

区域供冷系统的两类能源效率研究*

南京丰盛新能源股份有限公司 马宏权[☆]
上海隧道工程轨道交通设计研究院 贺孟春
同济大学 龙惟定

摘要 推导出了区域供冷系统分别用于设计前静态计算和运行后系统核算的两类能源效率计算公式,分析了其主要影响因素,可供区域供冷系统设计分析时参考。

关键词 区域供冷 能源效率 适用性

Two kinds of energy efficiency of district cooling systems

By Ma Hongquan[★], He Mengchun and Long Weiding

Abstract Deduces the formulas of the two kinds of energy efficiency, one for pre-design stage and one for verification after operating, and analyses the main influence factors, providing references for the design and analysis of district cooling systems.

Keywords district cooling, energy efficiency, applicability

★ Nanjing Fullshare Energy, Nanjing, China

①

0 引言

能源效率是任何能源系统评价的重要指标,区域供冷系统也不例外。区域供冷系统能源效率的计算方法分为两类,第一类方法是根据系统的设备配置和用能需求计算系统能效比,其优点是可以在系统正式运行前进行预测,而缺点是对系统效率的不利因素难以进行精确分析,也不能客观全面地反映蓄能和损耗等因素的影响,偏重于静态的分析。第二类方法是根据投运系统监测统计得到的供冷数据和用能数据计算系统能源效率,其优点是数值真实可靠,能够反映实际情况,缺点是必须在系统投运后获得监测数据方可计算,偏重于全年的整体性分析。在我国由于目前对运行数据的重视不足和计量系统的不完善,能源效率的计算基本按照第一类方法进行,而在美、日及欧洲的一些发达国家,采用第二类方法的则较多。两类计算方法均能反映能效的一个方面,但各有侧重,不适宜直接比较,例如将利用日本东京区域供冷系统的实测数据分

析获得的能源效率与我国上海分体空调的额定效率直接比较就不能获得科学的结论。

1 区域供冷系统第一类能源效率的理论分析

区域供冷系统由冷源系统、输配系统和用户系统三部分组成,冷源系统和输配系统是区域供冷系统直接产生能耗的部分,而用户系统可以通过其负荷特性影响系统总体的能效。针对冷源采用电压缩制冷、水系统采用一次定流量/二次变流量的区域供冷系统,其系统能效比 EER_1 可以用式(1)计算。

$$EER_1 = \frac{Q}{W} = \frac{Q_{ch} + Q_{fr} - Q_{cl} - Q_{pl}}{W_{ch} + W_{fr} + W_{tr}} \quad (1)$$

式中 Q 为区域供冷系统的瞬时总供冷能力, kW; W 为区域供冷系统的瞬时总用电功率, kW; Q_{ch} 为机械冷源提供的瞬时制冷量, kW; Q_{fr} 为免费冷源提供的瞬时冷量, kW; Q_{cl} 为输配管路的散热损失,

①[☆] 马宏权,男,1979年1月生,博士研究生
210012 南京市雨花区软件大道188号丰盛新能源研发中心
(025) 68199205 (0) 13739199637
E-mail: mhqtj@163.com
收稿日期:2010-07-01
修回日期:2011-03-10

* 科技部、上海市政府部市合作 2005 年世博科技专项课题《城市清洁能源高效利用系统技术研究 与 示范》资助(编号: 05dz05807, 2005BA908B07)

kW; $Q_{p,l}$ 为水泵功耗引起的管网温升造成的冷量损失, kW; W_{ch} 为机械制冷设备侧的瞬时耗电功率, kW, 为制冷机组与冷源内其他设备(一次定流量泵、冷却塔、冷却水泵等)的耗电功率之和; W_{fr} 为

$$EER_I = \frac{Q}{W} = \frac{Q_{ch}}{W} + \frac{Q_{fr}}{W} - \frac{Q_{t,l}}{W} - \frac{Q_{p,l}}{W} = \frac{Q_{ch}}{W_{ch}} \frac{W_{ch}}{W} + \frac{Q_{fr}}{W_{fr}} \frac{W_{fr}}{W} - \frac{Q_{t,l}}{Q} \frac{Q}{W} - \frac{Q_{p,l}}{Q} \frac{Q}{W} = K_c EER_{ch} + K_f EER_{fr} - K_t EER_I - K_p EER_I \quad (2)$$

式中 K_c 为机械制冷系统耗电功率在总用电功率中所占的比例; EER_{ch} 为机械制冷系统的能效比, 即冷水机组加上冷却水泵和一次冷水泵在内计算的能效比, 相当于常规空调系统的冷热源系统能效比; K_f 为免费供冷系统的耗电功率在系统总用电功率中所占的比例; EER_{fr} 为免费供冷的能效比; K_t 为瞬时输配管网输送冷量的散热损失率; K_p 为瞬时水泵功耗散热引起的管网温升率。

假定水泵 80% 的功耗转换成热量进入冷水系统, 则

$$K_p = 0.8 \frac{W_{tr}}{Q} = 0.8 \frac{1 - K_c - K_f}{EER_{ch}} \quad (3)$$

最后可推导得到

$$EER_I = \frac{K_c EER_{ch} + K_f EER_{fr}}{1 + K_t + K_p} \quad (4)$$

对于无免费供冷的区域供冷系统,

$$K_f = 0, K_c = \frac{W_{ch}}{W_{ch} + W_{tr}} \quad (5)$$

则

$$EER_I = \frac{K_c EER_{ch}}{1 + K_t + K_p} = \frac{Q_{ch}}{W(1 + K_c + K_p)} \quad (6)$$

