

基于模态分析的液压挖掘机工作装置动态优化设计*

李发宗^{1,2} 童水光¹ 王相兵¹

(1. 浙江大学能源工程学系, 杭州 310027; 2. 宁波工程学院机械工程学院, 宁波 315016)

摘要: 建立了液压挖掘机工作装置的结构有限元模型, 通过对该有限元模型进行自由模态分析, 得到工作装置的各阶模态频率和模态特性, 确定影响液压挖掘机工作装置动态性能的关键模态频率, 并以此作为优化目标, 对主要结构参数进行灵敏度分析, 以确定工作装置动态优化的设计变量。以工作装置几何约束、性能约束等为约束条件, 采用扩展拉格朗日乘子法进行动态优化设计。实例分析表明, 该动态优化方法, 提高了工作装置结构的刚度, 降低了结构的变形, 改善了工作装置动态工作性能与结构稳定性。

关键词: 液压挖掘机 模态分析 工作装置 结构动态优化设计 扩展拉格朗日乘子法

中图分类号: TU621; O327; TP391 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)04-0028-09

引言

液压挖掘机工作时, 各机构频繁启动、回转、伸臂、挖掘、提升卸料、制动且进行复杂的复合运动, 使液压挖掘机结构承受强烈的冲击和振动。随着液压挖掘机向着重载、高精度、轻量化发展, 工作装置结构在动载荷作用下的振动问题变得日益突出。因此, 对工作装置进行动态优化设计^[1], 改进其动态性能, 减小振动, 提高其工作平稳性, 具有重要意义。

模态是构成各种工程结构复杂振动的最基本的振动形态, 通过模态分析可得到结构的固有频率和主要振型, 是结构动态性能分析和优化设计的基础^[2-3]。国内外许多学者基于模态技术对机械结构进行了结构优化^[4-7], 但现有针对关键模态频率对动态性能以及灵敏度的影响关系研究还不够深入, 对动态优化设计的方法有待进一步提高。

本文以液压挖掘机工作装置为研究对象, 利用模态分析技术得到工作装置的各阶模态频率和模态特性, 确定影响液压挖掘机工作装置动态性能的关键模态频率^[8]。将此模态频率作为优化目标, 通过对主要结构参数进行灵敏度分析, 得到工作装置动态优化的设计变量。确定工作装置几何约束、性能约束等约束条件, 最后采用扩展拉格朗日乘子法^[9]对工作装置结构进行动态优化设计。

1 工作装置的结构有限元动力学模型

对于机械系统, 建立其有限元模型, 采用动力缩

减技术后^[10]其结构动力学分析的有限元方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

$$\text{其中 } \mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_{ii} & M_{is} \\ M_{si} & M_{ss} \end{bmatrix} \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} C_{ii} & C_{is} \\ C_{si} & C_{ss} \end{bmatrix} \quad \dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{x}_s \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{is} \\ K_{si} & K_{ss} \end{bmatrix} \quad \ddot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_i \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} f_i \\ R_s \end{bmatrix}$$

式中 \mathbf{M} ——构件总质量矩阵

\mathbf{K} ——构件总刚度矩阵

\mathbf{C} ——构件总阻尼系数矩阵

\dot{x}_s ——强迫运动速度

\ddot{x}_s ——强迫运动加速度

\ddot{x}_i ——模态加速度 \dot{x}_i ——模态速度

f_i ——主动力 R_s ——反作用力

通过求解式(1), 可得到结构振动系统的固有频率、振型等结构固有特征以及位移、速度、加速度、应力、应变等动力响应。

分析求解结构系统的固有频率及振型是动态优化的基本内容。通过机械结构有限元模型的模态分析确定结构部件的频率响应和模态, 进一步确定影响结构动态性能的关键模态频率, 并以此作为动态优化的重要目标函数。

2 工作装置结构模态分析及动态谐响应分析

在UG NX中建立液压挖掘机工作装置三维实体模型, 去除螺纹孔、圆角、倒角等对分析结果影响

较小的特征。划分网格,工作装置采用自由网格划分方法和四节点四面体实体单元进行网格划分,共计119 584个单元,57 126个节点。工作装置机构通过销轴将各部件联接起来,销轴铰接采用如下处理方法:去除销轴,在销轴中心销建立外部节点,在外部节点和销轴孔内表面之间采用RBE2单元建立刚性区域,约束径向自由度,保留切向自由度。对于液压缸将整个液压缸包括液压油在内看成是一个实心阶梯圆柱轴,使用钢的材料特性。设置材料弹性模量、泊松比、密度、重力加速度等相关属性。液压挖掘机工作装置应进行约束模态分析,对于典型工况,液压缸的销孔间距不变,工作装置、回转平台和动臂油缸应为一个固定结构,故在动臂及动臂液压缸分别与回转平台铰接处的销轴处进行全约束。

进行标准挖掘工况结构模态分析。表1为工作装置结构系统前8阶固有频率,对应的前8阶模态振型图如图1所示。其中点C为动臂与转台铰接销轴中间截面圆心;点E为斗杆液压缸和斗杆铰接销轴中间截面圆心;点F为动臂与斗杆铰接销轴中间截面圆心;点K为连杆机构与铲斗铰接销轴中间截面圆心;点Q为斗杆与铲斗铰接销轴中间截面圆心。

表1 标准挖掘工况下的模态前8阶固有频率

Tab.1 The first eight order mode natural frequency in the cases of standard mining condition

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
1	3.792	5	32.585
2	8.626	6	42.924
3	12.696	7	52.521
4	27.182	8	62.941

从第1阶模态振型图可以看出,该阶频率对应的主振型以C和K点为转轴中心,在Z轴方向上以工况姿态为平衡位置的向内摆动。

从第2阶模态振型图可看出,该阶频率对应的主振型主要为XOY平面内弯曲运动及在Z轴方向上以工况姿态为平衡位置的向外摆动。

第3阶模态振形图显示,该阶频率对应的主振型以C和K点为转轴中心,在Z轴方向上以工况姿态为平衡位置的对称摆动,在XOY平面内以工作装置姿态的位置为平衡位置的对称转动。

