

基于齿背接触刚度的高速斜齿轮瞬态振动特性*

王峰^{1,2}, 张健¹, 徐兴¹, 陈龙¹, 方宗德³, 周之光⁴, 孙晓强¹

(1. 江苏大学汽车工程研究院 镇江, 212013)(2. 重庆理工大学汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室 重庆, 400054)

(3. 西北工业大学机电学院 西安, 710072)(4. 奇瑞汽车股份有限公司动力总成技术中心新能源研发支持部 芜湖, 241009)

摘要 为了分析基于齿背接触刚度的高速斜齿轮瞬态振动放大特性, 针对高转速瞬态工况下斜齿轮齿面啮合-脱啮-齿背接触的齿面实际承载接触状态, 建立了同时考虑啮合时间与齿面振动位移耦合机理的斜齿轮动态啮合刚度。在细化考虑齿背啮合机理、基于齿背实际啮合刚度的模型基础上, 进一步建立斜齿轮啮合型瞬态振动模型, 并在此基础上展开不同齿侧间隙以及齿背接触对系统瞬态振动特性影响分析研究。搭建封闭功率流式斜齿轮瞬态扭转振动测试试验台, 对基于齿背接触刚度的斜齿轮瞬态振动特性进行了验证。该研究具有较好的理论研究意义, 有利于斜齿轮传动系统在航空传动、新能源传动系统上的应用推广, 进一步提升高转速齿轮系统的瞬态振动噪声品质。

关键词 高速齿轮; 齿背接触; 动态刚度; 瞬态振动; 扭振测量

中图分类号 TH132

引言

随着现代工业对产品和设备的安全性、可靠性和舒适性等要求的逐步提高, 高速圆柱齿轮传动系统的振动噪声在某些重要场合带来的负面效应愈显突出, 尤其是宽转速范围下出现的瞬态振动噪声现象, 成为亟待解决的关键问题。例如: 在航空传动方面, 直升机传动系统中涡轴发动机输入转速高、速率变化频繁, 齿轮减速系统的瞬态振动成为机舱内噪声的主要来源, 超过 120 dB 的噪声值严重影响了飞行员的沟通及作战能力^[1]。在车辆传动方面, 新能源汽车技术的发展使汽车的电动化程度不断提高, 电动化对超高转速下(≥ 15 kr/min)的齿轮传动系统振动噪声设计提出了更高的要求^[2], 尤其是在电动汽车减速系统和混合动力汽车耦合系统中, 齿轮传动系统的工作转速范围宽、转速高且变化频率/频次复杂, 存在一系列复杂的瞬态振动现象。国内外学者在如何对系统进行平顺地调节控制, 以达到抑制/减小瞬态振动的目的^[3-8]进行了较多的研究, 缺乏对齿轮传动系统自身的瞬态振动耦合机理深入研究, 对系统在动态耦合作用下表现出的瞬态振动放

大现象未给予足够的重视。

国内外学者对关于圆柱齿轮系统模型构建展开了系统丰富的研究^[9-15]。其中, 关于齿轮在高转速下发生的齿面脱啮直至齿背接触的非线性接触过程, 普遍将齿背啮合等价于对应的正常齿面接触, 未考虑齿背接触的实际啮合刚度以及在此接触状态下系统表现出的不同振动特性。鉴于高转速瞬态工况下圆柱齿轮发生脱啮-齿背啮合等非线性啮合的几率明显提高, 细化考虑齿背啮合机理、基于齿背实际啮合刚度的研究模型必不可少。

笔者在细化考虑齿背啮合机理、基于齿背实际啮合刚度的模型基础上, 建立斜齿轮啮合型瞬态振动模型, 并展开不同齿侧间隙以及齿背接触对系统瞬态振动特性影响分析研究。搭建封闭功率流式斜齿轮瞬态扭转振动测试试验台, 对基于齿背接触刚度的斜齿轮瞬态振动特性进行了验证。

1 斜齿轮实际动态啮合刚度计算

由于齿侧间隙以及不可避免的激励因素(传动误差、齿面线外冲击和载荷波动等)存在, 斜齿轮在高转速下会发生齿面啮合、脱啮、直至齿背接触的非

* 国家自然科学基金资助项目(51705204, U1764257, 51605040); 汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室开放课题基金资助项目(2018KLMT04)

