

P 547371

中文摘要

随着工业技术的发展,普通软密封蝶阀已满足不了工业上的需求,金属硬密封蝶阀很快被开发出来,而三偏心结构蝶阀是蝶阀发展、演化过程中最高级的一种,但是目前国内还没有对它作深入的研究,还没有形成一个比较完善的理论分析体系,致使三偏心蝶阀的发展及应用受到一定程度的限制。

本文主要分析了三偏心蝶阀的结构,给出了三偏心的定义,推导出了蝶板截面的几何方程及其性质,结果表明,沿蝶板厚度的平行截面轮廓线为标准的椭圆形,进而推导出了蝶板几个主要截面的几何参数(长轴、短轴)与三个偏心之间的函数关系;考虑到蝶板启闭过程中避免与阀体及阀座发生干涉,结合蝶板的启闭扭矩,确立了三偏心蝶阀回转中心的适宜区域。对于三偏心蝶阀回转中心的选择是否合适,本文提出了一个检查密封副干涉的方法,设计了相关的程序并进行了验证,给出了程序运行的部分结果。

采用经验公式来计算三偏心蝶阀的动水力矩,误差比较大,本文根据三偏心蝶阀的结构特点,利用理想流体的定常、无旋流动的假定,用有限差分法在直角坐标系中求解拉普拉斯方程,得到蝶板截面上的压力分布,从而计算出蝶板在各个开度下的动水力矩,设计出了求解的程序,给出了程序运行的结果并进行了数据处理从而得到了动水力矩曲线,总结了它的变化规律。

本文还对三偏心蝶阀的密封力矩作了推导并进行了定性的分析,结果表明,对于同一口径的三偏心蝶阀,密封力矩与蝶板的厚度近似成反比;与径向偏心距近似成正比,变化也很明显;而轴向偏心距对密封力矩的影响不是很大;密封力矩随着蝶板所在的圆锥半锥角的增大而有所增加。为此,本文还分别给出了相应的密封力矩曲线图。

基于上述的理论分析,由已知参数设计出了三偏心蝶阀的三维图形。

关键词: 蝶阀 三偏心 干涉 动水力矩 密封力矩 设计

出售阀门设计图纸
咨询QQ1263719818

ABSTRACT

With the development of the industrial technology, the general soft seal butterfly valve has not been satisfied with the demand in the industry, so the metal seal butterfly valve has been developed. The tri-eccentric butterfly valve is the most advanced during the butterfly valve development and evolution. But, at present, the tri-eccentric butterfly valve has not been studied thoroughly at home, and has not been formed a perfect theory system, brought about the limitation of the tri-eccentric butterfly valve in its development and application to a great extent.

The paper analyzed the structure of the tri-eccentric butterfly valve at length, defined the tri-eccentric butterfly valve, deduced the geometry function and its characteristic about the section of the butterfly disc. The results indicate: the parallel contour line across butterfly disc thickness is normal ellipse, thereby established function relations between its geometry parameters (long axis and short axis) of three primary sections of the butterfly disc and the tri-eccentricity; In order to avoid interference between the butterfly disc and the valve seat as well as the valve body, combining the torque, we obtained the feasible range about the rotation center of the tri-eccentric butterfly valve. In succession, we should test whether the rotation center of the tri-eccentric butterfly valve was right, brought forward a method to test the seal fit interference, designed the program about the seal fit interference and gave the corresponding results which the program was run.

If applied experiential formula mechanically to calculate the dynamic moment of the tri-eccentric butterfly valve, its errors for the results would be larger. The paper, by virtue of the postulate of flow with fixed constant, eddiless of ideal liquid, calculated Laplace equation by finite difference method in rectangular coordinates, gained pressure distribution on the butterfly disc section, thereby figured out its dynamic moment under each opening angle and the method was feasible for calculating dynamic moment of symmetry or not, designed the program and described the curve of dynamic moment. Finally, the paper inferred their laws.

The paper deduced the seal torque of the tri-eccentric butterfly valve and gave it a qualitative analysis. The results indicated: for the tri-eccentric butterfly valve with the same caliber, the seal torque would decrease with the butterfly disc thickness increasing; the seal torque would increase with the radial eccentricity increasing; however, the axis eccentricity effected on the seal torque minutely; the seal torque would increase with the half cone angle increasing appreciably of the cone which the butterfly disc belonged to. so, we gave the seal torque curves respectively.

Based on the theory analysis above-mentioned, according to the given parameters, we designed the three dementsions figure of the tri-eccentric butterfly valve.

Key words: butterfly valve; tri-eccentric; interference; dynamic moment; seal torque; design

第一章 绪论

阀门是管路附件的一种。它是用来改变通路断面和介质流动方向、控制输送介质运动的一种装置。阀门的用途极广,无论是工业、农业、国防尖端,还是交通运输、人民生活等部门都需要大量的、各种类型的阀门。

国民经济以工业为主导,要发展工业,阀门是不可缺少的配件之一,无论是工厂,还是矿山,都需要有各种各样的管道来输送各种各样的介质,钢铁厂、炼油厂、发电厂、化工厂都有许多水、蒸气、空气、油类和其他腐蚀性介质的管道,煤矿的水力采煤和油田的采油也同样,新兴发展起来的合成橡胶、合成塑料和合成纤维更离不开阀门,据不完全统计,一个现代化的石油、化工联合企业就需要上万个阀门产品来为它服务;国民经济以农业为基础,要实行农业技术改造,也得提供很多的阀门,例如,化肥厂、农药厂、农田水利排灌和农业机械化、电气化等部门,阀门都是不可缺少的;至于阀门在交通运输业中的重要性,更是人皆知的了,无论是陆地奔驰的火车、空中疾驶的飞机,还是海洋中航行的轮船,没有阀门都是不行的;国防工业的发展,特别是原子能、核工业的发展也离不开阀门;阀门对发展尖端技术也有很大意义,火箭、人造卫星和宇宙飞船等都需要有各种特殊用途的阀门;在改善人民生活方面,阀门也有相当用处,例如:纺织、食品、医药等工厂中,就有很多阀门,城市建筑中的采暖、供水和煤气就更离不开阀门了。

综上所述,不难看出阀门对促进国民经济的发展起着多么大的作用。

目前我国正处于社会主义经济建设的新阶段,西部大开发战略的实施为各个行业提供了前所未有的发展空间,我们要借助这个机遇不断地开发出新型阀门产品。

1.1 课题的提出

1.1.1 蝶阀的概况^[1]

蝶阀是指关闭件(阀瓣或蝶板)为圆盘,围绕阀轴旋转来达到开启与关闭的一种阀,在管道上主要起切断和节流用。蝶阀具有以下优点:

(1) 体积小,重量轻。与相同压力级和同样口径的闸阀相比,它均可减轻约30~50%;

(2) 结构简单,开闭迅速。蝶阀的零件少,结构紧凑,开闭只需将阀瓣旋转90°即可;

(3) 调节和密封性能好。蝶阀可以实现分级控制流量,调节性能较好;

(4) 流体阻力和操作力矩小。根据对蝶阀所作的流阻试验证明,蝶阀的流阻小于截止等类型的阀门。操作力矩小是由于阀瓣处于近似平衡状态,这样就可以用较小的力矩实现阀门的启闭。

1.1.2 蝶阀的流量特性^[2]

蝶阀具有一定的流量调节特性,但并不像调节阀那样在全行程内具有调节特性。在研究蝶阀的调节特性时,需要弄清楚具有调节特性的开度范围和该开度范围内的调节特性曲线,图1是试验求得的流量特性曲线,这是一台 $D_N250\text{mm}$ 中压蝶阀的试验结果。

从图1可见,蝶阀开度从0%~5.5%,流量一直为零,这是因为蝶板有一定厚度,该开度范围内蝶板还未脱离阀座密封圈。5.5%以上,蝶板脱离了密封圈,随着开度增大,流量相继上升。蝶阀的相对开度在60%以下具有流量调节特性。其中相对开度在5.5%~40%范围内具有直线流量特性,其数学表示式为:

$$\frac{d(Q/Q_{\max})}{d(\varphi/\varphi_{\max})} = K \quad (1-1)$$

相对开度 40%~70% 范围内具有快开流量特性, 其数学表达式为:

$$\frac{d(Q/Q_{\max})}{d(\varphi/\varphi_{\max})} = K((Q/Q_{\max})^{-1}) \quad (1-2)$$

上述两式中 Q 和 φ 分别为流量和开度; K 为蝶阀起调节功能时的放大系数。 K 值越大, 曲线越陡, 也就是蝶阀起流量调节功能的范围越小; 反之, 则调节功能的范围越大。相对开度 70%~100% 已无任何调节作用。

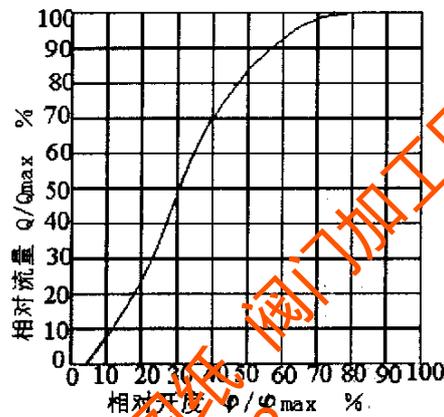


图 1 $D_N250\text{mm}$ 中压蝶阀的流量特性试验曲线

1. 1. 3 蝶阀的阻力系数

阀门的阻力系数是指阀门全开时的阻力系数。《电站锅炉水动力计算方法—JB/Z201-83》曾对电站常用阀门的阻力系数给出了推荐值: 闸阀为 0.15~0.8; 截止阀为 4.5~7; 止回阀为 7。但由于当时的条件, 该方法中尚无中压蝶阀的阻力系数推荐值。通过对符合国产中压蝶阀的阻力系数的测定, 文献[1]给出了蝶阀的阻力系数。试验时实测阀门全开时的流量和阀门前后的压差。然后根据流量和压差计算该蝶阀的阻力系数。试验测得, 蝶阀全开时的前后压差为 0.49m 水柱, 此时的流速为 3.031m/s, 计算所得的阻力系数为 1.05。对该值的可靠性可作如下分析:

(1) 从阀门的结构分析。蝶阀的阻力系数值应在截止阀和闸阀之间, 小于截止阀, 但大于闸阀。1.05 符合这一规律。

(2) 有关资料推荐。低压蝶阀的阻力系数均在 1 以下; 过去的有关试验曾测得最大的阻力系数 0.972。中压蝶阀的蝶板较厚, 阀杆也较粗, 在阀门全开时蝶板和阀杆所占去的流通面积也较大, 因而其阻力系数也相应增加, 而 1.05 符合这一推理。

由此可得出一般规律, 低压蝶阀的阻力系数在截止阀和闸阀之间, 小于截止阀, 但大于闸阀且均在 1 以下; 中压蝶阀的阻力系数约为 1.05。

1. 1. 4 蝶阀的多种结构形式^[3]

蝶阀的卓越性能与其自身不断地改进、演变、发展密切相关。为满足各种工况要求, 蝶阀先后经历了从同心向单偏心蝶阀、双偏心蝶阀和三偏心蝶阀的演变。

1. 1. 4. 1 中线蝶阀

如图 2(a), 该种蝶阀的结构特征为阀杆轴心、蝶板中心、阀体中心在同一位置

上,结构简单,制造方便,常见的衬胶蝶阀即属于此类。缺点是蝶板与阀座始终处于挤压、刮擦状态,阻力矩大、磨损快。为克服挤压、刮擦,保证密封性能,阀座基本上采用橡胶或聚四氟乙烯等弹性材料,但也因此在使用上受到温度的限制,这就是为什么传统上人们认为蝶阀不耐高温高压的原因。

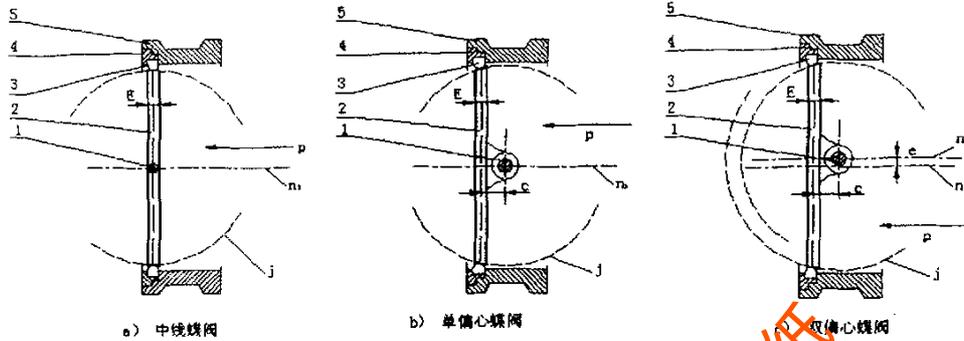


图2 三种蝶阀的结构简图

图中字母: n_1 —阀体通道轴线; n_2 —过旋转轴心的直线; j —密封面运动轨迹;

e —径向偏心距; c —轴向偏心距; E —蝶板厚度

图中字母: 1—阀杆 2—蝶板 3—弹性阀座 4—压盖 5—阀体

1. 1. 4. 2 单偏心蝶阀

为解决同心蝶阀的蝶板与阀座的挤压问题,由此产生了单偏心蝶阀,如图2(b),其结构特征为阀杆轴心移出了蝶板中心,从而使蝶板上下端不再成为回转轴心,分散减轻了蝶板上下端与阀座的过度挤压,但单偏心结构在阀门的整个开关过程中蝶板与阀座的刮擦现象并未完全消失。

1. 1. 4. 3 双偏心蝶阀

在单偏心蝶阀的基础上进一步改良成型的就是目前应用最广泛的双偏心蝶阀,如图2(c)。其结构特征为阀杆轴心既偏离蝶板中心,又偏离阀体中心。双偏心的效果使阀门被开后蝶板能迅速脱离阀座,大幅度地消除了蝶板与阀座的不必要的过度挤压、刮擦等现象,减轻了开启力矩,降低了磨损,提高了阀座寿命。

刮擦的大幅度降低,同时还使得双偏心蝶阀也可以采用金属阀座,提高了蝶阀的适用温度。但因为其密封原理属位置密封构造,即蝶板与阀座的密封面为线接触,通过蝶板挤压阀座所造成的弹性变形产生密封效果,故对关闭位置要求很高(特别是金属阀座),承压能力较低,这就是为什么传统上人们认为蝶阀不耐高压、泄漏量大的原因。

当蝶板处于关闭阀位时,在密封压差 Δp 一定的条件下,蝶板上介质压力与密封半径 A (即蝶板中性面半径)的平方成正比。阀轴承受的偏置力矩为 $\pi A^2 \Delta p \cdot e$,其值数倍于阀座的摩擦力矩。这对阀轴强度和执行机构驱动力提出了很高的要求,限制了蝶阀性能的进一步提高,特别是在使材料强度大幅度下降的高温工况中,双偏心密封结构更是受到限制。

1. 1. 4. 4 三偏心蝶阀

三偏心蝶阀是本文主要研究的对象,它的结构特点将在以后章节中进行介绍。其结构如图3所示。

涉。当蝶板为三偏心结构时，其密封面是一个由正圆锥面旋转一个偏心角后被两平行平面截取而得到的一个偏心锥面。在启闭过程中，蝶板将绕一个双偏心轴旋转，其密封面的运动轨迹是一个十分复杂的空间三维曲面。

(3) 动力学研究

根据理论力学原理推导出蝶阀的开闭力矩跟蝶阀的三个偏心值的函数关系，最终确定蝶阀的三偏心值的适宜范围。

(4) 根据所求的有关基本信息值，绘出三偏心蝶阀的主要部件图。

1. 2. 3 课题研究的意义

工业技术的飞跃发展对蝶阀提出了更苛刻的要求，普通软密封蝶阀已经不能适应一些特殊工况。近年来金属密封蝶阀由于能够适用于较高的工作压力和工作温度，最高使用温度达到 700°C ，最高使用压力达 4.0Mpa ，因而得到了迅速的发展，出现了各种不同、各具特色的结构形式，其中最具代表性的是三偏心结构，大多数金属密封蝶阀产品都采用了这种结构，然而迄今尚缺乏对它进行完整系统的研究，也还没有规范合理的设计计算方法，金属密封蝶阀的实际运行状况还不尽理想与此也不无关系。而蝶阀的夹持卡塞等现象大部分是由于三偏心蝶阀的回转中心的位置选择不合适，从而影响了蝶阀的密封性能，本文试图在这个方面做一些深入、系统的研究，进而找出三偏心蝶阀适宜的回转中心即适宜的三偏心值，为蝶阀的设计提供理论上的支持。

1. 3 课题研究的可行性分析

(1) 经济性

由于蝶阀具有结构紧凑，操作灵活，密封比较可靠以及可调节流量等优点，受到广大用户的青睐。来自《中国城镇供水协会科技委管道专业委员会对部分阀门制造厂家的考察报告》的信息，现将返回信息的 20 家自来水公司中，对阀门选型的意见汇总如表一

表一 考察报告

阀门口径 (mm)	本公司使用蝶阀的比例 (%)	本公司使用闸阀的比例 (%)
≥ 1500	90	10
1000~1400	79	21
500~900	60	40
100~400	20	80

由上表可见，在大口径阀门的选择上，人们更倾向于蝶阀。而三偏心蝶阀不仅继承双偏心蝶阀的所有优点，而且拓宽了它的使用范围，也适用于中小口径管道中，所以三偏心蝶阀的研究和开发具有广阔的市场前景。

(2) 理论上的可行性

由于双偏心蝶阀的密封普遍为线接触密封，依靠蝶板或阀体上的弹性元件产生变形来加大密封面宽度，而且在蝶板的圆周上各点的压力角变化比较大。三偏心结构蝶阀的密封面为斜置锥形，蝶板与阀座的接触为面接触，这样可保证蝶板上各点的密封正压力分布均匀，图 4 为在给定初始参数后所绘出的三偏心蝶阀蝶板密封表面上的压力角的变化曲线^[9]，该压力角是指蝶板密封表面上点的运动方向与该点的受力方向之间所夹的锐角，从图中可以看出，压力角在 $0^{\circ}\sim 360^{\circ}$ 的圆周上变化比较均匀，是一条比较平缓的曲线，故三偏心蝶阀能够在 360° 的圆周上保证密封。同时在最小压力角大于由密封材料所决定的摩擦角的条件下，就会杜绝二者之间相互夹持卡塞的现象。

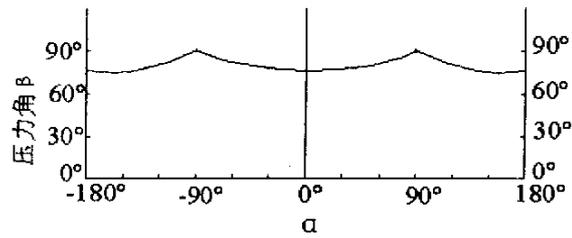


图4 圆周方向压力角变化曲线

(3) 技术上的可行性

① 对于球形或抛物线形的密封形式，其加工难度比较大，而锥形密封副易于加工，按一般工艺就可以保证其加工精度。

② 另外，对于蝶板的空间运动分析，可寻求相关的软件支持。例如，国际著名的 CAD、CAM 软件、master series I-deas5.0 及 Ansys 软件和 UG 软件都可对设计结果进行全参数化三维实体建模及阀门实际工作过程的计算机模拟。现有的试验设备，可对所设计的三偏心蝶阀作进一步的检测与性能试验。

出售阀门设计图纸 阀门加工图纸
咨询QQ1263719818

第二章 三偏心蝶阀的结构分析

2.1 三偏心蝶阀的结构特点^[10]

