

比例压力流量阀控缸系统的建模与输出特性研究

钟佳炜¹,刘忠²,霍佳波²,詹江正²,石世杰²

(1. 苏州大学 机械工程学院,江苏 苏州 215502; 2. 桂林航天工业学院 机械工程学院,广西 桂林 541004)

摘要:比例压力流量复合阀具有能耗较低、复合度高、性能稳定等优点,在实际的负载回路中,它既能够实现液压系统压力进行比例调节,又能对液压系统输出流量进行比例控制。为研究分析P-Q阀控直顶式液压电梯启动初稳定性较差的问题,运用功率键合图方法对其进行数学分析,建立完整的力学模型,同时对P-Q阀控缸系统进行仿真,分析其动态响应特性,为研究P-Q阀输出特性和控制策略提供了理论依据。

关键词:P-Q阀;功率键合图;仿真;动态响应特性

中图分类号:TH137.52; TP391.9 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)04-0089-04

Research on Modeling and Output Characteristics of Control Cylinder System for Proportional Pressure Flow Valve

ZHONG Jiawei¹, LIU Zhong², HUO Jiabo², ZHAN Jiangzheng², SHI Shijie²

(1. School of Mechanical Engineering, Soochow University, Suzhou 215502, China;

2. School of Mechanical Engineering, Guilin University of Aerospace Technology, Guilin 541004, China)

Abstract:Proportional pressure flow composite valve has the advantages of low energy consumption, high composite degree, stability in performance, etc. In actual load loop, it can not only be used to implement the proportional adjustment of the pressure of the hydraulic system, but also control its output flow. To research on and analyze the problem of poor initial stability of the straight top hydraulic elevator controlled by P-Q valve, the power bond graph method is employed in analyzing the initial procedure, and a complete mechanical model is established. Base on the model, a simulation of the P-Q valve cylinder control system is carried out, and the dynamic response characteristics of the P-Q valve are analyzed. The theoretical basis is provided for studying the output characteristics and the control strategy of the P-Q valve.

Keywords:P-Q valve; power bond graph; simulation; dynamic response characteristics

0 引言

由于P-Q阀复合度高,在传统液压系统中能代替由溢流阀、减压阀、调速阀组成的液压回路,同时,由于P-Q阀安装调试简单,在一定程度上又能降低系统的成本,因此被广泛应用于起重运输、工程机械、塑料机械、冶金、炼胶等行业^[1]。基于P-Q阀以上优点,实验室研制的新型直顶式液压电梯采用P-Q阀作为液压电梯运行速度控制阀的方案。由于P-Q阀具有实现负载敏感调节的功能,因此整个液压系统就不需要专门布置减压阀来控制系统压力,而且P-Q阀通过调节系统输出流量控制液压电梯轿厢运行的速度,大大降低了液压系统的成本和检修难度。由于液压电梯是一个变容腔(液压管道、液压缸的容性作用)、变负载(乘坐乘客数量变化)的机电液复合系统,启动时会有短暂的时间积累,在启动初由于油液的瞬时冲击会导致轿厢轻微抖动,这是P-Q阀动态响应稳定性不足的表现^[2]。基于以上分析,本文将对P-Q阀进行

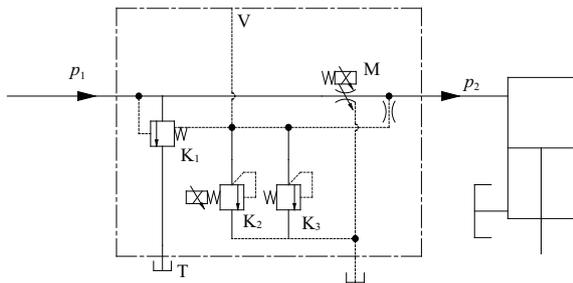
建模及动态响应仿真分析,以期了解影响其动态响应的参数,为寻找其合适的控制方法提供理论依据。

