

履带起重机支重轮-履带板接触问题分析

郑夕健,孟详佳

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘要 目的 研究履带起重机在特定工况下支重轮的受载情况,并分析受载最大的支重轮和履带板间的接触力应力变化情况。**方法** 首先通过接地比压理论获得支重轮的载荷,然后运用 Hertz 理论计算轮板接触应力,最后利用 ANSYS 软件对轮板接触应力进行弹性和弹塑性有限元分析。**结果** Hertz 理论求得轮板间接触应力为 1 345.03 MPa;有限元弹性分析得出支重轮 Mises 应力为 800.02 MPa,履带板 Mises 应力为 593.36 MPa,两者间的接触应力为 1 477.8 MPa,与 Hertz 计算结果相差 9.9%;有限元弹塑性分析得出支重轮 Mises 应力为 400.67 MPa,履带板 Mises 应力为 359.93 MPa,两者间的接触应力为 1 062.2 MPa,比弹性阶段结果降低 28.1%。**结论** 通过理论计算方法和有限元分析两种方式获得最大接触应力,两者的结果有些差别,可以看出有限元分析获得的结果更符合实际;支重轮与履带板间的接触状态会随着载荷增大发生变化,当载荷达到一定值,产生塑性变形,此时,两者间的接触应力会大幅度减小。

关键词 接触分析;有限元分析;弹性;弹塑性

中图分类号 TH211

文献标志码 A

Simulation Analysis of the Contact Problem between the Track Roller and the Track Shoe of a Crawler Crane

ZHENG Xijian, MENG Xiangjia

(School of Traffic and Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: The paper was proposed to study the load of the rollers of the crawler crane under specific working conditions and analyze the changes in the contact force between the rollers and the crawler shoes with the largest load. Firstly, the load of the supporting wheel was obtained by grounding specific pressure theory, then Hertz theory was used to calculate the contact stress of the wheel plate, and finally the elastic and elastoplastic finite element analysis was carried out on the contact stress of the wheel and plate by ANSYS software. According to Hertz theory, the contact stress between the wheel and plate was 1 345.03 MPa, and the finite element elastic analysis shows

收稿日期:2020-08-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51805337)

作者简介:郑夕健(1963—),男,教授,主要从事机械设计等方面研究。

that the Mises stress of the roller was 800.02 MPa, the Mises stress of the track shoe was 593.36 MPa, and the contact stress between the two was 1 477.8 MPa, which was different from the Hertz calculation result. 9.9%. Finite element elastoplastic analysis shows that the Mises stress of the roller was 400.67 MPa, the Mises stress of the track shoe was 359.93 MPa, and the contact stress between the two was 1 062.2 MPa, which was 28.1% lower than the result of the elastic stage. The maximum contact stress was obtained by the theoretical calculation method and the finite element analysis. The results of the two were somewhat different. The comparison shows that the results obtained by the finite element analysis were more realistic. The contact state between the roller and the track shoe will change with the increase of the load. When the load reaches a certain value, plastic deformation will occur, and the contact stress between the two will be greatly reduced.

Key words: contact analysis; finite element analysis; elasticity; elastoplasticity

随着社会的不断发展,人们的生活需求增高,各种建筑拔地而起,在建筑施工过程中都离不开工程机械,而其中履带起重机更是必不可少^[1-2]。支重轮和履带板是其重要组成部分,两者间因接触造成的失效问题不在少数。因此,探讨轮板的接触强度,载荷变化规律对实际工作有一定的参考价值。

国外对于接触问题方面的研究成果众多:如 P. L. Li 等^[3]利用有限元分析确定了可变形椭球体和刚性光滑平板间微接触引起的弹塑性变形状态; S. Zhang 等^[4]通过 ANSYS Workbench 软件建立了角接触轴承的模型,计算其接触应力。国内学者的研究方向大多数关于高速轻载方面,而针对履带起重机下车接触问题的相关研究较少。吴联朋等^[5]通过 Hertz 理论分析履带起重机回转系统的弹性接触应力,改变材料属性,观察其弹塑性接触应力的变化;郑夕健等^[6]针对大型擦窗机行走机构进行研究,运用有限元分析轮板模型弹性和弹塑性时接触状态,最后对承重轮进行优化设计。

