

文章编号:1674-2869(2011)06-0085-04

闸阀加固中卡子有限元分析与扭矩试验研究

何家胜,刘 杰,陈 才

(武汉工程大学 机电工程学院,湖北 武汉 430074)

摘 要:运用有限元分析软件 ANSYS,对闸阀螺钉断裂失效的加固方案中的法兰外卡进行应力计算,优化卡子的倒角半径尺寸,得到卡子安全工作的最优倒角值. 同时为降低卡子在腐蚀环境下由于安装过紧引起应力过大而发生应力腐蚀的风险,设置了测试试验对卡子的拧紧扭矩进行了测量.

关键词:闸阀;卡子;有限元分析;试验研究

中图分类号:TQ055.8⁺1 **文献标识码:**A **doi:**10.3969/j.issn.1674-2869.2011.06.020

0 引 言

闸阀是工业生产中一类非常重要的设备,主要用于控制管路等通道中介质的流量,广泛应用于石油化工、能源电力、原子能等领域. 由于很多的管线需要埋在地下,因此很多闸阀也埋在地下,而由于土壤中的介质复杂,可能会有一些腐蚀性介质对阀体或相关构件产生腐蚀,进而容易使阀门发生失效,如由于腐蚀使结构发生一定损伤后的结构在应力较大时易发生应力腐蚀失效^[1-4].

某公司的埋地管道闸阀(如图 1 所示)在检修中发现闸阀矩形法兰上的部分紧固螺钉发生断裂,该管道中介质为可燃性气体,断裂的螺钉很容易导致气体外泄,进而引发火灾等严重安全事故. 对断裂螺钉进行相关检查,发现螺钉的断裂系应力腐蚀导致. 由于整个管系很长,闸阀较多,不能短期内逐一进行停气检查,同时由于上下阀体联接部位的螺钉断在螺孔(盲孔)内后很难取出,不易短时间内直接取出换掉,因此决定对闸阀采取安装卡子的方式进行加固,以保证闸阀安全运行. 针对以上的情况,对卡子进行了如下的研究.



图 1 闸阀及加固方案中卡子示意图

Fig. 1 The valve and clip in the reinforcement

1 几何模型

卡子的初步结构尺寸(未倒角时)如图 2 所示. 卡子的夹紧主要是通过拧紧卡子上的六角螺栓,产生夹持力,继而加载在闸阀上后对闸阀产生密封力,压紧闸阀上下法兰及闸阀中的密封橡胶圈,达到夹紧状态.

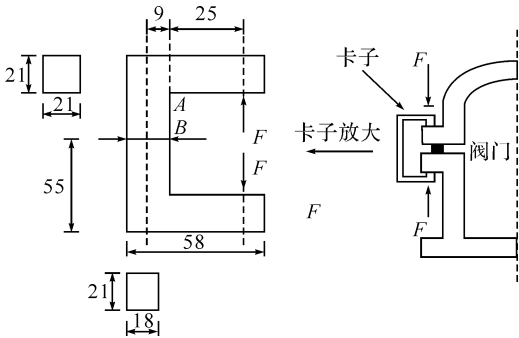


图 2 闸阀及卡子联接简图(单位:mm)

Fig. 2 The join of valve and clip(units: mm)

2 有限元模型

2.1 力学模型

在卡子的 ANSYS 有限元模型中对卡子结构给定如图 3 所示位移和载荷边界条件:

位移边界:图 3 中 A 点和 B 点位于卡子中部背面中线两端,其中 B 点约束 X、Y、Z 三个方向的位移,A 点约束 X、Y 方向位移.

载荷边界:在螺钉中心位置受到力 F 的作用,其中上部受到向上的作用力,下部受到向下的作用力,大小均为 F,如图 3 所示.

2.2 ANSYS 有限元计算模型

利用大型通用有限元软件 ANSYS 对卡子进

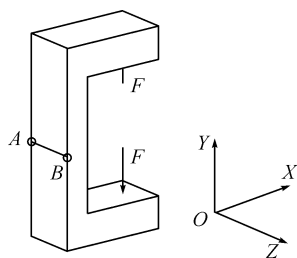


图 3 卡子模型上的约束和载荷

Fig. 3 The constrains and load on the clip model
行建模分析,进行卡子受力的有限元计算.其中,有限元单元选用三维 8 节点的二次结构单元 SOLID95,建立的有限元模型如图 4 所示^[5].