第4阶模态频率出现时,该阶频率对应的主振型以C、F、Q3点为对称轴,为工况姿态为平衡位置的对称的复合扭转运动。

第5阶模态振型图显示,该阶频率对应的主振型以C点为轴,在XOY平面内以工作装置姿态位置为平衡位置对称转动,但比第2阶频率出现时的变形大。

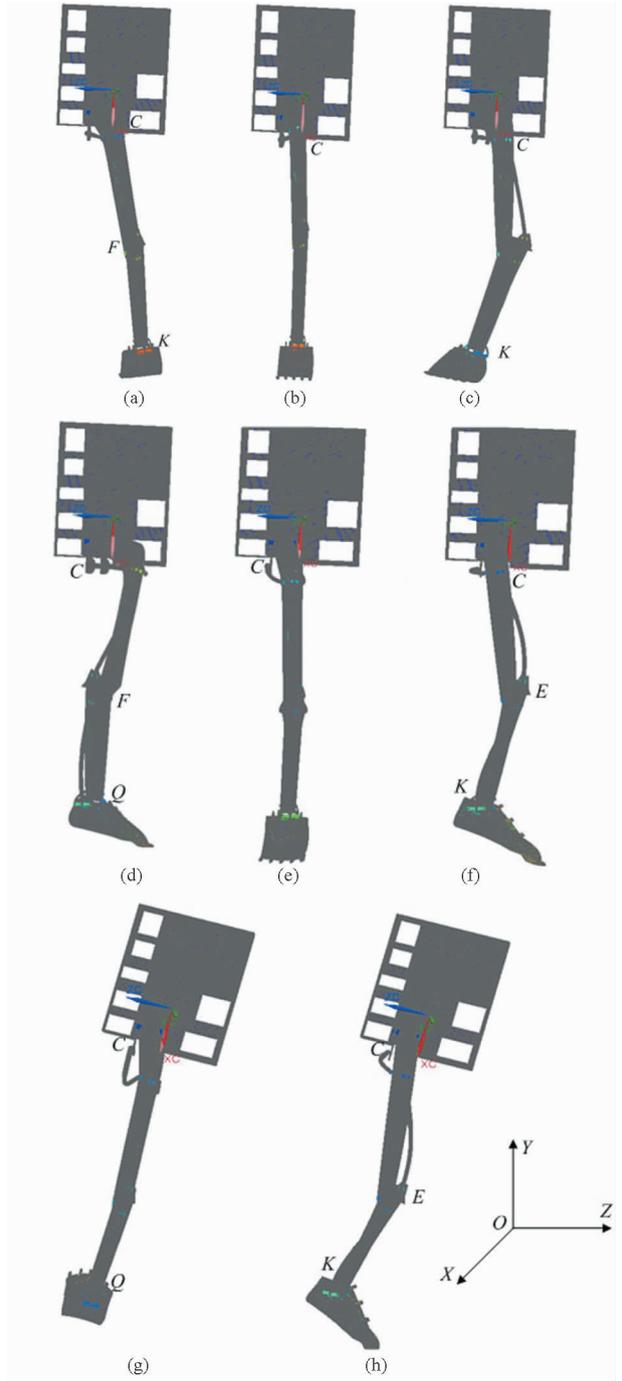


图1 标准挖掘工况下工作装置前8阶模态振型

Fig.1 The first eight order modal vibration mode of working device under standard mining condition

- (a) 1阶模态 (b) 2阶模态 (c) 3阶模态 (d) 4阶模态
- (e) 5阶模态 (f) 6阶模态 (g) 7阶模态 (h) 8阶模态

第6阶模态频率出现时,该阶频率对应的主振型以C、E、K为轴心,以工作装置姿态位置为平衡位置的对称复合扭转运动。

第7阶模态频率出现时,该阶频率对应的主振型为XOY平面的弯曲振动以及以XOY平面为对称面,且过动臂与转台铰接销轴中间截面圆心C内外摆动。

第8阶模态频率出现时,该阶频率对应的主振

型为 XOY 平面的弯曲振动以 C 、 E 、 K 为轴心,以工作装置姿态位置为平衡位置的对称复合扭转运动。

通过求解分析模态数,可以发现,真正影响挖掘机工作装置的频率多集中在前 6 阶上,且前 6 阶固有频率都在 50 Hz 之内,因此液压挖掘机工作装置模态分析时,选前 6 阶频率进行分析。

通过模态分析得到了液压挖掘机工作装置结构的低阶固有频率,为了解各阶频率对结构动载荷的响应情况,需对结构进行谐响应分析。谐响应分析用于确定线性结构在承受随时间按正弦规律变化的激励时的稳态响应,可得到随频率变化的结构响应曲线^[11]。图 2 表示动臂顶部节点垂直方向位移-频率响应曲线,图 3 表示斗杆顶部节点垂直方向位移-频率响应曲线。

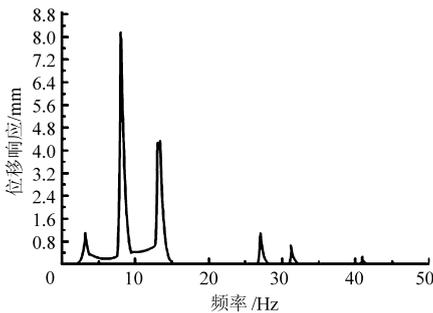


图 2 动臂顶部节点垂直方向位移-频率响应曲线

Fig. 2 Displacement - frequency response curve in vertical direction at the top of node in moving-arm

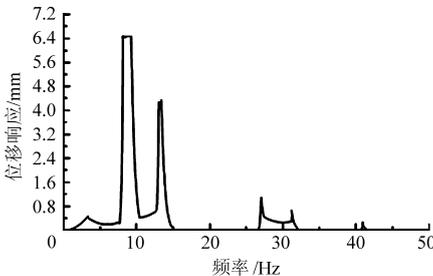


图 3 斗杆顶部节点垂直方向位移-频率响应曲线

Fig. 3 Displacement - frequency response curve in vertical direction at the top of node in bucket rod

由响应曲线可看出,在不同激振频率的动载荷作用下,位移-频率响应最大峰值均出现在第 2 阶模态频率($f_2 = 8.626$ Hz),故第 2 阶频率易引起液压挖掘机工作装置的共振,由上述模态分析可知,第 2 阶振型主要由机械臂的弯曲振动引起,因此,提高机械臂的动刚性^[12]是液压挖掘机工作装置动态优化设计的主要目标。

