

doi: 10.7690/bgzdh.2020.09.019

## 双计量板计量装药设备驱动机构的动态特性分析

谷岩波<sup>1</sup>, 陈武雄<sup>2</sup>, 李锦<sup>1</sup>, 胡翔<sup>1</sup>, 郭进勇<sup>1</sup>, 金翰林<sup>1</sup>, 肖静<sup>1</sup>

(1. 中国兵器装备集团自动化研究所有限公司智能制造事业部, 四川 绵阳 621000;  
2. 重庆嘉陵华光电科技有限公司, 重庆 400700)

**摘要:** 为探究双计量板计量装药设备驱动机构的振动特性及验证是否满足设计要求, 利用 ANSYS Workbench 仿真软件对其进行动态特性分析。通过有限元模态分析求取驱动机构前 6 阶的固有频率及相应振型, 与工作时的外部激励频率进行对比分析, 研究该驱动机构在工作过程中的共振情况。采用瞬态动力学仿真方法, 对驱动机构的凸轮进行强度分析, 获得凸轮工作过程中的应力应变情况。结果表明: 该驱动机构工作时在外部激励作用下不会产生共振, 满足模态设计要求, 凸轮满足强度要求, 可以安全工作。

**关键词:** 计量装药设备; 驱动机构; 动态特性分析; 模态分析; 强度分析

**中图分类号:** TJ410.3<sup>+</sup>4 **文献标志码:** A

## Dynamic Characteristic Analysis of Driving Mechanism of Metering Charging Machine with Double Metering Plate

Gu Yanbo<sup>1</sup>, Chen Wuxiong<sup>2</sup>, Li Jin<sup>1</sup>, Hu Xiang<sup>1</sup>, Guo Jinyong<sup>1</sup>, Jin Hanlin<sup>1</sup>, Xiao Jing<sup>1</sup>

(1. Department of Intelligent Manufacture, Automation Research Institute Co., Ltd. of China South Industries Group Corporation, Mianyang 621000, China;  
2. Chongqing Jialing Huaguang Photoelectric Technology Co., Ltd., Chongqing 400700, China)

**Abstract:** In order to explore the vibration characteristics of the driving mechanism of metering charging machine with double metering plate and verify the design requirements are met, the dynamic characteristics are analyzed by using ANSYS Workbench simulation software. Firstly, the first six natural frequencies and corresponding modes of the driving mechanism are obtained by finite element modal analysis. Then, the resonance of the driving mechanism during the working process is studied by comparing with the external excitation frequency. Secondly, the strength of the cam of the driving mechanism is analyzed by means of transient dynamics simulation. And the stress of the cam during the working process is obtained. The results show that, the driving mechanism will not cause resonance under the external incentive during the working process, and it meets the requirements of modal design. Meanwhile, the cam meets the strength requirements and works safely.

**Keywords:** metering charging machine; driving mechanism; dynamic characteristic analysis; modal analysis; stress analysis

### 0 引言

装药设备是弹药装配过程中必不可少的设备。弹药装配中采用的装药设备主要有转筒式、振动式、皮带式、螺杆式和计量式等形式。转筒式装药设备利用离心力原理对转筒内的药进行传输; 振动式装药设备<sup>[1]</sup>将机架的强制制动作为药的动力, 使药在料槽上产生滑动及抛掷运动, 实现药的传输。转筒式和振动式装药设备由于其加药效率低, 不适用于小口径弹的装配; 皮带式装药设备通过皮带的运转来传输药, 由于药在皮带上易分布不均匀, 造成加药精度低, 一般仅用于粗加, 与振动式装药设备等配合使用; 螺杆式装药设备<sup>[2-3]</sup>通过螺杆旋转推动螺杆槽里的药, 加药精度高, 传输过程对发射药存在

挤压摩擦, 安全风险高。同时, 以上 4 种装药设备需要安装天平称量系统来进行称量, 称量结束后将药加入到药筒里, 不仅增加了设备的制造成本, 而且增加了称装药时间, 降低生产效率。计量装药设备通过改变计量板内腔体积来改变加药质量, 不需要另外安装称量系统, 研制成本低、控制系统简单, 同时还具有弹药装配效率高和精度高等优点<sup>[4]</sup>, 被广泛应用在弹药装配领域中, 尤其是对小口径弹的装配, 计量装药设备是非常重要的设备。在现阶段小口径弹装配生产线中, 计量装药设备的装药水平对小口径弹装配效率与质量有巨大影响。