基于上述为分析,笔者通过计算履带起重机履带接地比压以及支重轮的受力情况,依据 Hertz 理论计算支重轮和履带板间弹性阶段的接触应力,再运用有限元探究轮板结构的弹性和弹塑性的状态;与通过 Hertz 理论求得的结果进行比较,并验证有限元分析的准确性。

1 支重轮和履带板接触应力理论计算

1.1 履带接地比压和支重轮受力计算

履带接地比压是履带起重机的一个很重要的技术参数,履带起重机下车接地比压可以用梯形分布的公式计算;上车为非对称结构,起重机臂与 x 轴夹角为 α ,力学模型如图 1 所示。

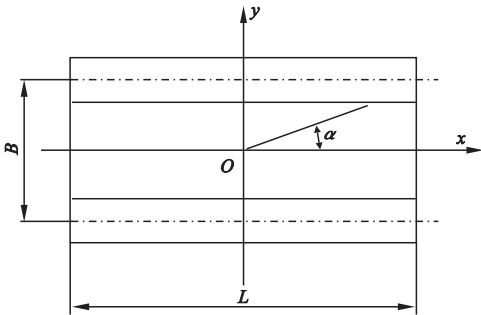


图1 起重机臂架转动示意图

Fig. 1 The schematic diagram of crane boom rotation

当起重机臂架在车体正前方时,支重轮受载最大,整机的横向偏心距 $C = 0$,此时两条履带的接地比压分布形式及数值完全相同,即 $G_1 = G_2 = G/2$ 。其中, G 为机器的工作重力与垂直外载荷所构成的合力。

下车接地比压为

$$p_x = \frac{G_x}{2bL} \tag{1}$$

式中: G_x 为下车整体的重力, N; L 为履带和地面接触长度, m; b 为履带和地面接触的宽

度,m。

考虑上车结构,其重力在驱动轮端的接地比压为

$$p_{s1} = \frac{G_s}{2bL} - \frac{G_s e}{W}.$$
 (2)

只考虑上车重力时导向轮端点接地比压为

$$p_{s2} = \frac{G_s}{2bL} + \frac{G_s e}{W}.$$
 (3)

式中: G_s 为上车整体重力,N; e 为整机纵向偏心距,m; W 为履带的接地平面的模量, m^3 。

$$W = \frac{\int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} b dx}{\frac{L}{2}} = \frac{bL^3}{\frac{12}{L}} = \frac{bL^2}{6}.$$
 (4)

$$p_{s1} = \frac{G_s}{2bL} - \frac{G_s e}{bL^2/6}.$$
 (5)

将式(4)带入式(2)、式(3)可得:

$$p_{s2} = \frac{G_s}{2bL} + \frac{G_s e}{bL^2/6}.$$
 (6)

履带接地比压的分布形式为梯形比压和三角形比压, L' 为履带接地长度,如图2所示。图中数字1处代表驱动轮,数字10代表导向轮,两者连线与平面形成的夹角为 α ,支重轮1和2、支重轮2和3、支重轮3和4、支重轮4和5、支重轮5和6,每相邻2个支重轮间形成梯形接地比压,需把梯形分解为矩形和三角形形式,然后再叠加计算。支重轮6和支重轮7之间的线段内,履带比压为三角形形式,直接计算。

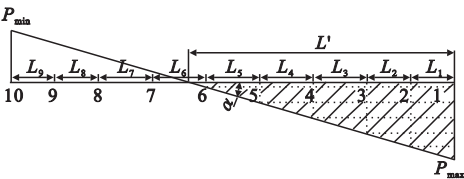


图2 履带比压分解示意图

Fig. 2 The schematic diagram of crawler specific pressure decomposition

把上车和下车者对驱动轮端1点产生的接地比压累加在一起,可得:

$$p_{\max} = p_x + p_{s1}.$$
 (7)

