

文章编号: 0253-4339(2012)03-0068-06

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.03.068

供热空调系统炯效率计算方法

王 锡 杨勇平

(华北电力大学 电站设备状态监测与控制教育部重点实验室 北京 102206)

摘 要 为了明确供热空调系统的能质利用情况, 基于单耗分析理论和方法对供热空调系统的炯分析进行了进一步的研究和探讨。讨论了几种典型供热空调系统形式(锅炉供热、电热供热、热泵空调、吸收式冷热水机组)的炯效率计算方法, 并总结出炯效率通式。为表征系统整个运行期的平均炯效率, 提出了两种使供热空调系统的炯分析方法更为全面的方法(供热/冷量加权温度法和燃料加权法), 并结合示例全面分析了基于热力学第一定律的一次能源利用率和基于热力学第二定律的炯效率, 从而更为全面地了解各系统在全工况下的能源(质)利用情况。

关键词 工程热物理; 平均炯效率; 单耗分析; 供热空调系统

中图分类号: TK123; TU83

文献标识码: A

The Calculation of Exergy Coefficient for Heating & Air Conditioning System

Wang Xi Yang Yongping

(Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment of Ministry of Education; North China Electric Power University, Beijing, 102206, China)

Abstract To further understand the energy quality utilization of air conditioning and heating system, the exergy analysis based on specific consumption analysis was studied. The exergy coefficient computational methods of some typical air conditioning and heating systems (boiling heating, electric heating, heat hump, absorption unit) were studied, and the general formula of exergy coefficient was summarized. To express mean exergy coefficient of the whole season, two mean exergy coefficient computational methods for air conditioning and heating system were proposed: heat weighted temperature method and fuel weighted method, and so the exergy analysis for air conditioning and heating system was improved. By taking the heating in Beijing as an example, the First & Second Law of Thermodynamics based coefficients of typical air conditioning and heating systems were developed, and from these numerical values, the energy (quality) utilization of air conditioning and heating systems in different loads was fully obtained.

Keywords Engineering thermophysics; Mean exergy coefficient; Specific consumption; Air conditioning & heating system

为了表征不同供热空调系统的能源利用情况, 在能源利用比较的过程中, 一般使用基于热力学第一定律的一次能源利用率PER这一评价指标。显然, PER具有了类似锅炉效率的含意, 对于同一供热/冷需求, 可以比较不同供热空调系统(如锅炉供热、热泵空调、电热供热等)的能源利用情况。但PER表征能源利用情况并不完善, 它无法反映能质利用上的差别, 因此, 近代热力学评价中提供了简便而又科学的评价方法——炯分析法。炯分析理论以能量系统中的各种能量价值计算为基础, 评价能量系统对能量价值利用的完善程度, 是一种简便、科学的评价方法。

在供热空调系统中也广泛采用炯分析法, 但在分析过程中, 有系统设计工况下的各环节的炯分析^[1], 或设计工况下系统的炯效率^[2-3], 但并没有一个统一的简单明了的炯效率计算方法。另外, 对供热/冷系数(一次能源利用率)关注包括其设计值和整个供热/冷期的平均值, 因此仅分析设计工况下的炯显然并不完善, 整个供热/冷期总的炯分析更能反映供热空调系统的能质利用情况, 也应值得关注。

单耗分析理论和方法是基于炯分析的能量系统分析方法, 已经得到了广泛的应用和认可^[4-7]。在此将基于单耗分析理论进一步对供热系统的炯分析进行研究和探讨。

基金项目: 教育部科学技术研究重点(重大)资助项目(107119)。(The project was supported by the Key(Key grant) Project of Chinese Ministry of Education(No.107119).)

