

DOI: 10.7652/xjtuxb201603003

行星齿轮传动系统碰撞振动特性研究

周建星¹, 孙文磊¹, 曹莉¹, 温广瑞²

(1. 新疆大学机械工程学院, 830047, 乌鲁木齐; 2. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对行星齿轮传动系统轻载高速下存在碰撞振动的问题进行了研究,为此提出了研究方法和分析模型,即在大载荷下采用线性弹簧来模拟轮齿啮合弹性,在轻载下采用 Hertz 接触理论来计算齿轮副碰撞力,最终采用集中质量方法建立了行星齿轮传动系统碰撞振动分析模型。研究分析发现:在大载荷、连续增速下,行星齿轮传动系统在太阳轮与行星架扭转振动模式以及内齿圈横向振动模式所对应的固有频率位置出现了共振,并引起了较大的啮合力波动;在轻载下,齿轮副脱啮状态发生了变化,出现了碰撞振动,随着负载的增加,接触力的变化呈现出强非线性特征,齿轮副脱啮时间逐渐缩短;当负载达到门槛值时,齿轮副不再脱啮;随着转速的提高,脱啮时间逐渐缩短,碰撞力波动幅值呈线性增大的趋势。该结果可为行星齿轮传动系统减振、降噪研究提供理论依据。

关键词: 行星齿轮传动;Hertz 接触理论;碰撞振动分析模型

中图分类号: TH113 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)03-0016-06

Vibro-Impact Characteristics of Planetary Gear Transmission

ZHOU Jianxing¹, SUN Wenlei¹, CAO Li¹, WEN Guangrui²

(1. School of Mechanical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830047, China;

2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to study the dynamic vibro-impact characteristics of planetary gear transmission system under the operating conditions of high speed and light load, a new planetary gear transmission modeling method is presented. In the modeling process, linear springs were used to simulate gear mesh elasticity under heavy load cases, and the Hertz contact theory was used to calculate the contact force under light load cases. In addition, the vibro-impact model of a planetary gear transmission was established by using lumped mass method. The effects of the operating conditions on the system vibro-impact characteristics are analyzed. As results show that, with the growing of the input speed, the mesh force exhibits obvious fluctuations due to the resonance of the sun gear and carrier appears torsion vibration, ring gear's transverse vibration under the heavy load. Under the light load condition, the vibro-impact occurs in the gear pair, the changing trend of the contact force shows strongly nonlinear characteristics. The time of contact loss in gear pair decreases gradually as the load is increased, until it is reach vibro-impact threshold value, then no contact loss happens. With increasing of the input speed, the time of mesh-apart is decreased gradually, and the fluctuation amplitude of contact force shows a linearly increasing trend. The study provides useful theoretical guideline to the low-noise design of planetary gear transmission.

收稿日期: 2015-07-12。 作者简介: 周建星(1982—),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51565055);新疆维吾尔自治区自然科学基金资助项目(2014211B004);新疆维吾尔自治区教育厅青年教师启动基金资助项目(XJEDU 2014S009)。

网络出版时间: 2015-12-10

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20151210.1129.006.html>

Keywords: planetary gear transmission; Hertz contact theory; collision vibration analysis model

行星齿轮传动具有功重比大、承载能力高、结构紧凑等特点,在各工业领域均得到了广泛应用。由于齿廓的磨损和加工误差会使轮副产生齿侧间隙,使齿轮间产生接触、脱离、再接触的重复冲击现象^[1],这样在高速下齿面的碰撞更为明显,并会引起强烈的振动,从而影响装备的工作性能和使用寿命。

