

文章编号: 1005-0329(2013)07-0019-04

多级套筒调节阀消声减振元件设计研究

王 燕¹, 胡建华², 胡 建¹, 郝娇山¹, 王若愚¹, 李树勋²

(1. 重庆川仪调节阀有限公司, 重庆 400700; 2. 兰州理工大学, 甘肃兰州 730050)

摘 要: 针对高压差下调节阀内的闪蒸空化引起的强振动和高噪声问题, 设计了一种消声减振套筒, 并对其级数、级间隙和孔径大小进行研究。首先从理论上确定套筒的级数和级间隙, 然后建立三维模型, 以连续性方程、三维雷诺平均 N-S 方程和基于各向同性涡粘性理论的 $k-\varepsilon$ 方程组成调节阀内部流动数值模拟的控制方程组, 采用结构与非结构网格相结合有限体积法对控制方程组进行离散, 应用 Fluent 对各参数套筒结构调节阀内部流动进行数值模拟计算。结果表明, 理论初步确定套筒级数的可行性; 适当增大级间间隙与减小孔径大小, 有利于高压差调节阀的消声减振, 为高压差调节阀的设计提供参考。

关键词: 调节阀; 空化; 数值模拟; 消声减振; 套筒

中图分类号: TH134

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2013.07.005

Design and Research of Noise Elimination and Vibration Reduction Sleeve in Control valve

WANG Yan¹, HU Jian-hua², HU Jian¹, HAO Jiao-shan¹, WANG Ruo-yu¹, Li Shu-xun²

(1. Chongqing Chuanyi Control Valve Co Ltd., Chongqing 400700, China;

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

Abstract: Since the control valve is subject to a intense vibration and a high level of noise caused by flashing and cavitation when it is operated under high range of pressure condition, a sleeve used for muffling and retarding vibration was designed and its number of stages, the gap of stages, and the hole size was studied. Firstly the number of stages and the gap of stages was determined theoretically, then a three-dimensional model was set up for the valve, a numerical simulation of three-dimensional, turbulent flow in the valve was conducted by using the Fluent based on Reynolds time-averaged N-S equations, the SIMPLEC scheme and the standard $k-\varepsilon$ turbulence model. The results show that the number of stages determined by preliminary theory is effective, increasing the gap of stages and decreasing the hole size are beneficial to eliminate noise and reduce vibration. The article will fulfill a certain function helpful to research of the control valve under high range of pressure.

Key words: control valve; cavitation; numerical simulation; noise elimination and vibration reduction; sleeve

1 前言

目前, 随着石油、化工、冶金、电力工业的迅速发展, 工艺水平的日渐提高, 对其流体的控制部件——调节阀的要求也越来越高。尤其在高压差的条件下, 普通的调节阀很难将阀前的高压力下降到阀后所满足的压力, 即使满足了所需的压力降, 也很难满足调节阀的流量需求。此外, 高速流体的直接冲刷, 可压缩流体产生的高噪声, 不可压缩流体的闪蒸和空化引起的气蚀、强振动及高噪

声, 均对阀内件造成巨大的破坏, 严重影响调节阀的工作性能、使用寿命及阀连接管路系统的安全, 构成安全隐患。因此, 了解调节阀内部流动特性和消声减振是调节阀设计与应用中必须注重的问题^[1-2]。

多级降压套筒调节阀采用多级套筒结构, 其结构原理如图 1 所示。该调节阀中, 流体通过多个节流截面, 压降被分摊到一连串的流通口上, 也就是流体每过一个节流面遇到流动阻力分担一部分压差, 降低了流体流速, 对于可压缩性流体可有

收稿日期: 2012-09-14 修稿日期: 2012-10-09

基金项目: 重庆市技术创新项目(2012-01-026)

效地降低噪声,对于不可压缩性流体可以防止闪蒸、空化,起到降低噪声、减小振动的作用。因此,多级降压套筒调节阀可满足高温、高压差等非常苛刻工况下的流体控制,并确保精确控制及较长的工作寿命。

