

六自由度滚筒洗衣机悬挂系统动力学建模与实验

孟飞¹,刘雷¹,周国贤²

(1. 南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016; 2. 南京创维家用电器有限公司, 江苏 南京 211200)

摘 要:考虑偏心质量的位置对滚筒洗衣机悬挂系统振动的影响,基于拉格朗日方程建立六自由度动力学模型。以不同位置的偏心质量为变量进行仿真,同时进行了振动测量实验,得出振动较大时偏心质量的位置。通过数值仿真结果与实验测量结果的对比,验证了动力学模型的正确性,同时明确了滚筒洗衣机出现最大振动响应时偏心质量的位置和转速区间,为后续减振研究的仿真和实验提供了方向。

关键词:滚筒洗衣机;偏心质量;动力学建模;实验对比

中图分类号: O327;TP391.9 **文献标识码:** B **文章编号:** 1671-5276(2020)06-0117-03

Dynamic Modeling and Experiment of 6 Degrees of Freedom Washing Machine Suspension System

MENG Fei¹, LIU Lei¹, ZHOU Guoxian²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. Nanjing Chuangwei Domestic Appliances Co., Ltd., Nanjing 211200, China)

Abstract: In consideration of the influence of the position of eccentric mass on the smooth running of the washing machine suspension system, a six-degree-of-freedom dynamic model is established based on the Lagrange equation. The eccentric mass in different positions is used as the variable for simulation, and the experiment on the vibration measurement is carried out and the position of the eccentric mass at strong vibration is obtained. The numerical simulation results are compared with ones measured by the experiment, which is used to verify the correctness of the dynamic modelling. At the same time, the position of the eccentric mass and speed range in the maximum response of the washing machine vibration are clarified. The direction is pointed out for the simulation and experiment of the subsequent vibration reduction research.

Keywords: washing machine; eccentric mass; dynamic modeling; experimental comparison

0 引言

滚筒洗衣机在脱水阶段的振动直接影响产品的质量 and 性能。为解决振动问题,需要明确各参数对振动的影响。直驱式滚筒洗衣机主要由箱体和悬挂系统组成,对其悬挂系统进行动力学建模,可以确定各参数对振动系统的影响,对后续滚筒洗衣机的减振研究具有指导意义。

付素芳^[1]利用 Lagrange 力学方法,先后对 1/2 悬挂系统、整体悬挂系统进行了数学建模,揭示其动力学实质和筒体质心的平面运动规律。洪仲昆^[2]基于多刚体系统动力学理论,推导了系统六自由度振动微分方程,但没有给出具体的计算结果。范攀攀^[3]利用拉格朗日方程从能量的观点对滚筒洗衣机六自由度悬挂系统基于 ADAMS 软件建立脱水工况下的动力学模型,得到筒体的振动轨迹及其在洗衣机关键参数变化时的灵敏度曲线。王豪等^[4]考虑上配重对洗衣机悬挂系统振动的影响,基于 ADAMS 软件对系统进行力学建模,并进行了多工况下的振动测量试验,对数学模型进行了参数修正。PINAR Boyraz 等^[5]利用牛顿第二定律建立了滚筒洗衣机的动力学方程,通过试

验验证了模型的正确性,并基于遗传算法对洗衣机参数进行了优化设计。

以往的动力学模型考虑了上配重、阻尼器和弹簧刚度对振动的影响,但所建的理论模型都是平面动力学模型,并且忽略了偏心质量的位置对悬挂系统振动的影响。本文采用朗格朗日方程建立了六自由度滚筒洗衣机悬挂系统动力学模型,同时将偏心质量置于内筒最外侧和最内侧两种极限情况加以考虑,对比结果,以验证模型的正确性,为后续研究奠定了基础。

1 悬挂系统力学建模

滚筒洗衣机的振动主要和悬挂系统有关,而悬挂系统主要由外筒、内筒、直驱电机、上配重、前配重、弹簧和阻尼器组成,外筒上固定有上配重和前配重,通过 2 个弹簧和 4 个阻尼器和箱体进行相连,弹簧承担滚筒的质量,阻尼器起到减振的作用,上配重和前配重起到平衡偏心的作用。由于滚筒洗衣机实际结构较为复杂,因此通过对系统的结构简化来建立滚筒洗衣机悬挂系统的力学模型,忽略那些不重要的因素。在力学模型中将上配重和前配重的质量并入

