

热水供应系统设计中值得注意的几个问题

刘振印 张燕平

(中国建筑设计研究院,北京 100044)

摘要 根据所从事工程设计、水加热设备的研究及工程的使用情况回访,就最大小时热水用量、热媒耗量的计算,推荐了新的计算方法,并就保持供水水压、水温的平衡与稳定这两个热水供水系统的重要环节,提出了一些具体意见。

关键词 热水供应 用水定额 热媒耗量 压力平衡 温度控制

改革开放十多年来,随着我国建筑业的蓬勃发展,建筑热水供应已在越来越多的中、高档民用建筑中普及。因而热水供应这个建筑给水排水专业的薄弱环节所存在的一些问题也就日趋突出地暴露出来。在1992年6月、1995年4月召开的第一、第二届全国热水供应研讨会上,与会代表就国内热水供应的理论、研究、设计、计算、使用等多方面存在的问题踊跃发表了意见。下面我们将近几年来接触工程设计中集中热水供应部分的系统设计及计算、使用等所遇到的几个问题谈一点看法,与广大专业设计者磋商。

1 最大小时热水用水量的计算

近年来设计的旅馆、医院等建筑大都设有集中热水供应系统,这类建筑使用热水的地方都是综合

水温逐渐下降,水的密度随之增加,温度低的水向管道底部运动,温度高的水位于管道上部,变冷的水通过回水配件回到加热器内。这个过程虽然很缓慢,但却在不断进行,使热水管道中的水保持使用温度,使用者打开热水龙头就可得到所需温度的热水。

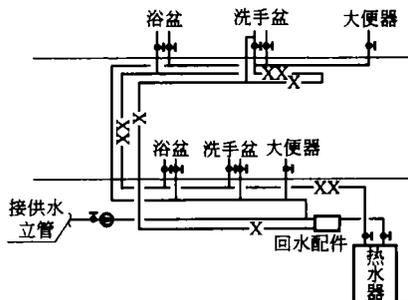


图4 设回水配件的热水系统

性的。如旅馆,除客人外,使用热水者还有职工盥洗、洗衣房、厨房、理发、游泳池、按摩浴等多处。医院情况也类似。目前计算其最大小时热水用量(或设计小时热水用量 Q_h)的方法,一是将各项用水者分别算出其分项最大小时热水用量 q_h 之后将各项 q_h 迭加即 $Q_h = \sum q_{hmax}$;二是用主要用热水对象(如旅馆中的旅客)的最大小时用热水用量 q_h 加其他各用热水对象的平均时热水用量作为 Q_h ,即 $Q_h = q_{hmax} + \sum q_{其他av}$ 。显然,用前法计算要比后法计算 Q_h 大,据我们对部分工程计算,前者比后者约高30%。我们认为,究竟采用哪种方法,主要应由实际用水情况来决定。如旅馆,主要用热水者——客人的用水高峰即最大小时使用热水的时间一般在晚上

3 结语

由于住宅的特殊性,其热水系统与公共建筑的热水系统不完全一样,有其特殊的一面。受公摊面积的影响、限制,公共管井不能太大;受收费方式的影响,水表要户外设置等,给热水系统的设计带来了一定的困难。循环方式及管路系统的设置对整个系统的成功与否至关重要,尤其是居住小区集中热水系统的设计。设计师应根据开发商的要求,选择合适的热水供应方式,满足住户的使用要求。

参考文献

- 赵锂. 住宅建筑给水排水设计. 给水排水, 2000, 26(7): 44~47
- 姜文源, 等. 水工业工程设计手册—建筑和小区给水排水. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000

收稿日期: 2004-07-27

首次刊登日期: 2005年3月

8~11点之间,而在这段时间里,职工淋浴、厨房、餐厅、洗衣房等用热水均不会处于高峰阶段,最多相当于平均时用水的工况。因此按第二种方法计算较为准确。其他类型的建筑,在分析用水情况的基础上,亦可参照第二种方法进行计算。

最大小时热水用量是我们选择锅炉及热水加热器的主要依据,国内以往一些以容积式水加热器为换热设备的工程,大多出现加热设备使用不充分,有的甚至很不充分的现象。其中 Q_h 计算数值偏大,不能不说是原因之一。因此根据工程实用情况计算出较准确的 Q_h ,对设计一个合理的热水供应系统是很重要的一环。

