

空调系统冷水大温差运行特性分析

许新明, 陈怡春, 刘莹, 郑贤德

(华中理工大学 动力系制冷教研室, 湖北 武汉 430074)

摘要 | 本文通过对空调系统冷水大温差运行时制冷系统的能耗及有效能进行计算分析, 并与名义工况下空调系统相比较; 同时, 分析了冷水泵的能耗, 提出了节能运行的最佳冷水出口温度及进出口温差。为国内空调系统的设计以及最佳运行提供参考。

关键词 | 空调; 冷水; 大温差; 运行特性

中图分类号 | TU831

文献标识码 | B

Performance Analysis of Chilled Water Large Temperature Difference Operation For Air-conditioning system

XU Xin-ming, CHEN Yi-chun, LIU Ying, ZHENG xian-de

(Refrigeration Laboratory, HuaZhong University of Science & Technology, HuBei, China 510640)

Abstract The article focuses on calculating and analyzing the energy consumption and exergy in an air-conditioning system of large temperature difference operation. Compared with the standard air-conditioning system, the optimal temperature of chilled water supply and temperature difference can be deduced from the point of view of saving energy. At the same time, the energy consumption of the chilled water pump and the characteristics of the energy saving are analyzed and give a good reference to the optimal operation and design of the air-conditioning system in our country.

Keywords Air-conditioning; Chilled-water; Large temperature difference; Operation Performance.

1 引言

在空调系统运行, 水和冷却水配用电量一般占系统总耗电量的25%左右; 因此, 通过降低冷水和冷却水的输配用电量降低空调系统的能耗是节约能源的一个重要途径。空调系统的能耗主要包括冷水机组和输配水泵的能耗, 二者与运行工况密切相关; 因此, 调节运行工况(冷凝温度和蒸发温度), 改变冷水和冷却水温度可以达到节能降耗的目的。空调系统大温差运行就是通过改变冷水和冷却水的运行参数, 减少输配水泵的能耗, 弥补因大温差引起的冷水机组能耗的增加而实现节能的。

大温差运行是针对冷水机组名义工况下的运行条件(冷水温度为 7°C / 12°C , 冷却水温度为 35°C / 30°C , 温差均为 5°C), 通过改变运行参数, 减小水流量, 增大冷水进出口温差(一般采用 $6\sim 10^{\circ}\text{C}$)和

冷却水进出口温差(一般采用 $6\sim 8^{\circ}\text{C}$)而提出来的; 在实际运行中, 我们把冷水进出口温差和冷却水进出口温差二者或其中之一大于名义工况给定温差的运行, 称为大温差运行。其中, 冷水大温差运行所带给整个空调系统的影响是造成其运行特性变化的关键。

本文主要分析空调系统在采用冷水大温差运行时, 其冷水出口温度和进出口温差变化引起的冷水机组的单位质量制冷量能耗变化、单位质量有效能损失变化以及冷水输配水泵的单位质量能耗变化规律; 寻找系统节能的最佳冷水出口温度和进出口温差。为国内空调系统设计以及实现最佳运行提供参考。

2 大温差冷水管线布置

众所周知设计过程往往赋予空调系统具有名义

工况下的工作能力,可是在实际运行中,全年大部分时间是处于非设计工况运行,且运行时间内冷水温差很小,有时仅为 $0.5 \sim 1.0^{\circ}\text{C}$,即在小温差大流量情况下工作,必然造成冷水泵能量的大量损耗。采用冷水大温差运行,因其冷水特性为小流量大温差,降低了冷水泵输送能耗,容易满足部分负荷运行的特性,实现系统节能运行。同时,为了确保系统运行平稳,保证大温差的实现,冷水系统一般采用二级泵系

统,实现冷源侧定流量,负荷侧变流量控制。系统流程如图 1 所示。

冷源侧、负荷侧按大温差运行时要求的流量、扬程等选择水泵。负荷侧则采用多台水泵并联,便于进行冷水流量调节。一般情况下,冷源侧采用定流量保证冷水机组运行稳定,控制冷水出口温度的恒定;负荷侧变流量控制有利于大温差的实现和随热负荷变化的调整。

