

行星齿轮传动系统的啮合冲击特性运动仿真

Kinematics simulation about meshing impact performance of a planetary gear train

李同杰 王娟 姚智华 易克传

LI Tong-jie WANG Juan YAO Zhi-hua YI Ke-chuan

(安徽科技学院机械工程学院, 安徽 滁州 233100)

(College of Mechanical Engineering, Anhui Science & Technology University, Chuzhou, Anhui 233100, China)

摘要:建立 NGW 型行星齿轮传动系统的弯扭耦合非线性动力学模型,采用龙格库塔直接数值积分的方法研究综合啮合误差,以及传递功率等系统参数对行星齿轮传动系统啮合冲击特性的影响规律。结果表明,行星齿轮传动系统存在一个较大的误差阈值和一个较小的误差阈值,当误差小于较小的误差阈值时,各齿轮副都不会出现啮合冲击现象;当误差大于较小的误差阈值而小于较大的误差阈值时,某些齿轮副会出现“单边冲击”现象;当误差大于较大的误差阈值时,系统某些齿轮副会出现“双边冲击”现象;相对较小的传递功率更容易导致行星齿轮传动系统“单边冲击”现象的发生。研究结果可为设计振动噪声更低、运行品质更优的减速器提供理论参考。

关键词:行星齿轮减速器;弯扭耦合振动模型;啮合冲击特性;运动仿真

Abstract: Based on the nonlinear bending-torsional coupling vibration mode of a NGW Planetary Gear Train, the meshing impact performance of the planetary gear train is studied by using Runge-Kutta direct numerical integration method and some influence rules were gotten on the parameters such as composite meshing error and Power. The study results reveal that there are two error thresholds, one is small and another is big. The impact phenomenon will not appear if the composite meshing error value is smaller than the small error threshold. The unilateral impact phenomenon will appear if error value is bigger than the small error threshold but smaller than the big one. The bilateral impact phenomenon will appear if error value is bigger than the big error threshold. A small Power can more easily lead to unilateral impact phenomenon. Research results of this paper can provide some theoretical support to design a lower vibration noise, better running quality food machinery reducer.

基金项目:安徽省教育厅自然科学重点项目(编号:KJ2015A179)

作者简介:李同杰(1980—),男,安徽科技学院副教授,博士。

E-mail: litongjie2000@163.com

收稿日期:2015-11-19

Keywords: planetary gear reducer; bending-torsion coupled vibration model; meshing impact performance; kinematics simulation

行星齿轮减速器被广泛应用于食品机械中^[1],其动态特性的优劣直接影响着食品机械的使用品质,所以对于齿轮的研究吸引了众多食品机械专家的关注^[2-3]。由于齿侧间隙的存在,行星齿轮减速器的各齿轮副理论上除了正常啮合状态之外,还存在空啮合以及齿背啮合两种非正常啮合状态。这样,齿轮副的啮合就可能出现轮齿间“正常啮合一空啮合一正常啮合”的循环冲击状态,称之为单边冲击;也可能出现轮齿间“正常啮合一空啮合一齿背啮合一空啮合一正常啮合”的循环冲击状态,称之为双边冲击。实际上,齿轮副的动力学试验已经证实了轻载工况下确实会出现上述冲击现象^[4]。食品行业中使用的机器大多功率较低,导致其行星齿轮减速器多处于轻载工况下,因而研究其啮合冲击特性,为设计出振动噪声更低、运行品质更优的食品机械减速器提供理论支撑,具有重要的工程实际意义。

本研究主要探讨行星齿轮减速器的综合传递误差、传递功率等参数对系统啮合冲击特性的影响规律。由于行星齿轮减速器的啮合冲击现象最终会体现在系统动载荷的变化上,所以拟主要通过仿真系统各路齿轮副的动载荷变化曲线,来研究系统的啮合冲击特性。

