

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.03.006

新型倒立摆悬挂结构滚筒洗衣机振动特性研究

刘 铸^{1,2}, 陈海卫^{1,2}, 王忠诚^{1,2}

(1. 江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡 214122;
2. 江苏省食品先进制造装备技术重点实验室, 江苏 无锡 214122)

摘 要:为探究新型倒立摆悬挂结构滚筒洗衣机动力学特性,对其展开振动特性研究。首先对其悬挂系统进行了受力分析,讨论了阻尼器的轴向力和切向力组成,并建立了其力学描述;进而,采用虚拟样机建立了滚筒洗衣机振动模型,通过二次开发将悬挂系统描述融入整机,并通过实验验证了仿真模型的正确性;最后,仿真对比传统结构、改进的悬挂结构以及倒立摆式结构的动力学特性。结果表明新型结构对滚筒洗衣机脱水瞬态振动具有明显的改善作用。该研究对滚筒洗衣机的减振降噪具有一定意义。

关 键 词:滚筒洗衣机;悬挂结构;虚拟样机;振动模型;动力学特性

中图分类号:TM925.33;O322;TP391.9 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2018)03-0030-06

Study on Vibration Characteristics of New Horizontal Axis Washing Machine with Inverted Pendulum Suspension

LIU Zhu^{1,2}, CHEN Haiwei^{1,2}, WANG Zhongcheng^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China;
2. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: In order to explore the dynamic characteristics of a new type horizontal axis washing machine with inverted pendulum suspension structure, the vibration characteristics were studied. Firstly, the force analysis of the suspension system was carried out, the axial force and tangential force of the dampers were discussed and the mechanical description was established. Furthermore, the vibration model of the roller washing machine was established by virtual prototype, the suspension system description was integrated into the whole machine through the secondary development, and the correctness of the simulation was verified through experiments. Finally, the dynamic characteristics of the traditional structure, the improved suspension structure and the inverted pendulum structure were compared. The results show that the new type washing machine has a marked improvement on transient vibration of dehydration of the washing machine. It is of great significance to vibration and noise reduction of the horizontal axis washing machine.

Keywords: horizontal axis washing machine; suspension structure; virtual prototype; vibration model; dynamic characteristics

悬挂结构是滚筒洗衣机脱水振动抑制的关键部件,一直以来受到生产厂家的重视。传统的滚筒洗衣机的顶部采用2个吊簧悬挂,底部采用2根阻尼器支撑。付素芳^[1]利用Lagrange法建立了滚筒洗衣机悬挂系统数学模型,揭示其动力学实质和筒体质心的平面运动规律。魏玉东^[2]建立了滚筒洗衣机悬挂系统

参数化模型,将吊簧和阻尼器简化为线性弹簧阻尼器,通过仿真得到影响整机动态特性的关键零部件参数,并提出了结构优化思路。Turkay等^[3-4]讨论了悬挂系统的不同优化公式,并通过优化减振器刚度阻尼系数降低了脱水阶段的振动。Nygads^[5]分析了磁流变阻尼器对滚筒振动的影响,并通过控制策略实现了对脱水

收稿日期:2017-11-09;修回日期:2018-01-03

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51205166)。

第一作者简介:刘铸(1992),男,河北涿鹿人,硕士研究生,主要研究方向为振动与噪声/CAE分析。通信作者:陈海卫(1982),男,河北保定人,副教授,硕士生导师,主要研究方向为机电一体化/振动与噪声/CAE分析。E-mail:chenhaiwei@jiangnan.edu.cn

瞬态振动的抑制。但上述方法都是基于传统的悬挂结构,对振动的改善效果受到一定的制约。

近年来,平衡环技术逐步引入到滚筒洗衣机中,其为一中空环形腔体,内部采用自由移动的球体或液体作为平衡质量。临界转速之上,其可显著抑制衣物偏心所引起的脱水振动,进而降低整机的噪音水平。但平衡环引入后,传统的平面悬挂结构已不再适用,陈海卫等^[6]指出了平衡环引入后,传统平面悬挂结构难以抑制平衡环所引起的瞬态振动,在筒体底部改用4根阻尼器支撑,可大大降低平衡环所引起的筒体的摇摆运动。

随着技术的进步,新型悬挂结构不断涌现,一种倒立摆式悬挂结构已开始在国外某些高端新型滚筒洗衣机中出现。笔者以此类结构为研究对象,通过动力学特性的分析,阐述了该类结构在抑振方面的独特优势。

