

# 三角门底枢的非线性接触有限元分析

高卓, 胡友安, 王昊

(河海大学 机电工程学院, 江苏 常州 213022)

**摘要:** 底枢的疲劳破坏和磨损是船闸闸门经常维修的主要原因之一, 底枢在设计过程中进行了非线性接触分析, 检验其结构强度并针对结构设计提出改进措施。以滁河汊河集船闸下游三角门为研究对象, 详细介绍了 Workbench 对底枢非线性接触有限元分析的思路和方法, 对比分析底枢在正反向水压力作用下的变形和接触应力情况。结果表明: 底枢整体结构满足规范要求; 底枢接触面在反向水压力作用下更易失效; 局部应力集中部位需要设置圆弧倒角或过渡圆角, 避免结构上产生较大的尺寸突变部位。该研究为底枢结构设计提供参考依据。

**关键词:** 三角门; 底枢; 非线性接触有限元; Workbench method; 受力计算; 结构设计

中图分类号: TV314

文献标识码: A

文章编号: 1672-643X(2017)01-0174-06

## Nonlinear contact finite element analysis on bottom pintle of sector gate

GAO Zhuo, HU Youan, WANG Hao

(College of Mechanical Engineering, Hohai University, Changzhou 213022, China)

**Abstract:** Fatigue fracture and wear of bottom pintle are the primary causes of ship lock gates' maintenance. During the structural design of bottom pintle, nonlinear contact analysis on bottom pintle should be carried out to examine its strength and to propose improvement measures of structure design. Taking the downstream sector gate of ship lock at the Chahe River for an example, the methods of nonlinear contact finite element analysis on bottom pintle by using the software Workbench were introduced in detail in this study. The deformation and contact stress of bottom pintle under the action of front and back hydraulic pressure were comparatively analyzed. The results showed that, the whole structure of bottom pintle met the standard requirements, the contact surfaces of bottom pintle under back hydraulic pressure were more likely to lose efficacy; circular chamfering or rounded corners should be set at local stress concentration areas to avoid great abrupt changes of dimension in structure. This study provides an important reference for structural design of bottom pintle.

**Key words:** sector gate; bottom pintle; nonlinear contact finite element; Workbench method; force calculation; structural design

三角闸门在我国有近 50 多年的使用历史, 主要分为多支座式和简支式两种结构<sup>[1]</sup>。对于两支点布置的三角门, 顶底枢除承受门体自重外还承受较大的水压力, 尤其是底枢, 常年水下运行, 工作环境恶劣。随着我国水运事业迅猛发展, 船闸启闭频繁, 常常会因为底枢拉杆疲劳破坏或蘑菇头和帽磨损失效而停航检修, 从而造成一定的经济损失。目前国内学者已在底枢润滑系统、蘑菇头与帽的材料改进上取得了一些研究成果。田劲松<sup>[2]</sup>对五强溪船

闸人字门底枢润滑系统出现的问题进行详细的分析并提出一系列改进措施; 刘海等<sup>[3]</sup>对不同材料的蘑菇头和帽进行台架模拟实验后得出 Fz5(3) 蘑菇帽与表面开润滑槽的 40Cr 蘑菇头配对的摩擦副磨损性能最佳。以往学者主要是通过改进底枢材料的性能来提高底枢使用寿命, 本文则从底枢结构方面入手, 利用 Workbench 对底枢进行非线性接触有限元分析, 通过计算分析其接触应力和变形对底枢结构提出局部改进措施, 延长底枢结构的使用期限。

收稿日期: 2016-10-11; 修回日期: 2016-11-25

作者简介: 高卓(1993-), 男, 江苏扬州人, 硕士研究生, 研究方向为水工金属结构。

通讯作者: 胡友安(1963-), 男, 湖北黄陂人, 博士, 教授, 硕士生导师, 研究方向为计算力学与金属结构。

## 1 底枢结构介绍

利用 CATIA 软件参照设计图纸绘出三角门三维图,进行配合后的闸门如图 1 所示,底枢结构如图 2 所示。底枢主要由门体侧支座、闸墙侧支座、蘑菇头、拉杆、内凹楔块和外凸楔块组成。左右两侧拉杆以  $60^\circ$  夹角通过轴与门体侧支座相连。支座 1 分为竖直板和水平板,竖直板主要承受水平方向力,由拉杆通过闸墙侧支座传给混凝土结构,水平板则承受竖直方向力,由蘑菇头传给混凝土结构<sup>[4]</sup>。

