

“十三五”国家重点出版物出版规划项目
21世纪高等教育建筑环境与能源应用工程系列规划教材

数据中心 节能技术与应用

张泉 李震 等编著





张泉
湖南大学



李震
清华大学



郑宏
中国数据中心
产业发展联盟



崔志强
美国科罗拉多大学
博尔德分校



王辅仁
勤益科技大学



余跃滨
美国内布拉斯加大学
林肯分校



黄公胜
香港城市大学



陈旭
中国人民解放军
国防科技大学



黄翔
西安工程大学

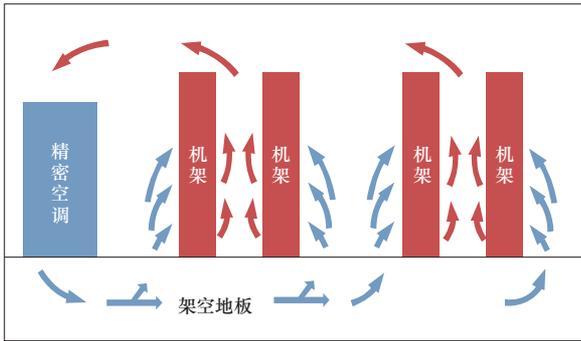


图 1-12 地板下送风方式



图 1-19 湿膜型蒸发式冷凝器

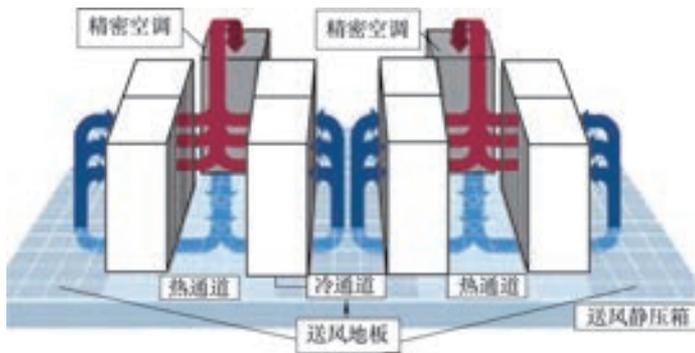


图 1-13 冷热通道示意图

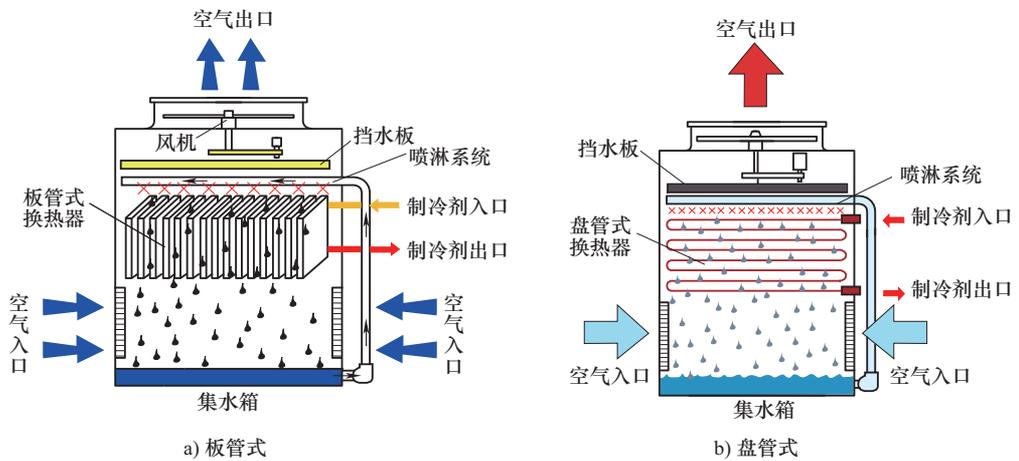


图 1-18 喷淋型蒸发式冷凝器

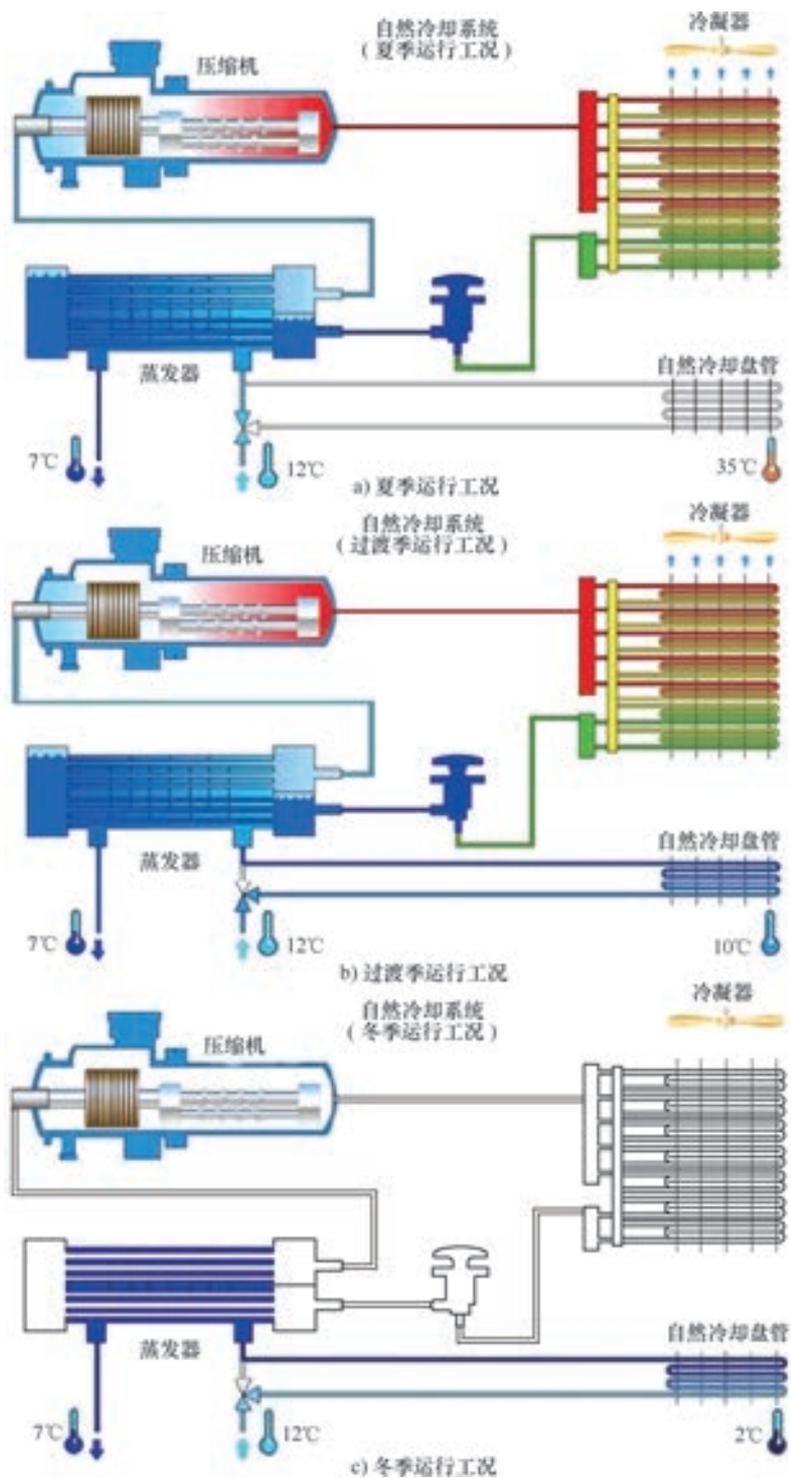


图 1-17 带自然冷却的风冷冷水机组的运行工况

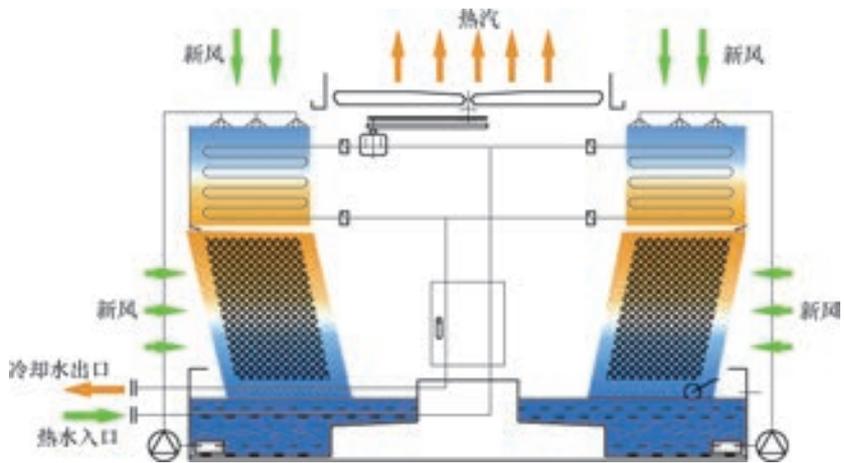


图 1-21 横流冷却塔的气流流动示意图

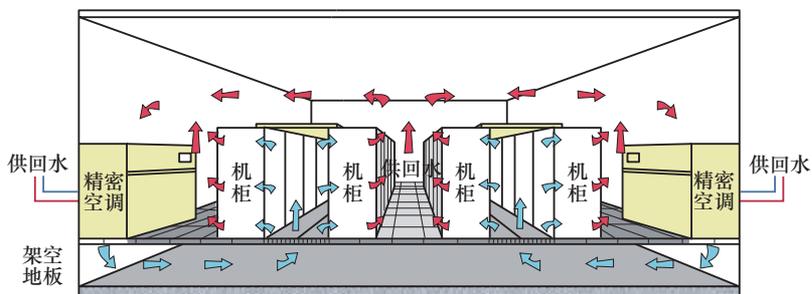


图 2-4 封闭冷通道布局形式

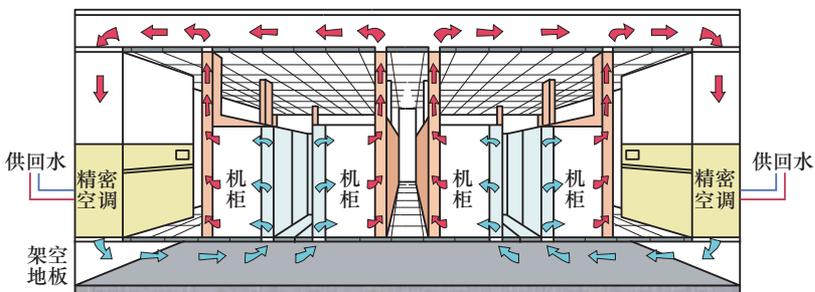


图 2-5 精确送风布局形式

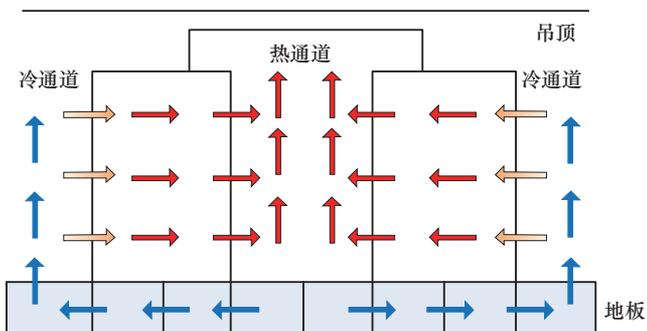


图 2-6 热通道隔离系统

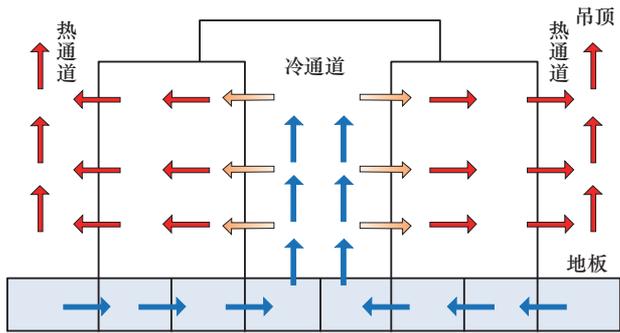


图 2-7 冷通道隔离系统



图 2-18 数据中心 IT 设备的构成与基本单元

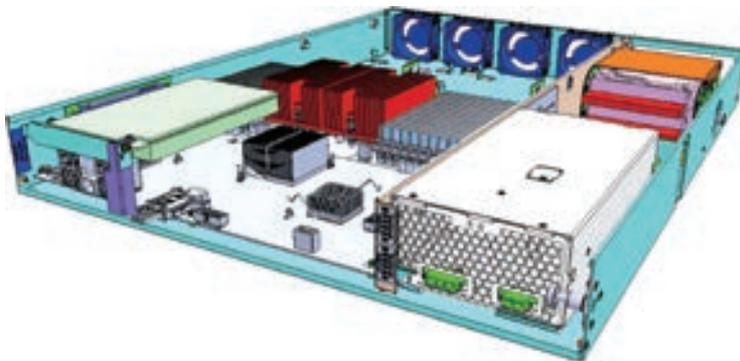


图 2-22 开放式服务器的外壳构造和主板构造

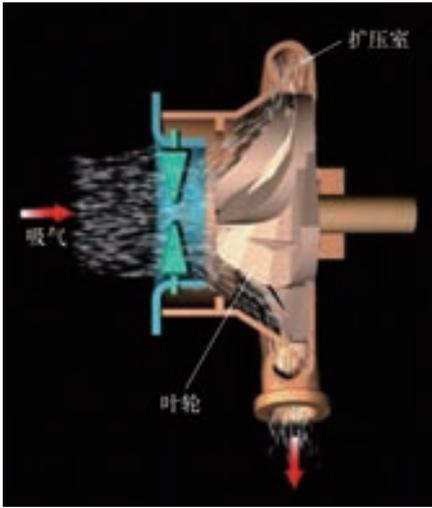


图 3-8 单级离心式制冷压缩机

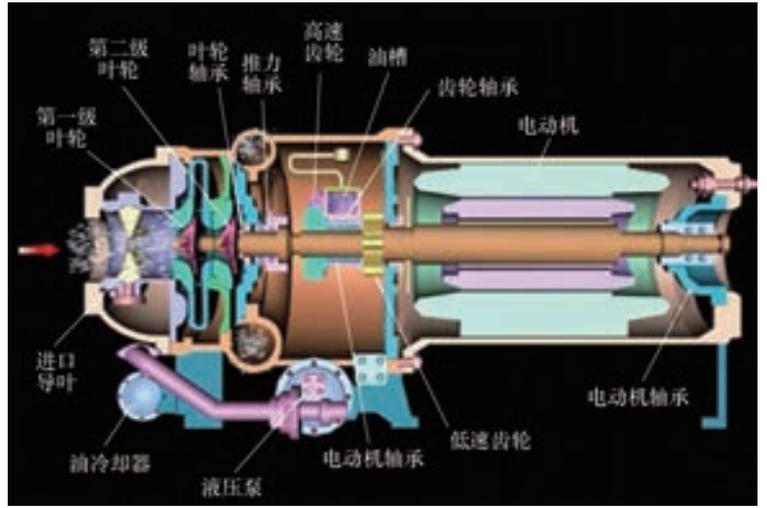


图 3-9 双级离心式制冷压缩机

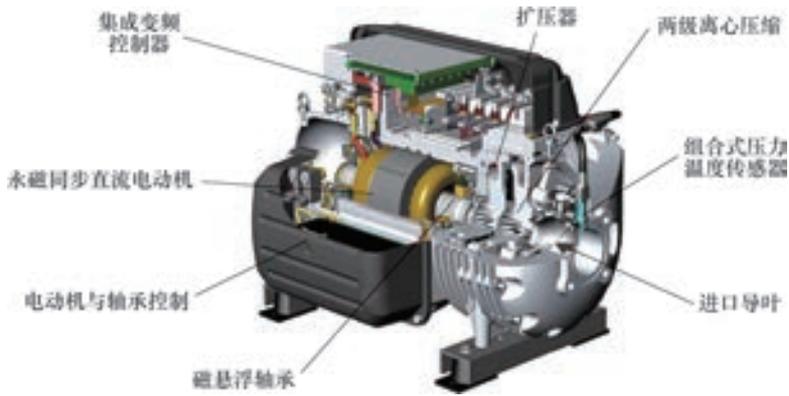


图 3-10 磁悬浮离心式冷水机组压缩机原理图

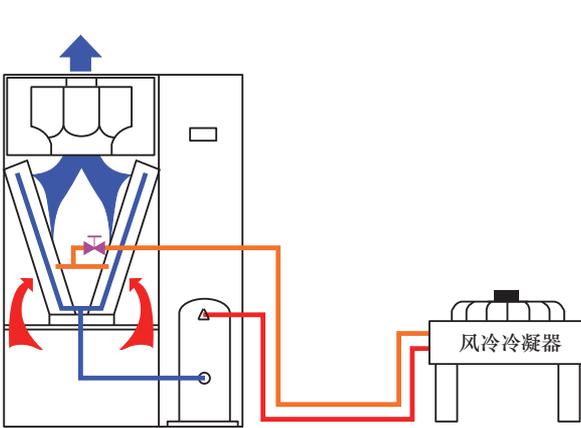


图 3-23 风冷型直膨式冷却机组的组成原理

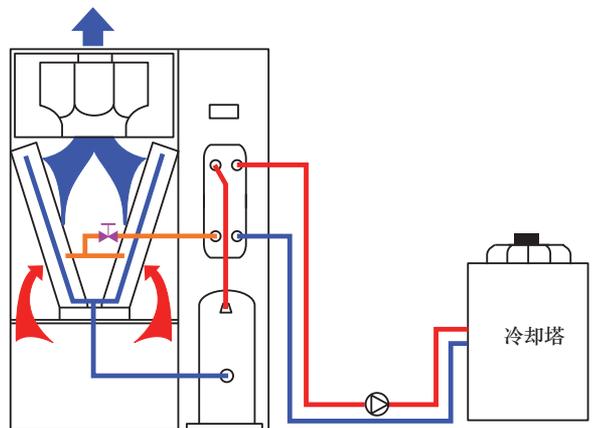


图 3-32 单元式水冷型直膨式冷却机组

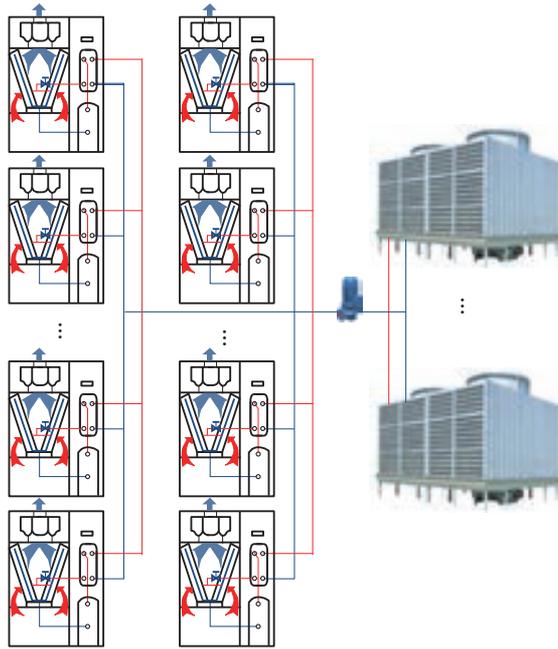


图 3-33 集中式水冷型直膨式冷却机组

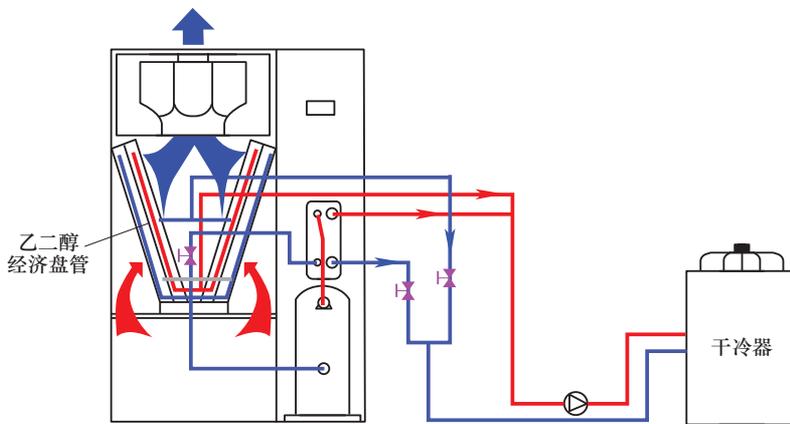


图 3-34 乙二醇自然冷型冷却机组



图 3-36 冷冻水型冷却系统原理图

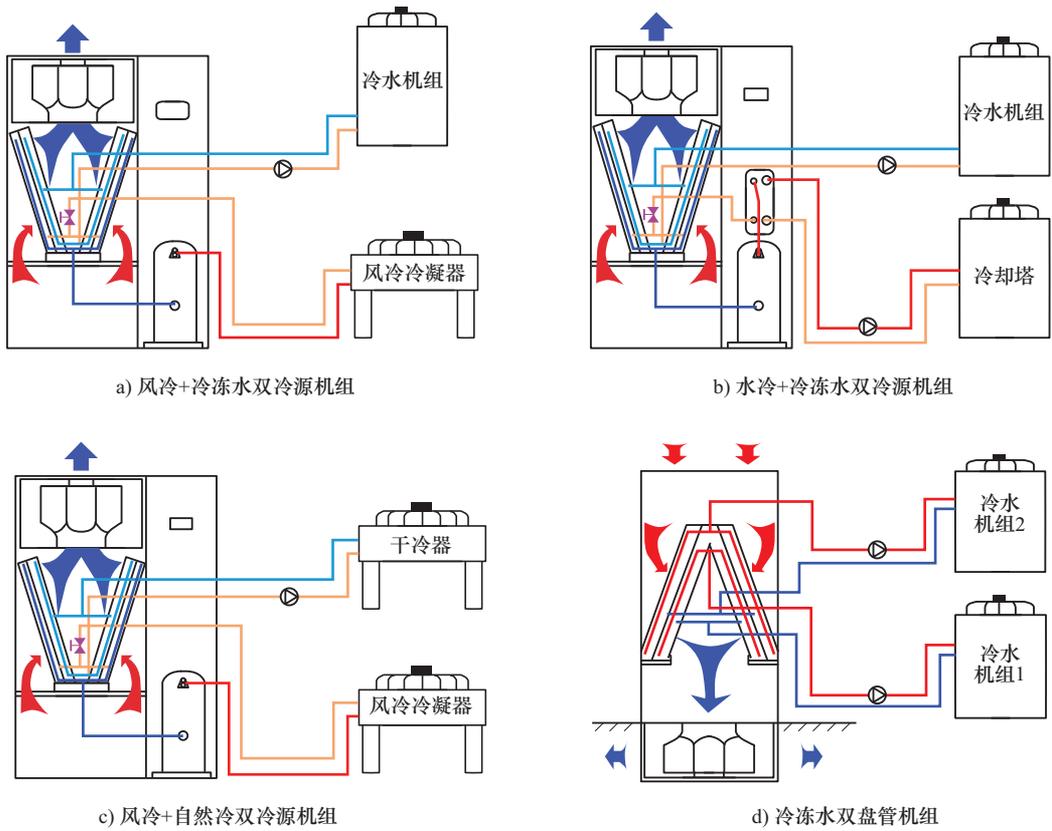


图 3-38 双冷源型冷却机组原理图

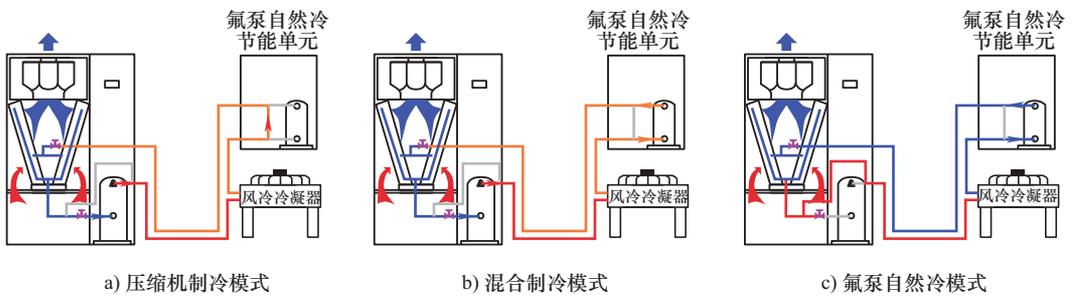


图 3-43 氟泵自然冷却机组运行原理图

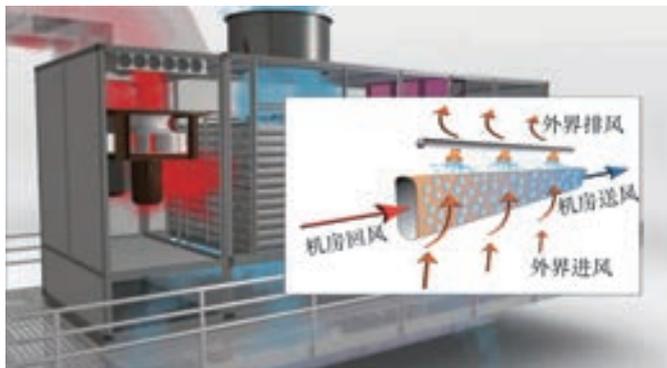
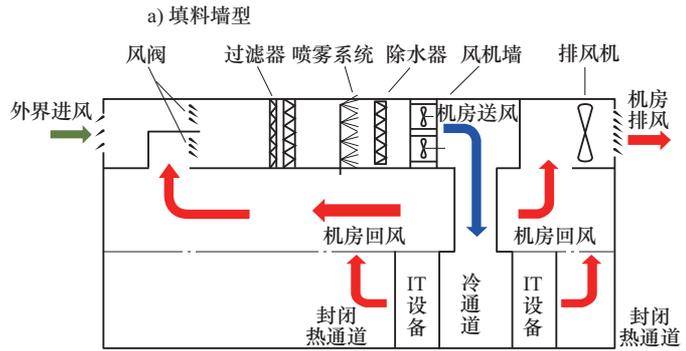
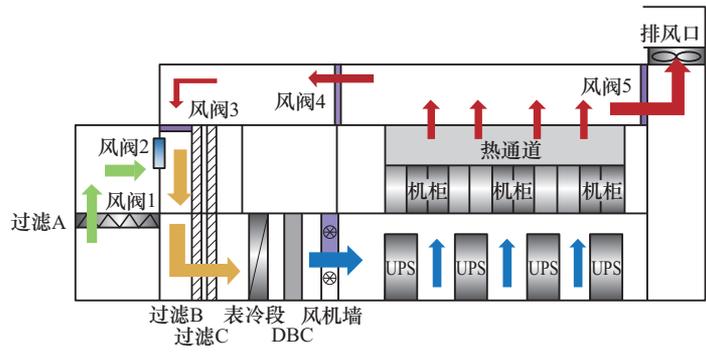
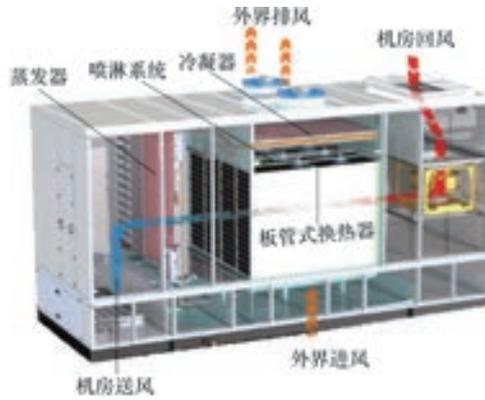


图 3-54 板管内冷式间接蒸发冷却示意图

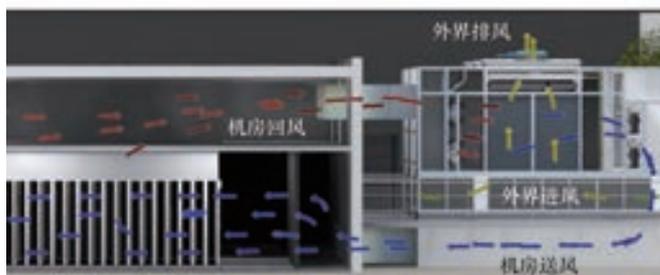


b) 喷雾型

图 3-51 填料墙和喷雾型直接蒸发冷却在数据中心冷却系统中的应用形式



a) 空调机组结构示意图



b) 系统应用示意图

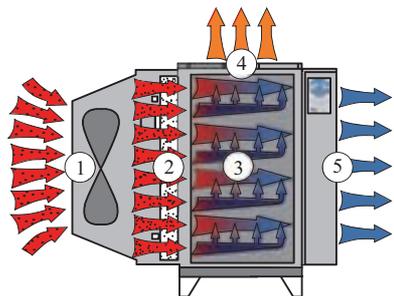
图 3-55 内冷式间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式



图 3-57 外冷式间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式



图 3-59 混合式间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式



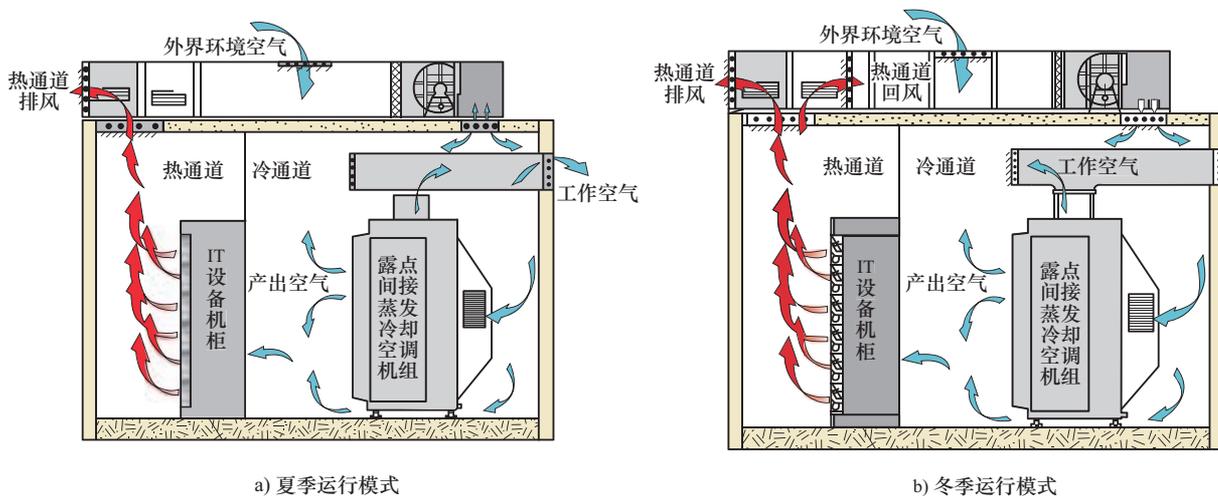
a) 机组结构示意图



b) 机组在数据中心应用的布置情况

图 3-62 露点间接蒸发冷却空调机组在数据中心的应用

1—进口空气 2—过滤器 3—热质交换芯体 4—工作空气 5—产出空气



a) 夏季运行模式

b) 冬季运行模式

图 3-63 露点间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的运行模式

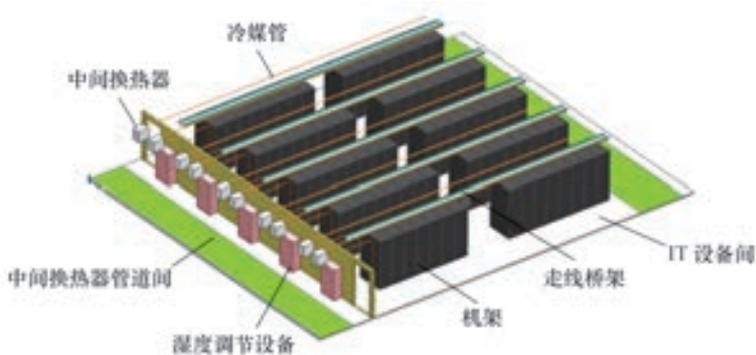


图 4-12 热管背板空调机房布局示意图

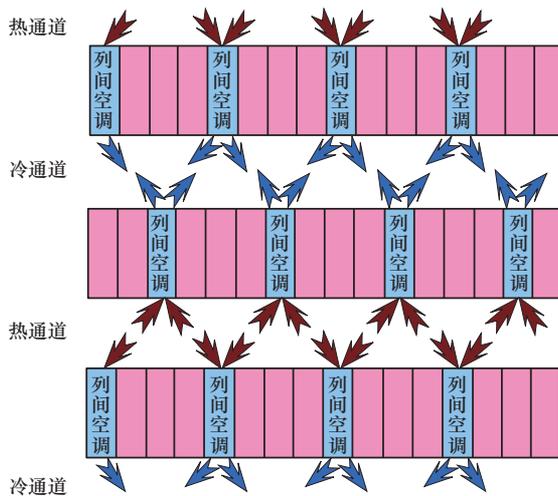


图 4-14 列间空调散热原理

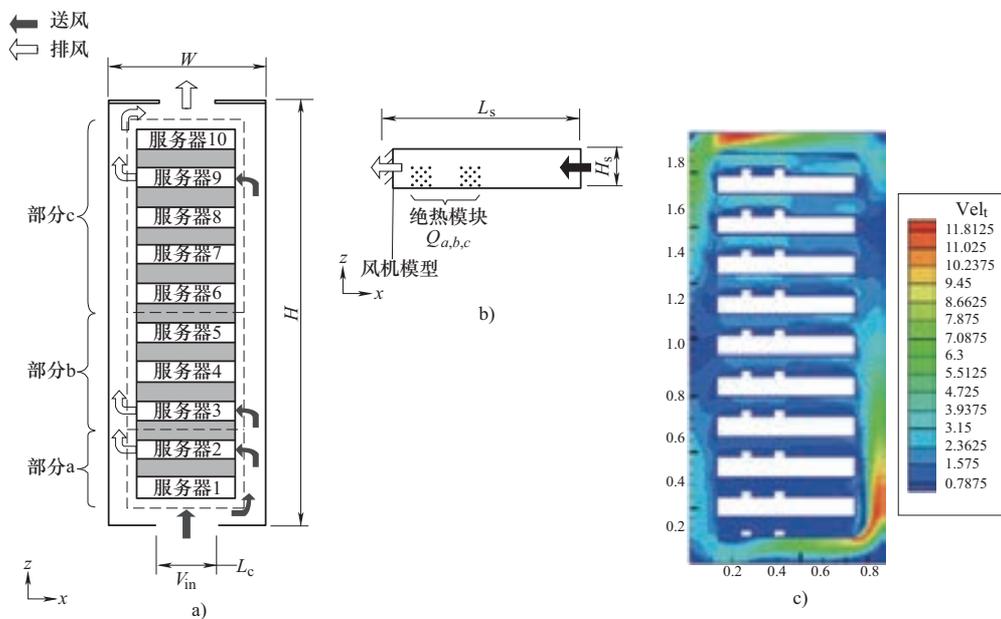


图 4-24 精密机架模型

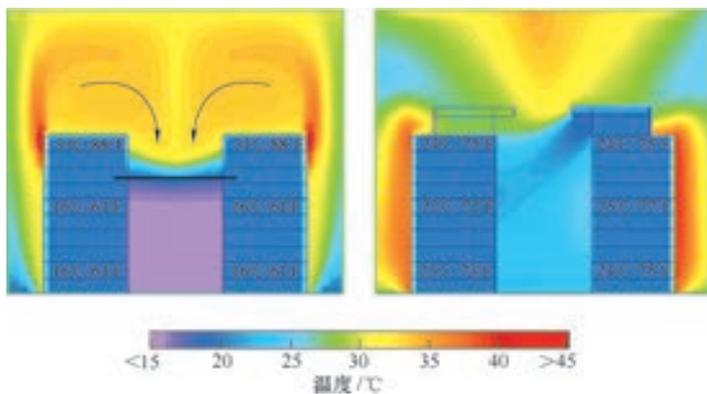


图 4-26 中等精密等级机架模型

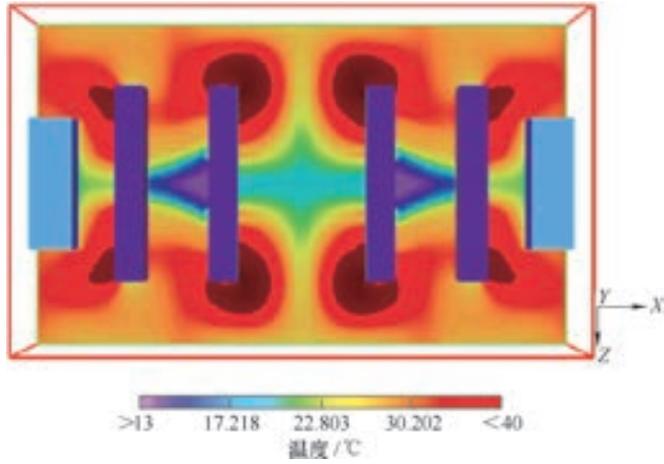


图 4-28 Bhopte 等人(2006)运用的黑箱模型

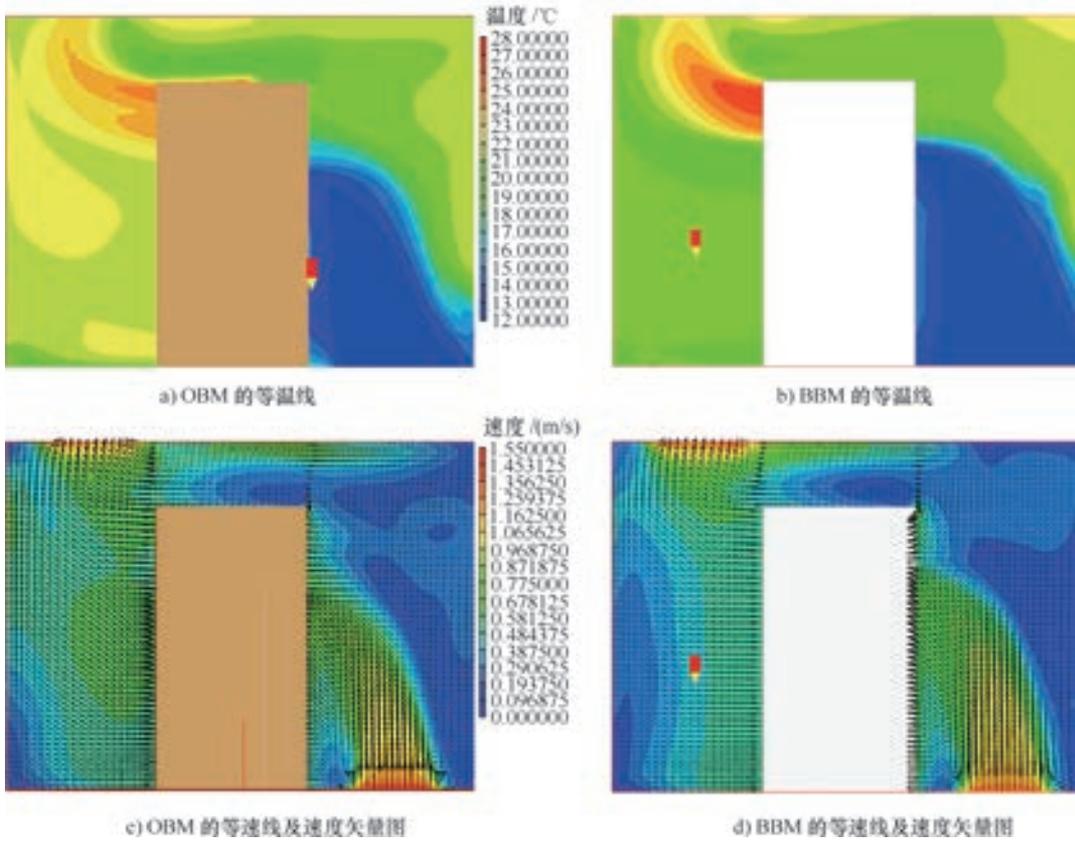


图 4-31 服务器周围模拟的等温线、等速线及速度矢量图

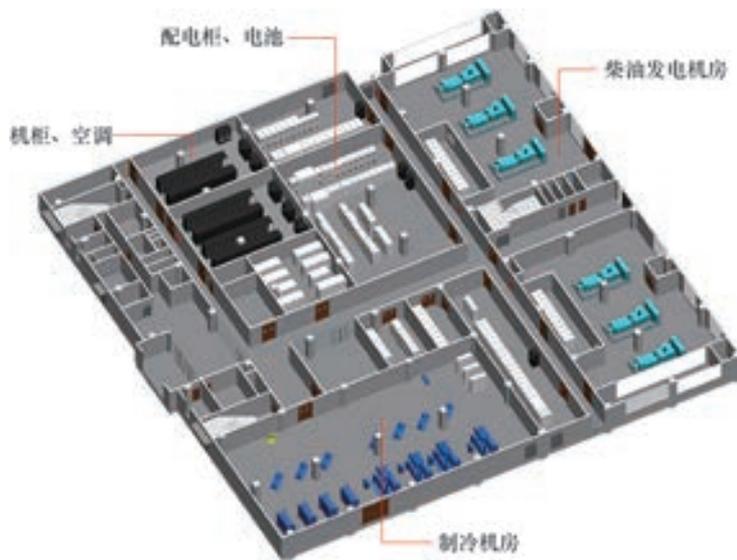


图 7-4 东江湖数据中心一层平面布置图

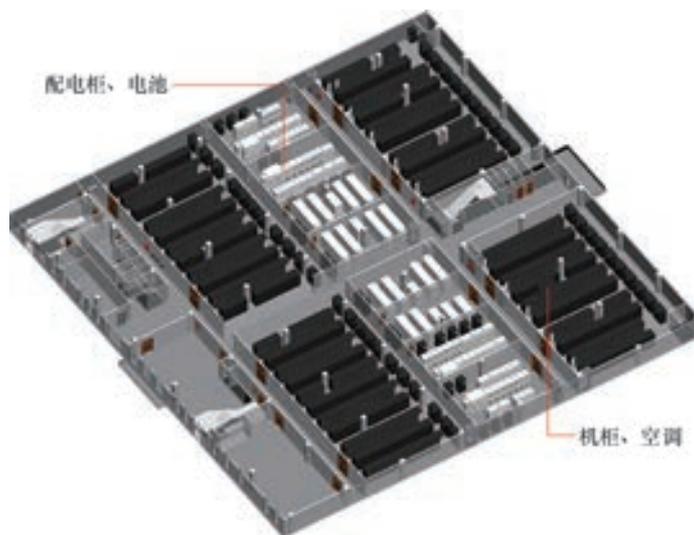


图 7-5 东江湖数据中心二层平面布置图

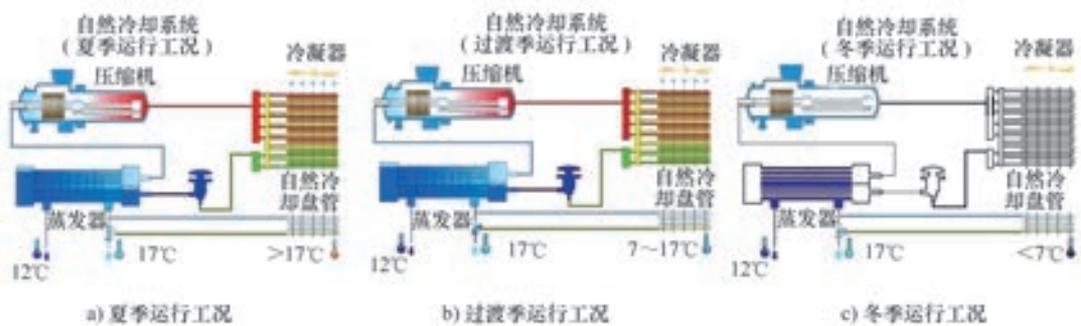


图 7-8 带自然冷源冷却的风冷冷水机组运行情况

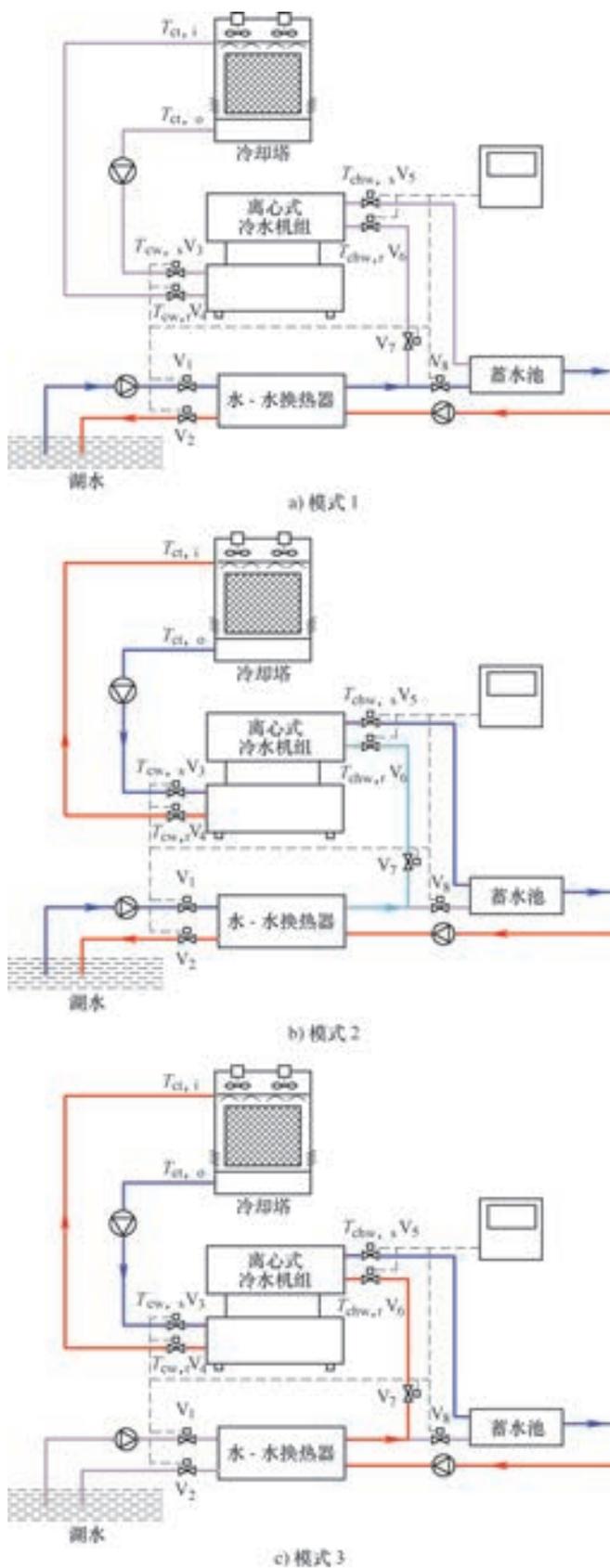


图 7-6 利用湖水源的制冷系统三种运行模式示意图

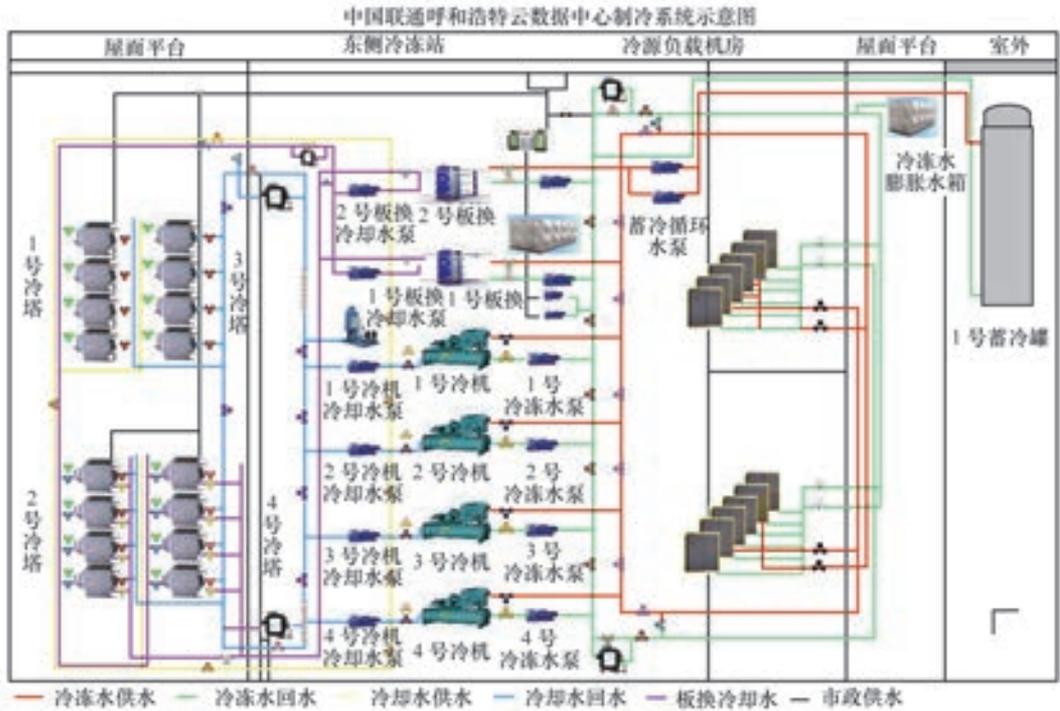




图 8-9 部分水冷式服务器



图 8-10 浸没式冷却样机

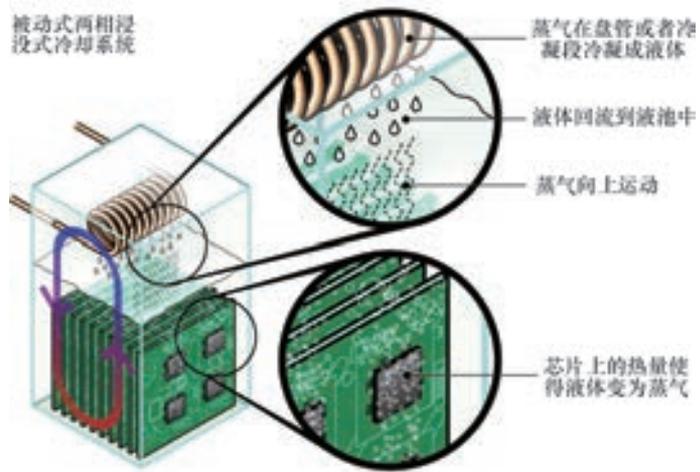


图 8-11 浸没式冷却原理示意图

“十三五”国家重点出版物出版规划项目
21世纪高等教育建筑环境与能源应用工程系列规划教材

数据中心 节能技术与应用

张 泉 (湖南大学)
李 震 (清华大学)
郑 宏 (中国数据中心产业发展联盟)
翟志强 (美国科罗拉多大学博尔德分校)
王辅仁 (勤益科技大学)
余跃滨 (美国内布拉斯加大学林肯分校)
黄公胜 (香港城市大学)
陈 旭 (中国人民解放军国防科技大学)
黄 翔 (西安工程大学)
夏春华 (华信咨询设计研究院有限公司)
罗志刚 (中国建筑科学研究院有限公司数据中心研究院)
吴晓晖 (中国建筑标准设计研究院有限公司)
袁晓东 (中国电信云计算公司)
康 楠 (中国联合网络通信集团有限公司云计算公司)
廖曙光 (长沙麦融高科股份有限公司)
彭少华 (深圳市艾特网能技术有限公司)
熊绍东 (山东省标准化研究院)
凌 丽 (湖南工业大学)

编著

刘明生 主审



机械工业出版社

针对数据中心高散热量的现状以及全年冷却和安全的需求,需要构建具有冗余、可靠、容错、可扩展以及灵活等特点的系统服务于数据中心。本书综合目前新产品、新系统、新思路、新方法、新标准,并结合数据中心机房的具体情况,介绍数据中心的演变过程、传热过程、冷热源设备及系统设计、末端设备、气流组织、监控节能系统、节能规划设计与标准,以及国内外典型数据中心的节能设计思路及案例等,以降低能耗和节约资源为目的,促进数据中心的建设实现可持续发展。

本书也是作者多年来从事数据中心节能技术研究经验的总结。

本书可作为高校建筑环境与能源应用工程专业的教材,也可供相关领域的从业人员(设计人员、设备研发人员、系统运维人员、管理人员)、相关政府部门的工作人员等学习和参考。

图书在版编目(CIP)数据

数据中心节能技术与应用/张泉等编著. —北京:机械工业出版社, 2018. 6

21世纪高等教育建筑环境与能源应用工程系列规划教材
ISBN 978-7-111-60248-4

I. ①数… II. ①张… III. ①数据管理—高等学校—教材
IV. ①F279. 23

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第134363号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:刘涛 责任编辑:刘涛 王海霞

责任校对:王延 封面设计:路恩中

责任印制:张博

三河市宏达印刷有限公司印刷

2018年8月第1版第1次印刷

184mm×260mm·14.75印张·8插页·362千字

标准书号:ISBN 978-7-111-60248-4

定价:86.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

服务咨询热线:010-88379833

机工官网:www.cmpbook.com

读者购书热线:010-88379649

机工官博:weibo.com/cmp1952

教育服务网:www.cmpedu.com

封面防伪标均为盗版

金书网:www.golden-book.com

前言

随着互联网+、大数据、云计算及人工智能技术的快速发展，以信息技术为代表的新一轮科技和产业革命正在萌发，为经济社会发展注入了强劲动力。随着建设网络强国、数字中国、智慧社会以及互联网、大数据、人工智能和实体经济的深度融合，数据的产生、存储、计算技术推陈出新，必将实现海量数据之间和设备之间的互联互通。数据中心是承载数据的基础物理单元，装载大量的 IT 设备，其能耗密度是传统建筑的几倍甚至数十倍。纵观全球，美国数据中心的能耗占其社会总能耗的 2% 左右，而 2015 年中国数据中心能耗也高达 1000 亿 kW·h，相当于三峡水电站全年的发电量。预计到 2021 年，我国数据中心的能耗将进一步高达 2500 亿 kW·h。我国早期建设、运营的数据中心能源效率与发达国家相比，能效指标还有较大的提升空间。安全性及能源利用效率是数据中心设计关注的热点问题之一，也是数据中心健康可持续发展的前置条件。

数据中心的能耗构成主要包括 IT 设备能耗、空调系统能耗、供电系统的输配损耗。随着计算机技术的发展，IT 设备运算能力快速提升，电子元件集成度及小型化趋势明显，导致其功率密度逐年提升。数据中心热负荷以显热为主，由于单位面积的散热量较大，需要全年 8760h 不间断冷却，而且冷却系统与传统建筑以人的热舒适、节能为目标的空调系统模式有着较大的区别。如何提高设备的效率，延长自然冷源的有效利用时间，以及研发更加贴近 IT 热源的新型冷却末端设备以提升冷源温度，是解决数据中心冷却高能耗、精准冷却难题的有效途径。

面对数据中心高散热量的现状以及全年冷却和安全的需求，需要构建具有冗余、可靠、容错、可扩展以及灵活等特点的系统。数据中心的节能技术与一般建筑有着本质上的不同：首先，在对围护结构的要求上，采用保温隔热技术的传统建筑的节能模式，不能直接应用于数据中心；其次，在系统上，要减少输配能耗，并应尽量直接或者间接地利用自然冷源；最后，应在适合的地区挖掘余热利用的潜力。在此背景下，出现了多种新型的设备、系统，也催生出新的设计思路、方法和标准。因此，有必要梳理数据中心的相关安全、节能技术，满足相关专业学生、相关领域从业人员（设计人员、设备研发人员、系统运维人员、管理人员）、相关政府部门工作人员等的学习、建设运营和决策参考的需要。

本书分为 8 章，第 1 章由张泉、郑宏、黄翔完成；第 2 章由张泉完成；第 3 章由李震、彭少华、袁晓东、张泉、黄翔完成；第 4 章由翟志强、王辅仁、彭少华、廖曙光完成；第 5 章由余跃滨、黄公胜完成；第 6 章由夏春华、吴晓晖、熊绍东完成；第 7 章由罗志刚、凌丽、康楠、黄翔完成；第 8 章由李震、陈旭、张泉完成。本书由大连理工大学刘明生教授主审。

本书的编写得到了国家重点研发项目（项目号：2017YFE0105800，2016YFB0601600）以及湖南省重点研发计划（2017SK2390）的资助，同时对参加本书部分编写整理工作的湖南大学研究生唐辉、雷奥君、梁新宇、肖湘武、易军、凌伟等和西安工程大学研究生耿志超表示感谢。由于时间仓促，书中不足之处在所难免，希望同行专家批评指正，以便后期再版时修正。

张泉 李震
2018 年 1 月

目 录

前 言

第 1 章 概 论 1

1.1 数据中心的前生今世 1

1.1.1 数据中心发展历程 1

1.1.2 数据中心功能演进 4

1.2 国内外数据中心能耗现状及问题 6

1.2.1 不同维度能耗现状解析 6

1.2.2 存在的问题 9

1.3 国内外数据中心节能技术的发展 15

1.3.1 末端形式的节能技术 16

1.3.2 主机侧节能技术 19

1.3.3 自然冷却节能技术 24

1.3.4 被动式节能技术 26

1.3.5 数据中心节能技术的发展趋势 28

思考题与习题 28

参考文献 29

第 2 章 数据中心传热过程与负荷

计算 31

2.1 数据中心的典型布局与传热分析 31

2.1.1 数据中心建设与分类 31

2.1.2 数据中心选址分析 32

2.1.3 数据中心机房功能分区及其 面积选取 34

2.1.4 数据中心机房典型送回风方式 布局 35

2.1.5 数据中心各类设备的布置原则 36

2.1.6 数据中心机房建筑设计与布局 40

2.1.7 数据中心传热分析 43

2.2 建筑围护结构的冷负荷计算 44

2.2.1 传统通过围护结构传入热量 的计算 44

2.2.2 传统计算方法存在的问题 45

2.2.3 影响数据中心围护结构保温性 的因素 45

2.2.4 负荷模拟计算方法的选择 47

2.2.5 DeST 模型简介及其与其他模型

的比较 48

2.2.6 基于 DeST 软件的数据中心的全年 负荷及能耗模拟 49

2.3 IT 及转换设备热负荷估算/数据中心发热 设备的传热分析 52

2.3.1 数据中心发热设备的构成 53

2.3.2 数据中心发热设备发热分析 53

2.3.3 数据中心发热设备的发热计算 64

2.4 新风及人体负荷计算 66

2.4.1 人体散热量计算 66

2.4.2 新风冷负荷计算 66

2.4.3 人体散湿量计算 69

2.4.4 新风湿负荷计算 70

思考题与习题 70

参考文献 70

第 3 章 数据中心机房侧冷源设备及

系统设计 72

3.1 数据中心冷源系统介绍 72

3.1.1 机械制冷系统 72

3.1.2 自然冷源系统 74

3.1.3 分布式能源系统 74

3.2 制冷设备原理及性能 79

3.2.1 压缩式制冷设备 79

3.2.2 换热设备及辅助设备的原理 与性能 85

3.2.3 溴化锂机组的原理与性能 87

3.3 制冷设备机组原理及性能 100

3.3.1 风冷型精密冷却设备 100

3.3.2 水冷型直膨式冷却机组 106

3.3.3 乙二醇自然冷型冷却机组 108

3.3.4 冷冻水型冷却机组 110

3.3.5 双冷源主机设备 113

3.3.6 氟泵自然冷型冷却机组 117

3.3.7 水侧余热回收系统 121

3.3.8 蒸发冷却空调机组 123

3.4 冷却主机的性能评价 134

3.5 数据中心制冷节能技术模式及制冷方案 选择逻辑	134	5.2.1 常用控制方法	173
3.5.1 数据中心制冷节能技术模式	134	5.2.2 基本节能策略	177
3.5.2 数据中心制冷方案选择逻辑	137	思考题与习题	179
思考题与习题	139	参考文献	179
参考文献	139	第6章 数据中心节能规划设计与 标准	181
第4章 末端设备原理及气流组织 评价	141	6.1 数据中心的能效指标	181
4.1 空气侧末端设备原理及性能	142	6.1.1 电能利用效率 (PUE)	182
4.1.1 水冷柜门空调	142	6.1.2 其他能效指标	184
4.1.2 热管背板空调	143	6.1.3 日本的 DPPE 能效指标体系	186
4.1.3 列间空调	148	6.2 数据中心空调系统设计标准	188
4.1.4 机房精密空调	152	思考题与习题	193
4.2 气流组织的模拟仿真	153	参考文献	193
4.2.1 数据中心建模	153	第7章 国内外典型数据中心的节能设计 思路及案例	194
4.2.2 气流控制方程	156	7.1 设计中常见的问题及对策	194
4.2.3 机架与服务器模型	160	7.2 我国数据中心节能设计案例分析	200
4.3 数据中心气流组织常用性能指标 及评价	163	7.2.1 资兴市东江湖大数据产业园一期 新建机楼	200
4.3.1 机柜冷却指数	163	7.2.2 中国移动通信集团湖南有限公司 核心机楼	206
4.3.2 回风温度指数	164	7.2.3 中国联通呼和浩特云数据中心	208
4.3.3 供热指数与回热指数	165	7.2.4 阿里云千岛湖数据中心	212
4.3.4 掺混指数	165	7.2.5 中国联通绥化分公司数据中心	213
思考题与习题	166	7.2.6 宁夏中卫奇虎 360 云计算数据 中心	216
参考文献	166	思考题与习题	217
第5章 数据中心的可视化监控节能 系统	168	参考文献	217
5.1 控制原理简介	168	第8章 高热密度数据中心设计	219
5.1.1 基本概念	168	8.1 高热密度数据中心概况	219
5.1.2 基本控制方式	169	8.2 高热密度数据中心散热解决方案	220
5.1.3 系统的数学模型	169	8.2.1 机房级冷却方案	221
5.1.4 系统方块图	170	8.2.2 机柜级冷却方案	223
5.1.5 控制性能指标	170	8.2.3 服务器级液冷方案	226
5.1.6 系统的分析方法	171	8.3 小结	230
5.1.7 案例——定风量系统的基本 控制	172	思考题与习题	230
5.2 节能控制理论与分析方法	173	参考文献	230

第 1 章

概 论

中国社会即将进入大数据、云计算时代，随着智能终端、可穿戴设备、智能家居、物联网设备以及基因测序的快速普及，每用户每天数据量需求量持续上升，这将带动数据存储和在线数据分析的需求呈现指数型爆发，从而使得对数据中心的需求和其价值不断增加。

数据资产将成为各类企业的核心竞争力，更多数据将会长期在线存储，而数据中心就是互联网领域的商业地产，商业模式也类似。数据中心的发展刚处于起飞阶段，未来，其估值将会不断提升。

数据中心耗能非常大，与一间同样大小的标准办公室相比，数据中心消耗的电力要多几十倍。并且随着数据中心的迅速发展，如果不加以控制，未来数据中心的能耗将直线上升，2~3 年的能耗成本将超过数据中心自身的建设成本。因此，以节能为目的的绿色数据中心成为数据中心的发展趋势。

下面将简述数据中心的发展历程，梳理未来数据中心的发展趋势，并通过分析现有数据中心的问题本源，解析目前数据中心节能的常用有效途径。

1.1 数据中心的前生今世

1.1.1 数据中心发展历程

在计算机和网络技术诞生后，数据中心就产生了。与早期的数据中心相比，现在的数据中心已经发生了翻天覆地的变化。数据中心的发展经历了一个漫长的过程。随着各种技术的完善，数据中心在建设规模、应用场合、普及程度等方面已经发生了根本性的变化。从技术因素的角度考虑，可以将数据中心的发展过程大致分为三个主要阶段，见表 1-1。

表 1-1 数据中心的发展阶段

时间	第一阶段	第二阶段	第三阶段	
	1945—1971 年	1971—1995 年	1995—2005 年	2005 年至今
技术推动因素	计算机技术	服务器、网络、摩尔定律	互联网、宽带、高速链路	高密度
机房环境	大型机	个人计算机、局域网、广域网	网络互联带来 IDC、服务器等集中处理	中小数据中心向大型数据中心合并
对供电、散热和开关等产品应用的影响	催生了第一代大型 UPS 和空调	推动了中小 UPS、空调技术的发展	推动了大型 UPS 和空调的发展，2001 年网络泡沫达到巅峰	对更大容量系统和更高的系统可靠性提出要求

注：IDC——Internet Data Center，互联网数据中心。

1. 第一阶段

1945—1971年，计算机组成器件主要以电子管、晶体管为主，其体积大、耗电大，主要运用于国防机构、科学研究等军事或者准军事机构。由于计算机消耗的资源过多，成本过高，因此与其相关的各种资源集中也就成为必然的选择。同时，也诞生了与之配套的第一代数据机房，不间断电源（Uninterruptible Power Supplies, UPS）、精密机房专业空调就是在这个时代诞生的。

(1) 1960年前：ENIAC成为数据中心发展雏形 如果将数据中心定义为一个包含计算、存储、网络等完整功能且有着良好备份支持的小型基础设施中心，那么电子数字积分计算机（Electronic Numerical Integrator and Computer, ENIAC）无疑便是数据中心发展的鼻祖。

ENIAC是在1946年专为美国弹道研究实验室存储火力表而研制的，当时其他计算机均无法胜任此工作。该计算机内部安装了17468个电子管、7200个二极管、70000多个电阻、10000多个电容和1500多个继电器，每秒可执行5000次加法或近400次乘法运算，其运算速度是机械式继电器计算机的1000倍、手工计算的20万倍。

1956年，在周恩来总理的领导下，国务院成立了科学规划委员会，制定了我国的“12年科技规划”，把开创我国的计算技术事业等项目列为四大紧急措施之一。1959年9月，我国第一台通用大型电子管计算机104机研制成功。

(2) 1960s：数据中心虚拟化技术商业化 不同于电子管系统，首台晶体管计算机（TRADIC）于1954年研制成功，但更为高级的商业化系统则出现在20世纪60年代，它引领大型机（如IBM System系列大型机）实现了突破性发展。大型机主要为政府和军事用途而研制，对环境场地和安全系统有独特要求。随着对系统性能的要求越来越高，人们逐渐希望能在相同的系统中提供额外的性能支持和资源共享功能，这样一来，虚拟化技术就逐渐涌入了人们的视野。

虚拟化这一观念得到迅速普及，并使大型机中的多任务处理机制得到进一步完善。首项实现商业化应用的虚拟化技术于1972年被用在IBM VM/370 OS上。作为数据中心最为重要的技术之一，虚拟化技术的发展同样可以融入整个数据中心的发展历程当中。

1964年：首台超级计算机

1964年，控制数据公司（Control Data Corporation）研制出了世界上首台超级计算机“CDC6600”，如图1-1所示。这台超级计算机也是超级计算数据中心的鼻祖，它是由西摩·克雷（Seymour Cray）为伦斯辐射实验室设计的。

“CDC6600”采用管线标量架构，使用西摩·克雷小组开发的RISC指令集。在这种架构中，一个CPU交替处理指令的读取、解码和执行工作，每个时钟周期处理一条指令。它自诞生起至1969年，

在西摩·克雷设计出第二台超级计算机之前，一直是世界上运算速度最快的计算机。西摩·克雷也因此被称为超级计算机之父以及世界上最伟大的程序师之一。



图 1-1 首台超级计算机“CDC6600”

2. 第二阶段

1971—1995年，随着大规模集成电路的迅速发展，计算机除了向巨型机方向发展外，更多地朝着小型机和微型机的方向快速演进。1971年末，世界上第一台微型计算机在美国旧金山南部的硅谷应运而生，其发明开创了微型计算机的新时代。在这个时代，计算的形态总体来说是以分散为主，分散与集中并存。因此，数据机房的形态也就必然是各种小型、中型、大型机房并存的态势，特别是中小型机房得到了爆炸式的发展。

(1) 1970s: 灾难备份中心横空出世 1973年初，灾难备份中心开始在大机环境中涌现，但确保此项服务持续性地实现真正部署的却是 SunGard 公司，它于 1979 年构建起世界上第一个灾难备份中心。

1973年：个人计算机 The Xerox Alto 亮相

伴随着英特尔公司在 1971 年推出 4004 处理器，使得微计算机（个人计算机）的出现成为可能。1973 年，施乐公司推出了 The Xerox Alto，它是首台将计算机所有元素都结合在一起的图形界面操作系统，为后来的信息技术革命和数据中心的发展做出了巨大贡献。

1977年：世界上首个商业局域网（LAN）——ARCNET

ARCNET 是 1977 年由 Datapoint 公司开发的一种安装广泛的局域网（LAN）技术，它采用令牌总线（token-bus）方案来管理 LAN 上工作站和其他设备之间的共享线路。ARCNET 是四项主要的 LAN 技术之一，其他三项为 Ethernet、Token Ring 和 FDDI。同时，ARCNET 也是现在工业控制中的通信方法之一。

(2) 1980s: PC 时代兴起，虚拟化应用减少 大型机对于普通用户来说过于昂贵，而且需要占用巨大的场地。随着 IBM 在 1982 年推出首台真正意义上的 PC 5150，世界各地的公司都开始陆续生产和推广台式计算机。由于众多 PC 在 20 世纪 80 年代时都能提供多任务处理功能，因此在当时虚拟化应用并不受人们欢迎。这一状况直到 20 世纪 90 年代的时候才得到改善。

我国金融系统于此时开始引进国外公司的设备，用于满足金融信息化的需要。也就是在这个时期，发布了我国第一部关于机房建设的国家标准 GB/T 2887—1982《计算机站场地技术条件》，机房建设开始有了统一的规范和要求。

3. 第三阶段

1995 年至今，互联网的兴起被视为自发明计算机之后，计算机行业发展的第二个里程碑。互联网的兴起本质上是对计算资源的优化与整合，而对人类社会分散计算资源的整合，是计算本身发展的内在要求与趋势。本阶段计算资源再次集中的过程不是对第一阶段的简单复制，它有两个典型的特点：一是分散的个体计算资源本身的计算能力急速发展，比如摩尔定律和其后的多核技术就是典型的应用；二是个体计算资源被互联网整合，而这种整合现在也成了一个关键环节，它会不断地演进。当今热点，如 intel 和 AMD 的竞争、刀片服务器、互联网宽带、IPv6、虚拟化技术、云计算等均在上述思路覆盖之中。

(1) 1990s: 互联网出现 20 世纪 90 年代中期，互联网出现并对市场产生了巨大影响，也为接下来十几年数据中心的部署提供了更多选择。随着公司对互联网业务应用的支撑需求，网络连接和协作服务成为企业部署 IT 服务的必备选择。网络提供商和主机托管商在成百上千个数据中心的创建中得到广泛发展，数据中心作为一种服务模式已经为大多数公司所接受。我国第一部机房设计国家标准 GB 50174—1993《电子计算机机房设计规范》便是在

这一时期发布的。

(2) 2000s 早期：能耗问题出现 PC 的繁荣和数据中心的出现也带来了一系列问题，如需要占用更多的场地，使得能耗增加等。早在 2002 年，数据中心就已经消耗了美国 1.5% 的能源，且能源消耗量以每年 10% 的速度递增。每年有 500 万台新服务器被部署在数据中心中，并增加了成千上万个家庭的能源消耗。

为此，数据中心所有者也开始意识到这些问题的严重性，并开始部署更加经济高效、绿色环保的基础设施。2007 年，大型数据中心运营商开始采用可再生能源技术（风能、太阳能等）来介入数据中心的日常运行。

2007 年：模块化数据中心出现

近年来兴起了模块化数据中心这一新形式，它将通常数据中心的设备都部署在集装箱里面，因此又名集装箱数据中心，如图 1-2 所示。最有名的包括 Sun Blackbox，该集装箱数据中心中的 280 个服务器以及供电系统都被部署在集装箱里面，并可被运往全世界各地。

采用模块化结构大大降低了数据中心的建造成本，拥有灵活的机动性，而且能大幅缩短部署周期。

2010s：大规模数据中心建成

从 2010 年开始，随着位于内蒙古自治区和林格尔县、河北省廊坊市、黑龙江省哈尔滨市等地的规模化数据中心产业园的开工，大规模数据中心项目在全国各地逐渐增多，大投资、专业化运营、产业聚集等特点突出。

2013 年：云计算数据中心出现

随着 IT 技术的不断发展，以及各项业务与 IT 技术的联系日益密切，传统数据中心正面临着成本、速度、整合、安全、能源管理等方面的一系列挑战，并正经历着巨大的转变。云计算数据中心（简称云数据中心）中托管的不再是客户的设备，而是计算能力和 IT 可用性。数据在云端进行传输，云数据中心为其调配所需的计算能力，并对整个基础架构的后台进行管理。它从软件和硬件两个层面运行维护，软件层面不断根据实际的网络使用情况对云平台进行调试，硬件层面则保障机房环境和网络资源的正常运转及调配。云数据中心完成整个 IT 解决方案，客户可以完全不用关心后台，就有足够的计算能力可以使用。

1.1.2 数据中心功能演进

从功能特征来看，随着技术的发展和机构对 IT 认识的深入，数据中心的内涵已经发生了巨大的变化。数据中心的功能演进经历了四个阶段：数据存储中心阶段、数据处理中心阶段、数据应用中心阶段和数据运营服务中心阶段。数据中心发展到成熟时期，各项功能彼此关联，相互支撑，其相互关系如图 1-3 所示。图 1-4 所示为数据中心功能演进路线示意图。

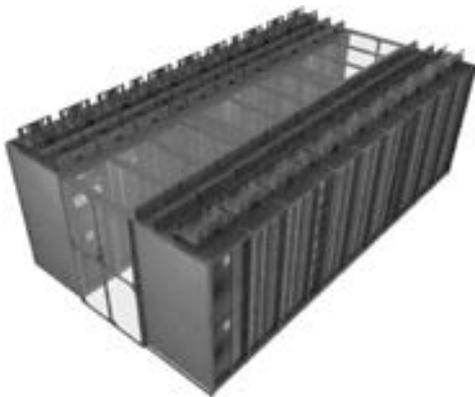


图 1-2 模块化数据中心

1. 数据存储中心阶段

在数据存储中心阶段，数据中心的主要功能是数据存储和管理，在信息化建设早期，用来作为 OA 机房或电子文档的集中管理场所。此阶段的典型特征：数据中心的作用仅仅是便于数据的集中存储和管理；数据单向存储和应用；救火式维护；注重对新技术的应用；由于数据中心的功能比较单一，具有极低的可用性。

2. 数据处理中心阶段

在数据处理中心阶段，基于局域网的 MRP II、ERP 以及其他的行业应用系统开始得到普遍应用，数据中心开始承担核心计算的功能。此阶段的典型特征：面向核心计算；数据单向应用；机构开始组织专门的人员进行集中维护；开始关注计算效率及机构运营效率的提高；整体上可用性低。

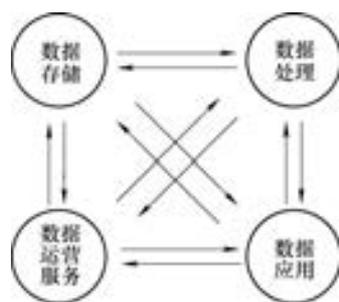


图 1-3 数据中心各项功能之间的关系



图 1-4 数据中心功能演进路线示意图

3. 数据应用中心阶段

随着大型的基于机构广域网或互联网的应用开始普及，信息资源日益丰富，数据中心开始关注挖掘和利用信息资源。组件化技术及平台化技术得到广泛应用，数据中心承担着核心计算和核心业务运营支撑任务，需求的变化和满足成为数据中心的特征之一。这一阶段典型数据中心的叫法为“信息中心”。此阶段的特征：面向业务需求，提供可靠的业务支撑；提供单向信息资源服务；对系统的维护上升到管理的高度，维护内容包括从事后处理到事前预防；开始关注 IT 的绩效；具有较高的可用性。

4. 数据运营服务中心阶段

从现在的技术发展趋势分析，基于互联网的，组件化、平台化的技术将在各组织中得到更加广泛的应用；另外，数据中心基础设施的智能化，使得组织运营可以借助 IT 技术实现高度自动化，组织对 IT 系统的依赖性加强。数据中心将承担组织的核心运营支撑、信息资源服务、核心计算、数据存储和备份任务，并负责确保业务可持续性计划等的实施。业务运营对数据中心的要求将不仅仅是支持，而是提供持续可靠的服务。在这个阶段，数据中心将演进成机构的数据运营服务中心。

数据运营服务中心的含义包括以下几个方面：机构数据中心不仅管理和维护各种信息资源，还负责运营信息资源，确保价值最大化；IT 应用按需应变，系统更具柔性，与业务运营融合在一起，实时互动，很难将业务与 IT 分开；IT 服务管理成为一种标准化的工作，并借助 IT 技术实现集中的自动化管理；IT 绩效成为 IT 服务管理工作的一部分；不仅关注 IT 服务的效率，IT 服务质量也成为关注重点；数据中心要求具有高可用性。

在这个视数据为生命的信息时代，信息爆炸引领着数据中心的变革。随着企业信息化的深入和新技术的广泛应用，传统数据中心已经无法满足数据中心时代高效、灵活、易维护的需求，而具备灵活、动态、快速服务能力等特点的新一代绿色数据中心，则是数据中心变革的未来。

新一代数据中心，就是通过自动化、资源整合与管理、虚拟化、安全以及能源管理等新技术的应用，解决目前数据中心普遍存在的成本快速增加、资源管理日益复杂、信息安全得不到保障等方面的严峻挑战，以及能源危机等尖锐的问题，从而打造与行业/企业业务动态发展相适应的新一代企业基础设施。新一代绿色数据中心所倡导的“节能、高效、低总体拥有成本和简化管理”理念，也已经成为众多数据中心建设时的参考标准，其与传统数据中心的对比见表 1-2。

表 1-2 新一代绿色数据中心与传统数据中心的对比

对比指标	传统数据中心	新一代绿色数据中心
能源消耗	能源消耗居高不下	绿色节能
硬件资源	服务器的疯狂蔓延造成资源浪费	虚拟化部署节省整体资源投入
管理成本	管理复杂，成本较高	自动化管理，成本降低
运维成本	运维效率低下，成本较高	降低运维成本，提升工作能效
性能	基础架构设计不合理，服务器宕机，导致业务稳定性和连续性受阻	全面提升、优化系统性能，保证业务的持续性
模块化部署	非模块化，建筑为主	模块化部署，数据中心随需求增长

1.2 国内外数据中心能耗现状及问题

1.2.1 不同维度能耗现状解析

1. 国内外数据中心的能耗现状

随着信息化社会的高速发展，数据中心也进入了飞速发展时期。全球正在建设的数据中心总量持续增长，并在 2017 年达到顶峰。据工业和信息化部组织的调研，2011 年到 2013 年上半年全国共规划建设数据中心 255 个，已投入使用 173 个，总用地约 713.2 万 m²，总机房面积约 400 万 m²。在规划建设的 255 个数据中心中，超大型数据中心（规模在 1 万个标准机架以上，一个标准机架的功率为 2.5kW）有 23 个，大型数据中心（规模在 3000~10000 个标准机架之间）有 42 个，中小型数据中心（规模在 3000 个标准机架以下）有 190 个。255 个数据中心的总设计服务器规模约 728 万台，实际投产服务器约 57 万台，占设计规模的 7.8%，超大型、大型、中小型数据中心的投产率分别为 1.8%、21.5% 和 40%。255 个数据中心分布在 26 个省、自治区、直辖市。65 个超大型、大型数据中心中，一半以上位于或靠近能源充足、气候严寒的地区，12 个以灾备为主要应用。

2015 年，工业和信息化部、国家机关事务管理局、国家能源局发布的《关于印发国家绿色数据中心试点工作方案的通知》中指出：近年来，我国数据中心发展迅猛，总量已超过 40 万个。然而根据调查，已建数据中心实际上只有 525 个，与工业和信息化部 2015 年统

计的 40 万个相差甚远。由于这 525 个已建成的数据中心的名称、地点均有据可查，因此该数据比较可信。工业和信息化部之所以会发布 40 万这样大的数字，可能与数据中心的定义有关，如果将小型计算机房也算作数据中心，那么数字惊人也是可以理解的，但是统计起来势必十分困难。

国内目前在建和待建的数据中心的规模越来越大，机架数达到 1 万台以上的超大型数据中心已较为常见。面对发展如此迅速的数据中心，其能源消耗无疑是最大的挑战。根据美国斯坦福大学的调查研究^[1]，2010 年全球数据中心电力消耗达 2355 亿度/年，占全球电力消耗的 1.3%。美国数据中心的耗电量更是达到了全美用电量的 2%，并呈现五年翻一番的趋势。我国数据中心的耗电量也在迅速增长，其增长趋势如图 1-5 所示。2015 年，工业和信息化部、国家

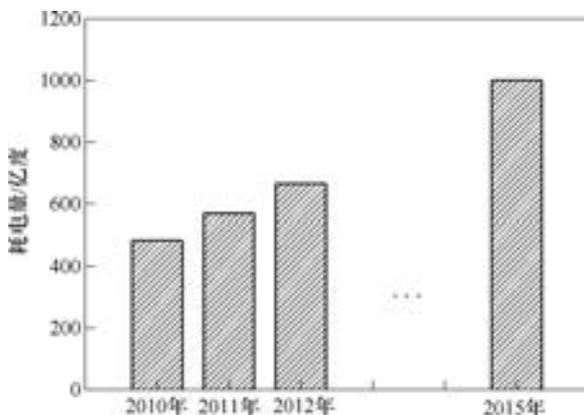


图 1-5 2010—2015 年中国数据中心耗电量分析

机关事务管理局、国家能源局《关于印发国家绿色数据中心试点工作方案的通知》指出：近年来，我国数据中心耗电量超过全社会用电量的 1.5%。目前，各种媒体和文献的资料中提到的更多的说法是：我国数据中心能耗已占全社会总能耗的 2%，占全国建筑总能耗的 10%，相当于三峡水电站全年的总发电量，即 988 亿 kW·h。

2. 数据中心的高功率密度

数据中心中大量使用服务器等 IT 设备，其核心器件为半导体器件，发热量很大。以服务器为例，其功率密度在过去 10 年中增长了 10 倍。这个数据意味着单位面积的发热量也提高了近 10 倍^[1]。研究表明，数据中心设备的功率密度高达 $300 \sim 2000 \text{ W/m}^2$ ，是普通公共建筑的几十倍^[2]。

面对如此高密度的能耗，有人发问：为什么数据中心这么“热”？下面就从数据中心的特点入手进行分析：

1) 数据中心是全年运行的，即所谓的“8760 规则”。也就是说，每台服务器都是 24h 持续耗电，1 年要运行 8760h，仅运行时间就是普通办公建筑的 2~3 倍。而且 IT 设备在运行时，不仅自身消耗大量电力，同时需要空调系统带走其散发出的热量，还需要配电系统为其不间断地供电。

2) 数据中心需要安全可靠地运行，这就需要牺牲部分能效。办公建筑讲究舒适性，实则对温度和湿度的控制并没有那么严格；而数据中心中的温度和湿度过高或过低都会给 IT 设备的运行带来不利的影 响，所以为了保证 IT 设备安全可靠地运行，需要精准地控制温度和湿度，这无疑会造成能源上的浪费。

3) 随着纳米加工工艺的发展及 CPU 芯片按摩尔定律的发展趋势，电子元件的尺寸将越来越小，CPU 芯片的集成密度和工作频率将不断提高，机房 IT 设备的散热密度也将急剧升高。由图 1-6 可以看出，随着 CPU 工艺尺寸的不断减小，其功率密度和功耗将大幅度提高，这会使得本来高密度的能耗继续增加^[3]。

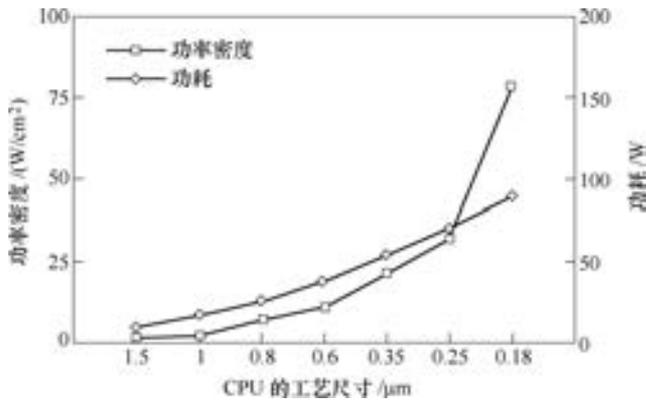


图 1-6 高端服务器单片 CPU 的功率密度和功耗的演变

3. 数据中心能源效率

数据中心的能耗问题越来越受到人们的关注，对于如何界定绿色数据中心，国际上尚无统一的标准，目前比较通行的数据中心评价指标是电能利用效率（Power Usage Effectiveness, PUE）。PUE 概念最早是 Christian Belady^[4]在 2006 年提出的，并在 2007 年由绿色网格（The Green Grid）组织在《绿色网格标准：描述数据中心电力效率》的论文中使用。

PUE 值是数据中心消耗的所有能源与 IT 负载使用的能源之比，即

$$PUE = \frac{\text{数据中心年总耗电量}}{\text{IT 设备年耗电量}}$$

数据中心年总耗电量是维持数据中心正常运行的所有耗电量，是 IT 设备、制冷设备、供配电系统和其他设施的耗电量总和。如果数据中心所在建筑同时用于办公等其他用途，则办公等所消耗的电能不包括在数据中心年总耗电量当中。在数据中心中，只有 IT 设备的耗电被认为是“有意义”的电能。

PUE 的实际含义是计算在提供给数据中心的总电能中有多少电能是真正应用到 IT 设备上的。根据定义，PUE 值的取值范围为 1 到无穷大，数据中心的 PUE 值越大，表示制冷和供电等配套基础设施所消耗的电能越多。PUE 反映的是为满足 IT 设备供电要求的数据中心的总供电率，PUE 值越小越好，其最小值趋近于 1。PUE 值越接近于 1，表示数据中心的绿色化程度越高。

由图 1-7 可以看出，国外先进数据中心的 PUE 值通常小于 2，美国数据中心 PUE 的平均值为 1.9，而我国数据中心 PUE 的平均值为 2~2.5，特别是中小型数据中心的 PUE 值更高，测量值普遍在 3 左右^[5]。总体来说，我国数据中心的能效水平偏低，能耗显著高于世界平均水平。我国数据中心 PUE 值低下造成的高能耗，不仅增加了企业的运营成本，也造成了全社会能源的巨大浪费。对此，ICT Research 通过调查分析认为，一方面，我国正处在信息化建设快速发展时期，对数据中心的需求量大导致其能耗高；另一方面，我国传统数据中心能源利用效率一直无法得到有效提升，所以整体水平处于偏低状态。

4. 数据中心空调系统能耗分析

数据中心的能耗问题涉及多个方面，主要有 IT 设备、照明系统、空调系统、新风系统、管理系统、供配电系统等。图 1-8 所示为某数据中心各部分的能耗分布。

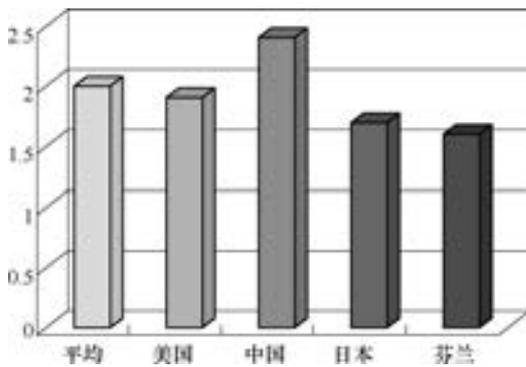


图 1-7 各国 PUE 值比较

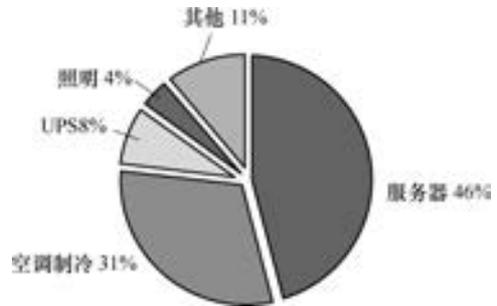


图 1-8 数据中心各部分的能耗分布

由图 1-8 可以看出，空调制冷系统的能耗占数据中心总能耗的近三分之一，仅次于 IT 设备的能耗，是影响机房能耗的主要成分之一。美国电力转换公司 APC 最近的统计数据显示，数据中心的冷却成本大约占总能源成本的 50%^[6]。传统制冷的设计观念可概括为“房间制冷”，而导致其供冷能耗这么大的原因对于数据中心环境运行参数要求很高，制冷设备的工作状态完全取决于机房空间的温度和湿度。另外，传统的设计理念和机房内气流组织技术也导致其制冷系统的效率低下。这种设计理念和建造技术已经不适合当代的数据中心，主要原因如下：

1) 通过管道的输送，每一个机架所处的位置远近不同，所需带走的热量也不同，所需的送风量不一定能够按需分配。因此，难以满足高密度设备和高密度机架的散热要求，影响了 IT 设备的正常运行，阻碍了数据中心技术的发展。

2) 冷热气流的输送阻力和严重的冷热气流混合造成了巨大的能源浪费^[7]。Uptime Institute 研究发现，由于数据中心机房布局不合理，设计水平低下，有 60% 的制冷容量都浪费了^[8]。

3) 目前多数机房存在过度冷却问题，数据中心的过度冷却约达实际需求的 2 倍，相应的机房空调机组能耗也比设计工况增加了 50% 以上，最终造成了机房居高不下的巨额运行费用^[6]。因此，合理地设计空调系统能大大减少能耗，从而降低 PUE 值。

4) 制冷设备的使用和控制缺乏整体优化考虑。

1.2.2 存在的问题

1. 规划设计与项目实施的差异性

由于数据中心制冷系统的建设是一个系统工程，除了机房空调主机之外，还应与其规划、设计、施工和运维的水准紧密地联系起来。一个合格的机房空调系统从规划、设计、施工到运维管理都是很重要的。首先，机房的空调从规划时就要统筹全局，综合考虑后进行合理的设计。其次，设计和施工时应严格按照标准和规范进行，运行中的很多故障和问题都是由设计和施工的不合理性造成的。机房空调的运维管理尤为重要，它是设备安全、正常运行的决定因素^[9]。

(1) 规划 当前，数据中心建设存在很大的盲目性，已显现出过热的迹象，未来将会出现数据中心产能过剩的现象。而产能过剩无疑会对数据产业的发展造成极为不利的影响，

而且对公共资源也是一种极大的浪费。

目前全国性的数据中心主要集中在北京、上海和广东等地区，这些地区是全国主要金融机构总部的所在地，因此也成了数据中心的聚集地。建设和运营成本与当地规划及土地价格、资源成本、人力成本和消费水平等因素有关，选择北京、上海无疑会导致成本的显著提高。尤其是对于一些大型数据中心，其能源消耗问题非常突出，选择气候适宜的地区进行建设会节省大量能耗。根据前面的能耗分析，空调制冷系统能耗占数据中心总能耗的 31%，如果在制冷方面可以采用自然冷却，将会节省大量能源。例如，对于同样规模和配置的数据中心，空调制冷耗电量在广州比在哈尔滨多 79.3%，总能耗则多 24%~32%。

由于规划设计与实际实施服务器的规模存在不一致的问题，因而，可能出现“大马”拉“小车”的现象。有些数据中心的规模是随着单位业务量的发展，原有的设计容量不能满足现有的实际容量需求，出现“小马”拉“大车”的现象。这两种情况都是由于规划设计与实际情形的不匹配，造成了系统的低效运行。

(2) 设计 随着数据中心数量的增加和规模的扩大，对其进行合理的设计显得越来越重要。虽然出台了有关数据中心设计的相关规范，但我国早期电子信息系统机房规模较小、设计简单，加上初投资和运行费用不高，节能并不受重视。然而最近几年超过 3000 个机架的大型和超大型数据中心开始出现，且数量急剧上升，设计上的问题开始逐渐显现。主要体现在以下几个方面：

1) 工程建设初期由于各种原因，项目可行性报告往往严重脱离实际，规模过大、机架功率偏高、设计 PUE 值过低、用户不落实、使用率预计过高等问题，极大地影响到数据中心运行后的经济性。

2) 很多用户在机房建设上，根据厂商的推荐盲目采用了水系统的空调，然而只有大容量的冷冻机组的能效比才比较高，且水系统的安装、维护成本很高，对于中小型数据中心来说，只会增加其能耗^[10]。

3) 用户在设计数据机房时，普遍遇到的是服务器负载计算问题。购买服务器时，根据厂家给出的功耗累计，往往会得到一个很大的累计功率。如果按这样的累计功率配置空调系统，将会造成巨大的投资浪费^[10]。

4) 设备与系统耦合性差。由于先确定设备，后进行系统设计，结果是不同专业之间的配合出现问题，顾此失彼；而同一专业进行系统设计时，常发现设备选型不合理。

5) 采用了不合理的机架设备布局。由于部分机柜的面板是左右流通式的，会形成热通道到冷通道的连接，造成不利影响；机架之间距离紧凑并采用了朝向一侧摆放的方式，会使得设备之间相互吸收排放的热量，形成冷热空气短路，降低了散热排风效果^[11]。

(3) 施工 数据中心的建设涉及方方面面，施工也是其中一个重要的环节。由于施工的不规范性、不合理性，加之设计人员对施工的不了解，容易给施工带来一些技术性的难题。例如，很多机房采用地板下送风、地板下走线的方式，由于在规划过程中没有考虑应有足够高的地板高度，加之在应用过程中地板下的电缆不断增加，导致地板下送风不畅，送风气流组织不合理，甚至出现风流短路等严重问题。例如，距离空调机远端的设备温度偏高，为了保障其温度合理，显然会增加空调能耗^[1]。

(4) 运维管理 数据中心的运维主要是对数据中心的各项管理对象进行系统的计划、组织、协调与控制，它是信息系统服务有关各项管理工作的总称，具体包括对机房环境基础

设施部分的维护、系统与数据的维护、管理工具的使用、人员管理等方面。目前的数据中心与以往相比,规模更为庞大,结构也更加复杂。传统数据中心的运维管理水平普遍较低、专业化程度不高,显然已无法适应机构对数据中心合理性、可用性、经济性和服务性的要求,严重影响了数据中心的生命周期。调查结果显示,绝大部分企业的数据中心管理都遭遇了相当大的问题。引入IT服务管理国际标准(如ITIL信息技术基础架构库等),并初步实施的机构只占极小的比例。多数机构的数据中心管理水平一般,整体架构存在缺陷,效率低下。因此,如何改进和提高现有的管理手段以达到专业化运维管理水平,借助国际上成熟的理论和标准进一步加强风险控制成为当务之急^[12]。另外,由于运维人员一般不参与工程设计,因此运行过程中的经验教训不为设计人员所了解,导致系统投入运行后仍会出现一些本可避免的问题。所以不但要提高运维水平,而且要把运维与设计环节紧密联系起来。

2. 节能与成本的关系

近年来,随着数据信息技术的迅速发展和所涉及信息范围的不断扩大,数据中心的数量也在不断增加,随之而来的问题也越来越多,其中最为突出的问题之一就是数据中心节能与成本之间关系的问题。

数据中心成本分为建设成本和运营成本两大部分。建设成本又包括基础设施建设成本和网络建设成本;运营成本则包括基础设施和网络维护成本、营销成本、管理成本和其他成本。通过分析,建设成本可细分为土地购置成本、机房建设成本、机房的UPS成本、空调等机房基本配套设施系统建设成本。运营成本可以细分为电费、基础设施维护费和网络维护费等^[13]。数据中心的收益主要包括机架出租等直接收益及带宽出租等间接收益。数据中心的节能主要是从采取各种措施降低数据中心的运营成本入手,以取得更大的收益,但是与此同时建设成本通常会增加,这两者之间是相互矛盾的,因此需要仔细权衡,才能将收益最大化。

数据中心的节能与成本之间的矛盾体现在很多方面,如电源的选择、电源效率、与负载的关系和冗余等。例如,在为数据中心选择电源时,通常会基于最大的系统配置和负载需要选择电源,对于耗电量大的服务器而言,当然可以满足其需求,但是对于耗电量小的服务器来说却造成了极大的浪费。若为不同服务器提供不同的电源方案,则对于服务器的整个使用寿命来说,可以大大降低能耗,但却增加了建设成本。再如电源效率问题,假设电源效率为75%,则其中25%的电能转化成了热量,此时还需要采用制冷系统对其进行冷却,如果采用更高效的电源,则可以减少电能的浪费,降低运营成本,但是高效电源的单价更高,势必又会增加建设成本。所以如何权衡电源的节能与成本之间的关系,需要进行仔细的计算分析。

由以上分析可知,数据中心节能与成本之间的矛盾,本质上就是数据中心建设成本与运营成本之间的矛盾,节省运行过程中的耗电量也就是节省运营成本,但这往往又会增加建设成本。所以解决数据中心节能与成本之间矛盾的过程,本质上就是数据中心建设成本与运营成本之和最优化的过程,亦即寻求一个最佳的建设运营方案以最大限度地降低数据中心成本。

为此,必须对数据中心进行投资收益评估,主要方法有静态投资回收期法、动态投资回收期法、净现值法和内部收益率法^[1]。四种评估方法的对比见表1-3。

表 1-3 不同评估方法的对比

评估方法	指标含义	主要优点	主要缺点	时间属性
静态投资回收期法	不考虑货币的时间价值，项目净现金流量覆盖原始投资现值所需要的时间	指标意义直观明确，计算简单	没有考虑货币的时间价值	静态
动态投资回收期法	考虑货币的时间价值，项目现金流量的现值覆盖原始投资现值所需要的时间	指标意义较为明确	折现率影响指标结果	动态
净现值法	在计算期内，按一定折现率计算的各年净现金流量现值之和与原始投资的差值	可以定量地体现项目绝对盈利情况	折现率影响指标结果，不能体现相对盈利能力	动态
内部收益率法	在计算期内，使净现值为零的折现率	无须设定折现率，可定量体现项目盈利能力	指标意义不够直观	动态

四种评估方法的计算公式见表 1-4。

表 1-4 四种评估方法的计算公式

评估方法	计算公式	参数含义	备注
静态投资回收期法	$\sum_{t=0}^{P_t} (CI - CO)_t = 0$	P_t —静态投资回收期 CI—现金流入量 CO—现金流出量	—
动态投资回收期法	$\sum_{t=0}^{P'_t} (CI - CO)_t (1 + i_c)^{-t} = 0$	P'_t —动态投资回收期 CI—现金流入量 CO—现金流出量 i_c —基准贴现率 t —年份	基准贴现率：投资者对资金时间的最低期望值
净现值法	$NPV = \sum_{t=0}^n (CI - CO)_t (1 + i_c)^{-t}$	NPV—净现值 CI—现金流入量 CO—现金流出量 i_c —基准贴现率 t —年份	NPV < 0 时，说明项目盈利水平达不到投资人所要求的最低投资收益水平，项目不可行 NPV > 0 时，NPV 越大，说明盈利能力越强
内部收益率法	$\sum_{t=0}^n (CI - CO)_t (1 + IRR)^{-t} = 0$	IRR—财务内部收益率 CI—现金流入量 CO—现金流出量 t —年份	IRR $\geq i_c$ 时可行，反之不可行 在项目的整个计算期内，如果按 $i = IRR$ 计算，则始终存在未收回投资，并且仅在计算期终了时，投资才被完全收回，那么 i 便是项目的内部收益率

现以某楼宇式数据中心为例进行投资收益分析^[14]。

某数据中心的运行功率为 4kW，单机架初始投资为 19.2 万元。单机架各方向具体投资如下：建筑工程 5.9 万元，楼宇设备 1.1 万元，空调系统 2.5 万元，变配电 2.3 万元，通信电源 2.1 万元，备用电源 1.2 万元，机房配套工程 2.9 万元，机柜及其他 1.2 万元。

此外，此数据中心单机架人工成本约为 0.51 万元/年，单机架维护成本约为 0.5 万元/年，单机架 IT 电费约为 2.1 万元/年 [电价为 0.6 元/(kW·h)]，单机架环境电费为 1.68 万元/年。

此数据中心机架的出租收益约为 4.8 万元/年，增值业务（主要包括 IP 出租、域名解析、CDN 加速等）收益约为 0.66 万元/年，带宽收益约为 2 万元/年；单机架结算收益约为 0.36 万元/年，IT 电费间接收益约为 0.32 万元/年。试对其进行投资收益分析。

由以上信息可知，此数据中心的总建设成本约为 19.2 万元。而数据中心的运营成本包括固定成本和可变成本，固定成本包括各类资产折旧，可变成本主要包括人工成本、运维成本、环境电费和 IT 电费。固定资产参考财务折旧方法及实际使用情况确定折旧年限。建筑物折旧年限较长，按照 30 年计提，机房基础配套设施按照 10 年计提，电源设备根据不同种类分别按照 8

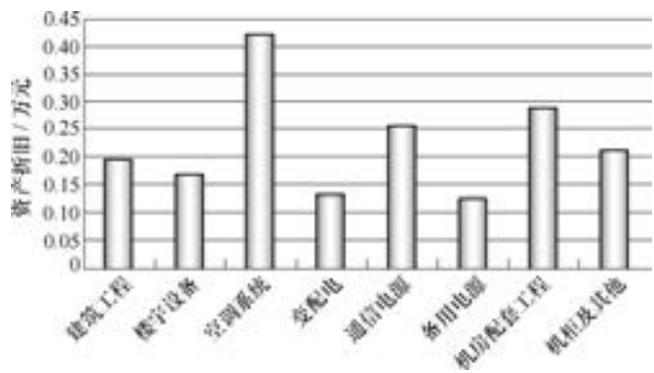


图 1-9 某数据中心资产折旧情况

年、10 年、15 年计提。根据上文初始投资成本和折旧年限，得到单机架固定资产折旧总额为 1.82 万元，具体折旧情况如图 1-9 所示。

所以，此数据中心单机架运营成本=固定成本+可变成本=固定成本（1.82 万元/年）+单机架人工成本（0.51 万元/年）+单机架维护成本（0.5 万元/年）+单机架 IT 电费（2.1 万元/年）+单机架环境电费（1.68 万元/年）= 6.61 万元/年。

