

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2021.03.006

波轮式洗衣机悬挂结构力学特性研究

孙震¹, 陈海卫^{1*}, 牟秋启², 熊明², 史亚成²

(1. 江南大学机械工程学院, 江苏无锡 214122; 2. 无锡小天鹅电器有限公司, 江苏无锡 214028)

摘要:针对目前波轮式洗衣机设计过程中,吊杆悬挂点高度的确定缺乏系统性讨论,课题组进行了相关力学特性研究并提出了吊杆悬挂点高度确定方法。求解洗衣机各类刚体动能表达式、总势能与广义悬挂力,应用 Lagrange 方程建立系统振动模型;基于 MATLAB 中建立的仿真模型,针对洗涤状态,分析吊杆悬挂点高度对弹簧压缩量、吊杆倾斜角等方面影响,确定了悬挂点最大高度;针对脱水状态,分析吊杆悬挂点高度对盛水桶上下振幅、临界频率等方面影响,确定了悬挂点最小高度。结果表明:通过对洗衣机不同工作状态的力学特性分析,可确定吊杆悬挂点高度选取范围。课题组的研究可快速确定吊杆悬挂点高度区间,提高设计效率。

关键词:洗衣机;振动模型;吊杆;悬挂点高度;Lagrange 方程

中图分类号:TM925.33;TP391.9;TH135

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2021)03-0037-06

Mechanical Characteristics of Suspension Structure of Ripple Washing Machine

SUN Zhen¹, CHEN Haiwei^{1*}, MOU Qiuqi², XIONG Ming², SHI Yacheng²

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China;

2. Wuxi Little Swan Electric Appliance Co., Ltd., Wuxi, Jiangsu 214028, China)

Abstract: Aiming at the lack of systematic discussion on the determination of suspender suspension point height in the design of ripple washing machine, the relevant mechanical characteristics were studied and the method for determining the height of suspender suspension point was proposed. The kinetic energy expression of rigid bodies, total potential energy and generalized suspension force of washing machine were solved, and the system vibration model was established by using Lagrange equation. Based on the simulation model established in MATLAB, for the washing state, the influence of suspension point height on the spring compression amount and the suspender inclination angle was analyzed, and the maximum suspension point height was determined; for dehydration state, the influence of suspension point height on the bucket amplitude and critical frequency was analyzed, and the minimum height of suspension point was determined. The results shows that through the analysis of mechanical characteristics of washing machine in different working states, the height range of suspender suspension point can be determined. This method can quickly determine the height range and improve the design efficiency.

Keywords: washing machine; vibration model; suspender; suspension point height; Lagrange equation

悬挂结构是波轮式洗衣机的重要组成部分,而吊杆作为悬挂结构中的核心部件,其设计参数影响着洗衣机诸多特性。国内外学者对于悬挂系统的研究,主要集中在理论建模^[1-3]和动态特性^[4-5]等方面。陈海

卫等^[6-7]建立了波轮式洗衣机振动模型,分析了悬挂系统广义力,并建立了悬挂系统的空气动力学模型。刘志鹏^[8]建立了悬挂系统在变质量大位移情况下的动力学方程。赵平等^[9]研究了洗衣机悬挂系统在不同

收稿日期:2020-09-30;修回日期:2021-04-07

基金项目:国家自然科学基金(51205166)。

第一作者简介:孙震(1996),男,江苏宿迁人,硕士研究生,主要研究方向为振动与噪音、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、振动与噪音、CAE 分析等。E-mail: chenhaiwei@jiangnan.edu.cn

激振频率与激振幅值下的动态响应特性,为悬挂系统设计提供了一些理论依据。张华等^[10]建立了波轮洗衣机多体动力学平台,阐述了吊杆的设计方法。但迄今为止,关于洗衣机吊杆悬挂点高度的选择,尚无系统性的讨论分析。课题组通过在 MATLAB 中建立波轮式洗衣机振动模型,研究了吊杆悬挂点高度对波轮式洗衣机静力学与动力学特性的影响,明确了吊杆悬挂点高度与洗衣机部分关键特性的关系,为深入研究吊杆设计参数准则提供了参考。