1 P-Q阀控缸系统原理

基于P-Q阀的优点,研究了采用P-Q阀作为液压电梯运行速度控制阀的方案。P-Q阀由主溢流阀 K_1 ,比例溢流阀 K_2 ,安全阀 K_3 以及比例节流阀M组成,如图1所示主溢流阀 K_1 一端通 p_1 进口, K_1 与 K_3 并联,相当于一个先导式溢流阀对比例调速阀M出口进行压力补偿,使 p_2 出口压力通过阻尼孔与弹簧一起作用在主溢流阀 K_1 的一端与 p_1 进口压力产生平衡。P-Q阀处于工作状态时,比例节流阀M调节液压系统流量,作用于柱塞缸。当 p_2 出口压力大于比例溢流阀 K_2 调定值时,比例溢流阀 K_2 卸载,保持 p_2 出口与 p_1 进口压差恒定。这样,P-Q阀的压力就能达到负载敏感调节的效果,泵的输出功率也与之匹配,起到了节能的作用。

基金项目:国家自然科学基金项目(51765014;51275060)

作者简介:钟佳炜(1993—),男,江苏南通人,硕士研究生,研究方向为机电液一体化。



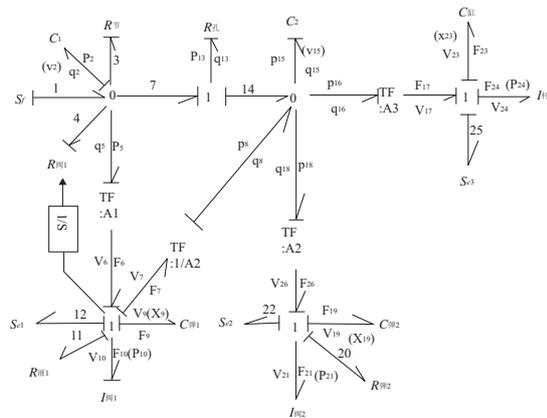
K₁—主溢流阀;K₂—比例溢流阀;K₃—安全阀 M—比例节流阀;
p₁—进口压力;p₂—出口压力;T—油箱;V—卸油口

图1 比例压力流量复合阀原理图

2 基于 P-Q 阀控缸系统的功率键合图建模

2.1 建立功率键合图模型

功率键合图是一种直观描述系统功率流向的系统动力学模型,该模型能将复杂系统建模简练地描述成一种向量的形式,降低了工程人员系统建模的难度,增强了对系统的洞察力。根据功率键合图的规则以及 P-Q 阀工作原理,对 P-Q 阀控缸系统进行建模^[3-4],如图 2 所示。



1—S₁泵的理论流量;2—Se₁主溢流阀;3—K₁弹簧预紧力;
4—Se₂安全阀;5—K₃弹簧预紧力;6—R_节比例节流阀 M 液阻;
7—R_孔阻尼孔液阻;8—R_主主溢流阀;9—K₁口液阻;
10—C₁主溢流阀下腔液容;11—C₂主溢流阀上腔液容;
12—C_{弹1}主溢流阀弹簧柔度;13—C_{弹2}安全阀弹簧柔度;
14—C_缸柱塞缸无杆腔液容;15—I_{阀1}主溢流阀阀芯等效质量;
16—I_{阀2}安全阀阀芯等效质量;17—I_杆柱塞杆等效质量;18—A₁主溢流阀阀芯上端承压面积;19—A₂主溢流阀阀芯下端承压面积;
20—A₃柱塞缸无杆腔柱塞杆承压面积;
21—A₄安全阀阀芯承压面积;22—Se₃柱塞缸负载