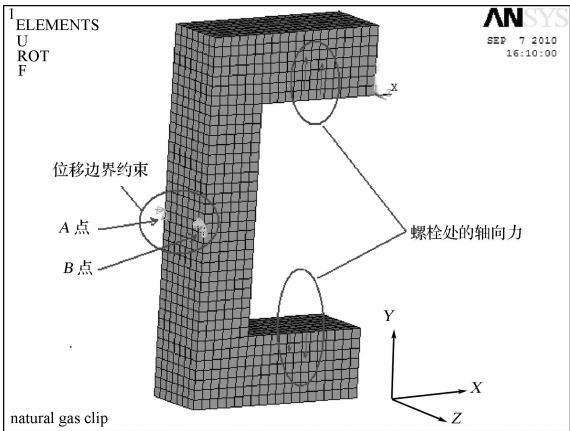


图 4 卡子有限元单元图

Fig. 4 The finite element of clip

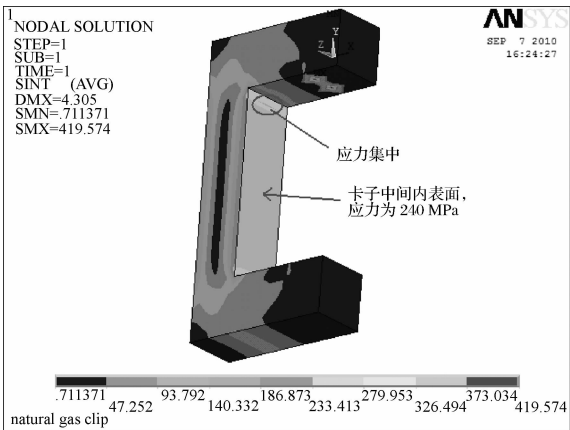


图 5 无倒角时应力分布图

Fig. 5 The stress distribution when no fillet

注: $F=7\ 356\ \text{N}$ (应力单位: MPa)

从图 5 所示的卡子无倒角时的应力分布计算结果中可以看到,卡子的拐角处局部区域呈现明显的应力集中,应力高达 350 MPa 左右,这对于卡子整体的安全性能会产生很大的影响,易导致卡子局部失效,进而引发卡子的整体失效.因此,必须对卡子的拐角处设置一定的倒角,另外由于卡

子与所联接的闸阀的上下部分的结构限制,使得卡子的倒角也不能取得过大,否则会影响卡子的装夹,因此需要确定一个合理的倒角数值.经过一定的测量及计算,为保证卡子的正常工作,应保证卡子的倒角半径 $r \leq 8\ \text{mm}$,为此,运用 ANSYS 参数化设计语言 APDL 编写命令流程序,计算得到 $r=5\ \text{mm}$ 、 $6\ \text{mm}$ 、 $7\ \text{mm}$ 、 $8\ \text{mm}$ 时的卡子应力分布(应力图中的最大应力出现在卡子上下部分加载集中力 F 的位置,此处呈现较大的应力集中,这主要是由于加载方式为加载集中力引起的,对所关心的卡子拐角处的应力分布影响不大).

计算结果显示,随着过渡圆角半径 r 的增大,拐角处的应力强度下降,且应力集中现象逐渐减弱,不同倒角情况下计算得到的卡子拐角处的最大应力如表 1 所示.

表 1 不同倒角半径时拐角处最大应力值

Table 1 The max stress at the corner of clip with different fillet radius

	r/mm			
	5	6	7	8
拐角处最大应力值/MPa	291.90	286.06	270.34	255.31

由于卡子拐角处发生应力集中,从保守的观点看,只要应力强度小于 1.5 倍的许用应力,即能保证安全^[6].对于 45# 钢,许用应力 $[\sigma]=188\ \text{MPa}$,而 $1.5[\sigma]=282\ \text{MPa}$,因此从表 1 中可以看出, $r=7$ 时其拐角处最大应力强度为 270.34 MPa 能满足安全要求.此时,应力分布如图 6 所示.

