

单面瓦楞机卡闸机构动力学分析

尚雯, 杜群贵

(华南理工大学, 广州 510640)

摘要:目的 分析单面瓦楞机卡闸机构振动产生的原因并对其进行减振优化。方法 对单面瓦楞机的关键机构卡闸机构进行了动力学建模,上下瓦楞辊是变中心距啮合,然后在Ansys中作上下瓦楞辊的模态分析,并对单面瓦楞机进行了振动测试。结果 将测试的结果与建立的数学模型、模态分析得到的固有频率对比,得到单面瓦楞机振动的根本原因是在频率为154,217 Hz等处发生共振,最后对卡闸机构进行减振优化,达到了减振效果。结论 文中建立的动力学模型和仿真对研究单面瓦楞机振动特性的研究是有效的。

关键词: 瓦楞机; 动力学; 建模; 振动测试; 卡闸机构

中图分类号: TH132.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2016)05-0124-06

Dynamic Analysis of the Cassette Mechanism of the Single-sided Corrugating Machine

SHANG Wen, DU Qun-gui

(South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

ABSTRACT: The aim of this article was to analyze the causes for vibration of the cassette mechanism of the single-sided corrugating machine and the vibration reduction optimization was conducted. The dynamics model of the key cassette mechanism of the single-sided corrugating machine was established. The mesh center distance of the upper and lower corrugating roll was changing. Then the simulation of the modal analysis of the upper corrugating roll and lower corrugating roll was conducted in Ansys, and then a vibration test was conducted on the single-sided corrugating machine. Comparing the test results with the natural frequency obtained from the roller's modal analysis and the dynamic model established for the cassette mechanism, the primary reason of single-sided corrugating machine's vibration was found to be the resonance occurring at the frequency 154, 217 Hz, etc. Finally, the vibration reduction optimization of the cassette mechanism was conducted. All the above proved the effectiveness of studying the vibration characteristics of single-sided corrugating machine using the established dynamic model and simulation of Ansys.

KEY WORDS: corrugating machine; dynamics; modeling; vibration test; cassette mechanism

单面瓦楞机是瓦楞纸板生产线上关键的机器,而卡闸机构则是单面瓦楞机的核心^[1]。卡闸机构的主要功能是完成瓦楞芯纸的成型,优点是可以实现瓦楞辊的快速更换,提高保养维护效率。随着瓦楞机械和瓦楞机生产线的高速化发展以及生产纸板宽度要求的

不断增加,瓦楞机的机型在不断改进。

在瓦楞机实际结构中,瓦楞的成型通过一对带齿的辊子完成。动辊的轴承座装在与气缸相连的摆杆或摇杆上,随着油缸活塞的往复运动来回摆动,即工作过程中瓦楞辊中心距是变化的,而且是变加速运

收稿日期: 2015-09-01

基金项目: 广东省省级产学研(2012B091000140); 广东省省级科技计划(2013B010203016)

作者简介: 尚雯(1989—),男,河南新乡人,华南理工大学硕士生,主攻机械系统设计与优化。

通讯作者: 杜群贵(1965—),男,山东人,博士,华南理工大学教授、博导,主要研究方向为现代机电工程设计与控制。

动,将产生冲击力,引起振动噪声^[1]。瓦楞辊的齿形对振动的影响也比较大,文献[2]对瓦楞辊的楞形进行了优化,得到了较好的压楞系数。文献[3]研究了瓦楞辊机构的振动特性,但是只是一个单自由度的动力学,并不足以准确反应瓦楞机的振动特性。文献[4]研究了瓦楞辊中心距变化,对瓦楞辊进行了数学建模,但模型基于2个瓦楞辊完全接触啮合。

引起瓦楞机振动的原因有很多,包括光压辊机构摆动冲击、齿形啮合冲击,而卡闸机构在给瓦楞机结构带来便于维护、保养的同时,使得本来就存在较大冲击的一对成型辊机构的振动问题变得更为突出和复杂。文中主要建立单面瓦楞机的新型卡闸机构的振动动力学模型,研究卡闸机构的动力学特性,通过对其做出结构修改,以达到减小瓦楞机的振动的目的。

1 卡闸机构的建模

研究一个机构的振动及动力学特性,首先要求解该机构的固有频率和振型,之后才能在振动测试中了解该机构是否在固有频率处出现共振,所以为了对模型进行合理的建模,首先抽象出单面瓦楞机的平面工作原理图(见图1),卡闸机构长约2 m左右,两端采用对称的约束,将其从四自由度的模型简化为两自由度模型,即只选择卡闸机构的一侧进行研究。