式(6)是区域供冷系统第一类能源效率的计算公式, 用于计算区域供冷系统的瞬态效率或进行静态分析, 前一个等式可用于分析影响因素, 后一个等式可用于计算能源效率。从式中可见, 区域供冷系统的瞬态能效比与制冷机组效率、外网输送系统功率、利用免费冷源的程度、输配管网的散热损失四个因素有关。式(6)中的参数在工程中有确定的取值, 因此可以用来定量分析区域供冷系统的静态能源效率。当制冷机组的 EER_{ch} 为 4.2, EER_{fr} 为 15 时, EER_I 随其他几个参数的变化曲线如图 1~4 所示。

从式(3)及图 1~4 可以看出, 第一类区域供冷能源效率随制冷主机能效 EER_{ch} , K_c 及 K_f 呈线性规律变化, 随 K_t 则呈接近线性的双曲线关系变化。在工程取值范围内, 对系统能效比的影响程度

免费供冷时所消耗的电功率, kW; W_{tr} 为输配系统瞬时耗电功率, kW, 也即冷水二次循环泵耗电功率。

式(1)可变换为

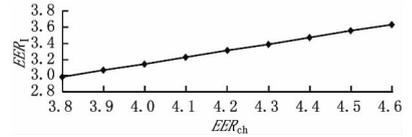


图 1 EER_I 与 EER_{ch} 的关系曲线

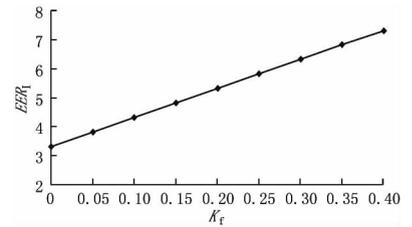


图 2 EER_I 与 K_f 的关系曲线

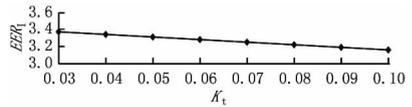


图 3 EER_I 与 K_t 的关系曲线

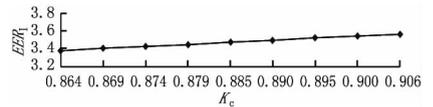


图 4 EER_I 与 K_c 的关系曲线

排序为 K_f, EER_{ch}, K_t, K_c 。由图 2 可以看出, 免费冷源的利用可以极大地提高系统能源利用效率, 这表明区域供冷系统与各类可再生能源利用、废热回收利用、未利用能源利用相结合是提高系统整体能源效率的一个主要方向。除免费供冷外, 对第一类能源效率影响最大的是制冷设备的制冷效率, 因此, 提高区域供冷系统采用的大型制冷设备的效率是提高区域供冷系统能源效率的关键因素。

2 区域供冷系统第二类能源效率的理论分析

从整个制冷季的角度分析区域供冷系统的能源效率更为科学, 这是因为季节范围内分析其能源效率可以更为全面地分析机房内蓄冷装置的使用、部分负荷时段运行造成的效率降低以及为保证最不利用户供冷要求而造成的过冷损失等细节。

区域供冷系统在供冷季内的总供冷量一部分被用户消耗掉,而其余的均在不同环节被损耗掉,

$$EER_{II} = \frac{\sum Q_u}{\sum W} = \frac{\sum Q_z + \sum Q_{fr} - \sum Q_{t,l} - \sum Q_{c,l} - \sum Q_{s,l} - \sum Q_{p,l}}{\sum W_d + \sum W_n + \sum W_{fr} + \sum W_{tr}} \quad (7)$$

式中 $\sum Q_u$ 为用户侧供冷季的总用冷量, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum W$ 为区域供冷系统供冷季的总用电量, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum Q_z$ 为区域供冷系统供冷季机房内的总供冷量, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum Q_{fr}$ 为供冷季免费冷源提供的冷量, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum Q_{t,l}$ 为输配管路供冷季的总散热损失, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum Q_{c,l}$ 为机房内供冷季的总散热损

根据能量平衡可以列出区域供冷系统的第二类能源效率计算公式:

失, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum Q_{s,l}$ 为弥补水力平衡等因素过量输配冷量造成的供冷季总冷量损失, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum Q_{p,l}$ 为输配水泵功耗引起管网温升造成的供冷季总冷量损失, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum W_d$, $\sum W_n$, $\sum W_{fr}$, $\sum W_{tr}$ 分别为供冷季白天、夜间、免费供冷和输配系统的总耗电量, $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

式(7)可变换得

$$EER_{II} = \frac{\sum Q_{us}}{\sum W} = \frac{\sum Q_d + \sum Q_n + \sum Q_{fr} - \sum Q_{t,l} - \sum Q_{c,l} - \sum Q_{s,l} - \sum Q_{p,l}}{\sum W_d + \sum W_n + \sum W_{fr} + \sum W_{tr}} =$$

$$\frac{\sum Q_d}{\sum W_d} \frac{\sum W_d}{\sum W} + \frac{\sum Q_n}{\sum W_n} \frac{\sum W_n}{\sum W} + \frac{\sum Q_{fr}}{\sum W_{fr}} \frac{\sum W_{fr}}{\sum W} - \frac{\sum Q_{t,l}}{\sum Q_u} \frac{\sum Q_u}{\sum W} - \frac{\sum Q_{c,l}}{\sum Q_u} \frac{\sum Q_u}{\sum W} -$$

$$\frac{\sum Q_{s,l}}{\sum Q_u} \frac{\sum Q_u}{\sum W} - \frac{\sum Q_{p,l}}{\sum Q_u} \frac{\sum Q_u}{\sum W} =$$

$$K_d EER_d + K_n EER_n + K_f EER_{fr} - K_t EER_{II} - K_c EER_{II} - K_s EER_{II} - K_p EER_{II} \quad (8)$$

