

小口径旋翼单流水表流量特性影响因素分析

张裕松

(宁波水表股份有限公司 宁波 315032)

摘要: 本文主要分析了小口径旋翼单流水表流量特性的主要影响因素。首先建立流量特性理论模型; 其次分析了实际流量特性曲线的变化规律; 最后利用流量特性的主要影响因素, 获得理想的流量特性曲线。为水表的性能调试提供了理论依据, 对水表的设计具有指导价值。

关键词: 旋翼水表; 流量特性; 影响因素

0 引言

水表是检测与计量用水量的一种仪表, 确保了供水企业与用户之间公平合理的贸易结算。有效解决影响水表流量特性曲线的因素, 能提高小口径旋翼式水表的计量精度, 有利于提高供水的质量与企业的经济效益, 对节约水资源起到重要的作用。

小口径旋翼式水表是速度式水表的一种, 主要工作示意图如下:

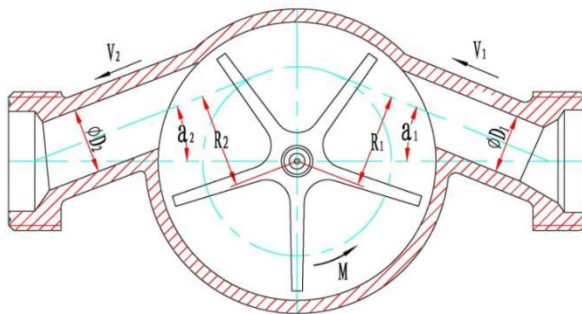


图1 单流水表工作原理简图

R_1 —进水口切线圆半径; R_2 —出水口切线圆半径; D_1 —进水孔直径; D_2 —出水孔直径;
 V_1 —进水速度; V_2 —出水速度; M —动量矩。

1 流量特性理论模型^[1]

1.1 单流水表的流量与动量矩关系

根据单流水表工作原理简图(1), 水流从水表的进水口以 V_1 流速冲击叶轮, 驱动叶轮旋转。假设在理想的状况下, 叶片外径与表壳内腔无间隙, 且无水泄漏, 那么在某一微小体积流量 q 流过时, 对叶轮产生的一动量矩为 $\rho q(R_1V_1-R_2V_2)$ 。当流量为 Q 的水流经过水表时, 由动量矩定律可得:

$$M = \rho Q(R_1V_1 - R_2V_2)$$

(1)

式中: M —动量矩; ρ —密度; Q —流量;

由质量守恒定律: $Q = Q_{\text{进}} = Q_{\text{出}}$,

因此:
$$V_1 = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi D_1^2} = \frac{4Q}{\pi D_1^2} \quad (2)$$

同理：
$$V_2 = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi D_2^2} = \frac{4Q}{\pi D_2^2} \quad (3)$$

综合(1)(2)(3)式可得：

$$M = \frac{4}{\pi} \rho Q^2 \left(\frac{R_1}{D_1^2} - \frac{R_2}{D_2^2} \right) \quad (4)$$

由于在理想状态下 ρ 是定值，则 $\frac{4}{\pi} \rho$ 为常数，规定 $k = \frac{4}{\pi} \rho$ 为常数。

简化后得：

$$M = kQ^2 \left(\frac{R_1}{D_1^2} - \frac{R_2}{D_2^2} \right) \quad (5)$$

动量矩 M 使叶轮旋转，而叶轮通过齿轮减速机构带动计数器转动，实现计量目的。

1.2 叶轮静止时受水流冲击的受力分析

若喷出水的速度为 V ，每秒时间内喷出的水重量为 W ，则根据动能定理， $E = W \frac{V^2}{2g}$ 。假

设喷出水的冲击力为 F ，此力由速度为 0 增至 V ，其所做的功为 $F \times \frac{V}{2}$ ，根据能量守恒定律可

得： $F \times \frac{V}{2} = W \frac{V^2}{2g}$ ，故：

$$F = W \frac{V}{g} \quad (6)$$

当一段水流冲击叶轮时，沿水流运动方向产生冲击力，同时由翼面流去的水沿水流运动方向产生反方向之反力 F ，以 P 为喷出水所产生的作用力学压力，以 F_1 为同方向所产生的反力 F 之分力，如下图所示，