1 波轮式洗衣机振动模型

1.1 坐标系的建立

课题组以小天鹅某款波轮式洗衣机为研究对象,该款洗衣机电机采用直驱方式。洗衣机中的液体平衡环会减小洗衣机稳态振幅,但也会增大洗衣机瞬态振幅,本研究主要分析洗衣机本身悬挂结构方面的静力学与动力学特性,暂不考虑液体平衡环的影响。如图 1 所示,波轮式洗衣机主要由外壳、悬挂模块和工作模块 3 部分组成。悬挂系统主要由 4 根吊杆组成,每根吊杆底部都装有弹簧阻尼器。为建立波轮式洗衣机的振动模型,创建如图 1 所示的 2 个坐标系:参考系 $O_r-X_rY_rZ_r$ 与动系 $O_m-X_mY_mZ_m$ 。参考系原点 O_r 固结于大地, Z_r 轴为洗衣机静止时盛水桶中心轴线;设吊杆下部与盛水桶的悬挂平面为平面 A ,则动系原点 O_m 位于

Z_r 轴与平面 A 的交点。动系相对于参考系的姿态用卡尔丹角 $[\alpha \ \beta \ \gamma]^T$ 描述。

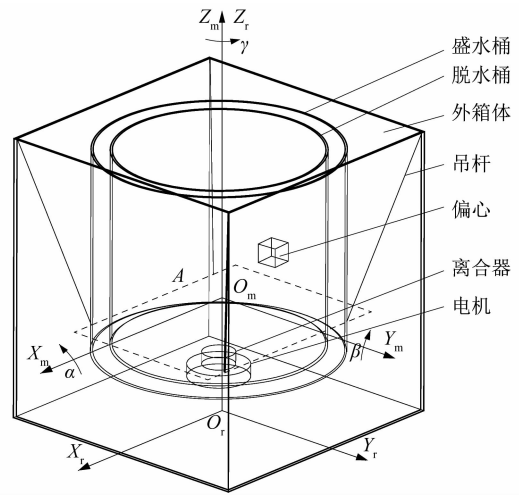


图 1 洗衣机结构及坐标系

Figure 1 Structure and coordinate system of washing machine

1.2 盛水桶、电机定子与电机支座的动力学描述

盛水桶、电机定子、电机支座与动系 $O_m-X_mY_mZ_m$ 固结,以此类刚体质心建立局部坐标系 $O_d-X_dY_dZ_d$,为方便计算,以及增减刚体数量,可将所有此类刚体叠加为等效刚体 1,则其总动能 T_1 可描述为:

$$T_1 = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \begin{bmatrix} m_1 \mathbf{I}_3 & -m_1 \mathbf{A}^m \mathbf{r}_1 \mathbf{B} \\ -m_1 \mathbf{A}^m \mathbf{r}_1 \mathbf{B}^T & \mathbf{B}^T (m_1 \mathbf{r}_1^T \mathbf{r}_1 + \mathbf{A}^m \mathbf{J}_1 \mathbf{A}^{mT}) \mathbf{B} \end{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{q} = [x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma]^T$ 为广义坐标; $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{x} \ \dot{y} \ \dot{z} \ \dot{\alpha} \ \dot{\beta} \ \dot{\gamma}]^T$ 为 $\mathbf{q}$ 对时间 t 的导数; t 为洗衣机的运行时间; m_1 为等效刚体 1 的质量; $\mathbf{A}^m$ 为动系相对于参考系的姿态描述矩阵; $\mathbf{A}^{md}$ 为刚体局部坐标系相对于动系的姿态描述矩阵; $\mathbf{B}$ 为卡尔丹角导数与刚体角速度间的转换矩阵; $\mathbf{r}_1$ 为等效刚体 1 的质心在动系下的位置矢量; $\mathbf{J}_1$ 为等效刚体 1 的惯性张量; $\mathbf{I}_3$ 为 3×3 单位矩阵。