图2 P-Q 阀控缸系统功率键合图

2.2 状态方程的推导

从图 2 可见,系统包含了 8 个储能元,故为 8 阶系数,

状态变量即为: $V_2, V_{15}, P_{10}, P_{21}, P_{24}, x_9, x_{19}, x_{23}$, 其相关关系为:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= q_2, \dot{V}_{15} = q_{15}, \dot{P}_{10} = F_{10} \\ \dot{P}_{21} &= F_{21}, \dot{P}_{24} = F_{24}, \dot{x}_9 = v_9, \\ x_{19} &= v_{19}, x_{23} = v_{23} \end{aligned} \quad (1)$$

状态方程输入变量为 S_f, Se_1, Se_2, Se_3 各储能元功率键上状态变量和因变量之间的关系为:

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{1}{C_1} V_2, P_{15} = \frac{1}{C_2} V_{15}, v_{10} = \frac{1}{I_{\text{阀1}}} P_{10}, \\ v_{21} &= \frac{1}{I_{\text{阀2}}} P_{21}, v_{24} = \frac{1}{I_{\text{缸}}} P_{24}, F_9 = \frac{1}{C_{\text{弹1}}} x_9, \\ F_{19} &= \frac{1}{C_{\text{弹2}}} x_{19}, F_{23} = \frac{1}{C_{\text{缸}}} x_{23} \end{aligned} \quad (2)$$

按照图 2 规则,列出代数式函数关系:

$$\begin{cases} \dot{V}_2 = q_2 = q_1 - q_3 - q_4 - q_5 - q_7 \\ \dot{V}_{15} = q_{15} = q_{14} - q_{16} - q_8 - q_{18} \\ \dot{P}_{10} = F_{10} = F_6 - F_7 - F_9 - F_{11} - F_{12} \\ \dot{P}_{21} = F_{21} = F_{26} - F_{19} - F_{20} - F_{22} \\ \dot{P}_{24} = F_{24} = F_{17} - F_{23} - F_{25} \\ \dot{x}_9 = v_9 \\ \dot{x}_{19} = v_{19} \\ \dot{x}_{23} = v_{23} \end{cases} \quad (3)$$

结合图 2 变量间逻辑关系将式(2)代入式(3)得出状态方程:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= S_f - P_2 \left(\frac{1}{R_{\text{节}}} + \frac{1}{R_{\text{阀1}}} + \frac{1}{R_{\text{孔1}}} \right) + \frac{V_{15}}{R_{\text{孔1}} C_2} - A_1 P_{10} / I_{\text{阀1}} \\ \dot{V}_{15} &= \frac{V_2}{C_1 R_{\text{孔1}}} - \frac{V_{15}}{C_2 R_{\text{孔1}}} - \frac{A_4 P_{24}}{I_{\text{杆}}} - \frac{A_2 P_{10}}{I_{\text{阀1}}} - \frac{A_3 P_{21}}{I_{\text{阀2}}} \\ \dot{P}_{10} &= A_1 P_2 - \frac{V_{15} A_2}{C_2} - \frac{x_{19}}{C_{\text{弹1}}} - \frac{R_{\text{液1}} P_{10}}{I_{\text{阀1}}} - S_{\theta_1} \\ \dot{P}_{19} &= \frac{V_{15} A_3}{C_2} - \frac{x_{19}}{C_{\text{弹2}}} - R_{\text{液2}} v_{20} - S_{\theta_2} \\ \dot{P}_{24} &= \frac{V_{15} A_4}{C_2} - \frac{x_{23}}{C_{\text{缸}}} - S_{\theta_3} \\ x_9 &= v_9 = v_{10} = \frac{P_{10}}{I_{\text{阀1}}} \\ x_{19} &= v_{19} = v_{21} = \frac{P_{21}}{I_{\text{阀2}}} \\ x_{23} &= v_{23} = v_{24} = \frac{P_{24}}{I_{\text{缸}}} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: P_{10} 为主溢流阀 K₁ 阀芯运动中的动量; F_{10} 为使主溢流阀 K₁ 阀芯产生加速度所施加的力; P_{19} 为安全阀阀芯运动的动量; F_{19} 为使安全阀 K₃ 阀芯产生加速度所施加的力; P_{24} 为柱塞缸活塞杆运动的动量; F_{24} 为使活塞杆产生加速度所施加的力; x_9 为主溢流阀 K₁ 阀芯位移; x_{19} 为安全阀 K₃ 阀芯位移; x_{23} 为柱塞缸活塞杆位移; v_{21} 为安全阀 K₃

