

“以泵代阀”末端系统的能耗分析与系统优化

中国建筑设计研究院 潘云钢[☆]

摘要 以集中空调系统的新风空调机组采用“以泵代阀”调节方式为例,计算水泵出口分别采用电动蝶阀、旋启式止回阀和蝶式双瓣止回阀三种不同阀件下的水泵供冷季节的能耗量,分析和比较系统的特点和能耗,提出用电动蝶阀替代止回阀有利于减少水泵能耗的观点。

关键词 “以泵代阀”末端系统 电动蝶阀 止回阀 能耗比较

Energy consumption analysis and system optimization of replacing control valves by frequency controlled pumps in terminal system

By Pan Yungang[★]

Abstract Taking a fresh air handling unit of central air conditioning system using replacing control valves by frequency controlled pumps as an example, calculates respective energy consumption of chilled water pump under the conditions of using electric butterfly valve, swing check valve and butterfly bivalve check valve at the outlet of chilled water pump. Analyses and compares the characteristics and energy consumption of the systems. Puts forward that replacing check valve by electric butterfly valve is in favour of decreasing energy consumption.

Keywords replacing control valve by frequency controlled pump in terminal system, electric butterfly valve, check valve, energy consumption comparison

★ China Architecture Design & Research Group, Beijing, China

①

1 背景

在集中空调冷热水系统中,末端设备(空调机组、新风空调机组等)的调控通常采用电动两通阀,通过设定的控制参数(例如室温或送风温度),改变阀门开度而对通过末端设备的冷、热水流量进行调控。由于电动调节阀在调节过程中会增大阀门阻力而增加冷热水泵能耗,近十多年来,许多学者对末端“以泵代阀”的调控方式进行了深入研究。这种方式取消了常见的电动调节阀,可根据设定的控制参数直接调节末端水泵的转速来实现对通过末端设备的冷、热水流量的控制。

从理论上来说,“以泵代阀”的调控方式不存在采用调节阀调节过程中所导致的水泵扬程损失,因此使得水泵能耗相应降低。但是,在一些实际工程

中,这种方式的节能效果远远不如理论分析的结果。分析发现,可能有以下原因。

1) 设计不合理

主要表现在计算不精确,末端水泵的扬程没有按照每个末端设备及其支路的阻力来选择(或者在阻力计算过程中采用了较大的安全系数),有时扬程甚至是估算出来的,因此导致实际水泵的安装容量过大。

2) 水泵的控制或运行不合理

①☆ 潘云钢,男,1962年8月生,大学,教授级高级工程师
100044 北京市西城区车公庄大街19号中国建筑设计研究院
(010) 68343882
E-mail:panyg@cadg.cn
收稿日期:2011-06-08

一些按照水泵变频设计的系统,由于控制环节不完善或者水泵对变频的适应性不够,导致水泵可变速的范围较小,在低负荷(低流量)情况下无法实现“按需供应”。甚至有一些按照变频调速方式设计的系统,末端水泵最后采用了定速运行方式,其能耗无疑会有较大的增加。

3) 末端水泵额定效率低于主泵

末端水泵由于容量小,其效率低于集中系统的主泵。在一些理论分析中没有注意到这一点,导致理论分析与实际运行结果出现较大差异。

4) 低负荷下电动机效率与变频器效率下降

目前在变速工况下,大部分电动机产品的运行效率随转速的降低而降低。变频器也是如此,随着负载率的下降,其效率呈下降的趋势^[1]。

5) 末端系统的构成不合理

以往的文献涉及末端系统本身构成方面的并不多。目前大部分“以泵代阀”末端系统及其附件设置如图1所示。

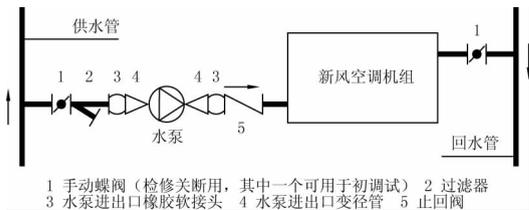


图1 常见“以泵代阀”末端系统及其附件设置

从图1中可以看出,末端系统的管道、末端设备(换热器)以及一些常规的附件配置,都是按照目前的设计原则和要求确定的。从阻力特性来看,系统运行时,这些设备、附件或管道大都具有定阻力系数的特点。例如:换热器、过滤器、管道、变径管、软接头等的阻力系数均为定值;用于系统初调试或者检修的手动蝶阀在运行过程中开度始终保持不变,因此阻力系数也为定值。如果末端系统的整个阻力系数为定值,那么水泵在变频调速过程中的分析就会相对简单——水泵的运行工况点会沿着设计状态下的系统阻力曲线移动,并且在这个过程中,水泵的效率始终保持不变——等效相似工况。