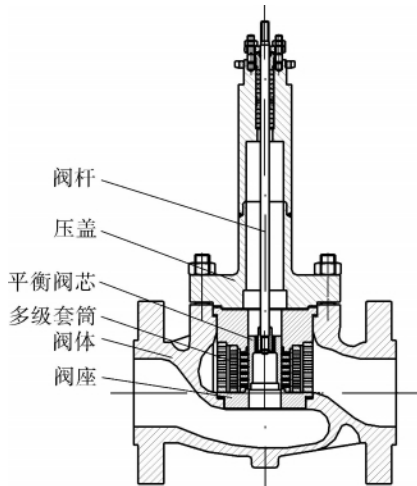


图1 多级套筒式调节阀结构原理示意

现有的调节阀消声减振研究大都只是提出多级套筒可以起到消声减振作用,但对于多级套筒结构的各参数的确定、各参数对阀内部流场影响等未作详细研究。因此本文在多级降压理论的基础上,确定多级套筒的级数,并通过理论与数值模拟相结合研究级数的确定,级间间隙、孔径大小对调节阀内部流体流动特性的影响^[3],为具有消声减振且性能优良的高压差调节阀的设计提供可靠依据。

2 多级降压套筒级数确定依据

多级降压套筒调节阀,采用多级套筒来进行降压,防止管路系统的振动和噪声,在设计的过程中,应防止阻塞流的发生。阻塞流是指不可压缩流体或可压缩流体在流过控制阀时所达到的最大流量状态(即极限状态)。在固定入口条件下, P_1 保持一定而逐步降低 P_2 时,流经控制阀的流量会增加到一个极限值,再继续降低 P_2 ,流量不再增加,这个极限流量即为阻塞流。液体是不可压缩流体,当阻塞流产生时,伴随有闪蒸、空化的发生。

闪蒸和空化出现的先决条件是阻塞流的生产。当调节阀两端压差 ΔP 小于阻塞流压差 $\Delta P'$,即 $\Delta P \leq \Delta P'$ 时,即可避免阻塞流的发生。因此,采用多级降压时每一级实际压差 ΔP 均小

于阻塞流压差 $\Delta P'$,就可以避免阻塞流的发生^[4]。把这个作为初始判据,确定以液体为介质调节阀内的多级降压套筒的级数。

阻塞流压差:

$$\Delta P' = F_L^2 (P_1 - F_F P_V) \quad (1)$$

式中 F_L ——液体压力恢复系数,取 $F_L = 0.99$

F_F ——液体的临界压力比系数

$$F_F = 0.96 - 0.28 (P_V/P_C)^{1/2} \quad (2)$$

式中 P_V ——入口温度下液体蒸汽的绝对压力, MPa

P_C ——绝对热力学临界压力, MPa,对于水: $P_C = 22.12$ MPa

3 级数的确定

3.1 确定流程

根据多级降压原理,每一级的压降按几何级数递减^[4],即:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \dots + \Delta P_n \quad (3)$$

$$\Delta P' = \Delta P_1 + \Delta P_1/2 + \Delta P_1/2^2 + \dots + \Delta P_1/2^{n-1} \quad (4)$$

根据给定公式和判定条件,各级降压和级数确定流程如图2所示。

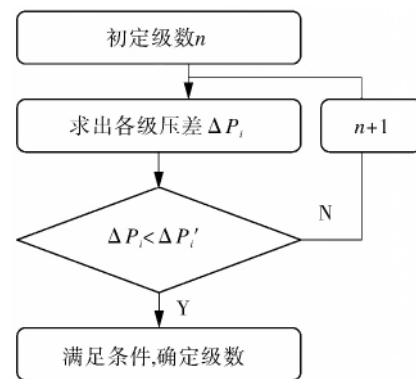


图2 各级降压和级数确定流程

3.2 级数计算实例

以 DN150 多级降压套筒调节阀为例,进口压力为 8 MPa,出口压力 1 MPa,当温度 $T = 180^\circ\text{C}$,介质为液体,此时级数计算按照图 2 流程计算。具体参数为 $T = 180^\circ\text{C}$, $P_V = 0.01$ MPa, $P_1 = 8$ MPa, $P_2 = 1$ MPa, $F_L = 0.99$, $P_C = 22.12$ MPa,初定为三级降压,即 $n = 3$,则:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

$$\Delta P' = \Delta P_1 + \Delta P_1/2 + \Delta P_1/2^2$$

代入数据解得结果如表 1 所示。

表 1 $n=3$ 时计算结果

i	1	2	3
ΔP_i (MPa)	4	2	1
$\Delta P'_i$ (MPa)	5.4	3	1

由于 $\Delta P_1 < \Delta P'_1$ 、 $\Delta P_2 < \Delta P'_2$ 、 $\Delta P_3 = \Delta P'_3$ ，考虑第三级时可能发生阻塞流，故采用四级降压，计算如下：

