

不同风系统末端装置的能效比比较

清华大学 韩 铮[☆] 朱颖心

摘要 从设计与运行角度对 3 种常见空调系统形式——风机盘管加新风系统、定风量系统、变风量系统的末端能效比进行了比较,比较内容包括市场典型厂家风机盘管、空调机、新风机单机末端能效比及考虑新风机后的综合末端能效比;同时对比了几栋大型公共建筑案例设计及实际末端能效比。结果表明,由于设计选型偏大等多种因素,设计末端能效比仅能达到市场综合末端能效比的一半。在设计阶段,输送相同的冷量,风机盘管加新风系统能耗为全空气系统的一半左右。除了运行良好的变风量系统,实际末端能效比均比设计值有所下降。从实际案例来看,风机盘管加新风系统的实际末端能效比在 13 左右,变风量系统为 6,定风量系统只有 4。

关键词 末端能效比 EER_t 风机盘管加新风系统 定风量系统 变风量系统

Comparison of EER_t between different terminal devices of air systems

By Han Zheng[★] and Zhu Yingxin

Abstract Compares the rated, designed and practical EER_t (energy efficiency ratio of terminal system) of different terminal devices between three typical air systems—fan coil unit plus outdoor air handle unit system (FCU+OA), constant air volume system (CAV), variable air volume system (VAV). Calculates the EER_t with and without consideration of outdoor air handle unit system of each air system. Compares the designed and practical EER_t among several large public buildings. Compared with rated parameters, designed EER_t s decrease about 50% in actual design projects. The energy consumption of FCU+OA system is about 50% of that of all-air system for the same cooling supply in design. Practical EER_t s are usually less than design parameters except in well designed VAV system. As a result of cases study, the practical EER_t of FCU+OA system is around 13, that of VAV system is 6 and that of CAV system is 4.

Keywords EER_t of terminal device, FCU+OA system, CAV system, VAV system

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

大型建筑的集中空调系统能耗主要分为两大部分:制冷能耗与冷量输配能耗。其中冷量输配系统耗能占空调系统耗能的 30%~50%,是影响系统 COP 的重要因素。

制冷系统的耗能部件主要包括冷水机组、冷却水泵、冷却塔等。冷量输配系统能量主要消耗在水系统与风系统上。其中水系统主要耗能部件为冷水泵等(一次泵、二次泵等),风系统的主要耗能部件则是将冷量输送到房间的末端装置,通常包括空调箱、风机盘管等。最常见的风系统形式是风机盘

管加新风系统(FCU+OA)、定风量系统、变风量系统等。

随着对节能减排的重视,各国与地方性的建筑节能标准与绿色建筑标准均采用了一系列量化评价指标,其中包括采用输配系数 TDC (transportation and distribution coefficient) 指标

①☆ 韩铮,女,1983 年 1 月生,在读硕士研究生
100084 清华大学建筑学院建筑技术科学系
(010) 62791419
E-mail: hanz05@mails. tsinghua. edu. cn
收稿日期:2007-12-24
修回日期:2008-03-03

来评价风机、水泵等输配系统的能耗^[1],而整个建筑空调系统的输配系数又取决于冷热源的输配能效比和各末端设备的输配能效比^[4]。各部分的输配能效比越高,整个系统的 TDC 就越高。末端设备包括风机盘管、空气处理器、新风机组等,其输配能效比(简称末端能效比)的定义是单位电量输送的冷量,为量纲一参数,反映了空调末端输送冷量的效率,按式(1)计算。

空调系统中的末端能效比 EER_t 定义如下:

$$EER_t = \frac{Q}{W_k} \quad (1)$$

式中 Q 为空调系统制冷设备的总冷量, kW; W_k 为各类空调末端总能耗, kW。

末端能效比越大,能量的利用率越高。本文就不同风系统形式的末端产品参数、额定能效比、设计能效比与实际能效比进行比较分析,以供设计人员在确定空调系统方案时参考。

1 市场上各种末端的额定末端能效比的比较

风机盘管加新风系统的主要耗能部件为风机盘管风机与新风风机,定风量系统及变风量系统的主要耗能部件为空调箱内的风机。笔者调查了市场上常见的风机盘管与空调箱,挑选了比较有代表性的参数,计算出单机产品的额定能效比。

风机盘管的典型参数见表 1。不同机外余压及不同形式的风机盘管末端能效比变化范围较大,笔者选取两组典型厂家的参数,计算得到风机盘管单机产品末端能效比,在 33~64 范围内,取额定末端能效比平均值为 43。

