温度，基本能够覆盖我国所有地区，场景适应性好。

相比于冷水行级空调，风冷行级空调因为部件多，维护要复杂一些。以压缩机更换为例，传统方案压缩机采用焊接方式，在维护时需要将气管和液管切开，将室内机拖到机房外，再进行压缩机吸排气割管，然后更换压缩机，焊接吸排气管路，然后将室内机拖入模块内，再进行气管和液管的焊接。这其中还需要进行制冷剂的排除和充注。仅计算压缩机更换的步骤，整个过程花费的时间也在 6~8h。而且焊接过程要动火，这是绝大多数机房不允许的，因此还需要申请机房动火许可，这将花费更多的时间。当然，这一问题目前已经有了更好的解决方案——压缩机免焊连接，不同于焊接方式，压缩机和管路可以通过特殊螺纹连接，维护时无需动火，可以实现原地维护，相比原来 6~8h 的更换时间，免焊连接仅需 1h，极大地提高了维护效率。

风冷行级空调在生命周期内容易产生的故障是制冷剂不足，这个问题的原因主要有两种：一种是在初始充注时，充注量就不够；另一种是在使用过程中，因为机组本身管路密闭性不好，或者现场施工焊接质量差导致制冷剂泄露。这两种情况在空调实际使用中都可能存在并且不易被发觉，但是制冷剂不足会降低空调能效，严重时会出现制冷量不足，甚至压缩机损坏的问题。

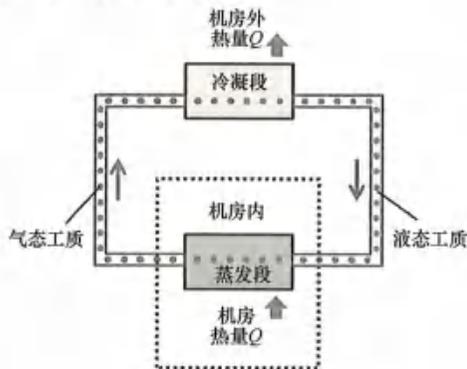


图 4.3-3 热管运行原理图

4.3.3 热管式列间空调

4.3.3.1 热管式列间空调基本原理

高效热管列间空调冷却技术是在重力作用下，通过小温差驱动热管系统内部循环工质的气液相变循环，把数据中心的热量带到室外，其内部的运行不依靠外力（泵），如图 4.3-3 所示。

高效热管列间空调末端的液态制冷剂在末端内吸热蒸发变成气态，通过制冷剂管路流向

机房外的热管冷凝器，并在热管冷凝器中冷凝成液态；液态制冷剂在重力的作用下，沿制冷剂管路（液管）回流至空调末端，如图 4.3-4 所示。

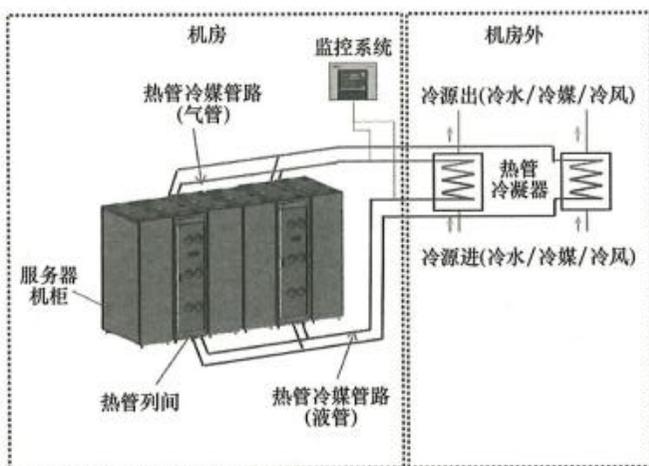


图 4.3-4 高效热管列间空调系统原理图

4.3.3.2 热管式列间空调技术的特点

- (1) 无水进入机房，具有高安全性；
- (2) 可利用室外自然冷却资源，且末端功率小，节能量明显；
- (3) 就近冷却，不存在局部热点；
- (4) 无架空地板，节省机房空间及投资；
- (5) 封闭冷通道，气流组织好；
- (6) 须占用机柜位置，对装机率有影响；
- (7) 温湿度独立控制。

4.3.3.3 热管式列间空调的主要性能参数

热管式列间空调单设备供冷量超过 30kW，供冷密度高。热管式列间空调设备冷量输出会随着空调回风温度（机房热通道温度）的提高而升高，随着冷源温度的提高而降低，如图 4.3-5 所示。适当提高机房热通道的温度，能够有效提高热管式空调末端的制冷量及能效比。

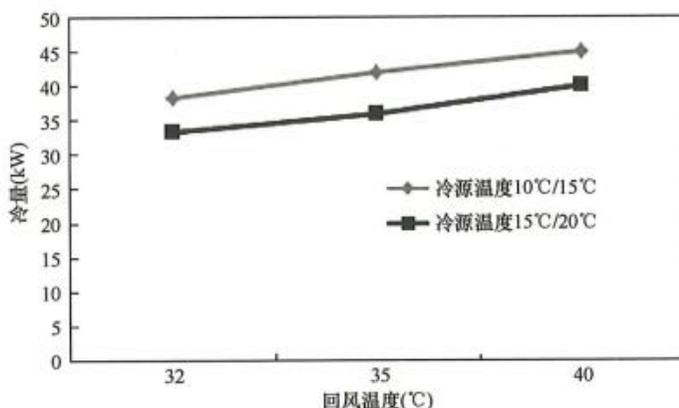


图 4.3-5 不同回风温度及冷源温度下热管型列间空调的冷量输出

4.4 房间级冷却设备

4.4.1 冷水式机房空调

4.4.1.1 冷水式机房空调工作原理

冷水式机房空调也称为冷水房间级空调，其基本工作原理和冷水行级空调完全一致，区别在于空调的部署位置不在机柜旁边，而是在整个机房的侧面，图 4.4-1 展示了采用地板下送风结合密闭冷通道的房间级送风方案。这也是目前房间级空调采用较多的一种方案，架空地板形成静压箱，房间级空调通过下沉式风机将冷空气送入静压箱，地板上的开孔将冷气流送入通道内，经过 IT 柜后，热气流再返回到空调顶端，完成一次循环。房间级空调也可采用上送风方案，这样不需要架空地板，冷气流从空调上部进入通道，经过 IT 柜后再从空调正面偏下的位置回到空调内部形成循环。当单排机柜数较少时（少于 18 个机柜），可采用单边房间级空调布局，而机柜数量较多时，会采用图 4.4-1 所示的双边空调布局。

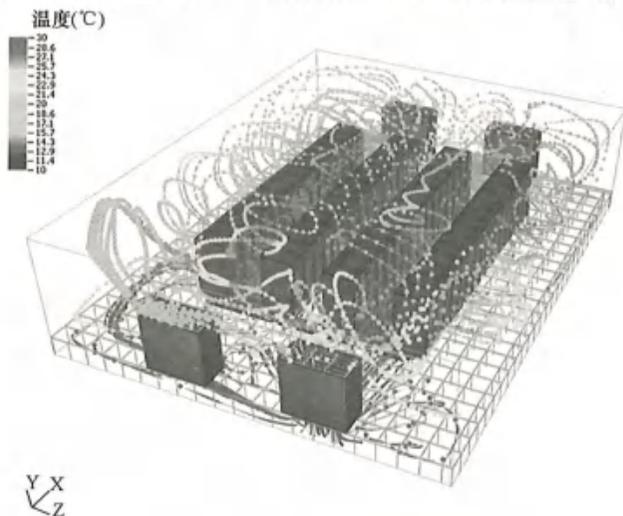


图 4.4-1 房间级空调布局图

房间级空调按照国家标准要求，统一采用回风 24°C 作为额定回风温度，冷水空调进/回水温度为 7°C/12°C，房间级空调制冷量范围较大，30~260kW，主流厂家多采用模块化设计，通过增加模块数量来提升整机冷量，冷水房间级空调为 1~4 个模块。因为额定水温 and 风温都比较低，所以房间级空调额定工况下显热比小于 1，一般在 0.8~0.85。在实际使用中，水温会高于额定工况，此时显热比会上升，制冷量会有一定衰减。以常用的双模块和三模块房间级冷水空调为例，典型参数如表 4.4-1 所示。

典型房间级冷水空调参数

表 4.4-1

参数	单位	双模块	三模块
总冷量	kW	126.0kW	189.0kW
显冷量	kW	102.0kW	153.0kW

续表

参数	单位	双模块	三模块
显热比	—	0.81	0.81
风量	m ³ /h	27,000	40,500
制冷量额定工况	进/出水温度：7℃/12℃，回风温度：24℃，相对湿度：50%		

同样，水温和回风温度变化也会引起冷量变化，双模块和三模块的变工况参数如表 4.4-2 所示。

典型房间级冷水空调变工况参数

表 4.4-2

进/回水温度	回风温/湿度	24℃/50%		28℃/36%		32℃/29%	
	产品型号	双模块	三模块	双模块	三模块	双模块	三模块
7℃/12℃	总冷量/(kW)	126.0	189.0	154.8	232.2	177.6	266.4
	显冷量/(kW)	102.0	153.0	134.7	202.0	165.1	247.7
10℃/15℃	总冷量/(kW)	83.6	125.4	113.8	170.7	144.0	216.0
	显冷量/(kW)	82.8	124.2	113.8	170.7	144.0	216.0
13℃/18℃	总冷量/(kW)	59.7	90.0	90.4	135.6	120.7	181.0
	显冷量/(kW)	59.7	90.0	90.4	135.6	120.7	181.0

4.4.1.2 冷水式机房空调特点

房间级空调因为其位于机房一侧，距离 IT 设备较远，送风距离长，因此会有一些冷量损失，所以同样的 IT 设备，房间级空调的工况设定点会略低于行级空调，因此效率不占优势。但是房间级空调的单位冷量价格要低于行级空调，初投资会更小。

同时，房间级空调因为可以直接和 IT 设备隔离开，不存在水进机房的问题，这就使得在大型数据中心建设中，一些对此问题敏感的客户会选择冷水房间级空调。同时，房间级空调的送风特点是当功率密度更高时，需要增加通道宽度、增大地板开孔率等措施来避免局部热点，方案设计会更复杂，因此，房间级空调更适合低功率密度（小于 5kW）的场景。所以近年来，很多数据中心因为业务布局原因，一个大型数据中心内会存在高密度和低密区的不同功率密度分布，冷水行级空调应用于高密度区，冷水房间级空调则会应用于低密度区。

4.4.2 直膨式机房空调

4.4.2.1 直膨式机房空调工作原理

直膨式房间级空调的工作原理和直膨式行级空调工作原理完全一致，区别仅在于部署位置不同，和冷水房间级空调一样，直膨式房间级空调也部署于机房两侧，多采用地板下送风的形式，气流组织与冷水房间级空调相同。传统定频直膨式房间级空调额定工况多采用回风 24℃，而业内新推出的变频房间级空调额定工况一般采用回风温度 35℃，从而将显热比从 0.9 左右提升至 1。直膨式房间级空调冷量范围为 10~120kW，其中 40~100kW 冷量段应用较多。大冷量空调也会采用模块设计，以变频房间级空调为例介绍基本参数，如表 4.4-3 所示。

直膨式房间级空调典型参数

表 4.4-3

参数	单位	单模块	双模块
总冷量	kW	45.0	90.0
显热比	—	1	1
风量	m ³ /h	11250	22500
制冷量额定工况	回风温度：35℃，相对湿度：26%，室外温度：35℃		

不同室内回风以及室外环境温度会影响直膨式空调参数，表 4.4-4 展示了典型直膨式风冷房间级空调在不同回风和室外环境温度下的性能变化。

直膨式风冷房间级空调变工况参数

表 4.4-4

室外温度	回风温/湿度	35℃/26%		24℃/50%	
	产品型号	单模块	双模块	单模块	双模块
5℃	总冷量/(kW)	49.1	98.2	39.1	78.2
15℃	总冷量/(kW)	48.0	96.0	38.5	77.0
25℃	总冷量/(kW)	46.8	93.6	37.4	74.8
35℃	总冷量/(kW)	45.0	90.0	36.0	72.0
45℃	总冷量/(kW)	41.2	82.4	32.5	65.0

4.4.2.2 直膨式机房空调的特点

事实上直膨式房间级空调在机房的应用已经有超过 50 年的历史，而直到今天，这种制冷形式依旧是目前市场份额最大的制冷方案，足见其已经经过了市场的检验。但是从市场增长来看，房间级空调的增速要远低于行级空调，主要是高功率密度数据中心越来越多，行级空调的应用越来越广泛，挤压了房间级空调的增长空间。目前直膨式房间级空调主要应用于老旧机房改造以及新建低密度机房，在短期内还是有巨大的存量市场。

目前市面上大多数直膨式房间级空调采用的是定频压缩机和热力膨胀阀的定频系统，冷量不可变，在部分负载时会存在频繁启停的现象，冷量输出不稳定。同时，定频在部分负载的能效表现也难以满足越来越高的节能要求。因此，部分空调厂商已经陆续推出了与直膨式行级空调一样的全变频系统，以满足新的机房制冷需求。定频系统回风温度多设定在 24℃，而改为变频系统后，回风温度可以上升至 32℃，甚至 35℃，极大地提升了空调能效。

与直膨式行级空调相同，直膨式房间级空调最大的优点在于系统简单，室内外机一对一安装，系统组成相对简单，场景适应性强。同时，相比行级空调，相同的总冷量下，房间级空调的外机占地面积更小一些，因此可以用来补充由于行级空调室外机占地而难以部署的场景。

相应的，直膨式空调，尤其是风冷直膨式空调共同存在的一个问题是冷量会随着室外温度的变化而产生波动，在室外温度为 45℃时，相比室外温度为 35℃时冷量衰减可能超过 15%，能效比也会相应下降。因此在机房设计时，需要考虑到冷量衰减问题，留有一定裕量。

直膨式空调因为系统部件多，维护工作较为复杂。在某个器件出现故障后，系统可能

会同时报出多项告警，需要运维人员逐项排查，增加了运维难度。

4.4.3 间接蒸发冷却空气处理机组

直接蒸发冷却在数据中心空调系统中应用时，需要将大量外界环境空气引入数据中心IT设备机房内，这会显著增加机房内环境污染以及湿度范围不受控的风险，进而会对IT设备的可靠运行造成严重的威胁。因此，大多数数据中心的运营商倾向于在数据中心空调系统中采用间接蒸发冷却的方式。在间接蒸发冷却空气处理机组中，根据换热芯体湿通道内空气与水膜直接接触发生蒸发冷却热湿交换过程位置的不同，间接蒸发冷却空气处理机组可以分为内冷式机组、外冷式机组以及混合式机组。间接蒸发冷却空气处理机组的制冷量一般在100~400kW之间。

4.4.3.1 间接蒸发冷却空气处理机组工作原理

间接蒸发冷却，如图4.4-2所示，被处理空气流经干通道与水膜不发生直接接触，而在与水膜换热温差的驱动下，其将自身显热量 Q_s 通过换热壁面传递给湿通道侧的水膜，从而使得自身干球温度降低，被处理空气所发生的热湿处理过程为等湿冷却过程；而工作空气流经湿通道与水膜发生直接接触，促使水膜表面水分子蒸发进入工作空气流而被不断带走，水膜表面水分子蒸发过程从水膜内部吸收汽化潜热 Q_L ，工作空气所发生的热湿处理过程为增焓加湿过程。在数据中心冷却系统中工作空气一般为外界环境空气，而在住宅建筑热回收系统中工作空气可以为室内回风。间接蒸发冷却过程能够将被处理空气冷却降温所达到的极限温度为工作空气的湿球温度，同样可利用湿球效率来对间接蒸发冷却过程中被处理空气温度的降低程度进行描述，如式(4.4-1)所示。间接蒸发冷却过程的湿球

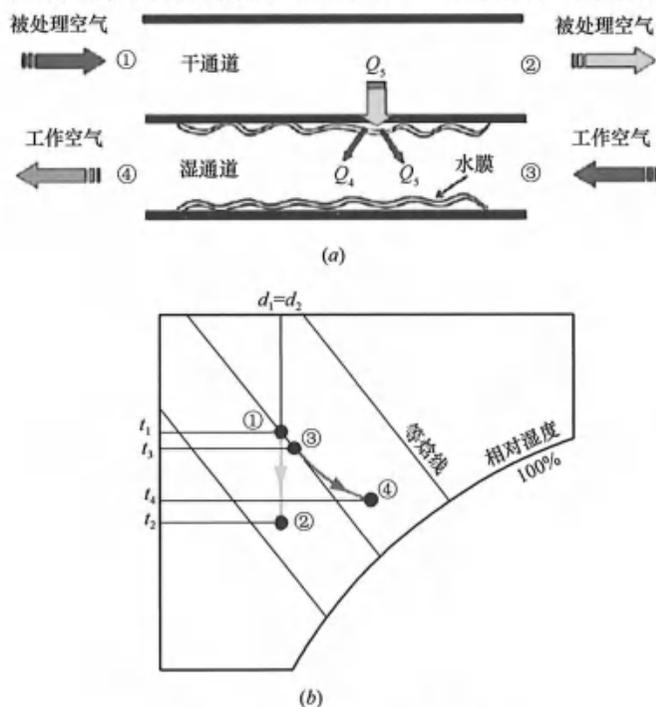


图4.4-2 间接蒸发冷却热湿处理过程
(a) 原理示意图；(b) 在焓湿图上的表示

效率一般与进入干通道的被处理空气条件、空气流量，进入湿通道的工作空气条件、空气流量以及换热芯体结构特征等因素有关，其数值一般在 60%~80% 之间。

$$\epsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{wb,3}} \times 100\% \quad (4.4-1)$$

式中 ϵ ——间接蒸发冷却过程湿球效率，%；
 t_1 ——进入干通道被处理空气干球温度，℃；
 $t_{wb,3}$ ——进入湿通道工作空气湿球温度，℃；
 t_2 ——处理后空气干球温度，℃。

露点间接蒸发冷却通过利用干通道对工作空气进行预冷处理，而使得被处理空气所达到的极限温度为工作空气的露点温度，根据干通道和湿通道之间气流配置的不同，其又可以分为叉流式露点间接蒸发冷却和逆流式露点间接蒸发冷却。叉流式露点间接蒸发冷却，如图 4.4-3 所示，干通道分为了上下两部分，下部分干通道沿程存在小孔与湿通道进行连通，并在干通道末端进行封堵，而上部分干通道不存在沿程小孔，也不进行末端封堵。被处理空气流经上部分干通道与水膜不发生直接接触，而在与水膜换热温差的驱动下，其将自身显热量通过换热壁面传递给湿通道侧的水膜，从而使得自身干球温度不断降低，被处理空气所发生的热湿处理过程为等湿冷却过程；工作空气首先进入下部分干通道，同样在与水膜换热温差的驱动下，将自身显热量通过换热壁面传递给相邻湿通道侧的水膜，然后通过小孔进入湿通道与水膜直接接触，促使水膜表面水分子蒸发进入工作空气流而被不断带走，下部分干通道相邻湿通道侧的水膜表面水分子蒸发过程从水膜内部所吸收的汽化潜热来自于干通道内工作空气的传热，从而达到了对工作空气在进入湿通道前的预冷效果，上部分干通道相邻湿通道侧的水膜表面水分子蒸发过程从水膜内部所吸收的汽化潜热来自于干通道内被处理的传热，工作空气所发生的热湿处理过程为增焓加湿过程。

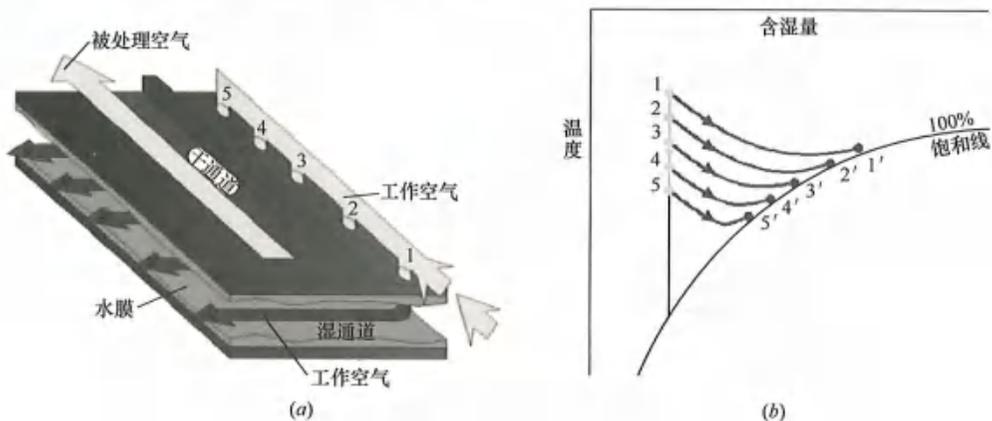


图 4.4-3 叉流式露点间接蒸发冷却原理
 (a) 原理示意图；(b) 焓湿图上热湿处理过程

逆流式露点间接蒸发冷却，如图 4.4-4 所示，在干通道末端存在小孔与湿通道进行联通，被处理空气和工作空气一同流经干通道，与水膜不发生直接接触，而在与水膜换热温差的驱动下，其将自身显热量通过换热壁面传递给湿通道侧的水膜，从而使得自身干球温度降低。被处理空气和工作空气所发生的热湿处理过程均为等湿冷却过程；预冷后的工作

空气在干通道的末端通过小孔进入湿通道，与水膜发生直接接触，促使水膜表面水分子蒸发进入工作空气流而被不断带走，水膜表面水分子蒸发过程从水膜内部吸收汽化潜热，此时工作空气所发生的热湿处理过程为增焓加湿过程。值得注意的是，在露点间接蒸发冷却过程中，被处理空气和工作空气通常为同一股气流。露点间接蒸发冷却过程一般通过露点效率来描述被处理空气温度的降低程度，如式(4.4-2)所示。露点间接蒸发冷却过程的露点效率与被处理空气条件、空气流量，工作空气条件、空气流量以及换热芯体结构特征等因素有关，其数值一般在70%~90%之间。

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{dp,1}} \quad (4.4-2)$$

式中 η ——露点间接蒸发冷却过程露点效率，%；

t_1 ——被处理空气的干球温度，℃；

$t_{dp,1}$ ——被处理空气的露点温度，℃；

t_2 ——处理后产出空气的干球温度，℃。

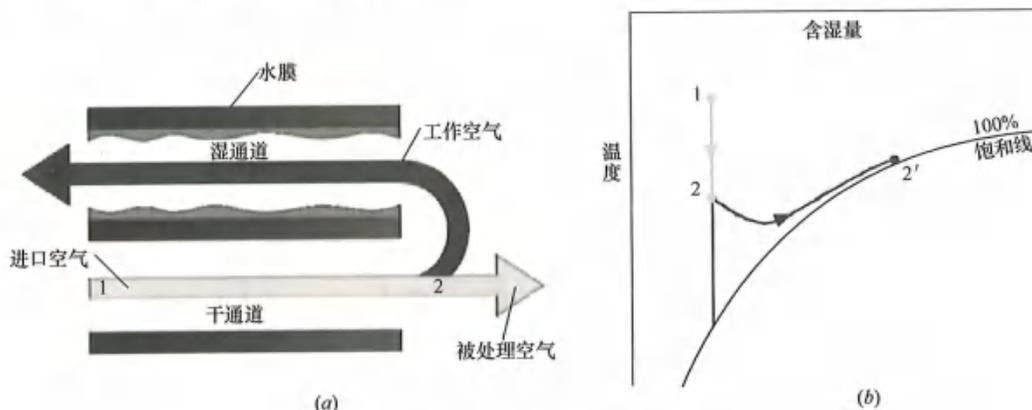


图 4.4-4 逆流式露点间接蒸发冷却原理

(a) 原理示意图；(b) 焓湿图上热湿处理过程

4.4.3.2 内冷式间接蒸发冷却空气处理机组

内冷式间接蒸发冷却空气处理机组主要由空气—空气换热器、送/排风机、换热芯体喷淋布水系统以及 DX 系统组成，如图 4.4-5 所示。其中，机组换热芯体所采用的材料可以为铝箔等金属材料或者高分子材料；换热芯体喷淋布水系统主要由储水箱、循环水泵、输水管路以及喷嘴等组成。根据机组中换热芯体结构的不同，内冷式间接蒸发冷却换热器有板翅式、卧管式、立管式以及板管式等不同形式，如图 4.4-6 所示。

在内冷式间接蒸发冷却空气处理机组中，通过换热芯体喷淋布水系统作用，使湿通道内换热表面形成均匀的水膜。机房热回风流经换热芯体的干通道，被等湿冷却降温后，由送风机送入数据中心机房。外界环境空气从换热芯体底部进入湿通道，与湿通道表面的水膜直接接触发生蒸发吸热的热质交换过程，吸收相邻干通道内机房热回风所携带的热量，最后被排风机排入大气环境中。板翅式间接蒸发冷却空气处理机组如图 4.4-7 所示，其在数据中心空调系统中的应用形式如图 4.4-8 所示。在图 4.4-8 中，当机组在 IT 机房侧面安装布置时，IT 机房内部采用的是冷通道封闭以及架高地板下送风的形式；当机组在 IT

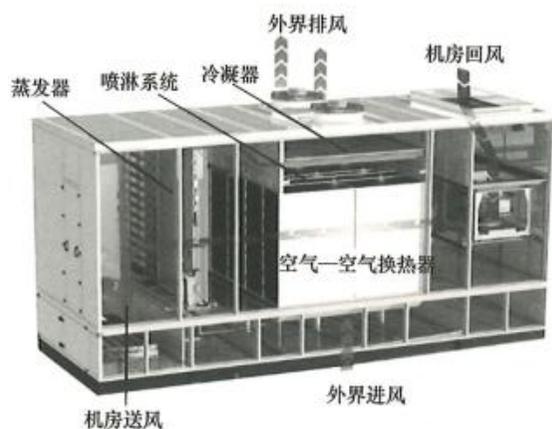


图 4.4-5 内冷式间接蒸发冷却空气处理机组结构示意图

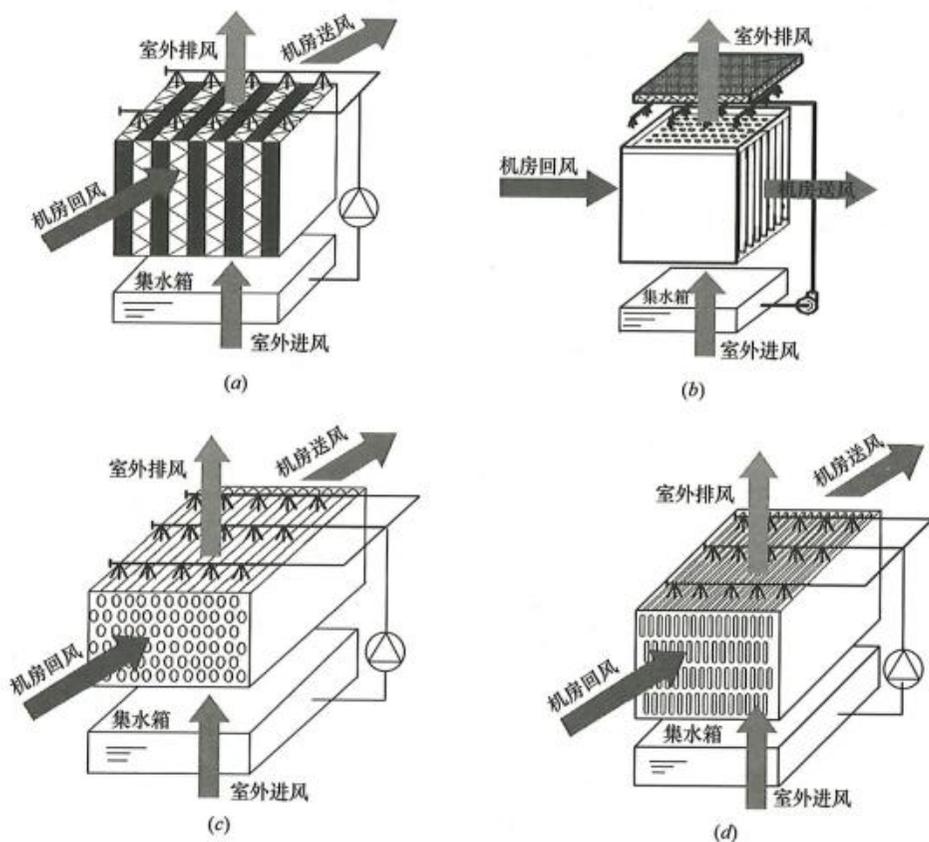


图 4.4-6 内冷式间接蒸发冷却空气处理机组不同换热芯体形式
(a) 板翅式; (b) 立管式; (c) 卧管式; (d) 板管式

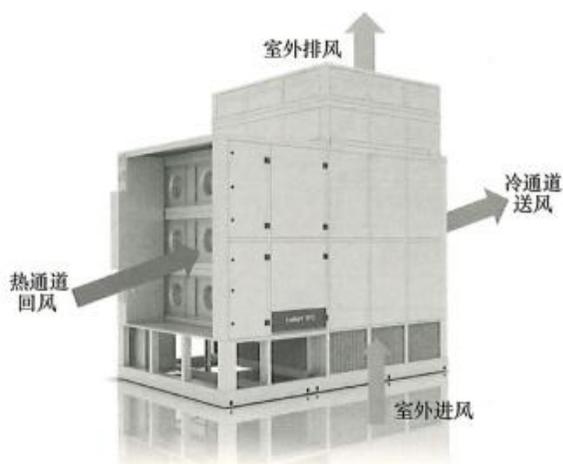


图 4.4-7 内冷板翅式间接蒸发冷却空气处理机组

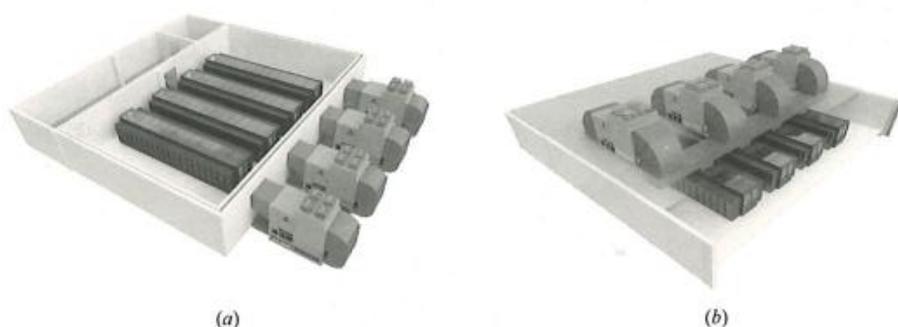


图 4.4-8 内冷板翅式间接蒸发冷却空气处理机组在数据中心空调系统中的应用形式

(a) 机房侧面安装布置；(b) 机房屋顶安装布置

机房屋顶安装布置时，IT 机房内部采用的是冷通道封闭以及冷通道上送风的形式。板管式间接蒸发冷却空气处理机组如图 4.4-9 所示，其在数据中心空调系统中的应用形式如图 4.4-10 所示。在图 4.4-10 中，当机组在 IT 机房侧面安装布置时，IT 机房内部采用的是热通道封闭以及机房侧面送风的形式；当机组在 IT 机房屋顶安装布置时，IT 机房内部采用的是热通道封闭以及机房顶部送风的形式。

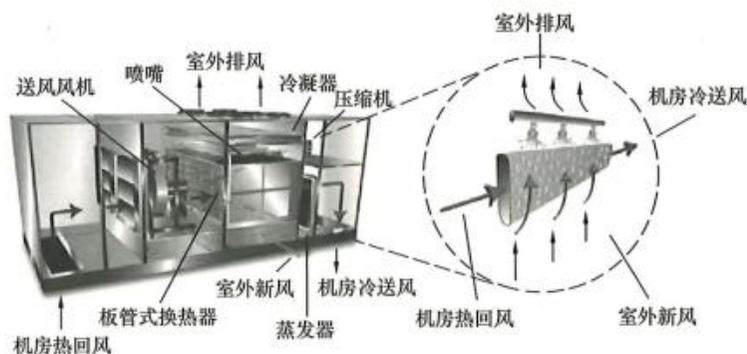


图 4.4-9 内冷板管式间接蒸发冷却空气处理机组

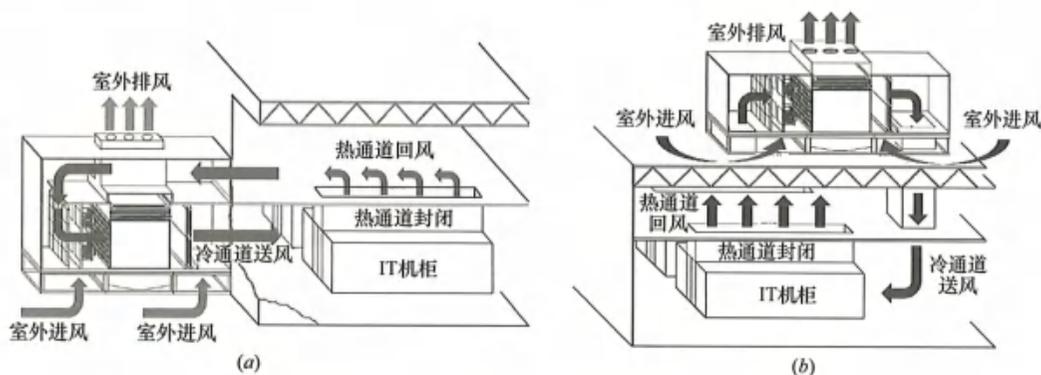


图 4.4-10 内冷风管式间接蒸发冷却空气处理机组在数据中心空调系统中的应用形式
(a) 机房侧面安装布置; (b) 机房屋顶安装布置

4.4.3.3 外冷式间接蒸发冷却空气处理机组

外冷式间接蒸发冷却空气处理机组主要由空气—空气换热器、直接蒸发冷却填料、送/排风机、填料喷淋布水系统或喷雾系统以及 DX 系统组成,如图 4.4-11 所示。其中,机组换热芯体所采用的材料可以为铝箔等金属材料或者高分子材料;填料喷淋布水系统主要由储水箱、循环水泵、输水管路以及喷嘴等组成。根据外界环境空气与水直接接触方式的不同,外冷式间接蒸发冷却换热器存在湿膜型和喷雾型两种形式,如图 4.4-12 所示。

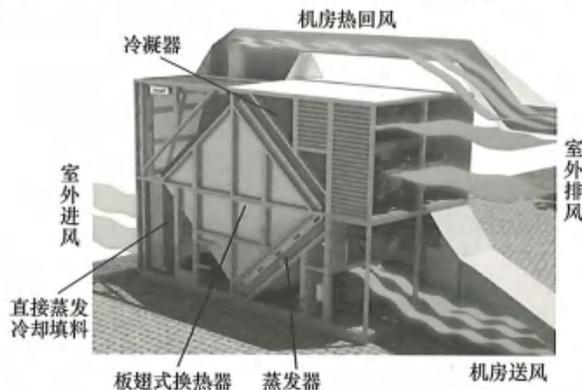


图 4.4-11 外冷式间接蒸发冷却空气处理机组结构示意图

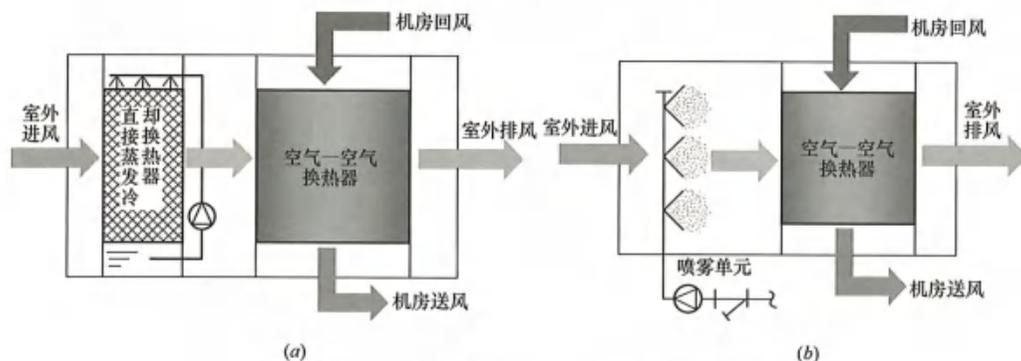


图 4.4-12 外冷式间接蒸发冷却空气处理机组不同形式
(a) 湿膜型; (b) 喷雾型

在外冷式间接蒸发冷却空气处理机组中,机房热回风流经换热芯体的干通道,被等湿冷却降温后,由送风机送入数据中心机房。外界环境空气首先经过直接蒸发冷却填料换热单元或者喷雾系统换热单元,与水膜或小水滴直接接触发生蒸发冷却的过程,使其自身温度降低,同时携带一部分小水滴进入空气—空气换热器的湿通道内,吸收相邻干通道内机房热回风所携带的热量,其中携带的部分小水滴会在换热芯体湿通道内进行二次蒸发,增强换热效果,最后被排风机排入大气环境中。值得注意的是,在外冷式间接蒸发冷却空气处理机组中,换热芯体湿通道表面不在喷淋系统作用下形成均匀的水膜。外冷湿膜型间接蒸发冷却空气处理机组在数据中心空调系统中的应用形式如图 4.4-13 所示,机组安装布置在 IT 机房的侧面,IT 机房内部采用的是热通道封闭以及架高地板下送风的形式。

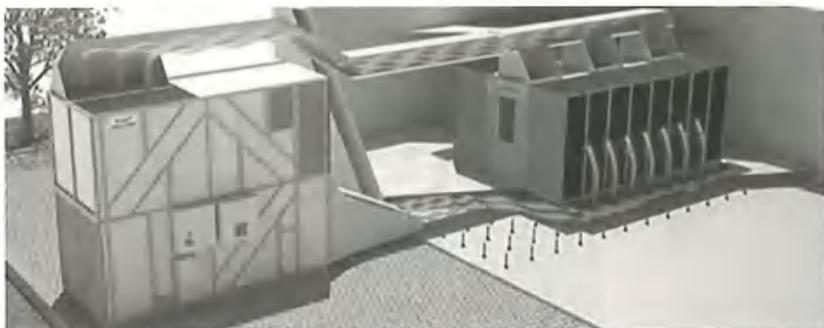


图 4.4-13 外冷湿膜型间接蒸发冷却空气处理机组在数据中心空调系统中的应用形式

4.4.3.4 混合式间接蒸发冷却空气处理机组

混合式间接蒸发冷却空气处理机组主要由两个空气—空气换热器、送/排风机、换热芯体喷淋布水系统以及 DX 系统组成,如图 4.4-14 所示。其中,机组换热芯体所采用的材料可以为铝箔等金属材料或者高分子材料;换热芯体喷淋布水系统主要由储水箱、循环水泵、输水管路以及喷嘴等组成。

在外冷式间接蒸发冷却空气处理机组中,机房热回风首先经过外冷式间接蒸发冷却换热芯体的干通道被等湿冷却初步降温后,再经过内冷式间接蒸发冷却换热芯体的干通道被进一步等湿冷却降温,最后由送风机送入数据中心机房。外界环境空气首先经过内冷式间接蒸发冷却换热芯体的湿通道,与换热表面的水膜直接接触发生蒸发冷却的过程,吸收相邻干通道内机房热回风所携带的热量。内冷式间接蒸发冷却换热芯体湿通道的排风温度由于蒸发冷却的热湿交换过程仍然比较低,进而进入外冷式间接蒸发冷却换热芯体的湿通道,吸收相邻干通道内机房热回风所携带的热量,最后被排风机排入大气环境中。混合式间接蒸发冷却空气处理机组在数据中心空调系统中的应用形式如图 4.4-15 所示,机组安装布置在 IT 机房的侧面,IT 机房内部采用的是冷通道封闭以及冷通道侧面送风的形式。