$$T_2 = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{\kappa}}^T \begin{bmatrix} m_2 \mathbf{I}_3 & -m_2 \mathbf{A}^m \mathbf{r}_2 \mathbf{B} & 0 \\ -m_2 \mathbf{A}^m \mathbf{r}_2 \mathbf{B}^T & \mathbf{B}^T (m_2 \mathbf{r}_2^T \mathbf{r}_2 + \mathbf{A}^{md} \mathbf{J}_2 \mathbf{A}^{mdT}) \mathbf{B} & \mathbf{B}^T \mathbf{A}^{md} \mathbf{J}_2 \mathbf{e} \\ 0 & \mathbf{B}^T \mathbf{A}^{md} \mathbf{J}_2 \mathbf{e} & \mathbf{e}^T \mathbf{J}_2 \mathbf{e} \end{bmatrix} \dot{\mathbf{\kappa}} \quad (3)$$

式中: $\mathbf{\kappa} = [x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma \ \theta]^T$, 为等效刚体 2 在动态坐标系下的广义坐标值; $\dot{\mathbf{\kappa}} = [\dot{x} \ \dot{y} \ \dot{z} \ \dot{\alpha} \ \dot{\beta} \ \dot{\gamma} \ \dot{\theta}]^T$, 为 $\mathbf{\kappa}$ 对时间 t 的导数; $\mathbf{e} = [0 \ 0 \ 1]^T$ 为等效刚体 2 的旋转轴在动系中的方向矢量; $\mathbf{J}_2$ 为等效刚体 2 的惯性张量; m_2 为等效刚体 2 质量。

1.3 脱水桶、电机转子与波轮的 dynamics 描述

脱水桶、电机转子与波轮通过旋转轴与动态坐标系连接,可将该类部件叠加为等效刚体 2,则其质心在动系下的位置矢量为:

$$\mathbf{r}_2 = [0 \ 0 \ h_2]^T \quad (2)$$

式中 h_2 为等效刚体 2 质心高度。

则等效刚体 2 的总动能 T_2 可描述为:

1.4 衣物偏心的动力学描述

忽略惯量,衣物偏心通过旋转轴与动系连接,其质心在动态坐标系下的矢量位置为:

$$\mathbf{r}_3 = [R_3 \cos \theta \ R_3 \sin \theta \ h_3]^T \quad (4)$$

式中: R_3 为衣物偏心旋转半径; h_3 为偏心高度; θ 为电

机旋转角。

则衣物偏心动能

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 \dot{\mathbf{r}}_3^T \begin{bmatrix} \mathbf{I}_3 & -\mathbf{A}^m \mathbf{r}_3 \mathbf{B} & \mathbf{A}^m \dot{\mathbf{r}}_3 \\ -\mathbf{A}^m \mathbf{r}_3 \mathbf{B} & \mathbf{B}^T \mathbf{r}_3^T \mathbf{r}_3 \mathbf{B} & -\mathbf{B}^T \mathbf{r}_3^T \dot{\mathbf{r}}_3 \\ \mathbf{A}^m \dot{\mathbf{r}}_3 & -\mathbf{B}^T \mathbf{r}_3^T \dot{\mathbf{r}}_3 & \dot{\mathbf{r}}_3^T \dot{\mathbf{r}}_3 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{r}}_3 \quad (5)$$

式中: $\dot{\mathbf{r}}_3 = [-R_3 \sin \theta \ R_3 \cos \theta \ 0]^T$, 为 $\mathbf{r}_3$ 对 θ 的偏导数; m_3 为衣物偏心质量。

1.5 系统重力势能的描述

将系统内所有部件的重力势能相加,可得系统总的重力势能:

$$V_g = \sum_{j=1}^3 V_{gj} = g \sum_{j=1}^3 m_j (z + \mathbf{A}_3^m \mathbf{r}_j) \quad (6)$$

式中: $m_j, \mathbf{r}_j$ 分别为第 j 个刚体的质量与位置矢量; z 为动系相对于参考系的高度; $\mathbf{A}_3^m$ 为 $\mathbf{A}^m$ 第 3 行元素值; g 为重力加速度。

