

地板辐射供暖系统能耗计算

王子介

(南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042)

[摘要] 分析了低温地板辐射供暖系统的运行方式、热源种类、调节控制模式及当地气象条件、建筑物保温程度和热性能等多种因素对能耗的影响。给出了不同供暖方式下,保温程度不同的建筑物的热损失,分析了辐射供暖热负荷变化时在热水温度调节方面的节能性。提出了这类系统能耗分析的思路和计算方法,在建筑负荷计算方面,可以采用改良温频法,在设备模拟方面,可以使用稳态的简化模拟法。上述方法既方便、节省计算机机时,对于输入条件的要求也不象逐时分析方法那样严苛,并具有一定的准确性。给出了辐射采暖常用热源设备电锅炉、燃料锅炉及媒体输送设备水泵的能耗计算公式以供参考。指出须对国内常用热源设备的性能参数和负荷特性作进一步的基础研究,以便为实际计算提供必要的参数。

[关键词] 辐射供暖,能耗分析,改良温频法,稳态算法

[中图分类号] TU832 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2006)01-0001-04

An Energy Analysis Method for Radiant Floor Heating System

WANG Zijie

(School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

Abstract: The influence of the operating model, heat source, control method, local weather condition and building heat preservation level on energy consuming of radiant heating system was analyzed. The heat loss for different heating systems in buildings with different heat insulating levels was listed. The energy saving in radiant heating systems with the adjusted inlet water temperature was also analyzed. The ASHRAE Modified B-N method can be used to simulate building load. Simplified static simulation methods can be used to calculate energy consumption of heat source equipment. These methods are easy to use, simple to input data and can save simulation time while the simulation results are trustworthy. The equations for calculating energy consuming equipments, such as electric boilers, fuel boilers and medium transport equipment water pumps were given in this paper, but further research is needed to provide the functional parameters and load characteristics of equipment.

Key words: radiant heating, energy consuming analysis, modified B-N method, static analysis method

低温地板辐射供暖已在我国,特别是北方地区获得了大面积应用,其舒适、节能、便于分户计量等优点日益被设计人员和用户所认识。部分地区已制定地方法规,这对于指导工程设计、施工起到了良好作用。但对辐射供暖的能耗分析,国内还罕有研究。本文在作者以往研究基础上,对此提出了计算思路和方法。

1 地板供暖系统能耗的影响因素

地板采暖系统的能耗与系统的形式和特性、运行方式、热源种类、调节控制模式、当地气象条件、建筑物保温程度及热性能等多种因素密切相关。只有恰当地设计、布置地暖系统,选用节能、高效的热源设备,适当地进行调节控制,才能真正节省能量。此外,辐射供暖热媒温度的降低为太阳能、地热水等自然能源的使用提供了条件。充分利用自然能才可能使低温辐射供暖节约能源、有利环保的优点得到发挥。

1.1 房间作用温度对能耗的影响

采用水媒辐射供暖时,由于热表面与其他表面的直接辐射换热,房间其余内表面的升温幅度比采用对

收稿日期: 2005-04-28

基金项目: 南京师范大学“211工程”学科建设资助项目(1843202534)。

作者简介: 王子介(1948-),教授,主要从事建筑节能与暖通空调新技术方面的教学与研究。E-mail: wjz. nju@263.net

流为主的供热方式时要大,房间内的平均辐射温度和作用温度提高,室内空气温度可以低 1~2。由此带来的能耗节省大约为 10%~15%。

1.2 建筑保温程度的影响

表 1 为分别对围护结构绝热好、中等以及差 3 种情况下不同采暖形式的建筑能耗。以地板采暖时 3 种保温情况下的平均热损失为 100%,可以看出,以窗下安装的暖风机热损失最大,高温水散热器其次,与地板采暖时的热损失相差约 15%,主要原因是这两类系统空气对流最强烈,导致经外墙的传热系数增大所致。当围护结构保温较差时,不同系统的热损失最大差值为 28.6%;而当围护结构保温较好时,最大差值仅为 4.8%。