碰撞是一个复杂的非线性过程,其响应与碰撞物体间的相对速度、接触区域的拓扑结构及碰撞时间等有着极为密切的关系^[2]。在齿轮动力学中,齿轮碰撞是指 2 个相互啮合的齿面从脱啮状态、相对运动到瞬间接触、再迅速回弹的过程,可采用经典的碰撞振动理论来描述^[3]。Kahraman 等分析了内、外激励作用下系统的稳态响应,通过试验验证了次谐振动的存在性^[4]。孙涛对比了行星齿轮传动线性与非线性频响特性,分析了齿轮啮合时变刚度、误差和齿侧间隙等因素对系统非线性动力学行为的影响^[5]。这些研究所采用的分析模型计入了齿侧或离合器间隙,对间隙做了分段线性处理,并通过分段函数进行了模拟,但未考虑齿面的碰撞力及其影响,研究对象也多为定轴轮系。Barthod 通过将相互啮合的齿轮副简化成矩形齿条结构,更直观地描述了轮齿间的往复碰撞振动原理,研究了拍击振动噪声与激励频率和幅值的变化关系^[6]。Dogan 等研究了齿轮设计参数(齿数、模数、螺旋角等)和运行工况(输入转速、激励频率等)对减速器拍击振动的影响^[7]。Kadmiri 等认为齿面碰撞时的碰撞恢复系数直接影响齿轮拍击瞬间产生的冲击载荷^[8]。目前,鲜有文献对行星齿轮传动系统碰撞振动展开了研究。

本文结合 Hertz 接触理论建立了行星齿轮传动系统碰撞振动分析模型构建方法,并分别在大负载和轻载下分析了运行工况对行星传动系统碰撞振动特性的影响。

1 分析模型构建

1.1 行星齿轮系统模型

本文分析对象为 2K-H 行星齿轮传动系统,如图 1 所示。该系统由太阳轮、3 个行星轮、行星架和齿圈构成。太阳轮为输入端,采用细长的弹性轴连接,起到弹性浮动的作用;齿圈固定;行星架为输出端。

行星齿轮传动系统的基本参数如表 1 所示,其中转动惯量、质量等均由 UG NX 软件经实体造型后得出。

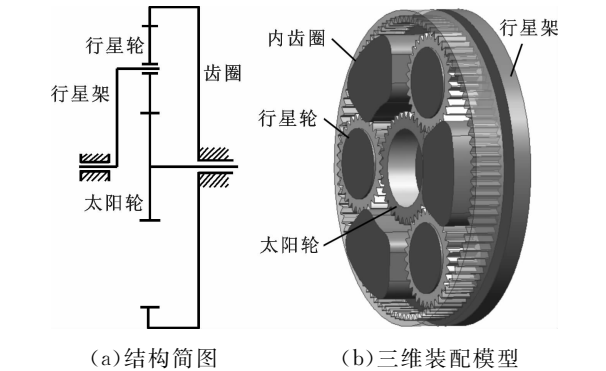


图 1 行星传动系统的结构简图和三维装配模型

表 1 行星齿轮传动系统的基本参数

参数	太阳轮	行星轮	齿圈
齿数	34	31	96
模数/mm	3		
压力角/(°)	28		
齿宽/mm	42		
质量/kg	2.7	2.5	5.3
转动惯量/kg·m ²	0.008	0.007	0.178

1.2 行星齿轮系统动力学模型

行星齿轮传动系统简化动力学模型如图 2 所示。行星架中心为坐标原点 o ,并定义水平方向为 x ,竖直方向为 y 。模型中 k_s 、 $k_{s\theta}$ 分别为太阳轮的支撑与扭转刚度; k_{pi} 为行星轮支撑刚度,其中 $i=1,2,3$; k_{spi} 与 k_{rpi} 分别为太阳轮与行星轮、行星轮与齿圈的啮合刚度; k_r 为内齿圈支撑刚度,其在 4 个对称位置上对内齿圈实施约束。