1.6 广义悬挂力的描述

波轮式洗衣机悬挂系统由 4 根吊杆组成。吊杆上下端通过球铰分别与外箱体、盛水桶连接。根据文献[11]4 根吊杆产生的广义悬挂力

$$\mathbf{Q} = \sum_{i=1}^4 \mathbf{Q}_i = - \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^4 F_{Di} \\ (\mathbf{A}^m \mathbf{B})^T \sum_{i=1}^4 (\mathbf{M}_{Di} + \mathbf{A}^m \mathbf{r}_{di} F_{Di}) \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中: $\mathbf{Q}_i, \mathbf{r}_{di}, F_{Di}, \mathbf{M}_{Di}$ 分别为第 i 根吊杆的悬挂力、下悬挂点位置矢量、所受力与力偶。

如图 2 所示,盛水桶近似于圆柱体,悬挂结构垂直于盛水桶外壁; L_0 为弹簧原长; L_1 为悬挂点下的套筒与底座长度之和; L_2 为吊杆下悬挂点距盛水桶外壁距离; H 为吊杆下悬挂点距地面高度; φ 为吊杆倾斜角; R_0 为吊杆底座半径; 则弹簧压缩极限

$$l_{\lim} = \mu L_0 = \mu \left(\frac{L_0 - R_0 \cos \varphi}{\sin \varphi} - L_1 \right) \quad (8)$$

式中 μ 为弹簧可压缩量与弹簧原长的比值。

1.7 系统整体振动模型

设洗衣机符合直线加速规律,则在洗衣机加速与稳态工作情况下,电机旋转角 θ 随时间的变化关系分别为:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{1}{2} a t^2, t < \tau; \\ \theta &= \frac{1}{2} a \tau^2 + \Omega(t - \tau), t \geq \tau. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

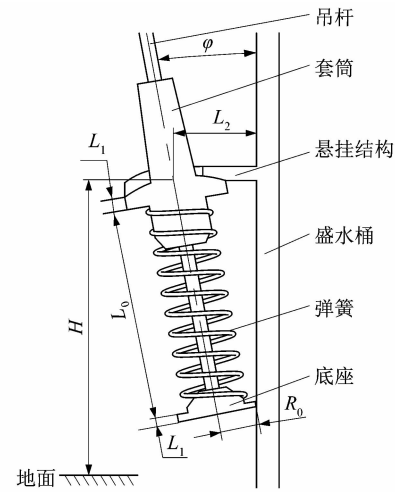


图 2 吊杆下端悬挂结构

Figure 2 Suspension structure at bottom of suspender

式中: a 为电机角加速度; τ 为加速总时间, $\tau = \Omega/a$; Ω 为洗衣机稳态转速。

将式(1), (3), (5), (6) 和 (7) 代入第二类 Lagrange 方程,并去除 θ 自由度上的描述,得系统总振动方程:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} \right]^T \dot{\mathbf{q}} - \dot{\mathbf{M}} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{Q} - \frac{\partial V_g}{\partial \mathbf{q}} \quad (10)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为系统总质量矩阵; $\dot{\mathbf{M}}$ 为 $\mathbf{M}$ 对时间 t 的导数; $\ddot{\mathbf{q}}$ 为 $\mathbf{q}$ 对时间 t 的二次导数。

2 洗涤状态下悬挂点高度对系统静力学特性的影响

2.1 系统静力学模型参数

洗衣机处于洗涤状态时,衣物浸泡于水中,洗衣机负载质量大且转速低。因此在洗涤状态时,分析重点为洗衣机的静力学特性。令广义加速度 $\ddot{\mathbf{q}}$ 与广义速度 $\dot{\mathbf{q}}$ 均为 0,同时,电机角加速度 $\ddot{\theta}$ 与角速度 $\dot{\theta}$ 均为 0,代入式(10)得系统静力学方程为:

$$\mathbf{F}(\mathbf{q}^*) = \mathbf{Q} - \frac{\partial V_g}{\partial \mathbf{q}} = 0 \quad (11)$$

