

空调系统热力学分析与节能

山东建筑大学 戎卫国[☆] 李永安 张建明

摘要 依据热力学第二定律的 ■ 分析方法,对空调系统热力学模型中的四个子系统分别进行了 ■ 分析,分析了造成空调系统能量利用率低的根本原因,指出了提高能量利用率的措施。对一实际空调系统进行了 ■ 分析和计算。

关键词 空调系统 ■ 分析 ■ 效率 节能

Thermodynamic analysis and energy saving for air conditioning systems

By Rong Weiguo[★], Li Yong'an and Zhang Jianming

Abstract Based on the exergy analysis method of the second law of thermodynamics, carries out the exergy analysis for four subsystems in the thermodynamic model of an air conditioning system. Analyses the reason causing low energy efficiency of the air conditioning system, and points out some measures for raising the energy efficiency. Makes exergy analysis and calculation for an actual air conditioning system.

Keywords air conditioning system, exergy analysis, exergy efficiency, energy efficiency

★ Shandong Jianzhu University, Jinan, China

①

0 引言

能源的有效利用是当今世界的重大研究课题。在我国,建筑能耗占全社会总能耗的比例已接近 30%,而空调能耗又是建筑能耗的主体,而且所占比例会越来越大。因此从整体角度研究空调系统能量利用的合理性、有效程度和各种损失就变得越来越重要。

如何降低空调系统的能耗,节约能源,传统的热力学第一定律分析方法仅从能量的数量上进行分析,存在着有时不能揭示真正薄弱环节和问题实质的不足。本文则尝试利用热力学第二定律的 ■ 分析方法,揭示空调系统能量利用过程中存在的真正薄弱环节,提出提高空调系统能量利用率的根本措施。

1 空调系统的热力学模型

热力学分析方法在分析中首先要建立实际分析对象的热力学模型。常规的集中空调系统的热力学模型如图 1 所示。

从图 1 中可以看出,常规空调系统可以视为由冷却水、制冷机、空气处理和空调对象四个子系统

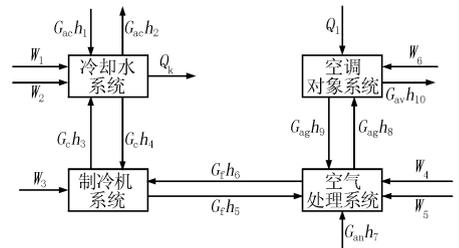


图 1 空调系统的热力学模型

组成,冷却水系统主要由冷却塔与冷却水泵组成,制冷机系统主要由制冷主机组成,空气处理系统则主要由空气处理机组和冷水泵组成,空调对象系统主要由送、回风管道和末端送风装置组成。图 1 中各符号的含义如下: h_1, h_2 分别为冷却塔进出口空气的比焓, kJ/kg ; h_3, h_4 分别为冷却水进出口比焓, kJ/kg ; h_5, h_6 分别为冷水供回水比焓, kJ/kg ;

①[☆] 戎卫国,男,1950年8月生,学士,教授
250101 济南市临港开发区凤鸣路山东建筑大学热能工程学院

(0) 13153135120

E-mail: WGR_jn@sohu.com

收稿日期:2006-06-05

修回日期:2006-10-08

h_7 为新风比焓, kJ/kg; h_8, h_9 分别为空调送、回风比焓, kJ/kg; h_{10} 为排风比焓, kJ/kg; G_{ac} 为进出冷却塔空气质量流量, kg/s; G_c 为冷却水质量流量, kg/s; G_f 为冷水质量流量, kg/s; G_{an} 为新风质量流量, kg/s; G_{ag} 为空调送风质量流量, kg/s; G_{av} 为排风质量流量, kg/s; W_1 为冷却塔风机功率, kW; W_2 为冷却水泵功率, kW; W_3 为制冷机功率, kW; W_4 为冷水泵功率, kW; W_5 为空气处理机组风机功率, kW; W_6 为末端空气处理设备功率, kW; Q_k 为冷却塔的散热量, kW; Q_l 为空调系统冷负荷, kW。

2 空调系统的 ■ 分析

对能量利用和转换过程的传统分析方法是热力学第一定律分析方法, 对图 1 所示的集中空调系统热力学模型进行分析, 可以看出空调系统实质上就是一个增加了转换环节的电压缩式制冷系统。利用热力学第一定律进行分析, 并根据空气质量平衡关系, 设空调系统新风量等于排风量, 空调系统的热力学第一定律效率指标 η_1 可以表示为

$$\eta_1 = \frac{Q_l + G_{an}(h_{10} - h_7)}{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6} = \frac{Q_l + G_{an}(h_{10} - h_7)}{\sum_{i=1}^6 W_i} \quad (1)$$