间接蒸发冷却空气处理机组的湿球效率一般在 60%~80%之间,能效比 EER 在 12 以上,其送风温度一般高于环境空气湿球温度 3~6℃。根据外界环境空气温湿度的变化情况,上述各种间接蒸发冷却空气处理机组在数据中心冷却系统都存在 3 种运行模式,如表 4.4-5 所示。

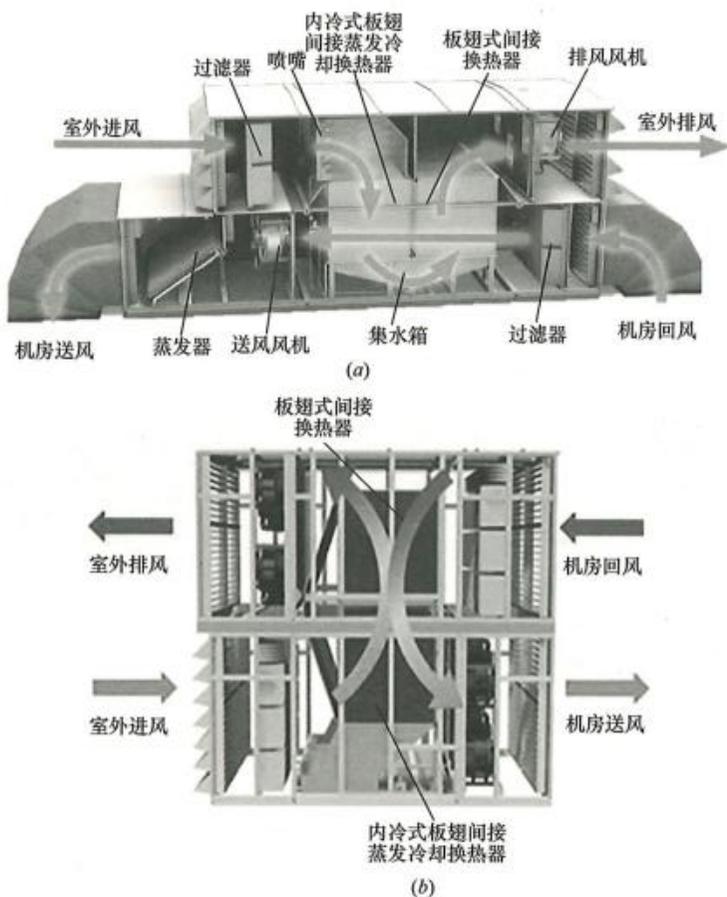


图 4.4-14 混合式间接蒸发冷却空气处理机组结构示意图
(a) 换热芯体横向布置；(b) 换热芯体竖向布置

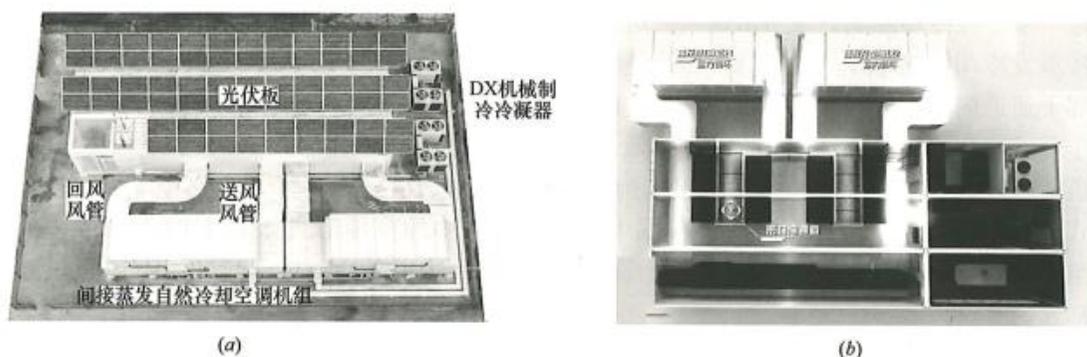


图 4.4-15 混合式间接蒸发冷却空气处理机组在数据中心空调系统中的应用形式
(a) 机组布置形式；(b) 气流组织形式

间接蒸发冷却空气处理机组的3种运行模式

表 4.4-5

不同运行模式	空气—空气 换热芯体单元	蒸发冷却单元	DX 制冷 单元
运行模式 1: 空气—空气换热 (冬、春、秋季节, 室外温度相对较低)	开	关	关
运行模式 2: 间接蒸发冷却 (夏、春、秋季节, 室外温度相对偏高)	开	开	关
运行模式 3: DX 制冷 (夏季室外温度很高)	开	开	开

4.5 冷源设备

当前数据中心用冷源设备(主要冷水机组)的性能评价方法,主要采用传统民用建筑的负荷需求和分布规律的额定工况性能(COP)或部分负荷性能系数(IPLV),计算方法如式(4.5-1)所示。

$$IPLV = 2.3\% \times A + 41.5\% \times B + 46.1\% \times C + 10.1\% \times D \quad (4.5-1)$$

其中, A、B、C、D 分别为冷水机组在 100%、75%、50%和 25%负荷率下的 COP。对于风冷型冷水机组,上述四个负荷率对应的室外干球温度分别为 35℃、31.5℃、28℃和 24.5℃;对于水冷型冷水机组而言,上述四个负荷率对应的冷却水进水温度分别为 30℃、26℃、23℃和 19℃;各工况下,冷水出水温度均为 7℃。各负荷率的权重系数是通过调查我国 4 个典型气候区域(严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区和夏热冬暖地区)19 个城市典型建筑空调运行情况,通过温频法综合分析得出的。

对于数据中心而言,其负荷特征与传统民用建筑有着明显的区别,主要体现在:

(1) 数据中心冷负荷大、湿负荷小。传统民用建筑为了保证冷冻除湿的效果,一般需要冷源设备提供 7℃左右的冷水。而数据中心的冷源设备不需要考虑除湿,可以采用更高温度的冷水(如 16℃)处理冷负荷,以提高冷源设备的能效,降低整个制冷系统的能耗。

(2) 数据中心内部设备负荷大且比较稳定,而通过围护结构引起的冷负荷占数据中心总负荷的比重很小,即数据中的冷负荷并不随外界温度变化产生较大的波动。因此,数据中心用冷源设备的全年性能评价也应以恒定制冷量为主,采用基于 100%、75%、50%、25%等负荷率下的 IPLV,不能充分反映数据中心用冷源设备的性能以促进冷源设备的技术和能效提升。

(3) 数据中心需全年制冷运行,冷源设备的室外工作环境温度跨度大。IPLV 评价体系中,采用室外干球温度分别为 35℃、31.5℃、28℃和 24.5℃,或冷却水进水温度分别为 30℃、26℃、23℃和 19℃的温度区间远小于数据中心用冷源设备的实际工作温度区间。

在《计算机和数据处理机房用单元式空气调节机》GB/T 19413—2010 中,已经删除了 IPLV 考核方法,增加了基于 EER 的全年能效系数(AEER)的定义及考核方法。对于风冷式系统采用的室外温度分别为 35℃、25℃、15℃、5℃和 -5℃;对于水冷式系统采用的是冷却水进口温度分别为 30℃、25℃、18℃、10℃和 10℃;对于乙二醇载冷系统

采用的冷却水进口温度分别为 40℃、30℃、20℃、10℃和 5℃；室内侧设定回风干/湿球温度均为 24℃/17℃。计算方法如式 (4.5-2)，并给出了全国 30 余个代表城市的各个温度带的比例分布。

$$AEER = T_a \times EER_a + T_b \times EER_b + T_c \times EER_c + T_d \times EER_d + T_e \times EER_e \quad (4.5-2)$$

因此，数据中心用冷水机组设备的全年性能评价体系，也应综合考虑不同地区全年室外温度的分区特征、基于恒定负荷和高出水温度（如 16℃）等特点，以对数据中心用冷水机组进行科学的评价。

本节针对数据中心的制冷工艺需求，冷源设备采用高效压缩机（磁悬浮技术）、高蒸发温度（高温冷水机组）、低冷凝温度（蒸发冷及自然冷）等形式提高运行效率和系统的可靠性。

4.5.1 离心式高温冷水机组

常规舒适性空调冷水出水温度一般在 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，可以提高冷水出水温度，减少不必要的除湿，冷水机组冷水出水温度越高，机组性能越高，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，冷水出水温度为 7℃时，压比为 2.6 左右，冷水出水温度提高至 16℃时，压比减小到 2.0 左右，如表 4.5-1 所示。

冷水机组工况

表 4.5-1

出水温度	吸气温度	吸气压力	吸气比容	压比
7℃	6℃	360kPa	57.9dm ³ /kg	2.64
16℃	15℃	486kPa	43.3dm ³ /kg	1.96

如图 4.5-1 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，

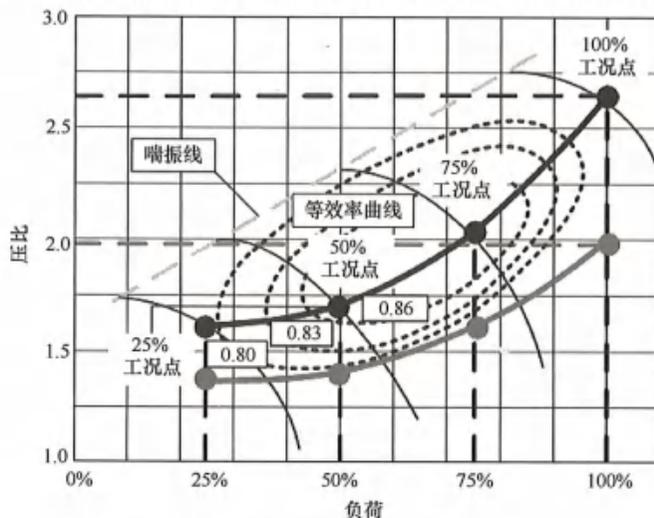


图 4.5-1 离心式压缩机运行性能图 (压比为 2.6)

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，压比为 2.6 设计，在常规工况下运行特性曲线为黑色实心曲线所示；当压缩机运行在高冷水出水温度工况时，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 可达到 8.67。从图 4.5-1 中也可以看出，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。

因此，针对以上问题，以压比 2.0 为设计工况点，对压缩机气动部件进行优化设计，专门为小压比的高温工况设计了三元闭式叶轮，串联叶片回流器，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，如图 4.5-2 所示。

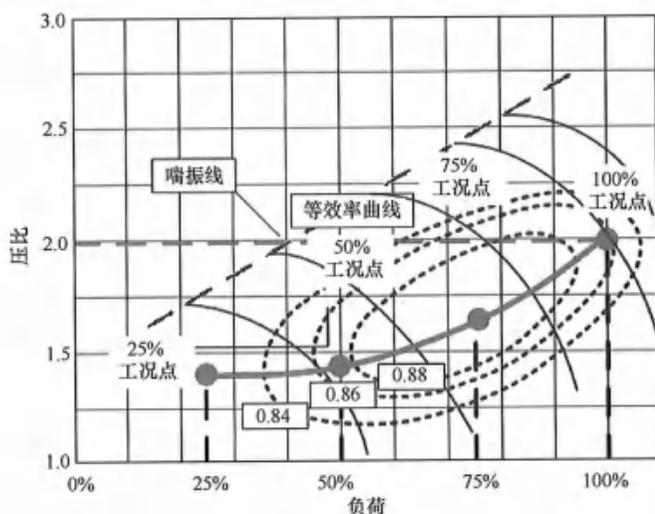


图 4.5-2 离心式压缩机运行性能图（压比为 2.0）

此外，数据中心专用变频离心机一般还具有以下特点：

(1) 高速永磁同步变频电机：永磁同步电机相比于传统的三相异步电机，没有了转子的励磁损耗，电机效率有大幅度的提升（提升 2%~5%），达到 96% 以上。

(2) 电机直驱叶轮结构：采用永磁同步电机使得压缩机的结构与传统离心压缩机结构有所不同，离心压缩机是速度型的压缩机，要求叶轮的转速在 10000 转以上，传统的三相异步电机的转速只能达到 2960 转左右，不能满足叶轮工作的需求，所以需要设置一个增速齿轮对其增速。永磁同步电机自身转速就可以达到 1 万转以上，故可以直接驱动叶轮，而不需要增速齿轮，结构更加简单，运动部件少，可靠性更高。同时，因为取消了增速齿轮，没有齿轮的摩擦，机械损失也相比减少 70%，运行噪声降低 8~10dB，体积也更小。

(3) 双级压缩中间补气技术：压缩机内设有两级叶轮，采用双级压缩中间补气的系统，相比单级压缩，机组制冷循环效率可提升 5%~6%，并且每级叶轮的转速可降低 30%，机组运行更加可靠，寿命更长。

(4) 低冷却水进水温度运行：冷却水进水温度最低可到 12℃，实现冷出水 12℃、冷

却进水 12℃零温差运行。

(5) 机载四象限绿色变频器：采用四象限绿色变频器，用 IGBT 晶体管代替传统的二极管。传统二极管整流的波形畸变明显，谐波畸变率大于 30%，会对机房设备造成影响，不满足入网要求，需要加装谐波隔离器；采用四象限变频器 IGBT 晶体管整流，正弦波非常平滑。总谐波畸变率小于 5%，功率因数可以达到 0.998，满足入网要求，不需要额外安装功率补偿装置和谐波隔离器，对机房设备和配电系统无不良影响。

(6) 快速启动功能：针对突发状况，设有断电自启和快速启动的功能，如遇意外断电，可记忆断电前的运行状态，重新上电后，按原有状态自行启动机组，不需要人为干预，节省时间，快速响应。并且掉电重启时间仅需 60s，180s 即可加载至机组满载的 80%，最短时间内为数据中心设备提供冷量，保证设备稳定运行。

以上就是永磁同步变频离心机针对数据中心空调的解决方案，目前永磁同步变频离心机冷量范围在 250~2500Rt，冷水出水温度范围为 12~20℃。在额定工况下（冷水出水温度为 16℃，冷却水进水温度为 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。

4.5.2 螺杆式冷水机组

4.5.2.1 螺杆式冷水机组的主要问题

数据机房年运行时间长，运行工况范围广，因此对冷水机组要求全工况范围能效比高。常规螺杆冷水机组主要采用定频电机驱动，综合部分性能不高，主要存在的问题有：

(1) 定频机组采用滑阀调节，滑阀调节控制精度较差，运行在部分负荷时存在过压缩和欠压缩问题，如图 4.5-3 所示，导致耗功增加，压缩机性能低。

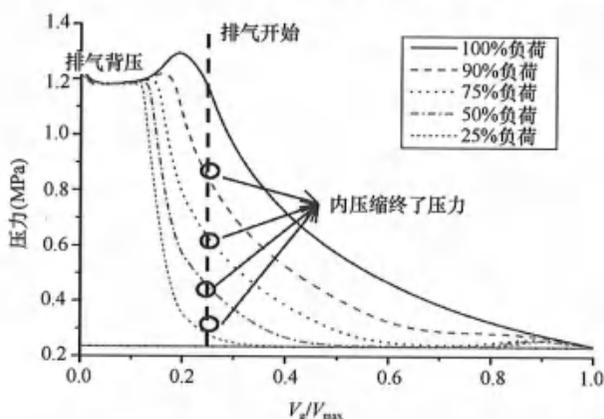


图 4.5-3 螺杆压缩机部分负荷的 p - V 示功图

(2) 定频机组在部分负荷工况下，压缩过程的开始点延迟，这主要是由于滑阀移动后导致压缩腔与吸气腔联通，在压缩过程开始之前，压缩腔内部分气体被压入吸气通道，使得压缩腔内气体压力无法上升，产生了无用功耗，如图 4.5-4 所示。

(3) 定频机组采用异步感应电机，在部分负荷下电机功率因数低，电机的发热量大，电机的绝热效率差，如图 4.5-5 所示。

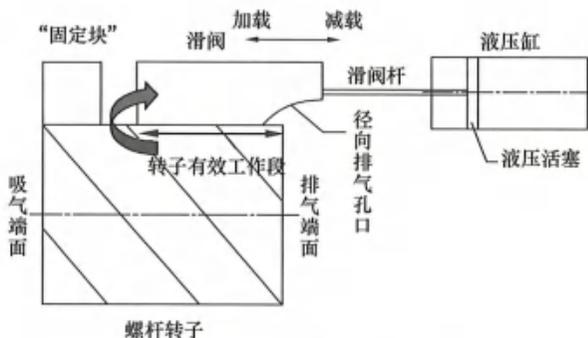


图 4.5-4 螺杆压缩机压缩过程

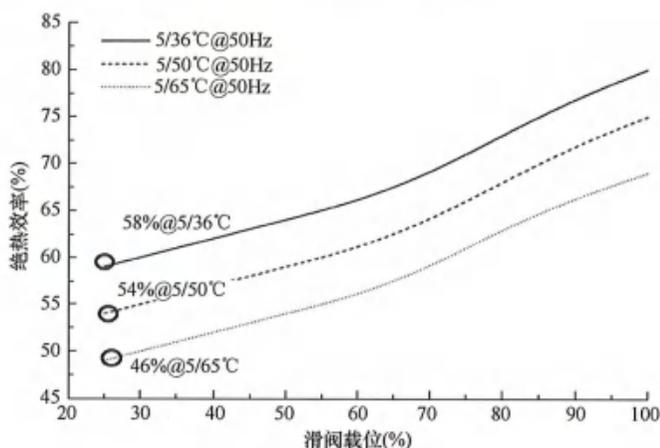


图 4.5-5 螺杆压缩机部分负荷下的绝热效率

4.5.2.2 数据中心专用永磁同步变频螺杆式水冷冷水机组的特点

近年来,随着永磁变频电动机技术的长足发展,逐渐解决了异步电动机变转速运行时的种种缺点,永磁同步变频螺杆式冷水机组采用永磁电机,具有能力指标高、温升低、启动性能好、轻载效率高等优点;压缩机无需配置容量调节滑阀,缓解因运行工况变化所导致的过压缩及欠压缩问题,提高了整机性能;可变压比设计,解决工况变化强压缩和过压缩的问题。同时也可实现高冷冻水出水温度(16℃)的设计方案,进一步提高整机性能。

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(冷水出水温度为 16℃,冷却水进水温度为 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 4.5-6 所示。

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 4.5-7 所示,永磁同步变频螺杆式

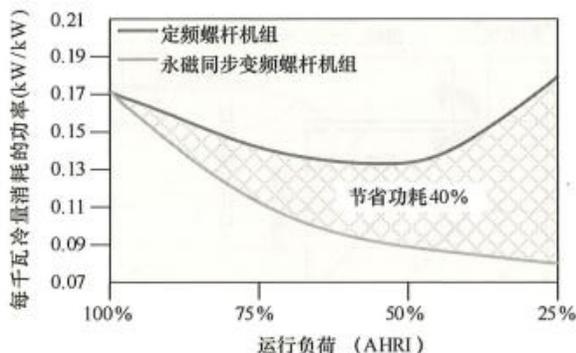


图 4.5-6 压缩机性能对比图

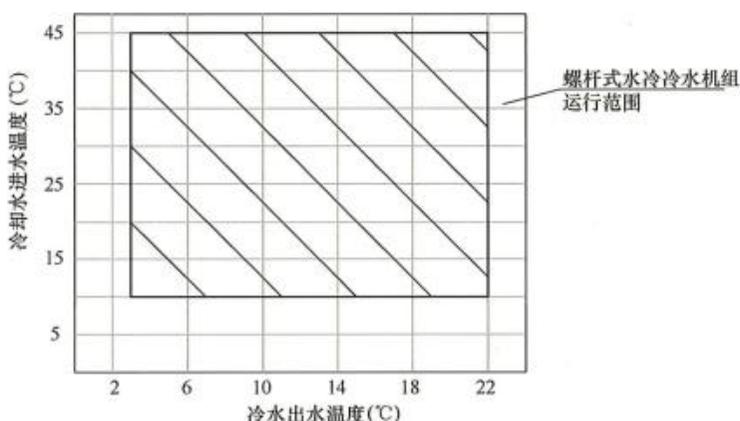


图 4.5-7 螺杆式水冷冷水机组水温运行范围

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到 10℃，最高冷却水进水温度可到 45℃，无喘振问题，甚至可实现负压差工况（冷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需求。

3. 永磁同步变频，电机效率高

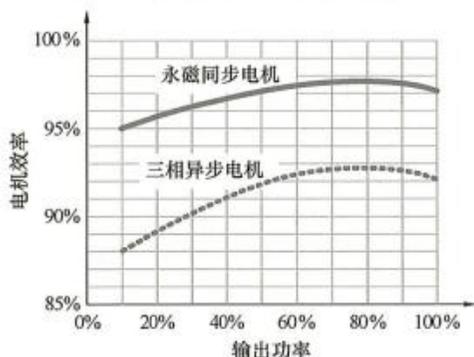


图 4.5-8 永磁同步变频电机与三相异步电机效率对比

由于永磁同步变频螺杆式冷水机组采用高效永磁同步变频电机，无励磁损失，电机额定效率达 97.5%，高于三相异步电机 5%，电机全工况效率在 95% 以上，如图 4.5-8 所示。

4. 快速启动功能

针对突发状况，永磁同步变频螺杆式冷水机组可实现快速启动，机组记忆断电前运行状态，重新上电后，60s 按原有状态启动机组，180s 可快速加载至满负荷状态。最短时间内为数据中心设备提供冷量，保证设备稳定运行。

4.5.3 间接蒸发冷却冷水机组

4.5.3.1 间接蒸发冷却冷水机组工作原理

在间接蒸发冷却冷水机组制取冷水的过程中,工作空气与被处理水发生直接接触,促使被处理水表面的水分子蒸发进入工作空气流中而被不断带走,被处理水表面水分子蒸发过程中所吸收的汽化潜热,大部分或全部来源于被处理水内部所携带的热量,从而实现对被处理水进行冷却降温的效果。此时工作空气通常为外界环境空气。显然,间接蒸发冷却冷水机组能够将处理水冷却降温所能达到的极限温度为工作空气的湿球温度。预冷式间接蒸发冷却冷水机组能效比 EER 在 15 以上,其出水温度一般低于环境空气湿球温度 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。为了能够在冷水式蒸发冷却过程中使被处理水达到更低的出水温度,一般需要对工作空气在与被处理水直接接触前进行预冷处理,降低其湿球温度,如图 4.5-9 所示。在间接蒸发冷却冷水机组中,外界环境空气首先经过间接预冷段的处理,使湿球温度和干球温度同时降低,此时外界环境空气所发生的热湿处理过程为等湿冷却过程;预冷后的环境空气进入淋水填料内与机组回水发生直接接触进行蒸发冷却热湿交换的过程,此时预冷空气所发生的热湿处理过程为增焓加湿过程。对于间接蒸发冷却冷水机组的工作过程而言,机组间接预冷段能够使外界环境空气湿球温度降低达到的极限为其露点温度,从而机组淋水填料段能够使机组回水冷却降温达到的极限为环境空气的露点温度。因此,一般可通过露点效率来描述外界环境空气能够使被处理水温度降低的程度,如式(4.5-3)所示。间接蒸发冷却冷水机组的露点效率与机组回水温度、水流量,环境空气条件、空气流量以及换热芯体结构特征等因素有关,其数值一般在 $30\%\sim 50\%$ 之间。

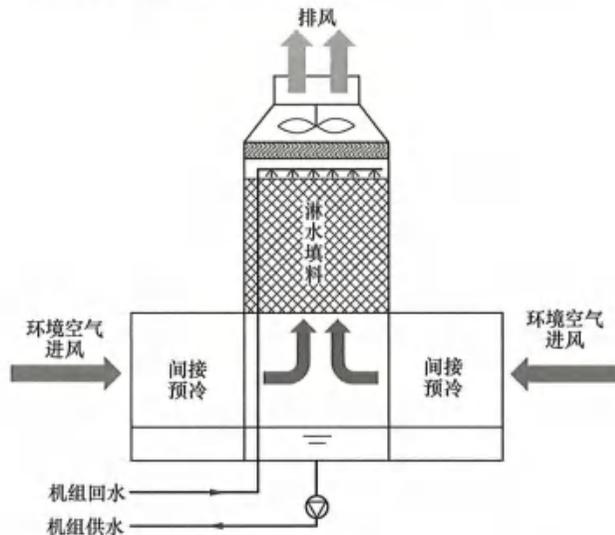


图 4.5-9 空气预冷型间接蒸发冷却冷水机组结构示意图

$$\Gamma = \frac{t_H - t_G}{t_H - t_{dp,0}} \quad (4.5-3)$$

式中 Γ ——间接蒸发冷却冷水机组露点效率,%;
 t_H ——机组回水温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_G —— 机组供水温度, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{dp,O}$ —— 工作空气的露点温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

图 4.5-10 所示为环境空气与机组回水的热湿处理过程在焓湿图上的表示。机组回水经淋水填料换热器处理后, 从状态点 H 被冷却至状态点 G。外界环境空气经过机组预冷段空气间接蒸发冷却器后从状态点 O 等湿预冷至状态点 C。预冷后的空气从底部进入淋水填料换热器内与机组回水直接接触发生蒸发冷却的过程, 从状态点 C 增焓加湿至状态点 D, 最后从机组顶部被排入大气环境中。

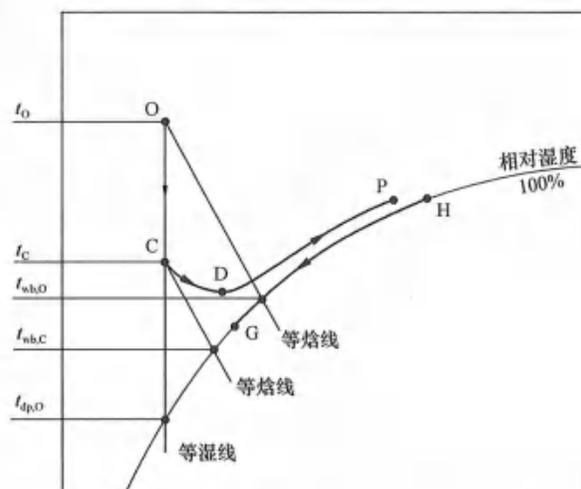


图 4.5-10 环境空气与机组回水的热湿处理过程在焓湿图上的表示

4.5.3.2 不同形式的间接蒸发冷却冷水机组

目前, 间接蒸发冷却冷水机组存在多种结构形式: 表冷间接蒸发冷却冷水机组、卧(立)管间接蒸发冷却冷水机组、表冷器+卧(立)管间接蒸发冷却冷水机组以及露点间接蒸发冷却冷水机组等。

表冷间接蒸发冷却冷水机组分为带自循环式表冷和不带自循环式表冷两种, 如图 4.5-11 所示。带自循环式表冷, 机组回水经淋水填料换热器处理后被分为两部分, 一部分被输送至用户室内空调末端(如新风机组或风机盘管等), 另一部分则被输送至机组预冷段表冷器中, 吸收热量后的室内空调末端回水和机组预冷段表冷器回水经过混合后返回到机组淋水填料顶端进行喷淋。不带自循环式表冷, 机组回水首先经过表冷器, 以此来预冷外界进风, 之后回到机组淋水填料顶端进行喷淋, 所获得的机组供水全部被输送至机房内空调末端。表冷间接蒸发冷却冷水机组, 外界环境空气经过表冷器进行等湿冷却降温, 预冷后的空气从底部进入淋水填料换热器内与机组回水直接接触发生蒸发冷却的过程, 最后从机组顶部被排入大气环境中。

卧(立)管间接蒸发冷却冷水机组主要由卧(立)管间接蒸发冷却器与淋水填料等换热系统、风机与水泵等动力系统以及电气自控系统组成, 如图 4.5-12 所示。机组回水经淋水填料换热器处理后, 所获得的机组供水全部被输送至机房内空调末端, 吸收热量后的机房空调末端回水直接返回到淋水填料顶端进行喷淋。外界环境空气一部分经过卧(立)管间接蒸发冷却器的干通道进行等湿冷却降温; 另一部分则经过卧(立)管间接蒸发冷却

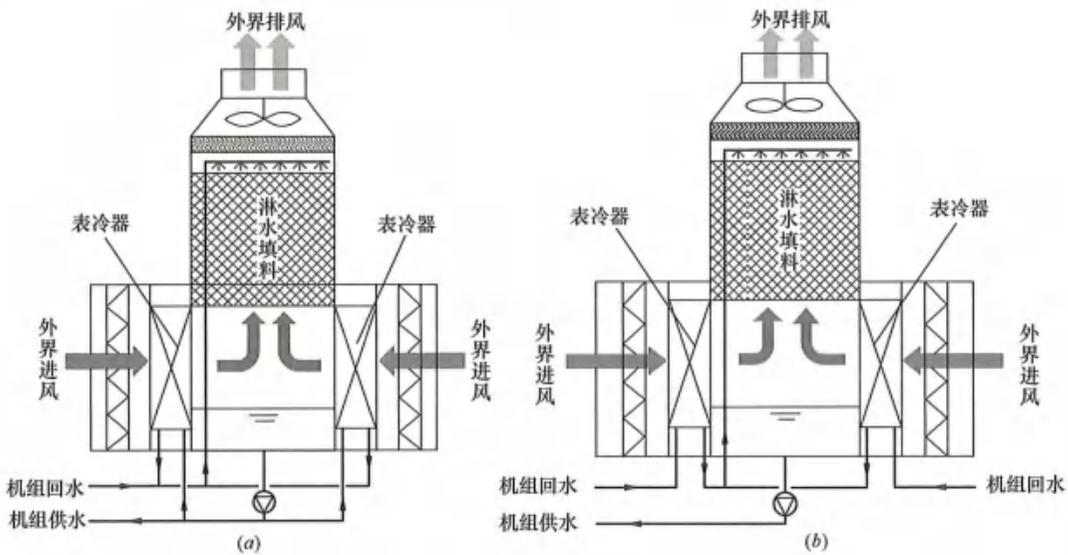


图 4.5-11 表冷间接蒸发冷却冷水机组结构示意图

(a) 带自循环式表冷; (b) 不带自循环式表冷

器的湿通道与水膜直接接触发生蒸发吸热的过程, 最后排放到大气环境中。预冷后的空气从底部进入淋水填料换热器内与机组回水直接接触发生蒸发冷却的过程, 最后从机组顶部被排入大气环境中。

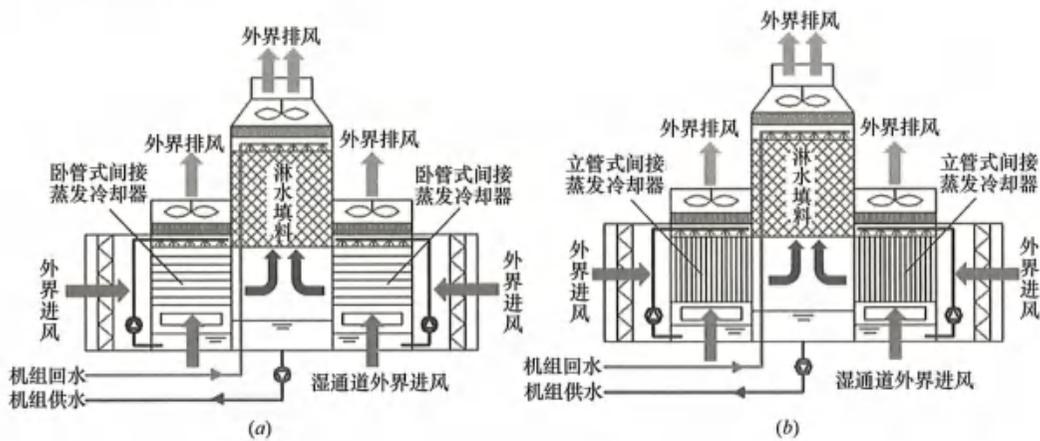


图 4.5-12 卧(立)管间接蒸发冷却冷水机组结构示意图

(a) 卧管间接式; (b) 立管间接式

表冷器+卧(立)管间接蒸发冷却冷水机组主要由表冷器、卧(立)管间接蒸发冷却器与淋水填料等换热系统, 风机与水泵等动力系统以及电气自控系统组成, 如图 4.5-13 所示。机组回水经淋水填料换热器处理后, 所获得的机组供水全部被输送至机房内空调末端。吸收热量后的机房内空调末端回水需要先经过机组预冷段表冷器进一步吸收热量后再返回到机组淋水填料顶端进行喷淋。外界环境空气首先经过机组预冷段表冷器进行初步的等湿冷却。被表冷器处理后的空气一部分经过卧(立)管间接蒸发冷却器的干通道进行进

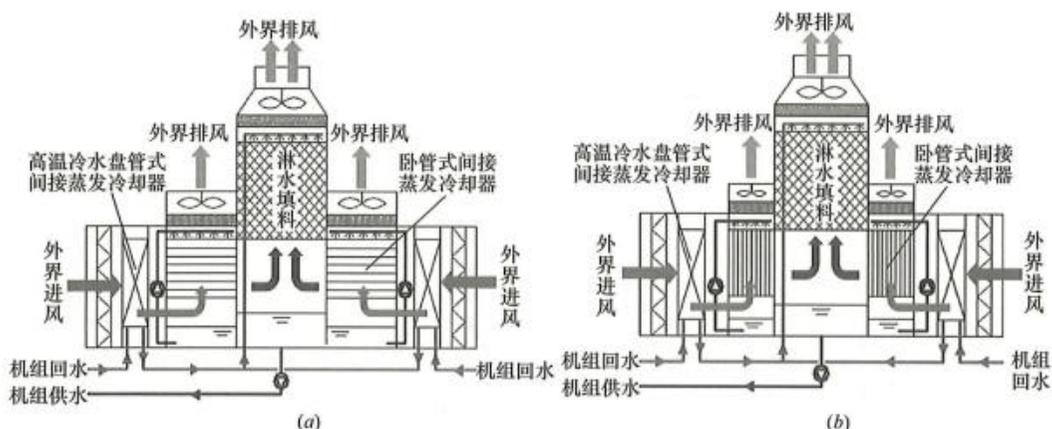


图 4.5-13 表冷器+卧（立）管间接蒸发冷却冷水机组结构示意图

(a) 表冷器+卧管间接式；(b) 表冷器+立管间接式

一步的等湿预冷；另一部分则经过卧（立）管间接蒸发冷却器的湿通道与水膜直接接触发生蒸发吸热的过程，最后排放到大气环境中。预冷后的空气从底部进入淋水填料换热器内与机组回水直接接触发生蒸发冷却的过程，最后从机组顶部被排入大气环境中。

露点间接蒸发冷却冷水机组主要由露点间接蒸发冷却器与淋水填料等换热系统、风机与水泵等动力系统以及电气自控系统组成，如图 4.5-14 所示。机组回水经淋水填料换热器处理后，所获得的机组供水全部被输送至机房内空调末端，吸收热量后的机房空调末端

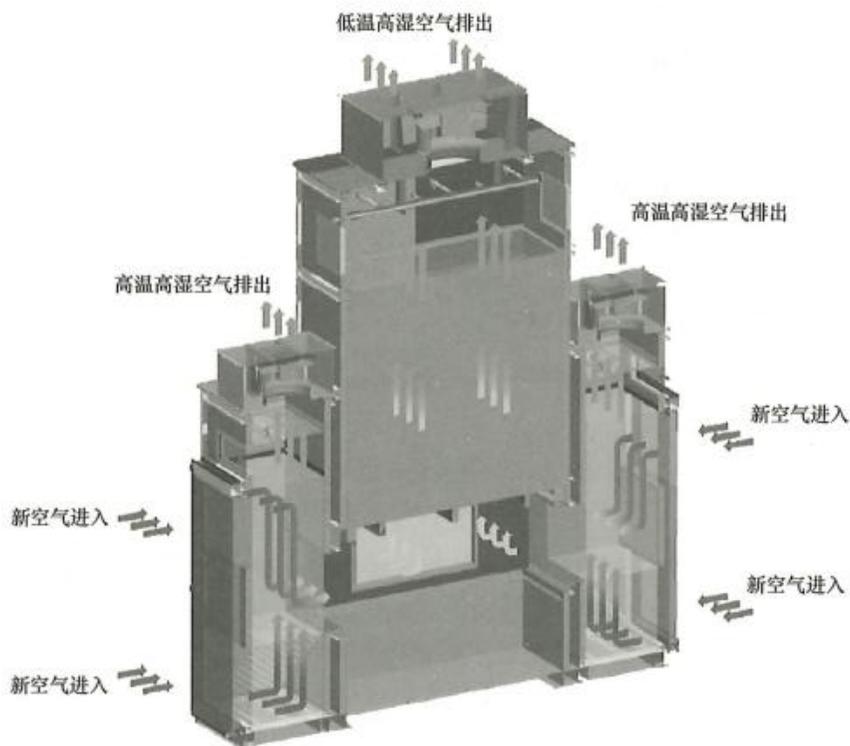


图 4.5-14 露点间接蒸发冷却冷水机组结构示意图

回水直接返回到淋水填料顶端进行喷淋。外界环境空气一部分经过露点间接蒸发冷却器上部无沿程小孔的干通道，不断地被等湿冷却；另一部分则进入露点间接蒸发冷却器下部有沿程小孔的干通道，该部分环境空气沿程温度不断降低并通过沿程小孔通道全部进入露点间接蒸发冷却器的湿通道中与水膜直接接触进行蒸发冷却换热过程，最后排放到大气环境中。预冷后的空气从底部进入淋水填料换热器内与机组回水直接接触发生蒸发冷却的过程，最后从机组顶部被排入大气环境中。

4.5.4 蒸发冷却与机械制冷一体式冷水机组

蒸发冷却冷水机组的应用会受到气候环境的限制，而单独采用水冷式冷水机组会大幅度增加能耗及运行成本。为了扩大蒸发冷却冷水机组的应用区域和领域，并保证冷水机组的性能稳定性，需要将蒸发冷却冷水机组和水冷式冷水机组相结合，以下介绍两种不同的形式。

图 4.5-15 所示为第一种蒸发冷却与机械制冷一体式冷水机组。

室外环境空气参数条件不满足要求时（即环境空气湿球温度较高时），蒸发冷却冷水机组制取的冷水用于给水冷式冷水机组的冷凝器进行散热，从而提高水冷式冷水机组的能源效率。阀门 a、阀门 b 和阀门 c 打开，阀门 d 和阀门 e 关闭，蒸发冷却式冷水机组制取的高温冷水分两路分配：一路被输送至表冷器进行换热，另一路则被输送至水冷式冷水机组的冷凝器进行换热，吸收热量后的表冷器回水以及冷凝器回水分别被输送至淋水填料顶端进行喷淋。水冷式冷水机组制取出的冷水全部被输送至机房内空调末端进行换热，吸收热量后返回至水冷式冷水机组的蒸发器。

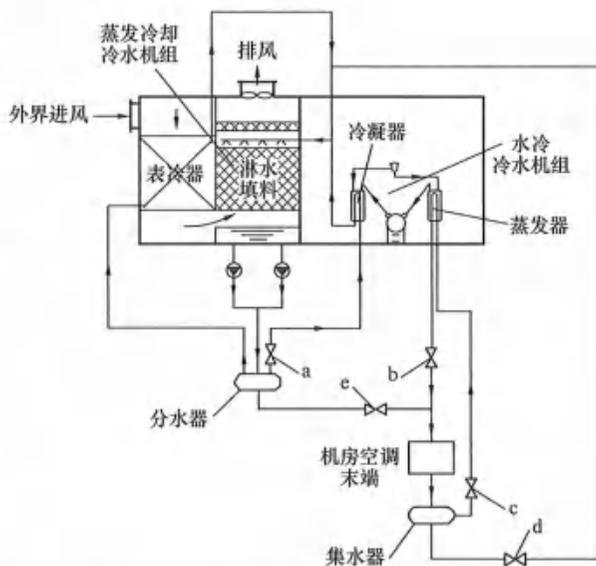


图 4.5-15 第一种蒸发冷却与机械制冷一体式冷水机组结构示意图

室外环境空气参数条件满足要求时（即环境空气湿球温度较低时），完全采用蒸发冷却冷水机组制取冷水。阀门 d 和阀门 e 打开，阀门 a、阀门 b 和阀门 c 关闭，蒸发冷却冷水机组制取的高温冷水分两路分配：一路被输送至表冷器进行换热，另一路则被输送至机房内空调末端进行换热，吸收热量后的表冷器回水以及机房内空调末端回水分别被输送至淋水填料顶端进行喷淋。

