

国网数据中心节能降碳改造 典型实践

文/李 伟¹ 李雨泰² 牛德玲³ 王文杰⁴

1. 国电南瑞信息系统集成分公司；2. 国家电网有限公司；3. 国网山东省电力公司信息通信公司；4. 国网临沂供电公司

摘要：以处于寒冷地区的国网北京数据中心为典型案例，在机房当前的物理条件下，通过因地制宜的优化改造手段，阐述国网公司对数据中心节能降碳改造的探索实践。本项目通过封闭热通道等方式优化该机房的气流组织，提升空调系统的回风温度以实现能效的提升；同时采用氟泵热管制冷技术，充分利用北京地区自然冷源资源禀赋，降低空调系统压缩机的全年运行时间，达到有效降低机房PUE值的目的，实现数据中心节能降碳。

关键词：优化改造；寒冷地区；封闭热通道；气流组织；氟泵；热管；PUE；节能降碳

工程概述

1. 工程概况

本次节能降碳的改造范围是国网公司北京某老旧数据中心。该数据中心位于某办公楼的16层、17层。16层数据机房共有机柜170面，机房设计负载为680 kW，单机柜功率为4 kW；机房内共安装12台风冷直膨式精密空调（其中10台制冷量100 kW、2台制冷量45 kW）。机房形状为工字形，面积约600 m²，层高3.17 m。17层数据机房共有机柜122面，机柜设计负载为100 kW，机房内共安装4台风冷直膨式精密空调系统（制冷量40 kW）；2个主机

房区域，分为传输区与网管服务区，面积约365 m²，层高3.77 m。空调室外机位于大楼24层，共有26台卧式风冷式室外机。

2. 气候情况

北京地区气温变化大，冬季寒冷，夏季炎热，春（秋）季升（降）温快，而且南北气温差较大。如图1所示，北京全年月平均温度较低，最高月份为7月份，月平均温度为26.5℃。如图2所示，北京全年有大量的时间处于温度降低的区域，在数据中心空调系统自然冷源利用方面，具有良好的气候基础。

