

对新风空调机组阀权度的探讨

中国建筑设计研究院 潘云钢[☆]

摘要 根据北京地区的全年气象参数,选择实际的新风机组,研究盘管的“冷量-流量”特性,并由此选取合理的控制阀阀权度。结果表明,对于集中空调水系统中的新风机组,采用阀权度 $P_v=0.3$ 可以满足调节精度的要求,与常用的 $P_v=0.5$ 相比,减小了水泵设计扬程,降低了输送能耗。

关键词 阀权度 工作特性 表冷器

Discussions on authority of a valve in fresh air handling units

By Pan Yungang[★]

Abstract According to the annual climatic parameters in Beijing, selects an actual fresh air handling unit and studies the characteristics of cooling capacity with water flow rate for coils. Obtains a rational valve authority. As a result, a valve authority of 0.3 is satisfactory and is more economical in design pump head and transporting energy consumption compared with that of 0.5.

Keywords authority of valve, working characteristic, surface air cooler

[★] China Architecture Design & Research Group, Beijing, China

①



潘云钢

代表工程:

北京世界金融中心

北京南银大厦

拉萨火车站

北京市人民检察院

深圳市深业中心

0 引言

调节阀的选择是空调机组自动控制系统设计过程中面临的一个主要问题。在选择过程中,涉及到的最重要的几个参数或特点是:理想特性、可调比、工作压力及温度、允许压差、阀门流通能力、阀权度等,其中前面几项主要涉及到产品本身的性能,空调设计人员只要按照具体工程的要求通常就可以进行较为合理的选择。

但是对于阀权度来说,其合理选择对于空调设计有着两个大的影响:

1) 高阀权度通常来说将提高调节品质,有利于控制精度的提高;

2) 高阀权度必将增加空调水系统的阻力,导致水泵扬程的需求增加,给系统的运行节能带来不利影响。

因此,确定合理的阀权度,实际上是一个如何平衡“调节品质”与“降低能耗”两者之间的关系。阀权度确定的关键是:根据不同的控制对象特点来选择并考虑上述平衡问题。阀权度确定的目标是:在保证必要的调节品质的条件下,尽可能降低阀权度从而实现降低水泵能耗的节能要求。目前大多数已有的资料、手册和措施中,通常对各类空调机组提出的

①[☆] 潘云钢,男,1962年8月生,大学,教授级高级工程师,副总工程师

100044 北京市西直门外车公庄大街19号中国建筑设计研究院

(010) 68343882

E-mail: panyg@cadg.cn

收稿日期:2007-01-19

要求都是:阀门的全开阻力一般不得小于表冷器的阻力(或者简单总结为:空调机组的阀权度不低于 50%)。表冷器的特性可用式(1)来表示^[1]。

$$q = \frac{1}{1 + e\left(\frac{1}{g} - 1\right)} \quad (1)$$

式中 q ——表冷器相对冷量,为表冷器在某时刻的供冷量与设计状态冷量之比;

e ——表冷器特征系数;

g ——表冷器相对流量,为表冷器在某时刻的水流量与设计状态水流量之比。

通过对不同类型空调机组的分析,可以定性地得出:就全年而言,风机盘管加新风空调系统中的新风空调机组盘管进风状态的变化幅度最大,一次回风全空气系统中的空调机组次之,循环式空调系统中的空调机组参数变化幅度最小。这说明不同的机组使用方式对于机组特性本身是不一样的,其综合反映在于 e 值。而 e 值是选择阀门实际工作特性的主要依据。由于阀权度对阀门工作特性会带来严重的影响,因此,目前提到的 50% 是否合理,需要分别对不同的情况进行分析。

由于篇幅有限,本文主要对新风空调机组的设计阀权度进行探讨。

本文的限定条件如下。

1) 室内设计状态为:干球温度 $t_{nd} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度 $\varphi_n = 50\%$,湿球温度 $t_{nw} = 17.7\text{ }^{\circ}\text{C}$;

2) 风机盘管加新风空调系统中的新风机组送风参数在室内设计参数的等焓线上(湿球温度 $17.7\text{ }^{\circ}\text{C}$);

3) 以北京地区为例进行研究,气象数据采用《中国建筑热环境分析专用气象数据集》^[2]中的典型气象年数据;

4) 以某公司的 39G 系列空调机组作为研究对象,并采用该公司提供的软件进行计算。

1 设计状态

1.1 空气处理过程

新风机组的设计状态参数与系统的处理过程是密切相关的,目前由于设计思路的不同而存在多种不同的新风处理方法。例如:1) 按照新风负担室内余湿的方式,将新风处理到低于室内等含湿量线的状态,是以基于“温湿度独立控制”的思路来进行的;2) 将新风处理到室内等含湿量线上,是以减少风机