水泵出口止回阀的动作原理是:水流的冲击形成阀板打开的动力。因此在流量变化过程中,随着流速的变化,水流对止回阀的作用力随之变化,止回阀的开度有可能发生一定的变化,那么,设有止回阀的末端系统,其总阻力系数是否保持不变?

本文主要针对这种情况进行分析,并提出相应的优化措施,供同行讨论。

2 止回阀的特性

为了验证上述对止回阀的定性分析,笔者委托中国通用机械研究院从市场上的产品中抽取了两个应用较为广泛的止回阀——旋启式止回阀和蝶式双瓣止回阀进行了实测,阀门公称直径均为DN100。测试结果见表1,2。

表1 旋启式止回阀测试结果

流量/(m ³ /h)	压差/kPa	阀门流通能力 K_{vs}	计算流速阻力系数
0.16	0.93	1.66	58 084.16
1.30	1.62	10.21	1 532.65
1.88	1.65	14.64	746.42
2.55	1.75	19.28	430.30
3.31	1.78	24.81	259.76
4.22	1.76	31.81	158.02
5.42	1.78	40.62	96.88
6.52	1.83	48.20	68.83
8.01	1.84	59.05	45.85
11.24	1.98	79.88	25.06
15.95	2.07	110.86	13.01
17.95	2.11	123.57	10.47
19.95	2.13	136.70	8.56
25.51	2.17	173.17	5.33
31.05	2.17	210.78	3.60
31.28	2.20	210.89	3.60
34.44	2.23	230.63	3.01
36.81	2.23	246.50	2.63
42.64	2.28	282.39	2.01
45.24	2.33	296.38	1.82
48.23	2.47	306.88	1.70
55.43	2.63	341.80	1.37
60.54	2.76	364.41	1.20
67.93	3.20	379.74	1.11
76.52	3.84	390.49	1.05
79.80	4.04	397.02	1.01
80.48	4.11	396.98	1.01
85.58	4.62	398.15	1.01
87.56	4.82	398.52	1.01

注:流速阻力系数指以管内水流速(m/s)为基准所计算的阻力系数,本文中用 ξ 来表示;计算流速阻力系数为在阀门的实测流量和压差值条件下,通过计算所得到的阀门在该工况点的流速阻力系数。

从表1,2中可以看出,在系统变流量的情况下,止回阀的确是一个变阻力系数元件,尤其是在小流量情况下,其阻力系数大幅度增加。同时,通过对比也可以看出,旋启式止回阀的阻力系数变化幅度比蝶式双瓣止回阀相对小一些。

在空调冷、热水系统中,根据相关的设计规范和设计手册,以及目前的常规做法,对于DN100管

表2 蝶式双瓣止回阀测试结果

流量/(m ³ /h)	压差/kPa	K _{vs}	计算流速阻力系数
1.32	1.93	9.50	1 771.02
2.48	4.72	11.42	1 227.02
3.69	5.34	15.97	627.05
7.01	6.20	28.15	201.73
10.14	6.29	40.43	97.81
17.42	6.82	66.70	35.93
20.72	7.69	74.72	28.64
23.62	7.95	83.77	22.78
27.53	8.10	96.73	17.09
34.56	8.16	120.98	10.92
40.45	8.34	140.07	8.15
45.03	8.93	150.69	7.04
50.15	9.62	161.69	6.12
55.83	10.34	173.62	5.30
62.75	11.24	187.17	4.56
67.31	11.81	195.86	4.17
75.71	13.16	208.70	3.67
80.45	14.21	213.42	3.51
84.37	14.61	220.73	3.28
87.44	15.36	223.11	3.21
89.39	15.84	224.60	3.17
94.44	16.85	230.07	3.02
100.53	17.76	238.55	2.81
105.61	19.12	241.52	2.74
112.34	21.46	242.50	2.72