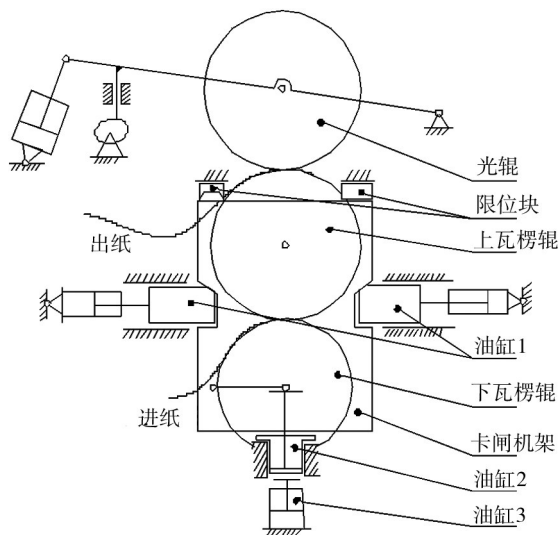


图1 瓦楞机装配原理

Fig.1 The assembly principle of corrugating machine

单面瓦楞机的工作原理:上瓦楞辊是主动辊,下瓦楞辊是从动辊,瓦楞芯纸由上瓦楞辊、下瓦楞辊挤压出楞型,之后经过上浆,再与光辊上的面纸粘合,形成单面的瓦楞纸,最后通过传送带送到流水线上。

卡闸机构中各个构件的约束情况如下:上瓦楞辊与卡闸机架铰接在一起,卡闸机架左右的定位由顶部的限位块确定,油缸1在瓦楞机正常工作时并不起支撑的作用,只是为了安全起见安装的保险装置。下瓦楞辊座一端与下瓦楞辊铰接,另一端与卡闸机架铰接,正常工作的时候油缸2和油缸3一起工作,油缸2顶住下瓦楞辊,提供纸张成型的压力;油缸3顶住油缸2的外壳,将其整体顶起直至接触到卡闸机架,因此下瓦楞辊的中心是可以上下浮动的,这使得研究的上下瓦楞辊的啮合问题成为变中心距啮合,与以往的齿轮啮合问题不同。

文中只研究卡闸机构(图1中上瓦楞辊以下部分组成)的动力学问题,所以将卡闸机构单独分离出来建立的卡闸机构动力学模型,见图2。其中, m_1 为上瓦楞辊与卡闸机架的质量; m_2 为下瓦楞辊的质量; K_1 为卡闸机架与限位块接触产生的刚度; K_2 为油缸2与卡闸机架接触产生的刚度; K_3 为油缸2的刚度; K_4 为油缸3的刚度; K_5 为上下瓦楞辊以及纸张接触产生的刚度。

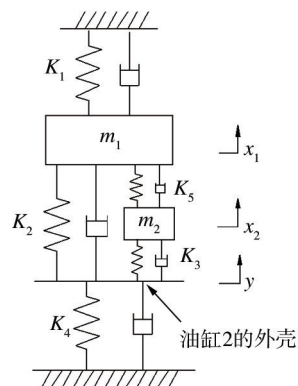


图2 卡闸机构动力学模型

Fig.2 The dynamic model of the cassette mechanism

上下瓦楞辊之间的啮合传动产生中心距变动,各齿成对啮合,运动过程见图3^[4],不同的接触面导致了瓦楞辊的之间接触的非线性,因此刚度 K_5 的值会随着啮合发生变化。卡闸机构的固有频率也会随 K_5 变化而变化,为了全面研究 K_5 变化对固有频率的影响,首先要确定 K_5 取值的合理范围。

对于 K_5 值的影响有两方面:一个是接触材料,瓦楞机在正常工作的时候,上下瓦楞辊不一定直接接触,针对不同宽幅的瓦楞芯纸,接触情况并不一样;另外一个上下瓦楞辊单对齿啮合不同过程会有不同的接触面。 K_5 的值应该是综合的值,当不考虑纸张的时候,等于上下瓦楞辊的接触刚度;当考虑纸张的时候,近似等于纸的弹性模量转化而来的刚度,刚度数