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4$$

$$\Delta P' = \Delta P_1 + \Delta P_1/2 + \Delta P_1/2^2 + \Delta P_1/2^3$$

代入数据解得结果如表 2 所示。

表 2 $n=4$ 时计算结果

i	1	2	3	4
ΔP_i (MPa)	3.733	1.867	0.933	0.467
$\Delta P'_i$ (MPa)	5.390	3.254	1.470	0.556

由于 $\Delta P_1 < \Delta P'_1$ 、 $\Delta P_2 < \Delta P'_2$ 、 $\Delta P_3 < \Delta P'_3$ 、 $\Delta P_4 < \Delta P'_4$ ，因此每级降压后都不会出现阻塞流，所以对于液体介质，此工况下采用四级降压是满足条件的。

4 数值模拟计算

4.1 调节阀计算区域及计算模型

利用 Solidworks 三维实体建模软件，对图 1 所示的阀腔流道进行建模，调节阀的三维实体模型要能准确的反映结构的实际情况，同时在保证计算精度的前提下，模型可适当简化。

为了保证计算精度，采用分块网格划分和局部细化的方法划分网格，进出口管道部分以结构化网格划分，阀体部分以非结构网格划分，阀座周围的网格局部加密；由于计算模型是对称的，故取其二分之一进行模拟计算，以减少网格数目、节省计算时间；以连续性方程、三维雷诺平均 $N-S$ 方程和基于各向同性粘性理论的 $k-\epsilon$ 双方程组成调节阀内部流动数值模拟的控制方程组，采用有限体积法对控制方程组进行离散^[5-9]。

4.2 数值模拟计算结果及分析

数值模拟结果如图 3、4 所示。根据图 3、4 的流场压力分布可知，取套筒级数为四级时，压力分布合理且满足降压要求，流量为 200kg/s，满足该调节阀所需流量要求。

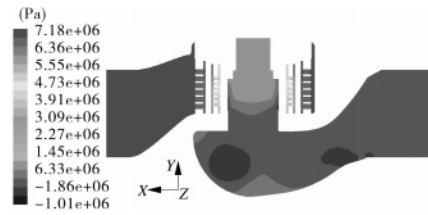


图 3 四级套筒压力分布云图

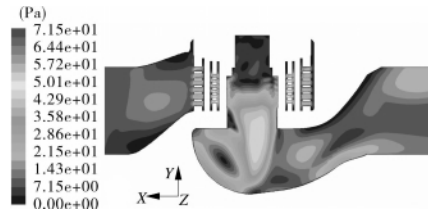


图 4 四级套筒速度分布云图

综上所述，多级降压套筒 DN150 调节阀取套筒级数四级及以上满足设计要求。

5 多级降压套筒级间间隙研究

根据标准文献 [5] 中级间间隙计算如下：

$$G = A \frac{1}{h} \frac{1.589}{(D_s)^{1/2}} \quad (5)$$

式中 G ——级间间隙， μm^2

A ——额定行程下相邻上游级管道总横截面积， mm^2

h ——行程， mm

D_s ——相邻上游级外径， mm

代入数据计算结果如表 3 所示。

表 3 间隙计算结果

间隙	间隙一	间隙二	间隙三
间隙值 (mm)	11	9	6

由于调节阀内部空间限制，根据上述计算，取套筒各层间间隙 4mm，并进行模拟分析，结果如图 5、6 所示。针对相同结构调节阀，取间隙分别为 8mm、7mm、6mm，对改后的调节阀内部流场进行分析，结果如图 7、8 所示。