表 1 典型厂家风机盘管参数

	厂家 1					厂家 2				
风量/(m ³ /h)	383	638	1020	1000	2000	255	510	765	1275	1530
制冷量/W	2440	4120	6560	6000	11500	1620	3290	4850	8190	9730
风机功率/W	59	84	157	180	180	42	67	111	219	271
额定末端能效比	41	49	42	33	64	39	49	44	37	36

定风量空调箱的有关参数见表 2,它的能效比与风机的风量和压头有较大的关系。普通空调箱风机的特性决定了随着空调箱风量的增加机外余压/全压通常也增加。当风量、风压固定,制冷盘管排数增多时,制冷量增加,末端能效比增加。

调查发现,一般全空气系统机外余压不会很小,空调箱的能效比范围如厂家 1 的样本,即额定风量在 4 000~18 000 m³/h 范围,冷盘管排数为 4~8 排,机外余压为常见值,则其能效比在 10~35

范围内。随着冷盘管排数增多,末端能效比增大。如取额定工况风量 10 000 m³/h,平均额定末端能效比为 18。

表 2 典型厂家定风量空调箱参数

	厂家 1									
排数	4	4	4	4	4	8	8	8	8	8
风量/(m ³ /h)	4 000	6 000	10 000	16 000	18 000	4 000	6 000	10 000	16 000	18 000
余压/Pa	320	530	650	680	530	240	450	570	600	450
制冷量/kW	20.93	31.4	53.1	84.4	91.8	38.38	57.57	95.48	152.02	172.7
风机功率/kW	1.1	3	4	5.5	6	1.1	3	4	5.5	6
额定末端能效比	19	10	13	15	15	35	19	24	28	29

	厂家 2									
排数	6	6	6	6	6	4	4	4	4	4
风量/(m ³ /h)	5 000	10 000	12 000	16 000	20 000	5 000	10 000	12 000	16 000	20 000
全压/Pa	315	460	462	570	573	365	510	512	620	623
制冷量/kW	39	77.9	93.6	125.7	155.8	29.1	58.74	70.3	93.6	117.4
风机功率/kW	1.27	3.5	4	5	6.7	1.27	3.5	4	5	6.7
额定末端能效比	31	22	23	25	23	23	17	18	19	18

变风量空调箱与定风量空调箱类似,只是加了变频器调节风量。但是相同最大风量下定风量与变风量空调箱的额定能效比却不同。因为定风量空调箱的额定工作点风量最大,考虑到各末端负荷控制的不同时性,变风量系统主风机的标准运行风量往往设计为 60%~80%最大负荷对应的风量。例如 10 000 m³/h 定风量空调箱(制冷量为 74.29 kW,机外余压 610 Pa,机内压损 700 Pa,风机输入功率为 4 kW),定风量系统风机标准运行工况点在 10 000 m³/h 风量处,此时风机效率为 91%,末端能效比为 18。而对于相同额定风量的变风量空调箱而言(额定制冷量、额定机外余压、机内压损都与定风量箱相同),其风机的标准运行工况的风量往往设计为 6 000~8 000 m³/h。取 7 000 m³/h 为标准运行风量,风机效率 91%,而它在 10 000 m³/h 时风机效率仅为 70%,则最大风量下风机输入功率为 5.7 kW,计算出最大风量下的末端能效比仅为 13。

因此按照最大风量计算出的变风量空调箱额定末端能效比往往小于相同情况下定风量空调箱。但这并不表示实际工况下也如此,从下面的例子也能看出这一点。

变风量空调箱的典型参数见表 3,在相同的机外余压下,额定参数与定风量设备参数近似。变风量空调箱的额定末端能效比按照最大风量下冷量与对应风机功率比值计算。变风量空调箱单机产品额定末端能效比在 11~18 范围内。平均值为 14。

表 3 典型厂家(厂家 1)变风量空调箱参数

风量/(m ³ /h)	3 000	5 000	8 000	10 000	12 000	15 000	20 000	30 000	40 000	600 000
余压/Pa	220	340	340	420	440	550	550	550	550	600
制冷量/kW	14.2	24.5	39.8	46.8	57.6	69	85.8	142	218	320
风机功率/kW	0.8	1.5	2.2	3	4	5.5	7.5	11	15	30
额定末端能效比	18	16	18	16	14	13	11	13	15	11

