

AA9-683 阀门活门杆失效分析

董 冬, 刘宏卫, 张俊峰, 李 谦, 朱成亮
(西安航天动力试验技术研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 试验中大量使用的 AA9-683 阀门多次出现活门杆弯曲卡死现象。依据阀门工作原理和故障活门杆分解情况对活门杆失效机理进行分析认为: 活门杆弯扭屈曲可能为临界载荷和侧向载荷共同作用产生的结果。选取最小截面等截面法和仿真算法分别计算活门杆临界载荷。最小截面等截面法依据欧拉临界载荷公式获得临界载荷, 仿真算法依据 ANSYS Workbench 软件基于静力法的屈曲计算方法获得临界载荷。通过比较 2 种方法计算的临界载荷数据, 显示结果接近, 并且依据已测量挠度以及挠度计算法推导出侧向载荷。将临界载荷、侧向载荷结果与活门杆失效情况比较分析, 得出活门杆失效机理的分析结论成立。针对造成活门杆失效的原因采取了有效的改进措施。

关键词: 活门杆; 屈曲; 临界载荷; 挠度

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 06-0099-06

Failure analysis on stem of valve AA9-683

DONG Dong, LIU Hongwei, ZHANG Junfeng, LI Qian, ZHU Chengliang
(Xi'an Aerospace Propulsion Test Technique Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The stem of valve AA9-683 bending and clamping phenomenon occurred repeatedly in the test. According to the valve working principle and fault stem decomposition, and the failure mechanism analysis of the valve stem, it is considered that the stem flexural torsional buckling may be generated by the combined action of critical load and lateral load. The minimum cross section uniform method and simulation calculation method are chosen to calculate the critical loads of valve stem respectively. The former obtains the critical load according to Euler critical load formula, and the latter obtains the critical load according to the static method based buckling calculation method of ANSYS Workbench software. By comparing the critical load data got by the two methods, the results are close to each other. According to the measured deflection and the deflection calculating method, the lateral load can be deduced. The relation of the critical load and lateral load with the actual results of the valve stem failure are compared and analyzed. The results indicate that analysis conclusion of the valve stem failure mechanism is tenable. In view of the failure causes of the valve stem, effective measures were taken.

Keywords: valve stem; buckling; critical load; deflection

收稿日期: 2015-01-28; 修回日期: 2015-06-26

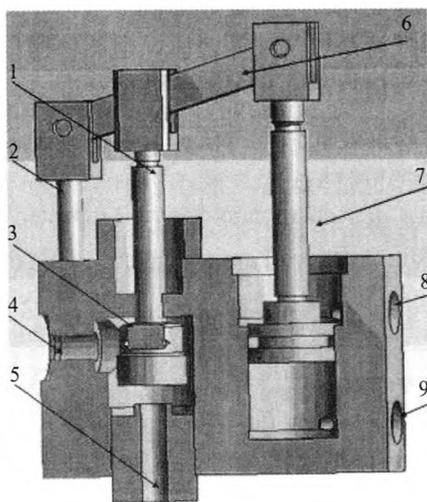
作者简介: 董冬 (1981—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机试验技术

0 引言

试验用 AA9-683 阀门用于介质（气体或液体）的输送或节流，尤其在试验件管路的吹除和排放过程中起到非常关键的作用。然而，该阀门使用中常出现活门杆弯曲卡滞、卡死的现象，极大影响了所在系统的可靠性。因此，从该阀门工作原理入手，针对活门杆弯曲变形的故障机理开展了分析工作。

1 阀门工作原理

AA9-683 阀门通过双路控制气完成阀门的启闭控制，具有响应及时、通路多、承压高等优点。阀门由活塞杆、活门杆、活门座、支撑杆、摇臂连杆、气体和液体接口组成。阀门通径 DN10，工作压力 12 MPa，操作活门启闭的操纵气压力为 5 ± 0.5 MPa。该阀门模型剖面示意图见图 1 所示。