式中 $\sum Q_d$ 为供冷季白天的累计供冷量, $\text{kW} \cdot \text{h}$; $\sum Q_n$ 为供冷季夜间的累计供冷量, $\text{kW} \cdot \text{h}$; EER_d , EER_n 分别为机械制冷供冷季供冷工况和蓄冰工况的平均能效比; K_d 为供冷季白天机械制冷的总功耗占系统总功耗的比例; K_n 为供冷季夜间制冷机组制冰的总功耗占系统总功耗的比例; K_s 为供冷季节过量输配冷量占用户总需冷量的比例。

最后可推导得到

$$EER_{II} = \frac{K_d EER_d + K_n EER_n + K_f EER_{fr}}{1 + K_t + K_c + K_s + K_p} \quad (9)$$

式(9)是推导得到的区域供冷系统第二类能源效率计算公式,可以看出,区域供冷系统的第二类能源效率主要用于描述系统供冷季整体的能源效率,其中考虑了蓄冷、部分负荷变化、机房内冷损失、过量输配冷量等因素造成的影响。第二类能源效率中与第一类能源效率相类似的几个参数均为季节值,其余几个新参数介绍如下。

EER_d 为机械制冷非蓄冰工况的平均能效比,由于目前大型机房可以采用机组的台数控制与自控策略,因此非蓄冰工况的季节平均能效比可以保

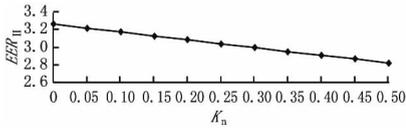
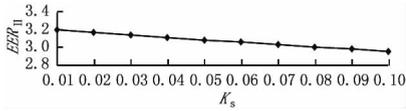
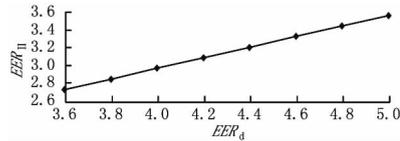
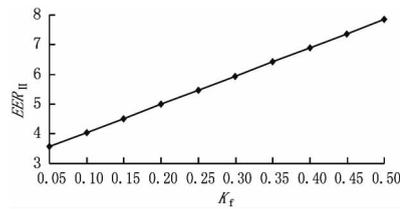
持较高的水平。

EER_n 为蓄冰工况的季节平均能效比,由于制冰工况下制冷机组的蒸发温度降低,运行效率要下降 30%~45%,且要增加一套功率较大的乙二醇泵,而且蓄冰槽有冷量损失,夜间蓄冰时机房内制冷机组包括相关水泵的整体效率会降低。经过对典型案例的计算,本文中的对比分析基准值取为 3。

K_f 为供冷季免费供冷总功耗占系统总功耗的比例,由于部分负荷时优先融冰有利于减少运行费用,因此虽然按峰值冷量计算冰蓄冷的容量一般不大于 30%,但融冰供冷的时间比例却可能远大于 30%,甚至在较低负荷时可转换为完全由融冰承担负荷,这样冰蓄冷系统提供的冷量在总冷量中的比例会上升,即 K_f 的数值随运行模式有较大变化。

K_s 用于描述区域供冷系统为满足较少用户或较低负荷需求时超过管网调节能力而被迫过量输送冷量所造成的冷量损失季节累计值,此值根据实际运行情况不同会存在较大差异,本文中的对比基准值取为 0.05。

从式(9)及图 5~8 可以看出,区域供冷系统

图5 EER_{II} 与 K_n 的关系曲线图6 EER_{II} 与 K_s 的关系曲线图7 EER_{II} 与 EER_d 的关系曲线图8 EER_{II} 与 K_f 的关系曲线

的第二类能源效率随蓄冰承担季节冷量份额的增大而下降,随为满足部分低负荷时段需求过量供冷比例的增大而下降,这是降低区域供冷系统第二类能源效率的两个主要因素。选用高能效比的制冷机组、在过渡季尽可能多地利用免费冷源供冷或高效率地利用可再生能源、降低输配系统功耗是提高区域供冷系统第二类能源效率的主要途径。

3 管网散热对系统能源效率的影响分析

由于直埋敷设技术已很成熟且价格日趋合理,区域供冷系统管网大多采用直埋敷设,其管道能量损失在传热学上可以简化为一个二维稳态导热问题。单位长度管道能量损失 q 可按式(10)计算:

$$q = \frac{t_{db} - t_{gn}}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \left[\frac{2H}{D} + \sqrt{\left(\frac{2H}{D}\right)^2 - 1} \right]} \quad (10)$$

式中 t_{db} 、 t_{gn} 分别为土壤表面和管内冷水的温度, $^{\circ}\text{C}$; λ_1 、 λ_2 分别为保温材料和土壤的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$; d 、 D 分别为管道外径和保温层的外径, m ; H 为管子的折算埋深, m , $H = h + \lambda_2/\alpha_k$, 其