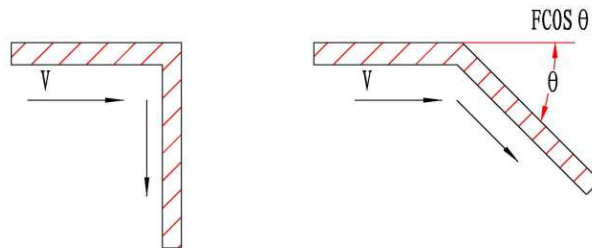


图2 静止叶轮受力图

V 为水的流速， W 为单位时间内、单位面积所流出水的重量， g 为重力加速度
则 $P = F_1 = (1 - \cos\theta)F$ ，将(6)式代入得

$$P = (1 - \cos\theta) W \frac{V}{g} \quad (7)$$

当 $\theta = 0^\circ$ 时，水流方向不变，此时 $P = 0$ ，即对翼面无任何作用力；

当 $\theta = 90^\circ$ 时，此时 $P = F = W \frac{V}{g}$ ，即翼面静止且与水流方向垂直，则产生此冲击力。

1.3 叶轮运动时受水流冲击的受力分析

叶轮以速度 u 转动时，则喷出水对于叶轮翼面的相对速度为 $V - u$ ，此力学作用力恰与叶轮静止时，以绝对运动速度 $V - u$ 冲击于叶轮翼面上所产生之转动相同，故其力学作用力 $P =$

$$(1 - \cos\theta) W \frac{V - u}{g}。$$

叶轮转动时,其有效压力对于回转圆周成为切线,亦即有叶轮叶片的任意一点来看,其有效压力与此点至轴心的引出线内半径均成直角。但在一般情况下,叶轮旋转方向与喷出水的方向并不相同,如图所示。

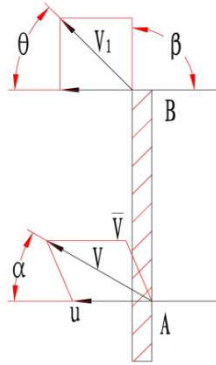


图3 运动叶轮受力图

V —喷出水速度; V_1 —自叶轮流出水的速度; u —叶轮转速; α —水流入射角。

水流自进水口冲击叶面 A 点的水,因泡沫摩擦等原因的阻止以相对速度 V 流到 B 点,然后沿叶面流走,故运动方向的总压力为流入及流出水的冲击力在该方向上的分力总和。流入水的冲击力为 $W \frac{V}{g}$, 在该方向上的分力为 $W \frac{V \cos \alpha}{g}$, 流出水在该方向的分力为 $-W \frac{V \cos \alpha}{g}$, 故其在该方向上的总压力为:

$$P = W \frac{V \cos \alpha - V_1 \cos \alpha}{g} \quad (8)$$

根据图示,因 $\beta=90^\circ$, 所以 $V_1 \cos \alpha = u$, 代入式(8)可得

$$P = W \frac{V \cos \alpha - u}{g} \quad (9)$$

从式(9)可得:当 $u=V \cos \alpha$ 时, $P=0$; 当 $u=0$ 时, P 最大。

由作用于叶面上的冲击力冲击叶面产生了能,用单位时间所产生的能表示为:

$$E = W \frac{(V \cos \alpha - u)u}{g} \quad (10)$$

将(10)式进行微分可得叶轮工作效率最大值时的 u 值 $\frac{dE}{du} = \frac{d(V \cos \alpha - u)u}{dg} = 0$,