收稿日期: 2017-07-26; 修回日期: 2018-01-16

线性过程。齿面啮合接触刚度的计算通常仅考虑正常配对齿面啮合的时变啮合刚度,未能充分考虑基于齿背发生接触状态下的轮齿实际啮合刚度。

在实际传动中,当轮齿齿背发生接触时,啮合轮齿间的主从动关系发生变化,即产生减速/增速传动的状态转换。如图 1 所示,在典型的斜齿轮减速传动系统中,当轮齿正常啮合时,高速齿轮齿面驱动低速齿轮齿面,系统为减速传动;当由于齿轮振动使得轮齿发生齿背接触时,低速齿轮齿面反过来驱动高速齿轮齿面,系统瞬时表现为增速传动接触状态。

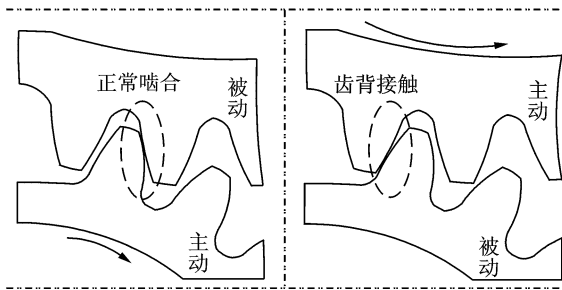


图 1 高速斜齿轮齿面动态啮合状态

Fig. 1 Dynamic meshing state of helical gear tooth surface

当齿轮发生齿背接触时,参与承载的瞬时齿面发生变化,轮齿之间的主被动关系也发生变化。有必要针对高速斜齿轮齿面实际啮合接触状态,分别对增/减速状态进行齿面承载接触分析^[16-17],求得斜齿轮齿面实际啮合接触状态,得到考虑齿背接触特性的斜齿轮啮合刚度。

传统的啮合刚度求解通常只考虑齿轮静态传动接触过程,将其等效到啮合扭振模型中,未能将齿轮实际动态传动状态与齿面接触分析相互耦合,故笔者采取如图 2 所示的计算思路,将齿面振动位移与齿面接触分析相结合。其中: λ 为动态传递误差; b 为 1/2 齿侧间隙。

根据图 2 所示的计算流程,以齿面相对振动位移为输入量,判定与齿侧间隙的关系,得到齿面接触/齿面脱啮/齿背接触状态,结合 TCA,LTCA 程序计算轮齿承载变形量,得到考虑齿背接触特性的斜齿轮动态啮合刚度如式(1)所示。可以看出,其同时与轮齿啮合时间和齿面相对振动位移相关联,表现出较强的非线性特性。

$$k(\lambda, t) = \begin{cases} k_1(t) & (\lambda > b) \\ 0 & (-b \leq \lambda \leq b) \\ k_2(t) & (\lambda < -b) \end{cases} \quad (1)$$

以表 1 所示的某单级斜齿轮参数为实例,运用上述方法,计算考虑齿背接触特性的斜齿轮动态啮

合刚度。

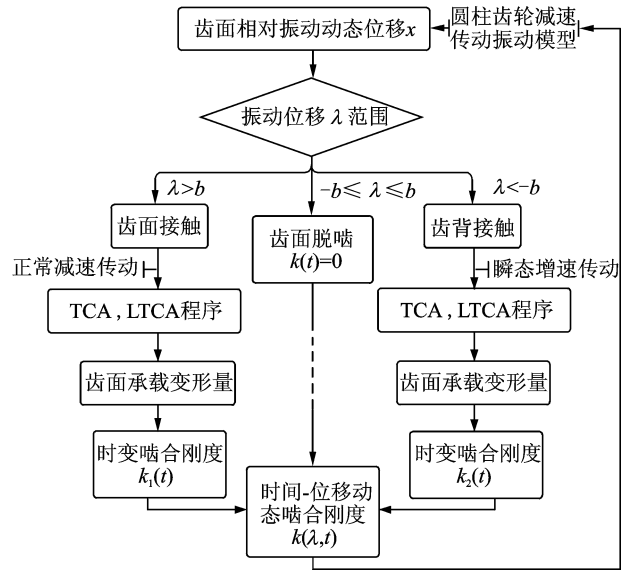


图 2 斜齿轮实际动态啮合刚度计算流程

Fig. 2 Calculation flow chart of helical gear meshing stiffness

表 1 某单级斜齿轮副参数

Tab. 1 Parameters of a single stage cylindrical helical gear pair

参 数	高速齿轮	低速齿轮
法向模数 /mm	6	6
压力角 / (°)	20	20
螺旋角 / (°)	9.90	-9.90
负载扭矩均值 / (N · m)	—	2 000
密度 / (g · cm ⁻³)	7.80	7.80
轮齿齿数	19	47
轮齿旋向	左旋	右旋
齿宽 /mm	55	50