中 h 为管中心离地面的距离, m , α_k 为土壤表面的传热系数,可取 $\alpha_k = 12 \sim 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ 。

直埋管道一般采用双管枝状管网并列敷设,此时需要考虑相互间的传热影响,可以考虑一个假想的附加热阻 R_c :

$$R_c = \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \sqrt{\left(\frac{2H}{b}\right)^2 + 1} \quad (11)$$

则第一根管的能量损失为

$$q_1 = \frac{(t_{db} - t_1) \sum R_2 - (t_{db} - t_2) R_c}{\sum R_1 \sum R_2 - R_c^2} \quad (12)$$

第二根管的能量损失为

$$q_2 = \frac{(t_{db} - t_2) \sum R_1 - (t_{db} - t_1) R_c}{\sum R_1 \sum R_2 - R_c^2} \quad (13)$$

式(11)~(13)中 b 为两根管的间距, m ; q_1 、 q_2 分别为第一根和第二根管单位长度的能量损失, W/m ; t_1 、 t_2 分别为第一根和第二根管内的冷水温度, $^{\circ}\text{C}$; $\sum R_1$ 、 $\sum R_2$ 分别为第一根和第二根管的总热阻, $\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$, $\sum R_1 = R_{b,1} + R_t$, $\sum R_2 = R_{b,2} + R_t$, 其中 $R_{b,1}$ 、 $R_{b,2}$ 分别为第一根和第二根管保温层的热阻, $\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$, R_t 为土壤热阻, $\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$, $R_t = \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \left[\frac{2H}{D} + \sqrt{\left(\frac{2H}{D}\right)^2 - 1} \right]$ 。

联立式(10)~(13),可以计算给定直埋管道的散热损失,为分析方便,将 5°C 温差时 DN600 管道的散热损失作为对比基准,将其单位长度的散热损失除以输配冷量折算为单位长度的散热损失率,计算结果如图 9~12 所示。

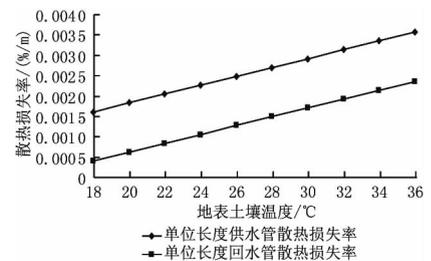


图9 直埋保温管散热损失率随土壤温度的变化

由以上计算可见,单位长度直埋保温管的散热损失率约在 $(0.002 \sim 0.003)\%/\text{m}$ 之间变化,这样理论上 1 km 的供冷主管网散热损失率可以控制在 5% 左右。由图 9,10 可以看出,单位长度直埋保温管的散热损失率随地表土壤温度升高而线性

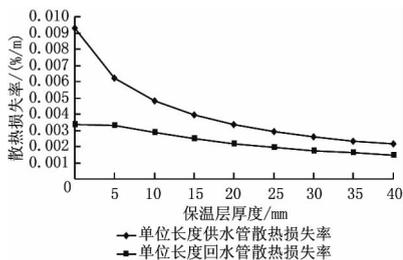


图10 直埋保温管散热损失率随保温层厚度的变化

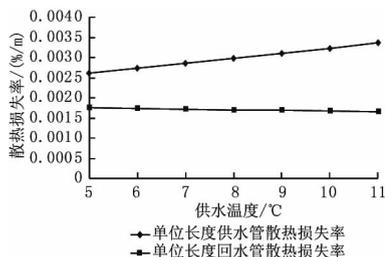


图11 直埋保温管散热损失率随供水温度的变化

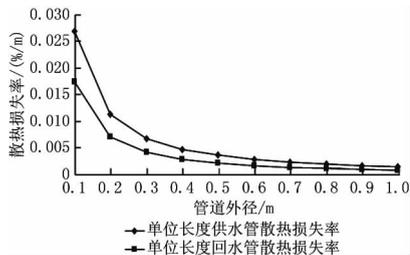


图12 直埋保温管散热损失率随管径的变化

增大;随保温层厚度减小而增大,尤其是在无保温时供水管的单位长度散热损失率会急剧增大,说明现在某些项目中采用的区域供冷不设保温的做法是要仔细分析谨慎采用的。由图11,12可以看出,供回水温差从常规的5℃增大到11℃时,供水管的单位长度散热损失率增加了30.8%,而回水管变化不大;另外直埋保温管的散热损失率随管径的变化明显,当管径较小尤其是管径小于DN300时,单位长度散热损失率明显上升,这说明对于小管径的区域供冷输配管网要加强保温材料性能及增加保温厚度,降低管网散热损失。

4 输配水泵对系统能源效率的影响分析

区域供冷系统外网的输配水泵对区域供冷系统能源效率的影响是双重的,作为传统空调系统之外增加的部分,输配水泵功率的增加直接增加了系统总功率,同时水泵功耗散热的绝大部分又被外网吸收,降低了外网的有效供冷量,这可由前述的第一类能源效率公式分析得到。在分析变频水泵并联运行之前,首先要明确一个概念,变频水泵包括

