

文章编号: 1002-5855 (2001) 04-0001-05

海水用节流阀的设计

刘美霞

(华中科技大学, 湖北 武汉 430074)

摘要 结合海水和淡水介质的理化特性, 论述了海水和淡水用节流阀研制中的关键技术问题。介绍了该阀主要部件的材质、结构形式、动力学特性和气蚀特性等的分析及计算。

关键词 水压传动; 节流阀; 设计; 气蚀

中图分类号: TH134 **文献标识码**: A

Research on throttle valve for seawater hydraulics

LIU Mei-xia

(Huazhong University of Science & Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: According to characteristics of water (seawater) medium, the key technologies of the throttle valve for water hydraulics are discussed. Based on these, the high pressure throttle valve for water hydraulics is designed. In this paper, the material of main components, the type of structure, the dynamic behavior and the cavitation for this valve are analyzed and calculated in detail, which are of some significance for the design of others.

Key words: water hydraulics; throttle valve; design; cavitation

1 引言

以海水和淡水为工作介质的液压技术, 因其具有抗燃、对环境无污染、成本较低以及功率大、运行平稳、响应速度快等优点, 特别适用于钢铁冶炼、矿山开采、食品加工、海洋开发利用以及军事等, 并符合环境保护、安全作业和可持续发展的要求, 具有十分广阔的前景, 是目前流体传动及控制领域国际学科前沿的研究方向。

节流阀是流体传动及控制系统的重要元件, 在系统中可作为调节流量、给泵加载以及调节泵入口的吸入阻力 (研究泵在不同吸入真空度下的气蚀特性)。国内外对海、淡水节流阀的研究和产品开发都投入了大量的精力。为减少气蚀的冲蚀, 日本设计了两级平板式节

流阀口的形式^[6], 芬兰采用了两级锥阀式节流阀口^[5]。华中科技大学先后研制出压力 7.0MPa、流量 100L/min 的海、淡水溢流阀和节流阀, 及压力 14MPa、流量 10L/min 的海、淡水溢流阀和节流阀。这些阀门应用于海水泵的试验中, 效果良好。目前, 仍在进行高压、大流量不同类型阀口的流量—压力和气蚀特性等方面海、淡水液压阀的研究工作。

2 材料的选用

由于海水和淡水均有腐蚀性, 制造油压阀的材料对水介质完全不适应。如油压溢流阀用于淡水, 工作 3~4 天后就会发生严重的锈蚀并完全失效。因此使用合适的材料是研制高性能水压元件的先决条件。选材的基本原则是: ①耐腐蚀, 包括化学及电化学腐蚀。②具有自

作者简介: 刘美霞 (1960-), 女, 工程师。

润滑性能,在高速重载工况下摩擦磨损性能良好,即磨损率低,摩擦系数小,并具有良好的耐粘着磨损、磨粒磨损、腐蚀磨损及疲劳磨损性能。③良好的机械性能及腐蚀疲劳特性。④良好的抗冲蚀磨损和气蚀性能。⑤热稳定性良好,热膨胀系数小,吸水率低,无毒。⑥成型和加工工艺性好,容易购买且成本适宜等。

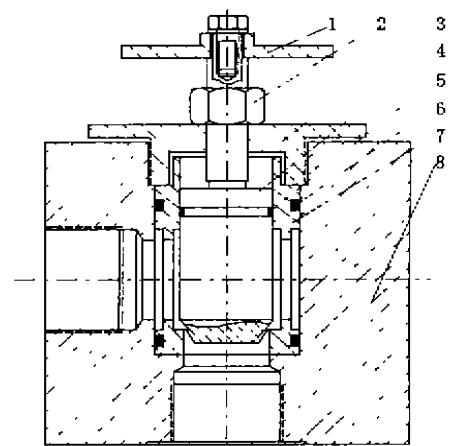
节流阀的阀体一般采用奥氏体不锈钢(1Cr18Ni9Ti)或锻铝(LD5),表面进行阳极氧化处理(根据需要采用软或硬质阳极氧化处理),能有效地防止海水或淡水的腐蚀。阀瓣与阀座可采用耐蚀合金、增强塑料或工程陶瓷(如 Al_2O_3 、 ZrO_2 、 Si_3N_4)等材料。