数据中心单机架收益=机架出租收益（4.8 万元/年）+增值业务收益（0.66 万元/年）+带宽收益（2 万元/年）+结算收益（0.36 万元/年）+IT 电费间接收益（0.32 万元/年）= 8.14 万元/年。

数据中心单机架现金流量为

$$CI = \text{单机架收益 (8.14 万元/年)} + \text{固定资产折旧 (1.82 万元)}$$

数据中心单机架现金流出量为

$$CO = \text{单机架初始投资 (19.2 万元)} + \text{运营成本 (6.61 万元/年)}$$

根据前文成本收益分析数据，计算期取 $t=10$ 年，折现率按照同期银行贷款利率 $i_c=5.25\%$ 计算，并将以上所得数据带入表 1-4 中的公式，计算得到静态投资回收期为 6.0 年，动态投资回收期为 7.9 年，净现值为 2.7 万元，内部收益率为 8.4%。对于大型投资项目而言，以上财务指标均属于可接受范围。

3. 设备节能与系统节能的关系

(1) 数据中心的节能层次 当前数据中心既面临不断扩容的压力，又面临不断增长的

能耗困境。因此，如何降低能耗成本，建设绿色节能的数据中心，成为如今数据中心建设者的普遍追求。

数据中心的节能在体系架构方面包含建筑和环境、设备节能、绿色管理三个层面：

1) 建筑和环境层面，从基础建筑和环保角度为绿色数据中心提供选址、建筑布局、建筑节能设计、维护结构及其材料、机房规划与布局等方面的建设。

2) 设备节能层面，从设备的角度对绿色数据中心提出各类耗电设备，包括 IT 设备、制冷设备、供电设备等的选型、使用、节能优化等的技术要求。

3) 绿色管理层面，从管理的角度为绿色数据中心提出管理制度、工作人员、配套工具等的管理要求。

(2) 设备节能与系统节能 从设备角度来看，数据中心设备节能主要包括 IT 设备、制冷设备、供电设备等的节能。当前设备节能方面的实践主要是选用高效节能设备。IT 设备方面，采用能耗更低的处理器和刀片式服务器；制冷设备方面，采用具有更高能效比的空调产品，采用应用变频技术的水泵和风机；供电设备方面，选用更高效的配电柜和高频 UPS 等。

从系统层面来看，各种类型的设备节能系统不一定能相互影响并形成整体的节能系统。数据中心虽然采用了很多先进的节能设备，但是这些设备还不够智能，基本上处于“各自为政、孤军奋战”的阶段，不能很好地协同，它们之间缺乏联动协同机制，无法从系统和整体上实现高效节能。

若仅对于空调系统而言，其作用是保证机房的热湿环境，但机房的冷湿负荷是随着设备的运行状况及室外环境不断变化的，如果不能根据各类外部条件对空调系统的运行状态加以控制，则无法保证机房的温度和湿度稳定，而空调节能也无法得到保证。

例如，很多中大型数据中心通常设有多台空调，负责对不同区域供冷。机房热湿环境的不均匀性会导致不同区域的空调回风温度差异较大，尤其是在冷热气流混合强度较高的区域，当空调按照设定的送风参数运行时，负责不同区域的空调的回风温度不同，导致空调能耗偏高。同时，由于这些分散布置的空调机组往往独立运行，相互之间缺乏通信，彼此不清楚对方在做什么。加上温度和湿度传感器对不同区域温湿度的反馈不同，往往会造成一部分空调在冷却除湿，而另一部分空调在加热加湿。不合理的运行控制策略不仅增加了机房空调能耗，甚至会恶化机房热环境，影响设备的安全运行。由此可见，要实现空调制冷系统的节能，选择高效节能的空调设备是必不可少的，但这还远远不够，而且空调设备节能并不意味着整个系统一定是节能的。

(3) 设备节能对系统节能效应的影响 对于一个具有良好控制系统的数据中心而言，随着某一设备功率的变化，其他设备的运行功率也会随之调整。“能效逻辑”这一理念被引入来分析设备节能对系统节能效应的影响。这个理念描述了数据中心从终端主设备到基础设施的级联节能效应，不仅直观地揭示了数据中心各子系统在节能降耗方面的逻辑相关性，更提供了一种分析数据中心的思路和方法，为数据中心和 IT 部门的管理者提供了降低数据中心能耗的新方向。

具体而言，“能效逻辑”首先描绘了从终端主设备到基础设施的级联节能效应的瀑布模型，指出了数据中心主设备的节能对整个数据中心节能效应的影响。根据“能效逻辑”理念，在具有良好控制系统的情况下，单个设备能耗的变化可对其他设备的能耗造成

影响。

此“能效逻辑”不仅可视化地揭示了数据中心各子系统在节能降耗方面的逻辑相关性，还提供了一种分析数据中心能耗的思路和方法。但“能效逻辑”是对节能措施进行优先级排序的定性的方法，而非定量的标准^[15]。

其中，“能效逻辑”级联节能的瀑布模型如图 1-10 所示^[16]。当 IT 设备功耗降低 1W 时，下游的直流电源和交流电源设备的功耗就能分别降低 0.18W 和 0.31W，配电设备功耗则能够降低 0.04W，UPS 功耗能够降低 0.14W，散热设备功耗能够降低 1.07W，开关和转换设备功耗能降低 0.07W。也就是说，IT 设备功耗每降低 1W，系统总功耗就能降低 2.81W。

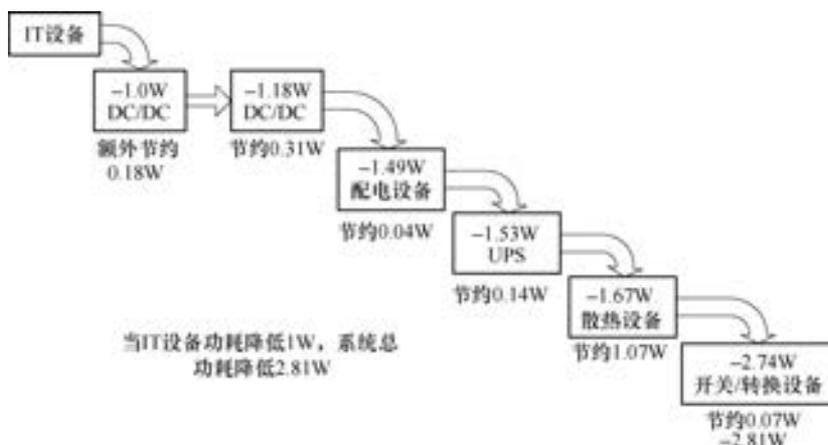


图 1-10 “能效逻辑”级联节能的瀑布模型

1.3 国内外数据中心节能技术的发展

目前，人类面临着能源短缺的问题，节约能源与保护环境是当前人类社会发展的重大战略任务，全球也逐渐开始重视绿色环保问题。数据中心能源消耗量巨大且能源利用效率低，节能降耗成为数据中心产业发展中的热点问题，各国政府都已相继出台了相关政策来推进绿色数据中心的建设，绿色节能势在必行。

从数据中心的能耗组成来看，空调系统是节能的重点。机房空调的任务是在一定的传热驱动温差下，将 IT 设备散发的热量从室内运送到室外。早期机房中的 IT 设备散热量不高，采用冷机供冷即可满足散热要求，随着近年来高热密度数据中心的出现和冷机能耗的增加，利用自然冷源为机房供冷的自然冷却技术开始出现并逐渐发展成熟。因此，逐渐发展出了两种不同的机房冷却方式：机械制冷和自然冷却^[17]。

目前，大多数数据中心的机械制冷采用冷机集中供冷方式，它包括室内末端换热和主机侧换热两个环节，如图 1-11 所示。

下面主要从末端形式的节能技术、主机侧节能技术、自然冷却节能技术以及被动式建筑节能技术四个方面来分析国内外数据中心节能技术。

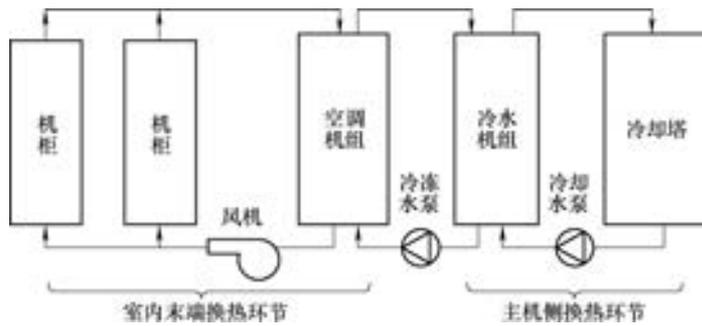


图 1-11 机房机械制冷换热流程图

1.3.1 末端形式的节能技术

研究表明，很大一部分空调制冷量都由于气流组织的不合理而被浪费掉了^[8]。目前，机房中普遍存在局部过热及冷热气流相混合的问题，这两种现象都极大地降低了制冷效率。合理的气流组织主要从送风方式，减少冷热空气的混合，以及冷却级选择等方面进行考虑。

房间级制冷是实现数据中心冷却的传统方法。数据模拟和试验表明，当数据中心的平均功率密度为每台机柜 1~2kW 量级时，房间级制冷才有效。目前，有各种各样的末端节能技术可以用来提高房间级制冷系统所支持的功率密度，如地板下送风、冷热通道封闭等，但在实际应用中仍有限制。现代 IT 设备的功率密度正在将峰值功率密度推高至每台机柜 20kW 甚至更高，依靠房间级制冷已不能有效地起作用^[18]，此时，人们逐渐开始采用高效的末端形式，如行级制冷、机柜级制冷以及目前普遍运用于高热流密度数据中心的芯片级制冷方式。

1. 房间级制冷

传统数据中心都采用房间级制冷，机房常用送风方式有风管送风、地板下送风、上通道回风等。国外关于送风方式的研究层出不穷，其中有学者^[19]对基站内部的不同气流组织形式进行了研究，发现地板下送风、上通道回风的气流组织形式优于其他气流组织形式。国内的研究也趋于成熟，有人对数据中心的不同空调送风方式进行了比较，指出地板下送风方式容易出现地板下走线拥堵、送风不畅的问题^[20]。为了避免地板下走线拥堵的问题，需要保证选择合理的地板高度，或者可采用地板下送风+走线架上走线方式^[1]，如图 1-12 所示。这种气流组织管理使送风效果及机房整体建设相较于自然送风模式有了进一步改善和提高，但是仍然存在混风问题，也会限制单机柜功率密度的布置。

随着机房热流密度的增加，在传统房间级制冷方案中，为了减少冷热气流混合，提高空调制冷利用率，常采用冷热通道的布置形式，如图 1-13 所示。美国 2005 年 4 月发布的 TIA942 《数据中心通信基础架构标准》^[21]中要求机房计算机设备及机架采用冷热通道的安装方式。冷热通道的设备布置方式，是将机柜和机架交替排列，采用“背靠背、面对面”的摆放方式，这样就形成了冷热通道。冷通道内的冷空气流经设备后形成热空气，排放到机柜背面的热通道中，通过热通道上方回到空调系统中，使整个机房气流流动通畅，提高了机房精密空调的利用率，进一步提高了制冷效果。研究发现，采用冷热通道的设计，可以节省空调系统能耗 5%~10%^[22]。

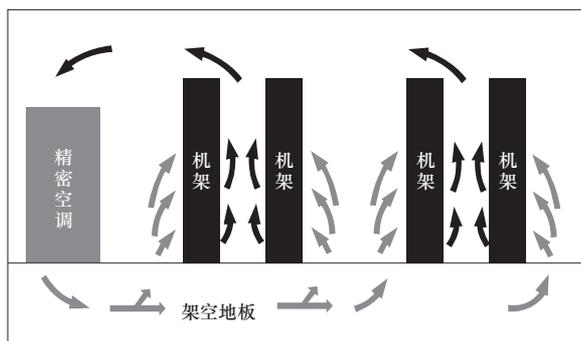


图 1-12 地板下送风方式 (彩图见文前)

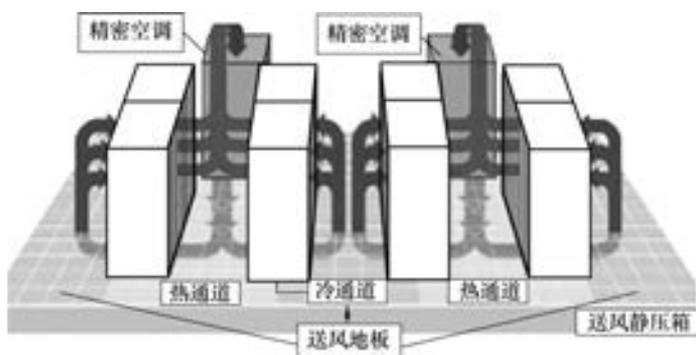


图 1-13 冷热通道示意图 (彩图见文前)

冷热通道可有效地抑制冷热气流的混合，降低机柜的进风温度，提高冷却效率。另外，在“面对面、背靠背”的机柜布置方式下，为了更好地将冷热气流隔离开，可在冷通道或者热通道内布置一些挡板，或者完全将某一通道封闭起来，实现高效的冷气流利用的目的^[23]，如图 1-14 所示。冷热通道封闭是当今新建和改建 IT 机房可以采用的最具前景的节能增效措施之一^[24]。目前，该技术已相当成熟并被广泛地应用于国内外的数据中心。

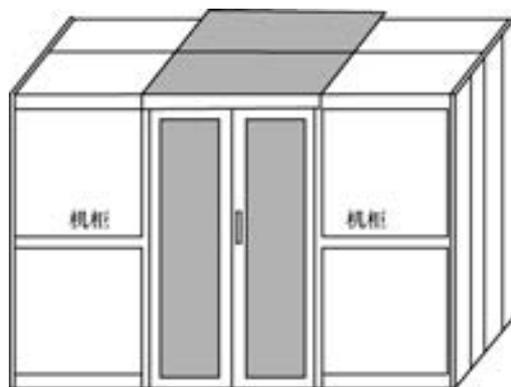


图 1-14 冷热通道封闭

2. 行级、机柜级制冷

在云计算和大数据应用背景的促进下，数据中心迎来了一个新的建设高潮。传统数据中心部署缓慢、密度小、很难扩展，且“牵一发而动全身”，人们逐渐认识到集中制冷的弊端和按需制冷的必要性，此阶段典型的制冷节能技术就是行级制冷空调的应用。

在行级制冷架构中，其气流通路比房间级制冷架构短，且制冷对象更为明确。此外，其气流可预测性较好，机房空调的全部额定制冷量均可得到利用，并可以实现更高密度的布局^[18]。行级空调通过内部风机将封闭通道中的热空气输送至表冷盘管，实现冷却降温，IT

设备根据自身需求将低温的冷通道空气引入，通过服务器风扇排至封闭的热通道中，实现水平方向的空气循环。行级空调系统因靠近负荷中心，输送冷空气至负荷中心的距离减小，设备维持制冷循环所需的能耗比传统方式少^[25]。

在机柜级制冷方式中，机房空调的设计以冷却制冷机柜为目的。空调机组直接安装在主设备机柜门上或其内部，如水冷前门、水冷背板及热管背板等。与房间级或行级制冷架构相比，机柜级制冷的气流路径更短且定义更为准确，使得气流完全不受任何设施变动或机房约束条件的影响。机房全部额定制冷量均可得到充分利用，并可实现最高的负载密度^[18]。

3. 芯片级制冷

数据中心最常用的制冷系统形式是风冷系统，随着 IT 设备相关技术的发展，风冷系统也在不断发展。为了满足日益增长的功率密度的散热需求，风冷系统从制冷单元和冷热气流的分离两方面发展改进^[26]。而面对高热密度数据中心的发展，风冷系统由于空气的热容量小，将不能保障机房的制冷需求，已经制约了服务器和数据中心的发展，因此，液冷服务器应运而生。

液体冷却技术是用管道将冷冻液（通常是水和乙二醇）输送到高架地板之上或者机柜内部，然后通过风和冷冻液之间的热交换达到降温目的。由于液体比空气的比热容大，散热速度也比空气快，其制冷效率远高于风冷散热，因此，液体冷却系统是未来高性能计算数据中心冷却产业的发展趋势。从系统模式上来说，液体冷却系统可分为间接冷却式（冷板式）和直接冷却式（浸没式）两种节能方式。

(1) 冷板式 对于我国目前正在运行的大量数据中心而言，颠覆性的节能改造是不可取的，为了达到散热目的，经常采用水冷冷板式冷却^[27]。冷板式是用冷板与高密度热关键元件 CPU 直接接触换热，如图 1-15 所示。目前，冷板式在技术上相对成熟，应用也很广，而浸没式液冷系统离产业化还有一段距离。美国研发出超高密度的液冷刀片，用上下两块扁平的冷板取代了传统的有一定高度的风扇，散热冷板刚好与 4 个 CPU 直接接触，散热能力优异。在国内，曙光 TC4600E—LP 是国内第一款正式发布并量产的刀片式液冷服务器，该服务器系统采用了冷板式冷却方式，其平均 PUE 值大致维持在 1.2 左右，大大减少了制冷功耗。此外，国内其他公司也相继推出了装配有水冷冷板的服务器。

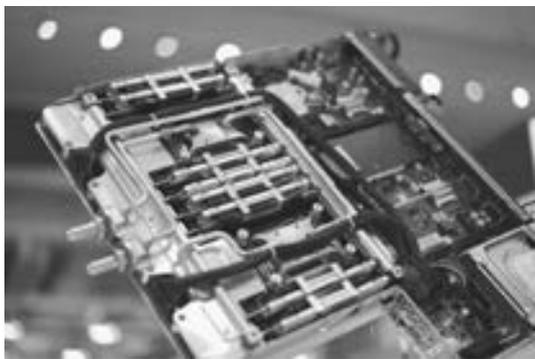


图 1-15 冷板式冷却

从流动工质的相态上看，冷板式又分为单相流冷却和两相流冷却系统。两相流蒸发冷却技术属于间接液冷技术的范畴，是近年来电子设备冷却的最新发展方向和必然趋势^[28]。Gillot 研究了单相流和两相流对电子芯片的冷却效果，两者均能满足电子芯片的散热需求。虽然单相流的换热量较大，但是单相流的质量流量较大，需要额外的机械力驱动液体流动；而两相流可通过毛细芯或者重力进行循环换热，无须外部动力。两相流冷板还具有更高的热传导效率，采用低汽化温度流体，与冷却器换热时发生汽化，可吸收 CPU 的大量潜热。此外，在排出相同热量的条件下，两相流冷却要比单向流冷却所需的工质循环量小很多，也会

节省循环泵功率^[29]。国外有学者对两相流冷却循环进行研究,利用三种不同的冷却剂对五种不同的状态进行模拟,结果表明,在使用 HFC134a 的情况下,单相流冷却消耗的循环泵功率是两相流冷却的 5.5 倍^[26]。

(2) 浸没式 从传统精密空调到行级空调系统,再到芯片级制冷,不难发现,空调末端越来越向热源靠近,目的就是减少冷却介质的输送能耗。目前,服务器级的浸没式冷却方案已经开始小规模测试,这种方案从热源根源处进行制冷,利用冷却介质的相变实现服务器的冷却,由于介质转换温差减小,冷源侧可以减少机械制冷或者不使用机械制冷,这将大大降低制冷系统的能耗。例如,被动式两相浸没式冷却系统利用 3M Novec™ 7100 氟化液能够在 61℃ 蒸发变成液体吸取大量电子设备产生的热量,如图 1-16 所示。美国采暖、制冷与空调工程师学会 (ASHRAE) 研究发现,传统的空气制冷技术由于去热效率低、降温时间长等原因,会消耗数据中心的大部分电力。与之相比,采用 3M 氟化液的冷却技术比空调降温节省了超过 95% 的耗电量,能源节约实现质的飞跃。得益于氟化液的高效转化过程,数据中心电能利用效率 PUE 突破性地达到了 1.02,接近国际最佳标准 1.0。如此出色的能效表现为冷却行业树立了全新典范。凭借 3M 氟化液的高环保性,这种冷却技术可以降低二氧化碳等温室气体的排放量。

同时,相比于冷板式系统,浸没式冷却的效果更出色,其冷却系统 PUE 值可降低至 1.1 以下,机柜功率可达 200kW 以上,发展前景更广阔。浸没式冷却已经不是一个新的概念,IBM 公司早在几十年前就采用过这种形式^[30]。在 2014 年美国 SC14 大会上,美国的几家公司就展出了浸没式的液冷服务器。

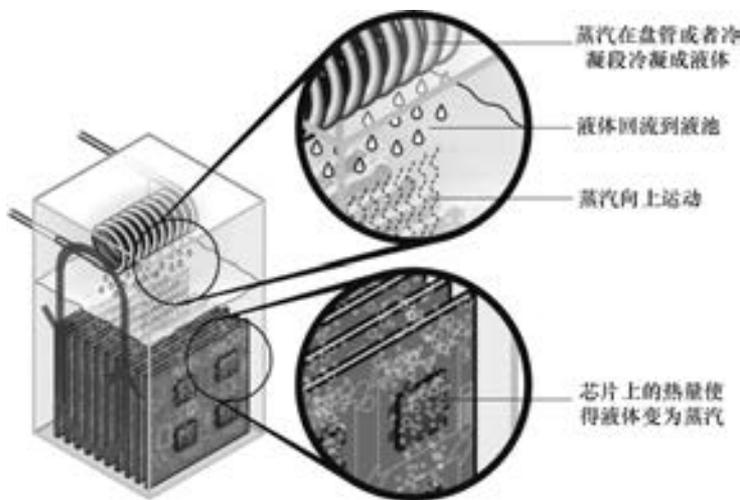


图 1-16 被动式两相浸没式冷却系统

1.3.2 主机侧节能技术

1. 传统主机形式的演变

电压缩式制冷作为最早出现的制冷方式,其发展至今在空调系统领域依旧被广泛使用。电压缩式制冷的基本原理为利用制冷剂工质在低温低压下蒸发吸热带走热量,达到制冷的目的,而压缩机起着压缩制冷剂蒸汽并保持蒸发器低压、冷凝器高压的作用^[31]。电压缩式制

冷的一个明显优点为制冷系数高，大型机组的 COP 值可达到 5.0 以上^[32]。大型制冷系统主要分为螺杆式、离心式制冷主机。

电压缩式制冷利用的是高品位的电能制冷，为了降低空调系统的能耗，在有余热废热的数据中心，利用低品位热能驱动的制冷方式应运而生。按驱动热源的温度不同，可以分为吸收式制冷和吸附式制冷。

吸收式制冷所需热源温度为 85℃ 以上^[33]，普遍应用的是溴化锂吸收式制冷，采用水作为制冷剂，溴化锂溶液作为吸收剂，利用溴化锂溶液对水的吸收和释放，产生物质的状态变化，从而伴随着吸热和放热过程。吸收式制冷循环中的发生器和吸收器代替电压缩式制冷中的压缩机，驱动热源作用到发生器内。溴化锂制冷机组通常应用在分布式能源中，利用余热废热驱动发生器，可以明显地节约能耗。

吸附式制冷所需热源温度为 60℃ 以上^[33]，循环中的吸附器代替电压缩式制冷中的压缩机，利用对吸附器的加热解吸、冷却吸附完成循环。与吸收式制冷相比，吸附式制冷循环不需要溶液泵，不存在制冷剂污染、盐溶液结晶以及对金属的腐蚀等问题。但是，吸附式制冷的一个很突出的问题是 COP 值低，对于空调工况，简单循环的 COP 值大多情况下低于 0.4，所以需要在吸附系统中引入热量回收的概念来提高系统的性能^[34]。

总体来讲，不论是吸收式还是吸附式制冷，都不能占据数据中心制冷的市场，但它们可以很好地补充现有制冷装置的不足。对于不同的工程选用何种机组要做综合、详细的调查和评估。

2. 主机侧自然冷源的利用

自然冷源在数据中心主机侧的应用指的是在冬季和春秋过渡季节时，制冷机组不开压缩机，利用室外的免费自然冷源制冷，来冷却水循环系统中的冷冻水，从而大大节约了压缩机的功耗，达到了降低 PUE 的效果^[35]。早期数据中心最常见的主机侧空调排热方案是利用风冷式冷水机组和水冷式冷水机组。数据中心风冷机组或水冷机组均有对自然冷源的利用，冬季寒冷地区多选用带自然冷却的风冷机组，水资源充沛地区则多选用带自然冷却的水冷机组^[36]。

(1) 风侧自然冷源的利用 数据中心用带自然冷却的风冷冷水机组，与数据中心配套安装于机房内的冷冻水型机房空调一起组成了空调冷冻水系统。在夏季（图 1-17a），采用机械制冷，其运行与常规制冷机组无异。在春秋过渡季节（图 1-17b），当环境温度达到比冷冻水回水温度低 2℃（即室外温度为 10℃）时，自然冷却系统便开始工作，从数据机房出来的回水被送到自然冷却盘管中，先利用室外低温空气进行冷却，这是预冷却阶段；然后送到蒸发器冷却，减轻压缩机的工作负荷。此过程为部分自然冷却模式，自然冷却盘管与压缩机机械制冷同时工作。当室外环境温度比回水温度低 10℃（即室外温度为 2℃）时，自然冷却部分所占比例达到 100%，即完全通过自然冷却制冷（图 1-17c），无压缩机功耗^[35]。

数据中心冷却系统中风冷冷水机组在夏季运行时，可利用蒸发冷却技术对冷凝器进行散热，称该冷凝器为蒸发式冷凝器^[49]。与常规冷凝器相比，蒸发式冷凝器会显著减少冷凝器风机和压缩机的能耗。根据蒸发冷却实现方式的不同，蒸发式冷凝器存在三种类型：喷淋型、湿膜型和喷雾型。喷淋型蒸发式冷凝器指的是将蒸发冷却循环水直接喷淋在冷凝器换热表面形成均匀的水膜，在冷凝器风机的作用下外界环境空气进入冷凝器与其换热表面的水膜直接接触发生热质交换的过程，水膜分子吸收制冷剂携带的热量后蒸发进入环境气流中，

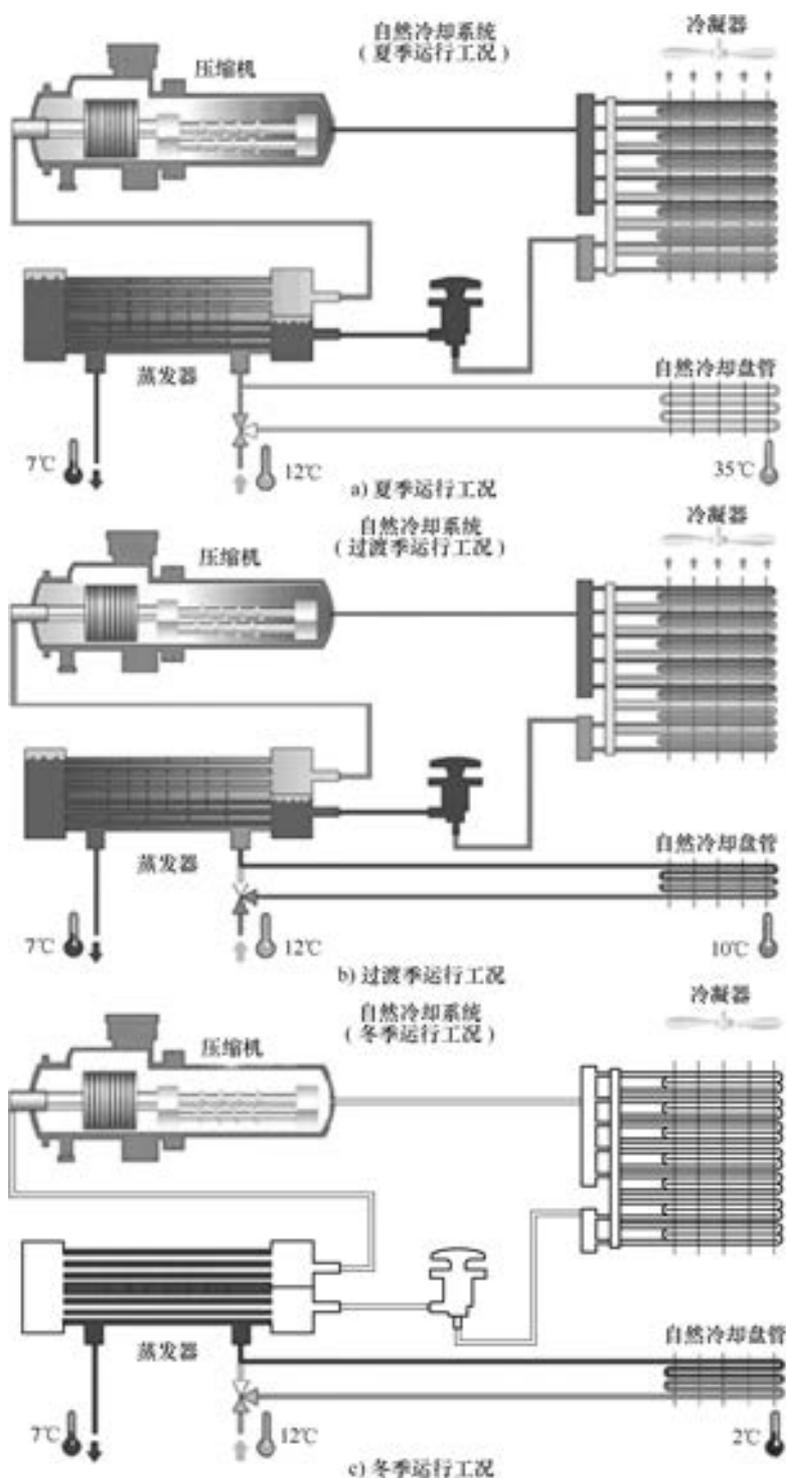


图 1-17 带自然冷却的风冷冷水机组的运行工况 (彩图见文前)

如图 1-18 所示。湿膜型蒸发式冷凝器需要在冷凝器进风口处设置直接蒸发冷却填料，外界

环境空气在进入冷凝器之前首先要通过直接蒸发冷却填料，在填料内与水膜直接接触发生蒸发冷却的热湿交换过程，温度降低后再进入冷凝器对制冷剂进行冷却，如图 1-19 所示。喷雾型蒸发式冷凝器需要在冷凝器进风口处布置喷雾系统，外界环境空气与大量小雾滴接触后发生蒸发冷却热质交换过程，使得环境空气的温度降低，同时在携带一部分小雾滴的情况下进入冷凝器对制冷剂进行冷却，环境空气中携带的小雾滴在吸收热量后会进行二次蒸发冷却过程，如图 1-20 所示。

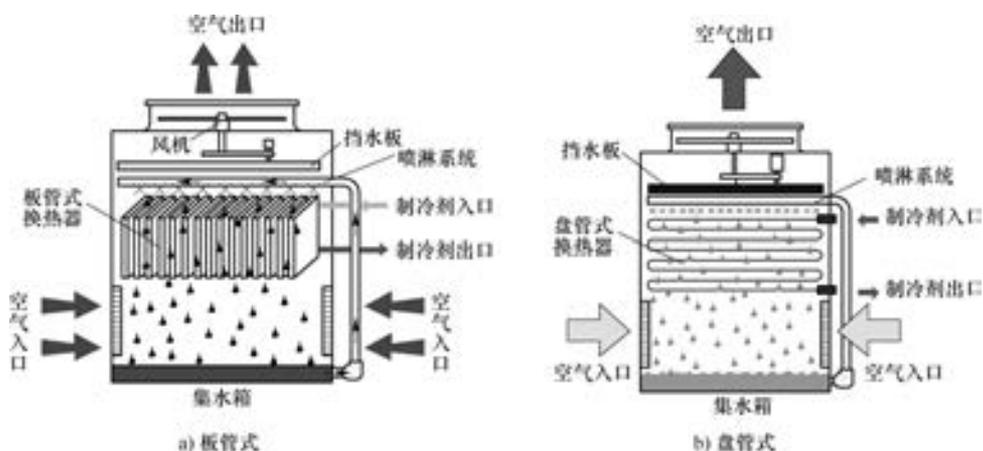


图 1-18 喷淋型蒸发式冷凝器（彩图见文前）

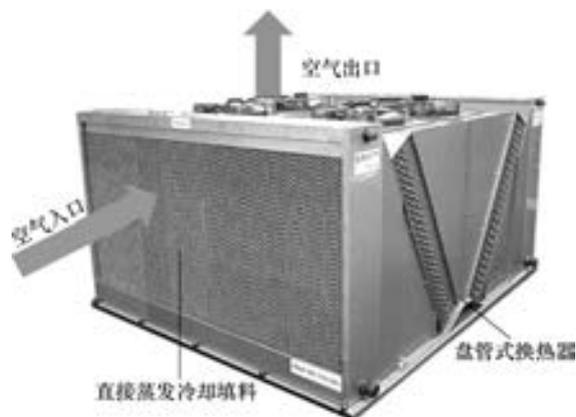


图 1-19 湿膜型蒸发式冷凝器（彩图见文前）



图 1-20 喷雾型蒸发式冷凝器

(2) 水侧自然冷源的利用 对于年平均气温低于 15℃ 地域的中小型数据中心, 自然冷却风冷冷水机组有其得天独厚的优势, 可以在兼顾投资及场地使用率等的情况下, 最大限度地发挥其节能优势。而对于大型数据中心, 选用风冷机组需要大量的冷凝设备, 安装场地成为其限制条件之一, 又由于传统水冷冷水机组在 COP 值方面远高于风冷机组, 因此, 当规模达到一定程度时, 可以采用常规水冷冷却加冷却塔自然冷却的方式, 最大限度地利用自然冷源, 降低数据中心空调系统的能耗^[37]。

冷却塔供冷 (Tower Cooling) 系统是在 20 世纪 80 年代, 由美国采暖、制冷和空调工程师协会 (ASHRAE) 提出的概念。冷却塔供冷是指当湿球温度降低至某值时, 关闭制冷机组, 让经过冷却塔的冷却水与流经制冷机组的冷冻水进行换热, 从而向数据中心提供所需要的冷负荷。美国富国银行^[30]在明尼阿波利斯的数据中心于 2005 年引入了冷却塔式自然冷却方式, 取得了巨大的节能效果, 2006 年节省能源达 15 万美元, 随着业务量的拓展, 每年节省能源达 45 万美元。国内对于冷却塔供冷系统的研究是从 20 世纪 90 年代开始的, 随着专家学者对其越来越关注, 冷却塔供冷系统在我国的实际应用也日趋增多。

数据中心常用冷却塔形式有横流冷却塔 (开式、闭式) 和逆流冷却塔 (开式、闭式)。不同的数据中心应当选取何种形式的冷却塔, 这是数据中心制冷系统设计中常遇到的问题。下面针对数据中心横流冷却塔和逆流冷却塔进行对比分析并得出一些结论^[38]。

1) 横流冷却塔。待冷却的水流依靠自身重力作用, 从塔体上部垂直落在塔体里面的填料上, 同时空气在风机的作用下, 经塔体侧面水平流动通过淋水的调料。气流在填料中与待冷却的水流换热后, 在风机的作用下由塔体顶部吹出。横流冷却塔的气流流动示意图如图 1-21 所示。

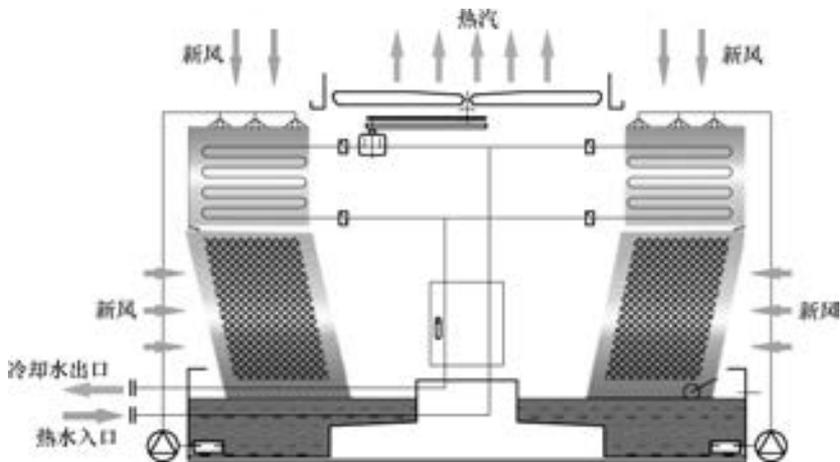


图 1-21 横流冷却塔的气流流动示意图 (彩图见文前)

2) 逆流冷却塔。待冷却的水流经由布置在塔体中上位置的喷嘴 (闭式塔为表冷器盘管) 垂直向下喷淋在填料上, 空气在塔顶风机的作用下, 由两边的进风格栅进入塔体, 垂直向上流动, 在填料中与水流进行热交换, 如图 1-22 所示。

表 1-5 所列为横流冷却塔和逆流冷却塔的对比。

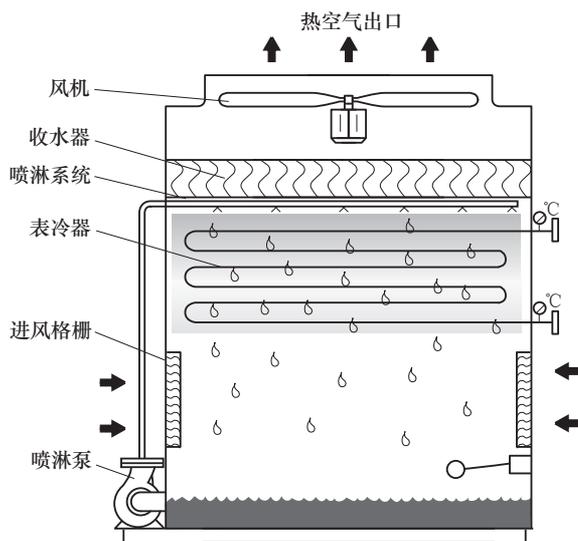


图 1-22 逆流冷却塔的气流流动示意图

表 1-5 横流冷却塔和逆流冷却塔的对比

对比指标	横流冷却塔	逆流冷却塔
换热效率	较低	高
占地面积	大	小
维护	保养方便, 故障率低	检修维护工作量大
水压头	水压头较低, 选取的冷却泵扬程较小, 有利于水泵系统节能	水压头高, 选取的冷却泵扬程大, 不利于整个制冷系统的节能
用水量	多	较少
适应性	对水质要求低	对水质要求高
噪声	低	高

可以根据表 1-5 中所列优缺点和具体情况来选取冷却塔形式。根据工程具体位置进行选择：如果工程所在地区水资源充足，多采用横流冷却塔；如果水资源匮乏，通常采用逆流冷却塔。若周边有居民区或办公区，冷却塔应选用噪声较低的横流塔，以免对周边造成噪声污染。根据工程实际摆放空间选择冷却塔：如果空间足够摆下横流塔，则应优先考虑横流塔；对于面积较小的屋面，优先考虑体积更小的逆流塔。

1.3.3 自然冷却节能技术

随着对绿色、环保、节能理念的大力倡导，面对能源紧张的形势以及节能减排等问题，人们开始意识到应加强对自然冷却技术的应用。目前广泛采用的自然冷却方式有两种：一种是风侧自然冷却，一种是水侧自然冷却。

风侧自然冷却系统是室外空气直接通过滤网或者间接通过换热器将室外空气冷量带入数据机房内，对 IT 的设备进行降温的冷却技术。根据室外空气是否进入机房内部空间，可分为直接风侧自然冷却系统和间接风侧自然冷却系统。该技术可实现冷源与负荷中心直接接

触,采用该技术的系统不再通过传统空调系统中制冷机组产生的低温冷媒对数据中心进行降温,可显著减少数据中心的空调系统能耗^[25]。

在国外的研究中,Kuei-Peng Lee 等人^[39]对全球气候进行分区,分析了可直接利用室外自然冷源的地区,得出半湿润性、海洋性气候区是节能潜力最大的地区。Facebook 等互联网巨头在美国、欧洲等气候条件良好的地区建设的应用直接风侧自然冷却技术的数据中,PUE 可实现接近 1.07。

从全球 PM2.5 的分布情况可以看出,我国空气污染情况尤其严重,直接新风冷却方式对数据中心的设备腐蚀会有影响,甚至会威胁 IT 设备的安全运行。为解决该问题,可应用间接新风冷却技术。这种方案常被称为“京都制冷”,这是因为这种方式在日本东京的数据中心应用较多,它主要是通过转轮式换热器吸收室外冷空气的冷量,达到为数据机房降温的目的^[35]。国内有学者对直接引入新风和隔离式新风热交换系统这两种方式进行了分析比较,结果表明,这两种方式均能有效降低数据中心空调运行能耗,但对于大气污染严重的地区不建议采用直接引入新风方式,因为这样会增加维护费用^[40]。

目前,数据中心常用的热管空调采用的是一种典型的间接新风冷却技术^[41]。热管技术由于不需要直接引入大量新风,不会对数据中心内部的洁净度、湿度等环境参数产生影响,同时其维护费用较低,非常适合数据中心使用。热管是一种高效传热元件,以相变来强化换热,利用封闭在真空管内工作物质的反复沸腾或凝结来传送热量。近年来,国内外学者将热管技术应用于基站散热,如图 1-23 所示,经试验研究,该机组在冬季可以替代蒸汽压缩式空调机组,且节能效果显著。

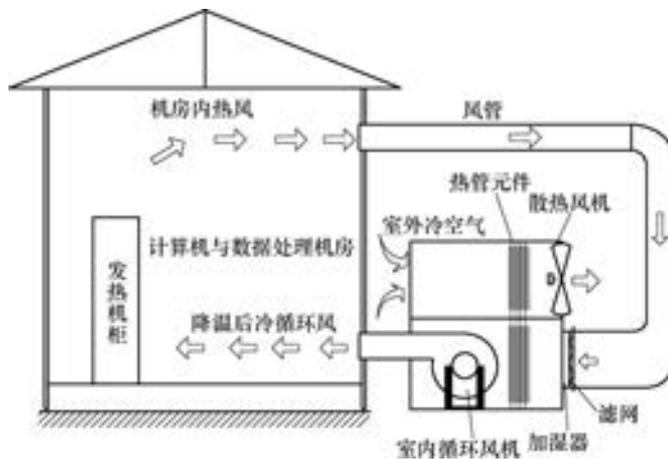


图 1-23 热管式机房空调系统示意图

热管散热器具有极高的传热效率,散热效果好,但是由于液体和蒸汽处于同一空间,会产生挟带现象,从而导致冷却失效^[27]。为了解决这一技术难题,分离式热管开始出现在各种研究课题中。分离式热管是一种新型热管,工质在其自身重力的作用下完成循环换热的过程中,依靠的是工质的汽化和凝结,二者均为换热强度很高的相变换热方式。由于其具有蒸发器和冷凝器可分离等优点,如今已在数据中心领域有很广泛的应用。国外分离式热管换热器的研制始于 20 世纪 80 年代^[42],它是在常规热管技术的基础上发展起来的一项高效传热

技术。国内学者对分离式热管的理论和应用进行了诸多研究，其中江亿等人^[43]发明了应用于数据中心散热的新型分离式热管系统，其在为数据中心提供冷量方面比整体式热管更具有优越性。目前对微通道型分离式热管的研究较少，其中 Ling 等人^[44, 45]通过对微通道型分离式热管（图 1-24）建立稳态数学模型，分析了质量流量、结构参数等对其换热性能的影响，并通过试验研究了不同充液率下微通道型分离式热管的换热特性。

水侧自然冷却有两种形式：一种形式是冷却塔直接供冷，这在前文中已经提到过；另一种形式是通过水泵直接抽取自然水源作为天然冷源，通过板式换热器与冷冻水回水进行热交换，而不通过制冷机或压缩机进行循环来散热，从而达到冷却目的。国际上采用水冷技术的典型代表是 Google 公司，其选择建设的数据中心基本以沿海地区为主，例如，芬兰哈密纳的数据中心利用附近波罗的海的海水对数据中心进行冷却，另外 80% 的冷却水来自循环再生水，这是世界上第一家采用海水冷却的数据中心。在国内，阿里巴巴千岛湖数据中心利用湖水进行自然冷却，其设计年平均 PUE 值低于 1.3。在湖南省资兴市也有直接利用湖水作为自然冷源的成功案例，通过板式换热器与服务式回水进行换热，带走服务器的散热，电制冷方案作为在极端气候条件下，不能直接利用湖水进行冷却时的一种备份方案运行。据报道，其预期 PUE 值达到 1.17，是国内最节能的数据中心。

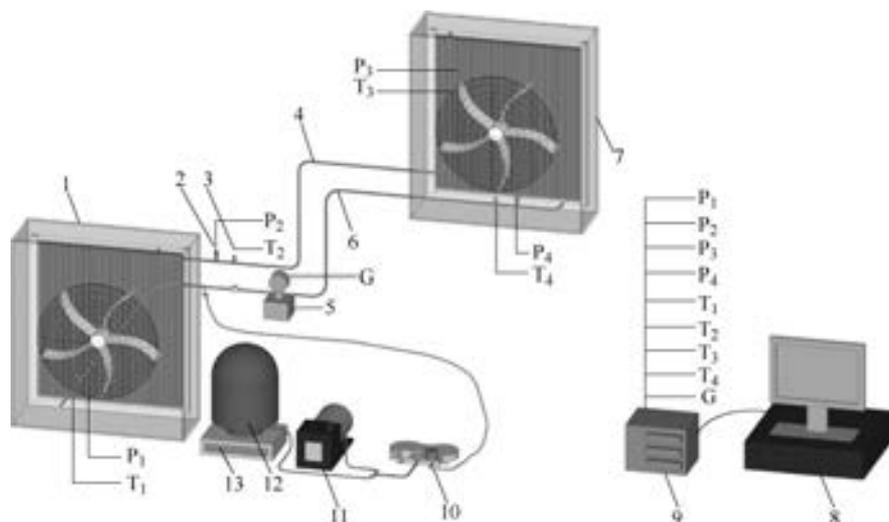


图 1-24 微通道型分离式热管结构示意图

- 1—蒸发器 2—压力传感器 3—PT100 铂电阻 4—上升气管 5—科里奥利质量流量计 6—下降液管
7—冷凝器 8—计算机 9—数据采集仪 10—压力表 11—真空泵 12—制冷罐 13—电子秤

1.3.4 被动式节能技术

被动式节能技术，即以非机械电气设备干预手段实现节能目的。自 1973 年能源危机的到来及各种病态建筑综合症的出现，被动式节能技术开始受到专家学者们的关注^[46]，并逐渐被应用到数据中心中去。主要包括以下两种技术。

1. 热压自然通风技术

雅虎数据中心就是采用热压自然通风技术充分利用自然环境对数据中心进行散热，减少

风机的使用,从而达到节能的目的,如图 1-25a 所示。该数据中心的 PUE 值为 1.08,是真正的绿色数据中心,它采用了开放式的设计,利用其独特的“鸡窝式”结构进行自然对流。热压自然通风技术中的热压是由室内外空气的密度差和窗孔之间的高度差引起的,如果室内温度高于室外温度,建筑物上部压力高于下部压力,则当建筑物上部和下部存在窗孔时,空气将通过下部进风,上部排风,从而形成自然对流^[47]。图 1-25b 为雅虎“鸡窝”式数据中心热压通风原理图,由于数据中心内部服务器发热,当室内温度高于室外温度时,可利用热压作用将室外冷空气引入室内,将室内热空气排出室外。

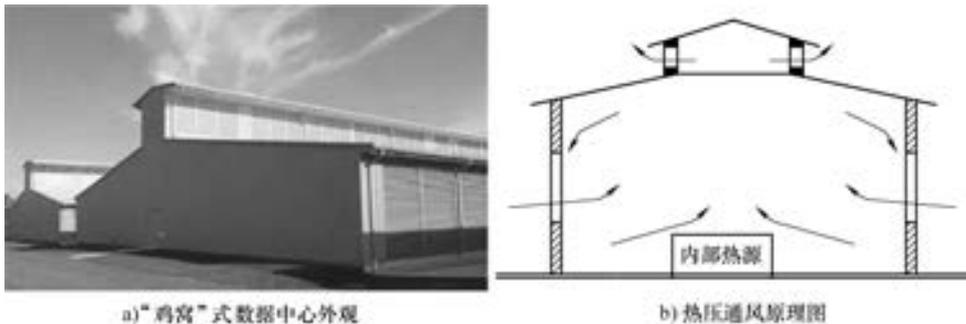


图 1-25 雅虎数据中心

2. 风扇墙技术

风扇墙技术也是近几年发展起来的新兴被动式节能技术,主要在国外得到了较广泛的应用。风扇墙技术的核心是在大风量情况下,利用新风满足数据中心除尘和加湿的要求,其最大的特点是可通过一套复杂的风扇墙控制系统及相应的风扇将室外自然空气引入数据中心,将数据中心的的热量迅速带走,从而减少空调的开启时间,达到降低数据中心整体 PUE 值的效果^[48]。

目前, Facebook 在俄勒冈州普林维尔的数据中心已成功应用风扇墙技术。该数据中心当时号称全球最节能的数据中心,其 PUE 值达到了 1.07,远低于业界平均水平。

Facebook 数据中心的风扇墙系统原理图如图 1-26 所示。该系统根据室外温度与数据中心的室内温度差,通过相应的进风、加湿、风墙、排风、回风和控制单元及由若干风扇组成的一套风扇墙精密控制系统实现数据中心节能。当室外温度低于 28.2℃ 或湿度大于 65% 时,部分开启风扇墙冷却模式;当室外温度逐渐降低至 18.2℃,湿度为 35%~65% 时,风扇墙全部开启进行直接冷却^[48]。



图 1-26 Facebook 数据中心的风扇墙系统原理图

目前, 风扇墙技术在国外应用较多, 由于其造价高, 在国内鲜少应用, 相信随着风扇墙技术的成熟和普及、造价的降低, 今后在国内会有相当广阔的市场前景。

1.3.5 数据中心节能技术的发展趋势

数据中心的节能技术对于我国目前能源短缺的现状是非常必要的。面对日益严重的数据中心能耗问题, 液冷技术、冷热通道封闭技术以及因地制宜地利用自然冷源的技术等均有效地发挥了各自的作用。目前, 大部分数据中心正在朝模块化的趋势发展, 模块化数据中心的建设使得供电系统、供冷系统的容量与负载需求更为匹配, 从而提高了工作效率并减少了过度配置, 其制冷效率比传统的数据中心提升了 12% 以上。

对于未来数据中心的制冷趋势, 除了对制冷技术的不断创新和改进, 高温服务器的应用也将推动数据中心冷却系统更加节能。目前数据中心的温度通常为 68~70°F (20~21.1°C), 现有的大量研究数据表明, 数据中心完全可以在更高温度的环境下运行, 甚至有些设备还能承受高达 122°F (50°C) 的高温。目前市面上很多服务器采用了高温环境的设计, 可以在 95°F (35°C) 的环境下正常运行。高温服务器的应用使得全年 100% 自然冷却成为可能, 届时会给数据中心的制冷系统带来颠覆性的变革, 这将是减少能源消耗, 提高能源利用率, 建设绿色节能的数据中心的一个必然趋向。

大规模虚拟化: 虚拟化具有分配灵活、变更快捷、资源利用率高等优点, 这些是传统系统构架所无法实现的。加利福尼亚州劳伦斯-伯克利国家实验室研究数据中心电力消耗的科学家 Jonathan Koomey 博士指出: 平均来说, 服务器仅仅使用了其约 15% 的总计算能力; 并且有调查显示: 目前数据中心的资源平均利用率仅为 20%~30%, 服务器在 80% 的时间内都是空闲的, 但是, 就更多的传统服务器而言, 即便是在空闲状态下, 其功耗也有峰值的 60%。而虚拟化能带来很多好处, 如将数据中心中的服务器由原先的各种规格转变为相对统一的单一方式 (即按照数据中心的需求定制不同类型的服务器), 从而有效降低数据中心的能耗, 提高资源利用率, 增加系统支持选项和弹性, 是一个趋势。

思考题与习题

- 1-1 数据中心的发展过程包括哪三个主要阶段?
- 1-2 从数据中心的特征来看, 其发展主要分为哪四个阶段? 各阶段之间的联系是什么?
- 1-3 数据中心有哪些特点?
- 1-4 评价数据中心能源效率的指标主要有哪些?
- 1-5 数据中心的能耗主要包括哪几部分内容? 各部分所占比例如何?
- 1-6 数据中心的规划设计与项目实施的主要区别体现在哪些方面?
- 1-7 数据中心的成本主要包括哪几部分?
- 1-8 数据中心投资收益的分析方法主要是什么? 不同分析方法的优缺点分别是什么?
- 1-9 如何理解数据中心的能效逻辑? 请举例说明。
- 1-10 数据中心常采用的供冷方式是什么?
- 1-11 数据中心末端形式的节能技术主要包括哪些?
- 1-12 横流冷却塔和逆流冷却塔分别指的是什么? 它们分别有哪些优缺点?
- 1-13 目前, 数据中心广泛采用的自然冷却方式有哪几种?
- 1-14 目前, 应用于数据中心的被动式节能技术主要包括哪几种?
- 1-15 数据中心节能技术的发展趋势是怎样的?

参 考 文 献

- [1] 钟景华. 新一代绿色数据中心的规划与设计 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2010.
- [2] 中国电子技术标准化研究院. 中国数据中心能效研究报告 (2015年), 2015.
- [3] SHAH A J. Exergy-based analysis and optimization of computer thermal management systems [C]//Berkeley: University of California, 2005.
- [4] MALONE C, BELADY C. Metrics to characterize data center & IT equipment energy use. Proceeding of Digital Power Forum, 2006.
- [5] 高东媛. 新风直接引入式数据中心空调辅助系统研究 [D]. 邯郸: 河北工程大学, 2013.
- [6] 于郡东. 分析数据中心机房 PUE 值偏高问题及解决方案 [J]. 机房技术与管理, 2010 (4): 29-31.
- [7] 杨晓花. 数据中心节能技术分析与研究 [J]. 电气应用, 2011 (3): 6-8.
- [8] 张广明. 数据中心能耗现状与节能技术 [C]// 中国电源学会 2011 年现代数据中心基础设施建设技术年会, 2011.
- [9] 杨坤, 数据中心空调系统的安全重在运维 [J/OL]. 现代数据中心, [2013-12-10]. <http://www.dejchina.com.cn/show-213-1843.html>.
- [10] 朱利伟. 中型数据中心机房的规划与设计 [J]. 智能建筑与城市信息, 2009 (3): 58-63.
- [11] 高铁. 数据中心空调设计问题解析 [J]. 中国新通信, 2014 (24): 8-9.
- [12] 顾大伟, 郭建兵, 黄伟. 数据中心建设与管理指南 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2010.
- [13] 郝晓娟. 互联网数据中心成本控制的研究 [D]. 北京: 北京邮电大学, 2012.
- [14] 杨军, 孙志猛. 数据中心投资收益分析 [J]. 邮电设计技术, 2015 (11): 84-87.
- [15] 佚名. 艾默生网络能源能效逻辑和数据中心定量评价指标 [J]. 金融科技时代, 2008, 16 (9): 2-3.
- [16] 曹播. 能效逻辑和数据中心定量评价指标 [J]. 智能建筑与城市信息, 2008 (7): 15-18.
- [17] 田浩. 高产热密度数据机房冷却技术研究 [D]. 北京: 清华大学, 2012.
- [18] DUNLAP K, RASMUSSEN N. The advantages of row and rack-oriented cooling architectures for data centers [J]. White Paper 130, 2006.
- [19] HAYAMA H, NAKAO M. Air flow systems for telecommunications equipment rooms [C]//Conference Proceedings: Eleventh International Telecommunications Energy Conference. IEEE Xplore, 1989: 8.3/1-8.3/7.
- [20] 易伶俐. 不同空调送风方式在数据中心的应用 [J]. 制冷与空调, 2016, 16 (3): 8-9.
- [21] ANSI. 数据中心电信基础设施标准 (2004 版): TIA-942 [S].
- [22] 李楠. 浅谈新一代数据中心建设绿色节能策略 [J]. 城市建设理论研究, 2014 (12).
- [23] 钱晓栋, 李震. 数据中心空调系统节能研究 [J]. 暖通空调, 2012, 42 (3): 91-96.
- [24] NIEMANN J, BROWN K. Hot-Aisle vs. Cold-Aisle Containment for Data Centers [Z]. APC White Paper# 135, 2008: 165-172.
- [25] 朱永忠. 数据中心制冷技术的应用及发展 [J]. 工程建设标准化, 2015 (8): 62-66.
- [26] CAPOZZOLI A, PRIMICERI G. Cooling Systems in Data Centers: State of Art and Emerging Technologies [J]. Energy Procedia, 2015, 83: 484-493.
- [27] 蒋贤国. 高热密度服务器机柜液冷系统的分析和实验研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2012.
- [28] 刘腾, 钱吉裕, 孔祥举, 等. 低干度两相流工质在矩形流道冷板内的换热特性实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49 (1): 59-64.
- [29] 张双. 数据中心用泵驱动两相冷却回路换热特性研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2015.
- [30] DAI J, Ohadi M M, Das D, et al. Optimum Cooling of Data Centers [M]. New York: Springer, 2014.
- [31] 钟智亮. 区域能源系统中吸收式制冷与电压压缩式制冷的对比研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2014.

- [32] 冯丽洁, 付林, 张世钢, 等. 电压缩式制冷循环与吸收式制冷循环的热力学比较分析 [J]. 暖通空调, 2012, 42 (8): 95-99.
- [33] 朱斌祥, 孙李, 喻志强, 等. 太阳能驱动吸收式与吸附式制冷技术的比较分析研究 [J]. 流体机械, 2016 (1): 81-86.
- [34] 王如竹, 王丽伟, 吴静怡. 吸附式制冷理论与应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- [35] 刘海静. 带自然冷源的风冷冷水机组在数据中心空调系统中的应用 [D]. 北京: 北京建筑大学, 2015.
- [36] 朱洪波. 数据中心集中冷源空调系统设计综述 [J]. 电信网技术, 2014 (10): 15-26.
- [37] 李双磊. 浅析自然冷却风冷冷水机组在数据中心领域的应用 [J]. 建材与装饰, 2015 (8): 62-63.
- [38] 李双磊. 数据中心用横流冷却塔与逆流冷却塔优缺点对比分析 [J]. 低碳世界, 2015 (6): 282-283.
- [39] LEE K P, Chen H L. Analysis of energy saving potential of air-side free cooling for data centers in worldwide climate zones [J]. Energy & Buildings, 2013, 64 (5): 103-112.
- [40] 张谦. 自然冷却技术在数据中心的应用探讨 [J]. 科技资讯, 2013 (29): 36-37.
- [41] 李奇贺, 黄虎, 张忠斌. 热管式机房空调性能实验研究 [J]. 暖通空调, 2010, 40 (4): 145-148.
- [42] 任华华, 冯圣红. 分离式热管在空调系统中的应用现状及前景分析 [J]. 节能, 2003 (9): 9-12.
- [43] 江亿, 夏建军, 李震, 等. 一种自然对流式分离型热管机房排热装置: CN201093659 [P]. 2008.
- [44] LING L, ZHANG Q, YU Y, et al. Experimental study on the thermal characteristics of micro channel separate heat pipe respect to different filling ratio [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 102: 375-382.
- [45] LING L, ZHANG Q, YU Y, et al. Study on thermal performance of micro-channel separate heat pipe for telecommunication stations; Experiment and simulation [J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 59: 198-209.
- [46] 吕瑛英. 天津西部新城服务中心绿色建筑被动式策略研究 [D]. 北京: 清华大学, 2010.
- [47] 孙一坚. 工业通风 [M]. 2版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985.
- [48] 杨军志, 王珍. 数据中心节能探讨 [J]. 智能建筑与城市信息, 2014 (2): 40-42.
- [49] 苏晓青. 蒸发冷凝式冷水机组的研发及在地铁中的应用研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2016.

第 2 章

数据中心传热过程与负荷计算

2.1 数据中心的典型布局与传热分析

2.1.1 数据中心建设与分类

数据中心的含义本身是很广义的，从几十万平方米的大型云计算数据中心，到几十平方米的企业数据机房，都属于数据中心的范畴。不同规模与业务需求的数据中心对建设要求会有很大的差别。对于企业级的小型数据中心，便于维护管理、安全等方面往往是考虑最多的因素；对于大型 IDC 业务公司建设的数据中心，政策支持情况、环境影响、能源供给、网络接入等方面则往往是考虑最多的因素。在考虑数据中心的基础建设要求之前，应该合理规划数据中心的建设规模。

1. 数据中心的分类

按规模大小，数据中心可以分为超大型数据中心、大型数据中心、中型数据中心和小型数据中心，甚至还有迷你数据中心。

1) 超大型数据中心：通常面积大于 10000m^2 ，标准机架（功率 2.5kW 为一个标准机架）数量大于 10000 个。

2) 大型数据中心：通常面积为 $2000\sim 10000\text{m}^2$ ，标准机架数量为 3000~10000 个。

3) 中、小型数据中心：面积为 $200\sim 2000\text{m}^2$ ，标准机架数量小于 3000 个。

以上规模划分是实际工作中的大致划分方法，并没有严格的划分标准与参照指标体系。划分的目的也仅仅是便于数据中心的规划、设计与建设等。

2. 数据中心的分级

数据中心根据不同的用途和需求被划分为不同的等级，关于数据中心的分级，国内外有两种划分方式。

我国在 2017 年制定了国家标准 GB 50174—2017《数据中心设计规范》，根据数据中心的的使用性质、数据丢失或网络中断在经济上或社会上造成的损失或影响程度，将数据中心划分为 A、B、C 三类，见表 2-1，其中 A 类数据中心的要求最高。

表 2-1 数据中心的分类

等级	A 级	B 级	C 级
定义	电子信息系统运行中断将造成重大的经济损失或者造成公共场所秩序严重混乱的数据中心	电子信息系统运行中断将造成较大的经济损失或者造成公共场所秩序混乱的数据中心	不属于 A 级或 B 级的数据中心

(续)

等级	A 级	B 级	C 级
性能要求	基础设施宜按容错系统配置, 在电子信息系统运行期间, 基础设施应在一次意外事故后或单系统设备维护或检修时仍能保证电子信息系统正常运行	基础设施应按冗余要求配置, 在电子信息系统运行期间, 基础设施在冗余能力范围内, 不应因设备故障而导致电子信息系统运行中断	基础设施应按基本需求配置, 在基础设施正常运行情况下, 应保证电子信息系统运行不中断

国外划分标准则以美国 TIA 942 标准与 Uptime Institute 的定义为主流, 将数据中心的可用性等级分为四级, 见表 2-2。

表 2-2 TIA 942 对数据中心的分级

等级	4 级	3 级	2 级	1 级
冗余能力	有容错能力	可在线维护	有冗余	无冗余

从以上可以看出, 两个标准对数据中心的可用性定义基本一致。数据中心空调系统的要求和配置也与机房的可用性等级直接相关。

2.1.2 数据中心选址分析

1. 数据中心可用性分析

过去单位和企业在水中心选址时, 更多地考虑企业自身的一些便利条件, 往往忽略了数据中心是一项成本较大、人才密集、技术集中、要求具有高度可用性的系统工程。从选址的角度, 一般认为数据中心的可用性会受到以下 7 方面要素的影响:

- 1) 社会经济人文环境 (包括经济发展水平、人文发展水平)。
- 2) 当地的自然地理条件 (包括地震、台风、洪水自然灾害记录, 政治和军事、地域安全性等)。
- 3) 高科技人才资源条件 (包括高校数据、IT 人员数量、其他科技教育机构数量等)。
- 4) 配套设施条件 (包括交通、水电气供应、消防等)。
- 5) 成本因素 (包括人力成本、水电气资源成本、土地成本、各种个人消费成本等)。
- 6) 周边环境 (包括是否有粉尘、油烟、有害气体等, 是否有存放腐蚀性、易燃、易爆物品的工厂, 是否远离强振源和强噪声源、避开强电磁场干扰)。
- 7) 政策环境 (包括土地政策、人才政策、税收政策等)。

结合德尔菲方法, 业内专家对数据中心选址的 7 大要素按重要性进行了排序: 自然地理条件、配套设施条件、周边环境、成本因素、政策环境、高科技人才资源环境、社会经济人文环境。按照上述 7 大要素再去评估现有数据中心选址, 会发现以下问题:

- 1) 选择北京、上海会直接导致成本显著提高。
- 2) 选择成都则是没有认真评估成都地区的地震断裂带的影响。
- 3) 一些小型城市的人力资源可能成为瓶颈。

除了这些比较明显的问题, 比较这些要素可以发现, 现有数据中心选址中还存在大量的不足和潜在问题。例如: 若自然地理条件较差, 则数据中心将面临较高的地震等自然灾害的

风险；若配套设施条件不足，则将导致水电等关联成本的提升；若周边环境恶化，则有可能导致高科技设备的可用性降低，以及危及运维人员的安全；选择成本较高的区域，将导致本来就投资大、效益低的数据中心的投入产出矛盾更为突出。从目前国内大多数数据中心的选址条件看，都或多或少地存在上述问题，这对数据中心而言蕴藏着巨大的投资风险。

2. 数据中心选址要求

经过前期的政策性选址考量，确定城市后，对于具体地址的选择，GB50174—2017《数据中心设计规范》提出以下具体要求：①电力供给应充足可靠，通信应快速畅通，交通应便捷；②采用水蒸发冷却方式制冷的数据中心，水源应充足；③自然环境应清洁，环境温度应有利于节约能源；④应远离产生粉尘、油烟、有害气体以及生产或储存具有腐蚀性、易燃、易爆物品的场所；⑤应远离水灾、地震等自然灾害隐患区域；⑥应远离强振源和强噪声源；⑦避开强电磁场干扰；⑧A级数据中心不宜建在公共停车库的正上方；⑨大中型数据中心不宜建在住宅小区和商业区内。对数据中心选址的其他要求见表2-3。

表 2-3 对数据中心选址的其他要求

项目	技术要求			备注
	A 级	B 级	C 级	
与停车场的距离	不宜小于 20m	不宜小于 10m	—	包括自用和外部停车场
与铁路或者高速公路的距离	不宜小于 800m	不宜小于 100m	—	不包括各场所自身使用的数据中心
与地铁的距离	不宜小于 100m	不宜小于 80m	—	不包括地铁公司自身使用的数据中心
在飞机航道范围内建设数据中心与机场的距离	不宜小于 8.0 km	不宜小于 1.6 km	—	不包括机场自身使用的数据中心
与甲类、乙类厂房和仓库、垃圾填埋场的距离	不应小于 2.0km		—	不包括甲类、乙类厂房和仓库自身使用的数据中心
与火药炸药库的距离	不应小于 3.0km		—	不包括火药炸药库自身使用的数据中心
与核电站危险区域的距离	不应小于 40.0km			不包括核电站自身使用的机房
与住宅的距离	不宜小于 100m			—
有可能发生洪水的区域	不应设置数据中心		不宜设置数据中心	—
地震断层附近或有滑坡危险的区域	不应设置机房		不宜设置机房	—
从火车站、飞机场到数据中心的交通道路	不应少于 2 条道路	—	—	—

国际标准 TIA-942-8-2017《数据中心电信基础设施标准》对数据中心的选址提出了如下要求：①数据中心不应靠近附近机场的飞行航线；②与铁路及高速公路的距离应大于 800m，以保证减少化学物质降落的风险；③与军事基地的距离应大于 800m，与核设施、国际设施

的距离大于 1600m。数据中心选址的注意事项见表 2-4。

表 2-4 数据中心选址的注意事项

序号	选址注意事项	T3 级标准	T4 级标准
1	接近洪水危险区域	不在百年一遇的水灾危险区域内, 或与五十年一遇的水灾危险区域之间的距离不小于 90m	与百年一遇的水灾危险区域之间的距离不小于 90m
2	接近海岸或者内陆水域	距离不小于 90m	距离不小于 800m
3	接近主要交通要道	距离不小于 90m	距离不小于 800m
4	接近机场	距离为 1.8~48km	距离为 1.8~48km
5	接近主要大城市	距离不超过 48km	距离不超过 48km

2.1.3 数据中心机房功能分区及其面积选取

1. 数据中心机房功能分区

通常将数据中心作为一栋单体建筑（为少数，如 IDC 或大型企业数据中心）或某一建筑中的一部分（为多数，占公共建筑物中的一个局部区域）的形式构建。一个数据中心通常主要包括主机房、辅助区、支持区和行政管理区等部分。

主机房主要是用于电子信息处理、存储、交换和传输设备的安装及运行的建筑空间。它包括服务器机房、网络机房、存储机房等功能区域。

辅助区是用于电子信息设备和软件的安装、调试、维护、运行监控和管理的场所，包括进线间、测试机房、监控中心、备件库、打印室、维修室等区域。

支持区是支持并保障完成信息处理过程和必要的技术作业的场所，包括变配电室、柴油发电机房、UPS 室、电池室、空调机房、动力站房、消防设施用房、消防和安防控制室等。

行政管理区是用于日常行政管理及客户对托管设备进行管理的场所，包括工作人员办公室、门厅、值班室、盥洗室、更衣间和用户工作室等。

在数据中心中，主机房一般安排在中间位置，并且尽量将主机房设计为规则的四方形。应尽量避免采用圆形、L 形以及过于狭长的长方形等布局，此类数据中心不利于机房内的设备布置以及气流组织分配^[1]。

2. 数据中心机房功能区面积选取

数据中心机房功能区面积也是根据功能区用途进行合理规划的，所设计的面积应该恰好满足机房功能区的需要。各机房面积的具体选取应参考 GB 50174—2017《数据中心设计规范》中的规定^[1]。

(1) 主机房面积选取 主机房的使用面积应根据电子信息设备的数量、外形尺寸和布置方式确定，并预留今后业务发展需要的使用面积。主机房的使用面积可按下式确定

$$A = SN \quad (2-1)$$

式中 A ——主机房的使用面积 (m^2)；

S ——单台机柜（架）、大型电子信息设备和列头柜等设备占用的面积 ($\text{m}^2/\text{台}$)，可取 $2.0\sim 4.0\text{m}^2/\text{台}$ ；

N ——主机房内所有机柜（架）、大型电子信息设备和列头柜等设备的总台数（台）。

(2) 辅助区和支持区面积选取 辅助区和支持区的面积之和可为主机房面积的 1.5 倍~2.5 倍。

(3) 行政管理区面积选取 用户工作室使用面积可按 $4\sim 5\text{m}^2/\text{人}$ 计算；硬件及软件人员办公室等有人长期工作的房间，其使用面积可按 $5\sim 7\text{m}^2/\text{人}$ 计算。

对于在灾难发生时，仍需保证电子信息业务连续进行的单位，应建立灾备数据中心。灾备数据中心的组成应根据安全需求、使用功能和人员类别划分为限制区、普通区和专用区。

2.1.4 数据中心机房典型送回风方式布局

数据中心机房与传统建筑不同，由于 IT 设备的高发热密度，其布局必须考虑到机房传热过程。随着数据中心冷却技术和气流组织技术的发展，其布局方式也不断翻新。按照机房送回风方式的不同，可以分为硬地板送回风布局和架空地板送回风布局。

1. 硬地板送回风布局

由于机房层高的限制，早期的机房中一般采用硬地板送回风布局，其典型的布局结构如图 2-1 和图 2-2 所示。

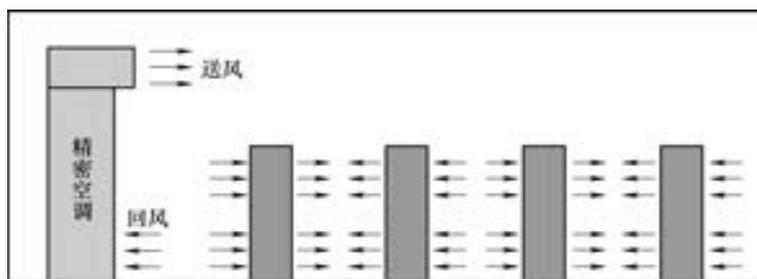


图 2-1 硬地板上送风、自然侧回风布局

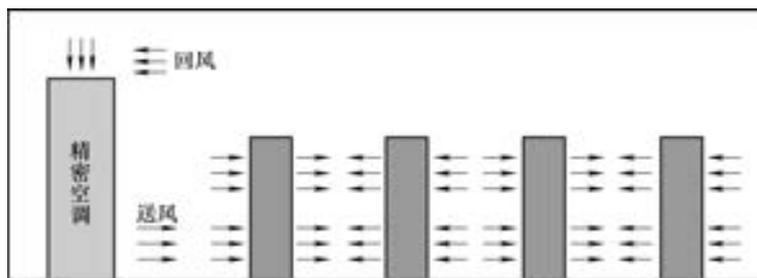


图 2-2 硬地板下送风布局

硬地板送回风布局结构简单、安装便利、整体成本较低。其中，上送风、自然侧回风布局容易出现气流掺混现象，造成局部热堆积，形成局部过热。因此，它仅适用于发热量不大且对气流组织要求不严格的区域，目前常见于电力机房中。下送风布局相对具有更好的气流组织，且可以在若干台空调机底部采用送风联箱连接，在机柜通道处设置送风风口，达到更好的送风效果。

2. 架空地板送回风布局

典型的架空地板送回风布局如图 2-3 所示，架空地板高度一般为 $20\sim 100\text{cm}$ ，冷气流送

入地板下方形成静压箱，然后通过静压箱送风。该送风方式气流稳定、均匀，送风距离较远，并可将冷空气送至服务器机架附近，经信息设备出来的热空气从机房上部回收，可有效避免冷热气流的掺混，冷量利用效率高。目前新建的数据中心机房大多采用这种布局方式。

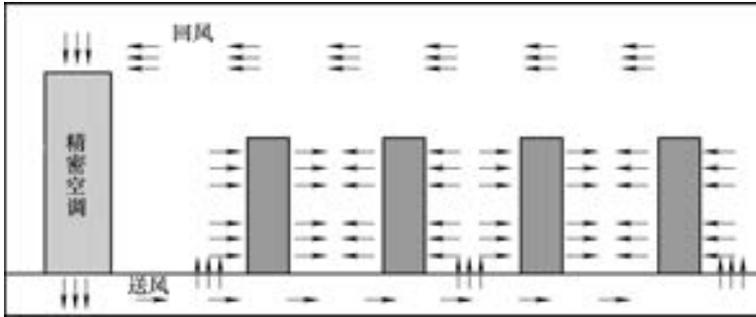


图 2-3 架空地板送回风布局

随着机房发热密度越来越高，传统的架空地板送回风布局已经不能满足高热密度机房的冷却要求，渐渐出现了封闭冷通道（图 2-4）和精确送风（图 2-5）等复杂的布局形式^[2]，可有效遏制冷热气流掺混，提高了冷量利用率。

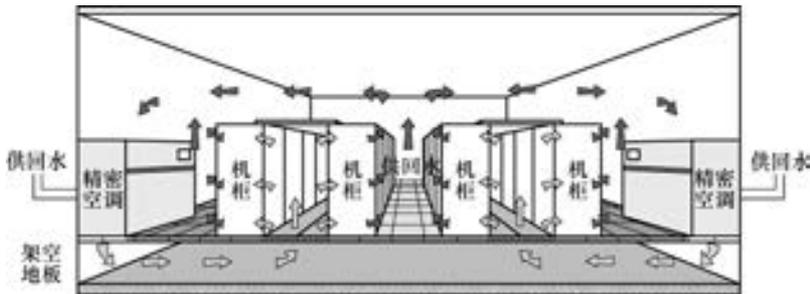


图 2-4 封闭冷通道布局形式（彩图见文前）

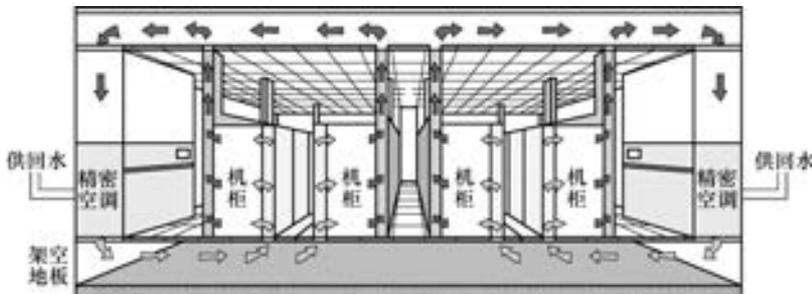


图 2-5 精确送风布局形式（彩图见文前）

2.1.5 数据中心各类设备的布置原则

数据中心机房设备主要包括：①通信设备：机架；②配套设备：电力电池、机房空调、

变配电设备、备用发电机、水泵；③辅助设备：各类管线、电缆。IDC 机房的核心内容就是通信设备，它由各种功能的机架组成。机架正常工作需要特定的环境条件，包括充足的电力保障以及一定的温度、湿度、空气洁净度等要求，所有其他设备及设施均服务于通信设备，它们之间需进行合理的分配及布局，使通信设备的工作效率最大化。数据中心都是由多个独立的机房组成的，要求机房的各功能分区要独立区分。核心网络、接入服务器，运营商接入位置都要明确隔离，值班室位置要与油机、高配、冷机机房相邻近。每个机柜里的服务器都连接到机柜上的一个 TOR 交换机上面，通过 TOR 再连接到汇聚交换机上，然后所有的汇聚交换机都连接到核心网络设备上。所有的网络设备连线要通过布线系统或者跳线架、光纤架进行互联。

1. 数据中心机房设备布置原则

一般配电机柜、接地机柜都位于机房的一角，空调排列在所有机柜的两边，在机柜、空调和配电箱之间都要有一定的距离。如果机房运行功率达到 5kW 以上，则地板的架空高度要达到 0.8m，以保证有效通风，冷通道宽度要达到 1.8m，热通道宽度为 1.5m，层高粱下要高于 4.1m。如果机柜的长度为 15m，则要求在两侧都放置空调进行通风，5kW 对应一块活动地板，8kW 对应 1.5 块活动地板。

关于数据中心机房内的设备布置，在 GB 50174—2017《数据中心设计规范》中也有明确的规定：

1) 数据中心的各类设备应根据工艺设计进行布置，应满足系统运行、运行管理、人员操作和安全、设备和物料运输、设备散热、安装和维护的要求。

2) 容错系统中相互备用的设备应布置在不同的物理隔间内，相互备用的管线宜沿不同路径敷设。

3) 当机柜（架）内的设备为前进风/后出风冷却方式，且机柜自身结构未采用封闭冷风通道或封闭热风通道方式时，机柜（架）的布置宜采用面对面、背对背方式。

4) 主机房内和设备间的距离应符合下列规定：

a. 用于搬运设备的通道净宽不应小于 1.5m。

b. 面对面布置的机柜（架）正面之间的距离不应小于 1.2m。

c. 背对背布置的机柜（架）背面之间的距离不应小于 1m。

d. 当需要在机柜（架）侧面维修测试时，机柜（架）与机柜（架）、机柜（架）与墙之间的距离不应小于 1.0m。

e. 成行排列的机柜（架），其长度超过 6m 时，两端应设有出口通道；当两个出口通道之间的距离超过 15m 时，在两个出口通道之间还应增加出口通道；出口通道的宽度不应小于 1m，局部可为 0.8m。

但是，每个数据中心都有其自己的特点，承载的业务也各有不同，不能一概而论。所以在数据中心机房内部布局设计上，要因地制宜，活学活用。有时数据中心的机房空间是有限的，长宽高也有限制，这就需要在标准的基础上做些调整，达到空间布局上的合理化。

2. 机架的冷热通道布置原则

(1) 冷热通道的概念 传统数据中心机房的机柜在摆放时，人们为了美观和便于观察会将全部机柜朝同一个方向摆放，如果按照这种方式摆放，机柜盲板阻挡冷热空气混合的效果将大打折扣。正确做法应该是将服务器机柜按照面对面或背对背的方式布置，

这样自然形成了冷风通道和热风通道，机柜之间的冷热风不容易混合在一起形成短路气流，将大大提高制冷效果，减少不必要的能耗损失。常见的冷热通道系统形式如图 2-6 与图 2-7 所示。

(2) 冷热通道设计分析基本原理 隔离冷（热）通道是来源于 TIA942 《数据中心通信基础架构标准》中要求机房内计算机设备及机架采用“冷热通道”的安装方式，其核心指导思想就是“合理规划数据中心气流组织”，那么在现实的设计与实施过程中要以什么为基准来进行分析与处理呢？在实际的设计过程中常以容器原理和混合原理来分析处理冷热通道设计问题。

1) 容器原理。

a. 名称定义：

把数据中心中的静电地板以下的部分静压仓定义为容器体积 M ；

把经过气流组织规划后的冷通道区域定义为容器体积 M_1 ；

把精密空调送出的冷风量定义为 Q ；

把单台机架所需的冷风量定义为 Q_1 ；

把静电地板下静压仓的送风速度定义为 S 。

b. 原理阐述：当在机房中布置了冷（热）通道后，单台机架所需的冷风量 Q_1 是不变的，由于精密空调送出的冷风经过 M 、 M_1 两个静压仓，这时假设容器体积 M 及其送风速度 S 为恒定不变，那么容器体积 M_1 的压力 P_{a1} 是否足够就取决于容器体积 M_1 的大小，也就是 P_{a1} 是与 M_1 的大小成反比；当假设精密空调的送风量 Q 恒定不变，那么容器体积 M_1 如果增加，就会得不到足够的压力，也就不能快速给机架散热。

c. 结论：通过以上分析，不难看出，冷通道容器体积 M_1 如果增加，机架就不能得到足够的冷风风量 Q_1 ，也就是说，在机柜高度相同的情况下，1200mm 宽的冷通道比 1800mm 宽的冷通道所得到的效果要好。

那为什么静压仓的高度会越来越高呢？其实静电地板的净空高度增加，是为了减小送风的压力对 IT 设备所产生的影响，因为压力越大，其送风速度越快，风经过 IT 设备后，只是简单地把热量带走，并没有对 IT 设备进行足够的冷却，还是没有达到满意的效果。

2) 混合原理。

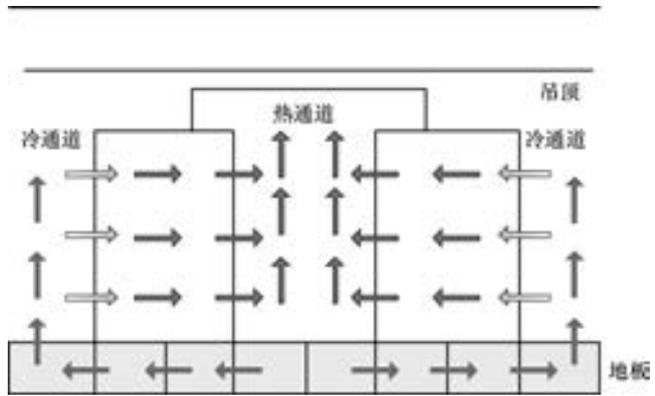


图 2-6 热通道隔离系统（彩图见文前）

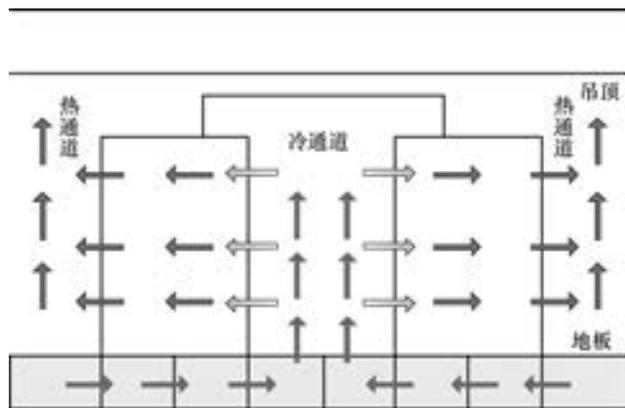


图 2-7 冷通道隔离系统（彩图见文前）

a. 名称定义:

把经过气流组织规划后的冷通道区域的冷气定义为 C_1 ;

把经过气流组织规划后的热通道区域的热气定义为 H_1 ;

把由于地板下开孔后流窜到热通道区域的冷气定义为 C_2 ;

把由于未在机架前面安装挡风板, 从冷通道流窜到热区域的冷气定义为 C_3 ;

把由于未在机架前面安装挡风板, 从热通道流窜到冷区域的热气定义为 H_3 。

b. 原理阐述: 大家都知道一个原理, 就是在热水中加入冷水或者在冷水中加入热水, 其水温都会变化成其二者的综合温度。数据中心气流变化也是同样的道理, 当 C_1 与 H_1 与混合后, 其 CH_1 的温度值就小于 C_1 , 为保证设备得到同样的冷量, 在原来已经送出的制冷量基础上还需要增加冷量, 这势必要增加空调的压缩机功耗。同理, 当 C_2 流窜到 H_2 , C_3 流窜到 H_3 , H_3 流窜到 C_3 后都会出现这种情况。

c. 结论: 合理的组织规划, 主要是为了让冷热空气气流回归到属于自己的区域, 防止冷热空气混合后, 机房整体温度上升; 同时为了降低数据中心的温度, 需要增加空调的制冷功耗。

容器原理和混合原理的提出, 不仅为冷热通道规划设计和实施提供了很好的分析基准, 同时也为后面建筑平面布局设计和机柜间距分析提供了理论计算依据。

3. 高密度机架布置原则

目前, 随着 IT 设备单机功耗的提升, 数据中心平均功率密度大幅提升。对于数据机房中陆续出现的高功率机架 (单机架平均运行功率超过 5kW), 主要采用的机架布局策略有两种: 分散法和整合法^[3]。

分散法就是分散负载, 即将高功率机架中的设备分散到多个机架中以降低机架功率密度, 或将高功率机架分散到低功率机架列中。

整合法就是将高功率机架集中在一个区域, 设置高密度区, 为该区域单独提供合理的空调设备和气流组织形式。

图 2-8 所示分别为分散法和整合法高功率机架布置示意图。通常, 在机房高功率机架数量较少 (仅占整个机房机架的一小部分, 小于 20%) 的情况下, 常采用分散法布置。采用此方法对空调制冷系统影响不大, 其缺点是机房制冷和供电系统效率不高。采用整合法布置时, 能为高密度区域提供可预测的高效率的制冷

和供电, 但需要对机房提前规划。建议按功率密度来分区布置机架, 设置高功率密度区、低功率密度区。对应不同的功率密度区, 配置相应的空调、电力系统, 可有效提高机房整体运行效率。例如, 可按单位面积功耗划分 3 个区: 小于 1kW/m 区域, 1~1.6kW/m 区域, 1.6~3kW/m 区域等。

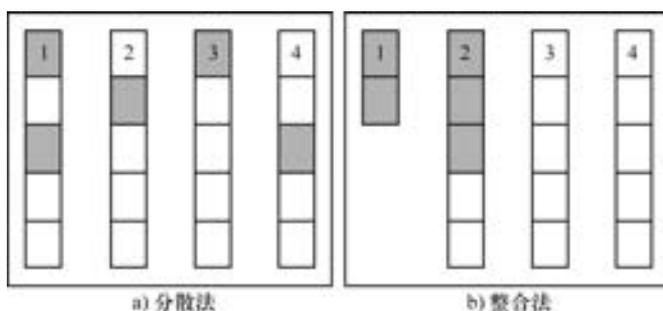


图 2-8 分散法和整合法高功率机架布置示意图

注: 图中阴影部分为高功率机架, 非阴影部分为普通功率机架。

2.1.6 数据中心机房建筑设计与布局

数据中心建筑不同于一般的建筑，有其特定的功能性。因此，在对数据中心建筑进行规划设计时，应该根据设备布置进行合理规划^[4]。

1. 机房建筑整体布局设计

为使设计更为合理，使用更为经济，机架应按其功率集中分层设置。一般机房可采用以下两种布置方式：

(1) 通信机房与配套机房同层布置 这种布置方式适用于层数较多的机房。布置方式为机架按功率分层设置，每层设置相应的配套用房，包括变配电室、电力电池室及气体消防保护区等。

优点：供配电路由于较短，经济、使用效率高。

缺点：不能充分利用层高，不同功能用房楼面荷载不同，对结构设计较为不利。

(2) 通信机房与配套机房分层设置 这种布置方式适用于层数较少的机房。其布置方式为配套用房集中于机房楼下部，机架按不同功率于机房楼上部分层设置。

优点：根据不同功能设置相应层高，经济，楼层荷载统一，对结构设计有利。

缺点：考虑到供配电路的经济性，不适用于层数较多的机房。

在具体设计时，应根据实际情况采用合适的机房布置方式，综合考虑各方面因素，使机房设计更为合理。

2. 机房建筑平面布局设计

机房平面布置主要根据机架的排列方式进行，机架的排列方式则根据其功率及空调制冷效果的优劣而改变，同时根据柱网的大小选择合理的机架布置方式。每个机房的最大面积受气体消防保护区（简称气消保护区）的限制；机房大小又决定机架的排列方式及空调形式的选择。所以，机房平面排布受到多重因素的影响，它们之间又相互制约。

(1) 机柜间距与空调的关系 不同类型的机架有着不同的功率，不同功率的机架，其发热量是不同的。因此，各类机架需根据空调所能提供的温湿度条件以及冷热通道输送能力进行布置。例如，在机柜尺寸相同的条件下，对于4kW机架区，根据机架发热量计算，机柜间距为1200mm时能满足空调制冷需求；对于10kW机架区，根据机架发热量计算，机柜间距达到2400mm时能满足空调制冷需求。因此，机架发热量与空调制冷效果决定机柜间距。其理论计算公式为

$$Q_1 = \frac{3600P}{c_p \Delta t} \quad (2-2)$$

式中 Q_1 ——单个机架所需的冷风量 (kg/h)；

P ——机架的功率 (W)；

c_p ——空气的比定压热容 [J/(kg·℃)]；

Δt ——机架进出口温差 (℃)。

$$Q_2 = abv\eta \quad (2-3)$$

式中 Q_2 ——活动地板下送风量 (m³/s)；

a ——机柜间距，即冷通道长度 (m)；

b ——机架长度，即冷通道宽度 (m)；

v ——活动地板下送风出口风速 (m/s);

η ——活动地板开孔率 (%)。

对于4kW机架区,活动地板开孔率为50%,活动地板下送风出口风速为3~4m/s,根据前述容器理论,由式(2-2)可以计算出1kW发热功率在进出口温差为11℃时所需风量为270m³/h,则4kW机架所需风量为1080m³/h(0.3m³/s),而为了满足服务器散热要求,要求 $Q_1 = Q_2$,从而可以计算出机柜间距,即冷通道长度。

(2) 机架布置与柱网的关系 柱网大小对机架排布有着较大的影响。就4kW机架区而言,在尽可能布置多排机架及满足空调制冷需求的前提下,不同尺寸的柱网,其机架摆放效率是不同的,如图2-9所示。由图可见,在机柜间距相同的条件下,8400mm柱网的局部结构柱占用了机架间的人行通道,机架布置效率降低;而7200mm柱网对4kW机架来说布置更为合理。故应根据不同功率的机架及其机柜间距来选择合适的柱网,以使机架布置效率更高。

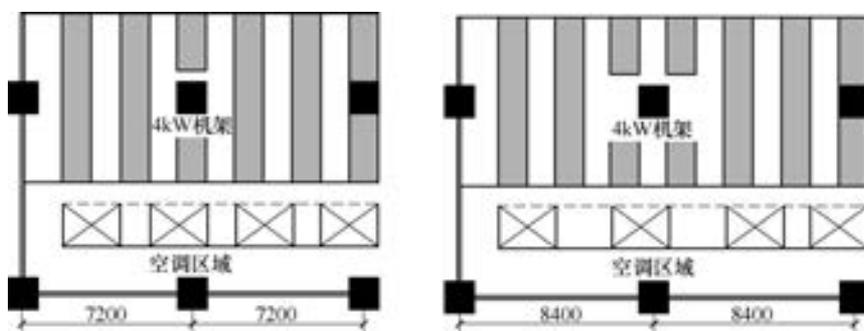


图 2-9 不同尺寸柱网的机架摆放图

(3) 机架布置与气消保护区大小的关系 机架布置与机房大小有着直接的关系^[4],而机房大小受气消保护区大小的制约。一个气消保护区的大小为3600m³,就一个层高为5100mm的机房而言,单个机房的最大面积约为700m²。在需要设置2个气消保护区的情况下,分设大小机房,根据机架功率,小机房采用单侧空调送风,大机房采用双侧空调送风。经合理配比,减少空调占用空间,多摆机架,提高使用效率。因此,根据气消保护区配以合理的空调送风方式来设定机房大小对提高机架布置效率尤为重要。

(4) 机架布置与结构柱截面尺寸的关系 如今, IDC 机房进入了快速发展阶段,各通信运营商对机房设计的要求越来越高,如何提高机房使用效率已经成为机房设计的重要目标。在设计时于细节方面多加考虑可能会找到突破点。现 IDC 机房大多采用下送风的空调形式,因此走线架位于机架的上方。布置机架时,往往容易忽视走线架的排布及走向。机架根据柱网布置,尽量使结构柱位于机柜之间,留出走道空间,其优点是可保证冷热通道的通畅,而缺点是机架上方的走线架遇柱需绕行,无形中增加了走线的长度,造成了资源的浪费。如对结构柱进行优化设计,改变柱截面尺寸,一侧柱宽控制在800mm以内,留出走线空间,对于整个机房楼来说,各处走线架均能做到畅通无阻,无疑将大大提高机架的工作效率,对减小电阻及节省投资均有所帮助。

(5) 机架布置与配套设备用房的比例关系 在相同条件下,尽可能多布机架是设计的首要目标。但与此同时,与通信设备息息相关的配套设备的用量也在相应增加。对于4kW

机架区来说, 机房面积与电力电池室面积的比例约为 2 : 1; 对于 10kW 机架区来说, 机房面积与电力电池室面积的比例则接近于 1 : 1。由此看来, 机架功率越高, 配套设备用量越大, 空调需求量也越大; 而配套设备用房面积越大, 机房面积越小, 机架布置数量越少。两者为相互制约的关系。为此, 需对机房进行合理分区及优化布局, 找到设备配置平衡点, 使机房利用率最大化。

(6) 机房利用率与机房进深的关系 众所周知, 机房面积越大, 机架摆放数量越多。而机房大小与机房进深有直接关系。就 8400mm×8400mm 的柱网来说, 三跨进深的房间尺寸约为 25200mm, 只需在机房一侧设置疏散门及疏散走道即可满足现行规范要求 (GB 50015—2014《建筑设计防火规范》5.5.17 中 3 房间内任一点至房间直通疏散走道的疏散门的直线距离, 不应大于袋形走道两侧或尽端的疏散门至最近安全出口的直线距离)。当机房进深达到四跨时, 需双向疏散, 机房两侧均需设疏散走道。虽然后者机房面积大, 摆放机架数量更多, 但公共部位建筑面积较大, 导致机房利用率降低。因此, 机房利用率应与规范结合考虑, 三跨进深的机房更符合目前 IDC 机房发展的需要。

(7) 机房平面布局与结构的关系 根据现行规范的规定及工艺需求, IDC 机房内各设备用房楼面使用荷载标准值一般为: 机房部分 10kN/m², 电池电力室部分 16kN/m², 空调机房部分 7kN/m², 走道部分 3.5kN/m²。楼面荷载与一般房屋建筑相比大得多, 因此, 进行平面布局时应非常严谨, 对业主需求要考虑周全, 各专业应加强沟通, 避免因随意修改而造成不必要的土建造价的增加。同时应考虑今后的业务发展需求, 为机房扩容预留一定的可能性。

3. 机房建筑剖面设计

(1) 机房层高的影响因素 IDC 机房的层高设计有严格要求。就低功率机架区而言, 常规机房层高至少需要 4800mm (其中包括架空地板 800mm, 标准机柜 2200mm, 双层走线架及安装空间 800mm, 气消管道及安装空间 200mm, 结构梁高 800mm)。下送风方式影响架空地板高度, 机架功率越高, 机架越密, 架空地板越高 (机架上部走线层数相应增加), 层高也越高。所以, 应根据不同功率的机架设计相应的层高。

(2) 剖面优化设计 针对下送风的特点, 可对机房进行进一步优化设计——机房区降板, 如图 2-10 所示。

具体做法是根据空调送风要求计算出架空地板的高度, 此高度即为降板高度, 机房区楼板按此高度降下, 上设架空地板。其优点是机房区与走道及其他设备用房平接, 无高差, 使用更为方便, 降板部分可兼作空调静压箱及水冷空调事故排水区。此设计对机房来说安全系数更高, 适用性更强, 与常规机房 (图 2-11) 相比, 使用更方便。在 IDC 机房快速发展的今天, 采用降板设计将成为一种必然。

(3) 指导原则 综上所述, 通过对 IDC 机房在平面布置、剖面设计、节能措施方面的分析及对比, 在机房建筑设计及其优化设计布局方面得出如下指导原则:

1) 平面设计。

- a. 空调制冷量决定机柜间距, 影响机架摆放数量。
- b. 根据机架功率确定机柜间距, 选择合适的柱网尺寸。
- c. 根据气消保护区配以合理的空调送风方式来设定机房大小。
- d. 调整柱截面尺寸, 让出走线空间, 使走线更顺畅。



图 2-10 降板机房剖面



图 2-11 常规机房剖面

- e. 根据需求对机房进行合理分区及优化布局, 合理配比通信设备与配套设备。
- f. 在满足现行规范的情况下, 三跨进深机房的利用率优于大进深机房的利用率。
- g. 机房楼面使用荷载应根据平面布置确定, 并预留扩容可能。

2) 剖面设计。机房降板处理能使机房与走道及其他设备用房平接, 使用方便, 降板部分可兼作空调静压箱及水冷空调事故排水区。机房安全系数更高, 适用性更强。

3) 布局设计。

- a. 通信机房与配套机房同层布置适用于层数较多的机房。
- b. 通信机房与配套机房分层设置适用于层数较少的机房。

2.1.7 数据中心传热分析

数据中心传热是经热量采集、热量传递和排热过程等环节, 将室内热源 (主要指服务器) 散发的热量搬运到室外冷源 (主要指大气环境) 的过程。典型的机房传热过程以空气、冷水和制冷剂为热量传递的载体, 涵盖从芯片 (mm 量级) 到机房空间 (10m 量级) 的流动和换热, 是一个包含对流、辐射、导热和热功转换过程的复杂多尺度动态过程, 其典型数据中心传热过程^[5]如图 2-12 所示。

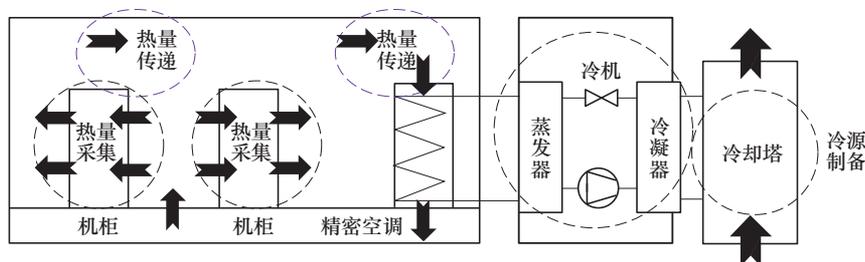


图 2-12 典型数据中心传热过程示意图

热量采集过程发生在服务器和机柜内部, 通常采用冷空气或冷却液体带走芯片散发的热量, 将服务器温度维持在允许的范围内, 以保证服务器的安全稳定运行。热量传递过程是指利用空气、冷水、制冷剂等介质的流动将服务器散发的热量从机柜传递到室外冷源, 从而完

成热量从机房室内到室外的搬运。热量传递过程包含了各种载热介质的流动和介质间的传热过程，不仅决定输配能耗的大小，还直接影响机房内环境、传热温差和冷机效率等，是机房传热过程中非常重要的环节。冷源换热过程指的是将高温载热介质（如空调回风、冷机回水等）冷却到需求的低温（空调送风、冷机供水）状态的过程，有多种方式可以实现这一过程，如压缩机做功、直接利用室外冷空气或者冷却塔供冷等。不同冷源适用的地点、全年可用的时间长度以及能耗差别比较大，因此冷源的选择是影响数据中心能耗的关键环节。

上述三个环节通过载热流体的流动互相联系，共同构成了机房传热体系。其流动、传热过程遵循质量和能量守恒原理，其热功转换（压缩机做功）过程服从热力学第二定律，结合热力学第一定律，共同构成了机房传热过程基本控制方程和研究机房热环境控制系统的理论基础。

数据机房热过程的本质是在一定的温差驱动下，将热量从室内搬运到室外。定义机房热源（如服务器芯片）温度为 T_{chip} ，机房室外冷源温度为 T_0 ，若使用室外空气直接供冷，则 T_0 表示室外空气干球温度；若使用直接蒸发冷却方式供冷，则 T_0 表示室外空气湿球温度；若使用间接蒸发冷却方式供冷，则 T_0 表示室外空气露点温度。温差 $\Delta T = T_{\text{chip}} - T_0$ 代表机房热量传递的全部可用驱动力。

在机房热量传递的各个环节，由于各种不可逆因素的存在，都会消耗掉一部分传热温差，当所有传热环节所消耗的总温差大于可用温差 ΔT 时，说明现有传热温差不足以克服传热阻力，必须通过某种方式来补充传热驱动温差，一般通过压缩功补充提供驱动热量传递的传热温差，帮助系统完成机房散热量的搬运。如果实际消耗温差小于可用温差 ΔT ，则说明现有的传热驱动力足以克服所有传热环节的阻力来完成热量的搬运，此时不需要引入压缩功，不涉及热功转换过程，即可实现在可用温差 ΔT 下将机房热量搬运到室外。