变频器、电动机和水泵三个环节,因此在讨论变频水泵的功率时,需要对轴功率进行修正,乘以相关的修正系数才能得到水泵的功率。

工程中常用的水泵能耗可以表示为

$$P = \frac{\rho GH}{3.67 \times 10^3 \eta_p \eta_m \eta_{VFD}} \quad (14)$$

式中 P 为水泵功率, kW; ρ 为水的密度, kg/m^3 ; G 为水泵的体积流量, m^3/h ; H 为水泵扬程, m; η_p 为水泵效率; η_m 为电动机效率; η_{VFD} 为变频器效率。水泵型号确定后,无论是定频还是工频运行, η_p , η_m , η_{VFD} 都可以由二次多项式拟合确定。

在实际应用中,输配水泵的功率选择取决于管网的流量和扬程,采用大温差供冷并尽量减少管网的阻力损失可以减小管网流量和扬程,从而减少水泵功耗。但温差和流量的选择要考虑末端不同用户换热的需求、部分负荷时最小流量的保证、管网的水力平衡等多方面因素,管网中的流量与水泵扬程要在水泵特性和管网特性的双重影响下实现动态平衡。由于空调冷量的动态变化,要求控制系统能够随时动态监测系统需求的变化并迅速满足需求的改变。

在早期建成的项目中,由于自动控制设备不完善,用户的供回水温差达不到设计供回水温差的概率较大,出现水系统的所谓“低温差综合症”^[1],这极大地降低了系统的能源效率。近年来为了降低输配水泵电耗,二次循环水泵采用变频技术实现变流量调节,可以较大地减少运行电耗。近年来在区域供冷输配系统设计中,还出现了在单体建筑换热接口安装小功率抽水泵的新型二次泵系统,其目的在于通过对系统阻力进行更合理的分段接力降低输配管网的定压,从而降低机房内输送水泵的扬程和功率,实现输配能耗的降低,同时有利于提高系统的控制性能。理论计算表明,在输配距离较远或单体建筑较多的项目中采用该系统,输配能耗的降低比例可达30%以上,但运营效果仍有待实践检验。

在本文中为简化分析,假定变频前后管网阻抗保持不变,这样变频控制可按照三次幂关系计算减少的水泵功耗,但是附加20%谐波损耗及能耗修正。由于大管网的水泵台数较多,无论变频器一拖多还是一对一运行,通过合适的台数控制策略均可实现较大的流量变化范围,而不用担心出现变频器

在较小流量下的不适应等问题,因此分析中对全流量段均按照变频控制计算,得到的分析曲线如图 13,14 所示。

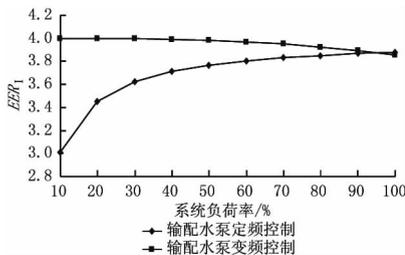


图 13 系统负荷率对 EER₁ 的影响

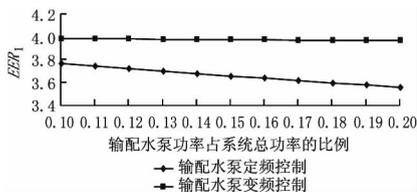


图 14 输配水泵功率对 EER₁ 的影响

由图 13 可以看出,采用变频控制后,系统在部分负荷时,由于输配功耗大幅度降低,EER₁ 反倒上升,导致采用变频控制后的 EER₁ 显著高于无变频控制的系统,且随负荷率的降低这种差别愈发明显。当系统的负荷率低于 40% 时,无变频控制的 EER₁ 相对下降了 10%,而在 10% 负荷率时则相对下降了 33%。

图 14 中的 EER₁ 是按照夏热冬冷地区的负荷分布率分项累加计算得到的,可见随输配水泵功率在总功率中所占比例的上升,采用变频控制系统的 EER₁ 变化范围很小,而无变频控制系统的 EER₁ 则会下降。输配系统功率占系统总功率的比例从 10% 增加到 20% 时,EER₁ 降低了 5.6%,这说明输配水泵功率的增加虽然会带来 EER₁ 的降低,但是其影响要小于空调负荷率变化带来的影响。而采用合理的水系统设计和变频控制策略,可以弥补水泵选择过大或低负荷比例过高的缺陷,保持较高的系统运行效率。

根据 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》,设计工况下的二次循环泵输送能效比 ER 应小于 0.024 1。假设管道的比摩阻不变,水泵设计扬程主要由最大管长决定。分析可得输配功率随负荷率的变化曲线如图 15 所示,第一类能源效率随输送能效比的变化曲线如图 16 所示,建议区域

供冷系统的 ER 值小于 0.04,这样有利于保证系统 COP 在 3 以上。

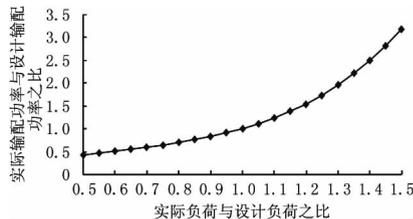


图 15 输配功率随负荷率的变化曲线

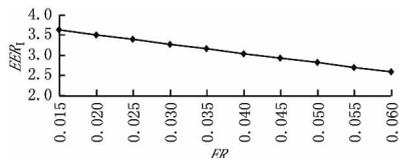


图 16 EER₁ 随 ER 的变化曲线

常规供冷系统的阻力包括了冷水机组、楼内管网和空调末端的阻力。而区域供冷系统的冷水系统分室外和室内两部分,相对于传统空调水系统主要增加了外网和换热器部分的阻力,其中管网的沿程阻力损失是主要变动量。由于水泵功率与其扬程和流量的乘积成正比,因此可以认为额外增加的功耗与供冷半径呈线性关系,而与流量呈反比关系。这样容积率高的建筑群和供冷温差较大的项目可以具有较高的能源效率。这也是国外区域供冷系统大多建在 CBD 地区和较多采用大温差供冷的原因。