1 新型倒立摆悬挂系统力学描述

1.1 悬挂系统结构特点

图1为滚筒洗衣机悬挂结构模型。其中图1(c)所示的新型倒立摆悬挂系统,特点如下:①盛水桶直接固定在机壳上,降低了可产生噪音部件的数量。②脱水桶通过2类阻尼器与机壳底部直接连接。第1类有3根,竖直连接在脱水桶两侧与后部;第2类有2根,与水平面约呈 45° 倾斜连接于脱水桶两侧,阻尼器与电机定子之间装有配重块,脱水桶随电机转子转动。③双平衡环结构,脱水桶前后两侧外壁均装有球体平衡环。

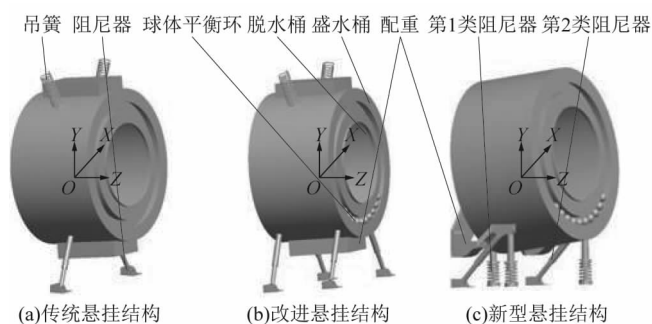


图1 滚筒洗衣机悬挂结构模型

Figure 1 Models of suspension structures of horizontal axis washing machine

在新型悬挂系统中,第1类阻尼器为弹簧阻尼复合减振器,如图2所示,由阻尼筒和阻尼杆2个主要部分构成,中间有1个压缩弹簧,上下两端装有2个橡胶垫圈,当作用力较大时,垫圈会产生一定的变形进而产生较强的反作用力。图3所示的第2类阻尼器为阻尼

减振器,原理与第1类类似。区别在于中间没有安装弹簧,沿杆方向不受弹簧弹力;并且其下端垫圈的安装姿态不同,由变形产生的反作用力方向也不同。这2类阻尼器由于质量较轻,运动过程中的惯性力可以忽略。

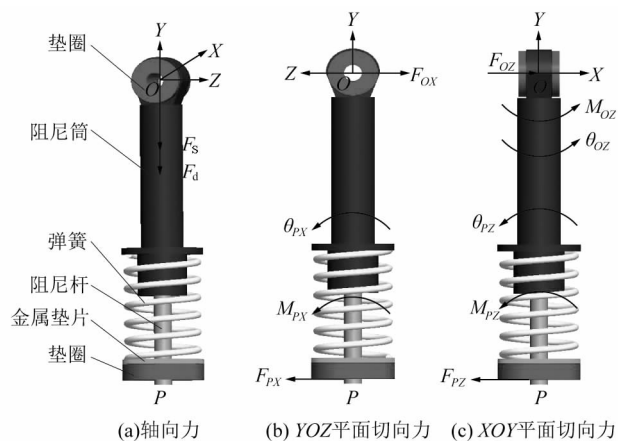


图2 第1类阻尼器受力分析

Figure 2 Force analysis of the first kind of damper

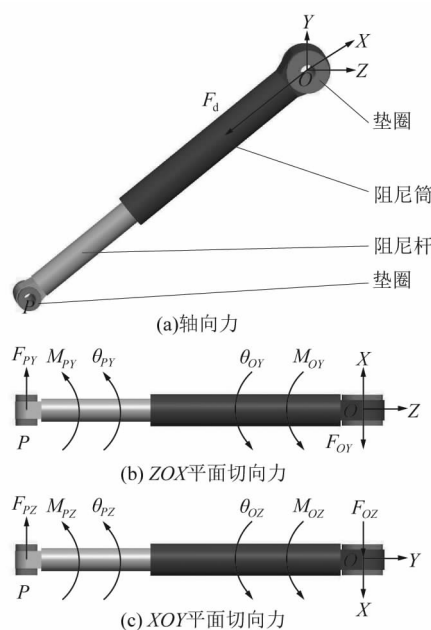


图3 第2类阻尼器受力分析

Figure 3 Force analysis of the second kind of damper

1.2 阻尼器力学模型

设阻尼器与机壳悬挂点为 P , P 点在全局坐标系 XYZ 位置为定值;阻尼器与脱水桶连接点为 O , O 点随脱水桶运动。设 O , P 两点之间的初始距离为 l_0 ,脱水桶运动过程中 O , P 两点间的动态距离为 l , O 点相对于 P 点的轴向的速度为 v_m 。