现有文献对计量装药设备的研究极少, 李锦等<sup>[4]</sup>对计量装药设备进行结构改进, 提高了装药效率和

收稿日期: 2020-05-14; 修回日期: 2020-06-29

作者简介: 谷岩波(1989—), 男, 河北人, 硕士, 助理工程师, 从事自动化设备研究。E-mail: 770494571@qq.com。

装药精度。大部分计量装药设备根据经验设计，没有对设备的模态和薄弱零件的应力应变分布情况进行研究。双计量板计量装药设备在运行过程中驱动机构的凸轮齿端受力复杂，主要受到计量板传来的周期性作用力，计量板在拉簧的作用下存在一定的惯性力，对凸轮有一定的冲击和激振作用，所以计量装药设备的驱动机构具有振动形态复杂的周期性振动和噪声特征。驱动机构是计量装药设备的主要支撑部件和运动部件之一，其动态特性直接影响设备的稳定性和可靠性，如果驱动机构受到的激励频率与其固有频率相同，则会发生共振情况，不利于设备顺利装药，严重时甚至会造成结构损坏。为防止发生共振情况，笔者利用 ANSYS Workbench 仿真软件对双计量板计量装药设备的驱动机构进行模态分析，研究双计量板计量装药设备驱动机构的固有振动频率和振型，同时也对凸轮齿端做了瞬态强度分析，以验证设计的合理性，为计量装药设备的设计提供依据；因此，在设计时对计量装药设备驱动机构进行动态特性分析是非常必要的。

### 1 双计量板计量装药设备

如图 1 所示，双计量板计量装药设备主要包含驱动机构、计量组件、加药组件和料斗组件等。其中驱动机构由主动齿轮、从动齿轮、传动轴、凸轮、立柱和支撑板等组成，计量组件由计量底座、计量板、量药模和滚轮等组成。在拉簧的作用下，凸轮与滚轮保持接触状态，其中凸轮的等半径弧面为齿形结构，凸出弧面光滑。当凸轮旋转，且齿形端面与滚轮接触时，计量板进行很小幅度的变速往返运动；因此，在料斗组件往量药模加药的同时，使计量板里的药产生振动，减少药粒间的间隙，保证装药精度，待转至凸轮滑面时，使计量板产生较大行程移动，最终，量药模里的药通过加药组件进入药筒里，凸轮旋转 1 周完成一次药筒的装药动作。

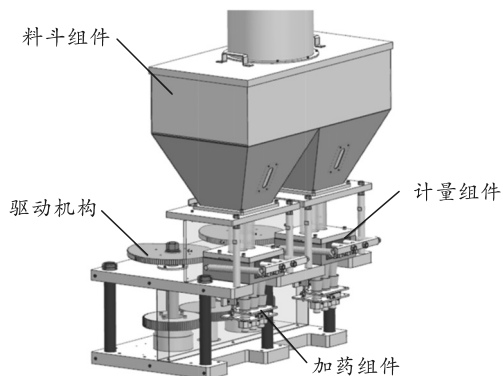


图 1 双计量板计量装药设备结构

### 2 有限元模态分析

结构的模态是结构本身的振动特性，取决于所选材料属性、约束状态和结构形式，与外部激励无关<sup>[5]</sup>。有限元模态分析是通过有限元对结构进行离散，以获得结构的固有频率和相应振型的一种分析方法。文中研究的计量装药设备驱动机构如图 2 所示，利用 ANSYS Workbench 有限元仿真软件对该机构进行有限元模态分析，以求取该机构的固有频率及其相应的振型。