5 日本区域供冷第二类能源效率的统计分析

图 17 是 2003 年日本对 108 个非居住建筑区域供冷项目和 36 个独立建筑冷热源的能源效率对

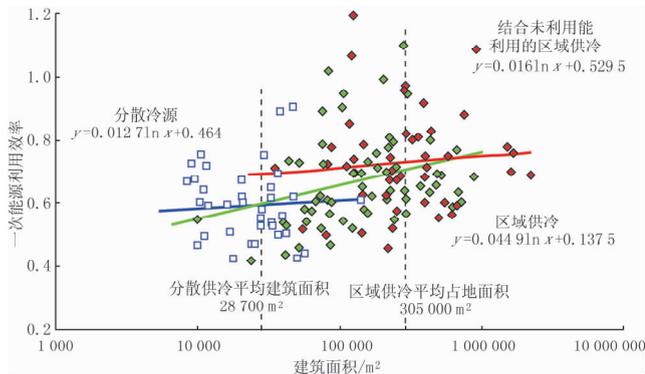


图 17 2003 年日本区域供冷供热项目与独立冷热源项目一次能源利用效率的对数对比统计^①

^① 日本经济产业省. 2002 年委托调查报告《能源高效利用型地域冷暖房设施研究》

比调查得到的数据在对数坐标上的线性拟合图,从图中可以看出,分散供冷的能源效率随面积变化不大,两种区域供冷系统的第二类能源效率均随面积增大而提高,但结合未利用能利用的区域供冷系统的能源效率随面积增大增长的速度较慢。总体而言,结合未利用能利用的区域供冷系统能源效率最高,区域供冷系统次之,而分散系统的能源效率最低。

图 18~20 给出了日本学者渡边健一郎在 2003 年对 3 栋 20 世纪 80 年代建设的办公楼吸收式区域供冷系统的能效实测结果^[2]。3 个项目规模相当,采用性能相近的吸收式制冷机组。对比 3 个图可以看出,年度的部分负荷情况对其运行效率有明显影响。图 21 为在 2004 年改造为离心式制冷区域供冷系统的东京某项目部分的年度能效实

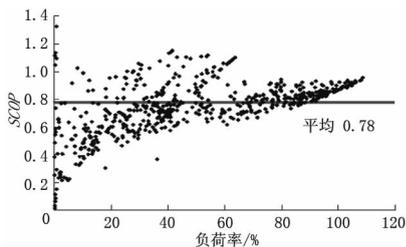


图 20 2003 年日本 C 吸收式制冷区域供冷能效实测

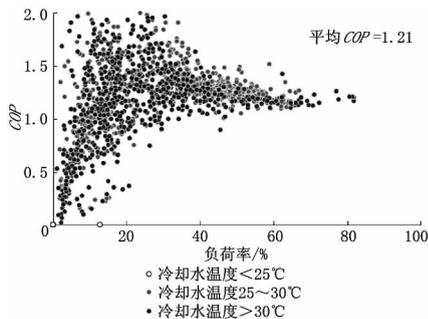


图 21 2003 年日本 D 离心式制冷区域供冷能效实测

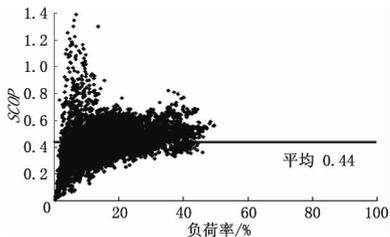


图 18 2003 年日本 A 吸收式制冷区域供冷能效实测

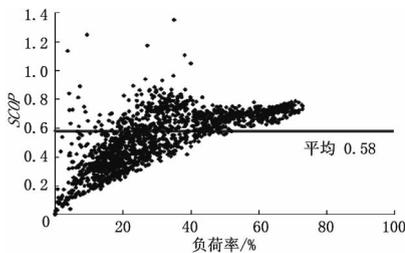


图 19 2003 年日本 B 吸收式制冷区域供冷能效实测

测结果,由于建筑已经投运,部分负荷相对较少且电动机组性能较好,其系统能效情况较为理想。

表 1 是早稻田大学对日本 2003—2004 年度东京 10 个典型区域供冷供热项目的统计分析结果^[1]。从表 1 可以看出,10 个项目最大的共同点是装机容量大于实际需求,没有一个项目能够达到一次满负荷利用;10 个项目按照总供冷量加权平均的最大供冷率为 64%,年平均利用率为 15.6%,远低于系统经济运行的理想数值。这固然与日本对室内舒适性的要求较高有关,但是系统装机容量过大不可避免地会带来部分负荷时段管网损耗增加和水泵功率的浪费,对系统能源效率带来较大影响,设备供冷能力的闲置也降低了系统的经济性。