3 工作装置结构灵敏度分析

灵敏度分析是指结构动态特性指标对设计变量的影响敏感程度。表达式为

$$N_{g_j}^T = \left[\frac{\partial g_j}{\partial x_1}, \frac{\partial g_j}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial g_j}{\partial x_n} \right] \quad (2)$$

式中 g_j 是变量 x_1, x_2, \dots, x_n 的函数即目标函数。

结构灵敏度分析^[13]是动态优化的基础,通过结构灵敏度分析,可以方便地确定对结构动态特性影响最大的结构设计参数,从而通过修改结构的重新分析最终求解分析结构动态优化的设计方案。

由模态分析可知,2 阶固有频率 f_2 对液压挖掘机工作装置整体结构的动态性能影响最大,故以频率 f_2 为目标,对液压挖掘机工作装置进行动态特性的灵敏度分析。

液压挖掘机动特性参数对结构参数的灵敏度矩阵表达式^[14-15]为

$$\frac{\partial f_j}{\partial p_i} = \frac{1}{4\pi\omega_j} \left(\varphi_j^T \frac{\partial K_s}{\partial p_i} \varphi_j - \omega_j^2 \varphi_j^T \frac{\partial M_s}{\partial p_i} \varphi_j \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial M_s}{\partial p_i} = \frac{M_s(p_i + \Delta p_i) - M_s(p_i)}{\Delta p_i} \quad (4)$$

$$\frac{\partial K_s}{\partial p_i} = \frac{K_s(p_i + \Delta p_i) - K_s(p_i)}{\Delta p_i} \quad (5)$$

式中 f_j ——结构第 j 阶固有频率

K_s ——结构质量矩阵

M_s ——结构刚度矩阵

ω_j ——结构第 j 阶角频率

φ_j ——结构第 j 振型

p_i ——第 i 个结构几何参数

可利用试验方法求得^[16]或利用有限元软件解算出结构响应值对于各设计变量的导数。利用 NASTRAN 功能前处理优势及 ANSYS 解算器功能,在 NASTRAN 中进行前处理生成的解算文件.inp,利用 ANSYS 软件的“read input from”命令导入,利用 ANSYS 梯度评估工具进行灵敏度分析计算。

图 4 为挖掘机工作装置参数分布图。根据图 4 对工作装置铰接尺寸参数的 34 个设计参数进行了灵敏度分析,结果如表 2 所示,为液压挖掘机工作装置结构设计参数对 2 阶固有频率 f_2 的灵敏度。

灵敏度为正值,则表示 2 阶固有频率 f_2 随 x 增大而增大;灵敏度为负值,则表示 2 阶固有频率 f_2 随 x 增大而减小。灵敏度越大,表明设计变量对 2 阶固有频率 f_2 越敏感,灵敏度为正值,表示设计参考点处的梯度为正,即设计变量 X 有增量 Δx 时,2 阶固有频率 f_2 亦随之增大,故增大这些参数的尺寸对提高结构刚性、提高模态频率、控制结构振动具有明显效果。根据灵敏度分析结果,选取灵敏度变化较大的变量作为优化设计变量,共计 24 个,即

$$X = (X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7, X_9, X_{10}, X_{14}, X_{16}, X_{17}, \theta_a, \theta_b, \theta_c, T_1, T_2, D_1, D_2, D_3, B_1, B_2, H_1, H_2) \quad (6)$$

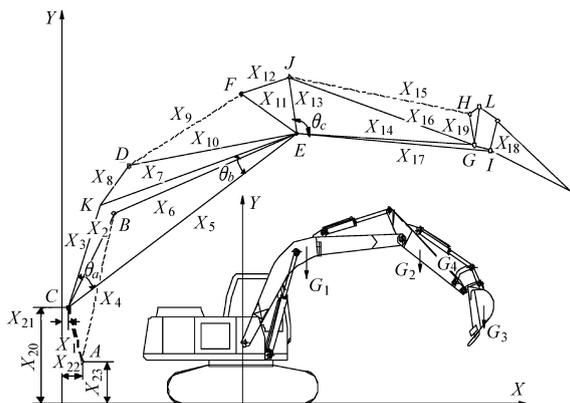


图 4 挖掘机工作装置参数分布图

Fig.4 Distribution diagram of excavator working device parameters

表 2 挖掘机工作装置结构设计参数对 2 阶固有频率 f_2 的灵敏度

Tab.2 Sensitivity of second order natural frequency f_2 on excavator working device structure design parameters

变量	含义	灵敏度	变量	含义	灵敏度
X_1	铰点间距 AC	0.247	θ_b	EK、EC 夹角	0.446
X_2	铰点间距 BC	-0.287	θ_c	EG、EJ 夹角	-0.843
X_3	动臂下轴线 CK	0.220	T_1	顶板、底板厚度	-0.912
X_4	动臂缸全伸长度	-0.337	T_2	侧板厚度	-1.034
X_5	铰点间距 CE	-1.006	B_1	动臂上、下板宽度	-1.417
X_6	铰点间距 BE	-0.704	B_2	斗杆上、下板宽度	-0.698
X_7	动臂上轴线 KE	-0.998	H_1	动臂侧板平均高度	-1.298
X_8	间距 KD	7.0×10^{-4}	H_2	斗杆侧板平均高度	-0.752
X_9	斗杆缸全伸长度	-0.805	D_1	动臂缸缸筒内径	-0.308
X_{10}	铰点间距 DE	-0.386	d_1	动臂缸活塞外径	0.026
X_{11}	铰点间距 FE	0.017	D_2	斗杆缸缸筒内径	-0.287
X_{12}	铰点间距 FJ	0.028	d_2	动臂缸活塞外径	0.023
X_{13}	铰点间距 EJ	0.056	D_3	斗杆缸活塞内径	-0.267
X_{14}	铰点间距 EG	-0.778	d_3	铲斗缸缸筒外径	-0.068
X_{15}	铲斗缸全伸长度	-2.8×10^{-3}			
X_{16}	铰点间距 JG	-0.701			
X_{17}	铰点间距 EI	-0.778			
X_{18}	铰点间距 GI	-0.078			
X_{19}	铰点间距 GH	-0.702			
θ_a	CK、CE 夹角	-0.988			