热力学第一定律分析方法存在将不同质的能量等量齐观, 不能反映热能利用设备的内部损失和揭示真正薄弱环节等不足。随着社会节能意识的不断增强, 对能量利用过程的分析逐渐采用热力学第二定律的 ■ 分析方法^[1]。

对提高空调系统热力学第一定律效率的分析已有许多阐述, 也提供了许多空调系统节能的措施和建议, 在此不作赘述, 下面着重利用热力学第二定律 ■ 分析法对空调系统节能进行分析。

2.1 环境参考点

不同于一般的热力学状态函数数值计算中的参考点, ■ 函数的参考点是一个特定的、理想的外界, 它由处于完全平衡状态下的大气圈、水圈和地壳岩石圈中选定的基准物组成, 具有其确定的压力和温度, 这一状态的 ■ 为零。根据 ■ 参数本质是反映工质的做功能力, 而做功能力是工质状态和环境状态的差别造成的这一特性^[2], 针对空调系统节能分析的具体特点, 本文在分析中取室外设计工况——室外设计温度、当地大气压力和相对湿度为

100% 的饱和湿空气为 ■ 参数的环境参考点。凡是与室外设计工况相同的空气和水状态, 与环境之间没有差别, 也就没有做功的能力, 其 ■ 值为零。

2.2 空调系统 ■ 分析

针对能量利用系统的 ■ 分析, 有两种 ■ 效率表示方法, 普通 ■ 效率和目的 ■ 效率。本文采用目的 ■ 效率表示。依据 ■ 值的计算方法^[3-4], 对于图 1 所示的空调系统热力学模型, 其热力学第二定律效率 η_{II} 可以表示为空调系统收益 ■ 和消耗 ■ 的比值, 即

$$\eta_{II} = \frac{Q_l \left(\frac{T_0}{T_n} - 1 \right) + G_{an} [(h_{10} - h_7) - T_0 (s_{10} - s_7)]}{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6} = \frac{Q_l \left(\frac{T_0}{T_n} - 1 \right) + G_{an} [(h_{10} - h_7) - T_0 (s_{10} - s_7)]}{\sum_{i=1}^6 W_i} \quad (2)$$

式中 T_0 为室外设计温度, K; T_n 为室内平均温度, K; s_{10} 和 s_7 分别为排风和新风的比焓, kJ/(kg · K)。

对常规空调系统, 将不同的设计参数代入上式后, 即可计算出其 ■ 效率。

为了进一步深入分析造成空调系统 ■ 效率低的原因, 还需要对空调系统的各个子系统进行分析。

对图 1 所示空调系统, 可以写出各子系统的目的 ■ 效率和 ■ 损失的计算公式, 见表 1。

表中 s_3, s_4 分别为冷却水进出口比焓, kJ/(kg · K); s_5, s_6 分别为冷水供回水比焓, kJ/(kg · K); T_{m1} 为冷却水的平均温度, K, 可近似取 $T_{m1} = (T_3 + T_4)/2$, 其中 T_3, T_4 为冷却水进、出口水温; T_{m2} 为冷水平均温度, K, 可近似取 $T_{m2} = (T_5 + T_6)/2$, 其中 T_5, T_6 为冷水供、回水温度; T_{ms} 为送回风平均温度, K, 可近似取 $T_{ms} = (T_8 + T_9)/2$, 其中 T_8, T_9 为送、回风温度; Q_s 为空气处理机组冷负荷, kW, $Q_s = G_{ag}(h_9 - h_8)$; Q_f 为制冷机组供冷量, kW, $Q_f = G_f(h_5 - h_6)$ 。

2.3 冷却水系统分析

造成冷却水系统 ■ 损失的内部原因是传热和传质的不可逆, 外部原因是冷却水系统的放热未得到利用。因此, 提高冷却水系统的 ■ 效率在于减小传热温差、提高传热效率和充分利用冷却水系统的