收稿日期: 2011年7月5日

1 单耗分析理论简介

单耗分析理论的方法研究计算的是从能源利用的生产供应、网络输配到终端用户使用之全过程的绩效性指标,而不是某一个环节,因此是最全面的热力学分析。可以掌握到用户终端的能源利用情况,这也是其他分析方法无法做到的。

1.1 单耗分析理论的一般表达式

根据第二定律,任一能源利用过程的焓平衡可一般性地描述为燃料焓=产品焓+焓耗损:

$$B_s \cdot e_f = P \cdot e_p + \Sigma B_i \cdot e_f \quad (1)$$

式中: e_f 、 e_p —分别为燃料和产品的比焓; P —产品产量,在此指的是热量 Q ,下文用 Q 表示; B_s —标准煤耗量, kJ; ΣB_i —系统各焓耗损导致的附加燃料消耗之和。

显然,式(1)可以写成:

$$b = \frac{B_s}{Q} = \frac{e_p}{e_f} + \frac{\Sigma B_i}{Q} = b_{\min} + \Sigma b_i \quad (2)$$

式中: b —产品的实际燃料单耗; $b_{\min} = e_p/e_f$ —生产产品的理论最低燃料单耗,即无任何焓耗损时的产品燃料单耗; ΣB_i —系统各环节焓耗损引起的附加燃料单耗之和,取决于生产方式和工艺流程。

根据式(1),不难得到任一产品生产过程的焓效率(第二定律效率)为:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{Q \cdot e_p}{B_s \cdot e_f} = \frac{e_p/e_f}{B_s/Q} = \frac{b_{\min}}{b} \quad (3)$$

燃料的比焓可定义为1kg燃料理论上可能转变成的功量(电量)。由于不同品种的燃料其热值都不尽相同,在此,不管是何种燃料(煤、气或油),都以标准煤作为参考对象,即不管消耗的是何种燃料都将消耗的燃料根据燃料所耗热值折算成标准煤量来进行度量。因此在式(1)中 B_s 指的是标准煤耗量。因1kg标准煤的热值是7000kcal,则燃料的比焓为:

$$e_f = \frac{7000 \times 4.1868}{3600} = 8.14 \text{ kWh/kg} \quad (4)$$

1.2 电和热比焓及其理论最低燃料单耗

反映一个产品品质的重要指标是产品比焓。

“电”和“热”是能源利用的两种主要形式,几乎所有的耗能产品都直接或间接地消耗电和热两种能量,分析讨论电和热两种产品的比焓对于理解能源利用具有重要意义,其他产品的比焓可以基于热力学分析确定。

“电”在热力学分析^[8]中被视为100%的焓,即

电的比焓为 $e_p = 1 \text{ kWh/kWh}$ 。因此,电力生产的理论最低燃料单耗为:

$$b_{e,\min} = e_p/e_f = 1/8.14 = 0.123 \text{ kg/kWh} \\ = 34.1 \text{ kg/GJ} \quad (5)$$

而34.1kg/GJ为热效率100%时的热能生产过程的燃料单耗。

对于一定的热/冷量,如果其热力学温度为(在此即室内温度),该热量其比焓为:

$$e_p = a(1 - T_0/T_r) \text{ kWh/kWh}_h \\ \text{或: } e_p = 278a(1 - T_0/T_r) \text{ kWh/GJ} \quad (6)$$

式中: T_0 —环境温度, K; a —系数,供热, $a = 1$; 供冷, $a = -1$ 。

因此,供热/冷的理论最低燃料单耗为:

$$b_{\min} = \frac{e_p}{e_f} = 0.123a(1 - T_0/T_r) \text{ kg(标煤)/kWh}_h \\ \text{或: } b_{\min} = \frac{e_p}{e_f} = 34.1a(1 - T_0/T_r) \text{ kg(标煤)/GJ} \quad (7)$$

2 典型供热空调系统的焓效率

下面讨论几种供热空调形式的焓效率(在此没有讨论可再生的能源,如太阳能、风能等供能形式),包括: 1)燃烧一次能源供热/冷,这里的一次能源包括燃煤、燃气、燃油等; 2)用二次能源(电)直接供热; 3)用二次能源以热泵的方式供热或以空调制冷的方式供冷。

2.1 锅炉供热

(燃煤、燃气、燃油)锅炉以热能为产品,若锅炉生产热能的实际燃料单耗为 $b_{b,h}$ (如果考虑的研究对象中包含泵、风机等,需将泵、风机等消耗的电能量折算成标准煤耗量,再计算到燃料单耗中),可得出基于热力学第一定律的锅炉效率 η_b 为:

$$\eta_b = \frac{34.1}{b_{b,h}} \quad (8)$$

则由式(3)得锅炉焓效率 $\eta_{b,\text{ex}}$ 为:

$$\eta_{b,\text{ex}} = \frac{b_{h,\min}}{b_{b,h}} = \frac{34.1}{b_{b,h}}(1 - T_0/T_r) \\ = \eta_b(1 - T_0/T_r) = \eta_b \varepsilon \quad (9)$$