4 基于拉格朗日乘子法的液压挖掘机工作装置结构动态优化

工程上很多优化问题,如板翅式换热器、振动筛、起重机、液压挖掘机等的结构优化设计,均属非线性约束优化设计问题^[17],常采用惩罚函数法^[18]转化约束条件,为获得优化问题的最优解,需要合理

确定初始惩罚因子,才能获取最优解。而扩展拉格朗日乘子法是一种改进的惩罚函数法,可以克服惩罚函数法的不足,获得全局最优解。其基本思想是在惩罚函数中引入拉格朗日乘子来构造扩展拉格朗日函数,在寻优的过程中通过调整惩罚因子和拉格朗日乘子来得到不同的拉格朗日函数,即通过转化为无约束最小优化方法得到此拉格朗日函数的极小值点,并且此拉格朗日函数极值点将逐渐逼近原目标函数的约束最优点,根据收敛准则得出近似最优解。

4.1 工作装置结构优化设计变量约束的建立

为保证优化求解结果搜索的合理性,需确定优化设计变量的约束条件,结构优化的约束条件一般有几何约束条件和性能约束条件。

几何约束条件主要为工作装置机构的实现,即铰点之间的三角形、四边形满足成立条件。如图 4 所示动臂机构中三角形 $\triangle CKE$,其几何约束条件为

$$\begin{cases} h_1^1(\mathbf{X}) = X_5 - (X_3 + X_7) < 0 \\ h_2^1(\mathbf{X}) = |X_3 - X_7| - X_5 < 0 \end{cases} \quad (7)$$

铰连接三角形 $\triangle CBE$ 、 $\triangle KDE$ 、 $\triangle EFJ$ 、 $\triangle JEG$ 、 $\triangle EGI$ 类推,而对于铰连接三角形 $\triangle ABC$ 、 $\triangle EDF$ 、 $\triangle GHJ$ 则要综合考虑动臂、斗杆、铲斗液压缸的全缩和全伸两种状态情况。几何约束还包括工程实际经验,如铰点间距 $l_{CE} > l_{EB}$,动臂轴线夹角 $\angle CKE > 90^\circ$ 等。

性能约束条件主要为运动、强度、稳定性等约束。其中运动约束函数 $h_2(\mathbf{X})$ 用以保证挖掘机工作装置在作业范围内没有运动干涉,并具有合适的传动角和力臂,具体设置如下: $h_2^1(\mathbf{X})$:铲斗液压缸全伸时,连杆 GL 与 GI 不干涉; $h_2^2(\mathbf{X})$:动臂液压缸全伸时,其与铰点 C 点不干涉; $h_2^3(\mathbf{X})$ 、 $h_2^4(\mathbf{X})$:传动角 $\angle DEF_{\max} < 168^\circ$, $\angle DEF_{\min} > 12^\circ$; $h_2^5(\mathbf{X})$ 、 $h_2^6(\mathbf{X})$:传动角 $\angle JHG_{\max} < 168^\circ$, $\angle JHG_{\min} > 12^\circ$; $h_2^7(\mathbf{X})$:斗杆液压缸全缩和全伸时对 F 点的作用力臂比值不超出要求范围; $h_2^8(\mathbf{X})$:对角线挖掘时不能挖到挖掘机自身履带上。

工作装置在作业过程中必须具有足够的强度,结构强度约束函数 $h_3(\mathbf{X})$ 主要考虑液压缸的稳定性和工作装置在 3 种载荷作用下的最大应力,即: $h_3^1(\mathbf{X})$ 、 $h_3^2(\mathbf{X})$ 、 $h_3^3(\mathbf{X})$:动臂(斗杆、铲斗)液压缸受压稳定性; $h_3^4(\mathbf{X})$ 、 $h_3^5(\mathbf{X})$:对称载荷作用下的动臂(斗杆)最大动应力; $h_3^6(\mathbf{X})$ 、 $h_3^7(\mathbf{X})$:偏心载荷作用下的动臂(斗杆)最大动应力; $h_3^8(\mathbf{X})$ 、 $h_3^9(\mathbf{X})$:偏载和侧向载荷作用下的动臂(斗杆)最大应力; $h_3^{10}(\mathbf{X})$ 、 $h_3^{11}(\mathbf{X})$:回转惯性载荷作用下的动臂(斗

杆)最大应力。

4.2 基于拉格朗日乘子法的液压挖掘机工作装置结构动态优化

首先以第2阶固有频率 f_2 最大作为动态优化目标建立目标函数,即

$$\begin{cases} \min F(\mathbf{X}) = \min \{f_{2_{-1e}} - f_2\} = \min \{\Delta f_2\} \\ h_u^p(\mathbf{X}) < 0 \quad (p \in N) \\ h_u^q(\mathbf{X}) = 0 \quad (q \in N) \end{cases} \quad (8)$$

式中 $f_{2_{-1e}}$ ——液压挖掘机工作装置结构2阶固有频率允许最大值

p ——不等式约束个数

q ——等式约束个数 u ——约束类别

$h_u^p(\mathbf{X})$ 、 $h_u^q(\mathbf{X})$ ——约束变量

全部约束条件如下:

(1) 基本几何关系约束 $h_1(\mathbf{X})$:保证工作装置各铰点连线之间的三角形和四边形关系成立,共15个,即

$$h_1^1(\mathbf{X}) = X_5 - (X_3 + X_7) < 0$$

$$h_1^2(\mathbf{X}) = |X_3 - X_7| - X_5 < 0$$

$$h_1^3(\mathbf{X}) = X_5 - (X_2 + X_6) < 0$$

$$h_1^4(\mathbf{X}) = |X_2 - X_6| - X_5 < 0$$

$$h_1^5(\mathbf{X}) = X_7 - (X_8 + X_{10}) < 0$$

$$h_1^6(\mathbf{X}) = |X_8 - X_{10}| - X_7 < 0$$

$$h_1^7(\mathbf{X}) = X_{16} - (X_{13} + X_{14}) < 0$$

$$h_1^8(\mathbf{X}) = |X_{13} - X_{14}| - X_{16} < 0$$

$$h_1^9(\mathbf{X}) = X_{17} - (X_{14} + X_{18}) < 0$$

$$h_1^{10}(\mathbf{X}) = |X_{14} - X_{18}| - X_{17} < 0$$

$$h_1^{11}(\mathbf{X}) = X_4 - (X_2 + X_1) < 0$$

$$h_1^{12}(\mathbf{X}) = |X_2 - X_1| - X_4 < 0$$

$$h_1^{13}(\mathbf{X}) = \cos\theta_a - (X_5^2 + X_3^2 - X_7^2)/(2X_3X_5) > 0$$

$$h_1^{14}(\mathbf{X}) = \cos\theta_b - (X_5^2 + X_7^2 - X_3^2)/(2X_5X_7) > 0$$

$$h_1^{15}(\mathbf{X}) = \frac{X_{13}^2 + X_{17}^2 - (X_{16} + X_{18})^2}{2X_{13}X_{17}} - \cos\theta_c < 0$$