道来说,其设计流速大约为 1.4 m/s。因此,以下的分析过程中,对于阀门的最大流量控制在 40 m³/h(即设计流量,相当于接管流速 1.4 m/s 左右)。同时,为了分析计算方便,将上述数据进行圆整,并按照一定的流量进行分级(流量间隔为 5 m³/h),得到的结果见表 3,4。

表3 旋启式止回阀计算用参数

流量/(m ³ /h)	压差/kPa	K _{vs}	流速阻力系数	流量阻力系数	接管流速/(m/s)
5	1.77	37.54	118.278	70.800	0.177
10	1.93	71.88	33.041	19.300	0.354
15	2.05	104.61	15.440	9.111	0.531
20	2.13	137.03	8.528	5.325	0.707
25	2.17	169.82	5.627	3.472	0.884
30	2.17	203.65	3.855	2.411	1.061
35	2.23	234.38	2.911	1.820	1.238
40	2.26	266.14	2.289	1.413	1.415

注:流量阻力系数指以管内水流量(m³/h)为基准所计算的阻力系数,本文中用 S 表示。

为了验证上述测试结果是否具有代表性,笔者对部分企业的止回阀样本资料进行了查证。某公司的 405 型旋启式止回阀和 805 型对夹式(蝶式双瓣弹簧式)止回阀的工作曲线分别见图 2,3^①。

表4 蝶式双瓣止回阀计算用参数

流量/(m ³ /h)	压差/kPa	K _{vs}	流速阻力系数	流量阻力系数	接管流速/(m/s)
5	5.68	20.78	459.229	227.200	0.177
10	6.28	39.93	99.001	62.800	0.354
15	6.64	57.97	56.503	29.511	0.531
20	7.50	72.97	30.231	18.750	0.707
25	8.00	88.35	20.773	12.800	0.884
30	8.12	105.25	14.922	9.022	1.061
35	8.17	122.41	10.716	6.669	1.238
40	8.33	138.61	8.362	5.206	1.415

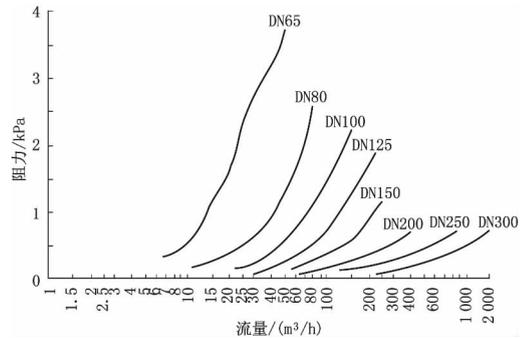


图2 某公司 405 型旋启式止回阀工作曲线

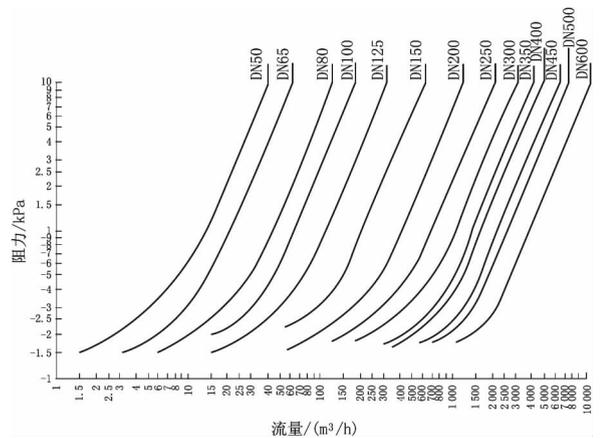


图3 某公司 805 型对夹式止回阀工作曲线

分析可知,在工作范围内,从止回阀低流量部分工作曲线的趋势和数据计算(本文略)来看,图 2,3 所示产品性能具有与表 1,2 产品相似的特性,表明实际止回阀的测试数据具有代表性。

