

文章编号: 1002-5855(2015)03-0001-04

阀杆填料密封补偿的分析与设计

王 超¹, 胡江波², 李树勋²

(1. 沈阳盛世高中压阀门有限公司, 辽宁 沈阳 110142; 2. 兰州理工大学, 甘肃 兰州 730050)

摘要 针对特殊工况的阀杆填料密封中, 环境温度和压力的变化、密封环的压实、工作期间的磨损引起的泄漏问题, 根据密封原理, 对阀杆填料密封和阀杆填料密封补偿的形式进行研究, 提出了连续调整的方法, 通过增加碟形弹簧补偿装置对阀杆填料密封进行了补偿, 给出了碟形弹簧设计计算方法, 为阀杆填料密封设计提供一定的参考。

关键词 阀杆; 填料; 泄漏; 补偿形式; 碟形弹簧

中图分类号: TH 137.52+2

文献标志码: A

Analysis and Design for Seal Compensation Used for Stem Packing

WANG Chao¹, HU Jiang-bo², LI Shu-xun²

(1. Shenyang Shengshi High and Medium Pressure Valve Co., Ltd., Shenyang 110142, China;

2. Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: As for the leakage caused by the changes in ambient temperature and pressure, compaction of seal ring and wearing during the operation aiming at the stem packing sealing in special services, based on sealing principle, the paper conducts research on the stem packing sealing and the compensation forms of the stem packing sealing, proposes the methods of continuous control, gives compensation for the stem packing sealing by adding butterfly springs compensation device, and gives design calculation methods for butterfly springs, provides particular reference for the stem packing sealing design.

Key words: stem; packing; leakage; compensation forms; disc spring

1 概述

阀门广泛应用于工业领域中, 随着工业技术进步, 存在许多高温和高压工况, 有的具有较强的毒性和腐蚀性, 且为易燃易爆的介质。阀门经过长时间运行后, 容易导致填料磨损, 密封环的压实, 而引起泄漏, 还有可能因环境温度和压力的变化, 及弹性不足导致泄漏。介质的泄漏不仅会造成一定的经济损失, 而且会引起环境污染, 甚至会造成人员伤亡事故。因此, 阀门密封至关重要, 对阀门阀杆填料密封补偿结构的设计具有十分重大的意义。

2 阀杆填料密封原理分析

填料压盖对填料函内填料进行轴向压缩, 填料的塑性使其产生径向压紧力, 并与轴紧密接触, 同时, 填料中添加润滑剂。当润滑剂被挤出时, 在接触面间形成油膜。由于接触状态不均匀, 接触部位出

现边界润滑状态, 未接触的凹部形成小油槽, 有较厚的油膜。当轴与填料相对运动时, 接触部位与不接触部位组成一道不规则的迷宫, 起到阻止液流泄漏的作用。

常见的阀杆填料密封结构如图 1(a) 所示, 填料压盖对填料施加轴向压力, 由于填料的塑性其产生径向力, 并与阀杆紧密接触, 但这种接触并不是均匀的。填料径向压力的分布与介质压力的分布情况如图 1(b) 所示, 从图中可以看出径向压紧力是由内向外按指数规律增加, 介质压紧力由内向外按指数规律减少, 可能出现密封填料局部过度密封, 靠近压盖的 2~3 圈填料处径向压紧力最大^[1]。

填料的径向压力, 即主密封压力计算式为^[2]

$$p_r = kp_0 e^{\left\{ -4k \left[\frac{\mu_1 + \mu_2(d_0/d_1)}{(d_0/d_1)^2 - 1} \right] \left(\frac{s}{d_1} \right) \right\}} \quad (1)$$

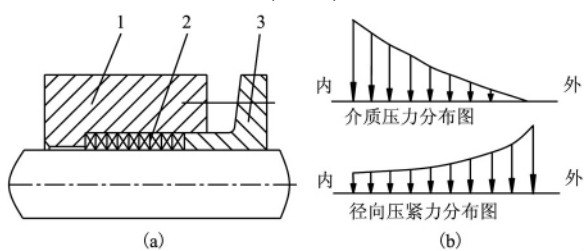
式中 p_r ——填料径向压力, MPa

作者简介: 王超(1985-), 男, 助理工程师, 辽宁沈阳人, 从事阀门技术工作。

- P_0 ——填料压盖处压力, MPa
- k ——填料应力比值(应力系数)
- d_1 ——阀杆直径, mm
- d_0 ——填料函孔径, mm
- S ——填料深度, mm
- μ_1 ——填料与阀杆间的动摩擦系数
- μ_2 ——填料与填料函间的静摩擦系数