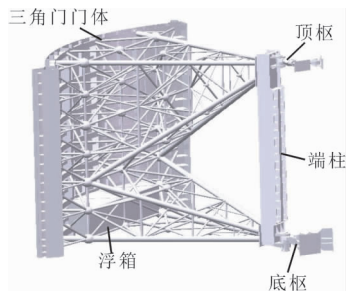


图1 三角门结构图

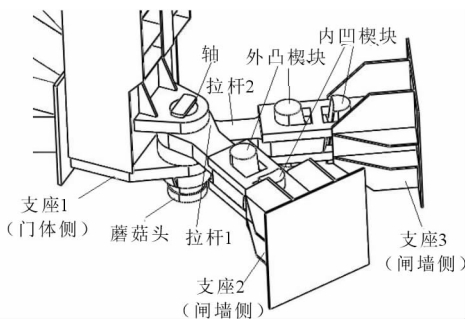


图2 底枢结构示意图

$$\sum F_x = 0: F_{x1} + F_{x2} + P_1 \sin \angle BEH - P_2 \sin \angle DFH - P_5 \cos \alpha + P_4 \cos \alpha = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0: F_{y1} + F_{y2} + P_3 - P_6 - P_7 - P_8 - P_1 \cos \angle BEH - P_2 \cos \angle DFH - P_5 \sin \alpha - P_4 \sin \alpha = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_z = 0: G - F_{浮} - F_{z2} = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_x = 0: G \cdot y_4 - F_{浮} \cdot y_5 + F_{y1} \cdot z_1 - (P_1 \cos \angle BEH + P_2 \cos \angle DFH - P_3 + P_4 \sin \alpha + P_5 \sin \alpha + P_6) \cdot z_2 - P_7 \cdot z_3 - P_8 \cdot z_4 = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_y = 0: F_{x1} \cdot z_1 + G \cdot x_1 - F_{浮} \cdot x_2 + (P_1 \sin \angle BEH - P_2 \sin \angle DFH + P_4 \cos \alpha - P_5 \cos \alpha) \cdot z_2 = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_z = 0: P_1 \cdot (\sin \angle BEH \cdot y_2 - \cos \angle BEH \cdot x_4) + P_2 \cdot (x_5 \cos \angle DFH - y_3 \sin \angle DFH) + (P_5 - P_4) \sin \alpha \cdot x_3 + (P_4 - P_5) \cdot y_1 \cos \alpha = 0 \quad (6)$$

式中:  $F_{x1}$  和  $F_{y1}$  为顶枢支反力;  $F_{x2}$ 、 $F_{y2}$  和  $F_{z2}$  为底枢支反力;  $G$  为重力;  $F_{浮}$  为浮力;  $P_n$  ( $n = 1, 2, 3, \dots$ ) 为水作用力,单位均为 kN;  $x_n$ 、 $y_n$ 、 $z_n$  ( $n = 1, 2, 3, \dots$ ) 为力臂, m。计算整理后得出危险工况下支反力如表 3 所示。

## 2 顶底枢支反力计算

对滁河汊河集船闸下闸首三角门设计 6 种工况,表 1 所示为下游三角门各工况水位组合。通过三维建模软件 CATIA 建立三角门模型并计算其重心及重量,再单独建立浮箱模型对其实体化,从而计算出浮力及其作用中心;由于风载较小,此处忽略。表 2 列出三角门的重力、重心、浮力及浮心。

表1 下游三角门各工况水位组合表

工况	水位组合/m
工况 1	闸室侧水位 12.3, 下游侧水位 2.5
工况 2	闸室侧水位 11.7, 下游侧水位 2.5
工况 3	闸室侧水位 6.31, 下游侧水位 12.2
工况 4	闸室侧水位 6.31, 下游侧水位 11.6
工况 5	闸室侧无水, 下游侧水位 5.0
安装	上下游均无水