1.2.1 阻尼器沿轴向作用力

第1类阻尼器沿轴向的作用力主要由阻尼器压缩

弹簧的恢复力以及轴向阻尼力组成。阻尼器在 O 点受到的弹簧恢复力

$$F_s = K(l - l_0)。 \quad (1)$$

式中, K 为弹簧刚度系数。

阻尼器在 O 点受到的轴向阻尼力

$$F_{d1} = -c_{b1}v_m。 \quad (2)$$

第2类阻尼器轴向力为阻尼力

$$F_{d2} = -c_{b2}v_m。 \quad (3)$$

式中: c_{b1} , c_{b2} 分别为2类阻尼器轴向粘性阻尼系数。

1.2.2 YOZ 平面内切向力

对于第1类阻尼器, 由于阻尼器绕 O 点转动不受橡胶垫圈产生的反向扭转力偶影响, 所以 O 点只受切向力的作用, 而 P 点受到切向力和力偶作用。由平面内力偶平衡条件得 O 点处阻尼器受力

$$F_{OX} = -\theta_{PX}K_{P1}/S_X。 \quad (4)$$

式中: K_{P1} 为第1类阻尼器杆绕 P 点旋转的切向扭转刚度; S_X 为 YOZ 平面内 O , P 之间的距离。

第2类阻尼器由于可以在 O , P 两点自由转动, 所以切向阻尼力和力偶均为零。

1.2.3 ZOX 平面内切向力

对于第1类阻尼器, 由于盛水桶转动, 阻尼器在铰链 O 处产生力偶

$$M_{OY} = -\theta_{OY}K_{O1}。 \quad (5)$$

式中, K_{O1} 为第1类阻尼杆绕 O 点旋转的切向扭转刚度。

第2类阻尼器分别在 O , P 两点形成切向力和力偶。由平面内力偶平衡条件得 O 点处阻尼器受力:

$$F_{OY} = (-\theta_{PY}K_{P2} - \theta_{OY}K_{O2})/S_Y。 \quad (6)$$

力偶

$$M_{OY} = -\theta_{OY}K_{O2}。 \quad (7)$$

式中: K_{P2} , K_{O2} 分别为第2类阻尼器杆绕 P , O 点旋转的切向扭转刚度; S_Y 为 ZOX 平面内 O , P 之间的距离。

1.2.4 XOY 平面内切向力

第1类阻尼器 O , P 两点分别与脱水桶、机壳通过橡胶垫圈连接, 可以看作2个铰链, 在该平面内由于脱水桶转动和阻尼器自身的转动分别在 O , P 这2点形成切向力和力偶。由平面内力偶平衡条件得 O 点处阻尼器受力

$$F_{OZ} = (-\theta_{PZ}K_{P1} - \theta_{OZ}K_{O1})/S_Z。 \quad (8)$$

力偶

$$M_{OZ} = -\theta_{OZ}K_{O1}。 \quad (9)$$

式中, S_Z 为 XOY 平面内 O , P 之间的距离。

第2类阻尼器在该平面内受力形式与第1类相同, 将公式(8)~(9)切向刚度参数替换为第2类阻尼器切向刚度参数即可得到阻尼器受到的力和力偶。

1.2.5 阻尼器杆总体受力

由式(1)、式(2)、式(4)、式(5)、式(8)、式(9)得第1类阻尼器在 O 点受到的广义力为:

$$\left. \begin{aligned} F_X &= (F_s + F_d)l_X/l - F_{OZ}l_Y/\sqrt{l_X + l_Y}; \\ F_Y &= (F_s + F_d)l_Y/l + F_{OZ}l_X/\sqrt{l_X + l_Y} - F_{OX}l_Z/\sqrt{l_Y + l_Z}; \\ F_Z &= (F_s + F_d)l_Z/l + F_{OX}l_Y/\sqrt{l_Y + l_Z}; \\ M_X &= 0; \\ M_Y &= M_{OY}; \\ M_Z &= M_{OZ}。 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