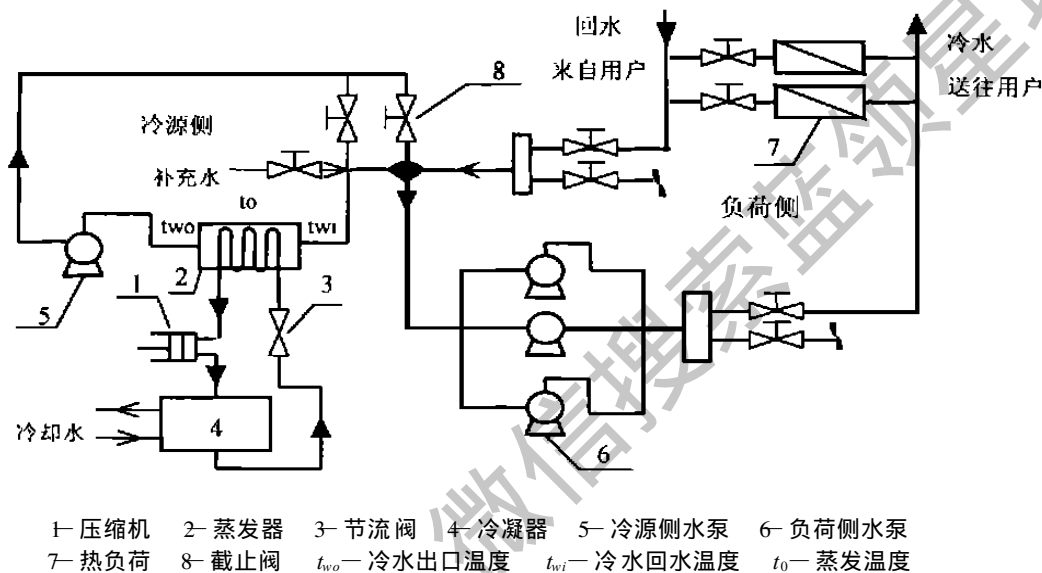


图 1 冷水管线布置图

3 大温差运行特性分析

3.1 冷水机组蒸发温度变化的特性及其影响

由冷水放热系数 T_w 与流速 v 的关系 ($T_w = B_f v^{0.8} / d_i^{0.2}$)^[3]可知,空调系统处于大温差运行时,冷水进出口温差 Δt_w 增大,水流量减少,流速降低,冷水放热系数减小。

若蒸发器传递相同的热量 Q ,且传热面积 F 保持不变。从传热学基本公式 $Q = KF\theta_m$ 可知,总传热系数 K 的减小必将引起流体对数平均温差 θ_m 增大,而 θ_m 又与蒸发温度 t_0 、冷水出口温度 t_{wo} 、冷水进出口温差 Δt_w 密切相关。

对于冷水壳管式蒸发器,在冷水进出口温差改变的情况下,制冷剂热阻、管壁热阻、污垢热阻基本不变,主要改变是冷水侧热阻;这一热阻一般占整个蒸发器热阻的 37.5% 左右^[4]。

因此,以冷水机组名义工况时的制冷量和蒸发温度 (5°C) 为基准,在换热面积保持不变的情况下,通过冷水放热系数与流速的关系、总传热系数与流体对数平均温差的关系、蒸发器的总传热热阻与冷水侧热阻的关系以及壳管式蒸发器中对数平均温差的表达式,可推得冷水出口温度 t_{wo} 、进出口温差 Δt_w 与制冷剂蒸发温度的关系为:

$$\ln(\Delta t_w / (t_{wo} - t_0) + 1) = \Delta t_w / (2.5 + 0.4139 \Delta t_w^{0.8}) \quad (1)$$

式中 t_0 ——大温差工况时制冷剂蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$),
 t_{wo} ——冷水出口温度 ($^{\circ}\text{C}$);
 Δt_w ——冷水进出口温差 ($^{\circ}\text{C}$).

由式 (1) 知:在冷水出口温度恒定时,制冷剂蒸发温度随冷水进出口温差的增大而提高,或随其减小而降低。

在冷水进出口温差恒定时,制冷剂蒸发温度随

冷水出口温度的上升而提高,或随其降低而降低

因此,对于大温差运行工况,与名义工况条件相比,虽然冷水进出口温差增大,但由于冷水进口温度降低,导致制冷剂蒸发温度降低;冷水机组能耗增加,效率下降。

3.2 冷水机组单位质量制冷量能耗、单位质量有效能损失分析

冷水大温差工况运行与名义工况运行的差异在于冷水流量减小,出口温度降低,进出口温差增大,制冷剂蒸发温度降低。随着冷水出口温度降低和进出口温差的增大,冷水机组不可逆损失必然增大,有效能损失增加;同时,冷水机组单位质量制冷量能耗增大,制冷效率降低。在实际运行中,除考虑冷水机组的效率和有效能损失外,还应以节省运行费用作为优化目标,实现系统的节能运行。从节能的角度出发,以空调系统总的能耗作为目标函数,以冷水机组有效能损失(包括蒸发器、压缩机、冷凝器、节流机构)的增加(冷水大温差工况运行与名义工况运行时冷水机组有效能损失之差)和冷水机组单位质量制冷量能耗的增加为约束条件,分析制冷系统能耗的变化;对目标函数进行优化,实现空调系统的优化控制和节能运行。