图 3 为斜齿轮传动中齿面正常啮合与齿背接触啮合刚度的对比。可以看出,正常啮合刚度曲线和

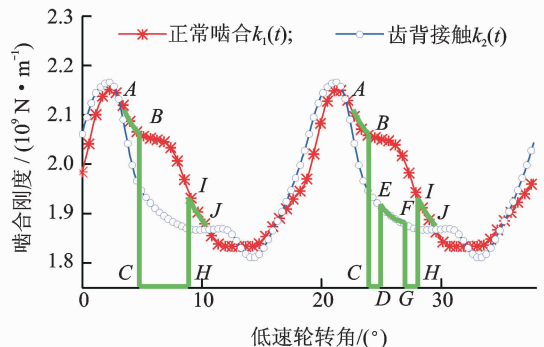


图 3 斜齿轮齿面/齿背接触啮合刚度曲线

Fig. 3 Meshing stiffness curves of tooth face/back contact

齿背接触刚度曲线存在明显差异,最大波动幅值 $k_1(t)$ 略小于 $k_2(t)$, 由于啮合齿对数变化转换点不在同一位置,故各啮合转角处对应两啮合刚度的数值也不相同。

图3显示,不考虑齿背啮合刚度时(即认为齿背啮合刚度等同于齿面啮合刚度),在实际啮合传动中,A点到J点的啮合刚度数值曲线历程表示为ABCHIJ,而当将齿背接触刚度考虑进去时,A点到J点的啮合刚度数值曲线历程则变为ABCDEF-GHIJ。可以看出,当考虑齿背接触刚度时,刚度曲线变化历程增加了CDEF段(包含两次刚度跳跃),进一步影响系统的传动稳定性。通过上述分析,建立了齿面动态啮合刚度与啮合转角/时间以及齿面振动位移之间的非线性耦合关系,有助于研究斜齿轮齿面振动内部耦合接触机理。

当系统输入转速为瞬态变激励时,将式(1)中啮合刚度以傅里叶级数形式进一步表示为

$$k(\lambda, t) = \begin{cases} k_{1m} + \sum_n \{k_{1an} \sin(z_1 n(\Omega_0 + at)t + \varphi_{1n})\} & (\lambda > b) \\ 0 & (-b \leq \lambda \leq b) \\ k_{2m} + \sum_n \{k_{2an} \sin(z_1 n(\Omega_0 + at)t + \varphi_{2n})\} & (\lambda < -b) \end{cases} \quad (2)$$

其中: k_{1m}, k_{2m} 为刚度均值; n 为傅里叶展开项数; k_{1an}, k_{2an} 为傅里叶展开的对应系数; z_1 为高速齿轮齿数; $\Omega_0 + at$ 为在加速率为 α 下的瞬态转速; $\varphi_{1n}, \varphi_{2n}$ 为傅里叶展开对应相位角。

2 斜齿轮啮合型瞬态振动模型

斜齿轮内部存在动态刚度、齿侧间隙等激励,外部包括时变扭矩/波动转速等激励^[18],结合图4所示斜齿轮动力学模型,建立用于分析系统瞬态振动特性的动力学方程组,如式(3)~(4)所示。

$$\begin{cases} m_p \ddot{y}_p + (c_{p1y} + c_{p2y}) \dot{y}_p + (k_{p1y} + k_{p2y}) y_p = -F_y \\ m_p \ddot{z}_p + c_{pz} \dot{z}_p + k_{pz} z_p = -F_z \\ I_p \ddot{\theta}_p = -F_y \cdot R_p + T_p \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} m_g \ddot{y}_g + (c_{g1y} + c_{g2y}) \dot{y}_g + (k_{g1y} + k_{g2y}) y_g = -F_y \\ m_g \ddot{z}_g + c_{gz} \dot{z}_g + k_{gz} z_g = -F_z \\ I_g \ddot{\theta}_g = -F_y \cdot R_g + T_g \end{cases} \quad (4)$$