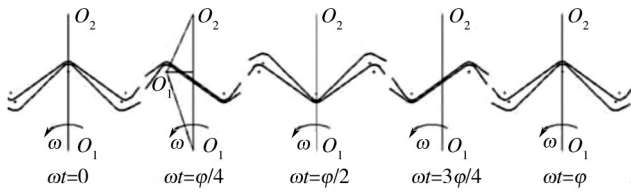


图3 上下瓦楞辊单对辊齿啮合的全过程

Fig.3 The mesh process of single pair teeth of the upper corrugating roll and lower corrugating roll

量级为 10^8 N/m。

由卡闸机构动力学模型列出的其自由振动方程如下:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{y}) + K_1 x_1 + K_2 (x_1 - y) + K_5 (x_1 - x_2) = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_3 (\dot{x}_2 - \dot{y}) + K_3 (x_2 - y) + K_5 (x_2 - x_1) = 0$$

$$c_2 (\dot{y} - \dot{x}_1) + K_2 (y - x_1) + c_3 (\dot{y} - \dot{x}_2) + K_3 (y - x_2) + c_4 \dot{y} + K_4 y = 0$$

阻尼值难以确定,且对固有频率的计算结果影响较小,在此可以忽略。化简上式得:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = 0 \quad (1)$$

$$\text{其中: } \mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}.$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_1 + K_5 + K_2 \frac{K_3 + K_4}{K_2 + K_3 + K_4} & -K_5 - \frac{K_2 K_3}{K_2 + K_3 + K_4} \\ -K_5 - \frac{K_2 K_3}{K_2 + K_3 + K_4} & K_5 + K_3 \frac{K_2 + K_4}{K_2 + K_3 + K_4} \end{bmatrix}$$

某型号单面瓦楞机的参数如下: $K_1 = 2.014 \times 10^9$ N/m; $K_2 = 6.3 \times 10^8$ N/m, 由 Ansys 对接触仿真计算得到, $K_3 = 4.3 \times 10^8$ N/m; $K_4 = EA/L = 2.417 \times 10^8$ N/m^[5-7]; $K_5 = 1 \times 10^8$ N/m; $m_1 = 1218.17$ kg; $m_2 = 645.097$ kg。

代入矩阵 $\mathbf{M}$ 和 $\mathbf{K}$ 得:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 1218.1705 & 0 \\ 0 & 645.097 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 2.3386 \times 10^9 & -2.26 \times 10^7 \\ -2.26 \times 10^7 & 2.568 \times 10^8 \end{bmatrix}$$

$$\text{计算得 } \omega_n = \begin{cases} 1400.5 \text{ rad/s} \\ 597 \text{ rad/s} \end{cases}$$

转化为卡闸机构对应的固有频率:

$$f_n = \begin{cases} 222.9 \text{ Hz} \\ 90 \text{ Hz} \end{cases}$$

由式(1)知, K_5 的值会一定程度影响到卡闸机构固有频率,由于其难以精确,所以有必要研究其对卡

闸机构固有频率的影响情况。

经过 Matlab 计算, K_5 取值范围为 $10^5 \sim 10^8$ N/m, 发现随着 K_5 增加, 卡闸机构第一阶固有频率有所增加, 第二阶则增长比较平缓, 见图 4。

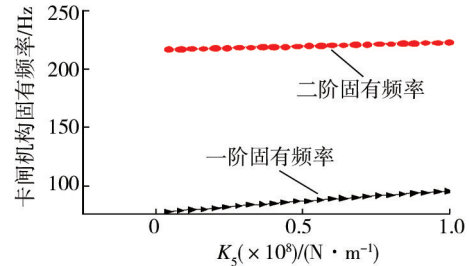
图4 卡闸机构固有频率随 K_5 的变化

Fig.4 Variation of the natural frequency of cassette mechanism with K_5

由此判断, 当刚度 K_5 在此范围内时, 对卡闸机构固有频率的影响很有限。

2 上下瓦楞辊模态分析

除了研究卡闸机构的固有频率, 构成机构的零件的固有频率也可能造成共振, 而上下瓦楞辊都是细长中空结构, 固有频率会处于低频带, 所以有必要对上下瓦楞辊的模态进行分析, 以确定瓦楞机正常工作过程中是否会出现上下瓦楞辊共振的现象。

