

耙吸式挖泥船液压蝶阀技术改进

沈伟, 严波

(长江南京航道工程局, 江苏南京 210011)

摘要:“长鲸 12”耙吸式挖泥船从投入使用至今, 整船设备基本运转正常, 但小故障时有发生, 特别是液压蝶阀经常发生从驱动轴部位泄漏出液压油, 该蝶阀为齿轮齿条液压油缸驱动蝶阀转动来实现阀门的开启和关闭, 船上维修人员经过更换新的密封圈, 使用几个月后, 该类蝶阀仍旧漏油严重, 而且外泄漏的蝶阀数量逐渐增加, 通过更换密封圈已经无法解决该问题。经过拆卸蝶阀齿轮齿条油缸后, 发现密封圈外圆均有不同程度的磨损, 造成该故障的发生主要由于整个齿轮齿条油缸结构设计的缺陷造成的, 通过了解实际液压齿轮齿条油缸结构和工作原理, 结合相关的理论计算并参考液压油缸设计标准, 提出液压蝶阀改进方案和措施。

关键词:耙吸式挖泥船; 液压蝶阀技术

中图分类号: U664.8 文献标识码: A 文章编号: 1006—7973 (2022) 12—0092—02

1 液压蝶阀改进设计参照规范

本液压蝶阀技术改进仅适用于“长鲸 12”耙吸船式挖泥船泥门液压蝶阀的工况、性能等方面的技术要求, 并根据国家相关的液压行业标准进行计算、设计。参照的有关液压标准:

- | | |
|----------------|----------------|
| GB/T786.1-1993 | 液压气动图形符号 |
| GB/T2346-2003 | 流体传动系统及元件公称系列 |
| GB/T3766-2001 | 液压系统通用技术条件 |
| GB7938-95 | 液压缸及气缸公称系列 |
| GB/T15622-95 | 液压缸试验方法 |
| CB/T4333-2013 | 船用液压控制蝶阀行业标准 |
| CB/T3036-1994 | 船用中心型液压蝶阀国家标准 |
| GB/T6996-2007 | 重型机械液压系统通用技术条件 |
| JB/T7033(2007) | 液压测试技术通则 |

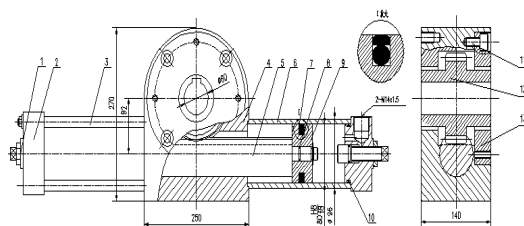
2 液压蝶阀技术参数

“长鲸 12”船上液压蝶阀种类和数量很多, 但是结构都一样, 现选型号为 D773HP-25C-DN500 的液压蝶阀作为典型来分析。

液压蝶阀型号: D773HP-25C-DN500, 蝶阀通径: DN500, 齿轮齿条油缸缸径: $\Phi 80\text{mm}$ 杆径: $\Phi 50\text{mm}$, 额定压力: 16MPa, 最大压力: 25MPa, 回转角度: 900 ± 120 。

3 故障现象及分析

由于液压油是从液压蝶阀驱动轴部位泄漏出的, 通过检查液压管路的位置和蝶阀结构, 排除了该泄漏的液压油从液压管路泄漏的可能性, 泄漏的液压油只能是从液压蝶阀的齿轮齿条油缸内部泄漏出来的, 通过对“长鲸 12”耙吸式挖泥船每一种规格的液压蝶阀齿轮齿条油缸全部解体, 分析内部结构, 发现船上的液压蝶阀在结构上都存在普遍的结构上的问题, 该类液压蝶阀结构如下图:



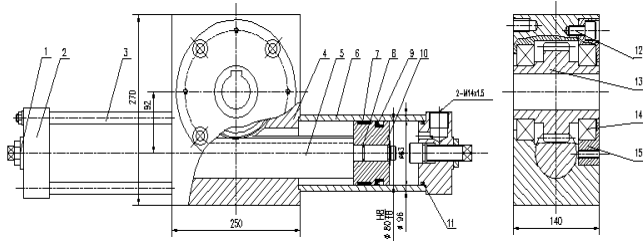
图号说明: 1-行程调节螺栓 2-缸底 3-连接螺栓 4-缸体 5-齿条活塞杆 6-缸筒 7-孔用格来圈密封圈 8-O型圈 9-活塞 10-O型圈 11-螺栓 12-齿轮 13-端盖