1-活门杆; 2-支撑杆; 3-活门座; 4-C口; 5-A口;
6-摇臂连杆; 7-活塞杆; 8-E口; 关闭阀门用进气口;
9-F口; 打开阀门用进气口

图 1 AA9-683 阀门结构图

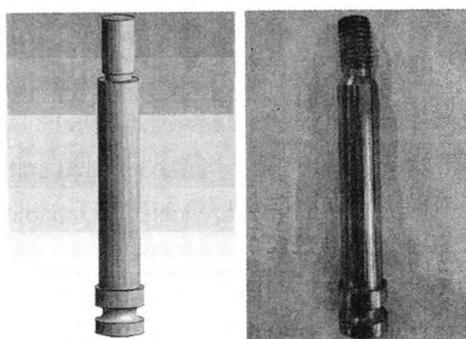
Fig. 1 Structure diagram of valve AA9-683

图中部分组件被简化。活门杆和活塞杆通过摇臂连杆连接。这个摇臂是阀门连接 3 个杆的组件，它有左孔、右孔和中孔（左孔连接支撑杆，右孔连接活塞杆，中孔连接活门杆），3 个孔

均为椭圆形状。这些椭圆形孔在阀门打开或关闭时，即活门杆顶起或下拉作动时，起到杆件轴向位移补偿的作用，避免所在杆件弯曲。活塞杆为阀门的开启和关闭提供动力，活门杆受到来自活塞杆间接通过摇臂连杆传递的矢量力，实现输入介质（气体或液体）的输送和切断，活塞杆通过给进气口 E 或 F 通入操纵气实现气缸的启闭：阀门需打开时，由 F 口通入操纵气，E 口不通操纵气，阀门活塞杆运行向上，通过摇臂带动活门杆向上运动，输入介质由 A 口进入，C 口出，实现介质输入；阀门需关闭时，由 E 口通入操纵气，F 口不通操纵气，阀门活塞杆运行向下，通过摇臂带动活门杆向下运动，断开由 A 口进入 C 口的通路，实现介质通路关闭。

2 失效机理分析

AA9-683 阀门在活门打开或关闭时经常出现活门杆卡死现象，经分解后发现活门杆已出现弯扭屈曲变形。测量变形杆体平均分布 4 个角度的高度，定义为线段 $d_1 \sim d_4$ ，长度分别为 82.68 mm，82.82 mm，82.78 mm 和 82.68 mm。通过观察上述数据可见最长的线段 d_2 比最短的线段 d_1 或 d_4 多出 0.04 mm。说明杆件发生较大弯曲变形，轴线已经弯曲，弯曲至线段较短的一侧。通过测量形心最大偏移量 0.5 mm，杆件发生弯扭屈曲。同时观察杆件实际变形实物，可见杆件上端螺纹段发生弯曲变形较大（向左侧）。活门杆仿真模型与实物见图 2 (a) 和图 2 (b) 所示。



(a) 活门杆模型 (b) 活门杆实物

图 2 活门杆模型与实物图

Fig. 2 Valve stem model and picture

活门杆的弯扭屈曲是轴杆发生失效的主要形式之一,是指活门杆所承受的载荷超过某一临界值时突然失去原有几何形状的现象,这一临界载荷,通常记作 $F_{\text{临}}$ 。由于活门杆质量较小,与其他受力相比,活门杆所受重力相对较小不予考虑。活门杆受到通过曲轴传递活塞杆向下的载荷,记作 $F_{\text{下}}$,同时活门杆在阀门启闭时可能有微小侧向弯曲(所谓初曲),记作 $F_{\text{侧}}$ 。

阀门打开时,活门杆与摇臂连接的椭圆形中孔起到补偿活门杆轴向位移的作用,而在阀门关闭时,这个载荷在活门座接触下方接口的瞬间形成较大冲击,冲击力通过活门座的聚四氟乙烯填料得到缓解,当活门座聚四氟乙烯填料不断因冲击力挤压被挤出一定量时,该填料变薄,其缓解冲击载荷作用逐渐弱化,活门座几乎与下方接口实现硬连接(不锈钢与不锈钢)。