瓦楞辊的不同约束状态对其固有频率是有影响的, 选择最接近实际情况的 Fixed Support 来约束瓦楞辊阶梯轴表面每个节点单元的 3 个方向的自由度。

上下瓦楞辊经过 Ansys 仿真出来的上瓦楞辊的固有频率与振型特征分别见表 1 和 2^[8-10]。

表1 上瓦楞辊仿真固有频率

Tab.1 The simulated natural frequency of upper corrugating roll

阶数	固有频率/Hz	线速度/(m·min ⁻¹)	振型特征
1	138.65	66.6	绕y轴弯曲
2	138.82	66.7	绕x轴弯曲
3	241.59	116	沿径向均匀变化
4	426.74	205	绕y轴蛇形弯曲
5	427.64	205	绕x轴蛇形弯曲
6	696.21	334.4	绕z轴旋转

瓦楞辊齿的啮合频率与齿表面的线速度有如下关系: $f = \frac{z \times v}{60 \times r \times 2\pi}$ 。其中: v 为线速度; f 为转动频率; z 为齿数; r 为瓦楞辊半径。

表2 下瓦楞辊仿真固有频率

Tab.2 The simulated natural frequency of lower corrugating roll

阶数	固有频率/Hz	线速度/(m·min ⁻¹)	振型特征
1	160.5	77.1	绕x轴弯曲
2	160.6	77.1	绕y轴弯曲
3	297.75	143	沿径向均匀变化
4	497.57	238.9	绕x轴蛇形弯曲
5	498.31	239.3	绕y轴蛇形弯曲
6	799.03	383.8	沿z轴伸缩

表1和表2的线速度可以作为设计瓦楞机的正常工作线速度的参考,通过避开表中的线速度来避免上下瓦楞辊自身的共振。

卡闸机构只对沿x,y方向的弯曲和变形较为敏感,z轴的伸缩振型可以忽略。上下瓦楞辊的振型是一致的,所以只列出上瓦楞辊具有代表性的振型,见图5。

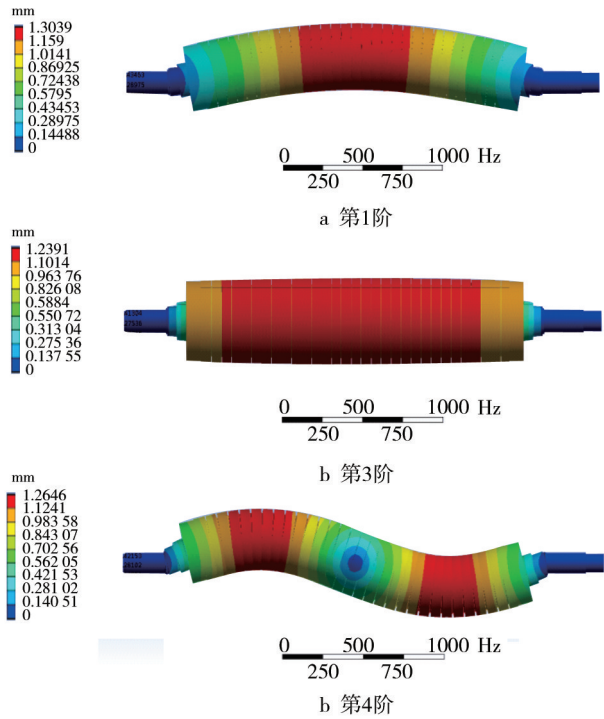


图5 各阶振型

Fig.5 The modal shape of each natural frequency

3 瓦楞机振动测试

为了验证模型和仿真的正确性,对该型瓦楞机进行振动测试实验,由于只关注卡闸机构的振动情况,所以重点分析图1中上下瓦楞辊轴承座处的振动加速度信号。振动测试所用仪器为东华振动测试仪

DH5922N 及其配套传感器。

首先分析时域信号,卡闸机构上3个测点随着上下瓦楞辊齿的啮合频率变化时加速度峰峰值的变化情况(见图6),以观察是否有加速度共振的情况出现。

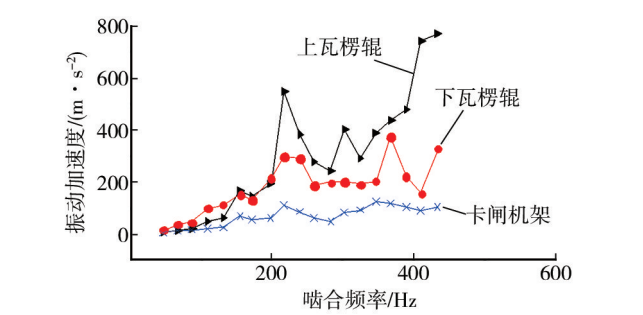


图6 振动测试加速度峰峰值

Fig.6 The graph of the peak-to-peak value of the vibration testing

由图6得出机架的振动是最小的,下瓦楞辊居中,上瓦楞辊最大。上下瓦楞振动分别出现3次峰值,上瓦楞辊对应的频率分别是154,217,435 Hz,下瓦楞辊对应的频率分别是154,217,374 Hz。