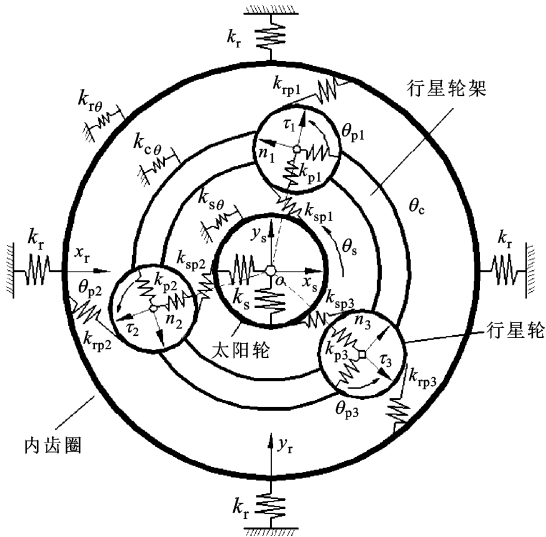


图 2 行星齿轮传动力学模型

系统中含各零件的横向与扭转微位移,广义坐标中 X 、 Y 为横向微位移, θ 为扭转微位移。假设齿轮存在横向与扭转自由度,系统的广义位移向量为

$$\{X\} = \{X_s \ Y_s \ \theta_s \ X_{pi} \ Y_{pi} \ \theta_{pi} \ \dots \ X_r \ Y_r\}^T$$

1.3 齿轮副啮合力与碰撞力

当负载足够大时,相互啮合的2个齿轮齿廓始终保持贴合,2个齿面产生的啮合力与弹性变呈线性关系,此时可以把齿轮副刚度用线性弹簧来模拟。太阳轮与行星轮动力学模型如图3所示。定义啮合弹簧产生压缩为正,拉伸为负,则有

$$\begin{aligned} \delta_{spi} &= x_s \cos \varphi_{spi} + y_s \sin \varphi_{spi} + u_s - x_{pi} \sin \alpha - \\ &\quad y_{pi} \cos \alpha - u_{pi} - e_{spi}(t) \\ \varphi_{spi} &= \phi_c - \alpha + \phi_{pi} + \pi/2 \\ u_s &= \theta_s r_s; \quad u_{pi} = \theta_{pi} r_{pi}; \quad \phi_c = \omega_c t \end{aligned} \quad (1)$$

式中: α 为啮合角; ϕ_{pi} 是相位角 ($\phi_{pi} = 2\pi(i-1)/3$); r_s 、 r_{pi} 分别为太阳轮和行星轮的基圆半径; $e_{spi}(t)$ 为啮合误差。此时,齿轮啮合力为

$$F_{spi} = k_{spi} \delta_{spi} + c_{spi} \dot{\delta}_{spi} \quad (2)$$

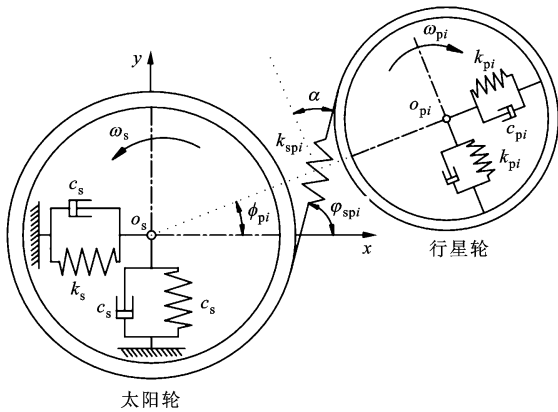


图3 太阳轮与行星轮的动力学模型

当传动系统负载较小时,齿轮副两齿面发生瞬时碰撞,由于负载无法使两齿面保持持续贴合,故从动轮瞬时加速并与主动轮发生分离,就此往复进行。在该过程中,齿轮通过轮齿的相互接触来传递碰撞力合力,本文采用 Hertz 接触力学模型来描述接触面之间的弹性作用。太阳轮与行星轮碰撞振动模型如图4所示,图中太阳轮与行星接触齿面由接触弹簧连接。

在齿轮啮合的过程中,受误差与结构变形的影响,齿轮啮合力作用方向已不再是理论啮合线方向,但该误差较小,所以在求解齿轮接触力时假设齿轮仍然沿着理论啮合线产生啮合力,则2个接触轮齿可看作发生相互碰撞的质体,接触面法向为啮合线方向。考虑到材料阻尼,广义的 Hertz 公式下齿轮