此时,在不带工艺气下关闭阀门时活门杆的冲击能量将增大。阀门启闭开始阶段,活门杆受 $F_{\text{侧}}$ 作用发生微小侧向弯曲变形,依靠活门杆材料自身弹性可恢复,但随着阀门启闭多次后,活门杆所受载荷接近或高于其变形的临界载荷 $F_{\text{临}}$ 时,活门杆侧向弯曲位移随材料弹性恢复的规律将被打破,出现不能完全恢复的现象,即屈服变形产生后将逐渐形成塑性变形。在这个变形基础上,活门杆所受冲击在增大,同时挠度和扭转角开始急剧变化,活门杆变形缓慢增大。显然,这种变形状态的急剧改变以及由挠度理论可知,活门杆失稳变形产生。这时,活门杆在活门腔内运动时出现较大摩擦,摇臂中孔的补偿作用将不起作用,反而 $F_{\text{侧}}$ 会加剧侧向弯曲,使活门杆在活门腔道内产生卡滞、卡死故障。因此,活门杆卡滞现象是临界载荷和侧向载荷共同作用产生的结果。

3 载荷计算方法分析

3.1 计算方法选取

通过上述机理分析结果可知,活门杆卡滞是 $F_{\text{临}}$ 和 $F_{\text{侧}}$ 共同作用的结果,需分别对二者进行计算。

活门杆属于变截面类型压杆,而对于计算变

截面压杆的临界载荷 $F_{\text{临}}$,目前通常采用以下5种方法:

1) 最小截面的等截面法 将变截面压杆的最小横截面惯性矩作为该变截面压杆的惯性矩,利用等截面匀质压杆的欧拉公式求解活门杆的临界载荷。这种计算方法未考虑其余截面对抗弯刚度的影响,偏于保守,所得临界载荷值比实际值小。

2) 能量法 此方法虽能获得较为满意的近似解,但仍会遇到复杂的积分运算,设计工作量较大。

3) 解析法 该方法须先根据构件变截面的段数,分段列出构件在弯曲平衡条件下的挠曲线的连续性条件,求解积分常数,最后求得其临界载荷值。此方法虽能获得较高的精度,但当变截面段数较多时,建立微分方程较困难,求解过程也十分复杂。

4) 当量长度法 将变截面压杆中所有不同横截面均按其最小截面考虑,即设该构件中各个不同横截面段的截面惯性矩均与该构件最弱处的截面段的截面惯性矩相同,此方法计算简便,具有较强的通用性,但对于截面变化较大或段数较多时计算结果误差增大。

5) 仿真算法 此法依靠建立构件模型,给予初始载荷和约束,在静力分析基础上进行屈曲分析,包括应变、变形、应力强度等分析,最终得出临界载荷,计算简便。因此,通过比较分析, $F_{\text{临}}$ 通过最小截面的等截面法和仿真算法分别计算,针对计算结果进行比较分析。

活门杆初曲的侧向载荷可通过已知活门杆挠度变化量进行推导计算。由于已测量出活门杆轴心最大偏移量,即活门杆挠度变化量为0.5 mm,可通过挠度计算法推导出侧向载荷。

3.2 分析流程

通过仿真算法和最小截面法分别计算活门杆临界载荷,并对2种方法下的计算结果进行比较。另外,通过挠度计算法获得活门杆初曲的侧向载荷,并结合上述临界载荷结果与活门杆失效过程开展分析工作。活门杆载荷计算分析流程如图3所示。