其次是频域分析,对加速度信号进行傅里叶变换,发现振动信号中的主要频率成分是齿啮合频率及其倍频,并且伴随着有调制频率存在。

下瓦楞辊在217 Hz的啮合频率时,加速度的频谱和其Hilbert解调波见图7,得到的信号中,主要频率成分为216 Hz及其倍频和调制频率1.64 Hz,由此可以得出振动的主要频率来自于瓦楞辊的啮合。

随后经过对3个测点的多组加速度信号(不同啮

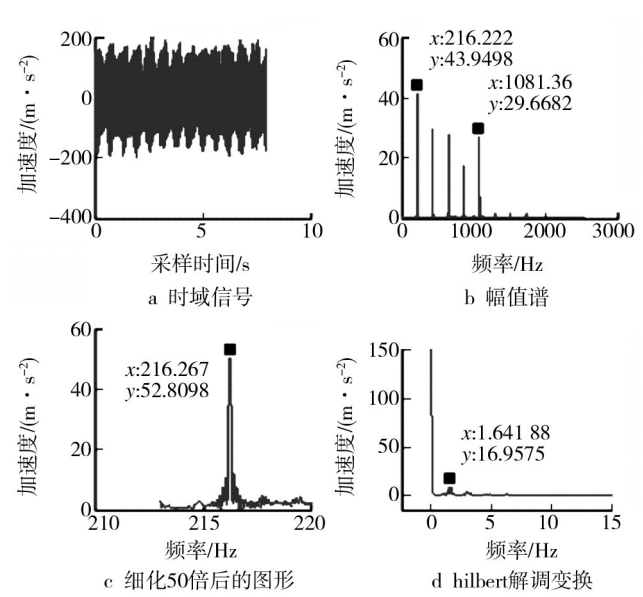


图7 齿啮合频率为217 Hz时的加速度信号FFT

Fig.7 The FFT of the acceleration with a meshing frequency of 217 Hz

合频率)进行傅里叶变换,发现信号都有同样的规律:以瓦楞辊啮合频率为基频,有较强的倍频信号出现,且伴随以下瓦楞辊转速为调制频率^[11-12]。

瓦楞机的振动来源就是上下瓦楞辊齿的啮合传动导致了中心距变动,由此产生冲击。调制频率为下瓦楞辊转速说明该辊在转动的过程中有偏心或者左右不对称现象。

瓦楞机振动与前面章节计算的瓦楞辊、卡闸机构固有频率之间的关系见表3。

表3 测试频率与理论计算固有频率的对比
Tab.3 The comparison of the testing frequency with the natural frequency obtained by theoretical calculation

	理论计算固有频率/Hz	振动测试共振频率/Hz	对应振动测试位置
卡闸动力学模型计算	101.89		
上瓦楞	222.63	216	上下瓦楞辊、卡闸机构
辊仿真	160.6	154	上下瓦楞辊、卡闸机构
	297.75	302	上瓦楞辊
下瓦楞辊	138.82		
仿真	241.59	239	下瓦楞辊
	426.74	435	上下瓦楞辊

振动测试在啮合频率为154 Hz的时候,上瓦楞、下瓦楞与卡闸机构的振动都有一个明显的升高,该啮合频率与下瓦楞辊的一阶仿真固有频率较为接近,可以认为是下瓦楞产生共振造成的。

从表3可以看出,由卡闸机构动力学模型计算得到的频率(220.19 Hz)与振动测试中的固有频率(217 Hz)很接近,考虑到计算时由于非线性K值选取产生的误差以及振动试验采集数据的误差,可以认为啮合频率为217 Hz时的共振,是激励频率等于卡闸机构的固有频率造成的。

表3中有两组的共振频率比较特别,它们分别是:下瓦楞辊仿真的297.7 Hz和测试的上瓦楞辊的302 Hz;上瓦楞辊仿真的241 Hz和测试的下瓦楞辊的239 Hz。