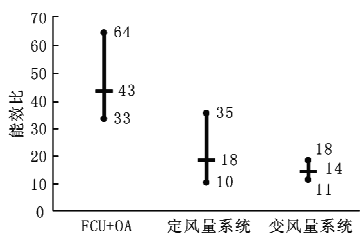
新风空调箱典型参数见表 4。与定风量、变风量空调箱类似,新风空调箱的能效比与机外余压有很大关系。风机盘管+新风系统的新风空调箱机外余压较大,因为它要克服阻力把新风送到末端。表 4 给出了两个典型厂家较大和较小的机外余压下对应的末端能效比。总体而言,新风空调箱的末端能效比比回风空调箱的大,机外余压较大的机型末端能效比在 30~40 之间,平均值按照 32 计算。机外余压较小的机型末端能效比在 30~60 之间,平均值按照 40 计算。

表 4 典型厂家新风工况空调箱参数

厂家 1										
风量/(m ³ /h)	3 000	5 000	8 000	10 000	12 000	15 000	20 000	30 000	40 000	600 000
余压/Pa	220	340	340	420	440	550	550	550	550	600
制冷量/kW	30.6	51.1	84.4	112	141	178	230	367		
风机功率/kW	0.8	1.5	2.2	3	4	5.5	7.5	11		
额定末端能效比	38	34	38	37	35	32	31	33		

厂家 2										
风量/(m ³ /h)	1 000	3 000	8 000	10 500	12 000	15 000	21 000	24 000		
余压/Pa	60	130	180	300	300	400	400	400		
制冷量/kW	16.4	41.8	106.2	144.6	158.4	189.6	261.2	301		
风机功率/kW	0.18	0.75	2.2	3	4	5.5	7.5	11		
额定末端能效比	91	56	48	48	40	34	35	27		

图 1 为 3 种空调系统形式单机产品额定能效比的比较,可以看出就单机产品的能效比而言,风机盘管+新风系统(FCU+OA)的末端能效比为全空气系统的 2 倍左右。



注: 上端数字表示最大值, 下端数字表示最小值, 中间数字表示平均值, 下同。

图 1 3 种系统形式的单机额定末端能效比比较

如果考虑 3 种典型空调系统形式的新风都由单独的新风机进行处理(实际情况下,全空气系统也有不单设新风处理机的情况),普通公共建筑写字楼的新风负荷大约占总负荷的 30%,则可按照下列公式计算出考虑新风机后的综合末端能效比 $EER_{t综合}$ 。

$$EER_{t综合} = \frac{1}{\frac{0.7}{EER_t} + \frac{0.3}{EER_{t新}}} \quad (2)$$

式中 EER_t 为某种形式空调末端能效比; $EER_{t新}$ 为新风机末端能效比。

3 种系统形式风系统综合末端能效比如图 2 所示。可见风机盘管+新风系统的末端能效比减小了,全空气系统则增大了。综合考虑后风机盘管+新风系统总末端能效比仍比全空气系统高 2 倍左右。

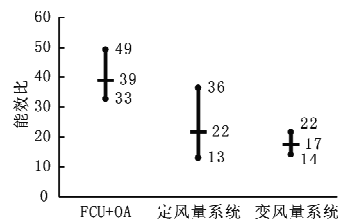


图 2 3 种系统形式的综合额定末端能效比比较(考虑新风机)

2 建筑空调系统设计末端能效比比较

在设计空调系统时,往往考虑安全系数,故造成了末端的设计能效比远远小于单机额定的能效比。

表 5 中的建筑 A,B,C,D 分别是北京城区的 4 栋写字楼。从统计结果可以看出,空调系统的风机盘管+新风系统末端能效比只能达到 13~20 左右。与考虑新风的单机风机盘管额定值 38 相比,单位电量输送的冷量减少了一半左右。

表 5 风机盘管+新风系统设计末端能效比比较

建筑	建筑面积/m ²	设计负荷/kW	风机盘管总功率/kW	新风机功率/kW	$EER_{t综合}$
A	26 000	1 759	35	51	20.5
B	41 500	2 330	88	86	13.4
C	38 000	1 360	25	46	19.1
D	45 764	1 745	25	78	17.0

表 5 中的设计负荷为风机盘管+新风系统所负担面积的空调负荷。风机盘管和新风机的总功率为实际产品的额定总功率。

表 6 中的建筑 E,F 分别是北京市的 2 栋写字楼。从结果看出,设计的定风量系统末端能效比在 6~10 左右。与考虑新风的单机空调箱额定值 22 相比,单位电量输送的冷量减少一半左右。

表 6 定风量系统设计末端能效比比较

建筑	建筑面积/ m ²	设计负荷/ kW	末端总功率/kW		EER _{综合}
			空调机	新风机	
E	55 000	4 572	645	60	6.5
F	160 000	12 000		1 240	9.7