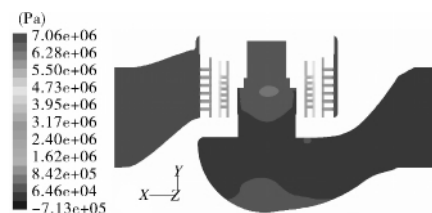


图 5 各级间隙 4mm 时压力分布云图

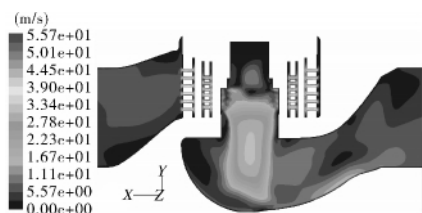


图6 各级间隙4mm时速度分布云图

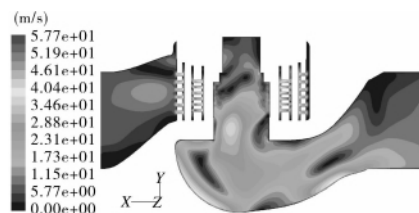


图10 孔径5mm时速度分布云图

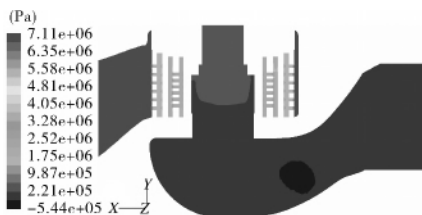


图7 改变间隙后压力分布云图

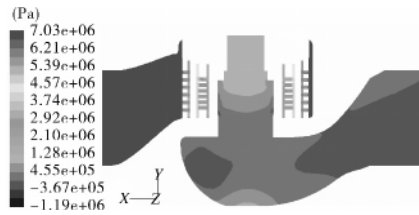


图11 孔径6mm时压力分布云图

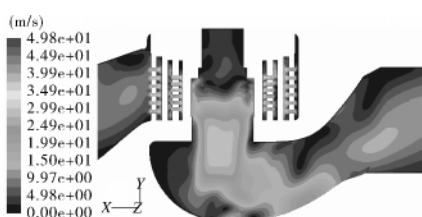


图8 改变间隙后速度分布云图

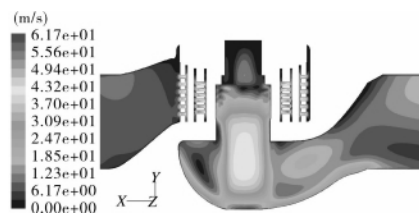


图12 孔径6mm时速度分布云图

针对多级降压套筒调节阀,从图5、7可知,图5中,每级间隙处的压力分布不够均匀,图7中的分布比较均匀,因此,在阀内部空间与套筒强度允许范围内,适当增加级间隙,有利于压力平缓的降低;从图6、8可知,适当增加套筒间的间隙,有利于降低套筒内部的流速。

6 多级降压套筒孔径分析

对相同结构的多级降压套筒调节阀,定义孔径分别为5mm、6mm,进行流场分析,结果如图9~12。

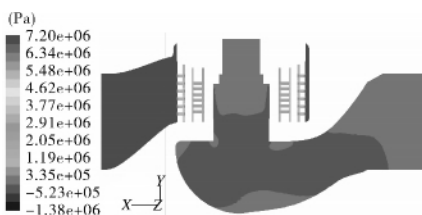


图9 孔径5mm时压力分布云图

在总节流面积相同时,从图9、11可知,适当减小孔的直径,有利于增加每级套筒的压降;从图10、12可知,适当减小孔的直径有利于降低套筒内部最大流速,有利于降低噪声、减小振动。

7 结论

(1) 通过图2流程确定了DN150多级套筒调节阀满足所需压降的套筒级数。通过数值模拟,压力分布合理,流量满足需求,验证了该计算流程的可行性;

(2) 通过理论公式及数值模拟,得出在调节阀内部空间允许的情况下,适当增加套筒间的间隙,有利于套筒内部压力平缓的降低,有利于套筒内部流速的降低,从而起到更好的消声减振效果;

(3) 通过数值模拟,得出在套筒强度允许和总节流面积相等的情况下,适当减小孔的直径,每级套筒的压降增加,套筒内部最大流速降低,有利于降低噪声、减小振动。

(下转第13页)

45天左右。新型盘根的工作寿命长达传统盘根的9倍以上。在轴套磨损的测量中,在MD280-43×6的水泵中在90天工作的时间内轴套径向磨损量0.10mm,而塑性纳米盘根磨损量0.001mm;在MD450-60×7的水泵中为期90天试验轴套径向磨损量0.08mm。这说明新型盘根不容易磨损轴套,对轴套有保护作用。