注:表中工况 1、3 分别为正反向危险工况。

表2 三角门重力和浮力属性表

重力/ kN	重心/m			浮力/ kN	浮心/m		
	X	Y	Z		X	Y	Z
1222.58	0.45	8.22	6.36	401.79	0.63	10.85	1.1

注:表中重心和浮心坐标遵循图 3 中的坐标系。

图 3 所示为下游三角门在工况 3 闭合状态下的受力图,此时无启闭力作用,坐标系设置在底枢, X 轴垂直单扇闸门的中线, Y 轴沿着中线方向, Z 轴沿着闸门端柱向上,结合面板和浮箱上的水压力列出平衡方程。

## 3 基本分析方法

### 3.1 非线性接触分析<sup>[5]</sup>

接触问题属于状态变化的高度非线性行为,当两个物体的表面互相接触并互切时,称它们处于接

触状态。实际的接触体之间是相互不穿透的, Workbench 为达到此目的, 提供了几种接触方程来强制接触协调: 纯粹罚函数法、Lagrange (拉格朗日) 法、增广 Lagrange 法、MPC (多点约束方程) 法等。此次对底枢分析主要用到纯粹罚函数法和增广 Lagrange 法, 因为纯粹罚函数法适用于两个刚体接触面, 增广 Lagrange 法适用于其他任何接触情况。

Workbench 中有 5 种接触类型: Bonded (绑定)、No Separation (不分离)、Frictionless (光滑无摩擦)、Rough (粗糙) 及 Frictional (摩擦)。5 种接触类型及其特点如表 4 所示。

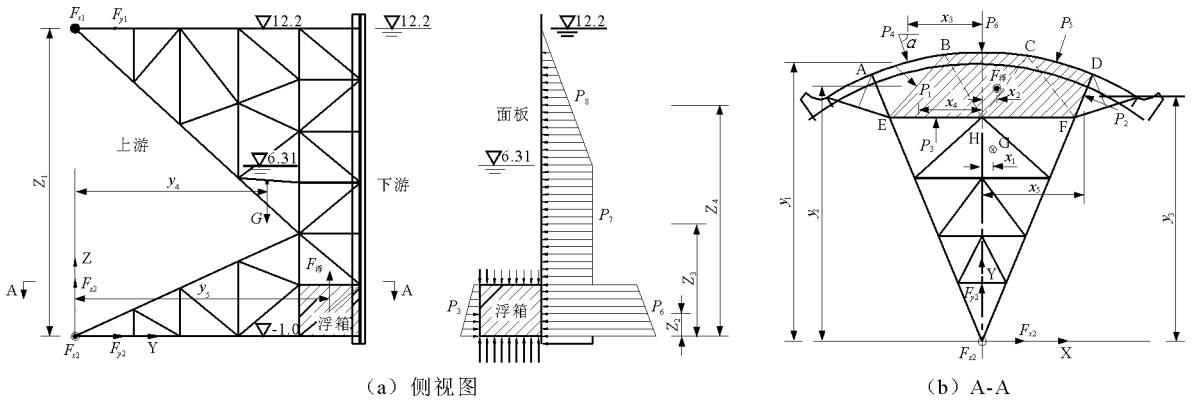


图 3 工况 3 三角门受力分析图 (单位: kN, m)

表 4 接触类型和特点

接触类型	迭代次数	法向分离	切向滑移
绑定	一次	无间隙	不允许滑移
不分离	一次	无间隙	允许滑移
光滑无摩擦	多次	允许有间隙	允许滑移
粗糙	多次	允许有间隙	不允许滑移
摩擦	多次	允许有间隙	允许滑移