表 7 中的建筑即为表 6 中的 E 建筑。2006 年 E 建筑风系统全面改造为变风量系统。改造后的变风量系统设计末端能效比为 6.2, 和改造前定风量系统相似。与考虑新风的单机空调箱额定值 17 相比相差很大。经过调查发现, 此栋大厦变风量箱的机内设计压损较大, 因此风机压头很大, 造成末端能效比低。

表 7 变风量系统设计末端能效比比较

建筑	建筑面积/ m ²	设计负荷/ kW	空调机功率/ kW	新风机功率/ kW	EER _{综合}
E'	55 000	4 572	628	108	6.2

总的来看, 经过设计选型后, 3 种风系统形式总末端能效比都比综合额定末端能效比小得多, 图 3 是比较结果。风机盘管+新风系统平均设计值在 20 左右, 全空气系统在 10 左右。

表 8 不同系统形式建筑实际末端能效比比较

建筑	风系统形式	设计 EER _t		月份				EER _t		
				5	6	7	8	最大	最小	平均
X	FCU+OA	14.6	末端电耗/(kWh)	7 078	9 425	10 638	10 219	14.5	9.7	13.3
			EER _t	9.7	14.5	14.1	13.7			
E	定风量系统	6.5	末端电耗/(kWh)	120 038	114 819	120 038	120 038	5.2	2.3	4.3
			EER _t	2.3	4.7	5.2	5.1			
E'	变风量系统	6.2	末端电耗/(kWh)	68 328	82 128	86 916	81 348	7.5	4.0	6.4
			EER _t	4.0	6.6	7.1	7.5			

X 楼的风机盘管+新风系统在需求冷负荷减小的过渡季盘管与新风机电耗变化不大, 因此末端能效比减小, 在最热季节几乎能达到设计值。与设计值 14.6 相比, 实际运行时末端能效比在 10~14 之间, 平均在 13 左右。

E 楼定风量系统与风机盘管+新风系统类似, 当冷负荷减小时风机电耗变化不大, 造成过渡季实际末端能效比比设计值下降。与设计值 6.5 相比, 实际运行时末端能效比在 2~5 之间, 平均末端能效比只有 4.3。除了实际负荷变化的影响, 由于空调箱风机工作点偏离设计值等因素造成夏季尖峰负荷时能效比并没有达到设计值, 造成整体末端能效比下降。

E' 楼变风量系统当冷负荷减小后风机变频, 使能耗呈三次幂关系下降, 当变风量控制效果理想时, 实际风量小于最大风量, 实际末端能效比大于设计值, 且随着供冷量的下降末端能效比下降不大, 甚至有所上升。案例中 E' 楼设计值为 6.2, 实际运行时在 4~8 之间, 平均值为 6.4。

3 种系统的实际与设计末端能效比比较见图

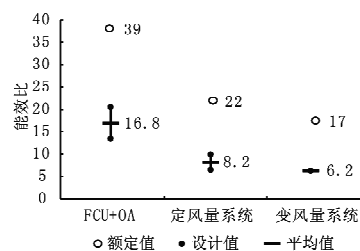


图 3 设计末端能效比与额定能效比比较

3 实际建筑运行末端能效比比较

由于计量系统的匮乏, 既有建筑很少可以统计全年逐时冷量, 也鲜有空调系统分项计量数据全面。本文对于每种空调系统形式各选取一栋有较全历史数据的建筑进行比较。表 8 是 3 种不同空调系统 5~8 月的末端电耗统计数据以及末端能效比。

4. 可见除了变风量系统外, 实际末端能效比小于设计值。就绝对值而言, 风机盘管+新风系统仍比全空气系统高一倍左右。

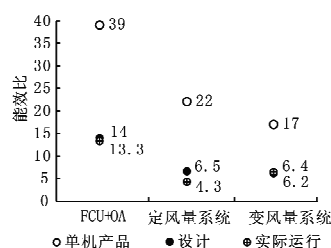


图 4 实际与设计末端能效比比较

4 讨论

由于空气的比热容比水的小, 因此输送相同的冷量需要更多质量的空气, 也就需要更多的能量。风机盘管系统主要通过冷水输送冷量, 而全空气系统使用空气输送冷量, 这就造成风系统必然比水系统费能。即使变风量系统通过控制调节手段降低能耗, 也比风机盘管系统能耗高得多。

(下转第 107 页)