2.2 建筑围护结构的冷负荷计算

2.2.1 传统通过围护结构传入热量的计算

数据中心建筑围护结构的热量取决于围护结构的位置和构造。由于数据中心全年不间断运行，服务器散发的热量需要时时刻刻向室外排放，因此数据中心应避免有外墙或窗户，以减少太阳辐射热量和避免潜在的结露现象。数据中心建筑围护结构的冷负荷可按式计算^[6]

$$Q = KF(t_{\text{zp}} - t_{\text{n}}) \quad (2-4)$$

式中 Q ——围护结构的冷负荷（W）；

K ——围护结构的传热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$]；

F ——围护结构的传热面积 (m^2)；

t_{zp} ——夏季室外计算日平均综合温度 ($^\circ\text{C}$)；

t_{n} ——机房室内计算温度 ($^\circ\text{C}$)。

其中，夏季室外计算日平均综合温度可按式计算^[7]

$$t_{\text{zp}} = t_{\text{wp}} + \frac{\rho j_{\text{p}}}{\alpha_{\text{w}}} - \frac{\varepsilon \Delta R}{\alpha_{\text{w}}} \quad (2-5)$$

式中 t_{wp} ——夏季空调室外计算日平均温度 ($^{\circ}\text{C}$);
 j_p ——围护结构所在朝向太阳总辐射强度的日平均值 (W/m^2);
 ρ ——围护结构外表面对太阳辐射热的吸收系数;
 α_w ——围护结构外表面的换热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$];
 ε ——围护结构外表面的长波辐射系数;
 ΔR ——围护结构外表面向外界发射的长波辐射和由天空及周围物体向围护结构外表面发射的长波辐射之差 (W/m^2), 对于垂直表面, $\Delta R = 0$; 对于水平表面, $\varepsilon\Delta R/\alpha_w = 3.5 \sim 4.0^{\circ}\text{C}$ 。

由于太阳辐射强度因朝向而异, 而吸收系数 ρ 与外围护结构表面的材料有关, 因此, 同一建筑物的屋顶和不同朝向的外墙表面有不同的综合温度值, 故其冷负荷需要分别计算。

当数据中心安装有玻璃时, 透过玻璃进入机房的太阳辐射也应计算为围护结构的冷负荷。透过玻璃进入机房的热量^[8]可按下式计算

$$Q = \lambda F q \quad (2-6)$$

式中 F ——透过玻璃进入机房的热量 (W);
 λ ——太阳辐射热的透入系数, 取决于窗户的种类, 通常取 $0.36 \sim 0.4$;
 F ——玻璃窗的面积 (m^2);
 q ——太阳辐射强度 (W/m^2), 该参数随纬度、季节和时间而变化, 且与太阳照射的角度有关, 具体数值应查阅当地气象资料。

2.2.2 传统计算方法存在的问题

传统计算方法只可以大概地计算通过围护结构传入的热量, 但不能精确的计算, 其原因在于 K 值的选取。目前, 在数据中心建筑设计以及相关施工图审查过程中, 都将数据中心建筑归类为公共建筑, 并参照公共建筑相关标准进行围护结构保温的设计。然而数据中心不同于办公楼、宾馆等其他公共建筑, 数据中心为通信设备服务, 通信设备对机房环境的要求是恒温恒湿, 全年温度控制在 $18 \sim 27^{\circ}\text{C}$, 这就要求机房空调全年 24h 运行。数据中心这种特殊的热环境特点要求其围护结构在全年大部分时间均具备“散热”功能, 而民用建筑中的办公楼、商场、酒店等均是为人提供舒适的环境而设置的, 一般要求夏季制冷、冬季供暖, 无论是冬季还是夏季, 均具备“隔热保温”功能。正因为数据中心热环境的这种特殊性, 在数据中心建筑设计过程中, 不能照搬公共建筑的相关设计标准, 否则在围护结构保温设置上, 不仅浪费投资, 在节能效果上还会起到适得其反的作用^[9]。因此, 对于数据中心这种高热密度建筑, 应该确定相应的最佳 K 值范围。

2.2.3 影响数据中心围护结构保温性的因素

1. 气候区域

不同类型的气候区域, 全年室外温度的分布不同。当室外温度高于室内温度时, 室外热量通过围护结构传入, 形成空调冷负荷, 此时通过降低围护结构传热系数可以有效减少室外热量的传入, 进而降低空调冷负荷, 减少空调运行能耗; 当室外温度低于室内温度时, 室内热量通过围护结构传出数据中心, 此时通过提高围护结构传热系数可以有效增加室内热量的传出, 进而降低空调冷负荷, 减少空调运行能耗^[10]。例如在寒冷地区, 围护结构传热系数

过小阻碍了对自然冷源的利用，增加了空调负荷；而在炎热地区，围护结构传热系数的降低，可以有效地减少室外向室内的传热量。因此，对于不同气候类型区域，相应地确定数据中心围护结构的传热系数显得尤为重要。

2. 数据中心的发热量

数据中心按功率密度的分类见表 2-5。

表 2-5 数据中心按功率密度分数

类别	低密度	中密度	高密度
单机柜功率/kW	≤4	>4 且 ≤9	>9
单位面积功率/(kW/m ²)	≤1.3	>1.3 且 ≤3	>3

数据中心发热量的不同会直接影响围护结构的保温特性。例如，在寒冷地区低发热量的情况下，冬天围护结构的散热过多可能导致空调热负荷的增加。因此，对于寒冷地区低发热量的数据中心，可能需要加强围护结构的保温，不能一味强调散热；而对于夏热冬冷地区，无论是高功率密度数据中心还是低功率密度数据中心，外墙保温效果越好，数据中心全年空调系统的能耗越高。因此，围护结构 K 值的大小必须根据不同的数据中心发热密度来选取。

3. 数据中心的空调设计温度

数据中心的空调设计温度与数据中心的等级有关，见表 2-6。

表 2-6 各级电子信息系统机房环境要求（摘自 GB 50174—2017）

项目	技术要求			备注
	A 级	B 级	C 级	
冷通道或机柜进风区域的温度	18~27℃			
冷通道或机柜进风区域的相对湿度和露点温度	露点温度为 5.5~15℃，同时相对湿度不大于 60%			
主机房环境温度和相对湿度（停机时）	5~45℃，8%~80%，同时露点温度不大于 27℃			不得结露
主机房和辅助区温度变化率	使用磁带驱动时 <5℃/h 使用磁盘驱动时 <20℃/h			
辅助区温度、相对湿度（开机时）	18~28℃，35%~75%			
辅助区温度、相对湿度（停机时）	5~35℃，20%~80%			
不间断电源系统电池室温度	20~30℃			
主机房空气粒子浓度	少于 17600000 粒/m ³			每立方米空气中大于或等于 0.5μm 的悬浮粒子数

同样，数据中心的空调设计温度也会影响围护结构的保温特性。例如，在上海这种夏热冬冷地区，随着机房空调设计温度的升高，未保温机房全年冷负荷减小量增加，且能耗降低的百分率逐渐增大^[11]。因此，围护结构 K 值的大小应根据不同的数据中心等级来选取。

4. 数据中心的构造形式

数据中心的构造形式大体分为两种：一种是无内墙构造，另一种是有内墙构造。当数据

中心不存在内墙构造时,热量将直接通过外墙与外界环境进行交换,此时外墙的保温特性将直接影响换热;而当数据中心存在内墙构造时,数据中心与外界环境的换热需要通过外墙和内墙两道屏障,因此,外墙的保温特性对换热的影响将有所减弱。可见,数据中心是否存在内墙,对外墙传热系数的确定有着重要的影响。

2.2.4 负荷模拟计算方法的选择

已知围护结构 K 值的影响因素后,需要对数据中心进行空调能耗模拟,从而确定最佳的 K 值范围。

目前,国内外常用的负荷模拟计算方法主要包括以下两种:稳态计算法和动态计算法。

1. 稳态计算法

稳态计算法即不考虑建筑物以前时刻传热过程的影响,只采用室内外瞬时或平均温差与围护结构的传热系数、传热面积的积来求取负荷值,即 $Q = KF\Delta T$ 。室外温度根据需要可能采用空气温度,也有可能采用室外空气综合温度。这种方法由于不考虑建筑的蓄热性能,所求得的冷热负荷往往偏大,而且围护结构的蓄热性能越好,则误差越大,因此造成了设备投资浪费。通常稳态计算法适用于在冬季室外温度的波动幅度远小于室内外温差时,计算热负荷的大小,即

$$Q_{hl} = K_{wall} F_{wall} (t_{a,out} - t_{a,in}) \quad (2-7)$$

式中 Q_{hl} ——计算热负荷 (W);

K_{wall} ——围护结构的传热系数 [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$];

F_{wall} ——围护结构的传热面积 (m^2);

$t_{a,out}$ ——冬季室外设计温度 ($^\circ C$);

$t_{a,in}$ ——冬季室内设计温度 ($^\circ C$)。

但计算夏季冷负荷不能采用日平均温差的稳态算法,否则可能导致完全错误的结果。一方面,因为尽管夏季日间瞬时室外温度可能比室内温度高很多,但夜间室外温度却有可能低于室内温度。因此与冬季相比,室内外平均温差并不大,但波动的幅度却相对比较大。如果采用日平均温差的稳态算法,则会导致冷负荷的计算结果偏小。另一方面,如果采用逐时室内外温差,忽略围护结构的衰减延迟作用,则会导致冷负荷的计算结果偏大^[12]。

2. 动态计算法

稳态计算法时期是假设负荷与得热相等,且不随时间改变;但考虑到围护结构的蓄热及延迟现象,进而发展到动态计算法时期。动态计算法不仅考虑到延迟和衰减,还在计算过程中体现出了负荷与得热的区别。因此,相对于稳态计算法,用动态计算法计算通过围护结构的负荷更加精确。

随着计算机技术和计算方法的飞速发展,大量复杂的计算变为可行,基于动态计算法,产生了各种各样的用于建筑全年冷负荷计算的计算机建筑能耗模拟软件,如 DOE-2、ESP、DeST, EnergyPlus 等。这些软件已经被用于建筑热过程分析、建筑能耗评价、建筑设备系统能耗分析和辅助设计等方面^[12]。

综上所述,根据 IDC 机房围护结构的传热特点,为了便于计算求解,本书采用 DeST 能耗模拟软件分析评价在不同围护结构保温条件下,数据中心的能耗变化情况,从而确定围护结构的最佳 K 值范围。

2.2.5 DeST 模型简介及其与其他模型比较

DeST 最初是基于 IISABRE 仿真环境，由清华大学在 1989 年开发的，并与国际知名的热工模拟程序以及试验结果进行了比较验证。经过多年的发展，DeST 已成为一种可靠的建筑与暖通空调系统分析和辅助设计软件，广泛应用于许多国家的建筑设计和国家标准中。DeST 求解建筑热过程的基本方法是状态空间法。为了降低求解的难度，在建立建筑热过程基本方程的过程中，DeST 将墙体传热简化为一维问题进行处理，将室内空气温度集中为单一节点处理，同时假定墙体物性不随时间变化。状态空间法对房间围护结构、室内家具等在空间上进行离散，建立各离散节点的热平衡方程，并保持各节点的温度在时间上是连续的；然后求解所有节点的热平衡方程组，得到表征房间热特性的一系列系数；在此基础上，进一步求解房间的温度和负荷^[12]。

模拟房间动态热过程的数学方法除了状态空间法，主要还有以下几种：反应系数法^[13]、谐波反应法^[13]、差分法^[13]。

1. 各种方法对一面墙体的动态传热的处理

解决一面墙体动态传热问题的难点在于其传热方程的复杂性和边界条件随时间变化的不规则性，表 2-7 对各种方法在时间域、空间、边界条件、初值四方面的处理进行了比较，并对各种方法的特点进行了总结。

表 2-7 各种计算方法的比较

项目	状态空间法	反应系数法	谐波反应法	差分法
时间域	直接处理	拉氏变换	周期	差分
空间	差分	直接处理	直接处理	差分
边界条件	积分	积分	周期	离散
初值	任意	外环境在之前很长一段时间内的值	周期性函数	初始温度分布
特点	可直接求得积分形式的解，不必计算温度场；解的稳定性及误差与时间步长无关；适宜作为系统分析中的建筑模型；不能处理非线性问题	时间空间均连续；反变换求根困难；可较方便地考虑房间热平衡，很难考虑建筑热平衡；不能处理非线性问题	需要预先知道各扰量的全过程；计算简单；物理概念清晰；适宜用于初步分析	研究细节，非线性，必须计算每个时间步长下的温度场；时间步长决定稳定性和误差

2. 各种方法对房间热平衡的处理

对房间热平衡的处理，关键在于对各围护结构内表面之间的长波互辐射的处理。

反应系数法和谐波反应法都先求出房间不透明围护结构的热特性系数，建立内外表面温度和热流之间的关系；然后考虑房间各围护结构内外表面的热平衡，这样就可以将各围护结构内表面的长波互辐射考虑进去；再写出室内空气温度的热平衡方程，与各表面的热平衡方程联立求解，即可得到房间的热状况。

差分法直接将房间离散为一系列节点，对每个节点列出热平衡方程，可以很方便地考虑房间各内表面之间的长波互辐射；联立求解这些节点的热平衡方程，即可得到房间的热

状况。

状态空间法也是首先采用与差分法类似的离散方法，将房间离散为一系列的温度节点，然后求解所有节点的热平衡方程组以获得房间的热特性系数，最后通过这些热特性系数以及逐时变化的热扰量获得房间逐时的温度状况。与差分法相比，状态空间法同样可以灵活地考虑房间各内表面之间的长波互辐射，但它并不通过逐时求解所有节点的热平衡方程组来计算各房间的逐时温度状况，而是首先计算各个房间的热特性系数，然后再求解逐时变化的热扰作用在房间时房间的热状况，因此大大减少了计算量，提高了计算的速度。

3. 各种方法对建筑热平衡的处理

对建筑热平衡的处理，关键在于对相邻房间之间的传热和通风的处理。

反应系数法在考虑建筑热平衡时，所有房间内每个围护结构的内外表面的热平衡方程和室内空气的热平衡方程必须联立求解，计算量非常大。

差分法在考虑建筑热平衡时，必须将建筑中所有房间的节点联立求解，计算量比反应系数法考虑建筑热平衡还要大很多倍。

状态空间法在考虑建筑热平衡时，可以建立起建筑中各房间温度之间的直接关系式，精确考虑房间热平衡，且计算量小，可同时处理上千个房间的建筑热平衡问题^[14]。

2.2.6 基于 DeST 软件的数据中心的全年负荷及能耗模拟

数据中心被安置在一个建筑物内，围护结构的热工性能将直接影响室内环境的温度、湿度状况。数据中心机房属于公共建筑的一种，与普通的公共建筑相比，数据中心内的 IT 设备全年运行，发热量大，对温湿度等环境参数要求高，运行电耗大。如果和普通公共建筑物一样，按照 GB 50189—2015《公共建筑节能设计标准》，以“保温隔热”的旧思维来设计建筑物的围护结构，反而不能达到节约能源的目的。

为掌握围护结构设计对全年能耗的影响，采用动态能耗模拟软件 DeST 对一典型数据中心机房进行全年能耗模拟分析。建立典型数据中心机房的 DeST 模型，尺寸为 20m×15m，面积为 300m²，四面均为外墙，层高 4.5m，层数为三层，如图 2-13 所示。IT 设备发热功率按照标准机柜 2kW 选取，机柜占地尺寸为 0.6m×2m，机柜容积率为 70%，则发热功率为 1167W/m²，属于低发热密度机房。室内环境等其他条件根据 GB 50174—2017《数据中心设计规范》中 A 类机房标准设置，开机时，空调控制温度为 22~24℃，湿度为 40%~55%；停机时，温度为 5~35℃，湿度为 40%~70%。

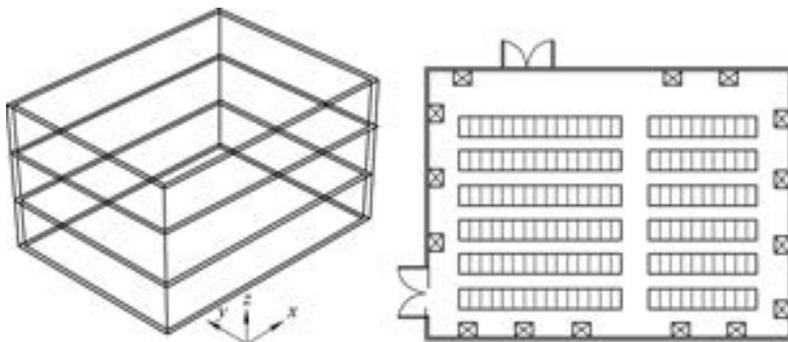


图 2-13 DeST 模拟图及机柜平面布置示意图

数据中心主机房不宜设置外窗，所以本文讨论的围护结构主要是外墙和屋面。计算说明以五个热工气候分区中的夏热冬冷地区——长沙地区为例。

1. 外墙

由于机房常设在建筑物内的中间层，围护结构主要部分即是外墙。为了精准掌握外墙对机房全年能耗的影响，排除屋面因素的干扰，选取上述三层模型的中间层作为对象，即假设机房设置在第二层。在其他围护结构构造做法不变的情况下，将墙体传热系数设定为 $0.5 \sim 4.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，分别模拟计算出机房的全年空调冷负荷，其计算结果见表 2-8。

表 2-8 全年累计冷负荷随 $K_{\text{墙}}$ 值变化情况

墙体传热系数 $K_{\text{墙}}/[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	0.5	0.75	1.0	1.25	1.5	2.0	3.0	4.0
冷负荷/万 $\text{kW} \cdot \text{h}$	305.95	304.68	303.37	302.17	301.01	298.60	294.27	290.52

由计算结果可知，随着墙体传热系数的增加，空调冷负荷逐渐下降。但是外墙传热系数 $K_{\text{墙}}$ 值增大时，室内通过围护结构的散热增加，会导致室内外墙的内表面温度不断降低，当外墙内表面温度过低时会引发结露问题。根据数据中心机房规范设计要求，空调运行时，室内空气状态控制范围为温度 $22 \sim 24^\circ\text{C}$ ，湿度 $40\% \sim 55\%$ 。但由于数据中心空调形式的多样性，室内不同点的状态也会有所不同，例如，冷热通道分离的气流组织形式，其热通道部分的空气温度就较高。根据 GB 50174—2017《数据中心设计规范》，室内状态点温湿度的最高限度可达到 35°C 和 80% 。为了防止结露，即取最不利状态点室内干球温度 35°C 、相对湿度 80% ，通过查取焓湿图，得到空调运行时最高的露点温度为 31.0°C 。设计中围护结构热阻值应能满足防结露要求，即围护结构，内表面温度比室内空气露点温度高 $1 \sim 3^\circ\text{C}$ 以上，此处取 3°C 作为安全值。所以，任意内表面在一年中的最低温度应高于 34.02°C ，这样才能满足不结露要求。

利用 DeST 软件中的“HB”模块，计算将墙体传热系数设定为 $0.5 \sim 4.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时外墙的内表面温度，即可求得在不结露条件下，外墙的最佳传热系数值，见表 2-9 和图 2-14。

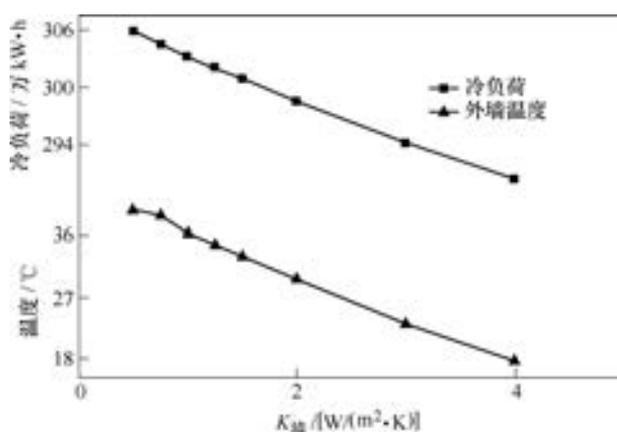
表 2-9 外墙内表面温度随 $K_{\text{墙}}$ 值的变化情况

外墙传热系数 $K_{\text{墙}}$ $/[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	0.5	0.75	1.0	1.25	1.5	2.0	3.0	4.0
外墙内表面温度/ $^\circ\text{C}$	39.72	39.01	36.23	34.60	33.03	29.71	23.15	17.54

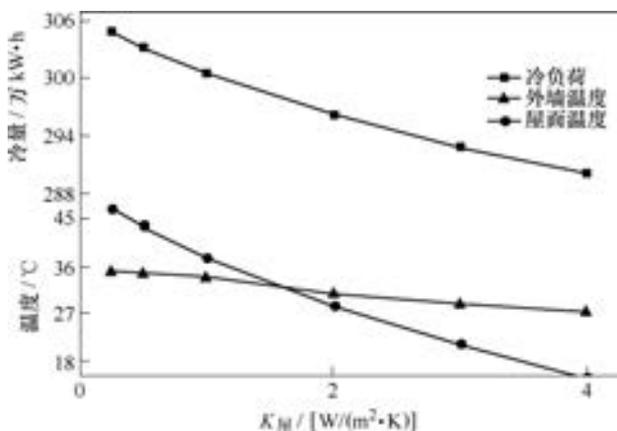
外墙内表面恰好不产生结露现象时的 K 值，就是外墙传热系数 $K_{\text{墙}}$ 的设计最大限值。综上所述，外墙传热系数 $K_{\text{墙}} \leq 1.3$ 。

2. 屋面

当机房设置在顶层或者只有一层的建筑物中时，围护结构包括外墙和屋面。为了精准掌握屋面对机房全年能耗的影响，需要排除外墙因素的干扰。所以，选取 DeST 模型中第三层作为对象，并设定外墙传热系数 $K_{\text{墙}} = 1.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，在其他围护结构构造方法不变的情况下，将屋面传热系数设定为 $0.25 \sim 4.0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，分别模拟计算出机房的全年空调冷负荷及室内各内表面温度的最低值，其计算结果见表 2-10 和图 2-15。

图 2-14 外墙内表面温度随 $K_{\text{墙}}$ 值的变化情况表 2-10 全年冷负荷及围护结构内表面温度随 $K_{\text{屋}}$ 值的变化情况

屋面传热系数 $K_{\text{屋}}/[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
冷负荷/(万 $\text{kW} \cdot \text{h}$)	304.86	303.33	300.61	296.25	292.85	290.15
外墙内表面温度/ $^{\circ}\text{C}$	35.02	34.74	33.89	30.74	29.04	27.47
屋面内表面温度/ $^{\circ}\text{C}$	46.73	43.51	37.86	28.56	21.04	14.45

图 2-15 全年冷负荷及围护结构内表面温度随 $K_{\text{屋}}$ 值的变化情况

外墙和屋面内表面恰好都不产生结露现象时的 K 值，就是屋面传热系数 K 的设计最大限值。综合分析，屋面传热系数 $K_{\text{屋}} \leq 0.8$ 。

GB 50189—2015《公共建筑节能设计标准》中规定，夏热冬冷地区甲类公共建筑围护结构热工性能限值，外墙传热系数 $K_{\text{墙}}$ （围护结构热惰性指标 $D > 2.5$ ） $\leq 0.80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；屋面传热系数 $K_{\text{屋}}$ （围护结构热惰性指标 $D > 2.5$ ） $\leq 0.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，全年冷负荷为 306.44 万 $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。根据上面的计算结果，当围护结构外墙传热系数 $K_{\text{墙}} = 1.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，屋面传

热系数 $K_{屋} = 0.8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时, 通过围护结构散热最多, 全年冷负荷最小为 301.13 万 $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。经过 DeST 模拟后, 重新设计的围护结构与原来的设计相比, 全年冷负荷可减少 5.31 万 $\text{kW} \cdot \text{h}$, 节能约 1.73 %。

因此, 围护结构保温隔热性能越好越节能的观念, 对于数据中心机房并不适用。相反, 只要保证室内表面不结露, 则围护结构散热性能越好越节能, 这是室内热源及室外气象条件共同作用的结果。

上面计算说明的是长沙地区, 室内机柜为 2kW 标准机柜条件下, 围护结构的设计限值。当室外气象条件和室内热源发生变换时, 围护结构的设计限值也会相应改变。采用上面的模型与计算模拟方法, 分别计算出五个热工气候区室内机柜为 2kW、4kW、8kW 时的围护结构设计限值, 计算结果见表 2-11。

表 2-11 五个热工气候区围护结构传热系数计算结果

地区	围护结构	2kW	4kW	8kW
哈尔滨	外墙传热系数	$K_{墙} \leq 0.8$	$K_{墙} \leq 2.1$	$K_{墙} \leq 3.6$
	屋面传热系数	$K_{屋} \leq 0.5$	$K_{屋} \leq 0.8$	$K_{屋} \leq 1.0$
北京	外墙传热系数	$K_{墙} \leq 1.1$	$K_{墙} \leq 2.5$	$K_{墙} \leq 4.2$
	屋面传热系数	$K_{屋} \leq 0.7$	$K_{屋} \leq 0.9$	$K_{屋} \leq 1.1$
昆明	外墙传热系数	$K_{墙} \leq 1.4$	$K_{墙} \leq 3.1$	$K_{墙} \leq 4.8$
	屋面传热系数	$K_{屋} \leq 0.8$	$K_{屋} \leq 1.0$	$K_{屋} \leq 1.2$
长沙	外墙传热系数	$K_{墙} \leq 1.3$	$K_{墙} \leq 2.9$	$K_{墙} \leq 4.7$
	屋面传热系数	$K_{屋} \leq 0.8$	$K_{屋} \leq 1.0$	$K_{屋} \leq 1.2$
广州	外墙传热系数	$K_{墙} \leq 1.7$	$K_{墙} \leq 3.5$	$K_{墙} \leq 5.2$
	屋面传热系数	$K_{屋} \leq 1.0$	$K_{屋} \leq 1.1$	$K_{屋} \leq 1.3$

针对不同气候分区不同类型的新建数据中心机房和已有机房, 上述计算结果具有实际的指导作用, 并可为今后数据中心机房节能标准的制定提供理论依据与数据支持。值得注意的是, 数据中心散热主要还是依靠机房内空调设备, 通过围护结构散去的热量只是很小的一部分。另外, 由于各气候分区的气象资料、地理条件不同, 数据中心机房的平均全年总负荷与围护结构平均传热系数均不同。因此, 在指导新建数据中心机房的围护结构设计时, 应结合具体的情况而定。

2.3 IT 及转换设备热负荷估算/数据中心发热设备的传热分析

一般数据中心的冷负荷计算方法是估算法, 即根据数据中心的设备情况, 依据以往的设计经验估计散热密度 (W/m^2)。这样虽然做到了对设备散热的快速计算, 但是所得的负荷值往往与实际值相差甚远, 将造成不必要的能源浪费, 其主要原因是计算过程中忽略了数据中心的设备散热特征, 没有对设备发热进行详尽的描述, 特别是占数据中心主体的 IT 设备, 更是与传统的 HVAC 处理对象不同。因此, 有必要对数据中心设备发热特征进行分析研究, 为数据中心冷负荷的准确计算奠定理论基础。

2.3.1 数据中心发热设备的构成

数据中心设备的发热都是来自于电能的转换，图 2-16 所示为典型数据中心的配电与冷负荷来源的构成^[15]。

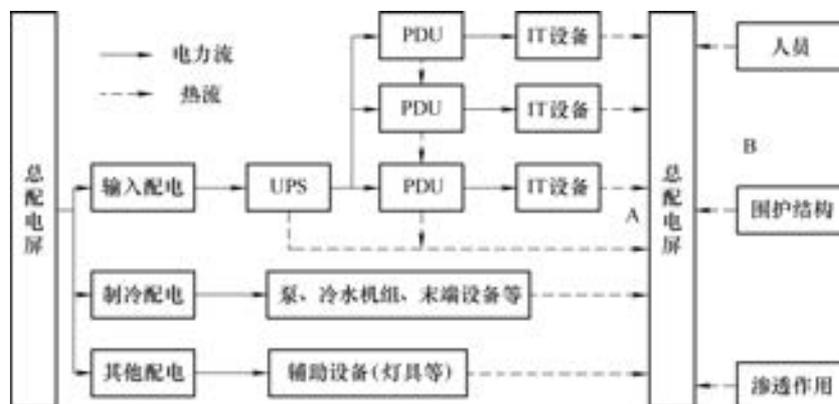


图 2-16 典型数据中心的配电与冷负荷来源的构成

从图 2-16 中可以看出，数据中心的总冷负荷 Q 由 A、B 两部分组成，即 $Q=Q_A+Q_B$ 。其中，A 部分是由数据中心机房内设备引起的负荷，这正是数据中心负荷区别于其他建筑负荷的本质部分；B 部分是由人员、围护结构、渗透引起的负荷。本节重点研究的是 A 部分。

2.3.2 数据中心发热设备发热分析

如何预测数据中心内 IT 设备和其他设备（如 UPS 等）的发热量，是进行空调制冷规划设计前首先要解决的问题。所有电子设备无一例外地都会产生热量，并且必须消除这些热量，以避免设备温度上升到一个无法承受的高度。在对数据中心的热负荷进行计算时，需要事先了解数据中心在封闭空间内的发热源和发热量。数据中心机房的热源不是唯一的，它由多种成分组成，从图 2-16 中的 A 部分可以看出，数据中心的发热设备主要包括 IT 设备、不间断电源 UPS、配电系统（电源分配单元 Power Distribution Unit, PDU 等）、制冷设备、辅助设备等。图 2-17 则描述了一个典型数据中心的上述各项热源发热量的比例^[16]。

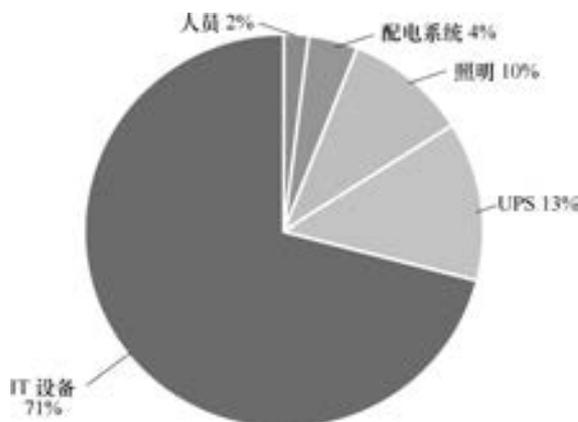


图 2-17 典型数据中心各项热源发热量的比例

从图 2-17 中可以看出，在组成数据中心的发热设备中，IT 设备的发热量达到了 70% 以上，占据了绝大部分。UPS、照明的发热量分别占 13% 和 10%，而配电系统的发热量比较少，仅占 4%。所以对于一个数据中心而言，制冷系统所提供的冷量大部分消耗于冷却 IT 设备与 UPS，并且在数据中心的实际运行过程中，这两部分的发热与负载有关（尤其是 IT 设

备), 相对于其他组成部分具有动态特征, 处于不断的变化中。

1. IT 设备的发热分析

数据中心的 IT 设备指的是用于与外界进行数据交换, 可以进行大量数据存储、运算、通信和网络服务的设备。如图 2-18 所示, IT 设备通常是由一个个数据机柜组成的, 而数据机柜则是由服务器集中堆叠而成的。因此可以说, 服务器是组成 IT 设备的基本单元, 研究 IT 设备的发热特征从本质上来说就是研究服务器的发热特征。



图 2-18 数据中心 IT 设备的构成与基本单元 (彩图见文前)

2. 服务器的发热分析

(1) 服务器的发热组成 服务器是实现数据中心功能的基本组成单位, 图 2-19 所示为一个典型的服务器芯片和外壳组成^[17]。服务器是由 CPU、存储单元、芯片组、冷却风扇、电源 (PSU) 和硬盘驱动器等组件组成的。

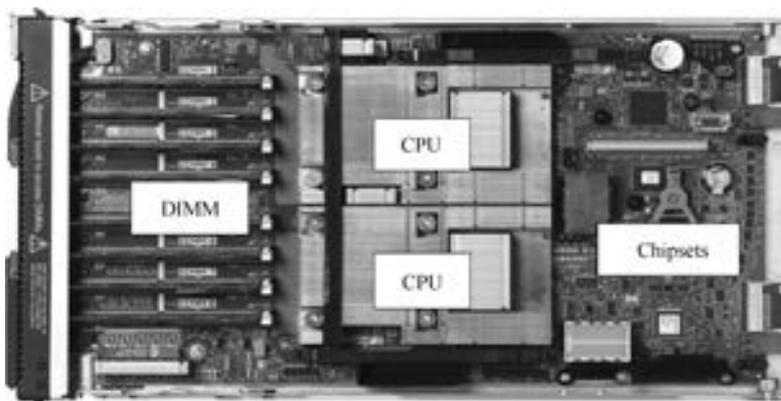
CPU 是整个服务器中的核心组件, 而其发热量占了总发热量的绝大部分, 其发热特征具有高热密度特性, 并且随着 CPU 性能的更加强大与架构的小型化, 热密度越来越高, 尤其是多核心 CPU, 其满负载率下的发热密度高达 $100\text{W}/\text{cm}^2$ ^[18]。

内存模块、芯片组、电源 (PSU) 是 CPU 运行的支持模块, 在服务器实际产生热的过程中, 其发热量一般来说比较少且固定^[18]。

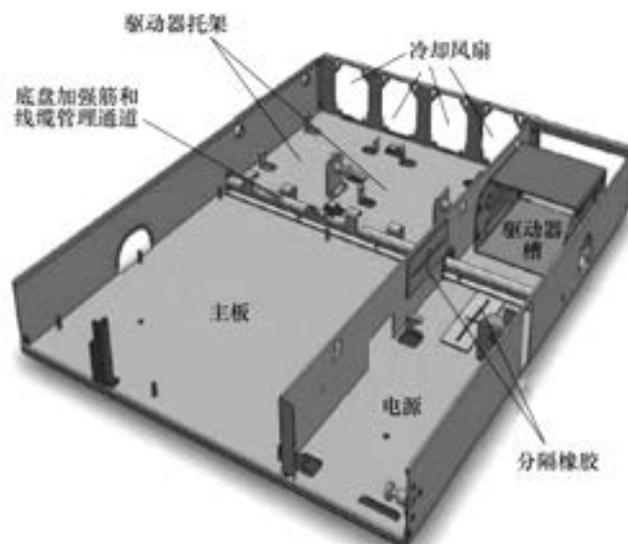
冷却风扇的设计是为了保证 CPU 和其他组件的温度处于正常范围内, 其发热量通常可以忽略不计。但是冷却风扇通过叶片转动带动空气流动, 经过服务器内部组件时吸收热量, 最后回到机房环境中, 从能量转化角度来说, 是将机械能最终转化为空气的热能。因此, 冷却风扇消耗的电能应算做服务器的发热量。

(2) 服务器发热量与进口温度的关系 当服务器核心组件 CPU 的核心温度升高时, 往往会引起功耗的上升, 从而引起服务器发热量的增加。如果服务器自带的冷却风扇是可调速的, 则其在服务器运行过程中, 会自动调整转速来保证服务器的核心温度在一定范围内。考虑以上两个因素, 当服务器的进口空气温度发生变化时, 也会引起服务器发热量的变化。

图 2-20 所示为服务器发热量与进口温度之间的定性关系^[19]。由图可见, 当进口温度提高时, 服务器的发热量也随之增加。设定在 ASHRAE TC9.9 的 A2 环境下, 服务器进口温度



a) 典型服务器的内部芯片构成



b) 典型服务器的外壳组成

图 2-19 典型服务器的芯片和外壳组成

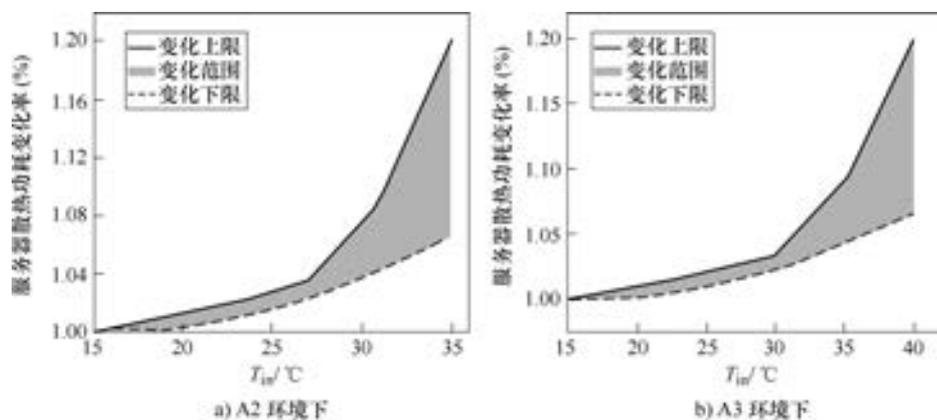


图 2-20 服务器发热量与进口温度之间的定性关系 (在ASHRAE TC9.9的A2和A3环境下)

从 15℃ 升至 30℃，功耗增加 4%~8%；如果温度升至 35℃，则功耗将增加 7%~20%。这些功耗的增加是由三方面因素造成的^[20]：①服务器中冷却风扇的功耗增加，当进口温度升高时，为保证服务器核心温度，冷却风扇会提高转速，增加了流量；②服务器中 CPU 的泄漏功率增加，当送风温度提高时，会使 CPU 的核心温度上升，导致 CPU 的泄漏功率增加；③转化效率下降，温度的提升会引起服务器电子组件效率的下降，从而引起能耗的增加。

(3) 服务器发热量与服务器负载率的关系 服务器在实际运行时，其负载率处于动态变化的过程，而服务器中的 CPU 发热量和负载率有很大关系，致使服务器发热量往往不是一个固定值，而是具有动态特征。

这里需要提到一个与 CPU 散热有关的重要参数——散热设计功耗（Thermal Design Power, TDP）。为防止 CPU 出现“热致失效”现象，CPU 的制造商一般会对 CPU 进行热测试，即当 CPU 负载率为 100% 时，测得 CPU 电流热效应以及 CPU 工作时产生的其他热量，两者的和就是 TDP 值。TDP 值反映的是 CPU 的最大散热量，因为很少出现满负载的情况，所以 CPU 实际发热量往往小于 TDP 值，并且考虑到 CPU 本身能正常工作在一定温度区间内，因此，以此为依据来计算冷负荷往往过于保守。

(4) 服务器的传热特征 典型的服务器传热过程，涵盖从芯片到机房空间的流动和换热，是一个包含对流、辐射、导热和热功转换过程的复杂、多尺度的动态热过程。由上面的分析可知，服务器中的核心部件 CPU 是主要发热源，因此，这里为了分析问题的主要矛盾，去掉其他组件，简化服务器的构成，其传热模型^[17]如图 2-21 所示。

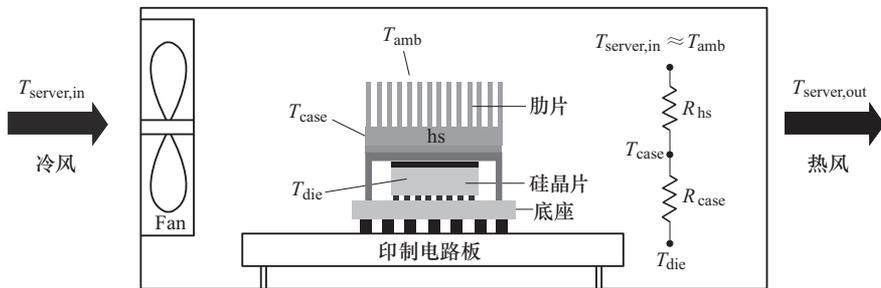


图 2-21 服务器传热模型示意图

服务器 CPU 的传热过程：CPU 的硅晶片（DIE）就是承担运算功能的芯片，CPU 所有的热量都是由此产生的。其产生的热量热传递路径有两条：一条是向下传递给印制电路板（PCB），这部分热量往往很少，可以忽略不计；另一条是向上首先从硅晶片经过整体散热片（IHS），中间途经热界面材料（TIM），之后传递给散热片（Heat Sink），这部分的传热机理是导热，最后由冷却风机送来的空气带走，这部分的传热机理则是热对流和辐射。

1) CPU 散热模型^[21]。CPU 的功率由三部分组成^[22]，即

$$P_{\text{CPU}} = P_{\text{d}} + P_{\text{s}} + P_{\text{0}} \quad (2-8)$$

式中 P_{CPU} ——CPU 的功率（W）；

P_{0} ——CPU 的空载功率（W），即占用率 $u=0$ 时 CPU 消耗的功率，在恒定供应电压下， P_{0} 为一个常数；

P_{d} ——动态功率（W）；

P_s ——静态功率 (W)。

其中, 动态功率与三方面因素有关, 即供应电压 V_{dd} 、开关电容容量 C_e 和时钟频率 f 。其计算公式为

$$P_d = \frac{1}{2} C_e V_{dd}^2 f \quad (2-9)$$

对于供应电压恒定的 CPU, V_{dd} 是一个常数, 开关电容容量 C_e 一般来说也是常数^[21], 时钟频率 f 的大小取决于 CPU 占用率 u 。因此, 式 (2-9) 可以简化为

$$P_d = c_1 u \quad (2-10)$$

式中 c_1 ——经验系数;

u ——CPU 占用率。

P_s 指的是静态功率, 其反映的是 CPU 中的泄漏电流导致的功率消耗, 而泄漏电流的大小取决于硅晶片温度 T_d 。Donghwa Shin 等人考虑了局部热点的影响, 基于 RC 模型得出了以下表达式^[23]

$$P_s = \alpha \frac{(R_{h2a} + R_{d2h})(\beta + P_d + P_0) + T_d}{1 - \alpha(R_{h2a} + R_{d2h})} + \beta \quad (2-11)$$

式中 R_{h2a} 、 R_{d2h} ——热阻;

α 、 β ——系数。

式 (2-11) 给出了 P_s 与 T_d 的关系式, 但是式中系数 α 与 β 并不是常数, 而且两个热阻值表达式和相关温度相互耦合, 难以计算。Zapater^[24] 用指数形式来拟合 P_s , 比较适合计算

$$P_s = c_2 e^{c_3 T_d} \quad (2-12)$$

式中 c_2 、 c_3 ——经验系数;

T_d ——硅晶片温度。

综合式 (2-8) ~ 式 (2-12), CPU 的功耗便可以计算出来。前面提到, 服务器中除了 CPU, 还有其他组件, 这些组件在服务器工作时也会散发热量, 但其相对 CPU 的散热量来说比较小, 这里不考虑其变化, 将其视为一个常数。那么, 服务器的发热量可以写成

$$P_{\text{server}} = P_1 + P_2 \quad (2-13)$$

$$P_1 = a_0 + a_1 u + a_2 e^{a_3 T_d} \quad (2-14)$$

$$P_2 = P_{\text{fan}} \quad (2-15)$$

式中 P_1 ——服务器中的组件散热 (W);

a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 ——拟合常数;

P_2 ——服务器中冷却风扇功耗 (W)。

从 CPU 的硅晶片到空气的传热过程中, 总热阻 R_{tot} 由导热部分热阻 R_{ds} 和对流部分热阻 R_{sa} (将辐射部分折算成对流) 组成。在稳态条件下, 如果 CPU 温度波动很小, 导热部分的热阻 R_{ds} 变化不大, 可以视为常数, 而 R_{sa} 取决于来流空气流速 v , 所以总热阻 R_{tot} 可以用下式计算^[25]

$$R_{\text{tot}} = a_4 + \frac{a_5}{na_6} \quad (2-16)$$

冷却风扇的功耗取决于转速 n 的三次方，在这里，直接用多项式进行拟合^[22]：

$$P_{\text{sfan}} = a_7n^3 + a_8n^2 + a_9n^3 \quad (2-17)$$

$$V_{\text{sfan}} = a_{10}n \quad (2-18)$$

式 (2-18) 中的 V_{sfan} 即冷却风扇的流量，与此同时，由热阻的定义可知：

$$R_{\text{tot}} = \frac{T_d - T_{\text{amb}}}{P_1} \quad (2-19)$$

服务器的出口温度由能量守恒条件可得，绝大部分功率都转换为热量，其效率 $\eta = 0.99$ ，可由下式计算服务器出口温度

$$T_{\text{out}} = T_{\text{in}} + \frac{\eta P_{\text{server}}}{c_{p,\text{air}} \rho_{\text{air}} V_{\text{sfan}}} \quad (2-20)$$

式中 $c_{p,\text{air}}$ ——空气的比热容；

ρ_{air} ——空气的密度；

V_{sfan} ——冷却风扇的流量。

考虑从服务器到 CPU 之间的组件发热量很小，因此认为服务器进口空气温度和到达 CPU 的空气温度相等，即

$$T_{\text{amb}} = T_{\text{in}} \quad (2-21)$$

由式 (2-8) ~ 式 (2-21)，便可建立关于服务器的准动态模型，虽然在传热学上是稳态的传热过程，但是其考虑了 CPU 占用率 (u) 和 CPU 核心温度 (T_d) 的影响，在实际运行时，输入不同时段的 CPU 占用率便可以得到动态的散热量，反映了服务器的动态发热特征。

2) 服务器的动态模拟。

模拟条件：下面根据建立的稳态模型，考虑一个带有变速冷却风机的开放式服务器，其主板构造及外壳构造如图 2-22 所示，其组件参数见表 2-12。在这里，关于 CPU 的发热参照参考文献 [21]，实验数据见表 2-13，使用上述公式对这些数据进行拟合，得到的系数 $a_0 \sim a_{10}$ 见表 2-14。

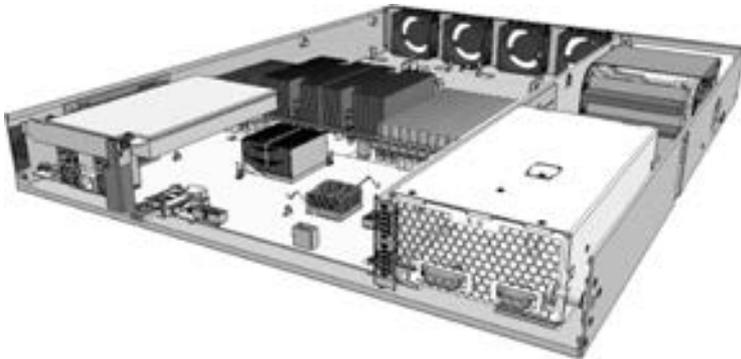


图 2-22 开放式服务器的外壳构造和主板构造 (彩图见文前)

表 2-12 开放式服务器组件型号及参数

元件	类型	散热设计功率 (TDP)
处理器 (CPU)	Intel Xeon ® 5600 CPU	95W
内存模块 (DIMM)	—	0.81×6W
芯片组 (ICH)	—	4.3W, 27.1W
风扇 (Fan)	Delta AFB series 4-pin	0.7~5.64W
电源 (PS)	over 80 ® plus platinum rating	服务器电源功率的 4.5%
硬盘驱动器 (HDD)	—	7.8W

表 2-13 单个服务器实验测试数据

u (%)	$P_{\text{server}}/\text{W}$	$T_{\text{die}}/\text{°C}$	$T_{\text{amb}}/\text{°C}$	$n/(\text{r}/\text{min})$
10	113	54	22.5	1800
50	199	70	30	3000
50	199	71	35	3350
50	204	72	40	7200
70	209	72	30	3000
70	212	73	35	3600
70	214	73	40	8600
100	213	69	22.5	3200
100	222	70	30	3600
100	225	72	35	4050
100	227	72	40	9000

表 2-14 服务器模型拟合系数

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
-47.01	49.56	53.47	0.02	0.1352	17740
a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}	—
1.56	0.0012	-12×10^{-8}	28×10^{-12}	6.6829×10^{-6}	—

为探查服务器的发热特征，这里考虑影响服务器发热的三方面因素：占用率 u ，CPU 核心温度 T_d ，服务器的进口温度 T_{in} ，应用上述模型对单个服务器的发热功耗进行模拟计算。需要说明的是，这里的模拟前提是冷却风机是变速风机，并且能保证 CPU 核心温度 T_d 相对稳定。模拟工况条件见表 2-15。

表 2-15 模拟工况条件

占用率 u	服务器进口温度 T_{in}	CPU 核心温度 T_d
0.2~1.0	15°C ~ 35°C	60°C, 70°C, 80°C

结果及讨论：模拟的结果如图 2-23~图 2-25 所示，从图中可以看出，CPU 占用率 u 和核心温度 T_d 对服务器的功耗影响较大，服务器进口温度 T_{in} 也会对服务器功耗有一定影响。

图 2-23 所示是在 $T_d = 60^\circ\text{C}$ 时，在模拟环境下，服务器功耗与占用率 u 的关系。可以看出，两者大部分呈线性关系，这样的关系也可以从式 (2-10) 中反映出来， $T_d = 70^\circ\text{C}$ 、 $T_d = 80^\circ\text{C}$ 时情形也类似。从图 2-16 中还可以看出，随着 u 增长， $T_{in} \geq 27^\circ\text{C}$ 的功耗曲线间距 r 越来越大，甚至在 $u = 0.8$ ， $T_{in} = 35^\circ\text{C}$ 时的功耗曲线出现了明显的上扬，这表明服务器中冷却风机功耗增加越来越明显，对服务器功耗增加贡献越来越明显。总的来说，在各种模拟条件下，当 u 从 0.2 上升到 1，服务器发热功耗大约增加 14%~44%。

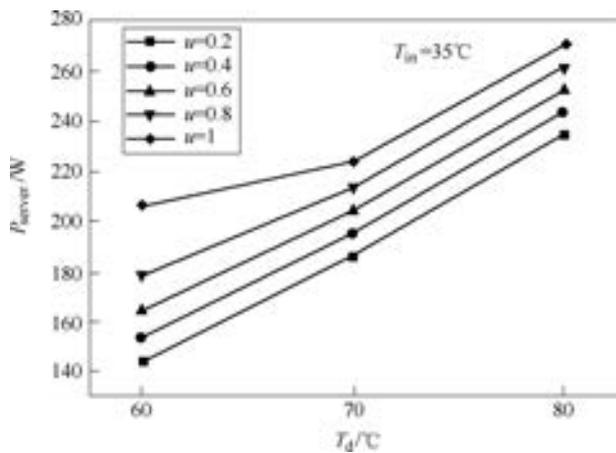


图 2-23 不同占有率 u 下的服务器功耗情况 (核心温度 $T_d = 60^\circ\text{C}$)

图 2-24 所示为服务器功耗与核心温度 T_d 关系，可以看出，在给定服务器进口温度 T_{in} 为 25°C 和 35°C 情况下，CPU 核心温度 T_d 的提升同时会引起服务器功耗增加。CPU 核心温度 T_d 的提升表示对工作环境的要求放松了，但同时会导致 CPU 泄漏功率的增加。在式 (2-14) 中，是用指数形式对其进行描述的，拟合系数 $a_3 = 0.03$ ，按照数学上的近似关系，两者的关系可以用线性关系式来进一步简化，其他入口温度 T_{in} 下的情况也类似。图 2-24a、b 中，在不同的占有率 u 下，服务器功耗曲线都近似平行，这表明服务器功耗的增加较为均匀，这与图 2-23 的结论是一致的。但在图 2-24b 中，当 $T_d = 60^\circ\text{C}$ ， $u = 1$ 时，服务器功耗出现了明显的增加，这是由于其中的冷却风机功耗出现了明显的增加。在模拟环境下，从 $T_d = 60^\circ\text{C}$ 上升到 80°C ，服务器的发热功耗增加了 8%~66%。

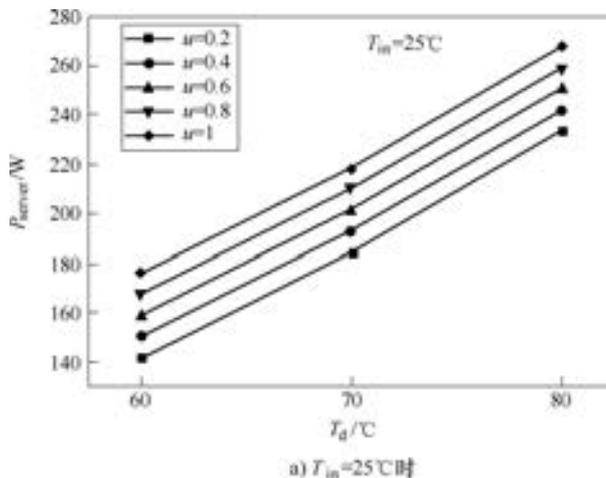
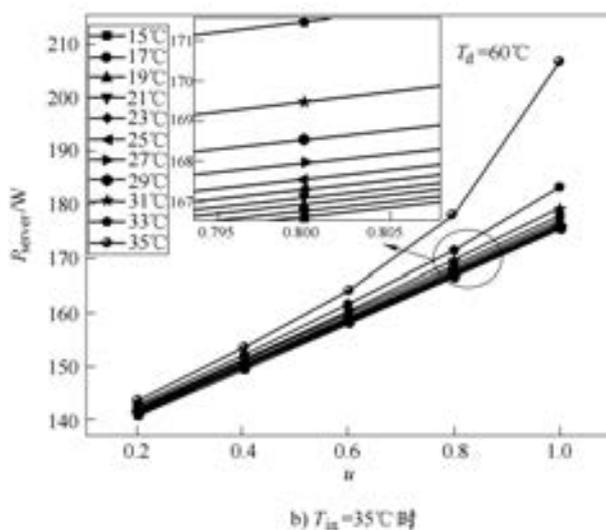
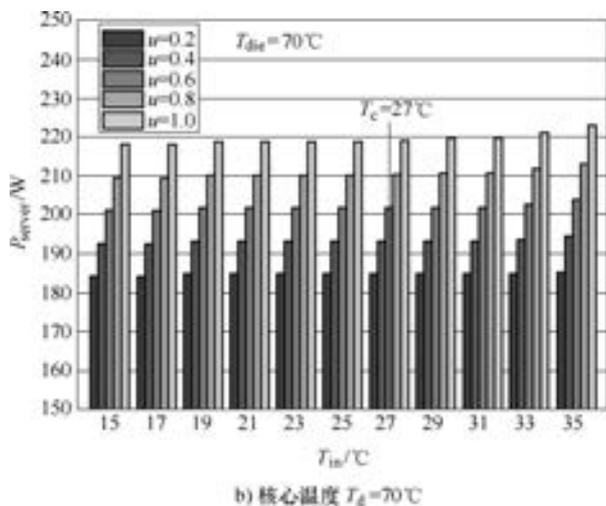
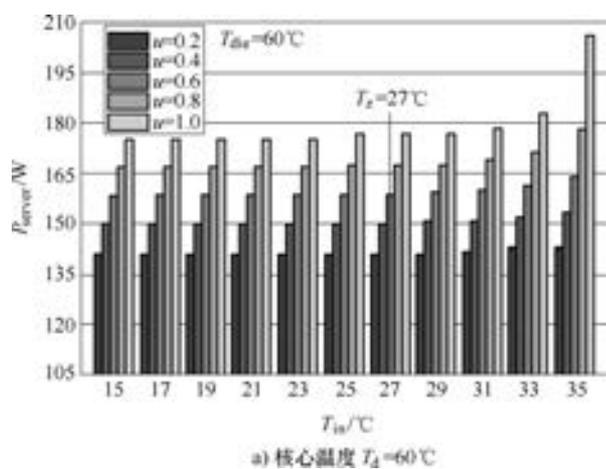


图 2-24 不同核心温度 T_d 下服务器功耗情况

图 2-24 不同核心温度 T_d 下服务器功耗情况 (续)图 2-25 不同的服务器入口温度 T_{in} 下服务器功耗情况

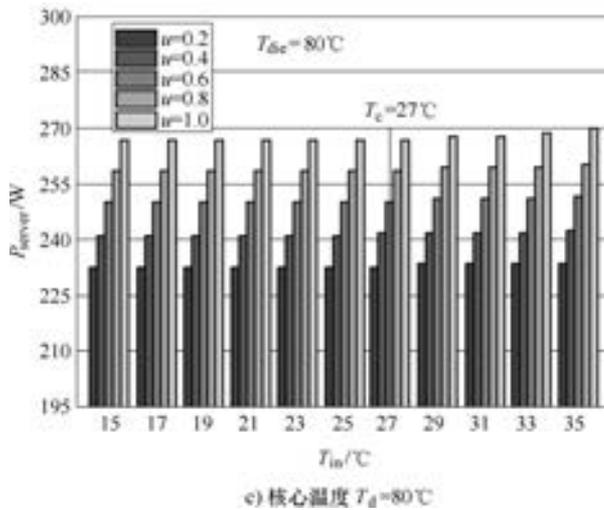


图 2-25 不同的服务器入口温度 T_{in} 下服务器功耗情况 (续)

同时，服务器入口温度 T_{in} 对服务器发热功耗也有影响，当入口温度从 $15^\circ C$ 变化到 $30^\circ C$ 时，服务器发热功耗增加了 $0.7\% \sim 18\%$ 。在 CPU 占用率 $u < 0.4$ 时，随着入口温度 T_{in} 的提升，服务器发热功耗的变化不太明显，这是因为在 CPU 占用率 u 比较低的情况下，CPU 本身的发热量不是很高，提升进口温度后，服务器所需增加的风量较小，因此服务器发热功耗的变化不明显。当 $0.4 < u \leq 1$ ， $T_{in} < T_c = 27^\circ C$ 时，服务器发热功耗的增长比较平缓；在 $T_{in} > T_c = 27^\circ C$ 后，其增长较为明显，并且随着 u 的增大，变化幅度也越来越大。

上述现象是由 CPU 的散热特性造成的，前面已经分析过 CPU 散热的主要机理是导热和对流，可以用总热阻 R_{tot} 来表征其散热性能。当服务器冷却风机的转速 n 增加时，即服务器进风流量增加时，总热阻 R_{tot} 的变化如图 2-26 所示。在图中的 A 部分，随着冷却风机 n 从 $1000r/min$ 开始增加， R_{tot} 减小得很快，这是由于在这部分 CPU 散热中对流占主导，空气流速增加会使对流传热系数快速增加，即冷却空气流量的增加对 CPU 散热性能的改善很明显；而在图中的 B 部分，即冷却风机 n 增加到 $4500r/min$ 以后， R_{tot} 减小的速度比较平缓，因为在这部分 CPU 散热中对流散热已经达到极限，冷却空气流量的增加只是在改善与空气的导热传热，即对 CPU 散热性能的改善不太明显。

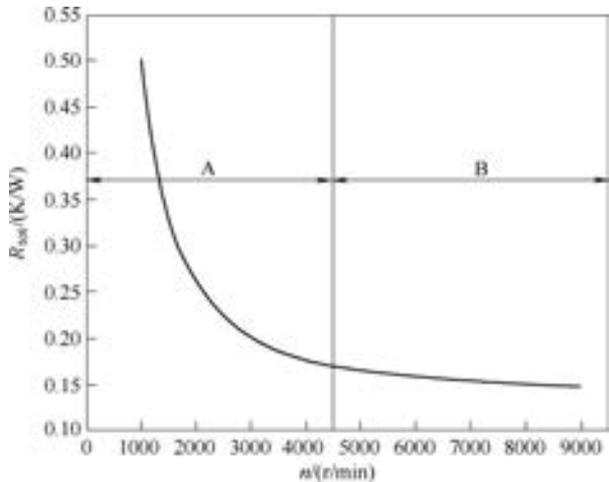


图 2-26 服务器 CPU 散热总热阻 R_{tot} 与风机转速 n 的关系

图 2-23 和图 2-24 中服务器功耗曲线上出现的“突变点”也是由于此原因。图 2-23 中功

耗曲线的间距之所以越来越大，正是由于 CPU 散热性能进入了图 2-26 中的 B 区附近，在 $u = 0.8$ 、 $T_{in} = 35^\circ\text{C}$ 时进入了 B 区的后半区，需要大幅度提升冷却风机转速；图 2-24b 中的 $T_d = 60^\circ\text{C}$ 、 $u = 1$ 点也是基于相同的原因。

综上所述，可将服务器的工作情况分为以下两种情形：

1) u 很小或 T_d 较大。服务器功耗与 CPU 核心温度 T_d 、占用率 u 呈线性关系；服务器进口温度 T_{in} 从 15°C 增加到 30°C ，CPU 的总热阻变化处于图 2-26 中的 A 部分，即冷却风机不需要较大幅度地增加转速来维持 CPU 的核心温度，所以可以看到，服务器发热功耗增加得比较平缓。

2) u 很大且 T_d 较小。服务器功耗在这种情况下往往会出现“突变点”，当服务器进口温度 T_{in} 从 15°C 增加到 $T_z = 27^\circ\text{C}$ 时，CPU 的散热性能变化处于图 2-26 中的 A 部分；当服务器进口温度 T_{in} 从 $T_z = 27^\circ\text{C}$ 增加到 35°C 时，CPU 的散热性能变化接近或者进入 B 部分，即冷却风机需要较大幅度增加转速来维持 CPU 的核心温度，因此功耗大幅度增加。

3. UPS 及 PDU 的发热分析

不间断电源 UPS，是数据机房的重要设备，当市电输入正常时，UPS 将市电稳压后供应给负载使用，此时的 UPS 就是一台交流市电稳压器，同时它还向机内电池充电；当出现事故停电时，UPS 立即将电池的直流电能，通过逆变向负载继续供应 220V 交流电。其功率损失即发热量由两部分构成：一部分是固定损耗，即空载损耗，一部分是大小与其下游负载成正比的损耗，其计算式为^[26]

$$P_{\text{UPS,LOSS}} = P_{\text{UPS,Idle}} + \pi_{\text{UPS}} \sum_{\text{PDU}_s} P_{\text{PDU}} \quad (2-22)$$

式中 $P_{\text{UPS,Idle}}$ ——空载下 UPS 消耗的功率 (W)， $P_{\text{UPS,Idle}} = 5\% P_{\text{UPS}} = 5\% \times 9\% \times (\sum_{\text{PDU}_s} P_{\text{PDU}} + \sum_{\text{server}} P_{\text{server}})$ ；

π_{UPS} ——损失系数。

PDU 即电力分配单元 (Power Distribution Unit)，也就是机柜用电源分配插座，它将从上一级来的较高电压转化为合适的电压直接供给服务器，发热量与 UPS 相似，但与负载的平方成正比，计算式为^[26]

$$P_{\text{PDU,LOSS}} = P_{\text{PDU,Idle}} + \pi_{\text{PDU}} \left(\sum_{\text{servers}} P_{\text{servers}} \right)^2 \quad (2-23)$$

式中 $P_{\text{PDU,Idle}}$ ——空载下 PDU 消耗的功率 (W)， $P_{\text{PDU,Idle}} = 1.5\% P_{\text{PDU}} = 1.5\% \times 3\% \times \sum_{\text{servers}} P_{\text{servers}}$ ；

π_{PDU} ——损失系数。

4. 其他设备的发热分析

(1) 制冷设备的发热 制冷设备的发热指的是布置在机房内的制冷末端、风机、水泵、主机等在工作过程中的发热（机柜上的风机已经在服务器模型中考虑）。

这部分的计算需要知道详细的制冷系统布置设计资料，无详细资料时，此部分占室内设备的发热较少，可以在最后保险系数值中综合考虑。

(2) 灯具的发热 灯具的发热量和照明设计相关，这里认为，灯具的发热功率和电功率相等。照明设计计算比较复杂，这里使用一种简化的利用系数法进行估算，计算式为

$$\bar{E} = \Phi_{\text{单}} N k_1 k_2 / S \quad (2-24)$$

式中 \bar{E} ——空间 N 个灯具下，单位面积的照度 (lx/m^2)；
 $\Phi_{\text{单}}$ ——单个灯具内所含光源的裸光源总光通量 (lm/W)；
 k_1 ——空间利用系数；
 k_2 ——维护系数；
 S ——单个灯盘所辐射的区域面积 (m^2)。

其中，空间利用系数 k_1 是指从照明灯具放射出来的光束到达地板和作业台面的比例，它与照明灯具的设计、安装高度、房间的大小和反射率等相关。缺乏具体资料时，可以参考表 2-16 中所列值。

表 2-16 各类灯具空间利用系数参考值

灯具形式	灯盘	悬挂灯（铝罩）	筒灯类	光带支架类
安装高度/m	3	6~10	3	4
k_1	0.6~0.75	0.7~0.45	0.4~0.55	0.3~0.5

维护系数 k_2 是指伴随着照明灯具的老化，灯具对光的输出能力降低和光源使用时间的增加，光源发生光衰；或由于房间内灰尘的积累，使空间反射效率降低，导致照度降低而需要乘上的系数。数据中心是清洁场所，可以取 $k_2 = 0.7$ 。

例：在数据中心的中心，选用灯具为 $600\text{mm} \times 1200\text{mm}$ 的日光灯盘，两只 36W 的荧光灯，且呈矩形阵列分布。取荧光灯的光通量为 $65\text{lm}/\text{W}$ ，则单灯的光通量为 $36 \times 65\text{lm} = 2340\text{lm}$ ，主机房照度标准值为 500lx （参考平面为 0.75 的水平面）。取 $k_1 = 0.6$ ，则一个灯盘所辐射的区域面积为

$$S = \frac{N \Phi_{\text{单}} k_1 k_2}{E} = \frac{2 \times 2340 \times 0.6 \times 0.7}{500} \text{m}^2 = 3.93\text{m}^2$$

则单位面积的照明功率为： $36\text{W} \times 2 / 3.93\text{m}^2 = 18.32\text{W}/\text{m}^2$ 。

2.3.3 数据中心发热设备的发热计算

1. 发热计算方法

前面已经建立了关于服务器的稳态模型，在估算数据中心冷负荷时，也可以利用此模型来计算数据中心的发热量。具体计算方法如下：

1) 考虑单个服务器工作在最不利情形下，即满负载 $u = 1$ ，根据设计的环境计算单个服务器的散热功耗 Q_{server} 。

2) 向运维咨询每个机柜服务器的布置数量 n ，针对单个机柜服务器 $n(j)$ 估算其发热量，估算时考虑到同个机柜中每个服务器不会都处于满负载状态，并且每个服务器可能都处于不同的负载率下，所以采用一个负载均匀系数 h_1 ；PDU 设备的发热也需考虑进去，计算式见式 (2-23)。在无详细资料情况下， π_{PDU} 取 0.000075 ，空载功率取总功率的 1.5% ^[27]，则

$$Q_{\text{rack}}(j) = h_1 \eta_1 \sum_{i=1}^n P_{\text{server}}(i) + P_{\text{PDU}_{\text{LOSS}}} \quad (2-25)$$

3) 向运维咨询数据中心机柜的数量 N ，叠加所有机柜的发热量

$$Q_1 = \sum_{j=1}^N Q_{\text{rack}}(j) \quad (2-26)$$

4) 估算 UPS 设备发热量 Q_2 ，计算式见式 (2-22)，无具体资料时 π_{UPS} 取 0.05，空载功率取总功率的 5%^[27]。

5) 灯具及其他辅助设备的发热量 Q_3 可参照相关设计规划图样进行计算。

6) 将上面的所有发热量相加，并考虑一定的保险系数 h_2 ，便可得到数据中心总发热量 Q

$$Q_1 = h_2 \sum_{j=1}^N Q_{\text{rack}}(j) \quad (2-27)$$

2. 发热计算案例

假设数据中心机柜的服务器型号与上述模拟一致，服务器的详细信息见表 2-12，拟合系数采用表 2-14 中的数据，将 T_4 控制在 70°C ，服务器进口温度为 28°C ，数据机房主机房面积为 465m^2 ，机房内有 150 个机柜。

(1) Q_1 的计算 取 $u=1$ ，代入式 (2-14)，则服务器内部组件消耗的功率为

$$\begin{aligned} P_1 &= (-47.01 + 49.56 \times 1 + 53.47 \times e^{0.02 \times 75}) \text{W} \\ &= 242.19 \text{W} \end{aligned}$$

按照热平衡式 [联立式 (2-13) ~ 式 (2-17)]，便可以确定所需的冷却风机转速 n 为 3236，从而确定冷却风机的消耗功率 P_2 ，进一步便可以计算出 P_{server} 。

$$\begin{aligned} P_2 &= (0.0012 \times 3236 - 12 \times 10^{-8} \times 3236 \times 3236 \\ &\quad + 28 \times 10^{-12} \times 3236 \times 3236 \times 3236) \text{W} \\ &= 3.58 \text{W} \end{aligned}$$

$$P_{\text{server}} = P_1 + P_2 = (242.19 + 3.58) \text{W} = 245.77 \text{W}$$

服务器的机柜取 42U 型，服务器是 1.5U 型，即最多可摆放 $(42/1.5)$ 台 = 28 台，考虑到实际中还需要预留空间供散热及摆放其他设备，这里取单个机柜 $n=25$ 台。

代入式 (2-23)，使用无详细资料情况下的典型系数，PDU 的功率便可以计算出来

$$P_{\text{PDU}_{\text{LOSS}}} = 1.5\% \times P_{\text{PDU}} + 0.000075 \times (25 \times 245.77)^2$$

解得 $P_{\text{PDU}_{\text{LOSS}}} = 2834.15 \text{W}$ 。

考虑到机柜内组件的电功率绝大部分转化为热，取发热效率 η 均为 0.99，并取负载不均匀系数 $h_1=0.8$ ，代入式 (2-25) 得

$$\begin{aligned} Q_{\text{rack}} &= (0.8 \times 0.99 \times 245.77 \times 25 + 2834.15) \text{W} \\ &= 7700.396 \text{W} \end{aligned}$$

取数据中心机柜的数量 $N=150$ 台，便可以将 Q_1 计算出来

$$Q_1 = 150 \times Q_{\text{rack}} = 150 \times 7700.396 \text{W} = 1155059.4 \text{W}$$

(2) Q_2 的计算 将 P_{PDU} 代入式 (2-22)，使用无详细资料情况下的典型系数，便可将 UPS 的功率计算出来

$$\begin{aligned} Q_2 &= Q_{\text{UPS}} = 9\% \left(\sum_{\text{PDUs}} P_{\text{PDU}} + \sum_{\text{server}} P_{\text{server}} \right) \\ &= 0.09 \times (0.03 \times 25 \times 245.77 + 25 \times 245.77) \times 150 \end{aligned}$$

求解上列两式， $Q_2=85435.8 \text{W}$ 。

(3) Q_3 的计算 按照前面的计算, 照明功率密度为 $18.32\text{W}/\text{m}^2$, 取为 $19\text{W}/\text{m}^2$, 则

$$Q_3 = 19 \times 456\text{W} = 8664\text{W}$$

考虑到还有其他散热设备, 如制冷设备、电缆等, 因此取一个综合保险系数 $h_2 = 1.2$, 则

$$\begin{aligned} Q &= 1.2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \\ &= 1.2 \times (1155059.4 + 85435.8 + 8835)\text{W} \\ &= 1499196.24\text{W} \\ &= 1499.196\text{kW} \end{aligned}$$

2.4 新风及人体负荷计算

根据 GB 50174—2017《数据中心设计规范》, 电子信息系统机房空调系统夏季冷负荷应该包括人体散热和新风冷负荷; 空调系统湿负荷应该包括人体散湿和新风湿负荷^[27]。

2.4.1 人体散热量计算

人体散热量与性别、年龄、衣着、劳动强度以及环境条件(温湿度)等多种因素有关。从性别上看, 可以认为成年女子总散热量约为成年男子的 85%, 儿童总散热量约为成年男子的 75%, 为了计算方便, 以成年男子为基础, 乘以考虑了各类人员组成比例的系数(群集系数)。数据中心机房人员为轻体力工作人员, 群集系数取 0.9 ^[27], 人体负荷可按下式计算

$$Q_1 = qnn' \quad (2-28)$$

式中 q ——人体散热量, 在数据中心典型温度 $22\sim 24^\circ\text{C}$ 下, 轻体力劳动工作人员的显热与潜热之和约为 108W ;

n ——机房维护人员的数量;

n' ——群集系数。

2.4.2 新风冷负荷计算

数据中心机房内空调系统的新风量主要考虑维持室内正压所需风量, 以及为机房内的工作人员补充新鲜空气。因此, 机房的新风量有两种计算方法: 一种是计算保证工作人员健康所需的新风量; 另一种是计算维持机房正压所需的新风量。实际计算中取两者的最大值作为机房所需的新风量。

维持机房人员健康所需的新风量可按 $40\text{m}^3/\text{h}$ 乘以人数估算, 维持机房正压所需的新风量则按表 2-17 估算^[8]。

表 2-17 维持机房正压所需的新风量

围护结构情况	需要的换气次数/(次/h)
无外门、窗	0.25~0.5
无外门, 一面外墙有窗	0.5~1.0
无外门, 两面外墙有窗	1.0~1.5
无外门, 三面外墙有窗	1.5~2.0

空调新风冷负荷按下式估算

$$Q_2 = M(h_0 - h_R) \quad (2-29)$$

式中 Q_2 ——新风冷负荷 (kW);

M ——新风量 (kg/s);

h_0 ——室外空气的焓值 (kJ/kg);

h_R ——室内空气的焓值 (kJ/kg)。

由上式可以看出,数据中心新风负荷大小与室外空气焓值有关,而室外空气焓值与室外温度又是直接对应的,从而可以看出,室外气候对新风负荷有显著影响。为了研究此影响,用 DeST 软件建立一个面积为 300m^2 的简化数据中心模型,取机房维护人员数量 $n=1$,所对应新风量 $L_w=40\text{m}^3/\text{h}$,室内温度设定为 23°C ,在我国五大气候区域中各取一典型城市,分别计算其全年新风显热负荷和逐时新风显热负荷。

当数据中心室外温度比室内温度高时,送入室内的新风中的部分热量需要被除去,以维持室内设定温度,单位时间内除去的这部分热量即为新风冷负荷。同理,当室外温度比室内温度低时,送入的新风需要被加热以维持室内温度恒定,为此在单位时间内向室内送入的热量即为新风热负荷。计算得到的全年新风冷负荷与新风热负荷见表 2-18,不同城市的全年偏离设定温度时间及温差统计见表 2-19。逐时新风负荷如图 2-27~图 2-31 所示。从图中可以看出,处于严寒地区的沈阳和寒冷地区的北京一年之中室外温度低于室内设定温度的时间较长且温差较大,导致全年大部分时间为热负荷且热负荷值较大,分别为 1857.8kW 和 1421.5kW ;而处于温和地区的昆明虽然全年低于设定温度的时间较长但温差小,导致全年几乎都为热负荷,但热负荷值比沈阳和北京小,全年冷负荷之和也最小,只有 5.9kW ;对于夏热冬冷地区的长沙和夏热冬暖地区的广州,其全年室外温度高于室内温度的时间明显较其他城市长且温差较大,导致全年冷负荷比其他城市大,分别为 129.2kW 和 207.3kW 。

表 2-18 不同气候区域中典型城市全年负荷表

气候区域	典型城市	全年新风冷负荷/kW	全年新风热负荷/kW
严寒地区	沈阳	46.4	1857.8
寒冷地区	北京	89.4	1421.5
夏热冬冷地区	长沙	129.2	940.5
夏热冬暖地区	广州	207.3	415.0
温和地区	昆明	5.9	808.5

表 2-19 不同气候区域典型城市全年偏离设定温度时间及温差表

气候区域	典型城市	全年高于设定温度 (23°C) 时间/h	冷负荷平均温差/ $^\circ\text{C}$	全年低于设定温度 (23°C) 时间/h	热负荷平均温差
严寒地区	沈阳	1370	3.45	7381	17.80
寒冷地区	北京	2082	4.14	6672	14.88
夏热冬冷地区	长沙	2738	4.48	6016	10.69
夏热冬暖地区	广州	4662	4.27	4086	6.52
温和地区	昆明	639	1.68	8068	8.17

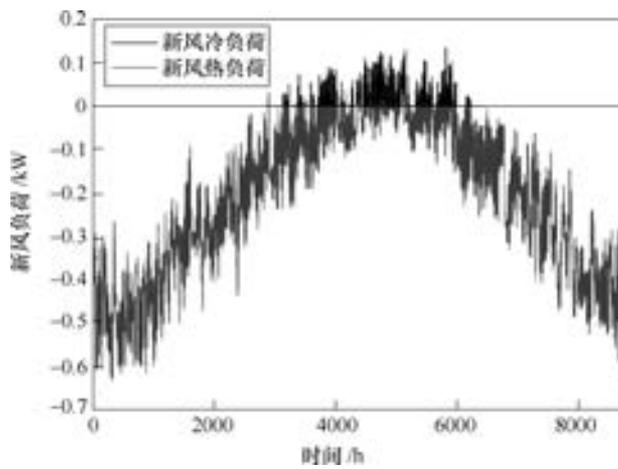


图 2-27 沈阳全年逐时新风显热负荷

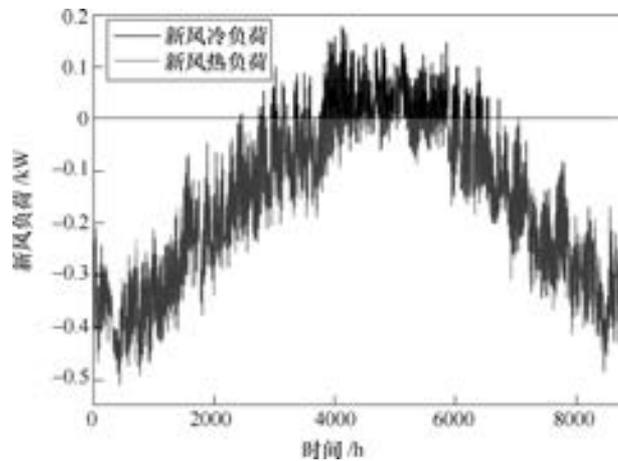


图 2-28 北京全年逐时新风显热负荷

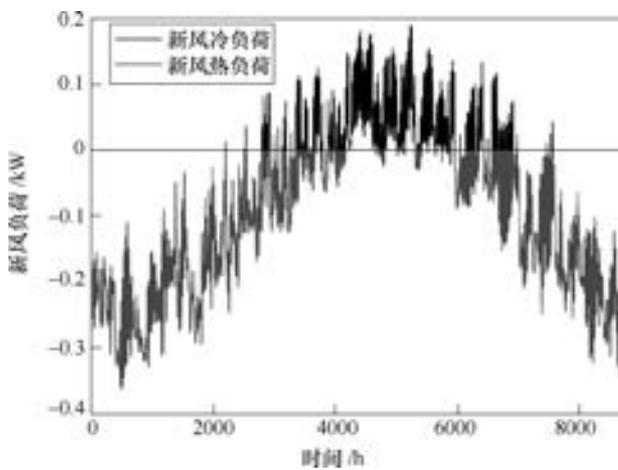


图 2-29 长沙全年逐时新风显热负荷

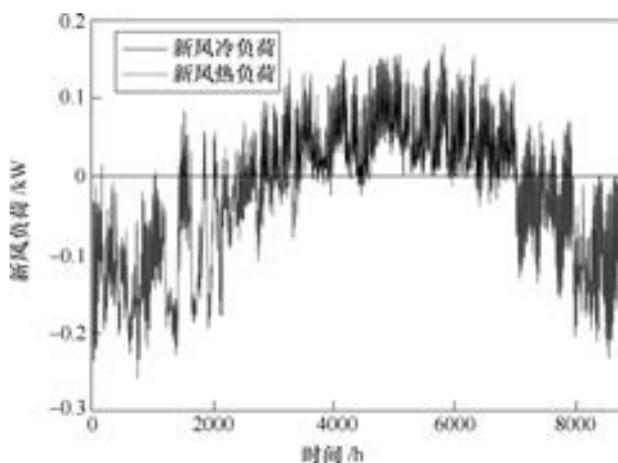


图 2-30 广州全年逐时新风显热负荷

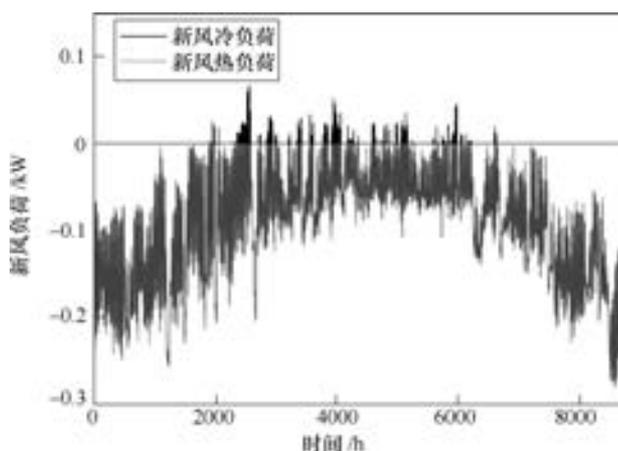


图 2-31 昆明全年逐时新风显热负荷

2.4.3 人体散湿量计算

数据中心计算时刻的人体散湿量 D_1 (kg/h) 可按下式计算

$$D_1 = 0.001\varphi n_1 G \quad (2-30)$$

式中 φ ——群集系数，由于进入数据中心的一般都为成年男子，所以 φ 取 1.0；

n_1 ——计算时刻进入数据中心的总人数；

G ——一名成年男子的小时散湿量，由于工作人员在数据中心属于轻体力劳动者，在数据中心典型温度 22~24℃ 时散湿量约为 86g/h。轻度劳动时不同温度下成年男子的散热散湿量^[7]见表 2-20。

表 2-20 轻度劳动时不同温度下成年男子的散热散湿量

热湿量	室内温度/℃										
	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
显热量/W	93	87	81	76	70	64	58	51	47	40	35
潜热量/W	90	94	100	106	112	117	123	130	125	142	147
全热量/W	183	181	181	182	182	181	181	181	182	182	182
散湿量 /(g/h)	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220

2.4.4 新风湿负荷计算

数据中心新风带入的湿负荷 D_2 (kg/h) 可按下式计算

$$D_2 = 0.001G(d_w - d_n) \quad (2-31)$$

式中 d_w ——引入室外新风的含湿量 (g/kg);

d_n ——室内空气的含湿量 (g/kg);

G ——新风总量 (kg/h), 根据 GB 50174—2017《数据中心设计规范》, 数据中心新风量应取每人 $40\text{m}^3/\text{h}$ 和维持室内正压所需风量中的较大值。

思考题与习题

- 2-1 数据中心根据规模大小可以分为哪几类?
- 2-2 根据 GB 50174—2017《数据中心设计规范》, 数据中心可以分为哪几类? 其定义和性能要求分别是什么?
- 2-3 数据中心的选址主要受哪些因素的影响?
- 2-4 根据 GB 50174—2017《数据中心设计规范》, 对数据中心选址的具体要求是什么?
- 2-5 数据中心主要有哪些功能分区?
- 2-6 数据中心主机房、辅助区和支持区以及行政管理区面积选取的主要依据是什么?
- 2-7 数据中心的送回风方式主要包括哪些?
- 2-8 数据中心机房设备布置的原则是什么?
- 2-9 对高热密度机架的布置主要采用什么方法?
- 2-10 典型数据中心的传热过程是怎样的? 传热各过程的相互关系如何?
- 2-11 对于数据中心, 传统计算方法存在什么问题?
- 2-12 对于数据中心, 影响围护结构保温性的因素主要包括哪些?
- 2-13 国内外采用的负荷计算求解方法有哪些?
- 2-14 模拟房间动态传热过程的数学方法主要包括哪些? 这些方法之间的区别和特点主要体现在哪里?
- 2-15 数据中心中服务器、UPS 及 PDU 的发热如何计算?
- 2-16 湿负荷包括哪些内容? 如何计算?

参考文献

- [1] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 数据中心设计规范: GB 50174—2017 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2017.

- [2] 陈巍. 数据通信设备功率趋势与冷却应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [3] 孙丽玫, 刘洪. 数据中心机房规划与布局 [J]. 电信工程技术与标准化, 2012, 25 (4): 59-62.
- [4] 许俊杰. 互联网数据中心机房建筑设计探讨 [J]. 城市建设理论研究 (电子版), 2013 (14) .
- [5] 田浩. 高产热密度数据机房冷却技术研究 [D]. 北京: 清华大学, 2012.
- [6] 彭殿贞. 绿色数据中心空调设计 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015.
- [7] 赵荣义. 空气调节 [M]. 3版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.
- [8] 钟志鲲, 丁涛. 数据中心机房空气调节系统的设计与运行维护 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2009.
- [9] 何熙. 关于数据中心围护结构热适应性的研究 [J]. 经营管理者, 2015 (7): 12-13.
- [10] 金刚. 通信机房建筑外墙节能设计 [J]. 电信工程技术与标准化, 2010, 23 (1): 44-46.
- [11] 刘成, 蒋雅靖, 孙甜甜. 通信建筑围护结构保温对机房空调系统能耗的影响研究 [J]. 建筑科学, 2012, 28 (10): 68-72.
- [12] 朱颖心. 建筑环境学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [13] CLARKE J, ATHIENITIS A K, SANTAMOURIS M, et al. Energy Simulation in Building Design [M]. Oxford: Hilger, 1985.
- [14] 谢晓娜, 宋芳婷, 燕达, 等. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST: 第2讲建筑动态热过程模型 [J]. 暖通空调, 2004, 34 (8): 35-47.
- [15] 中华人民共和国工业和信息化部. 通信局站动力和环境能效评测要求和评测方法: YD/T 3032—2015 [S]. 北京: 人民邮电出版社, 2015.
- [16] RASMUSSEN N. Calculating total cooling requirements for data centers [J]. White Paper, 2011.
- [17] PANDIYAN V. Development of detailed computational flow model of high end server and validation using experimental methods [J]. 2013.
- [18] SHAH A J. Energy-based analysis and optimization of computer thermal management systems [C]. Berkely: University of California, 2005.
- [19] DATACOM A. Thermal guidelines for data processing environments [J]. Pensamiento Psicológico, 2013, 7 (2): 97-108.
- [20] ASHRAE. Thermal Guidelines for Data Processing Environments [M]. 3rd ed. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., 2012.
- [21] HAM S W, KIM M H, CHOI B N, et al. Simplified server model to simulate data center cooling energy consumption [J]. Energy & Buildings, 2015, 86: 328-339.
- [22] WANG Z, BASH C, TOLIA N, et al. Optimal fan speed control for thermal management of servers [C] // ASME 2009 Interpack Conference Collocated with the ASME 2009 Summer Heat Transfer Conference and the ASME 2009, International Conference on Energy Sustainability. 2013: 709-719.
- [23] SHIN D, CHUNG S W, CHUNG E Y, et al. Energy-optimal dynamic thermal management: computation and cooling power co-optimization [J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2010, 6 (3): 340-351.
- [24] ZAPATER M, AYALA J L, VAIDYANATHAN K, et al. Leakage and temperature aware server control for improving energy efficiency in data centers [C] // Design, Automation & Test in Europe Conference & Exhibition. IEEE, 2013: 266-269.
- [25] Intel, Quad-Core Intel® Xeon® Processor 5400 Series Thermal/Mechanical Design Guidelines [J]. 2007.
- [26] PELLELY S, MEISNER D, WENISCH T F, et al. Understanding and abstracting total data center power [J]. In Workshop on Energy-Efficient Design, 2009.
- [27] HAM S W, KIM M H, CHOI B N, et al. Energy saving potential of various air-side economizers in a modular data center [J]. Applied Energy, 2015, 138 (C): 258-275.