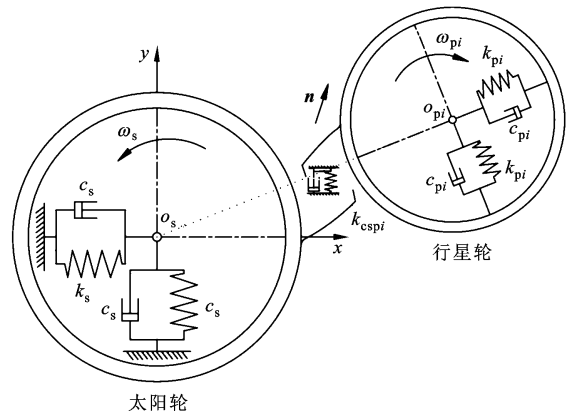


图4 太阳轮与行星轮碰撞振动模型

啮合力

$$F_{spi} = k_{cspi} \delta_{spi}^N + D_{cspi}(x) \dot{\delta}_{spi}, \quad N = 1.5 \quad (3)$$

式中: δ 为2个质体接触面法向的相对形变量; $\dot{\delta}$ 为相对接触速度; $D_{cspi}(x)$ 为阻尼系数, $D_{cspi}(x) = \lambda x^N$, 其中 λ 为滞后阻尼系数; k_{cspi} 为 Hertz 接触刚度

$$k_{cspi} = \frac{4}{3\pi(h_1 + h_2)} \left[\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right]^{1/2}$$

$$h_i = \frac{1 - \nu_i^2}{\pi E_i}, \quad i = 1, 2$$

式中: r_1 、 r_2 分别为太阳轮、行星轮的齿廓曲率半径; E_1 、 ν_2 分别为弹性模量和泊松比。

1.4 行星齿轮传动系统碰撞振动模型

依据各零件受力关系可以构建系统振动微分方程,即

$$\left. \begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s - \sum_{i=1}^3 F_{spi} \cos \varphi_{spi} + k_s x_s &= 0 \\ m_s \ddot{y}_s + c_s \dot{y}_s + \sum_{i=1}^3 F_{spi} \sin \varphi_{spi} + k_s y_s &= 0 \\ m_{spi} \ddot{u}_s + c_{\theta} \dot{u}_s + \sum_{i=1}^3 F_{spi} + k_{\theta} u_s &= T_{in}/r_s \\ m_{pi} \ddot{x}_i - k_{pi} \delta_{pi} - F_{spi} \sin \alpha + F_{rpi} \sin \alpha &= 0 \\ m_{pi} \ddot{y}_i - k_{pi} \delta_{pi} - F_{spi} \cos \alpha - F_{rpi} \cos \alpha &= 0 \\ m_{eq,pi} \ddot{u}_i - F_{rpi} + F_{spi} &= 0 \\ m_{eqc} \ddot{u}_c + \sum_{i=1}^N c_{pi} \dot{\delta}_{cpi} + c_{cu} \dot{u}_c + \sum_{i=1}^N k_{pi} \delta_{cpi} + \\ &\quad k_{cu} u_c = T_{out}/r_c \\ m_r \ddot{x}_r + c_r \dot{x}_r - \sum_{i=1}^3 F_{rpi} \cos \varphi_{rpi} + k_r x_r &= 0 \\ m_r \ddot{y}_r + c_r \dot{y}_r + \sum_{i=1}^3 F_{rpi} \sin \varphi_{rpi} + k_r y_r &= 0 \\ m_{rpi} \ddot{u}_r + c_{r\theta} \dot{u}_r + \sum_{i=1}^3 F_{rpi} + k_{r\theta} u_r &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

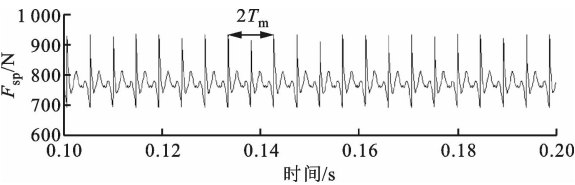
式中: m_{spi} 为太阳轮和第*i*个行星轮的等效质量, $m_{spi}=\bar{m}_s\bar{m}_{pi}/(\bar{m}_s+\bar{m}_{pi})$, $\bar{m}_s=I_s/R_s^2$, $\bar{m}_{pi}=I_{pi}/R_{pi}^2$; m_{pi} 为行星轮质量; m_s 为太阳轮质量; m_r 为内齿圈质量。