叠加后履带架导向轮端10点处的比压为

$$p_{\min} = p_x + p_{s2}.$$
 (8)

驱动轮和导向轮连线与地面之间形成的夹角为 α 正切值为

$$\tan \alpha = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{L}.$$
 (9)

根据《履带起重机行走机构的结构分析》^[7]的计算方法以及QUY80A履带起重机相关参数:下车重力 $G_x = 280$ kN,上车重力 $G_s = 1\,575$ kN,履带长度 $L = 4\,370$ mm,履带宽度 $b = 850$ mm,纵向偏心距 $e = 2\,185$ mm, $L_1 = L_2 = L_8 = L_9 = 430$ mm, $L_3 = L_4 = L_5 = L_6 = L_7 = 530$ mm,计算出支重轮受力大小如表1所示。

表1 支重轮支反力

Table 1 The support reaction force of support wheel

轮序	支反力/kN	轮序	支反力/kN
1	262.8	6	72.0
2	464.7	7	0
3	408.6	8	0
4	320.9	9	0
5	182.0	10	0

从表中可以看出,支重轮2所受的支反力最大,为464.7 kN。

1.2 理论计算轮板接触应力

坐标原点选择为接触区域的中心,接着建立直角坐标系, z 轴为垂直与接触面的方向,建立支重轮和履带板空间曲面方程。

$$z = z_1 + z_2 = Ax^2 + By^2.$$
 (10)

引用弹性半空间承受半椭球分布载荷作用下表面任意点位移公式^[8]:

$$W = \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{q_0}{a} \left[abK - \frac{b}{a} Dx^2 - \frac{a}{b} (K - D)y^2 \right].$$
 (11)

式中: q_0 为最大接触应力,Pa; a 为椭圆长轴半径,m; b 为椭圆短轴半径,m; μ 为泊松比; E 为弹性模量,Pa。

最终可得接触区域中心处最大接触应力表达式:

$$q_0 = \frac{3P}{2\pi ab}.$$

(12)

2 轮板接触问题有限元分析

履带起重机支重轮和履带板接触问题属于非线性问题,笔者利用 ANSYS Workbench 软件对轮板结构接触应力进行弹性和弹塑性分析。

2.1 轮板接触模型建立

参考规范《起重机车轮》(JB/T 6392—200^[9]),支重轮材料选用 ZG35Mn,履带板材料选用 ZG35SiMn 钢^[10]。分析过程不考虑由于风载荷造成的侧向力,轮板结构如图 3 所示。取支重轮外径 $D=290\text{ mm}$,轴径 $d=105\text{ mm}$,支重轮节距 $L=200\text{ mm}$,履带板高度 $H=92\text{ mm}$,履带板上表面接触宽度 $B_1=220\text{ mm}$,履带板下表面宽度 $B_2=85\text{ mm}$ 。轮板接触模型如图 4 所示。