3.1.1 罚函数法 罚函数基本原理: 系统每进行一次子步计算都会检测接触面是否发生穿透, 若没有穿透则不处理, 若穿透则在接触面上引入一个法向接触力  $F_N$ :

$$F_N = K_N \cdot x \quad (7)$$

式中:  $K_N$  为法向接触刚度;  $x$  为穿透深度。

法向刚度越大则穿透越小, 当法向刚度无穷大时, 可实现真实的接触状态, 但是刚度过大同样会使总体刚度矩阵病态, 收敛困难, 因此法向接触刚度要设置合理。

3.1.2 增广 Lagrange 法 增广拉格朗日法就是在罚函数法计算的法向接触力上增加额外的接触力  $\lambda$ , 使计算过程中不会对接触刚度的变化过于敏感。

表 3 顶底枢支反力

工况	支反力	顶枢/kN	底枢/kN
工况 1	$F_x$	-210.8	544.1
	$F_y$	-4595.8	-7603.6
	$F_z$		820.8
工况 3	$F_x$	96.7	-314.1
	$F_y$	3058.8	5819.6
	$F_z$		820.8

注: 表中支反力遵循图 3 中的坐标系; 表中“-”号表示受拉。

其法向接触力  $F_N$  为:

$$F_N = K_N \cdot x + \lambda \quad (8)$$

式中:  $\lambda$  为额外增加的接触力。

### 3.2 接触问题法向刚度设置

法向刚度一般 Workbench 系统默认自动设定, 用户也可以手动输入“法向刚度因子 Normal Stiffness Factor” (FKN), 它是计算刚度代码的乘子。因子越小, 接触刚度就越小。绑定和不分离接触, 默认  $FKN = 10$ ; 其他形式接触, 默认  $FKN = 1.0$ 。

接触问题法向刚度选择的一般准则:

(1) 体积为主的问题: 用系统默认设定值或者手动输入“Normal Stiffness Factor”为 1.0;

(2) 弯曲为主的问题: 手动输入“Normal Stiffness Factor”为 0.01 ~ 0.1 之间的数值。

底枢非线性接触的分析采用系统默认的法向刚度值。

### 3.3 底枢接触面设置

底枢蘑菇头与帽之间接触类型为无摩擦, 拉杆 1、2 与轴之间的接触类型为摩擦, 其他零部件接触类型均为绑定。对于绑定接触, Workbench 默认使用纯粹罚函数公式和大法向刚度; 对于摩擦和无摩擦接触, 使用增广拉格朗日法更好。

## 4 工程实例

滁河汊河集船闸改建工程的规模为  $180 \times 23 \times 4.0$  m(长 $\times$ 宽 $\times$ 门槛水深)。上闸首底槛高程 1.96 m,门顶高程 12.80 m,闸门高度为 10.84 m;下闸首底槛高程 -1.50 m,门顶高程 12.80 m,闸门高度为 14.3 m。以下游三角门底枢为研究对象,施加前文所计算的支反力,进行有限元分析。

不同工况下底枢的有限元简化模型有所不同:正向工况下底枢外凸楔块及其固定螺栓可以忽略;反向工况下底枢内凹楔块及其固定螺栓可以忽略;除此以外,底枢有限元模型包括支座、拉杆、蘑菇头 and 轴。图 4 为两种受力情况下的底枢简化模型。

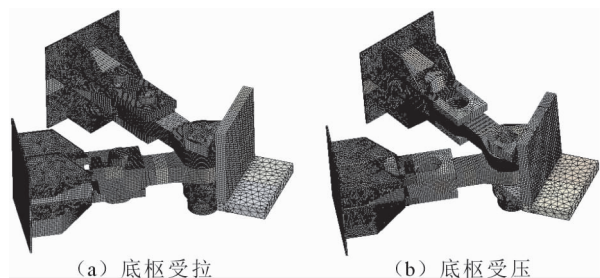


图 4 底枢有限元简化模型

### 4.1 底枢受压分析计算

4.1.1 底枢约束及载荷施加 Workbench 中添加的约束和载荷主要为:

(1) 闸墙侧支座 2、3 和蘑菇头底部的固定约束;