式中: $b_{h,\min}$ —供热的理论最低燃料单耗; $\varepsilon = 1 - T_0/T_r$ —卡诺因子; 而34.1kg/GJ为上文所讨论过的热效率100%时的热能生产过程的燃料单耗。

显然,锅炉焓效率不仅取决于锅炉热效率,还取决于热产品的品位。即锅炉供热焓效率可以看成

锅炉热效率与卡诺因子的乘积。

2.2 电热供热

对于发电, 如果将标准煤低位热值视为100%的烟, 则其烟效率 $\eta_{e,ex}$ 与一次能源利用率 η_e 是一样的。若电能生产的燃料单耗为 b_e , 由公式(3)和(5)有:

$$\eta_{e,ex} = \eta_e = \frac{b_{e,min}}{b_e} = \frac{34.1}{b_e} \quad (10)$$

而用电热供热时, 一般认为电能全部转化为热能, 即效率为1, 所以电热供热的燃料单耗 $b_{e,h}$ 等于电能的生产燃料单耗 b_e , 即 $b_{e,h} = b_e$ 。

所以电热供热的烟效率 $\eta_{e,h,ex}$ 为:

$$\begin{aligned} \eta_{e,h,ex} &= \frac{b_{h,min}}{b_{e,h}} = \frac{34.1}{b_e} (1 - T_0/T_r) \\ &= \frac{b_{e,min}}{b_e} \frac{34.1(1 - T_0/T_r)}{b_{e,min}} = \eta_{e,ex} \varepsilon \end{aligned} \quad (11)$$

从这可以看出, 电热供热烟效率可以看成发电的烟效率(数值等于一次能源利用率)和卡诺因子的乘积。

2.3 热泵空调

设热泵空调的供热/冷效率为COP, 热泵空调的燃料单耗为 b_{hp} (如果考虑的研究对象是整个系统即包含泵、管网等, 则供热/冷效率是整个系统的能效比, 而燃料单耗则应包含管网等的能耗折算成的标准煤耗量), 则有

$$COP = b_e / b_{hp} \quad (12)$$

则热泵系统供热/冷基于第一定律的一次能源利用率 η_{hp} 为:

$$\eta_{hp} = \eta_{e,ex} \cdot COP = 34.1/b_{hp} \quad (13)$$

则热泵系统的烟效率 $\eta_{hp,ex}$ 为:

$$\begin{aligned} \eta_{hp,ex} &= \frac{b_{min}}{b_{hp}} = \frac{34.1a}{b_e} (1 - T_0/T_r) COP \\ &= a \cdot \eta_{e,ex} \cdot COP \cdot \varepsilon = a \eta_{hp} \varepsilon \end{aligned} \quad (14)$$

所以同样的, 热泵系统的烟效率是热泵供热/冷系数与卡诺因子的乘积(a 为系数, 供热时, $a=1$; 供冷时, $a=-1$)。

2.4 吸收式冷热水机组

吸收式冷热水机组在此只考虑直燃型, 因能量的输入为一次能源, 所以在供热时其计算方法类似于锅炉供热。

直燃型吸收式冷热水机组的供热/冷效率也是它的一次能源利用率, 设为 η_{ab} , 则它的实际单耗

b_{ab} 为:

$$b_{ab} = 34.1/\eta_{ab} \quad (15)$$

则吸收式冷热水机组的烟效率 $\eta_{ab,ex}$ 为:

$$\eta_{ab,ex} = \frac{b_{min}}{b_{ab}} = \frac{34.1a(1 - T_0/T_r)}{34.1/\eta_{ab}} = a \eta_{ab} \varepsilon \quad (16)$$

从上式可以看出, 同样的, 吸收式冷热水机组的烟效率是机组供热/冷系数与卡诺因子的乘积。

从公式(9)、(11)、(14)和(16)可以看出, 供热空调系统的烟效率均等于其供热/冷时一次能源利用率和卡诺因子的乘积, 即供热空调系统的烟效率可写成如下通式:

$$\eta_{ex} = a \eta \varepsilon \quad (17)$$

式中: η_{ex} —系统烟效率; η —供热/冷时的一次能源利用率。

这样只要知道到了系统基于第一定律的一次能源利用率以及温度条件, 就能很方便的求出其基于第二定律的烟效率。由此也可以看出同样的系统同样的一次能源利用率应用在不同的地区, 如北京和哈尔滨(主要是室外环境不同)的供热系统, 其烟效率是不相同的, 显然供热时哈尔滨地区的烟效率要大些。