3 末端系统的构成及阻力特性

3.1 定性分析

对图 1 所示设置水泵出口止回阀的“以泵代阀”末端系统,由止回阀测试数据可知,当流量由设计值逐渐减小时,止回阀的阻力系数逐渐加大,因此导致末端系统的阻力系数加大。简言之,在水泵

① 丹佛斯(上海)自动控制有限公司产品样本,2007

变速运行调节的过程中,末端系统的水阻力特性曲线并不是设计工况下的曲线,而是随流量减小阻力系数逐渐增加所构成的曲线(同一流量点时,曲线的斜率不断增大)。显然,这个过程中水泵各运行工况点的效率将不再等同于系统设计状态下的效率。在大多数情况下,水泵的效率会随流量的减小呈降低的趋势(根据水泵等效工况的效率分析可以确定此点)。从运行节能的角度来说,显然这并不是最理想的。

那么对于“以泵代阀”末端系统,如何使水泵变速运行调节的过程中尽可能保持较高的效率?由于通常选择水泵设计工况点的效率比较高,如果能使各工况点的效率始终保持并等于额定工况点的效率,是最理想的。从水泵的特性来看,要做到这一点的前提是:水泵在变速过程中,末端系统的阻力特性曲线不发生变化,即阻力系数不变。因此要求系统内所有的附件都应该是定阻力系数元件。

3.2 新型末端水系统形式的构想

上述分析表明,止回阀在这种系统中应用有局限性。如果能用其他固定阻力系数的附件来替代止回阀,也就能优化系统运行,提高效率。那么以往系统中的止回阀是否是一个必要的附件呢?

3.2.1 止回阀的作用分析

在常规水泵应用的相关文献中都认为水泵出口应设置止回阀,以防止系统内产生水击现象,保护水泵不受破坏。发生水击有两个基本原因:

1) 突然停泵情况下,水由于惯性提升后,因失去动力而下坠倒流,对水泵形成较大的冲击力而损坏水泵或系统;

2) 系统中某些位置突然出现水流速的急剧变化(例如系统正常运行时,阀门在瞬间突然关闭),导致系统压力发生急剧变化而产生水击。

根据动量定理,水击的产生是由于系统中水的流速或者流动方向发生急剧变化时,水的动量转化成了对系统的作用力。在空调冷、热水系统中,理论上有可能——某个阀门突然快速关闭导致水流速急剧降低。但实际上手动阀不会出现这种情况;常用的电动阀门,由于其关闭过程时间比较长(以关闭时间较短的电动蝶阀为例,其通常的全行程的关闭时间大约在15~60 s),这种情况是很难出现的。

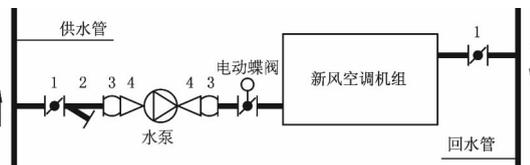
对于以闭式系统为基础的空调冷、热水系统来

说,停泵的结果是:由于惯性作用,管内水流方向依然会保持停泵前的流向,但失去动力后管内水流速会逐渐下降直到停止流动。因此闭式空调水系统出现倒流而产生水击的情况基本上是不存在的。只有在开式系统中才有可能出现这种情况。

由上述分析得到的结论是:止回阀用于空调水系统时,并不需要其具备防水击的功能。但是对于“以泵代阀”末端系统来说,止回阀的作用主要是起到隔断水反向流动的作用——在同一个水系统中,通常会并联多个末端设备,当一些末端不运行(所配带的水泵也同时停止运行)时,如果该末端环路不隔断,其他正常运行的末端回水有可能在其水泵压力作用下,通过回水管倒流进入已停止运行的末端设备中,这将严重破坏整个系统的水流量平衡。因此,替代止回阀的附件应具有有关断水路的功能。

3.2.2 新型末端水系统的形式

从以上可以看出,只要保证每个末端水路能够根据使用与否来开启和关断,就可以解决上述问题。止回阀是一种防倒流设备,取消止回阀而采用电动蝶阀(随末端的运行与否开启或关闭)则是一个新的思路。由此构成了一个新型的“以泵代阀”末端水系统,如图4所示。