2 大负载下系统动态特性

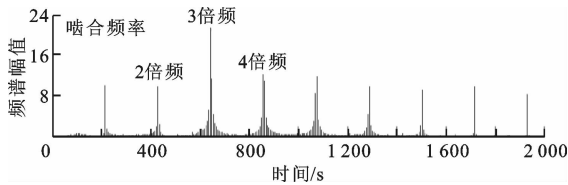
2.1 系统啮合力

大负载下齿轮副齿面始终保持接触状态,在转速为 500 r/min、负载为 500 N·m 时计算了系统动载荷。

太阳轮与行星轮啮合力如图 5 所示。可以看到:该啮合力呈周期性波动,周期为 T_m ,动载荷均值与静载荷相等,为 774 N,波动幅值为 168 N;太阳轮与行星轮动载荷的主要频率为低频,包括啮合频率(212 Hz)及前 4 倍频,其中 3 倍频成分能量最大。



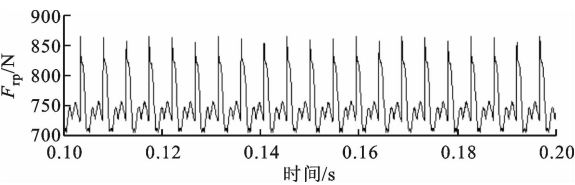
(a)啮合力时域历程



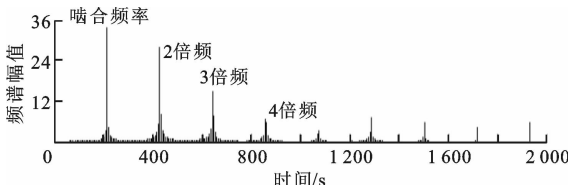
(b)啮合力频谱示意

图 5 太阳轮与行星轮啮合力

行星轮与内齿圈啮合力如图 6 所示。可以看到:该啮合力呈周期性变化,周期为 T_m ,啮合力均值



(a)啮合力时域历程



(b)啮合力频谱示意

图 6 行星轮与内齿圈啮合力

为 750 N,波动幅值为 118 N;行星轮与内齿圈啮合力主要频率为啮合频率及前 3 倍频,其中啮合频率能量最大。

2.2 连续运行下系统啮合力

各轮副啮合频率及其倍频构成了行星齿轮传动系统的主要振动激励成分,而系统振动的强弱直接受到各激励成分与传动系统固有频率关系的影响。为研究各激励成分对系统振动的影响,本文计算了不同转速下行星齿轮传动系统动态响应,如图 7 所示,其中 f_m 为啮合频率(且 $f_m=nz/60$),在太阳轮扭转固有频率附近(412 Hz,二阶重频,对应的转速为 706 r/min),太阳轮与行星轮啮合力频率出现了明显的峰值。受 2 500 r/min~3 000 r/min 下啮合频率、1 500 r/min 下 2 次谐波以及 1 000 r/min 下 3 次谐波的影响,在行星轮横向振动(889 Hz,三阶重频,919 Hz)和行星架扭转振动固有频率(1 046 Hz)附近频谱均出现了峰值,其中 3 000 r/min 下啮合频率对应的峰值最大。在内齿圈横向振动的固有频率(1 791 Hz)附近,受 2 800 r/min 下 2 次谐波的作用频谱同样出现了明显峰值。

