



空气-空气能量回收装置的节能效益

同济大学 徐文华[☆]

摘要 空气-空气能量回收装置作为一种空调系统节能措施在工程中得到推广应用,但在实际节能效益的评价方面存在较多问题,往往因夸大节能效益而导致误用。提出了一种评价能量回收效益的方法,期待空气-空气能量回收装置的应用更加科学合理。

关键词 空气-空气能量回收装置 能量回收效益 评价方法

Energy saving benefit of air to air energy recovery equipment

By Xu Wenhua[★]

Abstract As an energy saving measure, air to air energy recovery equipment has been widely used in HVAC systems. However, there are some problems in the evaluation of its energy saving benefit. Sometimes the benefit is over estimated, leading to misuse of the equipment. Puts forward a recommended evaluation method and expects more reasonable application of the equipment.

Keywords air to air energy recovery equipment, energy saving benefit, evaluation method

★ Tongji University, Shanghai, China

①

0 引言

空气-空气能量回收作为建筑与暖通空调系统节能减排的技术措施之一,已经在许多工程中得到应用。

按照被回收能量的类型,空气-空气能量回收装置可以分为显热回收装置和全热回收装置。空气-空气能量回收装置的形式多样,有板式(板翅式)、转轮式、液体循环式(包括表面式和直接接触式)、热管式、热泵式等。各种装置可回收的能量类型不同、适用场合不同、自身消耗能量也不同(例如热回收芯、增加的空气过滤器与风管的空气流动阻力,转轮装置、液体循环泵、热泵的驱动能耗等),在工程应用中必须重视这一点。

因此,采用热回收装置是否可以实现暖通空调系统的运行节能是需要认真考虑、科学计算的问题。现在有些工程不进行科学的分析计算,片面追求形式,甚至把是否采用空气-空气能量回收装置作为建筑与空调系统节能评价与考核的标准,这是很不合理的。

本文主要讨论空气-空气能量回收装置节能效益的评价方法,希望能为暖通空调技术人员提供一些参考,并欢迎同行指正。

1 空气-空气能量回收效益的评价

1.1 空气-空气能量回收装置的效率

能量回收效率包括:1) 显热效率(温度效率); 2) 全热效率(焓效率); 3) 湿效率(湿量交换效率)等。在评价热回收系统能量回收效益时,首先关心的就是其实际回收效率。目前市场上各类能量回收装置的铭牌效率相差很多,并且不少产品的铭牌效率与实际效率有很大差距,这就造成效益评价的严重失真。

我国某高校的暖通空调实验室多年来测定了许多空气-空气能量回收装置产品,部分产品的实测结果见表 1。

①[☆] 徐文华,男,1948 年 11 月生,大学,教授
200092 上海市四平路 1239 号同济大学
(021) 65983605
E-mail: xuwh@tongji.edu.cn
收稿日期:2010-12-31

表 1 空气-空气能量回收装置的实测效率								
序号	风量/(m ³ /h)	温度效率/%		焓效率/%		湿效率/%		
		夏	冬	夏	冬	夏	冬	
1	300/200	64/72	88/94	53/61	68/75	49/58	54/63	
2	2 000/1 500	89/93		71/75		64/69		
3	2 000/2 500	61/57		45/44		39/38		
4	350/250	50/53	71/74	37/39	54/56	32/34	40/42	
5	1 150/850	48/51	56/58	37/40	46/47	34/36	31/33	
6	2 500	65	75	57	74	54	24	
7	2 500	65	75	57	74	54	24	
8	320/160	44/47	68/72	44/47	50/53	36/40	4/5	
9	1 000/800	58/60	77/80	45/49	64/66	41/45	46/50	
10	200	63	87	45	60	39	43	
11	750/1 250		65/58					
12	240	63	66	37	58	28	17	
13	200	63	87	45	60	39	43	
14	600/400	70/79		51/59		44/51		
15	900/700	68/74		50/54		44/46		
16	1 300/1 100	72/73		51/55		43/51		
17	600/400	62/72		42/53		35/45		
18	400/240	61/65		47/51		43/38		
19	300/240		64/68		50/55		29/34	
20	200/120	67/75	72/79	52/59	61/66	47/53	39/41	