第 3 章

数据中心机房侧冷源设备及系统设计

数据中心全年不间断高效冷却的主要途径有过渡季节和冬季时冷源侧自然冷源的综合利用，以及高品位余热（如电厂的余热）驱动溴化锂主机制冷。

3.1 数据中心冷源系统介绍

随着节能技术在数据中心越来越受到重视，数据中心基础设施的节能设计及节能技术得到了前所未有的高速发展，数据中心的冷源形式也在传统冷源形式的基础上得到了极大的丰富。不同的数据中心容量、建筑结构、选址的气候条件及自然资源，不同的成本及节能目标诉求，不同的建设水平及运维能力，均有不同的最佳冷源形式与之对应。不同的冷源形式均具有不同的价值及适应性，不存在绝对好的冷源形式，“适合的就是最好”是选择数据中心冷源形式的最佳标准。

数据中心冷源系统的任务是提供一定的传热温差，将 IT 设备散发的热量从室内搬运到室外。数据中心的服务器需长期可靠运行，数据中心空调系统必须具备常年不间断制冷的能力，因此，空调系统可靠、稳定地运行尤为重要。机房空调系统的可靠性、稳定性主要取决于空调冷源系统的可靠性，而空调冷源系统的可靠性主要取决于制冷系统，特别是其中的运动部件，如压缩机等的性能。

目前，数据中心冷源系统按照其冷凝方式可分为风冷系统、水冷系统和蒸发冷却系统。从冷源来源上可分为机械制冷系统和自然冷源系统，机械制冷主要是指通过机械制冷设备提供冷量的冷源；自然冷源主要是指利用自然界的天然冷源来提供冷量。冷源可分为集中式冷源和分布式冷源，集中式冷源是指冷源设备集中设置，然后通过管道输送系统按需输送到负荷区域；分布式冷源是指冷源设备按区域进行分散布置。从冷源的应用价值上可分为传统型冷源和创新型冷源，传统型冷源是多年来广泛应用于数据中心并经过实际应用检验的已投入规模化生产的冷源，具有普遍应用价值，在稳定性和普遍性方面有优势；创新型冷源是为了满足少数数据中心的特定需求而定制的冷源，具有个性化应用价值，在个性化和客户定制化方面有优势，而在普及推广方面有一定的劣势。一般来说，水冷系统 COP 大于风冷系统 COP，自然冷源系统的能耗低于机械制冷系统的能耗。

数据中心冷源形式的分类见表 3-1。

3.1.1 机械制冷系统

机械制冷系统是依靠压缩机做功提供额外的传热温差来完成数据机房热量的搬运的。常

表 3-1 数据中心冷源形式的分类

分类维度	类 别		代表性产品及方案
冷源来源	机械冷源	冷水机组	风冷冷水机组、带自然冷风冷冷水机组、水冷冷水机组、模块化风冷冷水机组
		单元式直膨制冷空调机组	风冷机房空调、水冷机房空调、风冷冷冻水双冷源机房空调、水冷冷冻水双冷源机房空调
		带自然冷单元式直膨制冷空调机组	风冷自然冷机房空调、水冷自然冷机房空调、氟泵自然冷机房空调、乙二醇自然冷机房空调
	自然冷源	风侧自然冷源	新风空调一体机、智能新风机组、间接蒸发冷却机组、直接蒸发冷却机组、风墙 AHU (Fanwall)、组合式新风空调风柜 (SuperNap)、热转轮换热机组
		水侧自然冷源	带自然冷风冷冷水机组、冷却塔自然冷供冷
		氟侧自然冷源	氟泵自然冷机组、热管机组
		自然水冷源	自然水冷源直接冷却方案、自然水冷源间接冷却方案
		土壤及岩洞冷源	岩洞冷却方案、地源换热冷水方案
	冷源区域	集中式冷源	冷水机组集中制冷站
自然水冷源集中供冷站			水泵泵站、水净化系统、热回收系统、DDC 智能控制系统等
分布式冷源		单元式直膨制冷空调机组	风冷机房空调、水冷机房空调、风冷冷冻水双冷源机房空调、水冷冷冻水双冷源机房空调
		模块化分布式制冷机组	模块化冷水机组、模块化氟冷机组
		自带冷源分布式空气处理单元	空气处理单元 AHU (DX)、间接蒸发冷却模块 (DX、热管)、直接蒸发冷却模块 (DX、热管)、组合式新风空调风柜 (DX、热管)、热转轮换热机组
		天然气分布式能源系统	天然气内燃机
应用价值		传统型冷源	机械冷源
	部分自然冷源		新风空调一体机、智能新风机组、智能新风换热机组、湿膜/水帘新风机组、冷却塔自然冷供冷、热管机组
	创新型冷源	风侧自然冷源	间接蒸发冷却机组、直接蒸发冷却机组、风墙 AHU (Fanwall)、组合式新风空调风柜 (SuperNap)、热转轮换热机组
		氟侧自然冷源	模块化氟泵自然冷机组
		自然水冷源	自然水冷源直接冷却方案、自然水冷源间接冷却方案
		土壤及岩洞冷源	岩洞冷却方案、地源换热冷水方案

见的机械制冷系统包括风冷机组和水冷机组，其特点如下^[1]。

(1) 风冷机组 系统简单紧凑，控制方便，但效率较低，其运行状况与环境的干球温度相关度比较大，而且性能变化受环境温度的影响较大。

(2) 水冷机组 系统效率较高,但系统较复杂,需配置冷却水系统,适用于大中型数据中心。其运行状况与环境的湿球温度和冷却水系统的换热相关,因此需要将水冷机组与其配套的水泵、冷却塔以及相应的连接管路一起考虑;并要考虑冷却塔、冷却水泵的匹配选型和运行控制;同时,需要设计低温工况制冷的运行方式和防冻措施。

3.1.2 自然冷源系统

自然冷源系统是利用温度低于室温的空气、水或者其他介质(称为自然冷源)带走IT设备散发的热量。这种空调方式不需要启动压缩机,通常依靠输配部件(泵、风机)即可完成机房排热,节能高效。一般情况下,在自然冷源系统无法满足机房制冷需求时,需和其他系统(如机械制冷系统)共同为机房提供冷量。常见的数据中心自然冷源系统包括直接通风系统、热回收装置和蒸发冷却系统等,其主要特点如下。

(1) 直接通风系统 效率高,但受空气品质的影响较大,难以保证室内湿度和空气洁净度,一般需要额外配置湿度处理设备和过滤设备,如图3-1所示。直接通风系统通常用于自然环境较好的地区。

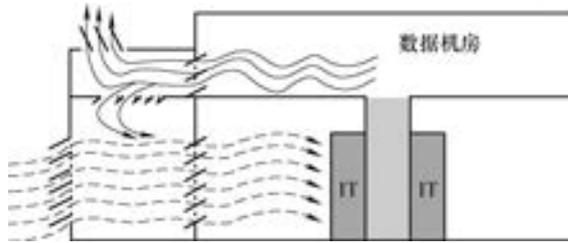


图 3-1 直接自然冷源利用技术示意图

(2) 热回收装置 机房室内空气与室外空气间接换热,避免室内外空气直接接触,不受室外空气品质的影响。目前常见的热回收装置包括间壁式换热器(图3-2a)、转轮式换热器(图3-2b)和热管换热器(图3-2c)等。

其中,间壁式和转轮式属于空-空换热器,换热面积较大,占用空间较多,换热效率较低,换热器易堵塞,日常清理维护工作量较大;热管换热器结构紧凑,占用空间小,换热效率高,且日常清理维护较简易。

(3) 蒸发冷却:以水作为制冷剂,利用干空气能来实现制冷,减少甚至避免了对电能的消耗^[25]。根据被冷却介质的不同,蒸发冷却可以分为风侧蒸发冷却和水侧蒸发冷却;根据被冷却介质是否与水发生直接接触,其又可以分为直接蒸发冷却和间接蒸发冷却。风侧直接和间接蒸发冷却在数据中心的应用形式如图3-3所示。目前在数据中心冷却系统中采用的水侧直接和间接蒸发冷却为开式和闭式冷却塔,其在数据中心的应用形式如图3-4所示。值得注意的是,风侧直接蒸发冷却产出空气的湿度会增加,风侧间接蒸发冷却一般需要与直接膨胀式制冷结合使用,而水侧蒸发冷却需要在环境空气湿球温度较低条件下运行。

3.1.3 分布式能源系统

数据中心不同于一般的民用建筑,电子信息设备及其他辅助设备的发热量大,且全年不间断运行,IT设备的散热量约占总热量的70%以上。因此,IT设备在运行时不仅自身消耗大量电力,同时还需要空调系统带走其散热量,这就需要配电系统为其不间断供电。主机房属于建筑内区,新、排风量很少,因此受外界气候等条件影响较小,主机房的冷负荷全年变化幅度小。数据中心建筑总冷负荷受围护结构的影响小,全年冷负荷波动范围统计为0.8~1。而且数据中心对制冷的可靠性要求也不同于一般的民用建筑,数据中心内制冷设备严格

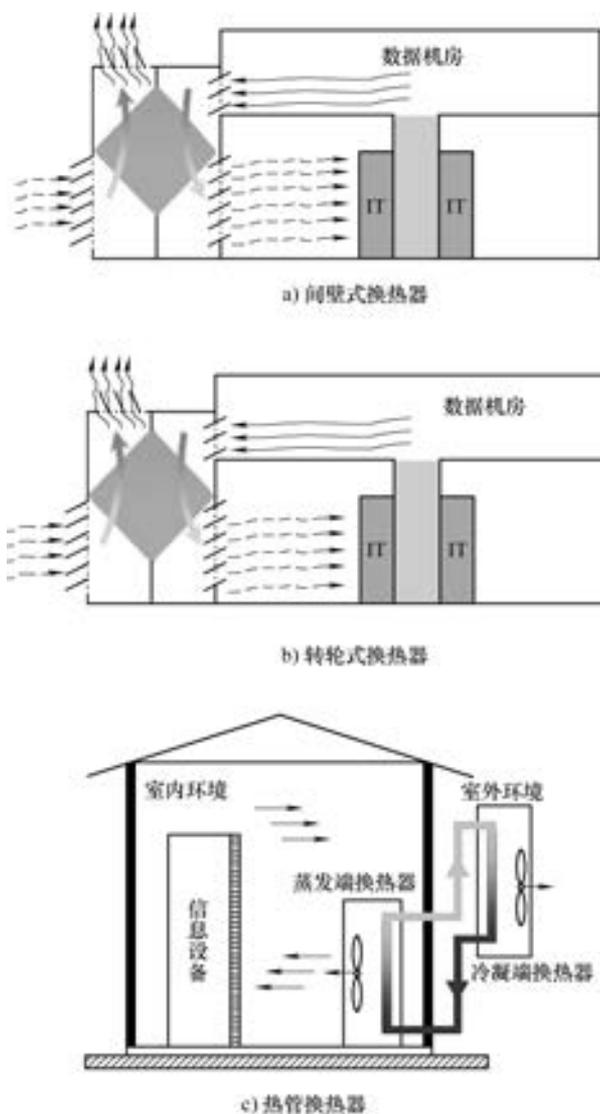


图 3-2 热回收间接自然冷源利用技术

按照标准配置冗余。数据中心同时用电、用冷负荷较大，且要求严格。基于以上特点，数据中心应用天然气分布式能源系统具有得天独厚的优势。

1. 天然气分布式能源系统在数据中心的应用

目前，对于天然气分布式能源冷热电三联供系统的发电量多余部分，电力能源政策基本为“并网不上网”。数据中心的冷负荷需求，主要是由 IT 设备等耗电设备散热产生的，因此，冷负荷需求略小于电负荷需求。根据目前数据中心的用能需求，数据机房的电冷比常年约为 1.1，燃气内燃机所发电量与对应配套的烟气热水型溴化锂吸收式制冷机组产生的冷量之比约为 1.0。因此，若在数据中心内采用天然气分布式能源冷电联供系统将极大地发挥系统优势。分布式能源系统流程图如图 3-5 所示。

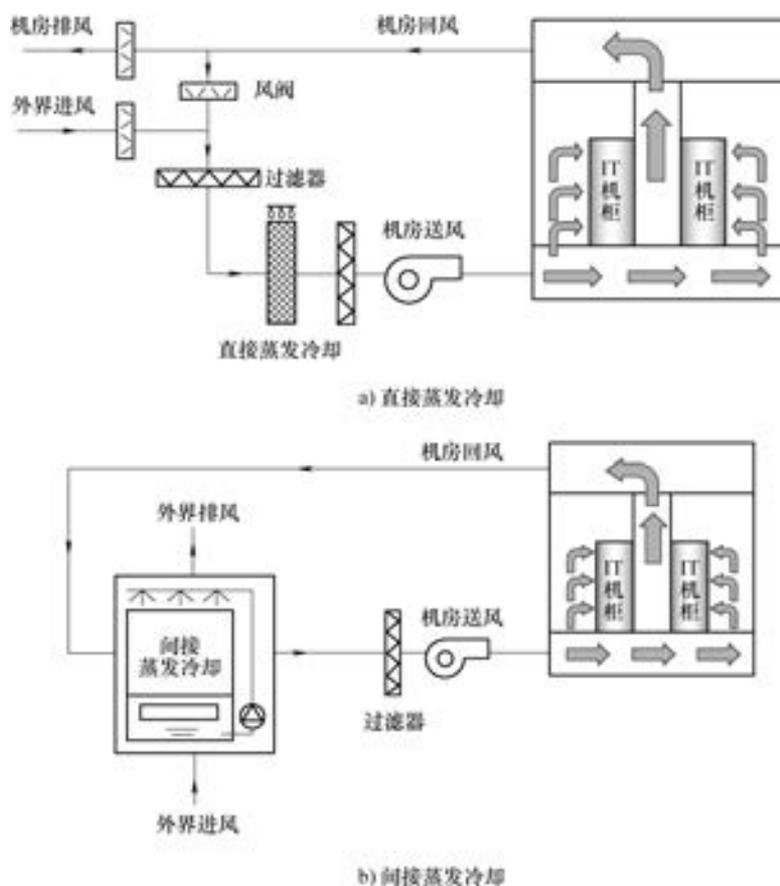


图 3-3 风侧蒸发冷却在数据中心的应用形式

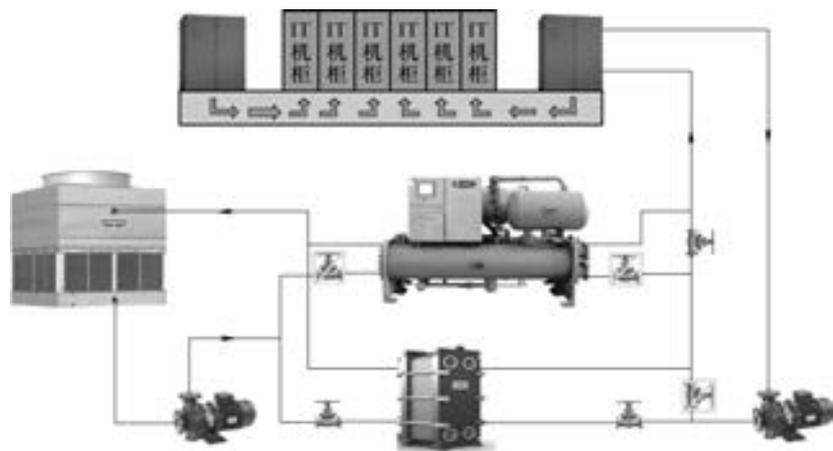


图 3-4 水侧蒸发冷却开式冷却塔在数据中心的应用形式

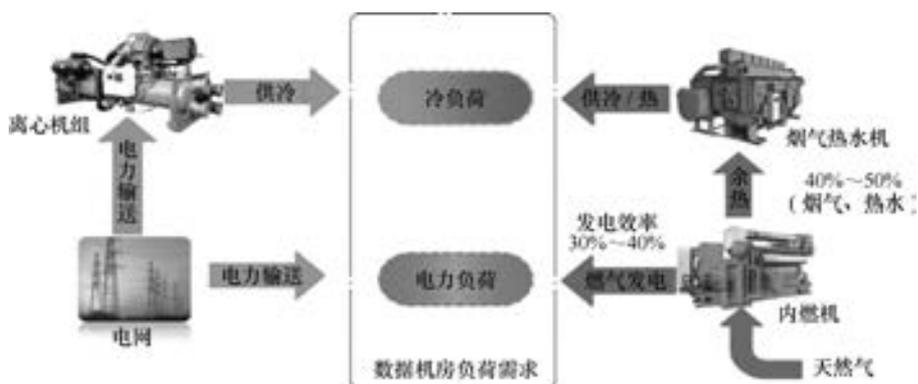


图 3-5 分布式能源系统流程图

数据中心采用天然气分布式能源系统，在燃气发电机组可获得 40% 左右的电力，可满足数据中心运行的基本用电负荷，另可使燃气发电机组产生的烟气、热水等余热进入烟气热水型溴化锂吸收式制冷机用于制冷，可以获得与电力相当的冷量，基本可以满足数据中心的冷负荷需求，且常年系统运行稳定，系统匹配可以达到最佳效果，系统的能源综合利用率高达 80% 以上。相比电制冷机组，在制冷量相同的情况下，烟气热水型溴化锂吸收式制冷机组的耗电量非常微小，只有为溴化锂溶液提供循环动力的屏蔽泵耗电，且此电力可以忽略不计。这样可以大幅减少制冷设备的耗电量，从而可以大幅缩小 PUE 值，基本在 1.5 以下。在必要时采用电网及电制冷机组作为备用系统，可以满足整个数据中心的电负荷及冷负荷需求，可以提高系统设备使用率，就经济性而言也可节省巨大的运行费用。尤其是在峰谷电价差异明显的地区，系统运行时，可简单计算出相应燃气价格下的发电成本，在发电成本低于市网电价时选择采用分布式能源系统发电，自发自用，用燃气发电机的余热驱动溴化锂机组制冷，用于机房降温；在发电成本高于市网电价时采用市电供电，电网驱动电制冷机组制冷，系统节能性和经济性效果将更加明显。

针对具有峰谷电价差异的地区运行模式如下：

- 1) 峰电时，采用燃气发电机组供电，节省运行费用，同时采用烟气热水型溴化锂冷水机组利用发电机组余热制冷，进一步降低运行费用。
- 2) 谷电时，利用市电为系统供电，同时驱动离心式/螺杆式冷水机组为系统供冷，节省运行费用。

2. 发电机组形式的选择

在天然气分布式能源系统中，常见的发电机组主要有四种形式，即燃气轮机、微型燃气轮机、燃气内燃发电机组和柴油发电机组。其中，燃气内燃发电机组适合作为数据中心发电机组。

燃气内燃发电机组（图 3-6）是一种以天然气、沼气等可燃气体为能源，使其在气缸内燃烧，将化学能转化为机械能，通过曲轴输出并驱动发电机发电的设备。燃气内燃发电机组单机发电功率一般为 35~9500kW；发电效率较高，一般在 40% 以上；体积小，安装灵活方便；充分利用了天然气或沼气等燃料，排放污染低，经济性高。

燃气内燃发电机组在产生电力的同时，会产生高温烟气和缸套水两种余热，可以驱动烟

气热水型溴化锂机组进行制冷，产生的冷量与发电量相当，电冷比约为 1.0，非常符合数据中心的电冷用能需求。燃气发电机组启动迅速，运转稳定可靠，配套烟气热水型溴化锂机组，可同时满足数据中心的电冷需求，并可以大幅提高能源的综合利用率，满足了数据中心的节能需求。目前，先进节能的数据中心均配置燃气内燃发电机组和烟气热水型溴化锂机组。

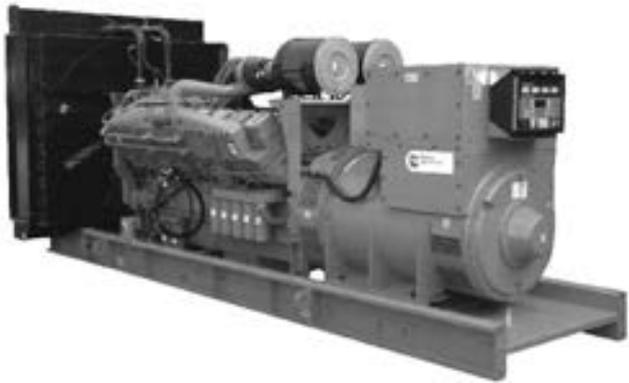


图 3-6 燃气内燃发电机组

配置燃气内燃发电机组与烟气热水型溴化锂机组时，为避免燃气内燃发电机组之间排烟相互干扰、缸套水进回水温度不同及流量分配不均匀等问题，按照燃气内燃发电机组与烟气热水型溴化锂机组一对一配置。这样，整个系统运行简单可靠，控制方便，有利于保障数据中心的正常工作。

3. 天然气分布式能源系统在数据中心的应用案例

某数据中心位于江苏省南京市某创意产业园，建筑面积 2.5 万 m^2 ，可承载 3000 个服务器机架和 6 万台服务器，是华东地区单体规模最大的云计算中心，如图 3-7 所示。该数据中心按照国际 T4 标准建设，满足国内 5 星级数据中心标准，建筑物抗震等级为 9 级，楼板承重为 2.5 t/m^2 ，电力接入来自不同的变电站，配电系统全程采用 2N 架构，配置全容量、高标准的 UPS、发电机机组、不间断冷源系统，完全满足最高等级的使用需求。



图 3-7 南京某数据中心

该数据中心配置天然气分布式能源系统为机房提供稳定的电、冷能源服务，系统共配置 3 台燃气内燃发电机组，3 台烟气热水型溴化锂吸收式冷水机组及冷却塔、水泵。另外配置离心式冷水机组作为冷量补充系统。数据中心正常运行时，优先利用燃气内燃发电机发出的电力和烟气热水型溴化锂吸收式制冷机制出的冷量。满负荷运行时，3 台烟气热水型溴化锂机组的制冷量不足，还需要开启 1 台离心式制冷机才能满足整个数据中心的冷量需求。当燃气内燃发电机停机检修时，数据中心由国家电网供电，冷量由离心式制冷机提供。

该数据中心天然气分布式能源站自投入运营以来,运行效果良好。燃气内燃发电机组采用并网上网模式,发电机组一直处于满负荷运转状态,优先满足数据中心的电力需求,多余的电力可以卖给国家电网,并且该数据中心申请到了非常优惠的燃气价格,仅发电就可以取得较好的经济效益,配套的烟气热水型溴化锂机组制冷还会额外产生经济效益,整个数据中心天然气分布式能源系统产生的经济效益十分可观。

该数据中心分布式能源系统的能源综合利用率达80%以上,大大降低了能源消耗,并且整个系统采取了严格的脱硝降噪措施,对数据中心周围居民的生产生活不造成影响,且排放烟气中的 NO_x 排放量在 $50\text{mg}/\text{m}^3$ 以下,达到了非常严格的环保标准,无灰渣排放,可有效减轻环境负担,并减少雾霾的发生,取得了良好的环保效益。

3.2 制冷设备原理及性能

3.2.1 压缩式制冷设备

制冷压缩机^[2-4]是制冷系统中最主要的设备,是决定制冷系统性能优劣的关键部件,对系统的运行效率、噪声、振动、维护和使用寿命等有着直接影响,相当于制冷系统中的“心脏”,常被称为制冷系统中的“主机”,而蒸发器、冷凝器、膨胀阀、储液罐等设备则被称为“辅机”。制冷压缩机的作用:从蒸发器中抽吸制冷剂蒸汽,提高制冷剂压力和温度后将其排向冷凝器,并提供制冷剂在制冷循环中的流动动力。压缩机的种类繁多,总的来说可以分为两大类:容积型和离心型。容积型压缩机是靠工作腔容积的改变来实现吸气、压缩和排气过程的(如活塞式压缩机和螺杆式压缩机);离心型压缩机是靠高速旋转的叶轮对蒸汽做功,从而提升压力,并完成输送蒸汽的任务的(如离心式压缩机)。

1. 离心式压缩机

离心式压缩机^[1]是依靠动能的变化来提高气体的压力,它由转子与定子等组成。转子是指离心式压缩机的主轴(工作轮),它用来传递动能;定子包括扩压器、弯道、回流器、蜗壳等,它们是用来改变气流的运动方向及把动能转变为压力能的部件。汽轮机或者电动机带动压缩机主轴叶轮转动时,叶片带动气体运动,把功传递给气体,使气体获得动能,在离心力的作用下,气体被甩到工作轮后面的扩压器中。气体因离心作用增加了压力,同时经扩压器逐渐降低速度,动能转变成静压能,进一步增加压力。如果一个工作叶轮得到的压力不够,可通过使多级叶轮串联工作的方法来达到对出口压力的要求,级间的串联通过弯通、回流器来实现。

空调用离心式制冷机组一般在制取 $4\sim 9^\circ\text{C}$ 的冷冻水时,采用单级离心式制冷压缩机。单级封闭式离心制冷压缩机主要由叶轮、增速齿轮、电动机、油泵和导叶构成。电动机放置在封闭壳体中,电动机定子和转子的线圈都用制冷剂直接喷液冷却。进口导叶的作用是对离心式制冷机组的制冷量进行连续控制。导叶的旋转会改变气体进入叶轮的入角,从而减少叶轮做功。齿轮采用螺旋齿轮(斜齿轮),在增速箱上部设置有油槽。

压缩机的强制润滑油系统在停机时为防止油温下降而溶解制冷剂,用电加热使油温保持在一定温度。润滑油自油泵经调压阀、油冷却器和过滤器,送至各轴承和增速齿轮进行强制循环。系统外部接有真空压力表,方便检测。

单级离心式压缩机（图 3-8）的工作原理是依靠高速旋转的叶轮对气体做功，以提高气体的压力，叶轮进口处形成低压，气体由吸气管不断吸入，蜗壳处形成高压，最后引出压缩机外，完成吸气、压缩、排气过程。

离心式制冷压缩机是离心式制冷机组的关键部件。根据制冷装置所需的低温要求，可以确定所需的冷凝温度和蒸发温度，从而得出所需的能量。当压缩机叶轮吸入无预旋的情况下，一级叶轮的叶轮能量头和叶轮圆周速度有关。随着圆周速度的增大，叶轮通道的气流速度也增大，某些局部可能出现声速或超声速。在这种情况下，由于冲击波的影响，气流损失急剧增加，效率下降。一般来说，制冷剂的沸点越低，所能达到的蒸发温度越低。

当单级压缩所产生的最大能量不能满足所需能量时，就应采用多级压缩。多级压缩机组也可以实现降低压缩机的主轴转速、提高压缩机效率等目的。但当压缩机负荷过小时，并不适合使用多级压缩，这会导致能效的浪费并降低压缩机的寿命。图 3-9 所示是一台双级离心式制冷压缩机。

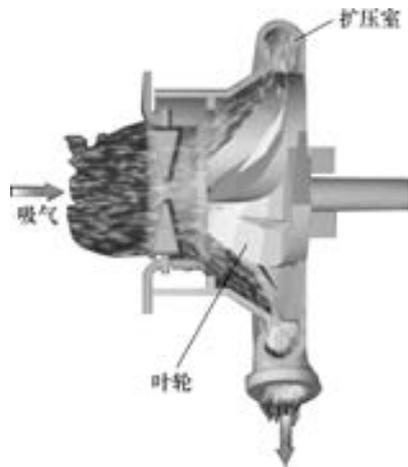


图 3-8 单级离心式制冷压缩机
(彩图见文前)

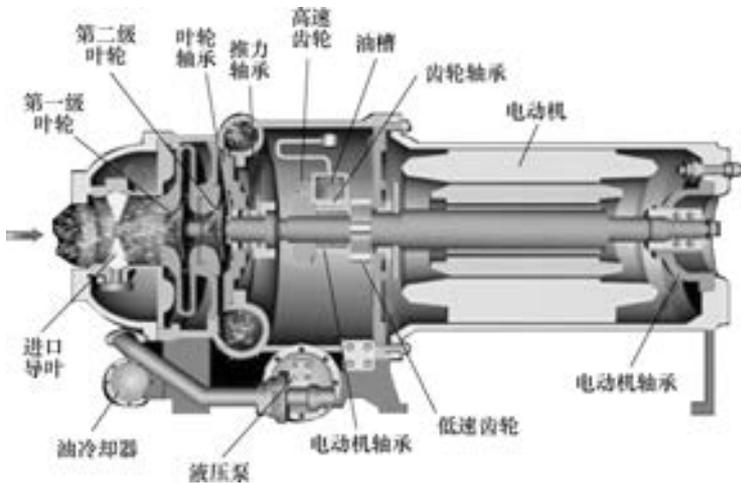


图 3-9 双级离心式制冷压缩机 (彩图见文前)

(1) 离心式压缩机的优点

- 1) 离心式压缩机无往复运动部件、动平衡特性好，振动小，基础要求简单。
- 2) 结构简单，无进排气阀、活塞、气缸等磨损部件，故障少，工作可靠，因此经久耐用，修理运转费用较低。
- 3) 机组的质量和尺寸小，占地面积小。在相同制冷量的情况下（特别是在制冷量大时），离心式压缩机包括增速齿轮箱在内的质量只有活塞式压缩机的 1/8~1/5，价格也相对

便宜。

4) 机组的运行自动化程度高, 制冷量调节范围广, 且可连续无级调节, 经济方便。

5) 易于实现多级压缩和节流, 制冷剂蒸汽在引入压缩机中间级时可得到完全的中间冷却, 并可在各蒸发器中得到几种蒸发温度。

6) 润滑油与制冷剂基本上不接触, 从而提高了冷凝器和蒸发器的换热性能。

(2) 离心式压缩机的缺点

1) 单机容量不能太小, 否则会使气流流道太窄而影响流动效率。

2) 因依靠动能转化成压力能, 速度又受到材料强度等因素的限制, 故单级压缩机的压力比不大, 为了得到较高的压力比需要采用多级压缩机, 同时一般需要增速传动, 对开启式机组还要有轴端密封, 这些均增加了结构上的复杂性和制造上的困难。

3) 当冷凝压力太高或制冷负荷太低时, 机器会发生喘振而不能正常工作。

4) 由于一般离心式压缩机的效率比活塞式压缩机低, 为了保证叶轮有一定的出口宽度, 制冷量不能太小, 否则还会大大降低机器的效率。

2. 高压离心式压缩机

随着我国电力系统的不断发展, 越来越多的中高压设备被应用到了各种大型项目中。因机组的输入电压与供电系统电压一致, 所以可直接接入供电系统, 省去了供配电系统的设备投资。同时, 由于机组的输入电压高、运行电流小、起动电流低, 在供电系统允许的条件下, 10kV 封闭式高压离心式水冷冷水机组可以采用直接起动的方式进行起动。常见的 50Hz 中高压电压等级有 3kV/3.3kV、6kV/3.3kV/6.6kV、10kV/11kV 等。

高压离心式水冷冷水机组^[1]与低压离心式水冷冷水机组的主要区别在电动机上, 其余部分均相同。高压离心式压缩机也分为封闭式和开启式。由于设计不同, 开启式高压离心式水冷冷水机组电动机的堵转电流为其额定电流的 7~8 倍, 而封闭式高压离心式水冷冷水机组电动机的堵转电流仅为其额定电流的 4~5 倍。因此, 如采用同一种起动方式, 封闭式高压离心式水冷冷水机组电动机的起动电流会比开启式高压离心式水冷冷水机组电动机的起动电流小很多。

高压离心式冷水机组的常用起动方式有直接起动、一次侧电抗起动、自耦变压器起动和固态软起动。

(1) 直接起动 直接起动是最简单的起动方式。当电动机起动时, 全电压施加在电动机上, 起动时间很短, 通常只有几秒钟。这种起动方式的特点是非常可靠, 设备维护简单, 因此常用于 10kV 封闭式高压离心式水冷冷水机组的起动。相对于其他降压起动方式, 直接起动的起动电流相对较大, 对电网的容量有一定的要求。但对于封闭式高压离心式水冷冷水机组来说, 由于封闭式电动机本身的堵转电流较开启式电动机要小得多, 因此即使采用了直接起动方式, 其起动电流仍小于或相当于开启式电动机采用降压起动方式时的起动电流。对于使用者来说, 能够采用直接起动方式的应尽量选用这种起动方式, 这不但降低了初投资费用, 而且今后的维护费用也相对较低。

(2) 一次侧电抗起动 对于不能采用直接起动方式的项目, 如对电网压降有较高要求或采用开启式电动机等情况, 可采用一次侧电抗起动的方式。这种起动方式的特点是一组

或多组电抗器。串接的电抗器起限流作用，但同时降低了电动机的起动转矩。当电动机增速至全速后，旁路接触器将电抗器旁通。一次侧电抗起动柜一般具有 50%、65% 和 80% 的抽头来满足不同负荷的需要。由于需要通过两个接触器来执行，其电路要比直接起动方式的复杂，常被用于 3~6kV 封闭式高压离心式冷水机组的起动或 10kV 开启式高压离心式冷水机组的起动。

(3) 自耦变压器起动 对于采用一次侧电抗起动仍不能满足起动要求的项目，可采用自耦变压器起动的方式。这种起动方式的特点是有了一组或多组自耦变压器，自耦变压器可降低加在电动机上的电压。自耦变压器起动柜一般具有 50%、65% 和 80% 的抽头来满足不同负荷的需要。由于需要通过三个接触器来执行，其电路要比一次侧电抗起动方式复杂，常被用于 3~10kV 开启式高压离心式冷水机组的起动。

(4) 固态软起动 随着电子技术的不断成熟，高压固态软起动逐渐被应用在高压离心式水冷冷水机组中。这种起动方式的特点是采用晶闸管交流调压器，通过改变晶闸管的触发角来调节输出电压。它的输出是一个平滑的升压过程，具有限流功能，限流值高时，加速时间短；限流值低时，则加速时间长。这种起动方式没有切换过程，不存在电流或转矩的冲击。在实际应用中，负荷增加，加速时间就会变长；负荷减小，加速时间就会缩短。

3. 磁悬浮变频离心式压缩机

在传统的离心式压缩机中，机械轴承是必需的部件，并且需要有润滑油及润滑油循环系统来保证机械轴承的工作。磁悬浮轴承是利用磁力作用将转子悬浮于空中，使转子与定子之间没有机械接触。与传统的轴承相比，磁悬浮轴承不存在机械接触，转子可以以很高的转速运行，具有机械磨损小、噪声小、寿命长、无须润滑、无油污染等优点，特别适用于高速场合。

磁悬浮压缩机（图 3-10）大致可分为压缩部分、电动机部分、磁悬浮轴承及控制器、变频控制部分。其中压缩部分由两级离心叶轮和进口导叶组成，两级叶轮中间预留补气口，可实现中间补气的两级压缩。

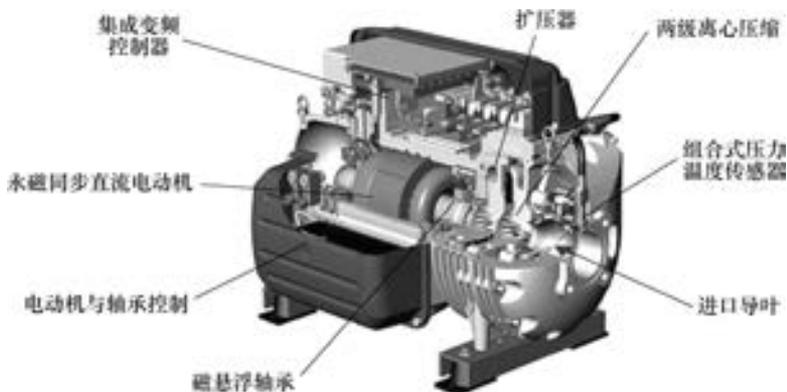


图 3-10 磁悬浮离心式冷水机组压缩机原理图（彩图见文前）

磁悬浮变频离心式压缩机的核心部件是数字控制的磁悬浮轴承系统，如图 3-11 所示，磁悬浮轴承包括 2 组径向轴承和 1 组轴向轴承，其中径向轴承使转轴和离心叶轮保持悬浮状态，而轴向轴承则用于平衡转轴和叶轮的轴向位移。在任何时候，数字控制的磁轴承系统都

可确保转轴和叶轮与周围的机械结构不会发生直接接触。

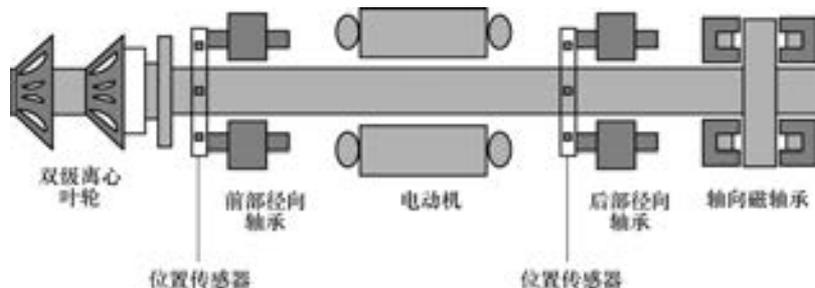


图 3-11 磁悬浮制冷压缩机磁悬浮系统示意图

磁悬浮技术的优势^[1]如下：

1) 变频驱动的高效磁悬浮无油离心式压缩机：无油润滑磁悬浮轴承，无任何接触，无须润滑油系统，无换热器油膜热阻，可提高蒸发、冷凝换热效率，提升机组运行效率，增加机组可靠性，保养简单方便。

2) 内置变频器，使压缩机可在部分负荷下实现变速运行，从而实现部分负荷时高效运行，降低了运行费用；自带软起动功能，降低了机组起动电流，减少了对电网的冲击。

3) 永磁同步电动机采用液态制冷剂喷淋冷却，运行效率高。

4) 磁悬浮离心压缩机的质量只有同规格螺杆式压缩机的 1/5。

5) 转速调节范围为 2000~48000r/min。

6) 无喘振问题。

7) 超低噪声及振动。磁悬浮压缩机主轴高速运转，其与轴承不发生机械接触，故机组无论是处于部分负荷还是满负荷状态下，机组噪声及振动都非常低。

8) 压缩机转子和叶轮在运行时悬浮在磁性系统中，安装在磁性轴承上的传感器不断地把实时情况反馈给轴承控制系统，适时调整轴承，确保转子实时精确定位并保持在中心位置，使其始终运行在最佳状态下，实现无油运行。

9) 无油润滑磁悬浮轴承使压缩机运行安静、可靠，无油运行消除了复杂的油路系统，减少了运行问题，降低了维护费用，提高了机组的可靠性和经济性。

4. 螺杆式压缩机

螺杆式压缩机是依靠容积的改变来压缩气体的，它主要由两个啮合的转子（螺杆）、吸排气端座、平衡活塞、能量调节机构、轴承、联轴器、壳体等部件组成。其中两个啮合的转子是核心部件，也称阴阳转子，具有凸形齿的转子叫阳转子，具有凹形齿的转子叫阴转子。转子齿形均沿螺杆轴向成螺旋形。当两个转子反向回转时，像一对螺旋齿轮一样互相啮合，使两螺杆形成的齿空间随螺杆回转，沿轴向产生容积和位移的变化，将气体制冷剂从一端吸入，经过压缩机后再从另一端排出而完成压缩过程。整个工作过程可分为吸气、压缩和排气三个阶段。

阴阳转子各有一个基元容积共同组成一对基元容积，当该基元容积与吸入口相通时，气体经吸入口进入该基元容积对。由于螺杆回转，使得齿间基元容积不断扩大，自蒸发器来的制冷剂气体由入口不断地被吸入，这一过程称为吸气过程。随着螺杆继续转动，齿间基元容

积达到最大值，并超过吸入孔口位置，与吸入孔口断开，吸气过程结束，压缩过程开始。之后螺杆继续回转，两个孤立的齿间基元容积相互联通，随着两转子的相互啮合，基元容积不断缩小，气体受到压缩，直到基元容积与排气孔口相通的一瞬间为止，完成压缩过程，排气过程开始。基元容积对内被压缩的气体通过排气口逐渐进入排气管道，直至两个齿完全啮合、基元容积对的容积为零为止，完成排气过程。

一对转子可以组成多个基元容积对，彼此由空间封闭的啮合接触线隔开。每一对基元容积内的压力不同，各自完成自己的吸气、压缩和排气过程，如此往复循环。由于螺杆压缩机的转速较高，其工作过程可近似为连续的工作过程。

螺杆式压缩机就气体压缩的原理而言，属于容积型压缩机，但其运动形式与离心式压缩机类似，转子做高速旋转运动。

(1) 螺杆式压缩机的优点

- 1) 单位制冷量的体积小、质量小、占地面积小、输气脉动小。
- 2) 没有吸、排气阀和活塞环等易损部件，结构简单，运行可靠，使用寿命长。
- 3) 因向气缸中喷油，可起到冷却、密封和润滑作用，故排气温度低（不高于 90℃）
- 4) 没有往复运动部件，不存在不平衡质量惯性力和力矩，对基础要求低，可提高转速。

5) 输气量几乎不受排气压力的影响。

6) 对湿行程不敏感，易于操作管理。

7) 没有余隙容积，也不存在吸气阀片及弹簧等的阻力，容积效率较高。

8) 输气量调节范围广，小流量时也不会出现喘振现象。

(2) 螺杆式压缩机的缺点

1) 需要油泵供油，油路系统复杂。

2) 内压比固定，存在压缩不足或过度压缩的可能性。

3) 转子加工精度要求高，加工难度大。

5. 活塞式压缩机

活塞式压缩机又称往复式压缩机，由气缸体和曲轴箱体组成。气缸体中装有活塞，曲轴箱中装有曲轴，通过连杆连接曲轴和活塞，在气缸顶部装有吸气阀和排气阀，分别通过吸气腔和排气腔与吸气管和排气管相连。原动机带动曲轴旋转，通过连杆传动带动活塞在气缸内做上下往复运动，完成吸气、压缩和排气等过程。

活塞式压缩机的工作循环可分为四个过程，分别是吸气过程、压缩过程、排气过程和膨胀过程。活塞向下移动，气缸内气体的压力降低，其与吸气腔内气体的压力差推开吸气阀，吸气腔内的气体进入气缸，直至活塞运动到下止点时吸气过程结束。活塞在曲轴-连杆机构的带动下开始向上移动，此时吸气阀关闭，气缸工作容积逐渐减小，气缸内的气体被压缩，温度和压力逐渐升高，当活塞向上移动到一定位置时，排气阀打开，压缩过程结束，排气过程开始。活塞继续向上运动，气缸内气体的压力不再升高，气体不断通过排气阀进入排气腔经排气管流出，直到活塞运动至上止点时排气过程结束。当活塞运动到上止点时，由于压缩机的结构及制造工艺等原因，气缸中仍有一些空间，该空间的容积被称为余隙容积。排气过程结束时，余隙容积中的气体为高压气体，此时活塞向下移动，排气阀关闭，吸气腔内的低压气体不能立即进入气缸，此时余隙容积中高压气体由于膨胀压力而逐渐下降，直至其压力

低于吸气腔内气体的压力时，吸气阀打开，直到即将进行吸气过程为止，该过程称为膨胀过程。

(1) 活塞式压缩机的优点

- 1) 热效率较高，单位制冷量耗电量较少，特别是在偏离设计工况运行时更为明显。
- 2) 系统装置简单，对材料要求低，多为普通钢铁材料，加工比较容易，造价低廉。
- 3) 能适应较广的压力范围和制冷量要求，技术上较为成熟，生产使用上积累了大量丰富的经验。

(2) 活塞式压缩机的缺点

- 1) 转速受到限制，单机输气量大时，机器十分笨重，且电动机体积也相应增大。
- 2) 含有吸排气阀、活塞等活动部件，易损件较多，维修工作量大。
- 3) 机组运行时振动较大。
- 4) 受工作模式的限制，输气不连续，气体压力存在波动。

6. 涡旋式压缩机

涡旋式压缩机是由两个具有双函数方程型线的动、静涡盘相互咬合而成的。在吸气、压缩、排气的工作过程中，静盘固定在机架上，动盘由偏心轴驱动并由防自转机构制约，围绕静盘基圆中心，做半径很小的平面转动。气体通过空气滤芯吸入静盘的外围，随着偏心轴的旋转，气体在动、静盘啮合所组成的若干个月牙形压缩腔内被逐步压缩，然后由静盘中心部件的轴向孔连续排出。

(1) 涡旋式压缩机的优点

- 1) 容积效率高。因为涡旋式压缩机没有吸气阀，也无余隙容积，所以吸入的气体能够被完全排出。一般来说，涡旋式压缩机的容积效率可以达到90%~98%。
- 2) 工作平稳。涡旋式压缩机工作时，数个不同相位的工作循环在同时进行，前一个工作循环的波峰与后一个工作循环的波谷相叠合，所以总的负载变化很小，压缩机工作非常平稳。
- 3) 噪声低，振动小。压缩机的噪声主要来源于吸、排气阀的机械撞击和气流脉动。涡旋式压缩机不像往复式压缩机，它没有吸气阀，所以消除了由吸气阀引起的噪声。
- 4) 零部件少，可靠性高。涡旋式压缩机的关键零部件数量仅为传统活塞式压缩机的10%左右。涡旋结构与性能卓越的材料使压缩机最高工作转速达到了10000r/min，而主要部件涡旋盘的相对运动速度只有0.4~0.8m/s，磨损很少，可靠性大为提高。

(2) 涡旋式压缩机的缺点

- 1) 精度要求高，几何公差都在微米级。
- 2) 无排气阀，变工况性能欠佳。
- 3) 工作腔不易实施外部冷却，压缩过程中的热量难以排出，因此只能够压缩绝热指数小的气体或者进行内冷却。
- 4) 大排量涡旋式压缩机难以实现。受齿高限制，排量大，则直径大，不平衡旋转质量随之增大，结构将极不紧凑且质量会增加。

3.2.2 换热设备及辅助设备的原理与性能

在制冷系统中除了需要压缩机以外，还需要换热设备及其他辅助设备^[2]，它们包括冷

凝器、蒸发器、膨胀阀和冷却塔等。

1. 冷凝器

冷凝器的作用是使制冷压缩机排出的过热蒸汽冷却、冷凝为高压液体。按其冷却方式，可以分为空气冷却式、水冷式和蒸发式。

数据中心中，空气冷却式冷凝器通常为空气强制对流型翅片管式冷凝器，它由一组或几组蛇形管组成，管外套有翅片，制冷剂在管内凝结，空气在轴流风机的作用下横向流过翅片管，带走制冷剂放出的热量。

在水冷式冷凝器中，制冷剂放出的热量由冷却水带走，包括壳管式、套管式、波纹板式等几种形式。其中壳管式一般为卧式壳管式，适用于大中小型氟利昂制冷装置；套管式一般适用于小型氟利昂制冷装置（制冷量小于40kW）；波纹板式广泛适用于模块式冷水机组。与空气冷却式冷凝器相比，水冷式冷凝器结构紧凑，传热系数高。

蒸发式冷凝器利用水的蒸发吸收热量，使管内的制冷剂蒸汽凝结。一般适用于中型氟利昂制冷装置。

2. 蒸发器

蒸发器在制冷系统中和冷凝器同等重要，制冷剂液体在蒸发器中以一定的压力和温度汽化吸收被冷却介质的热量，从而降低被冷却介质的温度以达到制冷的目的。为了使蒸发器效率高、体积小，蒸发器应具有高的传热系数。制冷剂离开蒸发器时不允许有液滴，以防止压缩机出现液击现象。在实际系统中，有时在蒸发器出口处安装气液分离器，以进一步保护压缩机。根据冷却介质的特性，蒸发器可分为冷却液体载冷剂的蒸发器和冷却空气的蒸发器。

冷却液体载冷剂的蒸发器可进一步分为沉浸式和干式蒸发器以及满液式蒸发器。其中沉浸式和干式蒸发器中，制冷剂在管内完成蒸发过程，吸热而使管外壳程的载冷剂降温；满液式蒸发器与此相反，载冷剂在管内流动，制冷剂在管外壳程完成蒸发，吸走管内载冷剂的热量而使其降温。这类蒸发器均广泛应用于大中型制冷机组。

冷却空气的蒸发器在数据中心的应用也十分广泛，通常为强制对流式空气冷却器，一般为蛇形管式空气冷却器。其在精密空调中应用较多，管内为氟利昂制冷剂，蒸发管外空气为强制对流，管内制冷剂蒸发吸走管外空气的热量，从而降低空气的温度。

3. 膨胀阀

膨胀阀是目前制冷系统中使用最为广泛的节流机构，它位于冷凝器（储液器）与蒸发器之间，阀的感温包安装在蒸发器制冷剂的出口处。膨胀阀根据其工作原理不同，可分为热力膨胀阀、电子膨胀阀、热电膨胀阀和双向热力膨胀阀等。膨胀阀在制冷系统中的作用主要体现在以下三个方面：

(1) 节流降压 制冷剂液体在膨胀阀中经历的是一个等焓膨胀的过程，使高压常温制冷剂液体变成低压低温制冷剂湿蒸汽，其中制冷剂蒸汽量约占制冷剂总量的10%~30%，并进入蒸发器蒸发，实现向外界吸热的目的。

(2) 控制流量 膨胀阀可通过感温包感受蒸发器出口处制冷剂的过热状态，通过监测过热度的变化来控制阀的开度，调节进入蒸发器的制冷剂流量，以适应蒸发器冷负荷的变化。

(3) 控制过热度 控制蒸发器出口处制冷剂的过热度，保证蒸发器传热面积得到充分

利用，同时防止压缩机出现液击现象。

4. 冷却塔

冷却塔的作用原理是使水、空气上下对流，在对流过程中，部分水汽化吸热和汽水对流换热使循环水冷却。冷却塔主要由塔体、风机、布水器、淋水装置等组成，按功能可分为闭式冷却塔和开式冷却塔。

闭式冷却塔也称为蒸发式冷却塔，它采用间接蒸发冷却技术。其间接蒸发冷却与换热器的结合，导致水汽边界层发生传热传质，并利用水的蒸发带走热量，通过非接触式换热器传递给被冷却介质。由于闭式冷却塔中空气或水不与被冷却介质直接接触，保证了运行水质的安全，洁净的循环水路保证了机组运行效率可保持在较高的水平，系统维护量少，使用寿命长。在冬季室外温度较低的情况下，需要在被冷却水中加入防冻剂，以防止系统结冰。

开式冷却塔通过空气与冷却水直接接触，通过接触传热和蒸散发热把水中的热量传递给空气。由塔内风机带动空气流动，将与水换热后的热气流带出，从而达到冷却的目的。由于冷却水与空气直接接触，空气中的污染物易进入冷却水系统中而污染水质。同时随着冷却水的不断蒸发消耗，水中盐分浓度逐渐增大，水中微生物繁殖增多，水质恶化。通常为了维持水质干净，可采用化学药剂法、物理水处理法或排水法保证水的质量。开式冷却塔的系统维护较为频繁。此外，在冬季室外气温极低的情况下，开式冷却塔应采取相应的措施防止结冰。

3.2.3 溴化锂机组的原理与性能

溴化锂机组以热能为动力，与利用电能作为动力的压缩式制冷机相比，可以明显降低电耗。ASHRAE 提出的对吸收式制冷用于热回收系统的应用导则中指出：用任一过程或热机循环中回收的热量驱动吸收式制冷机组，比直接用初始燃料驱动吸收式制冷机组有着明显的经济效益。所以，目前溴化锂机组主要应用在分布式能源中^[5]。

数据中心冷、电需求较大，总负荷具有一定的峰谷差，适合采用溴化锂机组制冷的分布式能源综合供应系统进行冷、电联合供应，这样既能达到节能减排的效果，又能减轻电网压力^[6]。

1. 溴化锂机组的原理及分类

与压缩式制冷机不同，吸收式制冷机的工质除了制冷剂外，还要有吸收剂。制冷剂用来产生冷效应，吸收剂用来吸收产生冷效应后的制冷剂蒸汽，以实现制冷剂“热化学”压缩过程。制冷剂和吸收剂组成工质对。

溴化锂机组采用水作为制冷剂，溴化锂溶液作为吸收剂，利用水在高温真空下蒸发吸热达到制冷的目的。图 3-12 所示为溴化锂机组基本原理图。

溴化锂吸收式制冷装置由发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器、溶液换热器及溶液泵等设备组成。其工作流程为在发生器中，利用蒸汽（或热水）通过管路对浓度较低的溴化锂溶液进行加热，输入热量为 Q_1 ，由于溶液中水的蒸发温度比溴化锂的蒸发温度低得多，所以稀溶液被加热到一定温度后，溶液中的水首先蒸发为水蒸气，使容器中剩余的溴化锂浓度增加，浓溶液在重力及压差的作用下，经换热器放出热量后，与吸收器中的稀溶液混合，组成中间溶液。发生器中产生的水蒸气进入冷凝器，经冷凝器中的冷却水管，使进入冷凝器的水

蒸气不断冷却，水蒸气放出汽化热 Q_4 而冷凝为液体，成为冷却水，然后通过节流装置降压后，进入蒸发器中不断蒸发。蒸发时通过冷水管的管壁吸收冷冻水回水的热量 Q_2 ，使回水得到冷却，成为空调用的冷冻水送至用户并循环使用。蒸发后的制冷剂水蒸气进入吸收器，被正在喷淋的中间溶液所吸收，重新变为稀溶液，吸收过程中放出的溶解热 Q_3 则由在吸收器管内流动的冷却水带走。利用这个原理，不断进行循环以达到制冷的目的。

溴化锂吸收式制冷机种类繁多，可以按其用途、驱动热源及其利用方式、低温热源、溶液循环流程，以及机组结构和布置等进行分类，见表 3-2^[5]。

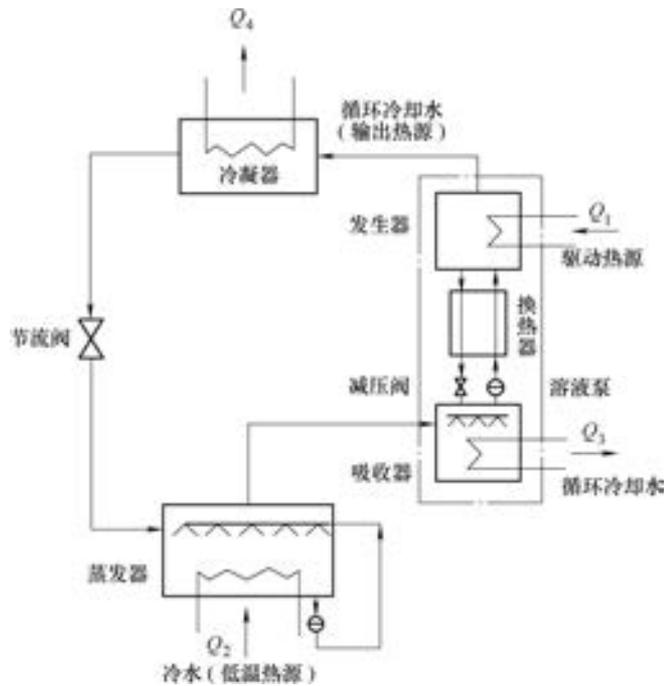


图 3-12 溴化锂机组基本原理图

表 3-2 溴化锂机组的分类

分类方式	机组名称	分类依据
按用途	冷水机组	供应冷水
	冷热水机组	交替或同时供应冷水和热水
	热泵机组	向低温热源吸热，供应热水或蒸汽
按驱动热源	蒸汽型	以蒸汽的潜热为驱动热源
	直燃型	以燃料的燃烧热为驱动热源
	热水型	以热水的显热为驱动热源
	余热型	以工业余热为驱动热源
	复合热源型	以热水与直燃型复合、热水与蒸汽型复合、蒸汽与直燃型复合为驱动热源
按驱动热源的利用方式	单效	驱动热源在机组内被直接利用一次
	双效	驱动热源在机组内被直接和间接地二次利用
	多效	驱动热源在机组内被直接和间接地多次利用
	多级发生	驱动热源在多个压力不同的发生器内依次被直接利用
按低温热源	冷水机组	向低温热源吸热，输出冷水
	第一类热泵	向低温热源吸热，输出热的温度低于驱动热源
	第二类热泵	向驱动热源吸热，向低温热源放热，输出热的温度高于驱动热源

(续)

分类方式	机组名称	分类依据
按溶液循环流程	串联	溶液先进入高压发生器，再进入低压发生器，然后流回吸收器
	倒串联	溶液先进入低压发生器，再进入高压发生器，然后流回吸收器
	并联	溶液同时进入高压发生器和低压发生器，然后流回吸收器
	串并联	溶液同时进入高压发生器和低压发生器，流出高压发生器的溶液再进入低压发生器，然后流回吸收器
按机组结构	单筒	机组的主要换热器布置在一个筒体内
	双筒	机组的主要换热器布置在两个筒体内
	三筒	机组的主要换热器布置在三个筒体内
	多筒	机组的主要换热器布置在多个筒体内
按机组布置	卧式	主要筒体的轴线按水平布置
	立式	主要筒体的轴线按垂直布置

2. 溴化锂机组的性能

(1) 溴化锂机组的性能指标

1) 热力系数。溴化锂机组运行时，所获得的冷量和消耗热量之比，称为热力系数或性能系数，用符号 ζ 表示^[5]。表 3-3 所列为不同类别溴化锂机组热力系数的表达式。

表 3-3 不同类别溴化锂机组热力系数的表达式

机组类别	热力系数的表达式	备注	热力系数范围
单效	$\zeta = \frac{Q_o}{Q_g}$ (3-1)	Q_o ——蒸发器中加入的热量（即制冷量）（kJ/h） Q_g ——发生器中加入的热量（kJ/h）	0.75~0.8 ^[7]
双效	$\zeta = \frac{Q_o}{Q_{g1} + Q_{13}}$ (3-2)	Q_{g1} ——高压发生器中加入的热量（kJ/h） Q_{13} ——凝水换热器中加入的热量（kJ/h）	1~1.4 ^[7]
直燃型	$\zeta = \frac{Q_o}{BH}$ (3-3)	B ——直燃发生器的燃料消耗量（kJ/h） H ——燃料的热值（kJ/h）	≥ 1.1 ^[8]
	$\zeta = \frac{Q_o}{BH - Q_{exh}}$ (3-4)	Q_{exh} ——1kg 燃料燃烧生成物带走的热量（kJ/h）	

注：对于直燃型机组，式（3-3）与式（3-4）的区别为不考虑排出烟气带走的热量，过去两种计算热力系数的方法都可采用，但根据最新国外标准，直燃机组的热力系数主要用式（3-3），即不考虑排出烟气带走的热量来计算^[5]。

2) 热源单耗。对于蒸汽加热的溴化锂机组，常用蒸汽单耗作为经济指标；对于热水加热的溴化锂机组，则用热水单耗；对于直燃机组，则用燃料单耗。热源单耗表示制取单位冷量（1kW）所消耗的驱动热源数量，单位为 $\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 。

$$d = \frac{3600q_{m_g}}{Q_o} \quad (3-5)$$

式中 d ——单位冷量所消耗的驱动热源数量 [$\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$];

q_{m_g} ——发生器中的加热蒸汽量、加热热量或燃料消耗量 (kg/h);

Q_o ——蒸发器中加入的热量（即制冷量）（kJ/h）。

热力系数和热源单耗是比较机组经济性的主要指标。但在比较热源单耗时，应在相同品

位的热源条件下进行。如对于蒸汽型机组，应在加热蒸汽压力相同的条件下进行比较；对于热水型机组，应在热水进水温度相同的条件下进行比较；对于直燃型机组，应在相同燃料热值的条件下进行比较^[5]。表 3-4 所列为蒸汽型溴化锂机组的热源单耗参考值^[9]。

表 3-4 蒸汽型溴化锂机组的热源单耗参考值

名义工况						性能系数	
形式	饱和蒸汽 /MPa	冷水出口温度 /℃	冷水进出口温差 /℃	冷却水进口温度 /℃	冷却水出口温度 /℃	单位制冷量 加热源耗量 /[kg/(kW·h)]	
蒸汽单效型	0.1	7	5	30 (32)	35 (40)	2.35	
蒸汽双效型	0.25	13			35 (38)	1.40	
	0.4	7					1.31
		10					
	0.6	7					1.28
		10					
0.8	7						

注：1. 蒸汽压力是指发生器或高压发生器蒸汽进口管处的压力。

2. 表中括号内的参数值为应用名义工况值。

3) 一次能源利用率。一次能源利用率^[10]是获得的能量与获得该能量所消耗的一次能源的比值。以制冷为目的的一次能源利用率为

$$\text{PER} = \frac{Q_c}{Q_p} \quad (3-6)$$

式中 PER——一次能源利用率；

Q_c 、 Q_p ——系统的制冷量和消耗的一次能源量 (W)。

溴化锂机组消耗的能源有热量和电量，但耗电量和耗热量相比可忽略不计。直燃型机组的一次能源利用率为其热力系数 ζ ，热水型和蒸汽型机组的一次能源利用率为

$$\text{PER} = \frac{Q_c}{Q_p} = \frac{Q_c}{Q_r} \frac{Q_r}{Q_p} = \zeta \eta_b \quad (3-7)$$

式中 Q_r ——溴化锂机组耗热量 (W)；

η_b ——锅炉效率 (%)；

ζ ——溴化锂机组的热力系数。

不同类别溴化锂机组的一次能源利用率见表 3-5。

表 3-5 溴化锂机组的一次能源利用率

机组类别	单效型	双效型	直燃型
一次能源利用率	0.553	1.063	1.25

(2) 溴化锂机组性能的影响因素 溴化锂机组在实际运行时，往往由于气候、负荷和热源参数等外界条件的变化，以及机组本身内部条件的改变等，使制冷机不能在名义设计工况下工作，并引起制冷机的制冷量、热源消耗量和热力系数等性能指标发生变化。不同运行工况条件分为外界条件和内部条件：①外界条件：通常是指冷水出口温度、热源温度（主要以加热蒸汽及热水为热源加以分析）、冷却水进口温度、冷却水与冷水量以及传热管的结

垢情况等；②内部条件：通常是指溴化锂溶液循环量的变化、不凝性气体的存在、冷剂水的污染以及表面活性剂的添加等^[5]。

1) 冷水出口温度的影响。溴化锂机组的制冷量 Q_o (kW) 为

$$Q_o = q_o D = q_o q_{ma} \frac{\xi_r - \xi_a}{\xi_r} \quad (3-8)$$

式中 q_o ——单位制冷量 (kJ/kg)；

D ——冷剂水循环量 (kg/h)；

q_{ma} ——稀溶液流量，即溶液循环量 (kg/h)；

ξ_r ——浓溶液质量分数 (%)；

ξ_a ——稀溶液质量分数 (%)。

式 (3-8) 中单位制冷量 q_o 在蒸发温度 $0 \sim 10^\circ\text{C}$ 范围内的变化数值为 1% 左右，可近似认为不变；制冷量 Q_o 和冷剂水循环量 D 成正比。如果溶液调节阀位置不变， q_{ma} 也不变，则 Q_o 与 $(\xi_r - \xi_a) / \xi_r$ 成正比。冷水温度升高后，由于蒸发温度随冷水出口温度的升高而升高，则蒸发压力上升使吸收器的吸收能力加强，稀溶液的质量分数下降，制冷量增加。冷水出口温度与制冷量的关系如图 3-13 所示。当其他外界条件、内部条件不变时，在一定范围内，冷水出口温度每升高 1°C ，制冷量提高 4%~7%^[5]。冷水出口温度不能超过生产装置的工艺要求，但也不是越低越好，温度过度降低，会使溶液浓度升高，出现结晶的危险；蒸发温度随之降低，制冷量急剧下降，而引起蒸发器液囊冷剂水冻结^[11]。

2) 冷却水进口温度的影响。循环冷却水主要的作用还在于使溶液温度降低，使吸收效果增强，吸收大量的冷剂蒸汽，使制冷量增加。因此在其他条件不变时，机组的制冷量随着冷却水进口温度的降低而提高。冷却水进口温度降低 1°C ，制冷量增加 3% 左右，如图 3-14 所示^[5]。但是，

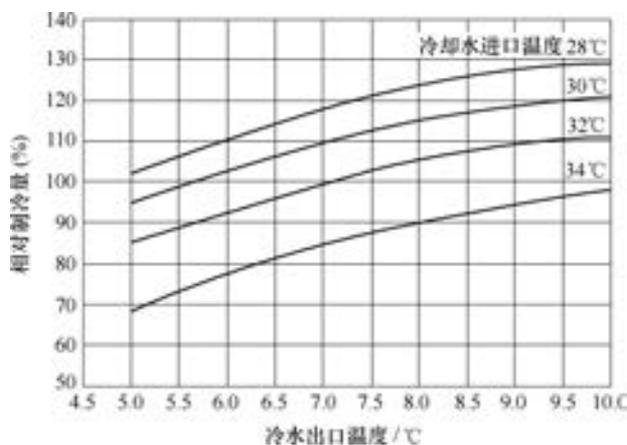


图 3-13 冷水出口温度与制冷量的关系

注：加热蒸汽压力为 0.6MPa (表)，冷水流量为 100%，冷却水流量为 100%，污垢系数为 $0.086\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 。

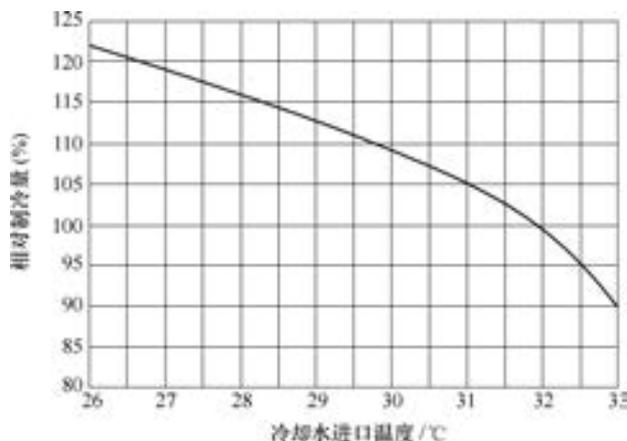


图 3-14 冷却水进口温度与制冷量的关系

注：冷水温度为 $7 \sim 12^\circ\text{C}$ ，冷却水进口温度差为 5.5°C 。

冷却水温度过低，将引起稀溶液浓度过低与浓溶液浓度过高，两者都会增加浓溶液产生结晶的危险。同时还因稀溶液浓度过低，发生器溶液将剧烈沸腾，使溶液液滴极易通过发生器挡板进入冷凝器中，造成冷剂水污染。反之，冷却水进口温度过高，吸收效果将大幅度下降，制冷量降低，严重时将引起结晶的危险，所以也应加以控制^[11]。

3) 冷却水量的影响。冷却水量变化对制冷量的影响，与冷却水进口温度变化对制冷量的影响相似，其变化曲线如图 3-15 所示。我国标准规定实际运行中冷却水量不超过名义值的 120%，不低于设计值的 80%^[5]。

4) 冷水量的影响。当蒸发器冷水温度恒定时，冷水量变化对制冷量的影响，比冷却水量对制冷量的影响要小。图 3-16 所示为冷水进出口温度差与相对制冷量的关系，即冷水量变化与制冷量的关系。当冷水量减少时，冷水进出口温度差增大。若冷水出口温度恒定，冷水进出口平均温度差上升，则会使传热温差增大；蒸发器管内冷水流速下降，致使传热系数下降。

冷水量在一定范围内变化，当温差上升值与传热系数下降值相差不大时，则制冷量变化不大或几乎不变，如图 3-17 所示^[5]。

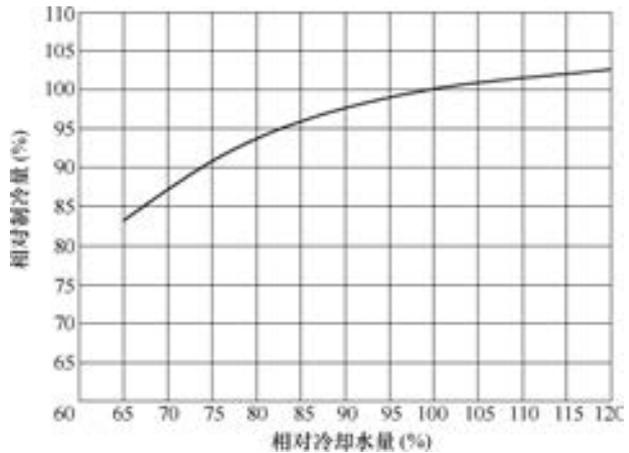


图 3-15 冷却水量与制冷量的关系

注：冷水温度为 7~12℃，冷却水温度为 32℃。

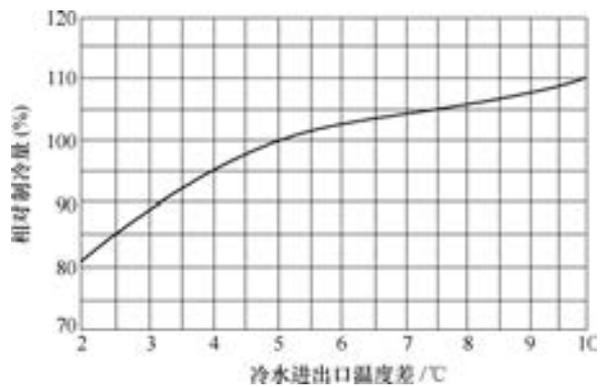


图 3-16 冷水进出口温度差与相对制冷量的关系

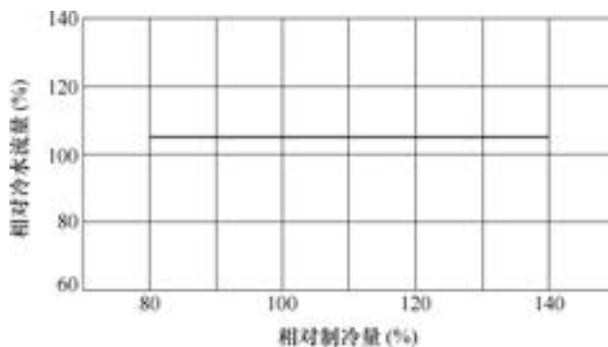


图 3-17 冷水量与制冷量的关系

5) 热源温度的影响。

a. 蒸汽型机组。图 3-18 所示为加热蒸汽压力与制冷量的关系。当外界条件、内部条件不变时，对于单效机组，加热蒸汽压力提高 0.01MPa，制冷量增加 3%~5%；对于双效机组，加热蒸汽压力降低 0.1MPa 时，制冷量降低 9%~11%^[5]。

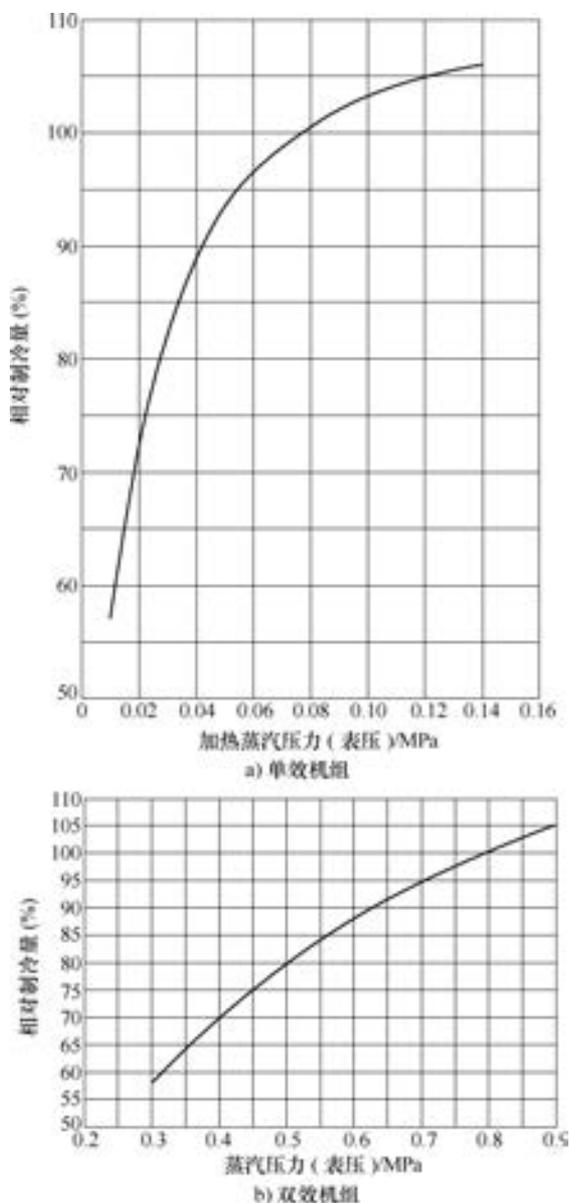


图 3-18 加热蒸汽压力与制冷量的关系

b. 热水型机组。对于热水型溴化锂机组，热源温度对机组性能的影响主要是热水温度对制冷量的影响，其与蒸汽型机组中蒸汽压力对制冷量的影响相同。图 3-19 所示为热水进口温度与性能的关系。由图可知，若其他条件不变，则热水进口温度降低 5℃，制冷量下降

10%~15%^[5]。

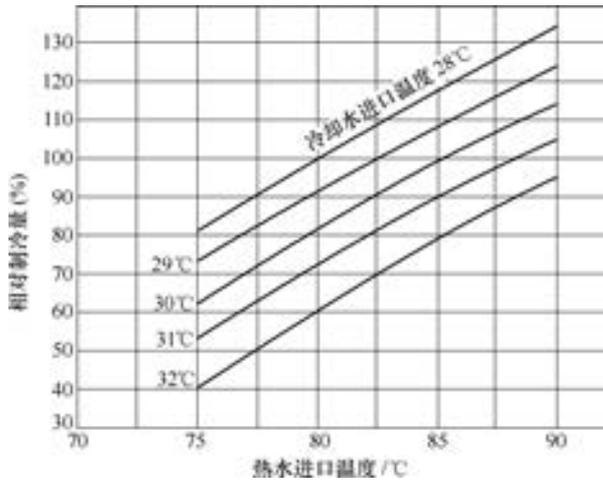


图 3-19 热水进口温度与机组性能的关系

注：冷水进口温度为 13°C，出口温度为 8°C，冷却水流量不变，热水流量不变。

c. 直燃型。直燃型溴化锂机组影响加热量的主要因素是燃料的消耗量与直燃式发生器的热效率。燃料消耗量与制冷量的关系如图 3-20 所示。但是，对于一定型号的直燃式机组，燃料消耗量受燃烧器结构的影响无法增加，因而制冷量增加的幅度就受到了限制^[5]。

6) 污垢系数的影响。溴化锂机组运转一段时间后，会在传热管内壁与外壁逐渐形成一层污垢。污垢的影响常用污垢系数来度量。污垢系数越大，则热阻越大，传热性能越差，机组制冷量下降。表 3-6 所列污垢系数对制冷量的影响^[5]。

7) 不凝性气体的影响。不凝性气体是指在溴化锂机组的工作温度、压力范围内，不会冷凝且不被溶液吸收的气体。其来源主要是泄入的外部空气和机组内溶液腐蚀金属表面所释放的氢气等。这类气体即使数量极微，也将对机组的性能产生很大的影响，会降低机组的制冷量^[12]。

8) 溶液循环量的影响。由式 (3-8) 知，当其他条件一定时，机组的制冷量与溶液循环量成正比。但是，若因调整不当而使溶液循环量过大，则发生器的传热面将不胜负担，产气率降低，放气范围 ($\zeta_r - \zeta_a$) 缩小，单位耗气量增加，热力系数下降，使制冷机的效率及经济性均下降。若溶液循环量调得过小，则结果正好相反，但浓溶液出口浓度

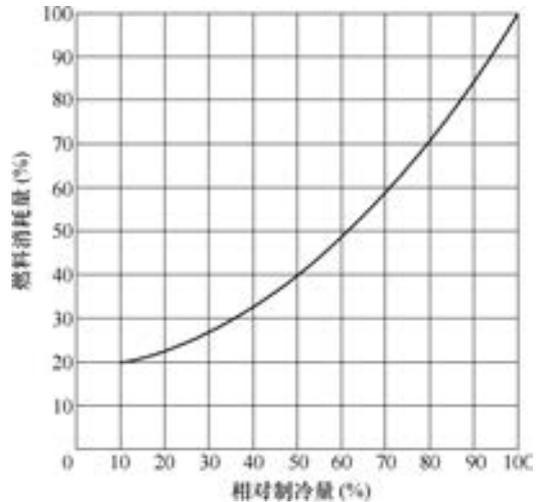


图 3-20 燃料消耗量与制冷量的关系

注：冷水出口温度为 7°C；冷水流量为 100%；

冷却水进口温度（随负荷呈线性变化）：

100% 制冷量 32°C，80% 制冷量 30°C，

60% 制冷量 28°C，40% 制冷量 26°C，

20% 制冷量 24°C；冷却水流量为 100%；

污垢系数为 $0.086\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$ 。

势必增加，易引起结晶的危险。因此，在一定的外界加热条件下，溶液循环量有一最佳值^[12]。

表 3-6 污垢系数对制冷量的影响

污垢系数/($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$)		0.043	0.086	0.172	0.258	0.344
制冷量 (%)	冷却水侧	104	100	92	85	79
	冷水侧	103	100	94	—	—

9) 表面活性剂的影响。为提高传热传质效果，在机组溶液中加入表面活性剂，以提高吸收能力。在机组运行过程中，表面活性剂能够使溶液的表面张力降低，溶液与水蒸气的结合力增强，对于同一传热面积而言，单位时间汽液接触面积增加，意味着吸收速率提高，即提高了吸收效果。同时，还可以使冷凝器传热管表面冷剂水蒸气由膜状凝结变为珠状凝结，提高了放热系数，从而改善了冷凝效果，提高了制冷量^[11]。常用的表面活性剂是异辛醇，即 2-乙基己醇 $[\text{CH}_3(\text{CH}_2)\text{CHCH}_2\text{H}_5\text{CH}_2\text{OH}]$ 或正辛醇 $[\text{CH}_3(\text{CH}_2)_6(\text{H}_2\text{OH})]$ 。辛醇在常压下是无色有刺激性气味的液体，在溶液中的溶解度很小。试验表明，添加辛醇后制冷量提高了 10%~15%^[5]。

10) 冷剂水污染的影响。由于运转条件变化或机组运转初期溶液浓度过低，加之操作不当等原因，发生器中的溴化锂溶液可能随冷剂水蒸气进入冷凝器和蒸发器中，使冷剂水中含有溴化锂，从而造成冷剂水污染。即使是正常运转的机组，随着运转时间的增加，也会产生冷剂水污染。冷剂水污染会使制冷量下降，需要进行再生处理^[11]。

3. 溴化锂机组的安全维护与管理

同其他形式的空调机组一样，在实际的工程实例中，经常碰到溴化锂机组的出力达不到设计参数，并且随运行时间的推移，出力逐年下降的现象。溴化锂机组的设计使用寿命仅为 8~10 年，通常在使用 3 年后，冷量衰减已达到 30% 以上，机组已无法正常满足使用要求^[13]。为了延长机组的使用寿命，必须认真做好其维护管理工作。

(1) 真空管理 溴化锂机组在运行过程中必须保持高真空状态。为了保证溴化锂机组的真空度，在运行过程中，每周开启真空泵对机组抽真空 30min 以上。对调节过的阀门，须涂抹螺纹胶，并安装背帽^[14]。

(2) 冷却水的水质管理 循环冷却水存在的问题是过滤、杀菌灭藻效果不好，使得水中沉积物和污垢过多，冷却水温度过高，影响了冷却效果，造成溴化锂制冷机在运行过程中，其吸收器、冷凝器温度过高，机组运行工况偏离额定数值程度上升^[15]。为了保持冷却水的水质，机组运行前，冷却水系统应进行清洗；长期停机时，应将冷却水全部放尽；传热管内表面最好每年清洗一次。

(3) 冷剂水的水质管理 制冷运行过程中，冷剂水中会混入溴化锂溶液而被污染，污染严重时机组的性能将大幅度降低，甚至无法正常运行。若冷剂水的密度大于 $1.02\text{g}/\text{cm}^3$ ，则应进行再生。再生方法：在冷剂泵运转时，打开冷剂水旁通阀，把蒸发器中被污染的冷剂水旁通到吸收器中，进行蒸发分离。冷剂水被污染的主要原因有溶液循环量过大，发生器液位过高；机组起动初期，蒸汽压力升高得太快，发生器沸腾过于剧烈，将溴化锂溶液带入冷凝器中；冷却水温度太低。应尽快找出冷剂水被污染的原因，并予以解决^[14]。

(4) 溴化锂溶液的管理 溴化锂溶液的质量直接影响机组的制冷能力。溴化锂溶液的

浓度越高,吸收性能越好,但浓度高时容易结晶。因而溶液的浓度必须与循环量等相协调,才能使机组以最佳工况运行。

溴化锂溶液的 pH 值和缓蚀剂的选择是机组防腐蚀的关键,因为腐蚀产生的杂质吸附在换热管表面后会影晌换热效果;会堵塞喷嘴、喷淋板孔,从而直接影响喷淋效果;会堵塞管路和屏蔽泵滤网,影响溶液循环量;杂质进入屏蔽泵,会影响屏蔽泵的转动和溶液的流动等。这些后果直接影响溴化锂机组的制冷性能^[16]。

(5) 传热管管理 蒸发器中的冷剂水断水后,若制冷机继续运转,则会使积存在蒸发器传热管内的冷剂水温度不断下降,直至结冰导致管子冻裂。为防止这种现象发生,应加强运维管理,经常观察各有关运转参数的变化情况,一旦出现不正常征兆,须立即关闭供热^[17]。其他有关溴化锂机组的安全问题详见《溴化锂吸收式冷(温)水机组安全要求》^[18]。

4. 溴化锂机组在数据中心的应用

大型数据中心的机房不仅需要消耗大量的电,还需要常年供冷以满足设备运行的要求。根据能源“梯级利用”的原则,采用分布式能源方式,溴化锂机组利用发电的余热制冷,提高了数据中心供能的可靠性,达到了节能减排的效果。

现以某数据中心为例,该数据中心有 2000 个机柜,单机柜功率为 5kW,采用三种方案比较分析分布式能源中溴化锂机组制冷的性能参数。

方案一:采用溴化锂吸收式制冷系统,数据中心冷水出口温度 $t_{cw2} = 12^{\circ}\text{C}$,冷却水进口温度 $t_{w1} = 32^{\circ}\text{C}$,发生器热源的饱和蒸汽温度 $t_h = 119.6^{\circ}\text{C}$ 。

方案二:采用溴化锂吸收式制冷系统,数据中心冷水出口温度 $t'_{cw2} = 7^{\circ}\text{C}$,冷却水进口温度 $t_{w1} = 32^{\circ}\text{C}$,发生器热源的饱和蒸汽温度 $t_h = 119.6^{\circ}\text{C}$ 。

方案三:采用制冷系数 $\text{COP} = 5$ 的螺杆式机组,数据中心冷水出口温度 $t_{cw2} = 12^{\circ}\text{C}$,冷却水进口温度 $t_{w1} = 32^{\circ}\text{C}$ 。

(1) 方案一 图 3-21 所示为溴化锂吸收式制冷系统的流程图^[19]。

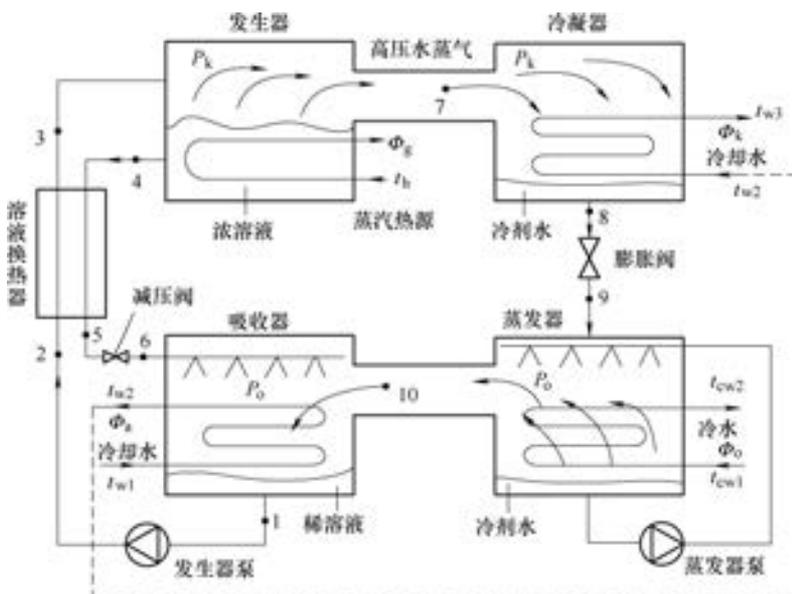


图 3-21 溴化锂吸收式制冷系统的流程图

1) 根据已知条件和经验关系确定各设计参数, 见表 3-7。

表 3-7 溴化锂吸收式制冷系统设计参数

参 数	计 算	备 注
冷凝器冷却水出口温度	$t_{w3} = t_{w1} + 9^{\circ}\text{C} = 41^{\circ}\text{C}$	冷却水进出口总温差取 8~9℃
冷凝温度	$t_k = t_{w3} + 5^{\circ}\text{C} = 46^{\circ}\text{C}$	冷凝温度比冷凝器内冷却水出口温度高 3~5℃
冷凝压力	$p_k = 10.09\text{kPa}$	—
蒸发温度	$t_o = t_{cw2} - 2^{\circ}\text{C} = 10^{\circ}\text{C}$ ($t'_o = t'_{cw2} - 2^{\circ}\text{C} = 5^{\circ}\text{C}$)	蒸发温度比冷冻水出口温度低 2~5℃
蒸发压力	$p_o = 1.23\text{kPa}$ ($p'_o = 0.87\text{kPa}$)	—
吸收器冷却水出口温度	$t_{w2} = t_{w1} + 5^{\circ}\text{C} = 37^{\circ}\text{C}$	一般吸收器的热负荷及冷却水的温升稍大于冷凝器
吸收器溶液最低温度	$t_1 = t_{w2} + 6.2^{\circ}\text{C} = 43.2^{\circ}\text{C}$	吸收器内溶液最低温度比冷却水出口温度高 3~8℃
发生器溶液最高温度	$t_4 = t_h - 17.4^{\circ}\text{C} = 102.2^{\circ}\text{C}$	发生器内溶液最高温度比热媒温度低 10~40℃
热交换器最大端部温差	$t_5 - t_2 = 25^{\circ}\text{C}$	换热器的浓溶液出口温度比稀溶液侧入口温度高 12~25℃

注: 括号内带上标“'”的参数为方案二的设计参数, 其余参数与方案一相同。

2) 确定循环节点参数。将已确定的压力及温度值填入表 3-8 中。利用 h - ξ 图或相关公式求出处于饱和状态的点 1 (点 2 与之相同)、点 4、点 8、点 10、3g (3-3g 是指将稀溶液由过冷液加热至饱和液的过程) 和 6a (6-6a 是指浓溶液由湿蒸气状态, 冷却至饱和液状态) 等其他参数, 并填入表 3-8 中。溶液的循环倍率为

$$f = \frac{\xi_s}{\xi_s - \xi_w} = \frac{0.64}{0.64 - 0.595} = 14.2$$

换热器出口浓溶液为过冷液态, 由 $t_5 = t_2 + 25^{\circ}\text{C} = 68.2^{\circ}\text{C}$ 及 $\xi_s = 64\%$ 求得焓值 $h_5 = 332.43\text{kJ/kg}$, $h_6 \approx h_5$ 。换热器出口稀溶液点 3 的比焓可由换热器热平衡式求得

$$\begin{aligned} h_3 &= h_2 + (h_4 - h_5) [(f - 1)/f] \\ &= 281.77\text{kJ/kg} + (393.56 - 332.43) [(14.2 - 1)/14.2]\text{kJ/kg} \\ &= 338.60\text{kJ/kg} \end{aligned}$$

表 3-8 各循环节点参数

状态点	压力/kPa	温度 $t/^{\circ}\text{C}$	浓度 ξ (%)	比焓 $h/(kJ/kg)$
1	1.23	43.2	59.5	281.77
2	10.09	43.2	59.5	281.77
3	10.09	—	59.5	338.60
3g	10.09	92	59.5	—
4	10.09	102.2	64	393.56
5	10.09	68.2	64	332.43

(续)

状态点	压力/kPa	温度 $t/^\circ\text{C}$	浓度 $\xi(\%)$	比焓 $h/(\text{kJ/kg})$
6	1.23	—	64	332.43
6a	1.23	55	64	—
7	10.09	97.1	0	3100.33
8	10.09	46	0	611.11
9	1.23	10	0	611.11
10	1.23	10	0	2941 (2928.67)

注：1. 括号内为方案二的设计参数。

2. 溴化锂液态溶液的比焓只是温度和浓度的函数。

3. ξ 为体积分数。

3) 各设备的单位热负荷如下。

$$\begin{aligned} q_g &= f(h_4 - h_3) + (h_7 - h_4) \\ &= [14.2 \times (393.56 - 338.60) + (3100.33 - 393.56)] \text{kJ/kg} \\ &= 3487.20 \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_a &= f(h_6 - h_1) + (h_{10} - h_6) \\ &= [14.2 \times (332.43 - 281.77) + (2941 - 332.43)] \text{kJ/kg} \\ &= 3327.94 \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

$$q_k = h_7 - h_8 = (3100.33 - 611.11) \text{kJ/kg} = 2489.22 \text{kJ/kg}$$

$$q_o = h_{10} - h_9 = (2941 - 611.11) \text{kJ/kg} = 2329.89 \text{kJ/kg}$$

$$q_t = (f - 1)(h_4 - h_5) = (14.2 - 1) \times (393.56 - 332.43) \text{kJ/kg} = 806.92 \text{kJ/kg}$$

总吸热量为

$$q_g + q_o = (3487.20 + 2329.89) \text{kJ/kg} \approx 5817 \text{kJ/kg}$$

总放热量为

$$q_a + q_k = (3327.94 + 2489.22) \text{kJ/kg} \approx 5817 \text{kJ/kg}$$

由此可见，总吸热量=总放热量，符合能量守恒定律。

4) 热力系数。

$$\zeta = \frac{q_o}{q_g} = \frac{2329.89}{3487.20} = 0.643$$

5) 各设备的热负荷及流量如下。

$$\text{制冷剂循环量 } D = \frac{\Phi_o}{q_o} = \frac{5 \times 2000}{2329.89} \text{kg/s} = 4.292 \text{kg/s}$$

$$\text{稀溶液循环量 } F = fD = 14.2 \times 4.292 \text{kg/s} = 60.947 \text{kg/s}$$

$$\text{浓溶液循环量 } F - D = (60.947 - 4.292) \text{kg/s} = 56.655 \text{kg/s}$$

各设备的热负荷如下。

$$\text{发生器 } \Phi_g = Dq_g = 4.292 \times 3487.20 \text{kW} = 14967.06 \text{kW}$$

$$\text{吸收器 } \Phi_a = Dq_a = 4.292 \times 3327.94 \text{kW} = 14283.53 \text{kW}$$

$$\text{冷凝器 } \Phi_k = Dq_k = 4.292 \times 2489.22 \text{kW} = 10683.73 \text{kW}$$

$$\text{换热器 } \Phi_t = Dq_t = (4.292 \times 806.92) \text{kW} = 3463.3 \text{kW}$$

6) 水量及加热蒸汽量如下。

$$\text{冷却水量 (冷凝器)} G_{\text{wk}} = \frac{\Phi_{\text{k}}}{c_{\text{pw}} \Delta t_{\text{wk}}} = \frac{10683.73}{4.18 \times 4} \times \frac{3600}{1000} \text{t/h} = 2300.32 \text{t/h}$$

$$\text{冷却水量 (吸收器)} G_{\text{wa}} = \frac{\Phi_{\text{a}}}{c_{\text{pw}} \Delta t_{\text{wa}}} = \frac{14283.53}{4.18 \times 5} \times \frac{3600}{1000} \text{t/h} = 2460.32 \text{t/h}$$

可见, 二者的冷却水量基本吻合。

设蒸发器入口冷冻水温为 17℃, 则冷冻水量为

$$G_{\text{c}} = \frac{\Phi_{\text{o}}}{c_{\text{pw}}(t_{\text{cw1}} - t_{\text{cw2}})} = \frac{10000}{4.18 \times (17 - 12)} \times \frac{3600}{1000} \text{t/h} = 1722.49 \text{t/h}$$

加热蒸汽消耗量 (汽化热 $\gamma=2202.68\text{kJ/kg}$) 为

$$G_{\text{g}} = \frac{\Phi_{\text{g}}}{\gamma} = \frac{14967.06}{2202.68} \times \frac{3600}{1000} \text{t/h} = 24.46 \text{t/h}$$

(2) 方案二 方案二与方案一的不同之处在于数据中心冷水出口温度, 它主要影响溴化锂机组的蒸发温度和蒸发压力。其与方案一的计算过程相同, 各参数在方案一的参数表格中已列出, 这里不再重复说明。主要的计算结果见表 3-8。

(3) 方案三

1) 螺杆式机组消耗的功率为

$$P = \frac{Q_{\text{o}}}{\text{COP}} = \frac{5 \times 2000}{5} \text{kW} = 2000 \text{kW}$$

2) 冷凝器负荷为

$$Q_{\text{k}} = Q_{\text{o}} + P = (5 \times 2000 + 2000) \text{kW} = 12000 \text{kW}$$

3) 冷却水量为

$$G_{\text{wk}} = \frac{Q_{\text{k}}}{c_{\text{pw}} \Delta t_{\text{wk}}} = \frac{12000}{4.18 \times 5} \times \frac{3600}{1000} \text{t/h} = 2066.99 \text{t/h}$$

为了能够准确地评价制冷机组的节能效果, 这里采用单位制冷量所消耗的一次能源 (标煤) 量作为评价标准。由于我国电能绝大部分是火力发电厂生产的, 所以无论是溴化锂制冷机所耗的蒸汽量, 还是螺杆式机组所耗的电量, 均可以折算成标煤耗量。

国家能源局发布的 2015 年全社会用电量中表示, 我国 6000kW 及以上电厂供电标准煤耗为 0.315kg/(kW·h)。参考文献 [20] 中指出, 2012 年吨蒸汽煤耗降至 0.160t (原煤)/t 以下, 按照 1kg 原煤=0.7143kg 标煤计算, 每公斤蒸汽标煤耗量为 0.1143kg/kg; 参考文献 [21] 中指出煤种 1 的发热量为 3809cal (1cal=4185.85J)/kg, 吨蒸汽煤耗为 0.2324t, 标煤发热量为 7000cal/kg, 折算后每公斤蒸汽标煤耗量为 0.1265kg/kg。综上本文蒸汽煤耗取 0.12kg/kg, 计算结果见表 3-9。

表 3-9 三种方案性能参数的比较

方案	冷却水量/(t/h)	耗煤量/(kg/h)
方案一	2460.32	2935
方案二	2462.85	2951
方案三	2066.99	630

由表可以看出，溴化锂机组在数据中心的应用与其在普通民用建筑中的应用所消耗的冷却水量和标煤量相差不多。这是因为溴化锂机组在数据中心应用时，提高了冷水的温度，使蒸发温度升高，从而增加了进入吸收器内的水蒸气的焓值，使得吸收器内的单位负荷增加，单位制冷量增加，负荷一定的情况下，制冷剂循环量减少。这两者的综合作用表现为吸收器内的总负荷变化不大，因此所需的冷却水量变化不大。标煤量的分析同冷却水量。

溴化锂机组和螺杆式机组在数据中心的应用中，前者比后者消耗的冷却水量多，原因很明显，因为溴化锂机组中的冷却水要同时给吸收器和冷凝器提供冷量。前者耗煤量约为后者的5倍，从一次能源利用率来看，溴化锂机组比螺杆式机组更耗能。

3.3 制冷设备机组原理及性能

3.3.1 风冷型精密冷却设备

1. 风冷型精密冷却设备的工作原理及系统组成

1994年4月，中关村教育与科研示范网络（NCFC）率先与美国NSFNET直接互联，实现了中国与Internet全功能网络连接，标志着我国最早的国际互联网络的诞生。1998~2004年间，中国互联网产业全面起步和推广，此时的数据中心正处于雏形阶段，更多地被称为计算机机房或计算机中心，多数部署在如电信和银行这样需要信息交互的企业。当时的计算机机房业务量不大，机架位不多，规模也较小，IT设备形式多样，单机柜功耗一般是1~2kW。受风冷型精密冷却设备当时技术所限，IT设备对运行环境的温度、湿度和洁净度要求都非常高，温度精度达到 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度精度达到 $\pm 5\%$ ，洁净度达到十万级。依据当时的经济和技术水平，计算机机房多采用风冷直膨式精密空调维持IT设备的工作环境，保证IT设备正常运行。风冷直膨式精密空调主要包括压缩机、蒸发器、膨胀阀和冷凝器以及送风风机、加湿器和控制系统等，制冷剂一般为氟利昂，单机制冷量为10~120kW。每套空调相对独立控制和运行，属于分散式系统，易于形成冗余，可靠性较高，具有安装和维护简单等优点，是这个时期数据中心大量采用的空调方案。

风冷型精密空调属于风冷直膨式空调的一种，它是利用风冷型直膨式冷却机组从房间里吸取热量，通过冷凝器传递到室外空气中的。风冷型直膨式冷却机组的工作原理是利用氟利昂作为冷媒在高温高压的冷凝器中冷凝液化放热，而在低温低压的蒸发器中蒸发汽化吸热的热量转移过程。经过蒸发器吸热汽化后的低温低压氟利昂气体被压缩机吸入压缩后变为高温高压的氟利昂气体，接着进入室外冷凝器向相对低温的室外环境放热冷凝为稍高于室外气温的高温高压氟利昂液体，然后再经过膨胀阀（节流阀）节流减压后变为低温低压的液体（也会含少量气体），之后进入室内蒸发器从相对高温的室内环境吸热汽化为稍低于室内环境温度的低温低压氟利昂气体，然后再被吸入压缩机进行如此周而复始的循环。其中压缩机提供了冷媒循环动力以及创造高温高压气体状态，膨胀阀（节流阀）创造了低温低压液体状态，蒸发器及冷凝器分别提供了冷媒蒸发吸热和冷凝放热的物理变化场所。

风冷型直膨式冷却系统（图3-22）包含由压缩机、蒸发器及风机、冷凝器及风机、膨胀阀、管道及阀等部件组成的制冷系统；由加热器、加湿器组成的温湿度补偿系统；以及由自动控制阀部件、温度及压力传感器、微型计算机控制器等组成的恒温恒湿精确控制系统。

直接体现到风冷型直膨式冷却机组设备上，应为室内机组及风冷室外冷凝器两部分。通常情况下，风冷型直膨式冷却机组的室内机包含了制冷系统的压缩机、蒸发器及风机、膨胀阀、加湿器、加热器及自控部分，室外冷凝器则只包含冷凝器及风机等。但也有少数应用环境需要将压缩机安装于室外冷凝器内，这种情况下就需要注意压缩机在冬季室外的润滑油防冻和低温起动问题。常见的压缩机安装于室内机内部的风冷型直膨式冷却机组的组成原理如图 3-23 所示。

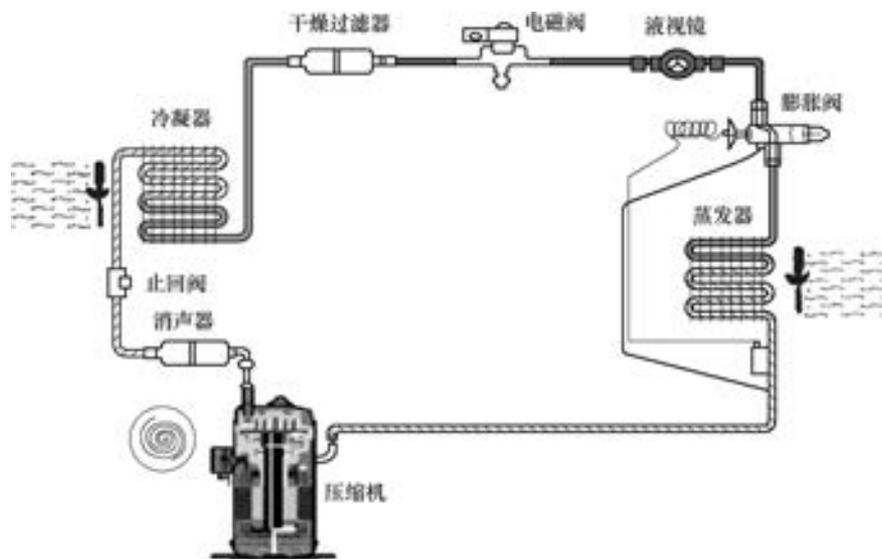


图 3-22 风冷型直膨式制冷系统原理图

2. 风冷型精密冷却设备的送风方式

风冷型直膨式精密空调室内机一般部署在机房一侧或两侧，机房内的气流组织方式一般采用两种：送风管道上送风方案和架空地板下送风方案。风管上送风方式是指在机房上空敷设送风管道，冷空气通过风管下方开设的送风百叶送出，经 IT 设备升温后负压返回空调机，如图 3-24 所示。该方法的优点在于安装快速，建造成本低；缺点是受到各种线缆排布和建筑层高限制，送风管道截面无法做大，导致风速过高，无法灵活调节送风量。这种送风方式在低热密度的机房中应用较多。

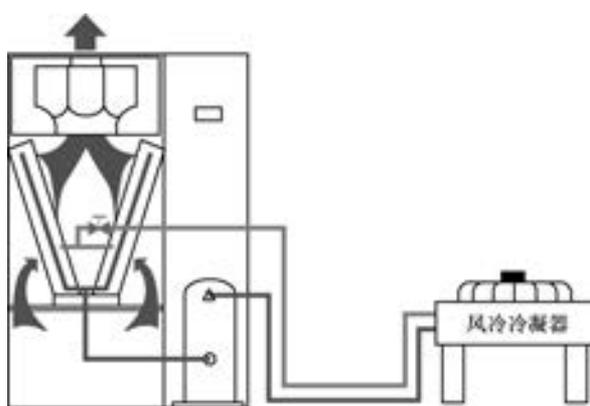


图 3-23 风冷型直膨式冷却机组的组成原理（彩图见文前）

即使是现在，地板下送风也是大量数据中心项目仍在使用的和新建采用的一种气流组织方式。这种方式利用架空地板下部空间作为送风静压箱，减小了送风系统动压，增加了静压并稳定了气流。空调机将冷空气送至地板下，通过送风地板通孔送出，由 IT 设备前端进风口

吸入（图 3-25）。该方法的优点在于机房内各点送风量可以通过送风地板通孔率调整，同时，数据中心机房线缆和管道可以少量敷设在地板下，以保证美观。其缺点是随着使用需求的增长和调整，地板下敷设的电缆不断增加，将导致送风不畅，甚至存在火灾隐患。



图 3-24 风管上送风案例



图 3-25 风管下送风案例

图 3-26 所示为风冷型精密空调系统示意图，室内机（含压缩机、节流阀、蒸发器等部件）安装于机房内，通过冷媒管与风冷冷凝器连接（安装于室外），空调运行过程中，机房的热量由风冷冷凝器排至室外。该机房空调运行简单，运行维护方便，模块化机组也便于分期建设。其缺点是空调性能受室外温度影响较大，且机组性能系数低、风机噪声较大^[21]。

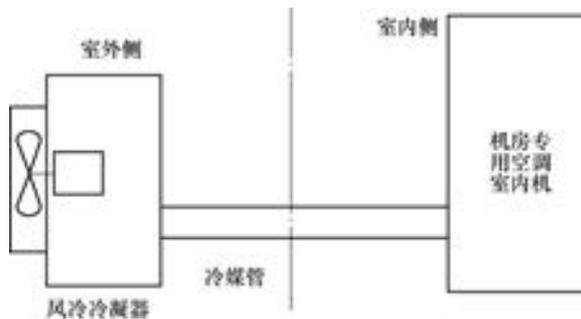


图 3-26 风冷型精密空调系统示意图

3. 风冷型直膨式精密空调的应用特点、节能技术及注意事项

风冷型直膨式精密空调机组是目前数据中心机房应用中技术最为成熟、应用数量最为庞大的最传统、最经典的机房冷却形式。近半个世纪以来，大量数据机房的应用经验表明，风冷型直膨式冷却机组仍然具备很多其他冷却形式不具备的优势和特点：

1) 风冷型直膨式冷却机组为自带冷源冷却设备，单台机组的故障不会影响其他机组的正常运行。在机房设计配置了 N+X 的主备配置时，机房冷却系统没有单点故障，任何一台机组的故障均不会影响机房的安全稳定运行。

2) 风冷直膨式冷却机组的整体能效简单明了，单机能效即为整个系统能效，无须复杂的设计计算和复杂的操作运行，能效指标显性且易实现。运行能效几乎与设计能效相同。

3) 可分期按需投入建设和运行，可以根据机房的分期建设速度和负载分期投入速度，灵活地按比例进行机房空调的投资和投入运行，不占用资本成本且运行能效较高。不会出现其他大型冷却系统在部分负荷时“大马拉小车”的低能效现象。

4) 风冷型直膨式冷却机组为氟利昂冷媒系统，机组通过铜管内的氟利昂冷媒联系室内外机组，进出机房的是铜管和氟利昂，无水进机房也无水浸机房之风险。

5) 风冷型直膨式冷却机组的制冷系统为闭式氟利昂冷媒系统，除简单的加热加湿耗材

维护外，几乎和普通的家用空调维护难度及工作量相同，维护专业要求及维护成本相对其他冷却形式都要低很多。

6) 风冷型直膨式冷却机组是纯产品化而少工程的设备，在产品使用寿命范围内，可以简便地实现搬迁复用，有利于节约资金。

当然，风冷型直膨式冷却机组也有一些固有的缺点和与数据中心快速发展不相适应的地方。

1) 单元式风冷型直膨式冷却机组的室内机和室外机一一对应，均为分布式布置。在数量较多时，安装于室外会占用较大面积。当室外安装面积有限时，可以考虑采用一拖多形式的集中式室外风冷冷凝器形式。

2) 多台风冷冷凝器集中安装于同一区域，如果设计及安装不合理，极易产生热岛效应。所以，在采用大量风冷冷凝器集中安装于同一区域的设计时，应做相应的防热岛设计和CFD热仿真。

3) 多台风冷冷凝器集中安装于同一区域，会出现室外机噪声叠加的问题。如果室外机噪声对毗邻区域有影响，则应采取相应的防振降噪措施。

4) 如果数据机房使用的是普通风冷型直膨式冷却机组，那么机房的整体冷却能效比就不会突破单机能效。目前情况下，普通风冷型直膨式冷却机组的单机能效最高在3.2左右，采用变频、换热器优化及智能控制，单机能耗可提高到6以上。这给风冷机组提供了新的生命和生机。

5) 风冷型直膨式冷却机组是一种冷源形式相对固化的末端冷却设备，很难进行冷源形式创新和末端形式创新，也很难结合目前比较流行的其他数据机房创新冷却形式。但目前鉴于数据中心的发展和强劲的节能创新需求，风冷型直膨式冷却机组在节能创新方面也开始迈出脚步，如氟泵自然冷、集中式风冷型直膨式冷却机组、中大型集中式氟泵自然冷机组、带风冷型直膨式冷源的间接蒸发冷却机组等。

6) 风冷型直膨式冷却机组为自带冷源冷却设备，普通型产品本身没有设计蓄冷功能，同时单独配置不间断电源应急供电的功率又非常大且无经济性。所以，风冷型直膨式冷却机组很难实现市电中断而持续不间断供冷。

(1) 风冷型直膨式冷却机组系统的应用特点

鉴于以上对风冷型直膨式冷却机组优缺点的分析，结合目前国内绝大多数数据机房的应用条件和需求特点，归纳了如下几点风冷型直膨式冷却机组的应用特点：

1) 受分布式室外机占地面积大的限制，普通型风冷型直膨式冷却机组一般比较适合5000m²以下的中小型数据中心机房和单体面积5000m²以下的模块化数据中心机楼。

2) 由于具有无单点故障、无水进机房等优点以及很难实现不间断持续供冷的缺点，风冷型直膨式冷却机组比较适合应用于安全等级要求较高的T3等级以下的数据中心机房。

3) 由于冷源固化特性和设计能效及运行能效较高，风冷型直膨式冷却机组比较适合对整体冷却系统设计能效及运行能效要求较高且无其他节能创新条件的数据中心机房。

4) 由于风冷型直膨式冷却机组的维护专业难度低、维护工作量少，可由非空调专业的普通IT工程师进行维护。所以，此类设备比较适合没有空调专业维护力量或者维护力量比较薄弱的数据中心机房。

5) 风冷型直膨式冷却机组比较适合分期投入建设以及负载分期投入运行的数据中心机房。这样一方面可以节约资金成本；另一方面也可在部分负荷时保持较高的运行能效。

6) 风冷型直膨式冷却机组具有可搬迁复用及快速部署等特点, 比较适合临时建设、临时扩容或者短期使用的数据中心机房。

(2) 风冷型直膨式冷却机组系统的节能技术

1) 风冷型直膨式冷却机组室内机采用模块化结构设计, 压缩机模块独立于风机及蒸发器模块之外, 减少风道阻力来提高能效实现节能。

2) 加大风冷型直膨式冷却机组的蒸发器和冷凝器面积或实际使用面积以提高换热效率, 由此来提高机组能效实现节能。

3) 在风冷型直膨式冷却机组的基础上增加氟泵自然冷技术, 一方面充分利用自然冷源节能; 另一方面由氟泵增压来提高蒸发压力以及降低冷凝压力, 实现压缩机低功率高效运行, 从而达到整机全年能效提高而实现节能。

4) 通过应用变频压缩机、EC 风机及电子膨胀阀等来提高水冷型直膨式冷却机组的运行能效。

5) 设计高效群组控制功能。一方面, 通过传感数据与设计数据的对比计算智能判断机房负荷变化趋势, 统一指挥群组内空调设备的运行模式, 避免群组内各机组间竞争运行的耗能现象; 另一方面, 通过传感数据与设计数据对比计算智能判断机房负荷需求量, 智能启动群组内相应数量的可提供与负荷需求一致的空调机组, 按需匹配供冷来实现节能。

6) 应用智能控制技术, 精准控制蒸发和冷凝压力, 提高能效。

(3) 风冷型直膨式冷却机组系统注意事项

1) 风冷型直膨式冷却机组的室内机和室外机之间的距离和高度差是有要求的, 为了最大限度地发挥机组能效和制冷量, 以及保证制冷系统安全稳定运行。一般要求将机组室内机和室外机之间的铜管单程当量长度控制在 60m 以内, 室外机高于室内机在 25m 以内, 室外机低于室内机在 5m 以内。如果超过以上要求, 需要采取其他特殊设计和手段。

2) 如果较多数量的风冷型直膨式冷却机组的室外冷凝器集中安装于同一区域, 需要综合规划室外冷风进风风道和热风出风风道, 避免出现室外冷凝器进出风短路和进风不足的现象, 有条件的最好能进行 CFD 气流及温度场模拟, 防止热岛现象。

3) 风冷型直膨式冷却机组室外冷凝器安装位置和朝向的选择必须考虑当地的气候风向, 室外冷凝器出风方向不可正面逆向气候风向。

4) 风冷型直膨式冷却机组室外冷凝器必须按照当地气候条件进行合理配置, 根据当地室外最高干球温度选择室外冷凝器的大小, 同时根据室外最低干球温度决定是否配置低温启动选项。室外冷凝器配置过大或配置过小均会产生不利影响, 配置过大极易产生冬季低压报警保护故障, 配置过小极易产生夏季高压报警保护故障。

5) 如果数据中心机房现场不具备较多数量室外冷凝器的安装位置条件或者噪声要求条件, 可以考虑设计集中式风冷冷凝器或者集中式水冷冷凝器等其他解决室外问题的方式。

4. 风冷型精密冷却设备的分类

常见的风冷型精密冷却设备包括恒温恒湿精密空调 (将在第 4 章单独介绍)、新风空调一体机、热管空调一体机等。

(1) 新风空调一体机 新风空调一体机是在机房精密空调的基础上增加新风模块, 集新风过滤、空调、送风于一体, 在一台设备上实现新风与空调制冷的功能。工作时, 机组能够根据机房的室内外温差、室内湿度等, 自动选择运行模式。

当室外温度较高或者室内负荷较大, 自然冷源无法满足基站降温需求时, 机组自动切换

至空调制冷模式运行。此时，新风阀自动关闭，空调制冷系统开启。当室内外温湿度满足使用需求时，机组关闭空调制冷循环，自动切换进入新风换热模式，利用室外冷源，通过控制新风系统，开启风阀、送风机，引入室外冷空气对基站进行自然冷却，将室内热空气排到室外机组，此时只有送风机的能耗。图 3-27 和图 3-28 所示为新风空调一体机室内机与室外机的工作流程图和实物图。

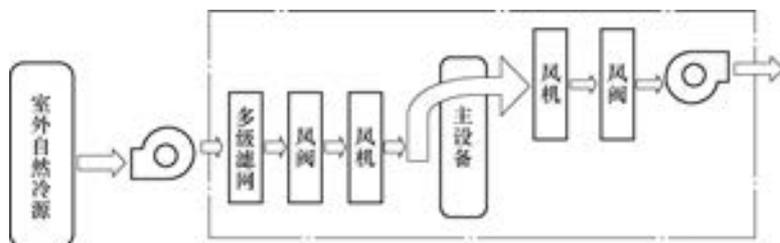


图 3-27 新风空调一体机工作流程图

(2) 热管空调一体机 热管空调一体机可在一台设备上实现热管换热与空调制冷的功能，产品由室内机与室外机组组成，通过工质管路连接。工作时，控制器能够根据室内温度、室内外温差等，自动选择热管换热模式或空调制冷模式运行。运行时优先选择热管换热模式，此时机组的能效比达 8.0 以上，当不满足使用需求时，可自动切换至空调制冷运行。

机组由压缩机、送风机、冷凝风机、控制器、热力膨胀阀、空调蒸发器、空调冷凝器、干燥过滤器、热管换热器、视液镜等主要部件组成，如图 3-29~图 3-31 所示。



图 3-28 新风空调一体机实物图

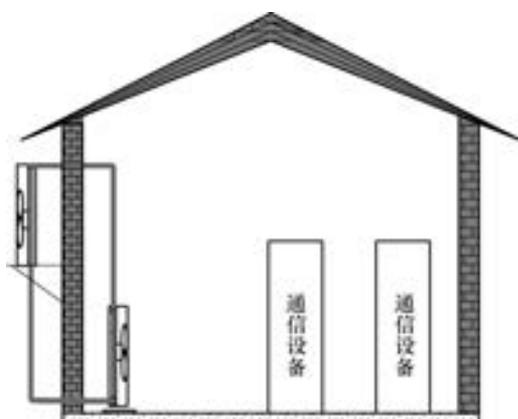


图 3-29 热管空调一体机安装示意图

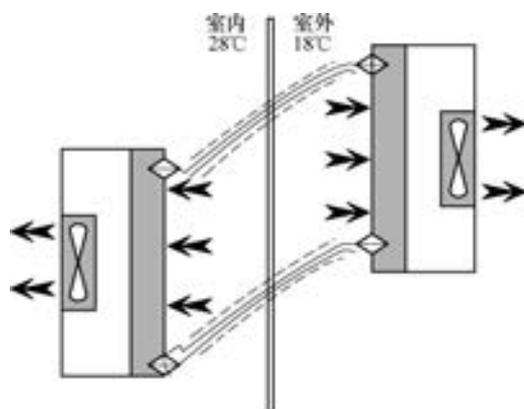


图 3-30 热管空调一体机运行原理图



图 3-31 热管空调一体机实物图

3.3.2 水冷型直膨式冷却机组

1. 水冷型直膨式冷却机组的工作原理及系统组成

水冷型直膨式冷却机组与风冷型直膨式冷却机组的制冷原理完全相同，只是在冷凝器的冷却方式上采用水冷冷凝器而非风冷冷凝器，从压缩机出来的高温高压气体冷媒通过水冷冷凝器进行氟/水换热冷凝成常温高压的液体，而水冷冷凝器中的冷却水吸热后变为 37°C 左右的高温冷却水，由冷却水泵循环输送到室外冷却塔进行显热散热和蒸发散热， 37°C 左右的高温冷却水向室外大气散热后降温至 32°C 左右，然后循环回水冷冷凝器继续进行水/氟换热，如此周而复始地循环。