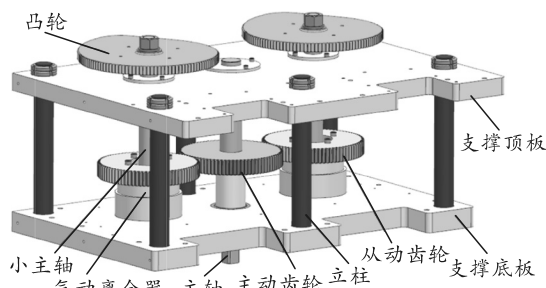


图 2 双计量板计量装药设备的驱动机构模型

#### 2.1 模态分析有限元模型的建立

驱动机构中的凸轮零件材料为 40Cr(密度为 7 870 kg/m<sup>3</sup>，泊松比为 0.277，弹性模量为 211 GPa)，主动齿轮和从动齿轮材料为 Cr12MoV(密度为 7 850 kg/m<sup>3</sup>，泊松比为 0.28，弹性模量为 218 GPa)，其余零件为结构钢(密度为 7 850 kg/m<sup>3</sup>，泊松比为 0.3，弹性模量为 200 GPa)。驱动机构存在很多细微结构，为了方便网格划分和减少计算量，对驱动机构中部分运行不受力的零部件进行结构简化，同时根据驱动机构的实际工况，在支撑底板的安装孔位置处进行固定约束。在有限元模型中，凸轮、齿轮、传动轴和立柱零件采用六面体网格划分方法进行网格划分，其他零件采用自由网格划分方法，最后获得图 3 所示的驱动机构有限元模型，其节点总数为 737 467，单元总数为 288 330。

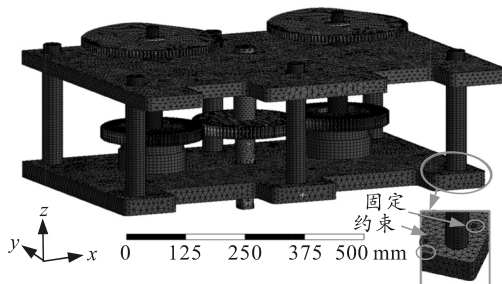


图 3 驱动机构有限元网格模型

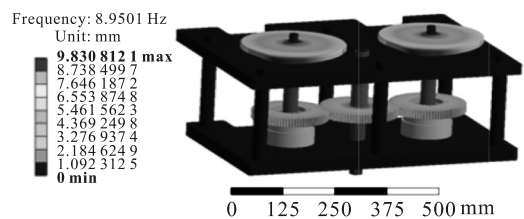
#### 2.2 有限元模态分析的结果与分析

一般机构的动态特性主要取决于低阶模态<sup>[6]</sup>，

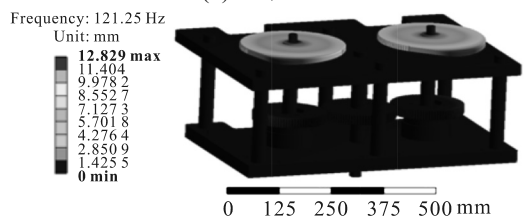
所以笔者只分析了驱动机构的前六阶模态。经计算，在 Workbench 结果后处理中读取驱动机构前 6 阶的固有频率与振型。计算得到驱动机构前 6 阶有限元模态分析的固有频率和振型如表 1 和图 4 所示。

表 1 驱动机构各阶的固有频率

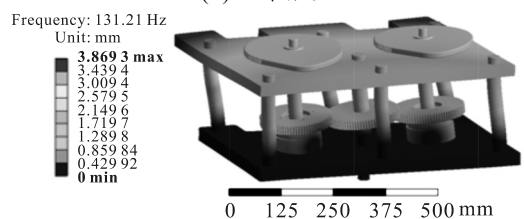
阶数	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	8.950 1	121.25	131.21	133.35	151.4	197.58