图 4.5-16 所示为第二种蒸发冷却与机械制冷一体式冷水机组。

夏季工况，间接蒸发冷却冷水机组作为冷却塔使用，为机械制冷冷凝器降温，从而提高机械制冷冷水机组的效率。开启间接蒸发冷却冷水机组、机械制冷冷水机组及泵 1、循环泵、阀门 1，关闭阀门 2、3。此时间接蒸发冷水机组产出的冷水，一路在水泵 1 的作用

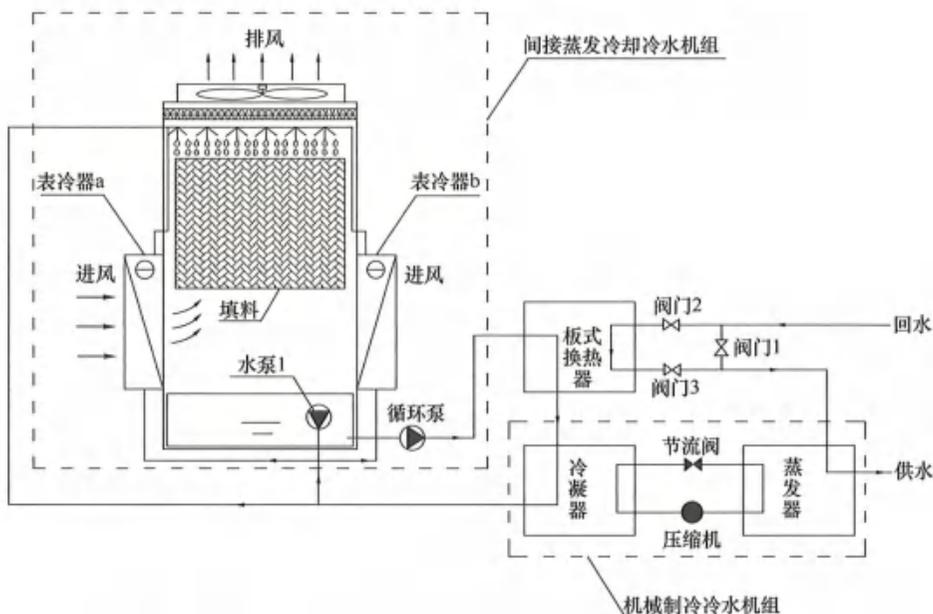


图 4.5-16 第二种蒸发冷却与机械制冷一体式冷水机组结构示意图

下进入空气—水表面式换热器冷却新风，另一路则被输送至机械制冷冷水机组的冷凝器进行换热，吸收热量后的回水以及冷凝器回水分别被输送至淋水填料顶端进行喷淋。机房回水通入蒸发器降温后，送入室内末端。

过渡季工况，关闭机械制冷冷水机组，间接蒸发冷却冷水机组负担全部显热负荷。开启间接蒸发冷却冷水机组、阀门2和阀门3，关闭机械制冷冷水机组、阀门1，此时间接蒸发冷水机组产出的冷水，一路在水泵1的作用下进入空气—水表面式换热器冷却新风，另一路经过换热器将机房回水降温后送入室内末端。

冬季工况，关闭机械制冷冷水机组，间接蒸发冷却冷水机组负担全部显热负荷。开启阀门2和阀门3，此时间接蒸发冷水机组产出的冷水，被板式换热器另一侧的机房回水加热后，进入空气—水表面式换热器预热新风，之后被输送至淋水填料顶端进行喷淋。

4.6 冷却塔

4.6.1 数据中心冷却塔的现状调研与实测性能分析

4.6.1.1 数据中心冷却塔现状调研

为降低大型数据中心系统的 PUE，建议采用水冷系统并且将数据中心建在北方。冷却塔成为数据中心冷却系统的关键部件，既作为夏季冷机排热的装置，又承担着过渡季和冬季进行自然冷却时的排热任务，同时在冬季还要应对结冻的问题。

根据室外不同的气候条件，选择了几个典型的数据中心的工程，对冷却塔的性能和运行状况进行了调研分析。表 4.6-1 给出所调研项目的冷却塔的基本概况。

典型数据中心工程的冷却塔形式、容量、布置方式

表 4.6-1

工程地点	冷却塔形式	台数	单台设计容量 (m ³ /h)	布置方式	与冷机连接关系
银川	逆流	6 (设计 9台)	300	3台一组, 每组对应一 台冷机	冷却水并联进入冷机 冷凝器与自然冷却用板 式换热器
保定	逆流	30	380	5台一组, 每组对应一 台 2500Rt 离心机	冷却水串联进入自然 冷却用板式换热器和冷 机冷凝器
哈尔滨	逆流, 间接蒸 发冷却塔	27	280	9台一组, 每组对应一 台离心机	冷却水串联进入自然 冷却用板式换热器和冷 机冷凝器
呼和浩特	逆流, 间接 蒸发冷却塔	27	280	9台一组, 每组对应一 台离心机	冷却水串联进入自然 冷却用板式换热器和冷 机冷凝器

4.6.1.2 不同地区典型项目冷却塔全季节性能测试结果分析

对银川、保定、哈尔滨、呼和浩特等地的数据中心的冷却塔进行了全季节的性能测试, 得到了不同项目、不同季节冷却塔的出水温度状况、冷却塔的温度效率与体积传质系数。

1. 冷却塔出水温度状况

表 4.6-2 给出了不同工程、不同季节测试得到的冷却塔的出水温度状况。夏季工况, 当冷却塔作为冷机排热用冷却塔时, 其出水温度较高, 所测试的两个项目的出水温度在 26~28℃; 当冷却塔在过渡季和冬季作为自然冷却的冷源时, 冷却塔的出水温度较低, 由于不同工程的冷却塔控制策略不同, 如后文所述 (台数控制或者风机变频控制), 使得冷却塔出水温度有较大差别, 所测工程在 4~11℃之间变化。

各工程不同季节的冷却塔的出水温度状况

表 4.6-2

工程地点	工况	进风干球温度 (℃)	进风湿球温度 (℃)	冷却塔进水温度 (℃)	冷却塔出水温度 (℃)
保定	夏季	27.6	25	29.4	26
	过渡季	17	8.8	14.4	11.4
银川	夏季	33.3	24.2	35.5	28.9
	过渡季	10.4	8.5	12	10.3
呼和浩特	冬季	-11.1	-13.1	15.1	4.4
哈尔滨	冬季	-4.2	-6.4	14.5	6.2

2. 冷却塔的冷却效率 (用湿球温度效率表示) 和体积传质系数状况

表 4.6-3 分别给出了几个实际工程实测的夏季工况、过渡季工况、冬季工况冷却塔的湿球温度效率和体积传质系数状况。

典型数据中心工程冷却塔的夏季测试结果

表 4.6-3

工程地点	工况	湿球温度效率	体积传质系数	单台实际冷却水流量 (m ³ /h)	风水比	NTU
银川	夏季	0.56	8900	272	0.62	1.36
	过渡季	0.46	7500	125	1.44	1.07
保定	夏季	0.75	12000	233	1.26	1.37
	过渡季	0.47	12000	233	1.22	1.48
哈尔滨	冬季	0.40	6300	106	1.39	1.32
呼和浩特	冬季	0.34	6500	89	1.05	2.15

由表 4.6-3 可以看出, 首先, 对于同一个工程, 在近似相同的风水比和 NTU 下, 过渡季或冬季的冷却塔的湿球温度效率总低于夏季的湿球温度效率, 如保定工程, 这是由于饱和线的非线性引起的, 无法避免, 空气的等效比热会随空气干球温度的降低而降低, 从而导致过渡季或冬季冷却塔的湿球效率一定低于夏季。对于不同的工程, 相同的工况下 (夏季、过渡季), 冷却塔的体积传质系数也有较大的差别, 主要原因在于冷却塔的填料特性、所装填料的体积以及运行时的风速和淋水密度, 可见实际运行的冷却塔的水平参差不齐。

此外, 尤其对于冬季工况, 经过调研, 在北方地区的冷却塔都出现了较严重的结冰现象, 由于没有较好的防冻措施, 只能通过人工凿冰的方式保证冷却塔的运行。如何实现冷却塔的冬季防冻成为数据中心冷却系统冬季可靠运行的迫切需要, 将在下面一节专门讨论。

4.6.1.3 典型项目冷却塔的控制策略

通过几个实际工程的调研和测试发现, 大部分大型的数据中心的上机率都较低 (大致为 3%~10%), 从而导致数据中心的冷却系统必须应对这种低负荷的运行工况, 冷却塔也相应处在低负荷运行的状态。除此之外, 在作为冷机排热用冷却塔和作为自然冷却的冷源两种模式下, 其控制策略也有不同。所测试工程的冷却塔控制策略现状如表 4.6-4 所示。

不同工程冷却塔的控制策略

表 4.6-4

工程地点	夏季控制策略	过渡季控制策略	冬季控制策略	主要问题
银川	夏季采用蓄冷罐和冷机联合运行方式; 冷机开启时冷却塔风机开启; 冷机停机采用蓄冷罐制冷时, 冷却塔风机停止; 冷却水泵一直处于开启状态	停蓄冷罐, 关闭冷机, 全自然冷却; 冷却塔水泵持续运行; 冷却塔风机台数控制; 当冷却水出水温度高于 12℃ 时开始开启风机; 当冷却水出水温度低于 9℃ 时开始关闭风机; 两组冷却塔切换运行	与过渡季一致; 但为防冻, 整个室外冷却水管路, 冷却塔积水盘位置都开启电伴热; 但无法解决结冰的问题, 通过人工定期凿冰	夏季冷却水泵应和冷机联动, 不应一直开启; 过渡季和冬季冷却塔风机台数控制, 开启风机的塔和不开启风机的塔的出水有较严重的掺混现象; 冬季结冰问题

续表

工程地点	夏季控制策略	过渡季控制策略	冬季控制策略	主要问题
保定	夏季冷机部分负荷运行, 开启一组冷却塔 (共 5 台单塔, 风机全开), 冷却塔风机全开; 维修期间会切换成另外一组塔	开启一组冷却塔, 5 台风机统一变频, 控制冷却水出水温度; 维修期间会切换成另外一组塔	控制策略与过渡季相同; 但也有结冰问题, 开启伴热带, 但无法彻底解决	冬季结冰问题
哈尔滨、呼和浩特	—	—	冷却塔为 9 台一组, 一共三组, 冬季只需运行一组, 三组之间轮换。每组的塔的控制策略为风机台数控制	冬季的冷却塔台数控制, 导致较冷天气, 开启的塔出水温度低, 极易结冰; 不开的塔相当于回水旁通, 不同塔的出水掺混到所需水温状态; 应为所有塔变频控制

4.6.1.4 数据中心冷却塔现状与主要问题总结

从上述几个实际工程的调研结果来看, 目前数据中心的冷却塔的性能水平和主要问题如下:

(1) 冷却塔的性能水平参差不齐, 不同工程冷却塔的 NTU 差别较大, 运行工况的风水比也不同, 填料的特性也差别较大, 从而导致冷却塔的体积传热系数有较大的差别。

(2) 应对上机率低所导致的部分负荷运行工况, 冷源系统的结构和运行模式不同, 冷却塔在不同季节的运行调节策略也不同。运行调节策略的典型问题是: 1) 一组塔内冷却塔的风机台数控制, 从而导致出水掺混, 风机电耗高, 并且冬季开启冷却塔极易结冰。应改为所有风机同时开启, 统一变频控制。2) 不同组冷却塔之间轮换运行, 在冬季运行工况, 不开启塔的水箱需要防冻, 增加防冻工作, 并且易出现死水管路而导致冻管。3) 冷却水泵运行逻辑出现问题, 夏季出现冷机开启 2h, 而冷却水泵 24h 运行的工况, 额外增加较大的冷却水泵电耗, 此时冷却水泵应和冷机联动运行; 夏季工况和自然冷却工况, 冷却水泵均为变频模式运行, 可改为定频运行, 以更充分地利用自然冷源, 并且可以简化冷却水温的控制逻辑。

(3) 由于这几个工程均在北方, 冷却塔在冬季作为冷源时都出现了较严重的结冰现象, 并且都没有好的方法防冻, 只能通过人工凿冰的方式来解决。

4.6.2 数据中心冷却塔冬季冻结现象及防冻措施调研分析

4.6.2.1 冷却塔结冻现象

为了延长自然冷却时间, 降低系统的 PUE , 目前大型数据中心一般选址在北方。而北方地区冬季室外气温低于 0°C , 使得冷却塔存在严重的结冰现象。冷却塔结冰后会影响其散热效果, 结冰严重时会堵塞进风口, 使得冷却塔失去排热功能, 严重影响着冷却塔在冬季的正常运行。并且由于冰柱堆积在进风口附近, 会破坏冷却塔的承重结构、填料等部件, 影响冷却塔的寿命。所调研几个项目均出现了冷却塔结冰现象, 虽然都采用了电伴热方式, 但仍然无法解决结冰问题, 不得不采用人工凿冰的方式, 大大增加了冬季运行维护

的工作量。若没有及时凿冰，数据中心则不能及时排热，有着较大的安全隐患，结冰现象如图 4.6-1 所示。

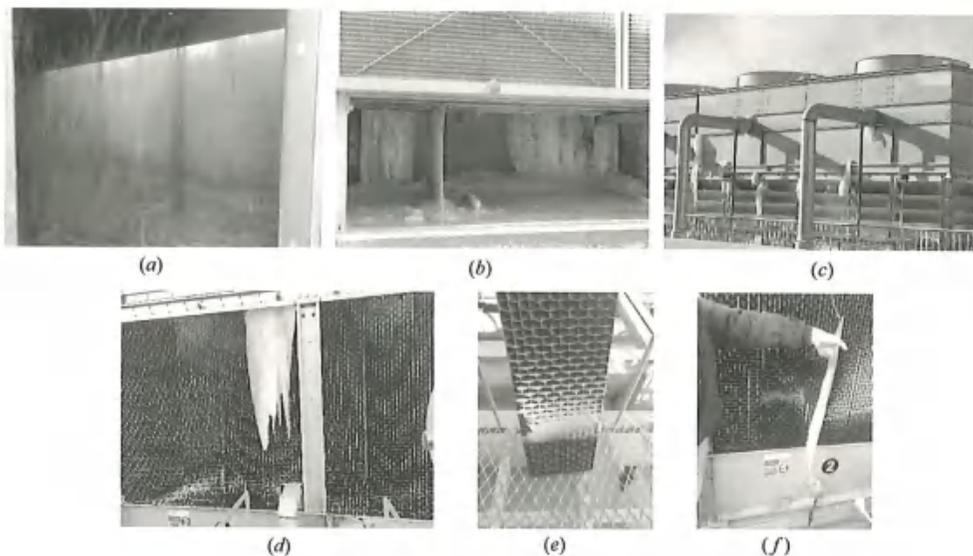


图 4.6-1 冷却塔结冰现象

(a) 进风口结冰堵塞进风；(b) 进风口结冰；(c) 进风口和漏水处结冰；
(d) 进风口填料处结冰；(e) 进风填料结冰；(f) 进风填料冻坏

4.6.2.2 主要的防冻措施及效果分析：乙二醇、电热膜、挡风板等

1. 主要防冻措施

目前已有的冷却塔防冻措施有：(1) 采用其他设备替代冷却塔，比如干冷器或闭式冷却塔。然而对于干冷器来说，干球温度决定的自然冷却时间比湿球温度短，换热面积大、投资高，系统切换复杂，无法应对气温的日夜变化；而闭式冷却塔的性能低于常规冷却塔，且冬季控制不当仍然会结冰，干冷器冬季存在的问题闭式冷却塔都存在。(2) 为冷却塔添加额外的热源，比如电伴热带、防冻化冰管、进风口处增加热水水帘等，但是电加热系统电耗高，安全性低，无法根治结冰问题。(3) 改变冷却塔的结构，安装挡风板或改变布水方式，仍然无法避免结冰现象。(4) 改变冷却塔的运行方式，比如风机周期性倒转，化冰慢，无法根治结冰。以上措施都不能根本上解决进风温度低带来的结冻问题。

2. 所测试典型工程的防冻措施

银川：电伴热带，整个室外冷却水管路、冷却塔积水盘位置、排风机风筒都有电伴热，用来防冻；电伴热方式无法解决进风口结冰问题，只能人工定期凿冰；进风口填料有冻坏现象。

保定：与银川类似，电伴热带，人工定期凿冰。

哈尔滨：电伴热带，室外管路、水槽、排风机风筒均开启电伴热；但结冰现象非常严重，采用人工定期凿冰，大致 4 次/24h，若一天内不凿冰，就会导致进风口结冰严重，人工凿冰困难，从而影响系统安全运行。

呼和浩特：电伴热带，室外管路、水槽、排风机风筒均开启电伴热。与哈尔滨类似，

冷却塔结冰现象非常严重，必须人工定期凿冰，否则会严重影响系统安全运行。

4.6.3 利用间接蒸发冷却塔解决冷却塔冬季结冰问题的新方案

由实际项目的调研可知，处在寒冷和严寒地区的几个数据中心的冷却塔冬季结冰现象非常严重，所采用的电伴热等措施不能解决结冰问题，只能依靠人工凿冰，并且如果没有及时除冰，将堵塞进风口，严重影响着系统的安全运行。找到一种彻底解决冬季冷却塔冻的方法，成为数据中心冷却安全运行的迫切需要。

图 4.6-2 给出了利用间接蒸发冷却塔和机械制冷机组结合的流程，可利用间接蒸发冷却塔解决冬季冷却塔结冰问题。其基本原理如下：间接蒸发冷却塔制备的冷却水通过供水泵送入板式换热器，板式换热器一侧为间接蒸发冷却塔制备的冷却水，另一侧为机房的冷水回水；间接蒸发冷却塔制备的冷却水自板式换热器出来之后进入机械制冷机组的冷凝器，冷凝器的冷却水出水回到间接蒸发冷却塔，之后进入间接蒸发冷却塔的进风表冷器，冷却水自表冷器出来之后进入间接蒸发冷却塔的顶部喷排喷淋，在填料塔中与进风进行直接蒸发冷却制备出冷却水，从而完成冷源侧冷却水的循环。机房的冷水回水首先进入板式换热器，板式换热器的冷水出水之后进入机械制冷机组的蒸发器，蒸发器的冷水出水即作为机房供水被送入机房带走机房排热。在板式换热器的机房冷水回水侧设置阀门 1 和阀门 2，用来实现不同工况的切换。

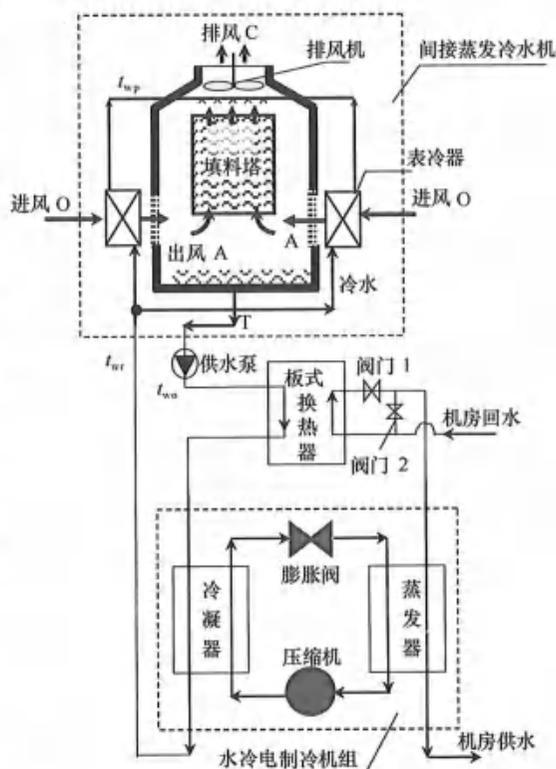


图 4.6-2 间接蒸发冷却塔与机械制冷机组相结合的机房冷源方案

(1) 夏季工况：间接蒸发冷却塔作为机械制冷机组的冷却塔用。此时阀门 1 关闭，阀门 2 打开，机房的冷水回水仅经过机械制冷的蒸发器被降温。间接蒸发冷却塔作为冷机冷凝器排热的冷却塔使用。

(2) 冬季工况：机械制冷机组关闭，间接蒸发冷却塔独立作为机房空调的冷源。此时阀门 1 开启，阀门 2 关闭。间接蒸发冷却塔制备的冷却水通过板式换热器直接对机房回水降温，带走机房的排热。之后板式换热器的冷却水出水经过冷凝器但温度不变，之后进入间接蒸发冷却塔的表冷器，由于冷却水回水温度比室外干球温度高，此时冷却水回水通过表冷器对进风升温，冷却水自身温度降低后到间接蒸发冷却塔的顶部喷淋，在填料塔中与升高温度后的室外进风进行蒸发冷却，最终制备出系统所需温度的

冷却水。

(3) 过渡季工况：当室外露点温度不足够低时，间接蒸发冷却塔制备出的冷却水温度比机房回水温度低但比机房供水温度高时，此时间接蒸发冷却塔与机械制冷机组可以联合运行，共同制备出机房所需的冷水供水。此时阀门 1 开启，阀门 2 关闭。而机房的回水经过板式换热器降温后再进一步通过蒸发器被降温，最终制备出机房所需的冷水。

通过监测间接蒸发冷却塔的出水温度，与机房要求的冷水出水温度相比较，从而方便地实现各个工况的切换。并且，由上述各工况的运行模式可见，对于不同的运行模式，仅是机房冷水侧的阀门 1 和阀门 2 进行切换与机械制冷机组的启停，整个冷源侧的冷却水系统并不设置工况切换用的阀门，冷却水系统不切换，从而保证冷却水管路冬季不结冰，全年简单可靠地运行。而间接蒸发冷却塔自身也并没有任何切换的阀门，全年一个模式运行，并且能够实现冬季不结冰。而间接蒸发冷却塔的出水温度控制，以及机械制冷机组的安全的冷凝器进口水温的控制，均可通过间接蒸发冷却塔风机的变频调节而实现。由此可见，该间接蒸发冷却与机械制冷联合的数据中心冷源系统，保证了布置在室外的冷却水系统和间接蒸发冷却塔在全年工况下均可单一模式运行，不用切换，从而使得系统简单可靠，方便可调，安全防冻。

尤其对于冬季工况，系统冷源侧的冷却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，此时冷却水回水温度高，室外新风温度低，冷却水通过表冷器能够对新风加热。由于冷却水回水温度一般在 10°C 以上，其能够将室外空气升温至 10°C ，这样，室外空气经过表冷器被冷却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温均高于 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结冰的风险，实现了冬季防冻。并且，此时表冷器和填料塔共同承担对冷却水回水降温的任务，所需的进风量减小，进风更容易通过表冷器被升温；充分利用了室外空气的干燥特性，通过蒸发冷却对冷却水回水降温，和干冷器相比，所需的表冷器面积也大幅度减少，系统更加经济可靠。

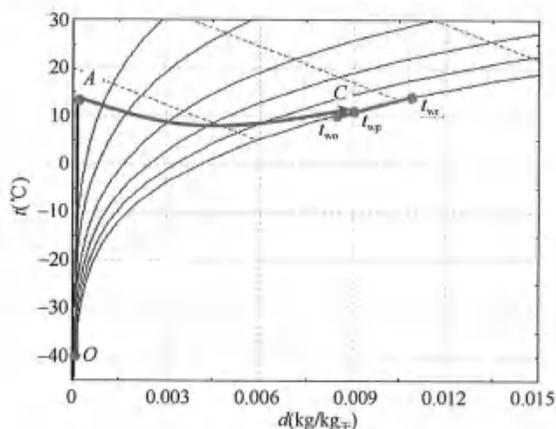


图 4.6-3 间接蒸发冷却塔冬季防止结冻原理

图 4.6-3 在焓湿图上表示出了间接蒸发冷水机组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，室外干球温度为 -40°C ，冬季机房设计回水温度为 14°C ，设计出水温度为 10°C 。由图 4.6-3 可知，室外空气经过间接蒸发冷却塔的表冷器被加热到了 13.8°C ，表冷器的出风的湿球温度为 2.5°C ，也高于 0°C ，而经过空气-水蒸发冷却过程，空气的排风温度为 11.0°C ；冷却水回水温度为 14°C ，进入表冷器加热室外空气后冷却水自身降低到 11.1°C ，然后经过蒸发冷却过程被降至 10°C ，然后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°C , 湿球温度高于 2°C , 水温高于 10°C , 整个蒸发冷却过程都不存在结冰的风险。并且, 表冷器采用准逆流结构, 保证表冷器内部水的流速, 从而使得表冷器内的水温均高于 11°C , 从而避免了表冷器的结冰。

采用间接蒸发冷却塔彻底避免了冬季冷却塔的结冰问题, 不需要人工凿冰, 大大增加了机房排热的可靠性。

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时, 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 4.6-4 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。

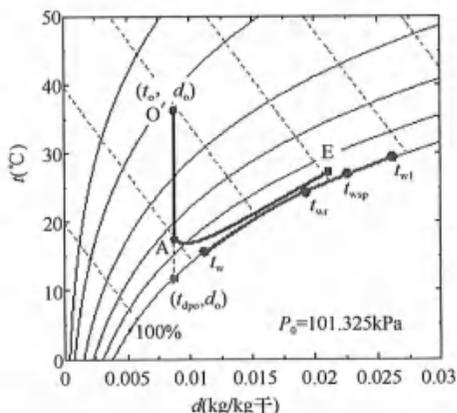


图 4.6-4 间接蒸发冷却塔夏季制备冷水的原理

4.6.4 间接蒸发冷却塔与电制冷结合的一体机

4.6.4.1 一体机方案

基于图 4.6-2 所示的系统方案, 可以将间接蒸发冷却塔和电制冷机结合成为一体机, 该一体机全年对外输出稳定温度的冷水, 从而可实现冷源系统的模块化, 其优势如下:

(1) 不用单独配置冷水机房, 所有一体化模块机组均可放置于屋顶。

(2) 多台小型模块化设计, 可实现分期增加模块、分期投资; 可较好地应对数据机房建设初期上机率低的问题。

(3) 当实现模块化设计之后, 其可靠性 (由于个别机器出现问题而影响系统性能) 比大型水冷系统要高。

(4) 运行管理调节性能好, 一体机内部自动调节, 对外可输出稳定温度的冷水, 可很好地应对一天内昼夜温差大等室外气温变化频繁的工况, 无需系统进行调节。

(5) 防冻性能稳定可靠, 一体机内部的流程, 保证了间接蒸发冷却塔的进风被高温的回水加热, 从而保证冬季极端工况不结冰。

(6) 极端缺水的工况下, 间接蒸发冷却塔的表冷器可以实现利用风对水降温。初步估算, 缺水条件下, 一体机的冷凝温度与风冷冷机的冷凝温度相差不多, 从而可以较好地应对极端缺水的工况。

(7) 冬季间接蒸发冷却塔独立充当冷源时, 由于表冷器与喷淋塔共同分担回水的降温, 喷淋塔承担的冷量平均可降到总冷量的一半以下, 此时耗水量也会降为一半左右, 其耗水量比常规冷却塔相比会减少。

4.6.4.2 案例分析

下面结合案例，给出几种不同冷源方案的能耗对比分析。该案例针对兰州某排热量为14.4MW的数据机房。采用兰州气象数据计算全年工况。其中对于间接蒸发冷却塔与机械制冷联合的一体机，给出两种间接蒸发冷却塔的方案：并联方案和串联方案，如图4.6-5所示。在不同冷水供回水温度要求下，两种一体机方案与普通水冷冷机、风冷冷机的自然冷却时长以及全年能耗情况如图4.6-6和图4.6-7所示。表4.6-5给出了几种不同的方案在不同的设计冷水供回水温度下，自然冷却工况的切换条件。

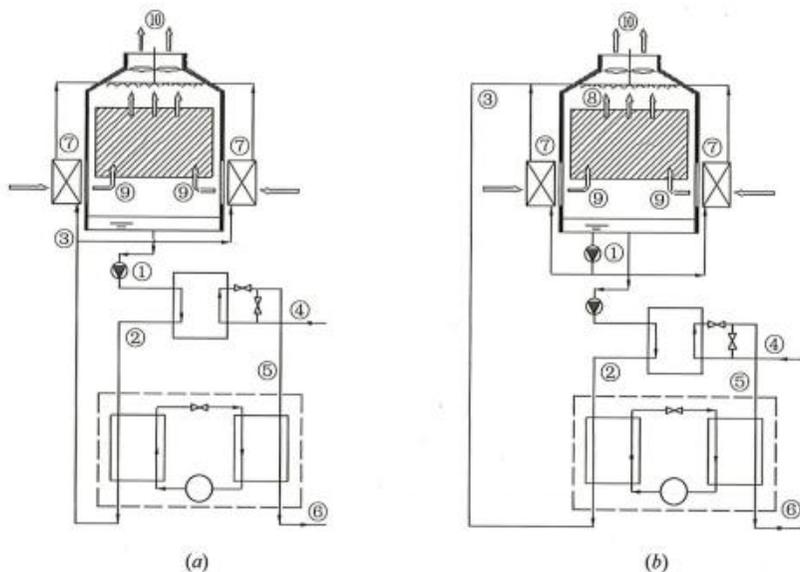


图 4.6-5 两种间接蒸发冷却塔方案
(a) 串联方案；(b) 并联方案

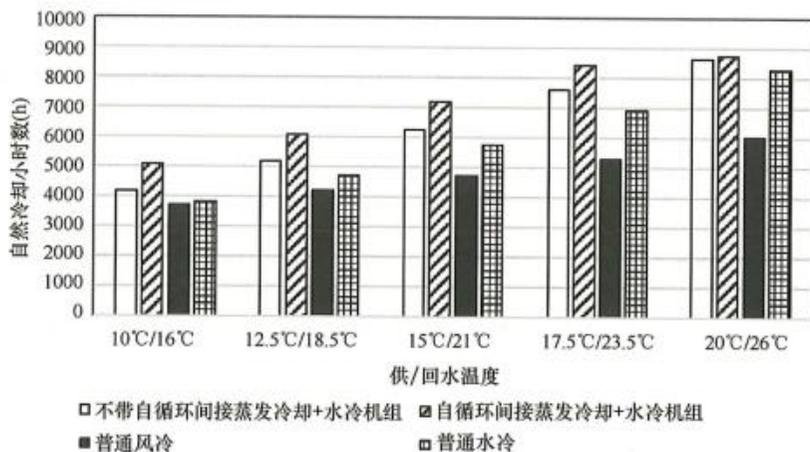


图 4.6-6 不同方案不同供回水温度的自然冷却时长

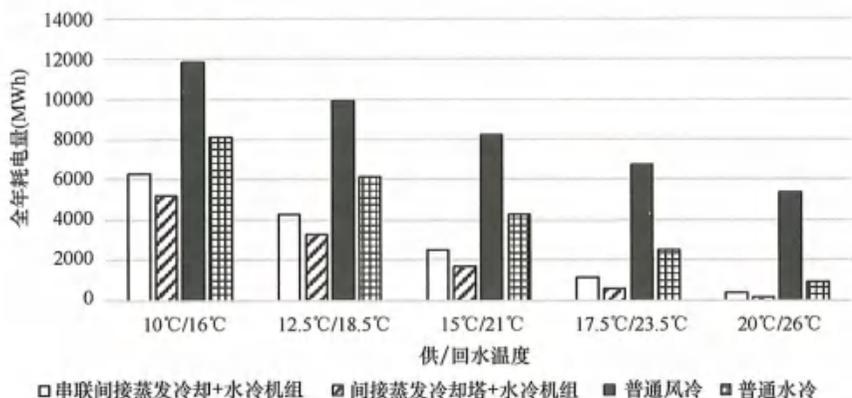


图 4.6-7 不同方案不同供回水温度的全年耗电量

不同的冷水供/回水温度下自然冷却工况的切换条件

表 4.6-5

方案	10°C/16°C	12.5°C/18.5°C	15°C/21°C	17.5°C/23.5°C	20°C/26°C
1. 串联间接蒸发冷却塔+水冷冷机	湿球露点平均值 ≤3.0°C	湿球露点平均值 ≤7.0°C	湿球露点平均值 ≤10.7°C	湿球露点平均值 ≤14.0°C	湿球露点平均值 ≤17.3°C
2. 并联间接蒸发冷却塔+水冷冷机	湿球露点平均值 ≤6.8°C	湿球露点平均值 ≤10.1°C	湿球露点平均值 ≤13.4°C	湿球露点平均值 ≤16.3°C	湿球露点平均值 ≤19.3°C
3. 风冷冷机	干球温度 ≤7.9°C	干球温度 ≤10.2°C	干球温度 ≤12.5°C	干球温度 ≤14.7°C	干球温度 ≤17.1°C
4. 普通冷却塔+水冷冷机	湿球温度 ≤4.1°C	湿球温度 ≤7.6°C	湿球温度 ≤10.8°C	湿球温度 ≤14.1°C	湿球温度 ≤17.2°C

下面给出上述方案 2 并联间接蒸发冷却塔+水冷冷机全年不同季节的三个典型工况和一个极端工况。以间接蒸发冷却塔出水温度 10°C/16°C，全年为数据中心提供 12°C/18°C 冷水的情况为例。

(1) 夏季工况：夏季兰州湿球温度最高的典型工况，干球温度为 32.7°C，湿球温度为 21.5°C，大气压为 84.82kPa。此时间接蒸发冷却塔作为冷机排热设备，其典型工况下冷却水温度为 21°C，冷机消耗功率 1360kW。

(2) 过渡季工况，以干球温度 23.5°C，湿球温度 12.6°C 为例，此时间接蒸发冷却塔出水温度为 12°C，自然冷却负担 2/3 负荷，冷机功耗 235kW。

(3) 冬季工况，以室外干球温度 -15.5°C，湿球温度 -16.2°C 为例。此时为保持 10°C/16°C 的冷水供水温度，冷水流量不变，风机风量仅需额定风量的 23%。图 4.6-8 为保持

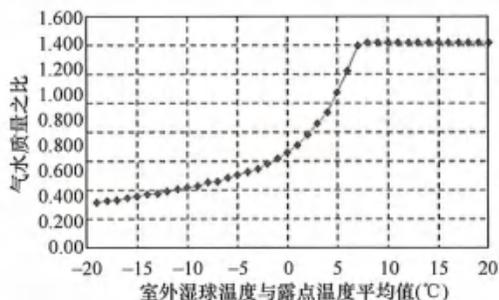


图 4.6-8 风机风量随室外气象条件的变化

稳定的冷水出水温度，过渡季和冬季风机风量随室外气象条件的变化关系。

(4) 极端工况

在某些地区，冷却水供应不足，这时冷凝器排热的冷却水不经过喷淋塔只经过表冷器，通过室外风对冷机冷凝器的冷却水降温。

当夏季工况室外干球温度为 32.7°C ，湿球温度为 21.5°C ，大气压为 84.82kPa （兰州气象数据）时，对于与电制冷机结合的间接蒸发冷却塔的串联方案，串联循环冷却水温度为 $45.5^{\circ}\text{C}/50.5^{\circ}\text{C}$ ，电制冷机的冷凝温度为 51.5°C ；若将间接蒸发冷却塔的风机设计为双速风机，缺水时，风机在高速下运行，冷却水温仅为 $37.9^{\circ}\text{C}/42.9^{\circ}\text{C}$ ，电制冷机的冷凝温度为 43.9°C 。对于风冷机组，此时冷凝温度为 47.7°C 。所以在极端缺水情况下，其效果与风冷机相当。

所以，该系统也可以在冷却水供应不足的情况下与风冷机组在相当的耗电量下运行，大大降低了水冷系统对补水的依靠程度，提高了系统的安全性。

由上述分析可见，利用间接蒸发冷却塔可以彻底解决冬季冷却塔结冰问题，并且从全年能耗分析来看，间接蒸发冷却塔与机械制冷结合的系统相比普通的风冷系统和水冷系统有着较大的节能潜力，尤其是间接蒸发冷却塔与机械制冷联合的一体机可灵活应对上机率低的问题、备用问题以及缺水问题，成为未来数据中心冷源系统的发展方向之一。

4.7 整体式热管空调设备

通过对传统冷源系统能耗分析（见图 4.7-1）可知，传统数据机房气流组织差，冷热掺混严重，未能很好地利用自然冷源，并且空调制冷系统蒸发温度较低，如先冷环境再冷设备方式、制冷剂—水—制冷剂多次换热等，故而降低数据机房能耗的核心就是消除冷热混合（换热）损失、冷风驱动损失，提高蒸发温度，利用自然冷源。我国地域辽阔，需要走一条具有中国特色的数据中心冷却道路，尤其不能依靠牺牲生态环境而提高能效。其中新风系统、气—气、气—水热交换系统在保障机房中心内部空气品质方面都具有一定欠缺，并且在成本、运营等方面还存在一定不足，故而推广性较差。热管冷却系统不仅可以利用室外自然冷源保障数据中心机房稳定持续工作，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，可将热管系统分为重力型与动力型；根据输送工质，可分为液相动力型和气相动力型。

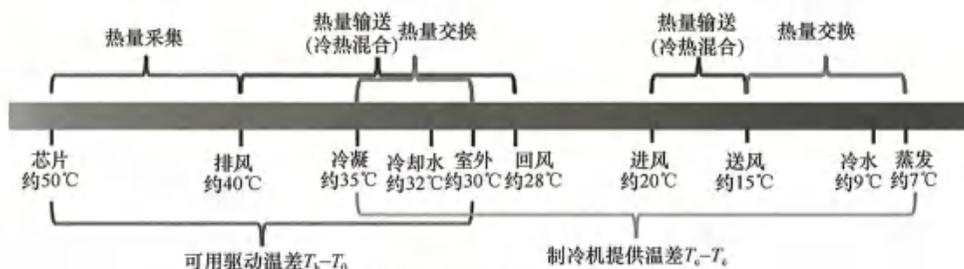


图 4.7-1 数据中心能耗分析图

4.7.1 重力型热管空调系统

关于重力型热管空调系统,行业内专家学者做了大量工作,下面对几个典型的技术产品进行介绍,重力型分离式热管空调系统的原理如图4.7-2所示,机械制冷和热管共用冷凝器和蒸发器风道。当室外环境温度在 20°C 左右时,重力型分离式热管系统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,室内环境可以仅依靠热管换热维持,系统的EER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,具有明显节能优势。一种采用重力型分离式热管与蒸气压缩式系统的双回路复合空调,如图4.7-2右图所示,它由一个叠合型冷凝器与一个叠合型蒸发器构成,可以根据机房的工况在热管模式、空调模式和复合模式之间自由切换,性能试验结果显示,当室外温度为 15°C 、进风温度为 35°C 时,新系统制冷量达 18.5kW ,能效比为4.4;当室外温度为 15°C 、进风温度为 25°C 时,制冷量达 14.6kW ,能效比为3.5,与传统的空调相比,新双回路复合空调系统的年节能率在 $20\%\sim 55\%$ 之间。

