

数据机房双冷源空调系统设计与分析^{*}

华北电力大学 刘倩倩[☆] 王江江 荆有印

摘要 介绍了数据中心常用的 3 种空调系统形式——常规冷水空调系统、单冷源+板式换热器空调系统和双冷源+板式换热器空调系统,结合北京某数据中心机房,通过焓损失和焓效率分析得出,中温双冷源和板式换热器空调系统相对于传统系统有较低的能耗和较高的效率。

关键词 数据中心 建筑节能 系统优化 焓分析 空调系统

Design and analysis of double cold source air conditioning system for a data center

By Liu Qianqian[★], Wang Jiangjiang and Jing Youyin

Abstract Presents three air conditioning systems commonly used in data centers — conventional chilled water air conditioning system, single cold source plus plant heat exchanger air conditioning system and double cold sources plus plant heat exchanger air conditioning system. With a data center in Beijing as example, by analysing the exergy loss and exergy efficiency, concludes that the middle temperature double cold sources plus plant heat exchanger air conditioning system has lower energy consumption and higher energy efficiency than that of the conventional system.

Keywords data center, building energy efficiency, system optimization, exergy analysis, air conditioning system

★ North China Electric Power University, Baoding, Hebei Province, China

①

0 引言

数据中心机房是电力消耗的大户,尤其是大型数据中心机房。数据中心机房的能耗主要由信息设备能耗、空调系统能耗、电源系统能耗三部分构成。空调系统能耗平均占数据中心整体能耗的 40% 左右,部分数据中心甚至接近或超过 50%。

数据中心机房具有高发热量、低散湿量的特性,其空调系统的负荷特点是显热负荷密度大、湿负荷相对较小,具有极高的显热比。Greenberg 等人提出针对“控制冲突”问题,考虑到数据中心本身几乎没有湿负荷,因此可以考虑数据中心不控制其湿度,从而简化数据中心空调系统的控制^[1]。数据中心空调系统有别于常规舒适性空调系统,其形式主要有风冷直接蒸发式空调系统、水冷直接蒸发式空调系统、冷水空调系统、双冷源空调系统等。对

于规模不同、要求不同、负荷密度不同的数据中心,采用何种形式的空调系统,应经详细经济、技术论证后确定。

本文对北京某数据中心空调系统进行了方案设计,对系统流程和运行模式进行了分析,引入焓效率的概念,对空调系统进行优化分析,以实现效益的最大化。

1 空调系统及运行模式

1.1 常规冷水空调系统

选取北京一常规通信机房作为研究对象,数据中心机房长 19 m、宽 11.8 m、高 3.6 m,冷负荷为 225 kW^[2]。考虑到数据中心的显热负荷来自机房内处理设备,人员的流动性很小,因此采用封闭式

①☆ 刘倩倩,女,1988 年 6 月生,在读硕士研究生

071003 河北省保定市永华北大街 619 号华北电力大学 162 信箱

(O) 15831536133

E-mail: queenaliu0608@hotmail.com

收稿日期: 2012-11-14

修回日期: 2013-07-08

* 国家自然科学基金项目(编号:3122028),河北省自然科学基金项目(编号:E2012502002),中央高校基本科研专项资金项目(编号:13MS95),北京市优秀博士论文专项资金项目(编号:20121007901)