3 供热空调系统的平均烟效率

在供热空调系统中, 除了会用到设计工况下的效率, 常常会分析系统运行期的平均效率。对于平均一次能源利用率 $\bar{\eta}$ 来说, 假设整个运行期所消耗的标准煤耗量为 $B_s = \sum B_{s,i}$ ($B_{s,i}$ 为室外环境温度 $T_{i,j}$ 下对应的标准煤耗量), 这个很容易得到, 则运行期的总的燃料热量为 $Q_B = 7000 \times 4.1868 \times 10^{-6} B_s$; 通过实测或计算可以得到运行期建筑物所获得的总的供热/冷量 $Q = \sum Q_i$ (Q_i 为 $T_{i,j}$ 下对应的供热/冷量), 则系统的平均一次能源利用率 $\bar{\eta}$ 为:

$$\bar{\eta} = \frac{\sum Q_i}{Q_B} = \frac{\sum Q_i}{7000 \times 4.1868 \times 10^{-6} \sum B_{s,i}} \quad (18)$$

供热空调系统的平均烟效率却不是那么容易得出, 通过式(17)可以得到平均烟效率为:

$$\bar{\eta}_{ex} = \bar{\eta} \cdot \bar{\varepsilon} \quad (19)$$

即平均烟效率为平均一次能源利用率 $\bar{\eta}$ 和平均卡诺因子 $\bar{\varepsilon}$ 的乘积, 而 $\bar{\varepsilon}$ 是和室内外温度有关的量。

3.1 方法一: 供热/冷量加权温度法

对于供热空调全工况来说, 室内温度为设计值, 波动不大, 假设其不变, 由于环境温度时时变

化, $\bar{\varepsilon}$ 会随环境温度变化, 设室外环境温度的平均热力学温度为 $\bar{T}_0$, 则 $\bar{\varepsilon} = 1 - \bar{T}_0 / T_r$ 。要求 $\bar{\varepsilon}$, 必须要先知道 $\bar{T}_0$ 。

在此给出基于单耗分析理论的计算方法来求解 $\bar{T}_0$, 从而给出平均热效率的计算方法。

由于环境温度时时变化, 所得到的产品的比热 e_{pi} 也是在时时变化的。由式(3)有:

$$\bar{\eta}_{ex} = \frac{Q \cdot \bar{e}_p}{B_s \cdot e_f} = \frac{\bar{e}_p / e_f}{B_s / Q} = \frac{\bar{b}_{min}}{\bar{b}} \quad (20)$$

式中: $\bar{e}_p = \sum (Q_i \cdot e_{pi}) / \sum Q_i$ —环境温度下产品的平均比热, 由式(6)有:

$$\begin{aligned} \bar{e}_p &= a(1 - \bar{T}_0 / T_r) [\text{kWh/kWh}_h] \\ &= 278a(1 - \bar{T}_0 / T_r) [\text{kWh/GJ}]; \end{aligned}$$

式中: e_{pi} —某一室外环境温度 T_i 对应的产品比热; Q_i —室外环境温度 T_i 对应的供热/冷量; $\bar{b} = B_s / Q = \sum B_{s,i} / \sum Q_i$ —整个运行期的平均实际单耗。

设运行期的供给建筑物的总热/冷量为 E , 某一温度 T_i 下供的热/冷量为 E_i , 则有:

$$E = \sum E_i = \sum Q_i e_{pi} = \sum Q_i [1 - (T_i / T_r)] \quad (21)$$

对于环境平均热力学温度 $\bar{T}_0$, E 满足下式:

$$E = Q \cdot \bar{e}_p = Q [1 - (\bar{T}_0 / T_r)] \quad (22)$$

由式(22)和式(23)有

$$\begin{aligned} Q_1(1 - \frac{T_1}{T_r}) + Q_2(1 - \frac{T_2}{T_r}) + \dots + Q_n(1 - \frac{T_n}{T_r}) &= Q(1 - \frac{\bar{T}_0}{T_r}) \\ \bar{T}_0 = \frac{\sum Q_i \cdot T_i}{Q} = \sum \frac{Q_i}{Q} T_i \end{aligned} \quad (23)$$