2 热媒耗量的计算

生活热水的供应和冷水供应一样是很不均匀的。因此在以往绝大部分工程中,如冷水系统设置高位水箱或气压罐一样,热水供应系统采用容积式(或储存式)水加热器、储热水箱或本身带有储存容积的水加热设备来起调节作用,达到使制备热媒(蒸汽或软化热水)的锅炉能较均匀平稳的供热,减少锅炉负荷的目的。同时使热水供应系统的水温、水压平稳,节能节水。

那么,对于这种带有较大调节储热容积的热水供应系统,它的热媒耗量应如何计算。即如何选择合适负荷的锅炉,这在《建筑给水排水设计规范》中没有太明确的规定,下面我们介绍一种《美国管道工程设计手册》的计算方法:

$$Q_t = R + \frac{MS + P_s}{d} \quad (1)$$

式中 Q_t ——水加热器总产热水量,L/s;

R ——热媒的加热能力,L/s;

M ——储热加热容器的容积利用率,即储存适用的热水量与容器总容积之比;

S ——储热加热容器的总容积,L;

P_s ——管道部分容积,L;

d ——高峰用水(最大小时用水)的持续时间,s。

上述这个公式反映了水加热设备的产热水能力、热媒的加热能力及储热量之间的关系,即计算热媒耗量可以扣除储存的那部分热量。如果把管道部分容积 P_s 略去,公式即可简化为:

$$R = Q_t - \frac{MS}{d} \quad (2)$$

我们认为该式应用到工程实际中是比较合理的。表1列出了我院近年来设计的南海酒店、国际艺苑、梅地亚、301医院加热设备等的主要设计使用数据及按我们常用的按设计小时耗热量来确定热媒耗量与按上式计算的热媒耗量的对比数据。

表1 南海酒店等工程热水设计及应用实例

工程名称	南海酒店	国际艺苑	梅地亚	301医院	
床位数	828	800	旅馆597 b 公寓90人	1241	
用热水 量标准	客人	150 L/(b·d)	180 L/(b·d)	200 L/(b·d)	200 L/(b·d)
	职工	50 L/(人·d)	50 L/(b·d)	50 L/(b·d)	
计算 Q_t	(4.3.2)	32 m ³ /h	30 m ³ /h	23.6 m ³ /h	20.1 m ³ /h
	(4.3.3)	44 m ³ /h	40 m ³ /h	33.7 m ³ /h	40.6 m ³ /h
实选罐	单罐容积	8 m ³	5 m ³	5 m ³	8 m ³
	总储热容积	32 m ³	40 m ³	20 m ³	40 m ³
	总有效容积	25.6 m ³	32.0 m ³	16.0 m ³	32 m ³
折储热时间/h	0.8	1.07	0.68	1.6	
人储水容积/L	38.6	50	29	32.2	
实用容积 (个数)	1~2个	3~6个	2~3个	3个,100%	
实用率	≈50%	40%~75%	50%~75%	60%	
客房或病房 出租率 n	30%~60%	70%~100%	60%~90%	>100%	
热媒	汽	水	水	汽	
按 $R = Q_t - MS/d$ 计算的热媒耗热量($S=0.8$)					
MS/m^3	25.6	32	16	32	
d/h	4	4	4	4	
$R_1 = Q_t/m^3$	32	30	23.6	20.1	
$R_2 = R/m^3$	25.6	22	19.6	12.1	
R_2/R_1	0.8	0.73	0.83	0.61	

注:①设计小时流量持续时间 d ,对于旅馆等建筑一般为3~4h。
② R_1 为设计小时耗热量确定的热媒耗量。 R_2 为按前公式(2)计算的热媒加热能力。
③实用容积一栏中:“国际艺苑”使用6个是根据热媒(城市热网)供水温度为70~72℃,回水温度要求≤45℃的工况下定的;梅地亚栏中,60%、90%分指相应于2个、3个换热器运行时的出租率。

从上面四个工程实例的计算可看出:热媒耗量考虑与不考虑储热容积的因素,相差近25%。而且对照表1,当旅馆的出租率,医院的病床使用率达100%时,实用率和 R_2/R_1 值是比较接近的。当然要应用此公式作为设计依据,还应多积累一些工程实用资料,以使公式中的一些参数的选择更为合理、适用。