由式(3)及式(6)~(9)得第2类阻尼器在 O 点受到的广义力为:

$$\left. \begin{aligned} F_X &= F_d l_X/l - F_{OZ}l_Y/\sqrt{l_X + l_Y} + F_{OY}l_Z/\sqrt{l_X + l_Z}; \\ F_Y &= F_d l_Y/l + F_{OZ}l_X/\sqrt{l_X + l_Y}; \\ F_Z &= F_d l_Z/l + F_{OY}l_X/\sqrt{l_X + l_Z}; \\ M_X &= 0; \\ M_Y &= M_{OY}; \\ M_Z &= M_{OZ}。 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中: l_X , l_Y , l_Z 分别为 l 在 X , Y , Z 坐标方向上的投影; F_X , F_Y , F_Z , M_X , M_Y , M_Z 分别为在全局坐标下 O 点处沿 X , Y , Z 方向的力和力偶。

2 模型建立与验证

采用虚拟样机软件 ADAMS 建立了滚筒洗衣机3种不同悬挂结构的动力学模型, 进而进行对比分析。对于上文建立的倒立摆式悬挂结构力学描述, 笔者通过 C 语言用户定义子程序方式加载到整机模型中。

新型结构系统的基本参数设置如表1所示。

首先通过实验测量新型洗衣机振动来验证仿真模型的正确性。由于新型结构洗衣机盛水桶固定在机壳底板上, 运动过程中脱水桶与盛水桶不同步, 直接对脱水桶测量比较困难, 所以选择测量直驱电机定子上一点, 该点可以真实反映出脱水桶的振动情况。实验设备如图4所示, 图4(a)为实验样机与传感器, 课题组选用某款新型滚筒洗衣机, 选用一个 PCB 三向加速度传感器安装在电机定子上端的塑料隔板上, 在脱水桶内壁上用胶带固定2 kg 铁块作为负载, 距离桶体轴线0.2 m。图4(b)为 LMS 公司的 SCM05 信号采集箱, 使用 Test. Lab 软件对振动数据采集处理, 该采集箱具有硬件积分功能, 可将测得的加速度信号转化为位移信号。图4(c)为自行开发的直驱电机驱动器, 本次实验与仿真均设定稳定转速为 400 r/min。

表1 新型滚筒洗衣机基本参数表

Table 1 Parameters of new horizontal axis washing machine

衣物质量 m_u/kg	衣物旋转 半径 R_u/m	脱水启动加速度 $\alpha/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	电机转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	第1类轴向刚度 系数 $K/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	第1类粘性阻尼系数 $c_{b1}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	第2类粘性阻尼系数 $c_{b2}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$
2	0.20	8π	400	7 000	300	100
第1类绕 O 点 切向刚度 $K_{O1}/$ ($\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$)	第1类绕 P 点 切向刚度 $K_{P1}/$ ($\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$)	第2类绕 O 点 切向刚度 $K_{O2}/$ ($\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$)	第2类绕 P 点 切向刚度 $K_{P2}/$ ($\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$)	平衡环总质量 m_d/kg	平衡环节圆半径 R_j/m	平衡环阻尼系数 $c_d/$ ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$)
20	30	5	5	1	0.23	0.05

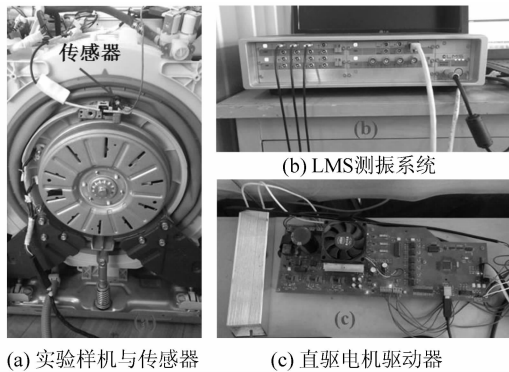


图4 实验装置

Figure 4 Experimental equipment

图5为本次实验与仿真振动曲线。实验中被测点水平瞬态、稳态、竖直瞬态、稳态振幅分别为23.02, 2.89, 5.42和2.18 mm, 仿真中分别为22.76, 3.08, 5.85和2.03 mm。二者结果比较接近, 所以该模型能够反映出实际结果的振动特性, 满足本文研究内容的需要。