式中: $\mathbf{q}^*$ 为系统静平衡位置广义坐标,其求解可采用 Newton-Raphson 迭代法:

$$\mathbf{q}_{n+1}^* = \mathbf{q}_n^* - [\mathbf{F}_q(\mathbf{q}_n^*)]^{-1} \mathbf{F}(\mathbf{q}_n^*) \quad (12)$$

式中:

$$\mathbf{F}_q(\mathbf{q}) = \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{q})}{\partial \mathbf{q}} = \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \mathbf{q}} - \frac{\partial f_g}{\partial \mathbf{q}} \quad (13)$$

式中: f_g 为系统重力势能 V_g 对广义坐标 $\mathbf{q}$ 偏导数。

基于上述理论,在 MATLAB 中建立仿真模型,模型各类基本参数设置如表 1 所示。

表1 模型基本参数设置
Table 1 Model basic parameter setting

刚体1 质心 r_1 / (cm, cm, cm)	刚体2 质心 r_2 / (cm, cm, cm)	吊桥上悬挂点 / (cm, cm, cm)	吊桥下悬挂点 / (cm, cm, cm)	刚体1 惯性张量 J_1 / ($\text{kg} \cdot \text{m}^2, \text{kg} \cdot \text{m}^2, \text{kg} \cdot \text{m}^2$)	刚体2 惯性张量 J_2 / ($\text{kg} \cdot \text{m}^2, \text{kg} \cdot \text{m}^2, \text{kg} \cdot \text{m}^2$)
(0.0, 0.0, 8.8)	(0.0, 0.0, 31.9)	($\pm 29, \pm 29, 91$)	($\pm 21, \pm 21, H$)	(0.504, 0.467, 0.304)	(0.417, 0.437, 0.383)
等效刚体1 质量 m_1 /kg	等效刚体2 质量 m_2 /kg	悬挂点下的套筒 与底座长度 L_1 /cm	吊杆下悬挂点与盛 水桶外壁距离 L_2 /cm	盛水桶外壁与机壳 间距 L_4 /cm	吊杆底座半径 R_0 /cm
11.17	8.97	0.80	2.40	2.55	1.6
吊杆球铰阻尼系数 $C_p / (\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	吊杆轴向阻尼系数 $C_a / (\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	弹簧可压缩量 与原长比 μ	吊杆弹簧刚度系数 $K_s / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$		
0.45	10.00	0.58	4 600		

2.2 H 对系统静力学特性的影响

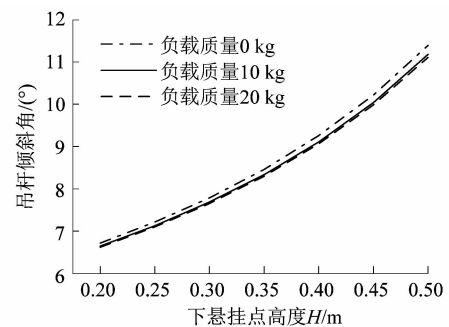
在波轮式洗衣机盛水桶下方,通常装有电机、离合器、排水阀等部件,且这些部件需与地面保持一定的安全距离,以避免在工作过程中这些部件与地面相撞。本研究中洗衣机吊杆下悬挂点高度 H 起始最小值设为 0.20 m。

洗衣机负载包括衣物与洗涤用水,为对比不同质量负载对洗衣机静力学特性的影响,设负载总质量分别为 0, 10 和 20 kg,且忽略负载产生的偏心。如图 3(a)所示,吊杆倾斜角随 H 的增大而快速增大,不同质量的负载会使吊杆倾斜角略微增大。如图 3(b)所示,吊杆弹簧伸缩量随 H 的增大而增大,且不同质量的衣物负载对弹簧伸缩量的影响是非线性的。弹簧压缩量的增大,对弹簧寿命也会造成不利影响,进而影响洗衣机悬挂系统的使用寿命。如图 3(c)所示,吊杆弹簧压缩极限(公式(8))随 H 的增大而快速下降,其与 20 kg 负载质量下的弹簧压缩量在 0.35 m 处相交,如继续增大 H ,弹簧压缩量将超出弹簧压缩极限。由此可得,在洗涤状态下,吊杆下悬挂点距盛水桶外壁距离不变,且洗衣机最大负载质量为 20 kg 时,该款机型吊杆下悬挂点高度 H 最大值应小于 0.35 m。