填料的应力比 k 是径向压紧力与轴向压紧力的比值, 径向压力随着 k 值增大而增大(图 2), 应力比值取决于轴向应力, 取值范围为 0.37 ~ 1.2。

式(1)还表明填料函孔径和阀杆直径的比值 d_0/d_1 影响径向压力的大小, 随着阀杆直径比值的增大而减小, 对于不同的阀杆直径存在一个得到最佳密封性能的比值范围(图 3)。



(a) 阀杆密封 (b) 压力分布
1. 填料函 2. 填料 3. 压盖
图 1 填料密封结构

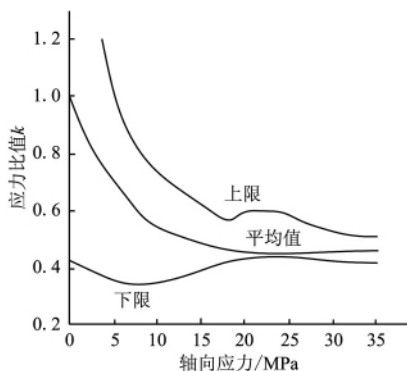


图 2 填料应力系数 k 与轴向压力 p 的关系

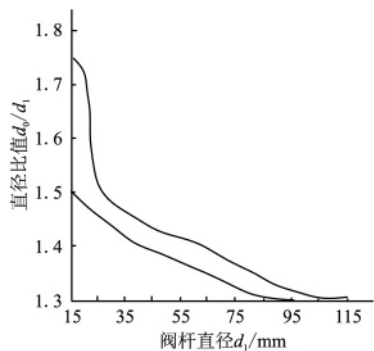


图 3 直径比值

3 阀杆填料密封的补偿形式

阀门在长时间运行后容易出现填料磨损导致密封力不足引起泄漏, 以及系统升温 and 安装环境中因温度、压力等因素发生波动时, 由于压盖、螺栓之间的热胀冷缩速率不同, 容易导致螺栓预紧力及填料受力情况反复变化, 当靠近压盖处 2 ~ 3 圈径向力降低到小于介质压力时, 便会出现泄漏。一般的方法是不断给填料施加更大的预紧力, 却忽视了过度预紧给填料密封带来的不利影响, 加大预紧力反而加快了填料和阀杆表面之间磨损, 使填料密封早期失效。因此, 为了改善阀杆填料密封, 只需要给填料施加适当的预紧力即可。

为了保证填料的适当预紧, 目前比较可行的办法是在压盖螺栓处根据填料总力 F_{YT} 的大小设置预紧弹簧, 在长周期运行中保持稳定的预紧力, 使填料径向压紧力保持在比较合理的范围, 自动补偿填料磨损, 起到了预防预紧力不足或过度预紧的作用, 提高了填料密封使用的寿命^[4]。

弹簧对阀杆填料密封的补偿一般有圆柱螺旋弹簧和碟形弹簧 2 种形式。

圆柱螺旋形压力弹簧(图 4)是在填料环和填料函盖之间使用, 力作用在填料下端使填料上下端面都受到轴向压力作用, 可把径向压力成指数曲线变化的情况加以改善。这种形式用于要求不太苛刻的使用场合, 如水或蒸汽、某些低温、低压场合, 压力一般为 2.07MPa, 温度在 -18 ~ 93℃ 之间, 就能满足体积分数为 10^{-4} 级的泄漏量要求^[5]。在高温高压的场合是不适用的, 温度越高, 分子热运动越剧烈, 使得分子间距离变大, 引力、斥力减小, 所以弹性变小。

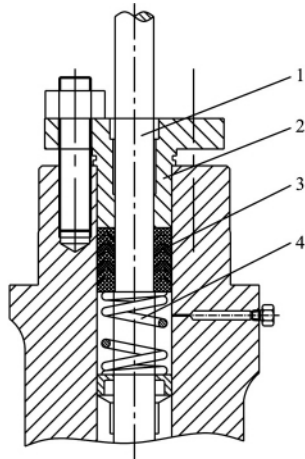
碟形弹簧(图 5)是在填料压盖处采用了“活载”结构, 即在填料压盖的螺栓上增设碟簧, 使填料压盖始终作用于填料上较大的压力, 从而可以防止因压盖螺栓松弛或填料松弛而造成的外漏, 使得填料载荷始终保持恒定, 适用于压力不大于 5.17MPa 和温度不大于 232℃ 的场合。采用碟形弹簧的强力加载装置, 可以提供大约 20 倍于仅用压盖、压套和双头螺栓所能提供的能量储备。

