

# 基于弯矩等效的装载机外载荷当量与载荷谱编制

万一品<sup>1</sup>, 宋绪丁<sup>1</sup>, 吕彭民<sup>1</sup>, 员征文<sup>2</sup>

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064;

2. 徐工集团 江苏徐州工程机械研究院, 江苏 徐州 221004)

**摘 要:**为了编制装载机工作装置载荷谱进行结构疲劳性能研究,提出了一种基于动臂截面弯矩等效的装载机外载荷当量方法,将装载机铲装物料时所受外载荷简化为一个作用在铲斗上的集中载荷并进行载荷谱编制。以动臂前后两端铰点连线为基准构建动臂局部坐标系,将铲斗铰点实测载荷转化为局部坐标系下动臂铰点载荷,研究铲掘姿态下动臂截面弯矩和装载机外载荷的同步对应关系,确定了外载荷作用点位置和作用方向,利用动臂最大弯矩截面的弯矩等效建立了装载机外载荷的当量数学模型。由实测的铲斗铰点载荷时间历程和装载机外载荷当量模型得到 ZL50G 装载机当量外载荷的时间历程,采用雨流计数得到典型作业介质下当量外载荷均值、幅值、频次的统计特性,编制多工况合成的工作装置疲劳试验程序载荷谱。结果表明:基于动臂截面弯矩等效方法能够获取固定姿态下装载机当量外载荷作用位置和作用方向;利用动臂最大弯矩截面的弯矩得到当量载荷时间历程,且在当量载荷与实测载荷下动臂截面弯矩变化规律和大小保持一致;当量载荷均值服从正态分布、幅值服从三参数威布尔分布,利用雨流计数和参数外推法编制的适用于工作装置疲劳试验的变均值加速加载程序载荷谱,缩短了疲劳台架试验的加载时间。提出的基于动臂截面弯矩等效的装载机外载荷当量模型以及载荷谱编制方法,可为装载机工作装置疲劳寿命评估和台架试验规范的制定提供依据。

**关键词:**机械工程;装载机;弯矩等效;外载荷;载荷谱

中图分类号:U415.514

文献标志码:A

DOI:10.19721/j.cnki.1671-8879.2019.03.014

## External load equivalent and load spectrum compilation of loader based on moment equivalent

WAN Yi-pin<sup>1</sup>, SONG Xu-ding<sup>1</sup>, LU Peng-min<sup>1</sup>, YUAN Zheng-wen<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment, Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. Engineering Machinery Research Institute, Xuzhou Construction Machinery Group, Xuzhou 221004, Jiangsu, China)

**Abstract:** To study the fatigue performance of the load spectrum of loader working device, an equivalent method of loader external load based on the bending moment section was suggested. When the loader loads the material, the load on the working device was simplified as a concentrated external load acting on the bucket and compiled the load spectrum. A boom coordinate system was constructed based on a hinge line at the front and rear ends of the moving

arm, and the actual load of the bucket hinge point was transformed into a hinge load on the boom structure under the boom coordinate system. The synchronous relationship between the moment of the boom section and the external load of the working device was studied, and the action point position and direction of the external force was determined. The external load equivalent model of the working device based on the bending moment of the maximum bending moment section of the boom was established. Considering the load equivalent load of the bucket hinge point under typical working condition of the ZL50G loader working device as the basis, the statistical characteristics of mean load, frequency, and amplitude were obtained by rain flow counting. The load spectrum of the fatigue test program under various working conditions was determined. The results show that the position and direction of the equivalent external load on the working device can be accurately obtained based on the bending moment section equivalent method. The time history of the equivalent load is obtained by the bending moment section of the maximum bending moment section of the boom, and the value and change rule of the boom bending moment section are coincident under the conditions of equivalent load and measured load. The mean of the equivalent load is fit to the normal distribution and the amplitude is fit to the three-parameter Weibull distribution. The variable mean load spectrum for the fatigue test of the working equipment of the loader is compiled using rain flow counting and parameter extrapolation, and the loading time of the fatigue bench test is minimized. The proposed equivalent load model based on the bending moment section equivalent and the proposed method of compiling the load spectrum of the loader working device provide basis for the accurate evaluation of structural reliability and establishment of scientific indoor bench test specifications. 7 tabs, 9 figs, 19 refs.

**Key words:** mechanical engineering; loader; moment equivalent; external load; load spectrum

## 0 引 言

装载机在物料铲装作业时承受着近似周期性变化的随机载荷,其工作装置主要结构部件在承受交变载荷作用下出现疲劳失效的问题,因此,进行抗疲劳设计和疲劳台架试验时,必须确定与装载机实际作业工况相符的载荷谱<sup>[1]</sup>。

利用实测载荷时间历程编制的载荷谱在室内台架试验上可以较好地再现机械结构所承受的随机载荷,并能够提高试验效率。因此,常用程序载荷谱来表示结构所受的随机载荷时间历程<sup>[2]</sup>。航空、汽车和铁路领域对疲劳试验程序载荷谱的研究已相对成熟。闫楚良等借助当量寿命概率分布研究了飞机结构的外载荷当量方法,在保持载荷时间历程与状态参数一致的前提下编制了飞机结构的疲劳载荷谱<sup>[3-4]</sup>。高云凯等运用轮心位移反求汽车车身的当量外载荷,结合多体动力学编制了汽车车身载荷谱<sup>[5-6]</sup>。于佳伟等在汽车室内模拟试验中,将汽车实测载荷时间历程编制成试验用载荷谱,并将其应用于整车耐久性试验中<sup>[7]</sup>。李国顺等研究了铁路货车车钩与车体的载荷谱编制与疲劳寿命预测方法,根

据疲劳损伤等效原则,其编制的加速试验谱可以大幅减少车钩疲劳试验的次数,提高试验效率<sup>[8-9]</sup>。高云凯等还利用外载荷编制的程序载荷谱实现了汽车车身的疲劳台架试验和寿命预测<sup>[10]</sup>。关于装载机载荷谱的研究多集中在传动系,如张英爽等测试了装载机传动系的载荷数据,并编制了疲劳试验载荷谱和程序加载谱<sup>[11-12]</sup>。

关于装载机工作装置的研究多集中在静强度分析、动力学仿真以及基于仿真的结构优化分析方面<sup>[13-15]</sup>,对疲劳试验程序载荷谱的研究较少。装载机所受外载荷与作业物料相关,工作装置姿态、对应外载荷以及载荷谱是其工作装置疲劳试验的关键。文献<sup>[16]</sup>给出了装载机斗尖载荷水平、竖直等方向分量的载荷谱,然而在疲劳台架试验加载时很难保持不同分量载荷谱之间的相位关系。本文基于工作装置铰点实测载荷,建立固定姿态下装载机外载荷与动臂结构截面弯矩的对应当量关系模型,利用动臂局部坐标系下截面弯矩结果求解当量外载荷,实现了固定姿态下工作装置外载荷的当量,并采用雨流计数法统计载荷的均值、幅值与频次关系,进行多工况合成编制 8 级二维载荷谱和疲劳试验程序加载