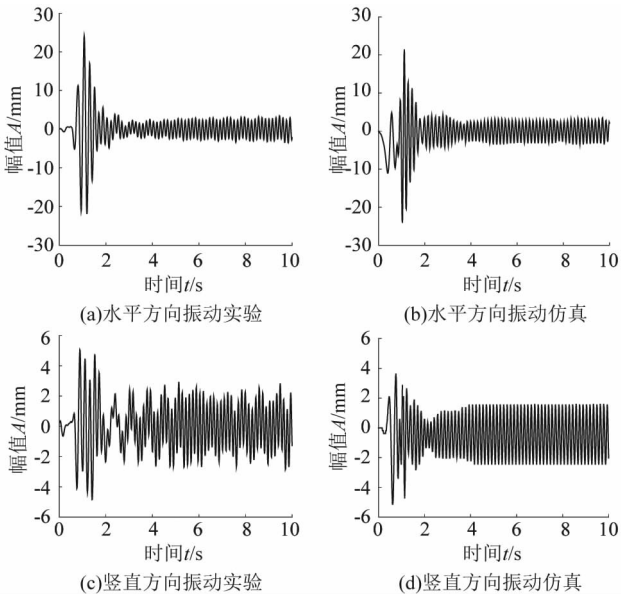


图5 实验与仿真对比

Figure 5 Comparison of experiment and simulation

3 虚拟样机仿真分析

3.1 模态分析

用ADAMS软件对新型悬挂结构在静平衡处进行模态分析, 得到6阶刚体模态, 其各阶固有频率及阻尼比如表2所示。在脱水过程中, 除第2阶外, 其余5阶模态上的振动在阻尼器作用下快速衰减, 而第2阶模态的振动较大, 其振型如图6所示, 主要为水平方向的左右摆动, 并伴有绕竖直轴方向的略微转动。所以, 新型结构在脱水振动过程中主要振动方向为水平方向^[7], 下文通过振动特性分析加以说明。

表2 新型结构各阶固有频率及阻尼比

Table 2 Natural frequencies and damping ratios of new structure

阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%	阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%
1	0.65	24.8	4	2.35	89.5
2	1.03	8.3	5	3.05	27.6
3	2.32	32.3	6	3.09	58.7

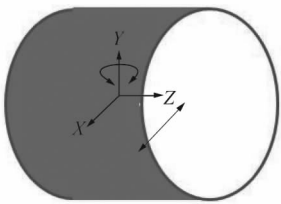


图6 新型结构第2阶振型

Figure 6 Second vibration mode of new structure

3.2 振动特性分析

根据实际情况设置脱水转速范围400~1 400 r/min, 使用ADAMS软件对3种洗衣机模型进行动态特性仿真分析, 并对仿真结果进行对比。

图7为在没有安装平衡环时, 3种结构脱水桶质心的瞬态振幅, 可以看出转速对滚筒的振幅影响不大。以转速800 r/min为例, 由图7(a)可知在水平方向上, 3种结构振幅分别为15.3, 13.6和13.3 mm, 新型结构相较于前2种结构振幅分别减小了1.7和0.3 mm,

抑振效果略有改善;由图 7(b) 可知在竖直方向上,3 种结构振幅分别为 8.8、8.2 和 5.4 mm,新型结构相对于其他 2 种结构振幅分别减小了 3.4 和 2.8 mm,改善效果显著。

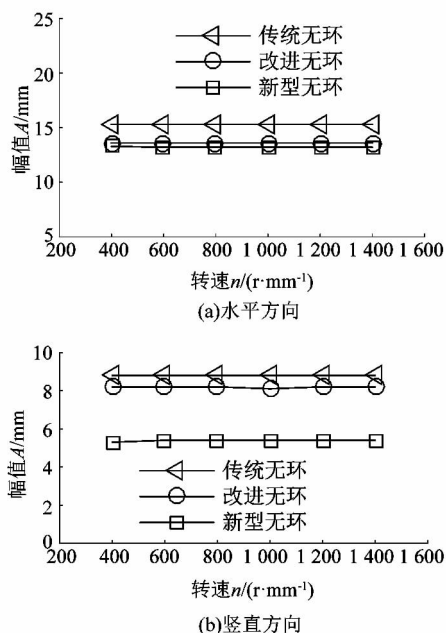


图 7 无平衡环瞬态振动

Figure 7 Transient amplitude of drum without balancer

图 8 为在没有安装平衡环时,脱水桶质心的稳态振幅。对比发现,3 种结构在水平和竖直方向上的幅值都非常接近,可知悬挂结构对脱水桶瞬态振动影响较大,而对其稳态振动影响不大。