蝶阀的三偏心结构见图 3，即在双偏心蝶阀的基础上再增加一个倾角，经过最优设计使密封副的摩擦力进一步下降，由于采用面密封的结构使接触应力分布均匀、密封更加可靠。

蝶阀的三偏心是指：

第一个偏心是指蝶板的回转中心 H 相对于蝶板中心在轴向存在偏心距 c；

第二个偏心是指蝶板的回转中心 H 相对于蝶板中心在径向存在偏心距 e；

第三个偏心是指蝶板锥面轴线与阀体通道轴线成一个角度 φ ，即角偏心。

对于三偏心结构的蝶阀，由于轴向偏心距 c 的存在，保证了蝶阀密封面是一个完整连续的锥面，且该密封面的几何中心容易确定，降低了密封面加工制造的难度。若密封面为正圆锥面，则由于蝶板密封面的回转半径大于阀座密封面相应部位的半径，从而在关闭时蝶板密封表面不能进入阀座，即产生“干涉”现象，而采用偏心角为 φ 的锥面即所谓圆锥斜切可以解决这个问题。

2.2 沿蝶板厚度的平行截面轮廓线方程及其性质^[11]

如图 5 所示，以圆锥顶点 O 为原点，圆锥高线为 X 轴建立三维坐标系。M 为蝶板密封面上一点，过 M 点作垂直于蝶阀通道轴线 t' 的平面 P 与 X 轴的交点为 I，与圆锥截交的轮廓线的长轴的两个端点分别为 T_1 和 T_2 ，平面 P 和 X 轴的夹角为 β 。过 O 向平面 P 作垂线，垂足为 O_1 ，以 O_1 为原点建立新的坐标系 $X_1Y_1Z_1$ ，连接 OM, O_1M , IM。设 $M(x_1, y_1)$, $|OI|=k$ 。

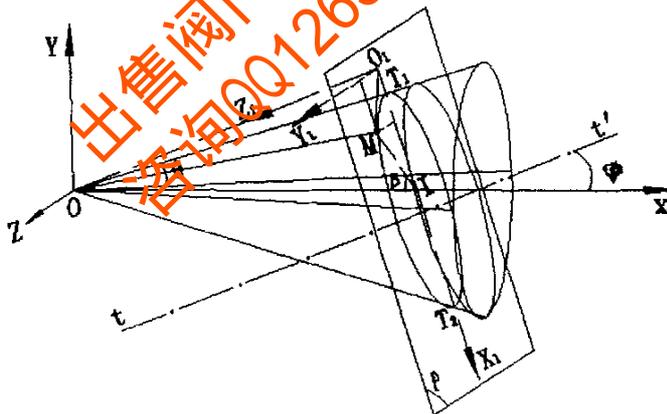


图 5 平面斜截圆锥

在 $\triangle OMO_1$ 中， $\because \angle OO_1M = 90^\circ$ ，则 $|OM|^2 = |O_1M|^2 + |OO_1|^2$

在 $\triangle OIM$ 中，由余弦定理得：

$$|MI|^2 = x_1^2 + y_1^2 + k^2 \sin^2 \beta + k^2 - 2k \cos \theta \sqrt{x_1^2 + y_1^2 + k^2 \sin^2 \beta} \quad (2-1)$$

式中 θ ——圆锥的半锥角，度

β ——平面 P 和 X 轴的夹角且与 φ 互为余角，度

$$\text{又 } |MI|^2 = (k \cos \beta - x_1)^2 + y_1^2 \quad (2-2)$$

由 (2-1) (2-2) 两式联立并整理得：

$$(\cos^2 \beta - \cos^2 \theta)x_1^2 + 2k \cos \beta \sin^2 \theta x_1 - \cos^2 \theta y_1^2 = k^2 \sin^2 \beta (\cos^2 \theta - \cos^2 \beta) \quad (2-3)$$

对于 (2-3) 式，只有 $\beta > \theta$ 时方程才表示一个封闭的图形——椭圆。该椭圆方程的标准形式为：

$$\frac{(x_1 - \frac{k \cos \beta \sin^2 \theta}{\cos^2 \theta - \cos^2 \beta})^2}{\frac{k^2 \sin^2 \beta \cos^2 \theta \sin^2 \theta}{(\cos^2 \theta - \cos^2 \beta)^2}} + \frac{y_1^2}{\frac{k^2 \sin^2 \beta \sin^2 \theta}{\cos^2 \theta - \cos^2 \beta}} = 1 \quad (2-4)$$

椭圆的中心为 $(\frac{k \cos \beta \sin^2 \theta}{\cos^2 \theta - \cos^2 \beta}, 0)$ ，椭圆的长半轴为 $\frac{k \sin \beta \cos \theta \sin \theta}{\cos^2 \theta - \cos^2 \beta}$ ，椭圆的短半轴

为 $\frac{k \sin \beta \sin \theta}{\sqrt{\cos^2 \theta - \cos^2 \beta}}$ 。

2.3 沿蝶板厚度各个平行剖面轮廓线的几何中心方程

如图 6 所示，BDGF 为三偏心蝶阀的蝶板，圆锥底面中心为 N， $M(x_M, y_M)$ 为蝶板密封表面上一点， $T_1 T_2$ 为过 M 点的轮廓线的长轴，其与 X 轴的夹角为 β 。GF、 $T_1 T_2$ 、BD 与 X 轴交点分别为 I_1 、I、L，几何中心分别为 O_1' 、 O' 、 O_2' 。

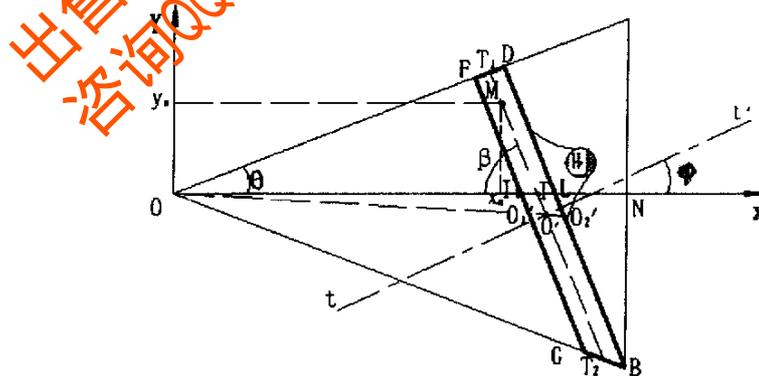


图 6 平面斜截圆锥而成的蝶板

$$\text{令 } |OI| = k, \text{ 则有: } k = x_M + y_M / \tan \beta \quad (2-5)$$

由 $\triangle OIT_2 \sim \triangle OLB$ 可推出：

$$|IT_2| = k \frac{\sin \theta}{\cos(\theta + \varphi)} \quad (2-6)$$

将 (2-5) 代入 (2-4) 式可得 T_1, T_2 的半长轴:

$$|OT_2| = k \frac{\cos \varphi \cos \theta \sin \theta}{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \quad (2-7)$$

由 (2-6)、(2-7) 两式得:

$$|OI| = k \frac{\sin^2 \theta \sin \varphi}{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \quad (2-8)$$

故 O' 点的坐标可表示为:

$$\left. \begin{aligned} x_{O'} &= k \frac{\cos^2 \theta \cos^2 \varphi}{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \\ y_{O'} &= -k \frac{\sin^2 \theta \sin \varphi \cos \varphi}{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \end{aligned} \right\} \quad (2-9)$$

同理可求出 O_1' 点以及 O_2' 点的坐标

$$\left. \begin{aligned} x_{O_1'} &= k' \frac{\cos^2 \theta \cos \varphi}{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \\ y_{O_1'} &= -k' \frac{\sin^2 \theta \sin \varphi \cos \varphi}{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \end{aligned} \right\} \quad (2-10)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{O_2'} &= R_0 \frac{\cos^2 \theta \cos \varphi}{\sin \theta \cos(\theta - \varphi)} \\ y_{O_2'} &= -R_0 \frac{\sin \theta \sin \varphi}{\cos(\theta - \varphi)} \end{aligned} \right\} \quad (2-11)$$

式中 R_0 ——圆锥底半径, mm

k' ——几何参数

$$k' = R_0 \frac{\cos(\theta + \varphi)}{\sin \theta \cos \varphi} - \frac{E}{\cos \varphi}$$

E ——蝶板的厚度, mm

$$\therefore \frac{y_{O'}}{x_{O'}} = \frac{y_{O_1'}}{x_{O_1'}} = \frac{y_{O_2'}}{x_{O_2'}} = -\tan^2 \theta \tan \varphi \quad (2-12)$$

故 O' 、 O_1' 、 O_2' 三点在一条直线上, 且该直线过原点 O , 斜率为: $k = -\tan^2 \theta \tan \varphi$,

$$\text{直线方程形式为: } y = (-\tan^2 \theta \tan \varphi)x \quad (2-13)$$

由不完全归纳法可以推知沿蝶板厚度各个平行截面轮廓线的几何中心均在一条直线上。

2.4 蝶板的几个主要截面的几何参数之间的关系

如图 6 所示, 设蝶板密封表面所在的圆锥面的高为 H_0 (即 ON), 密封圆锥的底半径为 R_0 (即 BN), 蝶板小端椭圆的长半轴和短半轴分别为 A_s 、 B_s , 蝶板中性面椭圆的长半轴和短半轴分别为 A 、 B , 蝶板大端椭圆的长半轴和短半轴分别为 A_0 、 B_0 , 蝶板的厚度为 E 。则各参数与 A_0 的几何关系如下:

对于大端椭圆 (BD):

$$R_0 = A_0 \frac{\cos(\theta - \varphi)}{\cos \theta} \quad (2-14)$$

$$H_0 = A_0 \frac{\cos(\theta - \varphi)}{\sin \theta} \quad (2-15)$$

$$B_0 = A_0 \cos(\theta - \varphi) \sqrt{1 - \tan^2 \theta} \quad (2-16)$$

对于中性面椭圆(T_1T_2):

$$A = A_0 - \frac{E}{4} [\tan(\theta + \varphi) + \tan(\theta - \varphi)] \quad (2-17)$$

$$B = A_0 \frac{\sqrt{\cos(\theta + \varphi)\cos(\theta - \varphi)}}{\cos \theta} - \frac{E \sin \theta}{2\sqrt{\cos(\theta + \varphi)\cos(\theta - \varphi)}} \quad (2-18)$$

对于蝶板小端椭圆 (GF):

$$A_s = A_0 - \frac{E \cdot \sin 2\theta}{2 \cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \quad (2-19)$$

$$B_s = A_0 \frac{\sqrt{\cos(\theta + \varphi)\cos(\theta - \varphi)}}{\cos \theta} - \frac{E \sin \theta}{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)} \quad (2-20)$$

2.5 小结

以上分析了三偏心蝶阀的结构特点, 导出了沿蝶板厚度的平行截面轮廓线方程及其性质, 给出了蝶板的几个主要截面的几何参数之间的关系。

第三章 三偏心蝶阀的设计计算

3.1 金属密封蝶阀的密封副结构

阀门关闭时，蝶板密封面与弹性阀座相接触，密封副在介质压力作用下产生微小的弹性变形，从而实现密封。要达到密封性能良好，操作灵活和扭矩小，金属密封蝶阀的密封副结构设计至关重要。根据阀门的公称口径，选择其结构形式。当 $D_N \leq 350\text{mm}$ 时，一般采用双偏心结构（图 2c），当 $D_N \geq 400\text{mm}$ 时，一般采用三偏心结构（图 3）^[4]。

3.2 蝶板的启闭过程

图 7 为三偏心蝶阀的设计原理简图，蝶板密封面为锥面，处于关闭的位置。对于锥体密封蝶板，若蝶板采用正圆锥体，则由于其大端直径大于阀座密封圈内径，因而在开启或者关闭时蝶板不能通过阀座。采用偏心角为 φ 的偏心锥面便解决了这个问题。由于 P_1 点的旋转半径比密封副接触位置（ F_0 点）的旋转半径小，即点 P_1 的旋转轨迹 m_1 位于 F_0 点的旋转轨迹以下，所以蝶板可旋入阀座，并实现接触密封。同理， P_4 点的旋转半径大于密封副接触位置的旋转半径，即 P_4 点的旋转轨迹位于先进入阀座的接触点的轨迹以下，故蝶板越关越紧。

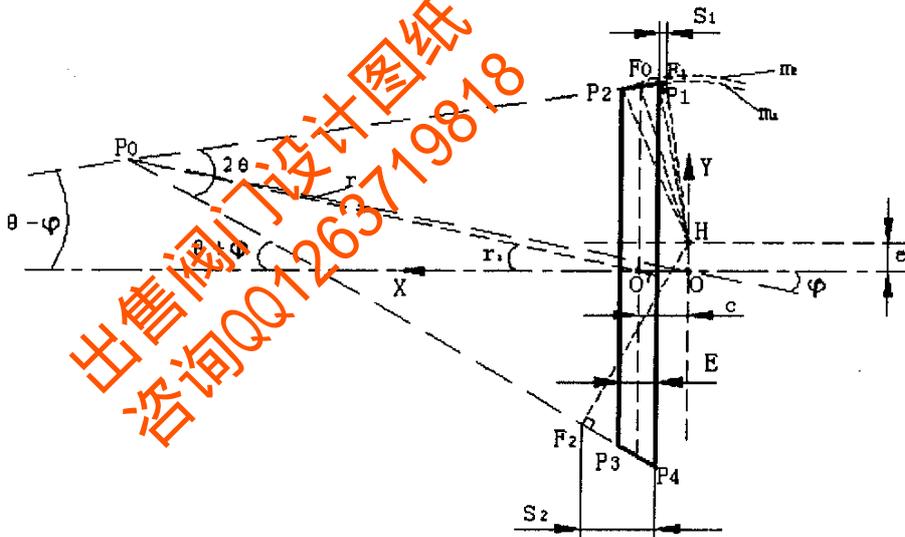


图 7 三偏心蝶阀设计原理图

3.3 偏心角 φ 的选择原则^[4]

3.3.1 保证阀门的密封性

阀门的密封性是靠密封副间挤压变形后，阻断介质的渗透力而切断介质的流动来实现的。为了实现密封，在密封副间必须具备一定的密封力，具体反映在密封面上即需要一定的密封比压。根据密封原理可知，应满足密封条件： $q_b < q < [q]$

式中 q_b ——必需密封比压， kgf/cm^2

$[q]$ ——密封材料的许用比压, kgf/cm^2
 q ——实际密封比压, kgf/cm^2

必需密封比压值计算式为: $q_b = m \frac{a+c \cdot p_j}{\sqrt{b}}$

式中 p_j 为计算压力

m 为比例系数, 对于常温液体 $m=1$

a, c 的选值与密封副材料有关, 考虑介质压力对比压值的影响系数

b 为密封副接触宽度

由此可见, 阀门密封必需密封比压 q_b 与密封副接触宽度 b 有关。

3.3.2 蝶板偏心角 φ 的计算

3.3.2.1 圆锥顶点 P_0 的坐标的计算

如图 7 所示, O' 为蝶板中性面椭圆的几何中心, 过 O' 点的阀体通道轴线定为 X 轴, 方向向左, 以 O 点为坐标原点, 建立平面直角坐标系。由第二章的结构分析可知, $O'P_0$ 与圆锥高线的夹角为 $\gamma = \arctan(\tan^2 \theta \tan \varphi)$ 。若设 $O'P_0$ 与 X 轴的夹角为 γ_1 ,

$$\text{则: } \gamma_1 = \gamma + \varphi \quad (3-1)$$

在直角坐标系 XOY 中, P_1 和 P_4 的坐标为:

$$P_1(c - \frac{E}{2}, A_0 - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma)), \quad P_4(c - \frac{E}{2}, -A_0 - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma)) \quad (3-2)$$

其中, A_0 —蝶板大端椭圆的长半轴

由图 7 可知直线 P_0P_1 与 X 轴的负向夹角为 $\theta - \varphi$, 则直线 P_0P_1 的斜率为: $k_1 = -\tan(\theta - \varphi)$

设 P_0P_1 的直线方程为 $y = k_1 \cdot x + b_1$, 将 P_1 点的坐标代入直线方程, 则直线 P_0P_1 的截距为:

$$b_1 = A_0 + (c - \frac{E}{2}) \cdot \tan(\theta - \varphi) - \frac{E}{2} \cdot \tan(\varphi + \gamma) \quad (3-3)$$

同理, 直线 P_0P_4 与 X 轴正向夹角为: $(\theta + \varphi)$, 则直线 P_0P_4 的斜率为: $k_2 = \tan(\theta + \varphi)$

设 P_0P_4 的直线方程为: $y = k_2 \cdot x + b_2$, 将 P_4 点的坐标代入直线方程, 则直线 P_0P_4 的

$$\text{截距为: } b_2 = -A_0 - (c - \frac{E}{2}) \cdot \tan(\theta + \varphi) - \frac{E}{2} \cdot \tan(\varphi + \gamma) \quad (3-4)$$

解方程组 $\begin{cases} y = k_1 \cdot x + b_1 \\ y = k_2 \cdot x + b_2 \end{cases}$, 得 P_0 点的坐标 (x_0, y_0) :

$$\begin{cases} x_0 = \frac{b_2 - b_1}{k_1 - k_2} \\ y_0 = \frac{k_1 b_2 - k_2 b_1}{k_1 - k_2} \end{cases} \quad (3-5)$$

将 k_1, k_2, b_1, b_2 代入 (3-5) 式得:

$$\begin{cases} x_0 = \frac{2A_0 + (c - \frac{E}{2}) \cdot [\tan(\theta + \varphi) + \tan(\theta - \varphi)]}{\tan(\theta + \varphi) + \tan(\theta - \varphi)} \\ y_0 = A_0 \frac{\tan(\theta + \varphi) - \tan(\theta - \varphi)}{\tan(\theta + \varphi) + \tan(\theta - \varphi)} - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) \end{cases} \quad (3-6)$$

3.3.2.2 偏心角 φ 的表达

由图 7 可知, 直线 OP_0 的倾角为 φ , 则直线 OP_0 的斜率为 $k = \tan \varphi = \frac{y_0}{x_0}$ (3-7)

将 x_0, y_0 的坐标值代入 (3-7) 式并整理的得:

$$\tan \varphi = \sqrt{\frac{2A_0 \cdot \tan \theta - E \cdot \tan^2 \theta - 2(c - \frac{E}{2})}{2A_0 \tan^3 \theta - 2(c - \frac{E}{2}) \cdot \tan^2 \theta}} \quad (3-8)$$

综上, 只要给定 A_0, θ, c, E , 结合密封力矩以及密封副接触宽度, 就可以选择出偏心角 φ 的适宜值。

3.4 蝶板密封副接触宽度的计算^[12, 13, 14]

蝶板从全开位置旋转 90° 时达到全关位置。蝶板转动到位后应在密封面上保持一定的压力, 否则将发生泄漏, 为此要选取合适的几何尺寸。从旋转中心到密封圆锥上、下两条母线作两条垂线, 垂足分别为 F_1, F_2 , 见图 7。蝶板大端椭圆长轴的两个端点为 P_1, P_4 , 由第三节分析可知:

直线 P_0P_1 的斜率为 $k_1 = -\tan(\theta - \varphi)$

直线 P_0P_4 的斜率为 $k_2 = \tan(\theta + \varphi)$

则 直线 HF_1 的斜率为 $k_3 = 1/\tan(\theta - \varphi)$

直线 HF_2 的斜率为 $k_4 = -1/\tan(\theta + \varphi)$

回转中心 H 的坐标为: $(0, e)$

由此可以推出直线 HF_1 和直线 HF_2 的方程:

$$\text{直线 } HF_1: y = x / \tan(\theta - \varphi) + e$$

$$\text{直线 } HF_2: y = -x / \tan(\theta + \varphi) + e$$

解方程组: $\begin{cases} y = k_1 \cdot x + b_1 \\ y = x / \tan(\theta - \varphi) + e \end{cases}$, 得到 F_1 点的坐标 (x_1, y_1) :

$$\begin{cases} x_1 = \frac{A_0 + (c - \frac{E}{2}) \cdot \tan(\theta - \varphi) - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) - e}{\tan(\theta - \varphi) + 1 / \tan(\theta - \varphi)} \\ y_1 = \frac{A_0 / \tan(\theta - \varphi) - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) / \tan(\theta - \varphi) + e \cdot \tan(\theta - \varphi) + c - \frac{E}{2}}{\tan(\theta - \varphi) + 1 / \tan(\theta - \varphi)} \end{cases} \quad (3-9)$$