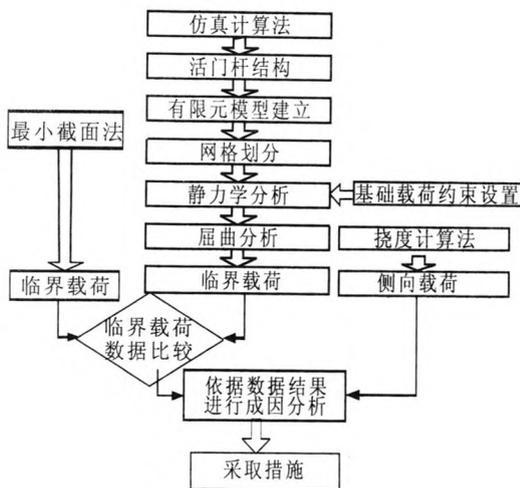


图3 载荷计算分析流程

Fig. 3 Load calculation and analysis process

4 最小截面法计算临界载荷

4.1 计算假设

根据阀门启闭原理以及活门杆失效机理分析可知，阀门关闭时活门杆向下运动受到的冲击载荷是造成活门杆失效的主要原因。活门杆所受载荷 $F_{下}$ 接近或高于活门杆变形的临界载荷 $F_{临}$ 时，屈曲变形向塑性变形转化，这时活门杆受到活塞杆经摇臂中孔传递的侧向力 $F_{侧}$ 。因此，需计算临界载荷和侧向载荷来分析活门杆失效原因。活门杆受力示意图见图4所示。图中： d_1 和 d_2 分别为活门杆直径， $d_1=0.01$ m， $d_2=0.006$ m； l 为活门杆的长度， $l=0.083$ mm； $F_{临}$ 为活门杆变形的临界载荷， $F_{侧}$ 为活门杆变形的侧向载荷。

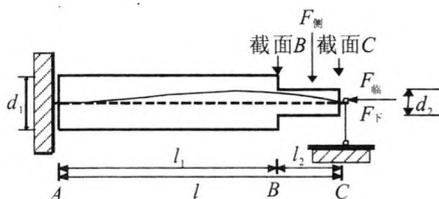


图4 活门杆受力示意图

Fig. 4 Force diagram of valve stem

4.2 计算

活门杆失效问题的关键是确定其临界载荷，

使活门杆在微弯状态保持平衡的最小轴向压力，即为活门杆的临界载荷。该状态下活门杆的临界载荷又称为欧拉临界载荷，即欧拉公式

$$F_{临} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}$$

式中： l 为活门杆长度， $l=0.083$ m； μ 为长度系数； μl 为相当长度； I 为惯性矩； E 为弹性模量， $E=200 \times 10^9$ Pa； π 为圆周率， $\pi=3.14$ 。

要获得临界载荷需首先计算惯性矩。活门杆为实心圆柱体，因此根据实心圆形截面的极惯性矩公式：

$$I_p = \int_0^{d/2} \rho^2 \cdot 2\pi\rho d\rho = \frac{\pi d^4}{32}$$

式中： d 为直径； π 为圆周率； ρ 为 $0 \sim d/2$ 的积分变量； $2\pi\rho d\rho$ 为以径向尺寸为 $d\rho$ 的圆环形面积微面积。

计算 l_1 段的惯性矩 I_1 : $I_1 = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi d_1^4}{64}$

得 $I_1=4.908 \times 10^{-10}$ m⁴

计算 l_2 段的惯性矩 I_2 : $I_2 = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi d_2^4}{64}$

得 $I_2=6.359 \times 10^{-11}$ m⁴

该活门杆结构在阀门关闭时阀杆上端与摇臂连接，属于铰支状态，下端与活门座连接成为一体，与接口接触后可视为固定状态。 μ 为长度系数，它反映了约束情况对临界载荷的影响，两端铰支 $\mu=1$ ；一端固定、一端自由 $\mu=2$ ；两端固定 $\mu=0.5$ ；一端固定、一端铰支 $\mu=0.7$ ；该活门杆弯曲时，属于一端铰支，另一端固定状态。因此，取 $\mu=0.7$ ，根据最小截面的等截面法可知， I 取 I_1 和 I_2 值中较小者， $I_1 > I_2$ ，即 $I=I_2=6.359 \times 10^{-11}$ m⁴。

$$F_{临} = \frac{\pi^2 EI}{0.7^2 (l)^2} = \frac{3.14^2 \times 200 \times 10^9 \times 6.359 \times 10^{-11}}{(0.7 \times 0.083)^2} = 37\ 147$$

通过最小截面的等截面法计算得出活门杆的临界载荷为 37 147 N。

5 仿真法计算临界载荷

5.1 理论基础

确定活门杆临界载荷的理论分析方法有 2

种: 一是根据临界状态的静力特征提出的静力法; 二是根据临界状态的能量特征提出的能量法。本文采用基于静力法获得活门杆临界载荷, 运用 ANSYS Workbench 软件建立活门杆结构有限元模型, 通过网格划分、参数设置后进行静力学分析, 根据静力学分析结果进行屈曲计算分析, 获得变形、应力强度和临界载荷因子 λ , 进而求出变截面活门杆临界载荷。