填料压紧总力为^[3]

$$F_{YT} = \frac{\pi}{4} (D_w^2 - D_N^2) \varphi P \tag{2}$$

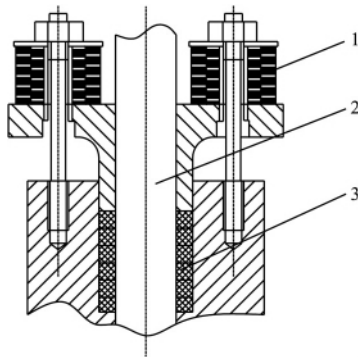
式中 F_{YT} ——压紧填料总力, N
 P ——介质压力, MPa

D_w ——填料函外径 μm
 D_N ——填料函内径 μm
 φ ——最大的轴向比压系数



1. 阀杆 2. 压盖 3. 填料 4. 圆柱螺旋形弹簧

图 4 圆柱螺旋形弹簧补偿装置



1. 碟簧 2. 阀杆 3. 填料

图 5 碟形弹簧补偿装置

4 碟形弹簧

碟形弹簧的设计一般是根据国家标准而制定，可按使用要求选定标准尺寸和参数后自制或外购，只有特殊要求时，才自行设计。

4.1 选择

碟形弹簧标准中，规定了 D 、 d 、 t 、 h_0 和 H 的系列尺寸，按照 D/t 和 h_0/t 的不同，分为 A、B 和 C 三个系列，以适应不同尺寸结构、载荷大小和弹簧特性要求。

碟簧一般按载荷和变形的关系，载荷的大小和结构尺寸等要求，选择适用的标准尺寸、碟片数量和组合形式。对于承受静载荷，规定的标准碟形弹簧，应检验 OM 点的应力 σ_{OM} 来保证自由高度 H_0 的稳定。弹簧被压平时 σ_{OM} 应小于弹簧的屈服极限。常用的材料 Si2MnA 或 50CrVA 的屈服极限为 1 400

$\sim 1\ 600\text{MPa}$ [6]。

4.2 计算

碟形弹簧对阀杆填料密封的补偿可根据填料总力和填料压盖上所允许的空间选择。如果单片的碟形弹簧不能满足要求，可以选择叠合、对合和复合等组合方式。叠合是将碟形弹簧的碟板同方向地一个叠放在另一个的上面来构成(图 6)，对合是将碟板两两相对地串叠在一起来构成(图 7)。用不同的叠装和组合方式可以获得不同的弹簧特性曲线。叠合在同样的变形量下作用力大。对合在同样的作用力下变形量大。如果既要求一定变形量，又要求一定作用力可以采用复合组合方式(图 8)。

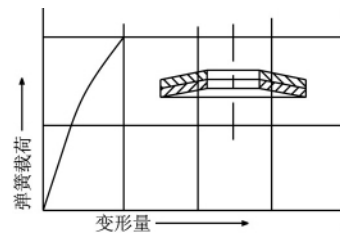


图 6 碟形弹簧叠合

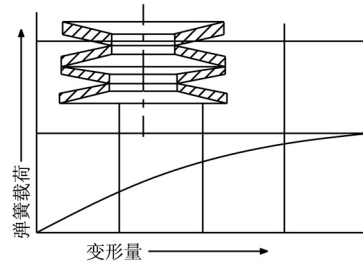


图 7 碟形弹簧对合

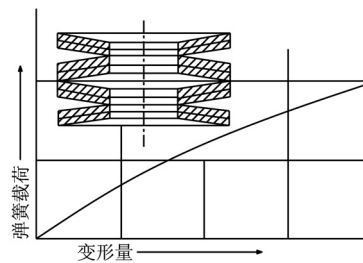


图 8 碟形弹簧复合

例 在填料压盖上设计一碟形弹簧，已知填料压盖总力 $F_{YT} = 10\text{kN}$ ，压盖上所允许的弹簧空间为 $D_0 = 40\text{mm}$ ， $d_0 = 21\text{mm}$ ，要求变形量为 10mm 。

根据已知条件，可以由 GB/T1972 - 2005 选取标准弹簧尺寸(表 1)。根据单个螺栓对弹簧的预紧力 $F = 5\text{kN}$ ，由表 1 可知单片碟形弹簧不能满足要求，可以采用 C 系列弹簧叠合组合，A 系列弹簧对合组合，B 系列弹簧复合组合。现以 B 系列弹簧复

合为例。

表 1 标准碟形弹簧尺寸

尺寸	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>T</i>	<i>h</i> ₀	<i>H</i> ₀	<i>P</i>	<i>f</i>	<i>σ</i> ₀ 或 <i>σ</i> _{II}
	/mm	/mm	/mm	/mm	/mm	<i>f</i> =0.75 <i>h</i> ₀		
						N	mm	MPa
A 系列	40	20.4	2.25	0.9	3.15	6 540	0.68	1 340
B 系列	40	20.4	1.5	1.15	2.65	2 602	0.86	1 130
C 系列	40	20.4	1.0	1.30	2.30	1 020	0.98	1 070