解方程组: $\begin{cases} y = k_2 \cdot x + b_2 \\ y = -x / \tan(\theta + \varphi) + e \end{cases}$, 得到 F_2 点的坐标 (x_2, y_2) :

$$\begin{cases} x_2 = \frac{A_0 + (c - \frac{E}{2}) \cdot \tan(\theta + \varphi) + \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + e}{\tan(\theta + \varphi) + 1 / \tan(\theta + \varphi)} \\ y_2 = \frac{-A_0 / \tan(\theta + \varphi) - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) / \tan(\theta + \varphi) + e \cdot \tan(\theta + \varphi) - c + \frac{E}{2}}{\tan(\theta + \varphi) + 1 / \tan(\theta + \varphi)} \end{cases} \quad (3-10)$$

由 (3-2) 可知 P_1 和 P_4 的坐标, 则由两点间的距离公式可得出 F_1P_1 和 F_2P_4 的距离:

$$|F_1P_1| = \frac{A_0 - (c - \frac{E}{2}) / \tan(\theta - \varphi) - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) - e}{\cos(\theta - \varphi) \cdot [\tan(\theta - \varphi) + 1 / \tan(\theta - \varphi)]}$$

$$|F_2P_4| = \frac{A_0 - (c - \frac{E}{2}) / \tan(\theta + \varphi) + \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + e}{\cos(\theta + \varphi) \cdot [\tan(\theta + \varphi) + 1 / \tan(\theta + \varphi)]}$$

则 s_1, s_2 的表达式为:

$$s_1 = |F_1P_1| \cdot \cos(\theta - \varphi) = \frac{A_0 - (c - \frac{E}{2}) / \tan(\theta - \varphi) - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) - e}{\tan(\theta - \varphi) + 1 / \tan(\theta - \varphi)} \quad (3-11)$$

$$s_2 = |F_2P_4| \cdot \cos(\theta + \varphi) = \frac{A_0 - (c - \frac{E}{2}) / \tan(\theta + \varphi) + \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + e}{\tan(\theta + \varphi) + 1 / \tan(\theta + \varphi)} \quad (3-12)$$

故密封面的位置应在 F_1 和 F_2 之间, 否则将会发生泄漏, 或者出现蝶板旋转 90° 后仍能继续旋转, 发生关闭过位的现象。因此, 蝶板密封副接触宽度和阀座宽度的计算式为: $b \leq s_2 - s_1$, $t \approx s_1 + s_2$ (3-13)

式中 b ——密封副接触宽度, mm

t ——阀座的宽度, mm

3.5 蝶板厚度的计算^[15]

蝶板厚度 E 的计算式为:

$$E = 0.65 \sqrt{\frac{0.1875(p_g + p_l) \cdot D_N}{[\sigma_b]}} + \mu \quad (3-14)$$

式中 D_N —蝶阀通径, mm

p_g —公称压力, MPa

p_l —水锤压力, MPa

σ_b —材料的许用拉应力, Mpa

对于 WCB 材料, $\sigma_b = 123 \text{MPa}$ (600°F)

μ —磨蚀余量, mm

3.6 阀体最小壁厚的计算^[16]

阀体最小壁厚 T 的计算公式见表 3-1

表 3-1 阀体最小壁厚 T 的计算公式 (mm)

材料	公称压力 (MPa)	公称通径 (mm)	公式
灰铸铁	≤ 1.0	≤ 1100	$T = \left[\frac{(p_g + p') D_N}{2[\sigma_b]} + 8.5 \left(1 - \frac{D_N}{1200} \right) \right] \times 1.1$
		≥ 1200	$T = \frac{(p_g + p') D_N}{2[\sigma_b]} \times 1.1 + \xi$
球墨铸铁	0.25~2.5	200~1500	$T = \left[\frac{(p_g + p') D_N}{2[\sigma_b]} + 8.5 \left(1 + \frac{D_N}{3500} \right) \right] \times 1.1$
塑性材料	≤ 4.0	≥ 50	$T = \frac{p_g \cdot D_N}{2.3[\sigma_b] - p_g} + \xi$

表 3-1 中的字母: p_g —公称压力, MPa

p' —阀体内可能产生的压力升量, Mpa

D_N —阀门通径, mm

σ_b —材料的许用拉应力, MPa

ξ —铸造偏差, mm

对于大口径蝶阀需要作刚度校核, 校验变形量 δ , 其经验公式为:

$$d\delta = 0.04 \frac{GR^3}{EJ} \quad (3-15)$$

式中 G —阀门质量, kg
 E —弹性模量, MPa
 J —截面惯性矩, mm^4
 R —阀体半径, mm

对于一般大口径蝶阀, $d\delta < 0.4\text{mm}$, 能满足要求。

3.7 蝶板锥度 2θ 的选择^[14]

蝶板的锥度的大小与所选的密封材料的摩擦系数 f_m 有关, 为了使阀门在关闭位置时实现自锁, 根据机械原理知 $\tan 2\theta = f_m$ (3-16)

可以根据密封材料的摩擦系数 f_m 计算出蝶板的锥度 2θ , 然后根据实际情况选择合理的锥度。

3.8 三偏心蝶阀回转中心的适宜区域

图 8 中 BDFG 表示蝶板, H 为蝶板的回转中心, mm' 为过 B 点且和 BG 垂直的直线, nn' 为过 F 点且和 DF 垂直的直线, aa' 为过蝶板中性面椭圆半长轴的二分之一处的直线, N 为圆锥底面中心。

图中 B 和 F 为逆时针关闭时蝶板密封表面上首先进入阀座的两点, 只有使 F 点的运动轨迹在 DF 线以下, B 点的运动轨迹在 GB 线以上, 蝶板绕回转中心 H 旋转时才不会与阀座发生干涉, 即 $\angle HFD \geq 90^\circ$, $\angle HBG \geq 90^\circ$, 因此可知 mm' 、 nn' 为回转中心 H 的边界位置。考虑到蝶板的启闭力矩, 蝶阀的径向偏心距 e 不宜过大, 推荐取 $e < \frac{A}{2}$ (A 为蝶板中性面椭圆长半轴), 即 H 的可能变化范围是由 tt' 、 aa' 、 mm' 、 nn' 所围成的一个区域, 图 8 中阴影部分。

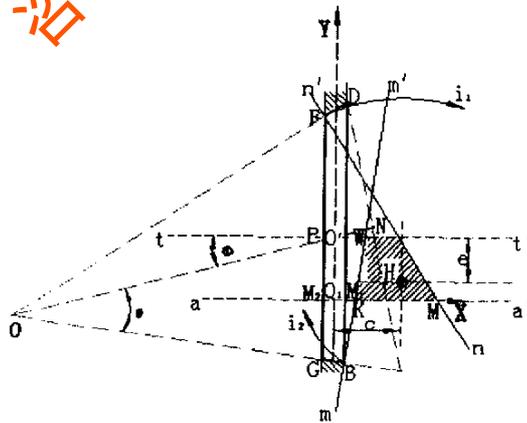


图 8 三偏心蝶阀的回转中心区域

3.8.1 轴向偏心 c 和径向偏心 e 的估算

如图 8 所示, X 轴与 aa' 重合, Y 轴在蝶板中性面椭圆长半轴上, 坐标原点为 O_1 。GF、BD、 mm' 、 nn' 与 X 轴交点分别为 M_2 、 M_1 、K、M, 在平面直角坐标系 XO_1Y 中, 由几何关系可得径向偏心 e 应满足: $0 < e < \frac{A}{2}$ (3-17)

式中 A ——蝶板中性面椭圆长半轴, mm

3.8.1.1 求 M 点和 F 点的坐标及直线的斜率

如图 8 所示, 在 $Rt\triangle FM_2M$ 中, $\therefore |MM_2| = |FM_2| \cdot \tan(\theta + \varphi)$

$$\begin{aligned} \text{又 } \therefore \left. \begin{aligned} |FM_2| &= |FP| + \frac{A}{2} \\ |FP| &= A - \frac{E}{2} \tan(\theta + \varphi) \end{aligned} \right\} \Rightarrow |FM_2| = \frac{3A}{2} - \frac{E}{2} \tan(\theta + \varphi) \\ \therefore |MM_2| &= \frac{3A}{2} \tan(\theta + \varphi) - \frac{E}{2} \tan^2(\theta + \varphi) \\ \therefore x_M &= |MM_2| - \frac{E}{2} = \frac{3A}{2} \tan(\theta + \varphi) - \frac{E}{2} \sec^2(\theta + \varphi) \end{aligned} \quad (3-18)$$

即 M 点的坐标为: $M(x_M, 0)$,

而 F 点的坐标为: $F(-\frac{E}{2}, A_s - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + \frac{A}{2})$, 则直线 MF 的斜率为:

$$k_{MF} = \frac{A_s - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + \frac{A}{2}}{-\frac{3A}{2} \tan(\theta + \varphi) + \frac{E}{2} \tan^2(\theta + \varphi)} \quad (3-19)$$

根据三偏心的定义, 由图 8 可以计算出回转中心的坐标: $H(c, \frac{A}{2} - e)$

$$\text{则直线 HF 的斜率为: } k_{HF} = \frac{A_s - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + e}{-\frac{E}{2} - c} \quad (3-20)$$

3.8.1.2 求 K 点和 B 点的坐标及直线的斜率

在 $Rt\triangle BM_1K$ 中, $\therefore |M_1K| = |M_1B| \tan(\theta - \varphi)$, $|M_1B| = \frac{A}{2} + \frac{E}{2} \tan(\theta - \varphi)$

$$\begin{aligned} \therefore |M_1K| &= \frac{A}{2} \tan(\theta - \varphi) + \frac{E}{2} \tan^2(\theta - \varphi) \\ \text{则 } x_K &= \frac{A}{2} \tan(\theta - \varphi) + \frac{E}{2} \sec^2(\theta - \varphi) \end{aligned} \quad (3-21)$$

即 K 点的坐标为: $K(x_K, 0)$,

而 B 点的坐标为: $B(\frac{E}{2}, -A_0 + \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + \frac{A}{2})$, 则直线 KB 的斜率为:

$$k_{KB} = \frac{A_0 - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) - \frac{A}{2}}{-\frac{A}{2} \tan(\theta - \varphi) + \frac{E}{2} \tan^2(\theta - \varphi)} \quad (3-22)$$

同理，直线 HB 的斜率为：
$$k_{HB} = \frac{A_0 - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) - e}{c - \frac{E}{2}} \quad (3-23)$$

3.8.2 偏心距 c、e 的适宜区域

如图 8 所示，为防止蝶板在开启或关闭过程中不与阀体内壁发生干涉则有 (3-24) 式成立，若回转中心位于图 8 中阴影部分区域内，则回转中心与 B、F 端点的连线的斜率必然满足式 (2-25)：

$$\left. \begin{aligned} \sqrt{\left(c - \frac{E}{2}\right)^2 + \left[A_0 + \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + e\right]^2} &< \frac{D_N}{2} + e \\ \sqrt{\left(c - \frac{E}{2}\right)^2 + \left[A_0 - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) - e\right]^2} &< \frac{D_N}{2} - e \end{aligned} \right\} \quad (3-24)$$

$$k_{HF} \leq k_{MF}, \quad k_{HB} \leq k_{KB} \quad (3-25)$$

式中 $\gamma = \arctan(\tan^2 \theta \tan \varphi)$ 。

且有 $x_H \leq c \leq x_m$ ，即 $\frac{A}{2} \tan(\theta - \varphi) - \frac{E}{2} \sec^2(\theta - \varphi) \leq c \leq \frac{3A}{2} \tan(\theta + \varphi) - \frac{E}{2} \sec^2(\theta + \varphi)$ (3-26)

设三偏心蝶阀的阀杆直径为 d ，为使蝶板密封表面是一个完整连续的锥面，则轴向偏心距 c 还应满足下面的不等式：

$$d \leq 2\left(c - \frac{E}{2}\right) \quad (3-27)$$

综上，三偏心蝶阀的轴向和径向偏心距的变化范围应在 (3-17)、(3-24)、(3-25) (3-26) 及 (3-27) 五式中，而角偏心 φ 由 (3-8) 确定。

3.9 小结

对三偏心蝶阀的各主要参数进行了设计计算与分析，确定了蝶板回转中心的适宜区域。

第四章 三偏心蝶阀密封副干涉计算

上一章已经就三偏心蝶阀的各主要参数进行了设计计算，并且给出了蝶阀的回转中心相应的适宜范围，而在实际设计过程中难免有误差出现，蝶板与阀座发生干涉而导致打不开的现象时有发生，所以在金属硬密封蝶阀的设计中，密封副的设计尤为重要。设计蝶板时，要保证其刚度和强度，尽量降低阀门的开闭力矩以及在阀门开启过程中蝶板与阀座不发生干涉。随着计算机的普遍应用，设计人员也摒弃了过去主要采用手工的计算方法，因为其中计算十分复杂，用手工算法难以对所有点的轨迹都进行计算，只能选取几个特殊点来判断其与阀座是否干涉，很难保证蝶板的整个密封面在开启过程中不与阀座发生干涉。本章从蝶板的运动轨迹着手，研究蝶板与阀座发生干涉的本质问题，并提出一个判断的方法。

4.1 三偏心蝶阀的蝶板运动分析

4.1.1 平面上点的旋转的坐标变换^[17]

如图 9 所示，W 为平面上一点，逆时针旋转 θ 角至点 W' ，其坐标分别为 $W(x, y, z), W'(x_1, y_1, z_1)$ ，连接 OW, OW' 。

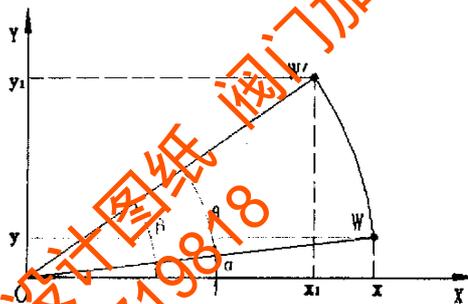


图 9 平面上点的坐标变换

设 OW 与 X 轴夹角为 α ， OW' 与 X 轴夹角为 β ，则 $\beta = \theta + \alpha$ ，两点的坐标之间的关系推导如下：

$\because |OW| = |OW'|$ 设 $|OW| = |OW'| = r$ ，则有

$$x_1 = r \cos \beta = r \cos(\theta + \alpha) = r \cos \theta \cos \alpha - r \sin \theta \sin \alpha \quad (4-1)$$

$$y_1 = r \sin \beta = r \sin(\theta + \alpha) = r \cos \theta \sin \alpha + r \sin \theta \cos \alpha \quad (4-2)$$

$$\text{又 } x = r \cos \alpha, \quad y = r \sin \alpha \quad (4-3)$$

将 (4-3) 代入 (4-1)、(4-2) 两式得：

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x \cos \theta - y \sin \theta \\ y_1 &= x \sin \theta + y \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (4-4)$$

4.1.2 圆锥面方程的旋转变换

如图 10 所示，该圆锥面的方程可写为：

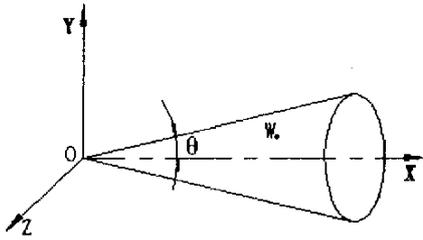


图 10 正圆锥

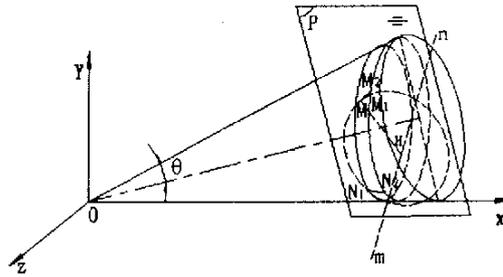


图 11 圆锥的旋转及平面与圆锥的相交曲线

$$z^2 + y^2 = x^2 \tan^2 \theta \tag{4-5}$$

设 $W(x,y,z)$ 是图 10 中圆锥面上任一点，现将图 10 所示的圆锥绕 z 轴逆时针旋转 θ 角得到图 11，经旋转变换后，原来的 W 点的坐标变化为 (x_1, y_1, z_1) ，则由空间点坐标旋转变换的关系可得：

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x \cos \theta - y \sin \theta \\ y_1 &= x \sin \theta + y \cos \theta \\ z_1 &= z \end{aligned} \right\} \tag{4-6}$$

解得：

$$\left. \begin{aligned} x &= x_1 \cos \theta + y_1 \sin \theta \\ y &= -x_1 \sin \theta + y_1 \cos \theta \\ z &= z_1 \end{aligned} \right\} \tag{4-7}$$

将 (4-7) 代入 (4-5) 得

$$z_1^2 = y_1^2 (\tan^2 \theta - 1) + 2x_1 y_1 \tan \theta \tag{4-8}$$

此即为新坐标系下圆锥面的方程。

4.1.3 蝶板密封表面上点的运动轨迹

如图 12 所示，设 $M(x,y,z)$ 是蝶板密封表面上的任一点，其必然满足方程 (4-8)， mn 是蝶板回转中心轴线， B_1A_2 和 B_2A_3 为蝶板的两端面的长轴， T_1T_2 为蝶板的中性轴，蝶板的厚度为 E ，三偏心值分别为 c, e, θ 。

设 $|T_1T_2| = D$ (即密封面的平均直径)，则蝶板左端到原点的距离为：

$$x_0 = D / \tan 2\theta - \frac{E}{2} \tag{4-9}$$

图 12 中回转中心 H 的坐标为：

$$x_H = x_0 + \frac{E}{2} + c \tag{4-10}$$

$$y_H = \frac{D}{2} - e \tag{4-11}$$

M 点到回转轴线 mn 的距离即为 M 点的旋转半径，即：

式中 x_H, y_H 由 (4-10)、(4-11) 确定。

由此便建立了从 M 点经坐标平移与旋转变换后至 M_1 点的坐标之间的关系。

4.2 蝶板与阀座密封面干涉的程序设计^[18]

4.2.1 设计的方法

如图 11 和图 12 所示, 此时蝶板与阀座两密封面完全接触, 处处贴合。由于蝶板的启闭是可逆的过程, 即蝶板若能从阀座中自由脱离, 也能自由进入阀座。不妨假设蝶板处于关闭状态, 现将蝶板绕回转轴线 mn 顺时针旋转 α 角, 如果在蝶板旋转过程中无任何干涉, 则表明该回转中心的位置是适宜的。

M 为蝶板密封表面上任一点, 由于 M 点绕回转轴线旋转的轨迹是圆, 过 M 点且与回转轴线 mn 垂直的平面 P 截交阀座密封表面, 所得的交线为双曲线一个分支上的两段, 即图中 MM_2 和 N_1N_2 , 而 M 点所在的轨迹圆必然也在 P 平面内, 故只需比较 MM_1 和 MM_2 两曲线间的位置情况, 若 MM_2 曲线始终位于 MM_1 曲线下方, 则 M 点在旋转过程中不会与阀座密封面发生干涉, 否则干涉就会发生。

至于在比较两曲线 MM_1 和 MM_2 的位置时, 可以分别将两者沿 X 轴方向和 Y 轴方向划分若干个等单元, 这样便将蝶板与阀座密封表面网格化, 只需比较两曲线上各个对应网格点的 Y 向坐标即可。如果 M 点位于回转轴线 mn 的上方, 设 M_1 为 M 点顺时针旋转 α 角后所得到的点, M_2 是阀座密封面上的点且它的 X 与 Z 向坐标均与 M_1 点相等, M_1 点 Y 向坐标小于 M_2 点 Y 向坐标, 则 M 点在此旋转过程中无干涉现象, 否则就会出现干涉现象。如果点 M 位于回转轴线 mn 的下方, 同样可以判出它的干涉情况。

4.3 举例并给出程序运行的部分结果

设 $D_N=368\text{mm}$, $\theta = \phi = 10^\circ$, $c=50\text{mm}$, $e=20\text{mm}$, $E=8\text{mm}$, 蝶板旋转的角度为

$\alpha = 5^\circ$, 程序运行结果表明该三偏心值是合适的。以下为程序运行的部分结果:

```

.....
.....
.....
.....
该点位于回转轴线以上但不干涉
α      dr      x      y      z
5°     0.134    1014.1  340.56  97.029
该点位于回转轴线以上但不干涉
α      dr      x      y      z
5°     0.13415  1014.1  341.55  95.470
该点位于回转轴线以上但不干涉
α      dr      x      y      z
5°     0.13426  1014.1  342.54  93.874
.....
.....
.....
.....
该点位于回转轴线以下但不干涉
α      dr      x      y      z
..     0      1007.1  14.850  71.136
该点位于回转轴线以下但不干涉
α      dr      x      y      z

```

5° 0 1007.1 15.840 73.365

改变它的轴向偏心 c 的值, 取 $c = 67.5mm$, 其余的不变, 运行结果为:

.....