谱,以为装载机工作装置疲劳台架试验及寿命预测提供依据。

## 1 装载机外载荷当量方法

装载机外部载荷随作业姿态的变化而改变,而构件进行疲劳可靠性试验时需要固定姿态,进行多方向同步同相位或单方向的疲劳试验载荷谱加载。将一个作业周期内不同作业姿态下的外力当量到固定姿态下单一方向外力,是载荷谱编制和疲劳试验的关键。理论分析结果认为,工作装置主要在铲斗插入物料和掘起物料时承受较大载荷,实测的销轴载荷时间历程中大载荷出现在铲掘物料时刻,即选择铲掘物料时刻的作业姿态为工作装置载荷当量姿态,能够保证对结构损伤影响大的载荷与实际保持一致<sup>[17]</sup>。装载机正常铲装作业时铲斗与动臂2个铰点实测载荷差值很小,研究结果表明,正常铲装作业下偏载对工作装置结构受力的影响可以忽略<sup>[18]</sup>。因此,将装载机铲装物料时工作装置所受载荷简化为一个作用在铲斗上的集中外载荷。铲掘姿态下工作装置受力分析,如图1所示。

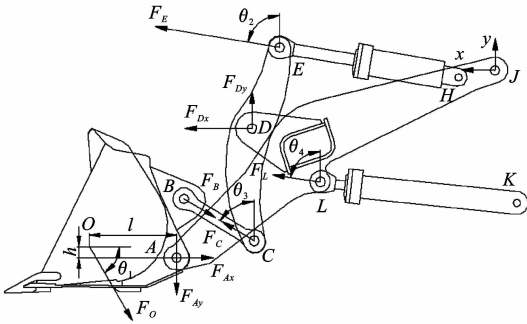


图1 固定姿态装载机工作装置受力分析

Fig. 1 Force analysis of working device of fixed attitude loader coordinate

图1中:A、B、C、D、E、H、J、K、L分别为工作装置各结构部件的铰接点;点O为工作装置当量外力作用点;以平行水平面为x方向和垂直水平面上为y方向建立全局坐标系; $F_O$ 为工作装置当量外载荷; $F_B$ 为铰点B处铲斗受力; $F_C$ 、 $F_E$ 分别为摇臂上铰点C和铰点E处受力; $F_L$ 为铰点L处动臂受力; $F_{Dx}$ 、 $F_{Dy}$ 分别为铰点D处动臂受力在x和y方向的分力; $F_{Ax}$ 、 $F_{Ay}$ 分别为铰点A处动臂受力在x和y方向的分力; $\theta_1$ 为力 $F_O$ 与x方向的夹角; $\theta_2$ 、 $\theta_3$ 、 $\theta_4$ 分别为力 $F_E$ 、 $F_C$ 、 $F_L$ 与y方向的夹角; $l$ 、 $h$ 分别为点O到点A水平和竖直方向的距离。

装载机铲装作业时物料作用于铲斗的当量载荷 $F_O$ 及其作用位置参数 $l$ 、 $h$ 、 $\theta_1$ 是未知量,动臂和摇

臂的油缸力 $F_E$ 和 $F_L$ 是工作装置受到的对应于外力 $F_O$ 的支反力。将铲斗、摇臂和动臂从工作装置中隔离,分别对铰点A、D、J取力矩平衡 $M_A$ 、 $M_D$ 、 $M_J$ ,计算如下所示

$$M_A = F_O[l\sin(\theta_1) - h\cos(\theta_1)] - F_B d_1 \quad (1)$$

$$M_D = F_E d_3 - F_C d_2 \quad (2)$$

$$M_J = F_{Ax} h_1 + F_{Ay} l_1 - F_{Dx} h_2 - F_{Dy} l_2 - F_L d_4 \quad (3)$$

式中: $d_1$ 为铰点A到铰点BC连线的垂直距离; $d_2$ 为铰点D到铰点BC连线的垂直距离; $d_3$ 为铰点D到铰点EH连线的垂直距离; $d_4$ 为铰点J到铰点LK连线的垂直距离; $l_1$ 、 $h_1$ 分别为铰点AJ连线在x和y方向的投影距离; $l_2$ 、 $h_2$ 分别为铰点DJ连线在x和y方向的投影距离。

对铲斗和摇臂取受力平衡,动臂上铰点A和摇臂上铰点D处受力计算如下所示

$$\begin{cases} F_{Ax} = F_B \sin(\theta_3) + F_O \cos(\theta_1) \\ F_{Ay} = F_B \cos(\theta_3) + F_O \sin(\theta_1) \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} F_{Dx} = F_C \sin(\theta_3) + F_E \sin(\theta_2) \\ F_{Dy} = F_C \cos(\theta_3) + F_E \cos(\theta_2) \end{cases} \quad (5)$$

将连杆视为二力杆,力 $F_B$ 与 $F_C$ 大小相等方向相反,由式(1)~式(5)可得力 $F_E$ 、 $F_L$ 与 $F_O$ 的关系分别如下所示

$$F_E = \frac{d_2[l\sin(\theta_1) - h\cos(\theta_1)]}{d_1 d_3} F_O \quad (6)$$

$$F_L = \frac{\epsilon_1 h_1 + \epsilon_2 l_1 - \epsilon_3 h_2 - \epsilon_4 l_2}{d_4} F_O \quad (7)$$

$$\begin{cases} \epsilon_1 = \frac{l\sin(\theta_1) - h\cos(\theta_1)}{d_1} \sin(\theta_3) + \cos(\theta_1) \\ \epsilon_2 = \frac{l\sin(\theta_1) - h\cos(\theta_1)}{d_1} \cos(\theta_3) + \sin(\theta_1) \\ \epsilon_3 = \frac{l\sin(\theta_1) - h\cos(\theta_1)}{d_1} \left[ \sin(\theta_3) + \frac{d_2}{d_3} \sin(\theta_2) \right] \\ \epsilon_4 = \frac{l\sin(\theta_1) - h\cos(\theta_1)}{d_1} \left[ \cos(\theta_3) + \frac{d_2}{d_3} \cos(\theta_2) \right] \end{cases}$$

式中: $\epsilon_1$ 、 $\epsilon_2$ 、 $\epsilon_3$ 、 $\epsilon_4$ 为换算系数。

铲掘姿态下工作装置受到力 $F_E$ 、 $F_L$ 、 $F_O$ 的作用, $F_E$ 和 $F_L$ 均可由工作装置当量载荷 $F_O$ 来表示。在装载机作业姿态确定时,相对位置和角度参数都为已知量,此时只有当量载荷 $F_O$ 及其作用位置参数 $l$ 、 $h$ 、 $\theta_1$ 共4个未知量。