5.2 参数设置

依据活门杆实际尺寸和实际受力情况, 利用 ANSYS Workbench 软件建立仿真模型。静力载荷分析用于计算由那些不包括惯性和阻尼效应的载荷作用于结构或部件上引起的形变、应力、应变等。屈曲分析是基于静力载荷分析, 依据实际使用情况, 对活门杆施加弹性约束和 1 N 载荷进行分析。下面仅给出应力强度、应变、变形分析情况, 材料属性为不锈钢 2Cr13, 其中, 弹性模量 $E=206 \text{ GPa}$, 泊松比 $\mu=0.3$ 。

5.3 计算

活门杆屈曲变形量与应力强度的关联曲线见图 5 所示。

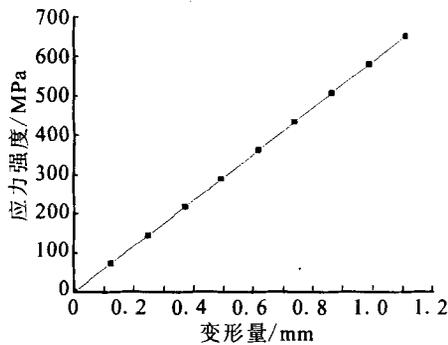


图 5 活门杆屈曲变形量与应力强度数值关联曲线

Fig. 5 Valve stem buckling deformation versus stress intensity

对变截面活门杆施加 1 N 的载荷 (临界载荷等于屈曲分析中所有施加载荷与载荷因子的乘积, $p_{\text{临}}=F \times \lambda$, 因此只需施加 1 N 载荷), 插入 ANSYS Workbench 中屈曲分析模块后, 再次求解。经过计算, 得到活门杆屈曲变形量 0~1.1 mm, 应力强度在 0.13~651.6 MPa。说明在工作载荷下活

门杆的内应力可达到 651.6 MPa, 侧向弯曲位移可达 1.1 mm。弯曲变形集中位置在活门杆中上部, 与实际弯曲变形位置相符, 只是计算变形量与实际 0.5 mm 相比较稍大。同时, 通过仿真计算可知, 该变截面活门杆的临界载荷因子为 39 335, 因此临界载荷 $p_{\text{临}}=1 \text{ N} \times 39\ 335=39\ 335 \text{ N}$ 。

6 挠度计算法计算侧向载荷

如图 4 所示, 变截面活门杆可看作是由简支梁 AB 与固定在横截面 B 的悬臂梁 BC 组成, 当简支梁 AB 与悬臂梁 BC 变形时, 均在截面 C 引起挠度 w_c , 而此二挠度的代数和即为截面 C 的总挠度, 可用下式计算:

$$w_c = \frac{F a^2 l}{3EI}$$

式中: F 为集中载荷; E 为弹性模量, $200 \times 10^9 \text{ Pa}$; I 为弯矩, 取 I_1 和 I_2 值中较小者, $I_1 > I_2$, 即 $I=I_2=6.359 \times 10^{-11} \text{ m}^4$; l 为活门杆长度, $l=0.083 \text{ mm}$; a 为支梁 AB 的长度, $a=I_1=0.07 \text{ mm}$ 。

则

$$w_c = \frac{F \times (0.07)^2 \times 0.083}{3 \times 200 \times 10^9 \times 6.359 \times 10^{-11}} = 0.5$$

同时经过推导计算, $F=46\ 900 \text{ N}$, $F_{\text{侧}}=F=46\ 900 \text{ N}$, 即活门杆 $F_{\text{下}} \geq F_{\text{临}}$ 时, 活门杆受到来自摇臂中孔传递的侧向载荷为 46 900 N。