系统,空调系统如图 1 所示。冷源采用普通电制冷

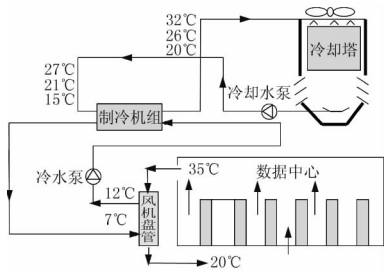


图 1 常规冷水空调系统

方式,选用螺杆式冷水机组。冷水机组供回水温度 7℃/12℃,将 35℃ 的室内回风经换热器冷却到 20℃。制冷机组的 COP 低,系统运行能耗高。

1.2 单冷源+板式换热器空调系统

空调系统如图 2 所示。该系统冷源选用 1 台

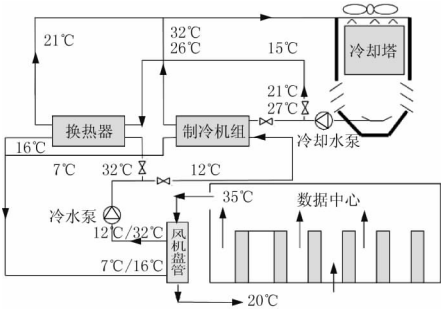


图 2 单冷源+板式换热器空调系统

制冷机组和 1 台板式换热器。当室外湿球温度 $\geq 11^\circ\text{C}$ 时,空调系统 12℃ 的回水经制冷机组冷却到 7℃;当室外湿球温度 $< 11^\circ\text{C}$ 时,制冷机组停止工作,空调系统 32℃ 的回水经板式换热器冷却到 16℃。利用冷却塔的冷却水进行降温,系统全年运行能耗下降。

1.3 双冷源+板式换热器空调系统

空调系统如图 3 所示。该系统冷源选用 2 台制冷机组和 1 台板式换热器^[3]。由于该数据中心对湿负荷的处理要求较低,且热湿比很大,数据中

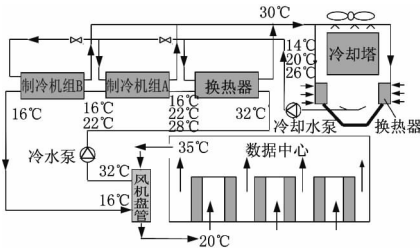


图 3 双冷源+板式换热器空调系统

心只需集中处理冷负荷,采用 32℃/16℃ 的冷水。当室外湿球温度 $< 23^\circ\text{C}$ 时,2 台制冷机组和板式换热器同时运行,空调系统 32℃ 的回水先经板式换热器冷却到 28℃,再经制冷机组 A 冷却到 22℃,然后经制冷机组 B 冷却到 16℃;当室外湿球温度 $< 17^\circ\text{C}$ 时,制冷机组 A 运行,制冷机组 B 停止工作,空调系统 32℃ 的回水先经板式换热器冷却到 22℃,再经制冷机组 A 冷却到 16℃;当室外湿球温度 $< 11^\circ\text{C}$ 时,2 台制冷机组均停止工作,空调系统 32℃ 的回水经板式换热器冷却到 16℃。采用中温冷源系统,避免冷却过程的过度除湿,使制冷机组的性能系数 COP 明显提高,系统全年运行能耗下降。

2 空调系统焓分析

焓是指在周围环境条件下任一形式的能量中理论上能转变为有用功的那部分能量。它代表了能量中质与量的统一,不仅反映了能量中量的大小,还反映了能量质的高低。因此,它是更为合理的能量评价标准。本文通过焓损失和焓效率合理评价各个系统的能量利用程度。

2.1 制冷机组循环各过程焓分析

2.1.1 制冷系统构成

系统采用蒸汽压缩式制冷循环系统,由压缩机、冷凝器、节流阀、蒸发器 4 个主要部件组成,循环过程如图 4 所示,由冷凝器出来的工质(饱和液

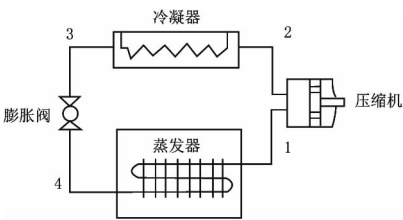


图 4 制冷机组循环过程

体)通过膨胀阀绝热节流减压降温。膨胀阀出来的低干度湿蒸气在蒸发器内定压吸热气化,从蒸发器出来的饱和蒸气在压缩机内进行绝热压缩升温,然后在冷凝器内定压放热冷却与冷凝,周而复始,循环工作^[4]。

2.1.2 压缩过程 1-2 的焓损失

压缩过程 1-2 为定熵压缩过程,实际为绝热压缩过程。

实际压缩轴功为

$$w_s = h_1 - h_2 \tag{1}$$

式中 ω_s 为单位工质实际压缩轴功, kJ/kg ; h_1, h_2 为工质流进与流出压缩机的比焓, kJ/kg 。

焓损失为

$$\pi_{12} = (h_2 - h_1) - (e_{x,2} - e_{x,1}) = T_0(s_2 - s_1) \quad (2)$$

式中 π_{12} 为单位工质压缩过程的焓损失, kJ/kg ; $e_{x,1}, e_{x,2}$ 为工质流进、流出压缩机的焓焓值, kJ/kg ; T_0 为环境温度, K ; s_1, s_2 为工质流进、流出压缩机的比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2.1.3 冷凝过程 2-3 的焓损失