## 2 动臂截面弯矩计算模型

将动臂截面弯矩作为外载荷当量模型求解的依据,以动臂铰点AJ连线为 $x'$ 方向建立动臂局部坐标系 $x'Jy'$ 。已知动臂局部坐标系下各铰点受力,

便可求得动臂中性面的弯矩。由于动臂上下表面均为曲面,所以其中性面也为曲面,为了方便分析动臂中性面的弯矩,通过采取近似的方法将曲面中性面分解为若干段,求得中性面上相关位置的弯矩。局部坐标系下动臂截面弯矩如图 2 所示。

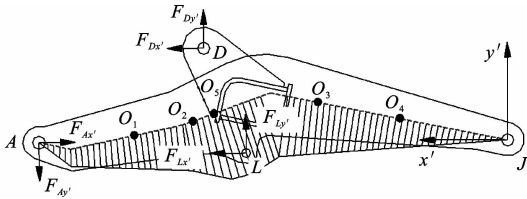


图 2 装载机动臂截面弯矩示意

Fig. 2 Bending moment sketch of boom section

图 2 中:  $F_{Ax'}$ 、 $F_{Ay'}$ 、 $F_{Dx'}$ 、 $F_{Dy'}$ 、 $F_{Lx'}$ 、 $F_{Ly'}$  分别为动臂铰点 A、D、L 上受力在动臂局部坐标系  $x'$  和  $y'$  方向的分力;  $O_1$ 、 $O_2$ 、 $O_3$ 、 $O_4$  为动臂上不同截面处的弯矩计算点;  $O_5$  为动臂最大截面弯矩计算点。动臂上选取的 5 个点的截面弯矩  $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$ 、 $M_4$ 、 $M_5$  分别由式(8)~式(12)求得

$$M_1 = F_{Ax'} y'_{A1} + F_{Ay'} x'_{A1} \quad (8)$$

$$M_2 = F_{Ax'} y'_{A2} + F_{Ay'} x'_{A2} \quad (9)$$

$$M_3 = F_{Ax'} y'_{A3} + F_{Ay'} x'_{A3} + F_{Dx'} y'_{D3} - F_{Dy'} x'_{D3} - F_{Lx'} y'_{L3} - F_{Ly'} x'_{L3} \quad (10)$$

$$M_4 = F_{Ax'} y'_{A4} + F_{Ay'} x'_{A4} + F_{Dx'} y'_{D4} - F_{Dy'} x'_{D4} - F_{Lx'} y'_{L4} - F_{Ly'} x'_{L4} \quad (11)$$

$$M_5 = F_{Ax'} y'_{A5} + F_{Ay'} x'_{A5} + F_{Dx'} y'_{D5} - F_{Dy'} x'_{D5} \quad (12)$$

式中:  $x'_{Am}$ 、 $y'_{Am}$  分别为  $O_m$  点到力  $F_{Ay'}$  和  $F_{Ax'}$  作用线的垂直距离;  $x'_{Dm}$ 、 $y'_{Dm}$  分别为  $O_m$  点到力  $F_{Dy'}$  和  $F_{Dx'}$  作用线的垂直距离;  $x'_{Lm}$ 、 $y'_{Lm}$  分别为  $O_m$  点到力  $F_{Ly'}$  和  $F_{Lx'}$  作用线的垂直距离;  $m$  取值 1~5。

在文献[18]中,通过 D-H 坐标变换将各铰点实测销轴力变换为全局坐标系下的销轴力,而全局坐标系与动臂局部坐标系之间的关系如图 3 所示。

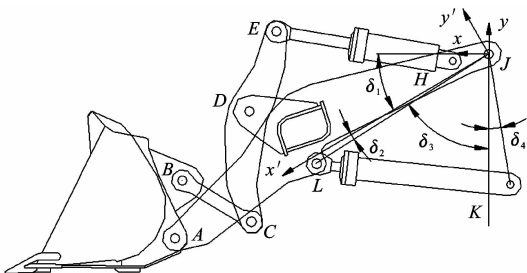


图 3 全局坐标与动臂坐标系

Fig. 3 Relationship between global coordinate and boom coordinate

图 3 中:  $\delta_1$  为全局坐标系与动臂局部坐标系的

夹角;  $\delta_2$  为  $x'$  方向与铰点 LJ 连线的夹角;  $\delta_3$  为  $y'$  方向与铰点 LJ 连线的夹角;  $\delta_4$  为  $y'$  方向与铰点 JK 连线的夹角。  $\delta_2$ 、 $\delta_4$  的大小与结构有关,即为固定角度。  $\delta_1$  根据余弦定理计算,如式(13)所示

$$\delta_1 = \pm \left[ \frac{\pi}{2} - (\delta_2 + \delta_3) \right] = \pm \left[ \frac{\pi}{2} - \delta_2 - \arccos \left( \frac{d_{JL}^2 + d_{JK}^2 - d_{LK}^2}{2d_{JL}d_{JK}} \right) + \delta_4 \right] \quad (13)$$

式中:  $d_{JL}$ 、 $d_{JK}$ 、 $d_{LK}$  分别为铰点 J、K、L 之间的相对距离;铰点 AJ 连线在全局坐标系  $x$  方向以下时,式(13)中取正号,反之取负号。

动臂局部坐标系下力  $F_{x'}$ 、 $F_{y'}$  与全局坐标系下力  $F_x$ 、 $F_y$  之间的关系如下

$$\begin{cases} F_{x'} = F_x \cos(\delta_1) - F_y \sin(\delta_1) \\ F_{y'} = F_x \sin(\delta_1) + F_y \cos(\delta_1) \end{cases} \quad (14)$$

利用动臂各铰点在动臂局部坐标系下的铰点力和式(8)~式(12)得到动臂上选取的 5 个点的弯矩,对 4 种物料若干铲装作业周期计算得到的弯矩最大值样本取均值,建立动臂中性层上  $O_1$ 、 $O_2$ 、 $O_3$ 、 $O_4$  共 4 个点的弯矩  $M$  与当量外载荷的通用函数关系模型  $f(\cdot)$ ,如下所示

$$M = f(F_O, l, h, \theta_1) \quad (15)$$

进而求解载荷当量模型中当量载荷  $F_O$  的位置和方向参数  $l$ 、 $h$ 、 $\theta_1$ ,点  $O_1$ 、 $O_2$ 、 $O_3$ 、 $O_4$  的最大弯矩  $M_{1\max} \sim M_{4\max}$  计算分别为

$$\begin{cases} M_{1\max} = F_O(h + y_{AO_1}) \cos(\theta_1) + F_O(l + x_{AO_1}) \sin(\theta_1) \\ M_{2\max} = F_O(h + y_{AO_2}) \cos(\theta_1) + F_O(l + x_{AO_2}) \sin(\theta_1) \\ M_{3\max} = F_O(h + y_{AO_3}) \cos(\theta_1) + F_O(l + x_{AO_3}) \cdot \\ \quad \sin(\theta_1) - F_L d_{LO_3} + F_E d_{EO_3} \\ M_{4\max} = F_O(h + y_{AO_4}) \cos(\theta_1) + F_O(l + x_{AO_4}) \cdot \\ \quad \sin(\theta_1) - F_L d_{LO_4} + F_E d_{EO_4} \end{cases}$$