水冷型直膨式冷却机组的水冷冷凝器有内置和外置两种形式。水冷冷凝器内置的直膨式冷却机组具有设备占地面积小及设备界面简单等优点，但需要引冷却水进机房而产生了水浸机房的安全隐患。外置式是将水冷冷凝器外置于直膨式冷却机组外部即机房外部，冷却水连接到机房外部的冷水冷凝器上，冷凝器氟侧气/液铜管进入机房与室内机组连接。水冷冷凝器外置的直膨式冷却机组具有水不进机房的安全优势，但需要在机房外部设置独立的水冷冷凝器安装区域。

水冷型直膨式冷却机组的冷却水系统主要由水冷型直膨式冷却机组室内机、冷却水泵、冷却塔、阀部件及管道组成，既可以是单台水冷型直膨式冷却机组组成冷却水系统，也可以是多台水冷型直膨式冷却机组组成冷却水系统。其系统原理如图 3-32 和图 3-33 所示。

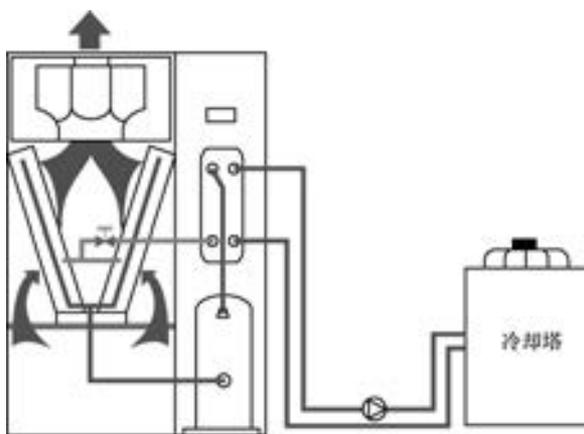


图 3-32 单元式水冷型直膨式冷却机组（彩图见文前）

2. 水冷型直膨式冷却机组系统的应用特点、节能技术及使用注意事项

水冷型直膨式冷却机组的主要特点是利用冷却水进行制冷系统冷凝器的散热，冷却水系统的应用特点、节能技术以及使用注意事项也就决定了水冷型直膨式冷却机组的相应方面。

(1) 水冷型直膨式冷却机组系统的应用特点

1) 水冷型直膨式冷却机组充分利用了冷却塔的湿球温度进行降温, 比较适合应用于我国干球温度较高的干热地区, 如“四大火炉”地区、吐鲁番地区以及部分南方地区。

2) 由于冷却水系统设计有循环水泵, 合理的水泵扬程可以支持长管道输送到室外冷却塔散热, 比较适合室外散热位置离直膨式冷却机组室内机较远而无法安装风冷型直膨式冷却机组的应用场合。

3) 由于冷却水系统的室外部分采用的是集中式冷却塔, 冷却塔的占地面积以及噪声处理相对单元式风冷型直膨式冷却机组的室外机而言有优势, 比较适合由于室外机安装位置有限和周边对室外机噪声有较高要求而无法安装风冷型直膨式冷却机组的应用场合。

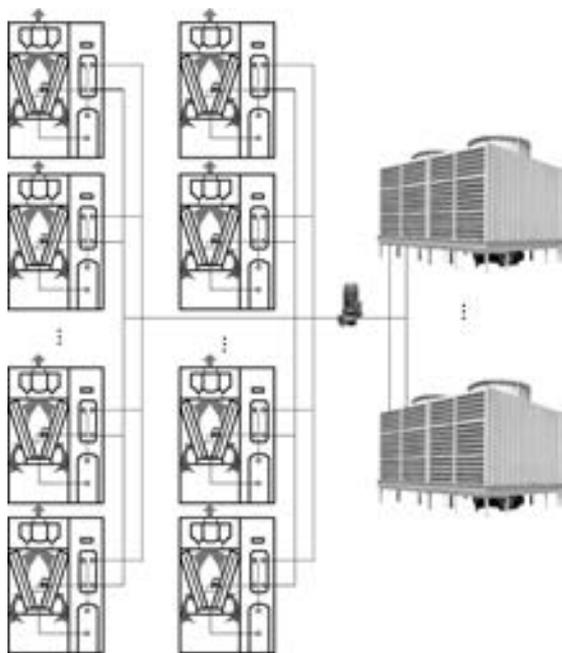


图 3-33 集中式水冷型直膨式冷却机组 (彩图见文前)

(2) 水冷型直膨式冷却机组系统的节能技术 制冷系统的冷凝器采用水冷的形式确实可以提高压缩机的能效比, 相对而言, 水冷压缩机的能效高于风冷压缩机。但对于数据中心空调节能而言, 是需要综合考虑空调系统所有耗电设备的, 水冷系统还应包括冷却塔及冷却水泵的耗电。不同的项目实际现场条件、需求规格、设计水平和风格, 均会产生能效完全不同的水冷系统设计。所以, 不能认为水冷系统一定会比风冷系统节能, 需要针对具体项目进行综合分析比较。

除了机房冷却设备本身与系统其他主设备最佳配合的最优能效设计外, 水冷型直膨式冷却机组的冷却水系统还可以在以下几方面进行节能设计:

1) 冷却水系统的散热能力会随着室外天气变化和室内负荷变化而变化。所以在设计冷却水系统时, 可以考虑采用冷却塔风机变频控制以及冷却塔群组切换运行来节能。

2) 在室内负荷变化比较大的应用场合, 可以考虑对冷却水泵采用变频控制以及群组切换运行来节能。在冷却水泵设计了变频控制时, 水冷型直膨式冷却机组须设计二通电动调节阀与之进行节能运行配合。

3) 冷却水系统可以设计自然冷的节能运行模式, 依靠冷却塔进行冬季供冷。这是目前数据中心最主要的水侧自然冷节能模式, 但设计时一定要考虑冬季的防冻问题。同时也可以考虑在水冷型直膨式冷却机组上设计自然冷经济盘管, 与外围冷却水自然冷供冷联合使用, 以达到节能的目的。

4) 通过应用变频压缩机、EC 风机及电子膨胀阀等来提高水冷型直膨式冷却机组的运行能效。

5) 设计高效群组控制功能。一方面, 通过传感数据与设计数据对比计算智能判断机房

负荷变化趋势，统一指挥群组内空调设备的运行模式，避免群组内各机组间竞争运行的耗能现象；另一方面，通过传感数据与设计数据对比计算智能判断机房负荷需求量，智能启动群组内相应数量的可提供与负荷需求一致的空调机组，按需匹配供冷实现节能。

(3) 水冷型直膨式冷却机组系统注意事项 应根据机房的现场情况和等级需要合理设计冷却水系统，具体设计时应注意以下几点：

1) 鉴于水冷型直膨式冷却机组为数据中心重要基础设施设备，冷量的衰减和设备故障均会引起机房故障，在条件允许的情况下，宜设计为闭式冷却水系统，以防止冷却水与外部空气接触而受到污染，进而在水冷冷凝器中结垢，引起冷量衰减和换热器堵塞。同时，为了方便水冷冷凝器结垢后的维护，水冷冷凝器宜采用壳管式水氟换热冷凝器；如果由于安装位置受限而采用了板换式水氟换热冷凝器，则在系统设计时，需要充分考虑板换漏水、除垢和更换等维护问题。

2) 冷却水系统利用了冷却塔的湿球温度来增强其与外部空气的换热能力，这就需要蒸发冷却水来获取较低的湿球温度。一般情况下，冷却塔的每日水消耗量为系统水量的 2% 左右。系统设计时就应该考虑到冷却水的补水系统设计和应急储水设计问题。

3) 冷却水系统应用在严寒的北方地区时，还需考虑室外部分的防冻问题，管道伴热和使用乙二醇冷介质都是比较可行的办法。还需注意阀门设计和开关式封闭管段的冬季排空问题。

4) 冷却水系统是数据机房水冷型直膨式冷却机组单点故障的关键点，其设计必须与数据中心的等级相吻合，必须满足相关标准的要求。A 级或者 T3 以上等级的机房，冷却水系统必须设计为环路或者双路管道系统。冷却水循环泵必须设计备份。

5) 可将水冷系统设计为乙二醇冷系统应用于北方冬季严寒地区。

3.3.3 乙二醇自然冷型冷却机组

1. 乙二醇自然冷型冷却机组的系统组成及工作原理

乙二醇自然冷型冷却机组由室内机、乙二醇泵、干冷器、相关阀部件及管道组成，如图 3-34 所示。其室内机部分实际上就是在水冷型直膨式冷却机组的基础上增设了乙二醇经济盘管（图 3-34），经济盘管与水冷冷凝器在乙二醇冷却系统里是并联关系，前端均有电动调节阀控制。乙二醇自然冷型冷却机组有三种运行模式：在冬季室外，由乙二醇循环泵将通过干冷器与室外冷空气进行热交换获取的自然冷冷量输送到室内的经济盘管上给数据机房供冷，属于纯自然冷模式；在夏季又会自动关闭经济盘管，乙二醇自然冷型冷却机组就成了最典型的水冷型直膨式冷却机组，乙二醇溶液通过制冷系统的冷凝器换热后，由乙二醇循环泵输送到室外干冷器向室外散热，然后又回到室内设备的冷凝器中进行换热，如此周而复始地循环，属于纯压缩机制冷模式；过渡季节时，乙二醇循环泵将通过干冷器与室外冷空气进行热交换获取的低温乙二醇按需分配到室内设备的经济盘管中进行自然冷散冷，以及按需分配到水冷冷凝器进行冷凝器散热，各自的流量会根据需求自动调节，属于混合模式。

经济盘管的冷源如果来自于自然冷源，此设备就具有自然冷的节能特点；经济盘管的冷源如果来自于人工冷源，此设备就具有双冷源的功能。

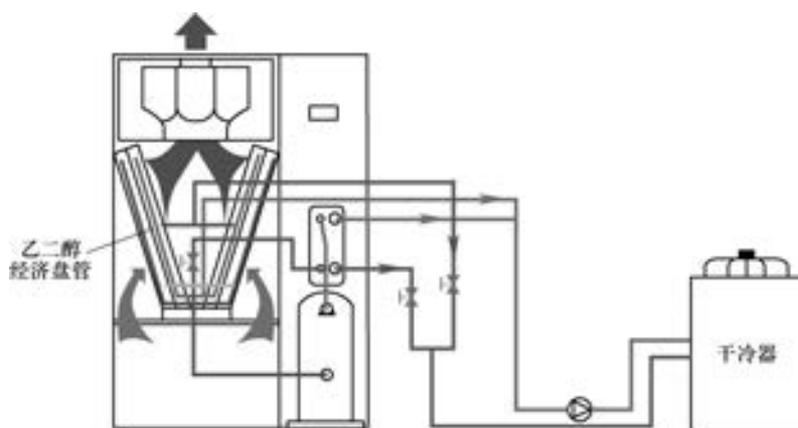


图 3-34 乙二醇自然冷型冷却机组（彩图见文前）

2. 乙二醇自然冷型冷却机组的应用特点、节能技术及注意事项

乙二醇自然冷型冷却机组同时具备水冷却系统、乙二醇溶液以及自然冷的特点，既可以实现远距离输送冷却媒介，又可以实现自然冷节能，还具有冬季防冻特点。

(1) 乙二醇自然冷型冷却机组系统的应用特点

1) 乙二醇溶液具有防冻性，同时也可以作为冬季运输室外自然冷的载体。所以，乙二醇自然冷型冷却机组比较适合我国东北及西北严寒地区的有自然冷节能需求的数据中心。

2) 乙二醇自然冷型冷却机组中含有乙二醇循环水泵，可以实现乙二醇溶液的长距离高落差输送。所以，乙二醇自然冷型冷却机组比较适合北方地区室外散热位置离室内冷却机组较远而无法安装风冷型直膨式冷却机组的应用场合。

(2) 乙二醇自然冷型冷却机组系统的节能技术 乙二醇自然冷型冷却机组的节能技术实际上就是自然冷节能技术，利用室外温度低于冷却设备室内回风温度的温差，通过乙二醇媒介将室外自然冷源运输到数据机房内对设备进行冷却，实现了在过渡季节以及严寒冬季利用自然冷节能。理论上讲，只要室外温度低于冷却设备室内回风温度，就可以利用自然冷进行机房供冷。但由于中间增加了乙二醇作为中间媒介来进行室内外传热，这种间接自然冷的形式比直接自然冷的换热温差至少高 2°C ，室外温度低于冷却设备室内回风温度的温差越大，自然冷换热效率就越高，自然冷供冷量也就越大。自然冷换热温差、室外低温时长以及室内机组经济盘管大小是决定乙二醇自然冷型冷却机组节能效果和节能量的三个系统性核心因素，三个因素之间有机联系，任何一个因素都不能独立决定节能效果和节能量。

除了设备本身以及与系统其他主设备最佳配合的最优节能设计外，乙二醇自然冷型冷却机组的节能设计还可以从以下几方面入手：

1) 乙二醇干冷器的散热能力会随着室外天气变化和室内负荷变化而变换。所以在设计乙二醇冷却系统时，可以考虑采用干冷器风机变频控制以及干冷器群组切换运行来节能。

2) 在室内负荷变化比较大的应用场合，可以考虑对乙二醇循环泵采用变频控制以及群组切换运行来节能。特别注意，在乙二醇循环泵设计了变频控制时，乙二醇自然冷型冷却机组应设计二通电动调节阀与之进行节能运行配合。

3) 提高数据机房回风温度，如从传统的 24°C 提升到 28°C 甚至更高，封闭冷通道将回风

温度提高到 35℃，结合行间空调 35℃ 回风温度，均可增加室外自然冷的使用时长，提高节能量。

4) 加大干冷器盘管及经济盘管的面积，提升自然冷的获取量和在数据机房内的释冷量，从而提高节能量。

5) 通过应用变频压缩机、EC 风机及电子膨胀阀等来提高乙二醇自然冷型冷却机组的运行能效。

(3) 乙二醇自然冷型冷却机组系统注意事项 应根据机房的现场情况和等级需要合理设计乙二醇冷却系统，具体设计时应注意以下几点：

1) 鉴于乙二醇溶液的强渗透性和轻微腐蚀性，乙二醇系统管道内需要加防腐剂和抑制剂。同时需要设计乙二醇溶液调配和补充系统。

2) 乙二醇冷却系统是数据机房乙二醇自然冷型冷却机组单点故障的关键点，其设计必须与数据中心的等级相吻合，必须满足相关标准的要求。A 级或者 T3 以上等级的机房，乙二醇冷却系统必须设计环路或者双路管道系统，乙二醇循环泵必须设计备份。

3) 乙二醇冷却系统应用于北方冬季严寒地区时需要避免结冻，乙二醇浓度的设计必须结合当地气候条件，保持室外最低气温高于乙二醇溶液的冰点，并在系统中设计乙二醇溶液调配和补液装置。其中，乙二醇溶液的浓度-冰点曲线如图 3-35 所示。

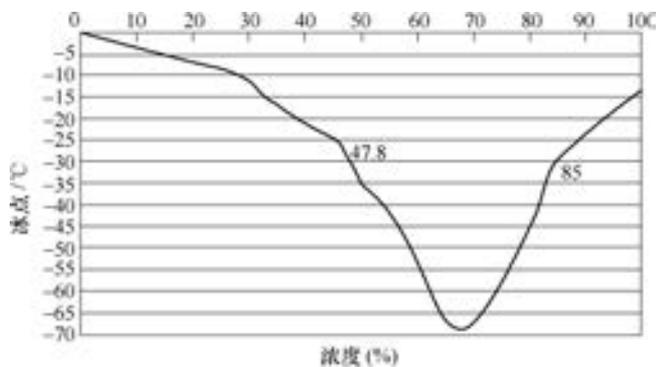


图 3-35 乙二醇溶液的浓度-冰点曲线

3.3.4 冷冻水型冷却机组

1. 冷冻水型冷却机组的系统组成及工作原理

冷冻水型冷却机组实际上是一种应用于数据机房的空调末端形式，其冷量来自于外部冷源提供的冷冻水，外部冷源既可以是集中式人工冷源（如风冷冷水机组、水冷冷水机组等），也可以是集中式自然水冷源（如湖水、海水等）。外部冷源提供 7~15℃ 的冷冻水供水，经过冷冻水型冷却机组内表冷器与机房内热空气换热后，温度升高 5℃ 左右后回到外部冷源重新被冷却为 7~15℃ 的冷冻水再供出，如此周而复始地循环。冷冻水型冷却机组通过调节三通或者三通电动阀来调节其冷冻水流量，以提供相应的冷量来适应机房热负荷的变化。

常规冷冻水型冷却系统主要由风冷冷水机组或水冷冷水机组、冷冻水型冷却机组、冷冻水泵、冷却水泵及冷却塔（用于水冷冷水机组）、相关的管道阀部件及水管管道组成，其系统原理如图 3-36 所示。

整个水系统的设计形式也与机房实际需求、机房实际条件及设计师水平相关，没有绝对好或者放之四海而皆准的水系统形式。目前比较流行的几种空调水系统形式如下。

(1) 异程式 异程式是指经过每一并联环路的管长均不相等，即每一并联环路的水阻

力均不相同。异程式管路系统适用于中小型且子系统末端设备不多的系统，其系统末端均衡性较差，对系统水力平衡设计要求较高，但管路简单、系统总阻力较小。



图 3-36 冷冻水型冷却系统原理图（彩图见文前）

(2) 同程式 同程式是指经过每一并联环路的管长基本相等，即每一并联环路的水阻力基本相同。同程式管路系统适用于中大型且子系统末端设备较多的系统，系统末端均衡性较好，但系统管道总阻力及投资均会增加，管路较复杂，水泵扬程也会增加。

(3) 单管路 系统总管及连接到机房末端设备的管道均为一套（一供一回），有两根管道，系统管路简单，施工方便。但其应用于数据中心机房有单点故障风险。单管路系统适用于安全等级要求不高或者不影响机房整体重要性的机房。

(4) 双管路 系统总管及连接到机房末端设备的管道均为两套（两供两回），有四根管道，两套管路系统相互独立。系统运行时，既可以两路管路系统同时供水，各自承担 50% 的负载运行；也可以两路管路系统按照一主一备的方式切换运行。系统管路复杂，造价昂贵。双管路系统设计避免了单点故障风险，适用于安全等级要求高的机房。双管路系统的本质意义就是两套管路系统相互独立，而非仅仅是实现了两供两回的四根管道设计，读者在此要注意分辨。

(5) 环管路 连接到系统主设备及机房末端设备的主供回水管道均是环形管网，在每个设备接入环形管网的节点前后均设有阀门。在环形管网中，任一节点发生故障或漏水时，只要关断临近故障点侧的阀门即可，不影响本环形管网系统的正常运行。环形管网系统是解决单点故障的局部解决方案，但不能系统性地解决单点故障问题，需要与双管路系统或者其他方式联合运用才能完全解决单点故障。由于每个设备接入环网节点前后均需设计阀门，因此环路管网系统的阀门用量非常大；环路管网是同尺寸环形管道，所以每个阀门也是与环网管道同尺寸的大阀门。管道系统设计及施工复杂，管路阻力增加，管路及阀门投资偏大，管路系统维护非常复杂，适用于安全等级要求极高且维护能力极强的数据机房。典型的环路管网系统如图 3-37 所示。

2. 冷冻水型冷却机组的应用特点、节能技术及使用注意事项

冷冻水型冷却机组实际上是冷冻水系统的末端换热设备，冷冻水系统的应用特点、节能技术以及使用注意事项也就决定了冷冻水型冷却机组的相应方面。

(1) 冷冻水型冷却机组系统的应用特点

1) 由于冷冻水系统设计、施工及维护都相对复杂和专业，有水进机房的安全性隐患、有缺少投资及运行灵活性等缺点，因此冷冻水型冷却系统比较适合应用于无法利用风冷型及

水冷型分布式冷源，或者单体机房面积大于 5000m^2 的具有专业维护能力的数据中心机房。

2) 由于冷冻水系统的绝大部分内容（管路系统、冷水主机、蓄冷罐、自控等）需要一次性投入建设、冷水机组单机有运行负荷下限要求，因此冷冻水型冷却系统比较适用于一次性建设完毕并绝大部分负载投入运行的数据中心机房。

3) 由于冷冻水系统的冷水机组、冷却塔及水泵均具有运行负荷下限要求以及最佳性能点要求，系统运行灵活性较差且最佳性能点较难控制，因此冷冻水型冷却系统比较适合机房负载运行负荷比较稳定的数据中心机房。

4) 由于冷冻水系统包含了制冷、水暖、配点与控制等多专业，对各专业运维人员的专业理论、专业技能及专业实践均有极高的要求。因此冷冻水型冷却系统比较适合具有较强运维力量的数据机房。好设计加上好运维，才能使冷冻水型冷却系统真正服务好数据中心机房。

5) 冷冻水系统可以提供 $7\sim 15^\circ\text{C}$ 的冷冻水供水，可以在外部冷冻水冷源平台上实现节能的创新节能型数据中心机房。比如接外部冷源的风墙、AHU 及直接或间接新风蒸发冷却方案等。

(2) 冷冻水型冷却机组系统的节能技术 冷冻水系统一般采用能效比较高的风冷冷水机组或者水冷冷水机组，但对于数据中心空调节能需要综合考虑整个冷冻水系统所有设备的耗电，即考虑的是系统能效比（空调系统总制冷量/空调系统总耗电功率），冷冻水系统耗电还应包括冷却塔、冷却水泵、冷冻水泵、末端等的耗电。不同的项目实际条件、不同的项目需求规格、不同的设计水平和风格，均会产生能效完全不同的空调系统设计。所以，不能绝对地认为冷冻水系统是最节能的系统，理论和实践证明，水冷型压缩机的能效高于风冷型压缩机，但没有任何理论和实践证明冷冻水空调系统的能效一定最高，需要针对具体项目进行综合分析比较。

除了末端设备及与系统其他主设备最佳配合的最优能效设计外，冷冻水型冷却机组的冷冻水系统还可以在以下几方面进行节能设计：

1) 设计冷冻水系统时尽量减小管道长度，减少阀门数量，减少环路、二次换热器等阻力设备，尽量减少次级泵、水泵余量、高阻力二次换热器等功耗设备，以保证空调系统的能效比较高。

2) 对于北方地区，冷冻水系统可以充分利用自然冷源，设计带经济盘管的风冷自然冷水机组，或者系统设计冷却塔冬季供冷的水冷自然冷空调系统。但需要采取冬季冷冻水防冻措施。

3) 冷冻水系统的冷机单机容量最好能与数据机房的分期负载容量相匹配，系统设计要

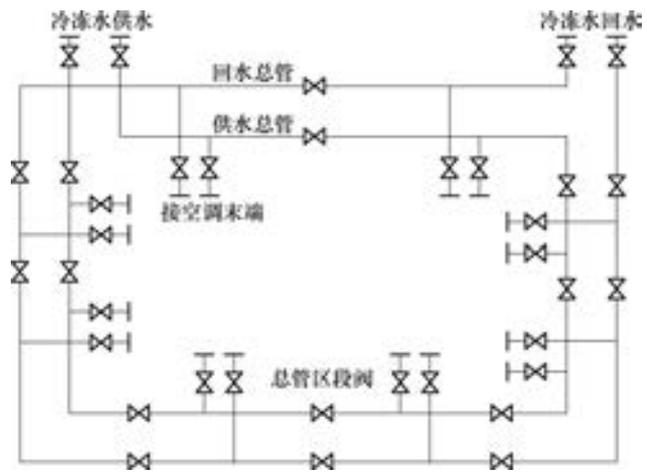


图 3-37 环路管网系统图

保证即使是在机房负载容量最小时，都能起动一台冷水机组工作在30%以上的带载率下。避免和减少冷水机组低能效和非正常运行。

4) 冷冻水系统的冷水机组、冷冻水泵、冷却水泵及冷却塔风机均设计变频控制系统，能根据室外气候条件及数据中心机房负载变化变频控制运行，实现变频调速节能。在水泵设计了变频控制时，冷冻水型冷却机组应设计二通电动调节阀与之进行节能运行配合。

5) 冷冻水系统的冷水机组、水泵、冷却塔及冷冻水型冷却末端均设计群组控制运行功能，能根据室外气候条件及数据机房负载变化智能决定投入运行数量，实现系统最佳能效运行。

6) 如果数据中心机房负载分期投入，建议设计蓄冷系统。一方面，可以避免冷水机组单机容量过大于机房负载而出现冷水机组喘振和低能效运行问题；另一方面，也可以在部分负载时利用峰谷电价差来实现节费运行。

7) 通过提高冷冻水进出水温度来提高能效。一方面，减少或避免低水温带来的机房冷冻水型冷却末端的低显热比问题；另一方面，通过提高蒸发温度来提高冷水机组能效。但是，在通过提高冷冻水进出水温度来提高冷水机组能效比的同时，也会降低冷冻水的换热能力，这势必会提高冷冻水的流量、冷冻水泵的功率以及冷冻水型冷却末端的成本。所以，提高水温到机房冷冻水型冷却末端可以实现100%显热比供冷后，就需要系统地考虑能效及经济性的最佳切合点。

8) 冷冻水系统可以作为众多节能创新方案的冷源平台，结合蒸发冷却机组、风墙AHU、组合式新风空调风柜、热转轮换热机组、精确送风等多种节能创新方案实现空调系统整体节能。

9) 通过应用EC风机、电动二通阀及空气压差传感器等联合智能控制来实现冷冻水型冷却机组以最佳能效运行。

(3) 冷冻水型冷却机组系统注意事项 应根据机房的现场情况和等级需要合理设计冷冻水系统，具体设计时应注意以下几点：

1) 在考虑冷冻水系统的节能性时，需要考虑系统能效比而非单冷水机组的能效比；同时还需要考虑低负载时整个冷冻水系统的运行能效。

2) 设计冷冻水系统时，应充分考虑冷冻水系统的单点故障问题，单点故障的关键点在系统主设备及其汇接管道及阀门、主管及干管。其设计必须与数据中心的等级设计相吻合，必须满足相关标准的要求。对于A级或者T3以上等级的机房，系统主设备必须设计备份、汇接管道必须设计备份或环管、主管及干管必须设计备份或环管。

3) 冷冻水系统是变流量系统，冷却末端设备需要设计二通阀与之配合；冷冻水系统是定流量系统，冷却末端设备需要设计三通阀与之配合。

4) 在北方地区，冷冻水系统的室外部分必须考虑采用防冻设计。管道伴热和使用乙二醇冷介质都是比较可行的办法，还需注意阀门设计和开关式封闭管段的冬季排空问题。

3.3.5 双冷源主机设备

1. 双冷源型冷却机组的系统组成及工作原理

双冷源型冷却机组就是具有两个冷源来源的末端冷却设备，如图3-38所示。它一方面可以避免单冷源的单点故障问题；另一方面也可以充分利用双冷源中的廉价冷源。在数据中

心行业，双冷源型冷却机组的冷源一般是自带直膨式（DX）冷源和经济盘管外接外部冷源这两种独立冷源。目前比较常见的双冷源型冷却机组主要有风冷+冷冻水、水冷+冷冻水、风冷+自然冷、冷冻水双盘管等类型，其中冷冻水既可以来自于冷机，也可以来自于自然冷冷源。

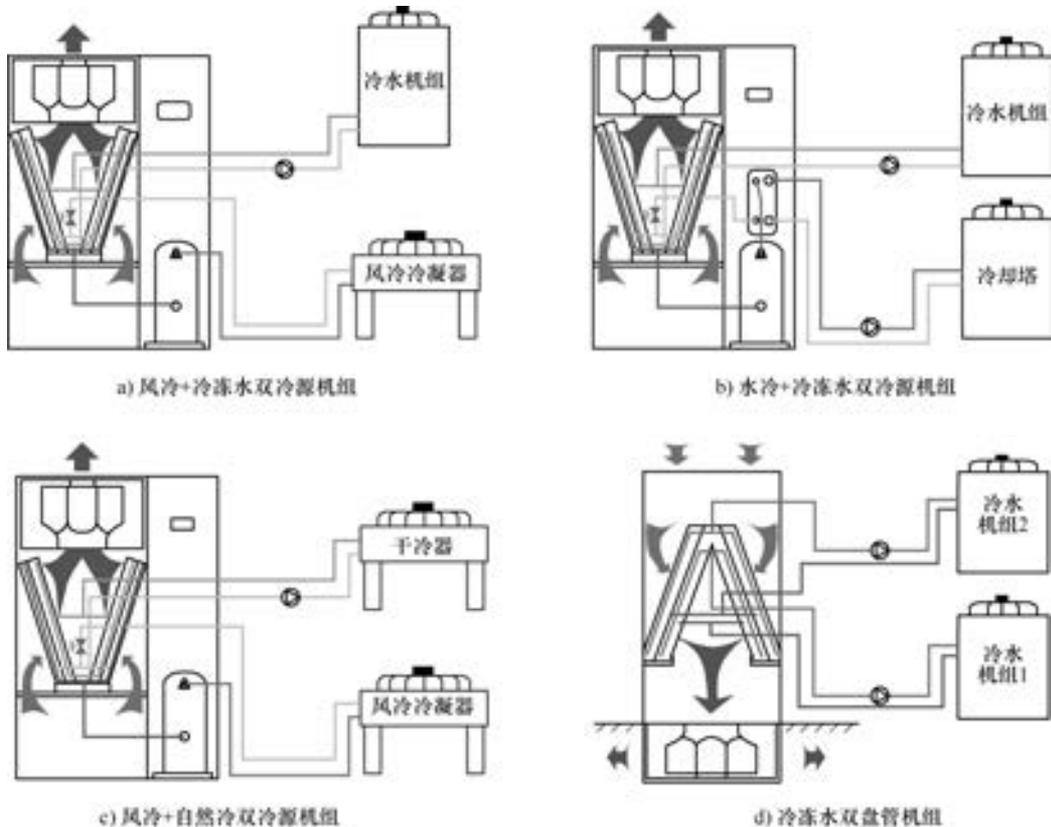


图 3-38 双冷源型冷却机组原理图（彩图见文前）

2. 双冷源型冷却机组的应用特点、节能技术及注意事项

双冷源型冷却机组的主要应用价值是节能和安全，其应用特点、节能技术及使用注意事项全部取决于其冷源的特性和应用价值取向。

（1）双冷源型冷却机组的应用特点

1) 适用于安全等级要求极高，且整个空调系统设计有双路冷冻水冷源的大型数据中心机房。

2) 适用于安全等级要求极高，整个空调系统没有设计双路冷冻水冷源，而部分机房又必须保证不间断冷源的数据中心机房。

3) 应用于设置在大型办公楼里的数据中心机房，办公楼自带中央冷冻水。一方面，数据中心机房的物业使用成本里已经包含了中央冷冻水的平摊费用；另一方面，中央冷冻水在晚间及冬季均会关闭供冷。此类机房使用双冷源型冷却机组，既可以充分利用在物业使用成本中已经付出的中央冷冻水费用，又可以在晚间及冬季中央冷冻水关闭时，起动自带直膨式冷源实现持续供冷。

4) 应用于具有自然冷资源的北方地区, 数据中心设计有自然冷冷冻水冷源, 冬季时充分利用自然冷冷源实现节能, 夏季则启动自带直膨式冷源实现供冷。

5) 双冷源型冷却机组具有设备投资较大、接管数量多、维护空间及维护工作量较大等缺点。

(2) 双冷源型冷却机组的节能技术 双冷源型冷却机组的节能技术主要体现在其经济盘管的外接冷源上, 外接冷源的节能技术基本上就是双冷源型冷却机组的节能技术。

1) 经济盘管外接冷源设计为干冷器自然冷冷源, 机组优先利用干冷器自然冷冷源, 在干冷器自然冷冷源不能满足机房内热负荷要求时, 启动双冷源型冷却机组自带直膨式冷源与干冷器自然冷冷源联合供冷, 以减少直膨式制冷系统的耗电。在干冷器自然冷冷源能够完全满足机房内热负荷要求时, 关闭直膨式制冷侧压缩机, 完全由干冷器自然冷冷源供冷。

2) 经济盘管外接冷源设计为冷却塔自然冷冷源, 机组优先利用冷却塔自然冷冷源, 在冷却塔自然冷冷源不能满足机房内热负荷要求时, 启动双冷源型冷却机组自带直膨式冷源与冷却塔自然冷冷源联合供冷, 以减少直膨式制冷系统的耗电。在冷却塔自然冷冷源能够完全满足机房内热负荷要求时, 关闭直膨式制冷侧压缩机, 完全由冷却塔自然冷冷源供冷。

3) 经济盘管外接冷源设计为自然水冷源, 机组优先利用自然水冷源, 在自然水冷源不能满足机房内热负荷要求时, 启动双冷源型冷却机组自带直膨式冷源与自然水冷源联合供冷, 以减少直膨式制冷系统的耗电。在自然水冷源能够完全满足机房内热负荷要求时, 关闭直膨式制冷侧压缩机, 完全由自然水冷源供冷。

(3) 双冷源型冷却机组的注意事项 因为双冷源型冷却机组主要是由直膨式制冷系统加上经济盘管组成的, 所以它同时具有直膨式制冷系统以及冷冻水系统的特点。设计及应用时的注意事项也与直膨式制冷系统和冷冻水系统相类似。

1) 如果双冷源型冷却机组的直膨式制冷系统为风冷压缩机制冷系统, 设计及应用时就应该正确考虑风冷室外机的安装位置。一般情况下, 风冷室外机与室内机之间的单程铜管长度不宜超过 60m, 风冷室外机不宜高过室内机 25m, 风冷室外机不宜低过室内机 5m。多台风冷室外机安装于同一场地中时, 安装距离应严格遵照制造厂商的安装维护要求。

2) 如果双冷源型冷却机组的直膨式制冷系统为水冷压缩机制冷系统, 则冷却水系统宜设计为闭式系统, 以防止冷却水与外部空气接触而受到污染。如果应用在严寒的北方地区, 还需考虑室外部分的防冻问题。管道伴热和使用乙二醇冷介质都是比较可行的办法, 还需注意阀门设计和开关式封闭管段式冬季排空问题。

3) 双冷源型冷却机组经济盘管冷冻水冷源若为变流量系统, 则需要设计二通阀与之配合; 经济盘管冷冻水冷源若为定流量系统, 则需要设计三通阀与之配合。在北方地区, 冷冻水系统的室外部分必须考虑采用防冻设计。管道伴热和使用乙二醇冷介质都是比较可行的办法, 还需注意阀门设计和开关式封闭管段的冬季排空问题。

4) 双冷源型冷却机组为双盘管冷冻水机组时, 宜设计为两路冷源同时供冷, 各承担 50% 的机房热负荷, 以便在一路冷冻水冷源丢失时, 另一路冷冻水冷源可以无缝切入持续供冷。

3. 双冷源主机设备分类

空调冷源有很多种, 目前为了保证系统的经济性和安全性, 有很多设计成双冷热源或多种冷热源结合使用的案例^[22]。下面分别介绍一种包括风、水双冷却系统的热管装置和包括

水冷和冷水主机的一体化双冷源冷冻站。

(1) 自然冷源风、水双冷却式热管换热系统 自然冷源风、水双冷却式热管换热系统(图 3-39)是在符合热管换热系统工作条件而室外温度正常时,利用风冷和水冷对室外机内散热器的冷却作用,为热管的冷端(即放热端)提供冷源,将热管换热系统中交换出的热量释放到大自然中;当室外气温过低时,关闭室外机的水冷系统以防结冰,利用风冷对室外机内散热器的冷却作用,为热管的冷端(即放热端)提供冷源,将热管换热系统中交换出的热量释放到大自然中。例如,某电信机房系统的运行压力随着温度的变化而变化,运行压力范围为 0.6~0.85MPa。

自然冷源风、水双冷却式热管换热系统的特点如下:

1) 采用热管换热技术,全年可利用时间长,全年平均节电率高。

2) 热管换热系统使机房内外只有热量交换,没有空气交换,确保了机房内空气的洁净度和湿度没有变化。

3) 大大缩短原有空调工作时间,延长原有空调使用寿命,节省空调采购投资及维护费用。

4) 工作时没有水进入机房,机房安全更有保障。

5) 无室外空气进入,无需对室外空气进行过滤,系统维护工作量小。

6) 外墙开孔小,施工时灰尘少。

7) 室内机可以采用分布吊装方式,节省机房面积,有效消除局部过热。

8) 远距离换热,室外机可以安装在楼顶。

(2) 水冷+冷水主机系统 某一体化双源冷冻站是一种可利用自然冷源的模块化冷水机组^[23]。系统将制冷主机、冷却塔、冷却水泵、冷冻水泵、高效换热器及控制系统集成在一个模块内。在制冷工况时,冷却塔使冷凝更加充分,以提高机组能效比;自然冷源工况时,完全采用冷却塔冷却。该系统的优点在于去工程化,并适于冷量的远距离输送,如图 3-40 和图 3-41 所示。

1) 水冷+冷水主机双冷源空调系统的运行方式。水冷+冷水主机双冷源一体化冷冻站的制冷方法如下:设置温度控制点 T_1 和 T_2 ,且 $T_1 > T_2$, T_1 为 15~25℃ 中的某一值, T_2 为 -2~2℃ 中的某一值。①当室外温度大于 T_1 时,开启水冷机组和冷却塔,此时冷却水在水冷机组和冷却塔之间循环。②当室外温度大于 T_2 且小于或等于 T_1 时,关闭水冷机组,开启冷却塔和中间换热器,此时冷却水在中间换热器和冷却塔之间循环,利用冷却塔内的循环冷却水为中间换热器提供冷量,冷凝风机开启。③当室外环境温度小于或等于 T_2 时,关闭水冷机组

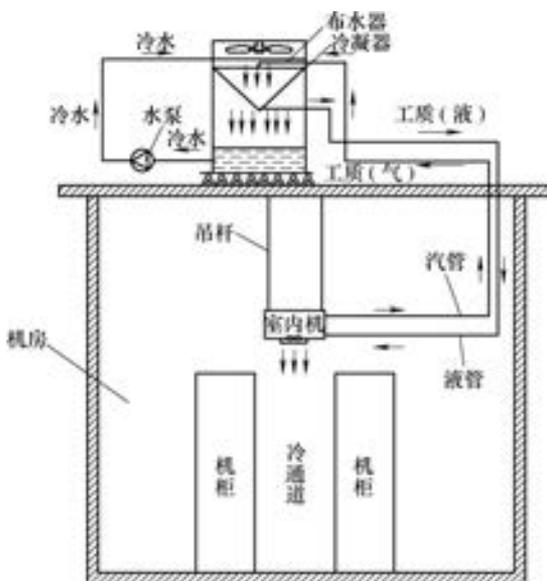


图 3-39 自然冷源风、水双冷却式热管换热系统原理图

和冷却塔的风机，开启冷却塔的喷淋装置和中间换热器。

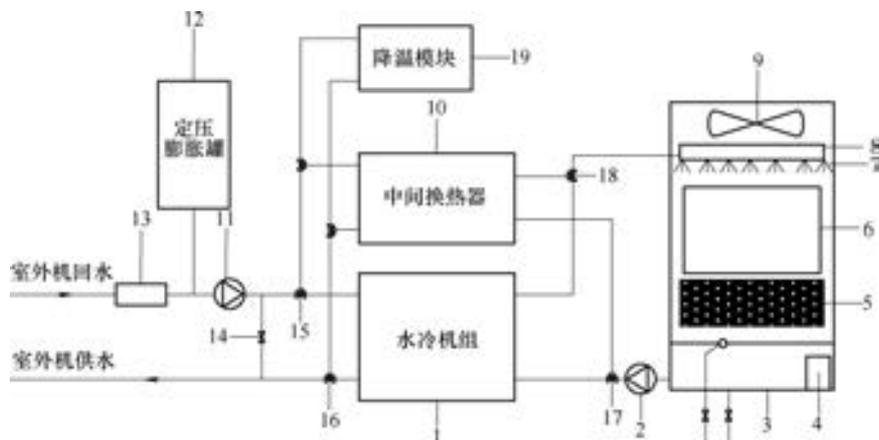


图 3-40 水冷+冷水主机双冷源空调系统室外侧示意图

- 1—水冷机组 2—冷却水泵 3—冷却塔 4—除垢装置 5—进风口 6—填料层
7—喷淋装置 8—布水器 9—冷凝风机 10—中间换热器 11—冷冻水泵
12—定压膨胀罐 13—除垢仪 14—18—旁通阀 19—降温模块

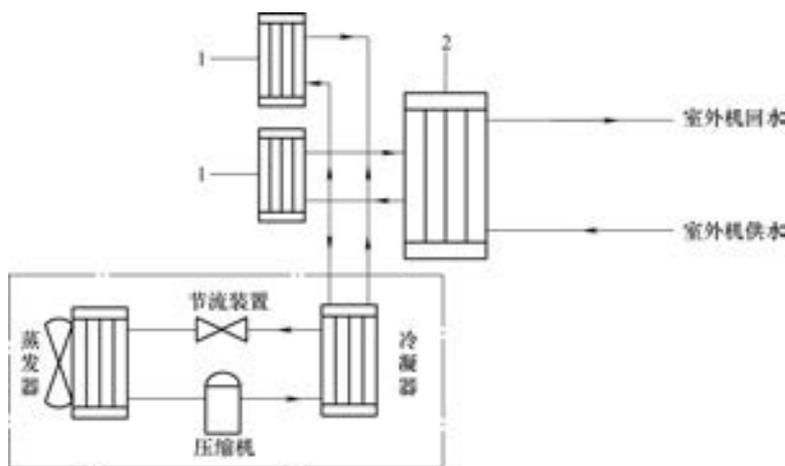


图 3-41 水冷+冷水主机双冷源空调系统室内侧示意图

- 1—水冷单元 2—冷量分配单元

系统针对机房的不同的环境进行独立控制，适用于多种冷源设备，提高了能源利用率。

2) 水冷+冷水主机双冷源空调系统的性能和优势。一体化双源冷冻站用水冷代替风冷，换热效能更佳；系统采用了调速风机，风机可以自动调节风量；冷冻站增大了换热器的换热面积，系统的制冷量得到增加；冷冻站采用工业级控制器，可以实现全自动控制，多种控制方式调节。

3.3.6 氟泵自然冷型冷却机组

1. 氟泵自然冷型冷却机组的系统组成及工作原理

氟泵自然冷型冷却机组是一种利用氟侧自然冷源技术的新型高效节能冷却设备，机组内

设置独立的压缩机制冷系统和氟泵自然冷系统，如图 3-42 所示。氟泵串联于冷凝器的下游，与压缩机制冷系统共用蒸发器、冷凝器及制冷剂管道系统，压缩机及氟泵均设有旁通阀。压缩机制冷模式时，开启氟泵旁通阀并关闭氟泵；氟泵自然冷模式时，开启压缩机旁通阀并关闭压缩机；混合供冷模式时，关闭压缩机及氟泵旁通阀并开启压缩机及氟泵。

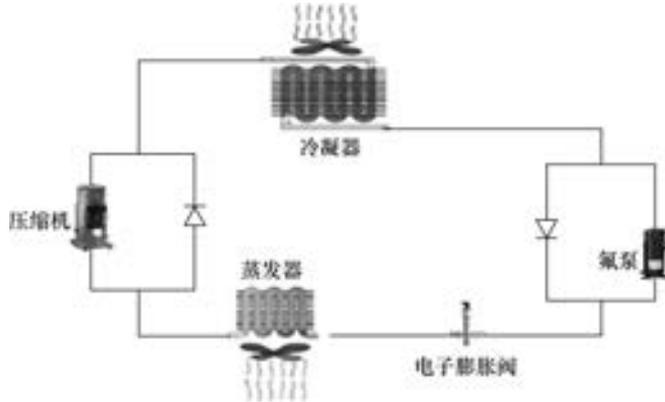


图 3-42 氟泵自然冷型冷却机组组成原理图

通常情况下，当室外温度 $\geq T_{w1}$ 时，氟泵自然冷型冷却机组工作在压缩机制冷模式，机组的运行性能与具有同样制冷系统配置的风冷型直膨式冷却机组相同；当 $T_{w2} \leq$ 室外温度 $< T_{w1}$ 时，优先起动氟泵自然冷模式，如果氟泵自然冷冷量小于机房负荷，机组将继续起动压缩机制冷，整机工作在压缩机及氟泵联合运行的混合制冷模式下，此时混合制冷模式的能效比大于压缩机制冷模式的能效比；当室外温度 $< T_{w2}$ 时，氟泵自然冷型冷却机组工作在氟泵自然冷模式。其中 T_{w1} 及 T_{w2} 为机组试验数据， T_{w1} 是混合模式能效比大于或等于压缩机制冷模式能效比临界点的室外温度， T_{w2} 是氟泵自然冷模式供冷量大于或等于压缩机制冷模式制冷量临界点的室外温度。各设备制造商的技术水平不同，其 T_{w1} 及 T_{w2} 对应的室外温度临界点也不同，临界点越高越有利于节能。氟泵自然冷却机组运行原理图如图 3-43 所示。

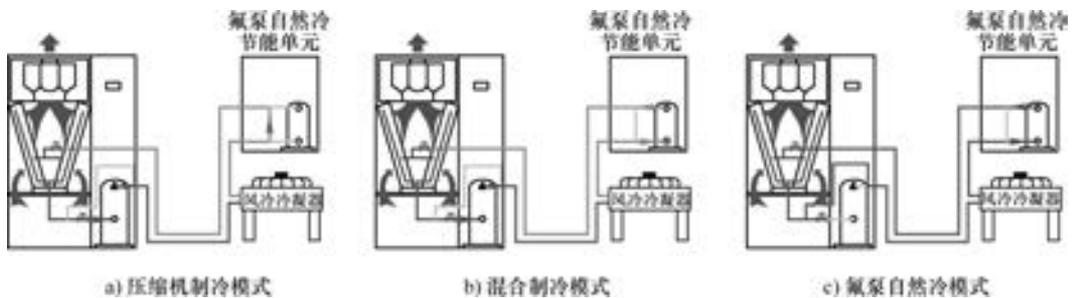


图 3-43 氟泵自然冷却机组运行原理图（彩图见文前）

氟泵自然冷型冷却机组的节能特性主要体现在以下两点。

(1) 氟泵自然冷模式的节能特性 氟泵自然冷模式时，机组投入远小于压缩机功率的氟泵，将不小于压缩机制冷系统制冷量的室外自然冷冷量运输到室内蒸发器上进行换

热，其氟泵自然冷却模式的压焓如图 3-44 所示。氟泵实现了制冷剂在制冷系统中的循环，利用室外自然冷的冷凝过程，然后传输到室内实现蒸发，产生制冷量，此过程无须启动压缩机，大大降低了功率输入。

(2) 混合供冷模式的节能特性 混合供冷模式时，氟泵的运行是在制冷系统中冷凝器下游的压增过程。利用氟泵的压增作用，一方面可以将制冷系统冷凝压力控制点降低到 10bar 左右（普通压缩机制冷系统的冷凝压力控制在 13bar 左右），以降低压缩机功率；另一方面可以提高节流前的过冷度、制冷剂流量及蒸发压力来提高机组制冷量输出。该运行模式的压焓如图 3-45 所示。

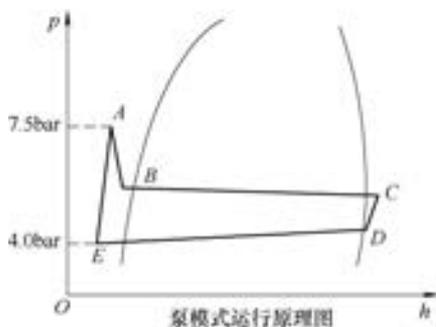


图 3-44 氟泵自然冷却模式压焓图

A-B: 泵出口到蒸发器入口
 B-C: 冷媒在蒸发器内吸热
 C-D-E: 冷媒的冷凝过程
 E-A: 泵对冷媒的增压过程
 注: 1bar=100kPa

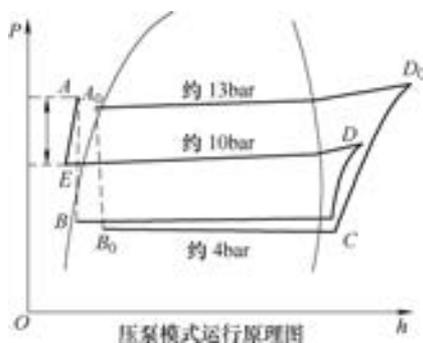


图 3-45 氟泵混合供冷模式压焓图

A→B→C→D→E→A: 压泵模式
 A₀→B₀→C→D₀→A₀: 压缩机模式

2. 氟泵自然冷型冷却机组的应用特点、节能技术及注意事项

氟泵自然冷型冷却机组一方面可以利用自然冷实现节能，另一方面由于增加了氟泵及储液装置，也可以实现超长管道的应用。其应用特点、节能技术及注意事项也就与这两方面密切相关。

(1) 氟泵自然冷型冷却机组的应用特点

1) 因为氟泵自然冷型冷却机组比风冷型冷却机组多了一套氟泵自然冷节能系统，室内外机的应用及安装条件与风冷型冷却机组完全一样。所以氟泵自然冷型冷却机组适用于可以应用风冷型冷却机组且有节能需求的数据中心机房。

2) 出于经济性考虑，氟泵自然冷型冷却机组相对于风冷型冷却机组的增加投资节能回收期控制在 3~4 年比较合理。如此考虑，氟泵自然冷型冷却机组适用于全年有 40% 以上时间室外气温低于 T_{w1} 的地区，可以实现全年平均节能在 30% 左右，回收期为 3~4 年。

3) 自然冷条件和室外防冻是矛盾统一体，室外温度越低，越有利于自然冷的利用，但也越有室外冻结的风险。氟泵自然冷型冷却机组适用于室外冬季严寒的地区，既可充分利用室外自然冷源，又没有室外设备及管道冻结的风险。

4) 氟泵自然冷机组是最简单、最直接且最清洁的自然冷利用设备，机组的维护内容及

工作量如同风冷型冷却设备一样简单经济。氟泵自然冷型冷却机组适用于维护力量薄弱又特别注重自然冷节能的中小数据中心机房。

5) 由于氟泵自然冷型冷却机组中氟泵的增压循环作用, 氟泵又增加了克服管道阻力的能力, 适用于安装条件为室内外机距离超长, 室外机超高于室内机及超低于室内机的数据中心机房。

(2) 氟泵自然冷型冷却机组的节能技术 氟泵自然冷型冷却机组本身就是一种最简单、最直接且最清洁的利用自然冷源的节能设备, 它利用室外温度低于冷却设备室内回风温度的温差, 通过氟利昂制冷剂将室外自然冷源运输到数据机房内对设备进行冷却, 实现了过渡季节以及严寒冬季的自然冷节能。理论上讲, 只要室外温度低于冷却设备室内回风温度, 就可以利用自然冷进行机房供冷。但需要考虑氟泵自然冷型冷却机组整体运行能效及制冷量相对于风冷型冷却机组的临界温度点 T_{w1} 及 T_{w2} , 以及冷却设备室内回风温度 T_h 。 T_{w1} 及 T_{w2} 越高, 可利用室外自然冷的时间就越长; T_h 越高, 室外温度低于冷却设备室内回风温度的温差越大, 自然冷换热效率就越高, 自然冷供冷量也就越大, 同时可利用室外自然冷的时间越长。 T_{w1} 、 T_{w2} 和 T_h 的值是决定氟泵自然冷型冷却机组节能效果和节能量的核心系统性因素, 各因素之间有机联系, 任何一个因素都不能独立决定节能效果和节能量。

除了设备本身以及与系统其他主设备最佳配合的最优节能设计外, 氟泵自然冷型冷却机组的系统性节能设计还可以从以下几方面入手:

1) 氟泵自然冷型冷却机组室外冷凝器的散热能力随着室外天气变化和室内负荷变化而变换。所以在进行氟泵自然冷型冷却机组室外冷凝器风机调速设计时, 可以考虑采用冷凝器风机变频控制来节能。

2) 适当增加氟泵自然冷型冷却机组室内蒸发器及室外冷凝器的换热面积和提高其换热能力, 以提高 T_{w1} 及 T_{w2} 的值, 室外低温自然冷却时间越长, 氟泵自然冷型冷却机组的全年节能效果也就越好。在超大容量风冷型冷却机组上应用氟泵自然冷节能技术的节能效果更明显。

3) 将氟泵自然冷型冷却机组室外冷凝器设计为水冷冷凝器或者蒸发式冷凝器, 可以有效延长室外低温自然冷运行时长, 从而可以有效提高氟泵自然冷型冷却机组的全年运行能效, 扩大氟泵自然冷型冷却机组应用的地理区域。

4) 提高数据机房回风温度, 如从传统的 24℃ 提升到 28℃ 甚至更高, 封闭冷通道将回风温度提高到 35℃, 结合行间空调 35℃ 回风温度, 均可延长室外自然冷的使用时长, 提高节能量。

5) 通过应用氟泵变频无级调节控制以及最大限度地降低氟泵功率, 来提高氟泵自然冷型冷却机组的运行能效。

6) 通过应用变频压缩机、EC 风机及电子膨胀阀等来提高氟泵自然冷型冷却机组的运行能效。

7) 设计高效群组控制功能。一方面, 通过传感数据与设计数据对比计算智能判断机房负荷变化趋势, 统一指挥群组内空调设备的运行模式, 避免群组内各机组间竞争运行的耗能现象; 另一方面, 通过传感数据与设计数据对比计算智能判断机房负荷需求量, 智能起动群组内相应数量的可提供与负荷需求一致的空调机组, 按需匹配供冷实现节能。

(3) 氟泵自然冷型冷却机组的注意事项

1) 虽然氟泵自然冷型冷却设备可以适应超长管道的应用场合,但氟泵自然冷型节能柜最好与室外冷凝器同高度且距离越近越好,这样可以减少制冷剂冷凝液化后由压力损失带来的泵前汽化引起的氟泵汽蚀问题。

2) 和风冷型冷却设备一样,氟泵自然冷型冷却设备的室外冷凝器与室内机应尽量同高度且距离越近越好。这样有利于机组制冷系统的稳定以及减少由于管道长度和室内外机高度差引起的冷量衰减。

3) 氟泵自然冷型冷却机组中氟泵的选择至关重要,氟泵质量不好或者选择不合适极易引起氟泵汽蚀及泄漏问题,应选择技术成熟且有成熟应用经验的氟泵。

4) 由于氟泵自然冷技术中已经设计了氟泵、储液罐及加热元件,其本身除了具有自然冷节能以及长管道应用功能外,还具备低温环境应用功能。所以氟泵自然冷型冷却设备在应用于长管道和低温环境时,不需要另外设计管道延长选件和低温选件。

3.3.7 水侧余热回收系统

1. 水侧余热回收系统的系统组成及工作原理

余热回收实际上就是冷凝热回收,冷水机组在制冷模式下运行时,冷凝器放出的热量通常通过冷却塔或者冷凝风机排向室外大气环境,而且排向大气的热量的温度一般为 $35\sim 50^{\circ}\text{C}$ 。此部分热量作为废热排放,一方面对于有大量用热需求的场所是一种浪费,另一方面也给周围环境带来了一定的废热污染。余热回收系统就是通过一定的方式对冷水机组冷凝热进行回收再利用,将其作为用户的最终热源或初级热源。在压缩机与室外侧换热器之间增设热回收换热器,制冷时,压缩机排出的高温高压的冷媒气体进入热回收换热器,将热量释放给热负荷需求侧用水。余热回收包括部分热回收和全部热回收:部分热回收是指利用其中的某段冷凝放热来加热热需求用户的热水;全部热回收是指利用整个冷凝放热过程的热量来加热热需求用户的热水。在图3-46中, $b\sim e$ 为整个冷凝放热过程,其中 $b\sim c$ 为冷媒过热段的显热放热过程, $c\sim d$ 为冷媒相态变化的潜热放热过程, $d\sim e$ 为冷媒过冷段的显热放热过程。

按照余热的利用方式来分,冷凝热回收主要分为直接式和间接式两种类型。直接式是指制冷剂从压缩机出来后进入热回收装置,直接与水换热加热热需求用户用水;间接式是指利用冷凝器侧排出的 37°C 左右的水来加热热需求用户用水。间接式余热回收相对来说增加的设备多,换热效率低,一般较少使用。按照主机结构形式不同,可分为单冷凝器热回收和双冷凝器热回收。单冷凝器热回收就是提高冷凝器出水温度后,在机组冷却侧接入热负荷需求,消耗不了的剩余热量由

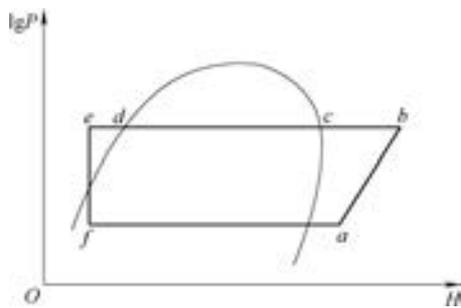


图 3-46 余热回收的 $\lg P-H$ 图

冷却塔排放到大气环境中,如图3-47a所示。双冷凝器热回收机组中设计有两个冷凝器,从压缩机排出的高温高压气体冷媒首先进入热回收冷凝器,将热量释放给接入热回收冷凝器来满足热负荷的需求,消耗不了的剩余热量通过标准冷凝器释放到冷却水中,由冷却塔排放到大气环境中,如图3-47b所示。单冷凝器热回收机组系统整体成本增加得较少,但系统管路

相对复杂，部分负荷时机组效率衰减严重，系统运行稳定性较差。双冷凝器热回收机组需要增加一个热回收冷凝器，系统整体成本增加得较多，但机组管路和控制相对简单，系统运行相对稳定。

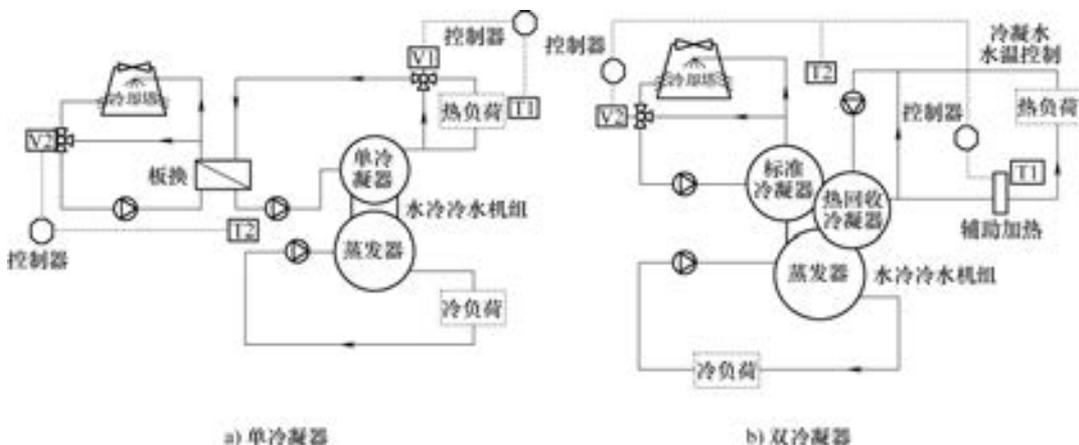


图 3-47 单、双冷凝器连接示意图

2. 水侧余热回收系统的应用特点、节能技术及注意事项

水侧余热回收目前主要应用于有持续热需求，且冷热需求可以同时共存的场所，如宾馆、医院、学校及部分工业场所，但其应用于数据中心基础设施领域还处于起步探索阶段，还有很多与传统水侧余热回收特点不相适应的地方需要优化和完善。

(1) 水侧余热回收系统的应用特点 数据中心机房的冷负荷是相同面积民用建筑的 5~10 倍，而且几乎全年 24h 持续稳定在同一水平，理论上讲，数据中心空调系统最大可以提供 6~12 倍民用建筑空调负荷的余热热量来加热热负荷需求热水。结合数据中心本身的特点来看，供冷系统稳定安全、冷负荷超大且几乎恒定不变、冷负荷用户需求优先是数据中心机房冷负荷的三大主要特点。

1) 余热回收系统适合应用于有持续热负荷需求的数据中心园区，如还设计有培训中心、研发中心、员工宿舍以及营业厅的数据中心园区。

2) 余热回收系统适合应用于热负荷需求占比较大，且热负荷需求量至少与系统中一台冷水机组冷凝放热相当的数据中心。

3) 余热回收系统适合应用于本身没有廉价集中供热的数据中心园区，且单独设计一套余热回收系统以及锅炉供热系统，就占用的数据中心建筑面积成本以及资金成本而言，可以在 3~4 年内收回成本的数据中心园区。

(2) 水侧余热回收系统的节能技术

1) 水侧余热回收系统本身就是一项节能技术，但决定系统是否能够发挥最佳节能能效的主要因素是余热回收机组的最佳配置。与热负荷需求特征相适应的余热回收系统配置是决定此项节能技术应用是否高效的关键。

2) 余热回收系统选用高效率的余热回收机组、高效率的智能能效管理系统、最优能效的系统设计，也是决定此项节能技术应用是否高效的关键。

(3) 水侧余热回收系统的注意事项

1) 余热回收系统一般只能提供 35~50℃ 的低温热水, 但实际热负荷需求用户需要的是 60~100℃ 的高温热水。所以还需设计电加热或者锅炉等系统来进一步提高用水温度。

2) 由于数据中心园区具有安全优先要求, 必须保证能够稳定、不间断地满足数据中心冷负荷需求。所以即使系统设计了水侧余热回收系统, 也不能减少冷却侧常规冷却塔的容量配置, 以保证在热负荷需求不稳定或者中断时期, 能正常转入常规冷却系统进行系统冷凝排热。

3) 数据中心设计余热回收系统只会单纯地增加余热回收设备, 不会减少原制冷系统的任何设备等的容量和配置, 但会减少独立供热系统的容量和配置。就投资经济性而言, 仅在制冷侧计算经济回收期是不合理的, 应结合整个制冷及供热系统全盘计算其投资回收期的经济性。

4) 需要详细、准确地统计计算数据中心园区热负荷需求量及需求特征, 在进行热回收机组的匹配选型计算时, 最小热负荷需求必须能持续、稳定地保证系统中一台机组的余热回收系统能基本处于满负荷工作状态。

5) 根据数据中心园区热负荷需求的变化特征, 余热回收系统最好设计一套可以平衡热负荷需求小幅规律波动的储热系统, 以保持热量供应的持续和稳定。

3.3.8 蒸发冷却空调机组

1. 蒸发冷却空调机组的工作原理及系统组成

蒸发冷却空调机组是利用直接蒸发冷却技术或间接蒸发冷却技术, 在无压缩机条件下实现制冷的空气处理设备。在数据中心自然冷却系统中, 通常采用的蒸发冷却空调机组存在三种类型: 直接蒸发冷却空调机组、间接蒸发冷却空调机组和露点间接蒸发冷却空调机组。

(1) 直接蒸发冷却空调机组 直接蒸发冷却指的是空气与水直接接触, 水分子蒸发进入空气流吸收汽化热 Q_L 而使空气的干球温度降低 (显热量 Q_s 减少), 含湿量 d 增大, 在理想绝热的情况下 ($Q_L = Q_s$), 被处理空气所发生的热湿处理过程为等焓加湿冷却^[26], 如图 3-48 所示。直接蒸发冷却的热湿处理过程能够将被处理空气冷却降温所达到的极限温度为被处理空气的湿球温度, 因此通常利用湿球效率来对直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 (3-9) 所示。直接蒸发冷却过程的湿球效率与被处理空气条件、空气流量以及填料特征等因素有关, 其数值一般在 70%~90%。在图 3-48b 中, 假定①状态下被处理空气的干球温度 t_1 和湿球温度 $t_{wb,1}$ 分别为 33.5℃ 和 18.2℃ (新疆乌鲁木齐地区夏季空气条件室外计算参数), 直接蒸发冷却热湿处理过程的湿球效率 ω 可取 85%, 将上述参数带入式 (3-9) 后可计算得出, 经直接蒸发冷却处理后②状态下空气的干球温度 t_2 为 20.5℃。

$$\omega = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{wb,1}} \quad (3-9)$$

式中 ω ——直接蒸发冷却过程湿球效率 (%) ;

t_1 ——被处理空气的干球温度 (℃) ;

$t_{wb,1}$ ——被处理空气的湿球温度 (℃) ;

t_2 ——处理后空气的干球温度 (℃) 。

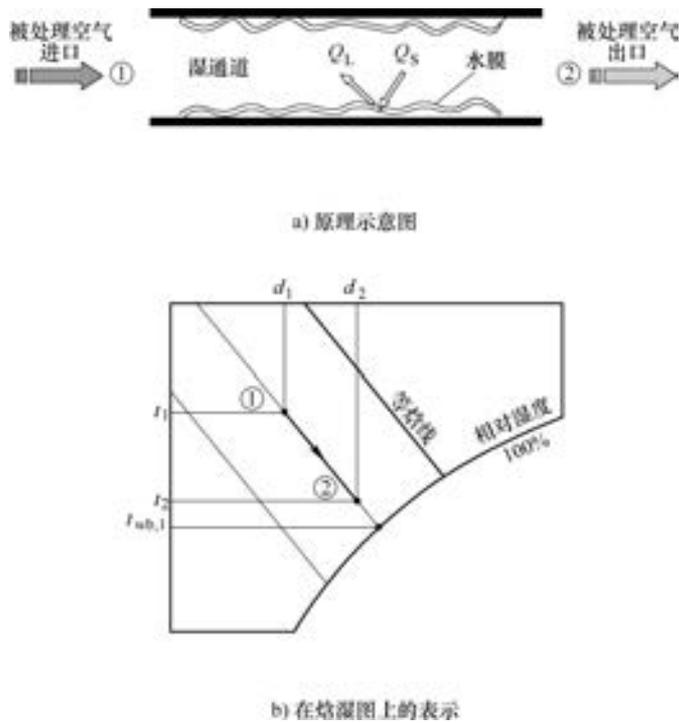


图 3-48 直接蒸发冷却热湿处理过程

根据与空气直接接触的水形态的不同，直接蒸发冷却可以分为湿膜型和喷雾型，如图 3-49 所示。湿膜型直接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中应用时存在两种形式：蒸发式冷气机和填料墙。蒸发式冷气机一般需要与精密空调联合运行^[27]，如图 3-50 所示，在外界环境空气湿球温度较低时，开启蒸发式冷气机和排风机，同时关闭精密空调，外界环境空气经蒸发式冷气机处理后温度降低送入机房内，吸收热量后由排风机排到机房外。填料墙和

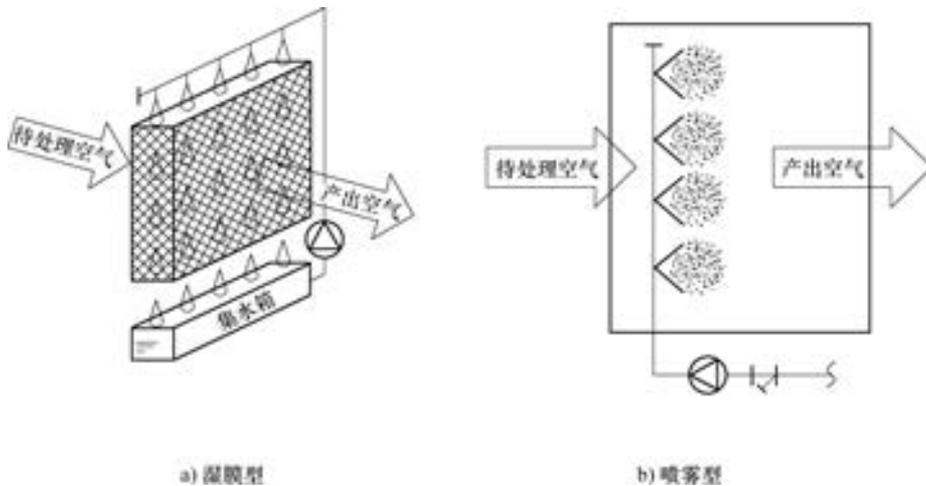


图 3-49 不同类型的直接蒸发冷却

喷雾型直接蒸发冷却通常需要与数据中心的建筑结构有机结合,如图 3-51 所示,当外界环境空气的温度很低时,利用机房内的一部分热回风与外界进风相混合,达到送风要求后直接送入机房内;当外界环境空气的温度较低其满足送风要求时,可将外界进风直接送入机房内;当外界环境空气的温度较高但其湿球温度较低时,可将外界进风经填料墙或喷雾直接蒸发冷却处理降温后直接送入机房内;当外界环境空气的温度很高时,则需要利用机械制冷的方式对机房热回风进行冷却降温。

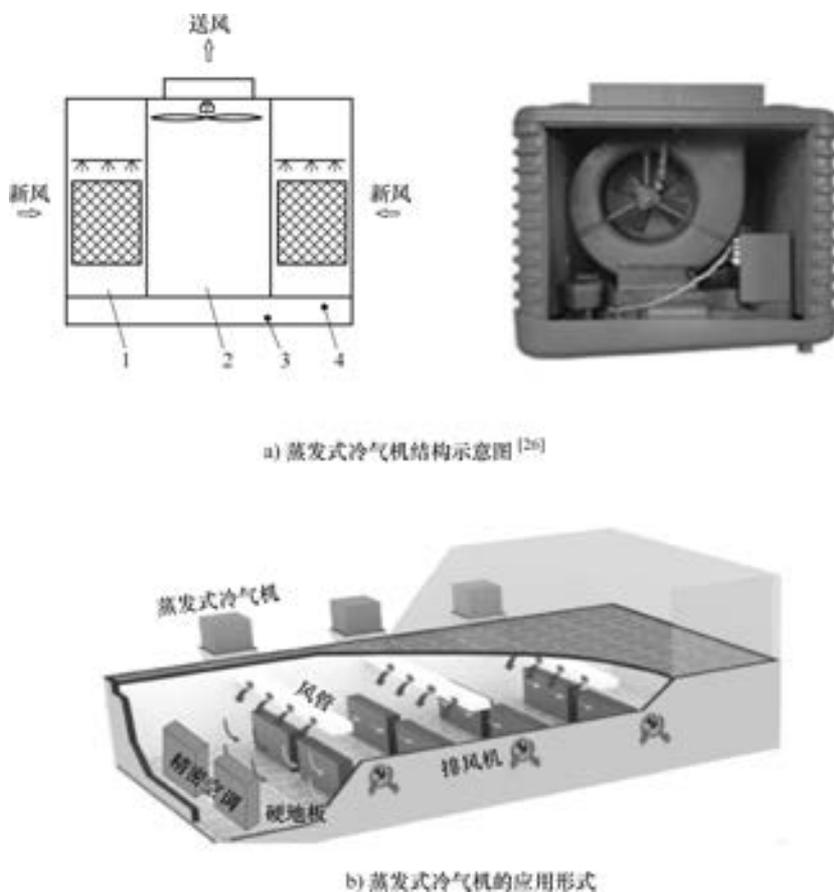


图 3-50 蒸发式冷气机在数据中心冷却系统中的应用形式

(2) 间接蒸发冷却空调机组 间接蒸发冷却指的是空气经过表面式换热器与经蒸发冷却的水或空气进行热交换而被冷却^[28]。对于数据中心冷却系统而言,IT 设备机房的循环空气流通过换热芯体的干通道,外界环境空气流通过换热芯体的湿通道。在干通道内,机房循环空气将显热量 Q_s 传递给湿通道换热表面的水膜而使干球温度降低,其所发生的热湿处理过程为等湿冷却;在湿通道内外界环境空气与水膜直接接触,水分子蒸发进入外界环境空气流吸收汽化热 Q_L ,其所发生的热湿处理过程为增焓加湿,如图 3-52 所示。间接蒸发冷却的热湿处理过程能够将处理空气冷却降温至所达到的极限温度为进入湿通道空气的湿球温度,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 (3-10) 所示。间接蒸发冷却过程的湿球效率与进入干通道的被处理空气条件、空气流

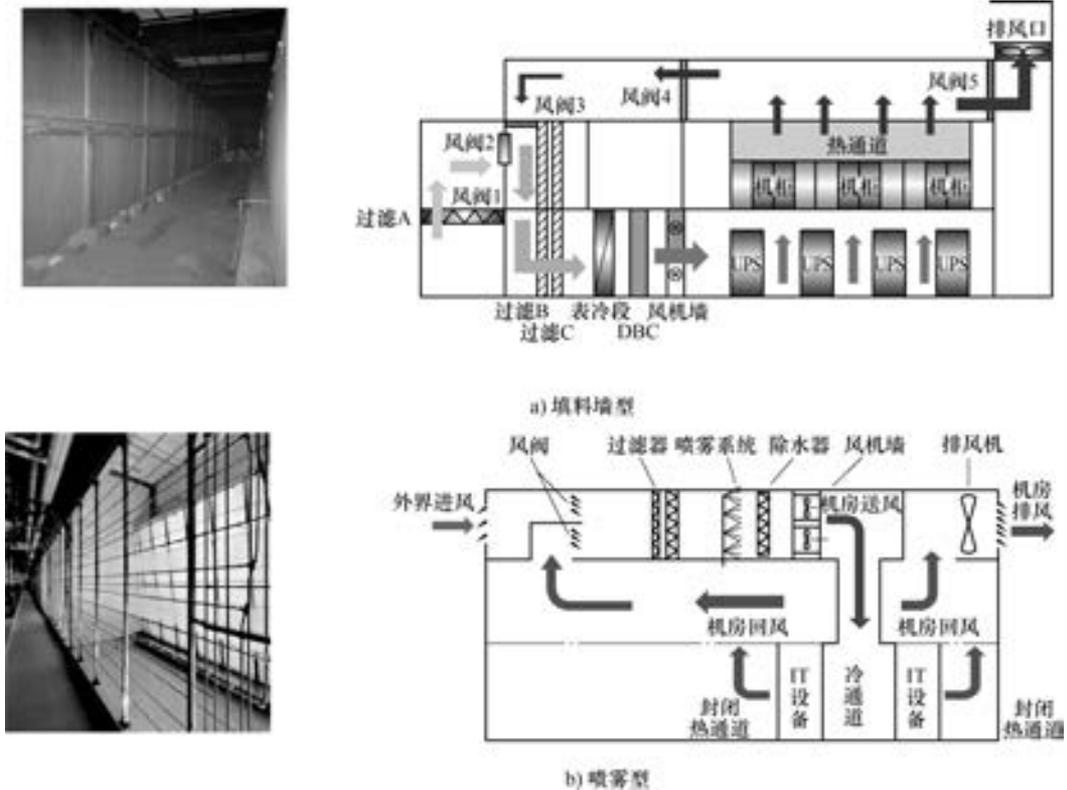


图 3-51 填料墙和喷雾型直接蒸发冷却在数据中心冷却系统中的应用形式（彩图见文前）

量，进入湿通道的空气条件、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%。在图 3-52b 中，假定进入干通道的①状态下被处理空气的干球温度 t_1 为 36.0℃，进入湿通道的③状态下空气的湿球温度 $t_{wb,3}$ 为 18.2℃，间接蒸发冷却热湿处理过程的湿球效率 ε 可取 70%，将上述参数带入式 (3-10) 后可计算得出，经间接蒸发冷却处理后②状态下空气的干球温度 t_2 为 23.5℃。

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{wb,3}} \quad (3-10)$$

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的干球温度 (℃)；

$t_{wb,3}$ ——进入湿通道空气的湿球温度 (℃)；

t_2 ——处理后空气的干球温度 (℃)。

根据湿通道内空气与水膜发生蒸发冷却热湿交换位置的不同，间接蒸发冷却空调机组可以分为内冷式、外冷式和混合式^[29]。在内冷式间接蒸发冷却换热器中，被处理空气通道的相邻通道中水膜与另外一股空气流接触发生增焓加湿的直接蒸发冷却过程。根据换热芯体结构的不同，内冷式间接蒸发冷却换热器可以分为板翅式和管式，其中对于管式内冷间接蒸发冷却换热器而言，根据换热管布置形式的不同可以分为卧管式和立管式，如图 3-53 所示；根据换热管形状的不同可以分为椭圆管式和板管式，如图 3-54 所示。内冷式间接蒸发冷却

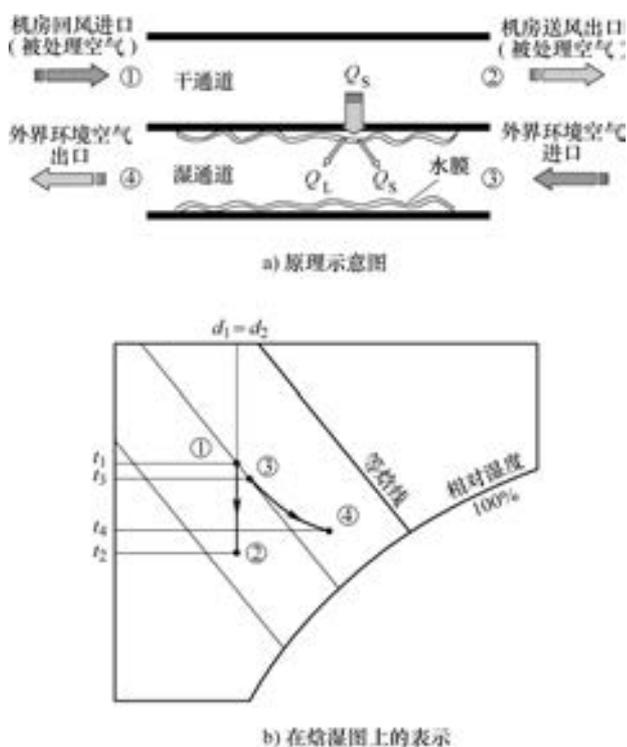


图 3-52 间接蒸发冷却热湿处理过程

空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式如图 3-55 所示。

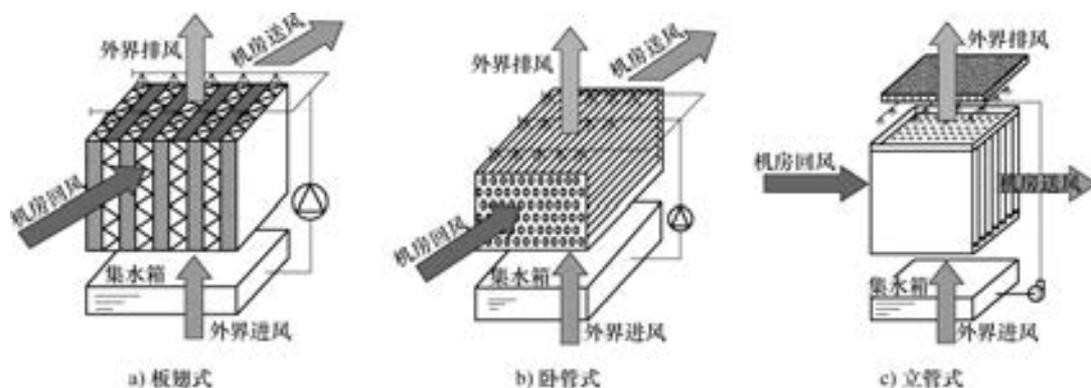


图 3-53 内冷式间接蒸发冷却换热器结构示意图

外冷式间接蒸发冷却由直接蒸发冷却换热器与间接空气—空气换热器或空气—水换热器组成，经直接蒸发冷却换热器冷却降温处理后的外界环境空气或循环水通过间接空气—空气换热器或空气—水换热器中被处理空气通道的相邻通道，与被处理空气进行间接换热，也就是说被处理空气通道的相邻通道内不再发生水膜与空气之间的直接蒸发冷却热湿处理过程。根据直接蒸发冷却换热器所制取的冷却介质的不同，外冷式间接蒸发冷却可以分为风侧外冷式间接蒸发冷却和水侧外冷式间接蒸发冷却，如图 3-56 所示。外冷式间接蒸发冷却空调机

组在数据中心冷却系统中的应用形式如图 3-57 所示。

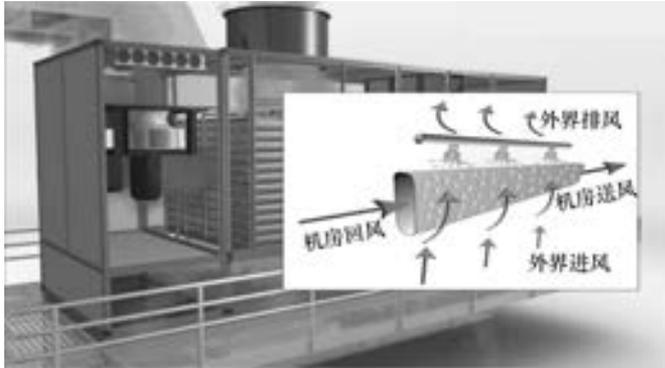


图 3-54 板管内冷式间接蒸发冷却示意图 (彩图见文前)

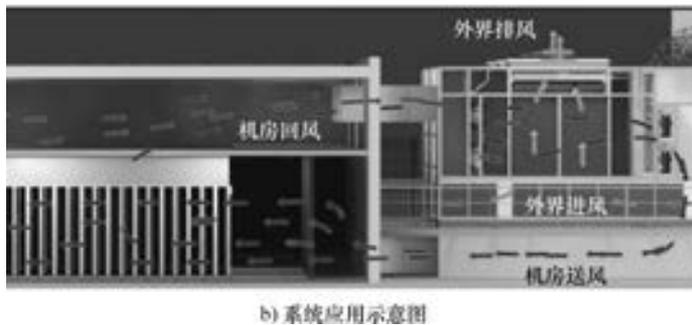


图 3-55 内冷式间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式 (彩图见文前)

混合式间接蒸发冷却由内冷式间接蒸发冷却换热器与间接空气-空气换热器组成, 如图 3-58 所示。由于在内冷式间接蒸发冷却换热器湿通道中, 外界环境气流与水膜接触发生直

接蒸发冷却换热过程，使得外界排风温度一般会低于外界进风温度，此时使外界排风再次通过空气-空气换热器中被处理空气通道的相邻通道，与被处理空气进行初级间接换热。经间接空气-空气换热器初级换热处理后的被处理空气流，继续通过内冷式间接蒸发冷却换热器中的干通道进行二级换热，从而达到连续冷却降温的目的。混合式间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式如图 3-59 所示。

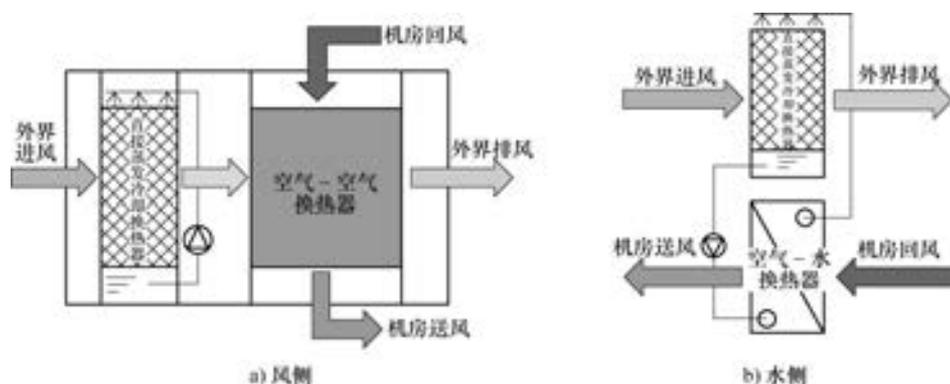
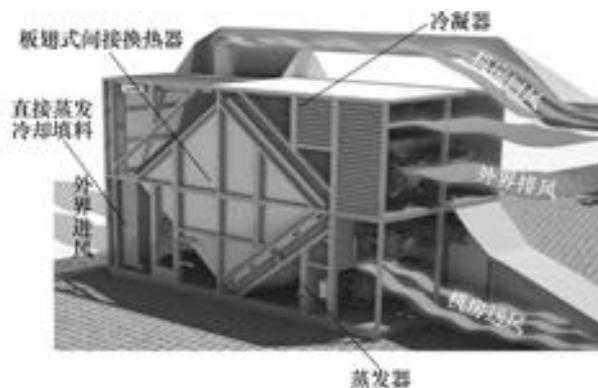


图 3-56 外冷式间接蒸发冷却结构示意图



a) 空调机组结构示意图



b) 系统应用示意图

图 3-57 外冷式间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式（彩图见文前）

间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用时存在三种运行模式：当外界环境空气温度较低时，通过空气-空气换热器，利用室外冷风对机房内热回风进行间接换热冷却；当外界环境空气温度较高而湿球温度较低时，需要开启间接蒸发冷却换热系统对机房内热回风进行冷却；当外界环境空气温度很高且湿球温度较高时，需要同时开启间接蒸发冷却换热系统和直膨式制冷系统，利用直膨式制冷系统对机房热回风进行补充制冷。

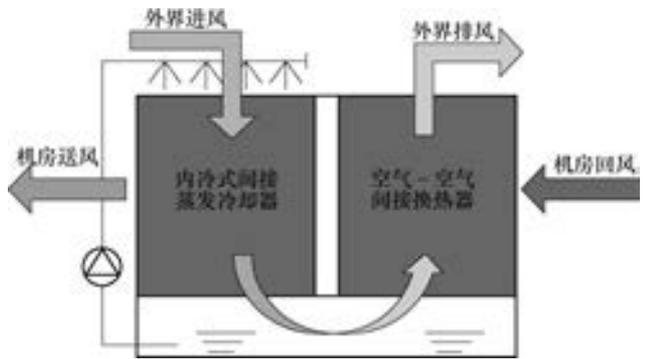
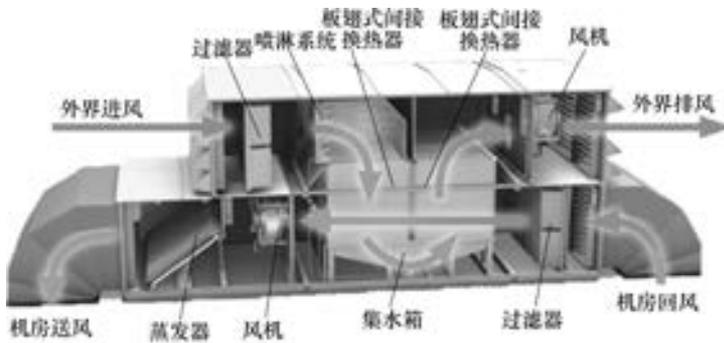
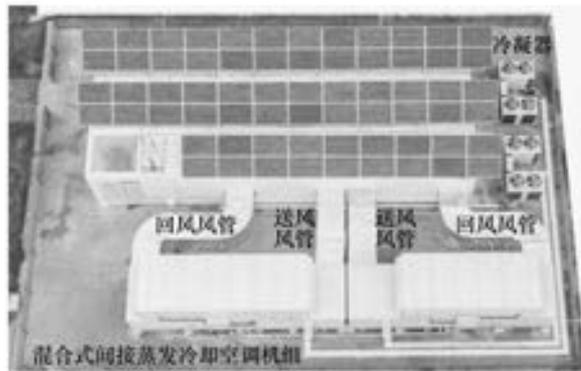


图 3-58 混合式间接蒸发冷却结构示意图



a) 空调机组结构示意图



b) 系统应用示意图

图 3-59 混合式间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的应用形式（彩图见文前）

(3) 露点间接蒸发冷却空调机组 露点间接蒸发冷却是能够使产出空气的极限温度达到进口空气露点温度的一种间接蒸发冷却，其将干通道内部分冷却或完全冷却空气的一部分通过换热壁面的小孔进入湿通道，与水膜直接接触进行热湿交换对干通道内的剩余空气进行冷却降温^[30]。根据干通道和湿通道之间气流配置的不同，露点间接蒸发冷却可以分为叉流

式和逆流式，分别如图 3-60 和图 3-61 所示。露点间接蒸发冷却的热湿处理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 (3-11) 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%。在图 3-60b 中，假定状态 1 下被处理空气的干球温度 t_1 和露点温度 $t_{dp,1}$ 分别为 33.5℃ 和 9.8℃，露点间接蒸发冷却热湿处理过程的露点效率 η 可取 75%，将上述参数带入式 (3-11) 可计算得出经露点间接蒸发冷却处理后状态 2 下产出空气的干球温度 t_2 为 15.7℃。

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{dp,1}} \quad (3-11)$$

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 (℃)。

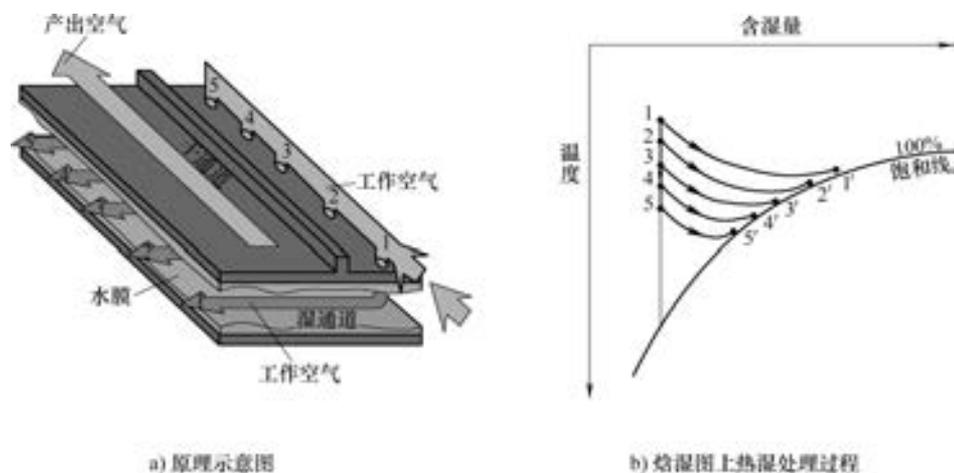


图 3-60 叉流式露点间接蒸发冷却原理

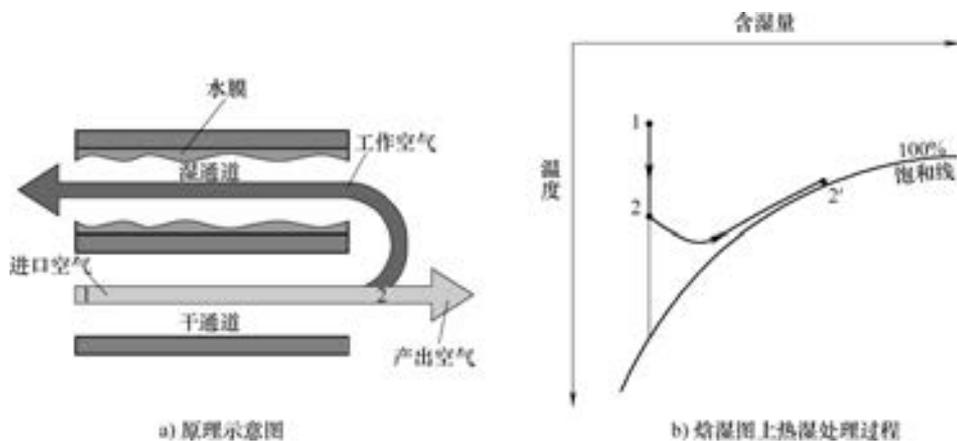


图 3-61 逆流式露点间接蒸发冷却原理

露点间接蒸发冷却空调机组的结构如图 3-62 所示，其在数据中心冷却系统中的运行模式如图 3-63 所示。在夏季时，外界环境空气经露点间接蒸发冷却空调机组处理后的产出空气送入 IT 设备机柜的冷通道内，吸收热量后由热通道被全部排至机房外，同时工作空气由风管也被全部排至机房外^[31]，如图 3-63a 所示。在冬季时，IT 设备机柜热通道回风一部分被排至机房外，而另一部分则与外界环境空气相混合，然后再由露点间接蒸发冷却空调机组对混合的空气进行处理，其产出空气被送入冷通道去冷却 IT 设备，而工作空气可通过风管送入机房内对空气进行加湿以达到机房环境湿度要求^[32]，如图 3-63b 所示。

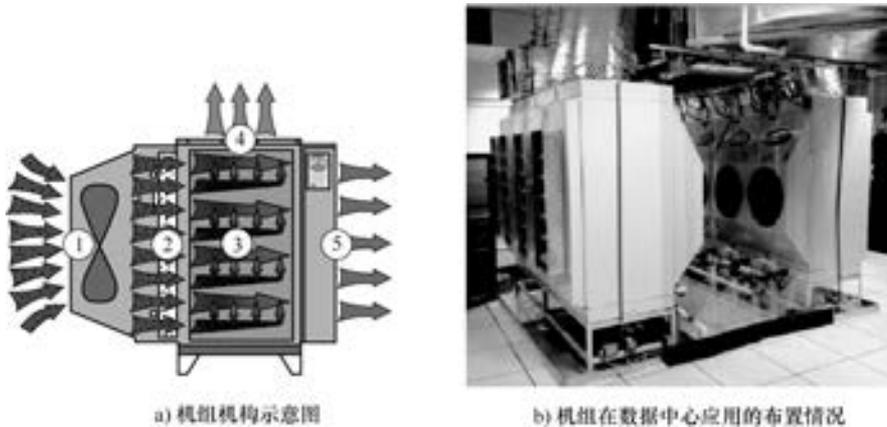


图 3-62 露点间接蒸发冷却空调机组在数据中心的应用（彩图见文前）

1—进口空气 2—过滤器 3—热质交换芯体 4—工作空气 5—产出空气

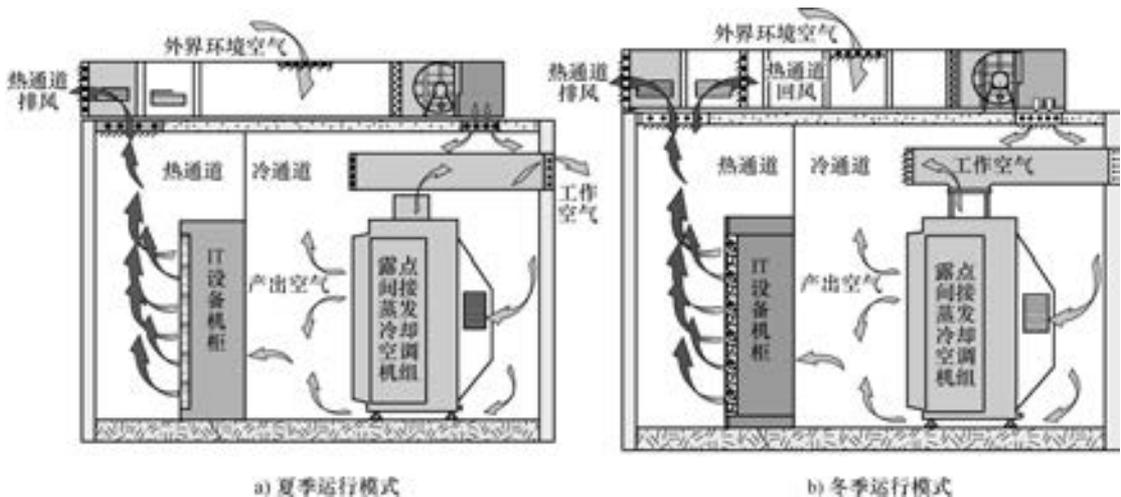


图 3-63 露点间接蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中的运行模式（彩图见文前）

2. 蒸发冷却空调机组的应用特点、节能技术及注意事项

蒸发冷却空调机组是利用外界环境空气的干湿球温度差及水分子蒸发吸热的特征来实现

无压缩机制冷，从而使得数据中心冷却系统中自然冷却的运行时间进一步延长。蒸发冷却空调机组的冷却性能一般与环境空气的湿球温度、干湿球温度差，换热芯体的换热面积以及换热芯体中干通道与湿通道之间的气流配置、空气流量比等因素有关。

(1) 蒸发冷却空调机组的应用特点

1) 蒸发冷却空调机组适合在环境空气具有较低湿球温度和较大干湿球温度差的地区使用，如我国西北干燥地区。

2) 直接蒸发冷却空调机组和露点间接蒸发冷却空调机组在数据中心自然冷却系统中应用时，通常需要与机房精密空调或冷水机组联合使用，互为备份，以保障数据中心冷却系统连续可靠的运行。这是因为当外界环境条件恶劣时（如沙尘天气等），不能再将外界环境空气直接引入数据中心，此时不得不将机房环境空气进行内循环，利用机房精密空调或冷水机组对机房热回风进行冷却。

3) 间接蒸发冷却空调机组在数据中心自然冷却系统中应用时，一般与直接膨胀式制冷单元联合使用，当机房热回风由间接蒸发冷却换热单元冷却处理后未能达到机房送风要求时，则需要利用直接膨胀式制冷单元对机房回风进行补充制冷。

4) 蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中应用时，数据中心机房内的IT设备机柜宜为冷通道或热通道布置，以提高蒸发冷却空调机组的冷却性能。

5) 蒸发冷却空调机组在数据中心冷却系统中应用时，根据数据中心气流组织设计的特点，机组既可以布置在数据中心建筑的四周，也可以布置在数据中心建筑的屋顶。同时，蒸发冷却空调机组的各功能段还可与数据中心的建筑结构有机地结合在一起。

(2) 蒸发冷却空调机组的节能技术

1) 在能够保持直接蒸发冷却空调机组中填料表面及间接蒸发冷却空调机组换热芯体中湿通道表面充分湿润的情况下，可使蒸发冷却换热系统中的布水系统间歇性运行，从而可节省布水系统中循环水泵的能耗。

2) 在间接蒸发冷却空调机组中，干通道内机房热回风的冷却效果与进入湿通道内环境空气的状态参数和流量密切相关，当进入湿通道的环境空气具有较低的湿球温度时，在较少的空气流量下也能达到相同的冷却效果。因此，间接蒸发冷却空调机组换热芯体中湿通道对应的排风机可采用变频风机，在保证冷却效果的前提下，随外界环境空气湿球温度的变化来调节湿通道内的空气流量。

3) 在间接蒸发冷却空调机组或露点间接蒸发冷却空调机组中，蒸发冷却系统需要与直接膨胀式制冷系统联合运行，由于间接蒸发冷却换热芯体湿通道的排风具有较低的温度，因此可将其用于冷却直接膨胀式制冷系统中的冷凝器。

(3) 蒸发冷却空调机组的注意事项

1) 在蒸发冷却空调机组连续运行过程中，随着循环水的蒸发，循环水内钙离子、碳酸根离子浓度会不断增加，造成水质不断恶化，产生和积累大量水垢及污垢等，进而降低蒸发冷却空调机组的换热效率，甚至会对设备造成腐蚀。因此，为稳定循环水水质，需要对循环水定期进行排水和补充新鲜水，并且使用臭氧处理技术、化学处理技术和电磁处理技术等对循环水水质进行处理。

2) 西北等干燥地区虽然具有丰富的干空气能，但是其空气中的灰尘较大，若没有很好的过滤装置，空气中的灰尘会附着在换热芯体表面，从而造成蒸发冷却空调机组换热效率的

降低,甚至造成换热芯体的堵塞,尤其是直接蒸发冷却空调机组中填料的堵塞。因此,需要在蒸发冷却空调机组中设置中效或者中高效过滤器。对于灰尘大的地区宜设置粗效+中效过滤器。过滤器必须定期清洗和更换。

3) 在冬季时,需要将蒸发冷却空调机组循环水箱和循环管路中的循环水排放干净,以避免循环水结冻,造成相关设备的损坏。

3.4 冷却主机的性能评价

冷机最基本的能源效率为制冷能效比 EER (Energy Efficiency Ratio, EER)^[24],其表达式为

$$EER = \frac{Q_o}{W_o} \quad (3-12)$$

式中 Q_o ——冷机制冷量, (W);

W_o ——冷机输入功率 (W);

EER——能效比。

能效比 EER 是一个无量纲性能参数,表示单位耗功量所能获得的冷量。由于 EER 与冷机工作条件有关,因此,用 EER 的大小来比较不同冷机时必须是同类设备,且应具有相同冷热源。一般来说,在相同的工作条件下,制造越精良的产品的 EER 值越大,在同样的电能输入下,获得的冷量越多,能源转换效率越高。

除了 EER 外,各国还提出了其他性能指标,如季节能效比 SEER^[24]和综合能效比 IEER^[24]。

随着环境温度的变化,建筑负荷将发生变化,为了节能,空调系统的容量应该是变化的。季节能效比是整个季节空调的制冷量和耗功量的比值,即

$$SEER = \frac{CSTL}{CSTE} \quad (3-13)$$

式中 CSTL——整个季节空调的制冷量 (W);

CSTE——整个季节空调的耗功量 (W)。

与 EER 相比,SEER 能较好地反映实际系统的能源使用情况。

IEER 是用于评价商用单元式空调和热泵设备部分负荷能效的单一数值的指标。它的计算是基于被测设备在不同负荷工况下的加权 EER,即

$$IEER = 0.020A + 0.617B + 0.238C + 0.125D \quad (3-14)$$

式中 A ——100%负荷时标准额定工况下的 EER;

B ——75%负荷时标准额定工况下的 EER;

C ——50%负荷时标准额定工况下的 EER;

D ——25%负荷时标准额定工况下的 EER。

3.5 数据中心制冷节能技术模式及制冷方案选择逻辑

3.5.1 数据中心制冷节能技术模式

由于空调制冷是数据中心仅次于主设备的耗能大户,其能耗占机房总耗电的 35%~

45%，因此数据中心空调制冷的节能问题也就举足轻重了。数据中心节能技术包括自然冷应用节能、减少应用能耗及提高设备能效。

1. 自然冷应用节能

数据中心利用自然冷是目前最行之有效和最节能的方式之一，广义的自然冷实际上可以理解为自然资源，包括冷源方面的风冷、水冷及地源冷，以及自然能源实现发电制冷的风力、水力和太阳能。这里主要概要地介绍自然冷源节能技术，主要包括风侧自然冷节能技术、水侧自然冷节能技术以及氟侧自然冷节能技术。