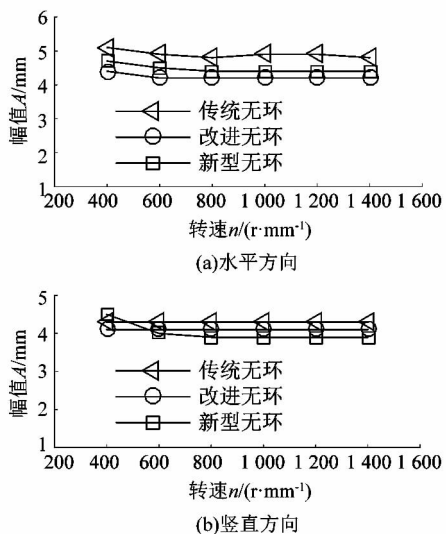


图 8 无平衡环稳态振动

Figure 8 Steady amplitude of drum without balancer

通常,抑制洗衣机滚筒瞬态振动主要有 3 种方式:①增加阻尼系统抑制力;②增加滚筒配重质量;③改进平衡环结构。为研究新型结构竖直方向上的抑振机理,对比了 3 种结构的设置参数。传统结构和改进结构的弹簧刚度数为 7 500 N/m,阻尼系数为 100 N·s/m。新型洗衣机与之最大差别在于竖直方向上的阻尼较大。新型结构第 1 类阻尼器阻尼力集中在竖直方向上,其阻尼系数达到 300 N·s/m。图 9 为改进结构和新型结构在竖直方向上的振幅随阻尼系数变化曲线。由图 9(a) 可知,在阻尼系数小于 300 N·s/m 时,瞬态振幅随着阻尼系数的增加明显减小,并逐渐趋于平稳;当大于 300 N·s/m 时,对振幅影响不大;阻尼系数对稳态振幅的影响不大。图 9(b) 为阻尼系数 c_{b2} 单因素对新型结构竖直振幅的影响,振幅随着阻尼系数的增大而减小,尤其在 200 N·s/m 以下时,瞬态振幅迅速减小。

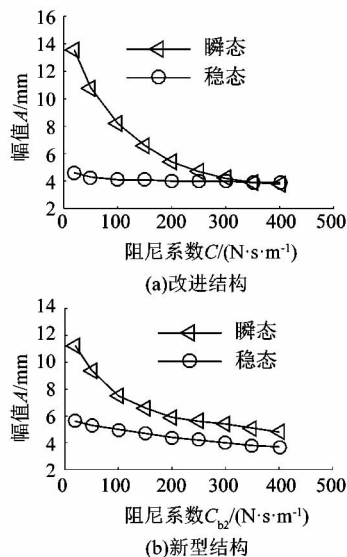


图 9 竖直方向振幅随阻尼系数的变化

Figure 9 Variation of vertical amplitude with damping coefficient

通过上述分析可知,新型结构通过增大阻尼器阻尼系数使其竖直方向振幅减小。对于传统结构和改进结构而言,通过增大阻尼也可以实现减小竖直方向瞬态振动的目的,但是根据以往的设计经验和理论分析^[8-10],增大阻尼系数反而会使系统的隔振效果变差,因此从减小振幅与改善隔振 2 个方面考虑,阻尼系数通常取 100 ~ 150 N·s/m。对于新型结构,由于其倒立摆式结构使脱水桶直接与悬挂结构连接,盛水桶固定在机箱底板上,减轻了配重质量,使得新型结构悬挂系统整体质量只有 36.2 kg,而传统的滚筒式洗衣机悬挂系统整体质量通常都在 60 kg 以上,因而产生的振动对地

面冲击也较大。所以新型结构在满足隔振效果的前提下可以在一定程度上增加阻尼系数以减小瞬态振动。

图 10 为在滚筒前侧安装单个平衡环前后 3 种结构脱水桶质心振幅的对比。3 种结构稳态振幅差别不大,而瞬态振幅逐个改善。尤其竖直方向上的瞬态振幅,3 种结构分别为 13.7、12.9 和 5.7 mm。新型结构相对于前 2 种结构减小了 7.0 mm 以上,改善效果明显。