1 动力学模型

动力学模型采用文献[5-6]中的 NGW 型行星齿轮减速器的弯扭耦合振动模型,见图 1。图 1 中太阳轮以 S 表示, N 个行星轮中的第 i 个以 p_i 表示,行星架以 C 表示,内齿圈以 R 表示,并固定于基础之上,各齿轮均为直齿圆柱齿轮,不考虑各齿轮之间的横向振动。太阳轮、行星架、第 i 个行星轮的角位移分别以 θ_s 、 θ_c 、 θ_{p_i} 表示;同时考虑太阳轮的横向和纵向两个弯曲振动位移,分别以 H_s 和 V_s 来表示。太阳轮、第 i 个行星轮、内齿圈的基圆半径分别以 r_{bs} 、 r_{bp_i} 、 r_{br} 表示;

行星架半径以 r_c 表示,其值为太阳轮与行星轮的节圆半径之和,标准安装下亦即太阳轮与行星轮的分度圆半径之和;太阳轮与第 i 路行星轮组成的外啮合副的啮合刚度、啮合阻尼系数、半齿侧间隙、综合啮合误差分别以 k_{spi} 、 c_{spi} 、 b_{spi} 、 e_{spi} 表示;内齿圈与第 i 路行星轮组成的内啮合副的啮合刚度、啮合阻尼系数、半齿侧间隙、综合啮合误差分别以 k_{rpi} 、 c_{rpi} 、 b_{rpi} 、 e_{rpi} 表示。太阳轮、行星轮以及内齿圈的齿数分别以 z_s 、 z_{pi} 、 z_r 表示。

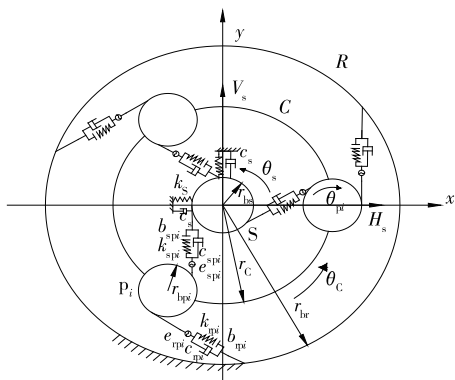


图1 行星齿轮传动系统弯扭耦合非线性动力学模型

Figure 1 Nonlinear bending-torsional coupling dynamical model of a planetary gear train

采用拉格朗日方程,容易建立其运动微分方程见式(1)。

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + \sum_{i=1}^N (F_{spi}^v + F_{spi}^d) = F_D; \\ m_{s1} \ddot{H}_s - \sum_{i=1}^N (F_{spi}^v + F_{spi}^d) \sin[\alpha - \frac{2\pi}{N}(i-1)] + k_s x + c_s \dot{x} = 0; \\ m_{s1} \ddot{V}_s - \sum_{i=1}^N (F_{spi}^v + F_{spi}^d) \cos[\alpha - \frac{2\pi}{N}(i-1)] + k_s y + c_s \dot{y} = 0; \\ m_{pi} \ddot{x}_{pi} - (F_{spi}^v + F_{spi}^d) + (F_{rpi}^v + F_{rpi}^d) = 0; \\ m_c \ddot{x}_c - \sum_{i=1}^N (F_{spi}^v + F_{spi}^d) - \sum_{i=1}^N (F_{rpi}^v + F_{rpi}^d) = -F_L, \end{cases} \quad (1)$$

式中:

- m_s ——太阳轮扭转当量质量,kg;
 - m_{s1} ——太阳轮质量,kg;
 - m_{pi} ——行星轮扭转当量质量,kg;
 - m_c ——行星架扭转当量质量,kg;
 - x_s ——太阳轮角位移在外啮合线上的投影,m;
 - k_s ——太阳轮支撑刚度,N/m;
 - α ——齿轮压力角,°;
 - N ——行星轮个数;
 - F_D ——太阳轮输入当量载荷,N;
 - F_L ——行星架输出当量载荷,N;
 - F_{spi}^d ——第 i 路外啮合齿轮副的啮合阻尼力,N;
 - F_{rpi}^d ——第 i 路内啮合齿轮副的啮合阻尼力,N;
 - F_{spi}^v ——第 i 路外啮合齿轮副的动载荷,N;
 - F_{rpi}^v ——第 i 路内啮合齿轮副的动载荷,N。
- 动载荷表达式见(2)。