(2) 门体侧支座竖直板上施加压力  $F_{n1} = 5819.6$  kN,水平板上施加压力  $F_{n2} = 820.8$  kN。

4.1.2 底枢受压有限元计算结果 图 5 所示为底枢受压情况下的整体变形云图,最大变形为 6.96 mm,位于支座 1 上,主要是底枢杆件结构非对称布置导致两侧杆件受力不均造成的;图 6 为底枢整体应力云图,图中所示最大应力值为 522.17 MPa,位于支座 2 的加强筋上,属于局部节点应力,可以忽略不计,满足强度要求;图 7 为底枢各零部件接触状态图;图 8 为各零部件接触面上的应力云图。由图 7~8 可知,轴与支座 1 的接触面上的应力最大,接触状态最不利,主要原因是底枢受载时产生瞬间摩擦,摩擦环境恶劣,对轴面产生较大磨损,建议在闸门运行期间重视维护。

表 5 中应力主要为忽略各部件局部节点应力后的最大应力值。由表 5 可知,大多数应力都出现在各零部件形状急剧变化的部位,一方面可能是由于零部件局部位置厚度不够又或者是结构设计不当,但最主要的还是要在形状突变位置设置过渡面,比如弧形面或者倒角之类,这有利于缓解应力集中;而另一部分接触应力,当零部件塑性变形过后,这些接触应力就会恢复正常,因此不会对整体结构造成较大损害<sup>[6-7]</sup>。

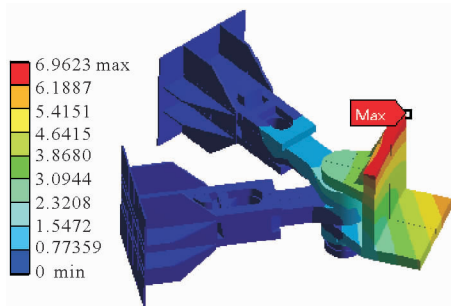


图 5 底枢变形(单位:mm)

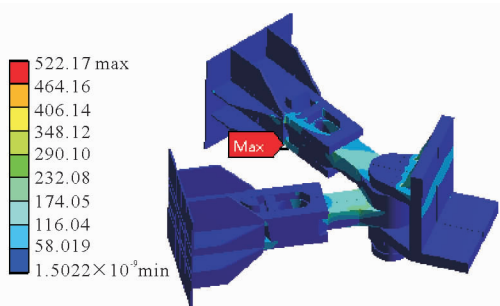


图 6 底枢应力(单位:MPa)

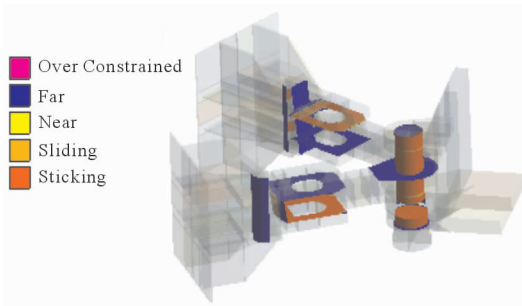


图 7 接触状态

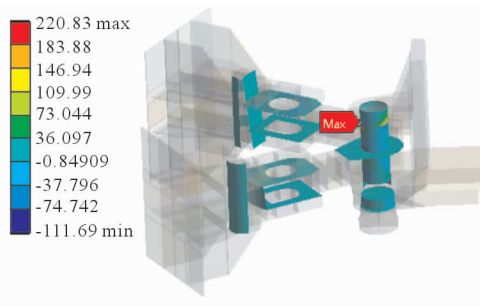


图 8 接触面应力(单位:MPa)

表5 底枢受压情况下各部件最大应力

部件名称	材料	强度容许值/MPa	强度计算值/MPa	位置	结论
门体侧下拉杆连接支座	ZG310-570	$[\sigma] = 140$	37	上肋板	满足
		$[\sigma_{cd}] = 485$	280		满足
闸墙侧下拉杆连接支座	Q345	$[\sigma] = 140$	58	加强筋	满足
		$[\sigma_{cd}] = 210$	198		满足
拉杆	40Cr	$[\sigma] = 320$	34	棱边顶端	满足
		$[\sigma_{cd}] = 485$	243		满足
轴(门体连接)	40Cr	$[\sigma] = 320$	29	拉杆1与支座接触面	满足
		$[\sigma_{cd}] = 485$	203		满足