故障原因分析:该类蝶阀油缸泄漏主要由两个原因产生: (1) 图号 7 为孔用格来圈, 该类密封圈由一个特康密封圈和一个 O 型圈组合而成, 优点是低摩擦, 结构紧凑, 沟槽结构简单, 耐高压至最高 70MPa, 线速度快, 最大速度可达 15m/s, 工作条件适应性强, 有无润滑时性能均佳, 加热后有较好的复原性。缺点: 由于宽度尺寸比一般的 Y 型密封圈小很多, 上图 DN500 蝶阀中的孔用格来圈宽度为 8.1mm, 而一般的 Y 型密封圈宽度为 12mm, 对活塞和缸筒内孔的同心率要求更高, 同时图中活塞结构中没有导向套或者导向带, 活塞和缸筒内孔之间配合为间隙配合, 公差要求为 H8/f8, 在齿轮齿条驱动蝶阀开关时齿条会发生一定程度的径向变形, 使活塞倾斜变形, 由于没有活塞导向带和缸筒接触导向, 致使密封圈发生单边与缸筒接触而产生磨损导致漏油。

(2) 驱动液压蝶阀转动的齿轮齿条中的齿轮和缸体、端盖之间存在很大间隙, 没有轴承给它径向定位, 在驱动液压蝶阀转动轴时, 齿轮端作为一个悬臂梁结构, 齿轮在受力时更容易会产生径向变形, 并作用于齿条上, 使齿条产生径向变形, 从而引起和齿条相连接的活塞径向倾斜变形, 使活塞工作时密封圈单边与缸筒内壁接触磨损, 最终导致漏油。

由于齿条活塞缺少导向和齿轮没有径向定位这两方面的原因共同引起活塞密封圈漏油现象。

4 解决方案



图号说明：1-行程调节螺栓 2-缸底 3-连接螺栓 4-缸体 5-齿条活塞杆 6-缸筒 7-导向带 8-O型圈 9-Y密封圈 10-活塞 11-O型圈 12-螺栓 13-齿轮 14-轴承 15-端盖

方案说明：参考其余厂家同类型的液压蝶阀和液压油缸的结构形式，为使液压蝶阀能更好工作，解决油缸漏油问题，提出以下解决方案（见上图）：

(1) 活塞增加导向带（即耐磨环），材料为PTFE（聚四氟乙烯+青铜），耐磨环具有精确的导向作用，并可吸收径向力，同时具有良好对中性，有效防止滑动部件的金属或者密封圈单边接触，同时密封圈采用Y型进口密封圈，增加宽度密封面，依靠液压压力张紧唇边与缸筒紧密贴合，有效减少因变形引起的活塞倾斜导致的液压油泄漏。

(2) 齿轮的上下两端增加轴承径向定位，改变受力形式，减少转动轴受力后产生的变形从而减小齿条的径向变形，有效避免了活塞倾斜引起的单边磨损密封圈。

5 油缸强度校核

5.1 计算参数

油缸内径	D=80mm, 外径 D1=96mm
额定压力	Pn=16Mpa
最大压力	Pmax=25Mpa
缸筒、活塞杆	45号钢
$\sigma_b=600\text{N/mm}^2$	$\sigma_s=340\text{N/mm}^2$ E=2.1x10 ⁵ N/mm ²

5.2 缸筒壁厚计算与验算

5.2.1 壁厚计算

$$\text{缸筒壁厚 } \delta = \delta_0 + C_1 + C_2$$

因 $\delta/D = (96-80)/2/80 = 0.10$ 属于【0.08 ~ 0.3】范围，则 $\delta_0 \geq P_{\max} \cdot D / (2.3 \cdot [\sigma] - 3P_{\max})$ 。