冷水机组制冷压缩循环对比见图2,图中:制冷剂 R22,压缩机效率 $Z_c = 62\%$,冷凝温度 40°C ,过冷度 5°C ,过热度 15°C ,工作环境温度 35°C ,冷水温度取冷水进出口温度平均值

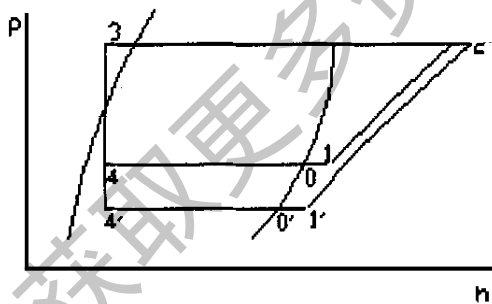


图2 制冷循环压焓图

1-2-3-4-1 为名义工况时的制冷循环,蒸发温度为 5°C 。

1'-2'-3'-4'-1' 为冷水大温差工况时的制冷循环,蒸发温度低于 5°C ,单位功耗增大,制冷效率降低

冷水机组单位质量制冷量能耗计算:

$$I = W_0 / Q_0 = [(h_2 - h_1) / Z_c] / (h_1 - h_4) \quad (2)$$

式中 I ——单位质量制冷量能耗 (kW/kW);
 h ——状态点的焓值 (kJ/kg);
 W_0 ——单位理论功 (kJ/kg);
 Q_0 ——单位质量制冷量 (kJ/kg)

冷水机组单位质量有效能损失计算:

$$E = h - h_a - T \times (S - S_a) \quad (3)$$

式中 E ——单位质量有效能损失 (kJ/kg);
 S ——状态点的熵值 (kJ/kgK);
 T ——环境温度 (K)

根据公式(1)(2)(3)以及相应热力参数和外界条件,通过计算机编程计算;然后将其结果作图,见图3图4

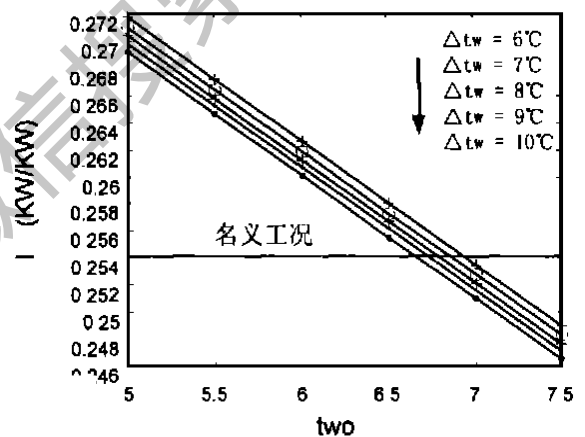


图3 单位质量制冷量能耗图

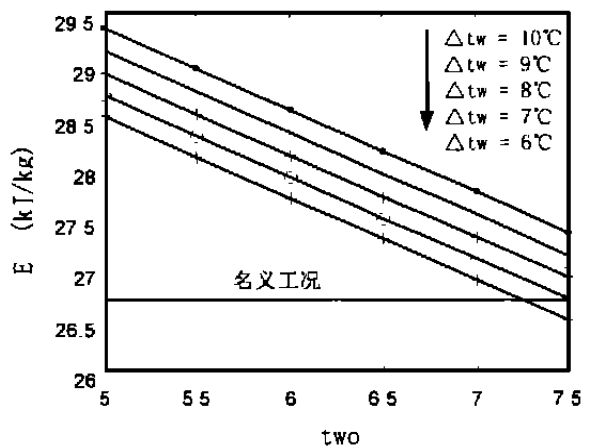


图4 单位质量有效能损失图

图 3 图 4 中斜线分别表示冷水大温差工况时单位质量制冷量能耗和单位质量有效能损失随冷水出口温度和进出口温差变化的规律, 水平线表示名义工况 (冷水温度 $7/12^{\circ}\text{C}$, 温差 5°C) 时冷水机组的单位质量制冷量能耗和单位质量有效能损失。以上性能曲线分析:

(1) 冷水机组在冷水进出口温差相同时, 随着冷水出口温度的降低, 单位质量制冷量能耗增加; 制冷效率相应有所降低。在冷水出口温度相同时, 随着冷水进出口温差的增大, 冷水机组的单位质量制冷量的能耗降低, 但均比名义工况下的能耗大; 只有在冷水出口温度接近于 7°C 时, 才能与名义工况下冷水机组的单位质量制冷量能耗相平衡