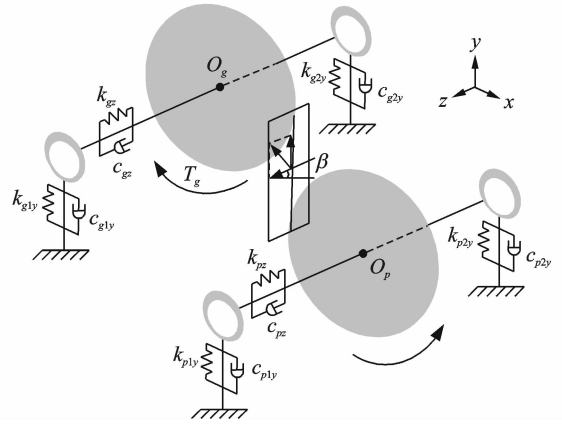


图4 斜齿轮啮合型扭振耦合动力学模型

Fig. 4 Torsional vibration coupling dynamics model

其中: y_p 为高速端斜齿轮端面啮合线方向振动位移; z_p 为高速端斜齿轮轴向振动位移; θ_p 为高速端斜齿轮扭转方向振动角度; y_g 为低速端斜齿轮在端面啮合线方向振动位移; z_g 为低速端斜齿轮轴向振动位移; θ_g 为低速端斜齿轮扭转方向振动角度; m_p, m_g, I_p, I_g 分别为高速端斜齿轮和低速端斜齿轮的当量质量及转动惯量; R_p, R_g 为高速端斜齿轮和低速端斜齿轮的基圆半径; c_{p1y}, c_{p2y} 为高速端斜齿轮左右两端径向支撑轴承的等效阻尼; c_{g1y}, c_{g2y} 为低速端斜齿轮左右两端径向支撑轴承的等效阻尼; k_{p1y}, k_{p2y} 为高速端斜齿轮左右两端支撑轴承的径向支撑刚度; k_{g1y}, k_{g2y} 为低速端斜齿轮左右两端支撑轴承的径向支撑刚度; c_{pz}, c_{gz}, k_{pz} 和 k_{gz} 为斜齿轮传动轴方向的等效阻尼和刚度; T_p, T_g 为齿轮系统输入端扭矩和负载端扭矩。

F_y, F_z 分别为斜齿轮轮齿端面啮合线方向和传动轴方向的轮齿动态啮合力,表达式为

$$\begin{cases} F_y = \cos\beta \dot{\lambda} c_m + \cos\beta f(\lambda) k(\lambda, t) \\ F_z = \sin\beta \dot{\lambda} c_m + \sin\beta f(\lambda) k(\lambda, t) \end{cases} \quad (5)$$

其中: β 为斜齿轮螺旋角; c_m 为啮合齿面的等效阻尼; $k(\lambda, t)$ 为动态啮合刚度,具体参见式(1)。

λ 为动态传递误差,表达式为

$$\lambda = \cos\beta(y_p - y_g + R_p\theta_p - R_g\theta_g) + \sin\beta(z_p - z_g) \quad (6)$$

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda - b & (\lambda > b) \\ 0 & (-b \leq \lambda \leq b) \\ \lambda + b & (\lambda < -b) \end{cases} \quad (7)$$

瞬态工况下,变转速外激励表示为

$$T_p(t) = T_{pm} + \sum_n \{T_{an} \sin(n(\Omega_0 + at)t + \varphi_n)\} \quad (8)$$

其中: T_{pm} 为负载扭矩均值; n 为傅里叶展开项数;

T_{an} 为傅里叶展开对应系数; $\Omega_0 + \alpha t$ 为在加速率 α 下的瞬态转速; φ_n 为傅里叶展开对应相位角。

3 系统瞬态振动特性影响分析

3.1 轮齿齿侧间隙因素影响

为了分析不同轮齿齿侧间隙对齿面啮合瞬态振动加速度的影响,在基于齿背接触刚度的基础上,分析不同齿侧间隙对齿面啮合瞬态振动的影响。以表 2 斜齿轮瞬态振动参数为计算参数,计算齿侧间隙分别为 4,8,10 和 12 μm 时,齿面啮合振动随瞬态转速的加速度响应。