注:效率栏中分子、分母分别为不同风量下的参数。

表 2 某型空气-空气能量回收装置的效率									
		型号							
		VAM150GM	VAM250GM	VAM350GM	VAM500GM	VAM800GM	VAM1000GM	VAM1500GM	VAM2000GM
温度效率/%	高	79	75	79	75	70	77	70	75
	低	84	79	84	79	72	80	72	77
焓效率/%	制冷	高	65	58	65	58	59	65	59
		低	70	63	70	63	63	69	64
	制热	高	69	64	69	64	61	67	61
		低	74	68	76	68	65	70	65

注:1) 电源为单相 200 V,50 Hz;2) 高、低指风量。

我国标准 GB/T 21087—2007《空气-空气能量回收装置》规定的效率最低值见表 3^[1]。

表 3 空气-空气能量回收装置交换效率要求 %		
	制冷	制热
焓效率	>50	>55
温度效率	>60	>65

由此可见,我国国标制定时充分考虑了国内外市场上大多数产品的实际情况。暖通空调工程技术人员在进行效益评价时要认真考虑所采用的计算效率值,取值是否合理会极大地影响计算的结果。从理论上讲,减小风量、增加换热面积和换热时间都可以提高效率,但不能脱离工程的实际情况,应从价格、占用空间、设备阻力等多方面因素综

合考虑,片面追求过高的效率不见得实用。对大型热回收装置要求效率高一些是可行的,但对小型装置并不合适,有报道日本和韩国的小型装置效率大多在 40%左右^①。

从表 1 中的效率数据可以看到,不同产品的效率数值相差很大。以温度效率为例,从 44%~93%都有,大多数效率值在 60%~70% 范围内。上述被测装置分两类,一类仅为热回收芯体,而另一类包括了通风机。某些装置冬季效率很高是因为风机的能耗有一部分也转化成为新风的“收益”了,而且使用的风机效率越低,这部分“收益”越大。同理,夏季通风机会产生“负效益”而使装置效率下降。另外还可以看到,同一产品的焓效率是低于温度效率的,风量较小时效率较高,这些现象与理论分析是吻合的,所以本文不详述。

某著名外资品牌多联机提供给笔者的相关产品(板翅式)样本数据见表 2。

表中效率数据的范围和变化规律与上述实测结果相吻合。从产品样本同时提供的产品尺寸可以反映出,虽然风量低可以提高效率,但占用空间增大,这是工程应用不能忽略的问题。

最早研发板翅式空气-空气能量回收装置的某外企的最新研究成果采用厚度仅为 25 μm 的纸芯板,其粘结胶亦可透水蒸气,实测效率为:制冷 55%~59%;制热 63%~67%。

对大型热回收装置要求效率高一些是可行的,但对小型装置并不合适,有报道日本和韩国的小型装置效率大多在 40%左右^①。

1.2 空气-空气能量回收系统节能效益评价

目前,许多工程应用介绍文章中常见的计算方法大致可归纳成如下步骤:

1) 按一定的装置能量回收效率计算设计状态室内外比焓(温)差下可回收能量;

① 王昱,孟东晖,冉红卫. 探讨《空气-空气能量回收装置》(GB/T 21087—2007)实施过程中遇到的问题. 暖通空调副刊, 2009 (1):23-24

2) 按照暖通空调系统运行季节每天运行时间乘运行天数计算总回收能量;

3) 计算原新风系统提供同样冷热量所需的能耗;

4) 计算热回收系统增加的能耗(有的甚至不计);

5) 用第 3 步的计算结果减第 4 步的计算结果,得到节能量及相应的减排量等。

笔者认为这样的计算方法不科学,计算能量回收效益明显偏大。请注意,节能的关键是第 3 步计算的结果大于第 4 步计算的结果,其本质是能量回收系统的系统能效比(本文用 COP_r 表示)要大于原新风系统(或新风处理过程)的系统能效比(本文用 COP_s 表示),并非只要能量回收系统的能效比 $COP_r > 1$ (即回收的能量大于回收系统的能耗)就是节能和可采用的。