图例同图1

图4 新型“以泵代阀”末端水系统的末端系统及其附件设置

电动蝶阀只需要具备全开/全关的功能,在末端运行、电动蝶阀全开时,整个末端水系统就构成了一个定阻力系数系统,满足了上面提到的要求。

4 系统能耗计算

本文的立足点在于减少运行能耗。图4所示的新型末端水系统是否具有这样的优点?下面将进行计算说明。

4.1 分析的条件与基础参数

对于能耗的分析比较,通常有两个做法:一个是比较装机容量(kW),另一个是比较空调系统全年能耗(kW·h)。本文关注后者。

比较空调系统全年能耗的基础是全年的空调负荷分布。对于“以泵代阀”末端系统来说,其代表

性的末端通常采用空调机组。由于全空气系统的空调机组在计算全年负荷和评价空调机组静特性方面都还存在一些困难或难题,而新风空调机组在此两方面已经有的研究成果相对较多,可以借鉴。因此本文分析采用新风空调机组作为末端设备,并对夏季供冷时的运行工况进行分析。

4.1.1 新风空调机组的参数

1) 新风空调机组逐时冷负荷计算

新风空调机组的逐时冷负荷按照新风冷负荷(即新风与室内空气的比焓之差)来确定,根据气象资料^[2],可以计算出全年供冷逐时新风负荷。

2) 新风机组的水流阻力

根据目前大多数产品的情况和大部分实际工程设计的统计资料,确定新风空调机组冷盘管在设计状态下的水流阻力为 40 kPa,流量阻力系数为 $S_b=25$ 。

3) 新风机组的静特性

新风空调机组在供冷情况下的静特性^[3]可用下式表示:

$$q = \frac{1}{1 + 0.46 \left(\frac{1}{g} - 1 \right)} \quad (1)$$

式中 q 为新风空调机组的相对供冷量; g 为新风空调机组的相对水流量。

根据式(1)可以计算出逐时冷负荷情况下新风空调机组的逐时水流量。

4.1.2 所比较的系统

本文比较的系统是电动蝶阀系统、旋启式止回阀系统和蝶式双瓣止回阀系统。

4.1.3 末端系统机房管道及附件的阻力

1) 管道阻力

本文假定机房管道的总阻力(包括管道的沿程

阻力和弯头的局部阻力)约为 1 000 Pa(相当于折合为 5 m 长的管道,平均总比摩阻 200 Pa/m,这是一个比较接近实际工程的统计数据),折合流速阻力系数为 1.4。

2) 水泵出入口的变径管、水路软接头阻力

经过计算,变径管、水路软接头的流速阻力系数合计为 0.4。

3) 水过滤器阻力

流速阻力系数^[4]取 2.5。

4) 手动蝶阀阻力

根据某公司的相关产品资料^①,DN100 中轴对称式蝶阀的 K_v 值为 496。经折算,其流速阻力系数为 0.65。供、回水管各设置手动蝶阀 1 个,合计流速阻力系数为 1.3。

以上附件和管路的流速阻力系数 ζ_g (以下简称管件阻力系数部分)合计为: $\zeta_g=5.6$,折合为流量阻力系数 $S_g=3.5$ 。

4.1.4 能耗类别

原则上,应计算整个系统的能耗(包含电动机和变频器部分),但由于电动机的多样化和涉及变速电动机的低负荷运行参数及效率的资料不多,因此,本文仅对末端水泵的能耗进行计算和对比。

4.2 末端水泵选择

汇总上述基本条件,即可得到末端环路各设备、附件和管道的阻力系数,并由此可以得出 3 种系统在设计状态下的总阻力系数和管路性能曲线的表达式。

为了使结果具有可比性,在比较过程中选择水泵的原则是:设计点效率尽可能接近,水泵曲线的变化趋势基本相同。根据某知名水泵制造企业提供的详细的水泵选型技术参数和软件,计算及选择结果见表 5。