3 系统设计的要点——保持供水水压、水温的平衡与稳定

一个好的热水供应系统设计,应该是使各用水点随时取到适宜温度、平稳压力的热水,即达到用水舒适、节约用水之目的。因此,设计热水供应系统,除保证水量、水质外,还应把握住水压、水温这两个重要环节。

3.1 保证冷、热水压力平衡

3.1.1 水加热设备的阻力损失要求

一般的热水供水系统如图1所示。从图中用水点A的冷、热水供水情况可以看出:供水水源均是同一高位水箱,即压力源相同,但冷水走的路程很短,而制备热水的水加热设备大多放在地下室或裙房内。这样热水不仅走的路程长,而且还要加上水加热器的阻力。因而相对用水点A来说,热水水压小于冷水水压,当然我们可以通过调整冷热水管管径或控制阀门来加以调节,但如果冷热水压差过大,就很难用调节管径和控制阀门的方法来解决。而是否会产生压力差过大的关键因素是水加热设备——包括直接加热的锅炉或间接加热的水加热器。这就是为什么在我们相当多的工程设计中,采用容积式水加热器的主要原因。容积式水加热器不仅具有较大的储存和调节能力,而且被加热水通过它的压力损失很小(一般小于0.2 m),因而只要系统设计合理,不管用水如何变化,用水点处压力变化都会比较平稳。

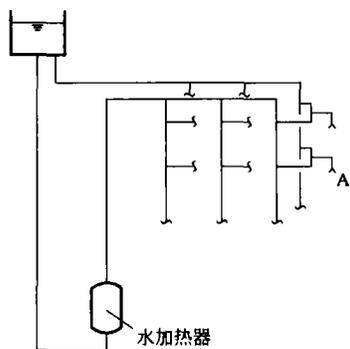


图1 常用的热水供应系统供水方式

近年来,国内新型加热设备不断涌现,有各种型式的直接加热设备——燃油燃气热水机组,直燃机组;也有各种不同的间接加热设备——新型容积式、半容积式、半即热式、热管式、波纹管式。这些新设备都具有各自一定的优点,尤其是加热能力、传热

系数与传统设备相比,均有很大的提高。但是传热系数的提高,往往是和提高热媒流速与被加热水流速(即增大这两部分阻力)密切相关的。表2是我们研制RV-02新型立式容积式换热器水-水换热时,热力性能测定的热媒阻力 h 与传热系数 k 之关系的几组数据。从表2可以看出, k 值的提高与 h 即相应的热媒流速 V 是成正比关系的。

表2 热力性能测定数据

热媒流速 $V/m/s$	0.2	0.4	0.6	0.8
阻力损失 h/m	0.7	1.6	2.7	4.8
传热系数 $k/kcal/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$	310	370	500	675

对于生活用热水的水加热设备来说,热媒即蒸汽或软化热水阻力是可以由凝结水泵或循环水泵来克服的,它与用水点用水不发生任何关系。但被加热水的阻力,就是上述的水加热设备的阻力是很难通过加压的方式克服的,它将直接影响用水点处的热水压力。因此,我们在研制RV系列容积式换热器、HRV系列半容积式换热器时,就牢牢掌握住这一原则,即保持被加热水的阻力损失小于0.3 m。然而,有不少水加热设备,包括我们所见到的热水机组,直燃机组,其样本中都指明被加热水的阻力损失3~5 m。这种类型的设备如果用在淋浴等需冷热水压力平衡的地方,就很难满足使用要求,即便设备放在屋顶,如图2所示,缩短了热水输水路程,设备本身有3~5 m的阻力,即在用水点处,冷热水压差将相差3~5 m。要解决此问题,只有在热水箱同高程处再加一冷水箱。图2的高位补水箱,只作热水炉补水用。至于高出热水炉 $h=5$ m的高位补水箱能否找到合适的位置,这就要看工程的实际情况了。