$$\begin{cases} F_{spi}^v = k_{spi}(t) f(x_s - x_{pi} - x_c + H_s \sin[\alpha - 2\pi(i-1)/N] + V_s \cos[\alpha - 2\pi(i-1)/N] - e_{spi}(t), b_{spi}); \\ F_{rpi}^v = k_{rpi}(t) f(x_{pi} - x_c - e_{rpi}(t), b_{rpi}). \end{cases} \quad (2)$$

上述其他参数的具体表达式详见文献[5—6]。

2 综合啮合误差对啮合冲击特性的影响规律

固定太阳轮转速 $n_s = 500$ r/min,传递功率 $P = 50$ kW,行星轮个数 $N = 3$,考查综合啮合误差 e_{spi} 、 e_{rpi} 对系统啮合冲击特性的影响规律。仿真算例采用某型号的 NGW 型行星齿轮减速器的设计参数,采用龙格—库塔法直接数值积分求解方程(1),再由表达式(2)即可获得各路齿轮副动载荷 F_{spi}^v 、 F_{rpi}^v 的时域曲线。由于内外啮合副的动载荷变化规律类似,所以本文仅给出各路内啮合副的动载荷 F_{rpi}^v 的变化曲线。

当综合啮合误差依次增大,分别取值为 5×10^{-5} 、 8×10^{-5} 、 1.2×10^{-4} 、 1.5×10^{-4} 、 2×10^{-4} m 时,系统各啮合副的动载荷分别见图 2~6。

由图 2 可知,当系统的误差取值为 5×10^{-5} m 时,行星齿轮减速器的各路齿轮副动载荷均为正值,即均能正常啮合,无冲击现象;图 3 显示当误差增大到 8×10^{-5} m 时,第一路内啮合副动载荷数值间歇性出现零值,对应轮齿间“正常啮合—空啮合—正常啮合”的循环冲击状态,显示第一路齿轮副已经开始出现所谓的“单边冲击”现象;图 4 显示误差增大到 1.2×10^{-4} m 时,系统中发生单边冲的齿轮副明显增多,而动载荷的零值间歇时间进一步加剧则显示空啮合的时

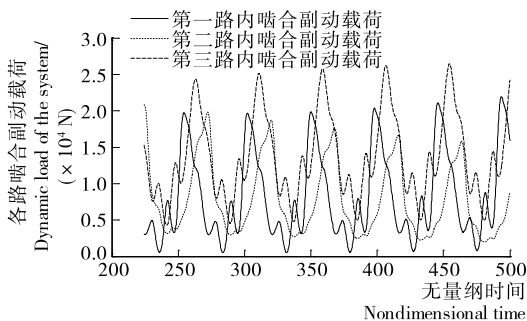


图2 误差取 5×10^{-5} m 时各路齿轮副动载荷
Figure 2 Dynamic load when error equal to 5×10^{-5} m