该点位于回转轴线以上且干涉!!!

α	dr	x	y	z
5°	-0.19467	1007.1	298.98	139.90

该点位于回转轴线以上且干涉!!!

α	dr	x	y	z
5°	-0.18584	1007.1	299.97	139.10

.....

4.4 程序框图

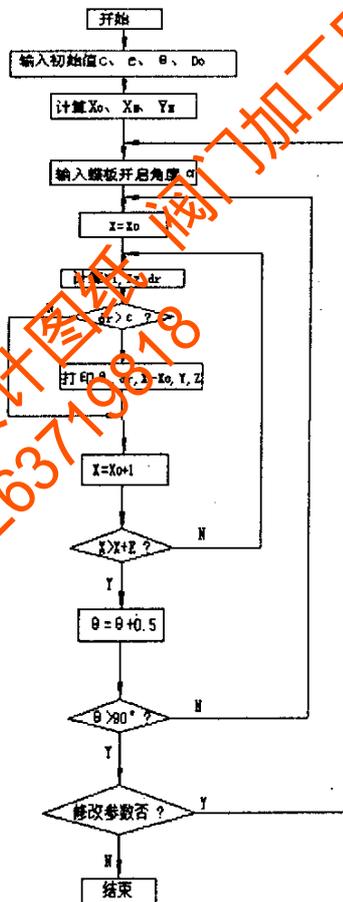


图 13 程序框图

4.5 小结

通过对蝶板的运动分析, 从三偏心蝶阀密封副发生干涉的根本原因着手给出了判断和解决干涉的一种方法, 设计出了蝶板与阀座密封面之间的干涉程序并给出了程序运行的部分结果。

第五章 三偏心蝶阀的动水力矩的计算

动水力矩是蝶阀设计中的一个重要参数，尤其是在研究管路中的水锤压力时，应准确地了解阀门在各种开度下流体作用在转轴上的力矩。当然，对于中线对称阀瓣的蝶阀，其力矩可按下面的经验公式计算^[1]：

$$M_d = \frac{2gm_\beta}{\xi_\beta - \xi_0 + \frac{2gH}{v^2}} HD_N^2 \quad (\text{kg}\cdot\text{m}) \quad (5-1)$$

式中 m_β 为开度为 β 角时的动水力矩系数

ξ_β 为开度为 β 角时的阻力系数

ξ_0 为全开 ($\beta=0$) 时的阻力系数

v 为流速, (m/s)

g 为重力加速度, 9.81m/s^2

D_N 为公称通径, cm

H 为计算升压在内的最大静水头, m

$$H = 10 \cdot (p_g + p') \quad \text{或}$$

$$H = \left(\frac{b}{D_N \times 0.054} \right)^3 \quad (5-2)$$

其中 b 为阀瓣中心对厚度, cm

p_g 为公称压力, kgf/cm^2

p' 为阀前压力升值, kgf/cm^2

式 (5-1) 中的动水力矩系数 m_β 和阻力系数 ξ_β 等都是根据具体的阀瓣结构和阀瓣开度等参数而确定的实验系数。因此，对于目前结构形式多样的偏心蝶阀仍旧使用上述公式计算力矩，必然会带来较大的误差。

本章采用理想流体无旋流动的假定，简化问题，求解拉普拉斯 (Laplace) 方程，得出速度的分布，然后再由伯努利 (Bernoulli) 方程求出阀瓣上的压力分布，进而求得作用在阀瓣上的动水力矩。

5.1 中线蝶阀的动水力矩

由于中线蝶阀结构比较简单，其动水力矩可以通过公式 (5-1) 求取，相对误差较小。下面通过一个实例来对中线蝶阀的动水力矩作一个比较直观的了解。已知数据： $b=8\text{mm}$ ， $D_N=80\text{mm}$ ， $v=1\text{m/s}$ 。蝶板在各个开度下的系数见表 5-1。将各个开度下所求得的动水力矩之值进行数据的二次拟合，处理后的拟合曲线见图 14。

表 5-1 计算蝶阀动水力矩所需的各个参数

$\beta / (^\circ)$	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
ξ_p	0.044	0.25	1.09	3.02	8.25	24.0	68.6	332	3620
ξ_0	0.044	0.044	0.044	0.044	0.044	0.044	0.044	0.044	0.044
$\xi_p - \xi_0$	0	0.21	1.05	2.98	8.21	23.96	68.56	331.96	3619.96
M_β	0	6.47	9.50	12.1	16.9	24.4	32.5	84.7	615

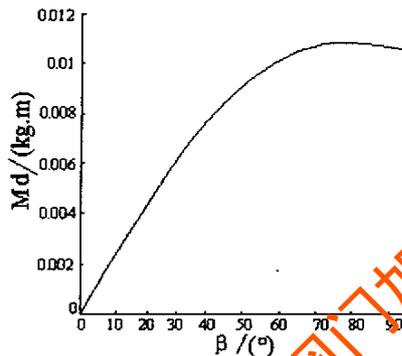


图 14 中线蝶阀的动水力矩曲线图

由图 14 可以看出中线蝶阀的动水力矩的最大值产生在开度为 $70^\circ \sim 80^\circ$ 之间。这种现象可以通过伯努利方程加以解释：蝶板离阀座越近，流体流通截面积就会越小，则流体的流速越大，根据伯努利方程可以推出截面上的压力就会降低，从而该截面上的动水力矩就会减小，所以蝶阀的动水力矩的最大值并非在关闭的瞬间取得。

5.2 三偏心蝶阀的动水力矩

图 15 所示的三偏心蝶阀的结构是广为采用的角偏心 $\varphi = \theta$ 的情况， $T_1 T_2$ 为三偏心蝶阀的蝶板中性面，轴向偏心距为 c ，径向偏心距为 e 。

5.2.1 三偏心蝶板的简化

为了计算方便，在不影响计算结果的情况下，作出如下简化：以中性面的长半轴为半径，厚度保持不变，得到新的圆柱体来代替原来的蝶板。为此，给出以下数据作为计算的依据：

管道公称通径为 $D_N = 80\text{mm}$ ，公称压力为 $p_g = 1.0\text{Mpa}$ 。

正圆锥的半锥角 $\theta = 10^\circ$ ，中性面的长半轴 $A = 39\text{mm}$ ，蝶板厚度 $E = 8\text{mm}$ 。

由第二章式 (2-14)，则圆锥底半径为：

$$R_0 = \frac{A \cos(\theta - \varphi)}{\cos \theta} + \frac{E \sin \theta}{2 \cos(\theta + \varphi)} = 40.34\text{mm}$$

由第二章式 (2-18)，则中性面的短半轴为：

$$B = R_0 \sqrt{\frac{\cos(\theta + \varphi)}{\cos(\theta - \varphi)}} - \frac{E \sin \theta}{2 \sqrt{\cos(\theta + \varphi) \cos(\theta - \varphi)}} = 38.07\text{mm}$$

为保证蝶板与阀座不发生干涉，三偏心蝶阀的偏心距取值范围为：

$$\text{由第三章式 (3-17), 则径向偏心距 } 0 < e < \frac{A}{2}, \text{ 即 } 0 < e < 19.5 \quad (5-3)$$

由第三章式 (3-26), 则轴向偏心距的取值范围为：

$$\frac{A}{2} \tan(\theta - \varphi) + \frac{E}{2} \sec^2(\theta - \varphi) \leq c \leq \frac{3A}{2} \tan(\theta + \varphi) - \frac{E}{2} \sec^2(\theta + \varphi) \quad \text{即 } 4 \leq c \leq 16.76 \quad (5-4)$$

考虑到第三章式 (3-24) (3-25) (3-27), 同时为了尽可能的减小蝶板的开启力矩, 取 $e=5\text{mm}$, $c=6\text{mm}$, 图 15 蝶板简化为图 16。

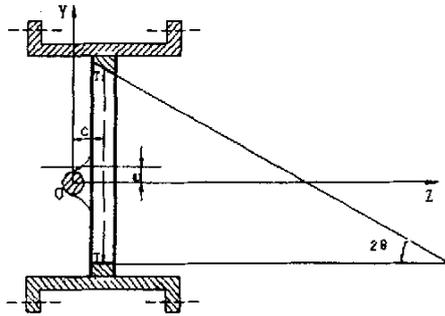


图 15 三偏心蝶阀的结构简图

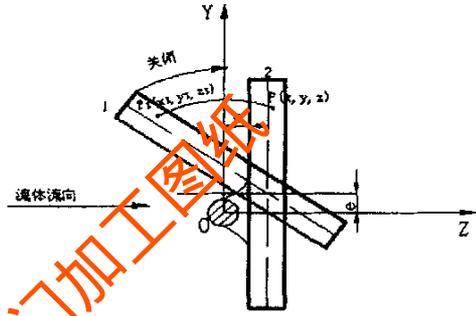


图 16 蝶板简化模型

5.2.2 蝶板在任一位置时相关方程的推导

图 16 蝶板在关闭状态 2 位置时，其密封表面上任一点 $P(x, y, z)$ 应满足方程：

$$\begin{cases} (y - e)^2 + x^2 = A^2 \\ c - \frac{E}{2} \leq z \leq c + \frac{E}{2} \end{cases} \quad (5-5)$$

即

$$\begin{cases} (y - 5)^2 + x^2 = 39^2 \\ 2 \leq z \leq 10 \end{cases} \quad (5-6)$$

当蝶板处于任意位置 1 时，设从 2 到 1 蝶板旋转的角度 α ，则蝶板密封表面上任一点 $P_1(x_1, y_1, z_1)$ ，由旋转变化的关系应满足方程：

$$\begin{cases} z_1 = -y_1 \sin \alpha + z_1 \cos \alpha \\ y_1 = y_1 \cos \alpha + z_1 \sin \alpha \end{cases}$$

$$\text{解得: } \begin{cases} z = y_1 \sin \alpha + z_1 \cos \alpha \\ y = y_1 \cos \alpha - z_1 \sin \alpha \end{cases}$$

代入 (5-6) 式得：

$$\begin{cases} (y_1 \cos \alpha - z_1 \sin \alpha - 5)^2 + x_1^2 = 39^2 \\ 2 \leq z_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha \leq 10 \end{cases} \quad (5-7)$$

5.3 大开度情况下的基本假定^[19]

在计算大开度情况下蝶阀的动水力矩时,作了如下三个基本假定。

- (1) 介质是不可压缩理想流体。把流体看作是理想流体,在计算摩擦阻力时是行不通的。但由于现在求取的是压力分布,则可以把流体假定为理想流体,必要时,可对蝶板的厚度加以修正,使计算的压力分布更接近于实际情况。
- (2) 阀门处于大开度的状态。为避免较大的误差,假定蝶板的开度小于 30° (0° 为全开)。
- (3) 流态是无旋流动。

5.4 控制方程及边界条件

对于不可压缩流体有连续方程^[20]

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (5-8)$$

根据流动是无旋流动的假定,可引入速度势 φ , 它与速度的关系是

$$\bar{v} = \nabla \varphi \quad (5-9)$$

由式(5-8)、式(5-9)可得关于 φ 的拉普拉斯方程:

$$\nabla^2 \varphi = 0 \quad (5-10)$$

式(5-10)的边界条件如下^[21, 22]:

$$\text{管道进口处速度: } v_{in} = -\frac{\partial \varphi}{\partial n}$$

$$\text{管道出口处速度: } v_{out} = \frac{\partial \varphi}{\partial n} \quad (5-11)$$

$$\text{管道内壁处法向速度: } v_{GN} = \frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0$$

$$\text{蝶板表面处法向速度: } v_{BT} = \frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0$$

式中 n 是指相应曲面的外法线单位向量。当进出口截面积相等时,显然有 $v_{in} = v_{out}$

根据上述方程可求出 φ 和速度 v , 由于流体作无旋流动,又伯努利 (Bernoulli) 方程可得出蝶板上的压力分布。

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 = C \quad [23] \quad (5-12)$$

式中 p ——压力

ρ ——液体的密度

C ——常量

5.5 网格的构造与方程的差分离散^[24]

坐标系的选择在处理圆管内流动问题时,通常采用柱坐标,此时的管壁条件很

容易处理，其法线方向即为半径 r 的方向。然而，在处理蝶板边界条件时，必须进行两次近似，一是将边界点移到邻近的网格点上，造成所谓的“转移误差”，二是在求法向导数的差分时，需要用插值法求解，这必然要产生插值误差。

本文采用图 17 所示的直角坐标系，这不仅能将式 (5-10) 简单地写成如下形式：

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (5-13)$$

而且蝶板上的边界条件能被精确处理。

5.5.1 计算网格的构造^[25]

如图 17 所示将蝶板按步长 $h_1=2\text{mm}$ ，等分为四等份，各层分别标识为 I、II、III、IV、V，对于第 I 和第 V 层，其表面上的网格点均为边界点，与边界条件有关，第 II、III、IV 层上的网格点除去圆周上的点均为内部点。由于蝶板关于 y 轴对称，故只需计算蝶板对称一侧的点即可。

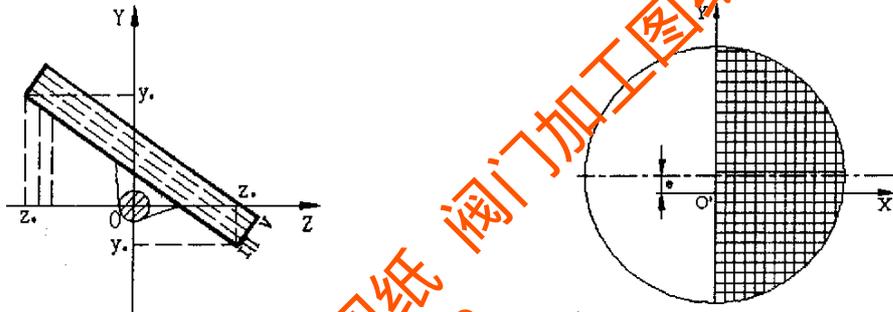


图 17 差分网格的划分

5.5.2 方程的差分离散^[26, 27, 28]

对于式(5-13)其二阶偏导数用中心差分逼近，即五点差分格式，简化如下：

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = \frac{\varphi_{k+1} + \varphi_{k-1} - 2\varphi_k}{h_z^2} \quad (5-14)$$

对 $\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}$ 及 $\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}$ 也可以给出类似的结果，把它们代入到式 (5-13) 得：(七点差分格式)

$$\frac{\varphi_{i+1,j,k}}{h_x^2} + \frac{\varphi_{i-1,j,k}}{h_x^2} + \frac{\varphi_{i,j+1,k}}{h_y^2} + \frac{\varphi_{i,j-1,k}}{h_y^2} + \frac{\varphi_{i,j,k+1}}{h_z^2} + \frac{\varphi_{i,j,k-1}}{h_z^2} - 2\varphi_{i,j,k} \left(\frac{1}{h_x^2} + \frac{1}{h_y^2} + \frac{1}{h_z^2} \right) = 0 \quad (5-15)$$

这就是差分离散后关于 φ 的拉普拉斯方程。式中 i,j,k 分别表示 x,y,z 方向网格点的

下标， h_x, h_y, h_z 分别是这三个方向的网格步长。

5.5.3 边界条件的处理

对于进口边界条件用向前差分格式，而出口截面的边界条件用后差，例如对于出口

$$\text{有: } V_{out} = (\varphi_N - \varphi_{N-1}) / h_{N-1} \quad (5-16)$$

选用直角坐标后，蝶板上表面的边界条件为：

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} \sin \beta + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \cos \beta = 0 \quad (5-17)$$

在作差分离散时，对于上表面 $\frac{\partial \varphi}{\partial y}$ 及 $\frac{\partial \varphi}{\partial z}$ 均用前差。对于下半面也有类似的结果，但

离散时要求用后差（见图 17）。

5.6 计算方法

5.6.1 拉普拉斯方程的数值求解法^[26, 29]

拉普拉斯方程的求解方法很多，不逐一列举，作为初步计算，可用高斯-塞德尔迭代法，尽管此方法收敛速度慢，但它所需的内存最少，可以逐点迭代推进，计算方法比较成熟。对于式（5-15）所示的差分方程，可用高斯-塞德尔法写出它的迭代公式，为使公式不至太冗长，暂时令网格为等距网格。

5.6.2 步长的选择

既要保证计算精度，又要节省计算机的内存和计算的时间，步长的选择不宜过小，划分的网格不宜过密，这里采用等间距的网格点，x 方向的步长 $h_x = 3\text{mm}$ ，为

了使对应的网格点能够精确的落在蝶板上，避免“转移误差”，y 方向的步长 h_y 应

有蝶板开度 β 和 z 方向的步长 h_z 决定，即有如下几何关系：

$$h_y = h_z \tan \beta \quad (5-18)$$

若沿蝶板倾斜的方向取等分步长 $h = 3\text{mm}$

则有 $h_y^2 + h_z^2 = h^2$

$$\text{故 } \left. \begin{aligned} h_z &= h \cos \beta \\ h_y &= h \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad (5-19)$$

若取 $\beta = 30^\circ$ ，则有 $h_y = 1.5$ ， $h_z = 2.598$ ，蝶板开度为 β 时其左侧起始坐标设为：

y_0, z_0 ，右侧坐标设为： y_n, z_n 。

5.6.3 差分方程的迭代公式

由以上分析知沿坐标轴三个方向的步长均为等间距的，分别为 $h_x = 3\text{mm}$ ，

$h_y = 1.5\text{mm}$ ， $h_z = 2.598$ 。令 $a = \frac{h_x}{h_y}$ ， $b = \frac{h_x}{h_z}$ ，则迭代公式化为：

$$\varphi_{i,j,k}^{n+1} = \frac{1}{2(1+a^2+b^2)} [\varphi_{i+1,j,k}^n + \varphi_{i-1,j,k}^{n+1} + a^2(\varphi_{i,j+1,k}^n + \varphi_{i,j-1,k}^{n+1}) + b^2(\varphi_{i,j,k+1}^n + \varphi_{i,j,k-1}^{n+1})] \quad (5-20)$$

式中上标 n 表示前一迭代层的值，而 n+1 则表示这一迭代层的值。

5.6.4 迭代收敛准则的选择

在计算中选用的收敛准则为：

$$\max_{i,j,k} |\varphi_{i,j,k}^{n+1} - \varphi_{i,j,k}^n| < \varepsilon \quad (5-21)$$