(1) 风侧自然冷节能技术 风侧自然冷节能技术又分为直接新风自然冷节能技术及间接新风自然冷节能技术，并可在新风侧辅以蒸发冷却等技术实现更多节能。直接新风自然冷就是直接将室外低温空气经过部分物理及化学处理后直接输送到机房热负载实现机房制冷，可利用的室外温度高、换热效率高，但并不代表其可利用室外自然冷的时间长以及节能效率高，这些还与室外湿度条件及空气质量条件等密切相关，选择方案时应综合考虑。间接新风自然冷就是在室外低温空气与机房内高温回风之间增加空-空换热器实现热交换，通过冷却机房内高温回风来实现机房制冷，可利用的室外温度相对直接新风自然冷偏低、换热效率也偏低，但其对自然冷的利用与室外湿度条件及空气质量条件相关性不大，利用室外自然冷的时间以及节能效率也有可能好于直接新风自然冷，需要根据当地气候条件及空气质量综合考虑。直接新风自然冷和间接新风自然冷的新风侧均与室外空气质量密切相关，因此，在利用风侧自然冷节能技术时，一定要充分考虑当地气候条件以及室外空气质量对数据中心运行及机房设备的影响，如空气含硫量、含湿量、含尘量、含雪量带来的运行问题和设备腐蚀及故障问题。

(2) 水侧自然冷节能技术 水侧自然冷节能技术又分为直接自然冷冷却水源和间接自然冷冷却水源。直接自然冷水源就是直接利用大自然的江河湖海低温水以及低温地下水来进行数据中心机房制冷，会涉及水资源的保护性利用和环保问题，要充分考虑水资源用水回收以及对水资源生态的影响和对应措施。间接自然冷冷却水源就是在自然冷冷源（包括自然冷风和自然冷水源）与机房高温回水之间增加风-水或者水-水换热器实现热交换，冷却机房高温回水来实现机房制冷。自然冷风冷却供水一般是在风冷冷水机组的基础上增加风-水换热器，以及利用冷却塔实现低温季节直接供冷。自然冷水源冷却供水一般是在自然冷水源侧设置水-水换热器来实现的，既可以直接将换热器置于流动的自然冷水源中，也可以是设置地面换热站的形式。

(3) 氟侧自然冷节能技术 氟侧自然冷节能技术均是利用室外自然冷来冷却室内高温氟利昂冷媒来实现机房制冷的，主要分为动力型氟侧自然冷节能技术和重力型氟侧自然冷节能技术。动力型氟侧自然冷节能技术是在氟利昂冷媒系统管道中增加氟泵循环动力，一方面，可以利用氟泵的循环动力提高室外自然冷的利用时长；另一方面，可以不受室内外机之间距离和高度差的限制，拓宽了应用范围。重力型氟侧自然冷节能技术是纯粹利用氟利昂冷媒的物理性质变化产生的自然循环动力进行循环的，其循环动力偏小，冷媒流量偏小，室外气温必须低到由冷媒物理性质变化产生的循环动力能克服管道阻力后才能正常循环供冷。一方面，其对室外低温的要求较高，室外低温利用时长短；另一方面，其对室内外机之间的距离、高差及管道安装阻力有很多要求；再一方面，由于冷媒循环量少，能利用的室外冷量也就偏少。

2. 减少应用冷耗

减少数据中心机房制冷冷耗也是提高数据中心机房能效的重要手段之一，在一些情况下，它甚至是数据中心机房节能手段中占比最大的部分。数据中心机房冷耗主要是气流组织规划不合理、送风距离过长以及局部热点等问题造成的，目前主流的减少数据中心机房冷耗的手段包括冷热通道隔离技术、定向供冷技术、液冷技术。

1) 冷热通道隔离技术。它利用冷热气流的相对隔离来减少冷量的损耗，主要分为冷通道封闭、热通道封闭及冷热通道全封闭技术。冷通道封闭就是将机架设备进冷风侧封闭，形成隔离且独立的冷池，而机架设备出热风侧开放，一方面，将冷量集中在机架进风侧的机架高度以下区域，减少了机架高度以上区域及热通道和其他走廊空间中的冷量损耗；另一方面，将机房平均温度提高到 $28\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，冷量有效利用率远远高于机房回风温度为 24°C 的传统气流组织形式。但是，冷通道封闭带来了冷通道外围的机房维护环境舒适性较差的问题。热通道封闭就是将机架设备出热风侧封闭，而将设备进冷风侧开放，一方面，机架设备散热量集中封闭在机架高度以下的区域，减少了热气流的外溢，提高了热通道外围机房维护环境的舒适性；另一方面，将机房平均温度提高到 $28\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，冷量有效利用率远远高于机房回风温度为 24°C 的传统气流组织形式。但与冷通道封闭相比，它有冷量损失于机架高度以上空间及其他走廊空间所引发的多耗冷问题。冷热通道全封闭就是将机架设备进冷风侧和机架设备出热风侧全部封闭，一方面，将冷量集中在机架进风侧的机架高度以下区域，减少了机架高度以上区域及热通道和其他走廊空间的冷量损耗；另一方面，将机房平均温度提高到超过 30°C ，冷量有效利用率远远高于以上两种形式以及传统的机房回风温度为 24°C 的气流组织形式。冷热通道全封闭在以上三种形式中最为节能，但会增加机房整体造价，并封闭了机架设备的维护空间，机架设备的维护便利性较差。

2) 定向供冷技术。它通过短距离精确输送冷风来缩短冷量输送流程而减少输送过程中的冷量损失和输送功耗通过，主要分为机架级柜外定向供冷和机架级柜内定向供冷。机架级柜外定向供冷技术就是将供冷末端设备就近安装于热负载机架的中间、顶部或者其他较近区域，一方面，减少冷风长距离送风的冷量损失和风机送风功耗；另一方面，提高了供冷末端设备的回风温度，从而提高了制冷效率。但此种方式会占用部分机架安装空间或者机架外顶部空间。机架级柜内定向供冷技术就是将供冷末端设备以机柜门的形式安装于机柜进风前侧或者机柜出风后侧，一方面，减少冷风长距离输送的冷量损失和风机送风功耗；另一方面，提高了供冷末端设备的回风温度，从而提高了制冷效率，同时还可以充分利用服务器风机多余压头以减少供冷末端设备的风机功耗。但此种形式一般需要根据机架尺寸及热负载功率进行定制，而且也会出现供冷末端设备风机与机架内服务器风机竞争运行的问题。

3) 液冷技术。它是降低冷耗的最为极致的定向制冷技术，几乎可以做到无传输冷量损失，换热冷量损失也较少，几乎只有10%的冷却功耗。目前已经问世的液冷技术主要分为两种：一种为紧耦合式液冷技术，一种为浸泡式液冷技术。紧耦合式液冷技术就是用管道将冷冻液（氟利昂、水或者乙二醇）输送到机柜内部的发热元器件附近甚至紧贴在发热元器件的散冷片上，以实现最为精确的定向制冷。出于安全以及维护便利性的考虑，液体管道系统采用负压系统设计，管道的连接也采用压力型快速接头。浸泡式液冷技术就是将服务器浸泡于一种特殊的矿物油或者氟利昂中进行降温，但此系统对于矿物油或者氟利昂的化学成分、密闭性和净化要求非常高。以上两种液冷技术的出液温度均大于 50°C ，完全可以利用

自然冷源进行降温，整体制冷功耗均小于 10%，是最为节能的方式，但目前还处于创新探索阶段，经济性和应用推广性还不是很完美。

3. 提高设备能效

使用高能效的制冷设备也是数据中心机房实现节能的主要方法之一。提高制冷设备能效比的主要手段包括提高设备电机效率、提高制冷系统的换热效率、降低制冷系统阻力和采用智能控制技术。提高设备电机效率主要体现在提高压缩机能效和风机效率方面，使用直流变频压缩机、磁悬浮压缩机以及直流变频离心风机是目前提高设备电机效率的主要手段。提高制冷系统的换热效率主要体现在提高蒸发温度、降低冷凝温度以及精确控制制冷剂流量及过冷度，使用更大面积和换热效率更高的蒸发器及冷凝器以及电子膨胀阀是目前提高制冷系统换热效率的主要手段。降低制冷系统阻力主要体现在降低制冷剂系统阻力和降低风道系统阻力方面，制冷剂管道系统优化以及风道系统 CFD 模拟是目前降低制冷系统阻力的主要手段。智能控制技术包括实现换热器利用率最大化、降低冷凝压力、提升蒸发压力和避免机组间的“互克”现象。

3.5.2 数据中心制冷方案选择逻辑

目前应用于数据中心的制冷方案非常多，不同的方案有其各自的优缺点和应用价值。本节分析的重点便是如何选择合适的制冷方案。

1. 数据中心的需求逻辑

评价一个数据中心是否优秀时，一定要结合数据中心的需求特征，简而言之就是“适合的就是最好的”。这涉及数据中心的需求逻辑问题，总的来说包括两个层面的逻辑：在总体需求结构层面需要主次分明；在各具体需求节点上要重点突出，且突出节点不能破坏需求结构面的合理性。

(1) 需求结构的权重分布问题 可以用“主要矛盾与次要矛盾”这一方法论来分析该问题。不管是什么样的数据中心，也不管是什么样的需求特征，在数据中心的需求结构中，可靠性、经济性、节能性、可维护性这几个要素的权重是不一样的，虽然它们都很重要，也都是数据中心建设中的重要指标，但也是有一定的权重排序的。其中，可靠性是数据中心需求结构所有要素中最主要的，其权重排名稳居第一；而经济性、节能性和可维护性的权重排序则会随着需求特征的不同而有所变化。所以在数据中心的需求结构中，应以可靠性这一主要矛盾为龙头和基础，再兼顾考虑经济性、节能性和可维护性，不管需求特征和关注点及关注程度如何变化，可靠性在需求结构中排名第一是不可动摇的。

(2) 需求节点的合适性问题 可以用“适合的就是最好的”这一方法论来分析该问题。不同行业的数据中心具备不同的需求特征，有的更加关注安全性，有的则更加关注节能性、经济性或者可维护性，不能一概而论地以某个或者某几个指标来定义好的数据中心，不能离开需求特征来谈数据中心的好坏，更不能以关注度高而改变其需求结构的权重排序。不同行业的数据中心在不同的需求节点要素上的关注程度如图 3-64 所示。

(3) 需求节点的合理性问题 可以用“平衡”这一方法论来分析该问题。由于诸多主观和客观的原因，不同的数据中心建设者对于各需求节点要素的关注程度是不一样的，但每一个关注需求节点的实现都是需要付出代价的。要确定实现哪几个关键节点，以及多大程度地实现这些关键节点，就涉及科学逻辑和平衡的问题。对于可靠性和可维护性的实现，是有

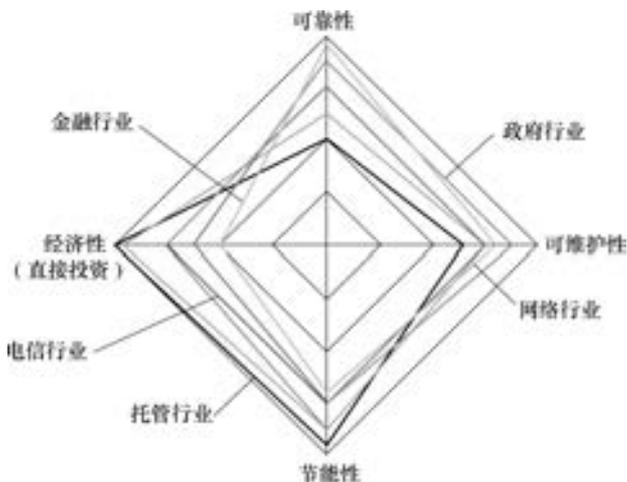


图 3-64 不同行业的数据中心在不同的需求节点要素上的关注程度

相关国家标准对其进行量化规定的；但对于节能性和经济性，则需要数据中心建设者去平衡选择。一般而言，是以“3~4年内能回收增加投资”这一标准来决定节能性的合理性的。

2. 数据中心制冷方案选择逻辑

每种制冷方案都有其优缺点和与不同数据中心相适应的价值点，下面论述如何选择合适的数据中心制冷方案，以及什么样的选择逻辑才是科学合理的。

首先应该重点关注数据中心的主要矛盾需求，关注数据中心需求结构中权重比例最大的要素。例如，安全性是数据中心所有要素中最重要，那么数据中心制冷方案的安全性特征也就必须与之相对应，即首要选择安全性最为匹配的制冷方案。这一关注主要矛盾需求的选择逻辑不能动摇。

其次是应该辩证地处理优缺点，每一个制冷方案都有其优缺点，尤其是与数据中心需求节点相适应的价值点和不相适应的弱点。例如，普通风冷机房空调制冷方案的安全性、经济性和灵活性均与某数据中心的核心需求要素相适应，但其室外机占地面积大以及噪声大，问题又是与数据中心主要需求要素相矛盾的，那么，科学的选择逻辑应该是在肯定其相适应的核心价值的同时，去优化其与数据中心主要需求要素相矛盾的弱点，而不是因为次要矛盾的缺点而放弃主要矛盾的优点去全盘否定风冷机房空调制冷方案。一定要秉承“巩固主要矛盾优势，优化次要矛盾劣势”的方案选择逻辑。

最后就是要做到理论与现实相结合。为了满足数据中心的核心需求，制冷方案也需要在相应的要素特征上进行专门设计和优化，但理论上的相适应一定要结合现实中的可行性。例如，对于有高安全等级要求的机房，其冷冻水系统制冷方案涉及主管环路系统、节点阀门切换系统、蓄冷系统以及 DDC 暖通自控系统。就设计理论层面而言，此类制冷方案设计在单点故障、持续制冷以及智能控制方面做了几乎完美的考虑和处理，但真正落实到现实运行中，一个机房中几百个 DN100 以上的电动二通阀、阀门与阀门之间无法形成固定逻辑的 DDC 控制系统、常年浸泡于水中的阀门锈死问题、蓄冷系统的切换自控问题等，都是现实运行维护中很难实际操作和解决的问题。也就是说，脱离了现实运维能力和运维可行性的制冷方案设计，即使其理论设计无比先进和全面，也是没有生命力和价值的。

思考题与习题

- 3-1 数据中心冷源形式是如何分类的？分别有哪些类型？
- 3-2 天然气分布式能源系统中，常见的发电机组主要有哪几种形式？
- 3-3 离心式压缩机的优点和缺点分别有哪些？
- 3-4 高压离心式冷水机组的常用起动方式有哪些？
- 3-5 磁悬浮技术的优势主要体现在哪些方面？
- 3-6 螺杆式压缩机的优缺点分别是什么？
- 3-7 活塞式压缩机的优缺点分别是什么？
- 3-8 溴化锂机组分类的方式和依据分别是什么？
- 3-9 评价溴化锂机组性能的主要指标包括哪些？
- 3-10 影响溴化锂机组性能的因素主要有哪些？它们分别是如何影响机组性能的？
- 3-11 吸附式制冷循环主要包括哪两种形式？它们的工作原理分别是什么？
- 3-12 风冷型直膨式冷却机组与数据中心快速发展不相适应的地方主要是什么？
- 3-13 风冷型直膨式冷却机组使用注意事项主要体现在哪些方面？
- 3-14 水冷型直膨式冷却机组使用注意事项主要体现在哪些方面？
- 3-15 乙二醇自然冷却机组的工作原理及系统组成如何？
- 3-16 常用的空调水系统形式有哪几种？
- 3-17 简述双冷源冷却机组的工作原理和系统组成。
- 3-18 氟泵自然冷型冷却机组的应用特点有哪些？
- 3-19 制冷机的性能评价指标有哪些？其定义分别是什么？
- 3-20 数据中心的需求逻辑指的是什么？
- 3-21 数据中心制冷方案如何选择？

参考文献

- [1] 彭殿贞. 绿色数据中心空调设计 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015.
- [2] 范际礼. 制冷与空调实用技术手册 [M]. 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 1995.
- [3] 马国远. 制冷压缩机及其应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [4] 叶振邦, 常鸿寿. 离心式制冷压缩机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [5] 戴永庆. 溴化锂吸收式制冷空调技术实用手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [6] 王强, 夏成军, 唐智文. 分布式能源在数据中心应用的可行性探析 [J]. 电网与清洁能源, 2013, 29 (9): 87-91.
- [7] 康相玖, 赵然, 丁玉娟. 溴化锂吸收式冷(温)水机组的技术发展趋势及应用 [J]. 制冷与空调, 2014 (7): 12-15.
- [8] 张跃. 直燃型溴化锂吸收式冷(温)水机组 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [9] 刘晓立. 蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2001.
- [10] 孙志高, 郭开华. 空调冷热源选择能耗分析 [J]. 流体机械, 2006, 34 (7): 76-78.
- [11] 晁永国, 任兰英, 许光宇. 溴化锂吸收式制冷机组的性能优化及节能改进 [J]. 合成纤维工业, 2010, 33 (1): 54-56.
- [12] 高志宏. 浅析影响溴化锂吸收式制冷机性能的主要因素 [J]. 湖州师范学院学报, 2000 (s1): 24-26.
- [13] 鲁翔. 浅析吸收式溴化锂机组和电制冷机组的差异 [J]. 科技与企业, 2013 (22): 356-356.

- [14] 朱振杰, 易先中. 溴化锂制冷机组的维护与管理 [J]. 氯碱工业, 2013, 49 (3): 38-39.
- [15] 郭旭. 溴化锂吸收式制冷机运行管理经验探讨 [J]. 中国新技术新产品, 2010 (2): 5.
- [16] 崔作庆. 溴化锂吸收式冷水机组的冷量衰减及对策 [J]. 中国科技信息, 2010 (9): 42-43.
- [17] 蒲亮, 李洪峻, 刘勇, 等. 溴化锂吸收式制冷机运行、维护过程中有关问题的解决方法 [J]. 第十届全国冷(热)水机组与热泵技术研讨会论文集, 2002.
- [18] 张跃. 溴化锂吸收式冷(温)水机组安全要求 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2001.
- [19] 彦启森. 空气调节用制冷技术 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.
- [20] 陶冬梅. 应用六西格玛方法改善锅炉运行效率 [J]. 节能, 2013, 32 (4): 21-26.
- [21] 朱永忠. 数据中心制冷技术的应用及发展 [J]. 工程建设标准化, 2015 (8): 62-66.
- [22] 汪兴源, 黄群骥. 数据中心机房风冷却节能措施的探讨 [J]. 智能建筑, 2013 (4): 34-35.
- [23] 王前方, 彭少华, 丁麒钢. 数据中心直接蒸发型风冷机房空调和水冷冷水空调方案的能效分析 [J]. 暖通空调, 2014 (7): 29-31.
- [24] 马一太, 田华, 刘春涛, 等. 制冷与热泵产品的能效标准研究和循环热力学完善度的分析 [J]. 制冷学报, 2012 (6): 1-6.
- [25] 夏青. 蒸发冷却空调术语标准若干问题的研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2013.
- [26] 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.
- [27] 夏青. 蒸发冷却+机械制冷联合空调系统在数据中心的应用研究 [D]. 西安: 西安工程大学, 2017.
- [28] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 蒸发冷却通风空调系统设计与安装: 15K515 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2015.
- [29] 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) .
- [30] ANISIMOV S, PANDELIDIS D, DANIELEWICZ J. Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle [J]. Energy Conversion & Management, 2014, 88: 426-441.
- [31] WEERTS B A. NSIDC green data center project: Coolerado and modeling an application of the Maisotsenko cycle [J]. Dissertations & Theses-Gradworks, 2012.
- [32] NSIDC Data Center: Energy Reduction Strategies [J]. 2012.

第 4 章

末端设备原理及气流组织评价

为了高效地去除局部热点，冷却设备集成机柜应靠近 IT 发热点，以减小气流阻力及减少热损失，实现精准送冷。近年来，开发了水冷柜门空调和热管背板空调等机柜级冷却设备和系统。

传统的数据中心采用集中式送回风方式对数据中心进行冷却，由于气流组织混乱以及热源分布不均匀等多种原因，机房内常常会出现冷热气流掺混，导致机房传热恶化。为了弥补这部分传热能力的损失，往往需要较低的冷源温度，从而造成了数据中心冷却系统能耗过高。采用机柜级冷却设备或系统，由于冷却末端安装在机柜内部，缩短了传热距离，由末端产生的冷空气直接进入服务器进行换热，避免了冷热气流掺混，从而可以使用较高的冷源温度，提升了冷却系统能效，节能效果明显。图 4-1 和图 4-2 分别是传统数据中心（集中式送回风冷却）和机柜级冷却数据中心排热过程 $T-Q$ 图，图中横坐标表示传热量，纵坐标表示传热温度，在不同温度的冷热源之间传递一定的热量所围成的面积表示该过程传热能力的损失。从图中可以明显看出，机柜级冷却避免了室内掺混过程造成的传热能力损失，可大幅提升冷源温度^[1]。

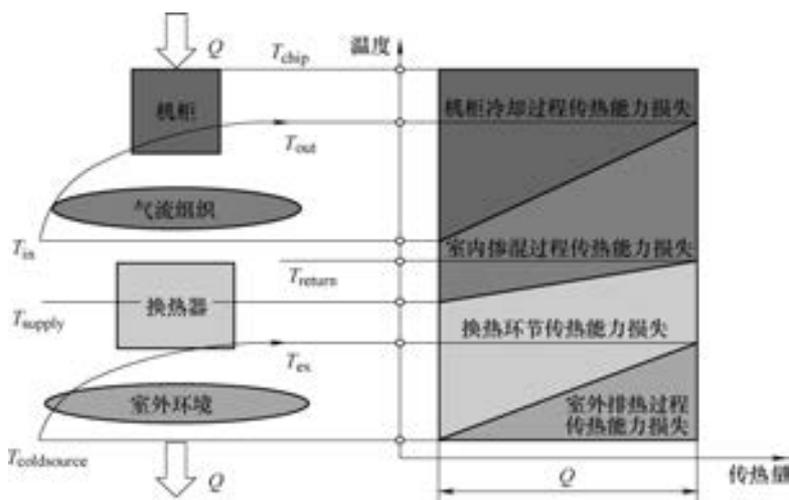


图 4-1 传统数据中心排热过程 $T-Q$ 图

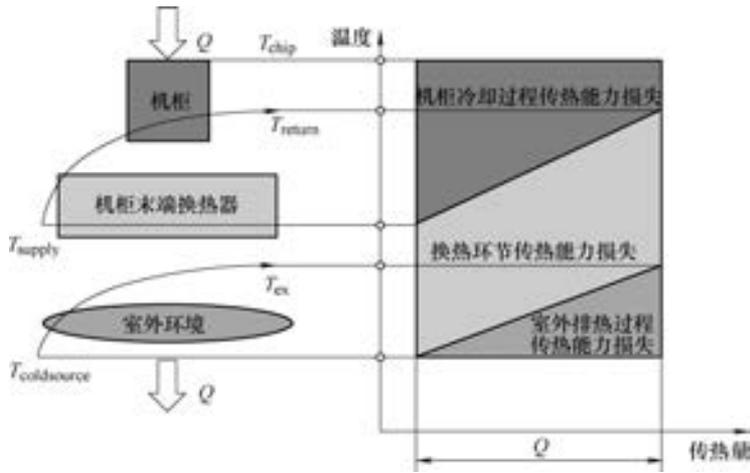


图 4-2 机柜级冷却数据中心排热过程 $T-Q$ 图

4.1 空气侧末端设备原理及性能

4.1.1 水冷柜门空调

水冷柜门空调由三部分组成，即冷源部分、冷冻水分配控制部分和空调末端部分，系统可根据空调末端数量和机柜制冷需求的不同调整冷冻水的分配。

水冷柜门空调系统示意图如图 4-3 所示，机房冷冻水在冷水分配柜中与服务器机架循环水换热，制出的冷水在循环泵的驱动下进入机柜前门换热器，将送风冷却至服务器要求的温度。整个系统运行时通过采集换热器、水泵、控制阀、环境温度、压力和流量等数据来调节供水量和风量，以实现单机柜制冷量按需供给，达到精确供冷的目的^[2]。

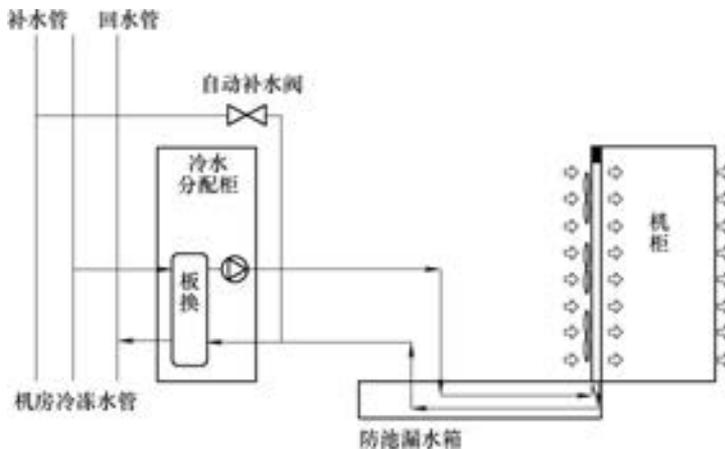


图 4-3 水冷柜门空调系统示意图

水冷柜门空调系统的优点如下：

- 1) 可实现单机柜按需供冷，避免机房出现局部热点。
- 2) 精确制冷，避免冷量的浪费，节能、高效。
- 3) 换热环节减少，气流掺混现象减少，机房冷冻水供水温度较高，可有效降低冷源设备的能耗且能更长时间地使用自然冷源。
- 4) 空调末端可实现冷量冗余，从而实现在线维护。
- 5) 空调末端设备直接嵌入机柜前门，不单独占用机房面积，可提高机房利用率。

水冷柜门空调系统的缺点如下：

- 1) 管线复杂，安装难度高，且机柜需要定制。
- 2) 控制复杂，阀门、水泵较多，存在安全隐患，需要设置备用泵。
- 3) 水直接进入机房，威胁到了服务器的安全运行。
- 4) 会对机架形成单点故障。

4.1.2 热管背板空调

1. 背板空调

背板空调是一种新型的数据中心空调制冷设备，安装于机柜背面，贴近机柜内热源进行精确供冷，对于降低数据中心局部热点温度、实现高热密度机架冷却以及精确制冷节能均有很大好处。

(1) 背板空调的原理 背板空调是由安装在数据中心机架背面的背板制冷终端、冷量分配单元（Cooling Distribution Unit, CDU）和冷源设备三部分组成的。机柜外冷空气（23~25℃）在机柜内部设备风扇或者背板空调风扇的作用下，被吸入机柜中并与服务器进行热交换，服务器排出的热风（35~38℃）与安装在机柜背后的制冷终端内的工质间接进行热交换后变成冷风（23~25℃）排到室内环境中，如此循环往复。背板制冷终端内的循环工质如果是水，则其受热后升温将热量通过 CDU 直接带到冷冻水机组；制冷终端内的循环工质如果是氟利昂，则通过相变传热，氟利昂受热由液态变成气态，由气体管路将热量带到 CDU 中，在 CDU 内与室外系统的冷源设备提供的冷水进行热交换，循环工质受冷由气态变成液态，依靠自身重力沿制冷剂液体管路流回制冷终端，完成一个完整的热力循环，热量依此顺序源源不断地传递到室外。背板空调散热原理如图 4-4 所示。

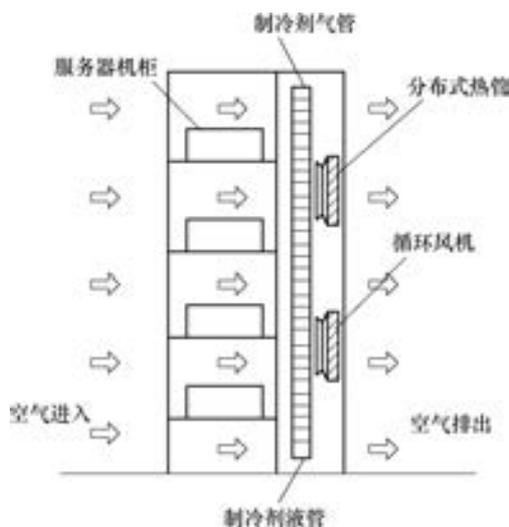


图 4-4 背板空调散热原理图

(2) 背板空调的性能 背板空调可以根据机架服务器配置的风扇情况进行有风机设计和无风机设计，电力消耗少或者无消耗。其动态、精确、靠近热源、智能化的冷却技术可以降低制冷能耗，背板安装的末端形式也降低了对机房的要求。与传统数据中心机房空调技术相比，背板空调技术有诸多优点。

1) 背板空调的冷却盘管更贴近热源, 机柜内设备排风口的温度更高, 这为大幅提高冷冻水供、回水温度提供了条件。冷冻水供、回水温度的提高, 可以使得外部冷却塔供冷的使用时间增加, 从而可大幅降低数据中心机房的空调能耗, 比其他空调技术更节能。

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

3) 提高了机房面积利用率。背板空调占用空间小, 不需要放置空调, 也取消了架空地板, 降低了层高, 大大节省了数据中心内部的空间。在寸土寸金的数据中心机房里, 单位面积上可以放置更多的业务设备, 将大大提升数据中心的机房利用率。

4) 解决了机房高热密度机架的应用问题。背板空调贴近热源高效换热, 冷却能力大幅度提升, 目前单背板空调可以实现单机架 20~30kW 的散热。支持高热密度机架的大面积应用, 以提高机房面积利用率和降低单机架全寿命周期成本 (TCO)。

5) 背板空调换热量对过冷度、过热度非常敏感, 并且背板空调具备自动冷量调节能力, 可根据机柜热负荷的变化, 在温度和制冷量之间取得平衡, 在换热量小于额定制冷量时, 可以通过调节流量来灵敏调节制冷量。

当然, 任何一种技术都有其使用的局限性, 背板空调也不例外。虽然和其他空调技术相比, 背板空调有着得天独厚的优势, 但是仍有一些不足的地方。例如, 背板空调离设备过近, 如果采用的是水冷背板, 一旦发生漏水事故, 就会造成不可挽回的损失, 大量的设备会被损坏, 危险系数较高。如果采用热管背板也有风险, 一旦发生氟利昂泄漏, 由于它是有毒气体, 会对人造成伤害。另外, 背板空调不具备加湿功能, 若部署背板空调, 则还需要在机房配置相应的设备来进行湿度控制。此外, 背板空调没有备份功能, 在一个数据中心机房里, 可以部署多个空调设备, 达到备份的目的, 但是背板空调很难做冗余备份, 一旦坏了, 就需要即刻更换, 否则部分设备会由于过热而发生宕机。最后应该注意的一点是, 热管背板的正常运行受限于水/氟板式换热器与背板空调末端之间的高度差及距离差要求, 板式换热器必须高于背板空调末端并在一定的距离范围内, 才可以正常使用。所以在数据中心机房, 最好将背板空调技术和其他空调技术联合应用, 背板空调主要用于消除局部热点问题, 而通过其他空调来降低整体的数据中心温度。

(3) 背板空调分类 根据使用的冷媒不同, 背板空调可以分为水冷背板空调与热管背板空调。水冷背板空调采用水作为载冷剂, 冷冻水机组直接供应冷冻水至背板空调, 投资较少且换热效率相对较高。但因为冷冻水进入了机房甚至机柜内, 所以机房的安全风险较大, 一旦出现漏水问题, 就会影响机房正常运行甚至损坏机房主设备。水冷背板空调进入数据中心机房内的所有水管必须经过严格的压力测试和漏水试验, 以降低机房漏水的风险。水冷背板空调系统原理如图 4-5 所示。

热管背板空调采用氟利昂作为载冷剂, 冷水机组与背板空调之间有水/氟转换板式换热器, 冷冻水供水至板式换热器与机柜侧回来的热的气态氟利昂载冷剂进行热交换, 将气态氟

利昂载冷剂冷却液化后再次送回机柜热管背板空调。因为中间加设了一台水/氟转换板式换热器，所以无水进入机房，相对来说，此系统的安全性很高。但由于多了一次换热，系统换热效率略低且投资相对偏高。热管背板空调系统原理如图 4-6 所示。

2. 热管背板空调

热管背板空调系统与水冷柜门空调系统类似，也是将背板换热器嵌入服务器机架柜门中对服务器进行冷却，不同的是热管背板空调系统采用分离式热管，利用工质氟利昂的相变排出机房的热量。热管背板空调系统由三部分组成：空调末端、冷源部分和中间换热器。

空调末端即为热管背板制冷机柜或热管背板制冷柜门，如图 4-7 所示。热管背板安装在机架前/后柜门上，以吸收机架中 IT 设备发出的热量。安装服务器机架出口处的柜门上配置有风机，热管背板将服务器排出的热风吸入柜门，降温后排出，使服务器机架的进、排风温度保持一致，如图 4-8 所示。使得在使用热管背板空调系统的数据机房中，各通道的温度相同（取消了传统冷却方式中的热通道），有效地避免了传统空调冷却方式中常见的局部热点问题。

热管背板空调的冷源可以与常规冷源兼容，即可以直接使用传统空调系统的冷冻水/冷却水作为热管背板空调的冷源。此外，由于热管背板空调系统减少了传热环节，且避免了机房冷热气流掺混，可使用较高温度的冷源。在条件允许的地区，可考虑长时间使用自然冷源作为热管背板空调的冷源，以达到节能的目的。

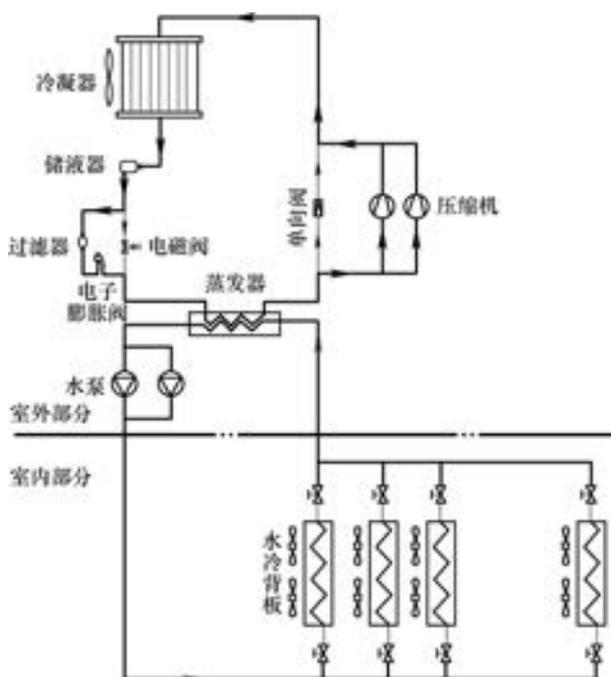


图 4-5 水冷背板空调系统原理图

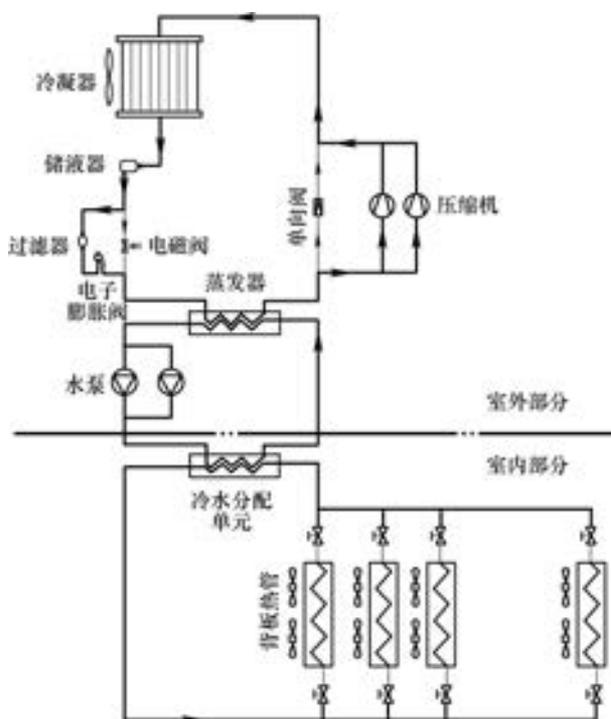


图 4-6 热管背板空调系统原理图

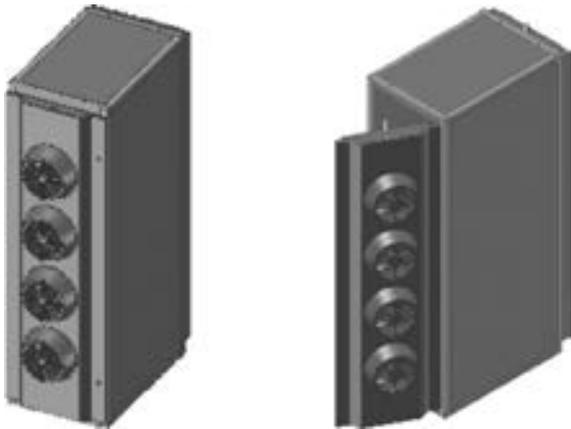


图 4-7 热管背板制冷机柜

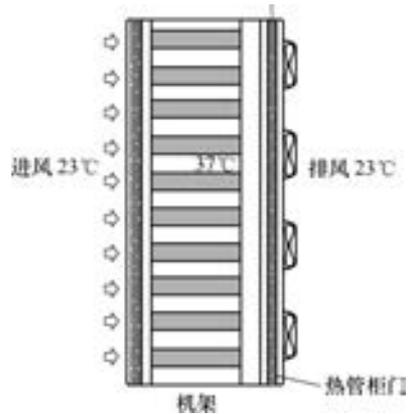


图 4-8 热管背板制冷机柜冷却原理图

热管背板空调的蒸发段通常采用铜管铝翅片式换热器，目前微通道换热器（图 4-9）也被广泛地采用。微通道换热器是指通道当量直径为 $10\sim 1000\mu\text{m}$ 的换热器。这种换热器的扁平管内有多条细微流道，在扁平管的两端与圆形集管相连。集管内设置隔板，将换热器流道分隔成数个流程。

微通道换热器的特点如下：

- 1) 体积、质量均减小，方便安装。
- 2) 换热系数大，换热效率高。
- 3) 内容积减小，制冷量充注量减少。
- 4) 空气侧流动阻力小，噪声低。
- 5) 风机功耗低，系统能效高。

当流道尺寸小于 3mm 时，气液两相流动与相变传热规律将不同于常规较大尺寸的情况，流道越小，这种尺寸效应越明显。当管内径小到 $0.5\sim 1\text{mm}$ 时，对流换热系数可增大 $50\%\sim 100\%$ 。将这种强化传热技术用于空调换热器，适当改变换热器的结构、工艺及空气侧的强化传热措施，可有效增强空调换热器的传热效果，提高其节能水平。

热管背板空调的冷凝段，即中间换热器，是连接热管背板制冷机柜与冷源的重要部分，由于采用的分离式热管为重力式热管，中间换热器的安装位置须高于热管背板，一般采用板式换热器。

(1) 热管背板空调的原理 热管背板空调系统示意图如图 4-10 所示，以分离式热管连接中间换热器与热管背板制冷机柜，将分离式热管蒸发端嵌入机柜柜门形成热管背板，制冷工质在热管背板内吸热蒸发变成气态，经过蒸气上升管流入冷凝器（即中间换热器），并在冷凝器内冷凝为液态，通过导液下降管借助重力回到热管背板继续蒸发；冷凝器释放的热量由冷源系统供给冷冻水或冷却水排到室外，完成一个循环。这种热管背板空调系统已经在部分新建大型数据中心中得到应用，具有较好的节能潜力。图 4-11 所示为热管背板空调机柜在数据中心机房中的现场安装图。

(2) 热管背板空调系统的使用条件 当室外温度低于 16°C 时，即可使用热管背板空调。

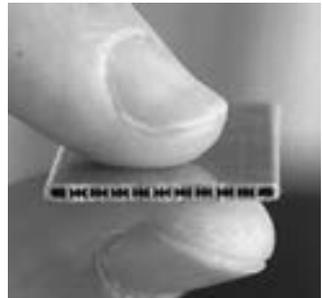


图 4-9 微通道换热器实物图

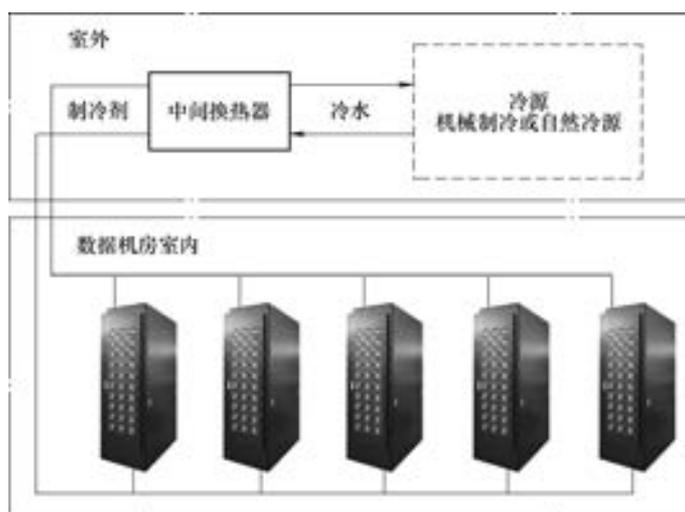


图 4-10 热管背板空调系统示意图



图 4-11 热管背板空调机柜在数据中心机房中的现场安装图

这样可以有效减少机房或基站空调的运行时间，节约空调用电，延长空调使用寿命，提高能源利用率及机房运行效率。

以 $30^{\circ}\text{C}/22^{\circ}\text{C}$ 回风干湿球温度、 $7^{\circ}\text{C}/12^{\circ}\text{C}$ 供回水温度为例，由于蒸发温度接近 14°C ，高于出风露点温度，故以 100% 显热比运行，且无冷凝水产生。而对于冷冻水系统， 7°C 供水的盘管温度低于出风露点温度，产生了凝露，显热比低^[3]。

(3) 热管背板空调系统的优点

- 1) 分离式热管具有自调节能力，可根据单机柜发热量按需供冷，解决了机房局部热点问题。
- 2) 分离式热管具有极高的传热能力，可解决高发热密度机柜的散热问题。
- 3) 热管背板安装位置灵活，包括后背板、前后背板、上下背板等多种安装形式，可满足不同散热需求。
- 4) 机柜内服务器产生的热量在排出机柜前先被冷却，机房整体环境为冷环境，避免了

冷热气流的掺混，且可有效防止单点故障。

5) 采用分离式热管连接热管背板和冷凝器，依靠重力完成循环，减少了输配能耗。

6) 热管背板空调减少了换热环节，可有效提高冷源温度，降低冷机能耗并延长自然冷源利用时间。

7) 冷却工质为不燃、无毒、无腐蚀性、常压下为气态的制冷剂，无水进入机房，大幅提升了数据中心的运行安全性。

8) 背板直接安装在机柜柜门上，可自由开关，不影响 IT 设备的正常运行，可实现在线维护。

9) 节约机房空间。采用热管背板空调时，机房地板高度仅需要满足地板走线桥架安装要求即可，不用再为满足地板通风要求而增加高度，放宽了对机房建筑层高的要求。此外，机房不需预留安装常规空调室内机的空间，提高了机房的空间利用率。图 4-12 为典型的热管背板空调机房布局示意图。

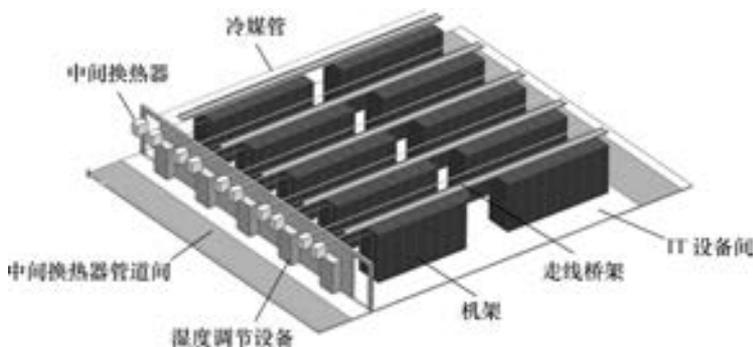


图 4-12 热管背板空调机房布局示意图（彩图见文前）

(4) 热管背板空调系统的缺点

- 1) 管线复杂，安装难度较大，且机柜需要定制。
- 2) 热管背板空调对机房显热进行处理，对机房湿度需要额外配备加湿除湿设备。

4.1.3 列间空调

列间空调（也可称行级空调）穿插于机柜中间安装，靠近热源冷却服务器机柜，是针对高热密度数据中心、模块化数据中心、冷通道封闭数据中心、机房局部热点等应用的新型机房制冷技术，其外观风格、设备高度及深度与服务器机架高度一致。

1. 列间空调的原理

列间空调是由安装在机架之间的列间空调制冷终端和冷源设备两部分组成的，如图 4-13 所示。若是冷冻水列间空调，则还需要配置冷量分配单元（CDU）。列间空调采用背部回风、前部送风的气流组织形式，机架设备背面排出的热风（35~38℃）被列间空调从背部吸入列间空调制冷终端，经过换热器盘管后冷却为 20~22℃ 的冷风，并从列间空调终端前端送出至服务器机架前端进风侧，冷空气进入服务器机柜，在吸收服务器的散热后变成热空气从机柜后部排出，如此循环往复。列间空调散热原理 4-14 所示。



图 4-13 列间空调

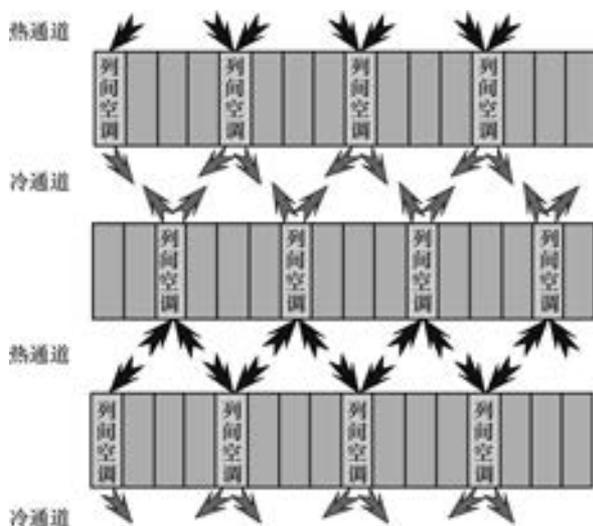


图 4-14 列间空调散热原理 (彩图见文前)

随着数据中心的高速发展,数据中心机房的气流组织形式也得到了很大程度的发展和优化,这也拓展了很多列间空调的应用场合。列间空调的应用场合主要有以下几类。

(1) 应用于机柜面对面、背对背摆放的数据中心 如图 4-15 所示,数据中心机房的机架均采用面对面、背对背的摆放方式,形成了热通道和冷通道,列间空调布置于每列机架中,从热通道吸进热空气,经过列间空调制冷后,向冷通道送出冷空气。布置于列头的列间空调送风会形成风幕,起到降低冷热风串流的作用。这种应用方式具有布局简单、易实施的特点。

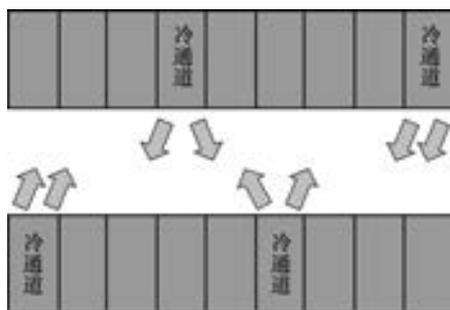


图 4-15 机柜面对面、背对背摆放形式

(2) 应用于封闭冷池式数据中心 如图 4-16 所示,在机架面对面、背对背摆放,列间空调分布在每列机架中的基础上,采用专门的结构件封闭机柜正面(进风侧)的空间,列间空调从热通道吸进热空气,向封闭空间输出冷空气形成冷池。由于采用物理隔断分隔出冷、热空间,因此无需将空调放在列头,列间空调均匀分布于列间,这样更有利于回风气流组织的优化。这种应用方式具有冷量能够被设备充分利用,冷量损失少及机房环境冷量配置少的特点,高效节能,是当前最广泛的应用形式之一。

(3) 应用于封闭热通道式数据中心 如图 4-17 所示,在机架面对面、背对背摆放,列间空调分布在每列机架中的基础上,利用专门的结构件封闭机柜背面(出风侧)的空间,形成封闭热通道,列间空调从封闭的热通道吸进热空气,向外送出冷空气。由于采用物理隔断分隔出冷、热空间,因此无需将空调放在列头,列间空调均匀分布于列间,这样更有利于送风气流组织的优化。这种应用方式可有效提高列间空调回风温度,使空调运行在高效比工况下,提高了能效。该类应用需要对机房环境进行制冷,一般应用于面积不大的机房,以避免过多地浪费冷量。

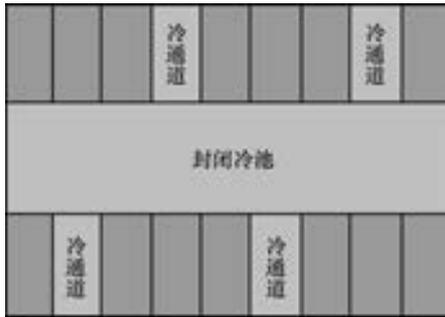


图 4-16 封闭冷池式数据中心

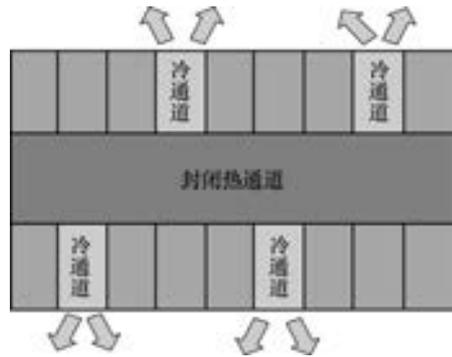


图 4-17 封闭热通道式数据中心

(4) 应用于冷热通道全封闭式数据中心 如图 4-18 所示, 该应用方式结合了封闭冷通道和封闭热通道的特点, 利用专门的结构件封闭机柜正面和背面的空间, 既封闭冷池又封闭热通道, 形成了全封闭式数据中心。这种应用方式既具备封闭冷池充分利用冷量的优点, 又具备封闭热通道以提高空调能效的特点, 是最高效的应用方式之一。

(5) 应用于机柜级冷却式数据中心 如图 4-19 所示, 以全密闭型机柜代替原有的前后通风型机柜, 分别打通空调与机柜的前端和后端, 以刀片服务器为分界面, 则服务器前端至机柜前门的空间为冷通道, 服务器后端至机柜后门之间的空间为热通道, 将原来在机柜外部的 airflow 路径完全压缩至机柜内部。这种应用方式进一步提高了空调与机柜的匹配性, 并进一步减小了空调与机柜所在围护结构的体积, 提升了高密度机柜内的空气换气次数, 从而有效提升了空调系统应对高密度机柜散热量急剧变化的能力与响应速度。

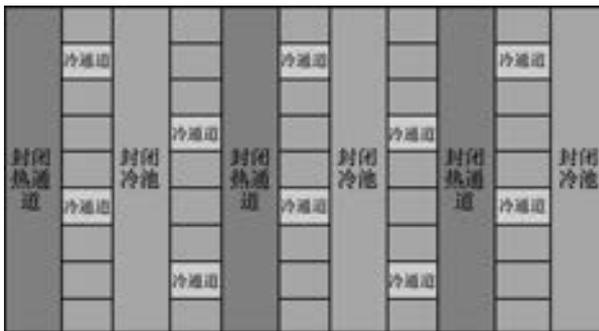


图 4-18 冷热通道全封闭式数据中心

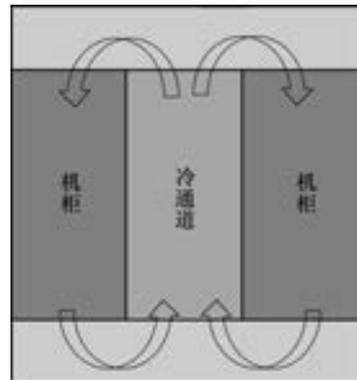


图 4-19 机柜级冷却式数据中心

2. 列间空调的性能

列间空调按照冷源形式可以分为风冷型列间空调和冷冻水型列间空调, 不同的冷源形式会表现出不同的优点和局限性。其动态、精确、靠近热源、智能化的冷却技术可以降低制冷能耗。与传统数据中心机房空调技术相比, 列间空调技术有如下优点。

1) 更贴近热源。机柜内设备的高温度出风直接进入列间空调, 这为大幅提高冷冻水供、回水温度提供了条件。冷冻水供、回水温度的提高, 使得外部冷却塔供冷的使用时间增加, 可大幅降低数据中心机房的空调能耗, 比其他空调技术更节能。

2) 避免了局部热点。数据中心里各机柜设备的发热量不同, 机房空调系统必须与之匹配地区别对待以避免出现局部散热能力不足的问题。列间空调由于紧挨着机柜, 安装于机柜中间, 直接近距离地对局部热点进行降温, 达到了消除局部热点的目的。

3) 送风功耗更低。列间空调靠近热源, 且大多数情况下会设有冷通道封闭的冷池, 故冷风的送风距离短而无须太高的机外余压, 风机功耗相对较小。

4) 可实现冷热通道封闭的良好结合。安装了列间空调的数据中心机房, 非常方便实施冷通道封闭、热通道封闭或者冷热通道全封闭的气流组织形式, 非常有利于减少或避免空调送风冷量的损失以及提高机房平均温度而实现节能, 制冷效果及节能效果非常明显。

当然, 任何一种技术都有其使用上的局限性, 列间空调也不例外。虽然和其他空调技术相比, 列间空调有着得天独厚的优势, 但其仍有一些不足之处。例如, 列间空调离设备过近, 如果采用的是冷冻水型列间空调, 则一旦发生漏水事故, 会造成不可挽回的损失, 大量的设备会被损坏, 危险系数较高; 列间空调会占用机架的安装位置, 从而使机房内机架的安装数量减少, 即降低了机房面积利用率。最应该注意的是, 列间空调固定安装于机架设备之间, 如果列间空调出现故障, 尤其是冷冻水型列间空调出现故障, 几乎无法更换维修, 即使是在线维修, 也会出现冷热风短路而影响正常制冷效果的问题, 同时还会有冷媒泄漏而损坏主设备的安全问题。所以在数据中心机房, 列间空调最好结合冷通道封闭、热通道封闭或者冷热通道全封闭的形式使用, 并且需要对所有进入机房甚至机架的列间空调接管进行最为严格的试压和检漏试验, 以确保其能被安全使用。

3. 列间热管空调

列间热管空调是列间空调的一种, 其系统由列间热管制冷末端、冷量分配单元 (CDU)、冷源设备等组成。列间热管制冷末端与机柜并排布置, 列间热管采用前部出风、后部回风的方式。列间热管空调实物图如图 4-20 所示。

(1) 列间热管空调的工作原理 系统工作时, 服务器排出的热风进入列间热管内与蒸发器内的工质间接进行热交换后变成冷风排到室内环境中。制冷末端内的循环工质通过相变传热, 受热后由液态变成气态, 由气体管路将热量带到 CDU 中, 在 CDU 内与室外系统的冷源设备提供的冷水进行热交换, 循环工质受冷由气态变成液态, 依靠自身重力沿制冷剂液体管路流回制冷末端, 完成一个完整的热力循环。热量依此顺序源源不断地传递到室外。

(2) 列间热管空调的应用场合 机房列间热管系统广泛适用于各类数据机房、程控交换机房、卫星移动通信站、银行系统机房、电力系统机房、教育系统机房等, 这样的环境对空气的温度、湿度、洁净度、气流分布等各项指标有很高的要求, 必须由每年 365 天、每天 24h 安全可靠运行的专用机房空调设备来保障。某列间热管空调安装示意图如图 4-21 所示。

(3) 列间热管空调的特点



图 4-20 列间热管空调实物图

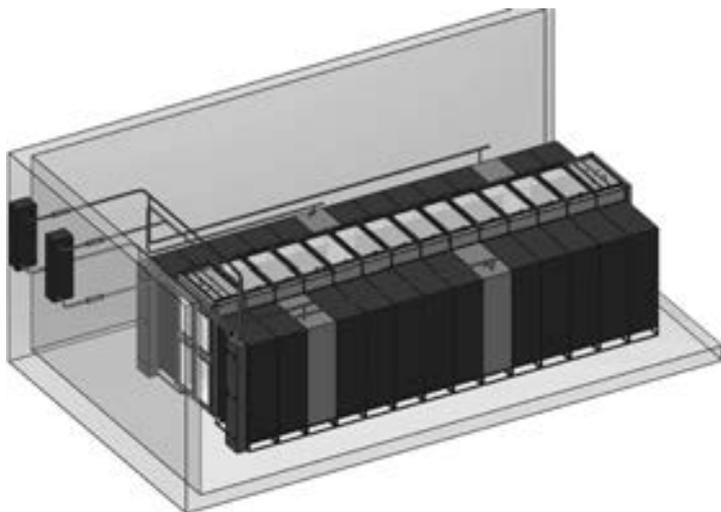


图 4-21 列间热管空调安装示意图

1) 安全可靠。系统利用温差和工质自然相变传热，无压缩机、水泵等大功率部件；采用工质换热，无水进机房；全显热换热，无冷凝水。

2) 高效节能。列间热管的安装靠近热源，换热效率极高；系统依靠重力循环，本身无动力消耗；有铜管铝翅片与平行流换热器两种形式。

3) 反应快速。贴近热源制冷，实时监控热负载变化，快速调整制冷输出，适配负载需求。

4) 水平送风。利用机柜前后空间进行送回风，不依赖地板静压箱或风管进行送风。

5) 可采用多种气流组织形式。可采用通道开放式、冷通道封闭式、热通道封闭式、机柜密闭式等气流组织形式，送风距离短，降低了气流输送功耗。

6) 灵活兼容。机组具备上下走线、走管等接口，方便用户依据现场条件灵活选取走管、布线方式；提供外观及尺寸定制服务，可保证机组外观和服务器机柜协调美观；可任意布置于机柜排列中间或两端，以达成理想的制冷效果。

7) 安装维护方便。制冷末端与机柜一体，采用专用软管连接，安装方便；整个系统只有制冷末端的风机和冷源设备需要维护；系统采用全自动控制，无须人员值守。

4.1.4 机房精密空调

机房精密空调是针对现代电子设备机房设计的专用空调，它的工作精度和可靠性都比普通空调高得多。计算机机房中的设备是由大量的微电子、精密机械设备等组成的，而这些设备使用了大量的易受温度、湿度影响的电子元器件、机械构件及材料。要提高这些设备的稳定性及可靠性，需要将环境的温度和湿度严格控制在特定范围内。机房精密空调可将机房温度误差控制在 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 范围内，将相对湿度控制在 $\pm 10\%$ 范围内，从而大大提高了设备的寿命及可靠性。

1. 机房精密空调的结构

机房精密空调由压缩机、送风机、冷凝器、控制器、热力膨胀阀、蒸发器、冷凝风机、干燥过滤器、视液镜、加热器、加湿器、高效过滤网等主要部件组成，如图 4-22 所示。

空调器的电极加湿器是通过在盛水的加湿桶中插入电极，给电极通电并通过水中杂质形成回路，在电极间产生电流对水进行加热使其蒸发的。电极加湿器是一种非高压型蒸汽加湿器。所生成的蒸汽可通过特殊的分配系统为民用环境或工业生产过程加湿。蒸发量的大小由电流控制，并且可以调节。通过进水阀最初注入加湿桶里的水量取决于水源的水质。在稳定工作状态下，通过控制桶中的水量完成对蒸汽产量的调节，实际上会受到高电流或低电流的影响。加湿工作依靠加湿控制系统智能化自动运行，一般不需要手动干预。空调器的制热是由电加热器的发热来完成的。



图 4-22 某机房精密空调实物图

2. 机房精密空调的适用范围

机房精密空调广泛适用于计算机机房、程控交换机机房、卫星移动通信站、大型医疗设备室、实验室、测试室、精密电子仪器生产车间等高精密环境，这样的环境对空气的温度、湿度、洁净度、气流分布等各项指标有很高的要求，必须由每年 365 天、每天 24h 安全可靠运行的专用机房空调设备来保障。

4.2 气流组织的模拟仿真

4.2.1 数据中心建模

1. 精密模型

Zhang 等人^[4]检验了三种服务器建模精密等级对数据中心流场预测结果的影响。他们采用的模型把机架和服务器模拟器作为一个整体来考虑。其中最精密的模型是带精密服务器模拟器的精密机架（DR-DSS），这种方法对所有的风机、加热器和所有内部障碍物细节都进行了精准建模。在中等精密等级建模中，对服务器模拟器进行粗略建模，但对机架进行高精密等级建模。Zhang 等人在最低等级建模中制造了一个黑箱。图 4-23 所示为这三种机架的建模形式。研究发现，机架模型的细节对温度预测的影响不大。这项研究还发现，与房间尺寸相关的试验参数和结果也不受机架模型细节的影响。

Rolander 等人^[5]也运用精密机架模型评估从封闭机架底部输送冷空气的湍流对流冷却系统的有效性。在建模过程中，把每个服务器都看作顶部有两个凸起芯片的实心方块，如图 4-24 所示。虽然他们的论文使用了二维模型，但其提到的同样精度的三维模型也曾经被研究和用过。这篇论文没有对建模结果与试验数据进行比较，但却通过与其他建模方法做对比的方式显示了其在散热方面的改进。

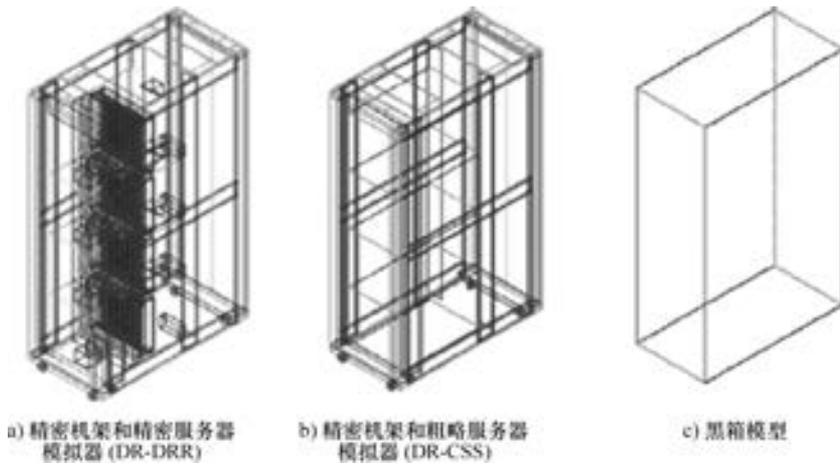


图 4-23 不同精密等级的机架建模形式

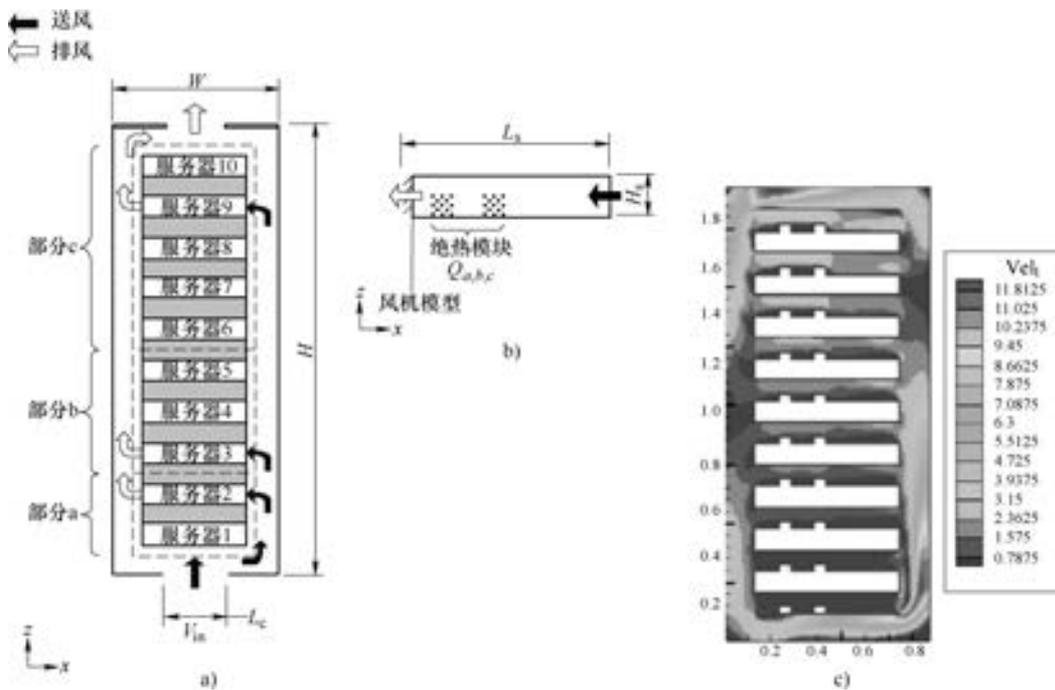


图 4-24 精密机架模型 (彩图见文前)

Nelson^[6]进行了一项关于 APC 服务器模拟器 (图 4-25) 的详细研究, 这个服务器模拟器运用了与上述研究中完全相同的结构。其模型包括风机、加热盘管和服务器模拟器中所有障碍物的建模。他的研究分析可以获取大量关于服务器模拟器特性的数据, 如所有部件的压降和大部分机架建模都无法得到的风机细节。总体而言, 该项研究得到了单个服务器的准确、合理的模拟结果。

2. 中级模型

Herrlin^[7]用 CFD 来评估机架冷却指数是如何衡量不同制冷方案的效率的。他对机架内的水平截面进行了分层建模,但在精细程度方面仍然处于相当粗略的水平,其模型如图 4-26 所示。

3. 黑箱模型

Udakeri 等人^[8]在其研究中运用黑箱模型(图 4-27)比较了顶棚送风冷却系统和地板送风冷却系统。他们在机架上应用了统一的气流速度,并在机架出口添加了指定的热流量。然而,这项研究只比较了两种冷却系统而没有对测量结果进行比较。

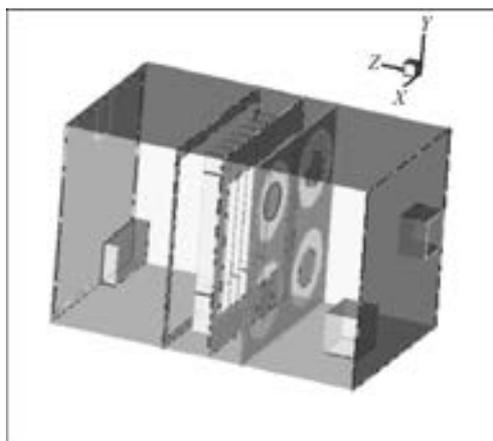


图 4-25 精密服务器模拟器模型

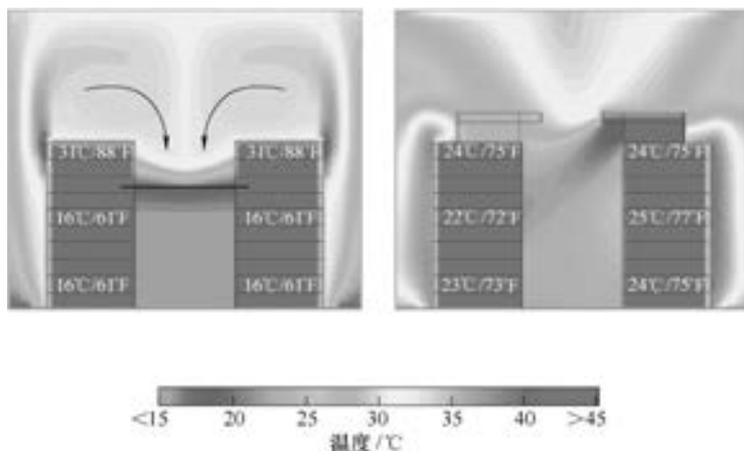


图 4-26 中等精密等级机架模型(彩图见文前)

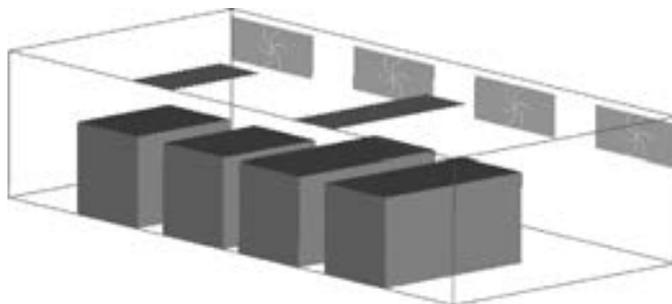


图 4-27 黑箱模型的应用

Bhopte 等人^[9]观察了地板静压箱深度、出风穿孔地砖布置方式和顶棚高度对机架进气温度的影响,如图 4-28 所示。他们对这三个变量进行了多参数优化。这项研究并没有考察黑箱机架模型边界条件的细节,但可以认为与 Udakeri 等人^[8]的研究中应用的边界条件相

似。这项试验同样也只是相对地进行比较研究，并没有与实际实验室条件下的试验结果进行对比。

将实际数据中心的试验数据作为模拟输入的研究都倾向于使用黑箱模型。Shrivastava (2006, 2009) 着眼于研究位于纽约州波基普西市的 IBM 设施。Prisco (2007) 描述了位于加利福尼亚大学圣地亚哥分校校园内的圣地亚哥超级计算机的特征。Shrivastava (2008) 还运用一种遗传算法来获取数据中心层面的准确结果，但这种算法必须关联特定数据中心的多个数据集，因此只适用于该特定数据中心。

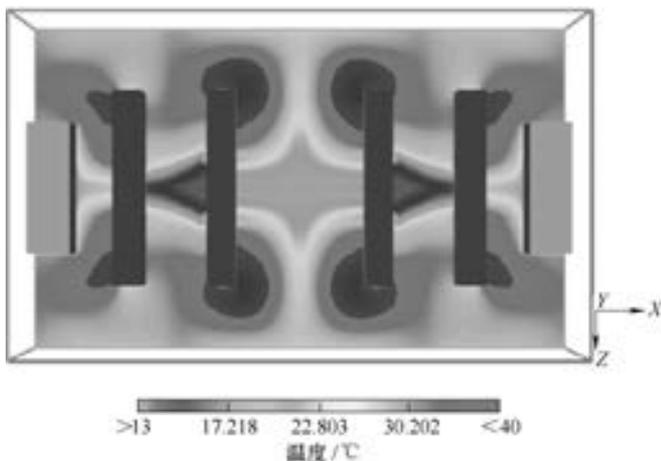


图 4-28 Bhopte 等人 (2006) 运用的黑箱模型 (彩图见文前)

4. 建模总结

几乎所有数据中心层面的 CFD 模型都讨论和使用了标准 κ - ϵ 湍流模型和带有 Boussinesq 近似的雷诺平均气流场模型。一般情况下，CFD 在大部分研究和设计中仍被用作一种对比工具，用于在数据中心层面以及机架和服务器层面比较不同的制冷方式以得到最优方案。很少有研究将模拟结论与测量数据进行对比。空间维度模拟的实用分辨率使得黑箱模型仍然是理想的建模等级。但仍有必要量化黑箱建模方法的精确性，并为创造此类模型制定标准。

4.2.2 气流控制方程

1. 流动控制方程的统一表达式

不可压缩流体的控制方程和标量输运方程可以概括为以下形式

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\phi, \text{eff}} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_{\phi} \quad (4-1)$$

式中 ρ ——密度 (kg/m^3)；

ϕ ——控制元；

Γ ——广义扩散系数；

U_j ——速度 (m/s)；

t ——时间 (s)；

x_j ——单位长度 (m)；

S_{ϕ} ——广义源项。

ϕ 表示问题中的物理变量，见表 4-1。方程具有动态项、对流项、扩散项和源项。表中的普朗特数 (Pr) 是描述动量扩散系数 (即运动黏度) 与热扩散率之比的无量纲数；斯坦顿数 (St) 是描述振荡流机理的无量纲数；施密特数 (Sc) 是被定义为动量扩散系数 (即运动黏度) 和质量扩散系数之比的无量纲数，并用于描述对流过程中既有动量扩散又有质量扩散的流体。

表 4-1 式 (4-1) 一般形式中用到的准则

方程	ϕ	$\Gamma_{\phi, \text{eff}}$	S_{ϕ}
连续性方程	1	0	0
动量方程	U_i	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} - \rho\beta(T - T_{\infty})g_i$
温度方程	T	$\frac{\mu}{Pr}$	S_t
浓度方程	C	$\frac{\mu}{Sc}$	S_c

式 (4-1) 可以扩展改写成下列单个方程:

$$\text{质量守恒方程} \quad \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4-2)$$

$$\text{动量守恒方程} \quad \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} - g_i \beta (T - T_{\infty}) \quad (4-3)$$

$$\text{能量守恒方程} \quad \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) + \frac{q_{\text{else}}}{c_p} \quad (4-4)$$

如果考虑空间中的湿度、污染物等组分的浓度分布, 则可以得到与能量方程形式相近的浓度质量守恒方程

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \frac{\partial u_j C}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\alpha \frac{\partial C}{\partial x_k} \right) + q_{\text{source}} \quad (4-5)$$

式中 C ——组分瞬时浓度;

α ——组分的分子扩散率 (%);

q_{source} ——组分源。

式 (4-2) ~ 式 (4-5) 提供了气流的瞬时信息。然而, 这些方程具有高度的非线性和自耦性, 大部分的实际气流问题都不可能通过这些方程得到解析解。因此, 只能使用数值近似方法求解流体的控制方程, 从而解得流场中压力、流速、温度、湿度和污染物浓度等的离散分布。这就是计算流体动力学 (CFD) 技术。

式 (4-2) ~ 式 (4-5) 中描述的流体可以是层流、湍流或层流和湍流之间的过渡区流体。湍流的特点是具有混乱的流态, 这也是大部分实际流体的状态。由于其非线性动力学本质还没有被完全研究透彻, 因此到目前为止还没有关于湍流的完整理论和模型。由于湍流复杂的固有特性, 如不规则性、非线性、扩散性、大雷诺数、三维涡旋式波动性、消散性和连续性, 一般很难确定空间内流体是局部人为诱导产生的, 还是过渡区流体抑或是充分发展的湍流。然而, 很少建筑空间内的气流是完全层流的, 所有非层流的空间气流都可以被认为是湍流。目前, CFD 技术对于这类湍流的预测方法有三种: 直接数值模拟 (DNS) 法、大涡模拟 (LES) 法, 以及湍流模型中的雷诺平均流动控制方程模拟 (RANS) 法。

2. 雷诺平均流动控制方程

在设计和研究数据中心等封闭环境中的气流组织时, 平均流动参数往往要比湍流瞬时参数更为有用。湍流模拟方法中的 RANS 法能够快速、准确地预测封闭空间内的气流组织和关键参数。RANS 法能够模拟预测稳定和动态流动中各种变量的统计平均值 (雷诺平均值),

同时可采用不同的湍流模型来模拟湍流扰动对平均气流场的影响。自 19 世纪 70 年代以来,陆续出现了很多湍流模型,但很少有湍流模型是为封闭空间特别发展的。室内环境建模中还是采用一些其他工程应用的常规湍流模型,如标准 κ - ε 湍流模型 (Launder 和 Spalding, 1974)。虽然在应用雷诺平均法建立湍流模型时仍然伴随着很多难题,但其对计算机资源要求极低和易操作的特点,仍然使其逐渐成为对封闭环境中气流建模的常用方法。

雷诺 (1895) 将瞬时速度、压力和其他各变量分解成了变量的统计平均值 (用大写字母表示) 和叠加在其上的湍流扰动项 (用上角标 “'” 表示), 即

$$u_i = U_i + u'_i \quad p = P + p' \quad \phi = \Phi + \phi' \quad (4-6)$$

这些瞬时平均扰动变量的统计平均处理遵循雷诺平均准则。以速度为例,按雷诺平均准则可以概括为

$$\overline{u_i} = \overline{U_i} = U_i \quad \overline{u'_i} = 0 \quad (4-7a)$$

$$\overline{u'_i U_j} = 0 \quad \overline{u_i + u_j} = U_i + U_j \quad (4-7b)$$

$$\overline{u_i u_j} = U_i U_j + \overline{u'_i u'_j} \quad (4-7c)$$

将雷诺平均准则运用于式 (4-2) ~ 式 (4-5) 的所有项中时,可以得到不可压缩流体的 RANS 方程。

质量守恒方程

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4-8)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) - g_i \beta (T - T_\infty) \quad (4-9)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_k} - \overline{u'_k T'} \right) + q_{\text{source}} \quad (4-10)$$

浓度质量守恒方程

$$\frac{\partial C}{\partial t} + U_j \frac{\partial C}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\alpha \frac{\partial C}{\partial x_k} - \overline{u'_k c'} \right) + q_{\text{source}} \quad (4-11)$$

式中

ν ——分子运动黏度 (m^2/s), $\nu = \mu/\rho$;

Γ ——温度黏性扩散系数 $\Gamma = \kappa/\rho c_p = \nu/Pr$;

Pr ——普朗特数;

α ——浓度黏性扩散系数, $\alpha = \nu/Sc$;

Sc ——施密特数;

$\overline{u'_i u'_j}$ 、 $\overline{u'_k T'}$ 和 $\overline{u'_k c'}$ ——雷诺应力、湍流热通量和湍流浓度通量,它们代表湍流对平均气流、温度和浓度场变化的影响,这些都需要应用湍流模型来封闭和近似求解。

3. 湍流模型

在过去的上百年中,许多湍流模型都是围绕未知量 $\overline{u'_i u'_j}$ 、 $\overline{u'_k T'}$ 和 $\overline{u'_k c'}$ 的表达式和式

(4-8)~式(4-11)展开的。这些湍流模型通常可以划分成两类：涡黏性模型和雷诺应力模型。表4-2和表4-3所列常见湍流模型及其在不同室内模拟环境中的性能比较。这些模型的具体细节及其性能对比可以参见以下两篇论文：Zhai等人(2007)；Zhang等人(2007)。

表4-2 用于预测封闭环境气流场的常见湍流模型

模型分类		用于室内空气模拟的初级湍流模型		指定常见模型
RANS	EVM	零方程模型	零方程 (Chen and Xu, 1998)	室内零方程
		二方程模型	标准 κ - ϵ 湍流模型 (Launder 和 Spalding, 1974) RNG κ - ϵ 湍流模型 (Yakhot 和 Orszag, 1986) 可实现性 κ - ϵ 湍流模型 (Shih 等, 1995)	RNG κ - ϵ 湍流模型
			LRN-LS 湍流模型 (Launder 和 Sharma, 1974) LRN-JL 湍流模型 (Jones 和 Launder, 1973) LRN-LB 湍流模型 (Lam 和 Bremhorst, 1981)	LRN-LS 湍流模型
			LRN κ - ϵ 湍流模型 (Wilcox, 1994) SST κ - ϵ 湍流模型 (Menter, 1994)	SST κ - ϵ 湍流模型
	多方程模型	ν 2f-dav 湍流模型 (Davidson 等, 2003) ν 2f-lau 湍流模型 (Laurence 等, 2004)	ν 2f-dav 湍流模型	
RSM	RSM-IP 湍流模型 (Gibson 和 Launder, 1978) RSM-EASM 湍流模型 (Gatski 和 Speziale, 1993)	RSM-IP 湍流模型		
LES	LES-Sm 湍流模型 (Smagorinsky, 1963) LES-Dyn 湍流模型 (Germano 等, 1991; Lilly, 1992) LES-Filter 湍流模型 (Zhang 和 Chen, 2000, 2005)	LES-Dyn 湍流模型		
DES	DES (S-A) 湍流模型 (Shur 等, 1999) DES (ASM) 湍流模型 (Batten 等, 2002)	DES-SA 湍流模型		

表4-3 不同室内环境下各湍流模型性能比较

流态	对比项	湍流模型							
		零方程模型	RNG κ - ϵ 模型	SST κ - ϵ 模型	LRN-LS 模型	V2f-dav 模型	RSM-IP 模型	DES 模型	LES 模型
自然对流	平均温度	B	A	A	C	A	A	C	A
	平均速度	D	B	A	B	A	B	D	B
	湍流度	n/a	C	C	C	A	C	C	A
强迫对流	平均速度	C	A	C	A	A	B	C	A
	湍流度	n/a	B	C	B	B	B	C	B
混合对流	平均温度	A	A	A	A	A	B	B	A
	平均速度	A	B	B	B	A	A	B	B
	湍流度	n/a	A	D	B	A	A	B	B
强浮力流动	平均温度	A	A	A	A	A	n/c	n/a	B
	平均速度	B	A	A	A	A	n/c	n/a	A
	湍流度	n/a	C	A	B	B	n/c	n/a	B
单位计算时间		1	2~4		4~8		10~20	10 ² ~10 ³	

注：A=优秀，B=良好，C=合格，D=差，n/a=不适用，n/c=发散。

4.2.3 机架与服务器模型

1. 数据中心机架开箱模型与黑箱模型

开箱模型 (OBM) 和黑箱模型 (BBM) 均是由 Zhai 等人 (2010) 研发的。如图 4-29 所示, OBM 由机架外壳板、加热板和风机板等组成。外壳板的正面进气板和背面排气板均为孔板, 可供气流自然通过。加热板将总热流量合理地分配给各服务器模拟器。风机板用于给出服务器实际风机流速。OBM 虽然是实际机架的简化模型, 但可以省去黑箱模型操作中的编程步骤, 并可与 BBM 的预测结果进行对比。

与 OBM 相比, BBM 不对机架及服务器内部气流进行模拟, 但需要对机架进出口空气边界条件进行编程处理。BBM 根据风机体积流量和横截面积, 统一确定通过前后表面的空气流量, 从而确定速度边界条件。该模型从同一水平面相邻的迎风单元网格获取局部温度以确定入口空气温度边界条件, 如图 4-30 所示。在排气口或出口处的对应单元网格加入适当的热量, 并保持与进口速度相等 (以满足动量平衡方程)。研究发现, 两种模型对于温度和速度空间分布的预测与试验测试结果基本一致, 如图 4-31~图 4-33 所示。

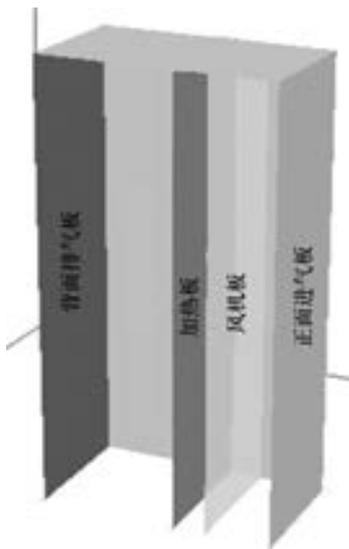


图 4-29 开箱模型

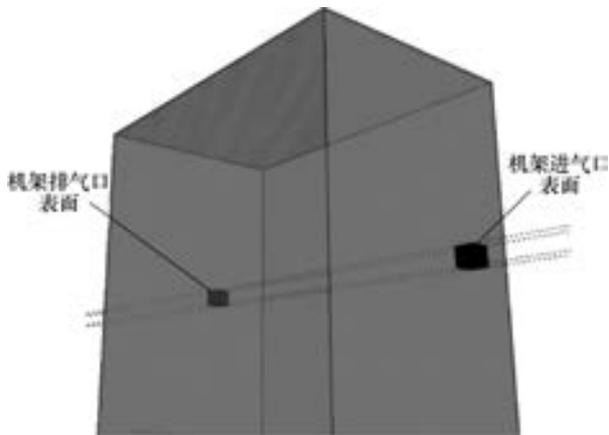


图 4-30 黑箱模型

2. 数据中心机架建模指南

BBM 在任一 CFD 软件中的应用步骤如下:

1) 设定机架进气口的速度边界条件。这需要合理评估机架前柜门单位面积的孔隙率, 以及通过机架和机架单位横截面积的合理加权平均体积流量。机架孔隙率一般可取 0.5~0.75。按式 (4-12) 统一设定通过机架进气口或机架柜门进气口表面的表面流速

$$v_{\text{face}} = \frac{q_{V, \text{rack}} / A_{\text{rack}}}{\text{板孔隙率}} \quad (4-12)$$

式中 v_{face} —— 机架进气口或排气口平面的法向流速 (m/s);

$q_{V, \text{rack}}$ —— 通过机架的加权平均体积流量 (m³/s);

A_{rack} ——机架的横截面积 (m^2)；
板孔隙率——单位开放面积的板孔隙率。

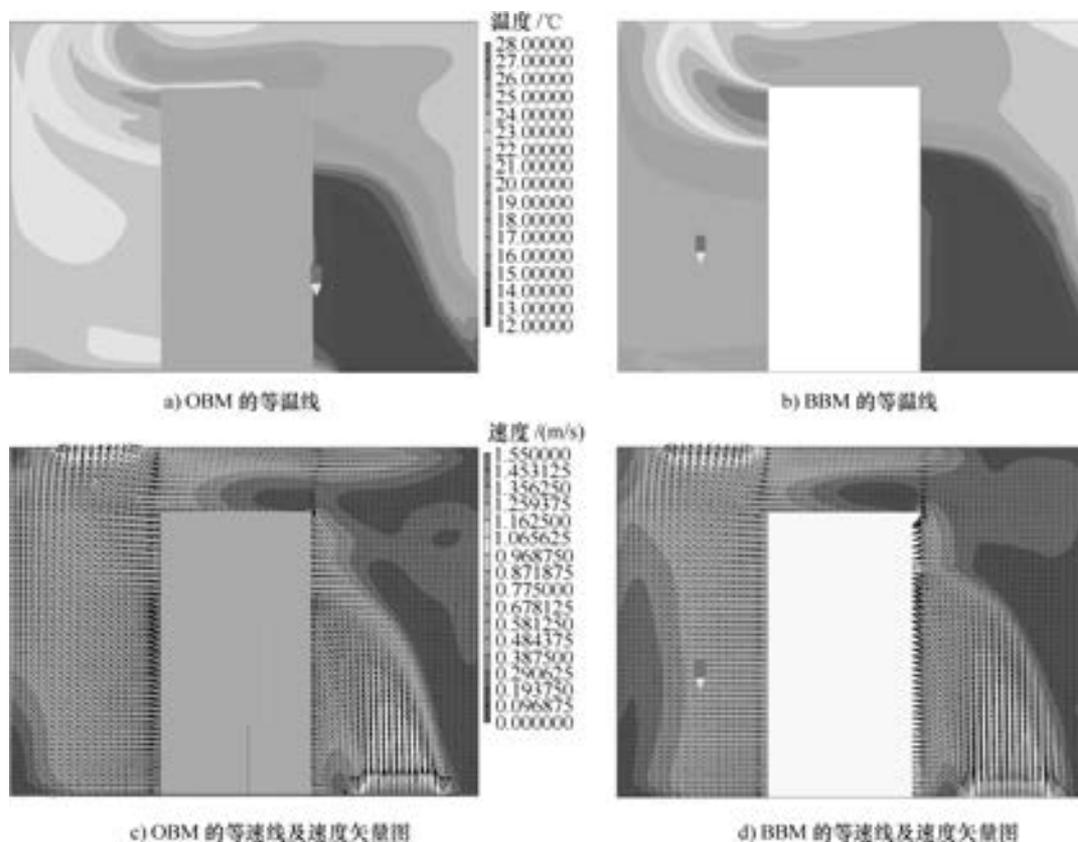


图 4-31 服务器周围模拟的等温线、等速线及速度矢量图 (彩图见文前)

注：设定服务器功率为 4kW，服务器风机流量为 800CFM (1CFM=28.3185L/min)，风速为 0.56m/s，均匀分布；地板送风温度为 16.2℃，送风流量为 790CFM。

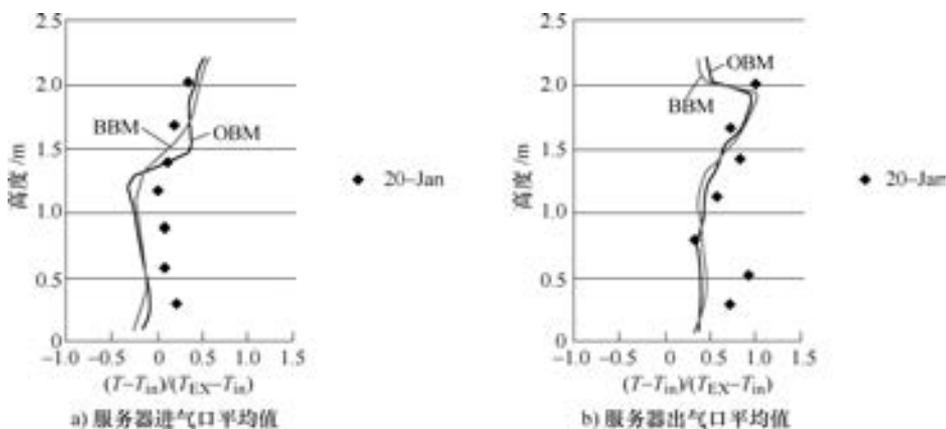


图 4-32 预测和试验获得的无量纲温度场的比较

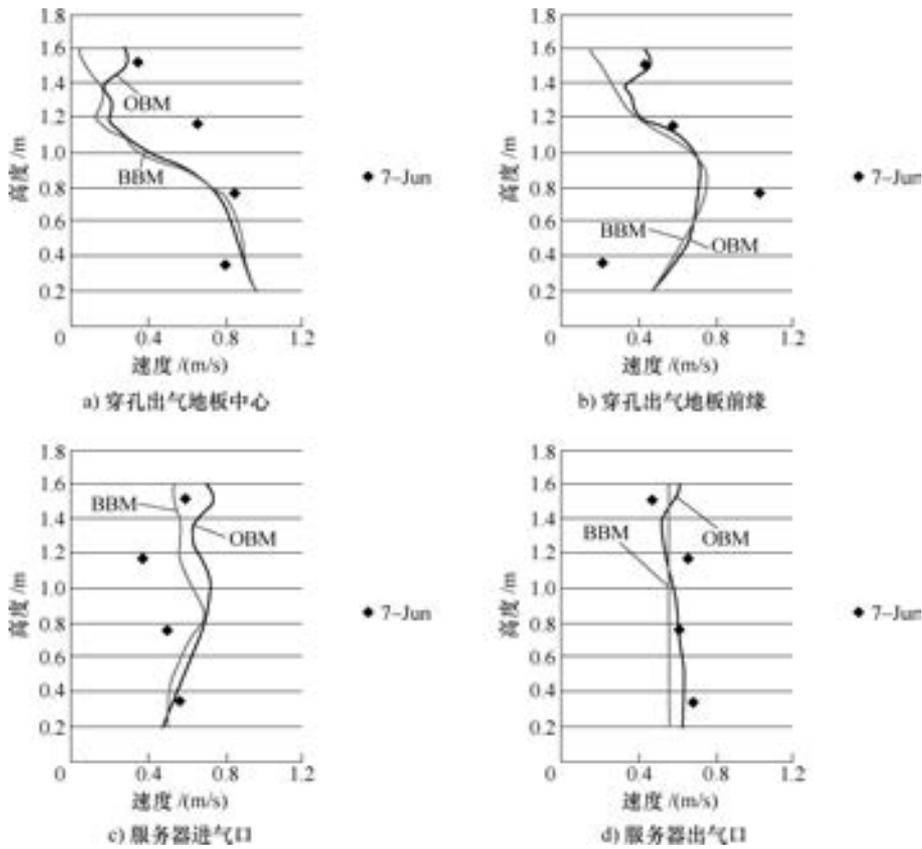


图 4-33 预测和试验获得的流速场的比较

如果规定进口或出口的表面流速为动量守恒方程的边界条件，则必须注意质量守恒方程的边界条件为体积流量，即

$$v_{\text{face}} = \frac{q_{V, \text{rack}}}{A_{\text{rack}}} \quad (4-13)$$

2) 设定机架进气口的温度边界条件。如图 4-34 所示，在机架表面任意给定位置上，温度边界条件就是相邻的迎风单元网格的温度。换句话说，机架进气口处任意位置的温度都等于入射气体的温度。

3) 设定机架排气口表面的速度边界条件。为保持动量守恒，排气口表面的速度边界条件要与机架进气口保持一致。

4) 设定机架排气口表面的温度边界条件。提取机架进气口表面上相同

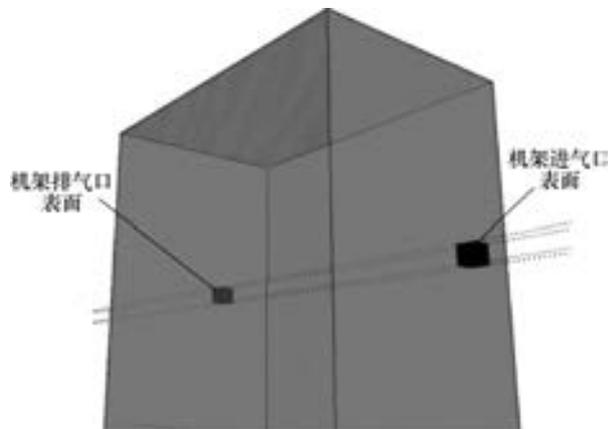


图 4-34 BBM 各边界条件之间的关系

水平和垂直坐标的单元网格的温度值，并根据服务器的热负荷添加适当的热量。质量流量必须已知，可通过服务器风机的体积流量和服务器所在位置的空气密度来确定。各服务器或各单元网格之间的关系式为

$$T_{\text{ex}} = T_{\text{in}} + \frac{q_{\text{server}}}{c_p q_m} \quad (4-14)$$

式中 T_{ex} ——机架排气口平面上单元网格的排气温度（℃）；

T_{in} ——机架进气口平面上 Y 、 Z 坐标相同的点的温度（℃）；

q_{server} ——来自服务器的热量增量（假设 BBM 中由各服务器产生的总热量平均分布在服务器横截面上）（W）；

c_p ——空气的比热容 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$]；

q_m ——通过单元网格的质量流量（ kg/s ）。

黑箱模型和开箱模型都可以简单有效地表示单机架产生的温度场。使用者可以用最少的信息（服务器发热量和气流量）建立准确而简单的机架模型进行数据中心模拟。这项研究为数据中心机架建模提供了明确的标准。

4.3 数据中心气流组织常用性能指标及评价

现今管理密集的设备环境是一项挑战，在过去数年中，数据中心的能源消耗以及 IT 设备的发热量急速上升，随着 IT 设备单位体积发热量的持续上升，IT 设备制造商与数据中心用户发现越来越难提供足够的设备对其进行冷却。若 IT 设备长时间暴露在恶劣的热环境下，将导致设备可靠性降低和使用寿命缩短，严重时甚至会使设备发生故障而宕机。因此，需将 IT 设备存放在适当的环境温度与湿度范围内，使其能够稳定地工作。

4.3.1 机柜冷却指数

机柜冷却指数（Rack Cooling Index, RCI）可评估数据中心内部 IT 设备是否能维持在适当的操作温度下，它提供了一个有意义的指标来衡量机柜冷却效率，并可进而评估机房环境及管理运用的优化设计。RCI 可分为 RCI_{in} 与 RCI_{Lo} ，前者用于评估设备进气端是否有温度高于建议的操作温度，后者则用来评估设备进气端是否有温度低于建议的操作温度。

以 ASHRAE^[10] 所分类的“Class 1”数据中心环境条件为评估标准。在 Class 1 内建议的设备进口温度为 18~27℃，温度允许范围为 15~32℃。在 RCI 评估中，若评估结果为 100% 则为理想（Ideal），≥96% 为良好（Good），91%~95% 为可接受范围（Acceptable），≤90% 为较差（Poor）需要改进，如表 4-4 所示。RCI 的计算公式如下

$$\text{RCI}_{\text{in}} = \left[1 - \frac{\sum (T_x - T_{\text{max-rec}})_{T_x > T_{\text{max-rec}}}}{T_{\text{max-all}} - T_{\text{max-rec}}} \right] \times 100\% \quad (4-15)$$

式中 T_x ——进气端温度（℃）；

$T_{\text{max-rec}}$ ——最高建议温度（℃）；

$T_{\text{max-all}}$ ——最高允许温度（℃）。

$$RCI_{LO} = \left[1 - \frac{\sum (T_{\min-rec} - T_x)_{T_x < T_{\min-rec}}}{T_{\min-rec} - T_{\min-all}} \right] \times 100\% \quad (4-16)$$

式中 $T_{\min-rec}$ ——最低建议温度 (°C)；
 $T_{\min-all}$ ——最低允许温度 (°C)。

表 4-4 RCI 评估建议等级

指 标	RCI
理想 (Ideal)	100%
良好 (Good)	≥96%
可接受 (Acceptable)	91%~95%
差 (Poor)	≤90%

4.3.2 回风温度指数

回风温度指数 (Return Temperature Index, RTI) 是机柜气流组织的评价指标, 它可以评估系统供风是否过量或不足。过多的供风量会造成旁路气流过多; 而当供风量不足时, 则会使得数据中心内有再循环气流产生。RTI 的定义见式 (4-17) 当 $RTI > 100\%$ 时, 被加热的空气没有回到回风口, 而是重新进入机柜内部, 形成再循环气流, 数据中心内受到再循环气流的影响, 将会造成设备入口温度升高, 从而使设备可靠度降低。而当 $RTI < 100\%$ 时, 从 IT 设备旁通的冷气流直接返回 CRAC 造成散热气流的浪费, 同时会造成 CRAC 进出口温差降低, 制冷效率变差, 如表 4-5 及图 4-35 所示。由于 RTI 利用实际温度差进行评估, 因此较低的回风温度并不一定代表空气管理不良, 如果电子设备只提供了一个较小的温升, 则不能期望会有较高的回风温度。

$$RTI = \frac{T_r - T_s}{\Delta T_{\text{equip}}} \times 100\% \quad (4-17)$$

式中 T_r ——回风温度 (加权平均) (°C)；
 T_s ——供风温度 (加权平均) (°C)；
 ΔT_{equip} ——设备温升 (加权平均) (°C)。

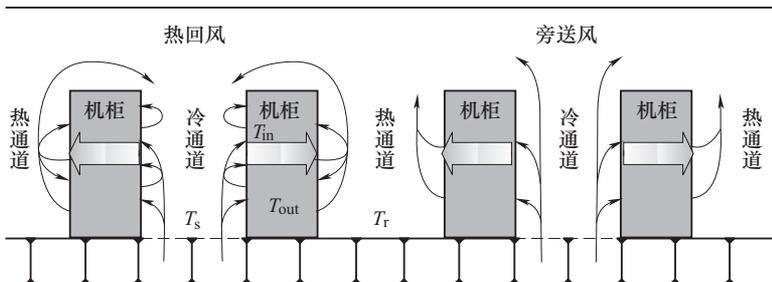


图 4-35 RTI、SHI 及 RHI 指标所对应的温度

表 4-5 RTI 评估等级

评价指标	RTI
目标 (Target)	100%
再循环 (Recirculation)	>100%
旁通 (Bypass)	<100%

4.3.3 供热指数与回热指数

供热指数 (Supply Heat Index, SHI) 用来确认空调系统提供至机柜散热的冷空气是否受到环境中热空气的影响而造成温度上升, 进而造成机柜内部气流温度升高, 使机柜散热效果降低。而数据中心散热最理想的情况是机柜的进气端温度与空调系统供风温度相同, 这表示冷空气在进入机柜散热前并没有因为环境中热空气的影响而产生损失。SHI 的定义见式 (4-18), SHI 值介于 0~1 之间, 数值越小代表损失越少, 当 SHI=0 时, 表示所有机柜进气端温度等于空调系统的供风温度。

回热指数 (Return Heat Index, RHI) 主要用来评估数据中心内的回风机制是否将全部热气都带回至空调系统中, 还是在将热气带回的时候也带回了一部分冷空气而产生旁路气流。旁路气流并未利用在设备散热上, 若数据中心内有过多的旁路气流, 则会造成能源的浪费。RHI 的定义见式 (4-19), RHI 值介于 0~1 之间, 理想的情况为空调系统的回风温度并未受到冷空气的影响而降低, 并且与机柜排气端温度相同。SHI 值越接近 1, 代表冷空气利用在设备散热上的情况越好。SHI+RHI=1。

$$\text{SHI} = \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{s}}}{T_{\text{out}} - T_{\text{s}}} \quad (4-18)$$

$$\text{RHI} = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}}{T_{\text{out}} - T_{\text{s}}} \quad (4-19)$$

式中 T_{in} ——机柜进气端温度 (°C);
 T_{out} ——机柜排气端温度 (°C);
 T_{s} ——空调系统供风温度 (°C)。

4.3.4 掺混指数

掺混指数 (Index of Mixing, IOM)^[11] 用来评价和描述单个机架发生高温渗透的程度, IOM 等于机架进风截面最高温度与最低温度之差除以该机架进排风平均温差, 即

$$\text{IOM} = \frac{T_{\text{in, max}} - T_{\text{in, min}}}{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}} \quad (4-20)$$

式中 $T_{\text{in, max}}$ ——机柜进气端最高温度 (°C);
 $T_{\text{in, min}}$ ——机柜进气端最低温度 (°C);
 T_{out} ——机柜排气端平均温度 (°C);
 T_{in} ——机柜进气端平均温度 (°C)。

IOM 对应的温度如图 4-36 所示。IOM 的值越大, 说明该机架出现局部热点的可能性越大, 热环境恶化的风险越高。IOM 能有效地描述不同机柜局部热点的分布特征, 便于发现设

备宕机概率较高的机柜位置，从而进行相应优化。

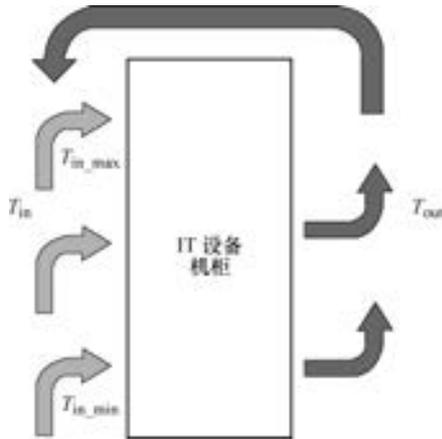


图 4-36 IOM 对应的温度

思考题与习题

- 4-1 简述水冷柜门空调系统的工作原理、优点及缺点。
- 4-2 背板空调的工作原理是什么？
- 4-3 热管背板空调的工作原理是什么？
- 4-4 简述热管背板空调的优缺点。
- 4-5 列间空调的工作原理是什么？列间空调的应用场合主要有哪些？
- 4-6 数据中心建模的方法主要包括哪几类？
- 4-7 用于预测封闭环境气流场的常见湍流模型主要有哪些？
- 4-8 数据中心机架的模型主要有哪几种？
- 4-9 数据中心气流组织常用的性能指标有哪些？其定义分别是什么？

参考文献

- [1] 田浩. 高产热密度数据机房冷却技术研究 [D]. 北京: 清华大学, 2012.
- [2] 彭殿贞. 绿色数据中心空调设计 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015.
- [3] 杨彦霞, 杨子韬. 数据中心设备冷却要求及空调方案选择 [J]. 制冷与空调, 2015, 15 (9): 75-80.
- [4] ZHANG X, VANGILDER J W, IYENGAR M, et al. Effect of rack modeling detail on the numerical results of a data center test cell [C]// Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2008. Intersociety Conference on. IEEE, 2008: 1183-1190.
- [5] ROLANDER N, RAMBO J, JOSHI Y, et al. An approach to robust design of turbulent convective systems [J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128 (4): 844-855.
- [6] NELSON G M. Development of an experimentally-validated compact model of a server rack [J]. Georgia Institute of Technology, 2007.
- [7] HERRLIN M K. Rack cooling effectiveness in data centers and telecom central offices: The rack cooling index (RCI) [J]. Ashrae Transactions, 2005, 111: 725-731.
- [8] UDAKERI R, MULAY V, AGONAFER D. Comparison of overhead supply and underfloor supply with rear heat

- exchanger in high density data center clusters [C] //Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2008. Twenty-Fourth IEEE, 2008: 165-172.
- [9] BHOPTÉ S, AGONAFER D, SCHMIDT R, et al. Optimization of data center room layout to minimize rack inlet air temperature [C] //ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, and Electronic Systems collocated with the ASME 2005 Heat Transfer Summer Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2006: 33-41.
- [10] DATACOM A. Thermal guidelines for data processing environments [J]. Pensamiento Psicológico, 2013, 7 (2): 97-108.
- [11] 田浩, 李震, 刘晓华, 等. 数据中心热环境评价指标研究 [J]. 制冷学报, 2012, 33 (5): 5-9.