在金属表面进行特殊处理的方法有喷涂陶瓷或表面镀镍磷合金等。由于涂层与金属基体间结合力有限,经试验证明易受到冲蚀作用的破坏,其应用受到很大限制。工程陶瓷具有很高的硬度,很强的耐腐蚀、气蚀和冲蚀磨损性能,可用于阀瓣或阀座材料。耐蚀合金的耐气蚀和耐冲蚀磨损的能力较差,通常用于制造阀座,可使工艺性较差的阀座得到较高的加工精度,并降低成本。增强塑料良好的耐腐蚀和耐磨性以及可吸收冲击的能力,使其应用前景十分广阔。

3 结构型式

节流阀的结构(图1)主要根据工作压力和调节特性确定,并由此选择节流口的形式和计算节流开口面积。如工作压力为14MPa,流量40L/min的海、淡水节流阀,选择了轴向三角槽式节流口。该阀阀瓣与阀座为锥面接触。与线接触相比,锥面接触应力和抗冲击力较好。阀瓣与阀座的接触部位经互研处理保证密封。

阀瓣是具有平底锥形阀口,在阀瓣端部开有2个斜向三角槽。因此,轴向移动阀瓣可以改变三角槽式节流开口的大小以调节流量。轴向三角槽式节流口的水力半径较大,小流量时稳定性较好。当三角槽对称布置时,液压径向力得到了平衡,因此,适用于较高压力。



1.手柄 2.锁紧螺母 3.紧定螺母 4.阀瓣
5、6.O形圈 7.阀套 8.阀体
图1 海、淡水节流阀结构

4 动力学特性

4.1 阀瓣液动力

液体在阀内流动时,因阀瓣开启或关闭,其流动方向和流速大小都将发生变化而产生液动力(稳态力,图2)。由流体的动量方程可求出作用在阀瓣上的液动力。

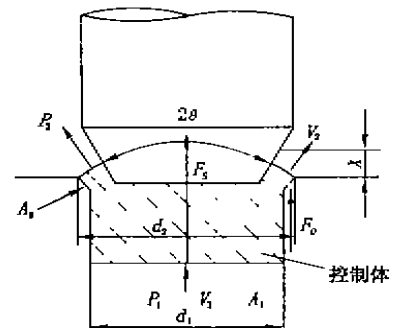


图2 阀瓣受力

$$F_S = p_1 A_1 - p_2 A_2 - \rho Q (V_2 \cos \theta - V_1) + F_0 \quad (1)$$

$$A_2 \approx \pi d_m x \sin \theta \quad (2)$$

$$V_2 = C_v \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q = C \pi x d_m \sin \theta \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

$$F_0 = \left(\int_{A_0} p_i dA \right) \sin \theta \quad (5)$$

式中 F_S ——阀瓣所受液体作用力, N
 p_1 、 p_2 ——节流阀入、出口压力, MPa
 A_1 ——节流阀入口截面积, mm^2
 A_2 ——节流阀出流断面截面积, mm^2
 V_1 、 V_2 ——进出控制体过流断面上的平均速度, m/s
 θ ——半锥角或液流角, °
 ρ ——水或海水密度, kg/m^3
 Q ——出流断面流量, m^3/min
 F_0 ——阀座重叠锥面对控制体液体的轴向作用力, N
 d_m ——圆锥阀口平均直径, mm
 $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$
 x ——阀瓣抬起高度, mm
 C_v ——流速系数
 Δp ——节流口两端压差, MPa
 $\Delta p = p_1 - p_2$
 C ——流量系数
 A_0 ——重叠面面积 (锥台侧面), mm^2
 p_i —— A_0 面上不同点的压力, MPa