(2) 经验性几何关系约束 $h_2(\mathbf{X})$:主要包括挖掘机工作装置设计经验知识,保证优化设计的结果符合实际工作要求,共6个,即

$$h_2^1(\mathbf{X}) = X_5 - X_6 > 0$$

$$h_2^2(\mathbf{X}) = \cos 130^\circ - (X_3^2 + X_7^2 - X_5^2)/(2X_3X_7) > 0$$

$$h_2^3(\mathbf{X}) = X_6/X_2 > 1.1$$

$$h_2^4(\mathbf{X}) = X_1/X_4 + X_2/X_4 > \lambda$$

$$h_2^5(\mathbf{X}) = |X_1/X_4 - X_2/X_4| < 1$$

$$h_2^6(\mathbf{X}) = X_{10} - X_{11} > 0$$

(3) 运动约束 $h_3(\mathbf{X})$:保证工作装置在作业范围内无运动干涉并有合适的传动角和力臂,共6个,即

$$h_3^1(\mathbf{X}) = \frac{X_{10}^2 + X_{11}^2 - X_9^2}{2X_{10}X_{11}} - \cos 50^\circ < 0$$

$$h_3^2(\mathbf{X}) = k = \frac{1}{\lambda_1} P < 0.8$$

$$h_3^3(\mathbf{X}) = \frac{X_{10}^2 + X_{11}^2 - X_9^2}{2X_{10}X_{11}} - \cos 12^\circ < 0$$

$$h_3^4(\mathbf{X}) = \frac{X_{10}^2 + X_{11}^2 - X_9^2}{2X_{10}X_{11}} - \cos 168^\circ > 0$$

$$h_3^5(\mathbf{X}) = \frac{X_{15}^2 + X_{19}^2 - X_{16}^2}{2X_{15}X_{19}} - \cos 12^\circ < 0$$

$$h_3^6(\mathbf{X}) = \frac{X_{15}^2 + X_{19}^2 - X_{16}^2}{2X_{15}X_{19}} - \cos 168^\circ > 0$$

其中

$$P = \sqrt{\frac{2X_1^2X_2^2 + 2X_1^2X_{4\max}^2 + 2X_2^2X_{4\max}^2 - X_1^2 - X_7^2 - X_{4\max}^4}{2X_1^2X_2^2 + 2X_1^2X_{4\min}^2 + 2X_2^2X_{4\min}^2 - X_1^2 - X_7^2 - X_{4\min}^4}}$$

式中 k ——动臂液压缸全伸与全缩力臂比

λ_1 ——动臂液压缸伸缩比,取1.6

(4) 结构静强度、稳定性约束 $h_4(\mathbf{X})$:保证工作装置在作业过程中具有足够的强度及局部稳定约束,共6个,即

$$h_4^1(\mathbf{X}) = 55 \sqrt{2400/\sigma_s} - B_1/T_1 > 0$$

$$h_4^2(\mathbf{X}) = 70 \sqrt{2400/\sigma_s} - B_1/T_2 > 0$$

$$h_4^3(\mathbf{X}) = 55 \sqrt{2400/\sigma_s} - B_2/T_1 > 0$$

$$h_4^4(\mathbf{X}) = 70 \sqrt{2400/\sigma_s} - B_2/T_2 > 0$$

$$h_4^5(\mathbf{X}) =$$

$$[\sigma] - \sqrt{\left[\frac{M_1}{W_{x1}} + \frac{M_{H1}}{W_{y1}} + \frac{N_1}{2(B_1T_1 + H_1T_2)} \right]^2 + 3 \left(\frac{M_{n1}}{W_{n1}} + \frac{M_{Hn1}}{W_{n1}} \right)^2}$$

$$h_4^6(\mathbf{X}) =$$

$$[\sigma] - \sqrt{\left[\frac{M_2}{W_{x2}} + \frac{M_{H2}}{W_{y2}} + \frac{N_2}{2(B_2T_1 + H_2T_2)} \right]^2 + 3 \left(\frac{|M_{n2} - M_{Hn2}|}{W_{n2}} \right)^2}$$

式中 σ_s ——材料屈服极限

$[\sigma]$ ——材料许用应力

M_1 ——动臂截面的纵向弯矩

M_{H1} ——动臂截面的纵横向弯矩

N_1 ——动臂截面轴力

W_{x1} —— M_1 对应的抗弯模量

W_{y1} —— M_{H2} 对应的抗弯模量

M_{n1} ——动臂截面的切向阻力弯矩

M_{Hn1} ——动臂截面的横向阻力弯矩

W_{n1} ——截面抗扭模量 B_1 ——动臂宽度

H_1 ——动臂平均高度

下标为2的变量表示斗杆相应的变量。

(5) 可制造性约束 $h_5(\mathbf{X})$: 保证液压缸具有可制造性, 主要为液压缸缸筒内径、活塞杆外径之比, 共 3 个, 即

$$h_5^1(\mathbf{X}) = d_1/D_1 < 0.71$$

$$h_5^2(\mathbf{X}) = d_2/D_2 < 0.71$$

$$h_5^3(\mathbf{X}) = d_3/D_3 < 0.71$$

采用外点惩罚^[19], 则该优化问题的拉格朗日函数为

$$L(\mathbf{X}, \lambda_j) =$$

$$f(\mathbf{X}) + \sum_{j=1}^{m_e} \left[\lambda_j h_u^j(\mathbf{X}) + \frac{r}{2} \left(h_u^j(\mathbf{X}) \right)^2 \right] h_u^j(\mathbf{X}) + \sum_{j=m_e+1}^m \left[\lambda_j \varphi_u^j(\mathbf{X}) + \frac{r}{2} \left(h_u^j(\mathbf{X}) \right)^2 \right] \quad (u \in N) \quad (9)$$