第 5 章

数据中心的可视化监控节能系统

数据中心的节能离不开控制技术，传统的 PID 控制不能解决数据中心过热问题，随着荷载增加，数据中心的热负荷会快速增加，需要采用合适的现代控制技术调控局部过热点。同时，对室外自然冷源的利用也需要进行控制切换，以实现最大限度的节能。

数据中心由于监控管理不到位，可能会发生服务器宕机，甚至造成设备损毁的巨大损失。因此，应利用可视化监控技术保障数据中心的安全运行。本章将介绍可视化监控节能系统构建的原则、特点，为实现数据中心的安全、稳定、节能运行打下基础。

5.1 控制原理简介

在现代工程技术的众多领域中，自动控制技术担负着重要的角色。自动控制是指在没有人直接参与的情况下，利用外加设备或装置（控制器），使机器、设备或生产过程（被控对象）的某个工作状态或参数（被控量）自动地按照预定的规律运行^[1]。

5.1.1 基本概念

(1) 自动控制系统 为实现一个或多个控制目标所需要的所有物理部件的有效组合体，由自动控制装置和受控对象组成。

(2) 受控对象 被控制的机器、设备或过程称为受控对象或对象。受控对象可能是一台设备，它由一些机器零件有机地组合在一起完成一种特定的操作，如数据中心的风扇；也可能是一个复杂的系统，如数据中心的温湿度调节系统。

(3) 测量装置 用来感受或测量被控变量或某一物理量的值，并将其变换为可比较的信号，如温度、湿度等传感器。

(4) 执行机构 能够影响受控过程的装置或设备，如电磁阀、电机等。

(5) 给定量 决定被控量的物理量称为给定量或参考输入量，如风量、供水温度、流量等。

(6) 被控量 被控制的物理量称为被控量或输出量，如温度、湿度等。

(7) 干扰量 妨碍输入量对输出量进行正常控制的所有因素称为干扰量。如果干扰量产生在系统内部，则称为内扰，如设备散热量；干扰量产生在系统外部时称为外扰，如室外气象参数。给定量和干扰量都是自动控制系统的输入量。

(8) 反馈 它是将系统的输出返回输入端，并以某种方式改变输入，进而影响系统功能的过程。

(9) 回路 一个控制器根据一个输入量，按照一定的规则和算法来决定一个输出量。

这样，输入和输出就形成了一个控制回路。

(10) 系统 由相互作用、相互依赖的若干组成部分结合而成的，具有特定功能的有机整体称为系统，而且这个有机整体又是它所从属的更大系统的组成部分，如空调系统、建筑系统等。

5.1.2 基本控制方式

在控制系统中，典型的控制方式^[1,2]有三种：开环控制、闭环控制（反馈控制）和复合控制。

(1) 开环控制 这是一种最简单的控制方式，它不将被控量的结果反馈回来影响当前控制过程。在这种控制中，只有输入端对输出端的信号前向通道，不存在输出端到输入端的反馈通道。

(2) 闭环控制 将被控量的结果反馈到控制器，使其也参与系统控制，又称为反馈系统。在这种控制方式中，既存在输入端到输出端的信号前向通道，也存在从输出端到输入端的信号反馈通道，两者组成一条闭合回路。

(3) 复合控制 反馈控制在输入对控制对象产生影响之后才能做出相应的控制，对于有较大延迟特性的控制对象，则不能及时调节输出的变化。前馈控制可以预测输出随外部输入的变化规律，在控制对象受到影响之前就做出相应的控制动作，使系统在偏差即将产生之前就提前将其消除。前馈控制和反馈控制的结合就构成了复合控制。复合控制是开环控制和闭环控制相结合的一种控制方式，具有更好的控制性能。

5.1.3 系统的数学模型

在研究控制系统时，首先要建立系统的数学模型^[1,3,4]。因为各种分析方法和计算机工具都需要基于系统的数学模型来综合分析系统的特性。系统的数学模型是一类方程式，它能够精确地或相当好地描述系统的输入、输出特性。对于给定的系统，数学模型不是唯一的，可以有多种形式。时域中常用的数学模型有微分方程、差分方程和状态空间表达式；频域中常用的有传递函数、方块图和频率特性。随着具体系统和具体条件不同，一种模型可能比另一种模型更加合适。例如，在最优控制系统中，采用状态空间表达式比较合适；在单输入、单输出、定常系统的瞬态响应或频率响应分析中，采用传递函数表达式比较合适。

系统的数学模型可以概括为三类：白箱模型、黑箱模型和灰箱模型。

(1) 白箱模型 (White-Box Model) 白箱模型是根据对象所依据的物理或者化学规律（如热力学第一、第二定律，质量守恒定律等）建立起来的系统的数学方程式。模型的各个参数都具有物理意义，因此也称为机理模型。建立这类模型的前提是必须对所描述对象的运行规律有清楚的认识，对于影响对象输入输出关系的相关因素也要有深刻的了解。

(2) 黑箱模型 (Black-Box Model) 黑箱模型也称经验模型，它利用适当的数学模型（如统计回归、神经网络、模糊逻辑等）来逼近对象的输入输出关系。可以通过人为地给系统施加某种测试信号，并记录输出信号来训练这类模型，直到模型精度满足要求。这类模型完全不追求内在机理，是一种纯经验模型。

(3) 灰箱模型 (Grey-Box Model) 灰箱模型是根据系统的物理或化学规律确定其数学模型的基本结构，并基于系统测试的输入、输出信号，辨识出模型的未知参数（没有特定

的物理意义)。这类模型又称为半机理模型。

5.1.4 系统方块图

控制系统通常是由多个元件组成的。为了表明每个元件在系统中的功能，在控制工程中，常常用到系统方块图的概念。系统方块图^[1,5]简称方块图，它是系统中每个元件的功能和信号流向的图解表示，用来表明系统中各个元件之前的相互关系。系统方块图不同于纯抽象的数学模型表达式，它的优点是能够更加真实地表明实际系统中的信号流向情况。

在方块图中，通过功能方块，可以将所有系统变量相互联系起来。功能方块又称方块，是对加到方块上的输入信号的一种数学运算符号，运算结果用输出量表示。元件的传递函数通常写进相应的方块中，并用标明信号流向的箭头将其连接起来。信号只能沿着箭头的方向通过。因此，控制系统的方块图能清楚地描述信号的单向特性。

方块图的元素如下：

(1) 功能方块 (Block Diagram) 功能方块表示输入到输出单向传递间的关系。任何一个被研究的对象，如果可以抽象地用输入该对象的信号（或变量）以及从该对象输出的信号（或变量）表达，则可以运用方块图方法中的功能方块来描述。

(2) 信号比较点 (Summing Point) 信号比较点表示对两个或者两个以上的输入信号进行加减比较的元件。“+”表示两个输入信号相加，“-”表示两个输入信号相减，如果信号线旁不带运算符号“+”或“-”，则默认为“+”。

(3) 信号分支点 (Branch Point) 信号分支点表示信号测量或引出的位置。方块图中的信号分支可在信号线上的任意点引出，分支点上的信号与原来的信号完全相同，如图 5-1 所示。

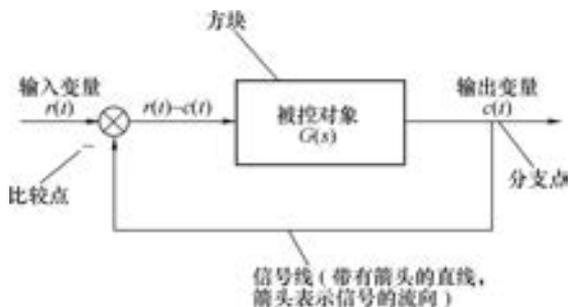


图 5-1 方块图元素示意图

5.1.5 控制性能指标

无论是哪类控制系统，其基本要求^[5]都是相同的，包括稳定性、快速性和准确性，即“快、准、稳”要求。

(1) 稳定性 稳定性是控制系统正常工作的先决条件，是指系统受到扰动作用偏离原来的工作状态后，能否重新回到稳定工作状态的能力。如果扰动消失后，系统能回到原来的工作状态，则称系统稳定；如果扰动消失后，系统不能回到原来的工作状态，甚至随着时间的推移越来越偏离原来的工作状态，则称为不稳定系统。图 5-2 所示为四种典型被控变量的动态特性，图 5-2a、b 所示的控制系统是稳定的；图 5-2c、d 所示控制系统中的被控量出现了等幅振荡或发散振荡的现象，被认为是不稳定的。

(2) 快速性 对控制系统瞬态过程的形式和快慢提出的要求，一般称为瞬态性能。通常希望系统的瞬态过程既快又平稳。例如，变风量温度控制系统要求送风量能根据室内外扰动快速做出变化。如果风量变化缓慢，将使室内温度不能快速维持到设定范围，显然这样的控制性能很差。

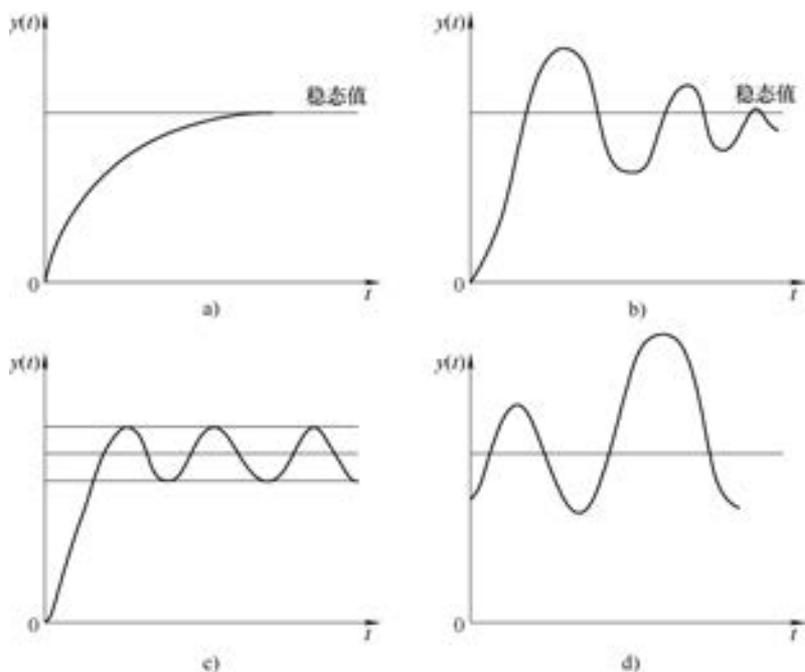


图 5-2 被控变量的动态特性

(3) 准确性 对稳态过程的精度提出要求, 用稳态误差来表示。对于一个稳定的系统, 系统被控量的实际值与期望值之差称为稳态误差。通常情况下, 希望系统的稳态误差尽可能小, 即表示系统的输出跟随期望值的精度越高。例如, 对于温度控制系统, 若设定温度为 25°C , 而房间真实温度在 $24\sim 26^{\circ}\text{C}$ 之间波动, 则系统的控制精度为 1°C 。

5.1.6 系统的分析方法

在确定系统的数学模型后, 便可以分析系统的稳态和动态性能。控制系统常用的分析方法^[1]主要有四种: 时域分析法、根轨迹分析法、频域分析法以及状态空间分析法。其中时域分析法、根轨迹分析法、频域分析法属于经典控制理论, 而状态空间分析法属于现代控制理论。

(1) 时域分析法 控制系统在一定的输入信号作用下, 根据系统输出量的时域表达式, 分析系统的稳定性、瞬态和稳态性能, 称为时域分析法。时域分析是一种在时间域中对系统进行分析的方法, 具有直观和准确的优点。由于系统输出量的时域表达式是时间 t 的函数, 所以系统输出量的时域表达式又称为系统的时间响应。

(2) 根轨迹分析法 1948年, W·R·Evans 提出了一种求特征根的简单方法, 即根轨迹法。该方法不直接求解特征方程, 而是用作图的方法表示特征方程的根与系统某一参数全部数值之间的关系, 当这一参数取特定值时, 对应的特征根可在上述关系图中找到。根轨迹法具有直观的特点, 利用系统的根轨迹可以分析结构和参数已知的闭环系统的稳定性和瞬态响应特性, 还可分析参数变化对系统性能的影响。在设计线性控制系统时, 可以根据对系统性能指标的要求确定可调整参数以及系统开环零极点的位置, 即根轨迹法可以用于系统的分析与综合。

(3) 频域分析法 控制系统的信号可以表示不同频率正弦信号的合成, 而系统对正弦输入信号的稳态响应, 称为频率响应。应用控制系统的频率特性研究系统的性能, 称为频域分析法。频率响应的优点是采用容易提供的正弦信号产生器和精密的测量装置, 所完成的频率响应试验比较简单, 可以做得比较精确, 而且频率特性的物理意义明确。

(4) 状态空间分析法 经典控制理论是建立在系统的输入/输出或传递函数的基础上的, 对于单输入/单输出系统的分析和综合是比较有效的。其显著的缺点是只能揭示输入/输出间的外部特性, 难以揭示系统内部的结构特性, 同时难以处理多输入/多输出系统。然而, 一个现代的复杂系统可能有多个输入和多个输出, 并且以某种复杂的方式相互关联。分析这样的系统时, 必须对其复杂的数学表达式进行简化。现代控制理论是以 n 个一阶微分方程来描述系统的, 这些微分方程又组合成一个一阶向量-矩阵微分方程, 即状态空间表达式。利用状态空间法描述输入/状态/输出变量间的关系, 不但可以反映系统输入/输出的外部特性, 而且揭示了系统内部的结构特性, 是一种既适用于单输入/单输出系统, 又适用于多输入/多输出系统的分析方法。

5.1.7 案例——定风量系统的基本控制

图 5-3 所示为含 Free Cooling 的定风量系统及其控制示意图, 它由空气处理机组、送风机、回风机、风阀、水阀、传感器及控制器组成^[2]。

控制目标: 在维持室内设定温度的条件下, 实现对 Free Cooling 的最大利用。

系统的控制变量: 室内空气温度。

过程控制变量: 供水温度、室外空气流量。

控制执行机构: 风阀及水阀。

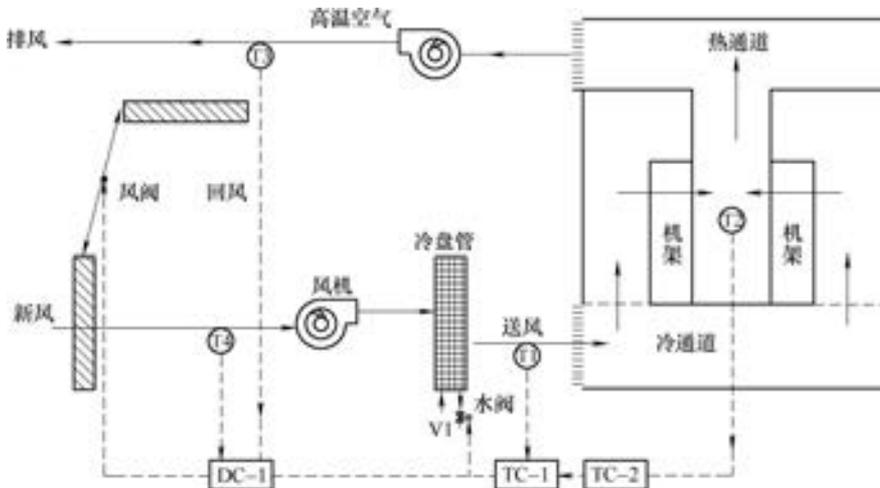


图 5-3 含 Free Cooling 的定风量系统及其控制示意图

DC: 风阀控制器 TC-1: 送风温度控制器 TC-2: 送风温度设定值控制器

T1: 送风温度 T2: 回风温度 T3: 排风温度 T4: 新风温度

图 5-4 所示为该分段控制策略的基本原理, 图 5-5 所示为温度反馈控制器的输出 (u) 与控制信号 (风阀的开度 u_D 及水阀的开度 u_V) 的关系。

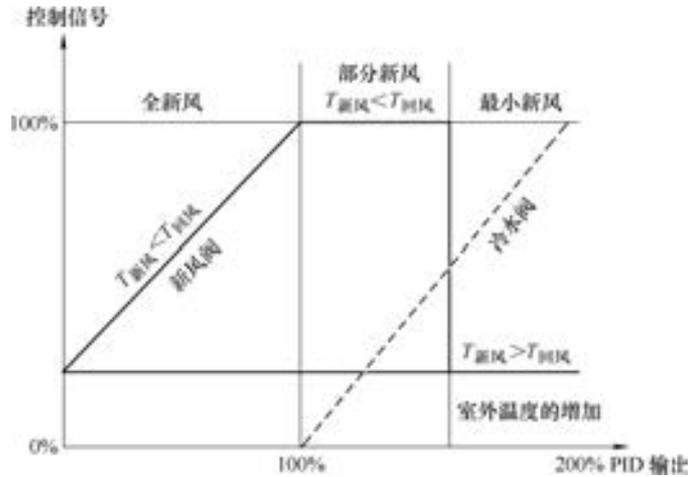


图 5-4 含 Free Cooling 的定风量系统分段控制策略的基本原理

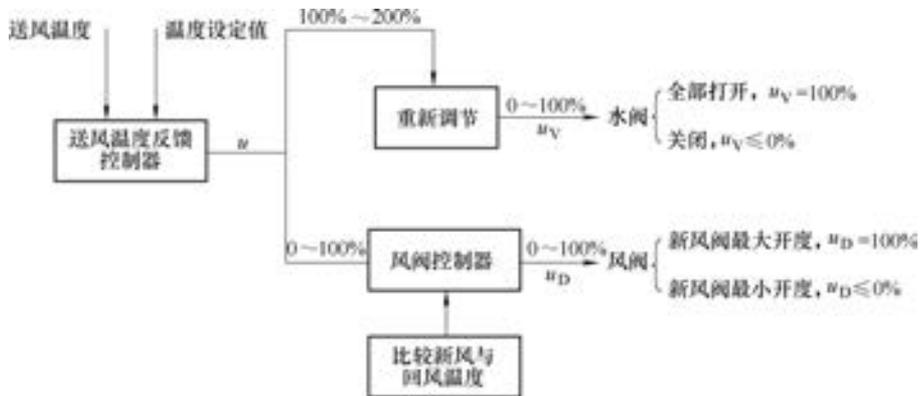


图 5-5 温度反馈控制器的输出与控制信号的关系

5.2 节能控制理论与分析方法

数据中心节能控制理论的分类方法多种多样，采用不同的划分标准，就有不同的分类方法。本节简单介绍两种常见的划分标准：控制对象和控制方法。根据控制方法可以分为：经典底层控制方法、模型预测控制、优化控制、自适应控制、鲁棒控制、神经网络控制、模糊控制、专家控制等。根据控制对象可以分为：部分负荷自动调节、自然冷源切换、蓄冷系统蓄/放冷策略湿度控制等。

5.2.1 常用控制方法

图 5-6 所示为自动控制系统按控制方法的分类。下面分别简单介绍每种控制方法的定义及工作原理^[6,7]。

1. 经典底层控制方法 (Classic Local-loop Control)

经典底层控制方法一般是指开/关控制和 PID 控制方法。开/关控制器广泛应用于离散

变量的控制系统。例如，在直接空气侧省煤器系统中，采用定速风机控制自然冷源的利用，根据最简单的干球温度控制策略，当室外干球温度比室内干球温度低 2°C 时，风机打开，采用自然冷源模式；否则，采用压缩机制冷模式。



图 5-6 自动控制系统按控制方法的分类

相对于开/关控制，PID 控制方法是较为复杂的控制方法，其在空调系统中有着广泛的应用。图 5-7 所示为一种控制对象的 PID 控制结构示意图。PID 控制的价值在于结构简单，不需要知道对象模型以及对大多数控制系统具有广泛适用性，可以提供令人满意的控制。但是，它在许多给定的情况下还不能提供最优控制。

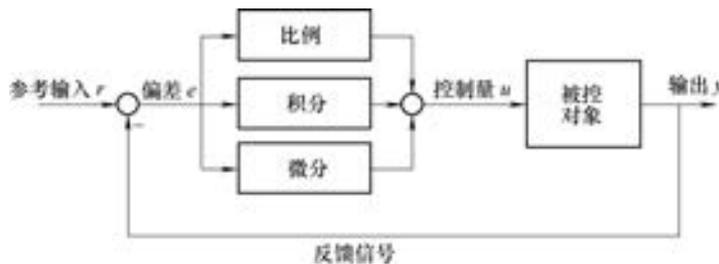


图 5-7 典型 PID 控制结构示意图

2. 最优控制 (Optimal Control)

最优控制是指在给定的约束条件下，寻求一组控制信号，使给定的被控系统性能指标取得最大值或最小值的控制方法。在空调系统中，这个性能指标通常是系统运行能耗或费用、控制器的性能指标和热舒适性。最优控制方法能有效地提高能源利用效率，减少空调系统的运行费用。但是，该方法对系统的模型精确性要求高，复杂的数学模型和约束条件导致了复杂的计算负担，限制了该方法的推广和应用。图 5-8 所示为最优控制的基本结构示意图。

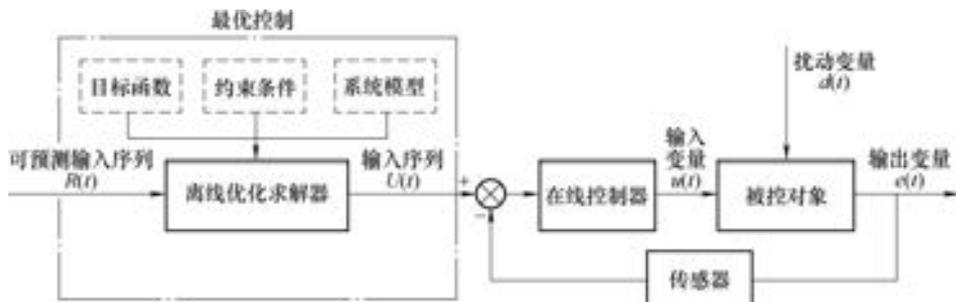


图 5-8 最优控制的基本结构示意图

3. 模型预测控制 (Model Predictive Control)

模型预测控制是指利用过程模型预测系统在一定的控制信号作用下的未来动态行为，在此基础上，根据给定的约束条件和性能要求滚动地求解最优控制作用并实施当前控制，在滚动的每一步通过检测实时信息来修正对未来动态行为的预测。图 5-9 所示为模型预测控制的基本结构示意图。模型预测控制方法的基本原理可以归结为预测模型、滚动优化和反馈校正。模型预测控制是一种新型控制方法，其基于模型、滚动实施并结合反馈的优化控制算法，体现了一般控制理论中优化与反馈两种基本机制的合理结合。而前文介绍的 PID 反馈控制和最优控制则分别代表了控制问题中的两个极端。一个极端是对于对象、环境信息一无所知，只借助反馈信息进行控制，PID 反馈控制就是典型的不需要模型，根据反馈“后发制人”的控制器。反馈控制虽然可以及时克服实际过程中出现的各类位置因素的影响，但仅依靠反馈是缺少预见性的，无法做到性能最优。另一个极端是拥有对象和环境的全部先验信息，根据模型和性能指标事先求出最优的控制输入。最优控制理论为此提供了完美的理论和算法。这个开环求解出的最优控制虽然在模型和环境信息准确的情况下可以实现性能最优，但对对象的模型和环境信息都是假设理想化的，在实际过程中，一旦模型失配或环境发生变化，事先求解出的最优控制输入就不再能保持系统性能最优。预测控制是一种介于最优控制和 PID 反馈控制之间的，既能保持优化特点，又能引进反馈机制的闭环优化控制方法。

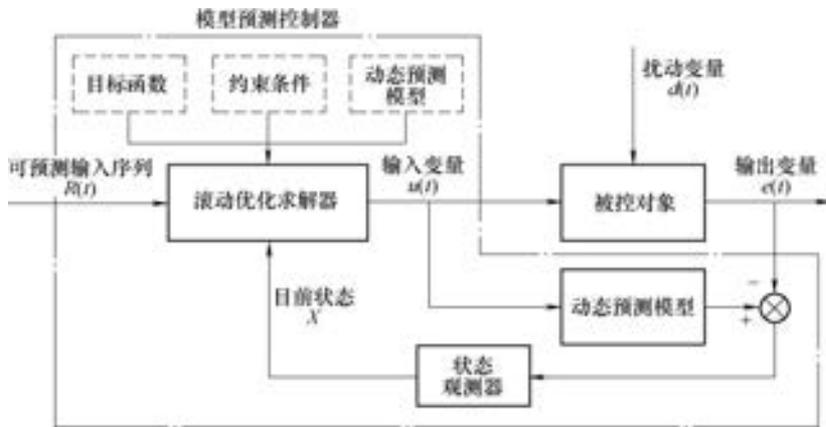


图 5-9 模型预测控制的基本结构示意图

4. 自适应控制 (Adaptive Control)

自适应控制是指在实时控制系统中，当控制输出信号不能令人满意时，根据系统的某些性能测量值，修正控制器的部分或者全部参数，使控制系统的参数能随运行状况的变化而自适应变化。图 5-10 所示为自适应控制的基本结构示意图。

5. 鲁棒控制 (Robust Control)

所谓鲁棒性，是指控制系统在一定（结构、大小）参数的摄动下，维持某些性能的特性。鲁棒控制适用于将稳定性和可靠性作为首要目标的应用，同时过程的动态特性已知且不确定因素的变化范围可以预估。

6. 神经网络控制 (Neural Network Control, NNC)

神经网络控制是指在控制系统中应用神经网络技术，对难以精确建模的复杂非线性对象

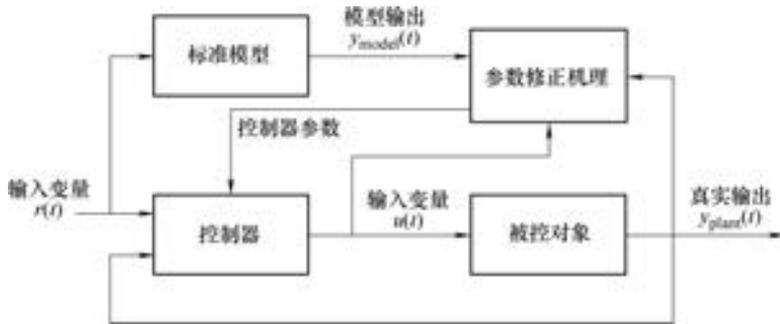


图 5-10 自适应控制的基本结构示意图

进行神经网络模型辨识，或作为控制器，或进行优化计算，或进行推理，或进行故障诊断，或同时兼有上述多种功能。图 5-11 所示为标准 BP 神经网络结构示意图。

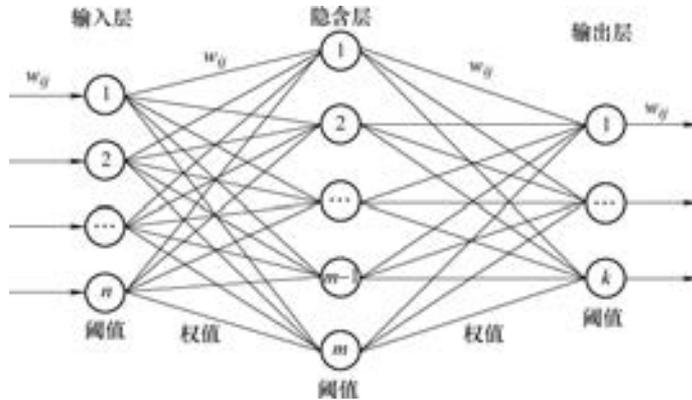


图 5-11 标准 BP 神经网络结构示意图

7. 模糊控制 (Fuzzy Logic Control)

模糊控制是以模糊集合论、模糊语言变量及模糊逻辑推理为基础的计算机智能控制。该机制的输入是通过模糊化将原本 0 和 1 的资料变成 0~1 之间的数值，与非 0 即 1 的二分法相比，这种方法更接近人类的思维。在推论的过程中资料是模糊的，但通过解模糊化的步骤，可使得输出为精确值。其基本思想是用语言归纳操作人员的控制策略（知识、经验和直觉等），运用语言变量和模糊集合理论形成控制算法。不需要建立控制对象的精确数学模型，只要求把现场操作人员的经验和数据总结成比较完善的语言控制规则。因此，它能避免对象的不确定性、不精确性、噪声以及非线性、时变性、时滞等的影响。图 5-12 所示为模糊控制的基本结构示意图。

8. 专家控制 (Expert Control)

专家控制是一种能在某个领域内，以人类专家的知识 and 经验来解决该领域中高水平的困难任务的计算机系统。专家控制的基本流程：观察、监测系统中的重要变量和状态；综合运用自己的知识和经验判断当前系统运行的状态；分析比较各种可以采用的控制策略并选择其中最优者予以执行，用计算机予以实现。图 5-13 所示为专家控制的基本结构示意图。

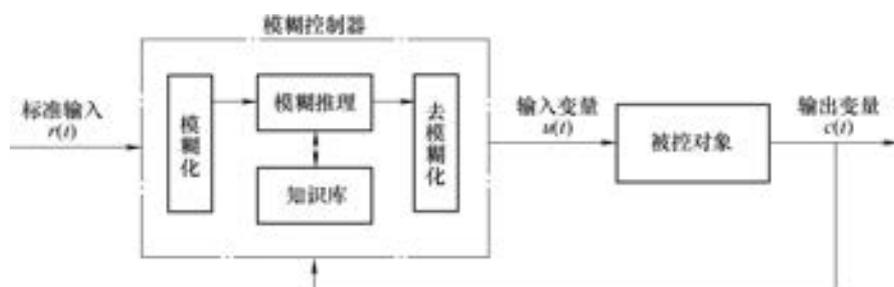


图 5-12 模糊控制的基本结构示意图

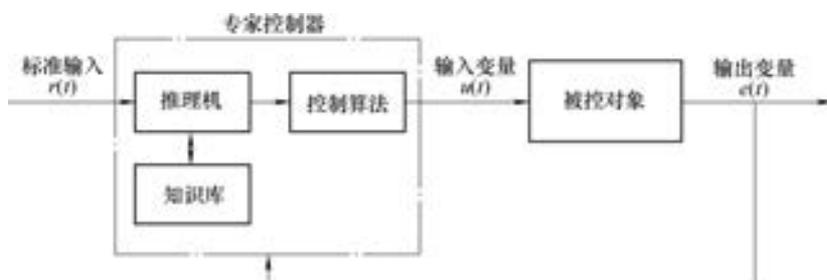


图 5-13 专家控制的基本结构示意图

5.2.2 基本节能策略

1. 部分负荷运行

在数据中心的整个生命周期中，冷负荷变化非常显著。这主要有两个原因：其一，虽然数据中心的冷负荷与室外环境温度的关系不大，但其制冷设备的真实容量（制冷能力）随室外环境温度变化很大；其二，数据中心在不断地发展，体现在服务器的数量和任务量不断增加，内部散热量增加，导致空调负荷发生变化。然而，其空调系统大都是按照最不利条件设计的，这使得数据中心的空调系统在其整个生命周期内基本上都处于部分负荷运行状态。因此，空调系统在部分负荷运行状况下仍保持高效运行，将显著提高数据中心的空调能效，以及减少整个生命周期的运行费用。

2. 自然冷源切换

根据前文对数据中心负荷特性的分析，因为全年均需要制冷，使得室外的自然冷源得到了广泛应用，节能潜力巨大。目前，自然冷源在数据中心中的应用可以概括为三类：直接空气侧省煤器、间接空气侧省煤器和水侧省煤器。所谓省煤器，ASHRAE（1991）给出的定义是“可以减少机械制冷或加热时间的控制系统”。在室外空气质量达到要求时，空调系统利用省煤器排出室内热量，称为自然冷源模式。但是，要充分利用自然冷源，需要设计一个合适的自然冷源切换策略。

图 5-14 所示为直接空气侧省煤器的工作原理^[8]：在合适的室内外条件下，通过直接通风的形式对室内空间进行降温，减少压缩机的运行时间，从而达到节能的目的。目前普遍采用的控制方式有两种：一种是标准干球温度控制策略，仅根据室内外干球温度来控制风阀的开度，将室外空气相对湿度值作为是否可以使用新风的条件（相对湿度超过某个设定值时，

新风阀关闭，即关闭自然冷源模式)；另一种是湿球控制策略，根据室内外的干球温度、相对湿度，通过比较两者的焓值来控制风阀的开度。

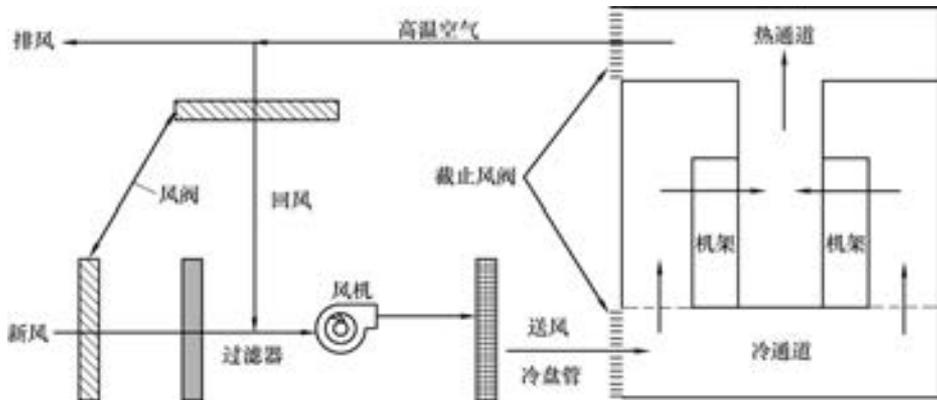


图 5-14 直接空气侧省煤器的工作原理

图 5-15 所示为间接空气侧省煤器的工作原理：室外低温空气不直接进入数据中心内，而是通过气-气换热器对室内循环空间进行冷却，并带走室内热量。这种自然冷源的利用方式有如下优势：其一，可以减少因需要对数据中心湿度进行控制而产生的空调能耗（数据中心的含湿量主要来源于室外空气）；其二，对室外空气质量的要求相对较低，增加了空气侧省煤器的应用区域和时间（颗粒物对数据中心服务器的危害巨大）。自然冷源模式的切换在于对新风阀、回风阀开度的控制。

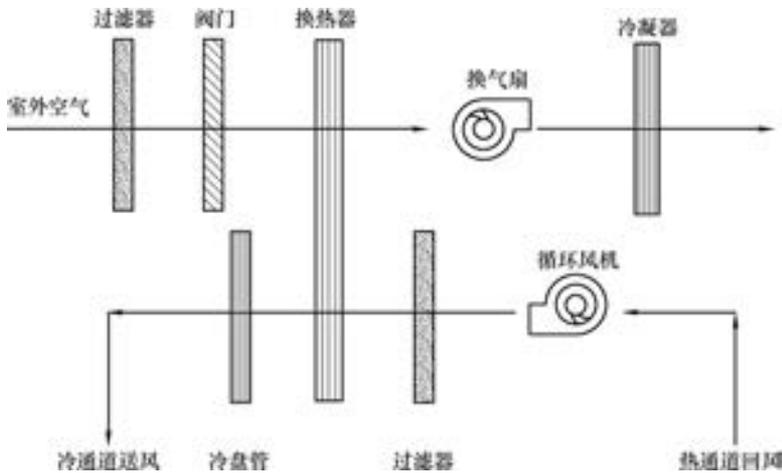


图 5-15 间接空气侧省煤器的工作原理

图 5-16 所示为一种水侧省煤器的工作原理：室外低温空气通过冷却塔对室内进行降温。水侧省煤器的优势在于其对末端设备没有影响，使服务器散热不再局限于风冷换热形式，也可以利用液冷和浸没式冷却方式。自然冷源模式的切换是通过对接冷却塔出水的分配控制来实现的。



图 5-16 水侧省煤器的工作原理

3. 蓄冷系统蓄/放冷策略

近年来，储能系统在数据中心中的应用迅速发展，包括冷冻水蓄冷系统、冰蓄冷系统以及相变材料蓄冷系统，这主要有以下两点原因：其一，储能系统可以在夜间低谷电价阶段时蓄能，在峰电阶段放出储存的能量，减少数据中心的运行费用，尤其适用于日负荷有显著波动、高能耗与高电价时间一致的建筑；其二，储能系统虽不能长期代替制冷机组对数据中心进行降温，但在制冷系统出现故障的短时间内可以稳定数据中心的温度，提高数据中心运行的安全性。然而，蓄冷系统的蓄/放冷策略对整个系统运行费用的影响非常明显。因此，针对蓄冷系统的控制策略的研究十分迫切。

4. 集中湿度控制

前文提到，由于数据中心内人员很少或者无须人员，其主要的负荷是显热负荷，湿负荷主要来源于室外空气且非常小。因此，采用湿度集中控制方法，末端设备只需处理数据中心负荷中的显热部分，提高了机组的工作效率（采用较高的供水温度），减少了运行总能耗。

思考题与习题

- 5-1 典型的控制方式有哪些？其定义分别是什么？
- 5-2 系统的数学模型包括哪三类？
- 5-3 如何理解系统方块图？
- 5-4 控制的性能指标分别是什么？
- 5-5 用于分析系统稳态和动态性能的方法有哪些？
- 5-6 常用的控制方法有哪些？这些方法的定义和工作原理分别是什么？
- 5-7 在数据中心制冷系统的控制中，常采用的节能控制策略有哪些？

参考文献

- [1] KATSUHIKO OGATA. 现代控制工程 [M]. 5 版. 卢伯英, 佟明安, 译. 北京: 电子工业出版社, 2011.
- [2] WANG S. Intelligent Buildings and Building Automation [M]. Oxford: SPON Press, 2010.
- [3] WANG J, ZHANG Q, YU Y. An advanced control of hybrid cooling technology for telecommunication base stations [J]. Energy & Buildings, 2016, 133: 172-184.
- [4] ASHRAE. Real-time Energy Consumption Measurement in Data centers [M]. Atlanta: ASHRAE, 2010.
- [5] 张爱民. 自动控制原理 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.

- [6] YU Z, HUANG G, HAGHIGHAT F, et al. Control strategies for integration of thermal energy storage into buildings: State-of-the-art review [J]. *Energy & Buildings*, 2015, 106: 203-215.
- [7] AFRAM A, JANABI-SHARIFI F. Theory and applications of HVAC control systems-A review of model predictive control (MPC) [J]. *Building & Environment*, 2014, 72 (1): 343-355.
- [8] ASHRAE TC 9.9. 数据通信设施节能最佳实践 (原著第二版) Best Practices for Datacom Facility Energy Efficiency [M]. 任兵, 杨国荣, 陈亮, 译. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.

第 6 章

数据中心节能规划设计与标准

数据中心的节能减排一直是行业关注的重点，近年来，能源消耗呈逐年增加趋势，在这些能源消耗中，制冷系统是除 IT 设备之外的第二能源消耗大户，其能源消耗约占能源消耗总量的三分之一^[1]。由此可见，空调系统的节能减排在数据中心的节能减排中占有重要地位，机房设计温度升高 1℃，空调系统可以节能 3%~5%。要实现数据中心的节能减排，首先需要认识数据中心的能效指标，然而，目前我国尚未建立统一的数据中心能效指标体系，也缺乏相应的评估标准。过去企业在进行内部评估时，各个数据中心都是自行测试并公布能效数据，但是往往不能反映真实的能耗水平，不同数据中心的能耗结果也缺乏可比性。数据中心标准参差不齐，不仅给业界评估带来了很大的不便，也不利于找出节能降耗的落脚点，不利于节能减排目标的实施与落实，更不利于数据中心节能减排目标的实现^[2]。

6.1 数据中心的能效指标

数据中心能效指标^[2,3]的作用是在衡量数据中心能效时提供一个量化的标准，见表 6-1。它可以衡量数据中心运行过程中的电能利用情况，作为数据中心设计和运维改进的重要依据，有助于寻找节能点，为节能减排的实施提供数据依据，并为不同数据中心之间的能效比较提供依据。

表 6-1 数据中心能效指标

能效指标	名称	字母表示	公式	意义
PUE	电能利用效率	PUE	数据中心总能耗/IT 设备能耗	反映了机房内 IT 设备的电能利用率
PUE 延伸指标	基础设施效率	DCIE	$\frac{1}{PUE} \times 100\%$	表示 IT 设备所消耗的电量占数据中心总耗电量的比例
	局部 PUE	pPUE	$(N_i + IT_i) / IT_i$	用于对数据中心内局部区域进行能效评估和分析，使能效评估和分析更具针对性
EEUE	电能使用效率	EEUE	数据中心总电能消耗/数据中心 IT 设备电能消耗	用于分析数据中心电能能效状况，可作为数据中心电能能效水平评级的依据
制冷/供电 负载系数	制冷负载系数	CLF	制冷设备耗电/IT 设备耗电	表示制冷系统的能源效率
	供电负载系数	PLF	供配电系统耗电/IT 设备耗电	表示供配电系统的能源效率

(续)

能效指标	名称	字母表示	公式	意义
可再生能源利用衡量标准	可再生能源利用率	RER	可再生能源供电/数据中心总耗电	用于衡量数据中心利用可再生能源的情况
	碳使用率	CUE	数据中心总 CO ₂ 排放量/IT 设备能耗	表示每千瓦时用电产生的碳排放密集程度

6.1.1 电能利用效率 (PUE)

1. PUE 的定义

业界的许多厂商和组织都自行提出了很多数据中心的能效指标架构，其中普遍被人们所接受和使用的是 2007 年 The Green Grid Association (TGGA) 发布的 PUE (Power Usage Effectiveness)，其因概念明晰、易于理解、结构简单等诸多优点，已经迅速得到全球机房建设和管理人员的普遍认可和广泛采用，现在已成为衡量机房基础架构能源利用效率的重要指标，我国政府和相关产业界也认可并采用该指标作为机房建设和运维的重要标杆。

PUE 是数据中心消耗的所有能源与 IT 设备消耗的能源之比，其公式为

$$PUE = \frac{\text{数据中心年总耗电量}}{\text{IT 设备年耗电量}} \quad (6-1)$$

数据中心的总耗电量是维持数据中心正常运行的所有耗电量，包括 IT 设备、制冷设备、供电系统和其他设施的耗电量总和。如果数据中心所在建筑同时用于办公等其他用途，则办公等所消耗的电能不包括在数据中心总耗电量中。PUE 反映的是为满足 IT 设备供电要求的数据机房的总供电率，PUE 值越小越好，PUE 的最小值趋近于 1，即 IT 设备能耗。PUE 值越接近于 1，表示一个数据中心的绿色化程度越高。

但是，PUE 定义的是 IT 设备所消耗的电量占总耗电量的比例，它只是一个相对的数值，并不能知道其绝对消耗量。而且 PUE 并未引入时间的概念，这对于节能改造造成了很大的不便。2010 年 7 月，TGGA 意识到了 2007 年 PUE 定义的局限性与不足，对 PUE 进行了划分，在此过程中引入了时间的概念。TGGA 将 PUE 分为 PUE₀、PUE₁、PUE₂ 和 PUE₃ 四大类。其中 PUE₀ 即 2007 年定义的 PUE，而在 PUE₁、PUE₂ 和 PUE₃ 中引入了时间的概念，对 IT 设备耗电量的界定均有所不同。

(1) PUE₀ 相对于原来的 PUE，它仍然是在离散时间点上测量的数据中心总输入功率和 IT 负载功率，主要的改进是它规定读数采用 IT 设备利用率峰值期间的数值。PUE₀ 不能展现动态负载的影响，因此测量时机不同，最终结果的偏离也很大。此外，IT 负载功率采用的 UPS 的输出会增加非 IT 负载的开销，如 PDU 损耗、机柜风扇损耗等。PUE₀ 仍然是基于功率而非能量的，因此它只能用于 100% 电力驱动的数据中心，目前没有办法校准不同燃料。简单来说，PUE₀ 用于跟踪独立数据中心各种变化的效果还是很有效的，但不应该用于不同数据中心之间的对比，即使它们的设计是一样的。

(2) PUE₁ 这是第一级基于能源或电源消耗计算的新 PUE，它需要过去 12 个月内的总能耗 (kW·h) 数值，所有燃料类型产生的能量都将转换成通用值，即千瓦时 (kW·h)，与 PUE₀ 相比，这是最主要的一个改进。但它仍然沿用了 UPS 输出作为 IT 负载能量，因此在

计算 IT 负载时会出现与 PUE_0 同样的错误。根据实际情况，这些错误会不同程度地影响到 PUE 的值。如果没有 PDU，没有机柜风扇，并且其他一切都按照 PUE_1 方法进行测量，则最终计算出的 PUE 值将非常接近真实值。

(3) PUE_2 PUE_1 和 PUE_2 唯一不同的地方是 IT 负载能量的测量方法， PUE_2 是汇总的 PDU 的输出，正如前面提到的，如果输电线路没有用到 PDU，则 PUE_1 和 PUE_2 之间的差别就很小了。

(4) PUE_3 这是最准确的 PUE 测量方法，最终所有数据中心都会热切地希望采用这种测量方法，它需要精确测量 12 个月内每个 IT 设备的输入功率，目前只有少数数据中心有能力做到这一步，但毫无疑问这是最精确的方法。

如图 6-1 所示，测量不同节点 A、B、C、D 处的能耗，进行 PUE 的计算，计算公式见表 6-2。

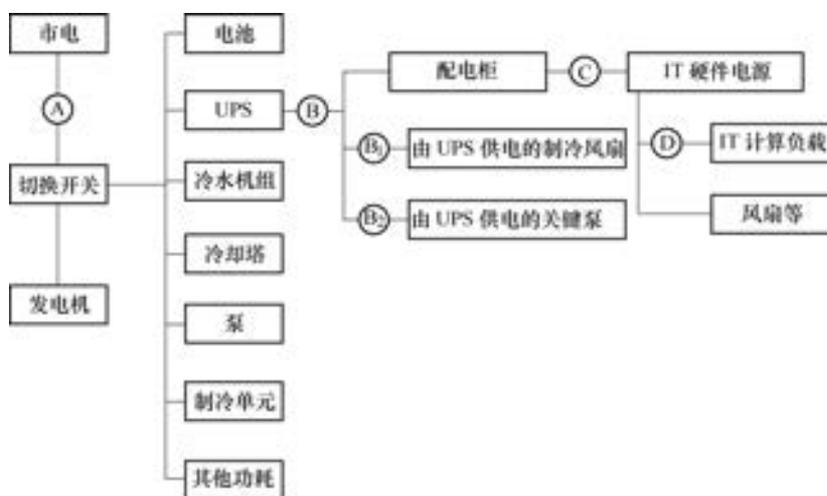


图 6-1 各 PUE 测量点分布情况

A—数据中心总能耗 B—UPS 负载能耗 C—硬件负载能耗 D—计算负载能耗

表 6-2 各 PUE 的计算公式

PUE	$Power_{DC}$	$Power_{IT}$	$Power_{DC}/Power_{IT}$
PUE_0	$Power_A$	$Power_B - Power_{B1+B2}$	$Power_A / (Power_B - Power_{B1+B2})$
PUE_1	$Power_A$	$Power_B - Power_{B1+B2}$	$Power_A / (Power_B - Power_{B1+B2})$
PUE_2	$Power_A$	$Power_C$	$Power_A / Power_C$
PUE_3	$Power_A$	$Power_D$	$Power_A / Power_D$

2. PUE 指标的不足

PUE 指标可以进一步分解为

$$\begin{aligned}
 PUE &= \frac{\text{数据中心总耗电量}}{\text{IT 设备耗电量}} = \frac{\text{IT 设备能耗} + \text{制冷设备能耗} + \text{供电系统能耗} + \text{其他能耗}}{\text{IT 设备能耗}} \\
 &= 1 + CLF + PLF + \text{其他能耗因子}
 \end{aligned}$$

在目前的技术水平下，高效数据中心的 PUE 值为 1.6~1.8，CLF 值在 0.45 左右，

PLF 值在 0.11 左右。在 PUE 概念中, IT 设备的能耗始终是常数 1, 它所能衡量的是在 IT 设备运行能耗的基础上, 空调、供配电系统及照明系统增加的能耗系数。因此, 用 PUE 指标来解决数据中心的节能问题, 只涉及空调的能效、供配系统电的能效和其他附属部分的能效, 并没有涉及 IT 设备本身的能效问题, 这显然存在着研究缺陷。

3. 对 PUE 的评价

对 PUE 这一指标, 国际上对其评价褒贬不一。2016 年 3 月 ASHRAE 宣布在其今后的标准中不再使用 PUE 这一指标; 同年 4 月, 美国绿色网格组织对此发表声明, 表述了自己的不同观点。2016 年 4 月 15 日, 国际标准化组织发布了 ISO/IEC30134.1 标准, PUE 被称为数据中心的“关键性能指标”。关于 PUE 的争论是否就此告一段落, 尚不得而知。尽管 PUE 存在一些问题, 但它目前仍然是我国评价数据中心水平的唯一指标。如上所述, 我国数据中心 PUE 的真实水平尚缺乏权威调查结果, 主要原因如下:

1) 缺乏全面、正确的检测方法。尽管我国将 PUE 视为评价数据中心水平的重要指标, 但是迄今为止, 国家标准并未给出 PUE 的完整、正确的检测方法。

2) 没有国家级权威检测机构。国内目前尚无国家级的 PUE 检测机构, 虽然一些民间组织和设计研究院开展了这方面的业务, 但是从测试结果来看, 不但缺乏权威性, 而且存在诸多不合理的地方, 因此才会出现对国内 PUE 水平评价不一的现象。

3) 数据中心 PUE 的测量点布置不合理, 未能细化各种设备的耗电量, 未能剔除非数据中心设备的耗电量, 因此导致所测试的数据未能正确反映实际耗电量。

4) 采用实时测量值替代全年平均值。由于 PUE 的测试十分复杂, 且需要进行全年不间断的测试, 在缺乏测试标准和权威测试机构的条件下, 被测单位和测试单位往往以实时测量值或一年内某一时段的测试值替代全年平均值, 结果导致 PUE 值失去了其真实性。

5) 将处于不同气候区的数据中心的 PUE 混为一谈。建设在不同气候区的数据中心, 由于室外温度对冷水机组能耗的影响, 以及可采用的冷却技术(如自然冷却等)的不同, 即使是其他条件相同, 其 PUE 也会不同。ASHRAE 根据数据中心所在地理位置划分了 17 个气候区, 对每个气候区的数据中心设定 PUE 最大值, 其中最小为 1.3, 最大为 1.61, 地理位置不同, PUE 差异明显。相关部门把我国数据中心的布局分为四类地区, 只有同一地区的 PUE 才有可比性, 如果把全国绿色数据中心的 PUE 值统一规定为小于 1.5 实际上是不合理的。显然, PUE 可以达到 1.5 的哈尔滨的数据中心, 如果搬到海口就无法再维持 PUE 等于 1.5 了。

6) 未考虑不同负荷率的影响。从投资方的角度出发, 总是希望数据中心的负荷率越高越好, 最好是 100% 满负荷运行。但是实际上, 数据中心的负荷率远低于设计值, 尤其是在数据中心投运初期, 当负荷率低于 30% 时, 不间断电源 UPS 的效率急剧下降, PUE 相应上升。对于租赁式数据中心, 由于用户的进入很难一步到位, 数据中心开始运行后, 在最初的一段时间内负荷率会较低, 如果采用设计 PUE, 也就是满负荷时的 PUE 来评价或验收数据中心的 PUE 则是不合理的。

6.1.2 其他能效指标

虽然 PUE 反映了基础设施能效的高低, 对选择机房空调系统、供配电系统以及设计和构建数据中心的基础设施很有指导意义, 但其不足以衡量整个数据中心的节能状况, 无法指

导整个数据中心的能耗建设，因此提出以下能效指标来完善数据中心评价体系。

1. DCIE

DCIE (Data Center Infrastructure Effectiveness) 是数据中心基础设施效率，它是世界上另一个广受认可的评价体系，其值是 PUE 的倒数，即

$$\begin{aligned} \text{DCIE} &= \frac{1}{\text{PUE}} \times 100\% \\ &= \frac{\text{IT 设备总能耗}}{\text{数据中心总能耗}} \times 100\% \end{aligned} \quad (6-2)$$

DCIE 表示 IT 设备所消耗的电量占数据中心总耗电量的比例，其值必定小于 1，而且越接近 1 越好。

2. 局部 PUE

局部 PUE (Partial PUE, pPUE) 是数据中心 PUE 概念的延伸，主要用于对数据中心内的局部区域进行能效评估和分析，使能效评估和分析更具针对性，其计算公式为

$$\text{pPUE}_i = \frac{N_i + \text{IT}_i}{\text{IT}_i} \quad (6-3)$$

式中 i ——数据中心的局部区域；

$N_i + \text{IT}_i$ —— i 区域的总能耗 (W)；

N_i —— i 区中非 IT 设备的能耗 (W)；

IT_i —— i 区中 IT 设备的能耗 (W)。

局部 PUE 用于反映数据中心的部分设备或区域的能效情况，其数值可能大于或小于整体 PUE。提高整个数据中心的能源效率，一般要先提升 pPUE 值。

3. 电能使用效率 (EEUE)

电能使用效率 (Electric Energy Usage Effectiveness, EEUE) 是数据中心总电能消耗与数据中心 IT 设备电能消耗的比值，即

$$\text{EEUE} = E_{\text{total}} / E_{\text{IT}} \quad (6-4)$$

式中 E_{total} ——数据中心总电能消耗 (kW · h)；

E_{IT} ——数据中心 IT 设备电能消耗 (kW · h)。

4. 制冷/供电负载系数 (CLF/PLF)

制冷负载系数 (Cooling Load Factor, CLF) 给衡量空调制冷系统的能耗提供了评估标准，其定义为数据中心的制冷设备耗电与 IT 设备耗电的比值，即

$$\text{CLF} = \frac{\text{制冷设备耗电}}{\text{IT 设备耗电}} \quad (6-5)$$

供电负载系数 (Power Load Factor, PLF) 是数据中心中供配电系统耗电与 IT 设备耗电的比值，即

$$\text{PLF} = \frac{\text{供配电系统耗电}}{\text{IT 设备耗电}} \quad (6-6)$$

制冷负载系数 CLF 和供电负载系数 PLF 可以看作是 PUE 的补充和深化，通过分别计算这两个指标，可以进一步分析制冷系统和供配电系统的能源效率。

5. 可再生能源利用衡量标准

尽管 PUE 被长期作为数据中心运营者衡量其电力使用效率的标准，但它没有涉及性能和开销，更没有考虑评价绿色环保程度（如消耗能源的碳含量）。例如，与主要依赖煤燃料供能而具有较低 PUE 的数据中心相比，一个主要依靠新能源供能的数据中心虽然可能具有较高的 PUE，但其产生的污染更少。

可再生能源利用率（Renewable Energy Ratio, RER）可用于衡量数据中心可再生能源的情况，以促进可再生、无碳排放或极少碳排放的能源利用。RER 的定义为

$$\text{RER} = \frac{\text{可再生能源供电}}{\text{数据中心总耗电}} \quad (6-7)$$

碳使用率（Carbon Usage Efficiency, CUE）表示每千瓦时用电产生的碳排放密集程度，其计算方法是用数据中心总的 CO₂ 的排放量除以 IT 设备能耗（kW·h），即

$$\text{CUE} = \frac{\text{数据中心总 CO}_2 \text{ 排放量}}{\text{IT 设备能耗}} \quad (6-8)$$

根据 CUE 的定义，其计算方法也可以转化为能源的碳排放量因子乘以能源的耗用量，即

$$\text{CUE} = \sum \text{碳排放因子 } F_i \times \text{能源的耗电量 } E_i \quad (6-9)$$

碳排放因子是相应能源的碳密度，即消耗单位能量所排放的碳量 kg(CO₂)/(kW·h)。

6.1.3 日本的 DPPE 能效指标体系

由日本 GIPC（Green IT Promotion Council）组织提出的 DPPE（Data Center Performance Per Energy）指标^[4]包括：IT 设备利用率（IT Equipment Usage, ITEU）、IT 设备的电力效率（IT Equipment Energy Efficiency, ITEE）、PUE 的电力使用效率和绿色能源利用率（Green Energy Coefficient, GEC）。

DPPE 表示整个数据中心的能源生产力，即数据中心消耗单位能源（不包含可再生能源）所带来的工作性能，其计算公式为

$$\begin{aligned} \text{DPPE} &= \frac{\text{IT 设备利用率} \times \text{IT 设备总功率}}{\text{IT 设备的能耗}} \times \frac{\text{IT 设备总容量}}{\text{IT 设备总功率}} \times \\ &\quad \frac{\text{IT 设备的能耗}}{\text{数据中心的能耗}} \times \frac{\text{数据中心的能耗}}{\text{数据中心的能耗} - \text{绿色能源}} \\ &= \text{ITEU} \times \text{ITEE} \times \frac{1}{\text{PUE}} \times (1 - \text{GEC}) \end{aligned} \quad (6-10)$$

上式前两项提出了 IT 设备本身的能耗指标，第三项考虑了设施的能耗（设施能耗与建筑能耗紧密相关），最后一项引入了可再生能源的指标。式（6-10）中各指标的含义、公式和意义^[5]见表 6-3。

表 6-3 日本数据中心单位能耗性能子指标

子指标名称	公式	意义	改善措施
ITEU	IT 设备利用率×IT 设备的总功率/IT 设备的能耗	表明软件与设备运行的效率	IT 设备有效运行虚拟化
ITEE	IT 设备的总容量/IT 设备总功率	表明硬件的效率	引进高效的 IT 设备
PUE	数据中心的能耗/IT 设备的能耗	设施的效率	节能设施空调、电源效率等
GEC	绿色能源/数据中心的能耗	能源获取的效率	使用绿色能源

数据中心能源流向与指标范围如图 6-2 所示。在逻辑上，将流入数据中心的能源分为商用电力、燃气燃料和现场绿色电力三部分，能源流入数据中心后产生设施能耗和 IT 设备能耗等。对应表 6-3 可知，现场绿色电力产生 GEC 指标；数据中心环境（设施能耗）影响 PUE；IT 设备硬件能耗产生 ITEE 指标；而 ITEU 主要与软件和运营有关。

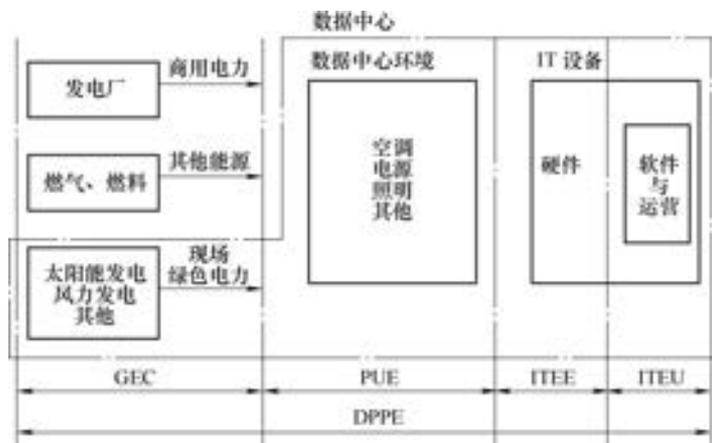


图 6-2 数据中心能源流向与指标范围

日本 DPPE 指标在国际通用的 PUE 指标的基础上，考虑了绿色能源的使用。特别是 ITEU 和 ITEE 进一步考虑了 IT 设备软、硬件使用对数据中心能源使用效率的影响。在关注 IT 设备节能的前提下使用 PUE 概念，才能达到整个数据中心的节能目标。

(1) ITEU^[6]

$$\text{ITEU} = \frac{\text{IT 设备总的实际能耗}}{\text{IT 设备总的额定能耗}} \quad (6-11)$$

一般取总能量消耗为一个月累计的电力消耗。如果不能测量一个月的累计能耗，就测量一个月连续的电压、电流和电力影响因素并将其相乘，从而转化为一个月累计的能耗，即

$$\text{总的额定能耗} = \text{分类的额定电能} \times \text{测量时间} \quad (24\text{h} \times \text{测量天数}) \quad (6-12)$$

(2) ITEE^[6]

$$\text{ITEE} = (\alpha \sum \text{服务器容量} + \beta \sum \text{存储器容量} + \gamma \sum \text{网络设备容量}) / \text{IT 设备总功率} \quad (6-13)$$

式中 α ——服务器系数, $\alpha=7.72$;
 β ——存储器系数, $\beta=0.0933$;
 γ ——网络装置系数, $\gamma=7.14$ 。

一般取 IT 设备总额定容量为能量保护法规定的总容量 (服务器容量、存储器容量和网络设备容量乘以系数); 取 IT 设备总额定电量为分类的额定电量; 只是基于服务器、存储器和网络设备进行计算 (不包括其他设备)。

6.2 数据中心空调系统设计标准

近年来随着大数据技术的兴起, 数据中心快速发展, 它们承载着众多企事业、机构的核心业务, 有很高的重要性。数据中心的稳定运行需要一个长期稳定的外围物理环境来保证。一旦数据中心出了故障, 将会给企事业单位造成巨大的经济损失。因此, IDC 数据中心一般根据 TIA942 标准的 Tier4 和 Tier3 标准建设, 可靠性要求在 99.999% 以上, 以保证在大部分异常故障和正常维护情况下, 数据中心能够正常工作, 核心业务不受影响。数据中心机房内设备散热属于稳态热源, 全年不间断运行, 这就需要有一套不间断的空调保障系统, 全年不间断地运行, 即使在冬季也需要提供相应的制冷能力, 保证数据中心内部 365 天恒温恒湿。随着 IT 技术的不断发展, 机柜的功率密度不断提高。当机柜热密度较高时, 一旦制冷系统出现故障, 机房内部升温会非常快, 1min 之内温度可上升 10~20℃, 将严重影响 IT 设备的正常运行, 甚至引起宕机, 导致严重故障, 给数据中心造成不可挽回的损失^[7]。

数据中心的业务不同, 对可靠性的要求也不同, 其基础设施的架构要求会有所区别, 投资费用有很大差别。可靠性过高, 会造成投资和运行费用偏高; 可靠性过低, 则可能无法满足需求, 一旦出现故障, 会造成较大的经济损失。所以, 数据中心建设应根据业务对可靠性的需求选择正确的级别, 并按级别正确配置相应的空调系统。目前世界上的很多机构组织都制定数据中心基础设施建设的相关标准, 对数据中心空调系统都做了推荐和规定, 但要求不尽相同。本节就国内外标准对数据中心空调系统的要求进行对比和分析。

1. 可靠性及可用性的要求

可靠性 (Reliability)^[8] 是关于系统无失效时间间隔的描述, 以发生的失效个数为驱动。可用性 (Availability) 是关于系统可供使用时间的描述, 以丢失的时间为驱动。两者都用百分数的形式来表示。

可靠性与故障率之间的关系为

$$\text{可靠性} = 1 - \text{故障率} \quad (6-14)$$

正常运行时间即平均故障间隔时间 (Mean Time between Failure, MTBF) 是故障率 λ 的倒数, 即

$$\text{MTBF} = 1/\lambda \quad (6-15)$$

可靠性 $R(t)$ 与 $1/\lambda$ 的关系如图 6-3 所示。

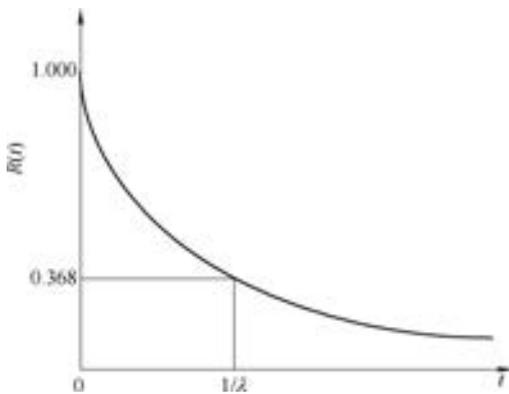


图 6-3 可靠性与 $1/\lambda$ 的关系

可靠性的计算公式为

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (6-16)$$

由式(6-16)可见,可靠性是一个与时间有关的概念,时间越长,系统的可靠性越低。

可用性的计算公式为

$$\text{可用性} = \frac{\text{正常运行时间}}{\text{正常运行时间} + \text{故障停机时间}} \quad (6-17)$$

其中,正常运行时间即平均故障时间(MTBF),它是故障率 λ 的倒数;故障停机时间即修复故障所需时间(Mean Time to Restoration, MTTR)。

在一般情况下,可用性不等于可靠性,可用性高并不代表可靠性高,可靠性高也不代表可用性高。只有在没有宕机和失效发生的理想状态下,两者才是一样的。表6-4所列为国家标准GB 50174—2017《电子信息系统机房设计规范》和美国TIA标准ANSI/TIA-942-A-2012^[9]对数据中心空调系统的要求。

表6-4 标准对空调系统可靠性和可用性的要求

项目	国家标准			美国 TIA 标准			
	A 级	B 级	C 级	T I	T II	T III	T IV
主机房保持正压	应		可	无要求	保持正压	保持正压	保持正压
冷冻机组、冷冻和冷却水泵	$N+X$ 冗余 ($X=1\sim N$)	$N+1$ 冗余	N	无要求	$N+1$ 备份,供电系统故障会造成制冷系统故障	$N+1$ 备份,短时间的供电系统故障不会造成制冷系统故障,但是会使主要运行设备的温度升高	$N+1$ 备份,长时间的供电系统故障不会造成主要设备的制冷系统故障
机房专用空调	$N+X$ 冗余 ($X=1\sim N$) 主机房中每个区域冗余 X 台	$N+1$ 冗余	N	无冗余	关键区域冗余有一个冗余	数量应该能够保证一路电源出现故障时,关键区域的制冷不受影响	数量应该能够保证一路电源出现故障时,关键区域的制冷不受影响
主机房设置采暖散热器	不应	不宜	允许,但不建议	无要求	无要求	无要求	无要求

由表6-4可以看出,国家标准和美国TIA标准的每个级别都对空调系统的可靠性有所要求。总体来看,国家标准中的A级与TIA标准的T III级和T IV级相对应,国家标准的B级与TIA标准的T II级相对应,国家标准的C级与TIA标准的T I级相对应。对TIA各级的阐述如下^[10]。

(1) T I级(基本级) Tier I(简称TI)级(图6-4)的基础设施提供一个最基本的环境设施,投入IT系统固定的空间,由UPS系统过滤电流尖峰和低谷,保证暂时断电设备的运行。保证制冷系统在正常的工作时间不出现故障;设置发电机组,保证IT系统在供电系统出现故障时能够正常工作。

(2) T II级（部件冗余级） Tier II级（图 6-5）在关键点元和空调的容量方面都有冗余，以保证基础配置发生故障时能够正常工作。备份的设备有 UPS 模块、制冷机组、散热装置、水泵、制冷单元和发电机等。一次正常的维修或者故障会导致系统容量的损失。

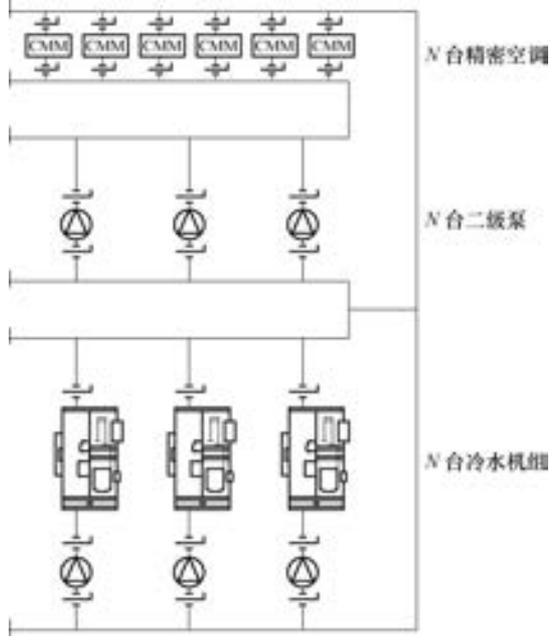


图 6-4 Tier I 级

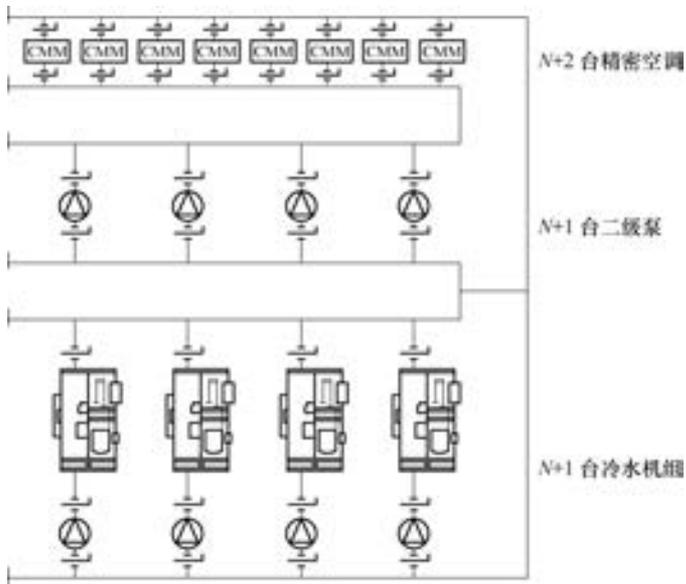


图 6-5 Tier II 级

(3) T III级（在线维护级） Tier III级（图 6-6）的基础设施在 Tier I 级和 Tier II 级之外提出了一个并行维护的概念。并行维护是指数据中心 IT 设备能够有计划地运行，而不受

周围环境的影响。这在基础设施建设拓扑上的影响相对于 Tier II 级，增加关键设备的制冷系统和供电系统需要增加冗余的传送通道。可以对设备进行经常的或者基础的维护，使设备处于全新的水平。

因此，这个系统会像最初预设的一样可靠地、可以预测地、运行。此外，为了同时允许数据中心基础设施的维护和 IT 操作的进行，要求每一个系统或组件支持 IT 设备的脱机在线维护，而不受环境的影响。这个概念已延伸到重要的子系统，如控制系统、起动系统的发动机、发电机组、动力源、冷却设备、水泵、阀门等设备和部件。

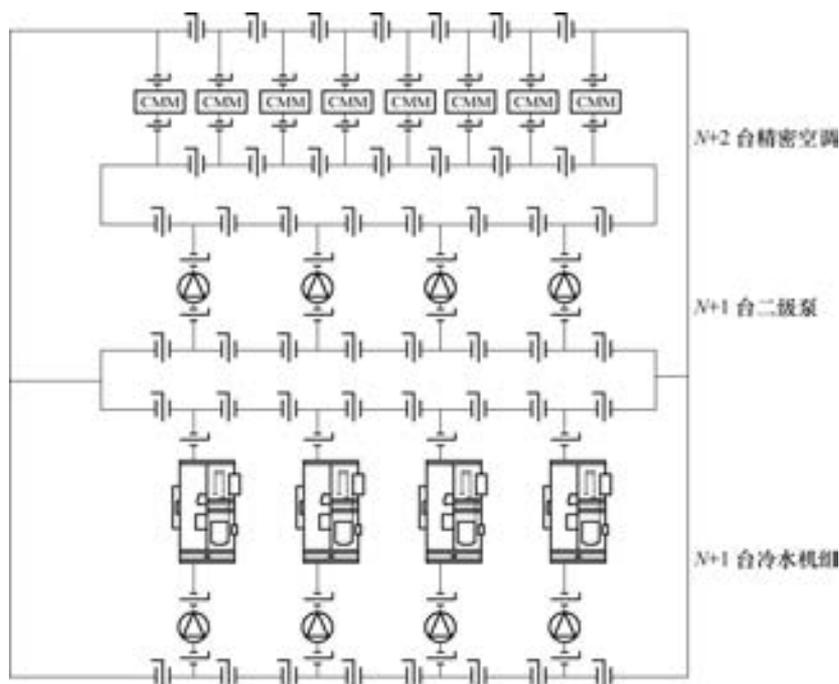


图 6-6 Tier III 级

(4) TIV 级（容错级） TierIV 级（图 6-7）是在 Tier III 级数据中心基础设施的基础上增加容错的概念拓扑。类似于并行维护的概念，容错延伸到每一个系统或每一个组件来支持 IT 运营。TierIV 级认为，每一个系统或部件均可在任何时候发生故障或者非计划停运。Tier IV 定义是基于单个组件或路径故障的。

该级别的设计必须能够很好地考虑破坏系统和输送路径的累积影响。一个 TierIV 级的数据中心将容忍这些累积误差，而不影响机房的正常运行。

由以上介绍可以看出，TIA942 标准的要求较为概念化，只是规定需要实现什么功能，建成之后系统能够如何运行，关于怎么实现这些功能并没有强制的规定；而我国标准的要求则较为具体，规定了空调末端系统、冷源和配送系统的备份方法。

2. 温湿度的要求

对数据中心温湿度的要求和建议，比较权威的有我国国家标准、美国 TIA 标准和美国 ASHRAE 的 TC9.9 工作组提出的《数据中心设备环境指南》。对比发现，美国 TIA 标准对环境温度的要求是完全按照 ASHRAE 环境分级的 A1、A2 标准进行规定的，见表 6-5。因为绝

大部分数据中心都是7×24h不间断工作的，所以表中未列出标准中规定的停机时的参数。

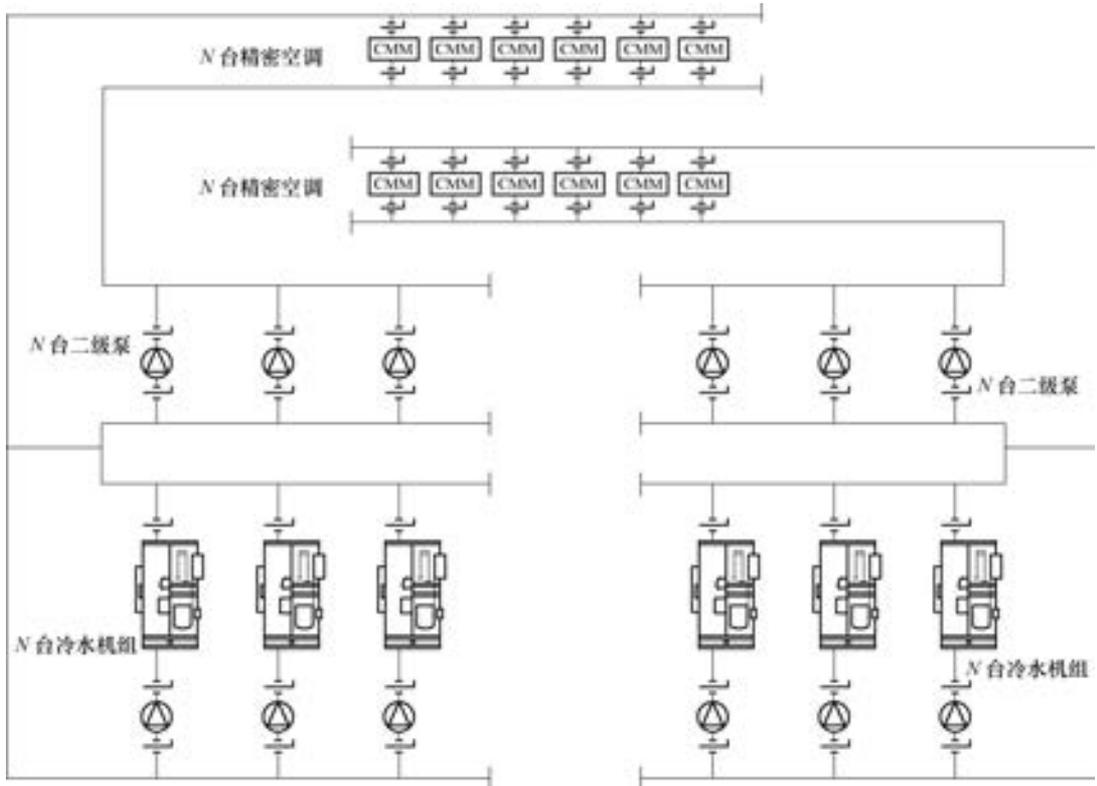


图 6-7 Tier IV级

表 6-5 各标准对数据中心温湿度的规定

项目	国家标准			美国标准 (TIA942) ASHRAE (TC9.9)	
	A 级	B 级	C 级	T I ~ TIV (2005) 20~25	T I ~ TIV (2012) 18~27
主机房温度 (开机时)/℃	23±1		18~28	(2005) 20~25	(2012) 18~27
主机房相对湿度	40%~55%		35%~75%	40%~55%	最低露点温度为 5℃, 最高湿度 为 60%
主机房和辅助区温度变化率 (开机时)/(℃/h)	<5		<10	<5	无要求
辅助区温度、相对湿度 (开机时)	18~28℃, 35%~75%			无要求	无要求
不间断电源系统电池室温度/℃	15~25			无要求	无要求

由表 6-5 可以看出^[11]，我国国家标准的要求较为严格，A 级、B 级数据中心要求温度控制在 (23 ± 1) ℃，相对湿度也要控制在一个较小的范围内。这和 2005 年版的 TIA 标准的要求类似。这是因为当时的电子设备对环境的适应能力较弱，温度、湿度过低或过高都会影响 IT 设备的性能和寿命。但是从表中可以看到，在 2012 年版的 TIA 标准中，数据中心内的

温度和湿度范围都有了较大的扩展,不再要求得那么严格。这是因为随着电子工业的不断发展,各大厂家都研发出了新型产品,能够适应更宽泛的温度和湿度范围。由此降低了精密空调系统的设计精度,另一方面能够提高数据中心的室内设计温度,对整个数据中心空调系统的节能有重要的意义。我国今后推出新的数据中心设计规范时,也会对温度和湿度的要求有所放宽。

3. 洁净度的要求

我国国家标准对洁净度的规定是,A级和B级机房的空气含尘浓度,在静态条件下测试时,每升空气中大于或等于 $0.5\mu\text{m}$ 的尘粒数应不多于18000粒。主要的实现方法是在新风系统中设置粗效和中效过滤器,并且维持主机房的正压,主机房与其他房间、走廊的压差不宜小于5Pa,与室外静压差不宜小于10Pa。美国TIA标准中,Tire I级的主机房对保持正压没有要求,其他级别的主机房需要与附属房间或机房外保持正压。

4. 其他要求

美国TIA标准还规定,每一个级别的机房均需要设置排水管道,我国国家标准也有相应的规定。除此之外,我国国家标准对机房建设的规定更为具体,有一些指导性的规定。例如,建议气流组织形式、根据不同条件推荐采用不同的节能措施、推荐设备冗余量等。

思考题与习题

- 6-1 数据中心能效的评价指标主要包括哪些?
- 6-2 日本DPPE指标在采用国际通用PUE指标的基础上,考虑了哪些因素的影响?
- 6-3 数据中心空调系统可靠性和可用性的要求是什么?

参考文献

- [1] IYENGAR M, SCHMIDT R R. Analytical Modeling of Energy Consumption and Thermal Performance of Data Center Cooling Systems: From the Chip to the Environment [C] //ASME 2007 InterPACK Conference collocated with the ASME/JSME 2007 Thermal Engineering Heat Transfer Summer Conference. 2014: 877-886.
- [2] 中国制冷学会数据中心冷却工作组. 中国数据中心冷却技术年度发展研究报告 2016 [R]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016.
- [3] 全国信息技术标准化技术委员会. 数据中心 资源利用 第3部分: 电能能效要求和测量方法: GB/T 32910.3—2016 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- [4] 倪静, 王振全, 易久, 等. 绿色数据中心能源效率评价研究 [J]. 电气应用, 2013 (7): 78-84.
- [5] 丁麒钢. 数据中心节能建设的逻辑与方法 [J]. 智能建筑, 2009 (9): 31-36.
- [6] Concept of New Metrics for Data Center Energy Efficiency [EB/OL]. [2012-05-03] http://www.greenit-ipc.jp/activity/symposium/110223/pdf/ss6_nttdata.pdf.
- [7] 安真. 数据中心空调系统可靠性研究 [J]. 暖通空调, 2013, 43 (10): 35-38.
- [8] KOOMEY J G. Estimating total power consumption by servers in the US and the world [J]. 2007.
- [9] Telecommunication Industry Association. Telecommunication Infrastructure Standard for Data Centers [S]. TIA STANDARD, 2012.
- [10] TURNER P, SEADER J, RENAUD V. Data Center Site Infrastructure Tier Standard: Topology [J]. 2012.
- [11] ASHRAE. 2008 ASHRAE Environmental Guidelines for Datacom Equipment [M]. Atlanta: ASHRAE, 2008.

国内外典型数据中心的节能设计思路及案例

7.1 设计中常见的问题及对策

数据中心内聚集了大量服务器、存储设备、网络设备等 IT 设备，产热量极大。同时，由于数据中心机房内设备全年 8760h 不停运转，常年满负荷工作。为了保证机房内的温度、湿度和空气洁净度要求，机房一般是全封闭的，机房内的空调设备一般全年运行。

数据中心能源消耗巨大，高性能服务器致使单个机柜的发热密度急剧升高，目前已经高达 20~30kW/机柜，一个 10 万台服务器规模的数据中心的功率有时高达 4.5 万 kW，年耗电约 4 亿 kW·h。

1. 数据中心机房空调系统的特点

1) 设备单机散热量大，散热量集中。机房内没有特定的湿源，湿负荷主要来自于渗入机房的外部空气以及偶尔进入机房的工作人员，散湿量小。

2) 机房的散热主要是显热，潜热量小，热湿比近似为无穷大；送风焓差小；空调器的空气处理过程可近似看作等湿降温过程，在此工况下，必然需要较大的送风量，对温湿度要求高。

3) 机房内部的通信设备全年不间断运行，即使是在冬季，也可能存在需要供冷的情况，空调运行周期长、能耗大。

4) IT 设备对空气洁净度要求严格，对新风和送风要进行空气净化处理。

2. 空调系统设计应考虑的综合因素

随着数据中心的发展，单机架功耗越来越大，空调负荷需求也越来越大，须高度重视空调水系统设计的合理性。选择何种空调系统，要综合考虑建筑规模、用途、机房等级、所在地区的气象条件、能源结构、政策、价格及环保规定等情况。设计的合理性和空调设备的效能将对通信设备安全、建筑节能和运营成本有很大影响。数据中心制冷空调原理如图 7-1 所示。

3. 空调水系统设计原则

- 1) 力求水力平衡。
- 2) 防止大流量、小温差。
- 3) 水输送系统要符合规范要求。
- 4) 变流量系统宜采用变频调节。
- 5) 要处理好水系统的膨胀与排气问题。
- 6) 要解决好水处理与水过滤问题。

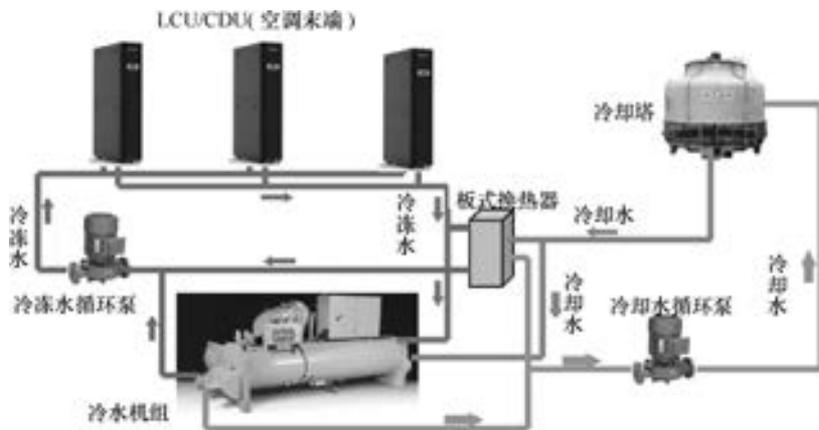


图 7-1 数据中心制冷空调原理

7) 要注意管网的保冷与保暖效果。

4. 数据中心设计常见问题及其对策

(1) 常见问题 1 空调系统设计配置不满足国家标准的分类要求。

对策：

1) A 级机房空调系统配置要求。

①空调系统制冷量满足主设备冷负荷，并应 24h 不间断运行。

②运行空调系统出现故障时，应设有一套独立的备份空调系统以完全保证温湿度要求。

③末端空调按 $N+X$ ($X=1\sim N$) 原则备用， N 不宜小于 3 台。

④空调水管道系统为环路或双管路。

2) B 级机房空调系统配置要求。

①空调系统制冷量满足主设备冷负荷，并应 24h 不间断运行。

②末端空调按 $N+X$ ($X=1\sim N$) 原则备用， N 不宜小于 3 台。

③空调水管道系统为环路或双管路。

3) C 级机房空调系统配置要求。

①空调系统制冷量满足主设备冷负荷要求，并应 24h 不间断运行。

②末端空调宜按 $N+1$ 原则备用。

(2) 常见问题 2 高密度机架区域空调系统设计不合理。

对策：

1) 机房需要有良好的通风制冷条件，应有良好的送风和回风组织，机架应靠近空调设备安装。

2) 当机房内高功率密度设备数量较少时，宜在整个机房内平均分布，不宜聚集在一起安装。

3) 高功率密度区域应与低功率密度区域隔离，宜在封闭的小范围内设置专门的空调系统。

4) 布置机柜时应分冷、热通道，并充分考虑机柜的散热要求。

5) 空调系统送回风方式宜采用下送风、侧回风。

6) 机柜间距应根据空调的回风要求合理布置。

(3) 常见问题3 机房环境不达标。

对策:

1) 数据中心室内环境设计参数、空调机组运行参数、空调的数量、送风方式及冷却方式,应根据设备具体的工艺要求以及机房的冷负荷情况并结合机房实际、机房的空调气流组织形式确定。在满足工艺要求的前提下,应尽量提高环境温度设定值。

2) 数据中心空调宜采用大风量、小焓差、高显热比的恒温恒湿空调,机房需补充新风,新风设备宜设置过滤网和电动调节阀。

3) 新风量应满足机房的正压要求和现行国家标准 GB 50019—2015《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》的要求。

4) 主机房与其他房间、走廊间的正压差应不小于 4.9Pa。

5) 新风系统或空气系统应设粗效、中效空气过滤器,末端过滤装置宜设在正压端。

6) 空调设备宜选择高效、低噪声、低振动的设备。

7) 空调系统的运行噪声要求应满足国家现行相关规范要求。

8) 机房洁净度要求:每升空气中大于或等于 0.5 μm 的微尘粒数不大于 18000 粒。

(4) 常见问题4 机房空调和气流组织不利。

对策:

1) 数据中心的空调设备及数据设备均应根据设备的散热需求合理布置,宜将冷风直接送达服务器的进风口,回风气流应能够顺畅回到空调机,减少在机房内的滞留时间。

2) 机架设备的布置应与空调机房送风面和回风面垂直。机房的柱位不应布置在热通道上。

3) 数据中心内气流组织形式应结合建筑条件,通信设备本身的冷却方式和结构,设备布置方式、布置密度,设备散热量,室内风速,防尘、噪声等要求选择。新建机房宜采用下送风的气流组织方式。高功率密度机架可采用列间空调、背板空调等供冷方式。

4) 数据中心空调系统布置时宜遵循“先冷设备、后冷环境”的原则,改造机房宜采用精确送风的气流组织方式,以节省空调能耗。

5) 数据中心根据实际情况,宜采用冷热通道封闭方式。

6) 架空地板的高度应通过计算确定,确保将地板下断面风速控制在 1.5~2.5m/s。

7) 对于单机架安装功率不大于 1.5kW 的机房,也可选用上送风的气流组织方式。

8) 采用上送风方式的机房,宜通过风管、调节阀门、送风器等对冷通道进行封闭,直接把冷风送至机柜内部进风口,送风量可通过自动或手动的方式分配。

9) 数据中心采用高功率密度机柜时,空调气流组织宜采用列间送风、背板等与机柜功耗相匹配的气流组织方式。

(5) 常见问题5 冷源系统方案选择不合理。

对策:

数据中心的冷源应根据数据中心空调负荷的规模,建设地点的能源条件、能源结构、能源价格,以及国家节能减排和环保政策的相关规定等,通过综合论证确定。

1) 选择水冷电动压缩式冷水机组时,宜按照表 7-1 中所列冷量范围,经性能价格综合比较后确定。

表 7-1 冷水机组参考冷量范围

单机名义工况制冷量/kW	冷水机组类型
<116	涡旋式
116~1054	螺杆式
1054~1758	螺杆式、离心式
>1758	离心式

2) 冷水机组的选型应采用名义工况制冷性能系数 (COP) 较高的产品, 并同时考虑满负荷和部分负荷因素, 其性能系数应符合现行国家标准 GB 50189—2015《公共建筑节能设计标准》以及其他相关标准的规定, 并应优先选用能效等级较高的节能型产品。

3) 电动压缩式冷水机组中电动机的供电方式应符合下列规定:

①当单台电动机的额定输入功率大于 1200kW 时, 应采用高压供电方式。

②当单台电动机的额定输入功率大于 900kW 而小于或等于 1200kW 时, 宜采用高压供电方式。

③当单台电动机的额定输入功率大于 650kW 而小于或等于 900kW 时, 可采用高压供电方式。

4) 选择电动压缩式制冷机组时, 其制冷剂应符合国家现行有关环保政策的规定。

5) 选择冷水机组时, 应考虑机组水侧污垢等因素对机组性能的影响, 应采用合理的污垢系数对供冷量进行修正。

6) 冷水机组的工作压力不应大于其额定工作压力。

7) 有安全可靠的可供利用的废热或工业余热时, 冷源宜采用吸收式冷水机组。

8) 天然气供应充足且安全的地区, 当数据中心能够充分发挥三联供系统的能源综合利用效率且经济技术比较合理时, 宜采用分布式燃气冷热电三联供系统。

9) 具有多种能源的地区, 可采用复合式能源供冷。

(6) 常见问题 6 自然冷源利用方案不合理。

对策:

1) 数据中心空调系统应满足国家节能、环保的相关要求, 在保证机房安全生产的前提下, 宜充分考虑空调系统运行的节能性。根据当地气候条件, 严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区、温和地区应充分利用自然冷源。在室外温度较低时, 可利用冷却塔及热交换器进行制冷。

2) 集中式空调系统冷源设计应考虑制冷机组的合理选型配置, 以保证空调系统部分负荷时的制冷效率。

3) 设计集中式空调系统的数据中心时, 宜根据机房所在地的热源状况、供热需求, 通过技术经济比较, 设置机房余热回收装置, 利用机房余热提供供暖和生活热水, 以提高能源的综合利用率。

4) 过渡季节及冬季室内需要降温时, 在兼顾安全性和经济性的前提下, 宜根据项目所在地的气候特点和空气质量, 通过直接、间接等方式引入室外自然冷源。

5) 重要性高或高功率密度机架的机房, 宜考虑不间断供冷保障措施。不间断供冷时长宜按停电后发电机启动后制冷机启动并能恢复供冷的总时长确定。

6) 集中式空调系统冷水主机的冷却方式应根据数据中心建设地区的水资源状况进行选择。水资源满足需要且可靠性有保证时,应优先采用水冷却方式。水资源供应只有一路或可靠性无法保证时,也可采用风冷式方式。

(7) 常见问题7 空调系统设计节能措施不得当。

对策:

1) 空调系统应根据当地气候条件,充分利用自然冷源,可采用机械制冷与自然冷却相结合的方式。

2) 大型数据中心宜采用水冷冷水机组或风冷冷水机组的空调系统,其中采用水冷冷水机组的空调系统在低温季节可利用室外冷却塔作为冷源,并应通过换热器对空调冷冻水进行降温;采用风冷冷水机组的空调系统,其室外冷水机组应具备低温季节的自然冷却功能。

3) 具备余热回收利用条件时,应在对自然冷却和余热回收利用进行综合的经济技术分析后,确定空调系统设计方案。

4) 空调系统工艺复杂,节能技术手段丰富,宜设置必要的检测与集成控制系统,对系统进行自动控制与能量管理。

(8) 常见问题8 防水安全性欠考虑。

对策:

如图7-2所示,通过土建隔墙将空调区域与主设备区域隔开,冷冻水管只经过空调区域,并在空调区域做排水地漏和防水处理。

(9) 常见问题9 单点故障安全性欠考虑。

如图7-3所示,机房空调的供水管由两路管线组成,分别来自两个水管井,即使有一路管路出现故障,另外一路供回水管路仍然能保证空调的正常运行。

(10) 常见问题10 水冷空调系统安全性欠考虑。

对策:

1) 水冷空调系统机组备份安全性考虑。为保证机组设备出现故障情况下的机房安全性,冷水机组和末端空调设备均需要考虑设置安全备份。一般情况下,可采用主机 $N+1$ 备份方案:冷冻机房的 N 台冷水机组能满足整个机房楼的负荷要求,另外再增加1台主机作为备份。末端空调设备也做 $N+1$ 的安全备份考虑。

2) 水冷空调系统机组供电安全性考虑。引入两路市电,每台机组接一路不同市电。另

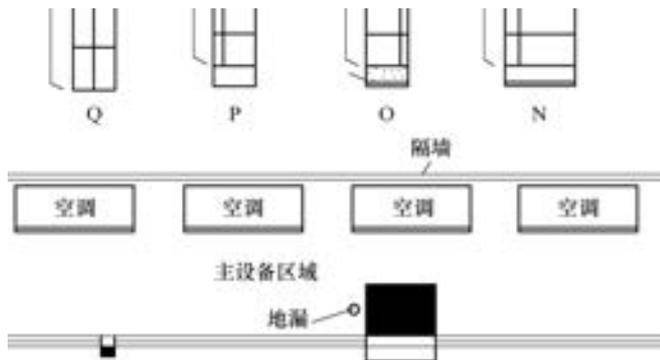


图7-2 防水安全性处理

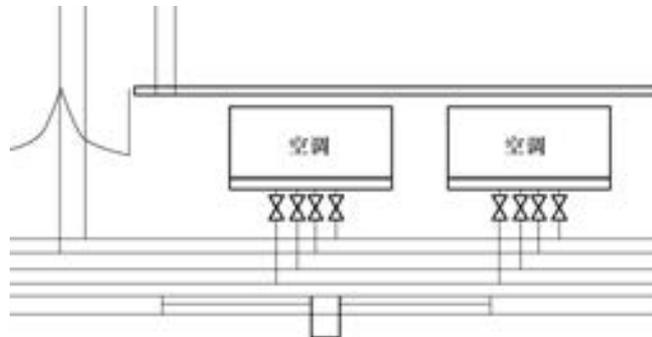


图7-3 单点故障安全性处理

外,还可以考虑采用蓄冷罐作为瞬时停电时冷冻水系统的备用系统,其在保障机房空调不间断工作上具有一定意义。

3) 水冷空调系统市政断水的安全考虑。由于冷却塔在散热过程中是依靠水的蒸发散热的,因此存在冷却水损失,需要不断进行补水。一旦市政断水,将无法及时补充冷却水,冷却塔的散热将受到影响,进而影响冷水机组的正常运行。因此,采用水冷空调系统时,需考虑市政断水情况下的冷却水补水问题。一般考虑设置冷却水蓄水池,设计两路冷却塔补水管,平时由市政自来水补水,在市政断水时,切换至蓄水池补水。

4) 空调系统的安全考虑总结如下:

①主机和末端设备 $N+1$ 备份,在任一机组出现故障的情况下,保证机房的正常运行。

②水管采用双管路设计,避免单点故障,即使有一路管路出现故障,另外一路供回水管路仍然能保证空调的正常运行。

③断电时的不间断供冷。设置蓄冷罐,满足数据中心 15min 的不间断供冷需求,在市电断电且发电机未起动的情况下,由蓄冷罐作为应急冷源对数据中心进行供冷。

④断水时的不间断供冷。设置蓄水池,满足数据中心 12h 的冷却塔补水需求,在市政断水时,由蓄水池对冷却塔进行补水,保证空调系统的正常运行。

(11) 常见问题 11 冷源的选择不合理。

对策:

冷源即制冷主机,通常包括离心式机组和螺杆式机组,两种机组的对比如下。

离心式机组是依靠离心式压缩机中高速旋转的叶轮产生的离心力来提高制冷剂蒸汽压力,以获得对蒸汽的压缩过程,然后经冷凝、节流、降压、蒸发等过程来实现制冷的。其组成部件主要有离心式压缩机、蒸发器、冷凝器、节流机构、抽气回收装置、润滑系统和电气控制柜等。它具有单机制冷量大、机组效率高等特点。

螺杆式机组是利用螺杆式压缩机中两个阴、阳转子的相互啮合,在机壳内回转而完成吸气、压缩与排气过程的。其组成部件主要有螺杆式压缩机、冷凝器、蒸发器、热力膨胀阀以及其他控制元件,部件数量较离心机要少。它具有结构紧凑、运行平衡可靠、易损件少、部分负荷效率高等特点。

离心式机组与螺杆式机组都具有较高技术水平,一般都采用微计算机自动控制,具有自动诊断、自动调节功能及各种安全保护装置,对操作水平要求不高。在低负荷状态下,离心机组有一个“喘振”的问题。一般来说,离心式机组的能量调节范围为 40%~100%,在低于 40% 负荷运行时,离心式机组比较容易发生“喘振”现象,“喘振”严重时,会使机组的整个核心部件——叶轮损坏,使离心压缩机受损。螺杆式机组是利用油压推动滑阀开关控制容量的,部分负载时,绝无不平衡冲击现象。而对于多机头的螺杆式机组来说,其能量调节范围一般在 7.5%~100% 之间,而且可以连续进行能量调节。

对于 400 冷吨以上的机组,选用离心式水冷机组较为经济合理。虽然单台离心式水冷机组的一次投资高于相同容量的螺杆式冷水机组,但是离心式冷水机组的运行效率比螺杆式冷水机组高 10% 以上,大大地降低了选用机组的数量及运行费用。

一般应根据数据中心夏季总冷负荷需求选择冷水机组。考虑数据机房的安全性,空调冷源需考虑备份,一般为 $N+1$ 备份。鉴于通信设备是分期安装的,建设初期设备功耗较少,机房总冷负荷需求较少,考虑制冷主机的运行效率,选型时宜考虑制冷主机容量大小合理搭

配，离心式机组、螺杆式机组合理搭配，定频、变频合理搭配，真正适应冷负荷的全年变化规律。

也有室外冷源选用风冷热泵机组（空气-水热泵机组），以室外空气作为冷却介质的。该系统整体性好，安装方便，可直接安装在室外，不占用有效建筑面积，没有冷却塔、水泵和冷却水系统等其他附属设施。但机组依靠空气冷却，COP 值比水冷式主机低；制冷量随室外气候变化明显，气温升高，效率降低；使用寿命比制冷主机低；机组容量小，适用于中小系统，一般不推荐用于大型数据中心。

7.2 我国数据中心节能设计案例分析

7.2.1 资兴市东江湖大数据产业园一期新建机楼

1. 项目概况

东江湖数据中心位于湖南省郴州市资兴市东江湾，机楼楼层高 22.2m，4 层建筑，占地面积 3782.25m²，建筑面积 15406.6m²，包括三栋主机楼和办公区域。配套建设空调冷冻站、变配电站、给排水、暖通、道路等附属设施。项目共建设 3000 个标准机架，空调逐时计算冷负荷约为 10849.17kW。三期共建设 10000 个标准机架，电力总负荷约为 60MW。东江湖云数据中心利用东江冷水资源，采用“自然水冷技术”，能源效率指标 PUE 低于 1.2，将成为长江以南最节能的绿色示范数据中心。