阀芯位移; v_{10} 为主溢流阀 K_1 阀芯位移; v_{24} 为柱塞缸活塞杆位移。

所以柱塞缸部分状态方程 $\dot{P}_{24} = \frac{V_{15}A_4}{C_z} - \frac{x_{23}}{C_{缸}} - Se_3$ 的物理意义即为,柱塞缸在控制流量 q_{16} 作用下活塞杆克服负载和无杆腔液容产生加速度所需要的力为 F_{24} 。根据物理意义可以看出活塞杆运动与主溢流阀 K_1 上腔液容 C_z 和柱塞缸无杆腔液容 $C_{缸}$ 成非线性关系。其余各式物理意义可由此类推。

3 建立系统仿真模型

如图 1 所示, P-Q 阀主要由主溢流阀 K_1 , 比例溢流阀 K_2 , 安全阀 K_3 和比例调速阀 M 复合而成, 而安全阀 K_3 和主溢流阀 K_1 构成先导溢流阀, 与比例调速阀 M 并联, 在阀中起到一个三通补偿器的作用, 对 M 进行压力补偿, 稳定系统压力, 确保 P-Q 阀输出流量稳定。

基于以上对 P-Q 结构及原理的分析, 利用 AMESim 对 P-Q 阀进行建模, 由于在液压库中没有现成的三通压力补偿器结构, 因此需要从 HCD 库中调用基本模块, 建立 P-Q 阀控缸系统的 AMESim 模型如图 3 所示^[5-9]。

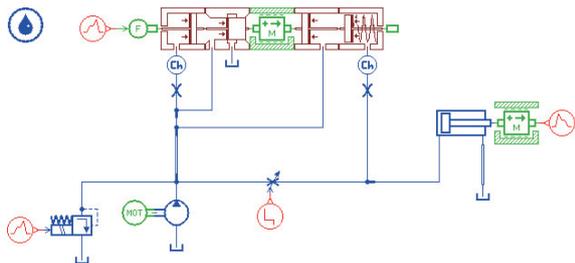


图 3 P-Q 阀控缸系统在 AMESim 中建模

设置以下关键参数, 其余参数取系统默认值, 如表 1 所示。

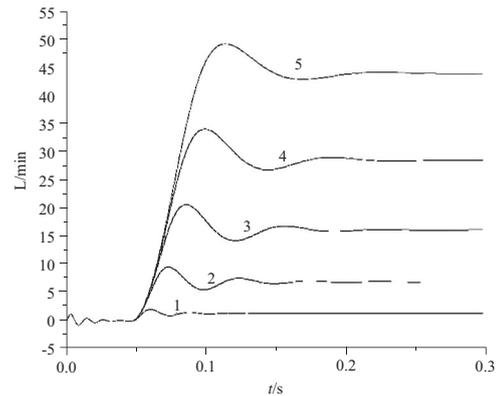
表 1 P-Q 阀控缸系统仿真关键参数设置

参数/单位	数值
电机转速/(r/min)	1 500
泵排量/(mL/r)	110
阀芯质量/kg	0.01
限制阀芯移动范围/mm	15
右腔弹簧刚度/(N/mm)	10
弹簧预紧力/N	10
右腔阀芯直径/mm	15
活塞杆直径/mm	8
节流口开口/mm	1
比例调速阀最大开口量/mm	10
柱塞缸直径/mm	80
负载/N	16 830