7 结果分析

根据上述临界载荷计算结果可知, 最小截面的等截面法求解的临界载荷为 37 147 N, ANSYS Workbench 仿真法求解的活门杆临界载荷为 39 335 N, 仿真法比最小截面的等截面法计算结果高 5.5%。考虑到仿真法计算结果一般有误差, 同时通常最小截面的等截面法求解结果偏于保守的因素, 因此, 两种方法求解的结果基本一致, 临界载荷应在 37 147~39 335 N。结合侧向载荷计算结果, 当活门杆所受载荷接近或高于 37 147 N 时, 屈曲变形向塑性变形转化。同时, 活门杆受到活塞杆经摇臂中孔传递的侧向载荷 46 900 N, 并与高于活门杆临界载荷 37 147 N 的载荷共同作用, 最终导致活门杆卡滞失效。

通过计算分析结果可知活门杆失效的原因：
①在阀门活门杆组件和气缸组件由于装配不达设计要求，造成受侧向力时依靠摇臂孔位移补偿不到位，无法自行恢复活门杆屈曲变形。②未进行工艺气背压时启闭阀门，阀门启闭时活门杆易受冲击影响。③活门座密封用聚四氟乙烯材料变薄，阻尼作用减弱。

针对上述失效成因，采取了几项针对性措施：
①阀门关闭时，通过调节双头螺栓高度确保活塞悬空，活门杆通过活门座下接触面与活门腔接触而止动；阀门打开时，活门杆与活塞杆同时止动，活塞杆通过活塞杆底托上接触面与活门腔接触而止动，活门杆通过与活门座上接触面与活门腔接触而止动。②阀门启闭时背压工艺气，将减少阀门在打开时活门杆受拉次数和关闭时活门座受压次数。③定期检查密封填料溢出量，根据情况决定是否需要灌装新的密封填料。

8 结论

活门杆作为 AA9-683 阀门的重要组件，其结构和性能直接影响着所在系统工作的可靠性。利用最小截面的等截面法和基于 ANSYS 软件静力法的仿真算法分别进行临界载荷计算，数据结果比较接近，并且运用挠度计算法计算侧向载荷。通过分析数据并结合实际失效机理过程，针对造成活门杆失效成因采取了针对性措施，提高了同型号阀门及其所在系统的可靠性。

参考文献：

- [1] 王丹, 万正权. 考虑初始形状影响的耐压球壳临界载荷简化计算公式[J]. 船舶力学, 2014, 6(5): 10-12.
- [2] 王欣, 易怀军, 赵日鑫, 等. 一种 n 阶变截面压杆稳定性计算方法的研究[J]. 中国机械工程, 2014, 12(12): 09-10.
- [3] 莫立新, 徐峰, 郑绍文. 基于等效截面的复合材料板格弯曲正应力计算方法[J]. 中国舰船研究, 2014, 12(6): 34-38.
- [4] 丁然. 压杆稳定性问题浅议[J]. 力学与实践, 2014, 4(3): 36-38.
- [5] 张国海, 成小龙. 少齿数齿轮轴极惯性矩计算[J]. 机械传动, 2014, 12(3): 03-05.
- [6] 黄开志, 陈小亮. 两端任意线弹性支承的压杆稳定性研究[J]. 四川理工学院学报(自然科学版), 2014, 4(2): 9-11.
- [7] 杨巍, 张宁, 许良. 基于有限元法对裂纹尖端应力强度因子的计算[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2014, 6(3): 19-23.
- [8] 张忠厚, 左彪, 黄厚旭. 最小势能原理在关键层挠度计算中的应用[J]. 中国地质灾害与防治学报, 2014, 12(3): 16-18.
- [9] 程亚威, 李小明, 陈维宇. 液氧主阀的方案及设计[J]. 火箭推进, 2007, 33(2): 17-21.
CHENG Yawei, LI Xiaoming, CHEN Weiyu. The Scheme of main liquid oxygen valve[J]. Journal of Rocket Propulsion. 2007, 33(2): 17-21.
- [10] 郑丽, 李清廉, 沈赤兵. 大流量气体减压阀响应特性的仿真研究[J]. 火箭推进, 2008, 34(2): 18-24.
ZHENG Li, LI Qinglian, SHEN Chibin. Analysis on responding characteristics of large flux pressure reducing valve[J]. Journal of Rocket Propulsion. 2008, 34(2): 18-24.

(编辑：陈红霞)