据上分析,为了解决用水处冷热水压力平衡的

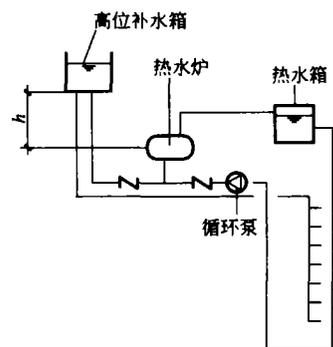


图2 热水锅炉放在屋顶的供水方式

问题,选择水加热设备时一定要考虑被加热水的阻力损失因素。

3.1.2 水加热设备的设置

目前国内大部分工程,水加热用的设备间大多放在地下室。但也有些工程是将水加热设备和蒸汽锅炉放在一起,这样容易造成热水供水管路过长,阻力大,同样会使用水点处冷、热水压力不平衡,而且还可能会使最不利供水处保证不了最低供水压力。我院 20 世纪 80 年代初设计的“南海酒店”就曾出现过此问题。“南海酒店”的高位水箱与最高用水点高差约为 9.5 m,按计算,最不利点的自由水头达 5.5 m,应该是足够的。但由于水加热器设在主体建筑之外的锅炉房内,热水管供水管来回总长约 250 m,尽管我们设计时放大了热水管管径,并采用英国产薄壁铜管,但在试运转时,当管网流量较大时,最不利点出水水压仍显不足,与冷水出流有明显的差别。因此,热水供应系统设计时加热间的位置,应尽量避免造成热水管路过长的情况。

3.1.3 冷热水同区供水的问题

为了保证冷、热水出水压力平衡,冷、热水供水系统的分区应一致,各区的水加热器、储水器的进水,均应由同区的给水系统供应。这是《规范》所规定的条款。在实际设计应用中,我们认为有如下两点值得注意。

(1) 冷、热水系统均宜作成上行下给方式。我们发现有些工程的管道布置如图 3,冷水管上行下给,热水管下行上给,这样对于系统的最不利点 a 处,冷水走的距离短,且管径大,即过水断面大,阻力小,而热水走的距离长,且管径越来越小,阻力损失相对就要大多了。这样也会加大冷热水的供水压力差。而且下行上给,要设供、回水两条立管,管材费用大,又占地方。因此,我们推荐冷、热水系统宜尽量设计成上行下给的方式。

(2) 影响冷、热水流量分配的管段宜独立设置。有不少工程设计,为了节省管道和方便管道布置,往往从高位水箱引出一根主干管,然后分支引至各用水点,其布置方法如图 4。这种布置,固然省了管材,但实际运行时,将加剧用水点处冷、热水压力的不稳定。因此,我们建议按图 5 来布置干管。对用水量较大的点分设供水干管,避免用水时相互干扰,