这种现象出现的原因与上下瓦楞辊仿真对应频率的振型(见图3b)有关,在第3阶固有频率处上下瓦楞辊是沿着径向均匀膨胀变形,这对其自身轴变形的影响较小,但是与之接触的瓦楞辊则会受到比较大的影响。

没有出现在振动测试中的模型计算的固有频率,可能是由于测试采集的频率跨度过大,导致没有采集该频率的数据。

由此可以看出,瓦楞机的振源是由于上下瓦楞辊啮合造成中心距变动以致产生的冲击振动。Ansys对上下瓦楞辊模态仿真的固有频率和卡闸机构动力学模型均在振动试验中出现对应的共振频率,证明文中采用的仿真与建模是可行的。另外瓦楞机中的卡闸机构与瓦楞辊的固有频率多且分散,这对瓦楞机工作线速度范围有很大的限制。改进时,要尽量将瓦楞机中各种零部件的固有频率降低,这样才能让瓦楞机向着高速化发展。

4 改进措施

瓦楞机正常的工作速度随着客户要求的不同而变化,也就是说其工作的频率带比较宽,为了使瓦楞机能够在多种频率范围有尽量好的状态工作,下面对瓦楞机重要机构——卡闸机构进行优化减振,降低其固有频率。这里选择优化卡闸机构而不是调整瓦楞辊的结构和工艺参数,主要是因为瓦楞辊的精度较高且工艺复杂,难以做大的调整。

通过加入减振器调整K₁和K₂,建议安装位置为油缸2和限位块处,其对应图2中的刚度为K₁和K₂的弹簧。选择这2个位置主要考虑是K₁和K₂起到支撑整个卡闸机构的作用,且在计算的过程中发现K₁的值较大,对整个机构的频率有较大的影响,所以,对K₁和K₂处的刚度进行调整可以得到明显的效果。

将K₁和K₂的范围给出,在Matlab中编程,运用遗传算法进行最优化计算^[13-15],以上下瓦楞辊的自由振动位移差值的最大值为最优化目标函数,求得最佳的刚度值K₁和K₂分别为:4.8302×10⁷ N/m和3.8493×10⁸ N/m。将K₁和K₂代入K的矩阵得:

$$K = \begin{bmatrix} 3.737 \times 10^8 & -2.252 \times 10^8 \\ -2.252 \times 10^8 & 3.308 \times 10^8 \end{bmatrix}$$
$$\omega_n = \begin{cases} 809.8 \text{ rad/s} \\ 349.1 \text{ rad/s} \end{cases}$$
$$f_n = \begin{cases} 128.9 \text{ Hz} \\ 55.5 \text{ Hz} \end{cases}$$

5 结语

建立了卡闸机构的动力学完整模型,对其进行数值求解,并分析了卡闸机构固有频率,通过软件对上下瓦楞辊进行模态分析,通过振动测试实验验证了模型的正确性,这对瓦楞机的优化减振及生产有指导意义。

瓦楞机振动的激励源确定为上下瓦楞啮合时,中心距变动而产生的冲击,由于啮合频率随着瓦楞机工作的速度变化而变化,所以当瓦楞辊工作时啮合频率与卡闸机构或者瓦楞辊的固有频率一致或相近就会出现共振,设计瓦楞机工作速度时一定要尽量避开共振区。

在建模的过程中没有考虑阻尼的因素且由于刚度不能够精确确定,所以卡闸机构的固有频率会有一些误差。另外,鉴于测试现场环境的限制,啮合频率每增加 20 Hz 就进行 10 s 左右振动加速度信号的采集,所以测试结果中的振动峰值处的频率会有一些误差。

参考文献:

- [1] 龚发云,张哲,魏春梅. 高速单面瓦楞机瓦楞辊机构的中心距运动学方程[J]. 包装工程, 2008, 29(7): 43—45.
GONG Fa-yun, ZHANG Zhe, WEI Chun-mei. Kinematics Equation of the Center Distance of High-speed Single-sided Corrugating Machine Corrugating Roller[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(7): 43—45.
- [2] 樊令强,张炜. 基于遗传算法的瓦楞辊齿形参数优化[J]. 包装工程, 2014, 35(7): 44—48.
FAN Ling-qiang, ZHANG Wei. Optimization of Corrugated Roller Tooth Profile Parameters Based on Genetic Algorithm [J]. Packaging Engineering, 2014, 35(7): 44—48.
- [3] 刘丕群,杜群贵,关文锦. 瓦楞机动辊振动特性的研究[J]. 机械设计与制造, 2013(2): 137—139.
LIU Pi-qun, DU Qun-gui, GUAN Wen-jin. Research on Vibration of Characteristics of the Corrugated Motor Roller[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(2): 137—139.
- [4] 熊桂超,杜群贵. 单面瓦楞机的瓦楞辊机构中心距变动方程[J]. 科学技术与工程, 2011, 11(22): 5290—5294.
XIONG Gui-chao, DU Qun-gui. The Equation of the Changing Center Distance of Single-sided Corrugating Machine Corrugating Roller[J]. Science Technology and Engineering, 2011, 11(22): 5290—5294.
- [5] 冯斌. 液压油有效体积弹性模量及测量装置的研究[D]. 杭州:浙江大学, 2011.
FENG Bin. Study on Effective Fluid Buck Modulus and Measurement in Hydraulic System[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011.
- [6] 程帅,龚国芳,冯斌. 液压油体积弹性模量综合实验系统设计与分析[J]. 机床与液压, 2011, 39(3): 1—4.
CHENG Shuai, GONG Guo-fang, FENG Bin. Design and Analysis of Comprehensive Experimental System for Hydraulic Oil Bulk Modulus[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2011, 39(3): 1—4.
- [7] 于达仁,杜松,徐基豫. 液压油混入空气时汽轮机调节系统的稳定性分析[J]. 汽轮机技术, 1995, 37(1): 5—8.
YU Da-ren, DU Song, XU Ji-yu. The Stability Analysis of Turbine Regulating System of When Mixed with Air in Hydraulic Oil[J]. Turbine Technology, 1995, 37(1): 5—8.
- [8] 杨伟,马星国,尤小梅. 基于 Ansys 的齿轮装配体模态分析[J]. 沈阳理工大学学报, 2008, 27(4): 71—75.
YANG Wei, MA Xing-guo, YOU Xiao-mei. The Modal Analysis of Gear Assembly Based on Ansys[J]. Journal of Shenyang Ligong University, 2008, 27(4): 71—75.
- [9] 张飞,王民,咎涛,等. 大型龙门铣床关键件的模态分析[J]. 机械设计与制造, 2010(12): 170—171.
ZHANG Fei, WANG Min, ZAN Tao, et al. The Modal Analysis for Key Part of Large Scale Milling Planer[J]. Machinery Design and Manufacture, 2010(12): 170—171.
- [10] 袁安富,陈俊. Ansys 在模态分析中的应用[J]. 制造技术与机床, 2007(8): 79—81.
YUAN Fu-an, CHEN Jun. Application of Ansys in Modal Analysis[J]. Manufacture Technology and Machine Tool, 2007(8): 79—81.
- [11] 丁康,朱小勇,陈亚华. 齿轮箱典型故障振动特征与诊断策略[J]. 振动与冲击, 2001, 20(3): 7—12.
DING Kang, ZHU Xiao-yong, CHEN Ya-hua. The Vibration Characteristics of Typical Gearbox Faults and Diagnosis Plan [J]. Journal of Vibration and Shock, 2001, 20(3): 7—12.
- [12] 丁康,米林,王志杰. 解调分析在故障诊断中应用的局限性问题[J]. 振动工程学报, 1997, 10(1): 13—20.
DING Kang, MI Lin, WANG Zhi-jie. Investigation on Limitations for Demodulation Analysis Application in Failure Diagnosis[J]. Journal of Vibration Engineer, 1997, 10(1): 13—20.
- [13] 刘海林. 单目标、多目标最优化进化算法[D]. 广州:华南理工大学, 2002.
LIU Hai-lin. Single Objective Multi Objective Optimization Evolutionary Algorithms[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2002.
- [14] 黄平. 最优化理论与方法[M]. 北京:清华大学出版社, 2009.
HUANG Ping. The Method and Theory of Optimization[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009.
- [15] 马永杰,云文霞. 遗传算法研究进展[J]. 计算机应用研究, 2012, 29(4): 1201—1210.
MA Yong-jie, YUN Wen-xia. Research Progress of Genetic Algorithm[J]. Application Research of Computers, 2012, 29(4): 1201—1210.