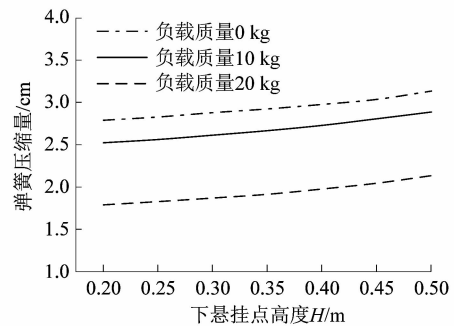
3 脱水状态下悬挂点高度对系统动力学特性的影响

3.1 系统动力学模型参数

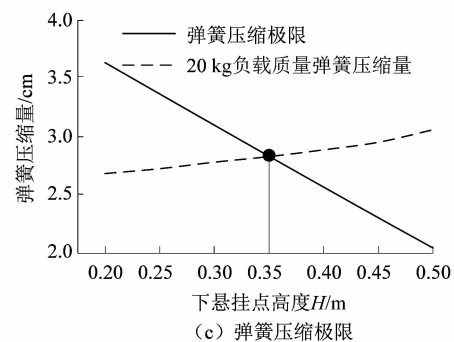
洗衣机处于脱水状态时,转速高且负载质量轻,其动力学特性应是分析重点。设洗衣机稳态转速 Ω 为 600 r/min,角加速度 a 为 5 rad/s²,衣物偏心质量 m_3 为 1 kg,偏心高度 h_3 为 0.12 m,旋转半径 R_3 为 0.21 m,其余模型基本参数参照表 1 设置。模型仿真过程中,稳态振幅是指洗衣机转速达到稳态转速后测得的振幅。



(a) 吊杆倾斜角



(b) 弹簧压缩量



(c) 弹簧压缩极限

图3 H 对静力学特性的影响

Figure 3 Influence of H on static characteristics

3.2 H 对系统稳态振幅的影响

为直观反映洗衣机盛水桶在脱水过程中的振动情况,故在洗衣机盛水桶外壁上选取了 2 个测量点:上方

测点 M 与下方测点 N 。上、下方测量点均位于参考坐标系 X 轴与盛水桶外测交点,2 点高低分布。如图 4(a) 所示,为避免悬挂结构先与洗衣机机壳碰撞,结构尺寸应满足:

$$L_3 < R_1. \quad (14)$$

式中: L_3 为悬挂结构距洗衣机中轴线的径向尺寸; R_1 为盛水桶外壁半径。

为保证洗衣机在稳态转速下工作不撞桶,其结构尺寸应满足:

$$A_m < L_4. \quad (15)$$

式中: A_m 为盛水桶在稳态转速下的最大振幅; L_4 为盛水桶外侧与机壳间距,即为盛水桶稳态振幅极限值。

如图 4(b) 所示,盛水桶上方测点 M 与下方测点 N 的稳态振幅,随下悬挂点高度 H 的升高缓慢下降。当高度 $H > 0.28$ m 后,点 M 与 N 的稳态振幅均处于振幅极限值范围内。由此可得,在脱水状态下,最大偏心质量 m_3 为 1 kg,偏心高度 h_3 为 0.12 m,旋转半径 R_3 为 0.21 m,稳态转速为 600 r/min 时,该款机型吊杆下悬挂点高度 H 最小值应大于 0.28 m。