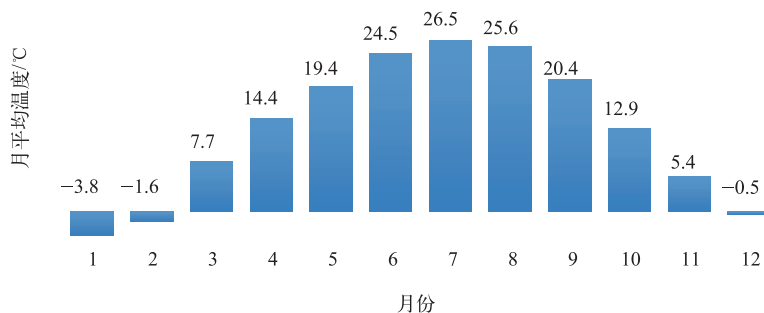


图1 北京地区全年各月平均温度

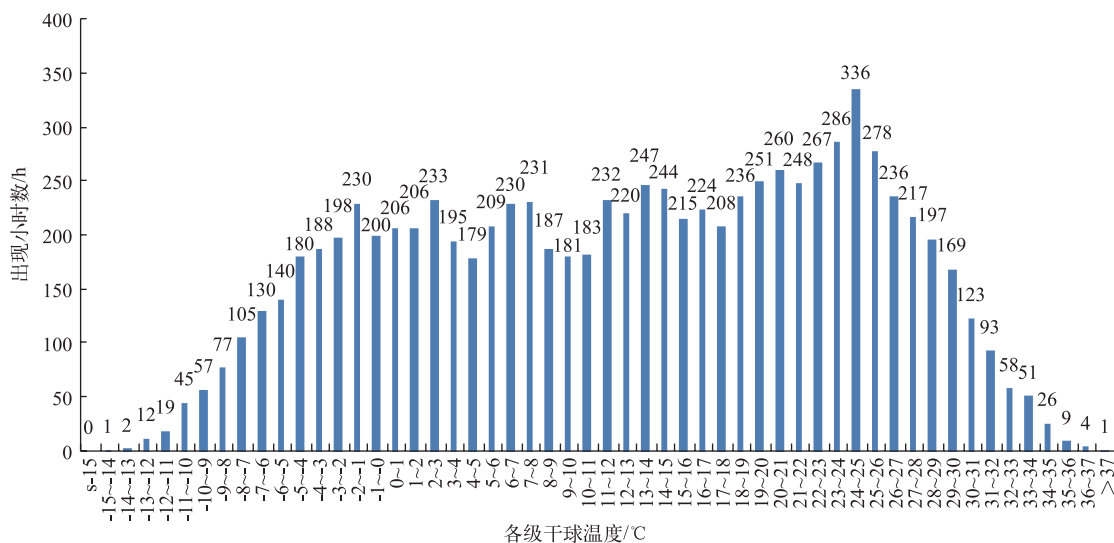


图2 北京全年各级干球温度频数

机房能效分析

1. 能耗测算

数据中心整体能效较低, 经历史数据测算, 16层机房的全年PUE值达到2.16, 17层机房的全年PUE值达到2.07。机房能耗较高的原因有: ①机房

的气流组织不佳; ②机房的空调系统设备能效不高; ③机房空调系统未利用自然冷源; ④设备负载率低, 空调系统全开, 部分负载下空调系统能效低, 且风机功耗居高不下; ⑤空调室外机通风不佳, 冷凝温度过高。机房能耗统计见表1。

表1 机房能耗统计

机房名称	IT-年耗电量/(kW·h)	空调系统-年耗电量/(kW·h)	供电系统-年耗电量/(kW·h)	机房总耗电量/(kW·h)	CLF	PUE
16层机房	1 341 707.88	1 289 034.00	268 341.58	2 899 083.46	0.96	2.16
17层机房	643 597.20	560 640.00	128 719.44	1 332 956.64	0.87	2.07

由以上历史数据可计算出, 16层机房当前空调系统的全年能效比约为1.25, 17层机房当前空调系统的全年能效比约为1.38, 均处于较低水平。

2. 能耗分析

(1) 气流组织不佳

数据机房内的空调系统均为房间级精密空调系统, 采用地板下送风的方式, 未进行冷热通道的隔离, 为弥漫式的送回风方式。机房整体环境的干球温度约22℃, 空调系统的回风温度约为22℃。回风温度过低, 导致空调系统的蒸发温度偏低, 且能效不佳。经研究显示, 蒸发温度或冷凝温度每提升或降低1℃, 空调系统的能效比(COP)可提升2%~3%。

(2) 空调系统能效不高

当前机房采用纯风冷直膨式定频精密空调系统, 空调设备老旧, 整体能效水平较低。且由于使

用时间长, 冷量及能效均有衰减。此外, 由于气流组织不佳等问题, 导致空调系统的回风温度低, 蒸发温度偏低, 进一步降低了空调系统的能效。

(3) 未利用自然冷源

北京地区全年自然冷源条件优越, 但机房原设计具有局限性, 未考虑利用自然冷源, 导致空调系统全年都需要压缩机进行机械制冷, 压缩机功耗巨大。

(4) 机房负载率较低

该机房实际负载率较低, 16层机房负载约为153 kW, 17层机房负载约为75 kW。机房采用定频风冷直膨式空调系统, 无论负载率高低, 空调开启时始终处于额定制冷状态。机房负载率低, 导致空调系统冷量大量浪费。另外, 由于机房面积较大, 为保证服务器换热充分, 避免局部热点, 空调系统始终处于风机开启状态, 风机功耗巨大。

(5) 室外机通风效果不佳

该机房的空调室外机位于大楼24层。24层为设备层，顶面及南北两面均为封闭状态，仅通过东西两侧进行通风换热。由于24层面积紧凑，室外机较多，且均为卧式，占地面积较大，空调系统室外机的排布过于紧密，处于热岛状态，大量热风聚集，无法有效、充分地通风换热，导致空调室外机的进风温度始终处于较高状态，特别是在夏季，极易造成高温报警。空调系统进风温度过高，进一步导致冷凝温度偏高，空调压缩机功耗增大，COP降低。

节能降碳方案论述

1. 气流组织优化

机房冷热气流隔离最常见的方式有冷通道封闭和热通道封闭。相比冷通道封闭，热通道封闭可更有效地将机房热风聚集，提升机柜的出风温度，节能效果更佳；而环境保持在较低温度状态，维护人员工作环境更为舒适。经现场勘查，该机房具有封闭热通道的物理条件。现将16层、17层机房的热通道进行封闭，达到优化房间气流组织、提高冷量利用率的目的。另外，由于机柜服务器较少，无盲板封堵，为防止冷热气流掺混，热通道封闭需要加装机柜进风侧挡风盲板、封闭通道侧板、固定天窗、旋转天窗等措施。热通道封闭示意图如图3所示。

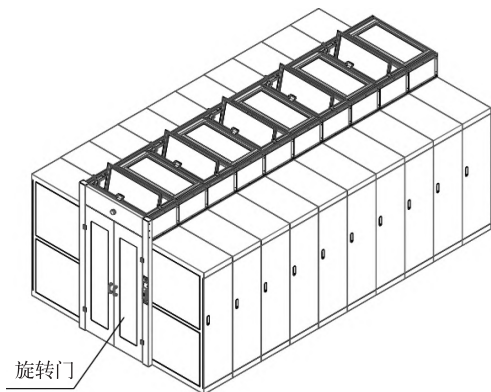


图3 热通道封闭示意图

热通道封闭后，机房环境温度可保持在 $(22 \pm 1)^\circ\text{C}$ ，空调系统回风温度可由原来的 22°C 提升至 35°C ，提升约 13°C 。空调系统全年COP可提升26%~39%，即16层机房的空调系统全年COP由1.25提升至1.53~1.69；17层空调系统全年COP由1.38提升至1.74~1.92。此外，由于机房回风温