也就是说, 平均热力学温度 $\bar{T}_0$ 可以看成某一温度 T_i 下所提供热/冷量占总供热/冷量份额 Q_i / Q 的对温度的加权值, 而并不是室外温度的简单代数平均值。

若写成积分的形式, 式(23)可写成:

$$\bar{T}_0 = \frac{\int Q_\tau T_\tau d\tau}{Q} = \int \frac{Q_\tau}{Q} T_\tau d\tau \quad (24)$$

式中: Q_τ — τ 时刻对应的供热/冷量; T_τ — τ 时刻对应的室外温度值。

所以, 由式(20)有:

$$\bar{\eta}_{ex} = \bar{b}_{min} / \bar{b} = \frac{34.1 \left(1 - \frac{\bar{T}_0}{T_r} \right)}{\bar{b}} = \bar{\eta} \cdot \bar{\varepsilon} \quad (25)$$

利用式(26)求平均热效率的方法, 在此称为供热/冷量加权温度法。

3.2 方法二: 燃料加权法

下面给出也是基于单耗分析理论的平均热效率

的另一个计算方法。假设对不同环境温度 T_i 对应的供热/冷量为 Q_i 、比热为 e_{pi} , 则

$$e_{pi} = 1 - \frac{T_i}{T_r} \quad (26)$$

由式(3)有:

$$\eta_{ex,i} = \frac{Q_i \cdot e_{pi}}{B_{s,i} \cdot e_f} \quad (27)$$

假设燃料的比热 e_f 不随环境温度改变, 始终如式(4), 则平均热效率为:

$$\bar{\eta}_{ex} = \frac{\sum (Q_i \cdot e_{pi})}{B_s \cdot e_f} \quad (28)$$

将式(27)代入式(28)有:

$$\bar{\eta}_{ex} = \frac{\sum \eta_{ex,i} (B_{s,i} \cdot e_f)}{B_s \cdot e_f} = \frac{\sum \eta_{ex,i} B_{s,i}}{B_s} = \sum \frac{B_{s,i}}{B_s} \eta_{ex,i} \quad (29)$$

可以看出, 平均热效率也可以看成某一温度 T_i 下标准煤耗量占总标准煤耗量份额 $B_{s,i} / B_s$ 对热效率的加权值。

同样式(29)也可以写成积分的形式:

$$\bar{\eta}_{ex} = \int \frac{B_{s,\tau}}{B_s} \eta_{ex,\tau} d\tau \quad (30)$$

式中: $B_{s,\tau}$ — τ 时刻对应的标准煤耗量; $\eta_{ex,\tau}$ — τ 时刻对应的热效率。

利用式(29)和式(30)求平均热效率的方法, 在此称为燃料加权法。

通过下面的示例可以得出, 这两种方法计算出来的结果是一致的。

4 示例

现以北京地区建筑物供热为例进行说明。北京供暖热负荷延续时间图^[9]如图1所示, 横坐标的左半部分为室外温度 t_i , 纵坐标为供暖相对热负荷比 $\bar{Q}$; 横坐标的右半部分表示小时数 n , 代表供暖期中室外温度 t_i 小于供暖室外计算温度出现的总小时数。

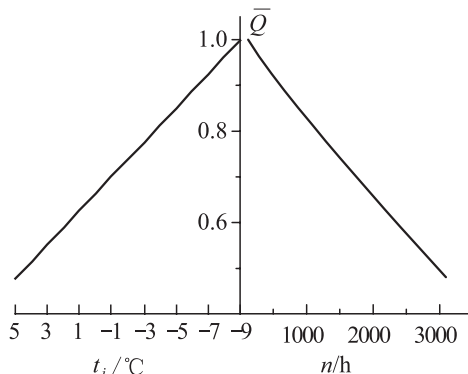


图1 北京供暖热负荷延续时间图
Fig.1 The heat load duration profile in Beijing

现分别对三种典型供热系统形式(锅炉供热、电热直接供热、热泵供热)进行分析计算比较,在此考虑锅炉是燃气锅炉、热泵是土壤源热泵。三种供热形式在设计工况下的参数见表1。在此需要说明的是,因该示例是为了补充说明以上讨论的两种焓效率计算方法,不是比较供热系统之间的优越性。故这里只考虑了供热系统机组的工况,没有考虑管网以及末端中泵或者风机的能耗。