外筒的质量中。运用拉格朗日方程建立洗衣机六自由度的运动微分方程^[6],考虑到偏心质量不同位置对振动的影响,在建立微分方程时不能忽略其转动惯量的变化。

1.1 坐标系建立及转换矩阵

静平衡位置时,悬挂系统的简化动力学模型如图1所示。图1中 $O-xyz$ 坐标系为悬挂系统的定坐标系;原点 O 为两个弹簧所在平面与内筒轴线交点, Ox 坐标轴与内筒轴线重合,正向指向箱体前端; Oy 坐标轴垂直于内筒轴线,指向箱体右端; Oz 坐标轴垂直于地面,竖直向上。同时定义滚筒悬挂系统中的动坐标系 O_1-uvw ,其原点 O_1 固结于弹簧所在平面与内筒轴线交点上,并且其坐标轴与定坐标系一致。静平衡时,滚筒总成相对于箱体静止,定、动坐标系重合;悬挂系统运动时,定义刚体运动的广义坐标为滚筒总成原点沿 Ox 、 Oy 、 Oz 3个坐标轴方向平移 X 、 Y 、 Z 及刚体分别相对于定坐标轴 Ox 、 Oy 、 Oz 的转角 α 、 β 、 γ 。坐标系内任意一点为 $f(x, y, z)$ 。

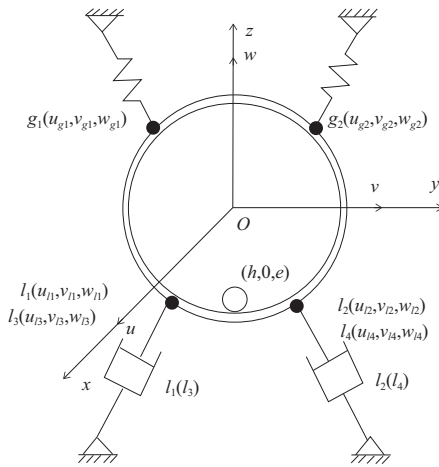


图1 力学模型简化示意图

1.2 动力学方程

应用拉格朗日方程建立振动微分方程:

$$(m_w + m_n + m_p) \ddot{X} + \sum_{i=1}^2 k(-V_{gi}\gamma + W_{gi}\beta + X) + \sum_{i=1}^4 c(-V_{li}\dot{\gamma} + W_{li}\dot{\beta} + \dot{X}) = 0 \quad (8)$$

$$(m_w + m_n + m_p) \ddot{Y} - m_p e \omega^2 \sin \omega t + \sum_{i=1}^2 k(U_{gi}\gamma - W_{gi}\alpha + Y) + \sum_{i=1}^4 c(U_{li}\dot{\gamma} - W_{li}\dot{\alpha} + \dot{Y}) = 0 \quad (9)$$

$$(m_w + m_n + m_p) \ddot{Z} - m_p e \omega^2 \cos \omega t + \sum_{i=1}^2 k(V_{gi}\alpha U_{gi}\beta + Z) + \sum_{i=1}^4 c(-U_{li}\dot{\beta} + V_{li}\dot{\alpha} + \dot{Z}) = 0 \quad (10)$$

$$(J_{xw} + J_{xn} + J_{xp}) \ddot{\alpha} - J_{xn} \omega A^{-\frac{3}{2}} (\gamma\dot{\gamma} + \beta\dot{\beta}) + \sum_{i=1}^2 k[-W_{li}(U_{gi}\gamma - W_{gi}\alpha + Y) + (-U_{gi}\beta + V_{gi}\alpha + Z) V_{gi}] + \sum_{i=1}^4 c[(U_{li}\dot{\gamma} - W_{li}\dot{\alpha} + \dot{Y})(-W_{li}) + (-U_{li}\dot{\beta} + V_{li}\dot{\alpha} + \dot{Z}) V_{li}] = 0 \quad (11)$$