在冷凝器中,冷却介质获得的热量一般都直接排放到大气中,不再利用,冷凝过程的焓损失主要由冷凝器与环境之间有温差的传热这一不可逆过程引起,故其焓损失为

$$\pi_{23} = e_{x,2} - e_{x,3} = h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3) \quad (3)$$

式中 π_{23} 为单位工质冷凝过程的焓损失, kJ/kg ; $e_{x,3}$ 为工质流出冷凝器的焓焓值, kJ/kg ; h_3 为工质流出冷凝器的比焓, kJ/kg ; s_3 为工质流出冷凝器的比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2.1.4 节流过程 3-4 的焓损失

节流装置使流体压力降低但与外界没有功量的传递,忽略动、位能及散热影响,绝热节流前后工质的比焓相等,即 $h_3 = h_4$,故焓损失为

$$\pi_{34} = e_{x,3} - e_{x,4} = T_0(s_4 - s_3) \quad (4)$$

式中 π_{34} 为单位工质节流过程的焓损失, kJ/kg ; $e_{x,4}$ 为工质流出节流阀的焓焓值, kJ/kg ; s_4 为工质流出节流阀的比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2.1.5 蒸发过程 4-1 的焓损失

在蒸发器中,虽然制冷剂从环境中吸收了热量,但吸收的热量没有做功能力,其焓值为 0,蒸发过程的能量损失也是由于冷水和制冷剂之间有温差传热这一不可逆过程引起的。故焓损失为

$$\pi_{41} = e_{x,4} - e_{x,1} - e_{x,q41} = T_0(s_4 - s_1) \left(\frac{T^*}{T} - 1 \right) \quad (5)$$

式中 π_{41} 为单位工质蒸发过程的焓损失, kJ/kg ; $e_{x,q41}$ 为系统的冷量焓, kJ/kg ; T^* 为工质的蒸发温度, K ; T 为系统温度, K 。

2.1.6 制冷循环的焓损失

$$\pi_1 = G_0(\pi_{12} + \pi_{23} + \pi_{34} + \pi_{41}) \quad (6)$$

式中 π_1 为制冷循环的焓损失, kW ; G_0 为制冷剂流量, kg/s 。

2.2 冷水系统焓分析

冷水系统能量分析模型如图 5 所示,图中 G_0 为制冷剂流量, kg/s ; G_d 为冷水的质量流量, kg/s 。

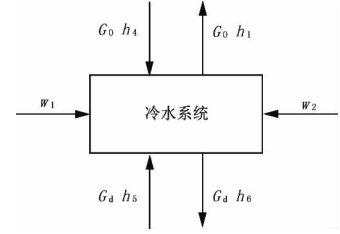


图 5 冷水系统能量模型

建立系统的焓平衡方程式:

$$\omega_1 + \omega_2 + E_{x,q} = E_{x,d} + \pi_2 \quad (7)$$

式中 $E_{x,d}$ 为冷却水进出口焓差, kW ; $E_{x,q}$ 为冷水供回水焓差, kW ; π_2 为冷水系统的损失, kW ; ω_1 为制冷机组的功率, kW ; ω_2 为冷水泵的功率, kW 。

已知制冷机组的制冷量,所以可以根据式(8)计算出冷水的冷量。

$$E_{x,d} = G_d[(h_6 - h_5) - T_0(s_6 - s_5)] \quad (8)$$

式中 h_5, h_6 为冷水供、回水的比焓, kJ/kg ; s_5, s_6 为冷水供、回水的比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

2.3 冷却水系统焓分析

冷却水系统的能量分析模型如图 6 所示^[6]。

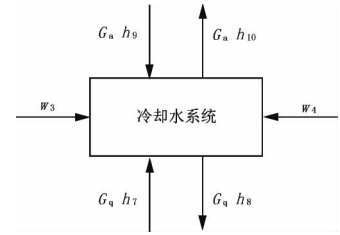


图 6 冷却水系统能量模型

图中 G_a 为冷却塔内进出空气的质量流量, kg/s ; h_9, h_{10} 分别为冷却塔进、出口空气的比焓, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。由平衡方程得:

$$\omega_3 + \omega_4 = E_{x,q} + \pi_3 \quad (9)$$

式中 ω_3 为冷却塔的功率, kW ; ω_4 为冷却水泵的功率, kW ; π_3 为冷却水系统的焓损失, kW 。

冷却水系统为稳态流动的开口系统,工质只与环境发生热量交换,工质的动能、位能相对于比焓常可忽略不计,此冷却水系统可做的最大有用功即稳流工质的比焓焓。

$$E_{x,q} = G_q[(h_8 - h_7) - T_0(s_8 - s_7)] = G_q\left[c_p(T_8 - T_7) - T_0c_p\ln\frac{T_8}{T_7}\right] \quad (10)$$