盘管除湿为思路来进行的——与 1) 有类似之处;3) 将新风处理到室内等焓线上,是以负荷特点和运行工况分开为思路的——风机盘管负担冷负荷,新风机组负担新风负荷;4) 将新风处理到室内等温线上,其考虑的重点是新风不再负担显热负荷;等等。根据笔者的调查,目前上述第三种是空调设计中应用最多的方式。因此,本文以此为基础出发点。

1.2 集中空调水系统设计参数

按照目前的大多数情况,取空调冷水供/回水设计温度为 $7\text{ }^{\circ}\text{C}/12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

1.3 设计状态下的机组选择及参数

北京地区的室外设计状态为:干球温度 $t_{wd} = 33.6\text{ }^{\circ}\text{C}$,湿球温度 $t_{ww} = 26.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

在确定新风处理方式之后,通过对多台不同型号的机组选择计算,决定选择 39G0813 作为示例机组,其标准设计风量为 $6\ 000\text{ m}^3/\text{h}$,计算选择的主要参数如表 1 所示。

表 1 机组设计参数计算结果

机组型号	盘管规格	面风速/ (m/s)	总冷量/ kW	显热冷 量/kW	出风干球 温度/ $^{\circ}\text{C}$	出风湿球 温度/ $^{\circ}\text{C}$	设计水 量/(L/s)
39G0813	4/10/FL	2.4	63.4	31.41	12.06	17.68	2 999

2 室外参数的分析范围

对典型气象年参数进行统计时发现,北京地区在夏季,不小于室内比焓值($h_n = 50.7\text{ kJ/kg}$)的室外状态点共有 2 077 个(即时间为 2 077 h),其中大于室外空调设计状态比焓值($h_w = 82.38\text{ kJ/kg}$)的时间为 113 h。

在空调设计过程中,当设计状态的冷量对应的供、回水温度一定时,水系统的最大供水量也就随之确定。简言之,系统的水泵不能向每个空调机组提供大于设计状态的水量。因此可以认为,室外状态点比焓大于室外空调设计状态比焓的 113 h 是空调机组不能满足要求的时间。

从盘管的校核计算中可以发现:如果室外温度与比焓同时超过设计值,采用同样的空调机组进行冷却处理时,盘管的处理焓差大于设计状态时的新风比焓差($\Delta h_w = 31.68\text{ kJ/kg}$),说明这是由于传热温差的加大使得冷量有所增加,但是这时的出风湿球温度总是大于室内湿球温度($t_{nw} = 17.7\text{ }^{\circ}\text{C}$),不能满足系统新风出风参数的要求。分析原因可知:盘管的除湿能力主要取决于其进、出风的湿球温度差而不是干球温度。这也从另一个角度证明 113 h 为系统的不满足时间,由此可以得出:按照

典型气象年统计确定的空调制冷保证率大约为 $1\ 964/2\ 077=94.5\%$ 。

因此,本文的分析主要针对能够满足要求的时间范围。对于北京地区而言,这 1 964 h 的范围即是由室内状态等焓(h_n)线、室外最高温度(37.2℃)线、室外设计状态等焓(h_w)线和饱和相对湿度线围成的近似四边形的区域,如图 1 所示。