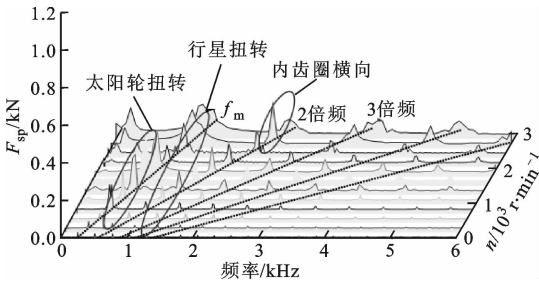


图 7 太阳轮与行星轮啮合力瀑布图

受齿轮啮合时变刚度及齿廓接触力的作用,行星齿轮传动系统啮合力各频率的分布变得较为复杂,且输入转速也会影响系统各激励的频率成分。本文计算了行星齿轮传动系统在 500 r/min~3 000 r/min 范围内,太阳轮与行星轮一阶啮合力 F_{sp1} 和行星轮与内齿圈一阶啮合力 F_{rp1} 的变化,如图 8 所示。

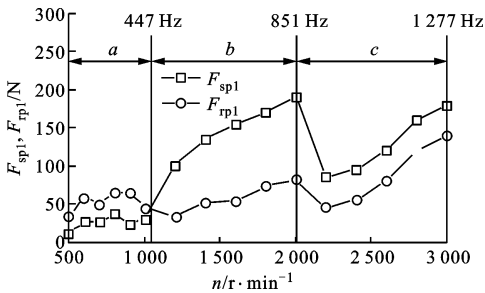


图 8 不同转速下啮合力一阶分量变化

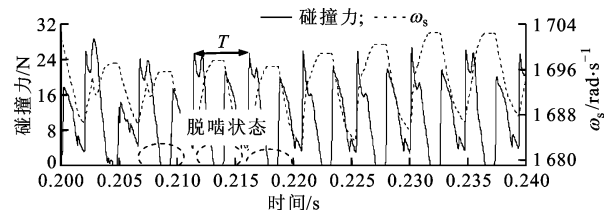
一阶啮合力频率变化可划分为 a 、 b 、 c 3 个区间。 a 区间为 500 r/min~1 050 r/min, 该区间内仅有一阶太阳轮的扭转固有频率。在 a 区间中, 随着转速的提高, F_{sp1} 和 F_{rp1} 逐渐增大, 并伴有波动。由于太阳轮的扭转振动直接影响着太阳轮与行星的啮合作用, 故该区间 F_{sp1} 增速大于 F_{rp1} , 致使 F_{sp1} 啮合频率逐渐接近 F_{rp1} , 直至 1 050 r/min 二者频率相等。 b 区间为 1 050 r/min~2 000 r/min, 在该区间内系统固有频率数量增多, 有行星轮横向振动频率 889 Hz、919 Hz, 还有行星架扭转振动频率 1 046 Hz, 各振型均直接影响太阳轮与行星轮的啮合作用, 故 b 区间 F_{sp1} 大幅增加。由于太阳轮扭转振动不会直接影响内齿圈与行星轮的啮合作用, 故 F_{rp1} 经历了先减小再增大的过程, 增大的幅度却不明显。在 c 区间, 系统振型数量减少, 模态密度相对较低, 仅存在内齿圈横向振动振型 (1 791 Hz), 故 b 区间一阶啮合力的频率呈现先减小再增大的趋势。

3 轻负载下系统碰撞振动特性

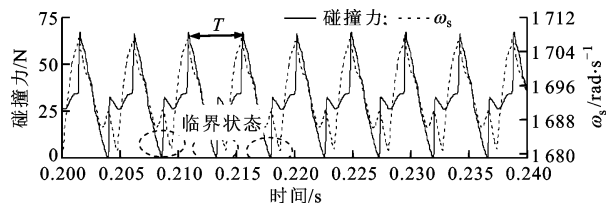
3.1 负载对齿轮碰撞力的影响

在齿轮系统碰撞振动研究中忽略了结构产生的塑性变形, 仅针对轮齿从脱啮状态进入接触的这一次碰撞过程。事实上, 在齿轮刚开始接触时, 受两齿轮相对速度的作用, 轮齿间必然会形成相互碰撞, 并产生碰撞作用载荷^[3]。

轻载条件下转速为 500 r/min 时, 碰撞力变化如图 9 所示。可以看到, 0 负载下行星轮与内齿圈碰撞力基本呈现周期性波动, 每个周期均存在一段由速度激励作用产生的齿轮脱啮状态 (该状态下齿