其中 $\mathbf{X} = [X_1, X_2, \dots, X_{19}, \dots, D_1, D_2, D_3, B_1, B_2, H_1, H_2]^T$

$$\varphi_u^j(\mathbf{X}) = \max \left[h_u^j(\mathbf{X}), \frac{\lambda_j}{r} \right]$$

式中 λ_j ——拉格朗日乘子

r ——惩罚因子 m ——约束总数

m_e ——等式约束个数

则其第 $k+1$ 次乘子迭代公式为

$$\lambda_j^{k+1} = \lambda_j^k - [h_u^j]^k \quad (10)$$

算法的终止条件采用相邻 2 个 $L(\mathbf{X}, \lambda_j)$ 值的乘子函数的相对变量

$$\frac{|L(\mathbf{X}, \lambda_j^k) - L(\mathbf{X}, \lambda_j^{k-1})|}{L(\mathbf{X}, \lambda_j^{k-1})} \leq \varepsilon_2 \varepsilon_2 < 10^{-4} \quad (11)$$

则拉格朗日函数式(9)的极值存在条件为

$$\begin{cases} \frac{\partial L}{\partial X_i} = 0 & (i = 1, 2, \dots, 23) \\ \frac{\partial L}{\partial \lambda_j} = 0 & (j = 1, 2, \dots, 36) \end{cases} \quad (12)$$

式中 i ——变量个数 j ——约束个数

联立上述方程可求解出 即为所求问题。为了计算机直接迭代寻优方便, 可引入一个松弛变量 ω_p ^[20], 根据式(12)构造新函数(13)根据收敛准则得出近似最优解。

$$w = \left(\frac{\partial L}{\partial X} \right)^2 + \sum_{j=1}^{36} \left(\frac{\partial L}{\partial \lambda_j} \right)^2 + \sum_{v=1}^{36} \left(\frac{\partial L}{\partial \omega_v} \right)^2 \quad (u \in N) \quad (13)$$

基于拉格朗日乘子法的液压挖掘机工作装置结构动态优化的基本流程如图 5 所示。

优化初始条件: $f_{2_{-1e}} = 13.24 \text{ Hz}$, $f_2^0 = 8.626 \text{ Hz}$, 其中 f_2^0 表示结构初始 2 阶固有频率。

针对所建立的工作装置结构动态优化目标函数和求解流程, 利用 Matlab 编写程序构造乘子函数及迭代求解程序, 根据初始值及收敛准则进行寻优求解, 目标函数值与迭代次数 n 的优化关系如图 6 所

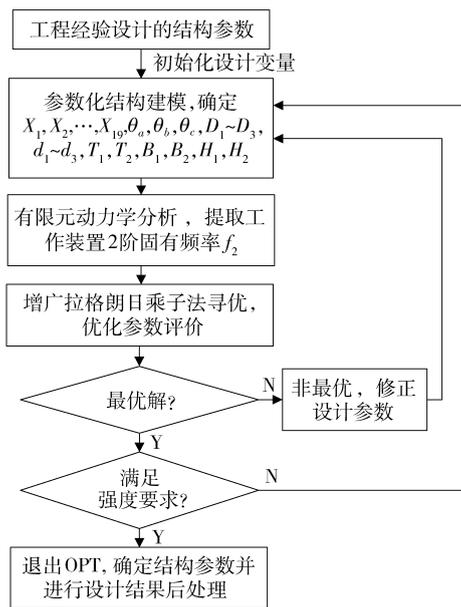


图 5 基于拉格朗日乘子法的工作装置结构动态优化基本流程

Fig. 5 Basic flow of structure dynamic optimization for working device based on Lagrange multiplier method

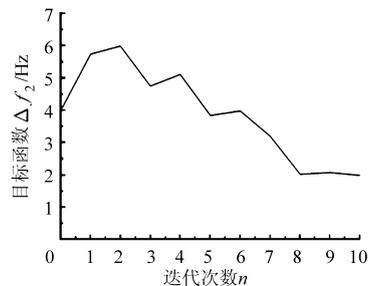


图 6 迭代次数 n 与工作装置 2 阶固有频率关系

Fig. 6 Relationship between number of iterations n and second order natural frequency of work device

示。液压挖掘机工作装置结构优化前后设计参数、2 阶固有频率 f_2 、最大动应力 δ_a 、最大动移 δ_{dmax} 比较如表 3 所示。图 7 表示工作装置优化前后动力学响应结果云图, 2 阶固有频率 f_2 提高了 25.88%, 最大动应力降低了 54.07%, 最大动位移减少了 54.94%, 提高了结构的刚度, 降低了结构的变形, 提高了结构的稳定性与可靠性。优化后的结构质量减轻了 240.602 kg, 比原设计减少钢材 12.9%, 且由于质量减轻使臂架机构的运动更加灵活。

5 结论

(1) 利用模态分析、简谐振动响应分析确定影响液压挖掘机工作装置动态性能的关键模态频率 f_2 。并以此作为动态优化的目标函数。

(2) 通过结构灵敏度分析, 可以方便地确定对结构动态特性影响最大的结构设计参数, 作为优化设计变量, 并能够有效地辨别出影响动态性能的薄

表3 拉格朗日乘子法动态优化前后设计参数、2阶固有频率 f_2 、最大动应力 δ_d 、最大动位移 δ_{dmax} 比较Tab.3 Comparison of design parameters, 2 order natural frequency f_2 , the maximum dynamic stress δ_d comparison and maximum dynamic displacement before and after Lagrange multiplier method dynamic optimization