该数据中心一层（图 7-4）主要是动力层，中压配电房、柴油发电机房、冷冻站以及运营商接入机房和监控室，分别放置接入 10.5kV 高压电路的配电系统，柴油发电机房放置 10.5kV 的高压柴油发电机，冷冻站放置冷水机组、冷冻泵、冷却泵、板式换热器。二~四层（图 7-5）主要是机楼，每层有 4 个机房模块，在机房模块之间有 IT 设备的低压配电室及 UPS 和电池室，机房采用冷通道封闭下送风方式。

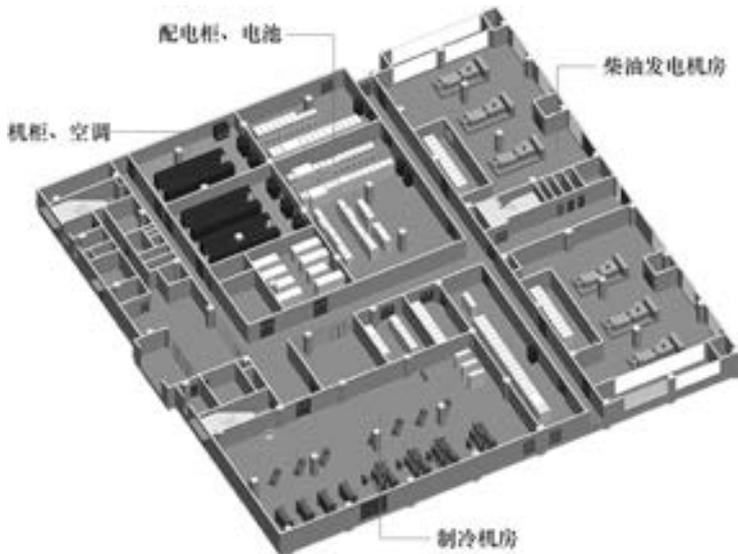


图 7-4 东江湖数据中心一层平面布置图（彩图见文前）

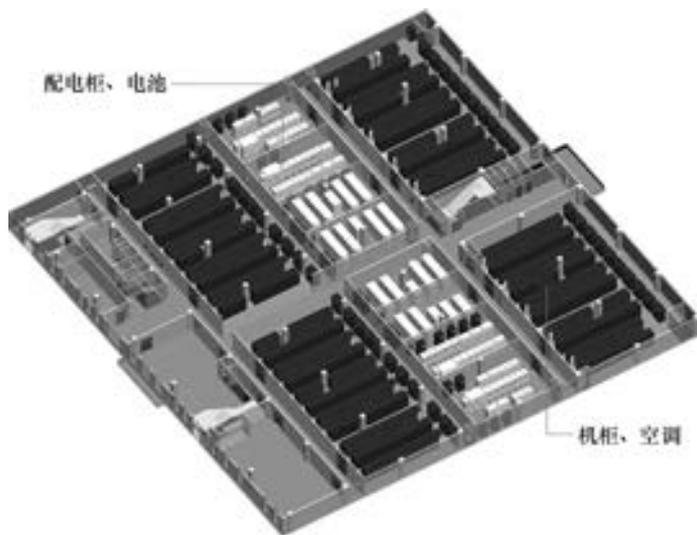


图 7-5 东江湖数据中心二层平面布置图（彩图见文前）

2. 项目优势

1) 东江湖属于国家 5A 级景区，拥有良好的气候环境，地质结构稳定，远离自然灾害地带，同时又有高铁、高速公路经过，交通便利，城郊结合，地理位置优越。

2) 东江湖为我国中南地区最大的人工湖，拥有极为丰富的冷水资源。资兴市境内东江湖面积 160km²，蓄水量 81.2 亿 m³。由于采取深水发电，其下游小东江水温常年低于 10℃，水流稳定且水质达到国家一级标准，是数据中心的巨大自然冷源，根据对东江湖历年的水位和水温进行的调查，推算出自然冷源利用时间占数据中心总运行时间的 99%，使东江湖数据中心成为全国最节能的数据中心之一。

3) 资兴市同时坐拥东江水力发电厂及华润电力鲤鱼江发电厂，电力资源充沛，符合大数据企业用电量高和供电稳定的需求，且在数据中心耗电量巨大的情况下，较低的电价可极大地减少数据中心运行费用。

3. 空调系统建设方案与性能

该项目采用两套制冷系统，一套为湖水直供系统，深层湖水经板式换热器制取冷冻水为服务器降温，换热后的湖水经密闭管道排放至东江湖下游，整个过程不对湖水水质造成影响，不影响周边环境和生态。另一套为集中式冷冻水系统，系统配置四台 1200RT 的 10kV 高压离心式水冷机组及配套设施作为备用，当湖水制冷量不足或湖水不能使用时，逐步开启制冷机组对数据中心进行制冷；系统配置两个 180m³ 的蓄冷罐，当系统进行模式切换或冷源突然中断时对系统进行供冷，确保空调制冷连续不中断。

当湖水温度 ≤ 13℃ 时，系统由湖水单独制冷，冷机级配套设施均不起动，冷冻水经过板换降温后直接送至供水主管。通过控制湖水水泵频率，实现控制板换二次侧出口温度基本恒定在 15℃。

当湖水温度为 13~18℃ 时，开启混合制冷模式，冷冻水经板式换热器一次降温后再进入冷冻机组二次降温，同时监控离心式机组的出水温度恒定为 15℃。

当湖水温度 > 18℃ 或湖水不能使用时，自动关闭板式换热器管道上的电动阀，进入冷冻

机组单独供冷模式，监控离心式机组的出水温度恒定为 15℃。

为了提高配电系统的安全性和可靠性，电力室和配电间全部采用柜式热管空调，通过制冷剂进行热量交换，减少配电间漏水的可能性。

节能性分析：

1) 数据中心常年采用湖水进行制冷，90%的时间不需要进行电制冷，极大地降低了数据中心能耗，预计年均 PUE 为 1.15。

2) 冷冻水采用高温水，空调冷冻水供回水温度达 15℃/20℃，提高了空调系统的能效比，同时降低了机房的除湿加湿功耗。

3) 水泵、主机、冷却塔等均采用变频设计，以降低部分负荷时的运行功耗。

可靠性分析：

1) 系统严格采用 T3+标准进行设计，更可平滑过渡至 T4 标准；系统管路采取冗余配置，不但可满足在线维护和调控需要，也拥有不因重大失误而停止运行的能力。

2) 数据中心坐拥资兴市充沛的电力资源，具有电力的高可靠性，市电中断时，应急电源启动期间依靠蓄冷罐给整个空调系统提供冷量，制冷过程连续不中断。

4. 不同制冷系统方案的全年能耗及节能性能评估

通过建立东江湖数据中心采用不同制冷系统的全年能耗模型^[1]，主要分析利用湖水源的制冷系统（3号）相对于传统机房空调系统（1号或2号）的节能潜力。各制冷系统的组成见表 7-2。

表 7-2 各制冷系统的组成

制冷系统	冷源侧	室内侧
1号	水冷冷水机组	传统机房空调系统
2号	湖水源+水冷冷水机组	传统机房空调系统
3号	湖水源+水冷冷水机组	水冷多联分离式热管系统

东江湖数据中心采用不同制冷系统的全年能耗模型，具体步骤如下：

1) 了解数据中心中各个数据机房的功能与机柜的数量，以第二层为例，该层主要包括标准数据机房 IDC（Internet Data Center）1~4、电池房和辅助设备机房。其中，IDC 的总面积为 1836m²，共有 740 个电源分配单元（Power Distribution Unit，PDU）集成机柜，以及 42 个不间断电源（Uninterruptible Power Supplies，UPSs）机柜，见表 7-3。IDC 的外墙、地面和屋面的传热系数为 0.45W/(m²·K)^[2]。由于高热密度的数据机房内的平均负荷为 1.5kW/m² 或 4~8kW/机柜^[3]，本案例中取每个机柜满负荷时的负荷为 4kW。该 IDC 采用地板下送风与冷通道相结合的送风方式。除了 IDC1~4，其他电池房与辅助设备机房同样采用水冷多联分离式热管系统，但其送风方式为房间级送风，由于这些房间内设备的散热量很小，其冷负荷基本保持不变。因此，这些房间的水冷多联热管系统的耗电量是通过实测获得的，其值为 13.4kW。

表 7-3 IDC1~4 内机柜数量及容量情况

房间	面积/m ²	机 柜 数 量
IDC1	473.5	190 个 PDU 集成机柜、11 个 UPSs 机柜
IDC2	473.5	192 个 PDU 集成机柜、11 个 UPSs 机柜
IDC3	440	178 个 PDU 集成机柜、10 个 UPSs 机柜
IDC4	449	180 个 PDU 集成机柜、10 个 UPSs 机柜

2) 了解制冷系统的运行性模式和控制策略。本案例中所提出的利用湖水源的制冷系统主要由离心式冷水机组、冷却塔、水-水换热器、冷却水泵、湖水源泵、冷水泵和水冷多联分离式热管系统组成,如图7-6所示。该系统根据湖水源温度的不同,具有以下三种工作模式:

- ①模式1: 免费冷却运行模式,冷水完全由湖水源提供。
- ②模式2: 部分免费冷却运行模式,冷水由湖水源与冷水机组共同提供。
- ③模式3: 普通冷却运行模式,冷水完全由冷水机组提供。

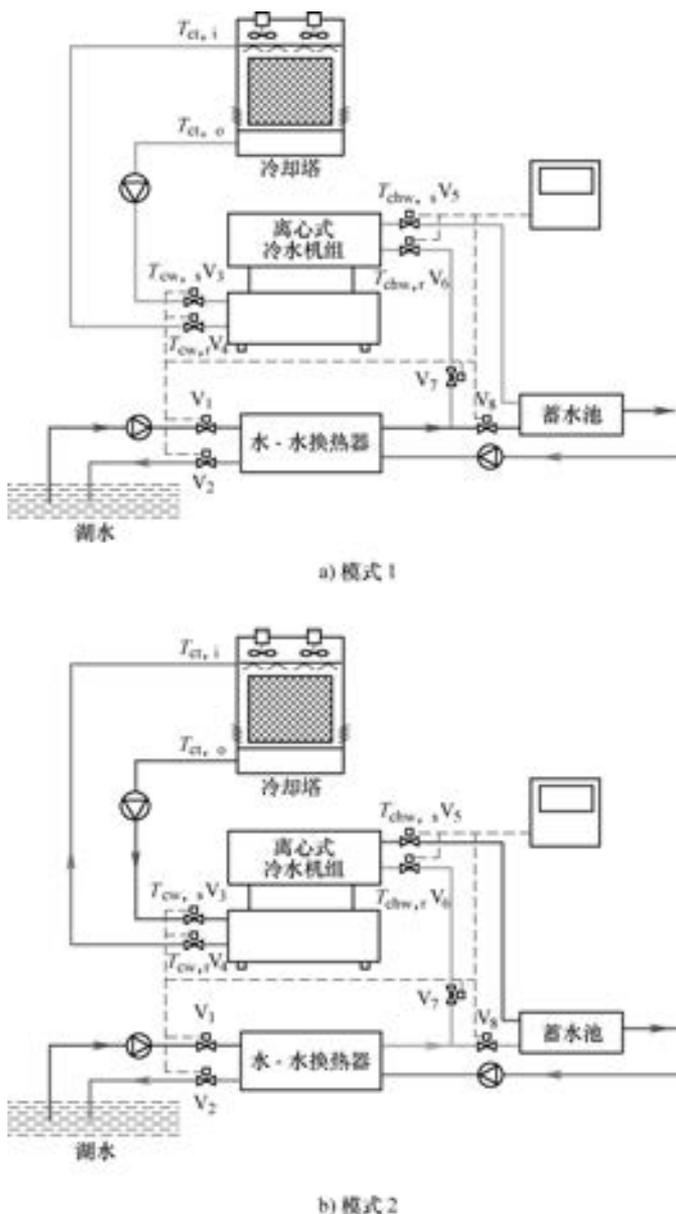


图7-6 利用湖水源的制冷系统三种运行模式示意图(彩图见文前)

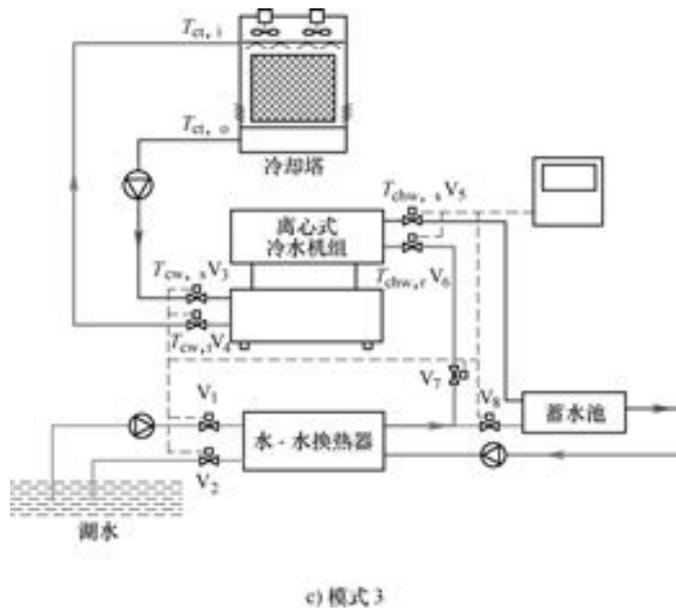


图 7-6 利用湖水源的制冷系统三种运行模式示意图（续）（彩图见文前）

该系统的控制策略为基于模型预测控制策略，它主要根据湖水源温度、机房内回风温度、CDU 部分的供水温度设定值、水冷多联分离式热管系统蒸发段送风温度设定值、冷却水供水温度设定值、冷却水供回水温度差设定值等参数来控制阀门 $V_1 \sim V_8$ ，通过对湖水源水泵流量、冷水泵流量、蒸发段送风风量、冷却水泵流量、冷却塔风机风量等参数的控制来满足数据机房的制冷需求，其控制策略参考表 7-4。

其中，湖水源水泵流量的调节使得水-水换热器出口的冷水温度达到设定值的要求；冷水泵流量的调节使得水冷多联分离式热管系统蒸发段的送风温度达到设定值的要求；冷却水泵流量的调节使得冷却水的供回水温度差达到设定值的要求；冷却塔风机风量的调节使得冷却水的供水温度达到设定值的要求；水冷多联分离式热管系统蒸发段风量的调节使得室内的回风温度达到设定值的要求。

表 7-4 利用湖水源的制冷系统的控制策略

运行模式	运行条件	控制策略
1	免费冷却运行模式 $T_{hx,h,o}(i) \leq T_{chw,s}(i)$	1) 阀门 $V_3 \sim V_7$ 关闭 2) 阀门 V_1 、 V_2 、 V_8 开启 3) 冷却塔、冷水机组和冷却水泵关闭 4) 湖水源水泵和冷水泵开启
2	部分免费冷却运行模式 $T_{chw,r}(i) > T_{lake}(i)$	1) 阀门 V_8 关闭 2) 阀门 $V_1 \sim V_7$ 开启 3) 冷却塔、冷水机组、冷却水泵、湖水源水泵和冷水泵开启
3	普通冷却运行模式 $T_{chw,r}(i) \leq T_{lake}(i)$	1) 阀门 V_1 、 V_2 、 V_8 关闭 2) 阀门 $V_3 \sim V_7$ 开启 3) 冷却塔、冷水机组、冷却水泵和冷水泵开启 4) 湖水源水泵关闭

本模拟中，送风温度的设定值 (T_s) 为 24°C ，供水温度的设定值 ($T_{\text{chw},s}$) 为 15°C ，冷却水供水温度的设定值 ($T_{\text{cw},s}$) 为 30°C ，冷却水供回水温度差 (ΔT_{cw}) 的设定值为 4°C ，室内温度的下边界值 (T_{low}) 为 32°C 、上边界值 (T_{high}) 为 35°C 。

3) 计算数据中心冷负荷，具体方法参考第2章的内容。

4) 制冷系统的换热及能耗模型的建立。根据数据机房制冷系统的热量传递分别建立制冷系统的换热模型，其中利用湖水源的水冷多联分离式热管系统的热量传递如图7-7所示。根据能量守恒定律，各个运行模式中系统各部件之间制冷量的关系可以通过以下公式进行计算。

模式1:

$$Q_{\text{lake}} = Q_{\text{hx}} = Q_{\text{mshps}} = Q_{\text{data}} \quad (7-1)$$

模式2:

$$Q_{\text{lake}} = Q_{\text{hx}} \quad (7-2)$$

$$Q_{\text{ch},e} + Q_{\text{hx}} = Q_{\text{mshps}} = Q_{\text{room}} \quad (7-3)$$

$$Q_{\text{ct}} = Q_{\text{ch},e} + P_{\text{ch}} \quad (7-4)$$

模式3:

$$Q_{\text{ch},e} = Q_{\text{crah}} + Q_{\text{mshps}} = Q_{\text{room}} \quad (7-5)$$

$$Q_{\text{ct}} = Q_{\text{ch},e} + P_{\text{ch}} \quad (7-6)$$

为了研究这些制冷系统的全年运行特征，针对制冷系统的主要设备分别建立其数学模型，主要包括水冷冷水机组模型^[4]、冷却塔模型^[5]、泵与风机模型、水-水换热器模型、水冷微通道分离式热管系统模型^[6]和传统机房空调模型^[7]。

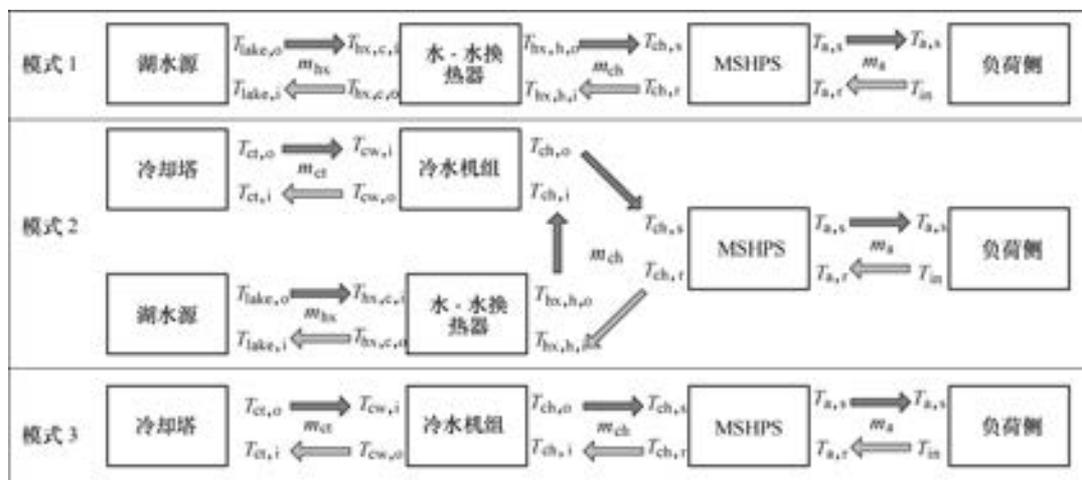


图7-7 水冷多联热管系统三种运行模式的热量传递示意图

5) 节能潜力的评价指标。主要对数据机房制冷系统1号、2号和3号的能耗进行对比分析，采用节能率 (ESR) 作为客观指标对这些制冷系统进行评价，其计算公式如下

$$\text{ESR}_{2-1} = \frac{P_{1\text{号}} - P_{2\text{号}}}{P_{1\text{号}}} \times 100\% \quad (7-7)$$

$$ESR_{3-1} = \frac{P_{1号} - P_{3号}}{P_{1号}} \times 100\% \quad (7-8)$$

$$ESR_{3-2} = \frac{P_{2号} - P_{3号}}{P_{2号}} \times 100\% \quad (7-9)$$

式中 $P_{1号}$ 、 $P_{2号}$ 、 $P_{3号}$ ——制冷系统 1 号、2 号、3 号的全年耗电量 ($\text{kW} \cdot \text{h}$)；

ESR——节能率 (%)。

6) 节能潜力评估。本节主要模拟和对比分析制冷系统 1 号~3 号的全年耗电量, 见表 7-5。制冷系统 1 号与制冷系统 2 号的区别主要在于是否利用湖水源免费冷却, 而制冷系统 2 号与制冷系统 3 号的区别主要在于机房内的空调设备是否采用水冷多联分离式热管系统。由表 7-5 可以看出, 采用湖水源免费冷却方式, 其节能率高达 64.82%, 全年 72% 的时间可以完全利用湖水源进行免费冷却, 28% 的时间可以利用湖水源进行部分免费冷却。从制冷系统 2 号与制冷系统 3 号的对比可以看出, 当数据机房内采用水冷多联分离式热管系统时, 节能率高达 11.28%, 这主要是由于水冷多联分离式热管相对于传统机房空调器具有很好的换热性能。

表 7-5 制冷系统 1 号~3 号的耗电量和节能率对比

制冷系统	全年耗电量 / $(\text{kW} \cdot \text{h})$	节能率 (%)	运行时间/h		
			模式 1	模式 2	模式 3
1 号	7337615	$ESR_{2-1} = 64.82$	0	0	8760
2 号	2581227	$ESR_{3-1} = 68.79$	6313	2447	0
3 号	2289962	$ESR_{3-2} = 11.28$	4857	3903	0

7.2.2 中国移动通信集团湖南有限公司核心机楼

1. 项目概况

该工程为西片区一期 B 栋机楼水冷空调系统安装, 项目位于湖南省长沙市岳麓区, 为 4 层建筑, 机楼内包含传输机房、电子商务机房、IDC 机房、湖南省电子政务云机房等。该机楼占地面积 2520m^2 , 可装机 1000 架, 总制冷负荷约为 4680kW , 一期装机 350 架, 占终期比例 35%。

2. 空调系统建设方案与性能

项目原计划采用风冷直膨式机房专用空调, 室外机置于同层室外机平台。由于风冷直膨式机房专用空调室外机集中布置, 能耗较高, 为切实降低能耗与运行成本, 确保数据中心的节能性、可靠性和智能化, 项目采用集中式冷冻水系统方案。

由于该机楼无制冷机房位置, 空调冷源采用 350RT (制冷量为 1300kW , $\text{COP} \geq 3.3$) 带自然冷源冷却的风冷冷水机组, 四用一备。机组能实现部分自然冷却和完全自然冷却的功能, 在过渡季节时 (室外干球温度为 $7 \sim 17^\circ\text{C}$), 机组采用压缩机和自然冷却同时工作模式; 在夏季 (室外干球温度高于 17°C), 机组完全采用压缩机制冷; 在冬季 (室外干球温度低于 7°C), 完全使用自然冷却系统来供冷, 机组、变频水泵、水处理设备均于屋面集中布置, 如图 7-8 所示。

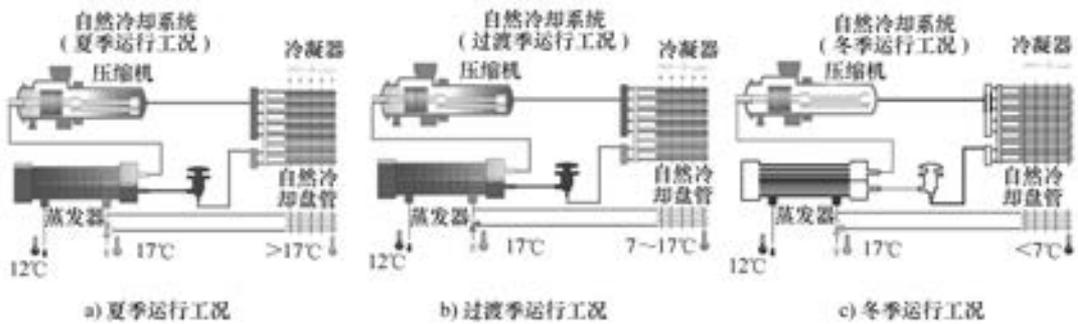


图 7-8 带自然冷源冷却的风冷冷水机组运行情况（彩图见文前）

为了防止水进机房，提高数据中心的安全性和可靠性，空调末端全部采用热管空调，在室外机平台侧布置 CDU，CDU 完成了冷冻水和氟利昂的转换，通过铜管连接将氟利昂送至热管空调，随后冷空气对 IT 设备进行降温，风机将根据冷水温度以及设备机柜的实际负荷调节风量。

(1) 节能性分析

1) 采用带自然冷却的风冷冷水机组，充分利用自然冷源。根据长沙历年气象参数推算，室外干球温度低于 7°C 时，占总运行时间的 17%；室外干球温度为 7~17°C 时，占总运行时间的 32%，大幅节省了数据中心空调系统的能耗。

2) 空调末端采用列间空调并进行冷通道封闭，行间级制冷，靠近热源，能源利用效率更高，同时可有效避免局部热点，如图 7-9 所示。

3) 水泵、末端风机采用变频调速，以满足部分负荷时的空调使用需求。

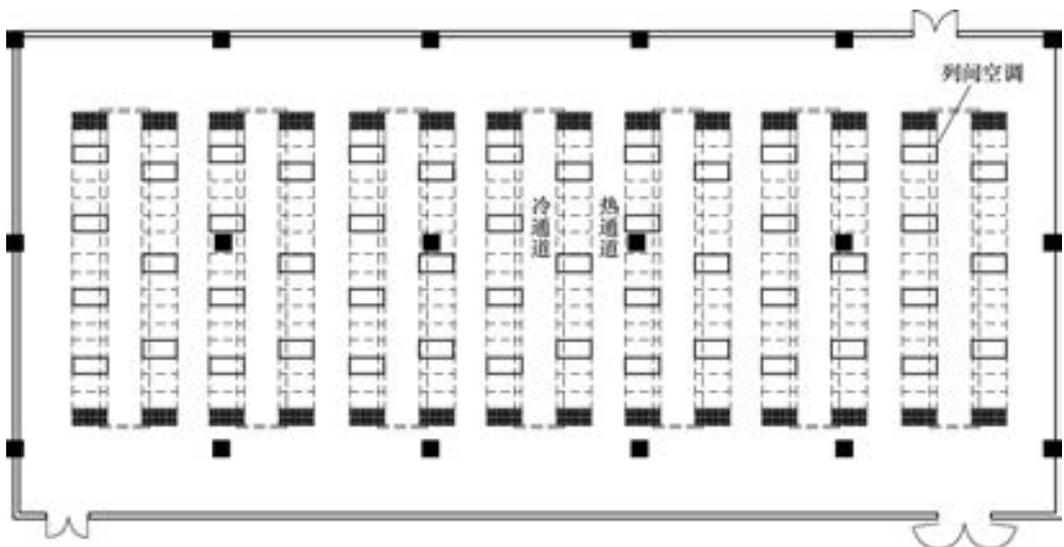


图 7-9 二楼某机房列间空调布置图

(2) 可靠性分析

1) 采用 T3 标准设计，管路采用环状布置，系统不存在单点故障，可满足在线维护的

使用要求。

2) 空调末端采用制冷剂进行换热，水不进入机房及配电室，提高了数据中心机房及配电室的安全性。

3) 采用集散式数字控制系统（DDC 系统）作为空调自控系统（图 7-10），智能化管理，减少了因人为原因造成的操作失误。

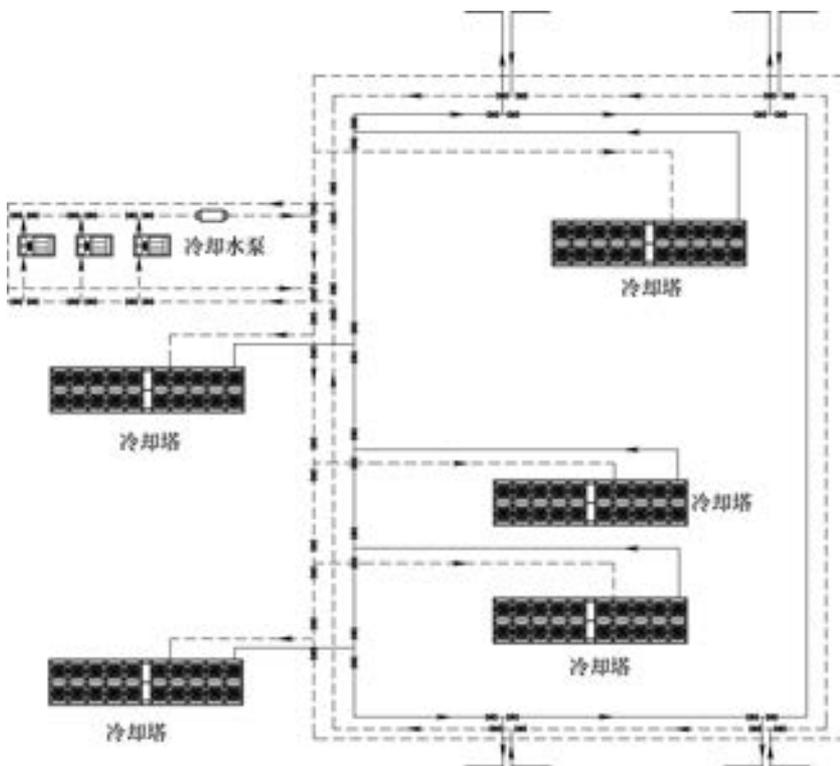


图 7-10 冷却水系统图

7.2.3 中国联通呼和浩特云数据中心

1. 项目概况

中国联通呼和浩特云数据中心总建设规模用地面积 973 亩（648666.7m²），建筑总规模为 59.8 万 m²，分三期建设，共 11 栋机房楼及其他配套用房，总规划机架数为 36000 架。已投产的数据机房楼建筑规模为 30000m²，设计 IDC 机架约 3500 架，单机架功率达 4.4~9kW。

2. 空调系统建设方案与性能

机房楼配置东西两个冷冻站，采用节能型的水冷集中式空调系统，每个冷冻站按 3+1 的形式配置大制冷量（单台制冷量为 3868kW）、高能效比的离心式冷水机组，并配置相应的冷冻水泵、冷却水泵、补水泵、冷却塔、水处理设备等。冷水机组、空调水泵等均采用变频技术，可对系统设计富余量进行有效调节，改善运行工况，提高空调工作效率，达到节能的目的。

数据中心制冷系统如图 7-11 所示。空调冷冻水系统采用一次泵变流量机械循环式系统，在部分负荷工况运行时可达到节能目的；采用高位膨胀水箱进行系统定压，冷冻水和冷却水的主干管采用 2N 配置且每层末端空调采用环网方式，避免了管网单点故障；每个冷冻站配置一个体积为 500m³ 的蓄冷罐，每个蓄冷罐配置 2 台释冷水泵（流量为 900m³/h），以实现空调系统全年不间断供冷，保障通信设备正常运行。

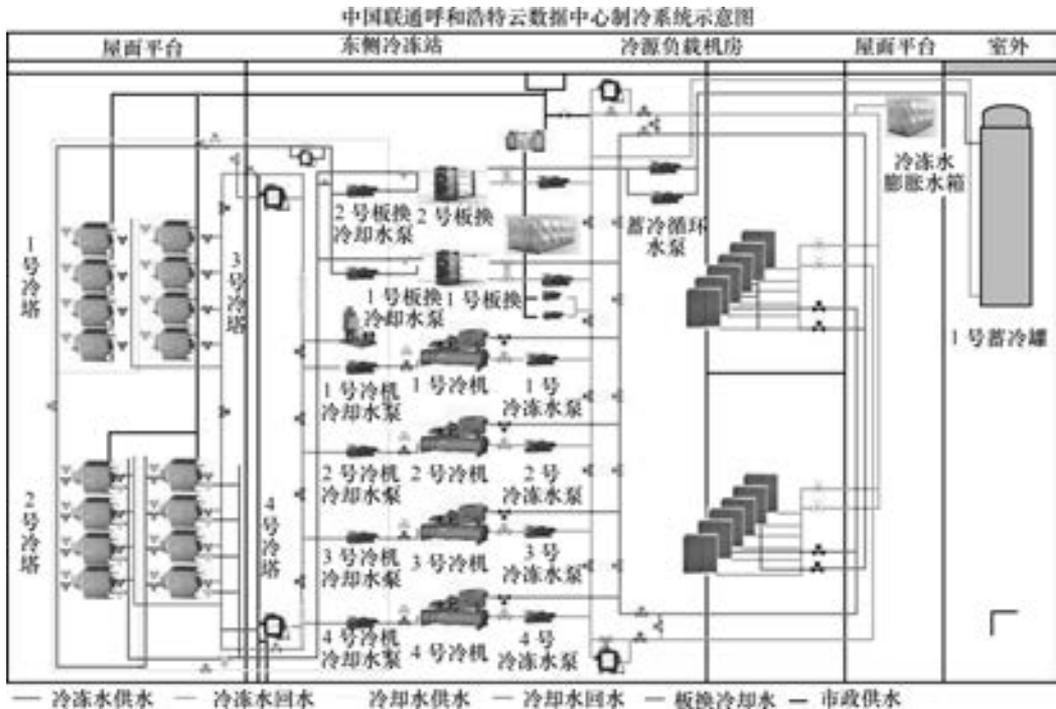


图 7-11 呼和浩特云数据中心制冷系统示意图（彩图见文前）

呼和浩特的自然气候条件优越，从图 7-12 中可以分析出，室外温度低于 10℃ 的时间占全年的 55.1%，低于 0℃ 的时间占 35.9%。这意味着呼和浩特室外蕴含着丰富的天然冷源，如加以高效利用，必能大幅降低能耗，实现节能的效果，自然冷却技术应运而生。

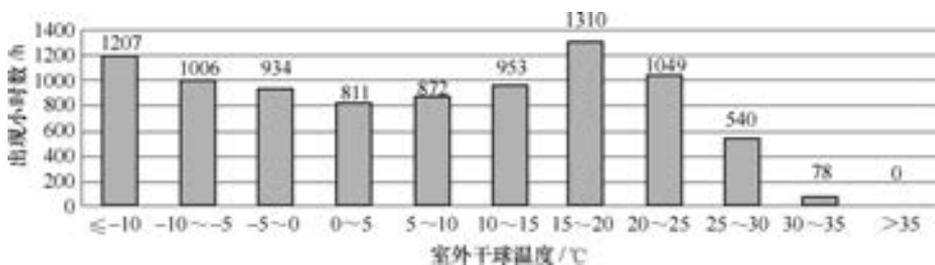


图 7-12 呼和浩特室外逐时干球温度统计图

自然冷却技术是指在室外空气干球温度或湿球温度较低的工况下，利用自然冷源使冷水机组或其他机械制冷系统停止运行或者降低容量运行，从而实现降低能耗的目的。

呼和浩特云数据中心采用水侧自然冷却技术，其原理是在常规空调水系统基础上增加了

水-水板式换热器及部分管路与设备（图 7-13），当室外湿球温度低于某个值时，冷冻水利用冷却塔+冷却水泵+板式换热器组成的循环系统进行换热，降低机房温度。板式换热器和冷水机组并联，两者配置独立的冷却水泵和冷冻水泵。冷却水和冷冻水在板式换热器中进行换热后，若冷冻水供水温度可以满足要求，则关闭冷水机组，开启板式换热器，实现自然冷却；若冷却水温度不能将冷冻水回水温度降到所需要的供水温度，则关闭板式换热器，转为冷水机组直供冷模式。

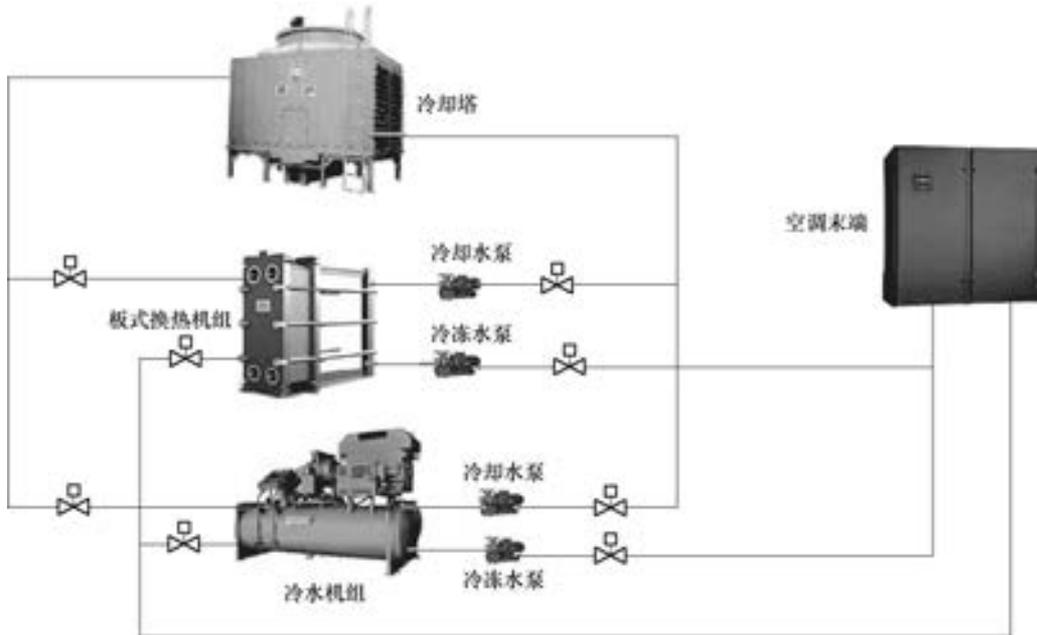


图 7-13 自然冷却技术原理图

开式冷却塔最大极限能把冷却水温度处理至室外空气湿球温度。在冬季自然冷却工况下，当冷却塔出水温度与室外空气湿球温度的温差为 4°C 时开启板式换热器，考虑板式换热器的换热效率，换热器两侧的换热温差取 1.5°C 。冷冻水供回水温度为 $10^{\circ}\text{C}/15^{\circ}\text{C}$ 。2016 年 11 月 16 日中午 12 时呼和浩特云数据中心关闭冷水机组，开启板式换热器，板式换热器运行时间统计见表 7-6，自然冷却时间可占全年时间的 41.1%。

表 7-6 呼和浩特地区自然冷却时间分布

制冷模式	冷冻水机组制冷	自然冷却
各制冷状态时间/h	5160	3600
各制冷状态时间所占比例 (%)	58.9	41.1

2016 年 3 月 14 日 15 时 30 分至 3 月 15 日 15 时 30 分（总计 1450min）的室外空气湿球温度统计如图 7-14 所示，可看出室外湿球温度均低于 5°C ，通过开启板式换热器可产生 10°C 的冷冻水。

在开启 3 台 3868kW（1100RT）的离心式水冷冷水机组及配套水泵、冷却塔，冷水机组输入功率为 687kW，功率因数为 0.95，运行负荷为 90%，冷冻水循环泵输入功率为 90kW，

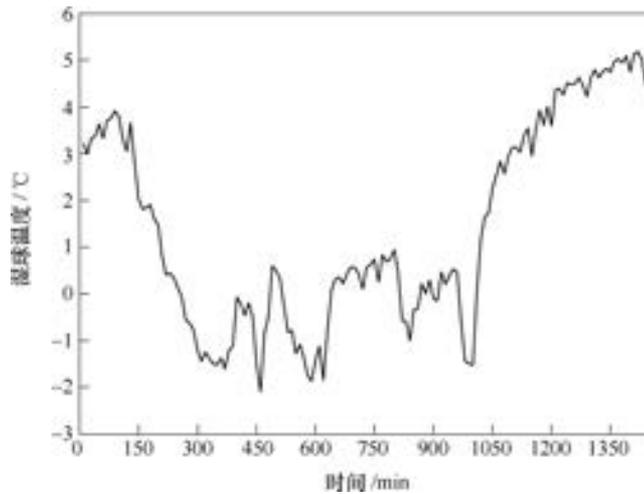


图 7-14 呼和浩特室外逐时湿球温度统计图

冷却水循环泵输入功率为 75kW，循环水泵功率因数为 0.88，冷冻水供回水温度为 10℃/15℃的工况下，呼和浩特云数据中心的相对节能结果见表 7-7。

表 7-7 呼和浩特云数据中心自然冷却相对节能结果

运行方式	冷水机组全年运行	冷水机组+板式换热器	
		冷水机组运行	板式换热器运行
运行时间/h	8760	5160	3600
耗电/(kW·h/a)	18870748.2	12526990.2	
节能量/(kW·h/a)	6343758		
节能率	33.6%		

采用板式换热器与冷水机组的冷却水耗水量对比如图 7-15 所示。由图可看出，开启板式换热器进行自然冷却后，每日冷却水耗水量减少约 80m³，具有良好的节水效益。

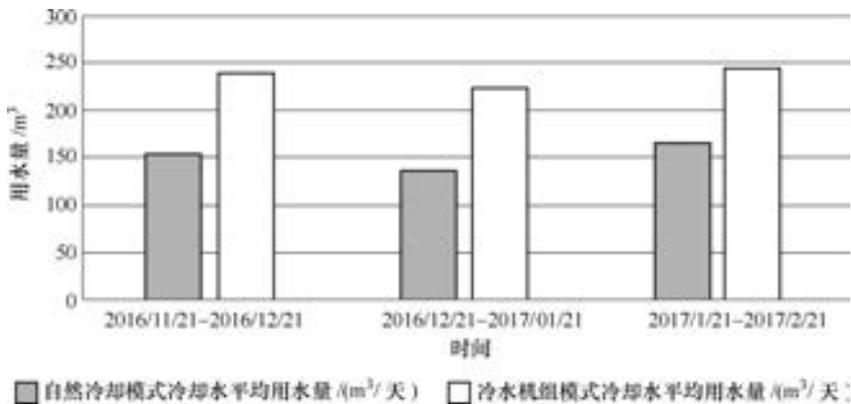


图 7-15 呼和浩特云数据中心自然冷却耗水量对比图

通过上述分析，可以得出以下结论：

1) 在呼和浩特室外空气湿球温度低于冷冻水温度时，可关闭冷水机组，通过板式换热器间接换热产生冷冻水，减少冷水主机运行时间，从而降低能耗。呼和浩特地处严寒地区，具有夏季时间短且室外温度偏低、常年室外气温平均约为 6.5°C 的气候特点，自然冷却的相对节能优势比较明显。

2) 呼和浩特云数据中心采用自然冷却方式后，年节电量为 $6343758\text{kW}\cdot\text{h}$ ，具有很好的节能效益。自然冷却较冷水机组运行更安全，即使冷却回水流量不足也能运行，而冷水机组回水流量不足即停机；维护量也较冷水机组有所减少。

3) 采用自然冷却时，由于冷却水温度低，蒸发减弱，补充水量减少，达到了节水的目的。

7.2.4 阿里云千岛湖数据中心

1. 项目概况

阿里云千岛湖数据中心建筑面积为 30000m^2 ，共 11 层，可容纳至少 5 万台设备，如图 7-16 所示。

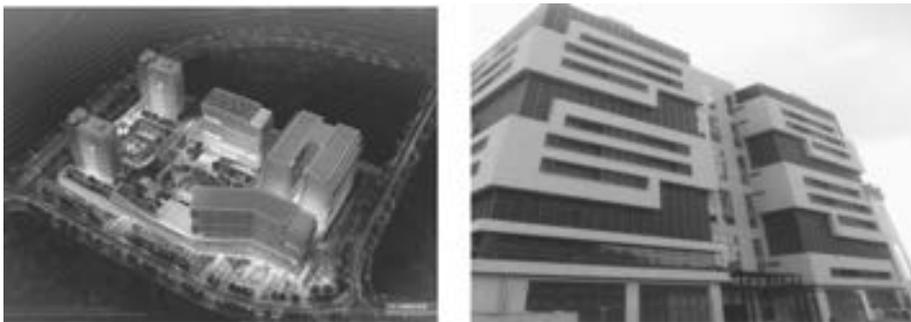


图 7-16 阿里云千岛湖数据中心

(1) 数据中心工业设计层面概况

1) 90% 的时间不需要电制冷，深层湖水通过完全密闭的管道流经数据中心，帮助服务器降温，再流经 2.5km 的青溪新城中轴溪，作为城市景观呈现，自然冷却后回到千岛湖。

2) 设计和建设等级接近最高的 Tier IV 级。例如，双盘管空调系统采用 $2(N+1)$ 的标准，分为湖水和冷冻水的双路 $N+1$ 系统；2 个不同的 110kW 变电站引入 3 路 10kW 市电，保证 $2N$ 标准；多组高压柴油发电机作为应急电力设备等。

3) 采用光伏太阳能、水力发电等可再生能源，服务器余热也被回收用于办公区供暖。

4) 预计可实现年平均 $\text{PUE}=1.3$ （在亚热带环境中，数值已经极低），最低时为 $\text{PUE}=1.17$ ，设计年平均 WUE （水分利用率）可达到 0.197。

(2) 硬件和软件等技术层面概况 数据中心微模块（ADCM）从工厂生产到现场交付仅需 45 天，独创的铝合金预制框架实现了精密的契合结构，进一步精简了现场的安装工作；整机柜服务器（AliRack）2.0 版本，服务器上架密度和传统机柜相比提升了 30%，同样的服务器空间硬盘容量增加了一倍。AliRack 支持即插即用，服务器交付方便；PCIe 固态硬盘

(AliFlash) 打破了接口瓶颈, 绕过控制器开销, 使吞吐量、IOPS 提升了 5~10 倍, 延迟下降了 70% 以上; 自主掌控的驱动逻辑, 进一步提升性能表现。

2. 空调系统建设方案

阿里云千岛湖数据中心为国内首个利用深层湖水来降低室内温度的冷却系统(湖水直供空调系统), 它以节能环保和运行费用低廉的双重优势, 取代了传统的以氟利昂作为制冷剂的空调系统。湖水直供空调系统通过远端水泵取千岛湖水下约 35m 水位的湖水(水温为 12℃ 左右) 至蓄水池, 再由循环水泵将湖水经分水器送至机房空调末端进行制冷, 运行时只需开启取水泵及末端设备, PUE 值小于 1.3。湖水使用完后温度约为 20℃ 左右, 一部分输送至园区其他建筑作为空调冷却水使用, 另一部分输送至园区中作为景观水使用。其空调系统如图 7-17 所示。

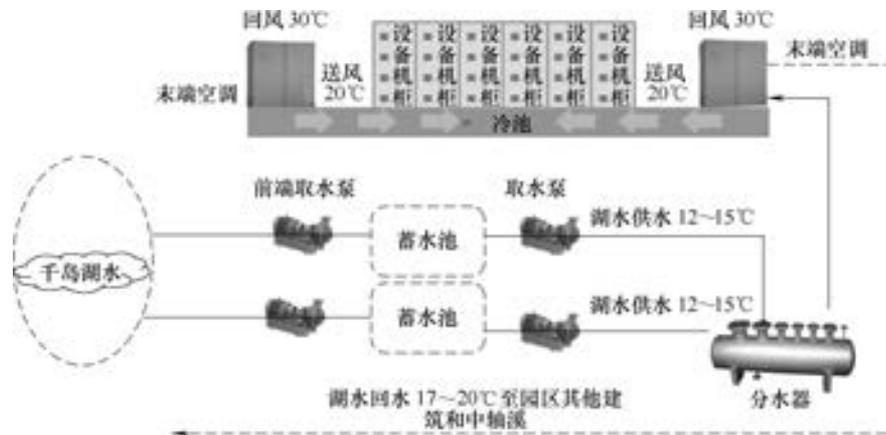


图 7-17 阿里云千岛湖数据中心的空调系统

当湖水水位降低导致水温升高时, 开启另外一套独立的集中式冷冻水空调系统(采用离心式水冷空调系统), 其特点是制冷量大且整个系统的能效比高。湖水系统逐步关闭, 保证机房的正常运行。冬季完全利用自然冷却, 冷冻机关闭, 通过阀门控制冷冻水利用板式换热器和冷却塔进行免费冷却。在过渡季节, 冷冻水首先经过板式换热器和冷却塔进行预冷, 无压缩机功耗, 自然冷却不够的部分, 再由常规压缩制冷接力。

十一层机房同时可利用室外新风对服务器进行冷却, 节省了大量能源消耗, 提高了系统整体能效。

机房余热通过全热换热器为网管中心提供冬季供暖。

利用湖水直供空调系统的回水进行水力发电。对部分能源进行再利用, 达到节能的目的。

应急制冷: 当湖水水质出现问题或取水量不足时, 启用集中式冷冻水空调系统; 在市电中断时, 通过湖水蓄水池或闭式蓄冷罐进行释冷, 保障系统运行的连续性。

7.2.5 中国联通绥化分公司数据中心

1. 项目概况

中国联通绥化分公司数据中心采用了 9 台风量为 18000m³/h 的蒸发式冷气机进行节能改

造,改造前机房内采用的是6台精密空调对IT设备进行冷却,平均每天的耗电量达到了 $1430\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

2. 空调系统改造方案与性能

中国联通绥化分公司数据中心空调系统改造后的冷却设备布置情况如图7-18所示,蒸发式冷气机与机房精密空调联合运行。当外界环境空气干球温度很高且湿球温度较高时,需要关闭蒸发式冷气机与机房内的排风系统,开启精密空调单元对机房热回风进行冷却;当外界环境空气干球温度较低且湿球温度较低时,可关闭精密空调单元,开启蒸发式冷气机与机房内的排风系统,外界环境空气经蒸发式冷气机冷却处理后送入数据中心机房内,吸收热量被排至机房外。



图 7-18 中国联通绥化分公司数据中心节能改造情况

在该数据中心空调系统改造完成后,对蒸发式冷气机空调系统进行了测试,机房内IT设备机架与空调设备的布局及测点布置情况如图7-19所示。该数据中心机房内送风、排风温度与室外温度的对比如图7-20所示,蒸发式冷气机的送风温度在测试时间内随室外温度略有波动,波动幅度在 0.3°C 以内,其送风平均温度为 21.9°C 左右,机房排风平均温度为 30.1°C 左右。图7-21说明了机架服务器的进风与排风的温度变化情况,设备机架中上部与中下部进风温度的波动范围不大,其进风平均温度分别为 30.7°C 和 29.5°C ,排风温度分别为 33.6°C 和 34°C 。由于相邻的IT设备机架列的进风与排风气流存在严重的掺混现象,致使IT设备机架进风的温度相对较高,但依然在允许的进风温度范围内。

改造前机房精密空调系统正常运行时平均每天耗电量为 $1430\text{kW}\cdot\text{h}$,改造后蒸发式冷气机空调系统正常运行时平均每天耗电量为 $286\text{kW}\cdot\text{h}$,运行蒸发式冷气机空调系统的节能率可以达到80%,如表7-8所示。

表 7-8 改造前后空调系统的耗电量测试情况

系统类别	设备类别	数量	平均每天耗电量	节能率
精密空调系统	精密空调	6台	$1430\text{kW}\cdot\text{h}$	运行蒸发式冷气机空调系统 节能率为80%
蒸发式冷气机空调系统	冷气机	9台	$286\text{kW}\cdot\text{h}$	
	配套排风	9台		

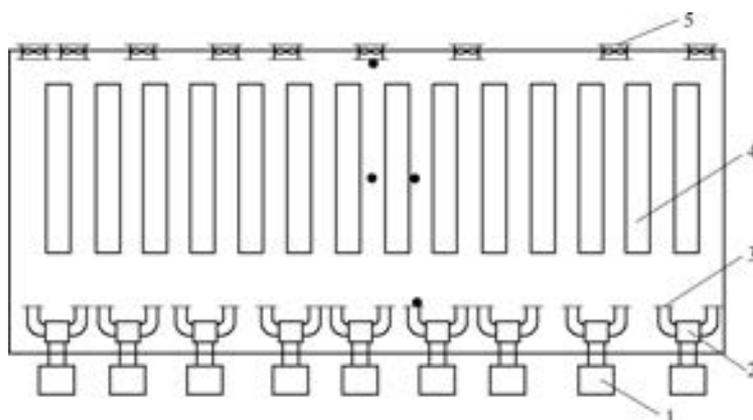


图 7-19 机架设备与空调设备的布局及测点布置图

1—蒸发式冷气机 2—中效过滤器 3—送风口 4—IT 机柜 5—排风机

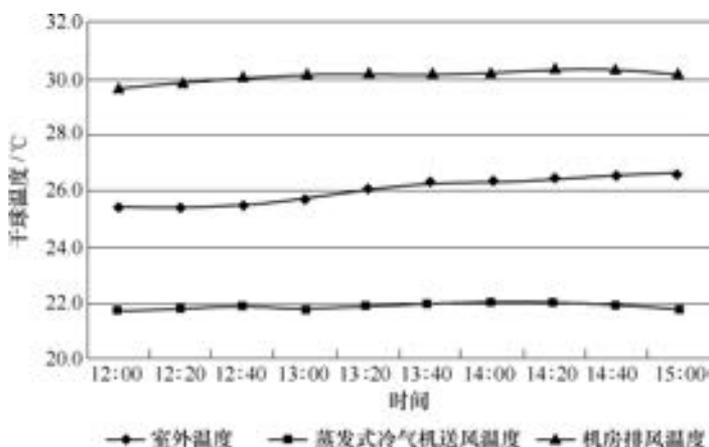


图 7-20 数据中心机房内送风、排风温度与室外温度的对比

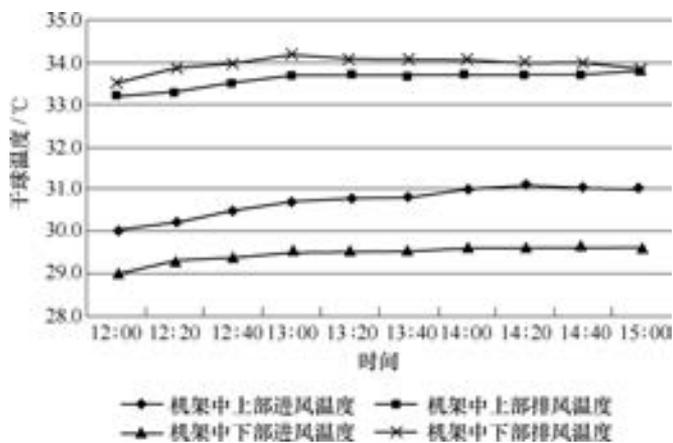


图 7-21 机架服务器的进风与排风的温度变化情况

7.2.6 宁夏中卫奇虎 360 云计算数据中心

1. 项目概况

奇虎 360 云计算数据中心楼体建筑分为 4 个数据中心模块，如图 7-22 所示，每个模块的机房区域分为三层，其主要功能作用分别为：一层为送风均压腔及不间断电源（UPS）电池存档区域，此区域一侧全部为风机墙，顶部通过二层的开孔地板与机柜的冷通道相连；二层为机柜布置区域，所有的机房机柜均采用封闭热通道的气流组织方式；三层为内部气流组织处理的空间夹层，与封闭热通道相连，主要用于机房冷却 IT 设施后的热风排放以及制冷的不同场景提供机房内部气流组织的导流处理。



a) 数据中心建筑外观图



b) 数据中心建筑结构示意图

图 7-22 宁夏中卫奇虎 360 云计算数据中心

2. 空调系统建设方案

宁夏中卫属于温带大陆性半干旱气候，寒冷 B 区，具有典型的大陆性季风气候和沙漠气候特点。春暖迟、秋凉早、夏热短、冬寒长，干旱少雨。年平均气温在 8.2~10℃ 之间，极端最高温度 36.7℃。该地区的气候特点为蒸发冷却空调技术的应用创造了得天独厚的条件。

奇虎 360 云计算数据中心的空调系统采用了风侧外冷式间接蒸发冷却空调系统，包括了多级空气过滤单元、直接蒸发冷却单元、高效板翅式换热器单元、直接膨胀式制冷单元（DX）、风机墙单元、系统控制单元等，如图 7-23 所示，其在传统的间接新风自然冷却空调系统室外新风侧通道中加入了蒸发冷却段，进一步延长了数据中心自然冷却空调系统的自然

冷却年运行小时数。与直接新风蒸发冷却空调系统相比,间接新风蒸发冷却空调系统最大的优点是将机房外新风与机房内热回风完全隔离,从而使得机房内环境空气不受室外新风温湿度变化及空气品质的影响,大大提高了IT设备运行的可靠性。

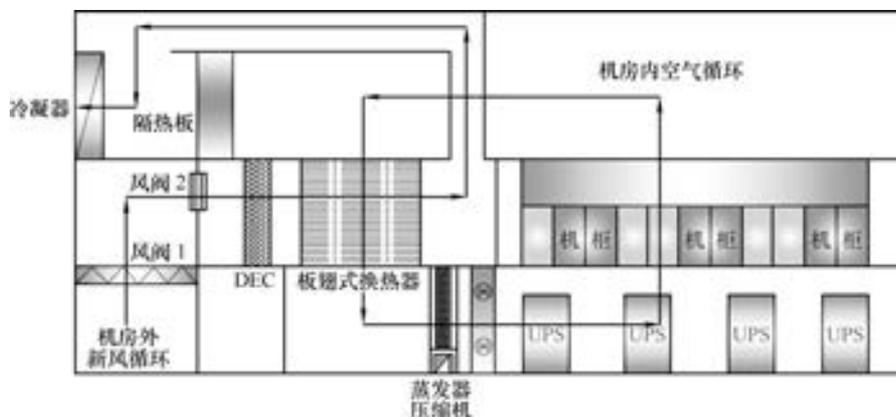


图 7-23 外冷式间接蒸发冷却空调系统示意图

根据外界环境空气温湿度的变化情况,该云计算数据中心外冷式间接蒸发冷却空调系统存在3种运行模式,见表7-9。

表 7-9 间接新风蒸发冷却空调系统的3种运行模式

不同运行模式	板翅式换热器	室外侧风机墙	室内侧风机墙	直接蒸发冷却填料	直膨式制冷
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	开	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	开	开	关
运行模式3:直膨式辅助制冷(夏季室外温度很高)	开	开	开	开	开

思考题与习题

- 7-1 数据中心机房空调系统的特点主要有哪些?
- 7-2 数据中心空调水系统的设计原则有哪些?
- 7-3 数据中心设计中常见的问题和采取的对策分别是什么?

参考文献

- [1] 凌丽. 数据机房用微通道分离式热管换热特性及节能研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2017.
- [2] HAM S W, KIM M H, ChOI B N, et al. Energy saving potential of various air-side economizers in a modular data center [J]. Applied Energy, 2015, 138 (C): 258-275.
- [3] FULPAGARE Y, BHARGAVA A. Advances in data center thermal management [J]. Renewable & Sustainable

Energy Reviews, 2015, 43: 981-996.

- [4] LUIUC. EnergyPlus engineering reference: the reference to EnergyPlus calculations [M]. US Department of Energy, 2005.
- [5] STOUTPE M, JAMESW, LEACH P E. Cooling tower fan control for energy efficiency [J]. Energy Engineering, 2002, 99 (1): 7-31.
- [6] LING L, ZHANG Q, YU Y, et al. Experimental study on the thermal characteristics of micro channel separate heat pipe respect to different filling ratio [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 102: 375-382.
- [7] S KLEIN, W BECKMAN, J MITCHELL, et al. TRNSYS 16: A Transient System Simulation Program+Mathematical Equation. Solar Energy laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2006.

高热密度数据中心设计

数据中心发展至今，其规模越来越大、密度越来越高，数据中心散热问题受到前所未有的关注。一方面，制冷系统要足够强大，以提供大规模、高密度数据中心所需要的散热能力，同时解决均衡性问题，消除局部热点；另一方面，制冷系统要提高能源利用效率，降低数据中心 PUE 值，减少碳排放，为企业节约运营成本。

目前，很多数据中心的服务器散热采用风冷技术，即用空气来冷却。空气的散热效果较差，其热导率为 $0.024\sim 0.031\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，相比较而言，水的热导率约为 $0.62\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，铜的热导率约为 $377\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，热管的热导率约为 $3000\sim 10000\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。由此可以看出，空气作为冷媒并不是最佳选择，若采用液冷技术，其冷却效果可达到空气的几十倍甚至上万倍，风冷所面临的高能耗、低性能等问题，通过采用液冷技术均可以得到显著的改善。引入液冷技术，数据中心 PUE 值下降到 1.2 以下并非难事，同时服务器 CPU 可超频运行，计算性能可提高 10% 以上。国外研究表明，CPU 核心温度每提高 10°C ，其可靠性将降低一半。而液冷服务器的 CPU 核心温度比风冷极限温度低 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ ，其可靠性及寿命必将大大提高。

8.1 高热密度数据中心概况

高热密度数据中心是指部署有高功率密度 IT 设备的数据中心。信息技术对高性能和高速度的不懈追求，导致 IT 设备的功率密度不断增加。在器件级，为了获得更高的性能，晶体管的集成度随着工艺特征尺寸的减小而持续增加，芯片的表面功率密度也随之增大；在系统级，为了提高传输速度、减少传输延迟、降低部署空间，设备的组装密度不断增大，体积功率密度也在相应地增大。当前，部分高性能处理器的功耗超过 300W，满载的 42U 刀片式服务器机柜的热功耗超过 30kW。图 8-1 所示为 ASHRAE 公布各类服务器发热密度年增长图，可以发现，服务器的发热密度在逐年增加^[1]。高性能计算和大数据的快速发展，刀片式服务器的广泛应用，使高热密度数据中心如雨后春笋般出现。围绕效率、能耗和可靠性，解决高功率密度设备的散热、供电和管理问题，已成为数据中心发展的关键。

高热密度数据中心的首要特征是常规机房空调结合架空地板下送风的冷却方案不能全面满足冷却要求^[2]。常规数据中心即使部署少量高热密度设备，也会形成热点，局部气流短路循环，导致部分设备因温度过高而不能正常工作。当高热密度服务器较多时，即使采取封闭冷通道等气流遏制措施，也会因循环风量大，不但需要较大的送风地板面积和较高的地板架高高度，而且难以实现多排设备均匀送风。当 IT 设备的发热功率密度接近或超过常规机房精密空调的散热密度时，需要的空调设备占地面积过大，不利于提高数据中心空间有效利

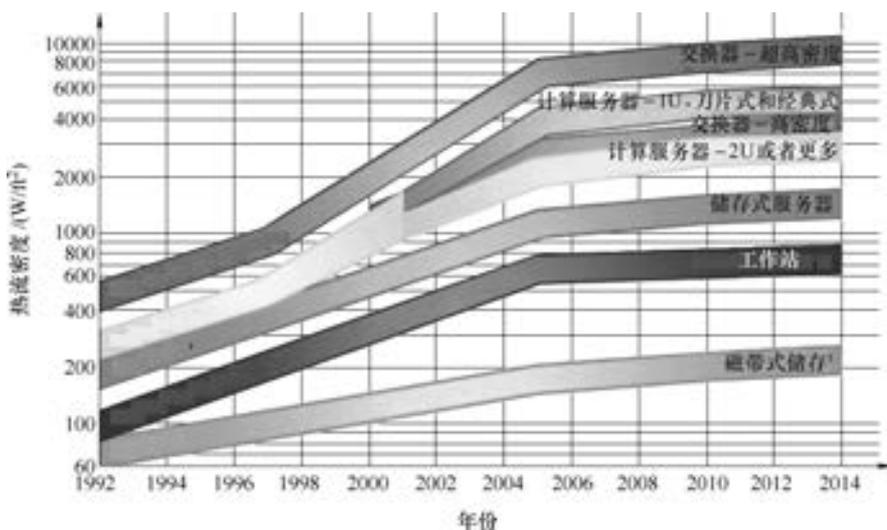


图 8-1 服务器发热密度年增长图

用率，也不利于 IT 设备的有效部署。

其次，高热密度数据中心对能效更敏感，节能的要求更迫切。高热密度数据中心往往功耗巨大，一个部署有大规模高性能计算机的数据中心，其功耗达数兆瓦。降低散热和制冷设备的能耗，将极大地减少能源消耗。另外，不恰当的设计，如通过增加机房空调数量或降低机房工作温度，也可能解决局部热点问题，但降低了空调设备的运行效率，增加了数据中心的电力消耗。

再次，高热密度数据中心对散热和制冷设备的可靠性要求更高。由于高热密度数据中心的发热密度大，一旦冷却系统出现故障，机柜内升温将非常迅速，服务器将很快达到其可承受的安全温度。因此，为了保障数据中心基本的安全需求，高热密度数据中心不仅需要采取更有效、更节能的动态冗余设计，更快速、更可靠的监控管理，还需要有响应时间更短、更充分的备份冷源。

目前，对高热密度数据中心还没有准确的定义，高热密度的范围也在随着计算机技术和冷却技术的发展而不断变化。通常，超级计算中心是典型的高热密度数据中心。目前，当数据中心内单机柜发热量高于 10kW 时，常规的下送风冷却方案就难以满足散热要求，该数据中心可以视为高热密度数据中心。不能以传统思路看待和处理高热密度数据中心，不只是需要对传统数据中心的散热形式加以改进，甚至需要更加高效的新型冷却技术的支撑。

8.2 高热密度数据中心散热解决方案

数据中心的散热过程可以整体简化为一个传热过程，服务器内部发热元件为热源，室外环境为冷源，中间各个换热环节可整合为一个热阻 R ，则数据中心总换热量与冷热源温度有以下关系

$$Q = \frac{T_{\text{hot}} - T_{\text{cool}}}{R}$$

式中 T_{hot} ——服务器内温度；

T_{cool} ——室外环境温度。

在换热量需求升高的同时，要保证服务器温度满足需求，则需要减小热阻 R 以保持 T_{hot} 不变。一般来说，换热环节越少，传热热阻就越小。例如，采用传统送风形式的冷却方案，热阻较大的环节是冷风与服务器之间的对流换热热阻以及送风过程中冷热掺混产生的热阻。送风形式是将数据中心整体作为冷却末端单元进行送风冷却，是机房级数据中心冷却方案，若想缩减以上传热环节，则需要考虑缩小冷却末端。

另外，空气作为常用的传热介质，其体积热容较小，在换热量较大的情况下，需要很大流量的空气去满足换热需求。同时，空气与固体表面之间的对流换热系数较小，这也是空气与固体表面之间传热热阻很大的主要原因。若是以水或者制冷剂作为传热介质，则能大大提高传输热量的效率；另外，制冷剂与固体表面间的换热过程为两相换热，沸腾与冷凝换热可以令这一传热热阻降低数个量级。

因此，高发热密度数据中心解决方案主要依靠缩小换热末端单元与采用高效传热介质两种手段。常见的数据中心冷却形式一般分为机房级、机柜级和服务器级，即分别以机房、机柜、服务器为最小的冷却末端单元，末端越小，传热环节越少，越适合更高发热密度的数据中心。

当然，在考虑减小散热热阻的同时，还需要综合考虑效益、能耗、可靠性、安全性、可扩展性等。

8.2.1 机房级冷却方案

前面提到，对于更高发热密度的数据中心，传统机房级冷却方案很难满足其散热需求。但是，在发热密度提升得并不极端的情况下，仍能通过对旧形式的改造来提升其容纳更高发热密度服务器的空间。

这里以 ASHERA 出版的《High Density Data Centers》一书中给出的一个案例为对象进行分析。这一案例是美国国家环境预测中心的数据中心，图 8-2 所示是这个数据中心的平面分布图。数据中心整体长 22.4m，宽 25.4m，共有 7 台精密空调，51 个机柜，其中 49 个机柜放置的是 IBM P690 服务器，2 个机柜则是满载的 IBM P655 服务器。经过单独测量，49 个机柜的平均发热功率为 7kW，装载 P655 的 2 个机柜的平均发热功率则高达 25kW^[3]。

数据中心整体采用的是地板下送风形式，机柜采用背靠背摆放方式，构造冷通道，减少不必要的气流掺混，冷通道中的架空地板上带孔。为了满足高发密度的需求，数据中心曾做过一次改造，额外增加了一台精密空调，并且对架空地板下的结构进行了变更。

原来底部的冷空气从精密空调送出之后，会从其他地方散逸，产生较大的冷量损失。因此，对架空地板下的水管进行了绝热保护，并对必要的地方进行封堵，构造良好的送风通道^[4]。

经过测量风量与温度，这一改造大约使精密空调的送风风量提升了 50%，每个机柜的平均进风温度大约降低了 5℃。效果非常显著。在改造完毕后，对每一个地板出口及机柜的进风温度又进行了详细的测试，其中有代表性的结果如图 8-3 和图 8-4 所示。

图 8-3 所示为第 5 列对应机柜测试结果，从上至下分别是机柜的发热功率、对应送风地

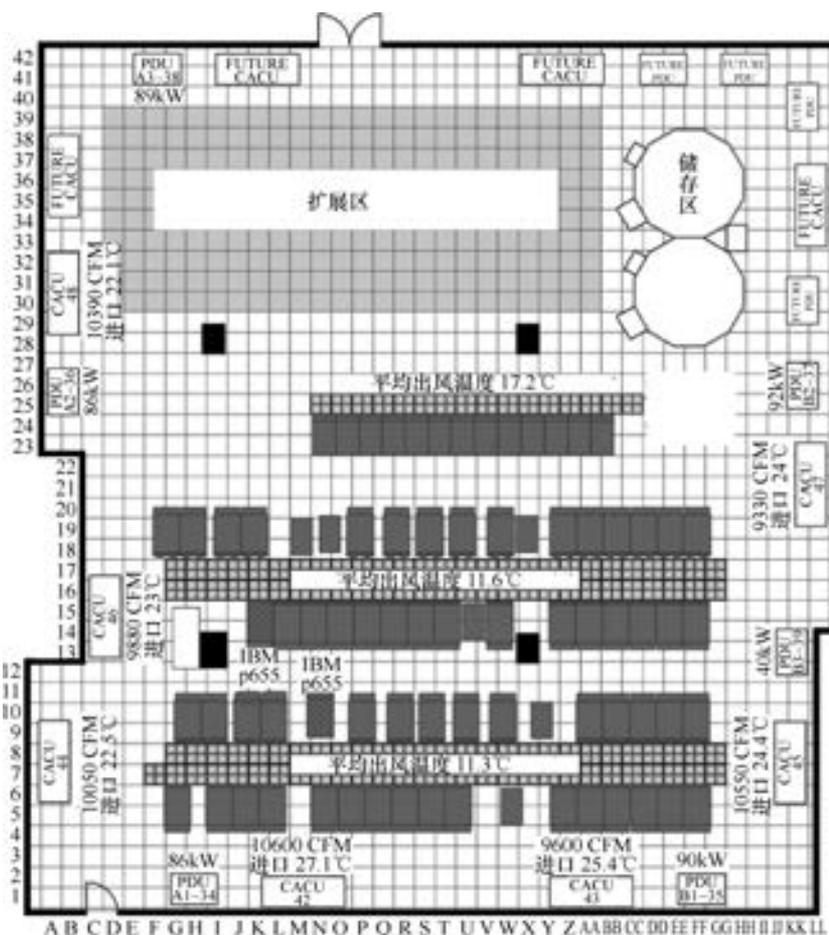


图 8-2 数据中心的平面分布图

板的出风量、从电缆通道送入的风量、总风量、机柜的进风温度。从第二幅图来看，通过送风地板的送风量总体来说比较均匀，这应该和封堵改造有直接关系。但是从进风温度的图中可以看出，两端机柜的进风温度较高，这应该是由于两端的热风存在回流现象，与两端机柜的进风掺混后所致。若进一步将冷通道封闭，应该可以进一步提高冷量的利用率，减少此类回流现象。

图 8-4 所示第 9 列对应机柜测试结果，其中包含发热密度高达 26kW 的机柜，为 N 排对应机柜。尽管这个机柜的发热量几乎是其他机柜的近 4 倍，但很明显官方故意没有在这个高热密度机柜两侧放置其他机柜，这样可以使高热密度机柜相对密集放置的机柜多吸入将近 2 倍多的冷量。

综上所述，美国国家环境预测中心对下送风形式数据中心中架空地板下的结构进行了合理改造，优化了送风通道，显著提升了 50% 的送风量以及降低了 5°C 的送风温度。并且通过对高热密度机柜的合理放置，保证了其得到充足的冷量。

因此，在发热密度提升得不明显的情况下，仍能通过改造的方式提升传统数据中心容纳高热密度服务器的空间，但这种方式无法大面积地密集使用，并且改造过程比较繁杂。

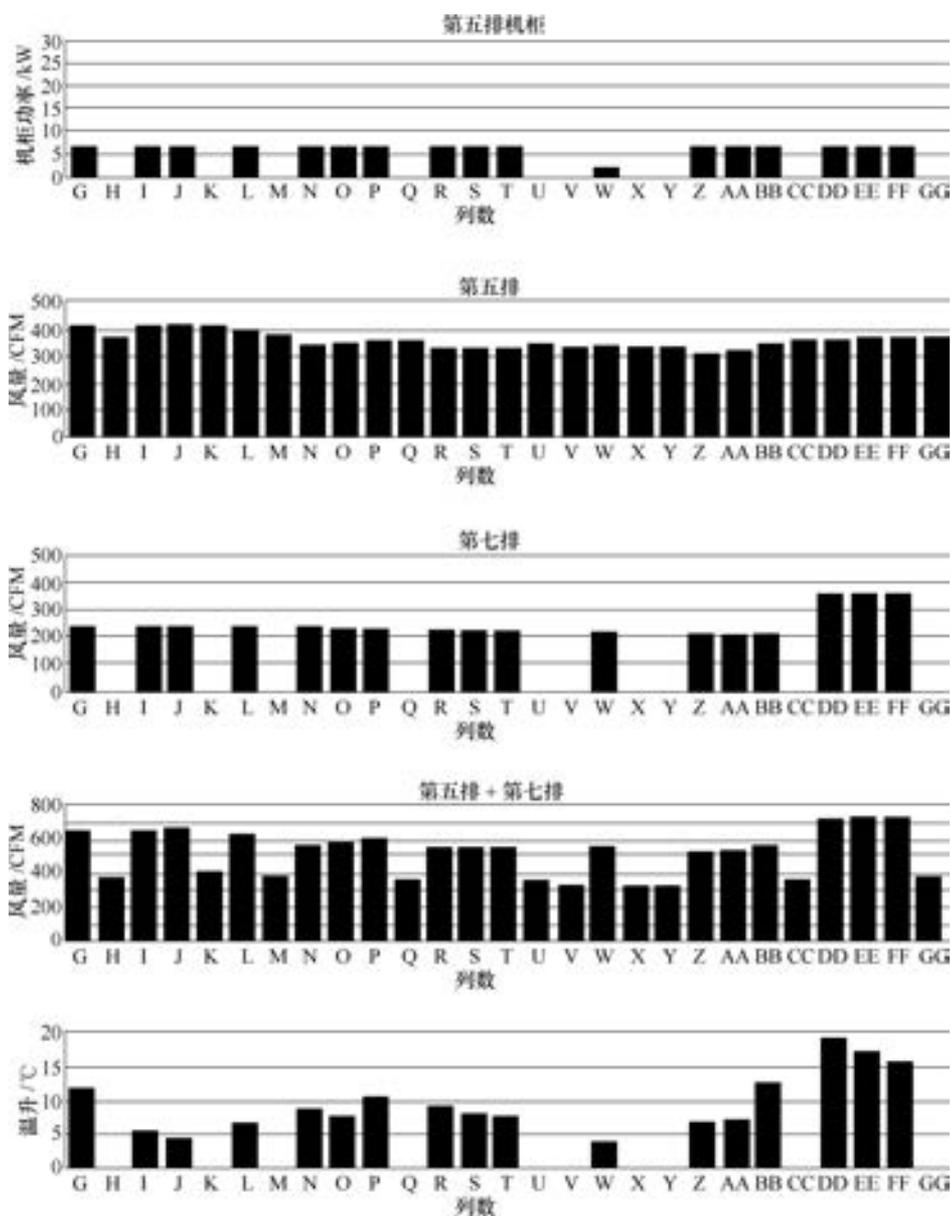


图 8-3 第 5 列对应机柜测试结果

8.2.2 机柜级冷却方案

机柜级冷却方案是使空调设备小型化并与 IT 设备紧密耦合，以更小的占地面积、更短的送风距离，提供更大的冷却能力。

1. 热管背板机柜

热管背板机柜是以机柜为最小冷却末端单元，将换热末端整合在机柜背板上，换热器与室外冷源连接，实现高热密度机柜的散热。如图 8-5 所示，机柜内的换热器与室外的冷凝器

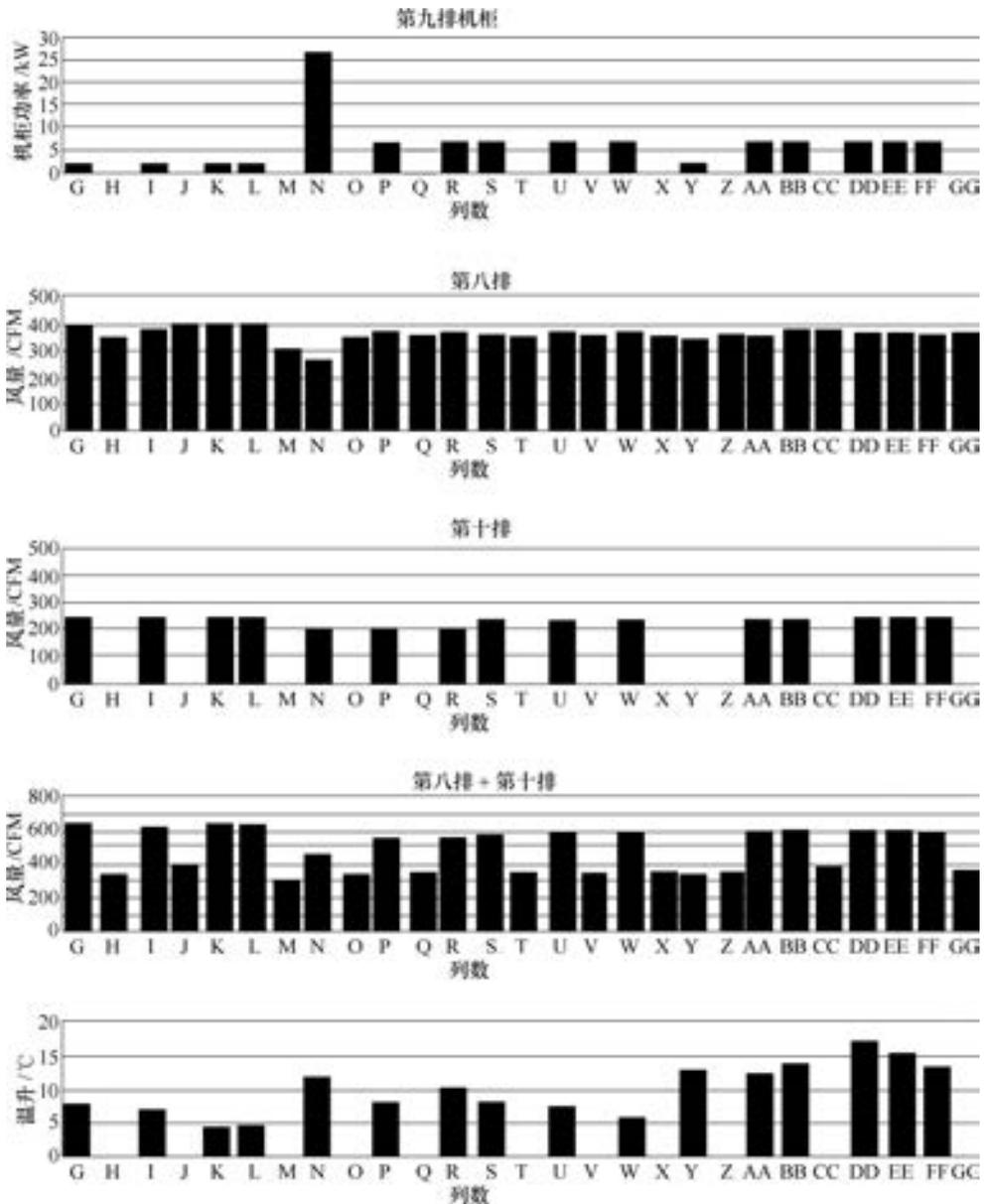


图 8-4 第 9 列对应机柜测试结果

构成一个热管回路，回路内的冷媒在机柜背板（蒸发端）上吸收设备排出的热空气的热量相变为气态，气态冷媒沿热管上升至室外的冷凝器（冷凝端）中释放热量转化为液态，新生成的液态冷媒再在重力的作用下沿热管流下，并最终回到蒸发端完成循环^[5]。

相对于水冷背板，热管背板的换热效率更高，空气侧的流动阻力更小，更轻便、更安全，因而应用也更普遍。热管背板按有无独立的风机可分为主动式和被动式两类。被动式热管背板没有风机，热空气靠服务器风机驱动排出，能耗低，噪声小，但受限于严格的流动阻力要求，其换热量较小。主动式附有小型轴流风机，可提供更大的散热能力。由于空间限制

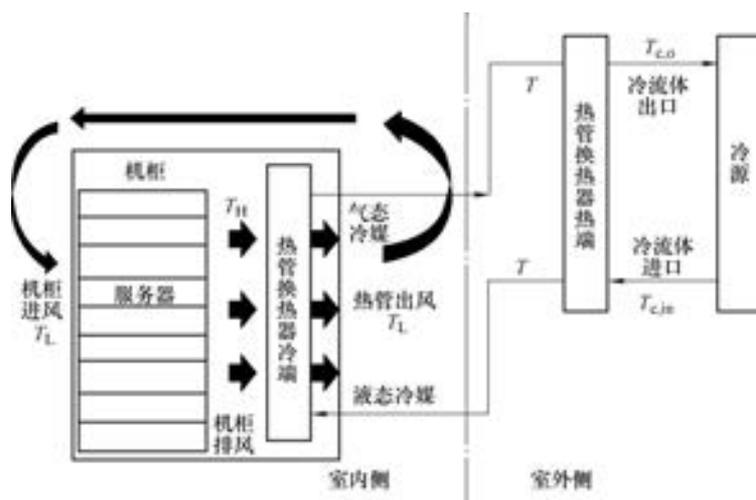


图 8-5 热管背板机柜冷却系统示意图

和可操作性要求，主动式热管背板的换热能力通常在 10kW 左右^[6]。图 8-6 所示为以氟利昂为工质的主动式热管背板机柜实物图。

从冷却气流上看，热管背板与机柜内的服务器是串联运行的，背板对服务器的散热风机形成了一个背压。为了不影响服务器散热风机的正常运行，热管背板除了采用精巧的换热设计外，也需要进行精确的自动控制。

2. 行间空调

行间空调是指小型化、扁平化，与服务器机柜并排运行的前后通风的空调。与传统的机房空调上下循环的气流组织不同，行间空调与服务器机柜的气流为水平循环。行间空调从后部吸入热风，水平掠过换热器排出热量，从前部吹出冷风供侧面的服务器使用。图 8-7 所示为典型的行间空调结合封闭热通道和气流遏制系统的高密度服务器机柜散热解决方案。



图 8-6 热管背板机柜实物图



图 8-7 行间空调散热系统的组成和气流组织示意图（彩图见文前）

由于直接利用服务器机柜前后的维护空间作为冷却气流的循环通道，彻底摆脱了架高地板的送风限制，极大地缩短了送风距离。因此，行间空调特别适用于高热密度服务器的散热。再加上便于实现自然冷却节能，行间空调在高热密度数据中心中得到了广泛应用。

行间空调的体积不宜超过服务器机柜的体积，受此限制，常规的前后送风行间空调的制冷量为 20~30kW。对于超级计算机等发热密度更高的 IT 设备，采用计算机设备和空调设备的紧耦合协同设计，通过全定制的行间空调，可以更进一步地提高散热能力。图 8-8 所示为天河 2 号超级计算机，其具有独特的左右通风串行封闭循环散热架构，采用定制冷冻水型行间空调，单机柜的散热能力超过 100kW。



图 8-8 采用定制行间空调的天河 2 号超级计算机（彩图见文前）

机柜级冷却系统虽然将冷却末端单元缩小到了机柜级，但这种方式仍然存在空气与服务器以及空气与换热器之间的对流换热，这限制了机柜级冷却系统可冷却发热密度的上限，尤其是难以实现大功率芯片的有效散热。

8.2.3 服务器级液冷方案

服务器级冷却即在数据中心中，以服务器为最小冷却末端单元的冷却方式，服务器级液冷往往比传统强迫风冷方案更为复杂、昂贵，但可以更好地实现大功率元器件的可靠散热，也更方便实现高热密度数据中心的自然冷却，降低数据中心的运行成本。服务器级液冷按冷媒与发热元器件的接触关系，分为接触式和非接触式两大类。对于接触式液冷，绝缘介质的冷媒与电子元器件直接接触，通过对流和沸腾带走热量，如全浸式液冷、喷雾式液冷等；对于非接触式液冷，冷媒在封闭的金属腔体中流动，通过导热和对流带走热量，如水冷。

水冷散热的形式有多种，如水冷冷板型、水冷散热器型、带导热部件的水冷散热器型，但其本质上都是导热加上管内强制对流换热。水冷又可分为全水冷与部分水冷，部分水冷是指对如 CPU 等发热密度很高的元器件采用水冷，其余元器件仍为风冷；全水冷则是对全部元器件都采用水冷。图 8-9 所示为部分水冷式服务器。

水冷的设计核心是低热阻水冷换热器的设计与实现。既要通过各种强化换热措施提高换热能力、减小换热热阻，又要通过对流道的优化来减小流动阻力，还有考虑加工性和焊接等

制作工艺，因此水冷换热器通常是水冷散热设计中的难点与亮点。由于水不是绝缘介质，在服务器级也不宜再设置回路的冗余，安全性和可靠性则是水冷散热的难点。

浸没式冷却是一种将服务器整体直接浸入换热介质中的服务器级冷却方案。这种冷却方式往往抛弃了以往的机柜形式，直接将服务器置入装有换热介质的容器中。图 8-10 所示为浸没式冷却样机。

浸没式冷却的原理如图 8-11 所示，服务器的发热元件将完全暴露在冷媒当中，冷媒与芯片表面直接进行相变换热后转换为气态并上升，最终与顶端的冷凝器接触后又冷凝为液态，回到冷媒池中。

浸没式冷却在保证高效换热的同时消除了水的潜在威胁，但这种冷却方式对冷媒要求较高，首先需要冷媒在低压下沸点低并接近常温，同时要求对电子元件无任何影响。另外，因为浸没式形式与一般机柜形式迥异，需要对服务器甚至数据中心进行一定的改造。



图 8-9 部分水冷式服务器（彩图见文前）



图 8-10 浸没式冷却样机（彩图见文前）

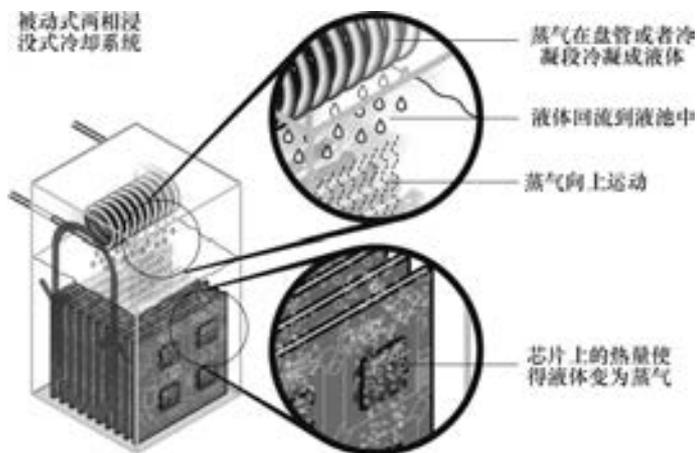


图 8-11 浸没式冷却原理示意图（彩图见文前）

水冷式冷却与浸没式冷却都是利用液体工质直接对服务器内的发热元件进行冷却，这种方式不仅令服务器级冷却可以适用于发热密度更高的数据中心，直接对高温热源进行冷却，还能提高可利用冷源的温度。图 8-12 所示为水冷式冷却在使用风冷冷端与水冷冷端时的设计温度分布图^[7]。

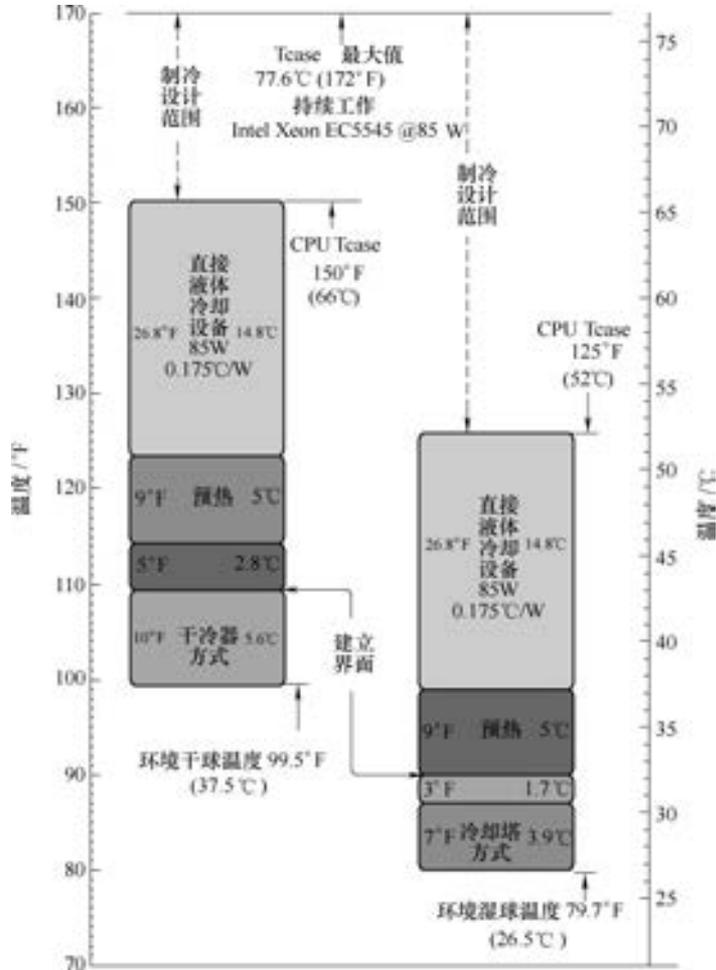


图 8-12 水冷式冷却设计温度分布

可以发现，直接对温度高达 77.6°C 的 CPU 进行冷却，在室外环境干球温度为 37.5°C 或湿球温度为 26.5°C 时，水冷式方案仍有较大的设计温差富裕。这就说明服务器级冷却方案的运用使得数据中心冷却系统基本可以全年利用自然冷源对服务器内的 CPU 进行冷却，这将在保证高热密度数据中心高效散热同时，大幅降低数据中心的冷却能耗。

图 8-13 所示为液冷及传统的风冷混合式冷却方式，该冷却方式使得服务器 60%~70% 的主要热量通过接触式制冷带走，30%~40% 的剩余热量通过非接触式制冷（传统模式）带走。由于 30%~40% 散热元件的热流密度不大，可以用较高的水温带走显热，这时，由于制冷设备温度提高较多的冷水，其性能会更好，同时，自然冷源的利用时间就会更长，甚至可以取代传统的主机冷却模式，系统的能效也就更高。

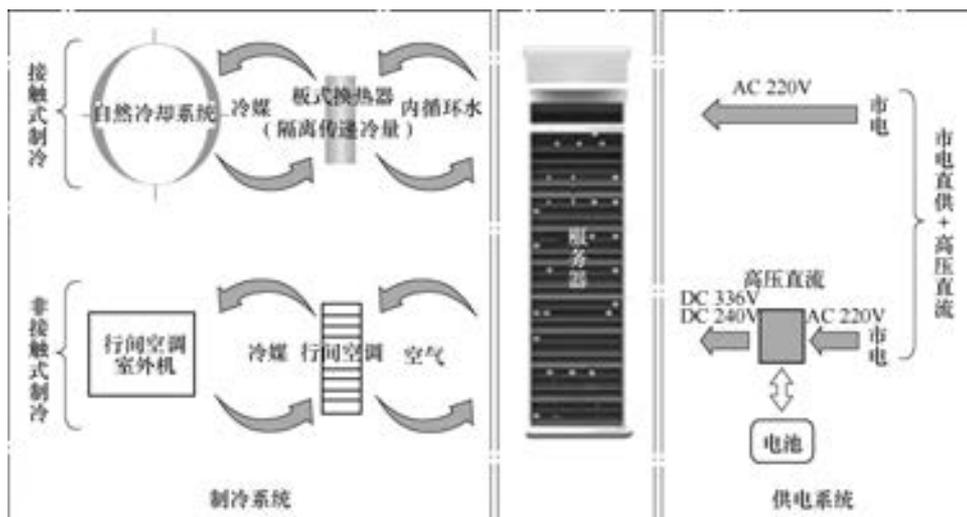


图 8-13 液冷及传统的风冷混合式冷却方式

服务器冷板的冷却分为针对服务器整体或者芯片进行冷却两种模式。也就是说，服务器的所有热量通过导热至冷板进行换热，冷板中的冷却介质可以在吸收服务器的热量后，以显热或潜热两种模式带走服务器散发的热量。显热模式通过动力循环直接导入冷板中，潜热模式则通过黏性力及表面张力来实现冷却介质对热量的转移。结构上分为蒸发段和冷凝段两部分，通过其他介质将室内的热量带到室外。图 8-14 所示为液冷板式换热示意图，它分为三个部分进行换热：①内循环主要负责将服务器的热量带出来；②内外循环之间采用换热器进行间接热交换；③外循环负责将热量进一步排至大气中。这个案例是将室内的换热和室外的换热独立设置，室外的系统可以选择开式系统，冷却介质可以通过蒸发冷却，温度降低到接近湿球温度，由于湿球温度低于干球温度并存在一定差值，可以延长自然冷源的利用时间。但是，开式系统存在冷却水污染及在北方某些区域使用时发生冻结的风险。根据需要，可以

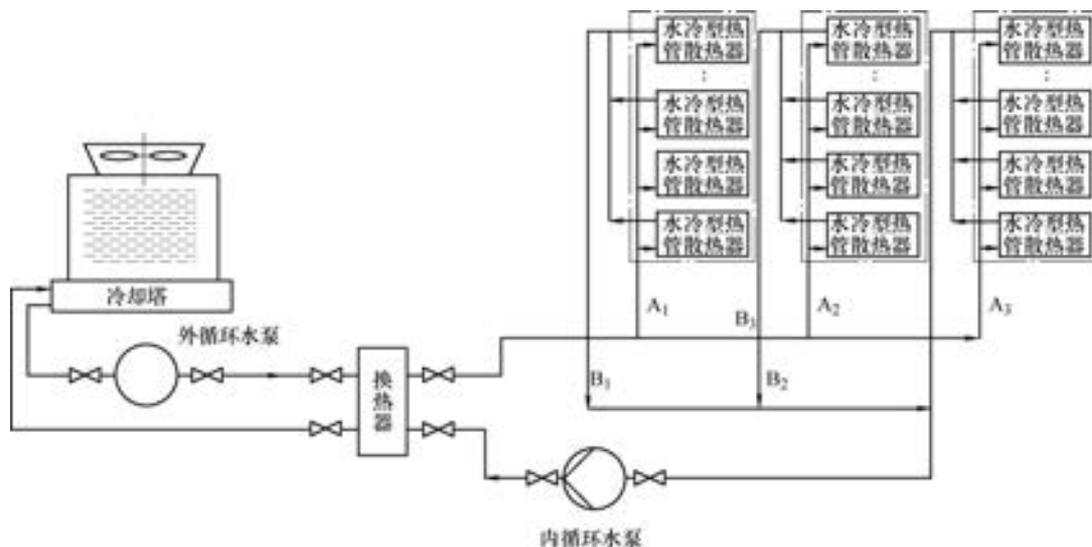


图 8-14 液冷板式换热示意图

将开式冷却塔换成闭式冷却塔，减少中间换热器及外循环水泵，根据所在地区选择不同的冷却介质，北方地区需要选择防冻液，以防止冷却介质冻结。闭式系统也会牺牲湿球温度带来的节能效益，对于不同地区，应进行综合考虑并比较系统形式和配置。

总之，服务器级冷却方案通过进一步缩小换热末端的方式，提升了可适用的高热密度数据中心的发热密度上限。同时，服务器级冷却系统对高温热源（CPU 等）直接进行冷却，提高了可利用自然冷源的温度，有助于减少数据中心的冷却能耗。然而，服务器级冷却方式相对来说更复杂，需要制冷与服务器制造及机柜制造企业密切配合，其造价更高，实施、运行和管理更困难。

8.3 小结

本章对高热密度数据中心的特点以及一些具有代表性的冷却方案进行了介绍。高热密度数据中心作为云计算、大数据、人工智能等信息技术的支撑平台，应用普遍，发展迅速。更重要的是，高热密度数据中心催生和带动了新技术和新产品的开发，是下一代数据中心发展的引领和示范。因此，针对高热密度数据中心的研究十分必要。

为了满足高热密度散热需求，可以通过缩小冷却末端以及采用高效传热介质等手段来优化数据中心传热过程，在机房级、机柜级、服务器级实现各具特色的高热密度数据中心散热解决方案。

思考题与习题

- 8-1 高发热密度数据中心的散热解决方案有哪些？
- 8-2 目前常见的服务器级冷却方案主要包括哪些？
- 8-3 水冷式冷却的设计温度是如何分布的？

参考文献

- [1] TC 9.9 Committee. Datacom Equipment Power Trends and Cooling Applications [M]. 2nd. Atlanta: ASHRAE, 2012.
- [2] TC 9.9 Committee. Liquid Cooling Guidelines for Datacom Equipment Centers [M]. Atlanta: ASHRAE, 2006.
- [3] TC 9.9 Committee. High density data center [M]. Atlanta: ASHRAE, 2008.
- [4] KHOSROW E, GERARD F J, FLEISCHER A S. A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 31: 622-638.
- [5] 田浩. 高产热密度数据机房冷却技术研究 [D]. 北京: 清华大学, 2013.
- [6] DING T, CAO H W, HE Z G, et al. Experiment research on influence factors of the separated heat pipe system, especially the filling ratio and Freon types [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 118: 357-364.
- [7] COLES H, ELLSWORTH M, MARTINEZ D J, et al. 'Hot' for Warm Water Cooling [M]. Washington, 2011.



夏春华
华信咨询设计研究院
有限公司



罗志刚
中国建筑科学研究院有限公司
数据中心研究院



吴晓晖
中国建筑标准设计研究院
有限公司



袁晓东
中国电信云计算公司



康楠
中国联合网络通信集团
有限公司云计算公司



廖曙光
长沙麦融高科股份
有限公司



彭少华
深圳市艾特网能技术
有限公司



熊绍东
山东省标准化研究院



凌丽
湖南工业大学

- 工程热力学 ★
工程热力学学习题详解
- ④ 建筑环境学 第2版 ★
建筑环境测量 第2版 ★
流体输配管网 第3版 ★
热质交换原理与设备 ★
通风工程 第2版 ★
空调工程 第3版 ★
- ⑤ 建筑节能技术 第2版 ★
建筑设备自动化 第2版 ★
建筑电气 第2版 ★
- ⑥ 空气洁净技术 第2版 ★
工业锅炉设备 ★
空调冷热源工程 ★
制冷技术 ★
供热工程 (含1CD)
建筑消防 ★
- ⑦ 建筑设备工程CAD制图与识图 第3版 ★
建筑设备施工安装技术 ★
建筑安装工程估价与施工组织管理 第3版 ★
- ⑧ 可再生能源概论 第2版 ★
施工安装技术 ★
供热工程 ★
建筑概论 ★
热泵技术与应用 第2版 ★
数据中心节能技术与应用
燃气燃烧与燃烧装置 ★
燃气气源 ★
- ⑨ 自动控制原理与CAI教程
建筑设备自动控制原理 ★
楼宇自动化 第2版 ★
制冷空调节能技术 ★
暖通空调节能技术 ★
太阳能利用与建筑节能 ★
建筑环境与能源应用工程制图 ★
建筑环境与能源应用工程概论 (中英文对照) ★
建筑安装工程估价与施工管理 第2版 ★
建筑环境与设备工程实验及测试技术
冷热源工程课程设计
计算流体力学——典型算法与算例 (含光盘) ★
- 刘宝兴 主编
刘宝兴 编著
黄晨 主编
陈刚 主编
龚光彩 主编
闫全英 刘迎云 主编
王汉青 主编
黄翔 主编
李德英 主编
李玉云 主编
段春丽 黄仕元 主编
王海桥 李锐 主编
丁崇功 主编
刘泽华 彭梦珑 周湘江 主编
解国珍 姜守忠 罗勇 主编
田玉卓 闫全英 赵秉文 主编
张培红 王增欣 主编
于国清 主编
邵宗义 曹兴 邹声华 主编
李惠敏 陈刚 主编
左然 施明恒 王希麟 徐谦 主编
邵宗义 主编
王亦昭 刘雄 主编
王新泉 主编
张晶 主编
张泉 李岩 等编著
刘晋 刘文斌 主编
崔永章 史永征 陈彬剑 编著
李玉云 李绍勇 王秋庭 主编
李炎锋 主编
傅海军 主编
张建一 李莉 编著
刘艳华 主编
刘艳峰 王登甲 主编
李新禹 主编
刘立 范慧方 主编
丁云飞 编著
李峰 姬长发 主编
王军 武俊梅 常冰 编著
高歌 闫文辉 吴俊宏 李凤超 王保国 编著

注：标★为可为授课教师提供免费电子课件

标④为“普通高等教育‘十一五’国家级规划教材”

标⑥为“‘十二五’普通高等教育本科国家级规划教材”

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037

电话服务

服务咨询热线：010-88379833

读者购书热线：010-88379649

网络服务

机工官网：www.cmpbook.com

机工微博：weibo.com/cmp1952

教育服务网：www.cmpedu.com

金书网：www.golden-book.com

封面无防伪标均为盗版



机工教育微信服务号

ISBN 978-7-111-60248-4

策划编辑◎刘涛

ISBN 978-7-111-60248-4



9 787111 602484 >

定价：86.00元