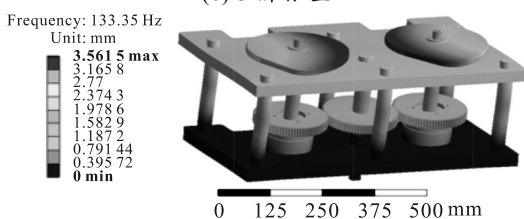
(a) 1 阶振型



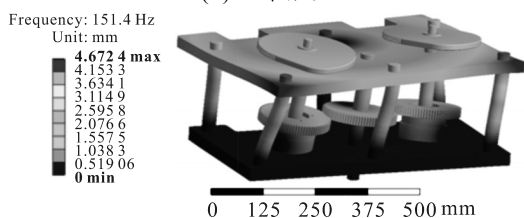
(b) 2 阶振型



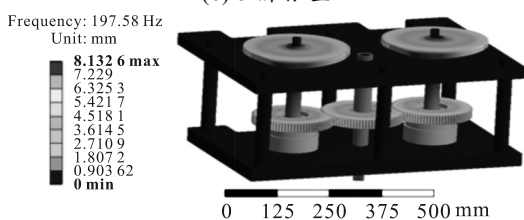
(c) 3 阶振型



(d) 4 阶振型



(e) 5 阶振型



(f) 6 阶振型

图 4 驱动机构前 6 阶振型

从表 1 和图 4 可知：驱动机构的 1 阶固有频率最小，为 8.950 1 Hz，模态振型为凸轮、齿轮、传动轴和气动离合器绕各自中心进行同向旋转；驱动机构的 2 阶模态振型为凸轮绕各自中心反向旋转；3 阶模态振型为除底板外机构整体沿 X 轴摆动；4 阶模态振型为除底板外机构整体沿 Y 轴摆动；5 阶模态振型为除底板外机构绕 Z 轴扭转振动；6 阶模态振型为凸轮、齿轮、传动轴和气动离合器的绕各自中心进行同向旋转，此阶模态振型与 1 阶模态振型虽然同为同向旋转，但变形量不同，1 阶模态振型凸轮最大变形量为 9.83 mm，齿轮最大变形量为 5.38 mm，而 6 阶模态振型凸轮最大变形量为 8.13 mm，凸轮最大变形量下降了 17.29%，齿轮最大变形量为 6.41 mm，齿轮最大变形量增加了 19.14%，可见模态阶数不同，对各零件的影响不同。

驱动机构在工作时，凸轮转速为 28 r/min，由转速  $n$  与频率  $\omega$  的关系式  $n=60\omega/(2\pi)$ 、齿轮转速与齿数的关系式  $Z_1n_1=Z_2n_2$  和凸轮齿数可计算得出：凸轮光滑面受到外部激励的频率为 0.466 6 Hz，凸轮齿端受到外部激励的频率为 37.328 Hz，齿轮的啮合频率为 37.328 Hz，小主轴转动频率为 0.466 6 Hz，主轴输入转动频率为 0.455 2 Hz。由此可知：工作中的外部激励频率远离驱动机构的固有频率，故驱动机构在工作中不会产生共振，驱动机构的设计满足模态设计要求。同时，由前 6 阶模态振型可以看出：凸轮易产生振动，且振动明显，是驱动机构振动的薄弱点，在设计时要注意凸轮的刚度。

### 3 强度分析

如图 5 所示，设备在运行过程中，凸轮齿端一直受到计量组件的作用力。由于计量板在拉簧的作用下存在一定的惯性力，凸轮齿端还受到一定程度的冲击，同时为了达到更好的振药效果，增加凸轮齿数，使得凸轮齿的宽度很小<sup>[7]</sup>，所以在驱动机构工作过程中，凸轮齿端是最易发生变形与断裂的地方，故笔者利用 Workbench 有限元仿真软件对凸轮进行瞬态动力学分析，研究在设备工作过程中凸轮齿端的应力应变情况，以验证凸轮是否满足强度设计要求。

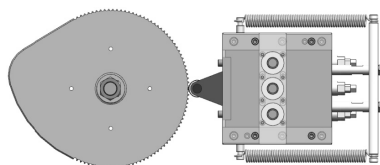


图 5 凸轮与计量组件

### 3.1 强度分析有限元模型的建立

由于凸轮工作时每个齿的受力情况相同，瞬态动力学分析计算量很大，为了减少计算时间，只分析了 2 个齿的应力应变情况，分析时间设定为 0.03 s，同时对有限元模型进行了简化，减少不必要的零件和接触，对齿端进行网格细化，建立的有限元模型如图 6 所示。凸轮定义为变形体，采用六面体网格划分方法进行网格划分，对其施加转动，转速为 28 r/min，材料设置为 40Cr(屈服强度为 785 MPa，抗拉强度为 981 MPa)。滚轮定义为刚体，对其施加约束，只允许其沿 Y 方向平移和 Z 轴转动，其他 4 个自由度进行限制，同时在其上施加力，力的方向为 Y 轴正向。弹簧的弹性刚度为 1.91 N/mm，滚轮与凸轮齿端接触时弹簧最大拉伸长度为 57.5 mm，最大弹簧力为 219.65 N，弹簧最小拉伸长度为 57.12 mm，受到的最小弹簧力为 218.198 4 N，弹簧力变化很小，变化率仅为 0.66%。为简化模型，在进行强度分析时采用最大力，施加力的大小为 219.65 N。在凸轮齿端面 and 滚轮外表面添加接触，摩擦系数取 0.15。