式中 G_q 为冷却水的质量流量, kg/s ; c_p 为冷却水的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; h_7, h_8 分别为冷却水供、回水的比焓, kJ/kg ; s_7, s_8 分别为冷却水供、回水的比熵, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_7, T_8 分别为冷却水供水温度, K 。

2.4 换热器系统熵分析

冷、热流体之间的传热,通常是在有温差条件下进行的,而且冷热流体流动时本身又有摩擦损耗

$$\pi_4 = m_1[(h_1 - h_{1e}) - T_0(s_1 - s_{1e})] + m_2[(h_2 - h_{2e}) - T_0(s_2 - s_{2e})] \quad (11)$$

式中 π_4 为工质间传热过程的熵损失, kW , 考虑到能量守恒关系, 则

$$\pi_4 = T_0[m_1(s_{1e} - s_1) + m_2(s_{2e} - s_2)] \quad (12)$$

令 $\bar{T}_1 = \frac{T_{1e} - T_1}{\ln \frac{T_{1e}}{T_1}}, \bar{T}_2 = \frac{T_{2e} - T_2}{\ln \frac{T_{2e}}{T_2}}, \bar{T}_1$ 与 $\bar{T}_2$ 称为平均温度, K , 则

$$\pi_4 = T_0Q\left(\frac{1}{\bar{T}_2} - \frac{1}{\bar{T}_1}\right) = T_0Q\frac{\bar{T}_1 - \bar{T}_2}{\bar{T}_1\bar{T}_2} \quad (13)$$

式中 Q 为换热器的换热量, kW 。

3 工程实例

3.1 常规冷水空调系统熵分析

常规冷水空调系统,冷源采用普通电制冷方

散,因而就伴有不可逆熵损失。如图 7 所示,热流体的流量为 m_1 ,进口温度为 T_1 ,压力为 p_1 ,出口温度为 T_{1e} ;同样冷流体各相应量为 m_2, T_2, p_2, T_{2e} 。



图 7 换热器系统能量模型

传热过程熵损失:

式,选用螺杆式冷水机组,以 R22 为制冷剂,冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷水机组各过程的状态点参数见表 1。

表 1 制冷系统中各主要状态点的参数

状态点	T/K	p/kPa	$h/(\text{kJ/kg})$	$s/(\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$
1	278	583.78	407.145 4	1.744 7
2	339	1 533.52	439.995 9	1.772 2
3	313	1 533.52	249.686 3	1.165 2
4	278	583.78	249.686 3	1.182 5

对该系统能量利用情况进行分析,将环境温度划分为 3 个工况,即:室外湿球温度 $<23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $<17\text{ }^{\circ}\text{C}$, $<11\text{ }^{\circ}\text{C}$,比较 3 个典型工况下各个系统的熵损失和熵效率,从而得出最优的系统。3 种典型工况下常规冷水空调系统各部分熵损失及熵效率见表 2。

表 2 常规冷水空调系统在 3 种工况下的熵损失汇总

室外湿球温度/ $^{\circ}\text{C}$	系统各部分熵损失				系统熵效率/ $\%$
	制冷循环过程 π_1/kW	冷水系统 π_2/kW	冷却水系统 π_3/kW	总熵损失 π/kW	
<23	24.33	13.63	14.27	52.23	34.30
<17	26.18	14.51	14.08	54.77	31.10
<11	27.90	15.42	14.03	57.35	27.86

3.2 单冷源+板式换热器空调系统

当室外湿球温度 $<11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,制冷机组均停止工作,空调系统 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的回水经板式换热器冷却到

$16\text{ }^{\circ}\text{C}$;当室外湿球温度 $\geq 11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,空调系统 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的回水经制冷机组冷却到 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。3 种典型工况下的熵损失和熵效率见表 3。