已知 *D* = 40mm, *d* = 20.4mm, *E* = 2.06 × 10⁵MPa, *μ* = 0.3, *K*₄ = 1 无支撑面, *t* = 1.5mm, *h*₀ = 1.15mm, *C* = *D*/*d* = 2, 弹簧被压平时的载荷为

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \times \frac{\left(\frac{C-1}{C}\right)^2}{\frac{C+1}{C-1} - \frac{2}{\ln C}} \quad (3)$$

$$K_1 = \frac{1}{3.14} \times \frac{\left(\frac{2-1}{2}\right)^2}{\frac{2+1}{2-1} - \frac{2}{\ln 2}} = 0.69$$

$$p_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^3 h_0}{K_1 D^2 K_4^2} \quad (4)$$

$$p_c = \frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^3 \times 1.15}{0.69 \times 40^2} \times 1^2 = 3\ 180\text{N}$$

因为是复合组合, 单个碟簧载荷

$$P = \frac{5\ 000}{2} = 2\ 500\text{N} \quad (5)$$

$$\frac{P}{p_c} = 0.79 \quad (6)$$

由图 9 查得 *h*₀/*t* = 0.75, *P*/*p*_{*c*} = 0.79 时

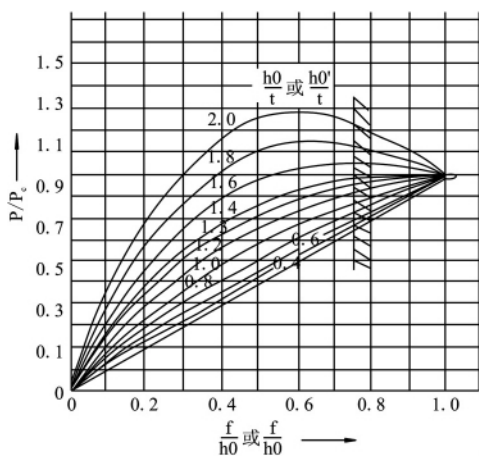


图 9 碟形弹簧特性曲线

$$\frac{f}{h_0} = 0.71 \quad (7)$$

单片变形量

$$f = 0.71 \times h_0 = 0.71 \times 1.15 = 0.82 \quad (8)$$

复合组合的片数

$$i = \frac{f_z}{f} = \frac{10}{0.82} = 12.19 \quad (9)$$

i 取 13, 共 26 片。

弹簧未受载荷作用时的自由高度为

$$H_z = i [H_0 (n-1) t] \quad (10)$$

$$H_z = 13 [2.65 \times (2-1) \times 1.5] = 54\text{mm}$$

弹簧受 5 000N 载荷作用时的高度为

$$H_1 = H_z - if \quad (11)$$

$$H_1 = 54 - 13 \times 0.83 = 43.34\text{mm}$$

弹簧的刚度为

$$p' = \frac{4\pi}{1-\mu^2} \times \frac{t^3}{K_1 D^2} K_4^2 \left\{ \left[\left(\frac{h_0}{t}\right)^2 - 3 \frac{h_0}{t} \times \frac{f}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{f}{t}\right)^2 \right] + 1 \right\} \quad (12)$$

代入数据得 *p*' = 2 153.6N/mm

弹簧被压平时 OM 点的应力为

$$\sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \times \frac{t^2 h_0}{K_1 D^2} K_4^2 \times \frac{f}{t} \times \frac{3}{\pi} \quad (13)$$

$$\sigma_{OM} = -\frac{4 \times 2.06 \times 10^5}{1-0.3^2} \times \frac{1.5^2}{0.69 \times 40^2} \times 1 \times \frac{1.15}{1.5} \times \frac{3.14}{3} = -1\ 350\text{MPa}$$

*σ*_{OM} 符合常用弹簧材料的屈服极限。

5 结语

引起阀门阀杆处泄漏的因素很多, 对于阀门在长时间运行后所出现的泄漏, 采用碟形弹簧补偿式结构, 能自动补偿填料磨损, 防止过度预紧或预紧不足, 提高填料密封使用的寿命。

参 考 文 献

- [1] 胡安铎. 高温阀门阀杆填料密封技术探讨[J]. 甘肃石油和化工 2010 (4): 38-40.
- [2] 万胜军, 王新红. 阀杆填料密封结构的分析与研究[J]. 阀门, 2002 (6): 13-14.
- [3] 王亚青, 冯文, 谢军, 等. DN1200 电动高温闸阀填料密封失效分析与修复[J]. 石油和化工设备 2012, 15(6): 69-70.
- [4] 顾颖. 控制阀填料密封分析[J]. 石油化工自动化, 2009, 89(5): 90-91.
- [5] 陆培文. 阀门设计入门与精通[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 343-345.
- [6] 成大先. 机械设计手册弹簧[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 83-86.

(收稿日期: 2014. 08. 08)