$$(J_{yw} + J_{yn} + J_{yp}) \ddot{\beta} + J_{yn} [\omega\dot{\gamma} A^{-\frac{1}{2}} - \omega\gamma A^{-\frac{3}{2}} (\gamma\dot{\gamma} + \beta\dot{\beta})] + \beta\omega J_{xn} A^{-\frac{3}{2}} (\dot{\alpha} + \omega A^{-\frac{1}{2}}) + \omega\beta\gamma J_{yn} A^{-\frac{3}{2}} (\dot{\beta} + \gamma\omega A^{-\frac{1}{2}}) + J_{zn} \omega (\gamma - \omega\beta A^{-\frac{1}{2}}) (A^{-\frac{1}{2}} - \beta^2 A^{-\frac{3}{2}}) + \sum_{i=1}^2 k[W_{li}(-V_{gi}\gamma + W_{gi}\beta + X) - (V_{gi}\alpha - U_{gi}\beta + Z) U_{gi}] + \sum_{i=1}^4 c[(W_{li}\dot{\beta} - V_{li}\dot{\gamma} + \dot{X}) W_{li} - (V_{li}\dot{\alpha} - U_{li}\dot{\beta} + \dot{Z}) U_{li}] = 0 \quad (12)$$

$$(J_{zw} + J_{zn} + J_{zp}) \ddot{\gamma} + J_{zn} [-\omega\beta A^{-\frac{1}{2}} + \omega\beta A^{-\frac{3}{2}} (\gamma\dot{\gamma} + \beta\dot{\beta})] + J_{zn} \omega\gamma A^{-\frac{3}{2}} (\dot{\alpha} + \omega A^{-\frac{1}{2}}) - J_{yn} (\dot{\beta} + \gamma\omega A^{-\frac{1}{2}}) (\omega A^{-\frac{1}{2}} - \omega\gamma^2 A^{-\frac{3}{2}}) - J_{zn} \omega\beta A A^{-\frac{3}{2}} (\dot{\gamma} - \omega\beta A^{-\frac{1}{2}}) + \sum_{i=1}^2 k[-V_{gi}(-V_{gi}\gamma + W_{gi}\beta + X) + (U_{gi}\gamma - W_{gi}\alpha + Y) U_{gi}] + \sum_{i=1}^4 c[-V_{li}(W_{li}\dot{\beta} - V_{li}\dot{\gamma} + \dot{X}) + (U_{li}\dot{\gamma} - W_{li}\dot{\alpha} + \dot{Y}) U_{li}] = 0 \quad (13)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial S}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial q_j} = Q_j(t) \quad j = 1, 2, \dots, N \quad (1)$$

式中: q_j 为广义坐标; $\dot{q}_j$ 为广义速度; T 为系统动能; S 为系统势能; D 为能量耗散函数; $Q_j(t)$ 为广义激振力。

悬挂系统中,取系统静平衡位置时为0势能面,弹簧刚度为 k ,阻尼器的线性阻尼系数是 c 。所以势能 S 和耗散能 D 可表示为:

$$S = \frac{1}{2} k [(\Delta x_{g1}^2 + \Delta y_{g1}^2 + \Delta z_{g1}^2) + (\Delta x_{g2}^2 + \Delta y_{g2}^2 + \Delta z_{g2}^2)] \quad (2)$$

$$D = \frac{1}{2} c [(\Delta x_{l1}^2 + \Delta y_{l1}^2 + \Delta z_{l1}^2) + (\Delta x_{l2}^2 + \Delta y_{l2}^2 + \Delta z_{l2}^2) + (\Delta x_{l3}^2 + \Delta y_{l3}^2 + \Delta z_{l3}^2) + (\Delta x_{l4}^2 + \Delta y_{l4}^2 + \Delta z_{l4}^2)] \quad (3)$$

悬挂系统动能包括外筒、内筒和偏心质量动能。 m 为质量, J 为转动惯量,内筒相对外筒的旋转速度 ω 产生的角速度分量为 $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ 。外筒动能 T_w 和内筒动能 T_n 可表示为:

$$T_w = \frac{1}{2} [m_w (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + J_{xw} \dot{\alpha}^2 + J_{yw} \dot{\beta}^2 + J_{zw} \dot{\gamma}^2] \quad (4)$$

$$T_n = \frac{1}{2} [m_n (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) + J_{xn} (\dot{\alpha} + \omega_x)^2 + J_{yn} (\dot{\beta} + \omega_y)^2 + J_{zn} (\dot{\gamma} + \omega_z)^2] \quad (5)$$

假设静平衡时偏心质量质心在动坐标系中的坐标为 $(h, 0, e)$, t 时刻坐标位移为 $(0, e \sin \omega t, e \cos \omega t)$,所以偏心质量的相对速度为 $(0, e \omega \cos \omega t, -e \omega \sin \omega t)$,则其速度为 $(\dot{x}, \dot{y} + e \cos \omega t, \dot{z} - e \sin \omega t)$ 。偏心质量动能 T_p 为:

$$T_p = \frac{1}{2} m_p (\dot{x}_p^2 + \dot{y}_p^2 + \dot{z}_p^2) + \frac{1}{2} (J_{xp} \dot{\alpha}^2 + J_{yp} \dot{\beta}^2 + J_{zp} \dot{\gamma}^2) \quad (6)$$