表1 三种供热形式设计工况参数

Tab.1 Design parameters of three heating systems

	锅炉	热泵	电热
供热系数	0.90	1.2	0.352
实际单耗/(kg/GJ)	37.96	28.53	96.9
焓效率	8.34%	11.1%	3.26%

表1中,热泵供热COP=3.4,发电煤耗为 $b_e=349\text{g/kWh}=96.94\text{kg/GJ}$ (即发电效率为0.352),燃气锅炉热效率0.9。对于焓效率,计算的温度为:室外计算温度 -9°C , $T_r=18^\circ\text{C}$ 。

根据图1负荷条件计算这三种供暖方式在不同温度对应条件下的供热系数(一次能源利用率)如图2所示。

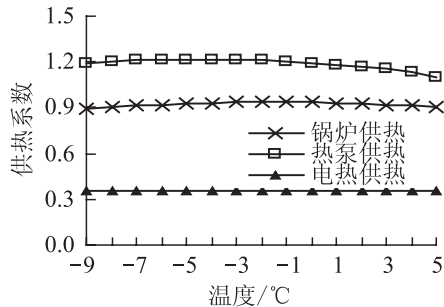


图2 供热系数

Fig.2 Coefficients of heating

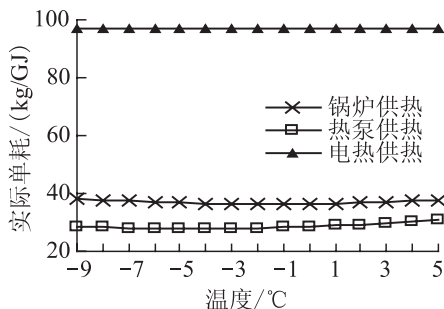


图3 供热的实际单耗

Fig.3 Real specific consumption of heating

对于电热直接供热,由于发电煤耗本来是已经考虑了气候等因素的平均值,所以认为发电效率不变,故电热供热的效率是保持不变的,不随气候、负荷率等因素而变化,同样电热供热的实际单

耗也不变。三种供热方式在采暖季中不同的室外温度条件下的供热实际单耗如图3所示,其不同温度下对应的焓效率(第二定律效率)如图4所示。

通过图1和式(23),可以计算出北京整个供暖期的热力学平均温度 $\bar{T}_0=-2.36^\circ\text{C}$,则平均卡诺因子为 $\bar{\epsilon}=0.07$ 。表2给出了三种供热方式的平均供热系数、平均实际单耗和平均焓效率值(通过3.1和3.2中介绍的方法一和方法二计算出来的平均焓效率数值相等)。

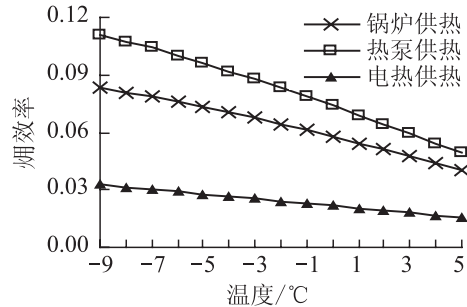


图4 供热焓效率

Fig.4 Exergy coefficient of heating

表2 三种供热形式的平均参数

Tab.2 Mean parameters of three heating systems

	锅炉	热泵	电热
平均供热系数	0.924	1.19	0.352
平均实际单耗/(kg/GJ)	36.95	28.61	96.9
平均焓效率	6.46%	8.34%	2.46%

从表1和表2中可以看出,供热系数的设计值和总的平均值差别不大(这是因为从图1中可看出采暖负荷主要在0.5~1之间,而从图2中可以看出,在这段负荷之间,系统的部分负荷特性都较好所致),而焓效率有较大的区别,这是由于系统在非设计工况条件下,室外环境温度变化较大,从 -9°C 变到 5°C ,室内外温差逐步缩小,从而卡诺因子 ϵ 也从0.093降到了0.045,导致焓效率减小。从实际单耗来看,由于供热系数(一次能源利用率)变化不大,由式(8)、(10)和(13)得实际单耗也变化不大,但是由式(6)可得,供暖的理论最低单耗却随着环境温度的增加而变小,所以焓效率减小了。