式中:  $x_{AO_m}$ 、 $y_{AO_m}$  分别为  $O_m$  点到铰点 A 的距离在  $x$  和  $y$  轴上的投影,  $m'$  取 1~4;  $d_{LO_3}$ 、 $d_{EO_3}$  分别为  $O_3$  点到力  $F_L$  和  $F_E$  作用线的垂直距离;  $d_{LO_4}$ 、 $d_{EO_4}$  分别为  $O_4$  点到力  $F_L$  和  $F_E$  作用线的垂直距离。

在文献[17]中,设计了销轴传感器,实测了 ZL50G 装载机在大石方、黏土、砂子和小石方 4 种物料下铲斗铰点在铲斗随动坐标系下的销轴力以及动臂油缸和摇臂油缸位移等参数。根据动臂截面弯矩计算模型,每种物料取 30 个作业循环,得到铲装循环作业下铲掘姿态时各点弯矩最大值如图 4 所示,图中  $M_{O_1}$ 、 $M_{O_2}$ 、 $M_{O_3}$ 、 $M_{O_4}$  分别为点  $O_1$ 、 $O_2$ 、 $O_3$ 、

$O_4$  的弯矩。各点弯矩最大值的统计结果如表 1 所示。

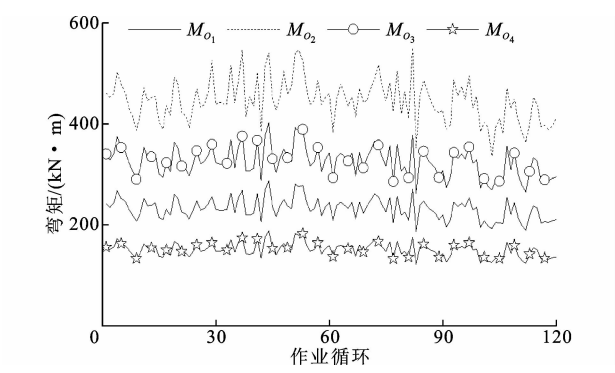


图 4 铲掘姿态下各点弯矩最大值  
Fig. 4 Maximum bending moment of each point under excavation attitude

表 1 各点铲掘姿态弯矩最大值统计结果

Tab. 1 Statistical results of maximum bending moment under excavation attitude				
参数	$M_{1max}$	$M_{2max}$	$M_{3max}$	$M_{4max}$
均值/(kN·m)	231.92	445.97	324.69	150.69
方差/(kN·m)	20.91	42.60	29.28	13.73
变异系数	0.090	0.095	0.090	0.091

由表 1 可知,4 种物料共计 120 个铲掘姿态下的弯矩均值变异系数均小于 0.1,所得结果可以用来反求等效外载荷  $F_O$  的相关未知参数。联立式(6)、式(7)和载荷当量模型即可得到在固定铲装作业姿态时,由动臂结构上点的弯矩解得当量外力  $F_O$  的作用位置和方向参数  $h$  为 674 mm、 $l$  为 1 149 mm、 $\theta_1$  为  $58^\circ$ 。

为了保证工作装置当量外载荷所产生的结构损伤不低于实际工作的载荷损伤,适当调整铲斗作业姿态并利用最大弯矩截面上点  $O_5$  的弯矩  $M_{O_5}$  的载荷时间历程,反推得到当量外力  $F_O$  的载荷时间历程,如下所示

$$F_O = \frac{M_{O_5}}{d_{O_5} + (F_E/F_O)d_{EO_5}} \tag{16}$$

式中: $d_{O_5}$ 、 $d_{EO_5}$  分别为  $O_5$  点到力  $F_O$  和  $F_E$  作用线的垂直距离, $F_E/F_O$  由式(6)确定。

铲掘姿态下  $d_{O_5}$  和  $d_{EO_5}$  分别为 1 742、839 mm,  $F_E/F_O$  为 1.358,4 种物料下当量外载荷如图 5 所示。

在当量外载荷  $F_O$  已知时,动臂结构上各点的弯矩载荷时间历程可由下式计算得到

$$M_{O_m} = F_O d_{O_m} + (F_E/F_O)d_{EO_m} + (F_L/F_O)d_{LO_m} \tag{17}$$

式中: $d_{O_m}$ 、 $d_{EO_m}$ 、 $d_{LO_m}$  分别为  $O_m$  点到力  $F_O$ 、 $F_E$ 、 $F_L$

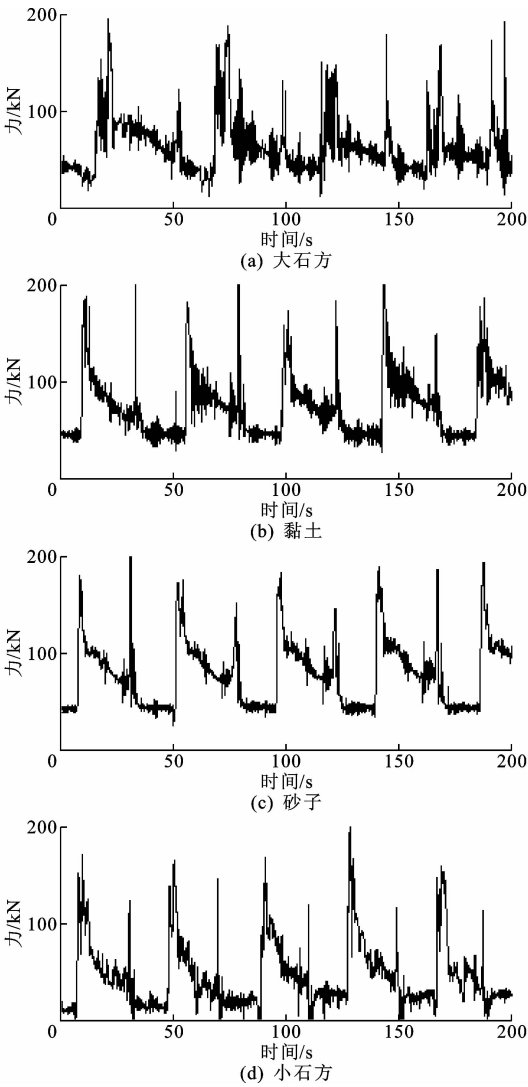


图 5 不同物料下外载荷当量结果

Fig. 5 Equivalent results of external loads under different materials

作用线的垂直距离。

在当量外载荷  $F_O$  的作用下,动臂上 4 个结构点当量载荷反推弯矩与实际载荷计算弯矩大小和变化趋势保持一致。在保证当量外载荷产生的弯矩损伤与实际载荷计算的弯矩损伤等效前提下,采用基于动臂最大弯矩截面点的弯矩当量外载荷的方法可行,所得当量外载荷时间历程能够用来编制 ZL50G 装载机工作装置疲劳载荷谱。