项目	X_1/mm	X_2/mm	X_3/mm	X_4/mm	X_5/mm	X_6/mm	X_7/mm	X_9/mm	X_{10}/mm	X_{14}/mm	X_{16}/mm	X_{17}/mm	$\theta_a/(^\circ)$	$\theta_b/(^\circ)$
原设计值	100.5	1726.6	1730.2	2150	3710	1643.8	1780.2	1720	1542.8	1765	2044.2	2412	54	24
优化值	133.7	1657.5	1789	1986	3220	1495.9	2015.2	1610	1471.8	1630	1978.8	2345	47	26
变化率/%	4.48	-4.0	3.4	-7.6	-13.2	-9.0	-13.2	-6.4	-4.6	-7.6	-3.2	-2.8	-12	8.7

项目	$\theta_c/(^\circ)$	T_1/mm	T_2/mm	D_1/mm	D_2/mm	D_3/mm	B_1/mm	B_2/mm	H_1/mm	H_2/mm	f_2/Hz	δ_d /MPa	δ_{dmax} /mm
原设计值	124	10	12	115	100	90	305	275	68	48	8.626	-324.4	34.14
优化值	119	8.8	9.8	120	95	86	295	267	56.8	42	10.86	-163.0	15.68
变化率/%	-3.6	-12.4	-18.2	-5.2	-4.6	-4.0	-3.4	-3.0	-16.5	13	25.88	-49.75	-54.07

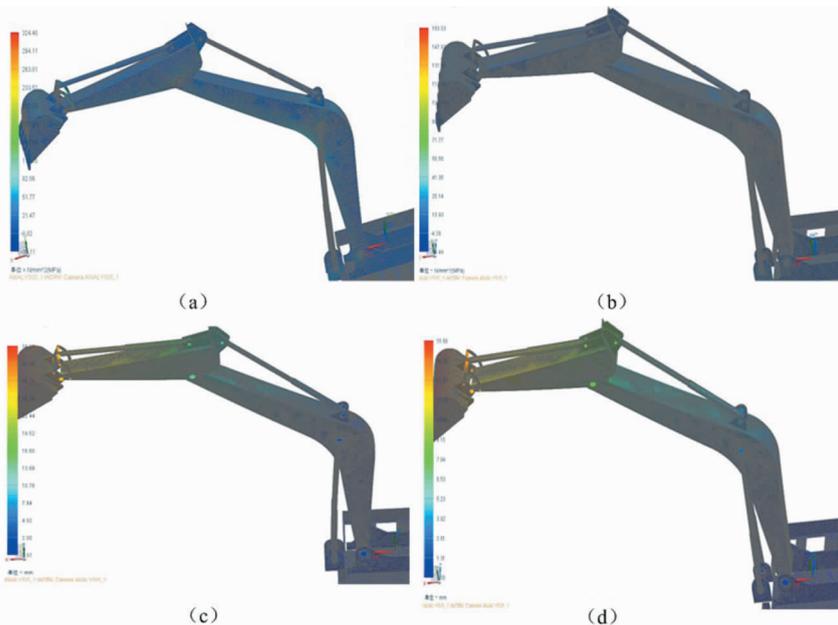


图7 扩展拉格朗日动态优化前后工作装置动力学响应云图

Fig.7 Dynamic response cloud of working device before and after augmented Lagrange dynamic optimization

(a) 优化前动应力云图 (b) 优化后动应力云图 (c) 优化前动位移云图 (d) 优化后动位移云图

弱部位及修改方向。

(3) 将扩展拉格朗日乘子法用于液压挖掘机工作装置结构的动态优化设计,通过编程构造了乘子函数,求解结果表明该方法收敛速度快,求解精度高,比通常的惩罚函数法更适于求解结构动态优化

问题。

(4) 以有限元模态分析为基础,结合适当的动态优化方法能够提高结构的刚度,降低了结构的变形,对于提高机械产品结构的稳定性与可靠性具有重要意义。

参 考 文 献

- 1 王惠科. 液压挖掘机工作装置静、动态特性研究与结构参数优化[D]. 长沙:中南大学,2010.
- 2 Citarella R, Federico L, Cicatiello A. Modal acoustic transfer vector approach in a FEM-BEM vibro-acoustic analysis [J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2007, 31(3): 248-258.
- 3 陈树人,韩红阳,陈刚,等. 喷杆喷雾机机架动态特性分析与减振设计[J]. 农业机械学报,2013, 44(4): 50-53. Chen Shuren, Han Hongyang, Chen Gang, et al. Dynamic characteristic analysis and vibration reduction design for sprayer frame [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 50-53. (in Chinese)
- 4 胡迎春,李尚平,陈树勋. 甘蔗收割机机架虚拟样机的模态分析与优化设计[J]. 计算机辅助设计与图形学学报,2012, 21(6): 60-62. Hu Yingchun, Li Shangping, Chen Shunxun. Modal analysis and design optimization for virtual prototyping of uplift device of a sugarcane harvester[J]. Journal of Computed-Aided Design & Computed Graphics, 2012, 21(6): 60-62. (in Chinese)
- 5 Yang Yong, Li Lin, Li Chao. Design and modal analysis of fast agnetostrictive steering mirror[J]. Materials Science Forum, 2007,