表 1 日本 2003—2004 年度 10 个区域供冷供热项目的运行数据分析

项目 编号	供热					供冷				
	年总制热量/ (GJ/a)	最大供热量/ (GJ/h)	最大供热 率/%	年平均利 用率/%	年度当量利 用时间/h	年总制冷量/ (GJ/a)	最大供冷量/ (GJ/h)	最大供冷率/ %	年平均利 用率/%	年度当量利 用时间/h
1	22 782	25.0	31	7	651	110 845	65.0	69	25	2 191
2	23 828	32.2	24	2	185	91 569	71.1	55	10	836
3	196 705	70.8	44	14	1 214	367 872	172.1	51	13	1 098
4	255 285	102.4	82	23	2 050	219 737	124.1	74	15	1 305
5	62 624	35.3	81	16	1 443	69 643	50.3	88	14	1 222
6	27 084	15.7	71	14	1 231	32 856	15.8	52	12	1 081
7	55 935	28.1	86	20	1 721	69 856	34.6	73	20	1 725
8	80 932	63.1	59	10	903	146 450	94.9	66	15	1 299
9	152 680	58.0	57	17	1 504	93 700	46.3	52	12	1 045
10	207 740	93.7	76	19	1 689	222 122	94.6	75	20	1 749

表 2 是这 10 个区域供冷项目的损耗情况统计。可以看出与传统预测不同的是,区域供冷系统的损耗并不是远高于区域供热系统,反而是区域供热系统的损耗较高。区域供冷损耗率大于 5% 的 3 个项目均采用了水蓄冷蓄热技术,因此有部分散热损失发生在机房内,但是并不影响系

统的经济性。而未采用水蓄冷蓄热的项目,区域供冷的损耗率均在 5% 以内。没有发现区域供冷的管网损失明显抵消系统有效冷量的情况,这说明对于区域供冷系统的管网冷损失不需要过分担心,设计合理的系统完全可以保证供冷损失率在 5% 以下。

表 2 日本 2003—2004 年度 10 个区域供冷供热项目的损耗数据分析

项目 编号	供热				供冷			
	年总供热量/ (GJ/a)	年总售热量/ (GJ/a)	年总热损失/ (GJ/a)	年总热损失率/ %	年总供冷量/ (GJ/a)	年总售冷量/ (GJ/a)	年总冷损失/ (GJ/a)	年总冷损失率/ %
1	22 782	17 999	4 783	21	110 845	107 862	2 982	3
2	23 828	22 686	1 142	5	91 569	83 538	8 030	9
3	126 743	95 128	31 615	25	367 872	348 503	19 369	5
4	110 127	85 251	24 875	23	219 737	209 892	9 845	4
5	39 336	31 006	8 330	21	69 643	66 641	3 001	4
6	33 941	31 935	2 006	6	32 856	31 635	1 221	4
7	38 323	22 875	15 448	40	69 856	62 582	7 275	10
8	69 872	50 602	19 270	28	146 450	136 179	10 271	7
9	83 272	64 356	18 916	23	93 700	89 957	3 743	4
10	137 362	104 329	33 033	24	222 122	210 211	11 911	5

6 结论与建议

6.1 介绍了可用于设计前分析计算的区域供冷系统第一类能源效率和可用于运行后统计测算的第二类能源效率,但是由于蓄能和损耗等因素的影响,这两类能源效率不能直接比较,否则容易得出偏颇的结论。

6.2 区域供冷系统的第一类能源效率主要用于设计前分析系统的静态能源效率,其数值与制冷机组效率、外网输送效率、免费冷源的利用率、输配管网的散热损失等因素有关。免费冷源的利用可以极大地提高系统能源利用效率,这表明区域供冷系统与各类可再生能源利用、废热回收利用、未利用能源利用相结合是提高系统整体能源效率的一个主要方向,除此之外对第一类能源效率影响较大的是高效制冷设备的利用。

6.3 区域供冷系统的第二类能源效率主要用于描述系统的季节整体的能源效率,其中考虑了蓄冷、部分负荷变化、机房内冷损失、过量输配冷量等因素造成的影响,可与真实能耗相对应,因此第二类能源效率比第一类能源效率更为科学、合理,在建成的系统中应该优先采用。

6.4 区域供冷系统的第二类能源效率随蓄冰承担季节冷量份额的增大而下降,随为满足部分低负荷时段需求过量供冷比例的增大而下降,这与系统运行的经济性和室内供冷舒适性的保证率之间存在

一定的矛盾,因此区域供冷系统的第二类能源效率适宜与其他指标结合使用。

6.5 研究显示单位长度直埋保温管的散热损失率约在(0.002~0.003)%/m,这样理论上 1 km 的供冷主管网散热损失可以控制在 5% 左右,这在日本 10 个典型项目的运行数据统计中得到了验证。单位长度直埋保温管的散热损失率随地土土壤温度上升而线性增大;随保温层厚度减小而增大,尤其是在无保温时供水管的单位长度散热损失率会急剧增大,说明现在某些项目中采用的区域供冷不设保温的做法是要仔细分析谨慎采用的。另外直埋保温管散热损失率随管径和温差的变化明显,对于小管径和大温差的区域供冷输配管网,要加强保温材料性能及增加保温厚度,降低管网散热损失。

6.6 研究显示采用变频控制后在部分负荷时系统的 EER_1 显著提高,这说明空调系统动态负荷的分布特性导致输配管网采用定频水泵会使第一类能源效率大幅度下降。而采用变频控制,只要水泵特性曲线和变频器选择合适,就可以弥补水泵选择过大或低负荷比例过高的缺陷,提高系统第一类能源效率。