度的大幅提升，与室外环境干球温度的温差巨大，可大幅延长室外自然冷源的利用时间。

2. 空调系统改造方案设计

(1) 系统配置

根据北京地区的气候条件及机房当前的物理条件，采用氟泵热管制冷技术。根据机房当前实际负载，新增5套高效风冷模块化多联热管空调机组，与原空调系统形成互为备用。

多联热管空调是一种直接输出低温液态制冷剂的节能空调，其室外机由压缩机系统和自然冷源系统组成，结合室内负载情况和室外环境，整个系统能够实现压缩机制冷、自然冷源制冷及混合制冷三种模式的完美切换，最大限度节约空调能耗。由于新增的空调系统技术先进、能效高，作为主用冷源系统，当节能空调系统出现故障时，通过系统联动开启原空调系统，作为应急备用。

室内末端采用热管原理，根据现场安装条件，采用驱动式蒸发冷凝循环方式（氟泵），复合制冷系统运行原理及模式如图4所示。

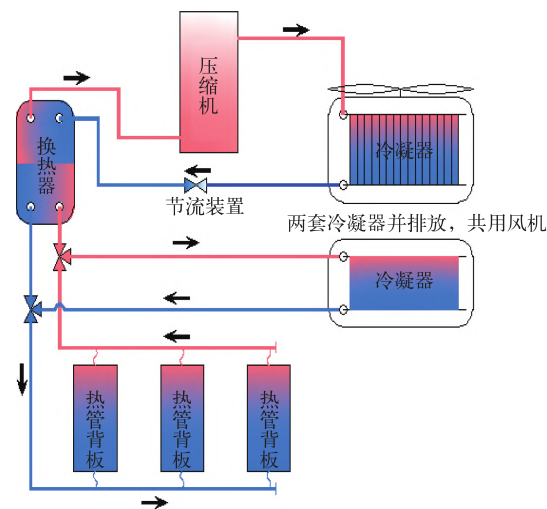


图4 复合制冷系统原理图

风冷模块化多联热管空调系统的末端具有冷墙、吊顶机、风帽、列间及房间级空调等多种形式。本项目采用吊顶式的末端空调，如图5所示。



图5 热管吊顶机

系统主设备配置清单见表2、表3，系统示意图如图6所示。

表2 16层空调设备配置表

机房名称	系统分区	系统负载/kW	顶置空调/台	单台制冷量/kW	风冷模块多联空调机组/台	单机组总冷量/kW
16层机房	东区	80	4	15	1	80
			3	10		
16层机房	中区	65	3	15	1	60
			2	10		
16层机房	西区	85	3	15	1	80
			4	10		

表3 17层空调设备配置表

机房名称	系统分区	系统负载/kW	顶置空调/台	单台制冷量/kW	风冷模块多联空调机组/台	单机组总冷量/kW
17层机房	东区	60	6	10	1	60
17层机房	西区	45	3	15	1	60

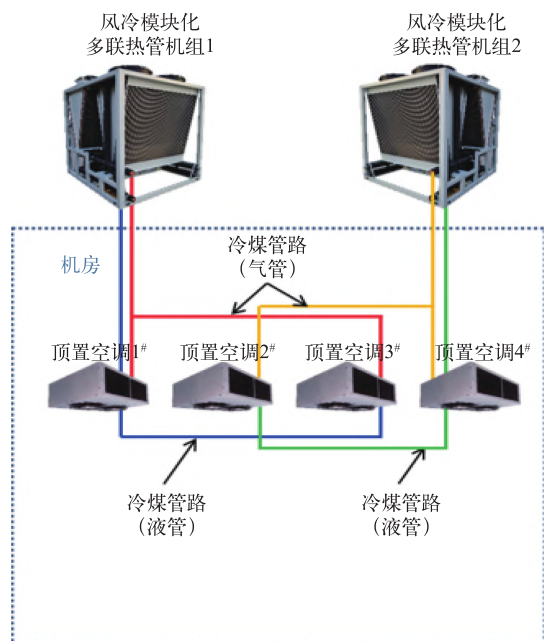


图6 系统示意图

(2) 系统运行模式

风冷模块化多联热管空调具有三种运行模式。以经热通道封闭后的机房空调末端回风温度35℃

为例。

1) 压缩机运行模式。室内末端回风温度与室外温度温差 $\leq 10^{\circ}\text{C}$ 时，即室外干球温度 $> 25^{\circ}\text{C}$ ，完全利用压缩机制冷系统为末端提供冷量，精密空调系统冗余备份。