4 系统仿真及输出结果分析

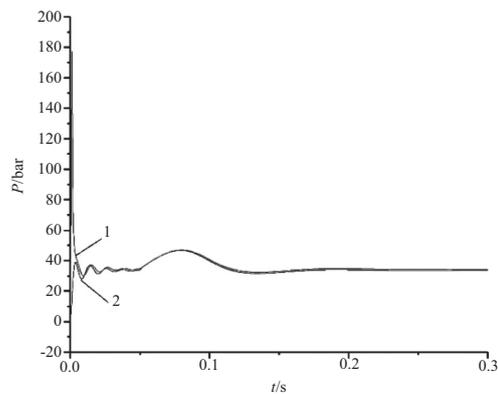
设定 P-Q 阀关键仿真参数, 向比例节流阀输入阶跃信号, 阀芯瞬时运动, 系统流量随之增大, 阀进口与出口压力也随之变化。

由图 4、图 5 可以看出, 比例调速阀阀口突然增加, 则阀出口流量瞬时增大, 由于 P-Q 阀内容腔的压缩, 阀出口压力也随之增大。这时, 主溢流阀 K_1 对比例调速阀 M 出口进行压力补偿, 经过 0.1 s 后, 出口压力流量重新达到平衡状态。图 4 还可以看出, 比例调速阀开口越大, 阀出口流量瞬时超调后再次达到稳定的时间越长, 这是因为 P-Q 阀内部存在储能元件(如弹簧、阀腔液容)^[10], 输出流量越大, 阀腔油液瞬时压缩量越大, 再次达到稳定的时间越长。图 5 是 P-Q 阀进口压力和出口压力的曲线, 曲线 1 表明泵刚启动时有一个瞬时脉冲, 随后与曲线 2 一起震荡达到平衡状态。当阶跃响应时, 由于系统压力突然变化, 使得 P-Q 阀进出口的压差也随之变化, 在经过 0.1 s 的压力补偿后, 系统重新回到平衡状态, 压差稳定在 0.7 MPa 左右, 这也是一项观察 P-Q 阀动态响应特性的重要指标。



1—比例调速阀开口为 2 mm; 2—比例调速阀开口为 4 mm;
3—比例调速阀开口为 6 mm;
4—比例调速阀开口为 8 mm; 5—比例调速阀开口为 10 mm

图 4 调速阀不同开口下流量动态响应曲线



1—P-Q 阀进口压力; 2—P-Q 阀出口压力
图 5 P-Q 阀进口油口与出口油口压力曲线

由图 6 可知, 当 P-Q 阀经过阶跃信号响应时, 柱塞缸

在 0.05 s 存在一个瞬时脉冲,使流量达到峰值,随后流量又迅速衰减到 0 L/min 附近,再经过 P-Q 阀一段时间的调节后流量上升最终趋于稳定值。同时,由图 7 可知,柱塞缸的进口压力在 0.05 s 时存在一定量的超调,随后经过 P-Q 阀的调节趋于稳定。P-Q 阀到柱塞缸存在一定的管道液容和腔内液容,它们是系统中的储能元件,可以储存和释放能量,当油液瞬时冲击时会产生较强的振荡。这种瞬时冲击表现在液压电梯上就会造成轿厢启动时轻微抖动,影响乘坐舒适性。