注:  $[\sigma]$  为抗拉、抗压和抗弯强度容许值;  $[\sigma_{cd}]$  为局部承压强度容许值。

## 4.2 底枢受拉分析计算

4.2.1 底枢约束及载荷施加 Workbench 中添加的约束和载荷主要为:

(1) 闸墙侧支座 2、3 以及蘑菇头底部的固定约束;

(2) 门体侧支座竖直板上施加拉力  $F_{n1} = -7603.6$  kN, 水平板上施加压力  $F_{n2} = 820.8$  kN。

4.2.2 底枢受拉有限元计算结果 图 9 所示为底枢受拉情况下的整体变形云图, 由图 9 可知, 最大变形为 8.94 mm, 位于支座 1 上, 主要原因也是由于底枢杆件非对称性设计导致两侧拉杆受力不均造成的; 图 10 所示为底枢整体应力云图, 最大应力值为 581.3 MPa, 位于加强筋上, 此处节点应力很大主要是底枢加强筋布置不合理、加强筋厚度不够以及尺

寸过渡太突然等综合原因导致的, 建议结构设计时, 在一些必要位置设置弧面倒角, 也可以适量增加厚度来增强整体结构的强度。图 11 所示为各零部件接触面的接触状态, 结合图 12 所示的接触面应力云图可知, 底枢蘑菇头和蘑菇头衬套的接触面为最不利接触, 底枢经常会因为接触磨损过度导致零部件失效, 所以建议在闸门运行期间重视维护, 接触面采用脂润滑同时增设浮箱也会减轻底枢蘑菇头上的压力, 延长闸门使用寿命。

表 6 中所得应力主要为忽略各部件局部节点应力后的最大应力值, 分析后得知在底枢各部件接触位置、孔洞以及形状突变位置产生了较大应力, 为消除应力集中现象, 建议在尺寸过渡处设置圆弧倒角并把底枢结构中的方孔设计为圆孔。

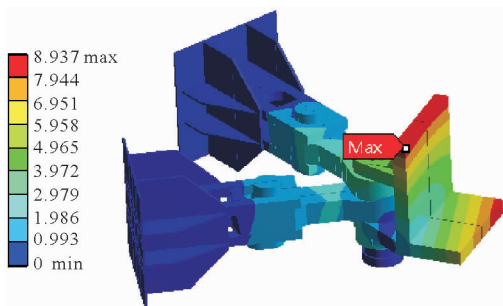


图9 底枢变形(单位:mm)

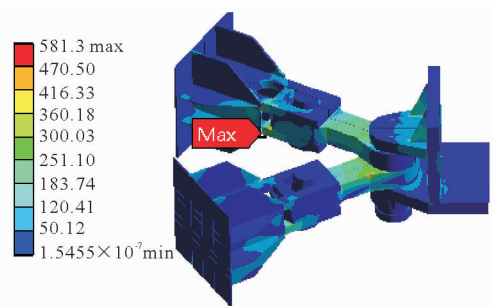


图10 底枢应力(单位:MPa)

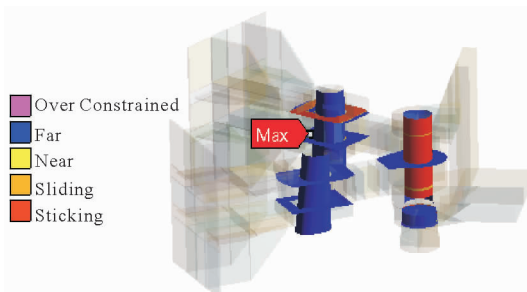


图11 接触状态

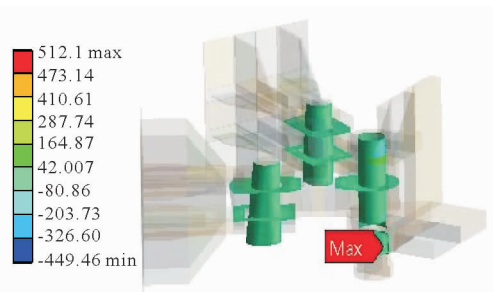


图12 接触面应力(单位:MPa)