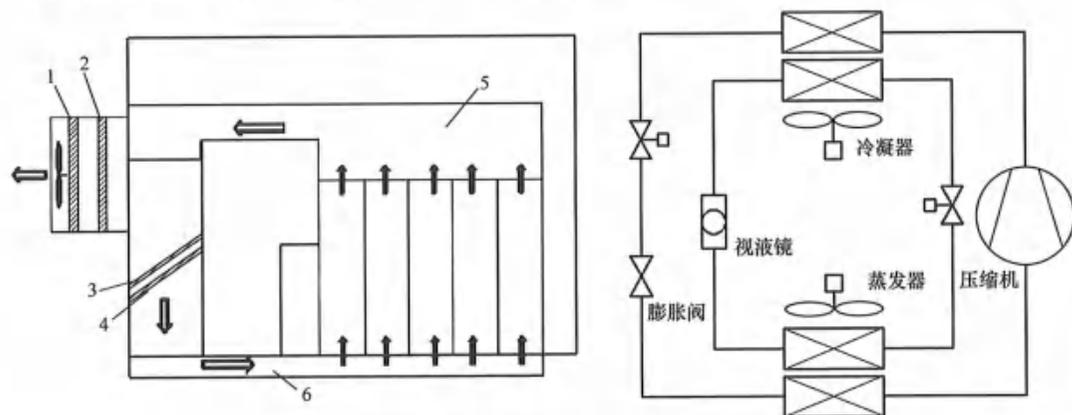


图4.7-2 重力型热管空调系统图

- 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

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。

如图4.7-3所示为一种将重力型分离式热管技术与蒸气压缩式制冷技术结合的一体重力复合型热管空调系统,并设计出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,制冷量大幅改善,通过在全国南北多个基站中进行试点应用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 $30\%\sim 45\%$,由于系统简单,相较于原来的空调产品,成本增幅低,为小型机房、基站空调带来了较大幅度的能效与技术提升。

如图4.7-4所示为一种利用三介质换热器将机械制冷与回路热管进行耦合,形成机械

制冷/回路热管复合系统，包括热管模式、制冷模式以及双启模式；当室外温度较高时运行制冷模式，蒸发器中的制冷工质从机房吸热后被压缩制冷系统中的工质在三介质换热器中进行冷凝，并通过重力作用再次进入机房，实现蒸发吸热，当室外温度足够低时，单独运行热管，当在中间温度时，通过开启制冷系统对热管回路系统进行能力补偿。机械制冷/回路热管一体式空调，避免了电磁阀使用的同时也实现了三种模式的自由切换，三种工作模式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，全年能效比超过 11.0。

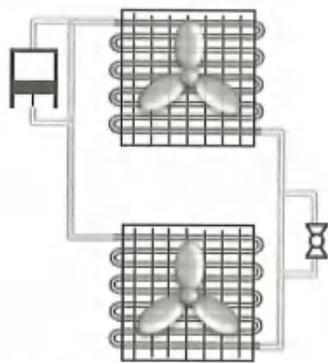


图 4.7-3 一体式重力热管空调系统

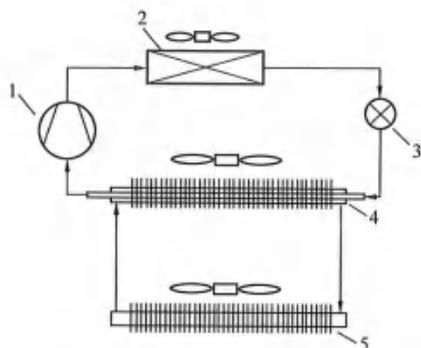


图 4.7-4 机械制冷/回路热管一体式机房空调

1—压缩机；2—冷凝器；3—节流器；

4—三介质换热器；5—蒸发器

4.7.2 液相动力型热管空调系统

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带来了能耗，如果压缩机本身可以低压比运行，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因频繁启停而损坏；同时在长配管、高落差工况下，液泵扬程不足，制冷性能衰减，故该产品仍具有一定不足。

4.7.2.1 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 4.7-5 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

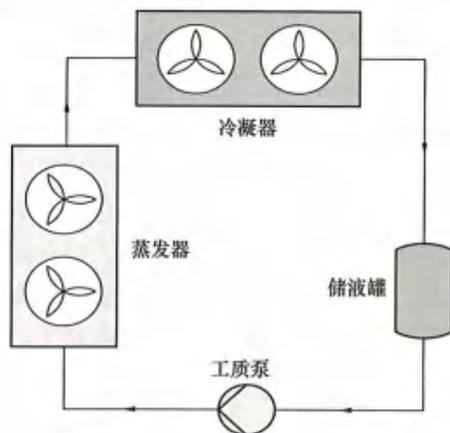


图 4.7-5 液泵驱动热管系统工作原理

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地转移到室外,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。系统的主要配置形式包括:(1)1台室外机+1台室内机;(2)1台室外机+2台室内机;(3)1台室外机+N台室内机;(4)多台室外机并联。产品系列化后,可根据情况选用不同模块的组合,其中单模块额定制冷量范围: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。

近年来,国内外学者针对液泵驱动热管系统,也开展了一系列的理论和实验研究,包括系统形式与结构匹配、工质种类、液泵类型以及能效、制冷量、流量和温差等方面,也有部分工程应用的案例,运行和节能效果得到了初步验证。

1. 泵转速对性能的影响

由图4.7-6可见,系统换热量随室外温度的升高呈近似线性下降;同时,液泵转速越低,系统换热量越大,最大换热量为19.257kW,出现在液泵频率30Hz的工况。不同频率下,系统换热量随着室外温度的上升,下降速度相差不大,室外温度由0℃上升至15℃时,泵频率在30~50Hz之间的5组换热量分别下降了64.78%、65.35%、65.76%、66.40%和67.33%,降幅都在2/3左右。图4.7-7中EER的最大值为17.76,与换热量最大值工况一致。同时,在室外温度由0℃上升至15℃时,30~50Hz之间的5组EER分别下降了64.33%、64.85%、64.82%、64.59%和66.06%,与换热量的降幅相近。

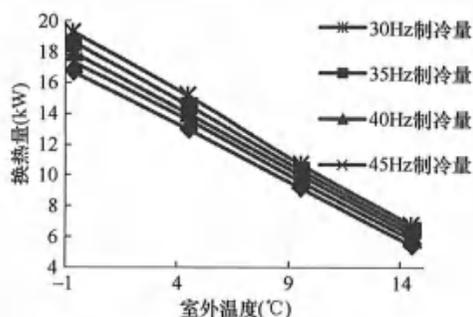


图 4.7-6 换热量随室外温度的变化

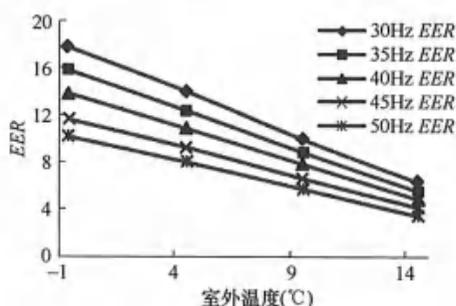


图 4.7-7 EER 随室外温度的变化

2. 风量对系统性能的影响

从图4.7-8中可以看出,在泵频率30~50Hz之间的所有工况下,系统换热量均随风量的增加而上升,但上升速度逐渐减小,最终在风量16000m³/h处达到最大值。由其增速不断减缓可知,随着风速的上升,单位风量所能带走的热量不断下降。图4.7-9给出了室外温度0℃时不同泵频率下1kW换热量所需风量随风机频率的变化情况。由图可见,随风机频率的上升,交换1kW热量所需风量直线上升,单位风量的换热效果不断下降。

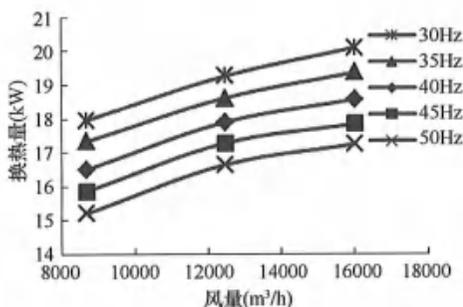


图 4.7-8 室外温度 0°C 时换热量随风机频率的变化

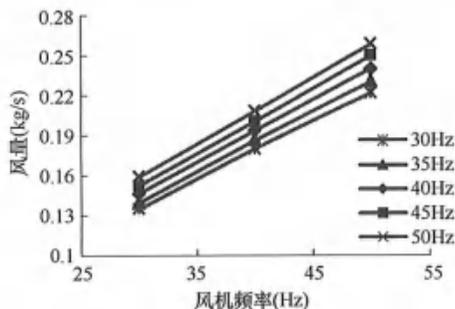


图 4.7-9 1kW 换热量所需风量随风机频率的变化

这种换热效果的下降直观反映在 EER 的下降上，但由于风量与风机功率之间并非线性相关，故 EER 的变化规律与单位风量换热量也有所差别。由图 4.7-10 可见， EER 随风量的上升而减小，且减小速度逐渐增大。同时，随泵频率的降低， EER 受风量的影响逐渐增大。

由此可见，风量过大或过小虽然能在换热量或 EER 中的一项上取得良好的效果，但对于系统总体性能的提升是不利的。而由于二者的变化趋势曲线均是上凸的，因此风量区间中间值附近的换热量和 EER 都相对较高，系统性能较好。

3. 换热面积对性能的影响

由图 4.7-11 可见，在 0°C、5°C、10°C 和 15°C 的室外温度下，双蒸发器并联系统换热量均随泵频率的升高而近似线性降低，各温度下的最大换热量分别为 19.674kW、15.509kW、11.075kW 和 6.978kW；单蒸发器系统换热量随泵频率的升高先升后降，最大换热量都出现在 35~40Hz 之间，分别为 19.628kW、15.873kW、11.055kW 和 6.066kW。可见在大部分温度下，单蒸发器和双蒸发器并联的换热量峰值都相差不大，但峰值出现的节点由液泵频率 35~40Hz 减小到了 30Hz。

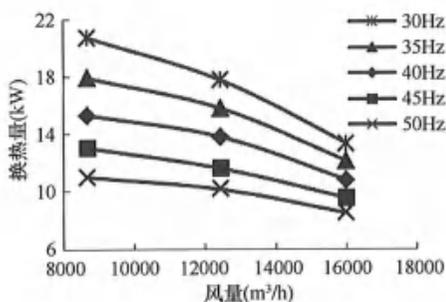


图 4.7-10 室外温度 0°C 时泵驱动循环 EER 随风机频率的变化

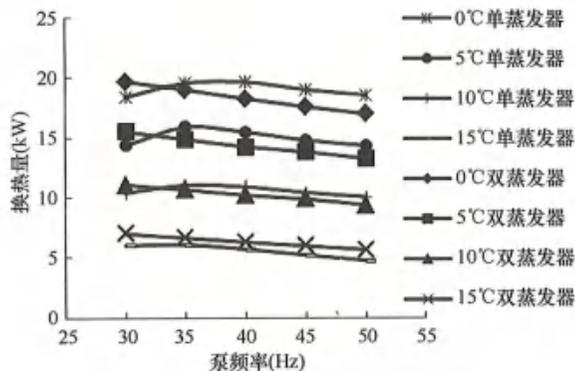
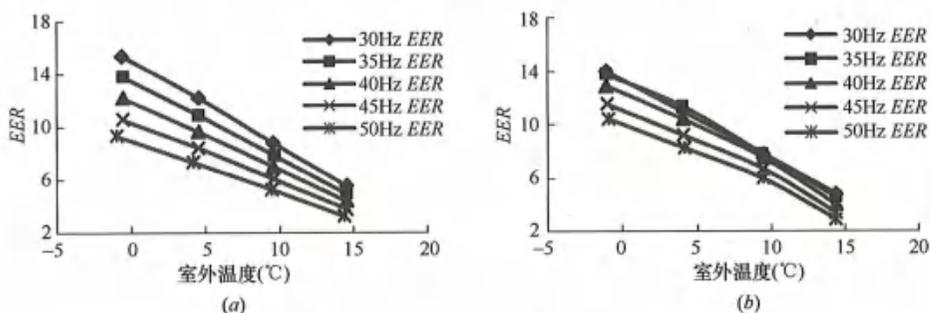


图 4.7-11 单、双蒸发器泵驱动循环换热量对比

由图 4.7-12 可知，在室外温度 0~15°C 的范围内，双蒸发器并联系统 EER 的最大值为 15.348，大于单蒸发器系统的最大值 13.978，可见内部阻力的减小有助于机组 EER 的

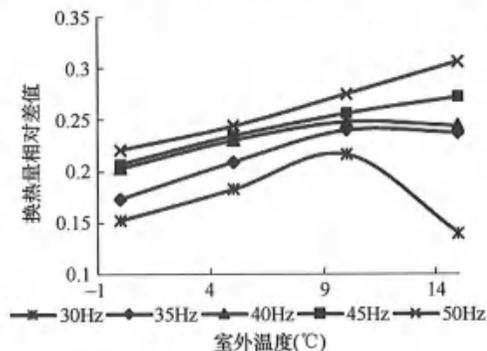
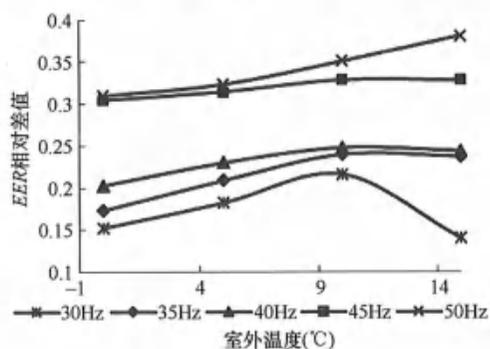
提升。同时,单蒸发器系统在室外温度 0°C 、 5°C 、 10°C 和 15°C 时的 EER 峰值分别对应于泵频率 30Hz 、 35Hz 、 35Hz 和 30Hz ,相应温度下换热量峰值对应的泵频率是 40Hz 、 35Hz 、 35Hz 和 35Hz ,二者存在部分差异;而双蒸发器并联系统在不同室外温度下 EER 与换热量峰值所对应的泵频率则均为 30Hz 。由此可见,无论是从 EER 的大小还是从它与换热量的匹配情况来看,双蒸发器并联的效果都要好于单蒸发器。

图 4.7-12 单、双蒸发器泵驱动循环 EER 对比

(a) 双蒸发器; (b) 单蒸发器

4. 工质种类

图 4.7-13 和图 4.7-14 分别给出了 R32 与 R22 在换热量和 EER 上的相对差值。由图 4.7-13 可以看出, R32 系统在所有实验工况下的换热量全部高于 R22, 且随着泵频率的增大, 这种优势愈发明显。同时, 随着室外温度的升高, R32 与 R22 系统换热量的相对差值在 $0\sim 10^{\circ}\text{C}$ 的范围内不断增大, 而在 $10\sim 15^{\circ}\text{C}$ 的范围内, 其增长趋势则随频率的下降而减缓——在 35Hz 和 40Hz 处已基本不变甚至略有降低, 在 30Hz 处甚至出现大幅下降, 虽然在换热量方面较之 R22 仍具优势, 但其优势已经很小, 在实际应用中较为不利。

图 4.7-13 R32 与 R22 泵驱动热管
换热量相对差值图 4.7-14 R32 与 R22 泵驱动热管
 EER 相对差值

而由于系统功率在全实验温区内变化较小, 故 EER 主要受换热量所影响。换热量相对差值的变化趋势也直接体现到了 EER 的相对差值上, 如图 4.7-14 所示。不过通过观察发现, R32 系统在 30Hz 处存在脉冲式断液流的现象, 这是 R22 系统从未出现过的。

图 4.7-15 和图 4.7-16 分别给出了 R152a 与 R22 在换热量和 EER 上的相对差值。由图 4.7-15 可以看出, R152a 系统的换热量始终低于相应工况下 R22 系统的换热量, 不过

二者相差较小，在大部分工况下的差距都在 8% 以内，最接近时甚至仅差 1.7% 左右。同时，随着室外温度的升高，R152a 与 R22 系统换热量的相对差值在 0~10℃ 的范围内不断减小，而在 10~15℃ 的范围内则逐渐增大，且泵频率越低，相对差值越大。

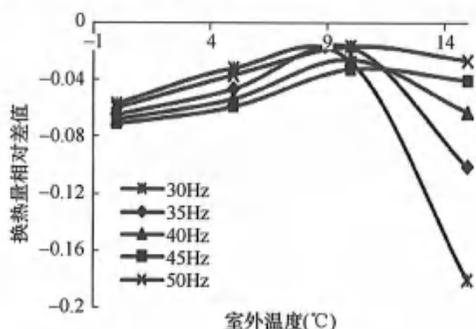


图 4.7-15 R152a 与 R22 泵驱动热管换热量相对差值

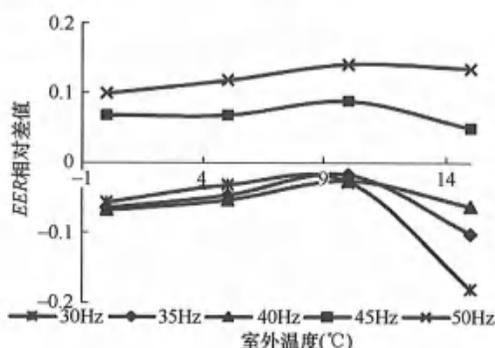


图 4.7-16 R152a 与 R22 泵驱动热管 EER 相对差值

与 R32 类似，R152a 系统功率随温度变化也很小，EER 主要受换热量影响，故 EER 相对差值的变化趋势与换热量相对差值相似。不过在 45Hz 和 50Hz 的工况下，EER 相对差值为正值，意味着 R152a 的 EER 在泵频率较高的工况下要优于 R22。由此可见，R152a 也存在液泵低频下供液不足的问题，且泵频率在 35Hz 时送风温差的波动幅度已经很大，表现出供液不足的特征。可见 R152a 系统出现供液不足的频率高于 R32，低频性能比 R32 系统更差。但其送风温差在泵频率 30Hz 下的波动幅度略小于 R32 系统，也不存在脉冲式供液的现象。

4.7.2.2 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气压缩制冷，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（见图 4.7-17），并在前述单一模式的基础上，对一体化复合系统双模式运行开展了一系列研究。

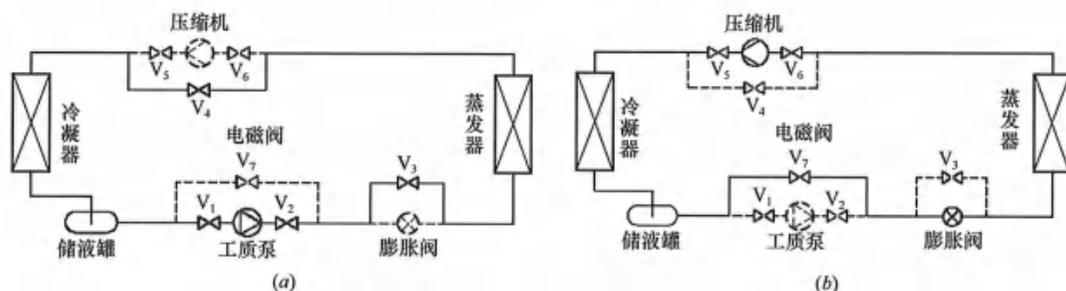


图 4.7-17 液泵驱动热管与蒸汽压缩制冷复合系统工作模式
(a) 液泵驱动热管自然冷却模式；(b) 蒸汽压缩制冷模式

由图 4.7-18 可知，液泵驱动热管模式和蒸汽压缩模式的系统换热量都随室外温度的

升高近似呈线性下降。相较于蒸汽压缩模式，液泵驱动热管模式的换热量下降速度明显更快，这意味着液泵驱动热管模式的换热量受室外温度的影响更大。5匹压缩机和3.5匹压缩机换热量的变化趋势和速度比较相似，室外温度为 10°C 时，其换热量分别为 21.928kW 和 17.287kW ， 30°C 时，其换热量分别为 13.211kW 和 8.773kW 。由此可见，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°C 时运行液泵驱动热管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°C 时运行液泵驱动热管模式可实现相应的换热量。

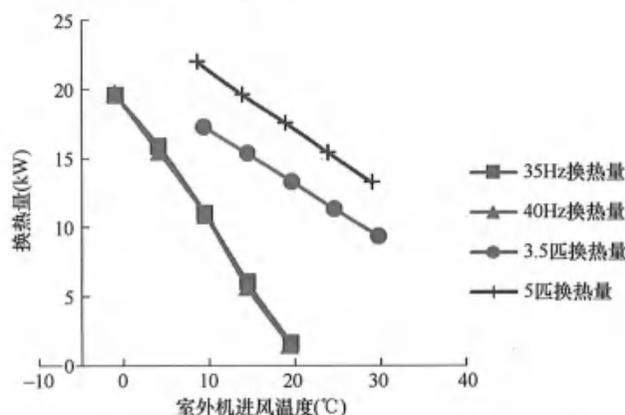


图4.7-18 液泵驱动热管与蒸汽压缩复合系统换热量随室外温度的变化

从图4.7-19可以看出，压缩机匹数越大，蒸汽压缩模式功率越高，液泵频率越高，液泵驱动热管模式功率越高。且蒸汽压缩模式的功率明显高于液泵驱动热管模式的功率。室外温度为 10°C 时，5匹压缩机和3.5匹压缩机的功率分别为 3.29kW 和 2.40kW ，而液泵驱动热管模式换热量最高时的功率为 1.42kW ，比同温度下5匹和3.5匹压缩机的功耗分别低了 59.4% 和 40.8% 。蒸汽压缩模式的功率随室外温度的升高呈现明显的上升趋势，在室外温度由 10°C 上升到 30°C 的区间内，3.5匹压缩机和5匹压缩机的功率分别增长了 17.65% 和 23.89% ；液泵驱动热管模式的功率随室外温度的升高略有下降，且下降的幅度随液泵频率的升高而增大，当室外温度由 0°C 上升到 20°C 时， $30\sim 50\text{Hz}$ 之间的5组功

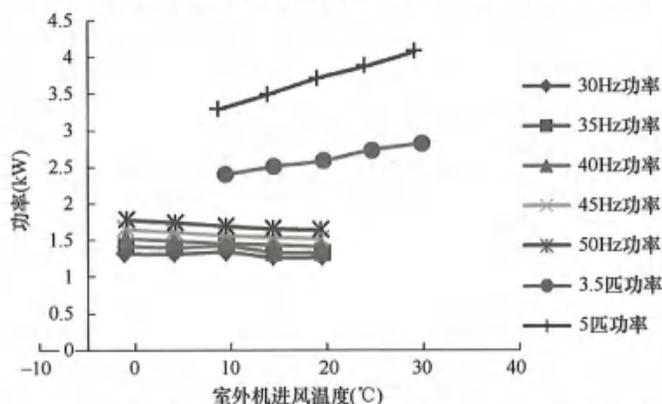


图4.7-19 液泵驱动热管与蒸汽压缩复合系统输入功率随室外温度的变化

率分别下降了 3.82%、6.64%、7.06%、7.74%和 7.75%。

如图 4.7-20 所示, EER 随室外温度的降低迅速升高, 低温下远高于蒸汽压缩模式的 EER 。3.5 匹压缩机和 5 匹压缩机的 EER 也随室外温度的降低而升高, 但上升速度较慢。其中, 3.5 匹压缩机的 EER 略高于 5 匹压缩机。3.5 匹压缩机和 5 匹压缩机的 EER 曲线分别与液泵驱动热管模式的 EER 曲线相交于 10.66°C 和 12.10°C 左右, 因此, 在保证冷量的情况下, 可以将 10°C 的室外温度设为本系统的模式切换温度。

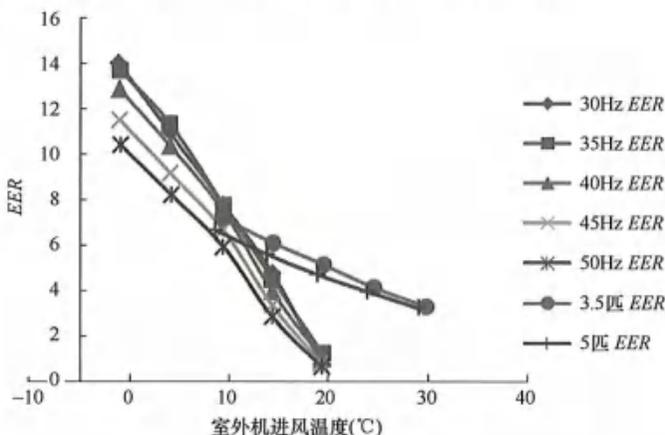


图 4.7-20 液泵驱动热管与蒸汽压缩复合系统 EER 随室外温度的变化

目前行业中关于液泵驱动热管与蒸汽压缩复合系统产品大致分为: 定速压缩机+液泵驱动热管以及变频压缩机+液泵驱动热管, 分别运用在房间型机房空调与列间型(行间)机房空调。

1. 定速压缩机+液泵驱动热管复合系统产品运行性能分析

根据现有定速压缩机+液泵驱动热管复合空调产品实际运行状态, 即定速压缩机+液泵驱动两相回路复合空调产品, 在 24°C 回风温度机房实际使用时的状态进行测试分析, 并将其制冷量、 EER 数据汇成如图 4.7-21 所示曲线。机房空调内部负荷随着室外温度的升高呈一定趋势增长; 将室外环境温度 T 划分为 3 个区域, 当室外温度 $T \leq A^\circ\text{C}$ 时(对于

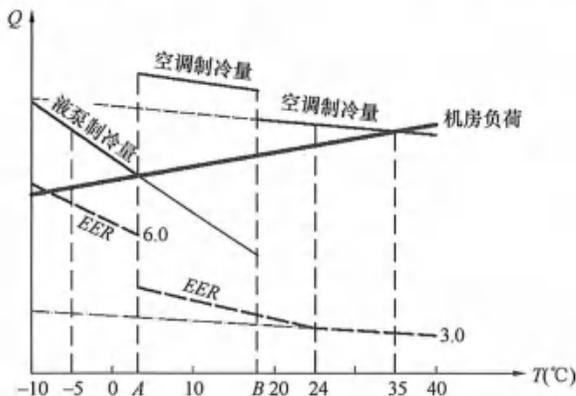


图 4.7-21 定速压缩机+液泵驱动热管复合系统产品运行性能分析图

房间机房空调, A 点处于为 $0 \sim 5^\circ\text{C}$), 单纯依靠液泵循环即可产生足够制冷量满足当前机房散热需求, 即机组运行液泵循环模式, 能效比 EER 一般大于 6.0; 当 $T > B^\circ\text{C}$ 时, 由于室内外温差小, 运行制冷模式, 能效比大约为 3.0; 而室外温度在 $A^\circ\text{C} < T \leq B^\circ\text{C}$ 时, 机组运行压泵双驱模式, 由于传统压缩机无法在低压比下运行, 同时配备的膨胀阀流量不足, 故而通过液泵增压作用, 先让压缩制冷系统在该温度区间内满负荷运行, 从冷凝器出

来后的液态制冷剂通过液泵增压所用，提高膨胀阀前压力与过冷度，保护传统压缩机在低压比工况下运行可靠性，通过增加制冷量方式，提高机组能效比，一般大约提高15%~20%。

综合分析，在室外温度处于 $A^{\circ}\text{C} < T \leq B^{\circ}\text{C}$ 区间时，压泵双驱模式是通过提高制冷量实现能效提升，其本质并未提高多少能效，主要是因为液泵的运行本身带来了能耗，同时如果压缩机本身可以低压比运行，膨胀阀具备宽幅流量调节功能，这样就不需要运行液泵，能效可以更高。在该区间温度，压泵双驱模式下制冷量很大，而此时机房负荷略有降低，过大的冷量输出容易出现机组频繁处于液泵模式与压泵双驱模式下频繁切换，导致压缩机频繁启停，这不仅增加能耗，也会使得高压侧的液泵容易损坏。

2. 变频压缩机+液泵驱动热管复合系统产品运行性能分析

定速压缩机+液泵驱动热管复合空调产品通过压缩机 ON/OFF 功能实现机房降温，不具备变容量调节特性，使得空调系统在实际运用过程中容易出现频繁启停现象，尤其在一些负荷密度不高、封闭性不良以及空调机组本身匹配过大的场合，造成不必要的能源浪费。变频压缩机+液泵驱动热管复合系统中的压缩机具备可变转速功能，因此可实现变制冷剂流量特性，实际运用过程中可通过调节压缩机转速与膨胀阀的开度实现机组冷量输出与负荷相匹配，实现节能与温度精确控制的目的。

变频机组一般在行间空调（或列间空调）中使用，其回风温度一般设置在 $35\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间。图4.7-22所示为 37°C 行间空调运行状态图，由于行间空调热密度高，密封性高于房间空调，故其室内负荷随着室外温度变化较小。同样将室外环境温度 T 划分为3个区域，当室外温度 $T \leq A^{\circ}\text{C}$ 时（对于行间机房空调，A点处于 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 之间），此时运行液泵循环即可实现机房供冷，一般能效比 EER 大于6.0；在 $T > B^{\circ}\text{C}$ 时，运行制冷模式，一般能效比大约为3.0；在室外温度处于 $A^{\circ}\text{C} < T \leq B^{\circ}\text{C}$ 时，由于变频压缩机具备能量调节功能，可通过调节压缩机运行频率实现制冷量输出与机房负荷相匹配，如果此时继续运行压泵双驱模式，虽然可以实现机组大冷量输出，提升一定能效，但容易造成数据机房温度波动，不利于机房温度控制，并且容易造成压缩机频繁变频，损伤压缩机驱动，并且液泵运行本身需要一定能耗，这样反而造成不必要的能耗。因此对于变频压缩机+液泵驱动热管复合系统空调产品，机组实际运行只有两个模式，当室外温度 $T \leq A^{\circ}\text{C}$ 时，运行液泵模式；当 $T > A^{\circ}\text{C}$ 时，运行制冷模式。

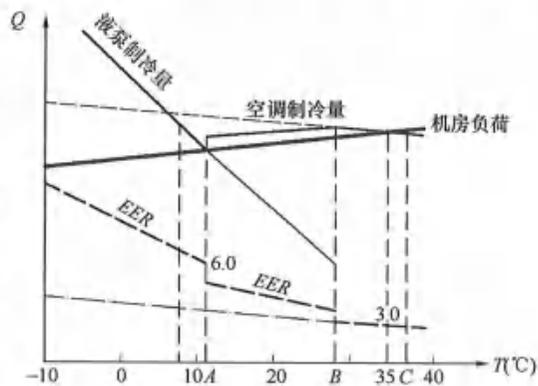


图 4.7-22 变频压缩机+液泵驱动热管复合系统产品运行性能分析图

4.7.2.3 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4.7-23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%。

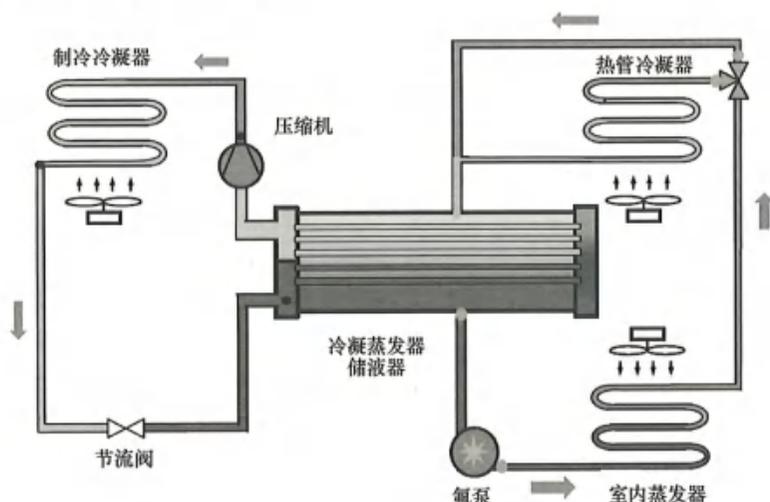


图 4.7-23 基于冷凝蒸发器/储液器的热管与蒸气压缩复合型制冷系统

图 4.7-24 所示为一种基于储液器的液泵驱动热管与蒸气压缩复合型制冷系统，系统由蒸气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。

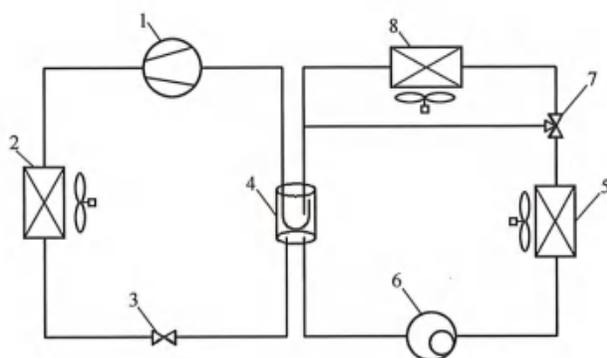


图 4.7-24 基于储液器的液泵驱动热管与蒸气压缩复合型制冷系统

- 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

基于储液器的液相驱动热管与蒸气压缩复合空调制冷系统执行分区运行控制模式，将环境温度带分解为制冷区、复合区和热管区（见图 4.7-25）。制冷区循环模式（室外空气温度 $T > T_2$ ）：制冷系统工作，自蒸发器出来的气态（或气液混合态）制冷剂直接进入低

压储液器，其中气态制冷剂被压缩机吸入进行压缩、冷凝、节流成低温低压气液混合态制冷剂进入低压储液器储存，液态制冷剂与蒸发器出来的液态制冷剂一起被液泵驱动输送至末端蒸发器进行蒸发吸热，实现制冷，节流后的闪蒸汽与蒸发器出来的气态制冷剂一起继续被压缩机吸入，如此循环供冷；复合区循环模式 ($T_2 \geq T \geq T_1$)：热管模块满负荷运行，最大化利用自然冷源，制冷系统根据热负荷变化适量运行

以补充冷量，热负荷较小时制冷模块自动停机，实现按需制冷；热管循环模式 ($T < T_1$)：制冷系统停止运行，由蒸发器、热管冷凝器、低压储液器以及液泵构成一个最简单的液相动力型分离式热管系统，控制风冷换热器的换热能力和液泵的流量使冷量与热负荷相匹配。

根据基于储液器的液相驱动热管与蒸气压缩复合空调系统原理，设计 30kW 系统，室内机为两台并联热管背板空调，采用叠合型冷凝器（共用一个冷凝风机），两片平行流蒸发器，根据行业内背板空调标准（室内干球/湿球温度为 38℃/20.8℃）测试样机制冷性能与能效，其中各工况下均需满足制冷量达到额定设计指标（即制冷量均 ≥ 29 kW）。

图 4.7-26 为基于储液器的液相驱动热管与蒸气压缩复合空调机组在室外各工况下的制冷性能与能效曲线，室外环境温度 $T \leq 10^\circ\text{C}$ 时运行热管模式，由蒸发器、热管冷凝器、气分储液器及液泵直接构成最简单的液相热管系统，未有其他制冷部件干扰，系统阻力降低，运行效率高，整个系统压力损失在 2.0~2.5bar，其制冷量达到 29.6kW，能效比 EER 高达 7.9，当室外环境温度 T 满足 $10^\circ\text{C} < T \leq 23^\circ\text{C}$ 时，运行耦合模式，自蒸发器出来的制冷剂优先进入热管冷凝器进行部分冷凝、冷却，并开启压缩机进行补偿制冷，实现按需制冷，完成热管、制冷系统耦合，实现整个系统气态、液态制冷剂动态平衡，最极限情况下热管系统也可以降低制冷系统中压缩机的吸气温度，提高制冷系统运行效率。通过

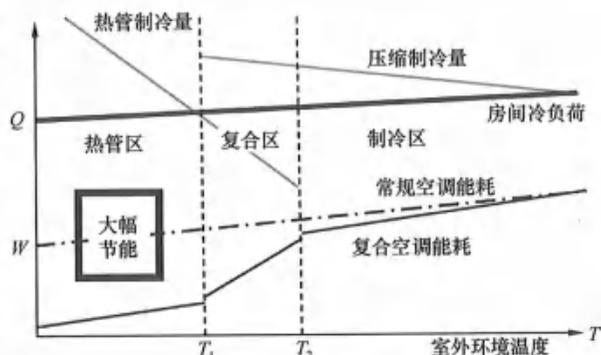


图 4.7-25 基于储液器的液相驱动热管与蒸气压缩复合空调系统运行分析图

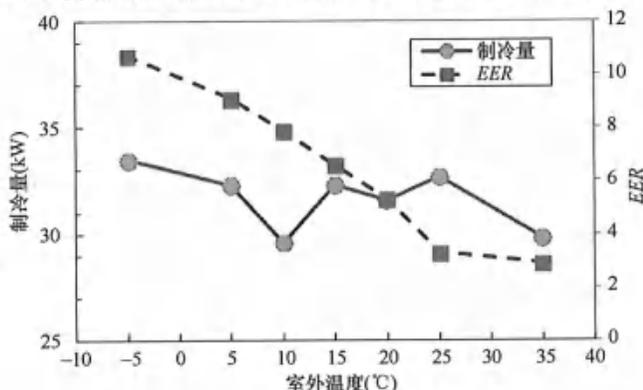


图 4.7-26 30kW 基于储液器的液相驱动热管与蒸气压缩复合空调机组制冷性能与能效

调节压缩机的转速在较宽范围内调控制冷量，加之储液器的蓄冷能力，有效提高了机组应对热负荷宽幅、频繁变化的适应性，实现机组在较宽温度范围内稳定运行。当室外环境温度 T 满足 $T > 23^{\circ}\text{C}$ 时，系统进入制冷模式，由于常规压缩制冷空调系统节流后带有闪蒸汽，大约 $10\% \sim 15\%$ ，对于平行流蒸发器，则易出现分液不均问题，而耦合空调系统制冷剂在低压储液器内部先完成气液分离过程，实现了闪蒸汽旁通，纯液态制冷剂被液泵输送至末端平行流蒸发器，并且由于液泵与储液器高度以及液泵增压作用，饱和液态制冷剂变成过冷态，化解了平行流蒸发器分液不均匀现象，提高了换热器换热效率。

图 4.7-27 所示为传统 30kW 风冷直膨式机房空调与 30kW 基于储液器的液相驱动热管与蒸气压缩复合空调在全国 7 个典型城市的全年能效对比，通过计算全年能效 AEER 结果可得，在北京地区风冷直膨式机房空调 AEER 为 4.4，而复合空调 AEER 为 6.6，全年能效比提高 45% 以上，大幅节能，如果是在哈尔滨，节能效率超过 60%，即使在广州地区，节能率也超过 16%。

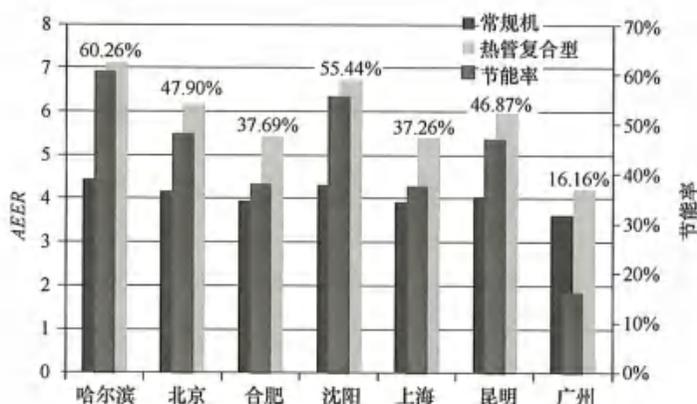


图 4.7-27 30kW 机组在不同地区的 AEER 和节能率

与传统重力热管背板相比，基于储液器的液相驱动热管与蒸气压缩复合空调省去了板式换热器以及壳管式换热器，成本方面具备了较大优势，同时没有重力热管背板中制冷剂—水—制冷剂多次换热，效率有所提高，并且化解重力热管背板无法解决制冷剂在水平方向的分液问题；但是热管背板的主机单元采用水泵可实现 100m 甚至几百米距离输送，而液泵目前最高扬程也只有 80m 左右，故而液相驱动热管与蒸气压缩复合空调不具备远距离输送能力，并且随着液泵驱动距离长度的增加，甚至在带有落差的情况下，其性能逐渐恶化，并且系统还存在制冷剂充注量大的问题，增加了成本。

4.7.3 变频多联式机房空调

随着变频技术逐渐运用到机房空调领域，具有较好的节能效益与市场效益，多联机经过几十年的发展，其设计可靠性、安装可靠性以及控制可靠性均有了很大提升。由 2017 年中央空调市场报告可知，多联机市场占有份额大约为半壁江山。将传统的单冷型多联机技术引入到机房空调，开发出全直流变频多联式机房空调，多联式机房空调系统在机房使用过程中，其压缩机运行转速较集中，不易出现大幅调速及频繁启停等现象，系统的回油效率高，空调系统的可靠性得到提升。多联式机房空调系统不能像现有舒适性多联机空调