2) 混合制冷模式。当 $10^{\circ}\text{C} <$ 室内末端回风温度与室外温度温差 $\leq 20^{\circ}\text{C}$ ，即 $10^{\circ}\text{C} <$ 室外干球温度 $\leq 25^{\circ}\text{C}$ 时，可部分利用自然冷却，压缩机辅助制冷，共同为室内侧提供冷量需求。

3) 完全自然冷源模式。当室内末端回风温度与室外温度温差 $\geq 20^{\circ}\text{C}$ 时，即室外干球温度 $\leq 10^{\circ}\text{C}$ ，可完全利用自然冷却，利用室外自然冷源为末端提供冷量，精密空调系统冗余备份。

3. 节能效果测算

根据北京市典型气象参数条件，多联热管空调三种运行模式下运行时长见表4。

表4 运行模式时长分布

室内末端设计回风温度/ $^{\circ}\text{C}$	室外干球温度/ $^{\circ}\text{C}$	全年小时数/h	运行模式
35	干球温度 ≤ 10	3 603	完全自然冷源模式
	$10 <$ 干球温度 ≤ 25	2 164	混合模式
	干球温度 > 25	2 993	压缩机运行模式

空调系统年耗电量计算公式如下：

1) 空调末端耗电量=所有空调末端功耗 $\times$ 全年运行小时数。

2) 室外机耗电量=自然冷源模式耗电量+混合模式耗电量+压缩机模式耗电量+氟泵耗电量。其中：自然冷源模式耗电量=自然冷源输入功率 $\times$ 室外机数量 $\times$ 运行小时数（自然冷源能效比按25计算）；混合模式耗电量=混合模式下用电功率 $\times$ 运行小时数=需求总负载/混合模式下能效比 $\times$ 运行小时数（混合模式能效比按5计算）；压缩机模式耗电量=压缩机模式下用电功率 $\times$ 运行小时数=需求总负载/压缩机模式下能效比 $\times$ 运行小时数（压缩机模式能效比按3.5计算）。

节能效果测算见表5。

由计算结果可知，经过节能改造后的机房，总体PUE值由原来的2.13降低到1.42；机房年碳排放量由2 458 815.30 t降到1 633 238.61 t，减排825 576.69t，理论节能降碳效果显著。

表5 节能效果测算

机房名称		IT负载/kW	IT负载耗电量/(kW·h)	空调系统耗电量/(kW·h)	供配电等损耗耗电量/(kW·h)	机房总耗电量/(kW·h)	PUE值	年碳排放量/t	年降碳量/t
16层	改造前	153.00	1 341 707.88	1 289 034.00	268 341.58	2 899 083.46	2.16	1 684 367.49	-
	改造后	153.00	1 341 707.88	275 477.91	268 341.58	1 885 527.37	1.41	1 095 491.40	588 876.09
17层	改造前	75.00	643 597.20	560 640.00	128 719.44	1 332 956.64	2.07	774 447.81	-
	改造后	75.00	643 597.20	153 237.95	128 719.44	925 554.59	1.44	537 747.21	236 700.59
合计	改造前	228.00	1 985 305.08	1 849 674.00	397 061.02	4 232 040.10	2.13	2 458 815.30	-
	改造后	228.00	1 985 305.08	428 715.86	397 061.02	2 811 081.95	1.42	1 633 238.61	825 576.69

结束语

随着国家“双碳”战略的深入推进，国家对数据中心的节能降碳要求日益明确和迫切。数据中心节能降碳的技术多种多样，对于存量数据中心，所采用的节能技术除理论因素外，还需考虑实际的物理安装条件。热管节能技术在原理上具有良好的能效水平，能充分利用室外自然冷源，有效降低全年压缩机的功耗。同时，热管空调系统的末端形式多样，本项目采用的吊顶式末端形式特别适用于老旧的、在线运行的机房改造。EA

参考文献

[1] 李婷婷，张永圣，姚志刚，上海某高密度功率

机房的气流组织研究[J]. 暖通空调，2022，52(1): 101-104，111.
[2] 王飞，王君，史作君，等. 热管复合型机房空调研究与试验[J]. 制冷与空调，2017，17(2): 37-41.
[3] 王飞，液相热管型与气相热管型机房空调系统分析[J]. 制冷与空调，2018，18(11): 28-32.
[4] 吴玉琴，陈超，陈紫光，等. IDC机房微热管型分体式自然冷却系统及其应用[J]. 暖通空调，2018，48(3): 80-84.
[5] 孙国林，夏春华，王培，陈光金，金罗锋，张北某数据中心空调系统设计[J]. 暖通空调，2019，49(4): 92-95，127.