3 疲劳试验载荷谱编制

3.1 当量载荷统计分析

采用雨流计数法获得载荷均值-幅值-频次之间的关系是编制疲劳试验载荷谱的基础。对 ZL50G 装载机 4 种物料下的当量外载荷进行峰谷抽取,采用小波法取幅值的 5% 作为阈值剔除不产生疲劳损

伤的小载荷<sup>[4]</sup>。大石方物料下某段载荷峰谷抽取和小波处理结果如图 6 所示。

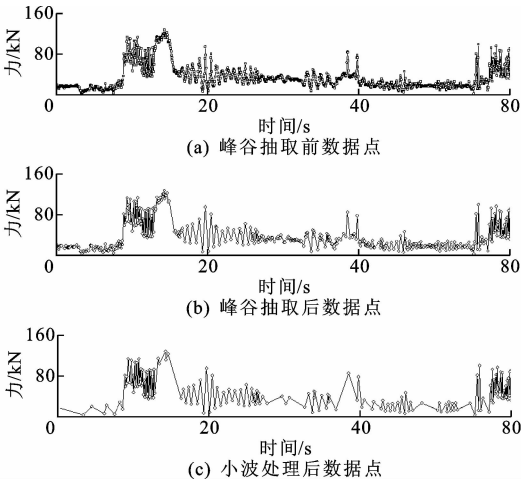


图 6 载荷峰谷抽取和小波处理结果  
Fig. 6 Results of load peak extraction and wavelet processing

ZL50G 装载机 4 种物料实测载荷峰谷抽取与小波处理后数据量变化以及用 nCode 软件计算的处理后载荷与实测载荷损伤比如表 2 所示。

表 2 峰谷抽取与小波处理后载荷数据量

Tab. 2 Load data after peak extraction and wavelet processing

物料	作业斗数	载荷数据点个数			小波处理压缩比/%	损伤比/%
		实测	峰谷抽取	小波处理		
大石方	95	78 702	29 201	8 586	10.91	0.997
黏土	79	71 565	26 230	6 403	8.95	0.993
砂子	86	75 855	27 940	3 649	4.81	0.988
小石方	88	68 843	30 026	3 636	5.28	0.991

由图 6 和表 2 可知,通过峰谷值抽取和无损伤小载荷循环剔除实现了载荷数据量的压缩编辑,压缩后的载荷时间历程数据保留了产生疲劳损伤的峰谷值数据。采用雨流计数法统计压缩后的 4 种物料幅值频次关系如图 7 所示。

用正态、对数正态、威布尔及三参数威布尔分布来检验不同物料下载荷均值-频次和载荷幅值-频次关系,结果表明 4 种物料载荷均值-频次服从正态分布,载荷幅值-频次服从三参数威布尔分布。

在均值、幅值分布相互独立时,均值幅值联合概率密度函数可以用来确定载荷谱各级频次。按照费歇定理,2 个随机变量近似服从自由度为  $(r-1) \cdot (s-1)$  的卡方  $\chi^2$  分布,如下所示

$$\chi^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^s \frac{(m_{ij} - n_i n_j)^2}{n_i n_j}$$

(18)

式中: $n$  为样本容量; $r$ 、 $s$  分别为均值和幅值的分级数; $n_i$  为均值在第  $i$  级的频次数; $n_j$  为幅值在第  $j$  级

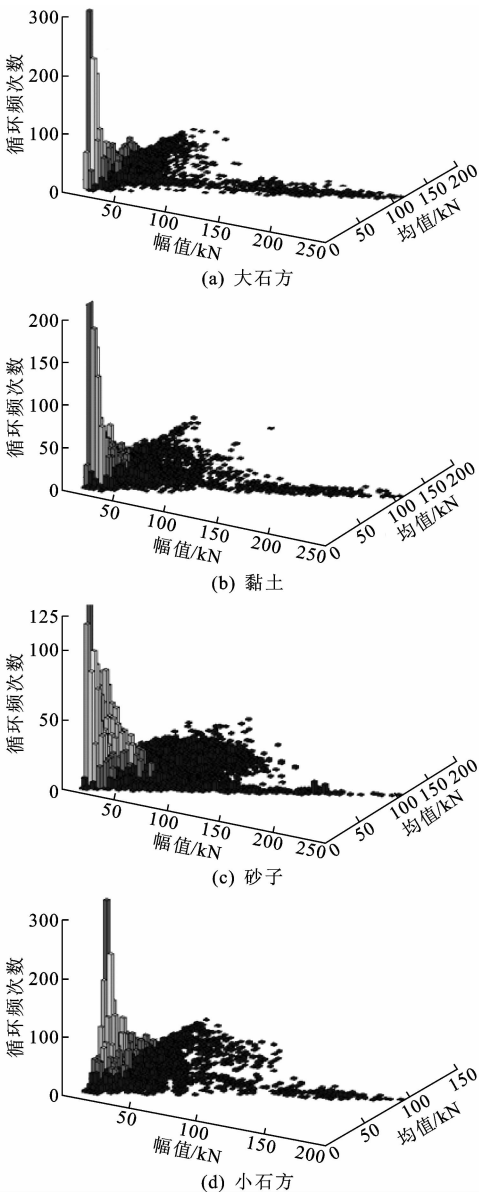


图 7 不同物料载荷雨流计数结果

Fig. 7 Rain flow counting results of different material loads  
的频次数; $n_{ij}$  为均值在第  $i$  级且幅值在第  $j$  级的频次数。

自由度为  $n'$  的卡方  $\chi^2$  分布的上  $\alpha$  分位数  $\chi^2_{\alpha}(n')$  可由标准正态分布的上分位数  $U_{\alpha}$  通过下式近似求得,即

$$\chi^2_{\alpha}(n') \approx \sqrt{2n'} U_{\alpha} + n'$$

(19)

取显著性水平为 0.05,则卡方分布检验值为 29 028。根据雨流计数结果和 4 种物料均值幅值卡方检验计算结果可知,在显著水平为 0.05 时各物料载荷均值、幅值相互独立,此时均值幅值联合概率密度函数  $f(X,Y)$  如下所示

$$f(X,Y) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi} \beta} \left( \frac{Y - \epsilon}{\beta} \right)^{\alpha - 1} e^{-\left( \frac{Y - \epsilon}{\beta} \right)^{\alpha} - \left( \frac{X - \mu}{\sigma \sqrt{2}} \right)^2}$$

(20)

式中: $X$ 、 $Y$  分别为载荷均值和幅值; $u$ 、 $\sigma$  分别为正态分布的均值和标准差; $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\epsilon$  分别为威布尔分布的形状、尺度和阈值参数。