一样进行内机大容量超配，比如内/外机负荷配置率为130%，甚至150%，考虑到某些数据机房、基站等围护结构密封不高场合或高、低温使用场景，需考虑快速回油、低频回油、过冷回路以及低温启动、运行等控制技术。

本次针对多联式机房空调这一新的领域，开发出40kW（14HP）一拖三的多联式机房空调样机，图4.7-28所示为系统原理图以及联机图，室外机直接借用商用多联机进行改造，包括变频压缩机、单向阀、油分离器、冷凝器及冷凝风机、气液分离器、气液分离器等部件，室内机由3台常规机房空调构成，去掉了原机组内部压缩机等部件，只保留蒸发器、风机以及节流装置（电子膨胀阀），并根据行业内列间空调标准（室内干球/湿球温度为38℃/20.8℃），测试样机制冷性能与能效，其中各工况下均需满足制冷量达到额定设计指标（即制冷量均 $\geq 40\text{kW}$ ）。如图4.7-29所示，多联式机房空调具有较好的能量调节能力，其全年能效比与常规定速单元式机房空调相比，节能40%以上，且减少了室外机数量，降低了整个机器成本，特别是在室外空间资源有限情况下，多联式机房空调优势更加显著。甚至还可以在在一台外机设置两台变频压缩机，通过间歇切换运行或一用一备，无需设置过多室

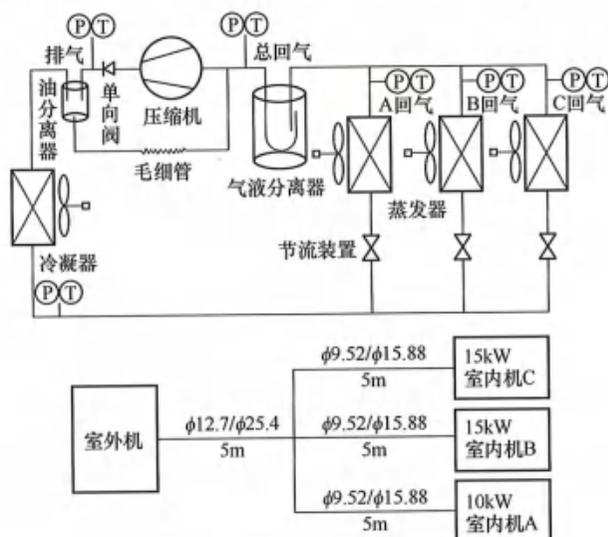


图 4.7-28 多联式机房空调

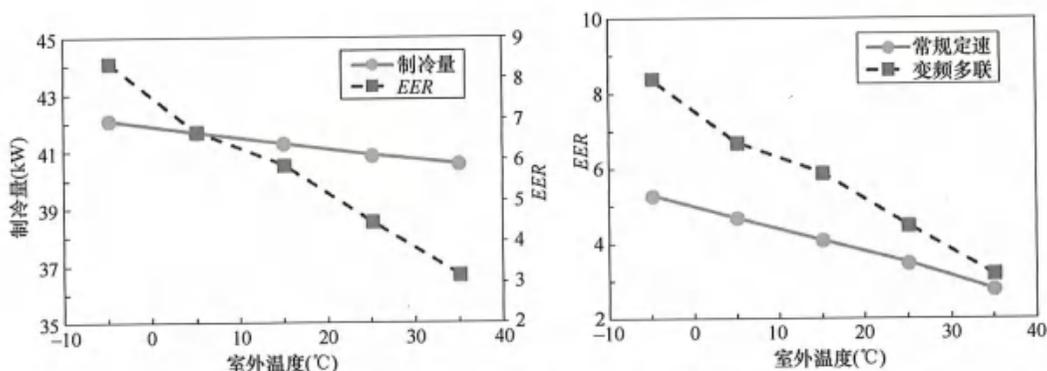


图 4.7.29 多联式机房空调性能与能效

外机，成本、空间优势更加明显。数据机房全年负荷较稳定，故多联机房空调系统中变转速压缩机全年运行转速变化范围不大，避免了压缩机频繁启停、调频等现象，延长机组寿命，随着行业传统多联机容量持续增大，目前单台多联机容量最大匹数已经达到 32HP，更加适用于当前负荷密度不断增加的数据机房、基站，多联机房空调在数据机房运用中具有较好的前景，为数据中心、信息基站等高发热量空间的区域化、模块化、高效温控需求提供了新的途径。

4.7.4 双冷源一体化机房空调

4.7.4.1 双冷源一体化机房空调室外机基本原理

图 4.7-30 给出了双冷源一体化机房空调的原理图。

热管模式：当室外温度较低，而且室内温度低于设定上限时，机组自检后，进入热管模式。此时，室内外风机开启，压缩机停止运行。制冷剂液体在热管蒸发器内吸热蒸发成气态，沿气体连接管上升进入热管冷凝器内冷凝成液体，再沿液体连接管返回蒸发器内，按自然循环运行，实现室内降温。

制冷模式：当室内温度达到设定温度上限时，开启压缩机，进入制冷模式。制冷模式利用中间板式换热器将系统分为两部分运行：一部分是热管蒸发器和板式换热器组成一套热管系统；另一部分是制冷冷凝器和板式换热器、压缩机、膨胀阀等组成一套制冷系统。通过制冷系统运行将中间板式换热器中热管系统的制冷剂冷凝成液态，通过液管进入热管蒸发器蒸发成气态。

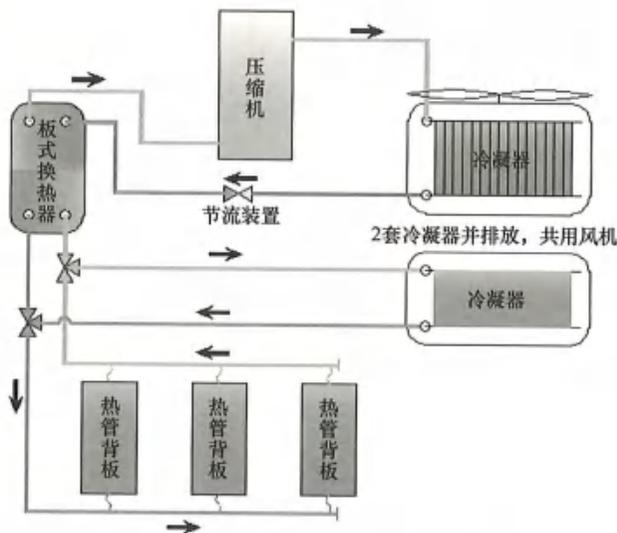


图 4.7-30 双冷源一体化机房空调原理图

4.7.4.2 技术特点

(1) 具有热管循环换热和压缩制冷循环换热两种换热方式，热管换热循环与压缩制冷循环中的制冷剂完全隔离，仅通过中间换热器进行热交换，不掺混，能够有效解决两个循环共用制冷剂而引起的流量调节困难和冷冻油降低热管循环效率的问题。

(2) 自然冷源模式和主动制冷模式两者可以同时运行，互不影响。

(3) 主动制冷部分加装中间换热装置,能够有效控制室内末端蒸发温度在露点温度以上,杜绝了因为露点温度低而产生冷凝水。

(4) 室内末端多元化(热管背板、热管列间、顶置式热管等)。

本章参考文献

- [1] GB/T 18430.1—2007. 蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
- [2] GB/T 18430.2—2016. 蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第2部分:户用及类似用途的冷水(热泵)机组[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [3] GB/T 19413—2010. 计算机和数据处理机房用单元式空气调节机[S]. 北京:中国标准出版社,2011.
- [4] 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.
- [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] 耿志超,黄翔,折建利等. 间接蒸发冷却空调系统在国内外数据中心的应用[J]. 制冷与空调(四川),2017,(5):527-532.
- [7] 郝航. 模块化蒸发冷却冷水机组的设计与应用研究[D]. 西安:西安工程大学,2014.
- [8] 耿志超,黄翔,严锦程等. 蒸发冷却冷水机组性能测试与分析[C]. 全国建筑环境与能源应用技术交流大会,2017.
- [9] 王兴兴. 干燥地区蒸发冷却温湿度独立控制空调系统工程应用研究[D]. 西安:西安工程大学,2017.
- [10] 杜冬阳. 露点蒸发冷却冷水机组在干燥地区的优化设计及应用研究[D]. 西安:西安工程大学,2018.
- [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] 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.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] 马国远,周峰,张双等. 一种自然冷却用的液泵驱动热管冷却装置:201110123424.3[P].
- [19] 马国远,周峰. 一种复叠机械制冷的液泵驱动热管装置及运行方法:201210084797.9[P].
- [20] 马国远,魏川铖,张双,周峰. 某小型数据中心散热用泵驱动回路热管换热机组的应用研究[J]. 北京工业大学学报,2015,41(3):439-445.

- [21] 张双, 马国远, 周峰等. 数据机房自然冷却用泵驱动回路热管换热机组性能实验研究[J]. 土木建筑与环境工程, 2013, 35(4): 145-150.
- [22] ZHOU F, WEI, C C, MA G Y. Development and analysis of a pump-driven loop heat pipe unit for cooling a small data center [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 124: 1169-1175.
- [23] 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.
- [24] 王绚. 泵驱动两相复合制冷系统性能特性与优化研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2017.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] 吕继祥, 王铁军, 赵丽等. 基于自然冷却技术应用的数据中心空调节能分析[J]. 制冷学报, 2016, 37(3): 113-118.
- [30] 王铁军, 赵丽, 吕继祥等. 热管复合式制冷机组的研发与应用[J]. 制冷学报, 2016, 37(4): 65-69.
- [31] 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.
- [32] 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].
- [33] 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.
- [34] 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(11): 1-4.
- [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] 石文星, 王飞等. 一种热管复合型空调系统及其控制方法: 201610174000.2[P].
- [37] 王飞, 黄德勇, 史作君, 等. 变频多联式机房空调研究与实验[J]. 制冷与空调, 2017, 17(8): 25-28.

第 5 章 数据中心冷却系统实际运行测试及案例

5.1 新型双通道制冷系统案例测试

5.1.1 系统原理与工程概述

新型液/气双通道制冷系统的核心原理是，分别对数据中心高/低热流密度元件精准散热，如图 5.1-1 所示：通过直接接触式换热，由内循环水导出高热流密度发热元件释放的热量；通过设置在机柜中的水—空气换热器和柜内的空气循环，导出机柜内其他低热流密度发热元件的热量。

针对高热流密度元件发热量集中、总体占比高的特点，采用降低热阻的策略，使用了热管水冷低热阻散热通道，进行精准散热。

针对低热流密度元件发热量小、数量多的特点，采用降低温差的策略，使用了精准气冷小温差散热通道，进行高效环境温度控制。

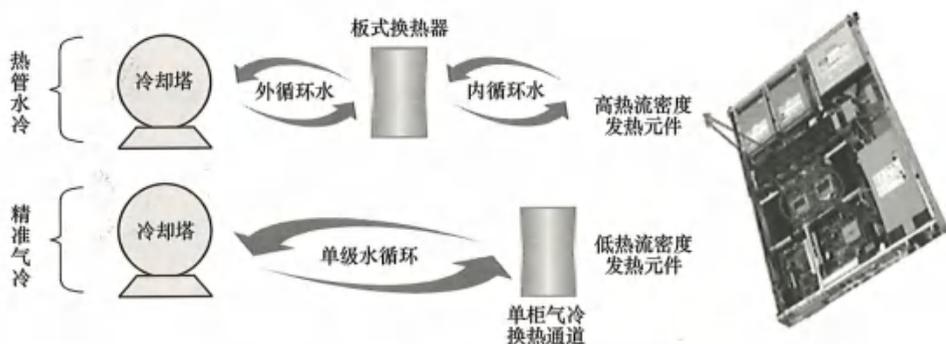


图 5.1-1 液/气双通道制冷系统图解

液/气双通道制冷技术采用热管散热技术和水冷散热技术相结合，将热管冷板模块与服务器耦合形成芯片级制冷，将服务器高热流密度产生的热量导出到服务器机箱外，然后通过液冷内外循环系统将热量传递至冷却塔散热。该技术无需空调压缩机，有效实现数据中心的绿色节能。

新型双通道制冷系统的实施案例及实测工程位于广东省广州市某数据中心机房。本案例数据中心机房面积 300m²，首期试点建设规模为 1 个微模块，共设计 14 个液冷服务器机柜，单机柜装机功率 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 3kW。

该微模块制冷采用一套高效的液/气双通道散热系统，供电采用一路市电直供加一路

高压直流备用组成的双路电源配电；机房平面布置图如图 5.1-2 所示。

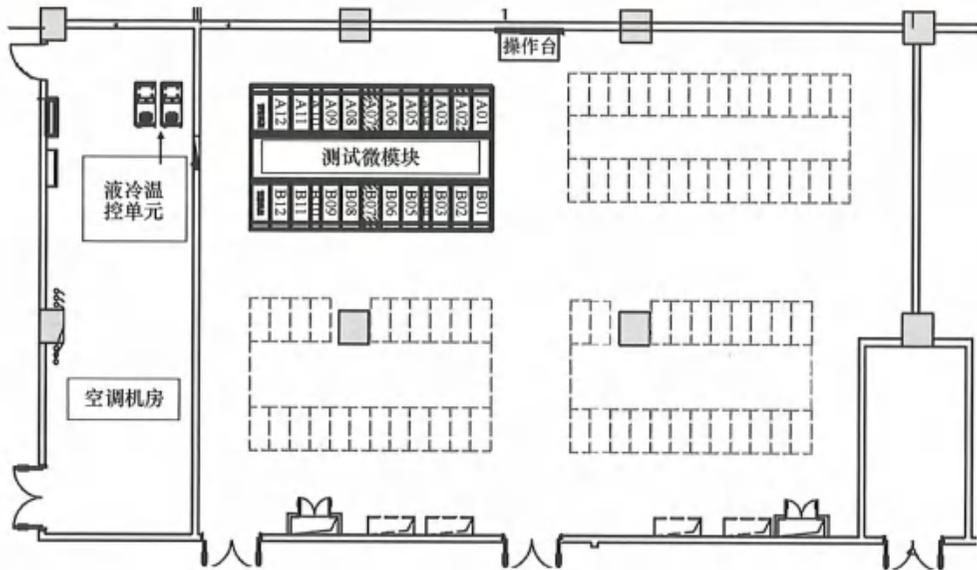


图 5.1-2 机房平面图

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 45kW，采用 1 主 1 备设计，系统拓扑设计如图 5.1-3 所示。

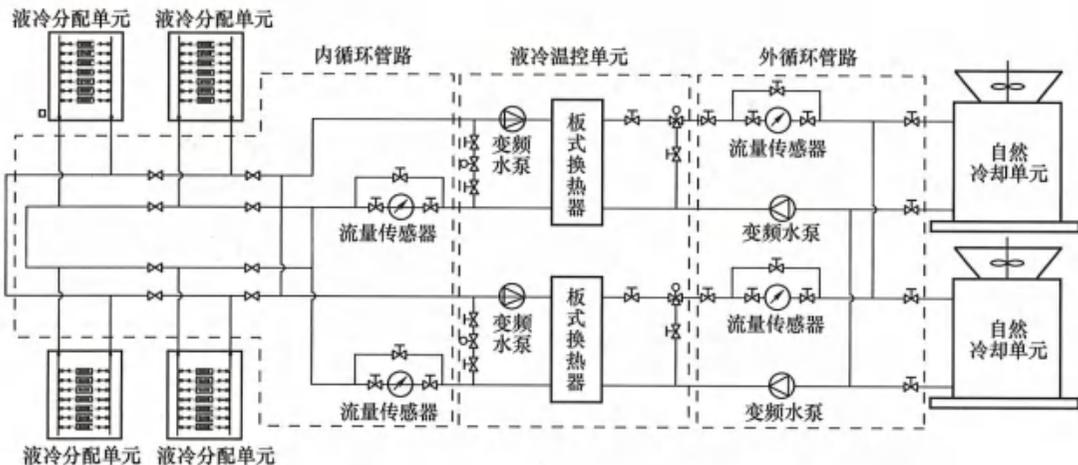


图 5.1-3 液冷散热系统拓扑图

该示范机房首期投入定制化冷板式液冷服务器 70 台，如图 5.1-4 所示。规划 14 个服务器机柜，功率 6kW；3 个网络机柜，功率 3kW。

本项目制冷系统采用一套基于芯片级散热的双通道制冷系统，系统方案包括液冷温控系统（冷却塔、换热设备、双级水循环系统、液冷分配单元及维护单元），如图 5.1-5、图 5.1-6 所示，以及冷水行级精密空调辅助制冷系统等，共 2 台外循环水泵，2 台冷却水

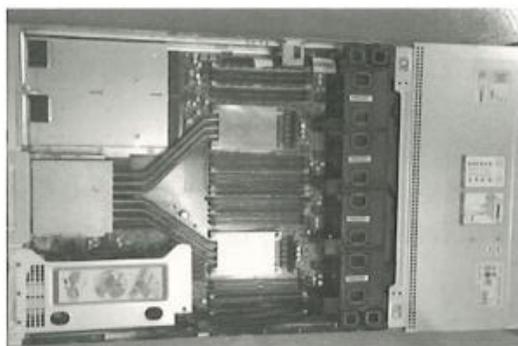


图 5.1-4 定制化冷板式液冷服务器

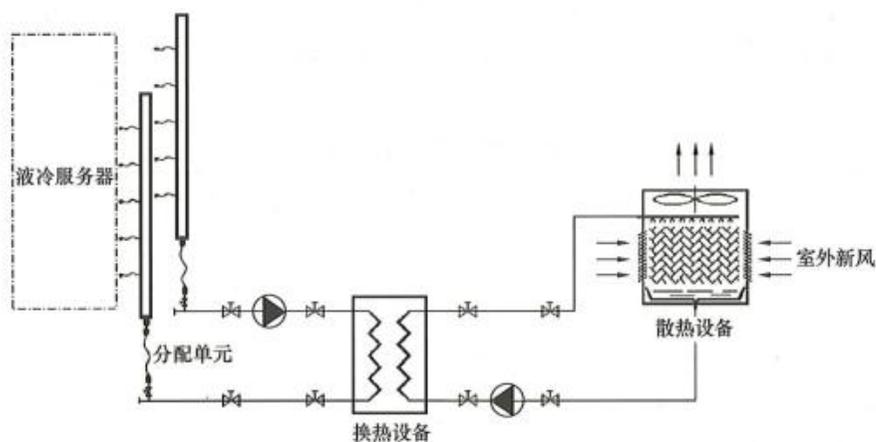


图 5.1-5 液冷温控系统原理图

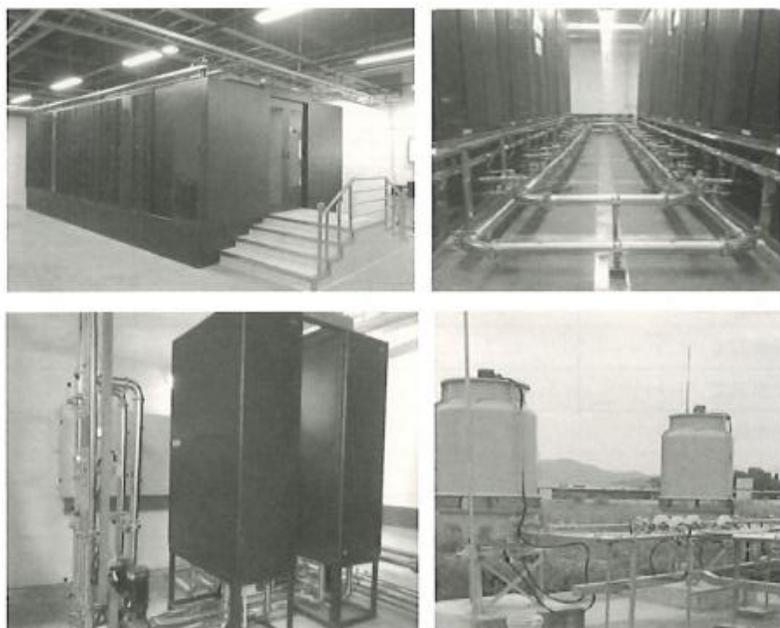


图 5.1-6 新型双通道制冷系统项目实景

塔, 14 台液冷分配单元, 14 台维护单元, 2 套温控单元, 4 台冷水型行级空调 (含冷水分配单元 1 套) 和 1 套控制系统。实际液冷设计换热量 45kW, 空调设计换热量 20kW/台 (3 用 1 备)。

对于其他低密度发热元器件的热量, 依然采用服务器自带风扇以风冷的方式散热。风扇从机柜冷通道侧进风, 将冷空气吹过元器件散热后, 排至热通道侧。而行级空调则从热通道侧进风, 通过盘管冷却后将冷风吹至冷通道。盘管内的冷却水通过冷却塔向室外散热。

5.1.2 案例实测

5.1.2.1 液/气双通道制冷系统运行数据

双通道制冷系统实施案例项目中, 采用了分项计量与监控平台, 对系统运行的实时功率、温度、流量等数据进行了监测。表 5.1-1 展示了该制冷系统于 2016 年 10 月的部分每日平均运行数据。

液/气双通道制冷系统部分测试数据

表 5.1-1

类别	2016 年 10 月 1 日	2016 年 10 月 2 日	2016 年 10 月 3 日	2016 年 10 月 4 日	2016 年 10 月 5 日
PUE 值	1.2	1.19	1.2	1.19	1.19
系统 COP	4.91	5.21	5.34	5.22	5.59
接触式制冷系统(液冷)功率 (kW)	1.38	1.21	0.79	0.5	0.49
非接触式制冷系统(气冷)功率 (kW)	3.53	3.42	3.69	4.11	3.81
照明功率 (kW)	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
总功率 (kW)	29.06	28.79	28.64	28.81	28.51
IT 设备功率 (kW)	24.09	24.1	23.92	24.07	24.05
机房温度 (°C)	25.36	24.87	28	28.38	28.67
室外湿球温度 (°C)	20.05	22.7	24.7	25.11	25.36
室外干球温度 (°C)	21.33	24.8	27.8	27.76	27.48
冷却塔进水温度 (°C)	31.5	29	28.5	30.9	31.07
冷却塔出水温度 (°C)	28.48	26.96	26.2	29.87	30.1
内循环介质流量 (m ³ /h)	2.3	2.29	2.28	2.72	2.72
外循环水流量 (m ³ /h)	8.59	7.85	4.34	4.32	4.34
外循环进水温度 (°C)	30.2	27.8	26.5	29.5	29.7
外循环出水温度 (°C)	31.5	29.6	28.8	31.3	31.35
内循环进水温度 (°C)	32.5	31	29.9	32.1	32.2
内循环出水温度 (°C)	30.2	28.13	27.3	30	30.19
行级用水流量 (m ³ /h)	1.51	1.41	1.31	3.98	2.02
行级空调供水温度 (°C)	9.59	9.5	9.31	8.6	8.8
行级空调回水温度 (°C)	21.7	21.85	23.1	13.48	14.8

根据液冷服务器实际运行监测, IT 运行功率 18~24kW, 系统运行 PUE 不超过 1.2,

如图 5.1-7 所示,同时 CPU 运行温度小于 55℃,如表 5.1-2 所示和图 5.1-8 所示。

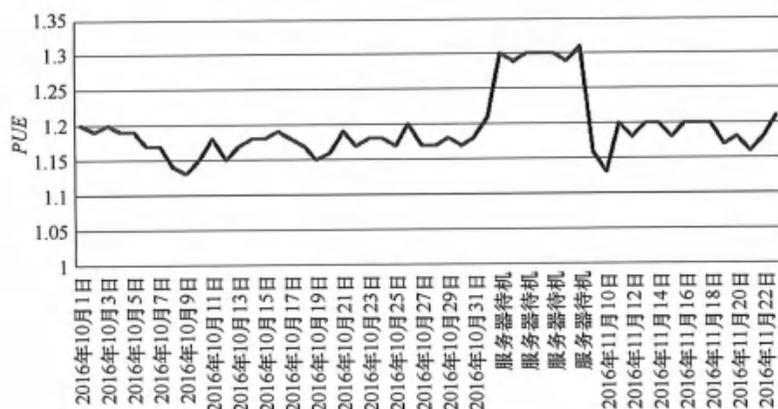


图 5.1-7 液/气双通道制冷系统运行 PUE

不同室外条件下 CPU 温度

表 5.1-2

温度值	2016年10月1日	2016年10月2日	2016年10月3日	2016年10月4日	2016年10月5日
室外湿球温度(℃)	20.05	22.7	24.7	25.11	25.36
室外温度(℃)	21.33	24.8	27.8	27.76	27.48
CPU温度(℃)	50.4	49.0	47.1	48.5	49.0
温度值	2016年10月6日	2016年10月7日	2016年10月8日	2016年10月9日	2016年10月10日
室外湿球温度(℃)	24	23.7	23.7	21.15	18.8
室外温度(℃)	27.5	28	28.25	26.6	23.9
CPU温度(℃)	50.0	50.0	51.0	49.5	50.5
温度值	2016年10月11日	2016年10月12日	2016年10月13日	2016年10月14日	2016年10月15日
室外湿球温度(℃)	20.4	20.48	20	20.5	20.4
室外温度(℃)	23.9	24.38	22.4	23.5	23.9
CPU温度(℃)	47.0	49.5	49.0	50.0	47.0
温度值	2016年10月16日	2016年10月17日	2016年10月18日	2016年10月19日	2016年10月20日
室外湿球温度(℃)	21.4	21.6	22.9	22.9	24.25
室外温度(℃)	26.6	26.7	26.1	24.1	25.25
CPU温度(℃)	50.1	45.0	46.9	48.5	47.0
温度值	2016年10月21日	2016年10月22日	2016年10月23日	2016年10月24日	2016年10月25日
室外湿球温度(℃)	22.3	25.1	18.1	24.3	24.62
室外温度(℃)	26.7	27.3	21.7	26.94	26.87
CPU温度(℃)	48.0	48.0	48.0	48.5	52.5
温度值	2016年10月26日	2016年10月27日	2016年10月28日	2016年10月29日	2016年10月30日
室外湿球温度(℃)	25.1	25.1	24.62	24.3	17.04
室外温度(℃)	27.4	27.3	26.87	26.94	20.9
CPU温度(℃)	50.8	50.0	49.5	48.5	49.0

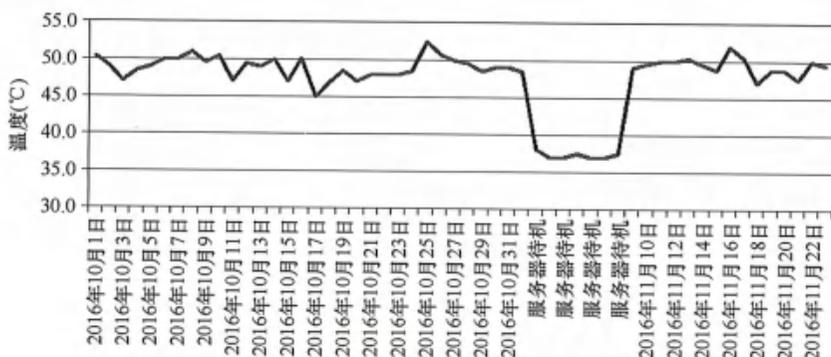


图 5.1-8 液冷服务器平均 CPU 温度变化

5.1.2.2 行间空调出风温度变化对制冷系统的影响

服务器的热量通过两种途径散出，封闭空间的空气循环和热传导系统的水循环组成的“双通道”，其中封闭空间的冷量由行间空调提供。因此通过设置不同行间空调的出风温度，测试对服务器 CPU 等部件温度、空气循环和水循环散热比例、系统节能指标（CLF、PUE）等的影响。

1. 测试场景

液冷系统中 5 个机柜 70 台服务器正常运行，内循环供水温度为 32°C，内循环供回水压差为 0.2bar，服务器负载 100%，行间空调出风温度设置为 23°C，25°C，27°C，29°C，每种工况下至少运行 2h，观察制冷系统运行情况。

2. 测试时间

2016 年 10 月 18 日 20:00~2016 年 10 月 20 日 21:00

3. 测试数据及分析

测试数据如表 5.1-3 和表 5.1-4 所示。

不同空调出风温度下运行功耗

表 5.1-3

工况条件	服务器功耗 (kW)			系统功耗 (kW)			
	CPU	其他	CPU 占比	IT 功耗	液冷功耗	空调功耗	照明功耗
23°C	13.34	8.03	62.4%	21.37	0.64	5.25	0.40
25°C	13.34	8.03	62.4%	21.37	0.60	4.03	0.40
27°C	13.34	7.97	62.6%	21.31	0.59	3.09	0.06
29°C	13.34	8.09	62.2%	21.43	0.49	2.90	0.40

不同空调出风温度下 CPU 温度

表 5.1-4

工况条件	冷量 (kW)			CPU 温度 (°C)
	液冷冷量	空调冷量	总冷量	
23°C	12.67	20.08	32.76	47.93
25°C	12.36	15.42	27.78	48.39
27°C	12.34	11.72	24.06	48.00
29°C	12.39	11.22	23.60	47.50

空调功耗随着空调出风温度提高而降低。

空调出风温度在 27℃ 之内，空调出风温度越高，机房总功耗也越少。出风温度到 29℃ 度时，IT 服务器内部功率有所增加，导致总功耗增加，如图 5.1-9 所示，行间空调在 27℃ 内相对合理，既满足制冷要求又相对节能。

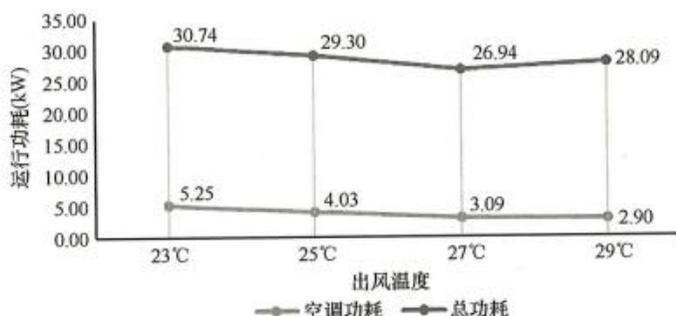


图 5.1-9 不同空调出风温度时运行功耗变化

提高空调出风温度有利于液冷系统 PUE 降低；空调出风温度在 27℃ 之内，出风温度越高，PUE 下降越明显，当温度超过 27℃ 时，PUE 变化不大，如图 5.1-10 所示。

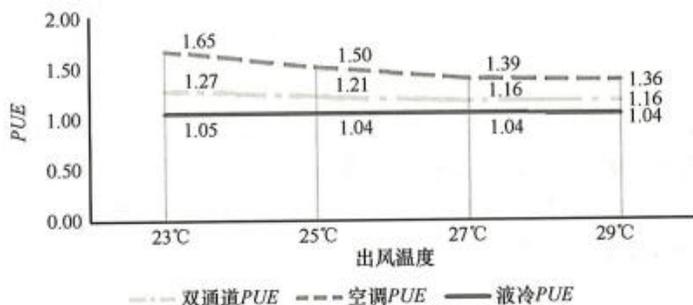


图 5.1-10 不同空调出风温度时 PUE 变化

5.1.2.3 内循环供水温度变化对制冷系统的影响

自然环境变化导致冷却塔效能变化，影响外、内循环的水温变化。通过改变内循环供水温度测试对制冷系统的影响，评估对服务器 CPU 等部件温度、空气循环和水循环散热比例、系统节能指标 (CLF、PUE) 等的影响。

1. 测试场景

液冷系统中 5 个机柜 70 台服务器正常运行，内循环供回水压差为 0.2bar，服务器负载 100%，行间空调出风温度设置为 27℃，设定内循环供水温度为 28℃，30℃，32℃，34℃，36℃，每种情况至少运行 2h，观察制冷系统运行情况。

2. 测试时间

2016 年 10 月 31 日 10:00~2016 年 10 月 31 日 18:30

3. 测试数据及分析

测试数据如表 5.1-5 和表 5.1-6 所示。

不同内循环供水温度条件下运行功耗

表 5.1-5

工况条件	服务器功耗 (kW)			系统功耗 (kW)			
	CPU	其他	CPU 占比	IT 功耗	液冷功耗	空调功耗	照明功耗
28℃	13.68	10.50	56.6%	21.31	0.59	3.09	0.06
30℃	13.68	10.50	56.6%	21.29	0.62	3.04	0.40
32℃	13.68	10.50	56.6%	21.38	0.73	2.98	0.40
34℃	13.68	10.50	56.6%	21.32	0.56	2.88	0.40
36℃	13.68	10.50	56.6%	21.40	0.68	3.23	0.13

不同内循环供水温度条件下 CPU 温度

表 5.1-6

工况条件	冷量 (kW)			CPU 温度 (℃)
	液冷冷量	空调冷量	总冷量	
28℃	12.34	11.72	24.06	48.00
30℃	13.22	11.46	24.68	47.57
32℃	12.19	11.24	23.42	47.39
34℃	13.40	10.86	24.26	46.57
36℃	15.08	12.21	27.28	46.94

内循环供水温度越高, 水冷板温度就会随着增加, 水冷板热量也会被行间空调带走, 如图 5.1-11 所示, 当内循环供水温度小于 30℃, 温度越低液冷带走的热量越多, 当温度大于 30℃时, 液冷带走热量小幅有下降趋势。

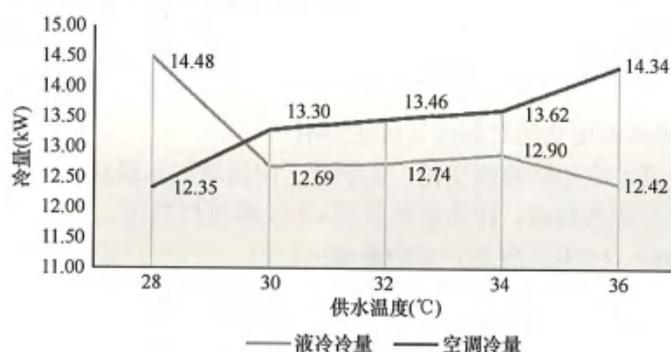


图 5.1-11 不同内循环供水温度时液冷、空调负载冷量变化

内循环供水温度越高, 行间空调需要提供的冷量越多。

CPU 温度随着内循环供水温度的增加而增加, 供水温度增加 2℃, CPU 温度也增加 2℃左右, 如图 5.1-12 所示; 服务器其他部件温度增加趋势比较缓慢, 增加不明显。

因为 502 服务器 IT 功率比较小、空间大, 外界干扰因素比较多, 内循环供水温度, PUE 变化小, 如图 5.1-13 所示, 如果内循环供水温度低于外循环供水温度时, 外循环水

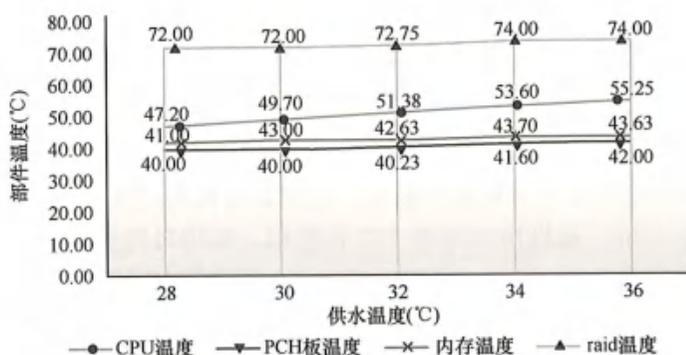


图 5.1-12 不同内循环供水温度时服务器部件温度变化

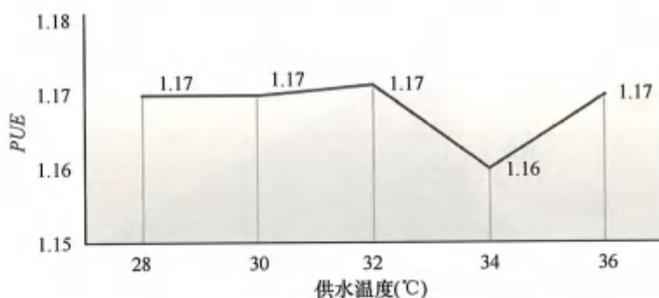


图 5.1-13 不同内循环供水温度时 PUE 变化

泵和冷却塔风扇功率会增加导致 PUE 会增加；如果内循环供水温度太高，对服务器性能有影响，同时温度过高，水冷板温度过高会对微模块散热，经过行间空调带走，PUE 也会增加。内循环供水温度需要根据不同季节来调整到合适的范围。

5.1.3 小结

本节提出新型液/气双通道制冷系统，对该系统在实际案例中的应用进行了实地测试。测试结果表明，应用该新型双通道制冷系统，即便在高温高湿地区，也可将数据中心机房 PUE 控制在 1.2 以下，CPU 最高温度控制在 60°C 以内。应用该技术可突破数据中心选址受自然环境温湿度的限制，对实现绿色数据中心，提升运行效率具有重要意义。

在高密度数据中心建设方面，传统风冷的建设方式只能解决单机柜功率 10kW 以下的数据中心，而液/气双通道散热系统可将单机架功率提高至 30kW。

在本案例中，采用液/气双通道散热系统的数据中心基础设施建设成本与其他传统数据中心机房基本相当。随着数据中心行业的快速发展，液冷技术已逐渐得到业界的认可和应用，在工业和信息化部及相关厂商、机构的共同推动下，液冷相关产品也日趋成熟，已入选工业和信息化部及中国电子学会 2018 年发布的《绿色数据中心先进适用技术产品目录（第二批）》。

5.2 上海市某数据中心机房机柜温度分布实测与问题分析

5.2.1 工程与测试分析概况

本节所述数据中心位于上海市浦东新区，所测试的机房是其中的 IDC 机房，面积约 456m²，净层高约 3.2m。该机房内布置 122 台机柜，采用风冷为机柜中的服务器降温。该机房的送风形式如图 5.2-1 所示，采用地板送风，同侧侧向回风。机房回风经过精密空调的降温处理，经由架空地板的静压作用，通过孔板型送风地板送入机柜的正面，即迎风面。精密空调通过监测回风温度与设定温度（本例中回风温度设定为 21℃）的偏差，调控制冷系统的运行及送风量。同时，该机房未设置冷热通道隔断，所使用的机柜也未加装盲板。

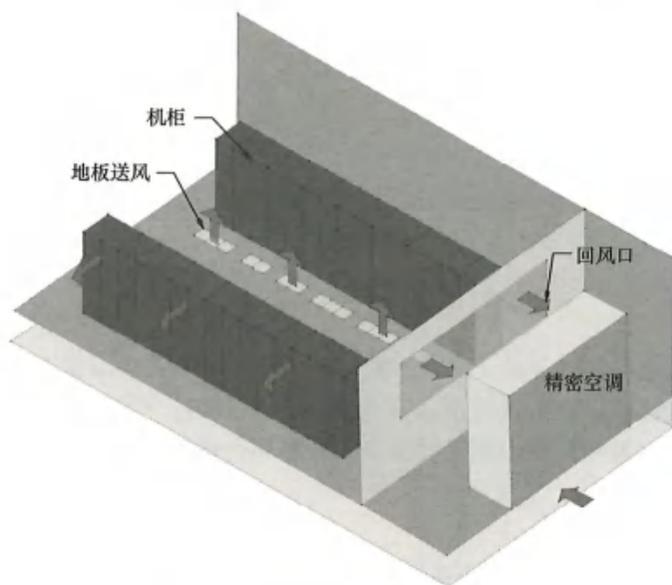


图 5.2-1 测试机房送风形式示意图

本节以所述机房中相邻的两排机柜（共 38 台）作为测试和研究对象，实地测试了每台机柜的进风面（正面）和出风面（背面）的温度情况，及温度的垂直分布；测试了其对应的两排孔板型地板送风口的风量，以及典型机柜排热风扇的风量；对在温度与风量测试中发现的问题及其原因进行了分析，并利用计算流体力学（CFD）进行了深入探讨；以降低服务器实际进风温度为导向，提出了针对这些问题的解决方法，并用 CFD 验证了其有效性。