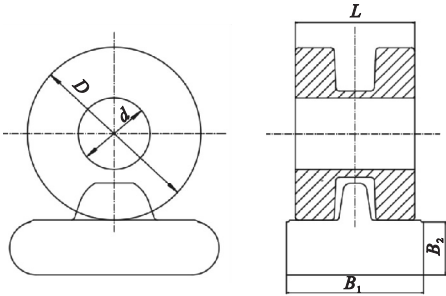


图3 轮板结构简图

Fig. 3 The sketch of wheel plate structure

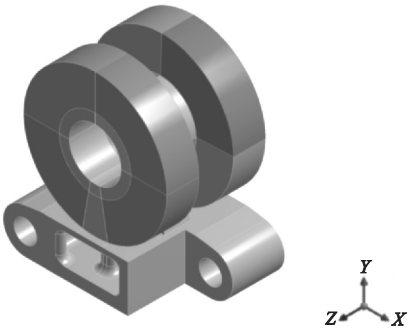


图4 轮板有限元分析实体模型

Fig. 4 The solid model of wheel plate for finite element analysis

2.2 设置接触条件和施加载荷

支重轮和履带板两者形成接触对,接触条件的设置方式是接触面定义为支重轮,目标面定义为履带板^[11-12]。

根据之前的轮板理论求解方法,求得支重轮所受最大载荷 $F_{\max}=464.7\text{ kN}$,以及根据赫兹公式求得理论最大接触应力 $\sigma_{\max}=1\,345.03\text{ MPa}$ 。

2.3 支重轮-履带板弹性接触

假定履带起重机轮板结构接触应力没有超过其材料的屈服极限,无塑性形变,即为弹性接触^[13]。

支重轮和履带板的接触斑情况如图 5、图 6 所示。由图可知,支重轮的最大等效应力为 800.02 MPa ,履带板的最大等效应力为 593.36 MPa ,履带板受到支重轮和履带板的接触斑均为椭圆形,履带板的应力扩散的面积比支重轮要大。

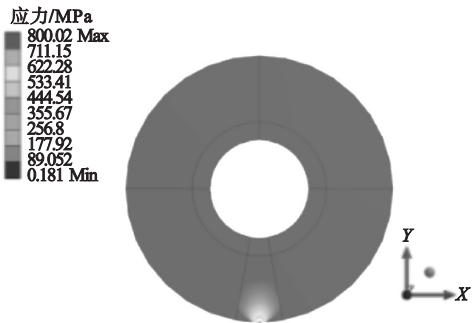


图5 支重轮接触斑

Fig. 5 The roller contact spot

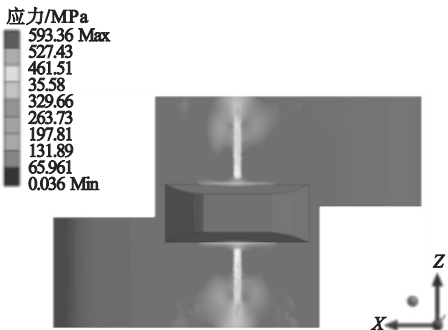


图6 履带板接触斑

Fig. 6 The track shoe contact spot

轮板结构弹性接触状态整体分析后,得到两者接触应力最大值,如图 7 所示,其最大值为 1 477.8 MPa。

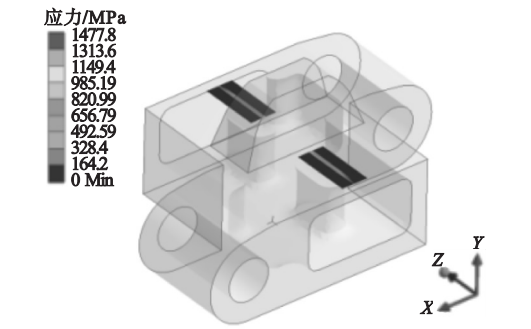


图 7 轮板弹性接触应力

Fig. 7 The elastic contact stress of wheel plate

理论计算支重轮和履带板弹性接触应力最大值为 $\sigma_{\max} = 1\,345.03$ MPa。运用有限元软件获得轮板间接触应力与之相差 9.9%，两者结果如表 2 所示。有限元分析结果更符合实际状况^[14-16]。

表 2 轮板弹性分析结果与赫兹理论计算结果对比

Table 2 The comparison between the elasticity analysis result of the wheel and the calculation result of Hertz theory

最大接触应力/MPa		误差/%
有限元分析	赫兹计算	
1 477.8	1 345.03	9.9

2.4 支重轮-履带板接触弹塑性分析

在对轮板结构进行弹性分析时,并不能确定在何时出现塑性接触变形,支重轮和履带板某些接触区域上的接触应力超过其材料的屈服强度时,会释放部分材料应力,此时,接触应力会大幅降低。为了更加准确的获得支重轮和履带板发生塑性变形区域的接触应力,有必要对其进行弹塑性分析。