本文提出如下计算方法供大家参考。

1) 逐时计算装置一定热回收效率下不同室内外比焓(温)差下的可回收能量 E_r 。

2) 计算设置能量回收系统所增加的运行能耗(包括设备与管道能耗等) E_{rs} 。

3) 计算不同室内外比焓(温)差下热回收系统的性能系数 COP_r :

$$COP_r = \frac{E_r}{E_{rs}} \quad (1)$$

式中 E_r 为逐时变化值; E_{rs} 在工程应用中可以设为定值(其中空气过滤器阻力可以取初、终阻力的平均值)。

4) 计算与原新风热湿处理相关系统的性能系数 COP_s (包括冷热源及介质输送系统),不同能源要折算。

5) 判定适合热回收系统运行的室外空气参数区间(适用区域),依据为: $COP_r > COP_s$ 。

6) 按全年适合运行期间实际可回收能量计算全年能量回收效益。

这样的方法在工程应用时可能显得比较麻烦,主要是需要根据室外新风参数变化进行逐时计算,但目前能耗分析软件已经十分成熟并广泛应用,故采用软件计算逐时能效比和回收能量不是难题。若采用手工计算则可将室外新风参数适当简化为若干个不同温度或比焓区域。

根据上述分析,可以看到即使在非过渡季节,

当 $COP_r < COP_s$ 时,空气-空气能量回收系统也不能运行。另外还要看到,随着室外参数偏离设计状态, COP_r 变小而 COP_s 却在增大,故实际适用区域还要减小。

现以一个假设算例来讨论夏季采用显热回收装置的室外新风适用温度区域。

设系统新风量 $L = 5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ ($1.39 \text{ m}^3/\text{s}$), 显热回收装置效率 $\eta_x = 65\%$, 回收系统总阻力 $p = 400 \text{ Pa}$ (热回收芯阻力 150 Pa , 过滤器阻力 150 Pa , 风管阻力 100 Pa 。注意,与原系统相比,新风与排风都增加了阻力), 室内设计温度为 $t_n = 26 \text{ }^\circ\text{C}$, 求夏季适用的最低新风温度 t_w 。

可回收冷量计算式:

$$Q = L \rho c_p (t_w - t_n) \eta_x \quad (2)$$

式中 Q 为可回收冷量, kW ; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; c_p 为空气比定压热容, $1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ 。

可见,当其他条件一定时,实际可以回收的冷量与室外新风温度 t_w 密切相关,转换式(2),新风温度可表示为

$$t_w = \frac{Q}{L \rho c_p \eta_x} + t_n \quad (3)$$

回收系统通风机轴功率:

$$N = \frac{L p}{\eta_i} \quad (4)$$

式中 N 为通风机轴功率, kW ; η_i 为通风机效率。

代入已知数,本算例所需通风机轴功率 N 为 1.11 kW , 配用电动机功率 N_d 为 1.67 kW 。

若采用原系统提供冷量,当系统 $COP_s = 3$ 时,同样的能耗可制得冷量 $Q' = 1.67 \text{ kW} \times 3 = 5.0 \text{ kW}$ 。

则适用区域的最低室外新风温度 $t_w = 30.7 \text{ }^\circ\text{C}$, 即当新风温度低于 $30.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,能量回收系统已经不是节能系统了。

同理,当系统 $COP_s = 4$ 时, $Q' = 1.67 \text{ kW} \times 4 = 6.68 \text{ kW}$, $t_w = 32.3 \text{ }^\circ\text{C}$; 当系统 $COP_s = 5$ 时, $Q' = 1.67 \text{ kW} \times 5 = 8.35 \text{ kW}$, $t_w = 33.9 \text{ }^\circ\text{C}$; 当系统 $COP_s = 2$ 时, $Q' = 1.67 \text{ kW} \times 2 = 3.34 \text{ kW}$, $t_w = 29.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 。也就是说,即使原系统效率很低 ($COP_s = 2$), 但当室外新风温度降到 $29.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 后,显热回收系统已经没有意义,即使在空调季节,出现这个温度也并不少见。由此可见,按算例的计算条件,对夏季新风采用显热回收的适用区域是不大