按照正态分布和三参数威布尔分布,分别对 ZL50G 装载机工作装置当量外载荷时间历程的载荷均值-频次和幅值-频次直方图进行曲线拟合,如图 8、图 9 所示。

ZL50G 装载机各物料下当量外载荷的载荷均值和幅值分布拟合参数如表 3 所示。

表 3 均值和幅值分布拟合参数

Tab.3 Fitting parameters of mean values and amplitude values distribution

物料	均值分布参数		幅值分布参数		
	均值	标准差	形状参数	尺度参数	阈值参数
大石方	65.58	37.07	2.310	48.45	15.85
黏土	54.86	24.13	1.158	20.44	22.96
砂子	43.72	22.69	1.074	16.64	24.26
小石方	55.14	29.30	1.160	23.56	20.67

3.2 工况合成与载荷外推

相对于装载机整个生命周期,以有限斗数的工作装置当量载荷时间历程为样本有一定局限性,样本载荷最大值不能够代表母体中少数大载荷的发生情况,需要对载荷进行频次扩展和极值外推。通常情况下认为将载荷累计频次扩展到  $1.0\times10^6$  次循环后,能够包含发生概率很小的载荷情况。4 种物料工况的载荷扩展频次计算如下

$$N_k = N\left(\frac{m_k\lambda_k}{s_k}\right) / \sum_{k=1}^4 \left(\frac{m_k\lambda_k}{s_k}\right) \tag{21}$$

式中: $N_k$  为工况  $k$  的扩展频次, $k$  取 1,2,3,4; $N$  为极值载荷出现 1 次的累计循环数,其值为  $1.0\times10^6$ ; $m_k$  为工况  $k$  雨流计数所得循环数; $\lambda_k$  为工况  $k$  对应物料所占时间比例; $s_k$  为工况  $k$  对应物料实测作业斗数。

工作装置当量载荷均值极值  $X_{kmax}$  和幅值极值  $Y_{kmax}$  分别通过正态分布和三参数威布尔分布函数来确定,如下所示

$$X_{kmax} = u_{pk}\sigma_k + u_k \tag{22}$$

$$Y_{kmax} = \epsilon_k + \alpha_k \frac{\beta_k}{\sqrt{-\ln(1/N_k)}} \tag{23}$$

式中: $u_{pk}$  为工况  $k$  对应的标准正态分布系数; $u_k$ 、 $\sigma_k$  分别为工况  $k$  对应的正态分布的均值和标准差; $\alpha_k$ 、 $\beta_k$ 、 $\epsilon_k$  分别为工况  $k$  对应的威布尔分布的形状、尺度和阈值参数。

ZL50G 装载机 4 种物料的各工况比例、载荷扩展频次、均值极值幅值、极值如表 4 所示。

装载机在不同作业工况下,工作装置所受外载

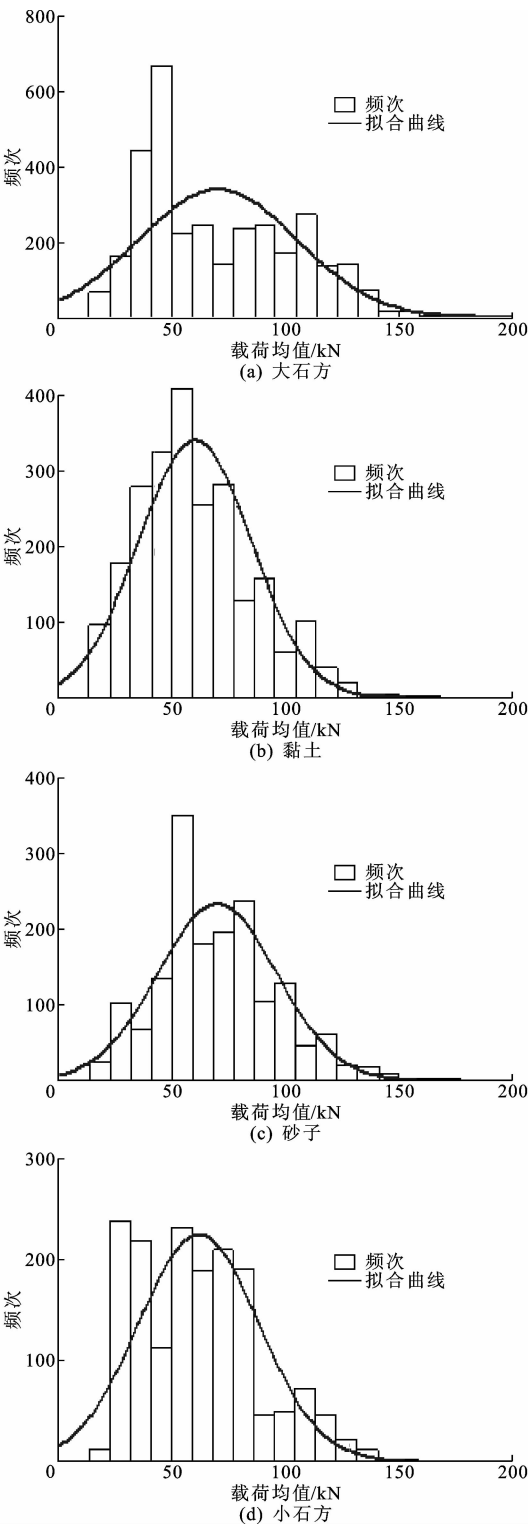


图 8 载荷均值-频次正态分布拟合  
Fig.8 Normal distributions fitting of load mean values and frequencies

荷有一定差异,单一物料实测载荷进行载荷谱编制所得结果不能全面反映工作装置实际工作环境,需要按照实际作业比例对各物料工况下所得工作装置当量外载荷进行多工况合成。工况合成后载荷均值

表 4 载荷扩展频次及极值载荷

Tab. 4 Load spreading frequencies and extreme loads

物料	工况比例/ %	实测 斗数	雨流计数 循环次数	扩展后 频次	均值极值/ kN	幅值极值/ kN
大石方	0.2	95	4 293	327 732	334.15	158.96
黏土	0.4	79	3 202	355 882	272.65	208.86
砂子	0.2	86	1 823	179 122	220.74	195.21
小石方	0.2	88	1 817	137 264	279.08	204.32

劳效应<sup>[10]</sup>。在 8 级二维载荷谱中,均值区间以均值极值为基础采用等间隔划分,幅值区间以幅值极值为基础采用比值系数法进行非等间隔划分,各级比值系数为 1、0.95、0.85、0.725、0.575、0.425、0.275 和 0.125。各物料工况下对应第  $a$  级均值和第  $b$  级幅值区间的载荷循环数  $N_{kab}$  由均值幅值联合概率密度函数  $f(X,Y)$  通过下式求得

$$N_{kab} = N_k \int_{\tau_a}^{\tau_{a+1}} \int_{\varphi_b}^{\varphi_{b+1}} f(X,Y) dX dY \tag{24}$$