这里 δ_0 ——为缸筒材料强度要求的最小值，m
 C_1 ——为缸筒外径公差余量，m。 C_2 ——腐蚀余量，m。

$$[\sigma] \text{——缸筒材料许用应力，N/mm}^2$$

$$[\sigma] = \sigma_b/n = 600/3 = 200 \text{ MN/m}^2, \text{安全系数 } n \text{ 取 } 3。$$

$$\delta_0 \geq P_{\max} \cdot D / (2.3 \cdot [\sigma] - 3P_{\max}) = 25 \times 0.08 / (2.3 \times 200 - 3 \times 25) = 0.00533 \text{ m}$$

$$= 5.33 \text{ mm}$$

$$\delta = \delta_0 + C_1 + C_2 = 5.33 + 0.5 + 0.5 = 6.33 \text{ mm}$$

取 $\delta = 8 \text{ mm}$ ，按中国船级社钢质海船入级与建造规范-2001-第三分册 6.2.1.1 公式计算：

$$\delta = pD / (2[\sigma]\psi - p) + 0.75 = 25 \times 80 / (2 \times 200 \times 1 - 25) + 0.75 = 6.08 \text{ mm} < 8 \text{ mm}, \text{故满足要求。}$$

5.2.2 壁厚验算

(1) 额定工作压力 Pn 应低于一定的缸筒承压极限值，以保证工作安全：

$$\text{极限值} = 0.35 \sigma_b \cdot (D_1^2 - D^2) / D_1^2 = 0.35 \times 340 \times (0.096^2 - 0.08^2) / 0.096^2 = 36.4 \text{ MPa}$$

$P_n = 16 < 36.4 \text{ MPa}$ 满足工作安全要求，这里 D_1 ——为缸筒外径， $D_1 = 96 \text{ mm}$ 。

(2) 避免塑性变形

$$P_n \leq (0.35 \sim 0.42) P_{rL}$$

$$P_{rL} = 2.3 \sigma_s \cdot \log(D_1/D) = 2.3 \times 340 \times \log(0.096/0.08) = 61.92 \text{ MPa}$$

$$\text{则 } (0.35 \sim 0.42) P_{rL} = (0.35 \sim 0.42) \times 61.92 = \{21.67 \sim 26\} \text{ MPa}$$

$P_n = 16 \text{ MPa} < \{21.67 \sim 26\} \text{ MPa}$ 满足塑性变形要求。

(3) 缸筒的爆裂压力 Pr

$$Pr = 2.3 \sigma_b \cdot \log(D_1/D) = 2.3 \times 600 \times \log(0.096/0.08) = 109.27 \text{ MPa}$$

Pr 值远远超过 Pmax(25Mpa)，满足设计要求

(4) 缸筒径向变形 ΔD 应处在允许范围内

$$\Delta D = D \cdot Pr \cdot \{ (D_1^2 + D^2) / (D_1^2 - D^2) + \gamma \} / E$$

这里 Pr——缸筒耐压试验压力，Mpa

$$Pr = 2.3 \sigma_b \cdot \log(D_1/D) = 2.3 \times 600 \times \log(0.048/0.04) = 109.27 \text{ MPa}$$

γ ——缸筒材料泊桑系数，对钢材， $\gamma = 0.3$

E——缸筒材料弹性模数， $2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

$$\Delta D = D \cdot Pr \cdot \{ (D_1^2 + D^2) / (D_1^2 - D^2) + \gamma \} / E = 0.2 \times 109.27 \times \{ (0.096^2 + 0.08^2) / (0.096^2 - 0.08^2) + 0.3 \} / 2.1 \times 10^5 = 6.08 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.608 \text{ mm}$$

$\Delta D < \text{密封圈允许范围} = \pm 1.5 \text{ mm}$ ，满足缸筒径向形变要求。

通过改变液压蝶阀齿轮齿条油缸内部活塞结构，增加齿轮两端轴承支撑使齿条变形减小，并经过缸筒强度验算，使整个油缸在额定压力作用下，减小了密封圈的磨损，提升了密封效果和密封圈使用寿命，有效地消除了液压油泄漏的产生。

参考文献：

- [1] 雷天觉著：《液压工程手册》，机械工业出版社。
- [2] 张叶影著：《流体力学》，高等教育出版社。
- [3] 《液压传动教程》第二册
- [4] 《中国船级社钢质海船入级与建造规范》
- [5] 《机械设计手册》第四版，第四卷。机械工业出版社
- [6] 《机械设计手册》第四版，第一卷。机械工业出版社
- [7] 孙文质《液压控制系统》，国防工业出版社
- [8] 章文倬等著《挖泥船与疏浚业发展状况与研究》