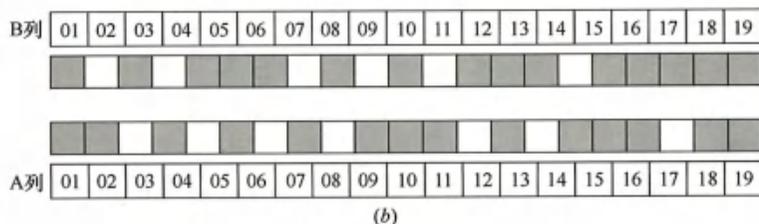
5.2.2 现场测试

现场测试选取了机房中 A、B 两列机柜作为测试和研究对象，如图 5.2-2 (a) 所示。每列各配有机柜 19 台，每台机柜的尺寸为 0.66m×1.00m×2.00m，未设置盲板。在冷通道中，机柜的前方约 20cm 处配置有孔板型地板送风口。送风口尺寸为 60cm×60cm，

有效送风面积为 20%。由于机柜的长度与地板的尺寸并不相同，因此，机柜的位置与地板送风口的位置并不是一一对应的，即每列 19 台机柜对应着 21 块地板。同时，在机房的设计中，并非每一块地板都配有孔板型送风口：在 B 列的 21 块地板中，仅有 15 块是具有送风能力的，而在 A 列中仅有 14 块，其位置平面如图 5.2-2 (b) 所示。因而在实际运行中，会出现某些机柜前没有空调送风口的情况，如 B09 等机柜。



(a)



(b)

图 5.2-2 现场测试的两列机柜图示

(a) 现场测试的两列机柜冷通道图；(b) 两列机柜空调送风口布置平面图

注：■ 表示配有孔板型送风口的地板。

01~19 等数字表示机柜编号，按与精密空调的距离由近到远排序。

利用风量罩测定了每个地板出风口的风量，如图 5.2-3 (a) 所示。同时，利用风量罩测试了典型机柜 B01 和 B19 的散热风扇出风总风量，以校核地板送风量名义上是否可以满足散热风扇的风量需求。利用温湿度自计仪测定了每个机柜在进出风面上的温度分布情况，如图 5.2-3 (b) 所示。在每台机柜的进出风面上，分别测定了距地面 0.30m、0.60m、1.00m、1.30m 和 1.60m 高度处的温度，可以有效反映机柜中服务器的实际进风温度及其垂直分布特征。同时，为了更直观地表现机柜进出风面上的温度分布，现场还利用红外测温仪对机柜表面进行了热红外成像。

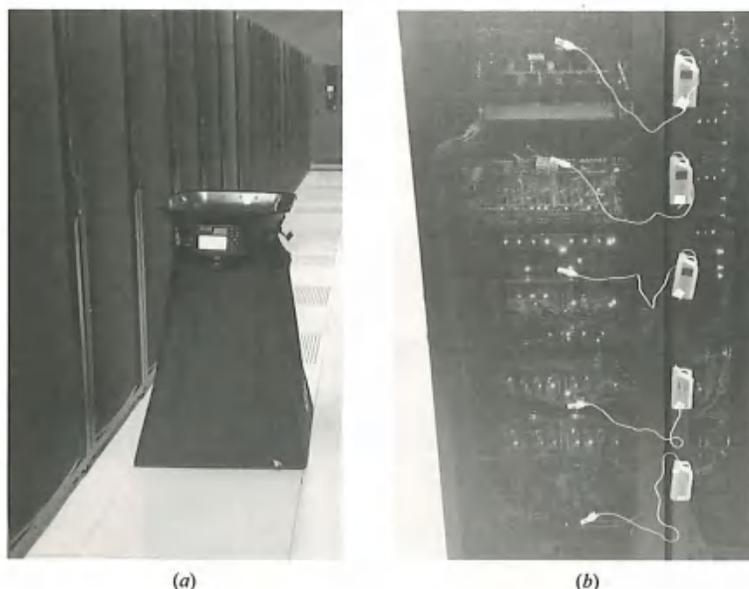


图 5.2-3 现场测试图片说明

(a) 地板送风风量测试；(b) 机柜表面温度测试

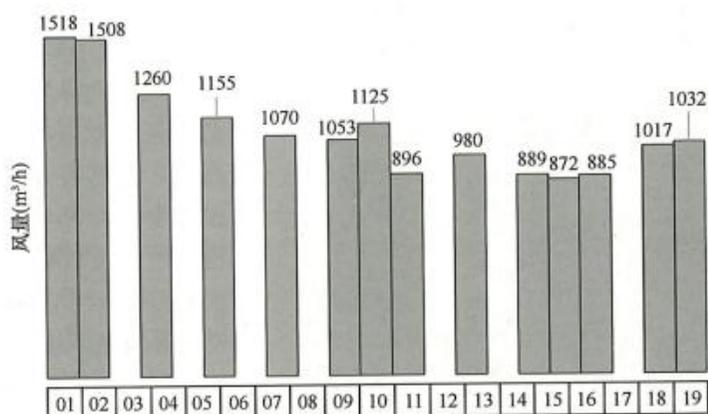
5.2.3 测试结果与问题分析

5.2.3.1 风量测试结果

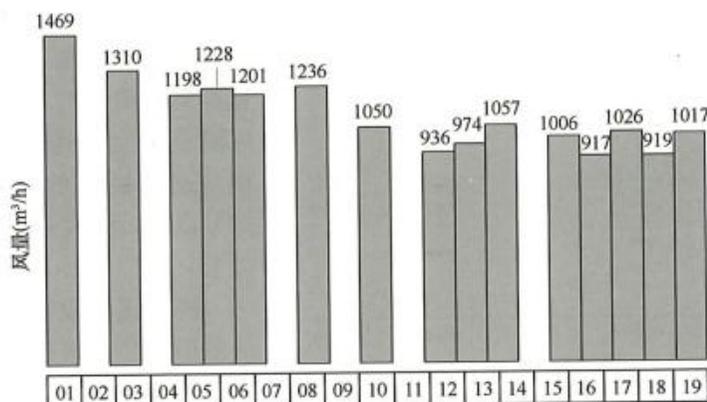
各个地板送风口的实测送风风量如图 5.2-4 所示。从图中可以看出，A 列和 B 列的地板送风口都表现出了距离精密空调最近的送风口风量最大的特点，并且基本上距离精密空调越远，其送风量越小。

具体来看，A 列的 14 个地板送风口所提供的总风量为 $15260\text{m}^3/\text{h}$ ，其中距离精密空调最近的送风口风量最大，达到 $1518\text{m}^3/\text{h}$ ，而风量最小的送风口风量仅有 $872\text{m}^3/\text{h}$ ，风量的不均匀性达到了 19.4%（标准偏差与平均值的比值）。类似地，B 列的 15 个地板送风口所提供的总风量为 $16544\text{m}^3/\text{h}$ ，同样距离精密空调最近的送风口风量最大，即 $1469\text{m}^3/\text{h}$ ，而风量最小的送风口送风量为 $917\text{m}^3/\text{h}$ ，风量的不均匀性约为 14.7%，略好于 A 列的送风口。各送风口风量分布的不均匀性主要是由精密空调下送风和地板静压的特点导致的。精密空调向地板下方以大风量送风，受到地板下方沿程阻力和局部阻力的影响，使得在地板下方沿气流传输方向全压逐渐下降。因而，靠近精密空调的地板送风口，送风风量较大。

现场实测两个机柜 B01 和 B19 的散热风扇总出风量分别为 $619\text{m}^3/\text{h}$ 和 $774\text{m}^3/\text{h}$ 。以 B01 和 B19 机柜对应的地板送风口风量来对照，即分别为 $1469\text{m}^3/\text{h}$ 和 $1017\text{m}^3/\text{h}$ ，其送风量名义上可以满足这两个机柜散热风扇的风量需求。事实上，就测试的两列机柜而言，即便以测得的最大散热风扇风量来计算，每列机柜对应的空调送风总量是可以满足该列所有机柜散热风扇风量总量的需求的。然而，由于一些机柜前没有配置地板送风口，这些机柜的散热风扇可能无法获得足够的空调冷风，其造成的后果会在后续的温度测试结果中得到体现。



(a)



(b)

图 5.2-4 两列机柜地板送风实测风量

(a) A 列机柜地板送风风量分布及与机柜的对应关系;

(b) B 列机柜地板送风风量分布及与机柜的对应关系

5.2.3.2 温度测试结果

图 5.2-5 展示了所有测试机柜进出风面上对应位置的进出风温度的分布图。从图中可以看出,就所有的温度测试结果而言,机柜的出风温度和进风温度并没有很好的线性关系

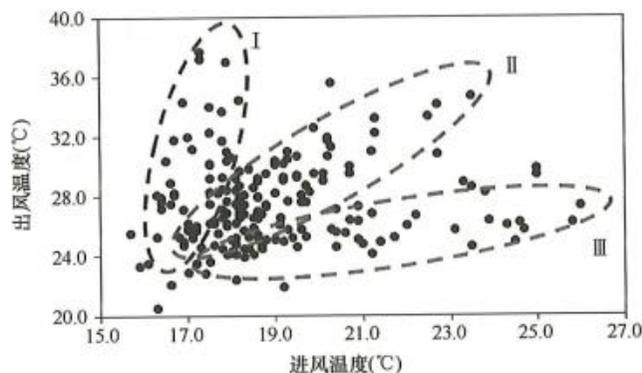


图 5.2-5 实测所有机柜进出风温度关系图

($R^2 < 0.01$)。然而图上的散点出现了明显的聚类，如图 5.2-5 中虚线圈 I、II、III 中所示，在每一个聚类里，进出风温度都表现出了较好的线性关系。这主要是由机柜中服务器功率不相同而导致的。当进出风温度测点位置对应的服务器运行功率较高时，其落在 I 范围中；当对应的服务器运行功率较低时，其落在 II 范围中；而当对应的服务器待机，甚至其位置上没有服务器时，温度点则落在 III 范围中。

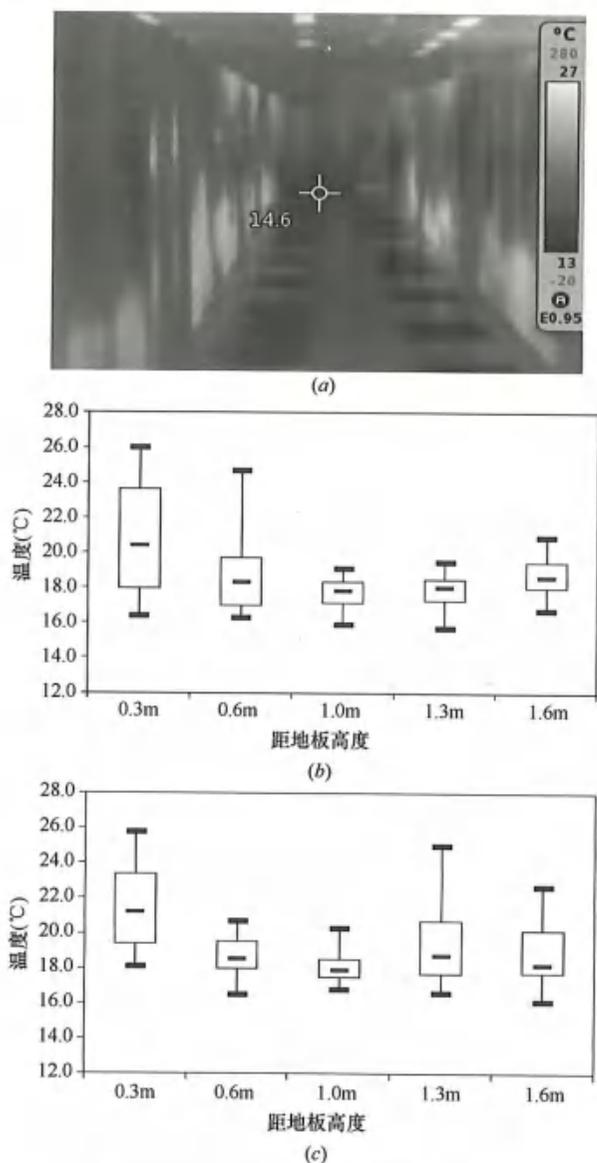


图 5.2-6 测试机柜进风面温度分布图

- (a) A、B 列机柜进风面温度分布红外热成像图；
 (b) A 列机柜进风面不同高度温度分布图；
 (c) B 列机柜进风面不同高度温度分布图

的 A、B 列机柜进风面不同高度的温度分布情况，机柜下部的温度普遍会比其他区域温度高 2~3°C，而机柜上部的温度则会比中间区域高 1~2°C。

从以上温度测试结果来看，现场实测机柜进风面的温度主要存在着与空调送风温度差别较大、垂直分布不均等问题，反映出空调送风利用率不高的问题，阻碍了空调送风温度

同时，尽管现场实测的地板平均送风温度在 14.0°C 左右，但从图 5.2-5 中可以看出，实际的机柜进风温度却基本都在 16°C 以上，某些位置甚至达到 25°C 以上，机柜实际进风温度与空调送风温度差别很大。相应的，机柜的出风温度也都在 20°C 以上，某些位置可以达到 36°C 以上。

机柜进风温度和空调送风温度的差值，是评价机房送风气流组织设计的重要指标。降低该差值，可以有效提升空调送风的利用效率；反过来，在保持同样的进风温度需求下，可以提高空调送风温度，提升制冷系统运行效率。同时，在给定的服务器功率和散热风量下，机柜出风温度和进风温度直接相关。因此，后续的分析将以进风面温度为主。

实测机柜的进风面温度分布如图 5.2-6 所示。从图 5.2-6 (a) 的红外热成像图中可以直观地看出，大部分机柜进风面的温度分布呈现出上下高、中间低的特征。而定量上来看，如图 5.2-6 (b) 和图 5.2-6 (c) 所示

的 A、B 列机柜进风面不同高度的温度分布情况，机柜下部的温度普遍会比其他区域温度高 2~3°C，而机柜上部的温度则会比中间区域高 1~2°C。

从以上温度测试结果来看，现场实测机柜进风面的温度主要存在着与空调送风温度差别较大、垂直分布不均等问题，反映出空调送风利用率不高的问题，阻碍了空调送风温度

的提升和制冷系统运行效率的提高。

5.2.3.3 问题分析

如前所述,一些机柜的正面并未设置地板送风口,这样会导致其获得的空调送风小于其散热风扇所需要的风量。这时,由于机柜自身没有设置盲板,机房中也没有设置冷热通道的隔断,散热风扇在运行时所抽取的机柜送风会有很大一部分来自于热通道向冷通道的空气流动,即通过未设盲板的机柜上下方空间,和未设置隔断的机柜上方空间。这样便会造成机柜进风面的上下位置进风温度较高,而中部区域由于冷热掺混而使其温度较上下区域偏低,如图 5.2-7 (a) 所示。

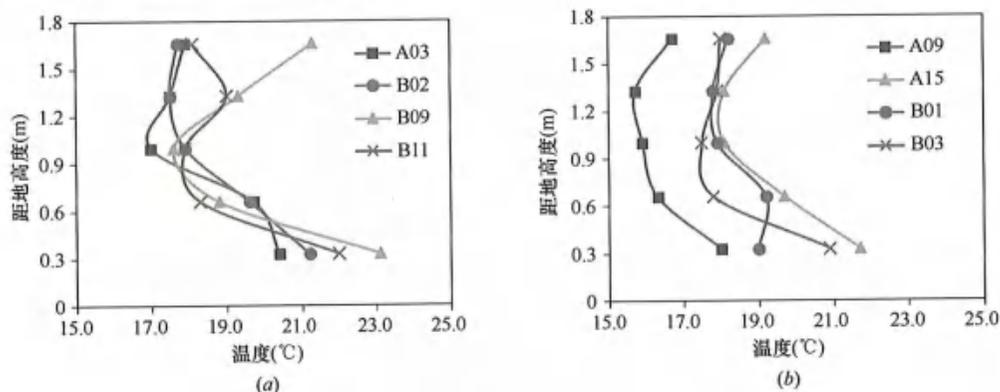


图 5.2-7 一些机柜进风面温度垂直分布图

(a) 前方无地板送风的机柜进风面温度垂直分布; (b) 前方有地板送风的机柜进风面温度垂直分布

而对于配置有地板送风口的机柜而言,如图 5.2-7 (b) 所示,其进风面上下区域的温度偏高则应当不是由送风量不足导致的。风量测试的结果显示,地板送风口的风量大于散热风扇所需的风量的。此时,机柜进风面下部区域的温度偏高可能是由于出风面一侧的空气受到地板送风口送风的卷吸作用,而通过机柜下部无盲板的区域流动导致的。而机柜进风面上部区域的温度偏高则是由于送风速度的衰减,使其未能阻挡热通道向冷通道的掺混而引起的。

根据细化研究,增设盲板可使机柜送风面温度比现状降低 2~3°C,尤其是下部区域受益更为明显,如图 5.2-8 所示。在此基础上,采用斜向上送风的形式,可使机柜送风面温度比现状降低 3~5°C,机柜

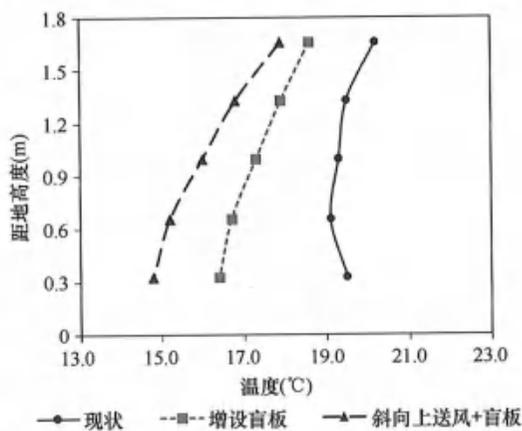


图 5.2-8 不同改进措施前后机柜进风面温度分布的区别

的下部区域由于距离送风口更近且处于射流区域内,其温度已经十分接近空调送风温度(14°C)。这对于在同样负荷下,提升空调送风温度对提高制冷系统运行效率有很大的帮助。

5.2.4 小结

本节测试并分析了上海市某数据中心机房机柜温度分布及其存在的问题，采用 CFD 对产生这些问题的原因进行了深入探讨；针对这些问题，以降低机柜进风面实际送风温度为导向，提出了若干建议，并通过模拟验证了其有效性。

这些结论与建议将会对之后数据中心机房的气流组织设计产生一定的帮助，为进一步提升数据中心制冷能效，降低由气流组织造成的额外制冷能耗具有一定的意义。

5.3 某金融保险行业数据中心测试及优化

5.3.1 数据中心现状

某金融行业数据中心位于南方某城市，总建筑面积 20000m²，数据中心制冷模式为离心式冷水机组+双冷源空调，共安装有 120 台水冷+风冷精密空调，每台空调的制冷量为 100kW。正常情况下，空调运行在水冷模式，在冷水系统故障时，切换到空调风冷模式。数据中心运维团队每年定期对制冷系统进行切换演练，保障风冷模式下，机房温度适宜可控。

室内精密空调的室外机安装在建筑每层的通风阳台上，阳台实际为室内阳台，只有北面通风，南墙为大楼主体，阳台东西两侧有实墙封闭，阳台长 62m，宽 2.4m，高 2.7m，每层的阳台位置在同一个位置，每个阳台安装有 21 个室外机，共计 42 个风扇，每台风扇功率为 580W。

一个模块机房安装 14 台水冷+风冷精密空调，目前根据机房实际负载情况，采用 9 主 5 备的方式运行。空调平时使用大楼冷水机组供冷，冷水供水异常时切换至风冷运行。空调机组及各项功能运行时间表如表 5.3-1 所示。

14 台空调机组及各项功能运行时间表

表 5.3-1

空调编号	运行时间 (h)					
	加湿	加热	压缩机 1	压缩机 2	风机	机组
AH01	3010	0	1596	2616	14230	14230
AH02	214	1683	1422	189	14792	14792
AH03	425	1415	21	9	14071	14071
AH04	0	0	2	2	451	451
AH05	460	1005	662	669	13255	13255
AH06	1	3570	7	6	6163	6163
AH07	790	664	7	5	13824	13824
AH08	1338	597	2682	2616	13991	13991
AH09	105	2314	75	83	14620	14620
AH10	627	5615	5	1	7673	7673
AH11	2091	7014	2230	1833	14009	14009

续表

空调编号	运行时间 (h)					
	加湿	加热	压缩机 1	压缩机 2	风机	机组
AH12	0	2903	1	1	3917	3917
AH13	1	2272	2	1	6428	6428
AH14	2077	3377	7	4	13228	13228
合计	11139	32429	8719	8035	150652	150652

各功能运行时间及节能空间分析:

风机: 风机运行时间与空调运行时间一致, 属于长时间运行设备, 节能空间较大。

加热: 机房空调配置加热主要用来补偿因除湿导致的环境温度偏低。目前冷水供水温度为 10°C , 比压缩机运行时的 $4\sim 5^{\circ}\text{C}$ 蒸发温度要高, 除湿效果相对较差。提高空调除湿能力, 可减少甚至避免加热运行, 不仅加热部分节能, 而且会减少冷水机组因加热器运行产生的负荷。机房空调主要采用降低蒸发(冷冻水)温度或降低循环风量来实现快速除湿。

加湿: 从运行时间来看, 压缩机运行时间较长的机组或附近机组加湿运行较其他空调加湿时间也长。说明空调在压缩机运行时, 产生了过除湿, 导致需要启动加湿器。

压缩机: 机房空调采用蜗旋压缩机, 能效比一般 3.0 左右, 冷水机组采用离心式压缩机, 能效比可超过 6.0。尽量使用冷水运行, 可节省压缩机能耗 50%, 同时消除过除湿, 减少加湿器的运行部分能耗。

根据以上分析可以看出, 运行时间长、耗电量大的风机和加热器, 可以通过降低风机转速来实现节能的目的。

5.3.2 优化措施

风机的风量变化与转速的一次方成正比; 功率变化与转速比的三次方成正比。空调配置的 EC 风机实测电流与转速关系如图 5.3-1 中浅色曲线所示。

用一条直线连接 10% 和 95% 转速的风机电流值, 如图 5.3-1 中黑色直线。则可以认为, 当浅色线的倾斜度(斜率的负值) 大于黑线, 即图 5.3-1 中风机电流大于 4.8A 时,

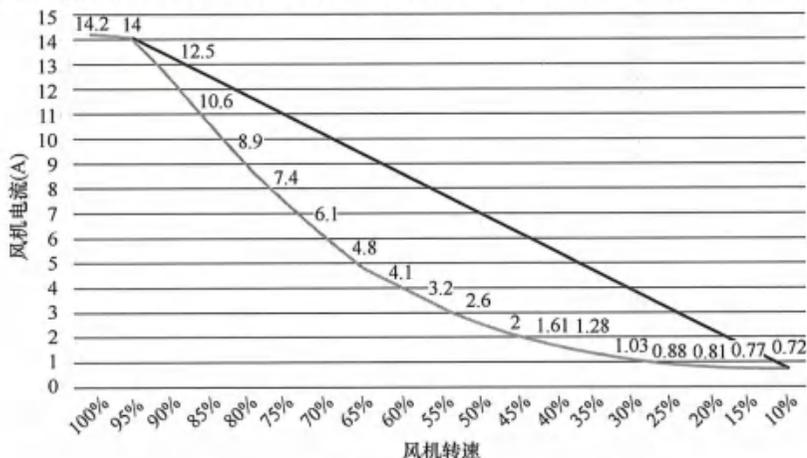


图 5.3-1 EC 风机实测电流与转速关系图

进一步增大风量（增加风机转速）所需要付出的电能增量较大。而当浅色线的倾斜度小于黑线，即图 5.3-1 中风机电流小于 4.1A 时，进一步增大风量所需要付出的电能增量较小。

原空调系统现场的空调机组为 9 用 5 备，默认 EC 风机转速 86%。通过将备用空调全部开启增加运行风机数量，并降低风机转速至 60% 以下，在保证机房循环风量基本不变的条件下，达到节能降耗的目的。

由于空调优化设置是在水冷工况下测试，所以改变空调运行状态后，需要测试水冷切换为风冷过程中及风冷运行时，机房环境是否满足要求。

测试方法：手动关闭对应机房空调进水阀门，模拟空调出现冷水系统故障后，测试以下功能：

(1) 当冷水异常后，空调能否自动切换到风冷状态运行，且风机恢复至正常风冷状态运行时的 86% 转速。

(2) 在空调切换为风冷运行过程中及切换后，机房环境温度是否可以控制在 18~27℃ 的要求范围内。

测试过程中加强相关人员对空调系统的操作熟练度，学习紧急情况时如何将空调手动切换至风冷运行。

1. 测试风险评估和应急措施

(1) 风险

1) EC 风机优化测试过程中机房空调运行数量、风量会发生变化，可能会影响环境温度湿度。

2) 空调切换至风冷运行需满足以下条件中的其中一个：空调回风温度超过 26℃ 出现高温报警；空调检测供水温度超过 14℃ 出现供水高温报警。在此过程中机房失去制冷能力，空调需要在机柜冷通道温度上升至 27℃ 前成功切换至风冷运行。

(2) 应急措施

1) 合理安排测试步骤：先开启所有备机，再逐步缓慢降低风速至合理值。

2) 测试过程中安排专人监控机房环境，异常时通知测试人员手动操作空调改善环境，必要时终止测试，恢复正常运行状态。

3) 空调切换为风冷运行测试前，由厂家培训相关人员如何手动切换至风冷运行。

4) 测试过程中随时监控机房环境温度，在空调切换至风冷前，如发现机柜冷冻道温度超过 27℃，手动切换对应区域空调至风冷运行。

2. 测试过程

(1) 检查空调运行参数，关闭空调加热加湿，确保 9 台空调风机在正常转速 86% 的工况下运行，记录 4 个空调供电 ATS 上耗电情况（见表 5.3-2），记录各冷通道送风风速情况（见图 5.3-2）。

空调耗电情况表（参考空调供电 ATS 柜检测数据）

表 5.3-2

ATS 编号	功率 (kW)	ATS 编号	功率 (kW)
1 号	14.05	4 号	14.16
2 号	28.43	合计	63.6
3 号	6.96		

冷通道	2.6	3.2	2.3	冷通道
M				M
热通道				热通道
L				L
冷通道	2.4	3.1	2.5	冷通道
K				K
热通道				热通道
J				J
冷通道	2.2	2.3	2.4	冷通道
H				H
热通道				热通道
G				G
冷通道	2.2	2.1	2.3	冷通道
F				F
热通道				热通道
E				E
冷通道	1.9	2.2	2.2	冷通道
D				D
热通道				热通道
C				C
冷通道	2.4	2.4	2.3	冷通道
B				B
热通道				热通道
A				A
冷通道	2.5	2.2	1.8	冷通道

图 5.3-2 机房冷通道送风风速 (单位: m/s)

(2) 将 14 台空调全部开启, 同时降低风机转速至 70%。4 个空调供电 ATS 上耗电情况如表 5.3-3 所示。测量冷通道送风风速 (见图 5.3-2), 明显大于优化前风速, 机房环境控制良好。

冷通道	3.5	3.4	2.6	冷通道
M				M
热通道				热通道
L				L
冷通道	3.6	3.3	2.6	冷通道
K				K
热通道				热通道
J				J
冷通道	2.8	2.9	2.8	冷通道
H				H
热通道				热通道
G				G
冷通道	2.5	2.6	2.6	冷通道
F				F
热通道				热通道
E				E
冷通道	2.1	2.4	2.4	冷通道
D				D
热通道				热通道
C				C
冷通道	2.1	2.1	2.1	冷通道
B				B
热通道				热通道
A				A
冷通道	2.1	1.6	1.8	冷通道

图 5.3-3 测量机房冷通道送风风速 (单位: m/s)

空调耗电表

表 5.3-3

ATS 编号	功率 (kW)	ATS 编号	功率 (kW)
1 号	15.43	4 号	11.90
2 号	16.05	合计	55.02
3 号	11.64		

(3) 继续降低风机转速至 60%，4 个空调供电 ATS 上耗电情况如表 5.3-4 所示。

空调耗电数据表

表 5.3-4

ATS 编号	功率 (kW)	ATS 编号	功率 (kW)
1 号	10.4	4 号	7.8
2 号	10.5	合计	36.5
3 号	7.8		

空调优化后送风风速略有下降，但优化后机房环境比优化前整体温湿度更稳定，节能效果比较理想，暂定风速为 60%。

5.3.3 节能效果

(1) 空调风机节能： $63.6\text{kW}-36.5\text{kW}=27.1\text{kW}$ ；节能率 $27.1/63.6=42.61\%$ 。

(2) 机房空调合计用电 1219.3MWh。

供电 ATS 用电数据表

表 5.3-5

ATS	3 月 26 日	5 月 31 日
1 号	364.37MWh	380.65MWh
2 号	427.25MWh	443.67MWh
3 号	148.12MWh	160.34MWh
4 号	279.56MWh	291.83MWh
合计	1219.3MWh	1276.49MWh

5 机房空调 9 主 5 备，14 台空调总计运行 150652h，截至优化前(3 月 26 日)机房平均耗电功率为： $1219.3 \times 1000 / (150652 \times 9) = 72.84\text{kW}$ 。

优化后(截至 5 月 31 日)502 机房空调运行时间 1584.9h，优化后 502 机房平均耗电功率为： $(1276.49 - 1219.3) \times 1000 / 1584.9 = 36.085\text{kW}$ ，如表 5.3-5 所示。

优化后机房节能率： $(72.84 - 36.085) / 72.84 = 50.46\%$

电费按 1 元/kWh 计算，一年节约电费： $(72.84 - 36.085)\text{kW} \times 24\text{h} \times 365 \times 1 = 32.2$ 万元

由以上分析可见，各种节能措施的节能效果显著。

5.4 新疆某数据中心机房新型蒸发冷却空调系统的实测分析

5.4.1 工程概况

该数据中心位于乌鲁木齐市开发区，建筑总面积为 10738.2m²，地上 5 层，建筑高度

为 23.3m。本期工程制冷系统涉及二层通信机房、传输机房和四层 IDC 机房，二层传输机房面积为 367m²，二层通信机房与四层 IDC 机房面积均为 702m²，各机房单机架设计功耗是 4kW，共需冷量为 2767kW。

该数据中心机房新型蒸发冷却空调系统将直接蒸发冷却技术、间接蒸发冷却技术、乙二醇自然冷却技术有机结合，使蒸发冷却空气—水系统首次在数据中心机房得以应用，并且实现该数据中心 100% 自然冷却。系统以 16 台立管式间接蒸发冷却冷水机组为全年主导冷源（N+3 冗余）、44 台外冷式间接—直接蒸发冷却新风机组为夏季备份冷源（N+4 冗余）、22 台机房专用高温冷水空调机组为末端（N+2 冗余）。各机组设备如图 5.4-1 所示。

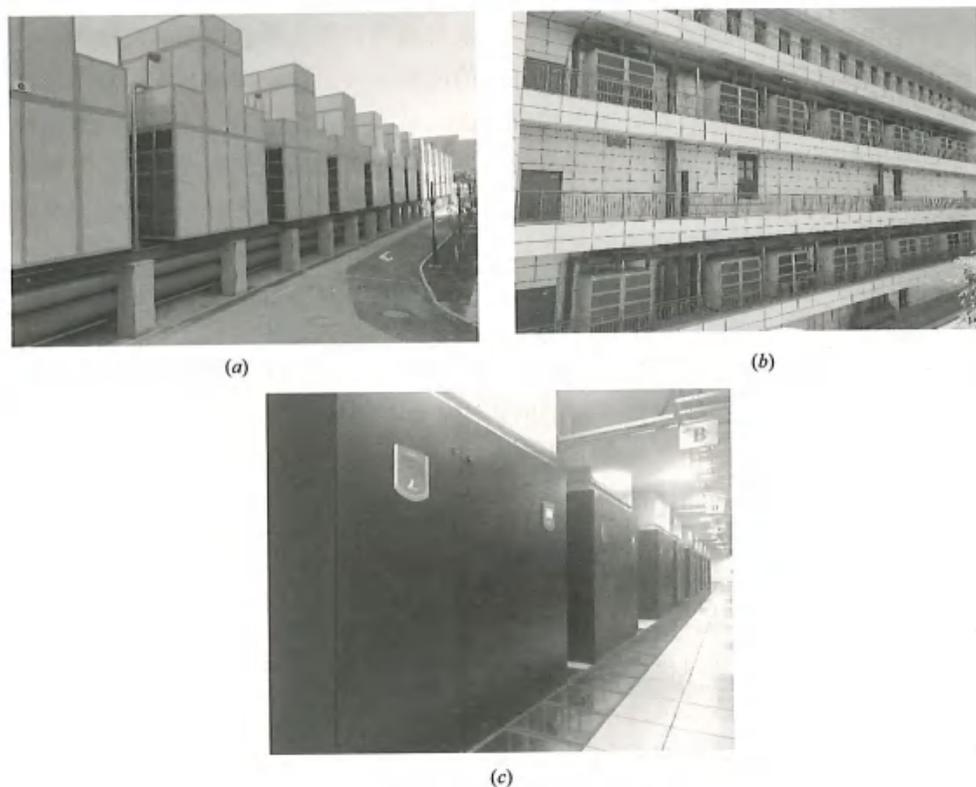


图 5.4-1 各机组设备实物

(a) 立管式蒸发冷却冷水机组；(b) 外冷式间接—直接蒸发冷却新风机组；(c) 机房专用高温冷水空调机组

5.4.2 运行模式

该数据中心机房新型蒸发冷却空调系统为集中式蒸发冷却空气—水系统且为闭式系统，不仅能够实现温湿度独立控制，而且在不同室外气象条件下可实现三种运行模式间的切换，从而在安全可靠的前提下，充分挖掘水侧蒸发冷却技术、风侧蒸发冷却技术、乙二醇自然冷却技术各自的优势，并且实现各自间的互补，从而提高整个系统的可靠性与节能减排性，三种运行模式如表 5.4-1 所示。

三种运行模式

表 5.4-1

序号	运行模式	工作模式	气流组织
1	水侧蒸发冷运行模式	冷源：蒸发冷却冷水机组 末端：机房专用高温冷冻水空调机组	内循环
2	水侧、风侧复合蒸发冷运行模式	冷源：蒸发冷却冷水机组 末端：蒸发冷却新风机组	外循环
3	乙二醇自然冷运行模式	冷源：蒸发冷却冷水机组 末端：机房专用高温冷冻水空调机组	内循环

1. 水侧蒸发冷运行模式（室外环境空气湿球温度 $0\sim 18.2^{\circ}\text{C}$ ）

空调水系统流程为立管式间接蒸发冷却冷水机组为板式换热器一次侧提供冷水，用以冷却板式换热器二次侧循环水，之后温度升高的回水流入立管式间接蒸发冷却冷水机组的填料塔内喷淋，从而继续被冷却，由此构成一次水系统；板式换热器另一侧换取出冷水供给机房专用高温冷水空调机组，吸收热量后温度升高的回水一部分流入立管式间接蒸发冷却冷水机组的外冷式间接蒸发冷却器（表冷器）内预冷进入冷水机组的室外新风，之后温度再次升高的回水与另一部分末端回水混合后共同流入板式换热器二次侧，继续被板式换热器一次侧冷却，由此构成二次水系统。机房内气流组织为内循环。

2. 水侧、风侧复合蒸发冷运行模式（室外环境空气湿球温度 $>18.2^{\circ}\text{C}$ ）

空调水系统流程为立管式间接蒸发冷却冷水机组为板式换热器一次侧提供冷水，用以冷却板式换热器二次侧，之后温度升高的回水流入立管式间接蒸发冷却冷水机组的填料塔内喷淋，从而继续被冷却，由此构成一次水系统；板式换热器另一侧换取出冷水供给外冷式间接一直蒸发冷却新风机组的表冷器，吸收热量后温度升高的回水一部分流入立管式间接蒸发冷却冷水机组的外冷式间接蒸发冷却器（表冷器）内预冷进入冷水机组的室外新风，之后温度再次升高的回水与另一部分末端回水混合后共同流入板式换热器二次侧，继续被板式换热器一次侧冷却，由此构成二次水系统。空调风系统流程为：室外新风通过外冷式间接一直蒸发冷却新风机组的两级干式过滤器实现两级干式过滤，之后进入表冷器实现等湿冷却，然后进入滴水填料式直接蒸发冷却器实现等焓加湿冷却及湿式过滤后，通过机房专用高温冷水空调机组的 EC 风机送入机房。机房内气流组织为外循环。

3. 乙二醇自然冷运行模式（室外环境空气干球温度 $\leq 3^{\circ}\text{C}$ ）

空调水系统流程为立管式间接蒸发冷却冷水机组为机房专用冷水空调机组提供混合 45% 乙二醇浓度的冷水，吸收热量后温度升高的回水流回立管式间接蒸发冷却冷水机组的外冷式间接蒸发冷却器（表冷器）中继续被冷却，立管式间接蒸发冷却冷水机组干工况运行，由此构成水系统循环。机房内气流组织为内循环。

5.4.3 实测分析

该数据中心机房新型蒸发冷却空调系统的实际工程测试分为立管式间接蒸发冷却冷水机组的性能测试、外冷式间接一直蒸发冷却新风机组的性能测试以及空调系统的应用效果测试，其空调系统的应用效果测试为该系统在水侧蒸发冷却运行模式下的应用效果测试。

5.4.3.1 冷水机组性能测试

1. 测试工况及读数允差

环境空气干球温度： $33.5 \pm 0.5^\circ\text{C}$ ，允差 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ ；环境空气相对湿度： $23 \pm 3\%$ ，允差 $\pm 2\%$ ；冷水机组处理的循环水流量： $40 \pm 2\text{m}^3/\text{h}$ ，允差 $\pm 2\%$ 。

2. 测试项目

环境干球温度、相对湿度；冷水机组出水温度、进水温度；制冷消耗电功率；耗水量；噪声。

3. 测试分析

冷水机组在处理循环水量为 $40\text{m}^3/\text{h}$ 时，环境空气干球温度、环境空气相对湿度、环境空气3湿球温度、冷水机组进、出水温度实测值如图5.4-2所示。

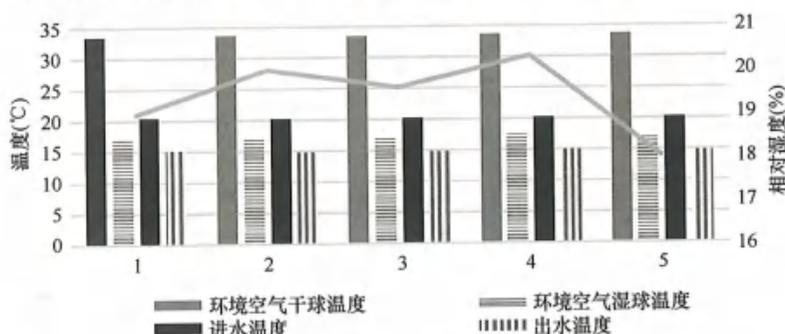


图 5.4-2 环境空气状态参数和进/出水温度

以上数据可以反映冷水机组出水温度随环境空气状态的变化，反映冷水机组出水温度的特性。由图5.4-2可知，环境平均干球温度为 33.9°C 、环境平均相对湿度为 20.1% ，满足测试工况要求；环境平均湿球温度为 17.6°C 、冷水机组平均出水温度为 15.5°C 、冷水机组平均进水温度为 20.6°C 、冷水机组平均出水温度相比环境平均湿球温度低 2.1°C 。