MD280-43×6和MD450-60×7的水泵中安装油浸盘根轴套的更换周期为120天,2个轴套的总价格为1200元,而安装新型纳米塑性盘根的MD280-43×6水泵轴套更换周期为720天,2个轴套的总价格为1200元。即2年使用新型轴套只需要更换一次左右,总价格才1200元,而使用油浸盘根需要更换6次,总价格高达7200元。这说明使用新型盘根,不仅轴套的维护工作量大大降低,并节省了轴套损坏的更换费用,经济效益十分显著。

5 结语

本文分析了传统填料密封的工作原理和存在的缺点。通过新型塑性纳米盘根和传统油浸盘根的试验对比可以证明:新型填料密封可以降低水泵的4%左右耗电量,新型盘根和传统盘根以数目1:5左右搭配成为复合盘根组,其工作寿命可以达到传统盘根的5~10倍,不仅降低了设备轴承或轴套的损耗,而且降低了检修维护的劳动强度。新型塑性纳米密封填料在填料密封领域更具

有优越性,实际的应用中具有可观的经济效益,并有广泛的推广前景。

参考文献

- [1] 于颖,於孝春. 填料密封新材料和新技术[J]. 化学装备技术, 2005, 26(5): 60-63.
- [2] 徐鸣鹤. 新型填料密封在水泵上的应用[J]. 润滑与密封, 2006, (8): 186-188.
- [3] 晁风芹,李学明,张玉英. 一种新型密封填料[J]. 中华纸业, 2012, 33(14): 79-80.
- [4] 吕红丽,刘坤. 浅谈填料密封的泄漏及预防[J]. 化工科技市场, 2008, 31(1): 22-23.
- [5] 张向钊. 提高密封性能的新型密封填料[J]. 流体机械, 1999, 27(7): 30-31.
- [6] 张治川,黄磊,周波. 重叠式多套管换热器结构与管头密封设计[J]. 压力容器, 2012, 29(3): 23-25, 79.
- [7] 黄瑜. 纳米TiO₂保鲜包装材料的研究进展[J]. 包装与食品机械, 2012, 30(4): 58-61.
- [8] 曲海,李根生,刘营,等. 水力喷射压裂射流密封压力场研究[J]. 流体机械, 2012, 40(11): 21-24, 32.
- [9] 宋冬梅,赖喜德,张翔,等. 水平中开式泵体静力有限元分析及密封性能评估[J]. 流体机械, 2012, 40(12): 30-34.
- [10] 顾永泉. 流体动密封[M]. 北京: 中国石化出版社, 1992.

作者简介: 胡旭晟(1991-),男,本科,主要研究方向: 船舶动力、机械,通讯地址: 430063 湖北武汉市武汉理工大学余家头校区海虹六栋。

(上接第22页)

参考文献

- [1] 刘芳. 控制阀闪蒸和空化现象及阻塞流的计算[J]. 石油化工自动化, 2010, (2): 64-68.
- [2] 陈明,李秉昕,贾丛玉,等. 管道耦合水击的最优阀调节问题研究[J]. 流体机械, 2011, 39(3): 38-43.
- [3] 李树勋,赵子琴,张云龙. 高温高压过热蒸汽疏水阀消声减振研究[J]. 振动与冲击, 2011, (10): 116-121.
- [4] 裴叶琴. 多级减压调节阀的计算与选型设计[J]. 科技资讯, 2010, (19): 30-31.
- [5] IEC 60534-2-5: 2003, Industrial process control valves - Part 2-5: Flow capacity - Sizing equations for fluid flow through multistage control valves with interstage recovery [S].

- [6] 朱荣生,王韬,付强,等. 基于CFD技术的核电站上充泵全流场数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 30-34.
- [7] 何世权,李斌,翟鹏程,等. 自力式温控阀流场的数值模拟及优化[J]. 流体机械, 2010, 38(4): 35-38.
- [8] 孙斌,许安俊. 高压止回阀断裂失效分析[J]. 压力容器, 2012, 29(1): 67-72.
- [9] 陶正良,蔡定硕,严春雷. 电站调节阀内流场的三维数值模拟及实验研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(1): 63-65.

作者简介: 王燕(1965-),女,高级工程师,长期从事调节阀的设计工作,通讯地址: 400700 重庆市北碚区龙凤一村重庆川仪调节阀有限公司。