综上所述,悬挂系统总动能 T 为: $T = T_w + T_n + T_p$ (7)

系统的振动是由电机转子驱动内筒和偏心质量转动引起的强迫振动。系统中并没有除了阻尼以外的其他非保守力,所以系统的广义力为0。将上述计算所得系统能量关于广义坐标的表达式依次带入拉格朗日方程式,整理得:

其中 $A=1+\gamma^2+\beta^2$ 。以上振动微分方程是耦合的,且矩阵中包含较多的结构参数,求解困难。为此,本文采用Runge-Kutta法求得该悬挂系统振动微分方程的数值解。由于试验中测得的是加速度传感器质心的水平和垂向振动位移信号,与悬挂系统的质心位置不同,因此在悬挂系统数学模型中需要用自由度 x, y, z 和 α, β, γ 表示出该测量点的水平和垂向振动位移,已知传感器质心在动坐标系中的坐标为 (x_c, y_c, z_c) ,仿真的水平位移为 Y_{ce} ,垂直位移为 Z_{ce} ,即:

$$Y_{ce} = x_c \gamma - z_c \alpha + y \quad (14)$$

$$Z_{ce} = -x_c \beta + y_c \alpha + z \quad (15)$$

2 洗衣机振动测量试验

查阅相关文献可知,洗衣机筒体的轴向振动与水平振动、垂向振动相比小得多,可以忽略不计^[7]。把洗衣机滚筒看作刚体,可以用滚筒质心在悬挂平面中的振幅变化直观地反映悬挂系统的运动状态。由于试验可行性的原因,选取洗衣机外筒正上方一点作为测量点,以该点的振动响应表征洗衣机悬挂系统的振动响应。试验仪器为某品牌Skyworth F1221TDI滚筒洗衣机、CT 1020LC加速度传感器、CT 5201恒流适配器、MCC1608G数据采集卡、笔记本电脑、数据传输线和电源线若干。

本次试验用橡胶块代替实际衣物进行试验测量,取600g橡胶块,将工况分为2种,分别为偏心质量600g靠近外侧和偏心质量600g靠近内侧。2个传感器分别测量该点的水平加速度信号和垂向加速度信号。滚筒洗衣机的转速区间为120 r/min~1200 r/min,间隔取30 r/min,每种工况测量37组不同转速下的振幅,保存信号数据。将保存下来的信号数据在MATLAB中进行相关处理,进行整理得到测量点的振动转速振幅曲线,偏心质量600g靠近外侧的曲线如图2所示,偏心质量600g靠近内侧的曲线如图3所示。

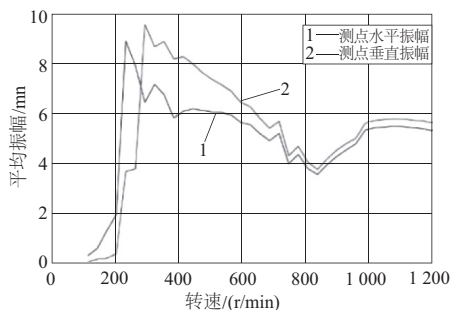


图2 偏心质量外侧600g时转速振幅曲线

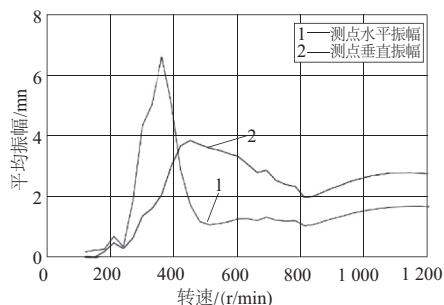


图3 偏心质量内侧600g时转速振幅曲线

对比图2和图3发现,在偏心质量位置发生改变的情况下,滚筒的振幅也随之变化,特别是垂直振幅变化较大。这是由于悬挂系统本身并不是完全对称的,当偏心质量的位置变化时,离质心的位置随之变化,这就导致了偏心质量位置的变化对振幅的影响。