表 1 不同采暖形式的建筑热损失 / %

建筑隔热程度	差 (平均传热系数 = 2.81 W / (m ² · K))	中 (平均传热系数 = 1.57 W / (m ² · K))	好 (平均传热系数 = 0.75 W / (m ² · K))	平均百分比 / %
低温热水地板采暖	165.1	91.6	43.6	100
电热式吊顶辐射板	169.6	95.9	44.6	103.4
电暖风机 (窗下安装)	193.7	104.1	48.4	115.4
电暖风机 (墙上安装)	181.2	98.8	46.5	108.9
高温热水板式散热器 (窗下安装)	190.4	102.2	47.7	113.5
高温热水板式散热器 (墙上安装)	181.2	98.6	46.5	108.7
低温热水板式散热器 (窗下安装)	185.3	99.8	46.7	110.6
低温热水板式散热器 (墙上安装)	181.0	98.3	46.3	108.4

1.3 热媒温度对能耗的影响

由于地板采暖所需热媒温度低,所以较之高温热媒采暖,可减少热水加热用能。在输送过程中,可以减小温差热损失,并为充分利用太阳能、地热水等自然能和余热、废热提供了条件,进一步节省了能耗。

热媒温度的影响还体现在温度调节对不同采暖系统能耗的影响上。将室温变化范围 21~25 时供热量减少的比例列于表 2,可以看出,室内温度每升高 1,可减少供热量 20%。假设地面温度不变,则进回水温差可以成比例地减少。当围护结构保温较差时,为保持同样室温,需要升高地面温度,此时供热量减少按比例下降。将此与散热器采暖相比较,若散热器表面平均温度为 80,则当室内温度由 20 提高至 21 时,散热器可减少热量供应 2%。即使在能耗基数相差较大的情况下低温辐射采暖的节能优势也是很明显的。

表 2 地板采暖负荷变化时的热量调节量

	t /		Q
	t _e	t _s	1 - $\frac{t_s - t_e}{t_s - t_{en}}$
室内设计温度	t _{en} = 20	t _s = 25	—
	21	25	0.2
由于外界热流	22	25	0.4
影响,使室温	23	25	0.6
升高到的温度	24	25	0.8
	25	25	1.0

注: t_e 为室内空气温度; t_s 为地面温度; Q 为减少供热量。

1.4 其他影响

热源方式、管底保温程度、冬季利用太阳辐射的程度等都会不同程度影响地板采暖系统的能耗。限于篇幅,此处不再详述。

2 建筑负荷分析计算法

辐射供暖系统如同其他采暖空调系统一样,其能耗分析一般也可按 3 部分进行计算:室内负荷(或称建筑负荷)、次级设备(泵、风机、末端装置等)耗能和初级设备(冷水机组、锅炉等冷热源设备)耗能。以设备选型为目的的负荷计算是计算最不利气象条件下的最大负荷(不计保证率以外部分)。而能耗分析用的室内负荷则应以典型气象条件下的平均负荷为依据。第 2 步是将室内负荷换算为次级系统能耗。稳态的处理法可从冷、热媒的热平衡来加以估算,复杂的动态处理则必须对系统进行逐时模拟。一般来说,当室内热量的瞬时变化不容忽略时,必须用动态计算法。第 3 步计算初级设备能耗,即为了满足上述负荷需要必须消耗的燃料或电能。在这一计算中必须考虑到设备效率和设备的部分负荷特性。根据设备使用能源的不同,有时要将其他能源换算为一次能源。

能耗计算又为经济性分析提供了依据,例如用能时间、最大能耗量等都可以作为中间参数用于计算运行费。在进行能耗分析时,要考虑到不同系统及不同传热方式的影响。例如,在使用辐射采暖方式时,由于室内空气平均辐射温度升高,围护结构内表面温度升高,室内设计温度稍微降低也可以达到相同的舒适感

觉.在这种情况下,室内外传热耗热量增加,烟囱效应减小,冷风渗透量减少,由此引起耗热量减小.这与使用热风采暖的系统是不同的.

由于能耗分析的方法有多种,所以使用时须对分析方法进行选择.能耗分析的稳态算法主要有度日法、可变基础度日法、温频法(BN法)、度时法等,目前比较成熟和公认的,首推ASHRAE温频法和改良温频法(Modified BN Method).该法将室外空气干球温度的历年统计值按一定的温度间隔分组,然后统计出各温度组或称温频组的全年发生时数.为便于对商业建筑或办公建筑进行模拟计算,一般将建筑使用模式按1~8h、9~16h、17~24h 3组统计,以便应用温频参数进行计算.在外气干球温度基础上,找出相应的外气湿球温度,并根据干、湿球温度算出外气含湿量以备计算潜热冷负荷之需.