表 3 单冷源+板式换热器空调系统在 3 种工况下的熵损失汇总

室外湿球温度/ $^{\circ}\text{C}$	系统各部分熵损失					系统熵效率 $\eta_{\text{ex}}/\%$
	制冷循环各过程 π_1/kW	冷水系统 π_2/kW	冷却水系统 π_3/kW	换热器 π_4/kW	总熵损失 π/kW	
<23	24.33	13.63	14.27	0	52.23	34.30
<17	26.18	14.51	14.08	0	54.77	31.10
<11	0	10.78	1.77	1.71	14.25	39.35

3.3 中温双冷源+板式换热器空调系统

当室外湿球温度 $<23\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,2 台制冷机组和板式换热器同时运行,空调系统 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的回水先经板式换热器冷却到 $28\text{ }^{\circ}\text{C}$,再经制冷机组 A 冷却到 $22\text{ }^{\circ}\text{C}$,然后经制冷机组 B 冷却到 $16\text{ }^{\circ}\text{C}$;当室外湿球温度 $<17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,制冷机组 A 运行,制冷

机组 B 停止工作,空调系统 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的回水先经板式换热器冷却到 $22\text{ }^{\circ}\text{C}$,再经制冷机组 A 冷却到 $16\text{ }^{\circ}\text{C}$;当室外湿球温度 $<11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,2 台制冷机组均停止工作,空调系统 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的回水经板式换热器冷却到 $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。3 种典型工况下系统的熵损失和熵效率见表 4。

表 4 双冷源+板式换热器空调系统在 3 种工况下焓损失汇总

室外湿球 温度/℃	系统各部分焓损失						
	制冷循环 A 各 过程 π_1/kW	制冷循环 B 各 过程 π_1'/kW	冷水系统 π_2/kW	冷却水系统 π_3/kW	换热器 π_4/kW	总焓损失 π/kW	系统焓效率 $\eta_{\text{ex}}/\%$
<23	22.77	16.50	10.90	1.88	0.42	52.47	32.37
<17	22.00	0	9.88	1.84	0.85	34.57	38.82
<11	0	0	7.83	1.77	1.71	11.31	59.43

从 3 个系统的焓损失和焓效率来看,在 3 种典型工况下,双冷源+板式换热器空调系统明显优于常规冷水空调系统,在湿球温度<17℃,<11℃时,焓效率也明显优于单冷源+板式换热器空调系统。因为冷水的供回水温度提高,使得制冷机组的制冷剂的蒸发温度提高,同时提升了制冷机组的 COP,使得系统循环过程各部分的焓损失减少,同时冷水温度提高,冷水系统的热量交换焓损失要相对小很多。因此在北京及华北地区采用这种系统,在过渡季节和冬季节能效果明显。

4 结论

4.1 数据中心对空气环境的要求有别于常规舒适性空调,其空调系统的设计也不同于常规空调系统。对于规模不同、要求不同、负荷密度不同的数据中心,采用何种形式的空调系统,应经详细经济、技术论证后确定。

4.2 对于显热负荷密度大并具有极高的显热比的数据中心机房来说,提高机房设计温度,可以有效降低制冷设备能耗,同时冷水温度升高可以提升制冷系统的蒸发温度,因此可以提高系统的 COP,而

且制冷系统的焓效率显著提升。

4.3 对于全年运行的空调系统而言,在过渡季节和冬季合理利用冷却塔供冷,不仅合理利用天然冷源,降低能耗,同时系统的焓损失和焓效率分析结果显示,双冷源+板式换热器空调系统是低能耗、高效率的空调系统。

参考文献:

[1] Greenberg S, Mills E, Tschudi B, et al. Best practices for data centers: results from benchmarking 22 data centers[C]//Proceedings of the 2006 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, 2006

[2] 吴涛. 数据机房“工位空调”的气流组织与节能研究[D]. 保定:华北电力大学,2011

[3] 徐伟. 北京某数据机房空调节能设计[J]. 暖通空调, 2011,41(8):19-20

[4] 朱明善,刘颖林,兆庄,等. 工程热力学[M]. 北京:清华大学出版社,1995

[5] 任中杰,符永正. 大温差空调系统焓分析[J]. 铁道标准设计,2008(增刊):9-11

[6] 杨国荣,胡仰耆,马伟骏. 数据中心空调设计初探[J]. 建筑电气,2009(12):21-26