表 5 系统阻力系数计算及水泵选择

	电动蝶阀系统	旋启式止回阀系统	蝶式双瓣止回阀系统
管件流量阻力系数 S_g	3.5	3.5	3.5
表冷器流量阻力系数 S_b	25	25	25
不同阀门的流量阻力系数 S_v	0.407	1.431	5.23
总流量阻力系数 S	28.907	29.931	33.73
系统阻力曲线表达式	$\Delta p=28.907G^2$	$\Delta p=29.931G^2$	$\Delta p=33.73G^2$
设计点水阻力	$\Delta p_0 \approx 45.08 \text{ kPa}$	$\Delta p_0 \approx 47.04 \text{ kPa}$	$\Delta p_0 \approx 52.92 \text{ kPa}$
水泵选择			
型号	NBG80-65-125/132.5	NBG80-65-125/132.6	NBG80-65-125/138.8
流量/(m ³ /h)	40	40	40
扬程/m	4.6	4.8	5.4
设计点效率/%	77.1	77.1	79

4.3 水泵能耗计算方法

4.3.1 水泵的最小转速限制

① 丹佛斯(上海)自动控制有限公司,产品样本,2007

通常情况下,水泵所配置的电动机大都依靠轴风扇来进行冷却。当电动机主轴的转速下降时,冷却风扇的转速同步下降,使得冷却风量急剧降低。因此,为了保证电动机安全可靠运行,使用过程中必须对电动机的最低转速进行限制。从现有的相关资料来看,常规电动机的转速一般不宜低于其额定转速的 50%。

本文选择的水泵所配电动机根据厂家提供的材料,转速不宜低于额定转速的 40%。为了安全和便于作图计算,本文将水泵的最低转速确定为 41%。当水量需求低于最低转速下的水流量时,则按照最低转速来计算运行能耗。

根据水泵的相似性原理,对于同一水泵且输送同样介质的情况下,其转速 n 、轴功率 N 、效率 η 之间的关系如式(2)所示:

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{n_1}{n_0} \frac{\eta_1}{\eta_0} \quad (2)$$

式中 N_0, N_1 分别为额定工况和变工况时的轴功率, kW; n_0, n_1 分别为额定工况和变工况时的转速, r/min; η_0, η_1 分别为额定工况和变工况时的效率, %。

根据式(2)即可计算出水泵在不同功率和效率时的转速。

4.3.2 水泵轴功率的计算

水泵在任何一点的轴功率 N_s 可按照下式计算:

$$N_s = \frac{HG}{367\eta} = \frac{SG^3}{367\eta} \quad (3)$$

式中 H 为计算点的水泵扬程, m; G 为计算点的水泵流量, m^3/h ; S 为水系统在计算点的总流量阻力系数; η 为计算点的水泵效率。

4.3.3 电动蝶阀系统的能耗计算方法

如前所述,在该系统调节过程中,由于是等效相似工况,水泵的效率始终保持不变。因此,其轴功率只与水泵流量相关。根据式(1)计算出的全年各时刻的需求水量,可以计算出各时刻的轴功率。

根据式(2), (3)可以看出水泵的转速与流量成正比,因此该系统的最小流量可根据限制的最小转速来确定,为 $16.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 。低于这一流量的各工况点均按照这一流量计算能耗。

最后对各时刻的轴功率(kW)累计求和,就可

以得到系统在供冷季节的能耗(kW·h)。

4.3.4 止回阀(包括旋启式和蝶式双瓣)系统的工作曲线计算方法

对于止回阀系统,各工况点的能耗计算则要复杂得多。其关键问题是:在系统调节过程中,止回阀处于变阻力系数状态,由此导致系统的阻力系数始终在变化。因此,每个不同的运行流量下所对应的系统阻力曲线都是唯一的。这就需要得到各个变工况点的系统阻力曲线。

由于水泵性能通常是通过曲线而不是数学表达式给出的,因此解析计算的方法存在一定困难(当然也可以先将水泵曲线进行数学模型的回归处理,用数学表达式来表达,但对于全工作范围来说,可能存在数学表达式的精度不足或者表达式过于复杂的问题)。因此笔者采用了作图法,通过 CAD 作图,求取相关参数。

考虑到全年供冷时间 2 000 h 以上,如果将这些工况点的流量全部引入并通过作图来计算,则作图和计算的工作量非常大。从实际情况来看,当流量在一定范围内变化时,系统曲线的变化幅度并不十分大。因此本文采用了分级计算的方式——以流量变化 $5 \text{ m}^3/\text{h}$ 来分级,以此代表其前后各 $2.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 的计算区域的能耗情况。低于最低限制流量,按照最低流量的工作点来计算。