一般情况下, $V_2 \gg V_1$, 故略去 V_1 。为研究方便, 将圆锥环形间隙展开, 成为扇形平行平板间隙, 并把扇形平板间隙流动看作为平行圆形平板间隙流动的一部分。则式 (5) 为

$$F_0 = \frac{\pi}{2} \frac{R_0^2 - r_0^2}{\ln\left(\frac{R_0}{r_0}\right)} p_1 \quad (6)$$

式中 R_0 、 r_0 ——分别为圆锥环形间隙部分上、下半径, mm

将式 (2)、(3)、(4)、(5) 和 (6) 代入式 (1), 则阀瓣所受液体作用力为

$$F_S = p_1 \frac{\pi}{4} d_1^2 - p_2 \pi d_m x \sin\theta - \Delta p C C_v \pi d_m x \sin 2\theta + \frac{\pi}{2} \frac{R_0^2 - r_0^2}{\ln\left(\frac{R_0}{r_0}\right)} p_1 \quad (7)$$

4.2 流动系数的确定

由式 (7) 知, 需要确定流量系数 C 及流速系数 C_v 。

4.2.1 流量系数

以海、淡水作为输送介质, 其流动状况基本上是紊流 (大 Re 数), 且节流口过流收缩是不完善收缩, 流量系数不仅与 Re 数有关, 还与锥角、锥台重叠面宽度 (凡尔线宽度) 等有关。目前广泛采用的圆锥阀口流量系数计算公式为

$$C = \left\{ \frac{24}{\sin\theta} \left[\ln \frac{d_2}{d_1} \right] \frac{1}{Re_m \left(\frac{2h}{d_m} \right)} + f \left[\left(\frac{d_m}{d_1} \right)^2 + \left(\frac{d_m}{d_2} \right)^2 \frac{54}{35} \right]^{-\frac{1}{2}} \right\} \quad (8)$$

式中 h ——开口宽度, mm

$$h = x \sin\theta$$

Re_m ——雷诺数

$$Re_m = \frac{V_m h}{\nu}$$

f ——系数, 一般取 $f=0.18$

V_m ——阀口平均流速, m/s

$$V_m = \frac{Q}{A_2}$$

ν ——水或海水的运动粘度, mm^2/s

4.2.2 流速系数

流速系数 C_v 为

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi}} \quad (9)$$

式中 $\sum \xi$ ——阀口总阻力系数, 且以局部阻力系数为主

$$\xi = 2.6 - 0.8 \left(\frac{d_1}{x} \right) + 0.14 \left(\frac{d_1}{x} \right)^2 \quad (10)$$

4.3 实例计算

已知: 半锥角 $\theta = 30^\circ$, $d_1 = 32\text{mm}$, $d_2 = 33.15\text{mm}$, 开启高度 $x = 6\text{mm}$, $r_0 = 11.7\text{mm}$, $R_0 = 16\text{mm}$ 。入口压力 $p_1 = 7.0\text{MPa}$, 流量 $Q = 40\text{L}/\text{min}$, 水的运动粘度 $\nu = 0.55\text{mm}^2/\text{s}$, 水的密度 $\rho = 1000\text{kg}/\text{m}^3$, 则 $\xi = 2.38$, $C_v = 0.54$, $V_m = 2.17\text{m}/\text{s}$, $Re_m = 11846$, $C = 0.64$, $\Delta p = 0.55\text{MPa}$, $V_2 = 5.66\text{m}/\text{s}$, $V_1 = 0.83\text{m}/\text{s}$, $F_S = 7683.5\text{N}$ 。

5 主要部件校核

5.1 阀杆

5.1.1 拉伸（压缩）变形

阀杆在轴向力 F_s 作用下，其拉伸（压缩）变形的校核选取阀杆的最小工作断面即最危险断面进行。一般条件为

$$\frac{F_s}{A_{\min}} \leq [\sigma] \quad (11)$$

式中 A_{\min} ——阀杆的最小工作断面， mm^2

$[\sigma]$ ——阀杆材料的拉伸（压缩）许用应力，MPa

实例计算， $A_{\min} = 201.06 \times 10^{-6} \text{m}^2$ ，1Cr18Ni9Ti 的 $[\sigma] = 155 \text{MPa}$ ，则式 (11) 左边为 76.43MPa，满足变形要求。