式中 ε 可根据具体情况加以选择。

5.6.5 动水力矩的求取

在用伯努利方程求出压力之后，就可以计算出作用在蝶板微元面积上的力，进而求出力矩。对于蝶板内部的网格点 A，在该点的压强求出之后，以 A 点为中心，分别向前、后、左、右延伸相应的半个步长所形成的矩形面积作为压强作用面，求出压力后，把 A 点作为力的作用点求出对旋转轴的矩。对于与蝶板边界近邻的网格点，可按类似的方法构筑近似的面积。但由于理想流体的假定会使近边缘处压差计算值偏大，所以要作必要的修正。

5.7 举例

下面对三偏心蝶阀的流场和压力分别进行了计算，得出了在不同开度下所对应的动水力矩，经过数据的拟合分别得到两条曲线。图 18 和图 19 表示分别改变径向偏心和轴向偏心的大小时相应的二次拟合曲线图^[30]。

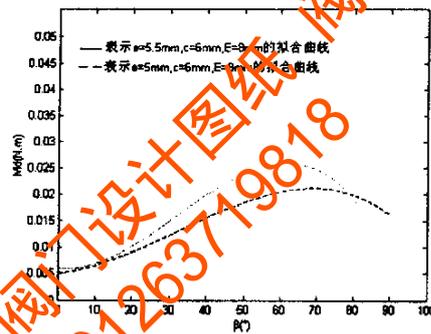


图 18 不同的径向偏心距所对应的动水力矩的曲线

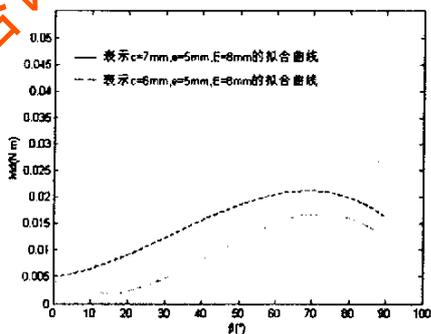


图 19 不同的轴向偏心距所对应的动水力矩的曲线

5.8 小结

(1) 三偏心蝶阀的动水力矩最大值并非在蝶板关闭的最后瞬间产生，而是大约在

70°~80°之间的一个位置；

- (2) 对于低压工况下的三偏心蝶阀，其动水力矩对操作扭矩的影响不是很大；
- (3) 在同一条件下，三偏心蝶阀的动水力矩大致规律为：在开度为 0°~80°的范围内，随着径向偏心距的增大而增大，在开度为 0°~90°的范围内随轴向偏心距的增大而降低。

出售阀门设计图纸 阀门加工图纸
咨询QQ1263719818

第六章 三偏心蝶阀密封力矩的计算

三偏心蝶阀的密封面是圆锥面，蝶板与阀座的密封副为面接触，其密封本质是靠扭力直接传递给蝶板，使蝶板的密封面与阀座的密封面间产生一定的比压，从而实现密封。对于同一口径的蝶阀，密封力矩是衡量蝶阀性能的指标之一。本章主要分析三偏心蝶阀的密封力矩。

6.1 载荷^[8]

金属密封蝶阀的密封力矩主要考虑四部分，即

$$M_n = M_c + M_\phi + M_j + M_d + M_F \quad (6-1)$$

式中 M_n —各扭矩之和，Nm

M_c —轴承处摩擦力矩，Nm

M_ϕ —轴封力矩，Nm

M_j —由于径向偏心的作用所产生于蝶板上的不平衡力矩，Nm

M_d —液体作用于蝶板上的动水力矩，Nm

M_F —由密封副之间的压力产生的力矩，Nm

6.2 轴承处摩擦力矩 M_c ^[14]

$$\text{轴承摩擦力矩的经验公式为: } M_c = \frac{\pi}{2} D_N^2 \cdot p' \cdot f_1 \cdot d \quad (6-2)$$

式中 D_N 为蝶阀的公称通径，mm

p' 为阀前压力升值，kgf/cm²

f_1 为轴承摩擦系数

d 为阀轴直径，mm

6.3 轴封力矩 M_ϕ ^[16]

$$\text{轴封力矩的经验公式为 } M_\phi = \pi \cdot q \cdot d_1^2 \cdot h \cdot f_2 \quad (6-3)$$

式中 q 为密封比压，kgf/cm²

d_1 为轴承直径，mm

h 为密封长度，mm

f_2 为聚四氟乙烯或柔性石墨填料的摩擦系数

6.4 流体介质静压力作用在蝶板上所产生的不平衡力矩 M_j

如图 20 所示， $D_1 D_2$ 和 $T_1 T_2$ 分别为蝶板中性面椭圆的短轴和长轴，介质压力为 p ，

坐标系建立在蝶板中性面椭圆上, x 轴与蝶板的回转中心轴线在椭圆面上的投影重合。该椭圆方程为: $\frac{x^2}{B^2} + \frac{(y-e)^2}{A^2} = 1$ (6-4)

式中 A —— 椭圆的长半轴, mm
 B —— 椭圆的短半轴, mm

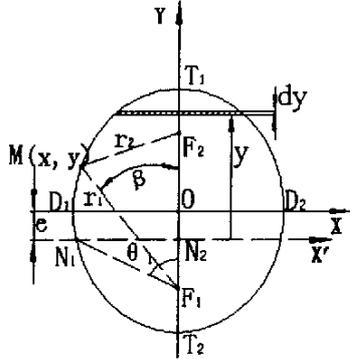


图 20 在直角坐标和极坐标下的中性面椭圆
 则介质压力 p 对承压面积较大部分的蝶板作用的力矩为:

$$M_{\perp} = p \int_0^{A+e} 2B \sqrt{1 - \frac{(y-e)^2}{A^2}} y dy = 2pAB \left(\frac{\sqrt{(A^2 - e^2)^3}}{3A^2} + \frac{\pi e}{4} + \frac{e \arcsin \frac{e}{A}}{2} + \frac{e^2 \sqrt{A^2 - e^2}}{2A^2} \right)$$

同理可求介质压力对承压面积较小部分的蝶板作用的力矩为:

$$M_{\parallel} = p \int_{-(A-e)}^0 2B \sqrt{1 - \frac{(y-e)^2}{A^2}} y dy = 2pAB \left(\frac{\sqrt{(A^2 - e^2)^3}}{3A^2} + \frac{\pi e}{4} - \frac{e \arcsin \frac{e}{A}}{2} - \frac{e^2 \sqrt{A^2 - e^2}}{2A^2} \right)$$

则上下两部分合力矩为:

$$M_j = M_{\perp} - M_{\parallel} = \pi p A B e \quad (6-5)$$

6.5 流体介质作用于蝶板上的动水力矩 M_d

用经验公式 (5.2) 来计算三偏心蝶阀的动水力矩, 必然会产生较大的误差, 只能通过实际计算来获得在蝶板关闭过程中的最大值, 即

$$M_d = \text{MAX}(M_{\beta}), \beta \in [0^\circ, 90^\circ] \quad (6-6)$$

6.6 由密封副之间的压力产生的力矩 M_f

6.6.1 椭圆上任一点焦向径的表示^[7]

设 $M(x, y)$ 为椭圆上任一点, F_1, F_2 是椭圆的两个焦点, $F_1(0, -C), F_2(0, C)$, 则

点 M 到两焦点的距离 r_1, r_2 (焦向径) 为: $r_1 = \sqrt{x^2 + (y+C)^2}, r_2 = \sqrt{x^2 + (y-C)^2}$

将 r_1 和 r_2 平方并取它们的平方差并分解得: $(r_1 + r_2)(r_1 - r_2) = 4Cy$ (6-7)

由椭圆的性质可知: $r_1 + r_2 = 2A$ (6-8)

将 (6-7)、(6-8) 两式联立可得： $r_1 - r_2 = 2e'y$ (6-9)

式中 $e' = \frac{C}{A}$ (椭圆离心率), $C = \sqrt{A^2 - B^2}$ (6-10)

将 (6-8)、(6-9) 两式联立可以解得 r_1, r_2 : $r_1 = A + e'y, r_2 = A - e'y$ (6-11)

6.6.2 椭圆的极坐标方程形式

以 $F_1(0, -C)$ 为极点, 建立极坐标系 (见图 20)。由式 (6-11) 知: $r_1 = A + e'y$, 显然, 其中 r_1 就是 ρ (因为极点在焦点上), 而 y 是由椭圆中心算起的纵坐标。如果用 y' 表示由下焦点算起的纵坐标, 则有: $y = y' - C$ (6-12)

将式 (6-12) 代入 (6-11) 式得: $r_1 = A + e'(y' - C)$

用 ρ 代替 r_1 , 用 $\rho \cos \beta$ 代替 y' 则可得到极坐标方程: $\rho = \frac{A - e'C}{1 - e' \cos \beta}$ (6-13)

引入焦点参数 λ , $\lambda = \frac{B^2}{A}$ (即过焦点且垂直于极轴的半弦长) (6-14)

则 $\rho = \frac{\lambda}{1 - e' \cos \beta}$ (6-15)

6.6.3 静力分析^[31]

当蝶板处于临界状态 (即蝶板在关闭的最后瞬间) 时, 其上的作用力包括: 密封面上的单位正压力 N (方向垂直于密封表面且为均布的空间力系) 和 fN (方向沿密封表面并阻止蝶板的运动, 空间力系) 以及介质对蝶板的压力 p (方向取决于介质流向)。而摩擦力 fN 只与摩擦系数有关, 摩擦系数 f 与密封副材料、加工方法、表面光洁度和硬度、润滑状态及温度等因素有关系, 可以通过实验和测试来确定其准确数值。

如图 21 所示, 介质为正流状态时 (介质流动方向与蝶板关闭方向相同) 受力情况。蝶板密封表面上所受的压力 N 是均布的, 方向垂直于密封表面, 即垂直于圆锥母线与该点的切线所组成的平面, 并且压力是一空间力系。由于蝶板密封表面与阀座密封面之间有运动的趋势, 且存在着相互作用力, 则二者之间也必然存在着一定的摩擦力, 大小为 fN , 方向为沿圆锥母线且阻止蝶板的运动。

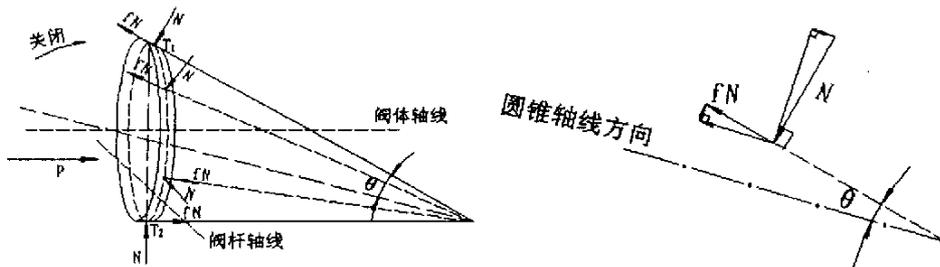


图 21 蝶板受力图

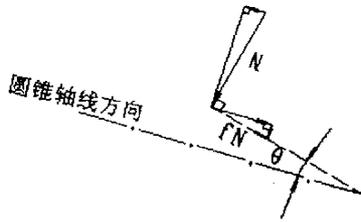


图 21 (a) 阀杆轴线以上部分受力分解



图 21 (b) 阀杆轴线以下部分受力分解

图 21 (c) 流体介质压力分解

6.6.3.1 蝶板中性面椭圆周边受力分析

(1) 沿椭圆周边上的正压力在正圆锥轴线方向上的投影的合力为： $2 \int_0^{\pi} N(\rho_{\beta} \sin \theta) d\beta$

方向：沿密封圆锥轴线方向向左。

(2) 以阀杆轴线为界，蝶板上下两部分的运动方向相反，故摩擦力的方向相反，中性面椭圆相应地也分为两个区间， $[0, \theta_1]$ 和 $[\theta_1, \pi]$ 。

式中角度 θ_1 由图 21 可以推出， $\tan \theta_1 = \frac{|N_1 N_2|}{|N_2 F_1|} = \frac{B \sqrt{1 - (\frac{e}{A})^2}}{C - e} = \frac{B \sqrt{1 - (\frac{e}{A})^2}}{\sqrt{A^2 - B^2 - e}}$

$$\text{即 } \theta_1 = \arctan \frac{B \sqrt{1 - (\frac{e}{A})^2}}{\sqrt{A^2 - B^2 - e}} \quad (6-16)$$

当 $\beta \in [0, \theta_1]$ 时，所有摩擦力阻力在圆锥轴线方向上的投影的合力为： $2 \int_0^{\theta_1} (fN \cos \theta) \rho_{\beta} d\beta$

方向：阻止蝶板关闭，沿圆锥轴线方向向左，图 21 (a)。

当 $\beta \in [\theta_1, \pi]$ 时，所有摩擦力阻力在圆锥轴线方向上的投影的合力为： $2 \int_{\theta_1}^{\pi} (fN \cos \theta) \rho_{\beta} d\beta$

方向：阻止蝶板关闭，沿圆锥轴线方向向右，图 21 (b)。

(3) 流体介质压力在圆锥轴线方向的分力为： $\pi ABp \cos \theta$

方向：正流状态时，沿圆锥轴线方向向右，图 21 (c)。

6.6.3.2 力的平衡方程式

根据以上分析，可列出在圆锥轴线方向上的力的平衡方程式：

$$\pi ABp \cos \theta = 2 \int_0^{\theta_1} (N \sin \theta) \rho_{\beta} d\beta + 2 \int_{\theta_1}^{\pi} (f \cdot N \cos \theta) \rho_{\beta} d\beta - 2 \int_0^{\pi} (fN \cos \theta) \rho_{\beta} d\beta \quad (6-17)$$

式中： $\rho_{\beta} = \frac{\lambda}{1 - e' \cos \beta}$

对于 (6-17) 式需对方程右边逐项进行积分

$$(1) \text{ 令 } \int \rho_{\beta} d\beta = k_1, \text{ 则 } k_1 = \int \frac{\lambda}{1 - e' \cos \beta} d\beta = \lambda \int \frac{1 + \tan^2 \frac{\beta}{2}}{(1 + e') \tan^2 \frac{\beta}{2} + 1 - e'} d\beta = \frac{\pi \lambda}{\sqrt{1 - e'^2}}$$

$$\text{即 } k_1 = \frac{\pi\lambda}{\sqrt{1-e'^2}} \quad (6-18)$$

(2) $\int_0^{\theta_1} \rho_\beta d\beta$ 的积分同上, 令 $\int_0^{\theta_1} \rho_\beta d\beta = k_2$, 则有

$$k_2 = \frac{2\lambda}{\sqrt{1-e'^2}} \left\{ \arctan\left(\sqrt{\frac{1+e'}{1-e'}} \tan \frac{\beta}{2}\right) \right\} \Big|_0^{\theta_1} = \frac{2\lambda}{\sqrt{1-e'^2}} \arctan\left(\sqrt{\frac{1+e'}{1-e'}} \tan \frac{\theta_1}{2}\right)$$

$$\text{即 } k_2 = \frac{2\lambda}{\sqrt{1-e'^2}} \arctan\left(\sqrt{\frac{1+e'}{1-e'}} \tan \frac{\theta_1}{2}\right) \quad (6-19)$$

(3) 同理可求 $\int_{\theta_1}^{\pi} \rho_\beta d\beta$

$$\int_{\theta_1}^{\pi} \rho_\beta d\beta = \frac{2\lambda}{\sqrt{1-e'^2}} \left\{ \arctan\left(\sqrt{\frac{1+e'}{1-e'}} \tan \frac{\beta}{2}\right) \right\} \Big|_{\theta_1}^{\pi} = \frac{\pi\lambda}{\sqrt{1-e'^2}} - k_2$$

$$\text{即 } \int_{\theta_1}^{\pi} \rho_\beta d\beta = k_1 - k_2 \quad (6-20)$$

将 (6-18)、(6-19)、(6-20) 式代入 (6-17) 式得:

$$\pi \cdot A \cdot B \cdot p \cos \theta = N \cdot k_1 \cdot \sin \theta + 2f \cdot N \cdot k_2 \cdot \cos \theta - 2f \cdot N \cdot (k_1 - k_2) \cdot \cos \theta$$

$$\text{合并整理得: } N = \frac{\pi \cdot A \cdot B \cdot p \cos \theta}{2[(\sin \theta - f \cdot \cos \theta) \cdot k_1 + 2f \cdot \cos \theta \cdot k_2]} \quad (6-21)$$

式中 p ——管道中流体介质压力

f ——与密封副材料有关的摩擦系数

θ ——密封锥面的半锥角

k_1, k_2 ——由 (6-18)、(6-19) 两式所确定的系数

6.6.4 合力矩 M_F 的计算

由于三偏心蝶阀密封面为斜切圆锥的表面, 密封特点为面接触密封, 故需求出作用在蝶板密封表面上的力, 进而解出合力矩, 根据以上的受力分析, 可以将合力矩 M_F 分为五部分。下面在求力矩的时候假定顺时针为负, 逆时针为正。

6.6.4.1 单位正压力作用在蝶板上、下两部分的合力矩

(1) 蝶板上部分作用的力矩

$$M_1 = 2 \int_0^{\theta_1} N \sin \theta \cdot \rho_\beta [\rho_\beta \cos \beta - (C - e)] E \cdot d\beta - 2 \int_0^{\theta_1} N \cos \theta \cdot \rho_\beta \cdot c \cdot E \cdot d\beta \quad (6-22)$$

对等式的右边各项分别进行积分:

$$\textcircled{1} \int_0^{\theta_1} \rho_\beta [\rho_\beta \cos \beta - (C - e)] d\beta = \int_0^{\theta_1} \left(\frac{\lambda}{1-e' \cos \beta}\right)^2 \cos \beta d\beta - (C - e) k_2 \quad (6-23)$$

而对于 $\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\lambda}{1-e' \cos \beta}\right)^2 \cos \beta d\beta$, 可通过倍角展开公式, 变量代换等积出结果, 即

$$\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\lambda}{1-e' \cos \beta} \right)^2 \cos \beta d\beta = \frac{2\lambda^2}{(1-e')^2} \cdot \frac{\sqrt{1-e'}}{\sqrt{1+e'}} \int_0^{\theta_1} \frac{1-\frac{1-e'}{1+e'} \cdot \left(\sqrt{\frac{1-e'}{1+e'}} \cdot \tan \frac{\beta}{2} \right)^2}{\left[1 + \left(\sqrt{\frac{1-e'}{1+e'}} \cdot \tan \frac{\beta}{2} \right)^2 \right]^2} \cdot d \left(\sqrt{\frac{1-e'}{1+e'}} \cdot \tan \frac{\beta}{2} \right)$$

$$\text{则 } \int_0^{\theta_1} \left(\frac{\lambda}{1-e' \cos \beta} \right)^2 \cos \beta d\beta = \frac{2\lambda^2 \sqrt{1-e'^2}}{(1-e'^2)^2} \cdot \left[\frac{\sqrt{1-e'^2} \cdot \tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \cdot \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} + \frac{e' \sqrt{1-e'^2} \cdot k_2}{2\lambda} \right] \quad (6-24)$$

将 (6-19)、(6-23)、(6-24) 式代入 (6-22) 式可以表示出 M_1 ：

$$M_1 = \frac{2N \cdot E \cdot \sin \theta}{1-e'^2} \left\{ \frac{2\lambda^2 \tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} + [\lambda e' - (1-e'^2)(c/\tan \theta + C - e)] \cdot k_2 \right\} \quad (6-25)$$

(2) 蝶板下部分作用的力矩

$$M_2 = 2 \int_{\theta_1}^{\pi} N \cos \theta \cdot \rho_\beta \cdot c \cdot E \cdot d\beta - 2 \int_{\theta_1}^{\pi} N \sin \theta \cdot \rho_\beta [(C-e) - \rho_\beta \cos \beta] \cdot E \cdot d\beta \quad (6-26)$$