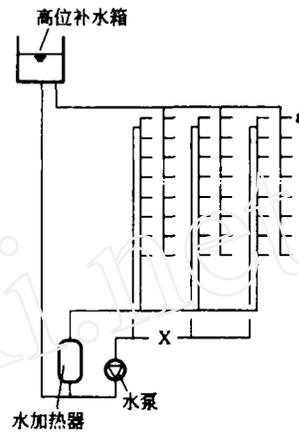


图 3 冷水管上行下给、热水管下行上给布置

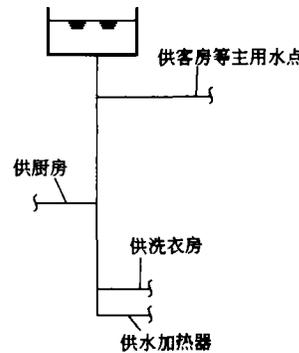


图 4 高位水箱单管布水

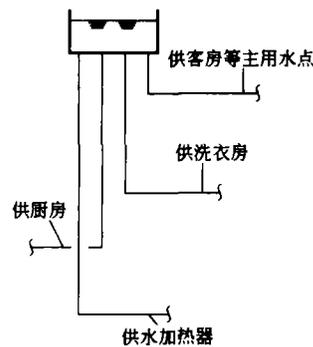


图 5 高位水箱多管布水

引起供水压力的波动。

3.2 稳定的水温控制

要保证用水点处稳定的水温,随时取到适宜温度的热水,我们认为要控制好两个环节:一是水加热设备的自动温度调节装置,二是热水的循环系统。

3.2.1 自动温度调节装置

(1) 自动温度调节装置的种类。目前国内用于控制生活热水温度的阀门有多种型式,归纳起来大概有如下几种型式。

(A) 仅用温包控制的阀门: 这种型式的温控阀, 目前使用最多, 按其启闭阀门的动力来分, 它又可分为: a. 自力式——不需外部动力, 依靠温包内介质热胀冷缩的力量来启闭阀门; b. 电动式——它是由温包探测信号反馈至控制箱, 再由控制箱执行启闭阀门的装置。阀门有电动阀和电磁阀两种, 前者能根据温度变化情况调节阀门的开启度, 后者则只有启闭功能, 无调节作用; c. 汽动式——以蒸汽或压缩空气为动力启闭阀门的装置。

(B) 由温度与流量或压力双重控制的阀门: 这种型式的阀门是以温度来开启和关闭阀门, 以管网的流量或压力变化来调节阀门的开启度。美国“热高”牌半即热式水加热器, 就是采用这种以流量、温度双重控制的温控装置。美国康森阿姆斯特壮公司则生产以压力、温度双重控制的阀门。

(2) 如何选择合适的温度控制装置。我们认为选择温控装置的关键是要“灵”。但从目前国内一些产品来看, 大多不是很“灵”。一是产品质量不稳定, 有的灵, 有的不灵; 二是开始“灵”, 用不多久就不“灵”。就是国外产品, 也不是都“灵”。我们在作水加热器热力性能测试时, 曾做过三个国外原装的自力式温度调节阀的测试, 结果, 其中一个始终不动。因此, 根据我们的经验, 在选择温控装置方面提出如下几点意见供大家参考:

(A) 不管选用何种产品, 均应先经静态试验, 看其是否能根据温度变化动作。

(B) 自力式温度调节阀, 全靠温包内介质的膨胀与收缩的力量来启闭阀门。因此, 它要求阀芯加工精度高、材质好。宜选用国外较好的产品, 并且阀前一定要加截污器。

(C) 应根据不同的水加热设备, 不同的用水水温要求来选择阀型。容积式、半容积式水加热器, 因其有较大的储水容积, 温控条件可相对低些, 因此它可选用温包为光面管的温控装置; 其灵敏度, 即水加热器内水温达到设定温度时, 温控阀的动作时间约 2 min。

不带调节储水容积的半即热、快速式水加热器, 则应用由温度、压力(流量)双重控制的温控装置。

对一些对水温平稳度较高的地方, 可用温包为外螺纹管的温控装置, 其灵敏度, 一般为 30 s 左右。

3.2.2 机械循环系统的设计要点

(1) 等程循环的几种常用型式。从我们近十多年来一些工程的设计与使用经验来看, 热水循环系统采用等行程循环(即相对每个用水点来说, 热水的供、回水距离之和基本相等)是一种好的管道布置方式, 虽然它可能多用一点管材, 但系统无需调节, 且使用效果好, 节约用水。图 6 和图 7 为水加热设备位于地下室或裙房的布置方式。图 8 为水加热设备位于屋顶的布置方式。

(2) 供、回水水平干管不宜变径。供水回水干管

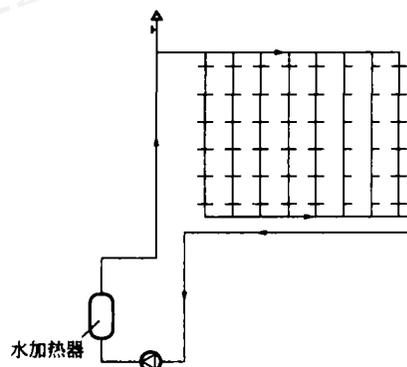


图6 水加热设备位于地下室或裙房(一)

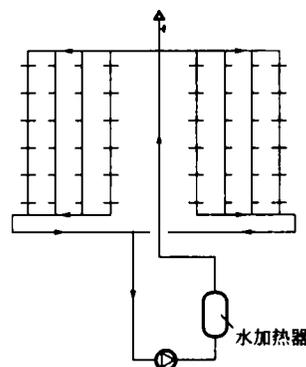


图7 水加热设备位于地下室或裙房(二)