M-BN法对日射得热引起的冷负荷,系以传递函数法为基础,推求出最大日射得热因数和冷负荷系数来算得.在处理分项负荷(Diversified Loads)时,假设各分项负荷是室外干球温度的线性函数,从而与温度频率相联系,将各分项负荷表达式(都是线性方程),相迭加得到整个建筑物的负荷方程.

M-BN法的计算结果也达到了一定的准确性.ASHRAE TC4.7委员会自20世纪70年代中期就致力于研究该法并评价其准确性,认为该法与多种逐时分析程序的计算结果显示了良好的一致性.M-BN法的气象参数统计虽较度日法复杂,但比逐时法简单得多.此外,该法可用于手算,公式形式较为简单,编成电算程序应用时,输入简单、计算快捷.由于上述优点,M-BN法在美国等国得到了广泛应用,不少大学和设计公司将其用于科研和工程实际,也出现了SEA、ASEA等商业化软件.

笔者从20世纪80年代末开始研究BN法的应用.近年来,我国对建筑能耗分析的研究正在不断深入,对HVAC系统设计中的能耗分析已开始作出要求,BN法在我国的推广应用也日益受到重视.为了将该法应用于我国,必须得到一些基础数据和气象参数,国内的一些研究^[1-5]为此奠定了基础,具体计算方法可参看上述文献.

3 媒体传输设备能耗计算

在采暖空调系统中,上面所说次级系统主要指风机、水泵、冷却塔等,限于篇幅,这里仅以水泵为例作简要介绍.暖通空调水系统包括冷冻水系统、冷却水系统、热水系统、蒸汽加热系统的凝结水回收系统等,都要以各类水泵作动力源.水媒辐射供暖系统中,水泵是必不可缺的设备.单独设计的系统,水泵作为次级系统设备来单独计算能耗;使用成套设备时(热源设备配有水泵),水泵能耗通常直接归到设备总能耗中,即此时将水泵归类于初级系统设备中去.

在根据系统的水量和扬程选得水泵之后,能耗计算主要关注的是水泵的实耗功率,可由下式^[6]算得:

$$P = P_d (a + b \times \text{PLR} + c \times \text{PLR}^2) \quad (1)$$

式中, P_d 为水泵额定功率/kW;PLR为使用该水泵的设备的部分负荷比,例如,对一台冷冻水泵而言,PLR等于冷水机组的负荷除以其额定制冷量; a 、 b 、 c 为系数.

在简化模拟法中,一般考虑以下3种常见情况:

(1) 对于一台有恒定负荷的定流量水泵(辐射供暖常用): $a = 1, b = 0, c = 0$;

(2) 对于负荷常有变化的水泵,如蒸汽凝结水回水泵: $a = 0, b = 1, c = 0$;

(3) 对于一台变流量水泵,例如在冷冻水2次水系统循环中用的水泵,其功率计算式将是 a 、 b 、 c 都不等于零的多项式.

4 辐射供暖设备能耗计算

在建筑负荷和次级系统能耗计算的基础上,可对初级设备进行计算,得到最终的能耗值.以下以锅炉为例来说明辐射供暖热源设备的稳态算法^[6].

一台锅炉的逐时参数主要是锅炉负荷、锅炉特性参数等,根据ASHRAE的研究,环境温度对锅炉出力的影响较小(一般2%),可以忽略不计.

4.1 电锅炉

假定电阻损失忽略不计,对锅炉效率影响较大的热损失主要是通过炉壁的辐射和对流热损失.如果环境温度相对稳定,热损失可以视为常量,则锅炉耗电量:

$$E = Q_t + Q_1 \quad (2)$$

式中, Q_t 为锅炉总负荷, Q_l 为锅炉热损失. 当环境温度变化幅度较大或变化频繁时, 对热损失的计算应考虑到环境温度的影响.