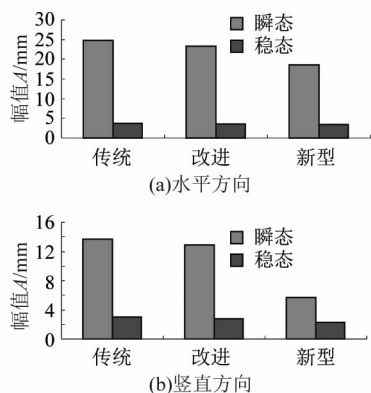


图 10 单个平衡环时脱水桶振幅

Figure 10 Amplitude of drum with a ball balancer

图 11 为新型结构在无平衡环、脱水桶前端安装平衡环、脱水桶两端分别安装平衡环后的振幅对比。相较于无环结构,瞬态时,在安装单环、双环后水平方向振幅分别增加 5.3 和 9.6 mm,振动明显加剧,竖直方向振幅分别增加 0.3 和 0.6 mm,略有增大;稳态时,在安装单环、双环后水平方向振幅分别减少 0.6 和 1.3 mm,竖直方向振幅分别减小 1.6 和 2.0 mm,均有一定的改善作用。尤其是在安装双平衡环后,水平方向和竖直方向的稳态振幅降至 3.1 和 1.9 mm,对脱水稳态振动的抑制效果是十分明显的。

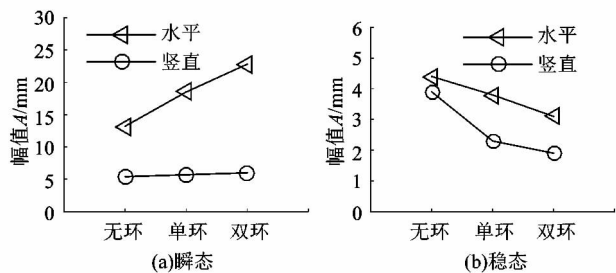


图 11 新型结构在安装不同个数平衡环时的振幅

Figure 11 Amplitude of new structure at different numbers of ball balancers

4 结语

1) 新型倒立摆式悬挂结构滚筒洗衣机将盛水桶直接固定在机壳上,降低了可产生噪音部件的数量;脱水桶通过 2 种阻尼器直接与机壳底部连接,大大减小了配重质量,从而减轻整机质量并节约了空间。

2) 通过动力学仿真对比不难发现:新型结构脱水桶在水平方向上瞬态振幅略有改善,在竖直方向瞬态振幅大大减小,其主要原因是由于竖直方向上选取较大的阻尼系数,而新型结构悬挂系统的特点使其可以在一定程度上增大阻尼系数而不影响隔振效果。此外,3 种结构在脱水稳态阶段的振幅差别不大,这主要源于稳态振幅的大小主要取决于系统质量(惯量)分布情况。

3) 通过新型结构在没有安装平衡环、脱水桶前侧安装平衡环、前后两侧安装双平衡环后脱水桶振幅的变化对比发现,双平衡环结构的使用大大降低了其脱水稳态阶段的振动。

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,2009:22.
- [2] 魏玉东. 滚筒洗衣机动态性能研究[D]. 天津:天津大学,2008:26.
- [3] TURKAY O S, TUGCU A K, SUMER I T, et al. Suspension design optimization of a washing machine: part I modeling and validation results [C]// Proceedings of the 19th Annual ASME Design Automation Conference. Indiana: ASME, 1992: 117-127.
- [4] TÜRKAY O S, KIRAY B, TUGCU A K, et al. Formulation and implementation of parametric optimisation of a washing machine suspension system [J]. Mechanical systems and signal processing, 1995, 9(4): 359-377.
- [5] NYGARDS T. Washing machine design optimization based on dynamics modeling [D]. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2011.
- [6] CHEN H W, ZHANG Q J, WU X Q. Stability and dynamic analyses of a horizontal axis washing machine with a ball balancer [J]. Mechanism & machine theory, 2015, 87: 131-149.
- [7] 钟一谔, 何衍中, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [8] 陈飞, 刘宜胜, 陈益兵. 高速织机经纱振动特性分析[J]. 机电工程, 2015, 32(2): 215-218.
- [9] 高书磊, 霍睿. 柔性基础上非线性隔振系统的动力学分析[J]. 振动与冲击, 2007, 26(6): 113-115.
- [10] 邱卫明. 工业用平缝机噪声及振动的测试与研究[J]. 机电工程, 2016, 33(5): 556-559.