5.1.2 轴向稳定性

为了简化阀杆轴向稳定性校核的过程，假定①取传动螺纹的内径 d_n 作为该断面的计算直径。②阀杆工作部分的两端可视为铰支结构。③扭矩对阀杆轴向稳定性临界载荷的影响比轴向载荷的影响要小得多，忽略不计。于是，建立轴向稳定性校核的基本条件

$$Q_c \geq (2.5 \sim 4) F_s \quad (12)$$

式中 Q_c ——轴向稳定性临界载荷。

阀杆的柔度 λ 为

$$\lambda = \frac{kL}{i} \quad (13)$$

式中 L ——阀杆的计算长度，mm

i ——阀杆断面的惯性半径，mm

$$i = \frac{d_n}{4}$$

k ——长度系数

当 $L = 135 \text{mm}$ ， $i = 3.5 \text{mm}$ ，两端铰支 $k = 1$ 时，则 $\lambda = 38.57$ 。

临界载荷 Q_c 为

$$Q_c = \frac{49}{1 + 0.0002\lambda^2} \frac{\pi d_n^2}{4} E \quad (14)$$

式中 E ——材料弹性模量，MPa

将 $E = 2.1 \times 10^5 \text{MPa}$ 及各参数代入计算，式 (12) 成立。

也有文献^[3]指出，若 $\lambda \leq 40$ 时，可以不必进行稳定性校核。

5.2 螺母

5.2.1 许用比压

传动螺纹副的失效主要由于螺纹磨损。按下式校核

$$\frac{F_s}{fZ} \leq [P] \quad (15)$$

式中 f ——1 圈螺纹的挤压面积， mm^2

$$f = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_n^2)$$

d ——传动螺纹的外径，mm

Z ——螺纹旋合圈数，取 14

$[P]$ ——螺纹材料的许用比压，MPa

5.2.2 剪切强度

$$\frac{F_s}{f_s Z} \leq [\tau] \quad (16)$$

式中 f_s ——1 圈螺纹的剪切面积， mm^2

$[\tau]$ ——螺纹材料的许用剪切应力，MPa

5.2.3 弯曲强度

$$\frac{F_s X}{WZ} \leq [\sigma_w] \quad (17)$$

式中 X ——弯曲力臂，mm

W ——1 圈螺纹的抗弯断面模量， mm^3

$[\sigma_w]$ ——螺纹材料的许用弯曲应力，MPa

查表可知， $[P] = 25 \text{MPa}$ ， $f_s = 134.8 \text{mm}^2$ ， $[\tau] = 40 \text{MPa}$ ， $X = 1.25 \text{mm}$ ， $W = 58 \text{mm}^3$ ， $[\sigma_w] = 25 \text{MPa}$ ，代入式 (15)、(16) 和 (17) 均成立。

6 气蚀特性

在液体流动过程中，由于局部地区压力急剧降低而在液体中产生气泡导致气穴。当液体流至高压区时，气泡中所含空气（水中溶解气体不超过 2%）和蒸汽将突然重新混入，溶入液体或凝结为液态，致使气泡急剧破灭。在这一瞬间将产生强烈的冲击，引起强烈的振动和噪声，并伴随有流体的氧化变质。当上述现象作用于固体壁面时，在反复冲击和氧化作用下固体壁面将受到破坏以致剥落，即产生气蚀。

气蚀分为气体气蚀和蒸汽气蚀。海、淡水液压阀中气体气蚀的影响很小，起主导作用的是蒸汽气蚀。水通常以饱和蒸汽压 (0.012MPa) 做为判断气穴产生的标准。

对于节流阀的气蚀，可用气蚀指数 δ 描述。

δ 越大, 气蚀产生的可能性及危害也越大。

$$\delta = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} = \frac{\Delta p}{p_1 - p_v} \quad (18)$$