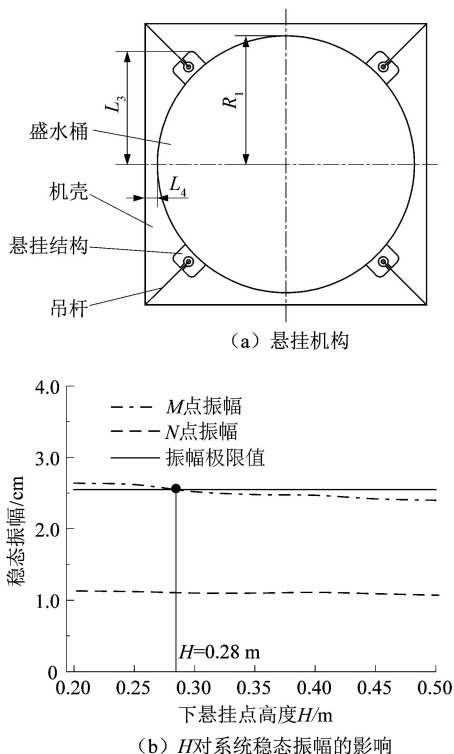


图 4 悬挂结构与 H 对系统稳态振幅的影响
Figure 4 Suspension structure and influence of H on steady state amplitude of system

3.3 H 对系统临界频率的影响

为了研究波轮式洗衣机吊杆下悬挂点高度 H 与

洗衣机系统临界频率之间的关系,将式 (10) 整理化简为:

$$M\ddot{q} + (C + nG)\dot{q} + Kq = -n^2 f. \quad (16)$$

式中: C 为系统总阻尼矩阵; G 为陀螺矩阵; K 为系统刚度矩阵; f 为系统广义力; n 为洗衣机实时转速。

在吊杆下悬挂点高度 H 为 0.35 m 时,洗衣机系统自身的坎贝尔图如图 5 所示。图 5 中虚线自下而上分别为系统在各转速下的前 6 阶固有频率,过原点的实线为洗衣机转速对应的固有频率,实线与虚线的 6 个交点即为系统前 6 阶临界频率。

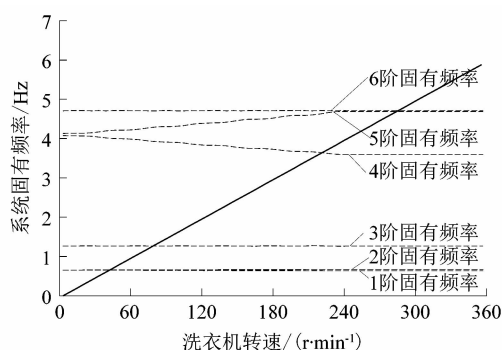


图 5 $H=0.35$ m 洗衣机系统坎贝尔图

Figure 5 Campbell diagram of washing machine system at $H=0.35$ m

表 2 所示为不同吊杆下悬挂点高度情况下,洗衣机系统的前 6 阶临界频率。分析可以发现,洗衣机前 3 阶临界频率随高度 H 增大而逐渐增大,后 3 阶临界频率随高度 H 的增大而逐渐减小。洗衣机前 6 阶临界频率总趋势是随高度 H 的增加而趋于集中。系统临界频率过于集中,更易造成共振现象,所以在仅考虑系统临界频率时,吊杆的下悬挂点高度 H 应取较小值。

表 2 不同 H 下的系统临界频率

Table 2 Critical speed of system at different H

H/m	1 阶临界 频率/Hz	2 阶临界 频率/Hz	3 阶临界 频率/Hz	4 阶临界 频率/Hz	5 阶临界 频率/Hz	6 阶临界 频率/Hz
0.20	0.53	0.56	1.12	3.98	4.75	5.13
0.25	0.56	0.59	1.17	3.86	4.74	5.01
0.30	0.60	0.62	1.21	3.74	4.72	4.86
0.35	0.64	0.67	1.27	3.59	4.69	4.71
0.40	0.68	0.72	1.32	3.41	4.53	4.70
0.45	0.74	0.79	1.39	3.22	4.33	4.66
0.50	0.80	0.88	1.46	3.01	4.08	4.64

4 结论

课题组通过建立的波轮式洗衣机振动模型,分析了洗衣机吊杆下悬挂点高度 H ,对不同工作状态下洗

衣机力学特性的影响,得出以下结论:

1) 在洗涤状态下,下悬挂点高度 H 增大将引起吊杆倾斜角、弹簧压缩量的增大,同时降低弹簧压缩极限。针对此状态下的静力学分析,可确定下悬挂点高度 H 的最大值。

2) 在脱水状态下,下悬挂点高度 H 增大使得临界频率趋于集中,而洗衣机稳态振幅呈减小趋势。针对此状态下的动力学分析,可确定下悬挂点高度 H 的最小值。

3) 综合考虑,下悬挂点高度 H 的选取是一项系统性工程:既要保证洗涤状态下,吊杆弹簧压缩量不超过弹簧压缩极限,从而满足静力学要求;又要保证脱水状态下,洗衣机稳态转速下的最大振幅不超过振幅极限值,从而满足动力学要求,并最终确定满足设计要求的下悬挂点高度 H 。

参考文献:

- [1] 郑毅,赵国群,孙胜. 洗衣机振动过程的计算机模拟研究[J]. 振动、测试与诊断,2001,21(3):37-41.
- [2] 郑红梅,刘正士,李志远. 新型倾斜轴洗衣机振动分析与减振的实验研究[J]. 实验力学,2004(4):477-482.
- [3] 刘培源. 波轮洗衣机减振系统数值模拟及试验研究[D]. 青岛:山东科技大学,2018:52.
- [4] 钱静,王志伟. 顶装式波轮洗衣机振动模型及其动态特性分析[J]. 振动与冲击,2001,20(4):79-82.
- [5] 付素芳,张秋菊,陈海卫,等. 洗衣机悬挂系统动态特性的实验研究[J]. 实验力学,2008,23(2):157-161.
- [6] 陈海卫,付素芳,张秋菊,等. 波轮式全自动洗衣机振动模型的建立[J]. 振动与冲击,2008,27(1):159-162.
- [7] 陈海卫,张秋菊,苏高峰. 波轮式全自动洗衣机摆动问题的探讨[J]. 振动与冲击,2009,28(4):188-193.
- [8] 刘志鹏. 波轮洗衣机动力学系统结构参数优化方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2016:43.
- [9] 赵平,安伟. 洗衣机悬挂系统动态特性试验研究[J]. 机电一体化,2008(2):74-77.
- [10] 张华,周福昌,黄华,等. 波轮洗衣机多体动力学平台的研究与应用[J]. 家电科技,2013(增刊1):94-97.
- [11] 陈海卫. 波轮式全自动洗衣机脱水振动与抑制机理的研究[D]. 无锡:江南大学,2010:21.
- [12] HU F F, MA X D, WU D Z, et al. Transient internal characteristic study of a centrifugal pump during startup process [J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, 15(4): 042016.
- [13] 张玉良,朱祖超,崔宝玲,等. 离心泵停机过程非定常流动的数值模拟[J]. 工程热物理学报,2012,33(12):2096-2099.
- [14] 周大庆,钟淋涓,郑源,等. 轴流泵装置模型断电飞逸过程三维湍流数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(4):401-406.
- [15] 苟东明,郭鹏程,罗兴铸,等. 抽水蓄能电站泵工况断电飞逸过渡过程三维耦合数值研究[J]. 水动力学研究与进展(A辑),2018,33(1):28-39.
- [16] SHAO C L, LI C Q, ZHOU J F. Experimental investigation of flow patterns and external performance of a centrifugal pump that transports gas-liquid two-phase mixtures[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2018, 71: 460-469.
- [17] 余志毅,刘影. 叶片式混输泵气液两相非定常流动特性分析[J]. 农业机械学报,2013,44(5):66-69.

(上接第36页)

- [8] DAZIN A, CAIGNAERT G, BOIS G. Transient behavior of turbomachineries: Applications to radial flow pump startups [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(11):1436-1444.
- [9] 张玉良,肖俊建,崔宝玲,等. 离心泵快速变工况瞬态过程特性模拟[J]. 农业工程学报,2014,30(11):68-75.
- [10] 刘竹青,朱强,杨魏,等. 双吸离心泵关阀启动过程的瞬态特性研究[J]. 农业机械学报,2015,46(10):44-48.
- [11] 王勇,陈杰,刘厚林,等. 超低比转速离心泵关阀启动瞬态特性分析[J]. 农业工程学报,2017,33(11):68-74.