在上述测试工况下，冷水机组循环水流量、耗水量、制冷消耗功率、噪声实测平均值如表5.4-2所示。

循环水流量、耗水量、制冷消耗功率、噪声实测平均值

表 5.4-2

循环水流量 (m^3/h)	耗水量 (m^3/h)	制冷消耗电功率 (kW)	噪声 [dB (A)]
41.2	0.37	14.8	69.9

4. 测试结论

(1) 在满足测试工况及读数允差条件下，冷水机组平均出水温度为 15.5°C （ 5°C 进/出水温差），相比环境空气平均湿球温度低 2.1°C 。

(2) 冷水机组制冷量为 246kW ，能效比为 16.6 ，耗水量为 $0.37\text{m}^3/\text{h}$ 。

(3) 蒸发冷却冷水机组效率为 113% 。

(4) 噪声为 69.9dB (A) ，满足规范要求。

5.4.3.2 新风机组性能测试

1. 测试工况及读数允差

进风口干球温度： $33.5 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，允差 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ ；进风口相对湿度： $23\% \pm 3\%$ ，允差 $\pm 2\%$ ；表冷器进水温度： $17 \pm 1^{\circ}\text{C}$ ，允差 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ；表冷器水流量： $15.6 \pm 1\text{m}^3/\text{h}$ ，允差 $\pm 3\%$ 。

2. 测试项目

进/出风干球温度；进风相对湿度；进风量；出风空气粒子数；耗水量；制冷消耗电功率；噪声；水阻力。

3. 测试分析

新风机组在测试条件下，进风干球温度、进风相对湿度、进风湿球温度、出风干球温度的实测值如图 5.4-3 所示。

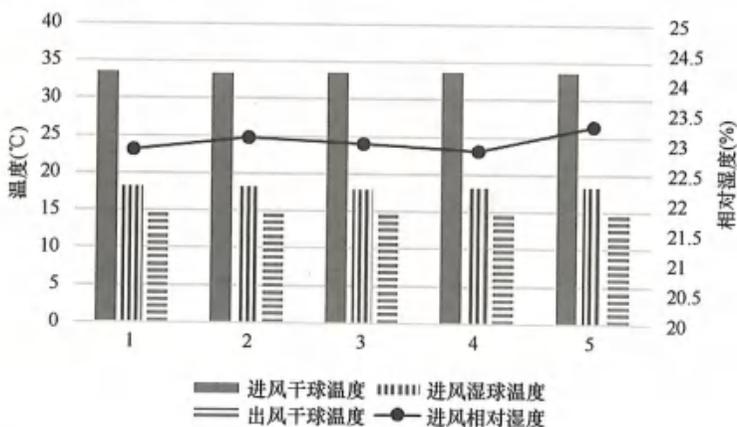


图 5.4-3 进/出风参数实测值

以上数据可以反映新风机组出风温度随环境空气状态的变化，反映新风机组出风温度的特性。由图 5.4-3 可知，环境平均干球温度为 33.5°C 、环境平均相对湿度为 23% ，满足测试工况要求；环境平均湿球温度为 18.1°C 、新风机组平均出风温度为 14.7°C 、新风机组平均出风温度相比新风机组平均进风湿球温度低 3.4°C 。

在上述测试工况下新风机组进风量、出风空气粒子数、耗水量、制冷消耗电功率、噪声、水阻力实测平均值如表 5.4-3 所示。

进风量、出风空气粒子数、耗水量、制冷消耗电功率、噪声、
水阻力实测平均值

表 5.4-3

进风量 (m^3/h)	出风空气粒子数 ($\geq 0.5\mu\text{m}$)	耗水量 (m^3/h)	制冷消耗电功率 (kW)	噪声 [dB (A)]	水阻力 (kPa)
16038	5247714	0.06	5.3	68.6	15.0

4. 测试结论

(1) 在满足测试工况及读数允差条件下，新风机组平均出风温度为 14.7°C ，温降为 18.8°C ，相比新风机组平均进风湿球温度低 3.4°C ，出风空气粒子数为 5247714 ($\geq 0.5\mu\text{m}$)。

(2) 新风机组制冷量为 102kW ，能效比为 19.2，耗水量为 $0.06\text{m}^3/\text{h}$ 。

(3) 噪声为 69.9dB (A) ，满足规范要求。

(4) 外冷式间接—直接蒸发冷却新风机组湿球效率为 122% ，露点效率为 68% 。

5.4.3.3 系统应用效果测试

由于该数据中心机房内 IT 负载是根据客户业务需求逐步上架的, 部分机房 IT 负载未满载, 因此测试期间选取 IT 负载较多的四层 IDC 机房进行测试, 该机房气流组织形式为架空地板下送风, 吊顶上回风形式, 并且热通道封闭, 机房实物如图 5.4-4 所示, 机房布局如图 5.4-5 所示。

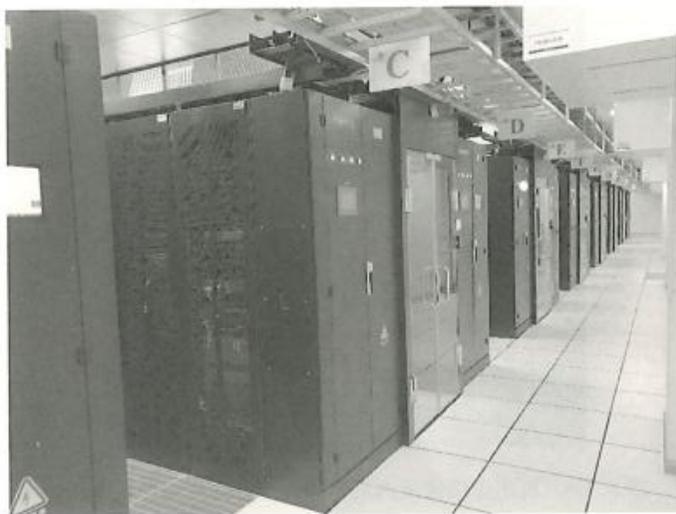


图 5.4-4 四层 IDC 机房概况

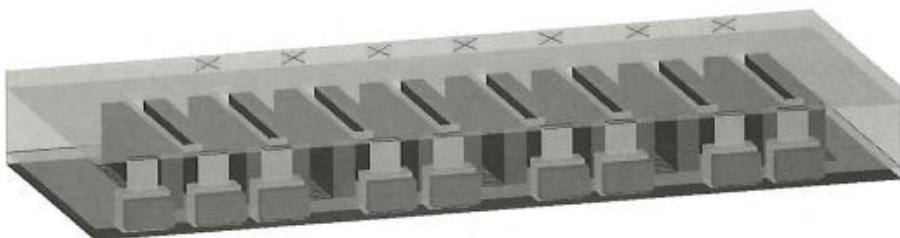


图 5.4-5 四层 IDC 机房布局

1. 测试工况及读数允差

环境空气干球温度: $33.5 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$, 允差 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$; 环境空气相对湿度: $23 \pm 3\%$, 允差 $\pm 2\%$; 一次水系统水流量: $120 \pm 5\text{m}^3/\text{h}$, 允差 $\pm 2\%$ 。

2. 测试项目

机房内冷通道或机柜进风区域的温度和相对湿度 (露点温度根据以上测试值计算得出)。

3. 测试方法

对于热通道封闭的机房, 测点布置在机柜进风区域 (表征机房环境参数是否达到要求), 在机柜进风区域的中心位置 (3~9m 或 4 个机架位置) 处按高度方向均匀布置测试点位 (一般离地面高度 0.5m 处开始布置测点, 高度方向的每个测点之间的间距一般为 0.5m), 通道内按高度方向布置的测试点位一般 ≥ 4 个 (可根据实际情况进行调整), 其测试点位布置情况如图 5.4-6 所示。



图 5.4-6 机柜进风区域内沿中心高度方向的测试点位布置

4. 测试分析

由表 5.4-4 可知，机房内冷通道或机柜进风中心区域沿地板高度 4 个测试点位的温度和相对湿度平均值分别为 23℃ 和 44.7%，经计算露点温度为 10.3℃，如图 5.4-7 所示，在同一通道的不同高度空间内，温度随着高度的增加逐渐升高，符合冷热空气上浮的原理，机房内环境要求均满足规范要求。

机房内冷通道或机柜进风区域温湿度实测值

表 5.4-4

离地高度 (m)	温度 (°C)	相对湿度 (%)
0.5	21.7	47.6
1	22.9	45.2
1.5	23.5	43.8
2	23.7	42.3

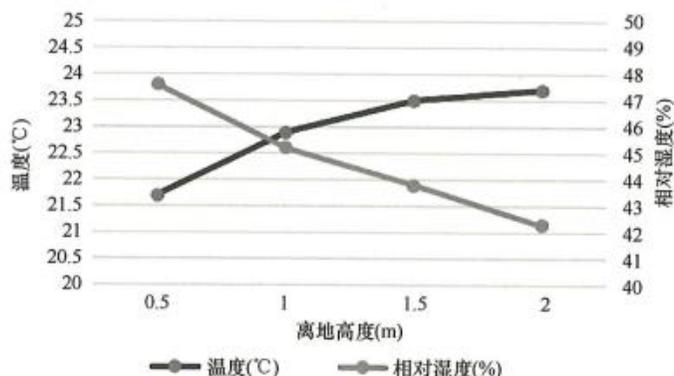


图 5.4-7 地板以上中心高度方向温度分布

在上述测试工况下该数据中心机房新型蒸发冷却空调系统综合制冷性能系数、空调系统制冷性能系数和一次系统供水温度实测平均值为 16.64kW/kW、6.65kW/kW、15.94℃。

5. 测试结论

该数据中心机房新型蒸发冷却空调系统完全能够满足机房内环境参数要求，其机房内冷通道或机柜进风区域平均温度为 23℃、平均相对湿度为 44.7%、平均露点温度为 10.3℃，均满足《数据中心设计规范》GB 50174—2017 的要求；该数据中心机房新型蒸发冷却空调系统的综合制冷性能系数和制冷性能系数远高于传统空调系统，具有明显的节能效果。

5.5 重力热管背板系统在数据中心的应用案例

5.5.1 项目概况

重力热管背板是新型的空调末端设备，能满足高密度机柜的散热要求、解决机房局部问题、实现 IT 设备的按需供冷，并能带来降低机房空调用电、提高机房空间利用率等诸多好处。针对当前 IDC 数据中心存在的局部过热和机房空调能耗过高问题，结合高发热量机房的环境要求和运行特点，南方基地引入重力热管背板空调替代传统机房空调。该重力热管背板空调系统由 28 台 7kW 的热管背板、4 台 RCU（冷媒冷凝单元）、管路、冷却水供应系统（机楼冷冻水）和控制系统组成，分为 4 列机柜采用“6+6+8+8”方式布设在机房内。

5.5.2 技术特点及使用场景测试

重力热管背板空调系统是一种被动式的动态制冷系统，IT 设备排出的热风与安装在机柜背后的背板进行热交换，使得背板内的冷媒由液态变为汽态，吸收热量并经管路传递到 RCU。冷媒在 RCU 内冷却相变为液态，依靠自身重力回流至背板，完成换热循环。RCU 利用室外通入的低温冷水作为冷却源，完成冷媒与冷水的热量交换。工作原理图如图 5.5-1 所示。

重力热管背板属于直接面向机房发热对象的机柜级制冷，将 IT 设备的高发热直接消除，替代常用机房空调对机房整体大环境的冷却形式，从而更好地优化机房内的气流组织，实现近端制冷，解决机房局部过热问题。同时，重力热管背板采用全显热换热，无冷凝水产生，确保无水引入机房。在环保冷媒内充注荧光造影剂，可以及时检测出泄漏点，不致使损失扩大。采用的环保冷媒在常温下为气态，泄漏后可完全汽化，无毒无害。

但重力热管背板的特性致使其存在一定的限制条件。当热负荷大时，背板内的冷媒蒸

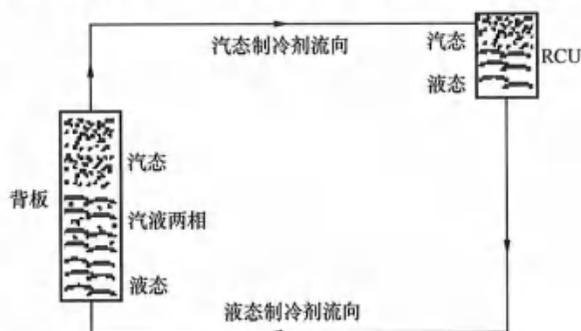


图 5.5-1 重力热管背板工作原理图

发得就“剧烈”些；当热负荷小时，蒸发得就“平缓”些。由于同一个RCU下的一列背板共用一路冷媒管道，如果背板的热负荷相差较大，则会造成相邻背板内的冷媒蒸发程度不同、压力差别大，从而造成总管内的冷媒流动出现困难。因此，重力热管背板系统性能在不同负载组合下有着不同的表现，决定了重力热管背板系统对于机柜数量、机柜内服务器的功率、机柜内的服务器的布置方式以及同列机柜内的服务器摆放均匀度都有一定的限制条件。为了研究其技术特点，重力热管背板空调系统在单机柜功率密度分布、单列机柜功率密度分布、单列机柜液阀配置三个设定场景进行测试。

1. 单机柜功率密度分布测试

测试单个重力热管背板在4种功率密度分布场景下的性能表现，如图5.5-2所示。测试结果如表5.5-1所示。

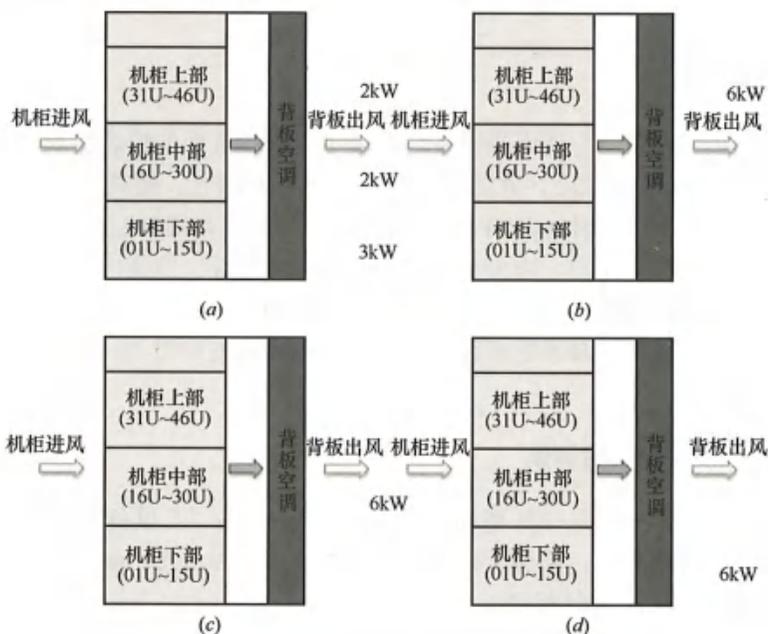


图 5.5-2 4种功率密度分布场景示意图

(a) 负载均衡场景；(b) 负载位于上部场景；
(c) 负载位于中部场景；(d) 负载位于下部场景

单机柜功率密度分布测试结果

表 5.5-1

场景	分布情况	性能表现
负载均衡，分布均匀 (理想布置)	服务器负载采用“2、2、3”式从上往下分布	背板出风温度 24~26℃，机柜进风侧温度 25~27℃，温度分层问题基本解决
负载不均场景 1	主负载 6kW 放在机柜上部	背板出风温度 22~24℃，机柜进风侧温度 26~28℃，不存在温度分层现象
负载不均场景 2	主负载 6kW 放在机柜中部	背板出风温度 22~24℃，机柜进风侧温度 25~30℃，有少许的温度分层现象

续表

场景	分布情况	性能表现
负载不均场景 3	主负载 6kW 放在机柜下部	背板出风温度 22~24℃, 机柜进风侧温度 25~40℃, 存在较严重的温度分层

由测试结果可以分析, 只倚靠服务器风扇作为气流动力的重力热管背板由于热空气向上流动的特点, 当负载摆在机柜上部时, 从背板出来的冷空气受到机柜另一侧假负载风机抽吸的加强作用, 能在机柜顶部形成空气循环, 使空气温度无分层现象。负载摆放在机柜下部时, 由于热空气与背板间的换热不充分, 机柜上部热空气积聚并通过柜内缝隙渗透到机柜进风侧导致温度分层现象明显。因此, 机柜负载最理想的布置方式是从中上部开始往下布置。负载允许不均匀布置、甚至可允许大功率负载集中布置在中上部, 考虑机柜重心问题, 负载可以优先放置在中部, 扩容时往两端布置。

2. 单列机柜功率密度分布测试

同一个 RCU 下的一系列重力热管机柜共用冷媒循环管道, 因此每个机柜负载的不均匀会影响其他背板的性能。由此, 进行单列机柜功率密度分布均匀及不均匀情况的测试, 机柜负载分布如图 5.5-3 所示。测试结果如表 5.5-2 所示。

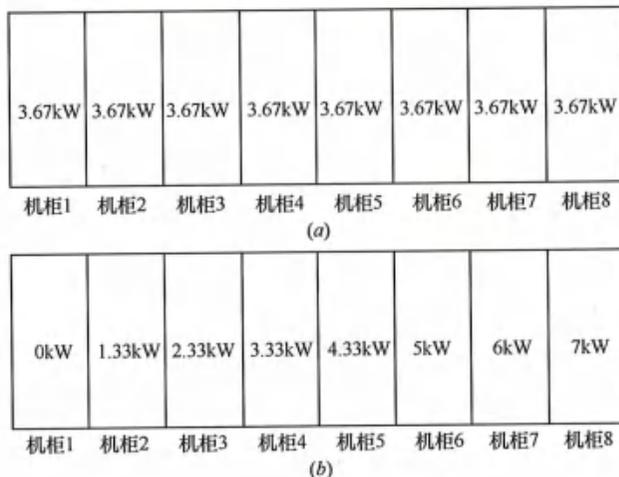


图 5.5-3 单列机柜功率密度分布测试机柜负载示意图

(a) 负载均衡场景; (b) 负载不均场景

单列机柜功率密度分布测试结果

表 5.5-2

场景	分布情况	性能表现
负载均衡	同系统每个机柜负载相同, 负载分布位置相同	背板出风温度均为 23~24℃, 非常均衡, 机柜回风温度为 25~27℃, 整体运行效果良好
使用全部机柜, 但负载不均	同列机柜负载分别为: 0kW、1.33kW、2.33kW、3.33kW、4.33kW、5kW、6kW、7kW	5kW 以下的机柜背板的顶部出风温度基本在 24℃ 以下, 6kW 以上的机柜背板顶部开始出现明显过热, 局部甚至超过 27℃

由测试结果可见,负载均衡时重力热管背板系统能够很好地带走设备热量,在不均衡时会产生局部过热情况。同一个背板系统机柜的最大和最小总负载功率差不宜超过 5kW,否则,负载较大的背板上部可能出现较严重的干烧。

3. 单列机柜液阀配置测试

数据中心业务的分期建设可能导致在系统投入使用的前期,同一列背板系统只有部分机柜布设 IT 设备,出现机柜间负载不均的情况。负载不均带来局部过热的原因主要是高负载背板与低负载背板的冷媒相变速度不同,导致机柜间液位高低不同、效率不同。调节机柜的进液阀理论上可以减少液位高低对效率的影响。为此进行了进液阀开关调节有效性的测试,进液阀全开及仅开启投运机柜进液阀两种情况下,分别投运 1~5 个机柜,如图 5.5-4 所示。

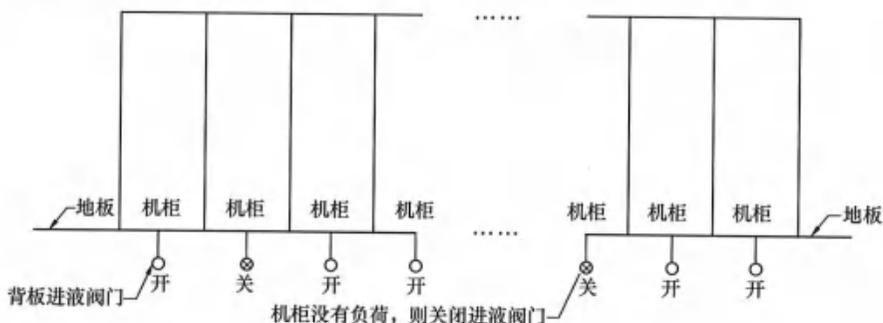


图 5.5-4 单列机柜液阀配置测试示意图

测试结果如表 5.5-3 所示。由测试结果可见,进液阀的开关对消除因同一背板系统机柜间负载不均的消极影响有重大作用。如果同一个背板系统中有部分机柜没有布置 IT 设备,需要在背板系统未运行前把没有设备的背板的进液阀关断,在 IT 设备投入使用时再打开。

单列机柜液阀配置结果

表 5.5-3

场景	分布情况	性能表现
使用部分机柜,负载相同,进液阀全部打开	6 个机柜单机柜负载 7kW, 分别测试使用 1~5 个背板	使用机柜数量越少,背板高度方向上的出风温度越不均匀:4 个机柜投入时,有 1 个背板的顶部出风温度就达到 30℃,同时背板中下部的出风温度为 19~20℃;投入 3 个机柜时,其他机柜背板顶部出风温度为 35℃,同时背板中下部的出风温度为 18~20℃;只有 1 个机柜(服务器机柜)投入时,背板上部约一半高度以上的出风均达到 30℃以上,下半部出风温度为 16~20℃
使用部分机柜,负载相同,非在用机柜的进液阀关闭	6 个机柜单机柜负载 7kW, 分别测试使用 1~5 个背板,关闭非在用机柜的进液阀	背板的出风温度为 18~20℃,机柜回风温度为 24~25℃未出现背板出风温度不均匀及上部严重的过热情况

综上所述,重力热管背板机柜的特性决定了单机柜负载最理想的布置方式是从中上部

开始往下布置，同一个背板系统机柜负载应尽量均衡，最大和最小总负载功率差不宜超过5kW，未投入使用的背板应在运行前关闭进液阀，减少同列背板负载不均的不良影响。

5.5.3 小结

重力热管背板空调系统中，没有自带的冷媒驱动系统和风系统，运行中带电部件只有自带控制器，故日常例行维护要素主要包括蒸发器管路、系统冷媒管道、RCU水系统管路以及控制器、机柜气流组织的检查。

1. 管路维护

对于蒸发器管路、系统冷媒管道和RCU水系统管路故障发生源主要是出现冷媒泄漏、冷却水泄漏、换热介质热损失等，日常使用中应注意换热器以及相关管路的防护，包括：

(1) 对于冷媒管路的检查可采用专用的示踪剂检漏法进行。

(2) 应做好管路外表面的保温措施，减少换热损失及凝露水的产生，发现保温层有破损时，应及时修复。

(3) 轻度冷媒不足可通过热管背板系统间的温度差异提前发现，后续通过气液两相区的覆盖范围与高度决定冷媒充注量。

2. 控制系统维护

控制器内已集成系统运行异常情况的显示及报警功能，当控制系统出现故障提示时，可参照使用说明进行排查，平时需做好电控系统的维护工作，包括：

(1) 定期用毛刷或结合电子除尘剂对各电器控制元件和控制板上的灰尘、污垢进行清理。

(2) 检查并紧固电气线路上的接线柱，确保无松动现象。

(3) 检查中还需对各温湿度探头的安装位置进行确认，避免因位置不恰当导致的数据采集偏差。

3. 机柜气流组织

重力热管背板依靠服务器风扇提供气流动力，因此日常运维需要加强检查机柜密封性，以保证热管背板的有效风量。

5.6 某大型国有银行北方生产基地冷热源案例介绍

5.6.1 项目概况

某大型国有银行北方生产基地项目位于北京市，生产基地作为银行业务的处理中心以数据存储、交换及运算为主，以大型数据机房建筑为中心建设成为银行数据中心园区；数据中心园区内总建筑面积20万 m^2 ，由数据中心机房、动力保障中心、总控中心、运行维护、科技研发及测试等金融后台服务用房组成，其中，数据机房面积约8万 m^2 ，如图5.6-1所示。

在数据机房的冷源前期设计论证过程中，最早提出了水冷冷水制冷方案，估算高峰用水量达每天3000t。根据项目所在地的实际情况，并结合最终用户的使用需要，经多次论



图 5.6-1 某大型国有银行北方生产基地示意图

证，考虑到项目当地的水资源现状及多个大型金融数据中心集中情况，调整方案，一期两栋机房楼采用以风冷自然冷却一体式冷水机组为冷源的总体设计方案，如图 5.6-2 所示。数据中心其他用房的热源设计采用多台水源热泵机组，将数据中心的内区热量搬移出来，为辅助用房提供冬季供热。

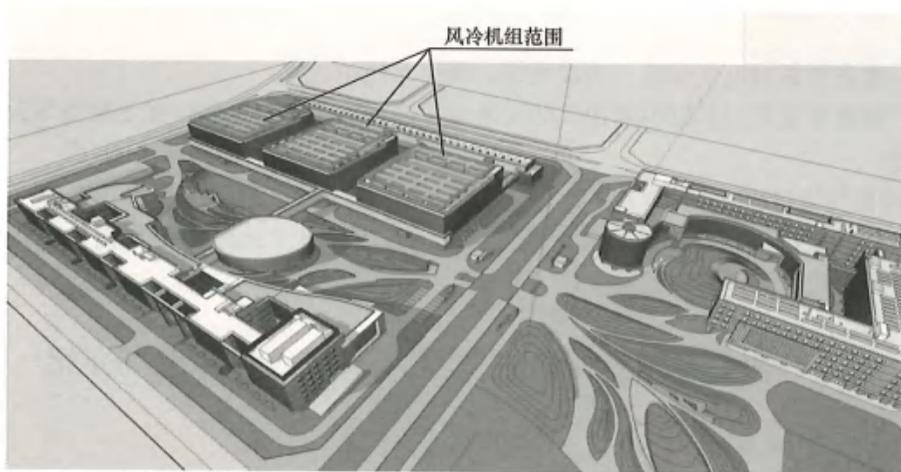


图 5.6-2 风冷机组范围示意图

5.6.2 冷热源整体方案简介

5.6.2.1 冷源方案

每栋机房楼屋面设置 24 台风冷自然冷却一体式冷水机组（20 用 4 备），每组冷源为 5 用 1 备的方案，一共 4 组，如图 5.6-3 所示。单台风冷自然冷却机组的制冷量为 1400kW（设计工况为：冷水进/出水温 18℃/12℃，室外环境为 35℃；同时要求机组在室外 42℃

下制冷量大于 1320kW)，机组内置自然冷却盘管，乙二醇溶液泵和自然冷却板换。机组可在夏季机械制冷（压缩机制冷），过渡季部分自然冷却（联合供冷），冬季全部自然冷却（室外环境温度 0℃ 及以下时间，压缩机不工作）三种工作模式下无缝切换。

冷源一次泵为定流量系统（24 台冷水循环泵），二次泵为变频系统（4 用 2 备），机房精密空调冷水系统采用二次泵变流量系统。

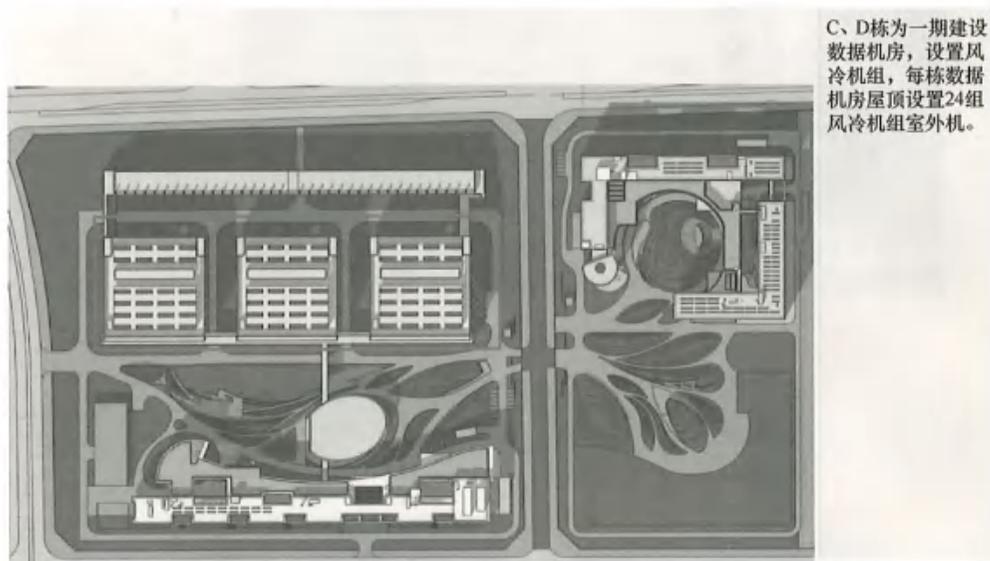


图 5.6-3 冷源方案示意图

5.6.2.2 热源方案

两栋数据机房各设 2 台水源热泵机组，一用一备，采用机房区空调冷水（18℃/12℃）作为稳定水源，经水源热泵机组变换为 55℃/49℃ 热水，供柴油发电机房楼散热器集中供暖系统和数据机房楼新风系统使用。新风及供暖系统热水采用一次泵定流量系统，末端变流量系统，采用压差旁通控制。

(1) 蓄冷罐：每个机房楼设计一个开式蓄冷罐，单个有效容积 1000m³，罐体直径 7m，液位有效高度为 27m，满足 15min 机房区满载供冷需要。蓄冷罐平时充冷，当失去市电，冷水机组停止运行时，蓄冷罐转入放冷运行，提供应急冷源。

(2) 室内末端：主要数据机房、变配电和电信接入间采用冷水型精密空调（CRAH）24h 供冷，UPS 电池间采用空气处理机（AHU）。其他用房采用风机盘管（两管制），新风机组及水系统采用四管制。电梯厅及连廊和走廊等采用水源多联机组。

5.6.3 安全性论证

如图 5.6-4 所示，由于屋面布置多台大型风冷机组，考虑到热岛效应对风冷机组提出了更高的要求。

按照主流厂家提供的数据，进行了 CFD 模拟分析，如图 5.6-5 所示。

根据 CFD 模拟情况，在风冷机组上增加导风筒的措施解决热风回流问题，风冷机组安全运行得到保证。

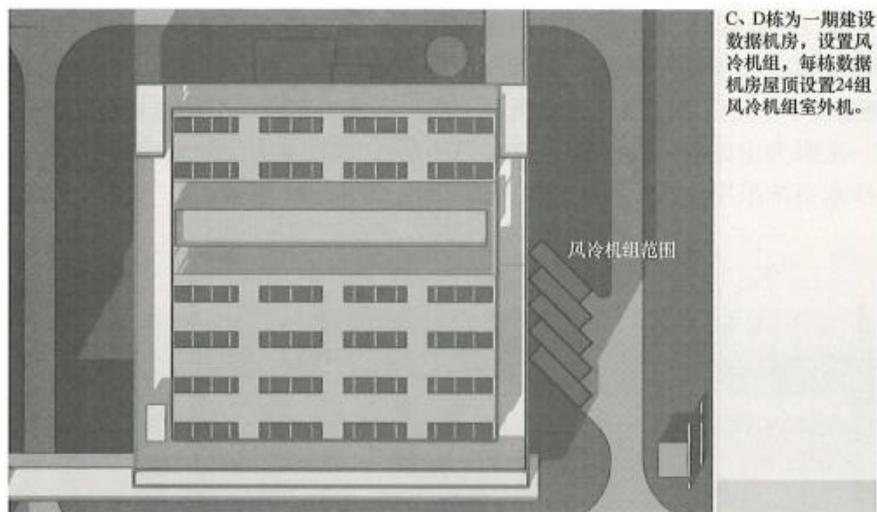


图 5.6-4 风冷机组范围示意图

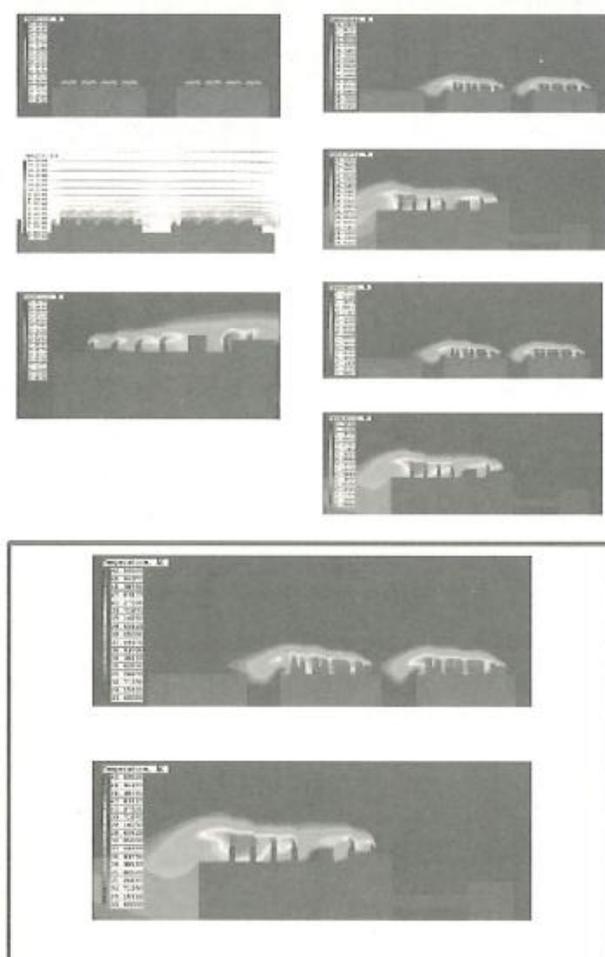
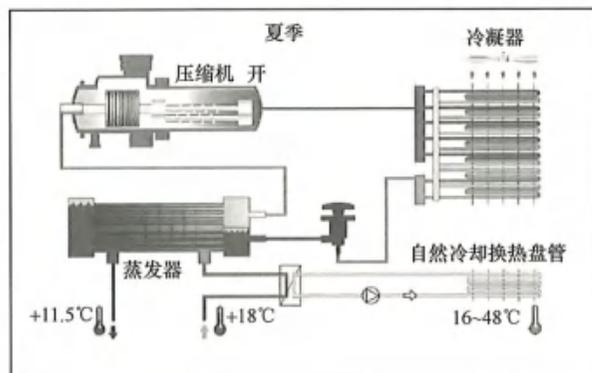


图 5.6-5 CFD 模拟分析示意图

5.6.4 节能性论证

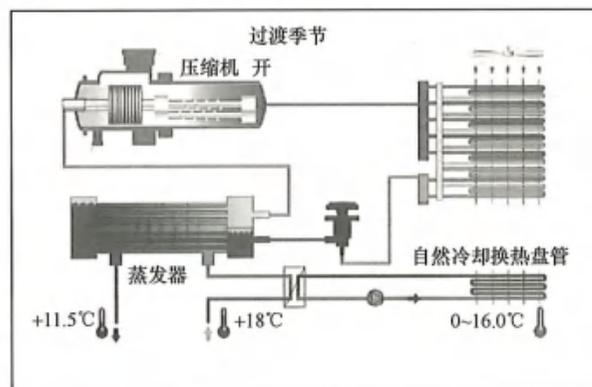
采用风冷自然冷却一体式机组，主要工作原理如图 5.6-6 所示。



自然冷却风冷冷水机组，充分利用外界自然环境的冷却能力。采用压缩机制冷和室外空气自然冷却复合制冷模式，并优先充分利用空气自然冷却运行策略。

夏季

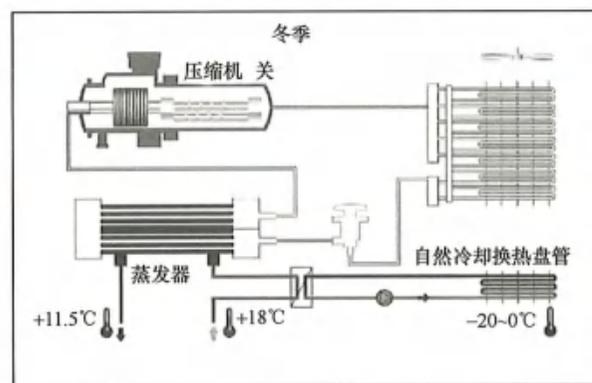
夏季时机组和常规机组一样进行正常制冷。



过渡季节

春秋过渡季和晚上，当环境温度达到比冷冻循环液（水）回液（水）温度低 2°C 左右时，开启FREECOOLING自然冷却，预冷冷冻循环液（水），此部分为自然冷却制冷，无压缩机功耗。自然冷却不够的部分，再由压缩机制冷接力（有压缩机功耗部分）达到需求冷量。

随着室外环境温度降低，自然冷却部分占的比例越来越大，直至达到100%，完全自然冷却制冷，无压缩机功耗。



冬季

在冬季，当环境温度达到比冷冻循环液（水）供水（水）温度低 5°C 或以上时，自然冷却达到100%，压缩机制冷系统关闭，机组无压缩机功耗，仅有少量的风扇运转功率。

图 5.6-6 主要工作原理示意图

按照北京典型气象参数的逐时分析，在提高制冷机组出水温度的思路下，风冷自然冷却机组的过渡季实现联合供冷和冬季实现全部自然冷却的时间较长，节能效果明显。同时，采用这种方案克服了数据中心实际应用中自来水供应为单点故障源的困难，在实际缺水的应用区域是较好的解决方案。

5.6.5 其他安全性措施考虑

(1) 当自然冷却功能出现故障时（自然冷却盘管受损或者水泵故障等），要求风冷机组可以在夏季高温和冬季极限低温下采用压缩机制冷。

(2) 冬季防冻措施（自然冷却盘管内的防冻液冰点温度，机组内置水系统，室外冷冻水管网中的电加热保护等）。

(3) 冬季超冷模式下（自然冷却量大于设计要求），对冷水温度的控制保证。

(4) 集中监控中的主控制器安全性（采用双路楼宇群控 BMS 系统同时在线，系统双路热备份）。

(5) 运维管理上的安全保证。

5.7 谷歌创新的数据中心空调系统建设方法介绍

谷歌的数据中心多采用冷水系统，如图 5.7-1 所示谷歌数据中心的大型空调系统。水冷的核心优势是水的比热容比空气大得多，因此输送水比输送空气成本更低。对于处理器数量日益增加的高效运转的数据中心服务器而言，通过水冷方式给服务器处理器降温是最行之有效的一种散热方式。谷歌的设计思想是尽可能让水通过各种方式到达机架，这并不是工业界第一次这么做，但谷歌做得几近完美。此外，虽然水系统的运行效率较高，但采用水系统的大规模数据中心的管路和设备会非常复杂，因此其工艺质量也会大大影响系统可靠性和建设进度。谷歌最新的数据中心建设时间只有约 12~16 个月的时间，比传统机房 2~3 年的建设时间大大缩短，那么谷歌是如何在保证系统可靠性的基础上，还能实现数据中心的快速建设呢？本节通过其数据中心空调系统创新的建设方式，了解其数据中心的建设思路。

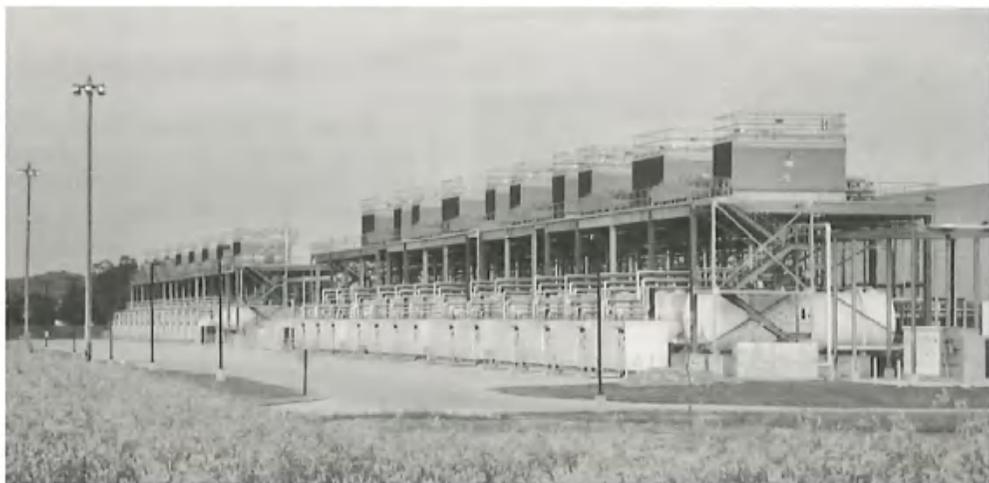


图 5.7-1 谷歌数据中心的大型空调系统

5.7.1 谷歌空调系统建设的三大特点

谷歌创新的空调系统建设方案总结下来有三个特点：第一个是在机房建设初期采用租赁设备模式尽快让机房投入生产，然后同时建设剩余的永久性固定部分，等机房全部建成后租赁的设备退还给设备租赁公司；第二个是初期采用风冷冷水机组或者混合式冷却塔等设备，无需冗长审批申请流程，快速让机房投入生产，然后同时滚动建设；第三个是模块化的空调子系统可以不断地增加并投入使用，且建设过程中增加的空调子模块不会对已经投产的部分系统有较大影响，这几个特点大大加快了谷歌数据中心建设进程。