通过对支重轮和履带板材料特性设置,可以得到两者在弹性阶段和塑性阶段的应力-应变曲线(见图 8、图 9)。图中第一段折线代表轮板材料处于弹性接触时的变化,弹性模量 E 为折线斜率;第二段折线代表轮板材料处于塑性接触时的变化,此时已达到

材料屈服极限,斜率代表材料强化模量 E_p 。

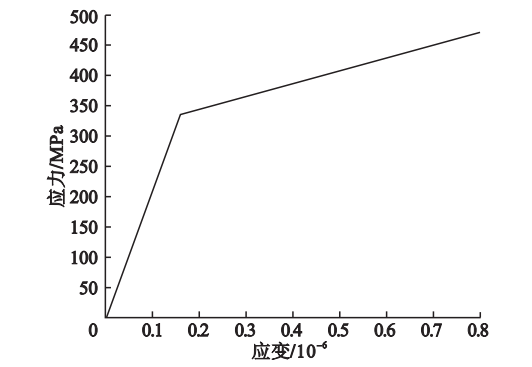


图 8 支重轮 BISO 模型应力-应变关系曲线

Fig. 8 The stress-strain relation curve of BISO model for the roller

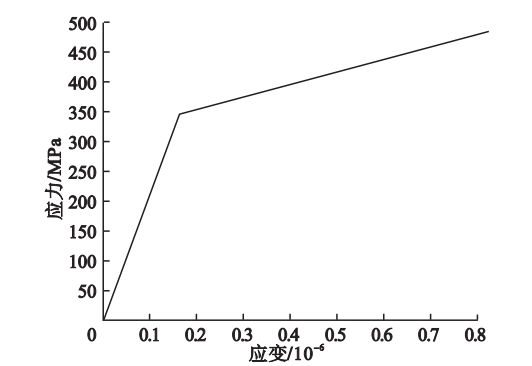


图 9 履带板 BISO 模型应力-应变关系曲线

Fig. 9 The stress-strain relationship curve of BISO model for the track shoe

由图可以看出,在弹性阶段支重轮和履带板应力比应变的值大于塑性阶段,两条阶段的交点的纵坐标即表示材料的屈服强度。

对轮板结构弹塑性接触状态分析,分析方法和弹性阶段类似,最终得到支重轮和履带板接触过程中的最大 Von-Mises 等效应力分别为 400.67 MPa 和 359.93 MPa。对比于弹性分析,弹塑性分析的 Mises 应力值明显降低,说明支重轮与履带板在接触过程中已经发生了塑性变形(见图 10、图 11)。