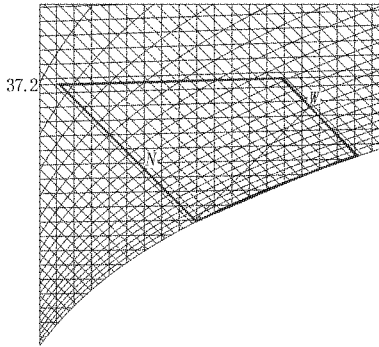


图 1 分析计算范围

3 盘管校核计算

盘管校核计算的目的是求出在不同的进风参数条件下盘管冷量与水量的关系。

3.1 计算区域的简化

对于同一冷量(即处理焓差)来说,由于不同的

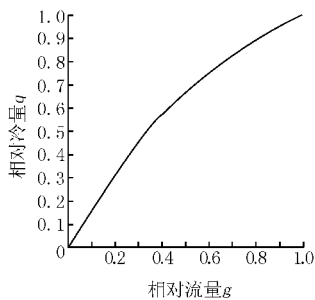


图 2 等 d_L 线计算结果

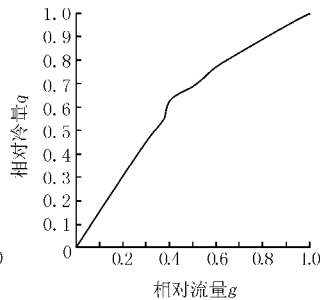


图 3 饱和湿度线计算结果

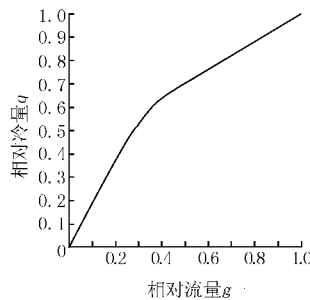


图 4 最大等温线计算结果

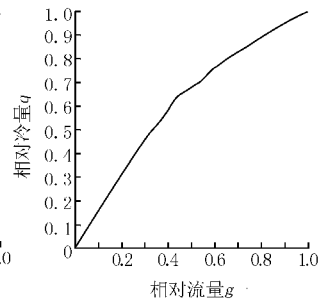


图 5 处理过程线计算结果

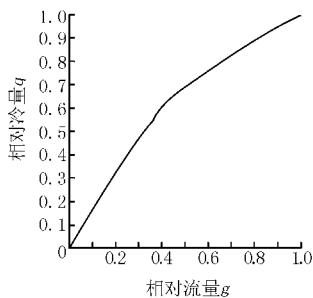


图 6 机组综合特性曲线

需要说明的是,由于软件的局限性,在计算过程中发现,当冷量低于设计值的 40%时,已经无法

进风参数引起了不同的传热温差,将导致不同的冷水量需求,这是可以理解的。对于研究盘管特性来说,对每个计算范围内的参数进行校核计算是没有必要的(工作量过大也是原因之一),因此需要对上述区域进行适当的简化。本文以几个有代表性的线段来代替整个区域进行分析,同时根据这些线段所代表的区域内的室外状态参数点的时间(或者室外参数靠近该线段的时间)来进行加权计算以得到最终的代表性特性。具体是:

1) 对于新风机组的干工况模式(当室外空气的含湿量低于机器露点的含湿量 d_L 时),采用等 d_L 线替代;权重为 27.2%。

2) 计算室外参数沿饱和湿度线变化时的机组特性;权重为 18.2%。

3) 计算室外参数沿最大等温(37.2℃)线变化时的机组特性;权重为 18.2%。

4) 计算室外参数沿设计处理过程线变化时的机组特性;权重为 36.4%。

3.2 计算结果

以上 4 个代表性线段的计算结果分别如图 2~5 所示。根据各线段的权重进行综合后得到的机组特性如图 6 所示。

给出相应的计算结果(显然这是由于管内水流速太小,已经无法对应原软件的计算模型)。为了分析方便和保证图形的完整性,在图 2~6 中对此部分进行了曲线回归,得出的这部分范围内的曲线尽管并不精确,但作为特性研究,笔者认为是可以的,因为这部分并不是研究的重点内容。

由图 6 可知,其曲线与式(1)中以 $e=0.46$ 来计算的结果比较吻合。这也从实际设备参数的角度说明了式(1)作为分析计算公式具有一定的通用性。因此,表冷器在调节过程中是一个变温差的设备,其“相对冷量-相对流量”曲线体现出非线性特征。

4 阀权度

4.1 相关的几个调节阀的术语

1) 理想流量特性(有时又简称为“流量特性”)——阀门两端维持恒定压差情况下,阀门流量与开度变化的特性;一般说的阀门的特性指的都是其“理想流量特性”。对于空调机组,理想流量特性应采用等百分比特性。

2) 工作流量特性——阀门在处于某种工作环境时,阀门流量与开度变化的特性。

3) 可调比 R ——在一定的阀门两侧压差条件下,阀门全开流量与其可控制的最小流量的比值;根据目前常用的阀门情况,这里以可调比 $R=30$ 为基础进行分析。

4) 设计阀权度——阀门全开、流量达到设计状态时的压差与系统压差(恒定的控制压差)的比值。

4.2 阀权度 P_v 对阀门调节性能的影响^[3]

很显然,只有当 $P_v=1$ 时,阀门的理想流量特性与工作流量特性才是相同的。而在空调机组的水量控制过程中,由于阀门前(或后)串联了水阻力元件,很显然这时阀门已经不可能表现出理想流量特性。

等百分比阀门的理想特性可以用式(2)表示。

$$g' = R^{L-1} \quad (2)$$

式中 g' ——阀门在某一开度时的相对流量;