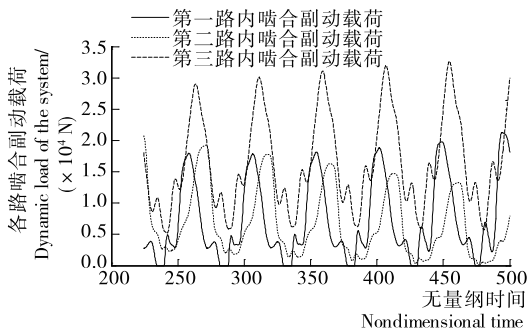
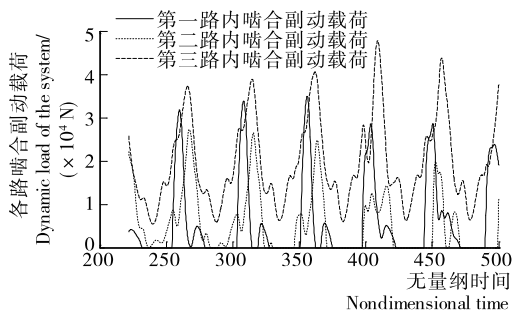
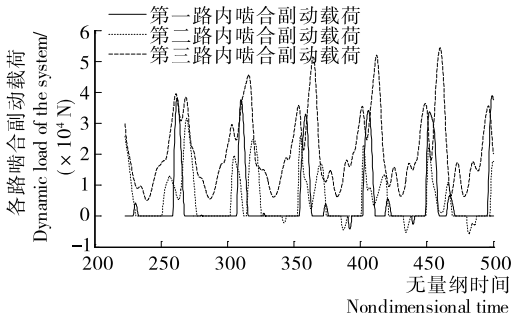
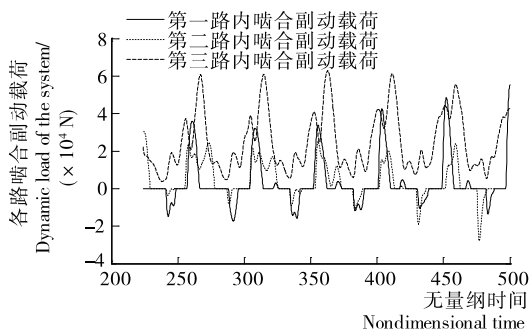


图3 误差取 8×10^{-5} m 时各路齿轮副动载荷
Figure 3 Dynamic load when error equal to 8×10^{-5} m

图 4 误差取 1.2×10^{-4} m 时各路齿轮副动载荷Figure 4 Dynamic load when error equal to 1.2×10^{-4} m图 5 误差取 1.5×10^{-4} m 时各路齿轮副动载荷Figure 5 Dynamic load when error equal to 1.5×10^{-4} m图 6 误差取 2×10^{-4} m 时各路齿轮副动载荷Figure 6 Dynamic load when error equal to 2×10^{-4} m

间变长,说明单边冲击的程度进一步提高;图 5 显示误差增大到 1.5×10^{-4} m 时,系统第一、二路齿轮副的动载荷开始有负值出现,说明“齿背啮合”状态开始出现,而啮合过程表现出明显的“正常啮合—空啮合—齿背啮合—空啮合—正常啮合”的双边冲击现象。图 6 显示误差增大到 2×10^{-4} m 时,齿背啮合现象更加明显,说明行星齿轮减速器各齿轮副的“双边冲击”程度进一步加剧。

3 传递功率对啮合冲击特性的影响规律

固定太阳轮转速 $n_s = 500$ r/min,系统各误差均取 1×10^{-6} m。当传递功率 $P = 50$ kW 时,系统各路啮合副的动载荷见图 7,当传递功率 $P = 15$ kW 时,系统各路啮合副的动载荷见图 8,当传递功率 $P = 10$ kW 时,系统各路啮合副的动载荷见图 9。