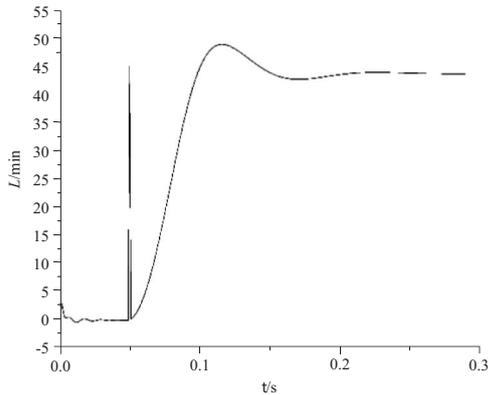


图 6 柱塞缸进口流量动态特性曲线一

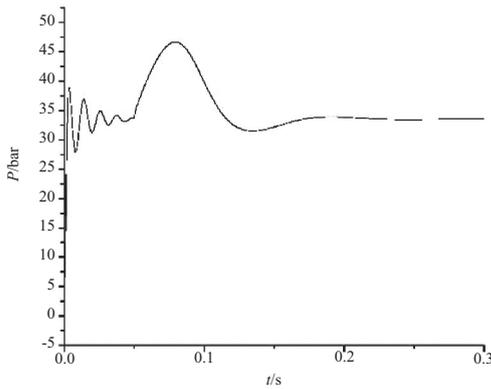


图 7 柱塞缸进口流量动态特性曲线二

5 试验验证

通过直顶式液压电梯试验平台进行 P-Q 阀进出口压力、P-Q 阀出口流量、柱塞缸进口流量进行测试,得到图 8、图 9、图 10 所示的参考数据。

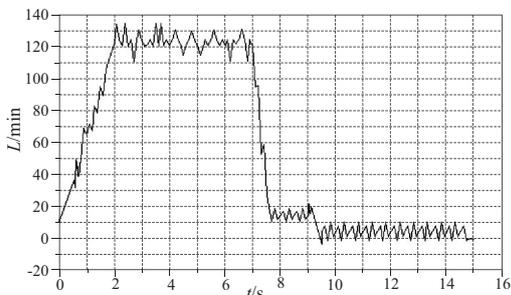


图 8 P-Q 阀出口流量

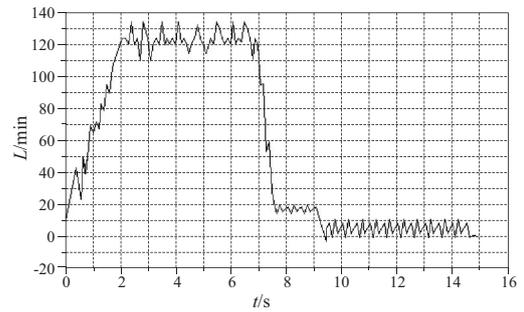
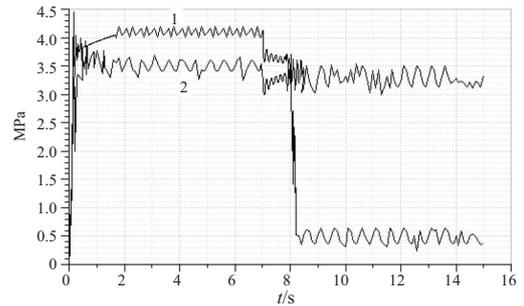


图 9 柱塞缸进口流量



1—P-Q 阀进口压力曲线; 2—P-Q 阀出口压力曲线
图 10 P-Q 阀进口压力与出口压力对比

由图 8 与图 9 对比可知,液压电梯在启动初,P-Q 阀出口流量的振荡较小于柱塞缸进口流量,这与上述理论分析中柱塞缸进口流量启动初会有瞬时冲击而 P-Q 阀出口流量没有较大冲击相一致。图 10 中采取单位为 MPa 的纵坐标,这样能够从图示中清晰地观察到 P-Q 阀进出口的压差变化,从试验结果分析,P-Q 阀进口压力曲线与 P-Q 阀出口压力曲线始终保持 0.7 MPa 左右的误差,为上述理论分析提供了一定的数据支持。

6 结语

1) 利用功率键合图对 P-Q 阀建模能够得出各种物理量与系统动态响应因素之间的关系。根据严格的逻辑关系可以推导出 P-Q 阀的状态方程,模型考虑了阀口流量的非线性和阀内液容的影响,是一种比传递函数模型更为精确、更为直观的数学模型,为 P-Q 阀动态响应研究提供了理论基础。