6.7 日本典型项目的运行统计数据表明,区域供冷普遍存在装机容量过大的设计问题,而同时部分负荷运行是降低系统第一类能源效率的最重

- [21] Watson S I, Cain J R, Cowie H, et al. Development of a push-pull ventilation system to control solder fume[J]. *Ann Occup Hyg*, 2001,45(8): 669-676
- [22] Marzal F, Gonzalez E, Minana A, et al. Influence of push element geometry on the capture efficiency of push-pull ventilation systems in surface treatment tanks[J]. *Ann Occup Hyg*, 2002,46(4): 383-393
- [23] Ojima J. Worker exposure due to reverse flow in push-pull ventilation and development of a reverse flow preventing system[J]. *Journal of Occupational Health*, 2002,44:391-397
- [24] Robinson M, Ingham D B. Design and operating parameters for push-pull ventilation of open surface tanks[J]. *Int J Energy Res*, 2003,27:757-770
- [25] Marzal F, Gonzalez E, Minana A, et al. Visualization of airflows in push-pull ventilation systems applied to surface treatment tanks [J]. *AIHA Journal*, 2003,64(4):455-460
- [26] Huang R F, Lin S Y, Jan S Y, et al. Aerodynamic characteristics and design guidelines of push-pull ventilation systems[J]. *Ann Occup Hyg*, 2005, 49(1): 1-15
- [27] Chern Ming-Jyh, Cheng Wei-Ying. Numerical investigation of turbulent diffusion in push-pull and exhaust fume cupboards[J]. *Ann Occup Hyg*, 2007, 51(6): 517-531
- [28] Gonzalez E, Marzal F, Minana A, et al. Influence of exhaust hood geometry on the capture efficiency of lateral exhaust and push-pull ventilation systems in surface treatment tanks[J]. *Environmental Progress*, 2008,27(3):405-411
- [29] 巴杜林. 工业通风原理[M]. 刘永年,译. 北京:中国建筑工业出版社,1965
- [30] 嵇敬文. 工厂有害物质通风控制的原理和方法[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1965
- [31] 孙一坚. 侧压作用下的吹吸气流特性[J]. *建筑热能通风空调*, 1982,1(2):1-4
- [32] 孙一坚. 侧压作用下吹吸气流特性(续)——吹吸气流的流线合成[J]. *建筑热能通风空调*, 1984,3(4):1-6
- [33] 于航,魏润柏. 吹吸气流速度场的理论分析[J]. *同济大学学报:自然科学版*, 1991,19(1):77-83
- [34] 李亚宁,于广荣. 横向气流作用下吹吸气流特性的研究[J]. *建筑热能通风空调*, 1989,8(2):1-5
- [35] 于广荣. 几种吹吸式通风罩算法的分析与比较[J]. *建筑热能通风空调*, 1984,3(1):1-6
- [36] 许邦令. 论临界断面吹吸气流中的位置[J]. *建筑热能通风空调*, 1987,6(1):10-11
- [37] 孙一坚,杨勇健. 吹吸式排风罩的二维紊流数值解及特性分析[J]. *暖通空调*, 1991,21(1):11-15
- [38] 茅清希,史建国,孙莉华. 吹吸气流的实验研究[J]. *建筑热能通风空调*, 1995,14(3):11-14
- [39] 张建忠. 吹吸式通风新流量比计算方法[J]. *建筑热能通风空调*, 1995,14(2):23-25
- [40] 贺素艳,王英敏,李云飞. 一种吹吸式排风罩的流场测试及数值模拟[J]. *上海交通大学学报*, 2002,36(10): 1492-1495
- [41] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社,2008
- [42] 黄文胜,罗清海,汤广发,等. 建筑通风的历史与未来[J]. *建筑热能通风空调*, 2006,25(2):28-33
- [43] 郑文亨,刘加平,王怡. 工厂有害物质吹吸通风控制的原理分析[J]. *流体机械*, 2008,36(8): 28-31

(上接第 31 页)

要因素,因此控制系统装机容量是提高系统两类能源效率的关键要素,而对于管网的损耗则不需要过分担心,有部分损失率超过 5%的项目均是由于采用蓄能系统造成了部分机房内散热损失,虽然这会在一定程度上影响系统的能源效率,但并不会降低系统的经济性。

参考文献:

- [1] 曹鳴鳳. 東京都心部における熱源ネットワークの構築に関する基礎研究[D]. 東京:早稲田大学, 2008: 23-45
- [2] 渡邊健一郎. 業務用施設における空調熱源システム
- のエネルギー利用効率に関する調査研究[D]. 東京:早稲田大学, 2007:23-45
- [3] 日本地域冷暖房協会技術委員会. 地域冷暖房技術手引書[M]. 2版. 東京:日本地域冷暖房協会, 2002: 3-5
- [4] 日本熱供給事業協会. 熱供給事業便覧[M]. 東京:日本熱供給事業協会, 2005:27-28
- [5] 日本熱供給事業協会. 熱供給事業便覧[M]. 東京:日本熱供給事業協会, 2002:34-35
- [6] Shuzo Murakami, Mark Dlevine. Energy consumption, efficiency, conservation, and greenhouse gas, mitigation in Japan's building sector [R]. Lawrence Berkeley Laboratory, 2006:56