现结合图 5 来说明作图与计算的过程和步骤(以蝶式双瓣止回阀为例)。

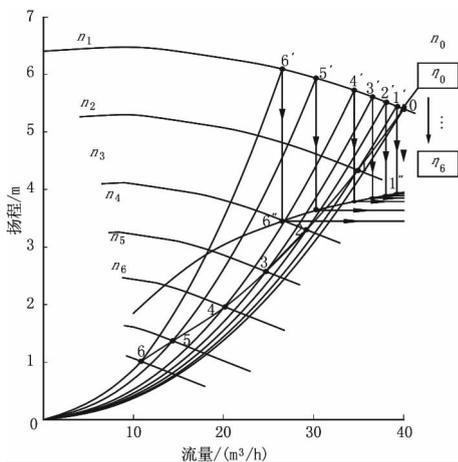


图 5 止回阀系统的工作曲线计算过程示意图

1) 在所选择的水泵性能曲线图上,作设计状态(额定流量 $40 \text{ m}^3/\text{h}$)下的系统曲线,其与水泵额

定流量-扬程曲线的交点 0 点即为设计状态点——水泵额定转速 n_0 , 额定效率 η_0 。

2) 系统水流量为 $35 \text{ m}^3/\text{h}$ 时, 计算出相应的系统总流量阻力系数 S_1 (止回阀阻力系数加大, 导致 $S_1 > S$), 此时水泵的工作点为 1 点 (流量 $35 \text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 $H_1 = S_1 \times 35^2$), 水泵转速为 n_1 。

3) 系统水流量为 $35 \text{ m}^3/\text{h}$ 时, 系统性能曲线方程为 $\Delta p_1 = S_1 G^2$ 。按照 Δp_1 的表达式作系统性能曲线, 与水泵额定流量-扬程曲线交于 1' 点 (n_1 转速下的等效工况点)。

4) 由 1' 点向下作垂线, 与水泵效率曲线的交点 1'', 即为 1 点的水泵运行效率 η_1 。

按照上述步骤, 可以计算出不同系统流量情况下的水泵 2, 3, 4, 5, 6 工作点, 将这些工作点连接起来, 就是水泵在调速运行中的工作曲线。同时, 可以分别计算这些工作点所对应的水泵效率 $\eta_1 \sim \eta_6$ 和轴功率 $N_1 \sim N_6$ 。

5) 根据上述求出的各种不同工作点和式(2), 可以计算出各工作点对应的水泵转速。当计算的转速等于额定转速的 41% 时, 计算的工作点即为水泵的最小允许流量点。经过不断地作图计算, 两种止回阀对应于 41% 额定转速的最小限制流量如下:

- ① 旋启式止回阀最小流量约为 $15 \text{ m}^3/\text{h}$;
- ② 蝶式双瓣止回阀最小流量约为 $11 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

4.3.5 止回阀(包括旋启式和蝶式双瓣)系统的能耗计算

根据式(3)可计算出止回阀系统的水泵在各工作点的轴功率; 同时, 根据全年供冷时的逐时流量需求情况, 可以计算出全年的水泵电耗。

5 计算结果与分析

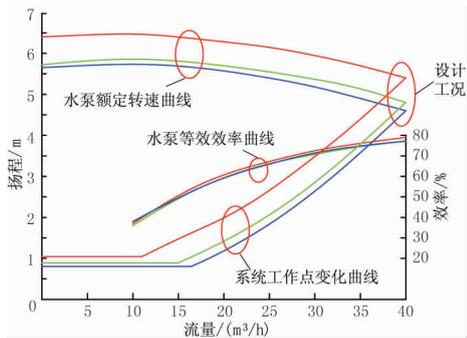
5.1 计算结果

全年供冷运行中, 3 种系统的水泵(系统)全过程工作曲线的计算结果如图 6 所示。3 种系统的电耗计算结果如表 6 所示。

表 6 各系统能耗供冷季节计算结果

	电动蝶阀系统	旋启式止回阀系统	蝶式双瓣止回阀系统
能耗/(kW·h)	241.134	256.597	300.09
能耗增加率/%	0	6.4	24.45

以上讨论的是止回阀在额定流量下的阻力高于电动蝶阀的情况。从图 6 来看, 似乎 3 种系统的水泵全过程工作曲线都是平行的。在实际设计工



红色代表蝶式双瓣止回阀系统; 绿色代表旋启式止回阀系统; 蓝色代表电动蝶阀系统

图 6 各系统工作点变化分析图(1)