4.2 燃料锅炉

由于燃料效率一般随锅炉负荷而变化, 燃料锅炉的模型要比电锅炉复杂. 作为特例, 假如燃烧效率为一定值, 电锅炉的能耗量计算式(2)可同样适用于燃料锅炉. 当燃烧效率变化时, 可采用下列方法处理:

将所计算的燃料消耗量作为锅炉效率(热能输出/燃料输入能量)的函数. 首先求出部分负荷比:

$$PLR = Q_t / Q_d \quad (3)$$

式中, Q_d 为锅炉的额定输出量. 当锅炉在额定工况下运行时, 即 $Q_t = Q_d$ 时, $PLR = 1.0$, 否则 $PLR < 1.0$. 当锅炉运行在额定工况下时, 其效率 η_d 称为额定效率或设计效率, 当部分负荷运行时, 效率将下降, 此时的效率可用下式计算:

$$\eta_p = \eta_d f(PLR) \quad (4)$$

式中, $f(PLR)$ 为部分负荷校准函数, 其形式根据锅炉特性而定. 部分负荷工况运行时锅炉所消耗的燃料:

$$F_p = Q_p / \eta_p \quad (5)$$

式中, Q_p 为部分负荷工况时锅炉的热负荷. 由于 $PLR = 0$ 时的效率 $\eta_p = 0$.

某些锅炉带有自动阀门或其他控制装置, 保证负荷变化时空气/燃料比基本为定值, 此时可将所消耗的燃料表示为满负荷时所消耗燃料的比, 计算公式形式如下:

$$F_p = F_d f(PLR) \quad (6)$$

式中, F_p 和 F_d 分别为部分负荷及设计负荷时的燃料消耗量.

如果一台燃料锅炉带有风机或燃料油泵等动力部分, 则这些动力部分的耗电量根据具体情况或是常量(与负荷无关), 或是变量(耗电量随负荷的变化而变化). 对于后者, 可仿照公式(5)的形式进行计算.

5 结语

一幢使用辐射供暖系统的建筑物的最终能耗, 是由上述建筑物、次级系统、初级系统 3 部分计算结合得到的, 通常前者作为后者的输入, 最终能耗表现为初级、次级设备能耗之和, 但能耗的大小, 实际上主要取决于建筑围护结构绝热程度. 我们在以往的工作中, 曾开发出 M-B-N 法分析建筑负荷及能耗的软件, 但还有待完善, 主要困难之一是我国缺乏完整的温频气象参数. 要靠个别小单位的力量统计出全国各大中城市的气象参数是很困难的, 国家应关注这类基础研究, 以切实推进建筑能耗分析的实施, 亦即促进建筑节能工作的进一步落实. 在热源设备的能耗计算中, 还必须对国内常用设备的性能参数和负荷特性作进一步的基础研究, 以便为实际计算提供必要的参数.

[参考文献] (References)

- [1] 单寄平. 空调冷负荷计算方法专刊[J]. 空调技术, 1983, 12(1): 1~102.
SHAN Jiping. Special issue of air-conditioning cooling load calculation[J]. Air-Conditioning Technology, 1983, 12(1): 1~102 (in Chinese)
- [2] WANG ZIJIE, WANG SHQUAN. The linear description of solar loads in building energy analysis and the determination of correcting factors[C]//Proceedings of ICUEB '94. Tokyo: Techno-press, 1994: 553~561.
- [3] 王子介. 用改良温频法分析建筑热负荷及能耗[J]. 山东建工学院学报, 1993, 8(4): 40~49.
WANG Zijie. Analysis on building heating load and energy consumption using modified B-N method[J]. Journal of Shandong Civil and Engineering Institute, 1993, 8(4): 40~49. (in Chinese)
- [4] 李永安, 王子介. 济南市标准年气象资料的研究[J]. 山东建工学院学报, 1990, 5(1): 30~35.
LI Yongan, WANG Zijie. Research for standard year weather data of Jinan city[J]. Journal of Shandong Civil and Engineering Institute, 1990, 5(1): 30~35. (in Chinese)
- [5] 李永安, 王子介. 基于标准年的温频参数研究[J]. 山东建工学院学报, 1995, 10(1): 43~45.
LI Yongan, WANG Zijie. Research for B-N data based on standard year weather data[J]. Journal of Shandong Civil and Engineering Institute, 1995, 10(1): 43~45. (in Chinese)
- [6] ASHRAE. Simplified Energy Analysis Using the Modified B in Method[M]. Atlanta: America Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineer Inc, 1983: 64~68.

[责任编辑:刘健]