L ——阀门开度。

等百分比阀门的工作流量特性可以用式(3)表示。

$$g' = R^{L-1} \sqrt{\frac{1}{(1-P_v)(R^{L-1})^2 + P_v}} \quad (3)$$

为了更进一步反映式(2),在不同 P_v 情况下阀门相对流量的计算结果如表 2 和图 7 所示。

4.3 阀权度的选择

阀权度选择的一个重要原则是:用阀门的实际工作特性来补偿由于表冷器非线性特征带来的调节不良,使得整个调节系统的特性尽可能接近线性特性,即:希望表冷器相对冷量 q 与调节阀开度的关系满足式(4):

$$\frac{dq}{dL} = 1 \quad (4)$$

从图 6,7 可以看出,要想实现 qL 为线性关

表 2 等百分比阀门流量特性表

P_v	相对流量 g										
	L										
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
1.0	0.033	0.047	0.066	0.093	0.130	0.183	0.257	0.361	0.507	0.712	1.0
0.9	0.035	0.049	0.069	0.097	0.137	0.192	0.269	0.377	0.526	0.730	1.0
0.8	0.037	0.052	0.074	0.103	0.145	0.203	0.284	0.397	0.549	0.750	1.0
0.7	0.040	0.056	0.079	0.110	0.155	0.217	0.302	0.419	0.575	0.771	1.0
0.6	0.043	0.060	0.085	0.119	0.167	0.233	0.324	0.446	0.604	0.794	1.0
0.5	0.047	0.066	0.093	0.130	0.182	0.254	0.351	0.480	0.639	0.820	1.0
0.4	0.053	0.074	0.104	0.145	0.203	0.282	0.387	0.521	0.681	0.848	1.0
0.3	0.061	0.085	0.120	0.167	0.233	0.321	0.436	0.577	0.731	0.880	1.0
0.2	0.074	0.104	0.146	0.203	0.281	0.384	0.510	0.654	0.796	0.915	1.0
0.1	0.105	0.147	0.204	0.282	0.383	0.506	0.643	0.774	0.881	0.955	1.0

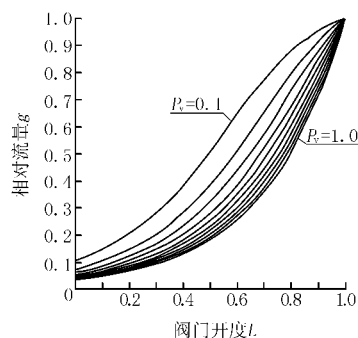


图 7 等百分比调节阀的工作特性曲线

系,所需阀门的工作特性曲线应为:与图 6 中通过原点的斜率为 1 的直线相对称的盘管曲线。对于实际阀门来说,要精确地做到这一点是非常困难的,因为实际阀门都是按某种标准的特性来设计和制造的。因此,我们需要选择一个与所要求的阀门工作特性曲线相近的“标准阀门”。同时,从实际设计工作中也可以发现,普通的舒适性空调对于温度控制精度的要求大约为 1.5°C 左右,折算到新风处理、并考虑到风机盘管本身所具有的温度调控能力这一特点,笔者认为新风空调机组调节过程中实时供冷量的允许相对偏差值 a 大约在 15% 左右。因此,可以得出阀门工作特性选择满足要求的判定标准是:在阀门工作的各开度范围内,相对冷量与开度的关系如式(5)所示。

$$a = \left| \frac{q-L}{L} \right| \leq 15\% \quad (5)$$

等百分比阀门在不同阀权度情况下,盘管在不同阀门开度下的供冷量及其相对偏差如表 3 所示。

表 3 不同开度时盘管供冷量及其相对偏差

P_v	L											
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	
0.9	q	0.05	0.08	0.11	0.15	0.21	0.3	0.41	0.55	0.69	0.83	1
	a		0.20	0.45	0.50	0.48	0.40	0.32	0.21	0.14	0.08	0
0.8	q	0.06	0.08	0.12	0.17	0.23	0.33	0.45	0.60	0.72	0.86	1
	a		0.20	0.40	0.43	0.43	0.34	0.25	0.14	0.10	0.04	0
0.7	q	0.06	0.09	0.13	0.18	0.25	0.35	0.48	0.63	0.74	0.87	1
	a		0.10	0.35	0.40	0.38	0.30	0.20	0.10	0.08	0.03	0
0.6	q	0.07	0.10	0.14	0.19	0.27	0.38	0.51	0.65	0.76	0.88	1
	a		0	0.30	0.37	0.33	0.24	0.15	0.07	0.05	0.02	0
0.5	q	0.08	0.11	0.15	0.21	0.29	0.41	0.54	0.67	0.79	0.90	1
	a		0.10	0.25	0.30	0.28	0.18	0.10	0.04	0.01	0	0
0.4	q	0.09	0.12	0.17	0.24	0.33	0.45	0.59	0.70	0.81	0.92	1
	a		0.20	0.15	0.20	0.18	0.10	0.02	0	0.01	0.02	0
0.3	q	0.1	0.14	0.19	0.27	0.38	0.50	0.64	0.74	0.85	0.93	1
	a		0.40	0.05	0.10	0.05	0	0.07	0.06	0.06	0.03	0
0.2	q	0.12	0.17	0.24	0.33	0.45	0.58	0.69	0.80	0.89	0.95	1
	a		0.70	0.20	0.10	0.13	0.16	0.15	0.14	0.11	0.06	0
0.1	q	0.17	0.24	0.33	0.45	0.58	0.69	0.79	0.87	0.94	0.98	1
	a		1.40	0.65	0.50	0.45	0.38	0.32	0.24	0.18	0.09	0