作中, 难以进行非常精确的计算, 并且本文中所选择的 2 种止回阀和电动蝶阀都是某种定型的产品, 而实际工程中, 不同型号、类型的阀门, 其全开阻力系数(额定流量下)可能并不一样。为了更好地说明问题, 下面分析另一种假定条件: 在额定流量时, 各系统阻力相同的情况, 即采用的止回阀和电动蝶阀的额定阻力系数均相同(按照上述中的蝶式双瓣止回阀的阻力计算)。

按照前面同样的分析计算过程, 全年供冷运行中, 这时 3 种系统的水泵(系统)全过程工作曲线的计算结果如图 7 所示。3 种系统的电耗计算结果如表 7 所示。

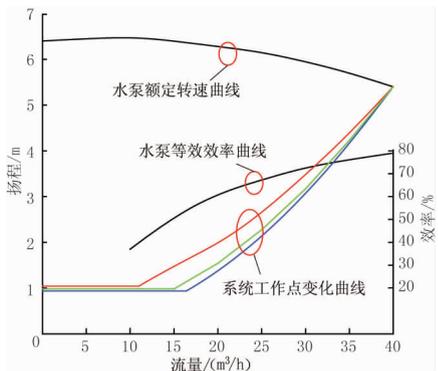


图 7 各系统工作点变化分析图(2)

表 7 各系统能耗供冷季节计算结果和能耗增加率

	电动蝶阀系统	旋启式止回阀系统	蝶式双瓣止回阀系统
能耗/(kW·h)	275.018	280.104	300.09
能耗增加率/%	0	1.85	9.12

5.2 对结果的分析

从图 6, 7 和表 6, 7 中均可以看出, 电动蝶阀系统的能耗小于其他两种止回阀系统的能耗。

1) 在系统设计状态阻力不相同的情况下(如图 6 所示),由于止回阀在额定流量下的阻力高于电动蝶阀(蝶式双瓣止回阀高于旋启式止回阀),导致系统在额定参数情况下的水泵轴功率加大,是止回阀系统能耗高于电动蝶阀系统的主要原因。

2) 在系统设计状态阻力相同的情况下(如图 7 所示),在运行过程中,随着流量的减少,止回阀的阻力系数加大,其消耗能量占系统能耗量的比例高于额定流量时的比例。由此也可以看出,图 6 中 3 种系统的水泵全过程工作曲线并非是平行的——这也是止回阀系统能耗高于电动蝶阀系统的原因之一。

6 结论

通过上述的计算、分析和比较,证明了对于末端“以泵代阀”方式,采用电动蝶阀系统更有利于水泵运行节能。分析中所采用的蝶式双瓣止回阀系统的能耗最高,从其构造和工作原理上也可以说明这一点——与旋启式止回阀相比,弹簧力的作用比重力作用所引起的阻力系数加大的特点更明显。

尽管本文的分析以新风空调机组为控制对象,但全空气系统的空调机组在静特性方面与新风空

调机组相类似,只是特性系数并非 0.46 而已。因此本文的结论从定性上也适合于应用“以泵代阀”的全空气空调机组,尽管运行能耗与新风机组有所不同,但节能的趋势是相同的。

本文的定性结论同样适合于采用变频控制冷水循环泵的集中空调水系统。

7 致谢

在本文构思和写作过程中,中国通用技术研究院田旭东总工提供了两种止回阀的实测数据;格兰富公司提供了可靠的水泵选型软件。这些都为本文的分析计算打下了非常好的基础。在此一并表示衷心感谢。

参考文献:

- [1] 刘舒. 集中空调水系统末端“以泵代阀”的适用性研究[D]. 成都: 西华大学, 2010
- [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] 潘云钢. 对新风空调机组阀权度的探讨[J]. 暖通空调, 2007, 37(6): 6-10
- [4] 陆耀庆. 使用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008