将仿真结果和试验结果进行对比,可得到图4和图5。

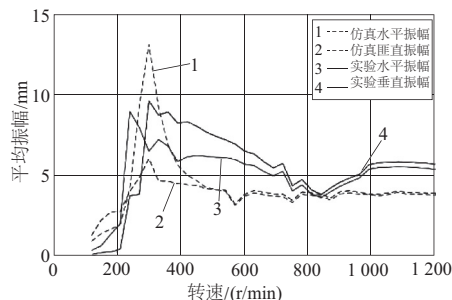


图4 偏心质量外侧600g仿真试验结果对比

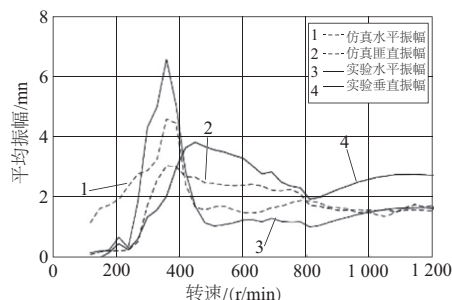


图5 偏心质量内侧600g仿真试验结果对比

由图4、图5可以看出仿真结果与试验结果呈现相似的规律性,同时存在较大的数值误差。这可能是由于数学模型进行了较大的简化,而且此前的数学模型中,将衣物抽象为偏心质点,以内筒内侧半径为该质点旋转半径,而在试验测量时用的是等质量的橡胶块作为偏心质量,其实际质心可能和仿真模型中的偏心质点的位置有一定的差异。结合上述的动力学模型仿真和试验结果可知当偏心质量靠近外侧时振动更明显,此时不论是水平方向还是垂直方向的振动量都较大,这可能是由于距离质心距离较远造成的。同时还能发现水平方向的振动较垂直方向的振动更加明显,这可能与弹簧和阻尼器安装角度有关,其余垂直方向的夹角较小,在运动时其提供的水平力和回复力较小,使滚筒在水平方向的振幅较大。同时在垂直方向,重力的作用使滚筒能较快地达到稳定状态。

动力学模型和试验结果表明了在考虑减振时,更需要考虑偏心质量靠近外侧的极限情况,且仿真结果与试验结果说明当转速达到200~400 r/min时,筒体的水平和垂直振幅达到最大,可能是此频率下发生了共振造成的。在洗衣机的设计时应着重考虑此频率段的减震以及减少转速在此区间停留的时间。

3 结语

本文使用拉格朗日方程建立了滚筒洗衣机悬挂系统
(下转第127页)

层形式的碳纤维层合板,中间采用铝蜂窝进行填充。采用三点弯曲测试方法对门板的强度进行测试。

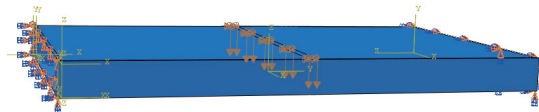


图8 碳纤维门板弯曲测试有限元模型

2.2 碳纤维门板弯曲测试结果分析

门板弯曲仿真结果如图9所示。从图9中可以看出,在层合板的两侧中间部位的应力最大,上侧层合板的最大应力值达到 35.25 MPa,下侧层合板的最大应力值达到 40.03 MPa。上侧层合板中间部位的应力最小,下侧层合板中间部位应力较大,约为 27~30 MPa。从图9(b)铝蜂窝的应力分布来看,在蜂窝的中间以及4个角落存在较大的应力分布,且最大值达到了 246.5 MPa。

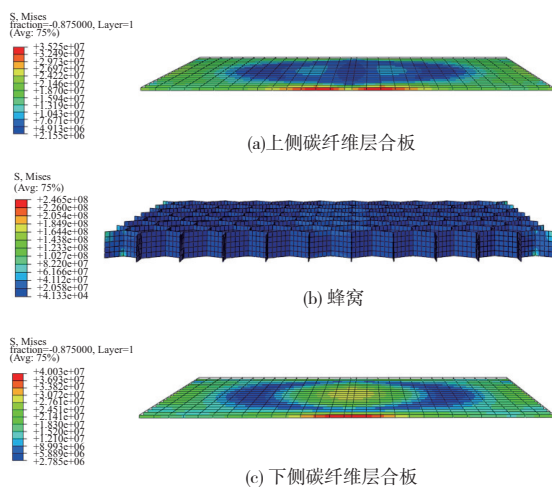


图9 门板弯曲仿真结果

3 结语

对碳纤维层合板的铺层形式进行了设计,内蒙皮采用

[3K/芳纶平纹×3/(90/0)_c/±45_c/±45_c/(90/0)_c/芳纶平纹×3],内蒙皮采用[(90/0)_c/±45_c/芳纶平纹×3/±45_c/(0/90)_c],并且对设计的层合板进行了冲击仿真,观察层合板各部分的应力分布以及损伤状态,采用所设计的层合板与铝蜂窝进行了蜂窝夹芯门板弯曲仿真,得到如下结论:

1) 在碳纤维层合板的冲击仿真中,发现子弹穿透层合板应力的最大值出现在内蒙皮的上铺层中,铺层角度为0°的碳纤维层应力达到了 178.5 MPa,而内蒙皮的最大应力值为 152.2 MPa;

2) 在碳纤维层合板的冲击仿真中,发现相对于各向异性有铺设角度的单层板而言,各向同性的单层板发生损伤的面积更大,并且除了受冲击的地方,在完全固定的两端也出现损伤;

3) 在碳纤维蜂窝夹芯门板弯曲仿真中,发现最大应力出现在蜂窝的边角上,达到了 246.5 MPa,上侧层合板的最大应力值达到了 35.25 MPa,下侧层合板的最大应力值达到了 40.03 MPa。上侧层合板中间部位的应力最小,下侧层合板的中间部位应力较大,约为 27~30 MPa。

参考文献:

- [1] 施琪,吴亚平,王利霞,等. 碳纤维复合材料层合板抗弯性能试验研究[J]. 兰州交通大学学报,2009,28(4): 58-60.
- [2] 王珂,程磊,董建娜,等. 不同纤维铺层方式对环氧玻璃钢层合板力学性能的影响[C]// 北京:中国化学会第28届学术年会第7分会场摘要集,2012.
- [3] 吕超,徐艳英,王志,等. 铺层方式对碳纤维/环氧材料性能的影响[J]. 消防科学与技术,2018,37(9): 19-21.
- [4] 何坤,刘强. 碳纤维复合材料无人机机身铺层优化设计[J]. 中国设备工程,2018,393(8): 91-93.
- [5] 徐作文,陈伟,赵春. 碳纤维复合材料汽车前车门轻量化设计与分析[J]. 科技创新与应用,2018,256(36): 85-87.
- [6] 肖志,杜庆勇,莫富源,等. 连续碳纤维增强复合材料汽车顶盖铺层优化[J]. 汽车工程,2017(6): 120-126.
- [7] 贾亚丽,赵刚,曾宇,等. 碳纤维复合材料轨道车辆车门设计关键技术研究[J]. 机械制造,2018,56(11): 23-25,30.
- [8] 刘富,张嘉振,童明波,等. 2024-T3 铝合金动力学实验及其平板鸟撞动态响应分析[J]. 振动与冲击,2014(4): 113-118.

收稿日期:2019-11-21

(上接第119页)

的六自由度数学模型。通过数学仿真和试验测量得出洗衣机筒体上一点对脱水振动的稳态响应,以此表征整个悬挂系统的振动。通过对比得到滚筒洗衣机在整个转速区间内的振幅变化趋势以及分析了造成二者出现差异的原因。同时明确了滚筒洗衣机在何种工况和转速区间会出现最大振动响应,为后续的仿真和试验提供了方向,可以指导滚筒洗衣机的减振研究。

参考文献:

- [1] 付素芳. 滚筒洗衣机动态特性建模与结构参数优化研究[D]. 无锡:江南大学,2009.
- [2] 洪仲昆. 滚筒洗衣机悬挂系统优化设计[D]. 南京:东南大学,2015.

- [3] 范攀攀. 滚筒式洗衣机动力学特性分析与参数优化[D]. 合肥:合肥工业大学,2012.
- [4] 王豪,刘雷. 滚筒洗衣机悬挂系统动力学建模与试验[J]. 中国机械工程,2017,28(11): 1305-1311.
- [5] PINAR Boyraz, MUTLU Gündüz. Dynamic modeling of a horizontal washing machine and optimization of vibration characteristics using Genetic Algorithms[J]. Mechatronics,2013,23(6): 581-593.
- [6] 付素芳,张秋菊,安伟,等. 滚筒洗衣机悬挂系统动力学建模分析[J]. 机械设计与研究,2007(6): 109-112.
- [7] 王豪. 滚筒洗衣机悬挂系统动力学建模及减振技术研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2017.

收稿日期:2019-11-14