1. 在机房建设初期采用租赁设备的模式尽快让机房投入生产

在数据中心建设的初期，冷水机组、临时变电站或开关投切设备等设备可以租赁的方式快速投入数据中心的初期运营。随着建设的逐步深入以及IT负载不断增加，永久性安装的或者自购的长周期设备逐步安装起来并投入使用。当最后固定安装或者自购的设备能够承担全部负载时，租赁的设备再逐步退场并返回给租赁公司。

传统方式的数据中心各个子系统互相关联，需要全部设备采购、审批、建设、系统联合测试验证完成后才能投入使用，这种模式下大型设备如变电站、柴油发电机和制冷系统等经常会导致项目延期。因为IT负荷不会一下子就上满，在建设初始阶段中采用稍微小规模或者小容量的设备，采用租赁而不是自行采购模式，这样设备获得以及测试验证会更为容易开展，确保数据中心可以尽快投入应用，还可以减少资金的压力以及（或者）得到更高的能效等。

2. 初期采用风冷冷水机组或者混合式冷却塔等设备

在市政供水以及排污许可等申请和建设完成之前，数据中心的初始负载由租赁的风冷冷水机组来散热，数据中心工作在有限的容量范围内。这个阶段，业主可以开展长周期设备的采购并现场安装冷却塔，以及其他市政供水建设和排污申请等。等到这些申请许可被授予并允许投入使用后，这些已完成安装的冷却塔开始使用市政水来散热并承担起全部的负载。然后前期租赁的风冷式冷水机组可能被移除退租，或可能仍保留被用来提供额外的冷却需求，比如高温天气冷却塔冷容量不够，或者某些冷却塔需要维修等。或者还可以采用混合式冷却塔等类似的方法，在数据中心建设初期采用闭式非蒸发工况运行，直到有充足的市政水供应并完成排污许可等，再切换到制冷量更高的开式蒸发工况运行。如图5.7-2所示，初始阶段，三通阀1025切到冷却塔内闭式盘管散热，而排污审批通过后可切换到顶部的开式蒸发工况运行。相比较于传统串行的冗长建设过程，前面的这些方法可以让数据中心以更快的速度投入使用，特别是当数据中心需要大量的用水时，审批建设流程将会是漫长和耗费精力的。

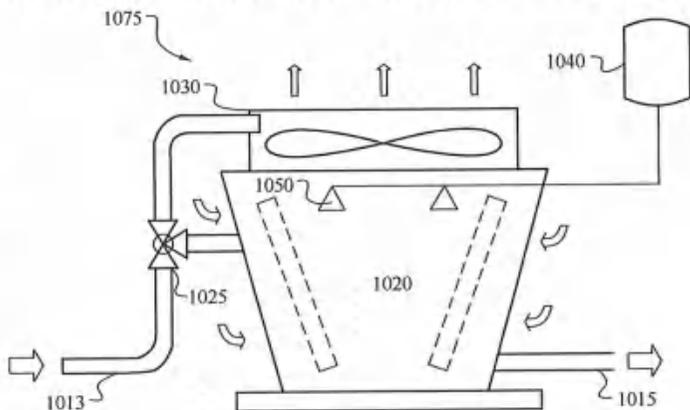


图 5.7-2 混合式冷却塔原理

3. 空调主管路先行建设及空调子系统的模块化安装调试

数据中心的大型冷却系统被模块化分区，使得部分数据中心冷却模块可以先行建设，经过测试验证先投入使用，然后其他冷却模块也按此方式逐个建设并验证，直至全部模块建设完成。数据中心内的每个制冷分区，比如一些冷却塔、换热器和关联水泵等，与特定区域内的服务器机柜组成一个制冷区域，由一个制冷分区来负责。这些制冷分区按业务增长需求以及经济性，尽量以一个合适的颗粒度模型被设计和建设，彼此之间尽量少耦合，避免和已经投产的其他制冷分区产生影响，然后逐个建设并测试验证，按需投入使用。基于前面的这些分析和思路，数据中心内的一根或者多根主系统管路被先行建设，这些主管路被阀门等分成多个独立部分，每个部分之间可以被阀门等互相隔离。然后在此主系统管路上建设第一组冷却塔和冷水机组等，并测试验证该组冷却塔和冷水机组，同时建设并接入第一批服务器业务，再与空调系统联调并投入生产。然后再建设第二组冷却塔和冷水机组等，并继续测试验证第二组空调子系统，由于有相互隔离，第二组的测试验证工作很大程度上不会影响到已投产的第一组空调子系统。然后采用同样的办法在主系统管路上不断扩容这些空调子系统。每组空调子系统都是模块化设计，包括一个或者多个冷却塔以及换热器，相互之间可隔离，并且测试验证和投入运行基本不会影响到其他子系统。通常，第一组空调子系统会采用租赁设备的模式快速投入运行，而第二组之后的空调子系统由自购设备的模式永久性安装调试投入使用，直到第 $N+1$ 个空调子系统测试验证后投入使用，如图 5.7-3 所示。最后，第一组空调系统退出或者留下来用于提供备用冷量。



图 5.7-3 带冷水机组的制冷系统模块化阵列

谷歌的目标是使用尽可能少的能源来为谷歌的产品提供动力，因此能不用机械制冷的冷水机组就尽量不用，而谷歌的高效冷却塔系统就是在这方面所做的努力的典型，在北欧的几个数据中心都实现了无冷水机组机房的设计和应用。但在一些夏季比较炎热的地区，谷歌还准备了备用冷水机组，以防温度或湿度过高导致无法只依靠冷却塔来排热。只在万不得已的时候才使用这些装置，因为冷机的效率没有使用外部空气进行散热的效率高。

5.7.2 详细的空调系统建设过程介绍

图 5.7-4 是谷歌数据中心建设早期的平面图，冷却模块 108a 通过接入管段 106 和 104 连接到永久性空调主管上，隔离阀 114 用于从主管上隔离接入管段 106 和 104，这样在建设初期冷水被控制在阀门 114 的下半部，而其他部分仍保持管路干燥不影响其他部分的

从图 5.7-5 中可以清楚地看到，建设中新增的冷水水平支管 120，并在此 120 环路的上方准备安装机柜和空调，且环管 120 可能会安装在架空地板下来减少漏水或者爆管的风险。同样，在图 5.7-5 中还可以看到，冷却模块 108b、108c 和 108d 也已经被建设好，每个冷却模块对应一定排数的服务器机柜，而这些机柜排数则根据每个冷却模块的制冷容量来配置，比如每个冷却模块可以覆盖 2~3 排的机柜。这里只是示意，现实中谷歌不会采用这种机柜排和水平支管平行的方式，因为任何一个水平支管故障都可能影响一整排机柜，实际做法后文会进一步介绍。等整个机房完成建设后，较早建设的冷却模块 108a 可以作为整个数据中心的备用冷机，或者说当满负载下的冷却模块需求是 N ，则 108a 可以作为 $N+1$ 的备份来提高系统可靠性。整个机房在满负荷下即便出现某台冷却模块故障或者需要停电检修，仍可以保证整个机房有足够的冷量满足散热需求，甚至可以满足额外超出的负载尖峰。每个冷却模块都是模块化建设，包含冷却塔、换热器、阀门系统、水泵和配电单元等。而分布式蓄冷系统，比如盐水罐或者蓄水塔也会被建设，当负载较低时存储冷量，而在负荷高峰时也可以释放冷量，用于负载的消峰填谷。如图 5.7-5 所示的案例，4 个冷却模块已经被建设好，而两排的空调及服务器已经投入使用，以及第三排机柜准备建设。下一阶段将会建设 120 管路上方的机柜以及空调，然后再建设其他新的空调冷却模块以及机柜和置顶空调，直至整个机房完成建设，图 5.7-6 是包含了蓄冷罐和混合塔的实际冷却模块现场照片。



图 5.7-6 谷歌冷却模块的现场实景

图 5.7-7 是某个数据中心建设的早期平面图，其中冷却模块 148 是租赁来的小容量冷却模块，而 145 则是永久性安装的大型自购冷却模块。154 是主供水管，而 156 是主回水管，截止阀 144 允许冷却模块 145 从整个空调系统中独立开来。类似的，租赁的小冷却模块 148 也通过接头 150 连接到整个空调系统中，并可由截止阀 146 从空调系统中独立开来。通常租赁的冷却模块 148 比自购永久性冷却模块 145 的尺寸和制冷容量都要小一些，比如方便采用标准卡车方便拖运到现场，通过软接头等方式快速连接到空调主管路中提供额外的冷量，也容易从主系统中拆卸和退租。数据中心建设的初期，租赁来的小冷却模块 148 投入建设并调试，同时还在机房内建设好机柜及置顶空调等，然后再和冷却模块 148 一起经过测试验证环节，快速投入生产。由于冷却模块 148 的制冷能力有限，以及随着 IT 负载不断增加的上架量，永久性的冷却模块 145 就需要被建设，但此时截止阀 144 仍

处于关闭状态，不接到整个系统中。当 145 永久性冷却模块完成建设，则通过 144 截止阀连接到整个系统中，并经过测试验证后投入使用。随着负载的不断增长，新的 IT 机柜以及新的冷却模块不断被建设、测试验证、投入使用。除了空调系统外，供电系统也可以采用类似的租赁方式快速满足早期的供电需求，比如图 5.7-7 左下角的临时租赁供电模块 152 用于数据中心早期的负荷，随着负载的不断增长，永久型的供电基础设施也被不断建设并测试验证、投入使用。

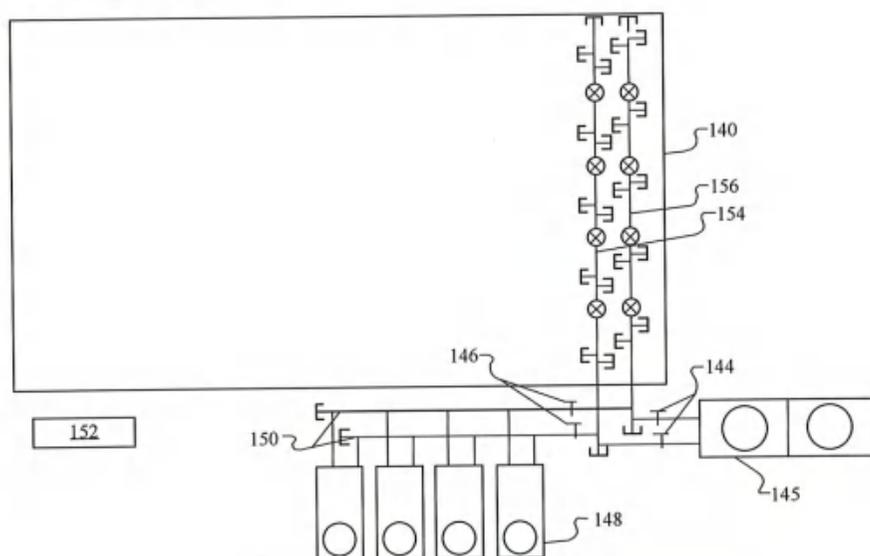


图 5.7-7 租赁空调系统和永久性空调系统的安装示意

图 5.7-8 是上文提到数据中心的侧视图，服务器机柜 230 安装在架空地板上，地板下则安装着整排机柜对应的水平供水接头 218 和回水接头 220，而机柜底下的水平支管 226 上则鱼骨状衍生出很多的置顶空调软管 228 连接到每个置顶盘管内，用于每个 hothuts 微模块的散热。而冷却模块 204 则由冷却塔 206、水泵 208、板换 216 以及冷机 210 等构成。冷机 210 可以为风冷冷水机组，在冷却塔被允许工作或者排污申请被批准之前，靠 210 风

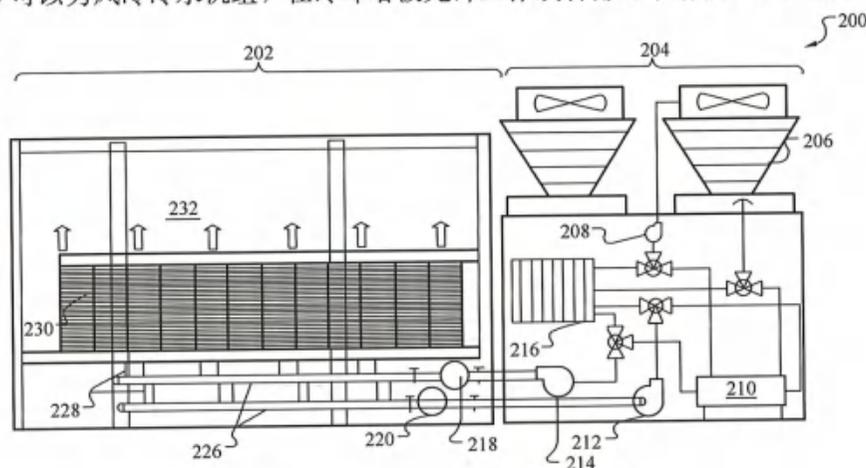


图 5.7-8 谷歌数据中心的机房侧视图示意

冷冷水机组来散热，通常其制冷容量会比冷却塔 206 的散热量要小，而且能源效率也比冷却塔要差。

5.7.3 整个机房空调系统的建设和测试验证流程

图 5.7-9 (a) 是谷歌空调系统初始阶段的建设流程图，最开始采用租赁的低效率、小容量的风冷冷水机组，同时建设永久性冷却塔并申请供电及排污的许可，等这些都完成后负载再切换到更大制冷能力的永久性冷却塔内。图 5.7-9 (b) 是租赁设备建设退出流程图，介绍临时性租赁设备模式迁移到永久性设备工作模式的整个过程。采用租赁的方式可以让数据中心快速获得设备，等永久性冷却设备建设完成后，租赁设备可以被退出还给设备租赁公司，或者被留在现场，用于在高温天气或者主设备需要检修维护时的额外供冷路由。

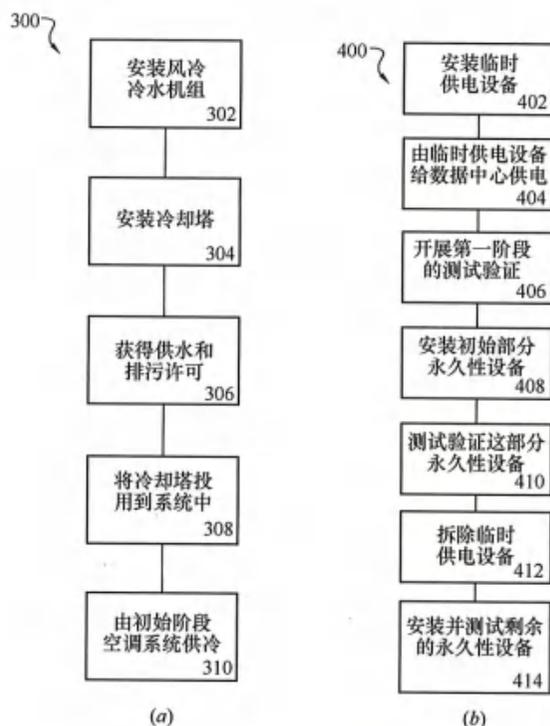


图 5.7-9 数据中心建设流程图

(a) 数据中初始阶段建设流程；(b) 租赁设备建设退出流程图

图 5.7-10 是数据中心按顺序建设和测试验证的流程图，数据中心园区公共主骨干管路被预先建设，并被主管路阀门分割成多个子段，每个子段预留好相应的接头以及支管阀门。然后，数据中心的制冷模块逐个被建设，并且至少留有一个作为冗余。接着，当有新增业务需求时，可以继续同步开展新增空调散热子系统的建设，以及机房内 IT 负载和制冷末端的建设，两者建设完成后分别被单独测试验证，然后再接入主系统并联动通过。新增空调散热子系统的容量和 IT 负载的规模可以合适匹配，比如一个空调散热子系统根据不同的散热能力可以覆盖一排或者多排 IT 机柜。然后不断重复前面的子业务系统不断增加，直至整个机房完成全部建设。

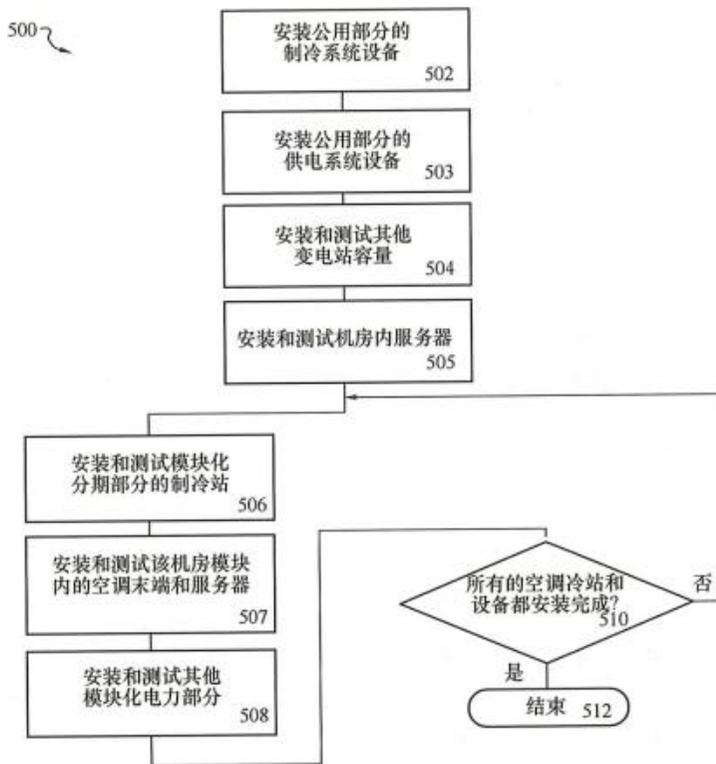


图 5.7-10 谷歌数据中心的建设测试验证流程

类似的，数据中心园区供电系统的核心配电部分也预先建好，这些需要给整个或者大半个数据中心用的公共供电基础设施部分需要被先行建设并测试验证通过，来尽量避免后续逐个增加的模块化单元对主系统的影响。由于采用了谷歌独有的服务器 UPS 技术，其配电系统非常简单，也和空调系统一样采用模块化按需建设。从图 5.7-11 所示谷歌的某个 IDC 平面布局就可以非常清楚地看到这个特点，南电北水模块化一一对应，不断按需扩容。除此之外就是门口附近的一些简单的功能间，用于现场办公和设备进出等，总体机房空间利用率很高。



图 5.7-11 谷歌某个数据中心的外部模块化建设图片

5.7.4 机房内 IT 机柜和空调管路的布局类型介绍

前文提到过采用图 5.7-5 所示的机柜排和横向支管平行的方式下，存在横向支管故障导致整排机柜过热的风险，而机房内横向支管故障或检修的可能性是很大的，又该如何设计保证机房内的供冷持续性呢？下面重点介绍两种 IT 机柜和空调管路的布局类型。图 5.7-12 是数据中心 600 的平面示意图，可以看到整个数据中心内的 IT 机柜以及制冷末端，还有整个机房地板下的管路布置。整个机房内可以安装几千甚至几万台服务器，由 608a 到 608f 的多个子冷却模块单元来散热。以图 5.7-12 为例，机房 602 内已经建设好了 4 纵列的带置顶空调机柜列 616。每纵机柜 616 列由两列 IT 机柜 618 以及通道顶部的制冷单元 619 构成。每个单独的 IT 机柜基本子单元则由三联柜构成，每个机柜高度为 6~8 英尺，而机柜的深度仅约为 1.5 英尺深（不到 0.5m）。制冷盘管及风机单元则安装在两列机柜中间热通道的顶部。制冷盘管及风机单元则安装在两列机柜中间热通道的顶部。

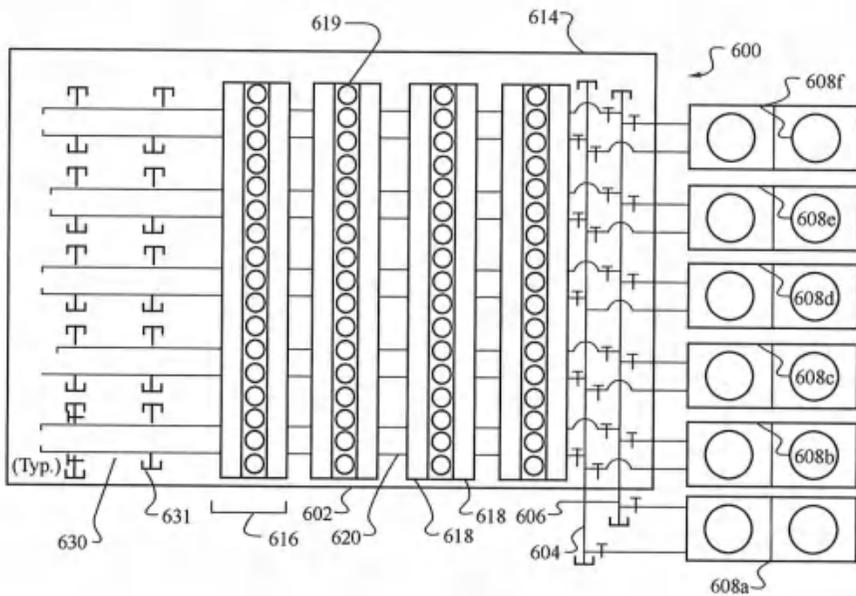


图 5.7-12 机房内的 IT 机柜和空调管路的垂直模式布局

冷却模块 608a 到 608f 都连接到主管路 604 和 606 上，而多个横向支管 620 也连接到主管路 604 和 606 上，并且在机房内横向支管 620 上会建设纵向服务器机架。数据中心投入使用后，整个机房大环境是冷通道，冷风从三联柜服务器机架前面进入，被加热后从服务器尾部排出进入热通道，然后被热通道顶部的空调盘管制冷后再排回到整个机房大环境，重新开始新的循环。机柜顶部的制冷盘管 619 内的冷水则从横向支管 620 上获得，比如每 3 个柜子对应一个 619 盘管，每个机柜置顶 619 盘管都有垂直软管从 620 横向支管获得冷水，620 支管内的冷水被 IT 设备加热后重新回到冷却系统 608a~f 被制冷或者散热。此外，各种各样的阀门，比如主管路阀门 614 用于隔离机房 602 和其他机房模块之间的冷水，避免其他机房建设中管路内有水影响施工。或者阀门 614 在数据中心开始建设阶段，

可以作为额外备用冷机的冷水供水口，如备用冷机 608a 给房间 602 做临时性供冷，使之快速投入使用。而横向支管 620 上也有一些隔离阀，比如阀门 630 用于管路末端的关闭或者临时性封堵用于后续管路延伸（可能也会用于管路成环，左侧也可以进冷水）。横向支管 620 上还有很多支路水接头 631，比如 631 用于软管连接到某个置顶空调 619 上，这些隔离阀 630 和水接头 631 允许服务器机柜纵列甚至服务器机柜单元逐个建设，不断增加。

图 5.7-12 中，冷却模块 608b 到 608f 对应着数据中心 602 内的特定横向支管，而横向支管 620 通常和纵向的机柜列 616 相垂直。这种布局下，每个横向支管可以覆盖到多个机柜纵列内的特定部分机柜，如果某个横向支管需要停水或者检修维护，则该动作不会影响整个机柜列，因为这些机柜纵列内都是共享冷通道和共享热通道，而机柜纵列内受到影响的少量机柜的发热量则可由横向支管 620 旁边的其他横向支管以及整个机房大的冷环境来吸收掉，因此某个冷却子系统或者某个横向支管维护检修，基本不影响机房运行。图 5.7-13 是数据中心 650 内的另外一种管路布置图，与前面介绍的图 5.7-12 所示垂直方案类似，658a 到 658d 冷却模块给机房 652 供冷，横向支管 670 连接到主管路 654 和 656 上，这种新的模式下，服务器机柜排 669 则横向布置平行于横向支管 670，简称为平行方案。横向支管 670 上的分支软管 680 和 682 却连接到不同的机柜排顶部的冷却盘管，其他的横向支管上的分支软管也连接到多个机柜排顶部盘管。这种布局下每排机柜的置顶空调都可以从全部的横向支管分别来获得冷量，即便某个横向支管故障或者需要停水检修，也不会影响到整个机柜排。因为每个机柜排内，发生故障的那个空调盘管需要承担的散热可以由共享冷通道和热通道中的其他空调盘管来承担，整个机房大环境是个大冷池，不会有过热的风险。

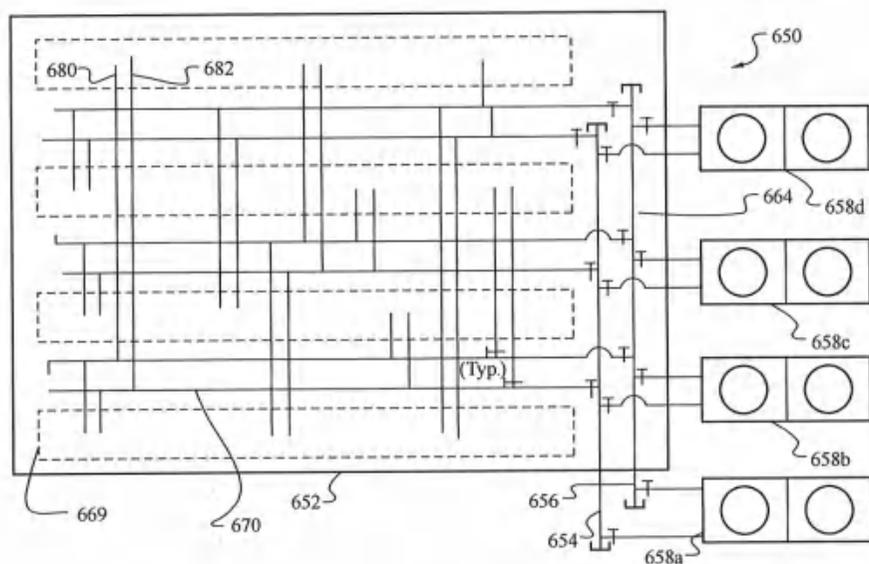


图 5.7-13 机房内的 IT 机柜和空调管路的水平模式布局

图 5.7-14 是谷歌数据中心内置顶空调机房建设过程中的照片，机房内部一排排支撑架上是其封闭热通道顶部的置顶空调，架空地板下走水，而机柜上方是母线排，并通过软管连接好冷水，供电系统和冷水系统测试验证完毕之后等待整机柜交付。提供一个个的三

联柜泊位，机柜置于热通道前锁固，即插即用，快速投产。

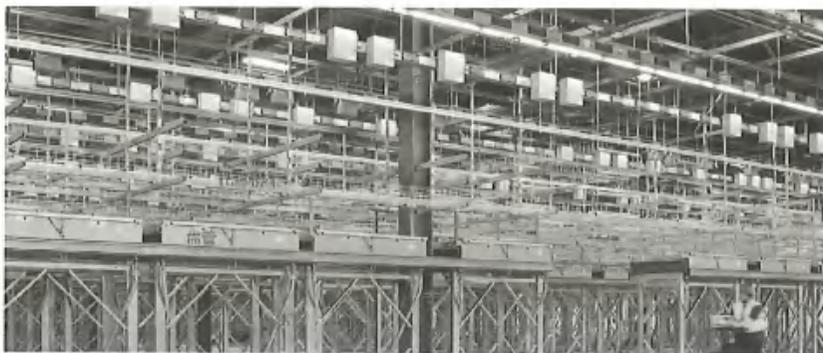


图 5.7-14 谷歌数据中心内置顶空调机房照片

5.7.5 小结

谷歌采用模块化建设思路，在建设初期采用可移动式风冷冷水机组或者混合式冷却塔等无需审批，并以租赁设备模式快速投入生产，然后边生产边滚动开发，直至全部建成，租赁设备退出的模式，达到大大缩短建设周期的目的。谷歌的数据中心总体建设思路就是简单灵活，虽然国情有所不同，但其创新型的数据中心空调系统设计仍值得国内同行学习借鉴。

5.8 数据中心气流组织实测方法

5.8.1 数据中心气流组织

目前数据中心热环境的研究主要集中在气流组织。数据中心气流组织可以由温湿度场、流场、压力场等体现。气流组织对数据中心的温度场和湿度场有重要影响。CFD 模拟和实验测试成为研究数据中心气流热性能最常用的方法，而实测是获取数据中心实际运行热环境的唯一方法，对检测评估数据中心的局部热点和气流组织的循环旁通等情况至关重要。

采用冷热通道形式的地板送风系统用静压作用将冷空气输送分配到机架，其出色的可靠性和便利性使之成为数据中心最常见的送风方式。随后，地板送风系统领域进行了大量研究，力图改善沿冷通道出流的均匀性，以提高热性能。提高气流均匀性将减少进风温差，进而允许提高设备送风温度和供水（冷媒）温度，增加全年自然冷却时间，提升制冷机组能效。影响地板送风气流组织的主要影响因素有几何结构和工况参数等。一种气流分布均匀、送风效率高的气流组织方式是实现最佳热性能必不可少的基础。

气流组织侧重于气流均匀性和送风效率，而气流管理研究旨在减少冷热气流掺混，消除局部过冷过热现象。数据中心的局部高热密度使得机房内存在较多高温梯度情况，杂乱无序的冷热气流在送回风过程中极易掺混，既会浪费冷量，也会产生安全隐患。冷热气流掺混主要有两种体现：冷气流旁通和热气流循环。冷（气流）旁通指的是经过机房专

用空调处理过的低温气流未经过机架冷却服务器就进入回风，与服务器排出的高温气流掺混回到空调器。热（气流）循环指的是服务器排出的高温气流未通过回风回到机房空调，而从机架顶部或侧面回流至服务器进风口重新进入服务器，这种热循环大大减少了冷气流在冷却过程中的参与，是局部热点的重要因素。过冷与过热现象对应数据中心的节能性与安全性，过冷意味着不节能的冷量浪费，而过热会产生宕机的安全隐患。安全与节能是数据中心气流优化的重要方针，节能优化须以不可妥协的安全性为前提。同时，安全性也是一种节能性，过量的安全性裕量可以通过提高送风（供水）温度的方式等转化为节能性。

5.8.2 实测方法

数据中心热性能实测是管理和运维工作中不可缺少的部分。不可否认，仿真模拟是研究数据中心气流组织的主流工具，但实测是检验优化方法与验证模拟成果的重要方式。本节将列举几种主要的实测与应用方法。

数据中心热环境实测主要是对温度、湿度和风速等物理参数进行测量。参照测量相关的标准规范，测试温度、相对湿度的仪表精度等级不应低于2级。考虑到机房内各测点出风速度均不超过5m/s、同一立面同一水平高度上温差小等特点，针对此类微小风速和小温差场合，选择如表5.8-1所示的仪器进行测量。实测仪器可采用热敏风速计和温湿度变送器等传统设备，也可采用红外成像测温仪等新型测量设备。

实测仪器列表

表 5.8-1

名称	品牌	规格	测量范围	精度	说明
热敏风速计	TESTO	425	0~20m/s	±(0.05m/s+5%测量值)	数据中心冷、热通道内速度测量
温湿度变送器	VAISALA	HMT120	-40~80℃ 0~100%RH	温度+15℃~+25℃, ±0.2℃ 0~+15℃和+25℃~+40℃, ±0.25℃ 相对湿度 0≤T≤+40℃, ±1.5%RH (0~90%RH) ±2.5%RH (90%~100%RH) -40≤T≤0℃和+40≤T≤+80℃, ±3.0%RH (0%~90%RH) ±4.0%RH (90%~100%RH)	数据中心冷、热通道内温度、湿度测量
红外成像测温仪	FLIR	One	-20℃~120℃	±0.1℃	数据中心机柜后门温度拍摄

在此案例中机柜的普遍尺寸为600mm(W)×1100mm(L)×2000mm(H)，因此在此测点布置上，沿机柜排列方向选取的检测点不应少于3个，沿机柜垂直方向宜选取3个检测点。沿机柜排列方向选取的第一个检测点距第一个机柜外边线宜为300mm，监测点间距可根据机柜排列数量，选取0.6m/1.2m/1.8m三种间距之一进行测量。

实测过程中，在沿机柜排列方向选取600mm的间隔测点，且第一个检测点距第一个机柜外边线300mm，即在各个机柜进、出风面的中间取点。垂直方向也按标准选取三个测点，分别距离地板500mm、1000mm、1500mm，距离机柜门20mm，如图5.8-1、图5.8-2所示。在每个测点进行6次测量，测量时间间隔为15min，取6次测量的平均值。

数据中心热性能实测主要是对机房内温度和湿度进行测试，测试的主要方法除传统方法外还有红外成像和分布式光纤测温。图 5.8-3 所示为红外成像的测试与模拟结果的对比，相比传统的温度测试方法，红外成像能够更方便迅速地获得实时的二维温度场数据。由于数据中心内热源分布特殊、温度梯度大的特点，红外成像是极佳的获取温度数据的方法，尤其是在进行优化前现场勘探、局部热点检测、局部过冷检测以及机房气流异常检测等方面。此外，分布式光纤测温技术也是数据中心测温的技术，图 5.8-4 所示为测温光纤在机柜进出风口的布线。传统测温技术布线复杂、易受干扰、效率不高，且测量密度小，无法对局部热环境进行有效分析。分布式光纤测温技术使得对温度场的实测变得高效、准确，如今数据中心已经能够实现 100% 光纤覆盖，通过合理布线方式，能够实时获取二维甚至三维的高密度数据中心温度场数据，且便于接入动环系统进行热环境评价。

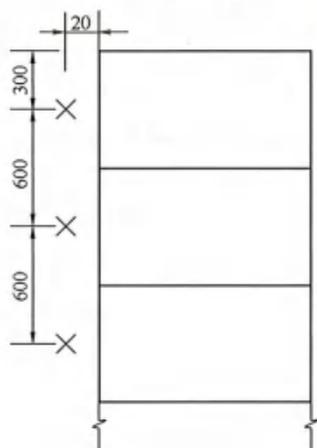


图 5.8-1 每列机柜进风侧测点布置

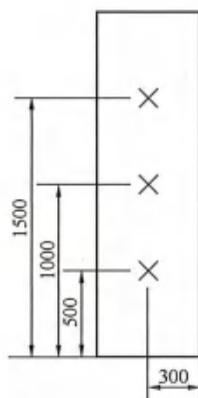


图 5.8-2 单个机柜垂直方向测点布置



图 5.8-3 红外成像实测与模拟结果对比

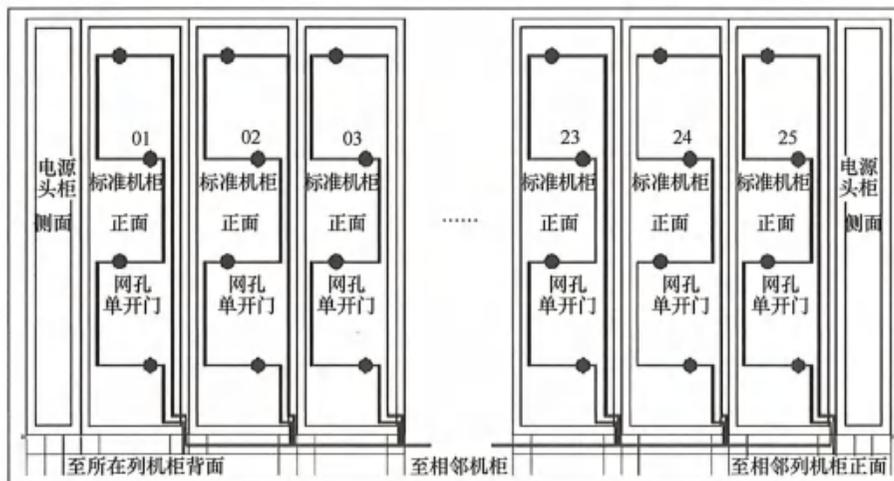


图 5.8-4 分布式光纤测温布线

对于传统的数据中心实测技术,也可以通过 Surfer 等软件对数据进行平面化处理,以实现数据的可视化。对空气物理参数的点测量与点阵测量数据往往不直观,需要通过合理的评价计算方法来间接体现结果。而光纤测温等平面测量方法往往不够精确,对大型场的测试精度不够,且无法进行多维化处理。图 5.8-5 和图 5.8-6 所示为湿度场实测数据平面化处理和温度数据的三维可视化处理,能使实测结果更直观,在研究气流均匀性时尤其重要。

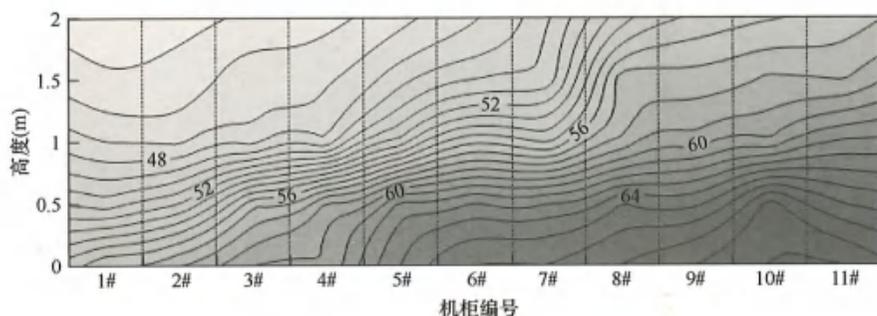


图 5.8-5 湿度场实测数据平面化处理

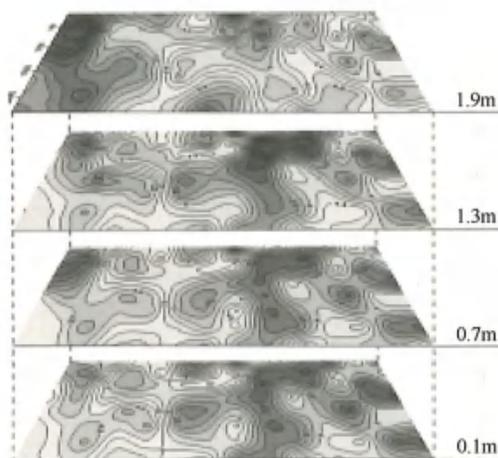


图 5.8-6 温度数据三维可视化

本章参考文献

- [1] Lu H J, Zhang Z B, Yang L Z. A Review on Airflow Distribution and Management in Data Center[J]. Energy and Buildings, 2018.
- [2] Makwana Y U, Calder A R, Shrivastava S K. Benefits of properly sealing a cold aisle containment system[C]// Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems. IEEE, 2014: 793-797.
- [3] Zhang K, Zhang X, Li S, et al. Review of underfloor air distribution technology[J]. Energy & Buildings, 2014, 85(85): 180-186.
- [4] Cho K, Chang H, Jung Y, et al. economic analysis of data center cooling strategies[J]. Sustainable

Cities & Society, 2017.

- [5] Tatchell-Evans M, Kapur N, Summers J, et al. An experimental and theoretical investigation of the extent of bypass air within data centres employing aisle containment, and its impact on power consumption[J]. Applied Energy, 2016, 186: 457-469.
- [6] 陆宏杰, 尤申文, 张忠斌等. 光纤测温在数据中心热环境性能分析中的应用[J]. 低温与超导. 2018, 46(09) : 77-81.