的,所以若无其他限制,冬、夏季都应尽可能采用全热回收方式。当然,本算例所采用的计算条件并不具有普遍性,回收系统的具体情况各不相同,故本算例的具体计算数值结果不具普遍参考意义,但计算方法可供大家参考。

如果采用全热回收,用相应的空气比焓代替温度即可。

1.3 对相关标准的讨论

GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》^[2]第5.3.14条提出宜设置排风热回收装置的条件如下:

1) 送风量大于或等于 3 000 m³/h 的直流式空气调节系统,且新风与排风的温度差大于或等于 8℃;

2) 设计新风量大于或等于 4 000 m³/h 的空气调节系统,且新风与排风的温度差大于或等于 8℃;

3) 设有独立新风和排风的系统。

注意该标准用词是“宜”而不是“应”,并且对温差提出一定要求,这是比较科学和实事求是的态度。该条款的条文说明指出:“过渡季时间越长,相对来说全年回收的冷、热量越小。因此,还应根据当地气象条件,通过技术经济的合理分析来决定”。但根据上文分析,事实上非过渡季节也不一定能采用。另外,以新、排风温差来界定适用范围不尽合理,夏季工况(特别是在我国夏季湿热地区)主要应考虑室内外空气的比焓差,温差虽然小于标准推荐范围,但若比焓差大,回收效果也可观,可采用全热能量回收装置。

1.4 空气-空气能量回收系统经济效益的评价

由上述方法可计算年度实际节能量及可以节省的能源费用,同时要计算热回收系统的投资、维护保养及更新费用,从而计算出投资回收年限。特别要注意有些热回收装置的价格很高但使用年限可能小于投资回收年限。由于经济性分析不是本文的主题,故不展开讨论。

1.5 能量回收装置的旁通问题

能量回收装置在工程中应用的方式多样,涉及问题很多,本文主要提出与节能效益评价相关的在室外新风处于非适用区域时装置的旁通问题。

从节能的角度考虑,在非适合运行期间必须对热回收装置进行旁通,例如在夏季空调工况下,虽然此时新风参数还高于室内空气参数,但 COP_r 已

经小于 COP_s ,运行能量回收系统是增加能耗的;更严重的是如果室外新风参数已经低于室内空气设计参数时(对于不设置可转换全新风的空调系统以及大型建筑的內区等情况,此时空调系统仍需要运行),则 COP_r 会变成负值,使用回收系统的结果是非但没有降低原系统能耗,反而增加了原系统的能耗。所以如果不采用装置旁通的能量回收系统,在评价全年能量回收效益时一定要将这些节能负效益计算在内。但目前尚未看到有这样计算的,所以在是否采用能量回收系统时一定要慎重考虑,认真而实事求是地计算。

虽然理论分析回收装置旁通是必须的,而且从技术角度讲也没有很大难度,但实际工程应用时却没有那么简单。笔者调研过国内外采用空气-空气能量回收装置的一些实际工程,结果都没有采用旁通,询问后的答案都是没有设置旁通风管的空间。笔者也曾看到过不设旁通风管的而采用移出热交换芯的工程应用报道,但移出热交换芯在设备制造和设备内部空气通路连接方面会有一定难度,而且仍然需要留出移动操作空间。还有一个技术问题是旁通或移出后系统中空气流动阻力会发生变化,所配通风机要能够适应和调节等。

2 结语

建筑与暖通空调系统节能是需要用科学、实事求是的态度来认真设计、施工、验收和运行管理的工程技术问题。任何节能技术和设备都有其适用性,节能效益的评价要关注其真实结果而不能只注重形式,不能只强调收益(通常是高估的)而不讲付出。对于空气-空气能量回收装置实际节能效益的评价,本文所提出的观点与方法仅供暖通空调工程技术人员参考,希望引起大家的关注,共同推动我国的节能减排事业健康发展。

本文中引用的部分数据和表格属非正式发表的资料,请读者不要将其中数据作为依据引用,同时对提供相关数据和资料的企业和人员表示真诚感谢。

参考文献:

- [1] 中国建筑科学研究院. GB/T 21087—2007 空气-空气能量回收装置[S]. 北京:中国标准出版社,2008
- [2] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005