(a) 负载为 0 N·m



(b) 负载为 21 N·m

图 9 轻载下行星轮与内齿圈碰撞力时域历程

轮处于分离状态), 齿轮间碰撞力为 0, 由于没有外力的作用, 这时行星轮转速瞬时保持不变, 同时, 在每个周期均呈现出 2 个较为明显的频率峰值, 即以碰撞力二次谐波频率为主的频率成分。通过研究发现, 随着负载的增加, 齿轮脱啮时间逐渐缩短, 当齿轮副负载为 21 N·m 时, 啮合与轮齿脱啮处于正常临界状态 (见图 9b), 碰撞力与行星轮的角速度也呈现出周期性变化, 在每个周期碰撞力仅存在一个点且在与 x 轴相交 (即 $x=0$) 处, 行星轮角速度在该位置出现了拐点, 同时一个周期内只有一个较大的频率峰值, 此时碰撞力啮合频率为主要频率成分。

可以发现, 由于引入了齿轮碰撞力, 碰撞力的变化呈现出强非线性特征, 负载的变化不仅仅影响了齿轮碰撞力的均值和波动幅值, 也会影响到频率成分。

负载对行星齿轮传动系统碰撞振动的影响如图 10 所示。可以看到, 随着负载的变化, 齿轮啮合状态可划分为 2 个阶段, 第 1 个为碰撞振动阶段, 该阶段下行星轮受到碰撞冲击产生的惯性力矩大于阻滞力矩, 即

$$|m_{eq,pi}\ddot{u}_i| \geq M_{drag} \quad (5)$$

式中: M_{drag} 为阻滞力矩, 其由从动轮阻尼与负载力矩决定。此时, 齿轮产生啮合、脱啮再啮合的碰撞振动^[9]。整体而言, 齿轮脱啮时间随着负载的增加而逐渐缩短。由于脱啮时间相对较长, 所以 0 负载时齿轮脱啮周期 T 达到 $0.24T_m$, 这样负载可以有效地减小从动轮碰撞后的速度; 随着负载的增大, 齿轮相对碰撞速度提高, 碰撞力增大, 脱啮时间缩短; 当负载再次增大时, 脱啮时间再次缩短。所以, 在该过程中, 齿轮碰撞力与其波动幅值呈现出二次函数关系。

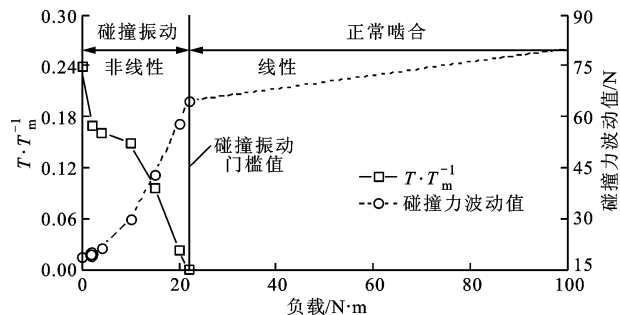


图 10 负载对齿轮碰撞振动特性的影响

当负载达到碰撞振动门槛值 (21 N·m), 齿轮啮合状态进入正常啮合状态时, 齿轮不会产生脱啮现象, 脱啮时间始终为 0, 随着负载的增加, 啮合力

波动幅值线性增大,但增速较碰撞振动阶段有所减小。

3.2 转速对齿轮碰撞力的影响

转速对行星齿轮传动系统啮合状态的影响如图11所示。在0负载下,随着转速的提高,齿轮脱齿时间逐渐缩短;在转速较低时,啮合周期较长,齿轮相对转速较低,碰撞作用力较小,齿轮发生一次碰撞且有较长时间保持脱啮状态;当转速为50 r/min时,脱啮周期为 $0.34T_m$;随着转速的进步提高,齿轮相对转速增大,碰撞力与碰撞变形均呈逐渐增大的趋势,两齿面接触时间延长,脱啮时间缩短;当转速为2000 r/min时,脱啮周期为 $0.11T_m$ 。