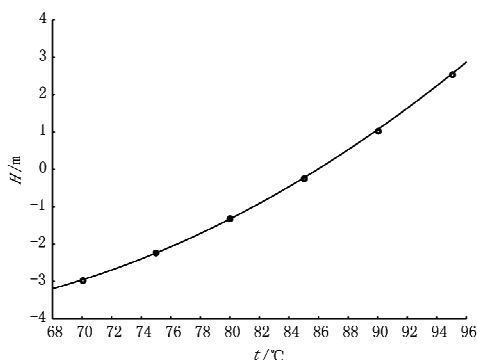


图 4 水箱最低液面和泵吸入口中心标高差 H 与泵吸入口水温 t 之间的关系

4 H 的影响分析

由式(5)和第 3 章的实例可知:

4.1 水箱至泵入口之间管道的阻力损失直接影响水箱的设置高度,因此在系统设计时,循环泵之前的管径不能太小,管件不能太多。

4.2 循环泵产品样本上标注的必须汽蚀余量不能太小,一般不应小于 2.5 m。

4.3 由图 4 可知,在大气压一定时,泵入口水温是影响水箱设置高度的主要因素。实例中,当泵入口水温为 85 $^{\circ}\text{C}$ 时, H 只要大于 -0.2 m,泵就不会产生汽蚀。因此在系统设计时,当泵入口水温低于 85 $^{\circ}\text{C}$ 时,一般不需考虑泵的汽蚀问题;而当泵入口水温高于 85 $^{\circ}\text{C}$ 时,则需进行膨胀水箱设置高度的计算。

4.4 大气压力对 H 影响不大,但当工程地点为高原地区时,应考虑当地冬季大气压力对 H 的影响。

5 结论

5.1 常压锅炉供暖系统中,循环水泵的选型应保

证其必须的汽蚀余量,而不是允许吸入高度。

5.2 当大气压力为一定值时,在不超过锅炉承压范围内,影响膨胀水箱设置高度的主要因素是泵入口处的水温(水的汽化压力),而泵吸入口平均流速只是通过影响水箱至泵之间的阻力损失而影响水箱设置高度。

5.3 正确进行膨胀水箱设置高度的计算,既可以保证常压锅炉供暖系统不产生汽蚀,确保安全运行,又可以得出最小的设置高度,降低工程造价,并且有利于膨胀水箱的布置。

参考文献:

- [1] 国家质量技术监督局. ZBFGH 17—2000 小型和常压热水锅炉安全监察规定[S]. 北京:中国标准出版社,2000
- [2] 国家经济贸易委员会. JB/T 7985—2002 小型锅炉和常压热水锅炉技术[S]. 北京:机械工业出版社,2002
- [3] 郑心伟,刘长河,宋岩,等. 常压热水锅炉机械循环垂直式供暖系统分析[J]. 热能动力工程,2004,19(6): 650—653
- [4] 孙志国,焦有芬. 常压热水锅炉供暖系统的设计应用[J]. 林业科技情报,2004(2):31
- [5] 丁义滨,张淑坤. 常压燃气锅炉供暖系统设计中应注意的几个问题[J]. 黑龙江纺织,2001(3):54—55
- [6] 燃油燃气锅炉房设计手册编写组. 燃油燃气锅炉房设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,1998
- [7] 周谟仁. 流体力学泵与风机[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1985
- [8] 廉乐明,李力能,吴家正,等. 工程热力学[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1999

(上接第 76 页)

5 结论

5.1 市场单机产品额定末端能效比比较:风机盘管加新风系统单机产品额定冷量末端能效比为 40 左右,大约为全空气系统的两倍。

5.2 建筑设计末端能效比比较:由于选型偏大等原因,3 种系统形式的设计末端能效比分别只有相应单机产品额定末端能效比的一半。风机盘管+新风系统为 20 左右,全空气系统为 10 左右。

5.3 实际建筑运行末端能效比比较:由于实际负荷与设计负荷的差异、设备实际功率等原因,风机盘管+新风系统与定风量系统的运行末端能效比与设计末端能效比相比都有所下降。理想的变风量系统实

际末端能效比比设计值大,随冷负荷变化小。

5.4 风机盘管+新风系统实际末端能效比在 13 左右,变风量系统为 6,定风量系统只有 4。

参考文献:

- [1] 中国环保总局. HJ/T 351—2007 环境标志产品技术要求 生态住宅(住区)[S]. 北京:中国标准出版社,2007
- [2] 清华大学. DBJ/T 01—101—2005 绿色建筑评估标准[S],2005
- [3] 清华大学. DBJ 01—100—2005 公共建筑节能评审标准[S]. 北京市建设委员会,2005
- [4] 绿色奥运建筑评估体系课题组. 绿色奥运建筑评估体系[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2003
- [5] 清华大学. GB/T 17981—2007 空气调节系统经济运行[S]. 北京:中国标准出版社,2007