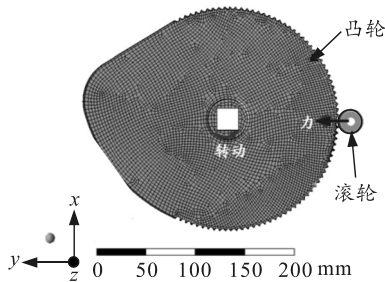


图 6 凸轮强度分析有限元模型

### 3.2 强度分析结果

图 7 为凸轮最大应变随时间的变化情况。从图中可知：凸轮的最大应变发生在凸轮与滚轮接触位置，一旦接触位置离开滚轮后，变形立刻恢复，且最大应变很小，仅有  $1.5619 \times 10^{-3}$  mm，表明凸轮在运行过程中齿端不存在塑性变形，且弹性变形很小。

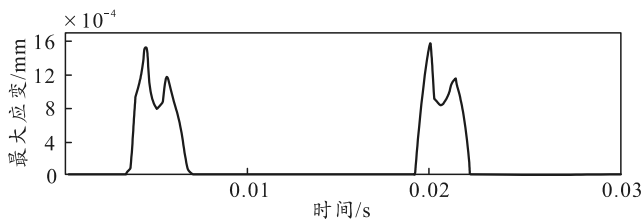
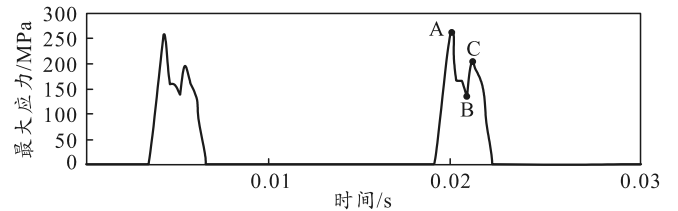


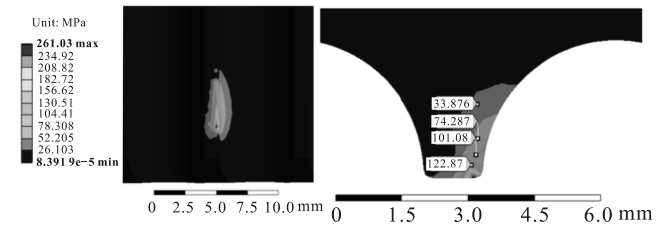
图 7 凸轮最大应变随时间的变化

图 8 展示了凸轮最大应力的变化和应力分布情况。从最大应力曲线图中可得到凸轮的最大应力为

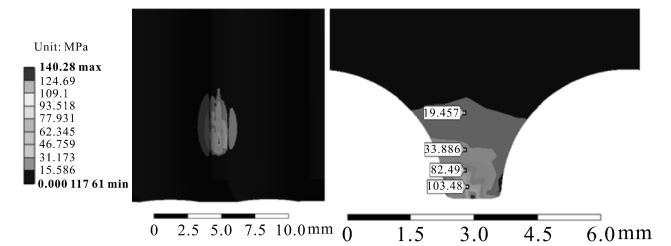
261.03 MPa，低于材料的屈服强度 785 MPa，安全系数大于 2.5。同时，从凸轮应力云图可以看出，凸轮工作时应力较大的区域很小，主要分布在齿顶表面处，齿顶内部和齿根处的应力很小。所以该凸轮满足强度要求，可安全工作。同时，由于在工作过程中，凸轮齿端存在一定程度的磨损，为了延长凸轮的使用寿命，建议提高凸轮齿端表面的耐磨性，如通过淬火、渗碳、渗氮或者碳氮共渗等热处理等方法<sup>[8-9]</sup>。



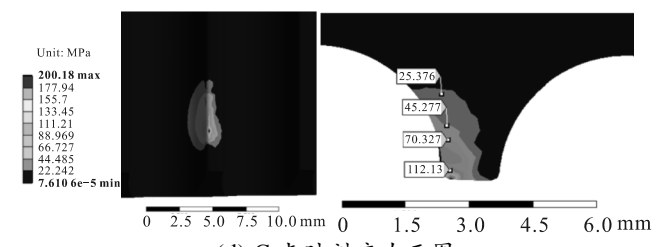
(a) 凸轮最大应力随时间的变化



(b) A 点时刻应力云图



(c) B 点时刻应力云图



(d) C 点时刻应力云图

图 8 凸轮最大应力变化曲线及应力云图

## 4 结束语

笔者利用 ANSYS Workbench 仿真软件对双计量板计量装药设备驱动机构的动态特性进行了研究。首先通过有限元模态分析计算得出其前 6 阶的固有频率及相应振型，前 6 阶固有频率分别为：8.950 1, 121.25, 131.21, 133.35, 151.4, 197.58 Hz。通过对比分析发现：工作时外部激励频率远离其固有频率，表明该驱动机构在工作时的外部激励作用下不