由图 7~9 可知,在转速较高的工况下,相对较小的传递功率容易导致行星齿轮减速器“单边冲击”现象的发生,而且

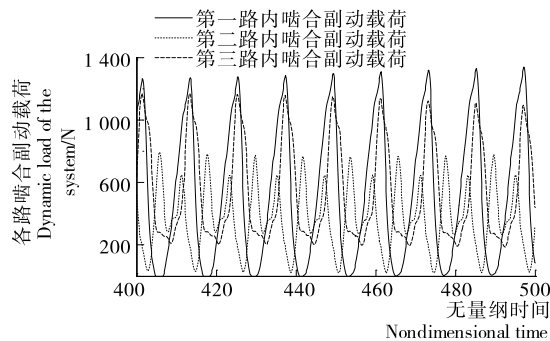
图 7 $P = 50$ kW 时系统各路齿轮副动载荷

Figure 7 Dynamic load when Power equal to 50 kW

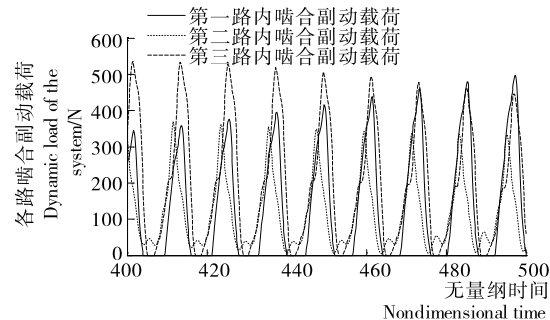
图 8 $P = 15$ kW 时系统各路齿轮副动载荷

Figure 8 Dynamic load when Power equal to 15 kW

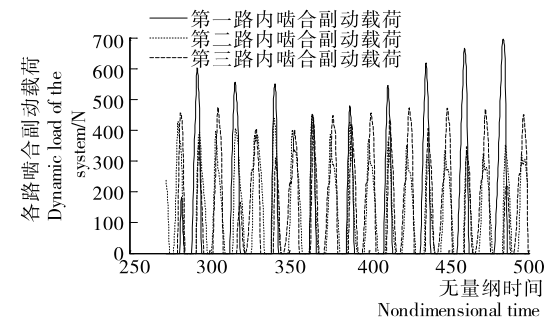
图 9 $P = 10$ kW 时系统各路齿轮副动载荷

Figure 9 Dynamic load when Power equal to 10 kW

传递功率越小,单边冲击现象越强烈,发生的范围越广泛。

4 结论

(1) 行星齿轮减速器存在一个较大的误差阈值和一个较小的误差阈值,当误差小于较小的误差阈值时,系统各齿轮副都不会出现冲击现象,即均处于正常啮合状态;当误差大于较小的误差阈值而小于较大的误差阈值时,系统的某些齿轮副会出现“单边冲击”现象;当误差大于较大的误差阈值时,系统某些齿轮副会出现“双边冲击”现象。

(2) 在误差大于较小阈值而小于较大阈值的范围内,增大系统的误差,会导致系统“单边冲击”的程度进一步加剧,“单边冲击”的发生范围进一步扩大;在误差大于较大阈值的范围内,增大系统的误差,会导致“双边冲击”的进一步加剧。

(3) 相对较小的传递功率容易导致行星齿轮减速器“单边冲击”现象的发生,而且传递功率越小,单边冲击现象越强烈,发生的范围越广泛。

(下转第 130 页)



图 10 OnTech 咖啡自加热包装

Figure 10 Self-heating packaging of OnTech Coffee

的一旋钮打开,罐内腔的氧化钙和水会迅速发生反应,3 min 内升热至 60 °C,用户便能喝上热乎乎的咖啡。

3.3 智能防伪功能

主要是指利用信息交互技术和功能性包装材料在包装上设置机关或智能装置,以显示包装是否曾被开启或包装内商品的真假。例如日本研发的一款食品包装,其瓶盖采用氧化亚铁材料印刷图案,一旦瓶盖被开启,图案就会改变颜色^{[8]61}。还有利用射频识别技术(radio frequency identification,RFID)智能标签进行防伪的包装^{[8]59},RFID 是一种简单的无线系统,由一个询问器(或阅读器)和很多应答器(或标签)组成,用于控制、检测和跟踪物体。每一个标签都带有属于商品的唯一识别码,消费者可通过终端扫描获取识别码与商家的信息平台进行核对,就能鉴别真伪。