轮板弹性接触状态和弹塑性接触状态下其等效应力图如图 12、图 13 所示。由图可知,在结构发生塑性变形后,其接触区域面积明显扩大,但接触应力值显著下降。

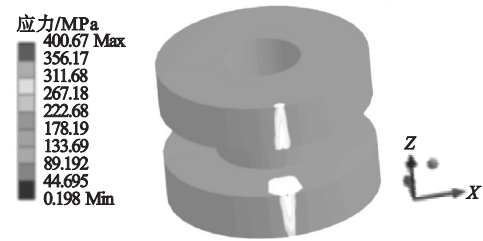


图 10 弹塑性分析支重轮接触斑

Fig. 10 The elastoplastic analysis of contact sport for the roller

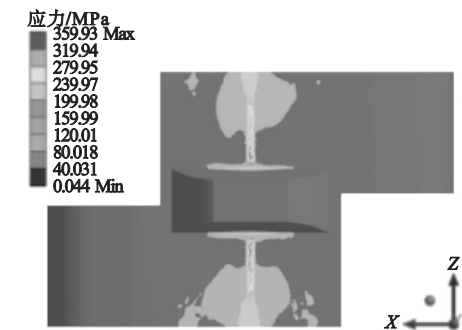


图 11 弹塑性分析履带板接触斑

Fig. 11 The elastoplastic analysis of contact spots for the track shoe

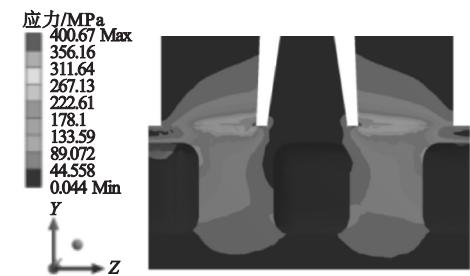


图 12 弹塑性分析横向截面 Mises 应力云图

Fig. 12 The Mises stress cloud diagram of elastic-plastic analysis for the transverse section

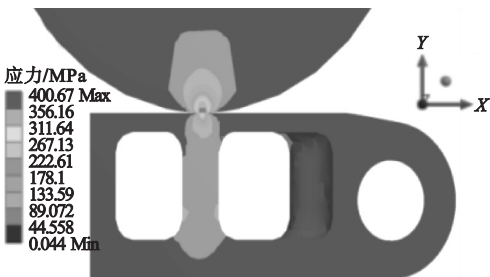


图 13 弹塑性分析纵向截面 Mises 应力云图

Fig. 13 The Mises stress cloud diagram of elastoplastic analysis for the longitudinal section

轮板弹塑性接触应力为 1 062.2 MPa, 如图 14 所示。弹塑性阶段接触应力和弹性阶段接触应力对比值如表 3 所示。当同一载荷条件下,轮板结构弹塑性接触状态下的应力一定小于弹性接触状态下的应力。由表 3 可知,轮板结构在弹塑性阶段接触应力对比弹性阶段下降 28.1%。

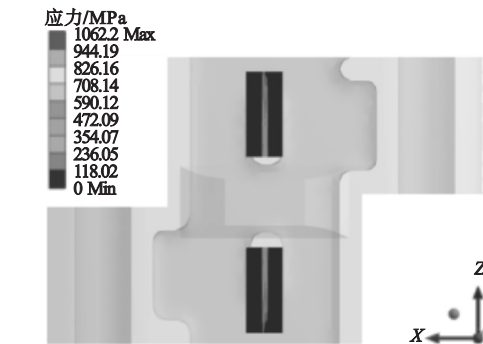


图 14 轮板弹塑性分析接触应力

Fig. 14 The elastoplastic analysis of wheel plate contact stress

表 3 轮板弹性分析与弹塑性分析结果对比

Table 3 The comparison results of elastic analysis and elastic-plastic analysis of wheel plate

接触应力/MPa		差值/
弹性分析	弹塑性分析	%
1 477.8	1 062.2	28.1

3 结 论

(1)通过利用 ANSYS 有限元分析软件,对履带起重机的支重轮与履带板弹性和弹塑性接触状态下接触应力的变化进行分析,获得了轮板结构两种接触状态下的最大接触应力值,弹性状态为 1 477.8 MPa,弹塑性状态为 1 062.2 MPa。

(2)针对轮板弹性接触状态,运用赫兹理论和有限元分析两种方法对比分析,获得的接触形状、接触应力和轮板结构应力基本相似;对其接触应力值的结果,有限元分析方式更为精确,赫兹理论假设条件过多,得到的数值结果偏大。

(3)在具有低速重载接触状态工程机械轮板结构中,由于实际工作情况比较复杂,载荷的变化也非常明显,难免出现过载的工况,长久以来,轮板结构会产生接触疲劳,所以使用合适的材料加工使其稳定的在弹塑性状态下,能有效避免结构破坏。