对等式的右边各项分别进行积分：

$$\text{① 由式 (6-20) 可以推出 } 2 \int_{\theta_1}^{\pi} N \cos \theta \cdot \rho_\beta \cdot c \cdot E \cdot d\beta = 2N \cdot c \cdot E \cdot (k_1 - k_2) \cdot \cos \theta \quad (6-27)$$

② 由式 (6-20) 以及前一步的积分结果可以推出：

$$\int_{\theta_1}^{\pi} \left(\frac{\lambda}{1-e' \cos \beta} \right)^2 \cos \beta d\beta = \frac{2\lambda^2}{1-e'^2} \cdot \left[\frac{\pi \cdot e'}{2\sqrt{1-e'^2}} - \frac{\tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \cdot \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} - \frac{e' \cdot k_2}{2\lambda} \right]$$

$$\therefore \int_{\theta_1}^{\pi} \rho_\beta [(C-e) - \rho_\beta \cos \beta] d\beta = (C-e)(k_1 - k_2) - \frac{2\lambda^2}{1-e'^2} \cdot \left[\frac{\pi \cdot e'}{2\sqrt{1-e'^2}} - \frac{\tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \cdot \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} - \frac{e' \cdot k_2}{2\lambda} \right]$$

综上，可以表示出 M_2 ：

$$M_2 = \frac{2N \cdot E \cdot \sin \theta}{1-e'^2} \left\{ (1-e'^2)(c/\tan \theta - C + e)(k_1 - k_2) + \pi \lambda^2 e' \sqrt{1-e'^2} - \frac{2\lambda^2(1-e'^2) \tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} - \lambda \cdot e'(1-e'^2) \cdot k_2 \right\}$$

(6-28)

6.6.4.2 摩擦力作用在蝶板上、下两部分的合力矩

(1) 蝶板上部分摩擦力产生的合力矩

$$M_3 = 2 \int_0^{\theta_1} f \cdot N \cos \theta \cdot \rho_\beta [\rho_\beta \cos \beta - (C-e)] E \cdot d\beta + 2 \int_0^{\theta_1} f \cdot N \sin \theta \cdot \rho_\beta \cdot c \cdot E \cdot d\beta$$

根据以上的积分结果, 可以表示出 M_3 :

$$M_3 = \frac{2f \cdot N \cdot E \cdot \sin \theta}{1-e'^2} \left\{ \frac{2\lambda^2 / \tan \theta \cdot \tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} + [\lambda e' / \tan \theta - (1-e'^2)(C-e) / \tan \theta + (1-e'^2) \cdot c] \cdot k_2 \right\} \quad (6-29)$$

(2) 蝶板下部分摩擦力产生的合力矩:

$$M_4 = 2 \int_{\theta_1}^{\pi} f \cdot N \cdot \cos \theta \cdot \rho_{\beta} [(C-e) - \rho_{\beta} \cos \beta] \cdot E \cdot d\beta - 2 \int_{\theta_1}^{\pi} f \cdot N \cdot \sin \theta \cdot \rho_{\beta} \cdot c \cdot E \cdot d\beta$$

根据以上的积分结果, 同样可以表示出 M_4 :

$$M_4 = \frac{2f \cdot N \cdot E \cdot \sin \theta}{1-e'^2} \left\{ (1-e'^2) \cdot [(C-e) \cdot \cot \theta - c] \cdot (k_1 - k_2) - \cot \theta \cdot \left[\frac{\pi \lambda^2 e'}{\sqrt{1-e'^2}} - \frac{2\lambda^2 \tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} - \lambda \cdot e' \cdot k_2 \right] \right\} \quad (6-30)$$

6.6.4.3 流体介质静压力作用在蝶板上所产生的不平衡力矩 M_5

第 6.4 节已经推出了静水力矩的表达式, 即 $M_5 = M_j$ (6-31)

式中 M_j 由式 (6-5) 所确定。

6.6.4.4 合力矩 M_r 的表达

由密封副之间的压力产生的合力矩 M_r 为: $M_r = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5$

将 (6-25) (6-28) (6-29) (6-30) (6-31) 代入上式得:

$$M_r = \frac{2N \cdot E \cdot \sin \theta}{1-e'^2} \left\{ \frac{2\lambda^2 (e' + 2f \cot \theta) \cdot \tan \frac{\theta_1}{2}}{1-e' + (1+e') \tan^2 \frac{\theta_1}{2}} + [\lambda \cdot e' (2-e'^2 + 2f \cot \theta) - (1-e'^2) [2 \cot \theta (c + f \cdot C - f \cdot e) - 2f \cdot c]] \cdot k_2 \right. \\ \left. + (1-e'^2) [c / \tan \theta - C + e + f \cdot \cot \theta \cdot (C-e) - f \cdot c] \cdot k_1 + \frac{\pi \lambda^2 e'}{\sqrt{1-e'^2}} [1-e'^2 - f \cdot \cot \theta] \right\} - \pi \cdot A \cdot B \cdot p \cdot e \quad (6-32)$$

式中 N ——作用在蝶板密封表面上的单位正压力, 由 (6-21) 式确定

E, c, e, θ ——三偏心蝶阀的主要参数

A, B, C, e', λ ——与中性面椭圆相关的参数

k_1, k_2 ——由 (6-18)、(6-19) 两式所确定的系数

这样求出的密封力矩并非精确的表达, 因为在作单位力的分解时, 由于作用在蝶板密封表面上的力是空间力系, 没有固定的方向, 所以将单位力沿圆锥轴线方向的分力视为沿阀体轴线方向的力, 也有一定的误差, 需要对求得的密封力矩作一定

的修正, 即乘以一定的修正系数 k , $0 < k < 1$ 。

为了比较直观的看到密封力矩与三偏心蝶阀主要参数的关系, 下面通过实例分别给以探讨。

由于椭圆中性面的半长轴 A 和半短轴 B 均和蝶板密封面所在的圆锥的半径 A_0 有关, 现给出以下参数: $A_0=42\text{mm}$, $c=5\text{mm}$, $e=3\text{mm}$, $E=8\text{mm}$, $p=1\text{Mpa}$, $\theta=10^\circ$, $f=0.3$ 。根据所给出的参数, 由第二章式 (2-14) ~ (2-20) 以及本章式 (6-10)、(6-14)、

(6-16)、(6-18)、(6-19)、(6-21), 可以分别计算出 A 、 B 、 C 、 e' 、 λ 、 θ_1 、 k_1 、 k_2

以及单位压力 N , 从而可以计算出合力矩 M_F 。

(1) 只改变蝶板厚度 E 的大小, 其余均为已知的定值, 则 E 与 M_F 的数据如下表 6-1。

表 6-1 蝶板厚度与合力矩 M_F

E (mm)	7.5	8	8.5	9.0	9.5
$M(N \cdot m)$	10.5289	10.1602	9.7939	9.4301	9.0687

数据拟合后的图像如图 22 所示。

(2) 只改变蝶阀径向偏心距 e 的大小, 其余均为已知的定值, 则 e 与 M_F 的数据如下表 6-2。

表 6-2 三偏心蝶阀的径向偏心距与合力矩 M_F

e (mm)	3	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5
$M(N \cdot m)$	10.1602	12.9789	15.7845	19.5381	21.361	24.1342

数据拟合后的图像如图 23 所示。

(3) 只改变蝶阀轴向偏心距 c 的大小, 其余均为已知的定值, 则 c 与 M_F 的数据如下表 6-3。

表 6-3 三偏心蝶阀的轴向偏心距与合力矩 M_F

c (mm)	5	7	9	11	13	15
$M(N \cdot m)$	10.1602	10.1701	10.18	10.1899	10.1998	10.2098

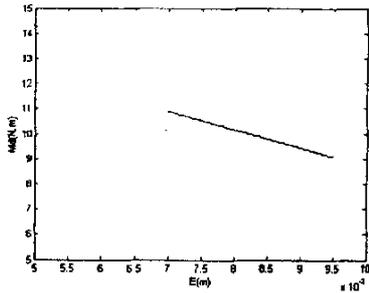
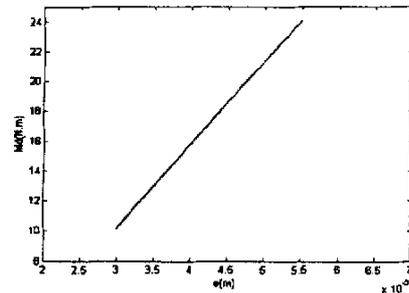
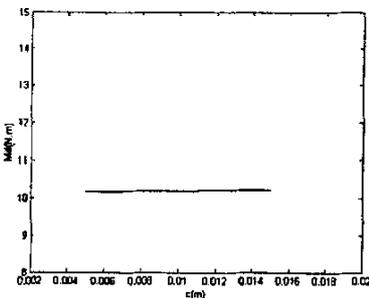
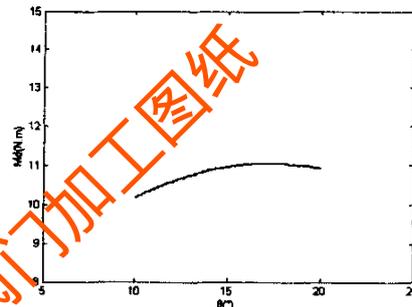
数据拟合后的图像如图 24 所示。

(4) 只改变蝶阀角偏 θ 的大小, 其余均为已知的定值, 则 θ 与 M_F 的数据如下表 6-4。

表 6-4 蝶板密封锥面的半锥角与合力矩 M_F

θ ($^\circ$)	10	12	14	16	18	20
$M(N \cdot m)$	10.1602	10.6201	10.884	11.0056	11.0162	10.9341

数据拟合后的图像如图 25 所示。

图 22 力矩 M_F 与蝶板厚度 E 的关系曲线图 23 力矩 M_F 与蝶板径向偏心距 e 的关系曲线图 24 力矩 M_F 与蝶阀轴向偏心距 c 的关系曲线图 25 力矩 M_F 与蝶阀的偏心角 θ 的关系曲线

综合本章第 2 节至第 6 节,可以得到三偏心蝶阀的密封力矩的表达及其变化的规律。

6.7 小结

由图 22—图 25 的合力矩曲线可以看出:

- (1) 三偏心蝶阀的合力矩 M_F 与蝶板的厚度近似成反比,且变化比较明显,为了尽量降低它的密封力矩,在设计蝶阀的时候蝶板的厚度相对都很薄;
- (2) 对于同一口径的三偏心蝶阀,其合力矩 M_F 与蝶板的径向偏心距近似成正比,而且变化很明显,为了尽量降低它的密封力矩,故而在设计时应尽量减小 e 的值;
- (3) 三偏心蝶阀的轴向偏心距 c 对合力矩 M_F 影响不大,几乎成水平直线,对于一定口径,不同 θ 值及 e 值都对应一个最小的 c 值,否则将发生干涉,并且还要考虑结构是否合理、阀杆的开孔位置等。一般在设计时考虑尽量减小阻水面积, c 不会很大;
- (4) 对于同一口径的三偏心蝶阀,其合力矩 M_F 随着蝶板的半锥角 θ 的增大而增大,尽管变化不是很明显,但为了尽量降低它的密封力矩,应尽量减小 θ 的值,锥顶角的推荐值 $20^\circ \sim 30^\circ$ [18]。

第七章 三偏心蝶阀设计实例

7.1 基本参数

- (1) 流体介质：水；
- (2) 介质工作压力： $p=2.5\text{kgf/cm}^2$ ； 介质试验压力 4kgf/cm^2 ；
- (3) 介质工作温度： $\leq 120^\circ\text{C}$ ；
- (4) 阀体材料：灰铸铁，材料的许用应力为 $[\sigma]_s = 50\text{MP}_a$ ；
- (5) 公称通径：100mm；

7.2 公称压力的确定

根据参考文献[1]中 JB74-59，查得介质温度介于 $0^\circ\text{C} \sim 120^\circ\text{C}$ 之间，由于给定的温度不超过 120°C ，所以应该采用 $t=120^\circ\text{C}$ ，相应的工作压力由表内查得其位于 1kgf/cm^2 和 2.5kgf/cm^2 之间，因为第一个压力 1kgf/cm^2 低于给定的值，所以不能满足给定的条件。再查标准表 120°C 下的工作压力为 2.5kgf/cm^2 ，相应的公称压力是 2.5kgf/cm^2 ，这个公称压力就作为设计的依据。

7.3 三偏心蝶阀的结构长度的确定

根据参考文献[32]中 JB97-75，关于蝶阀类的结构长度，可以根据公称压力 2.5kgf/cm^2 ，公称通径 $D_N=100\text{mm}$ 以及蝶阀的材料查得蝶阀的结构长度为： $L=120\text{mm}$ 。

7.4 三偏心蝶阀的法兰尺寸及类型的选择

根据参考文献[32]、[33]，由公称通径 $D_N=100\text{mm}$ ，公称压力 $p_g=2.5\text{kgf/cm}^2$ ，可以确定蝶阀的法兰尺寸及类型，该类型为：铸铁双法兰连接；结构尺寸见图 26。

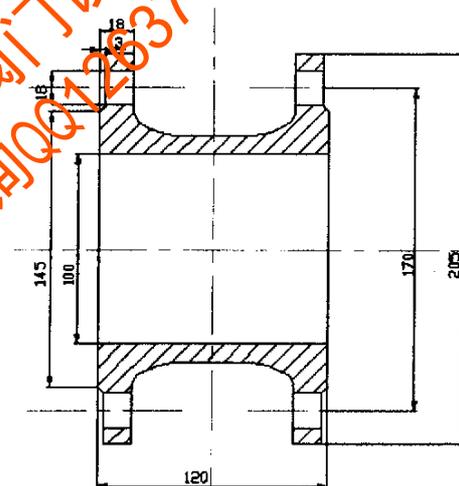


图 26 法兰的结构尺寸

7.5 阀体壁厚的计算

根据参考文献[8]，由下列已知数据：

阀体材料——灰铸铁

公称压力—— $p_r \leq 1.0MPa$

公称口径—— $D_N \leq 1100mm$

再根据第三章表 3-1 可以选择相应的计算阀体壁厚的公式:

$$T \geq \left[\frac{(p+p')D}{2[\sigma_b]} + 8.5 \left(1 - \frac{D}{1200} \right) \right] \times 1.1 \quad (7-1)$$

式中: $[\sigma]_b = 50MPa$, $D_N=100mm$, $p_r=2.5 \text{ kgf/cm}^2$,

p' 为关闭瞬间阀前后的压力差, kgf/cm^2 ;

7.5.1 阀前压力升值 p' 的计算

由参考文献[1]关于 p' 的计算公式为: $p' = \frac{0.004Q}{A \cdot t}$ (7-2)

式中 Q 为流体介质的流量, m^3/h ,

A 为流道截面积, m^2 ,

t 为关阀时间, s ,

给定流速为 $v=1\text{m/s}$, 关阀时间为 $t=2\text{s}$, 将数据代入公式 (7-2) 得:

$$p' = 0.002 \text{ kgf/cm}^2 \quad (7-3)$$

将给定数据和计算的数据代入公式 (7-1) 得: $T \geq 8.04\text{mm}$, 圆整后取 $T=10\text{mm}$ 。

7.6 蝶板大端椭圆的半长轴 A_0 的确定

根据参考文献[31], 由公称口径可以得出蝶板大端椭圆半长轴的最小值。表 7-1 为两者之间的对应值。

表 7-1 密封圆锥截面长轴 (大端) $2A_0$ 与公称口径 D_N

公称口径 D_N (mm)	$2A_0$ 的最小值 (mm)	公称口径 D_N (mm)	$2A_0$ 的最小值 (mm)
80	74	400	375
100	94	450	425
125	119	500	475
150	144	600	575
200	190	700	670
250	230	800	770
300	280	900	870
350	325	1000	970

由表 7-1 可知, 公称口径为 100mm 时, $A_0=47\text{mm}$ 。

7.7 偏心角 φ 的选择

偏心角取目前被阀门制造商广为采用 $\theta = \varphi$ 的情形, 而且这种情况易于蝶板的加工和定位。根据密封副材料, 结合第三章式 (3-16), 选择 $\theta = 15^\circ$, 给出蝶板的

厚度为 $E=10\text{mm}$ 。则由第二章的结构分析可知:

$$A = A_0 - \frac{E}{4} \cdot \tan 2\theta = 45.56\text{mm}$$

$$B = A_0 \frac{\sqrt{\cos 2\theta}}{\cos \theta} - \frac{E \sin \theta}{2\sqrt{\cos 2\theta}} = 43.89\text{mm} \quad (7-4)$$

式中 A ——蝶板中性面椭圆的长半轴
 B ——蝶板中性面椭圆的短半轴

7.8 三偏心蝶阀的轴向偏心距和径向偏心距的选择

第三章已经分析出了三偏心蝶阀的轴向偏心距和径向偏心距的适宜范围, 即式(3-17)、(3-24)、(3-26), 将已知数据分别代入以上三式得:

$$\text{径向偏心距: } 0 < e < 22.78 \quad (\text{mm}) \quad (7-5)$$

$$\text{轴向偏心距: } 5 \leq c \leq 32.8 \quad (\text{mm}) \quad (7-6)$$

$$\text{以及 } \left. \begin{array}{l} 5 < c < \sqrt{153.57 + 3.12e + 5} \\ 5 < c < \sqrt{424.286 - 8.88e + 5} \end{array} \right\} \quad (7-7)$$

根据第五章三偏心蝶阀的密封力矩的计算知, 蝶阀的密封力矩与径向偏心距近似成正比关系, 因此应尽量降低径向偏心距 e 的大小。在分析蝶阀的密封力矩的过程中, 径向偏心距 e 存在如下的关系: e 小于中性面椭圆长轴上的焦点半径, 即:

$$e + \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) < \sqrt{A_0^2 - B_0^2} \quad (7-8)$$

式中 A_0 为蝶板大端椭圆的长半轴, $A_0=17\text{mm}$
 B_0 为蝶板大端椭圆的短半轴

$$\text{由第三章式 (3-1) 知: } \tan(\varphi + \gamma) = \frac{\tan \varphi \cdot \sec^2 \theta}{1 - \tan^2 \varphi \cdot \tan^2 \theta} = \frac{\tan 15^\circ \cdot \sec^2 15^\circ}{1 - \tan^4 15^\circ} = 1.44$$

$$\text{由第二章的公式 (2-16) 知, } B_0 = A_0 \sqrt{1 - \tan^2 \theta}, \text{ 代入数据得 } B_0 = 45.28\text{mm}$$

$$\text{将计算所得的数据代入式 (7-8) 得: } e < 11.16 \quad (\text{mm}) \quad (7-9)$$

综上, 径向偏心距和轴向偏心距的适宜范围由式(7-7)和式(7-9)所确定。

$$\text{若取 } e=8\text{mm}, \text{ 则式 (7-7) 化为: } 5 < c < 18.36 \quad (7-10)$$

$$\text{设阀杆直径为 } d, \text{ 为了保证三偏心蝶阀具有完整、连续的密封表面, 则轴向偏心 } c \text{ 还应满足不等式: } d \leq 2\left(c - \frac{E}{2}\right) \quad (7-11)$$

为了增加阀杆的刚度, 阀杆的直径应该取大一些, 而对于式(7-11)只有使 c 增大, 才能使 d 的取值范围增大, 故取 $c=16\text{mm}$ 。代入式(7-11)得: $d \leq 22\text{mm}$, 初步取 $d=15\text{mm}$ 。

因此, 三偏心蝶阀的轴向偏心距和径向偏心距以及阀杆直径的取值分别为:

$$c=16\text{mm}, e=8\text{mm}, d=15\text{mm} \quad (7-12)$$

对以上所选取的偏心值代入第三章式(3-25)进行验证知, $k_{HF} \leq k_{MF}$, $k_{HB} \leq k_{KB}$ 即回转中心 H 在第三章第八节所确定的适宜范围内。