2) 在 P-Q 阀控缸系统中,P-Q 阀液压系统存在 3 个容腔,即管路容腔、阀内容腔和液压缸内容腔,这就导致 P-Q 阀在接收外部信号开始工作时会出现较大的超调,经过一段时间调节趋于稳定的现象。通过建模仿真研究,具体解释了 P-Q 阀控直顶式液压电梯启动时轻微抖动,影响乘坐舒适性的原因。

3) 对比 P-Q 阀出口流量动态响应曲线与液压缸进口流量曲线,发现 P-Q 阀出口流量虽然超调明显,但是没有像液压缸进口流量曲线那样的瞬时脉冲。对比以上参数,可以推断 P-Q 阀动态响应特性对直顶式液压电梯启动初伴有瞬时冲击影响较小,主要还是管道液容和液压缸无杆腔液容造成了系统的不稳定性。

(下转第 96 页)

2.095 7、1.1746、1.4233、3.2833 与 0.9786、0.7152、1.2612、1.5176,相对灵敏度值总和分别为 7.9769、4.4726,可见方案一的4个结构变量对体积的相对灵敏度较方案二高很多,综合最大应力对体积的相对灵敏度值过高即对约束模型的灵敏度过高甚至超过对优化目标的灵敏度,对优化变量的调节是不利的,综合分析,显然方案二更好。

3 结语

本文结合实例,研究了挖掘机斗杆结构采用不同的尺寸表达形式,对智能优化设计中几何形状约束及优化变量灵敏度产生不同的影响,得出以下结论:

1) 斗杆结构尺寸表达形式直接影响智能优化的效率和质量。本文提出一种新的斗杆尺寸表达形式,只要控制斗杆各结构变量在合理的范围内,建模过程就不会产生几何形状畸形结构个体,即通过尺寸约束达到几何形状约束的目的,故在优化模型中无需因优化变量选取不当,而建立复杂的斗杆结构几何形状分类特征矩阵,从而大大简化了智能优化过程的效率,保证了优化的质量。

2) 斗杆结构新尺寸表达形式下的4个主要结构变量对优化目标的灵敏度分布更加均匀,且对优化目标的灵敏度总和比方案一更高,有利于提高优化的效率。

3) 斗杆结构新尺寸表达形式下的4个主要结构变量的综合最大应力对体积的相对灵敏度比方案一更低,有利于优化过程中优化变量的调节,避免优化过程陷入局部最

优点。

参考文献:

- [1] HUA Haiyan, LIN Shuwen. New Knowledge-based Genetic Algorithm for Excavator Boom Structural Optimization[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(2), 392-401.
- [2] 王亚兵. 反铲液压挖掘机工作装置结构与性能一体化设计研究[D]. 重庆:重庆大学,2014.
- [3] Jin Chen, Fei Qing and Xiaoping Pang. Mechanism optimal design of backhoe hydraulic excavator working device based on digging paths[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2004, 28(1): 213-222.
- [4] Jong-Won Kim, Seungmin Jung, Jinuk Kim, et al. Optimal design of the front linkage of a hydraulic excavator for multi-objective function[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(8): 3103-3111.
- [5] 杨铁明. 基于知识的综合多工况挖掘机斗杆结构优化设计关键技术研究[D]. 福州:福州大学,2012.
- [6] 张洋梅. 知识引导的挖掘机斗杆结构智能优化设计关键技术研究[D]. 福州:福州大学,2014.
- [7] 花海燕. 多层次知识集成引导的挖掘机机构智能优化设计新策略[D]. 福州:福州大学,2014.
- [8] 邓乾旺,文文. 基于拉丁超立方抽样的薄板装配误差分析[J]. 中国机械工程,2012,23(8): 947-951.
- [9] 梁明轩,王晓林,袁惠群,等. 基于响应面法的轿车减速齿轮可靠性灵敏度研究[J]. 中国机械工程,2016(4): 555-559.

收稿日期:2018-03-22