式中: $\tau_a$ 、 $\tau_{a+1}$  分别为第  $a$  级均值载荷的下限和上限;  
 $\varphi_b$ 、 $\varphi_{b+1}$  分别为第  $b$  级幅值载荷的下限和上限。

多物料工况合成后的 8 级二维载荷谱中第  $a$  级均值和第  $b$  级幅值的循环次数  $N_{ab}$  由下式求得

$$N_{ab} = \sum_{k=1}^4 N_{kab} \tag{25}$$

工作装置当量载荷 8 级二维谱如表 5 所示。

3.3 程序载荷谱编制

在装载机工作装置结构疲劳台架试验中,利用单一作动器即可实现载荷加载。采用变均值法和低高低的加载顺序将表 5 中二维载荷谱整理为一维加载载荷谱,结果如表 6 所示。

为了缩短台架试验时间,常采用略去低级载荷的方法<sup>[7]</sup>或将低级载荷等效至相邻一级<sup>[10]</sup>的方法进行试验加速。工作装置结构件焊接试样  $S-N$  曲线幂指数取 3 对载荷进行频次折算<sup>[19]</sup>,利用 Goodman 等寿命载荷谱当量方法,得到工作装置疲劳试验加速加载谱如表 7 所示。

现有疲劳试验台架中单一作动器的加载频率为 2 Hz,对于一个载荷谱块,使用原始程序加载谱需要 138.89 h,等寿命折算后的加速加载谱只需要 30.21 h,加速后的载荷谱可以明显缩短疲劳台架试验时间,节约试验成本。

4 结 语

(1)建立了动臂截面弯矩与装载机外载荷的当量关系,利用动臂最大弯矩截面弯矩所得载荷与实测载荷下动臂上的弯矩大小与变化趋势保持一致,

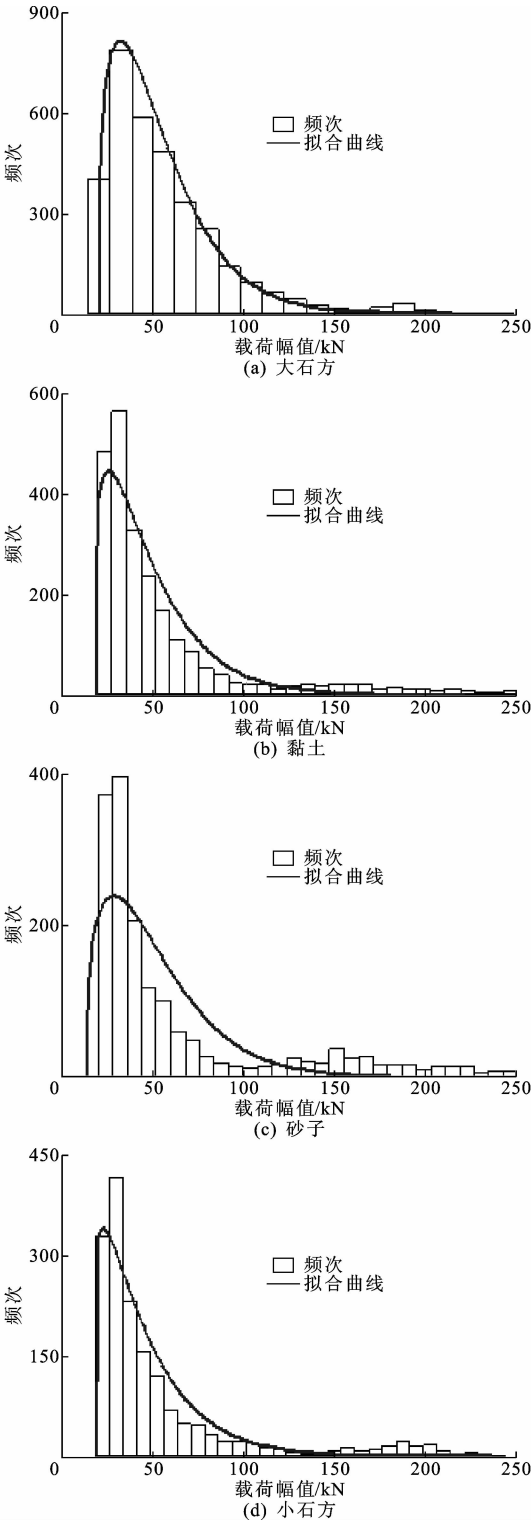


图 9 载荷幅值-频次三参数威布尔分布拟合  
Fig. 9 Three parameter Weibull distribution fitting of  
load amplitude values and frequencies

极值和幅值极值分别为各物料中的最大值,求得均值和幅值的极值后,需要将连续的载荷累计频次曲线转换为易于实现的阶梯形二维载荷谱。已有文献研究表明,将载荷谱分为 8 级能够准确反映载荷疲



表 5 工作装置二维载荷谱

Tab. 5 2D load spectrum of loader working device

载荷	不同载荷幅值下的二维载荷谱							
	27.4	60.2	93.1	126	159	187	208	219
—24.78	4 013	4 726	1 233	84	3	0	0	0
3.62	40 997	32 050	6 957	537	30	3	0	0
32.02	155 857	107 034	21 124	1 737	112	12	2	0
60.42	193 405	142 324	29 228	2 363	146	15	3	1
88.83	85 141	82 261	19 598	1 439	70	7	1	0
117.20	18 039	27 803	7 769	503	15	1	0	0
145.60	2 994	6 557	1 968	118	2	0	0	0
174.10	403	985	300	18	0	0	0	0

表 6 变均值一维程序加载谱

Tab. 6 1D program spectrum with variable mean values

谱等级	幅值/kN	均值/kN	频次	累积频次
1	219.0	62.99	1	1
2	208.0	54.88	6	7
3	187.0	53.77	38	45
4	159.0	54.69	378	423
5	126.0	59.62	6 799	7 222
6	93.1	61.55	88 176	95 398
7	60.2	58.75	403 740	499 138
8	27.4	53.73	500 850	999 988

表 7 工作装置疲劳试验加速加载谱

Tab. 7 Accelerated loading spectrum for loader working device fatigue test

级数	幅值/kN	均值/kN	频次	最小值/kN	最大值/kN
1	208.0	54.88	8	—49.12	158.88
2	187.0	53.77	38	—39.73	147.27
3	159.0	54.69	378	—24.81	134.19
4	126.0	59.62	6 799	—3.38	122.62
5	93.1	61.55	210 298	15.00	108.10

实现了装载机所受复杂外载荷简化至固定姿态下铲斗的一个集中外载荷。

(2)以 ZL50G 装载机外载荷当量结果为载荷谱编制依据,由载荷样本均值和幅值的联合概率分布特性以及参数外推方法确定了对应均值和幅值下的载荷作用频次;载荷均值和幅值分为静力和动力成分,得到体现了复杂随机载荷多变性的工作装置多工况合成疲劳试验载荷谱。

(3)将装载机当量外载荷作为工作装置的疲劳试验施加外载,避免了多个载荷加载相位难以保持一致的现象。基于等寿命理论编制的 ZL50G 装载机工作装置疲劳台架试验加速加载程序载荷谱,缩短了疲劳台架试验时间,加速效果明显。

(4)提出的方法适用于不同型号的装载机,也可

应用于其他土方机械的臂架结构外载荷估算,所得载荷谱结果对相同斗容的工作装置疲劳可靠性分析具有实际指导意义。

(5)下一步将开展装载机工作装置疲劳寿命预测和室内台架试验的相关研究工作。

参考文献:  
References:

[ 1 ] 高镇同. 疲劳应用统计学[M]. 北京:国防工业出版社,1994.  
GAO Zhen-tong. Statistics in fatigue[M]. Beijing:Na-tional Defense Industry Press,1994.