从上面的分析可以看出,对于供暖来说,在整个供暖期中,供暖系数(一次能源利用率)可能变化不大,但是焓效率却会下降许多,这主要是由于环境温度变化较大的原因所致。所以,在供暖系统效率中除了要关注设计工况下的供热系数、焓效率、整个供暖期的供热系数之外,还需要关注整个供暖期的焓效率,从而进一步的了解整个供暖期的焓效率才能更明确供暖系统的能质利用情况。

5 结论

为更明确供热空调系统的能质利用情况, 基于单耗分析理论和方法对供热空调系统的烟效率计算方法进行了进一步地研究和探讨。

给出了基于单耗分析理论的几种典型供热空调形式(锅炉供热、电热供热、热泵空调、吸收式冷热水机组)的烟效率推导公式, 并总结出了相应的烟效率计算通式。

对于供热空调系统来说, 一般对供热/冷系数(基于热力学第一定律的一次能源利用率)的关注包括设计值和整个供热/冷期的平均值, 而对于烟效率来说, 仅对设计工况下的值关注较多, 但是对整个供热/冷期的总的平均值几乎没有关注。为了进一步明确供热空调系统的能质利用情况, 给出了基于单耗分析理论的平均烟效率的计算方法: 供热/冷量加权温度法和燃料加权法, 从而使供热空调系统的烟分析更为全面。

结合北京地区供暖, 给出了三种供热方式(锅炉供热、电热供热、热泵供热)在设计工况和整个采暖季的一次能源利用率、烟效率, 从这些数值可以更为全面地了解各供热系统在全负荷情况下的能源(质)利用情况。

参考文献

- [1] Ozgener Leyla, Hepbasli Arif, Dincer Ibrahim. Energy and exergy analysis of geothermal district heating systems: an application[J]. Building and Environment, 2005, 40:1309-1322.
- [2] Yildiz Abdullah, Güngör Ali. Energy and exergy analyses of space heating in buildings[J]. Applied Energy, 2009, 86(10): 1939-1948.
- [3] Bi Yuehong, Wang Xinhong, Liu Yun, et al. Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes[J]. Applied

Energy, 2009, 86(12): 2560-2565.

- [4] 宋之平. 单耗分析的理论 and 实施[J]. 中国电机工程学报, 1992, 12(4): 15-21. (Song Zhiping. Consumption Rate Analysis: Theory and Practice[J]. Proceedings of the CSEE, 1992, 12(4): 15-21.)
- [5] 周少祥, 宋之平. 论能源利用的评价基准[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(8): 1267-1271. (Zhou Shaoxiang, Song Zhiping. On Evaluation Reference of Energy Utilizations[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 29(8): 1267-1271.)
- [6] 周少祥, 姜媛媛, 胡三高, 等. 单耗分析理论与超(超)临界机组机炉参数匹配问题研究[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(12): 1995-1998. (Zhou Shaoxiang, Jiang Yuanyuan, Hu Sangao, et al. Theory and Analysis of Fuel Specific Consumption and Thermodynamic Parameter Matching of Boiler and Turbine of Sc or Usc Units[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(12): 1995-1998.)
- [7] 毕庆生, 宋之平, 杨勇平, 等. 分布式冷热电三联供系统的单耗分析模型研究[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(6): 905-908. (Bi Qingsheng, Song Zhiping, Yang Yongping, et al. Research on the Unit Consumption Analysis Model of Distributed CCHP System[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6): 905-908.)
- [8] 宋之平, 王加璇. 节能原理[M]. 北京: 水利电力出版社, 1985: 204-287.
- [9] 贺平, 孙刚. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993: 119-121.

作者简介

王锡, 女(1976—), 博士, 讲师, 华北电力大学能源动力与机械工程学院, (010)61772713, E-mail: wx@ncepu.edu.cn. 研究方向: 分布式供能系统。

About the author

Wang Xi (1976—), female, Ph.D./lecturer, School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, (010)61772713, E-mail: wx@ncepu.edu.cn. Research fields: distributed energy resources.