所以 $u = \frac{V \cos \alpha}{2}$ 也可表示为:

$$\frac{u}{V} = \frac{\cos \alpha}{2} \quad (11)$$

由此可得出最大效率时 u 与 V 的关系。

当叶轮的转速为 N 、半径为 r 时, $u=2\pi rN$, 且通过水表的水量 $Q=aV$ (a 为进水孔总面积), 所以 $Q=KN$ (K 为常数)。

根据以上分析结果,在水表结构设计时,需综合考虑 α 、 u 、 V 各值,在可能的范围内,应选择较小的 α 。

2 流量特性曲线分析

老标准主要是按水表口径来确定常用流量 Q_n 值,然后分 A、B、C、D 四个等级,按各自固有的比例来确定最小流量 Q_{\min} 和分界流量 Q_t 值。

新标准是按 R5 系列的一组数字来选取常用流量 Q_3 ，然后按 R10 系列的一组数字来选取测量范围 Q_3/Q_1 ，再按 $Q_4/Q_3=1.25$ ， $Q_2/Q_1=1.6$ 来确定过载流量 Q_4 和分界流量 Q_2 ，没有固有的对应关系^[2]。 Q_3/Q_1 的值越大，量程比就越大，计量精度就越高。

根据当前的水表测试结果得出实际的流量特性曲线，见图 4 中的曲线 1。

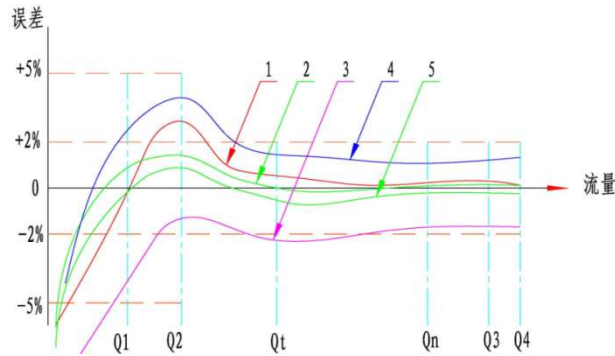


图 4 流量特性曲线

Q_1 —最小流量 Q_2 —分界流量 Q_3 —常用流量 Q_4 —最大流量

其中 Q_t —分界流量 Q_n —常用流量 (Q_t ， Q_n 为老标准流量)

根据水表误差标准：包括分界流量点在内到最大流量的误差范围为 $-2\% \sim +2\%$ ，小于分界流量点误差范围为 $-5\% \sim +5\%$ 。实际流量误差曲线 1 在老标准要求下，完全在误差标准范围内，但是要生产新标准流量时，量程比扩大了，分界点 Q_t 移到 Q_2 点，常用流量 Q_n 移到了 Q_3 ，此时曲线 1 在 Q_2 点的误差就超过 $-2\% \sim +2\%$ 范围，达不到新标准的要求。

根据实际的水表性能测试，得出误差—流量特性曲线变化规律：

(1) 当进水孔 D_1 变小时，流量误差曲线 1 向上移动，到达曲线 4 位置；当进水孔 D_1 变大时，流量误差曲线 1 向下移动，到达曲线 3 位置。而同样改变出水口 D_2 大小，其变化趋势正好与 D_1 的变化趋势相反，但变化幅度没有进水口 D_1 改变来的更为明显。

(2) 当进水口切线圆半径 R_1 变大时，流量误差曲线 1 向上移动， R_1 变小则曲线 1 向下移动。而改变水口切线圆半径 R_2 时，其变化趋势正好与 R_1 的变化趋势相反，只改变 R_1 或 R_2 时，两者的曲线向上或向下移动幅度基本相同。

通过改变孔径与切线圆大小，一般只能改变曲线的偏移量，对于解决误差曲线中出现的峰谷现象，还是不能得到有效的解决，从本质上讲，就是水表计量等级没有得到提高。

为此，想要达到图 4 中的流量特性曲线 2 (R80) 或曲线 5 (R160)，需要同时改变影响水表特性曲线的其它相关因素来实现。

3 流量特性影响因素分析

3.1 进、出水口水孔径 D_1 ， D_2 的影响

由式 $M=KQ_2(\frac{R_1}{D_1^2} - \frac{R_2}{D_2^2})$ 对 D_1 进行求偏导，可得 $\frac{\partial M}{\partial D_1} = -2KQ_2 \frac{R_1}{D_1^3}$ ，当 D_1 增大时， M 减小，