会产生共振, 满足模态设计要求。其次通过强度分析计算得出工作时凸轮齿端的最大应变极小, 仅有  $1.5619 \times 10^{-3}$  mm, 最大应力为 261.03 MPa, 远小于材料的屈服强度 785 MPa, 表明在工作过程中凸轮齿端不存在塑性变形, 且弹性变形很小, 故凸轮满足强度要求, 可以安全工作。

### 参考文献:

- [1] 孟宝. 电磁振动给料机的应用[J]. 现代制造技术与装备, 2018(12): 143-144.
- [2] 魏莉, 崔波. 螺杆分装机与气流分装机在粉针生产中的对比应用[J]. 黑龙江医药, 2000, 13(1): 15-16.
- [3] 李健白, 母佳庆, 孙阳, 等. S7-300PLC 自动卧式螺旋装药机控制系统[J]. 兵工自动化, 2017, 36(7): 86-90.

\*\*\*\*\*

(上接第 84 页)

### 5 结束语

笔者基于 Em-Plant 生产线仿真软件搭建了多层次嵌套的单元模型, 由单元模型构建的整线模型能够完整地与实际生产线进行一一映射, 具备了高度的逼真性和完备性。提出的一种基于 Em-Plant 的生产线多层次仿真建模方法, 充分结合了实际军用生产线的复杂性和特殊性, 为此类包含立体库、加工中心、零件源等生产线设施单元仿真模型的设计提供了一定参考, 进而可为军工行业制造流程优化设计、智能调度、物流调控和布局规划等方面得到广泛应用奠定基础。

### 参考文献:

- [1] 徐曼菲, 吴跃, 邱枫. 面向军工行业数字化生产线建模仿真与优化技术[J]. 兵工自动化, 2019, 38(2): 35-40.
- [2] 赵波. 深入推进智能制造向纵深发展 推动制造业高质量转型[J]. 智慧中国, 2019(Z1): 78-80.
- [3] 张思展. 虚拟制造技术在汽车装配工艺中的应用探讨[J]. 现代制造技术与装备, 2019(5): 163-164.

- [4] 李锦, 黄权, 李全俊. 双计量板高效加药机的创新设计[J]. 兵器装备工程学报, 2011, 32(9): 10-12.
- [5] 刘成颖, 谭锋, 王立平, 等. 面向机床整机动态性能的立柱结构优化设计研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 161-168.
- [6] 邱林, 宋爱平, 彭云, 等. 渐开线弧齿圆柱齿轮有限元模态分析[J]. 机械, 2016, 43(10): 6-10.
- [7] 焦云多, 曾晓华, 陈洋, 等. 大当量 DNAN 基熔铸炸药装药质量控制方法[J]. 兵工自动化, 2019, 38(8): 23-26.
- [8] 安文柱, 刘二强, 王鹤峰. 40Cr 钢离子渗氮与提高模具耐磨性研究[J]. 科技创新与生产力, 2008(7): 65-66, 69.
- [9] 陈爱荣. 表面热处理对 40Cr 凸轮摩擦磨损性能的影响[J]. 热加工工艺, 2009, 38(24): 175-176.

- [4] 王克. 超高压变压器混流生产线作业调度建模与仿真优化[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2018.
- [5] KONCZAK A, PASLAWSKI J. Decision Support in Production Planning of Precast Concrete Slabs Based on Simulation and Learning from Examples[J]. Procedia Engineering, 2015, 122(23): 81-87.
- [6] MASON S J, MAURICIO R P, FARRIS J A, et al. Integrating the warehousing and transportation functions of the supply chain[J]. Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review, 2003, 39(2): 141-159.
- [7] TAO J H, QIU Y Z. A simulation optimization method for vehicles dispatching among multiple container terminals[J]. Expert Systems with Applications, 2015, 42(7): 3742-3750.
- [8] 李晗, 范文慧, 冯袁, 等. 基于系统动力学的汽车连杆生产线建模与仿真[J]. 系统仿真学报, 2018, 30(9): 3351-3359.
- [9] 郭慧. 基于仿真技术的多品种小批量生产线优化研究[D]. 天津: 天津工业大学, 2018.
- [10] 张河利, 罗玖强, 陈思毅. 基于 eM-Plant 海上风塔塔体制造过程的仿真与优化[J]. 钦州学院学报, 2019, 34(3): 13-18.