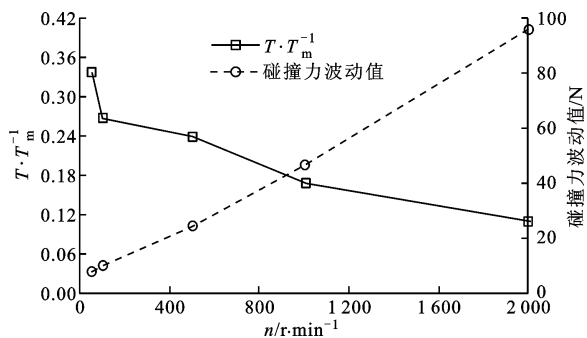


图11 转速对齿轮碰撞振动特性的影响

在整个速度变化的过程中,由于行星轮扭转方向呈无约束状态,太阳轮扭转刚度又远小于接触刚度,故两齿面的约束弹性对恢复系数的影响很小,此时齿轮的碰撞便成为自由质体的碰撞问题^[10],外界弹性约束对碰撞力影响不大,系统固有特性不会直接影响碰撞力,碰撞力波动随转速呈线性增加。同时也说明,在该运行条件下,齿轮碰撞振动门槛值也随着转速线性增加。

4 结 论

本文建立了行星齿轮传动系统碰撞振动分析模型。通过分析负载与转速对行星齿轮传动系统运行状态的影响,得到以下结论。

(1)在大载荷、连续增速条件下,齿轮动载荷各谐波成分均呈放射状分布,各谐波成分在系统固有频率位置出现了较大的波动。

(2)在小载荷下,齿轮出现了碰撞振动现象,并随负载的增加,齿轮碰撞力主要频率由二次谐波转变为啮合频率,齿轮脱啮时间逐渐缩短,直至正常啮合。

(3)小载荷下,随着转速的提高,脱啮时间逐渐

缩短,碰撞力波动线性增加。

参考文献:

- [1] SUN T, HU H. Nonlinear dynamics of a planetary gear system with multiple clearances [J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(12): 1371-1390.
- [2] 丁旺才, 谢建华. 碰撞振动系统分岔与混沌的研究进展 [J]. 力学进展, 2004, 32(4): 513-524.
DING Wangcai, XIE Jianhua. Advances of research on bifurcations and chaos in vibro-impact system [J]. Advances in Mechanics, 2004, 32(4): 513-524.
- [3] 董海军, 陈乾堂, 沈允文. 齿轮系统拍击振动中的高速碰撞和低速接触 [J]. 中国机械工程, 2006, 17(10): 1068-1070.
DONG Haijun, CHEN Qiantang, SHEN Yunwen. On high speed impact and low speed contact in gear rattling [J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(10): 1068-1070.
- [4] KAHRAMAN A, BLANKENSHIP G W. Interactions between commensurate parametric and forcing excitations in a system with clearance [J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 194(3): 317-336.
- [5] 孙涛, 沈允文, 孙智民, 等. 行星齿轮传动非线性动力学方程求解与动态特性分析 [J]. 机械工程学报, 2002, 38(3): 11-15.
SUN Tao, SHEN Yunwen, SUN Zhimin, et al. Study on nonlinear dynamic behavior of planetary gear train solution and dynamic behavior analysis [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(3): 11-15.
- [6] BARTHOD M, HAYNE B. Experimental study of dynamic and noise produced by a gearing excited by a multi-harmonic excitation [J]. Applied Acoustics, 2007, 68(9): 982-1002.
- [7] DOGAN S N, RYBORZ J, BERTSCHE B. Design of low-noise manual automotive transmissions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part K Journal of Multi-Body Dynamics, 2006, 220(2): 79-95.
- [8] KADMIRI Y, RIGAUD E, JOEL P L, et al. Experimental and numerical analysis of automotive gearbox rattle noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(13): 3144-3157.
- [9] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学: 振动、冲击、噪声 [M]. 北京: 科学出版社, 1997: 380-405.
- [10] 金栋平, 胡海岩. 碰撞振动与控制 [M]. 北京: 科学出版社, 2007.

(编辑 苗凌)