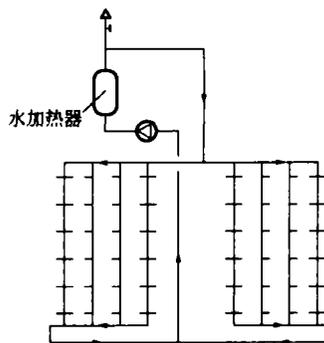


图8 水加热设备位于屋顶

不改变直径,虽然要多用材料,但费用增加不会太多。因为变径的管件要比管道贵得多。然而,它能使整个管段的阻力损失减少,有利于各立管中热水的均衡循环。

(3) 减压阀的设置。近年来,由于进口的或国内自己研制的比例式减压阀等能减静压阀门的出现,大大简化了高层建筑的给水分区系统,现在国内有相当多的高层建筑已采用这种产品。但我们在审核一些工程设计图(包括一些香港设计事务所设计的图)时,发现减压阀的设置不当,如图9所示。它把未减压的高区与经减压的低区合为同一加热与循环系统,显而易见,低区经减压后,水是回不去的,即相对于图9中a点,因高区下来热水至该点的压力远大于低区热水至该点的压力,因此,在系统循环时,低区水回不去,系统不循环时,则低区的供水不会经减压阀的供水管供水,而是由高区从回水管反过去供水,此时减压阀完全无用。因此正确的系统设计,应如图10所示。两系统必须自加热器起完全分开,而减压阀装在冷水管上。另外,由于减压阀需减静压,其阀芯部分的密封性能要求很高,这样相对地要求管路的水质也高,不能夹带一点可能影响密封圈工作的杂质,而热水相对冷水而言,容易产生水垢及杂质,而且,温度高影响密封环寿命。因此,减压阀最好设在冷水端。

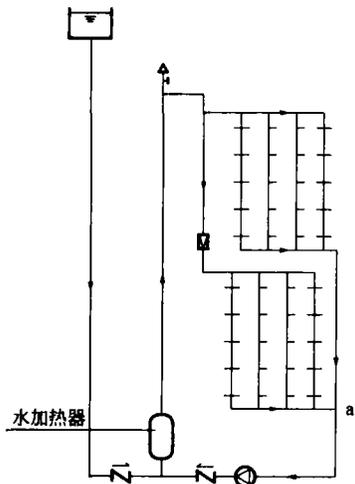


图9 减压阀设置不当示意

如果低区用水点少,影响范围小,则也可采用如图11的布置方式,即低区部分作干管循环,每一用水处经减压后就不循环了。

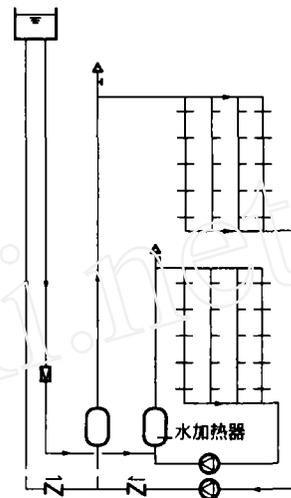


图10 减压阀正确设置(一)

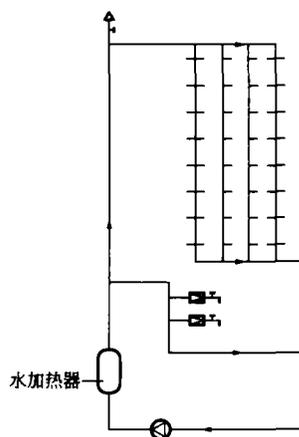


图11 减压阀正确设置(二)

(4) 循环泵的选择。目前,不少设计对于热水系统,尤其是循环系统,基本上不进行水力计算,而根据经验确定循环泵的流量与扬程,选泵时又就高不就低,往往造成循环泵过大的毛病,这样不仅增大了电耗,而且会影响系统的正常工作。前面所述的保持冷、热水压力平衡,主要是指不要让热水压力低多了,反过来,如循环泵 $Q-H$ 过大,则会造成循环泵工作时,热水压力过大,而它的停下来,压力又过小。这样就更加剧了冷、热水压力的不平衡现象。因此,我们在设计热水循环系统时,应根据系统大小确定合适的循环泵。

通讯处:100044 北京车公庄大街 19 号

收稿日期:1995-10-24

首次刊登日期:1996年3月