4 信息识别反馈功能

主要指利用快速反应二维码识别技术(quick response, QR)、近距离无线通讯技术(near field communication, NFC)及射频识别技术(RFID)等,实现食品包装对用户输入信息作出智能识别并进行交流反馈的功能。如:利用 NFC 近场通信技术实现信息输入输出。“近距离无线通讯技术(NFC)是由射频识别技术(RFID)及互联互通技术整合演变而来,在单一芯片上结合感应式读卡器、感应式卡片和点对点的功能,能在短距离内与兼容设备进行识别和数据交换^[9]。”当消费者打开内置 NFC 功能的智能手机时(图 11),只需与装有 NFC 芯片的食品包装在一定距离内点对点感应,即可在手机上显示出食品的信息提示(如不利于糖尿病、心脏病、花生过敏或者不适合减肥等)。在购买食品之后,用户还可随时利用包装上的 NFC 技术连接手机显示食谱、语音提示或者专家的指导意见等。还有 QR 二维码识别技术的应用,用户可以通过扫描二维码获取食品的海量信息,如:品牌理念、使用方法、购买途径等,还可享受各种在线服务。



图 11 NFC 技术在食品包装中的应用

Figure 11 Application of NFC Technology in food packaging

5 结语

交互理念应用于食品包装设计的探索还刚刚开始,然而其驱动食品包装设计的未来发展已是一个不争的事实,因为基于用户体验的交互设计其本质是对于“人”的研究和对“人”的关怀。只有充分理解人的潜在“需要”,挖掘人们内心深处的情感诉求,才有可能达到真正的交互——“物我交融”,实现交互的终极目标与价值——成就企业、服务社会,创造出更舒适完美的生活方式。

食品包装的智能交互运用高科技手段为用户提供更广泛、更敏捷、更生动的使用体验,真正实现把包装作为一个交互平台,不再是单向度的传播,而是双向度的有效沟通、情感交流;不仅有方便好用的使用功能,更兼具反应迅捷,灵活应变的服务;不仅关爱个体,更注重社会的可持续发展,智能交互必将成为未来食品包装发展的必然趋势。

参考文献

- [1] Alan cooper Robert Reiman. 软件观念革命——交互设计精髓[M]. 詹剑锋,译. 北京:电子工业出版社,2005:27.
- [2] 普里斯. 交互设计:超越人机交互[M]. 刘晓辉,译. 北京:电子工业出版社,2003:4.
- [3] Winograd T. Beyond Calculation: the next fifty years of computing[M]. Amsterdam: Springer-Verlag, 1997: 149-162.
- [4] Jonathan Cagan, Craig M Vogel. 创造突破性产品:从产品策略到项目定案的创新[M]. 辛向阳,译. 北京:机械工业出版社,2004:7.
- [5] 苏良. 可再封的易拉罐包装[J]. 包装财智,2011(10):51.
- [6] 陈昊. 基于用户体验的产品包装设计策略[D]. 山东:山东工艺美术学院,2014:59.
- [7] 申延玲. 突破平面的交互式包装,你敢玩吗?[EB/OL]. (2015-04-22)[2016-04-15]. <http://www.winechina.com/html/2015/04/201504273400.html>.
- [8] 伍梓鸿. 交互式包装设计研究[D]. 湖南:湖南工业大学,2013.
- [9] 杨慧波. 4G时代移动电子支付方式的发展[J]. 中国科技信息,2014(19/20):136-137.

(上接第 97 页)

参考文献

- [1] 张媛,冷崇杰,王晶. 行星齿轮减速器内齿圈模态分析[J]. 食品与机械,2010,26(1):110-112.
- [2] 陈赛克,凌轩. 基于 Solidworks 齿轮连杆机构的运动仿真[J]. 食品与机械,2012,28(6):177-179.
- [3] 杨振和,苏振华,杨卓. 齿轮轴承结构参数优化设计[J]. 食品与机械,2011,27(2):83-84.
- [4] Kahaman A, Blankenship G W. Experiments on nonlinear dynamic behavior of a nocsillator with clearance and Peri-odically time varying parameters[J]. ASMEA Appl. Mech., 1997(64):217-226.
- [5] 李同杰,朱如鹏,鲍和云,等. 行星齿轮系扭转非线性振动建模与运动分岔特性研究[J]. 机械工程学报,2011,47(21):76-83.
- [6] Li Tong-jie, Zhu Ru-peng, Bao He-yun. Stability of motion state and bifurcation properties of planetary gear train[J]. Journal of Central South University of Technology, 2012, 19(6): 1543-1547.