表 1 各个子系统的目的 ■ 效率和 ■ 损失的计算公式

系 统	目的 ■ 效率	■ 损失
冷却水系统	$\eta_{n,1} = \frac{G_c[(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)]}{W_1 + W_2} = \frac{Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_{m1}}\right)}{W_1 + W_2}$	$\Delta E_{x,1} = W_1 + W_2 - Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_{m1}}\right)$
制冷机系统	$\eta_{n,2} = \frac{G_f[(h_6 - h_5) - T_0(s_6 - s_5)]}{W_3 + G_w[(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)]} = \frac{Q_f \left(\frac{T_0}{T_{m2}} - 1\right)}{W_3 + Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_{m1}}\right)}$	$\Delta E_{x,2} = \left[W_3 + Q_k \left(1 - \frac{T_0}{T_{m1}}\right)\right] - Q_f \left(\frac{T_0}{T_{m2}} - 1\right)$
空气处理系统	$\eta_{n,3} = \frac{Q_s \left(\frac{T_0}{T_{ms}} - 1\right)}{Q_f \left(\frac{T_0}{T_{m2}} - 1\right) + W_4 + W_5}$	$\Delta E_{x,3} = Q_f \left(\frac{T_0}{T_{m2}} - 1\right) + W_4 + W_5 - Q_s \left(\frac{T_0}{T_{ms}} - 1\right)$
空调对象系统	$\eta_{n,4} = \frac{Q_l \left(\frac{T_0}{T_n} - 1\right)}{Q_s \left(\frac{T_0}{T_s} - 1\right) + W_6}$	$\Delta E_{x,4} = Q_s \left(\frac{T_0}{T_s} - 1\right) + W_6 - Q_l \left(\frac{T_0}{T_n} - 1\right)$

放热。在这方面，冷却水放热量的利用也越来越被人们所重视，例如利用空调系统冷却水的放热来加热生活热水。就如同以往将仅用于发电的电厂改造成既供电又供热的热电厂一样，制冷系统的能量利用方式最好是冷热兼供，只有这样才能做到能量的梯级利用，各取所需。

2.4 制冷机系统分析

制冷机系统的 ■ 损失主要发生在压缩机的不可逆压缩、膨胀阀的绝热节流和冷凝器、蒸发器的温差传热过程中。提高制冷机系统的 ■ 效率在于减少压缩机耗功和降低传热温差。随着压缩机性能的不断改进，制冷装置的 ■ 效率会不断地提高。但问题的关键在于其提供的冷量如何与空调系统所需冷量进行质量上的匹配。例如，通常冷水出口温度为 7℃ 左右，而空调房间的温度为 27℃ 左右，存在 20℃ 的温差，有着较大的 ■ 损失。随着技术的不断进步，还需要研究真正适合空调系统的制冷方式和制冷剂。

2.5 空气处理系统分析

造成空气处理系统 ■ 损失的主要因素是冷水泵、风机的输送能耗和换热温差。减少输送能耗已引起了人们的关注，例如变风量送风和低温送风技术的应用，但在降低送风温差和减少流动阻力损失方面还有许多工作要做。我国从日本引进的多联式变频空调系统进行制冷剂直接循环，减少了输送介质的输送能耗。

2.6 空调对象系统

提高空调房间的 ■ 效率，在于降低送风温差和减小空调末端设备的耗功量。目前提出的大流量和小温差的置换通风方式、独立新风系统和毛细管顶板辐射供冷系统恰恰是迎合了这一方面的要求，是降低送风温差、提高 ■ 效率的积极尝试。

3 计算举例

为了验证热力学第二定律的 ■ 分析方法，针对一实际空调工程系统进行了 ■ 分析与计算^[5]。

3.1 已知条件

本工程位于北京经济技术开发区，为一座综合办公楼，总建筑面积 80 091 m²，冷源：采用普通电制冷方式，3 台大容量离心式冷水机组配 1 台小容量螺杆式冷水机组；热源：采用区域热网集中供热；风系统：大空间采用全空气系统，小房间采用风机盘管加新风系统。系统运行参数见表 2。

表 2 空调系统运行参数

空调室外计算温度 $t_0/^\circ\text{C}$	33.2	制冷机功率 W_3/kW	1 554
冷却塔进/出口水温/ $^\circ\text{C}$	37/32	冷水泵功率 W_4/kW	242.5
冷水供/回水温度/ $^\circ\text{C}$	7/12	平均送风温度 $t_s/^\circ\text{C}$	18
冷却塔风机功率 W_1/kW	73.4	空气处理机组风机功率 W_5/kW	2 171.4
冷却水泵功率 W_2/kW	330	空调冷负荷 Q_l/kW	8 128
冷水质量流量 $G_f/(\text{kg/s})$	395.6	末端空气处理设备功率 W_6/kW	4 554.7
冷却水质量流量 $G_c/(\text{kg/s})$	494.4	室内平均温度 $t_n/^\circ\text{C}$	26