7.9 三偏心蝶阀的密封副接触宽度的计算

由第三章式 (3-11)、(3-12) 可以得到: $s_1 = c - \frac{E}{2} = 11\text{mm}$, $s_2 = 16.19\text{mm}$ (7-12)

则密封副接触宽度 $b \approx s_1 + s_2 = 27.19\text{mm}$ 。

7.10 三偏心蝶阀密封比压的确定^[32]

由密封比压的计算由公式可以得到: $q_b = m \frac{a+c \cdot p_j}{\sqrt{b}}$ (7-13)

式中 q_b 为蝶阀的必需比压, kgf/cm^2

p_j 为计算压力, kgf/cm^2 , $p_j = p_g + p'$

p_g 为公称压力, $p_g = 2.5 \text{ kgf/cm}^2$

p' 为阀前压力升值, $p' = 0.002 \text{ kgf/cm}^2$

m 为比例系数, 对于常温液体 $m=1$

a, c 的选值与密封副材料有关, 对于密封副材料为钢和硬质合金来说, $a=35$, $c=1$

b 为密封副接触宽度, 由 (7-12) 式可知 $b=2.72\text{cm}$

将以上数据代入式 (7-13) 得: $q_b \approx 22.74 \text{ kgf/cm}^2$ (7-14)

对于刚性密封面, q_b 按公式计算出来的值降低 25%, 即 $q_b \approx 17.05 \text{ kgf/cm}^2$ 。

由于三偏心蝶阀在密封时, 密封面间有相对的滑动, 故密封面材料选为奥氏体不锈钢, 其材料的特点是: 耐蚀性、耐化学性和耐热性能高, 低温韧性高, 强度中等至高, 刚性良好, 成形加工性极好, 有装饰感, 无磁性, 可焊性良好; 缺点是: 价格比较贵^[34]。

根据文献^[32] 可以查得密封材料的许用比压 $[q]=150 \text{ kgf/cm}^2$, 因此设计比压 q 应满足: $q_b < q < [q]$ (7-15)

即 $17.05 < q < 150$ (kgf/cm^2)

根据需要取 $q=17.1 \text{ kgf/cm}^2$ 。

7.11 三偏心蝶阀各力矩的计算

由第四章、第五章的分析可知三偏心蝶阀各力矩的计算式如下:

①轴承摩擦力矩: $M_c = \frac{\pi}{2} D_N^2 \cdot p' \cdot f_1 \cdot d$ (7-16)

式中 D_N 为蝶阀的公称通径, $D_N=100\text{mm}$

p' 为阀前压力升值, $p' = 0.002 \text{ kgf/cm}^2$

f_1 为轴承摩擦系数, $f_1=1$

d 为阀轴直径, $d=15\text{mm}$

将数据代入 (7-16) 式得: $M_c=0.046 N \cdot m$

$$\textcircled{2} \text{静水力矩: } M_j = \pi A \cdot B \cdot p \cdot e = 12.31 N \cdot m \quad (7-17)$$

$$\textcircled{3} \text{由第六章的公式 (6-32) 可求蝶阀的密封力矩: } M_f = 131.45 N \cdot M \quad (7-18)$$

$$\textcircled{4} \text{轴封力矩: } M_\varphi = \pi \cdot q \cdot d_1^2 \cdot h \cdot f_2 \quad (7-19)$$

式中 q 为密封比压, $q=17.1 \text{ kgf/cm}^2$

d_1 为轴承直径

h 为密封长度

f_2 为聚四氟或柔性石墨填料的摩擦系数, $f_2=0.005$

7.11.1 轴承的选择^[35]

要计算出式 (7-19) 的具体值, 需要确定轴承的直径 d , 因此本节将对轴承加以计算和选择。

按照轴承所能承受的外载荷不同, 滚动轴承可以概括地分为向心轴承、推力轴承、和向心推力轴承三大类。主要承受径向载荷的轴承叫做向心轴承, 其中有几种类型还可以承受不大的轴向载荷; 只能承受轴向载荷的轴承叫做推力轴承, 轴承中与轴颈紧套在一起的叫做轴圈, 与机座相联的叫座圈; 能同时承受径向载荷和轴向载荷的轴承叫做向心推力轴承。

根据阀轴的受力情况, 选向心轴承 (深沟球轴承)。

(1) 阀轴所受的径向载荷

第六章已经分析了蝶板的受力情况, 则阀轴的径向载荷 R' 为:

$$R' = \pi \cdot A \cdot B \cdot p_w \quad (7-20)$$

式中 p_w 为蝶阀的工作压力, $p_w=2.5 \text{ kg/cm}^2$

A, B 的值由 (7-4) 确定

由于支承阀轴的轴承在结构上需要两个, 因此每一端轴承所受的径向载荷 R 为总载荷的一半。将以上数据代入 (7-19) 得: $R = \frac{R'}{2} = 769.65 N$

(2) 滚动轴承的设计计算

已知轴承的径向载荷 $R = 769.65 N$, 轴向载荷很小可忽略不计, 轴承的旋转频率 $n=7.5/\text{min}$, 运转时有轻微冲击, 预期计算寿命 $L_h' = 5000h$ 。

① 求比值

根据参考文献[35], 查表知深沟球轴承的最大比率 e 的值为 0, 此时 $A/R \leq e$ 。

② 初步计算当量动载荷 P

由公式 $P=f_p(X \cdot R+Y \cdot A)$

按照文献[35], 查表 3·7—3 知, $f_p=1.0 \sim 1.2$, 取 $f_p=1.2$;

按照文献[35], 查表 3·7—4 知, $X=1, Y=0$, 则 $P = f_p(X \cdot R+Y \cdot A) = 923.58 N$

③ 求轴承应有的基本额定动载荷值

$$C = P \cdot \sqrt{\frac{60nL_h'}{10^6}} = 923.58 \cdot \sqrt{\frac{60 \times 7.5 \times 5000}{10^6}} = 1210.23 N$$

④ 按照轴承样本或设计手册, 选择 $C=4320N$ 的 6002 轴承, 经验算得到轴承的

$$\text{寿命为: } L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 7.5} \left(\frac{4320}{923.58}\right)^3 = 227412 > 5000 \quad \text{满足要求。}$$

6002 型深沟球轴承的相关尺寸为: 轴承直径 $d_f=20.4\text{mm}$, 轴承宽度 $b=9\text{mm}$, 根据以上数据可以计算出蝶阀的轴封力矩, 将数据代入到式 (7-19) 得:

$$M_{\varphi} = 0.104 N \cdot m \quad (7-21)$$

$$\text{综上, 可以得出阀轴所受的总扭矩为: } M_n = M_c + M_j + M_f + M_{\varphi} \quad (7-22)$$

将式 (7-16)、(7-17)、(7-18)、(7-21) 代入式 (7-22) 得到: $M_n = 143.91 N \cdot m$ 。

7.11.2 阀轴所受弯矩的计算

蝶阀的阀轴多以销键与蝶板连接。阀轴受力形式为弯扭合成受力。阀轴所受的弯矩可用下面的公式作近似计算: $M_w = \left(a + \frac{h}{3}\right) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^3 \cdot p_w^{1.16}$ (7-23)

式中 a 为阀轴与介质接触部分长度, $a=50\text{mm}$,

h 为轴承接触长度, $h=9\text{mm}$,

p_w 为工作压力, $p_w=2.5 \text{ kgf/cm}^2$,

将数据代入式 (7-23) 可得: $M_w=10.2 N \cdot m$

7.11.3 阀轴所受弯扭合成力矩

$$\text{阀轴的弯扭合成力矩为: } M = \sqrt{M_n^2 + M_w^2} = \sqrt{143.91^2 + 10.2^2} = 144.27 N \cdot m \quad (7-24)$$

7.11.4 阀轴的强度校核

阀轴的工作温度不超过 300°C 时, 一般选用 A5 普通碳素钢, 它的机械性能如下表所示。

表 7-1 A5 普通碳素钢的机械性能^[1]

钢号	毛坯直径 (mm)	热处理	硬度 (HBS)	机械性能 (kgf/cm ²)	阀杆温度 $^{\circ}\text{C}$							
					20	200	250	300	350	400	450	500
A5	≤100	正火	130~217	σ_B	5000	4800	4800	4600	4400	4200	4000	—
				σ_S	2800	2400	2100	1750	1500	1300	1100	—
				σ_{BL}	2500	2100	1800	1500	1300	1200	1000	—
				$E (\times 10^6)$	2.11	1.9	1.85	1.79	1.75	1.71	1.57	—

表中 σ_B 为抗拉强度极限, kgf/cm^2 ,

σ_S 为屈服强度极限, kgf/cm^2 ,

E 为弹性模量,

根据阀杆的工作温度取 $\sigma_B=4800 \text{ kgf/cm}^2$, 阀轴的校核公式为^{[41]、[44]}:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi[\sigma_B]}} \quad (7-25)$$

$$\text{将 (7-24) 式和 } \sigma_B \text{ 代入 (7-25) 式得: } d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 144.27}{3.14 \times 4800 \times 9.8 \times 10^4}} \approx 14.62 \text{ mm}$$

以上分析所得的结果与第 7.8 节所取的阀轴直径相吻合, 即取 $d=15\text{mm}$ 满足阀杆的刚度要求。

7.12 轴承端盖的结构尺寸

采用凸缘式轴承端盖，其结构尺寸如图 27 所示。由于轴承外径 $D=32\text{mm}$ ，则由文献[35]知，端盖上的螺钉直径 $d_3=6\text{mm}$ ，螺钉数量为 4 个；

$$D_0=D+2.5d_3=47\text{mm},$$

$$D_2=D_0+2.5d_3=62\text{mm},$$

$$d_0=d_3+1\text{mm}=7\text{mm},$$

$$e=1.2d_3=7.2\text{mm},$$

$$e_1=6\text{mm},$$

b_1 由结构尺寸决定，取 $b_1=5\text{mm}$

b 为密封垫圈的厚度，取 $b=2\text{mm}$

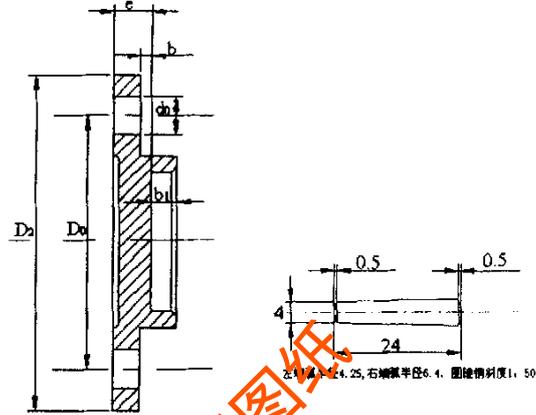


图 27 凸缘式轴承端盖

图 28 圆锥销

7.13 阀轴与蝶板以及阀轴与手轮的联接件

阀轴与蝶板的联接件一般采用销键，销键有多种结构形式，这里采用圆锥销联接。圆锥销的结构尺寸如图 28 所示。阀轴与手轮的联接件为圆头普通平键，由于圆头普通平键也是标准件，其结构尺寸可以通过 GB1095—79 和 GB1096—79 查得。

7.14 轴承端盖的紧固件

由于端盖的外径以及蝶阀的结构尺寸都比较小，采用采用内六角圆柱头螺钉作为紧固件比较合适。由螺钉的公称直径 $d=6\text{mm}$ ，可以确定螺钉的盲孔拧入深度：

$$H=20\text{mm},$$

$$\text{攻丝深度: } H_1=22\text{mm},$$

$$\text{钻孔深度: } H_2=25\text{mm},$$

螺钉的结构尺寸见图 29。

(摘自 JB/GQ0126—80)

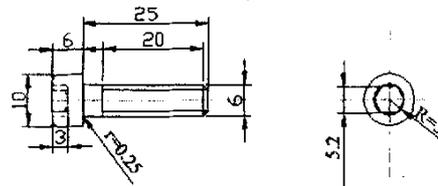


图 29 内六角圆柱头螺钉

7.15 三偏心蝶阀的三维图

如图 30 和图 31 为根据以上数据而建立的立体模型。



图 30 三偏心蝶阀的轴测分解图

图中数字表示：1. 阀体 2. 阀轴 3. 轴承 4. 平键 5. 手轮 6. 阀座
7. 蝶板 8. 销轴 9. 轴承 10. 垫片 11. 阀盖 12. 螺钉

图 31 三偏心蝶阀的立体模型

7.16 三偏心蝶阀旋转运动与干涉检查^[51]

检查三偏心蝶阀密封副之间的干涉是设计成品质量优劣的关键性问题之一，检验图 31 所示的蝶阀的干涉情况有两种方法，一种为程序检验，通过运行附录 1 所给的程序，结果密封副之间没有发生干涉；另一种可以借助于 AUTOCAD 等三维模拟运动软件，通过蝶板的运动，检查蝶阀密封副之间有无干涉。下面通过实例作进一步介绍。

在实际操作过程中，需要将 AUTOCAD 与 3DS MAX 中的图形数据进行交换。单击 3DS MAX 中下拉式菜单 FILE 中的 IMPORT 项，从弹出的对话框中可以看到能够导入的文件类型除 3DS 文件外，还可以导入扩展名为 PRT、DWG、DXF、IGE、SHP、STL、WRL、WRZ 等一些文件。根据两者文件具有相互转换的功能，把图 31 导入到 3DS MAX 中，然后对图形赋材质，定义用户坐标系，调节旋转轴的位置，设置动画时间和蝶板旋转角度之间的关系，记录关键帧数，最后进行动画渲染，设定约束的位置及在蝶板与阀座接触时设定警示信号，最后观看效果。图 32 是在 3DS MAX 环境下蝶板开启过程中的几个位置：



图 32 开启过程中蝶板所处的位置

总 结

本文详细分析了三偏心蝶阀的结构,给出了三偏心的定义,导出了蝶板截面的几何方程及其性质,推导出了蝶板几个主要截面的几何参数(长轴、短轴)与三个偏心之间的函数关系,进而确立了三偏心蝶阀回转中心的适宜区域。对于三偏心蝶阀回转中心的选择是否合适进行了验证,提出了一个检查密封副干涉的方法,设计出了相应的密封副干涉程序并给出了程序运行的结果。

套用经验公式来计算三偏心蝶阀的动水力矩误差比较大,本文根据三偏心蝶阀的结构特点,利用理想流体的定常、无旋流动的假定,用有限差分法在直角坐标系中求解拉普拉斯方程,得到蝶板截面上的压力分布,从而计算出蝶板在各个开度下的动水力矩,设计出了求解的程序,给出了程序运行的结果并进行了数据处理从而得到了动水力矩曲线,总结了它的变化规律。

本文还对三偏心蝶阀的密封力矩作了推导并进行了定性的分析,得出了它与三偏心蝶阀的几个主要参数(蝶板厚度、轴向偏心距、径向偏心距、角偏心)的变化规律并给出了相应的曲线图。

基于上述的理论分析,由已知参数设计出了三偏心蝶阀的三维图形。

主要结论

- (1) 推导出了三偏心蝶阀的回转中心适宜范围:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{HF} \leq k_{MF}, k_{HB} \leq k_{KB} \\ 0 \leq e < \frac{A}{2} \\ \frac{A}{2} \tan(\theta - \varphi) + \frac{E}{2} \sec^2(\theta - \varphi) \leq c \leq \frac{A}{2} \tan(\theta + \varphi) - \frac{E}{2} \sec^2(\theta + \varphi) \\ \sqrt{(c - \frac{E}{2})^2 + [A_0 + \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) + e]^2} \leq \frac{D_N}{2} + e \\ \sqrt{(c - \frac{E}{2})^2 + [A_0 - \frac{E}{2} \tan(\varphi + \gamma) - e]^2} < \frac{D_N}{2} - e \\ d \leq 2(\frac{E}{2}) \end{array} \right.$$

- (2) 蝶板与阀座密封面的干涉量随着轴向偏心距 c 的减小及径向偏心距 e 的增大而减小,轴向偏心距 c 由蝶板的厚度和阀轴直径来确定;
- (3) 三偏心蝶阀的动水力矩随着开度的增大而增大,在 $70^\circ \sim 80^\circ$ 间达到最大值;
- (4) 三偏心蝶阀密封副之间有相对的运动,相互之间仍然存在较小的摩擦;
- (5) 对于 $\theta = \varphi$ 的三偏心蝶阀,轴向偏心距对三偏心蝶阀密封力矩没有明显的影

响,而径向偏心距则对三偏心蝶阀密封力矩影响很大,近似成正比关系,角偏心对三偏心蝶阀密封力矩有一定的影响,但不是很大。

附录 1: 密封副干涉程序

编程所参照的图形见第四章图 12。

```

%D0=100;arf=pi/12;xe0=16;ye0=8;E=10; %the numbers are right
%D0=368;arf=pi/18;xe0=40;ye0=20;E=8;
%D0=368;arf=pi/9;xe0=30;ye0=20;E=8; % Change its angle,the numbers are right
%D0=368;arf=pi/9;xe0=40;ye0=20;E=8; % Change axis distance ,the numbers are right!
%D0=368;arf=pi/9;xe0=40;ye0=20;E=4; % Change butterfly plank thickness, the numbers are right!
%D0=368;arf=pi/9;xe0=30;ye0=28;E=8; % Change radial distance ,the numbers are not right!
%D0=368;arf=pi/18;xe0=67.5;ye0=20;E=8; % Change radial distance,the numbers are not right!
%D0=368;arf=pi/9;xe0=60;ye0=20;E=8; % Change radial distance,the numbers are right!
%D0=368;arf=pi/9;xe0=70;ye0=20;E=8; % Change radial distance,the numbers are right!
%D0=37.2469;arf=18.4*pi/180;xe0=10;ye0=8;E=6; %the numbers are right
D0=368;arf=pi/18;xe0=50;ye0=20;E=8; %输入初始值: 公称直径、圆锥半锥角、轴向偏心距、径向偏心距
x0=D0/tan(2*arf)-E/2; %蝶板小端到原点的距离
xe=x0+E/2+xe0; %回转中心坐标
ye=D0/2-ye0; %回转中心坐标
tht=-pi/36; %蝶板旋转角度, 可以改变
fid=fopen('output.dat','wt') %打开写指针
for k=x0:1.0:(x0+E) %控制 x 向的取值
    x=k;
    for w=0:0.99:(k*tan(2*arf)) %控制 y 向的取值
        y=w;
        z=sqrt(y^2*((tan(arf))^2-1)+x*y*(sin(2*arf)*((tan(arf))^2+1))); %圆锥面方程
        x1=x*cos(tht)-y*sin(tht)-xe*cos(tht)+ye*sin(tht)+xe; %点旋转后的坐标
        y1=x*sin(tht)+y*cos(tht)-xe*sin(tht)+ye*cos(tht)+ye;
        if y<ye %判断该点是否位于蝶板回转中心轴线以下
            if x1<x0 %判断蝶板的左临界位置
                x1=x0;
                y1=sqrt((x-xe)^2+(y-ye)^2-(x1-xe)^2)+ye;
            end
            c=(x1)^2*(sin(2*arf))^2*((tan(arf))^2+1)^2+4*((tan(arf))^2-1)*z^2;
            y2=((x1)*sin(2*arf)*((tan(arf))^2+1)-sqrt(c))/(2*(1-(tan(arf))^2));%计算阀座密封表面上点的纵坐标
            dr=y1-y2; %锥面上的点的 y2,与旋转后的 y1 值的比较
            thit=-180*tht/pi; %弧度转换为角度
            if dr<=-0.1 %如果蝶板密封表面点旋转后位于阀座密封表面上对应的点的以下则干涉
                fprintf(fid,'\n 该点位于定轴下部分且干涉!!! \n');
                fprintf(fid,'\na          dr          x          y          zn',thit,dr,x,y,z);
                fprintf(fid,'\n%8.4e %8.4e %8.4e %8.4e %8.4e\n',thit,dr,x,y,z);
            end
            if dr>=1.0e-005 %如果蝶板密封表面点旋转后位于阀座密封表面上对应的点的以上则不干涉
                fprintf(fid,'\n 该点位于定轴下部分但不干涉\n');
                fprintf(fid,'\na          dr          x          y          zn',thit,dr,x,y,z);
                fprintf(fid,'\n%8.4e %8.4e %8.4e %8.4e %8.4e\n',thit,dr,x,y,z);%输出格式
            end
        end
    end
end