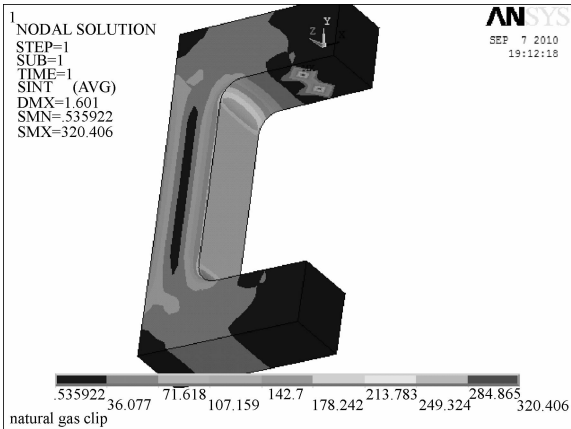


图 6 有倒角时($r=7\ \text{mm}$)应力分布图

Fig. 6 The stress distribution when fillet radius $r=7\ \text{mm}$

注: $F=7\ 356\ \text{N}$ (应力单位: MPa)

同时按应力分类和弹塑性失效准则,只要 $\sigma_{\text{max}} < 3[\sigma]=564\ \text{MPa}$,即能满足安全要求,因此 $r=7$ 能满足强度条件.所以卡子的拐角半径取 $r=7\ \text{mm}$.

3 试验研究

在卡子的现场安装过程中,施工人员基本是靠扳手直接拧紧卡子上的螺栓,直到螺栓不能拧动为止,但是此时可能由于拧紧扭矩过大使得卡子的内力过高了,这极易引发卡子在土壤中的腐蚀性环境中发生应力腐蚀失效.由于在发现螺钉断裂情况后,企业紧急制造了一批卡子(如图 1 所示)对闸阀进行加固,为防止卡子在安装过称中由于拧紧力矩过大而发生上述失效,因此需要确定一个能保证卡子对闸阀良好密封性能的卡子拧紧扭矩.为了能够准确地得到这个拧紧扭矩值,于是开展了以下的卡子拧紧扭矩测量试验.

此试验的试验方案如下:首先假设闸阀处于螺钉全部断裂失效的极限情况,仅由如图 7 所示的 6 个卡子对闸阀进行夹紧密封,根据闸阀的压力和几何尺寸可以得到每个卡子应该提供至少 7 356 N 的密封载荷,而通过图 5 所示的有限元计算得知,单个卡子在提供 7 356 N 的密封载荷时,卡子中间内表面附近区域的应力为 240 MPa.所以,要保证拧紧力矩的值不会过大,可以通过在卡子中间内表面设置应变片(如图 8 所示),由应力应变关系式(1)转换得到卡子中间内表面应力为 240 MPa 时此区域的相应的应变量 $\epsilon=1\ 200$.

$$\sigma=E\times\epsilon\tag{1}$$

式(1)中, E 为材料的弹性模量,对于本实验中的卡子为 45# 钢,其 $E=2\times10^5$ MPa 为确定值; ϵ 为测试点处材料的形变量,为试验中需要测试的值.

利用电阻应变仪采集应变片上的应变值,当电阻应变仪上的数值达到由上式计算得到的 $\epsilon=1\ 200$ 时,扭力矩扳手上的数值即为所需的保证卡子正常密封的拧紧扭矩值 M .

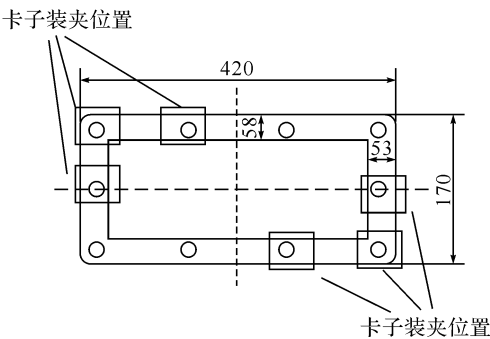


图 7 卡子装夹示意图
Fig. 7 Clip clamping

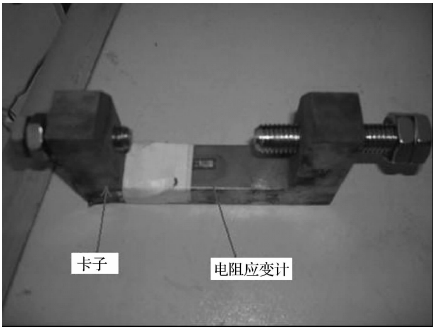


图 8 卡子上的应变片位置示意图
Fig. 8 The location of strain gauge

根据以上的方案进行试验,试验模型如图 9 所示,在卡子上施加扭矩,直到应变仪数值增大到 1 200 左右时结束加载,加载完成时电阻应变仪上的数值如图 10 所示.试验结果显示,加载完成所需的扭矩值为 13 N·m,后将此结果与相关工程人员实际操作中的数据进行对比,发现此数值结果较实际操作中的数值略低,说明实际操作中的扭矩值可能过大,应该降低到 13 N·m.另外,为了防止卡子在夹持闸阀的过程中由于管系和环境的原因发生震动而松脱,因此提出了在卡子夹持位置设置橡胶垫的方案,同时也对有橡胶垫的情况进行了试验研究.