- 546 – 549; 2245 – 2250.
- 6 Yao Yingxue, Sun Liwei. Structural optimization of precision instruments through modal analysis[J]. Journal of Harbin Institute of Technology: New Series, 2002, 9(2): 161 – 165.
 - 7 李小彭, 赵志杰, 聂慧凡, 等. 某型数控车床床身的模态分析与结构优化[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2011, 32(7): 988 – 991.
Li Xiaopeng, Zhao Zhijie, Nie Huifan, et al. Modal analysis and optimization of the bed structure of a CNC machine tool[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2011, 32(7): 988 – 991. (in Chinese)
 - 8 于兰峰, 王金诺. 塔式起重机结构系统动态优化设计[J]. 西南交通大学学报, 2007, 42(2): 206 – 210.
Yu Lanfeng, Wang Jinnuo. Dynamic optimum design of tower crane structures[J]. Journal of South-West Jiao Tong University, 2007, 42(2): 206 – 210. (in Chinese)
 - 9 于颖, 於孝春, 李永生. 扩展拉格朗日乘子粒子群算法解决工程优化问题[J]. 机械工程学报, 2009, 45(12): 167 – 172.
Yu Ying, Yu Xiaochun, Li Yongsheng. Solving engineering optimization problem by augmented Lagrange particle swarm optimization[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(12): 167 ~ 172. (in Chinese)
 - 10 周海亭, 吴坚华, 姚利锋. 动态缩聚法在齿轮箱船体基座动态响应中应用[J]. 噪声与振动控制, 2002, 34(6): 6 – 8.
Zhou Haiting, Wu Jianhua, Yao Lifeng. Application of dynamical condensation method in computing dynamic responses of the base for gear reducer[J]. Noise and Vibration Control, 2002, 34(6): 6 – 8. (in Chinese)
 - 11 Byung-Young Moon, Beom-Soo Kang, Byeong-Soo Kim. Dynamic analysis of harmonically excited non-linear structure system using harmonic balance method[J]. KSME International Journal, 2001, 15(11): 1507 – 1516.
 - 12 刘润爱, 张根保, 黄强, 等. 提高零传动滚齿机系统刚度的研究[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(3): 710 – 712.
Liu Run'ai, Zhang Genbao, Huang Qiang, et al. Study on system stiffness enhancement of zero-drive gear hobbing machine[J]. Journal of System Simulation, 2006, 18(3): 710 – 712. (in Chinese)
 - 13 伍建国, 陈新, 毛海军, 等. 内圆磨床床身设计参数的灵敏度分析及动态设计[J]. 南京航空航天大学学报, 2002, 34(6): 544 – 547.
Wu Jianguo, Chen Xin, Mao Haijun, et al. Sensitivity analysis and dynamic design of design parameters for internal grinder bed[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics Astronautics, 2002, 34(6): 544 – 547. (in Chinese)
 - 14 唐冕. 大跨度自锚式悬索桥的静动力性能研究与参数敏感性分析[D]. 长沙: 中南大学, 2007: 46 – 49.
 - 15 Jones K, Turcotte J. Finite element model updating using antiresonant frequencies[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 252(4): 717 – 727.
 - 16 杨为, 王家序, 秦大同. 液压挖掘机工作装置固有频率的试验灵敏度[J]. 农业机械学报, 2006, 37(2): 21 – 24.
Yang Wei, Wang Jiayu, Qin Datong. Investigation on experimental sensitivity of work device natural frequency of hydraulic excavator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(2): 21 – 24. (in Chinese)
 - 17 李国超, 简弃非, 刘海燕. 非线性约束在柴油机缸径与活塞行程优化设计中的应用[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2005, 33(11): 107 – 110.
Li Guochao, Jian Qifei, Liu Haiyan. Application of nonlinear constraints to optimized design of cylinder diameter and piston stroke in diesel engines[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2005, 33(11): 107 – 110. (in Chinese)
 - 18 胡旭晓, 潘晓弘, 何卫, 等. 惩罚函数的构造及多模态平稳过渡策略[J]. 机械工程学报, 2008, 44(4): 113 – 117.
Hu Xuxiao, Pan Xiaohong, He Wei, et al. Construction of penalty function and multi-modal smooth transition strategy[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(4): 113 – 117. (in Chinese)
 - 19 梁晶晶, 李瑞琴, 任家骏, 等. 新型行星锥齿轮无级变速传动机构参数优化[J]. 机械设计, 2013, 30(3): 49 – 52.
Liang Jingjing, Li Ruiqin, Ren Jiajun, et al. Parameter optimization of new-type planetary bevel gear continuous-variable transmission mechanism[J]. Journal of Machine Design, 2013, 30(3): 49 – 52. (in Chinese)
 - 20 贺孝梅, 刘初升, 张成勇. 基于增广拉格朗日乘子法的大型振动筛动态优化设计[J]. 中国矿业大学学报, 2009, 38(1): 80 – 82.
He Xiaomei, Liu Chusheng, Zhang Chengyong. Dynamic optimal design of large vibrating screen based on an augmented Lagrangian method[J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2009, 38(1): 80 – 82. (in Chinese)

Dynamic Optimization Design for Working Device of Hydraulic Excavator Based on Modal Analysis

Li Fazong^{1,2} Tong Shuiguang¹ Wang Xiangbing¹

(1. Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China

2. School of Mechanical Engineering, Ningbo University of Technology, Ningbo 315016, China)

Abstract: The structure finite element model for the working device of hydraulic excavator was established, and each order modal frequency and modal characteristics of working device were gotten by analyzing the free mode of the finite element model. The key modal frequency was determined, which influenced the dynamic performance of the working device, and taking the key modal frequency as the optimization goal the sensitivity analysis was conducted for the main structural parameters to set up the dynamic optimum design variables of working device. Taking the geometric constraints and performance constraints of work device as constraint conditions, the dynamic optimization design was conducted by using augmented Lagrangian method. The instance analysis showed that the structure stiffness was improved, and the structure deformation was reduced. And the dynamic working performance and the structure stability reliability for the working device were improved.

Key words: Hydraulic excavator Modal analysis Working device Structure dynamic optimization design Augmented Lagrangian method

(上接第 7 页)

Nonlinear Control of Quarter Vehicle Model with Semi-active Suspension Based on Solenoid Valve Damper

Yang Liuqing^{1,2} Chen Wuwei¹ Gao Zhengang¹ Chen Yikai¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

2. Department of Automotive and Mechanical Engineering, Anhui Communications Vocational and Technical College, Hefei 230051, China)

Abstract: On the basis of experiments on force-speed characteristics of solenoid valve damper, a slide model control strategy based on saturated input was put forward for a quarter vehicle semi-active suspension with solenoid valve damper, which considered the nonlinear properties of vehicle semi-active suspension and output saturation properties of solenoid valve damper with adjustable damping force. A quarter vehicle nonlinear model with semi-active suspension and a suspension reference model with simplified input were built. A slide model controller was designed for a quarter vehicle nonlinear model. Meanwhile, considering the damping force output saturation property of solenoid valve damper, an assistant analysis system was designed to generate control compensation signal in order to compensate the saturation of the slide model controller. The results of simulation under Matlab/Simulink and experiments showed that the slide model controller based on saturated input could effectively eliminate the influence of output saturation of solenoid valve damper, and make the performance indexes, such as vehicle body vertical acceleration and suspension working space, close to the corresponding ideal output of a suspension reference model. It could also optimize the semi-active suspension design and control so as to improve vehicle ride comfort.

Key words: Vehicle Semi-active suspension Solenoid valve damper Nonlinear Saturated SMC
Experiment Simulation