```

```

if (dr>-0.1)&(dr<1.0e-005)
    fprintf(fid,'\n 该点位于定轴下部分但不干涉\n');
    fprintf(fid,'\na          dr          x          y          zn',thit,dr,x,y,z);
    fprintf(fid,'\n%8.4e %8.4e %8.4e %8.4e %8.4e\n',thit,dr,x,y,z);
end
end
if y>=ye %判断该点是否位于蝶板回转中心轴线以上:
    if x1>x0+E %判断蝶板的右临界位置
        x1=x0+E;
        y1=sqrt((x-xe)^2+(y-ye)^2-(x1-xe)^2)+ye;
    end
    c=(x1)^2*(sin(2*arf))^2*((tan(arf))^2+1)^2+4*((tan(arf))^2-1)*z^2;
    y2=((x1)*sin(2*arf)*((tan(arf))^2+1)+sqrt(c))/(2*(1-(tan(arf))^2));%计算阀座密封表面上点的纵坐标
    dr=y2-y1; %两纵坐标的比较
    thit=-180*tht/pi; %弧度转换为角度
    if dr>=1.0e-005 %如果蝶板密封表面点旋转后位于阀座密封表面上对应的点的以下则不干涉
        fprintf(fid,'\n 该点位于定轴上部分但不干涉\n');
        fprintf(fid,'\na          dr          x          y          zn',thit,dr,x,y,z);
        fprintf(fid,'\n%8.4e %8.4e %8.4e %8.4e %8.4e\n',thit,dr,x,y,z);
    end
    if dr<=-0.1 %如果蝶板密封表面点旋转后位于阀座密封表面上对应的点的以上则干涉
        fprintf(fid,'\n 该点位于定轴上部分且干涉\n');
        fprintf(fid,'\na          dr          x          y          zn',thit,dr,x,y,z);
        fprintf(fid,'\n%8.4e %8.4e %8.4e %8.4e %8.4e\n',thit,dr,x,y,z); %输出格式
    end
    if (dr>-0.1)&(dr<1.0e-005)
        fprintf(fid,'\n 该点位于定轴上部分但不干涉\n');
        fprintf(fid,'\na          dr          x          y          zn',thit,dr,x,y,z);
        fprintf(fid,'\n%8.4e %8.4e %8.4e %8.4e %8.4e\n',thit,dr,x,y,z);
    end
end
end
end
fprintf(fid,'\n')
end
fclose(fid) %关闭写指针

```

附录 2: 三偏心蝶阀的动水力矩求解程序

编程所参照的图形见第五章图 17

已知参数: 蝶板中面椭圆的长半轴 $A=39\text{mm}$, 径向偏心 $e=5\text{mm}$, 轴向偏心 $c=6\text{mm}$, 厚度 $E=8\text{mm}$, 圆锥的半锥角 $\theta=15^\circ$ 。编写了如下计算动水力矩的程序

```
%采用有限差分法, 通过求解拉普拉斯方程, 利用伯努利方程等求该蝶阀的动水力矩
%动水力矩与蝶阀开度  $\alpha$  之间的拟合曲线
%控制方程  $(y\cos\alpha - z\sin\alpha - E)^2 + x^2 = r^2$ 
%  $6 \leq z\cos\alpha + y\sin\alpha \leq 14$ 
xd=0,yd=-3.4e-2,zd=6e-3; %蝶板处于关闭位置时,(xd,yd,zd)为蝶板中性面椭圆的长轴下端点
xu=0,yu=4.4e-2,zu=6e-3; %蝶板处于关闭位置时,(xu,yu,zu)为蝶板中性面椭圆的长轴上端点
a=1*pi/12; %蝶板的开度, 弧度, 可以从 0 到  $90^\circ$  改变
y0=yu*cos(a)+zu*sin(a),yn=yd*cos(a)+zd*sin(a); % (x0,y0,z0)为蝶板旋转  $\alpha$  角, 中性面椭圆的长轴上端点
z0=-yu*sin(a)+zu*cos(a),zn=-yd*sin(a)+zd*cos(a); % (xn,yn,zn)为蝶板旋转  $\alpha$  角, 中性面椭圆的长轴下端点
hi=2e-3,hj=3e-3,hk=3e-3; %网格点分别沿 i,j,k 方向的步长, 米
r=3.9e-2; %蝶板的长半轴, 米
E=5e-3; %三偏心蝶阀径向偏心, 米
s1=6e-3,s2=1.4e-2 %平面截距 S2-S1=8 蝶板的厚度
l=0;
for i=1:1:5
    t=s1+hi*(i-1);
    for j=1:1:27
        z=z0+hj*(j-1)*sin(a)+hi*(i-1)*cos(a);
        y=y0-hj*(j-1)*cos(a)+hi*(i-1)*sin(a);
        xn=sqrt(r^2-(y*cos(a)-z*sin(a)-E)^2); %由于蝶板关于 yoz 平面对称, 取 x>0 部分
        if (t==(y*sin(a)+z*cos(a)))
            for k=2:1:13 %赋初值, 定义一个矩阵
                x=hk*(k-2);
                if (xn==x) & k<=13 %给边界点赋值
                    w(i,j,k)=0;
                    break
                end
            if (xn-x)>0 & (xn-x)<hk & j<=7 & k<=13 %给边界点赋值
                w(i,j-1,k)=0;
                w(i,j,k+1)=0;
                break
            end
            if (xn-x)>0 & (xn-x)<hk & k<=13 & j>=21 %给边界点赋值
                w(i,j+1,k)=0;
                w(i,j,k+1)=0;
                break
            end
            if j==2 %给边界点赋值
                w(i,j-1,k)=0;
            end
        end
    end
end
```

```

        if (xn-x)>0 & (xn-x)<hk
            break
        end
    end
    end
    if j==26 %给边界点赋值
        w(i,j+1,k)=0;
        if (xn-x)>0 & (xn-x)<hk
            break
        end
    end
    end
    if j>=0 & j<=20 & k==14 %给边界点赋值
        w(i,j,k+1)=0;
    end
    end
    end
    end
    end
    for i=2:1:4 %控制蝶板上的网格内点所在的层
        t=s1+hi*(i-1);
        for j=2:1:26 %控制蝶板上的网格内点沿 j 方向变化
            z=z0+hj*(j-1)*sin(a)+hi*(i-1)*cos(a);
            y=y0-hj*(j-1)*cos(a)+hi*(i-1)*sin(a);
            xn=sqrt(r^2-(y*cos(a)-z*sin(a))^2); % j,z 所对应的蝶板表面上的 x 坐标
            if (t==(y*sin(a)+z*cos(a)))
                for k=2:1:14
                    x=hk*(k-2);
                    w(i,j,k)=1.0; %迭代的初值
                    if (xn-x)>0 & (xn-x)<=hk
                        w(i,j,k-1)=1.0; % 边界迭代的初值
                        break
                    end
                end
            end
        end
    end
    end
    end
    end
    end
    end
    c=hi/hj,d=hi/hk;
    for n=1:1:100 %控制迭代次数, 100 次
        for i=2:1:4
            t=s1+hi*(i-1);
            if i==2
                w(i,j,k)=w(i-1,j,k);
            end
            for j=2:1:26
                z=z0+hj*(j-1)*sin(a)+hi*(i-1)*cos(a);

```

```

y=y0-hj*(j-1)*cos(a)+hi*(i-1)*sin(a);
xn=sqrt(r^2-(y*cos(a)-z*sin(a)-E)^2);
if (t==(y*sin(a)+z*cos(a)))
    for k=2:1:14
        x=hk*(k-2);
        if (k==2)
            w(i-1,j,k+1)=w(i-1,j,k-1);
            w(i+1,j,k+1)=w(i+1,j,k-1);
        end
        u=w(i+1,j,k)+w(i-1,j,k)+c^2*(w(i,j+1,k)+w(i,j-1,k))+d^2*(w(i,j,k+1)+w(i,j,k-1));
        w(i,j,k)=u/(2*(1+c^2+d^2));
        if (xn-x)>0 & (xn-x)<=hk
            break
        end
    end
end
end
end
end
S0=4.5e-6; % S0 为网格点的微小面积, 平方米
Ro=1e3; % Ro 为水的密度, 千克/立方米
c0=4.9e6 % 伯努利方程中的常数
M1=0;
M2=0;
M=0;
for i=2:1:4
    t=s1+hi*(i-1);
    for j=2:1:26
        z=z0+hi*(j-1)*sin(a)+hi*(i-1)*cos(a);
        y=y0-hj*(j-1)*cos(a)+hi*(i-1)*sin(a);
        xn=sqrt(r^2-(y*cos(a)-z*sin(a)-E)^2);
        if (t==(y*sin(a)+z*cos(a)))
            for k=2:1:14
                x=hk*(k-2);
                v1=(w(i+1,j,k)-w(i-1,j,k))/(2*hi);
                v2=(w(i,j+1,k)-w(i,j-1,k))/(2*hj);
                v3=(w(i,j,k+1)-w(i,j,k-1))/(2*hk);
                v=sqrt((v1)^2+(v2)^2+(v3)^2);
                p=c0-Ro*v^2/2; % p(i,j,k)为网格点的压力
                if a>atan(s1/yo) & a<pi/2
                    if z<0
                        beta=atan(abs(y/z));
                        l=sqrt(y^2+z^2)*sin(a+beta);
                    end
                end
            end
        end
    end
end

```

```

        if z==0
            l=abs(y)*cos(a);
        end
        if z>0 & z<s1*cos(a)
            beta=atan(abs(y/z));
            l=sqrt(y^2+z^2)*sin(beta-a); % l 为网格点到转轴的距离
        end
        if z>s1*cos(a)
            beta=atan(abs(y/z));
            l=sqrt(y^2+z^2)*sin(beta+a); % l 为网格点到转轴的距离
        end
        if z==s1*cos(a)
            l=0.0;
        end
    end
    if a>0 & a<=atan(s1/yl)
        if z>0 & z<s1*cos(a)
            beta=atan(abs(y/z));
            l=sqrt(y^2+z^2)*sin(beta-a); % l 为网格点到转轴的距离
        end
        if z==s1*cos(a)
            l=0.0;
        end
        if z>s1*cos(a)
            beta=atan(abs(y/z));
            l=sqrt(y^2+z^2)*sin(beta+a); % l 为网格点到转轴的距离
        end
    end
    if a==pi/2
        l=0.0;
    end
    if a==0
        beta=atan(abs(y/z));
        l=sqrt(y^2+z^2)*cos(beta);
    end
    M=p*S0*l; % M(i,j,k)为各个网格点到转轴的力矩
    if (xn-x)>=0 & (xn-x)<=hk
        break
    end
    if j<=14
        M1=M1+M;
    else
        M2=M2+M;
    end
end

```

```
end
end
end
end
M=2*(M1-M2);           %由蝶板的对称性
fprintf('\nM=%8.4e\n',M); %输出结果
```

出售阀门设计图纸 阀门加工图纸
咨询QQ1263719818

参考文献

- [1] 《阀门设计》编写组. 阀门设计[M]. 沈阳: 沈阳阀门研究所, 1975. 31~32, 238~240, 353~354
- [2] 宋汉武, 吴荣方. 蝶阀的流量特性和阻力特性的试验研究(J). 阀门, 1995(2): 3~4
- [3] 余晓庆. 三偏心蝶阀的发展及应用[J]. 中国仪器仪表(2001增刊): 15~17
- [4] 郝承明. 阀门技术的新进展[J]. 阀门, 2001(5): 32~34
- [5] 李凤武, 刑卫平, 俞海燕, 等. 三偏心蝶阀. 阀门, 2000(3): 6~7
- [6] 丁庆新, 刘国伟. Z0系列三偏心蝶阀研究及应用(J). 城市管理与科技, 2000(4): 33~34
- [7] 杨文茂, 李全英. 空间解析几何[M]. 武汉: 武汉大学出版社, 1997. 128~131
- [8] 鹿彪, 张立红. 金属硬密封蝶阀的设计与研制(J). 阀门, 1996(3): 2~3
- [9] 吴志远. 进口双偏心蝶阀的分析[J]. 阀门, 2000, 37(3): 36~37
- [10] 王卫斌, 赵明义. 双偏心金属密封蝶阀设计[J]. 阀门, 1997(3): 2~5
- [11] 王卫斌, 赵明义, 王炳云. 双偏心蝶阀蝶板回转中心位置的确定和计算. 阀门, 1999(1): 1~3
- [12] 郝承明. 三偏心蝶阀密封结构的分析与研究(J). 阀门, 2001(1): 1~3
- [13] 李小明. 三偏心金属密封蝶阀的原理及特性[J]. 阀门, 1998(3): 1~2
- [14] 李咸有. 三偏心蝶阀的蝶板偏心角及回转中心位置的优化设计[J]. 2000, 28(11): 22~25
- [15] (日)ハーフ设计データブック(M). 日刊新闻社, 1969
- [16] 李振东. 核电液控止回蝶阀设计(J). 阀门, 1994(4): 2~5
- [17] 孟宪铎. 解析画法几何(M). 北京: 机械工业出版社, 1984.
- [18] 李静娟, 闫洪奎. 金属硬密封蝶阀密封副干涉计算. 阀门, 1996(4): 2~4
- [19] 叶宏开, 吴浴辉. 蝶阀的动水力矩计算[J]. 阀门, 1994(1): 10
- [20] 张涤明, 蔡崇喜, 章克本, 等. 计算流体力学[M]. 广州: 中山大学出版社, 1991. 7~8
- [21] E.Hinton,P.Bettess,R.W.Lewis,"Numerical methods for coupled problems(M)",Pineridge Press,1983.
- [22] 王同科. 抛物型微分方程初边值问题的有限元算法[J]. 数值计算与计算机应用,1996,17(3)□197~202
- [23] 庄礼贤, 尹协远, 马晖杨. 流体力学[M]. 合肥: 中国科学技术出版社, 1997. 180~183
- [24] [美]福雷斯 C.E., 华沙 R. 编. 偏微分方程的有限差分方法[M], 胡祖焜, 吴义达译. 上海: 上海科学技术出版社, 1964. 160~163
- [25] 齐学义, 李继俊. 三元流场中速度梯度方程的分析[J]. 甘肃工业大学学报, 1998, 24(3): 49~50
- [26] 刘盾. 实用数学物理方程[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1999
- [27] 陈亚浙, 吴兰成. 二阶椭圆型方程与椭圆型方程组[M]. 北京: 科学出版社, 1991
- [28] 李开泰, 黄艾香, 黄怀庆. 有限元方法及其在应用(1, 2)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988
- [29] 王同科, 孙景生. SPAC 系统中水热耦合运动方程的有限元迭代算法[J]. 水利学报, 1997(3): 65~69
- [30] 张宜华. 精通 MATLAB 5[M]. 北京: 清华大学出版社, 1999
- [31] 张旭芝. 三偏心蝶阀的设计与计算(J). 控制阀信息, 2002(8): 19~20
- [32] 甘肃工业大学水机教研室. 阀门与密封[M]. 兰州: 甘肃工业大学教材科, 1999. 33~34, 64~65
- [33] 许连根. 如何正确选用阀门与法兰[J]. 航海技术, 2002(1): 54~56
- [34] [美]J. L. 莱昂斯. 阀门技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991. 305~319

- [35] 叶元烈. 机械传动装置设计手册[M]. 郑州: 河南科学技术出版社, 1997. 102~104
- [36] Chendong Huang ,Rhyn H.Kim , "Three-Dimensional Anlysis of Partially Open Butterfly Valve Flows[J] ",Transactions of The ASME Fluids Engineering , 1996,Vol.118, NO.3,Sep.,pp.562.
- [37]Andreas Maier,Terry H.Sheldrake,etc, "Geometric Parameters Influencing Flow in an Axisymmetric IC Engine Inlet Port Assembly:PartII — Parametric Variation of Valve Geometry[J]",THE JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING,2000,Vol.122.
- [38] 陆文培. 国内外阀门新结构[M]. 北京: 中国标准出版社, 1997
- [39] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 1994
- [40] 黄锡恺, 郑文纬. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990
- [41] 扬源泉. 阀门设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1992
- [42] 阀门管件设计编译组. 美国阀门管件设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984
- [41] 李振东, 肖武. 大口径蝶阀零件的刚度对性能的影响[J]. 阀门, 1994 (2): 15~17
- [42] 李永奎. 高性能蝶阀的开发与研制[J]. 阀门, 1999 (3): 1~5
- [43] 李容易, 张炳海. 一种新型蝶阀的结构设计与功能分析[J]. 机械设计, 1995, (4) :39
- [44] 璞良贵. 机械设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990
- [45] 史振和. 金属密封蝶阀[J]. 阀门, 2001 (2): 9~10
- [46] 曹佩礼. 零泄漏工程蝶阀及高性能球阀的结构特性[J]. 化工设备与管道, 2000, 37 (4): 34~35
- [47] 杜兆年, 吴健. 三维偏心蝶阀的结构分析与运动学研究[A]. 中国流体工程学会, 2002 中国流体机械技术[C]. 合肥: 中国机械工程学会流体工程学会, 2002. 105~106
- [48] 杜兆年. 阀门设计与计算[M]. 兰州: 甘肃工业大学. 83~88
- [49] V. Caillé ^{A1}, J. Laumonier ^{A1}, "Effect of periodic aerodynamic pulsation on flow over a confined butterfly valve", Experiments in Fluids, Volume 29, Number 4/September 17, 1998, 362 - 368
- [50] Butterfly valve technology,Aviation Week & Space Technology,New York,NOV 18,2002;Vol. 57, Iss. 21,pg. 75.
- [51] Joseph Ogando, "Big-part metal molding takes off and pay off ",Design News,Boston,Sep 23,2002, Vol. 57, Iss. 18,pg. 66, 3 pgs.
- [52] 郭克希, 廖珍, 王斌. 计算机工程绘图及动画设计技巧与实例[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001

致 谢

在恩师杜兆年教授的关心和指导下，我才得以顺利完成论文及其相关的工作，在此我表示衷心的感谢！三年来，导师杜兆年教授无论在学习方面还是在生活方面都给予了我很大的支持和关怀，尤其在课题的开展和论文的写作过程中给予了我无私的帮助，令我终生难忘。三年的时光转瞬即逝，而导师严谨治学的态度、渊博的知识、平易近人的风格给我留下了深刻的印象，同时也激励和鞭策着自己要更加努力，刻苦地钻研和学习，回报社会，笑对生活。

此外，在我的课题进行中，何世权老师，梁瑞老师也给了我很大的帮助和指点，给我提出了宝贵的意见和建议，在此我表示深深的谢意！同时也对石化院的其他老师所给予我的帮助表示由衷的感谢！

感谢师妹史凤霞的无私的帮助，感谢石化院的其他研究生对我的帮助！
在此也感谢多年来一直默默支持我的父母以及其他的亲人和朋友！

作者：吴健

2003年5月

出售阀门设计图纸 阀门加工图纸
咨询QQ1263719818

攻读硕士学位期间所发表的论文

1. 杜兆年, 吴健. 三维偏心蝶阀的结构分析与运动学研究. 中国流体工程学会, 2002 中国流体机械技术。
2. Zhaonian Du, Jian Wu, 2003, "The Structure Analysis of The Tri-eccentric Butterfly valve and Its Kinematics Research ", The 7th Asian International Conference on Fluid Machinery, Fukuoka, Japan.
3. 杜兆年, 吴健. 三偏心蝶阀的动水力矩计算. 甘肃工业大学学报, 拟录用。

出售阀门设计图纸 阀门加工图纸
咨询QQ1263719818