参考文献

- [1] 中国机械工业联合会. 起重机设计规范: GB/T 3811—2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
(China Machinery Industry Federation. Crane design code: GB/T3811—2008 [S]. Beijing: China Standard Press, 2008.)
- [2] 张质文, 虞和谦, 王金诺, 等. 起重机设计手册 [M]. 2版. 北京: 中国铁道出版社, 2013.
(ZHANG Zhiwen, YU Heqian, WANG Jinnuo, et al. Crane design manual [M]. 2nd ed. Beijing: China Railway Publishing House, 2013.)
- [3] LI P L, LIN J F. An elliptical elastic-plastic microcontact model developed for an ellipsoid in contact with a smooth rigid flat [J]. Journal of tribology, 2007, 129(4): 772—782.
- [4] ZHANG S, HUA X, GENI M, et al. Effect and optimization of structural parameters of angular contact ball bearings on contact stress [J]. Bearing, 2016(6): 12—15.
- [5] 吴联朋. 超大型履带起重机回转系统的轮轨接触研究 [D]. 沈阳: 东北大学, 2014.
(WU Lianpeng. Research on wheel-rail contact of super-large crawler crane slewing system [D]. Shenyang: Northeastern University, 2014.)
- [6] 郑夕健, 徐畅, 常晓华. 大型擦窗机轨道运行轮压分析 [J]. 建筑机械化, 2016(11): 36—41.
(ZHENG Xijian, XU Chang, CHANG Xiaohua. Analysis of wheel pressure on orbital operation of large window cleaning machine [J]. Construction mechanization, 2016(11): 36—41.)
- [7] 韩振国. 履带起重机行走机构的结构分析 [D]. 沈阳: 东北大学, 2013.
(HAN Zhenguo. Structure analysis of crawler crane walking mechanism [D]. Shenyang: Northeastern University, 2013.)
- [8] 闫振华, 王国强, 姚宗伟, 等. 大型履带行走装置支重轮和履带板接触分析 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(17): 51—56.
(YAN Zhenhua, WANG Guoqiang, YAO Zongwei, et al. Contact analysis of support wheels and track shoes of large crawler walking device [J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2012, 28(17): 51—56.)
- [9] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 起重机车轮: JB/T 6392—2008 [S]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
(National Development and Reform Commission. Crane wheels: JB/T 6392—2008 [S]. Beijing: Machinery Industry Press, 2011.)
- [10] 成大先. 机械设计手册 [M]. 5版. 北京: 化学工业出版社, 2010.
(CHENG Daxian. Mechanical design handbook: [M]. 5th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2010.)
- [11] WANG F, KEER L M. Numerical simulation for three dimensional elastic-plastic contact with hardening behavior [J]. Journal of tribology, 2005, 127(3): 494—502.
- [12] BARKE D W, CHIU W K. A review of the effects of out-of-round wheels on track and vehicle components [J]. Journal of rail and rapid transit, 2005, 219(3): 151—175.
- [13] BRAKE M R W. An analytical elastic plastic contact model with strain hardening and frictional effects for normal and oblique impacts [J]. International journal of solids and structures, 2015, 62: 104—123.
- [14] 董景昊. 低速重载工程机械轮轨接触分析 [D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2019.
(DONG Jinghao. Wheel-rail contact analysis of low-speed and heavy-duty construction machinery [D]. Shenyang: Shenyang Jianzhu University, 2019.)
- [15] 费焯, 曲建华, 程云健, 等. 塔式起重机安全制动器仿真分析与结构改进 [J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2019, 35(4): 715—722.
(FEI Ye, QU Jianhua, CHENG Yunjian, et al. Simulation analysis and structure improvement of safety brake for tower crane [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2019, 35(4): 715—722.)
- [16] 闫振华, 王国强, 姚宗伟, 等. 大型履带行走装置支重轮和履带板接触分析 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(17): 51—56.
(YAN Zhenhua, WANG Guoqiang, YAO Zongwei, et al. Contact analysis on huge crawler track wheel and track pad [J]. Transactions of the Chinese society of agricultural engineering, 2012, 28(17): 51—56.)

(责任编辑: 刘春光 英文审校: 范丽婷)