表 3 中标有“□”的数据表示可以满足设计要求的情况。从中可以看出：当阀权度为 0.3 时，该阀门在开度 $L=0.2\sim 1.0$ 的范围内都能够满足盘管冷量相对偏差的要求，此时满足要求的范围是所有计算阀权度中最大的（尤其是盘管冷量在夏季供冷的大部分时间里处于 30%~70% 的状态， $P_v=0.3$ 显然是更为适合的）。因此，就本文研究的盘管而言，选择 $P_v=0.3$ 从调节性能上讲是最合理的。从能耗角度看，比采用 $P_v=0.5$ 减少了 40% 的阀门全开阻力，使得水泵的设计扬程也得以减小。

5 结论

5.1 阀权度的选择是一个涉及调节性能和系统能耗的综合问题。通过对实际盘管的选择与校核计算表明：对于北京地区的新风空调机组而言，选取 $P_v=0.3$ 的阀权度与常见的采用 $P_v=0.5$ 相比，既有利于提高调节精度，又有利于系统的节能。尽管本文只是针对某一种特定的盘管进行研究的，但新风机组的使用场所和要求具有一定的代表性和普遍性，因此，笔者认为本文的结论可以用于北京地区同类空调机组的情况。

5.2 本文中所选配的盘管面积及相关参数正好符

合设计状态的需求，但实际工作中，一些设计人员出于种种考虑可能对盘管的能力要求作一定的放大（所谓的“安全系数”）。笔者也考虑到了这个问题并进行了一些校核性计算，结果表明：当选择表冷器时冷量的富裕量不大于设计状态冷量的 10% 时，上述结论依然是成立的。如果富裕量超过 15%，则需要进行详细的校核分析，有可能 $P_v=0.4$ 更有利于调节精度。

5.3 本文是针对北京地区而言的，不同地区和不同设备存在差异性是可以理解的。因此具体应用时，设计人员需要根据实际条件进行适当的分析。

5.4 值得注意的是，目前一些资料中提到阀权度时，常常是针对在水系统控制压差范围内只有表冷器和控制阀这两个部件的情况而言的，即 $P_v = \Delta p_v / (\Delta p_v + \Delta p_b)$ （式中 Δp_v 和 Δp_b 分别表示阀的全开阻力和表冷器的设计水阻力）。但是，对于实际工程来说，按照 P_v 的定义，实际上是指 Δp_v 与系统控制压差 Δp 的比值，也就是说，对于目前常见的将系统控制压差点设于总供、回水管（或分、集水器）的水系统中，还需要考虑到系统供、回水管道（包括主管和连接空调机组的支管）和附件的水流阻力（ Δp_1 ）。举例来说，如果一个系统设计状态时， $\Delta p_b=30$ kPa， $\Delta p_1=60$ kPa，按照 $P_v=0.3$ 选择时，阀门的全开阻力为 $\Delta p_v=38.6$ kPa；如果按照 $P_v=0.5$ 选择，则阀门全开阻力将达到 90 kPa，相当于水泵扬程增加了 5 m 以上。

5.5 在常用的几种空调机组（新风机组、一次回风机组等）中，由于新风机组的进风参数变化最大，从定性角度分析可以得出的结论是：大多数一次回风机组的 e 值都不小于新风机组。因此，可以认为新风机组是目前集中空调水系统中末端设备的阀权度要求最高的。由此可知，如果适当降低目前常用的 $P_v=0.5$ 的阀权度，可以在保证调节精度要求的前提下，降低系统的输送能耗。

参考文献

[1] 潘云钢. 高层民用建筑空调设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999

[2] 中国气象局信息中心气象资料室, 清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005

[3] 施俊良. 调节阀的选择[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986