式中 p_v ——水的蒸汽压, MPa

将各参数代入后得, $\delta = 0.04$ 。

一般来说, 气蚀现象出现在主流体和相对停滞的流体周围之间的高紊流交界面上。在节流阀的设计上避免由于锋利的突出物而引起出现局部高速流区, 从元件的角度来看, 可采用设计平滑的流道。

7 三角槽式节流口

阀瓣端面轴向三角阻尼槽如图 3。其三角过流断面的水力直径 d_e 和 ΔP_e 为

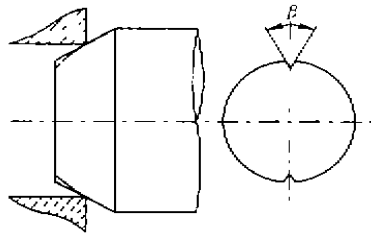


图 3 阀瓣三角槽

$$d_e = \frac{4A_x}{3a} \quad (19)$$

$$A_x = x^2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \sin^2 \theta \quad (20)$$

$$\Delta P_e = \frac{80\mu V l}{3d_e^2} \quad (21)$$

式中 A_x ——三角过流断面面积, mm^2

a ——三角过流断面边长, mm

β ——三角槽结构参数, $\beta = 60^\circ$

μ ——水(或海水)的动力粘度

l ——三角槽有效阻尼长度, mm

V ——流体流动的平均速度, m/s

$$V = Q/A_x$$

根据设计情况, $l = 9.5\text{mm}$, $a = 3.1\text{mm}$ 。

综合式 (19) ~ (21), 有

$$\Delta p_e = \frac{15\mu Q a^2 l}{A_x^3} \quad (22)$$

将参数代入式 (22), 得 $\Delta P_e = 3.5 \times 10^3 \text{Pa}$ 。

选取三角过流断面流道坐标系⁽²⁾ (图 4)。

原点在三角形平面形心处。则流速分布 u 为

$$u = \frac{\sqrt{3}\Delta P_e}{6\mu a l} \left(z - \frac{a}{2\sqrt{3}} \right) \left(z + \sqrt{3}y - \frac{a}{\sqrt{3}} \right) \left(z - \sqrt{3}y - \frac{a}{\sqrt{3}} \right) \quad (23)$$

将参数代入式 (23), 得

$$u = 0.62 \left(z - 0.89 \right) \left(z + \sqrt{3}y - 1.78 \right) \left(z - \sqrt{3}y - 1.78 \right), \text{ m/s}。$$

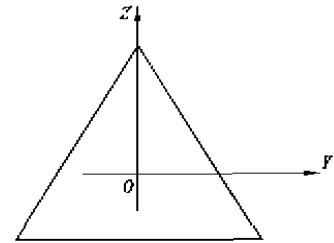


图 4 三角过流断面流道

8 结语

材料、设计和加工制造将是海、淡水液压传动装置赖以发展的三大关键基础技术。海、淡水节流阀的众多关键技术问题使其研制有很大难度。因此, 必须综合运用流体力学、摩擦学、材料学、精密加工和测量技术等多门学科的最新研究成果, 并在广泛试验的基础上不断完善发展。从合理选用材料, 合理设计结构, 采用正确设计理论及方法, 运用先进的加工手段和制造工艺等入手, 有效克服海、淡水节流阀的腐蚀、气蚀和水击等问题, 才能研制出各种高性能的阀门。

参 考 文 献

- (1) 金朝铭. 液压流体力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- (2) 盛敬超. 液压流体力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- (3) 王孝天. 不锈钢阀门的设计与制造 [M]. 北京: 原子能出版社, 1987.
- (4) Erik Trostmann. Water Hydraulic Control Technology [C]. Marcel Dekker Inc., New York, USA, 1996.
- (5) Ing Joachim Maurer. High Pressure Valves For Water Hydraulic System [C]. Proceedings of 4th Scand Inc., Conf. On Fluid Power, Finland, 1995.
- (6) 久保节夫. 水压システム开发の方向性について—中压领域— [C]. 日本油压气动学公讲演论文集第 29 卷, 1998.

(收稿日期: 2001.03.03)