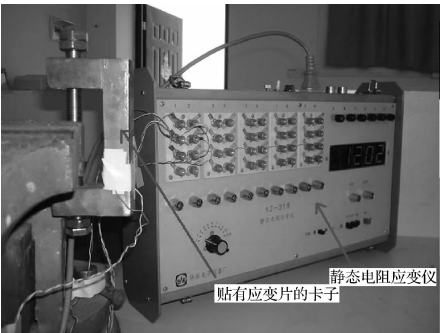


图 9 卡子应力测试试验图
Fig. 9 The stress test of clip

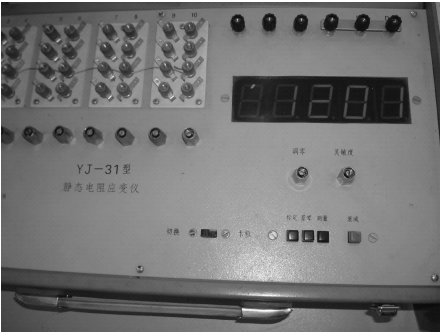


图 10 电阻应变仪上的数值
Fig. 10 The numerical value on the resistance strain gauge

对以上的两种方案进行试验研究,试验结果显示,要使卡子内侧应力为 240 MPa,则螺栓上应加载的扭矩值为:

- (1)不加橡胶垫时扭矩值 $M=13\text{ N}\cdot\text{m}$
- (2)加橡胶垫时扭矩值 $M=15\text{ N}\cdot\text{m}$

然后对上述扭矩值在闸阀上进行现场试验,效果良好,表明试验结果具有较高的准确性.

4 结 语

- a. 利用 ANSYS 对卡子结构提供 7 356 N 密封载荷时的情况进行有限元结构计算,分析卡子中的应力分布,得知此时卡子中间内表面上的应力为 240 MPa. 同时,在卡子的结构设计中,为了缓解卡子拐角处的应力集中,并保证卡子的安全,拐角处的半径值可取 $r=7\text{ mm}$.
- b. 为了防止闸阀加固方案中的卡子在安装过程中由于拧紧扭矩过大而产生过大的内力,在环境腐蚀的作用下发生应力腐蚀失效,设置了卡子拧紧扭矩的测试试验. 结果表明:卡子中间内侧表面上的应力为 240 MPa 时拧紧卡子螺栓所用的弯

矩值 $M=13\text{ N}\cdot\text{m}$,实际安装中拧紧螺钉的扭矩值不应超过此值.

c. 对上述扭矩值在闸阀上进行现场试验,效果良好,表明试验结果具有较好的准确性.

参考文献:

[1] 何家胜,危卫,鲁录义,等. 晶界损伤对裂尖应力场的影响分析[J]. 武汉工程大学学报,2008,30(3): 87-89.

[2] 李军业,蒋琦. 核电阀门设计规范的应用及分析[J]. 阀门,2005(3):18-21.

[3] 谷志刚,郝德中,李伟航. 储气塔阀门紧固螺栓的断裂分析[J]. 理化检验-物理分册,2007,43(3): 147-150.

[4] 张早校. 工程材料[M]. 北京:清华大学出版社,2007: 304-326.

[5] 曹占飞. 法兰、螺栓连接系统的三维有限元分析[J]. 石油石化设备技术,2004,25(6):17-21.

[6] 刘明,刘金梁,王泽清. 高参数闸阀阀体强度应力分析[J]. 锅炉制造,2007(4):65-68.

Finite element analysis and experiment study of torque in reinforcement for valve

HE Jia - sheng , LIU Jie , CHEN Cai

(School of Mechanical and Electric Engineering,Wuhan Institute of Technology,Wuhan 430074,China)

Abstract: The stress of the clip in the remedy for the fracture failure of valve screw was calculated with finite element analysis software ANSYS, and got the best fillet radius value in the case of security. Meanwhile in order to reduce the risk of stress corrosion, which may occur when internal stress is too large with Installing tight. An experiment was set to test the torque when clip was tightened.

Key words: valve; clip; corrosion; finite element analysis; test experiment

本文编辑:陈小平