[ 2 ] LEE Y L,PAN J,HATHAWAY R B,et al. Fatigue testing and analysis: Theory and practice[M]. Burl-ington;Elsevier,2005.

[ 3 ] 闫楚良,高镇同. 飞机高置信度中值随机疲劳载荷谱的编制原理[J]. 航空学报,2000,21(2):118-123.  
YAN Chu-liang,GAO Zhen-tong. Compilation theory of median stochastic fatigue load-spectrum with high confidence level for airplane[J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica,2000,21(2):118-123.

[ 4 ] YAN C L,LIU K G. Fatigue scatter factor of whole life and reliability of aircraft structure service life[J]. Ad-vanced Materials Research,2008,741(44):739-744.

[ 5 ] 高云凯,李 翠,崔 玲,等. 燃料电池大客车车身疲劳寿命仿真分析[J]. 汽车工程,2010,32(1):7-9.  
GAO Yun-kai,LI Cui,CUI Ling,et al. A simulation analysis on the fatigue life of fuel cell bus body[J]. Automotive Engineering,2010,32(1):7-9.

[ 6 ] 方剑光,高云凯,徐成民. 车身疲劳载荷谱的位移反求法[J]. 同济大学学报:自然科学版,2013,41(6):895-899,903.  
FANG Jian-guang,GAO Yun-kai,XU Cheng-min. Displacement back-calculation of body fatigue loading spectrum[J]. Journal of Tongji University: Natural

- Science, 2013, 41(6): 895-899, 903.
- [7] 于佳伟, 郑松林, 赵礼辉, 等. 整车室内道路模拟试验用载荷谱的编制方法研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 93-99.  
YU Jia-wei, ZHENG Song-lin, ZHAO Li-hui, et al. Research on spectrum development methodology for vehicle indoor road simulation test[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(14): 93-99.
- [8] 李国顺, 哈 米.  $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  速度等级重载货运机车车钩装置载荷谱研究[J]. 中国铁道科学, 2011, 32(1): 86-90.  
LI Guo-shun, HA Mi. Study on the load spectrum of the coupler device of the heavy haul freight electric loco motive running at  $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  [J]. China Railway Science, 2011, 32(1): 86-90.
- [9] 薛 海, 李 强, 胡伟钢, 等. 重载货车车钩疲劳试验载荷谱的编制方法[J]. 中国铁道科学, 2017, 38(2): 105-110.  
XUE Hai, LI Qiang, HU Wei-gang, et al. Compilation method for fatigue test load spectrum of coupler on heavy haul freight car [J]. China Railway Science, 2017, 38(2): 105-110.
- [10] 高云凯, 徐成民, 方剑光. 车身台架疲劳试验程序载荷谱研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 92-98.  
GAO Yun-kai, XU Cheng-min, FANG Jian-guang. Study on the programed load spectrum of the body fatigue bench test [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(4): 92-98.
- [11] 张英爽, 王国强, 王继新, 等. 轮式装载机半轴载荷谱编制及疲劳寿命预测[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2011, 41(6): 1646-1651.  
ZHANG Ying-shuang, WANG Guo-qiang, WANG Ji-xin, et al. Load spectrum compiling and fatigue life prediction of wheel loader axle shaft [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 41(6): 1646-1651.
- [12] 侯晓婷. 轮式装载机半轴载荷谱测试及疲劳寿命预测研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.  
HOU Xiao-ting. Study on the load spectrum test and fatigue life estimation of wheel loader axle shaft [D]. Changchun: Jilin University, 2009.
- [13] 万一品, 贾 洁, 梁 佳, 等. 装载机工作装置结构强度分析与试验研究[J]. 机械强度, 2016, 38(4): 772-776.  
WAN Yi-pin, JIA Jie, LIANG Jia, et al. Structural strength analysis and experimental research for working device of loader [J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(4): 772-776.
- [14] 宁晓斌, 徐进永, 王国彪, 等. 装载机工作装置机械-液压耦合系统仿真[J]. 农业机械学报, 2007, 38(3): 7-9.  
NING Xiao-bin, XU Jin-yong, WANG Guo-biao, et al. Simulation of mechanism-hydraulics coupling system of wheel loader working mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(3): 7-9.
- [15] 龚 捷, 鲍金锋, 衣冠超, 等. 基于计算力矩法的装载机工作装置轨迹控制[J]. 机械工程学报, 2010, 46(13): 141-146.  
GONG Jie, BAO Jin-feng, YI Guan-chao, et al. Trajectory-following control for manipulator of wheel loaders based on computed torque [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(13): 141-146.
- [16] 万一品, 宋绪丁, 员征文, 等. 装载机工作装置疲劳试验载荷谱编制方法[J]. 中国机械工程, 2017, 28(15): 1806-1811.  
WAN Yi-pin, SONG Xu-ding, YUAN Zheng-wen, et al. Compilation method of fatigue experimental load spectrum of loader working devices [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(15): 1806-1811.
- [17] 万一品, 宋绪丁, 郁录平, 等. 装载机工作装置销轴载荷测试方法与试验研究[J]. 机械强度, 2017, 39(1): 26-32.  
WAN Yi-pin, SONG Xu-ding, YU Lu-ping, et al. Study on load measuring method and test of the pin-shaft in loader working device [J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(1): 26-32.
- [18] 万一品, 宋绪丁, 郁录平, 等. 装载机工作装置斗尖载荷当量模型与试验[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2017, 37(3): 119-126.  
WAN Yi-pin, SONG Xu-ding, YU Lu-ping, et al. Bucket tip load equivalent model and experiment on loader working device [J]. Journal of Chang'an University: Natural Science Edition, 2017, 37(3): 119-126.
- [19] 赵少汴, 王忠保. 抗疲劳设计-方法与数据[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.  
ZHAO Shao-bian, WANG Zhong-bao. Anti fatigue design methods and data [M]. Beijing: China Machine Press, 1997.