表6 底枢受拉情况下各部件最大应力

部件名称	材料	强度容许值/MPa	强度计算值/MPa	位置	结论
门体侧下拉杆连接支座	ZG310-570	$[\sigma] = 140$	51	上肋板	满足
		$[\sigma_{cd}] = 485$	173		满足
闸墙侧下拉杆连接支座	Q345	$[\sigma] = 140$	65	加强筋	满足
		$[\sigma_{cd}] = 210$	208		满足
拉杆	40Cr	$[\sigma] = 320$	73	内圆柱面	满足
		$[\sigma_{cd}] = 485$	441		满足
轴(门体连接)	40Cr	$[\sigma] = 320$	66	拉杆接触面	满足
		$[\sigma_{cd}] = 485$	468		满足

注:  $[\sigma]$  为抗拉、抗压和抗弯强度容许值,  $[\sigma_{cd}]$  为局部承压强度容许值。

## 5 结论

综合以上分析可知,底枢在整个闸门运行过程中承受较大的拉压力。在受拉情况下,底枢蘑菇头承受压力最大,各零部件的接触面也会产生较大磨损,如果闸门启闭过于频繁必然会导致接触面失效,影响闸门使用寿命,因此应尽量避免三角门长时间承受反向工况。

通过对底枢接触应力和变形的分析得知闸门整体结构满足强度要求,局部应力集中部位应增设弧面倒角或过渡圆角并将结构中的方孔设计为圆孔,尽量减少尺寸突变,加强筋数量可适量增多或者增加加强筋的厚度,将其均匀对称布置在底枢支座上。

本文对闸门底枢问题的提出与分析以及相关建议对闸门底枢结构设计和闸门维护具有参考价值。

### 参考文献:

[1] 迟朝娜,船闸三角闸门结构的有限元分析[D].南京:河海大学,2007.  
 [2] 田劲松.五强溪船闸人字门底枢优化设计的实践与探讨[J].水电厂自动化,2009,30(4):75-77.  
 [3] 刘海,王树林.船闸底枢摩擦副设计及摩擦学行为分析

[J].排灌机械工程学报,2015,33(11):960-964.  
 [4] 刘浩,胡友安,王煦.基于Workbench的三角门底枢分析[J].三峡大学学报(自然科学版),2014,36(3):49-51.  
 [5] 高长银,李万全,刘丽. ANSYS Workbench14.5建模与仿真从入门到精通[M].北京:电子工业出版社,2014.  
 [6] 汤子扬,李同春,赵兰浩.小湾水电站弧形工作闸门轴铰接触分析[J].水电能源科学,2007,25(5):102-105.  
 [7] 岳陆游,丁建宁,杨继昌,等.船闸蘑菇头和帽接触有限元计算与优化[J].农业机械学报,2006,37(9):157-160.  
 [8] 胡剑杰,胡友安,陈卫冲,等.弧形三角闸门的静力数值分析[J].水资源与水工程学报,2014,25(2):218-221.  
 [9] 胡友安,王孟.水工钢闸门数值模拟与工程实践[M].北京:中国水利水电出版社,2010:58-77  
 [10] 中华人民共和国交通部. JTJ 308-2003 船闸闸阀门设计规范[S].北京:人民交通出版社,2003.  
 [11] 张元刚,马洪生,钱文君.运东船闸人字门顶、底枢修理关键技术浅析[J].江苏水利,2010(12):23-24.  
 [12] 王荣,姜海涛,周建华.浅析泗洪站枢纽船闸人字门的底枢设计[J].江苏水利,2013(5):17-18+20.  
 [13] Zhao Meiyue, Wang Jie, Qin Xiangxiao, et al. Study on the miter gate fault diagnosis methods based on vibration signals[J]. Applied Mechanics & Material, 2013,468:158-162.