叶轮转速减慢，水表计量就少；误差曲线整体往负方向移动，如图 4 中的曲线 3，当 D_1 减少时， M 增大，叶轮转速加快，水表计量就多，误差曲线整体往正方向移动，如图 4 中的曲线 4。

同理，当 D_2 增大时， M 增大，叶轮转速加快，水表计量就多；误差曲线整体往正方向移动，如图 4 中的曲线 4，当 D_2 减少时， M 减小，叶轮转速减慢，水表计量就少，误差曲线整体往负方向移动，如图 4 中的曲线 3。

改变孔径能够调节水表性能,但不能完全改变曲线的形状,这与实际测试的结果基本吻合,说明分析的基本原理是正确的。

3.2 进、出水孔切线圆 R_1 , R_2 的影响

由式 $M=KQ_2(\frac{R_1}{D_1^2}-\frac{R_2}{D_2^2})$ 可知,当 R_1 增大时, M 增大,叶轮转速加快,水表计量就多;当 R_1 减少时, M 减小,叶轮转速减慢,水表计量就少。

当改变 R_2 时, M 变化与改变 R_1 时的正好相反,

改变 R_1 或 R_2 , 曲线移动规律基本符合由曲线 1 变化到曲线 3 或曲线 4。

3.3 叶轮上部阻尼筋的影响

当叶轮上部增加阻尼筋,此时在大流量的水流冲击下,内部会产生明显的涡流,使叶轮的运运动改变,而在 Q_2 的流量之后,由于水流波动小,不产生明显的涡流,误差曲线往负方向偏移明显小于大流量,曲线还是 Q_2 处于峰谷,右边趋于低谷的趋势。

3.4 叶轮底部阻尼筋的影响

当叶轮底部增加阻尼筋,此时在大流量的水流冲击下,叶轮向上串动,会产生明显的涡流,但在流量稳定后,整体趋势都是向上的。而分界流量以下,叶轮串动很小,底部阻尼筋始终起到调节的作用,此时 Q_2 处于峰谷的误差曲线会迅速向负方向偏移,使曲线逐步趋向理想状态,但只增加底部阻尼筋,整条误差曲线也只能刚好满足标准误差范围,但是幅度太大,水表性能调节困难,实际生产的合格率不高。

综合以上几点影响水性能的主要因素可以看出,改变 D_1 、 D_2 、 R_1 、 R_2 的其中一个参数,没有改变原始曲线的基本形状,只是出现曲线的平移。必须通过计算,先初步确定孔径 D_1 、 D_2 ,再根据需要确定阻尼筋位置,多项结合,使流量特性曲线逐步趋近于图 4 中的曲线 2 或曲线 5。若在确定参数的情况下,特性曲线有向上或向下的偏移,而且偏移量较大,但曲线仍保持较平直,则需要再通过调整孔径 D_1 或 D_2 ,二次调节孔径时,根据实际经验,一般只调节进水口孔径 D_1 ,通过计算也可以得出改变 D_1 的变化比改变 D_2 变化更明显。这样通过多次调整,最终使曲线平移至靠近中间的位置,与此同时,流量 Q_2 与 Q_3 范围也比原来老标准的流量范围有了质的提升,大大拓宽了量程比,达到提高水表计量精度的目的。

4 结束语

对小口径旋翼单流水表流量特性的影响因素有很多,本文就影响水表流量特性的主要因素加以理论上的分析,结合实际流量特性曲线变化规律,利用主要影响因素各自的特点,把实际流量特性曲线逐步逼近理想曲线。要把理论计算真正应用于实际的水表设计与生产,还需要进一步地进行深入、系统地研究。

参考文献

- [1] 李士琦.《水表》.1980年译.北京自来水公司水表厂.
- [2] GB/T778.1-2007《封闭满管道中水流量的测量 饮用冷水水表和热水水表》
- [3] 詹志杰.《水表技术手册》.中国计量出版社.2004.北京.
- [4] 杨策,施新.《径流式叶轮机械理论及设计》.国防工业出版社.2004.北京.

此文发表于《计量技术》2013年第五期