3.2 计算结果

利用表 2 给出的数据和表 1 给出的计算公式，经过计算得到以下结果，见表 3。

表 3 计算结果

目的	效率/%	损失/kW	损失率/%
冷却水系统	10.94	359.3	13.9
制冷机系统	43.40	904.5	35.1
空气处理系统	31.30	929.4	36.0
空调对象系统	33.50	386.3	15.0
整个空调系统	7.10	2 579.5	100

表中, ■ 损失率计算式为 $\alpha_k = \frac{\Delta E_{x,k}}{\sum_{i=1}^4 \Delta E_{x,i}}$ 。

4 结论

随着人类活动对生态环境的改变和破坏的日益加深,已经非常有必要重新审视空调制冷技术的应用给人们带来的利与弊。本文利用热力学第二定律的 ■ 分析方法,对常规空调系统进行了分析,得出以下结论。

4.1 从节能和环保的观点看,传统的空调方式在能量利用方面有许多不合理性,其消耗的是大量高品位的机械能,而换取的却是低品位冷量 ■,能量的质量不匹配。要实现空调系统的真正节能,不仅仅是从数量上节约,更重要的是要做到能质匹配,从用能方式上进行本质的改变。应探讨尽可能大量地使用低品位的能量,例如天然冷源,做到能质匹配。目前正在推广和应用的较

高温度低温水大面积冷辐射吊顶技术,正是这方面的一种体现。

4.2 输送能耗占空调能耗的比例较大,要从输送方式、气流组织方式上研究、开发和推广新的空调方式。例如,直接制冷剂系统和独立新风系统新技术。

4.3 空调房间的 ■ 损失较大的原因在于输送和利用的能质的不匹配。应在减小温差和增大流量之间进行合理选择。

4.4 合理的空调系统,仅利用冷或热都是不尽合理的,应该是冷热兼用,例如制冷系统冷凝热和排风余热的利用等。

参考文献

- [1] 宋之平,王加璇. 节能原理[M]. 北京:水利电力出版社,1985
- [2] 朱明善. 能量系统的 ■ 分析[M]. 北京:清华大学出版社,1985
- [3] 傅秦生. 能量系统的热力学分析方法[M]. 西安:西安交通大学出版社,2005
- [4] 陈宏方. 高等工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社,2003
- [5] 宋孝春. 民用建筑制冷空调设计资料集[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2003

(上接第 13 页)

3 结论

3.1 在 HPGHP 系统中,对蓄电池组的荷电状态 SOC 和发动机输出功率进行合理而有效的能量管理是获得整个系统最佳燃料经济性的有效途径。

3.2 在 HPGHP 系统中,发动机直接对压缩机输送的功率与整个压缩机功率的比值是影响动力系统热效率的关键因素之一,只有当这个比值高于某个临界值时,HPGHP 系统的动力系统的热效率才高于常规的 GHP 系统的动力系统。

3.3 在 HPGHP 系统中,当压缩机需求功率低负荷运行工况占多数时,蓄电池组对压缩机输送的功率在一定的比例范围内增大,可以保证 HPGHP 系统的动力系统的热效率高于 GHP 系统的动力系统。

参考文献

- [1] Emadi A, Rajashekara K, Williamson S S, et al. Topological overview of hybrid electric and fuel cell

vehicular power system architectures and configurations[G]// IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2005,54 (3): 763-770

- [2] Arai J, Yamaki T, Yamauchi S, et al. Development of a high power lithium secondary battery for hybrid electric vehicles[J]. Journal of Power Sources, 2005, 146 (1/2): 788-792
- [3] Huang K D, Tzeng S C. A new parallel-type hybrid electric-vehicle[J]. Applied Energy, 2004, 79 (1): 51-64
- [4] Nelson R F. Power requirements for batteries in hybrid electric vehicles [J]. Journal of Power Sources, 2000,91 (1): 2-26
- [5] Lukic S M, Emadi A. Effects of drive train hybridization on fuel economy and dynamic performance of parallel hybrid electric vehicles[G]// Vehicular Technology on IEEE Transactions, 2004, 53(2):385-389
- [6] Al-Hallaj S, Selman J R. Thermal modeling of secondary lithium batteries for electric vehicle/hybrid electric vehicle applications[J]. Journal of Power Sources, 2002,110(2): 341-348