(2) 冷水机组在冷水进出口温差相同时, 随着冷水出口温度的降低, 单位质量有效能损失增加; 在冷水出口温度相同时, 随着冷水进出口温差的增大, 单位质量有效能损失呈明显上升。在冷水出口温度小于 7°C 时, 冷水机组单位质量有效能损失明显比名义工况下单位质量有效能损失大。

可见, 当空调系统采用冷水大温差运行时, 由于冷水机组单位质量制冷量的能耗增加, 不可逆损失加大, 要想节能, 必然是以牺牲冷水机组的效率为代价。但是, 系统可以通过冷水输配水泵能耗的降低而达到节能的目的。所以有必要分析冷水大温差运行时冷水泵的能耗情况, 只有冷水泵的能耗减少大于冷水机组的能耗增加, 大温差运行才有节能的意义。

3.3 冷水泵单位质量能量损失分析

同一供水系统, 若各结构参数不变, 由水流量变化引起水泵扬程的变化为:

$$N^* = (m^* \cdot lm)^{2/3} \times N \quad (4)$$

式中 N , m — 水泵扬程, 流量;

N^* , m^* — 冷水大温差工况时水泵的扬程, 流量

水泵的功率可表示为扬程与水流量的乘积:

$$Hp^* = m^* \times N^* = (m^* \cdot lm)^{5/3} \times Hp \quad (5)$$

式中 Hp — 水泵功率;

Hp^* — 冷水大温差工况时水泵功率

水流量变化引起的能耗变化为:

$$\Delta Hp = Hp - Hp^* = [1 - (m^* \cdot lm)^{5/3}] \times Hp \quad (6)$$

当冷水进出口温差增大, 致使水流量减小时, 由上式知冷水泵能够节能。

通过对冷水机组和冷水泵的能耗计算分析, 并与实验对照, 证实 $t_{wo} = 6^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_w = 8^{\circ}\text{C}$ 时, 系统节能最佳。此时制冷剂蒸发温度为 4.2°C , 冷水机组单位质量制冷量能耗比名义工况下单位质量制冷量能耗仅多 0.007 kW/kW , 相应的单位质量有效能损失仅增大 1.416 kJ/kg ; 冷水流量减少 37.5% , 相应的冷水泵能耗减少 54% 。在上述冷水出口温度和进出口温差条件下, 制冷机组单位制冷量能耗仅比名义工况下单位质量制冷量能耗增加 0.007 kW/kW , 而冷水泵的能耗减少很多, 系统总耗能降低, 耗电量减少, 节能效益显著。而且, 对于大型楼宇空调因热负荷大, 采用大温差运行系统的节能效果将更明显。

4 结论

(1) 采用冷源侧水泵和负荷侧水泵的二级泵系统, 实现系统的优化控制, 保证了空调系统的大温差工况的稳定性, 不仅节能, 且降低了运行费用。

(2) $t_{wo} = 6^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_w = 8^{\circ}\text{C}$ 时, 虽然冷水机组单位质量有效能损失增加, 但其单位质量制冷量能耗与名义工况下能耗相当, 在制冷机组效率降低较小的情况下, 较大程度地降低了冷水泵单位质量能耗, 冷水输配水泵可以节约 54% 的能耗, 节能效果明显。

(3) 采用冷水大温差运行, 降低了系统冷水输配水泵的能耗; 同时, 还可以减少水管尺寸, 降低整个空调系统的投资费用。

(4) 当冷水供水温度较低 (5°C), 且冷水进出口温差较大 (10°C) 时, 冷水机组的单位质量制冷量能耗和单位质量有效能损失均过大。因此, 在实际工程中, 大温差的选取必须与冷水系统一起综合考虑, 只有在冷水机组能耗增加小于冷水泵能耗减少的情况下, 节能才有意义。

参考文献

- [1] 霍小平. 关于国外高层办公楼空调系统大温差设计的探讨 [J]. 暖通空调, 1996 (4): 58-60
- [2] 潘雨顺, 李玉芝等. 中央空调冷水机组运行设计最佳“节能”技术研究 [J]. 流体机械, 1999 (8): 232-237
- [3] 姚行健. 空气调节用制冷技术 [M]. 北京: 中国建筑出版社, 1996
- [4] Wayne Kirsner, P. E. Designing for 42°F chilled water supply temperature—Does it save energy [J]. ASHRAE. Journal January 1998, 37-42