表 2 斜齿轮瞬态振动参数

Tab. 2 Transient vibration parameters of helical gear pair

参 数	高速齿轮	低速齿轮
加速速率 $\alpha / (\text{rad} \cdot \text{s}^{-2})$	500	—
负载扭矩波动项 $T_{a1}, T_{a2} / \text{N}$	—	81.26
负载扭矩相位角 $\varphi_1, \varphi_2 / (^\circ)$	—	21.3, 15.7
最大转速 $n_{\max} / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	10 000	—
齿侧间隙 $/ \mu\text{m}$	4, 8, 10, 12	—

图 5~8 分别为齿侧间隙为 4,8,10 和 12 μm 时,在 0~10 000 r/min 加速过程中的齿面啮合瞬态振动加速度及其包络曲线。其中,共振转速 ω_0 为 7 500 r/min。

图 5 中(齿侧间隙为 4 μm),系统经过 1/3 和 1 倍共振转速区域时表现出瞬态放大特性,与线性特性一致。如图 6 所示,当齿侧间隙增加至 8 μm 时,系统除了表现出线性系统的共振放大特性外,1 倍共振转速的振动放大区域扩展至 $0.91\omega_0 \sim 1.10\omega_0$ 。当齿侧间隙进一步增至 10 μm (图 7)和 12 μm (图 8)时,瞬态振动放大区域分别为 $0.79\omega_0 \sim 1.28\omega_0$ 和 $0.75\omega_0 \sim 1.38\omega_0$,并且当齿侧间隙为 12 μm 时,

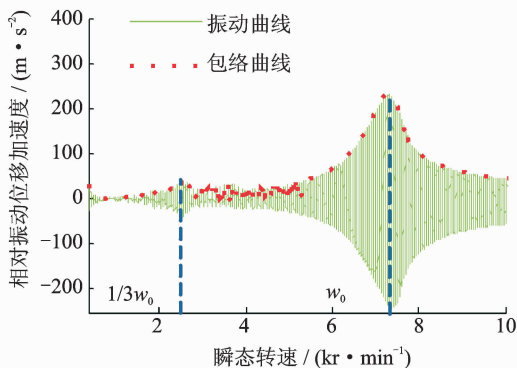


图 5 齿面啮合瞬态振动加速度(齿侧间隙为 4 μm)
Fig. 5 Transient vibration acceleration of helical gear ($b=4 \mu\text{m}$)

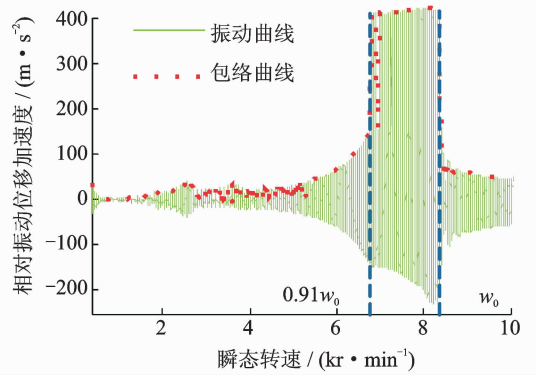


图 6 齿面啮合瞬态振动加速度(齿侧间隙为 8 μm)
Fig. 6 Transient vibration acceleration of helical gear ($b=8 \mu\text{m}$)

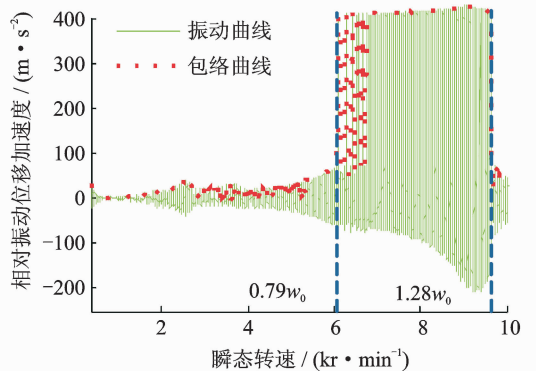


图 7 齿面啮合瞬态振动加速度(齿侧间隙为 10 μm)
Fig. 7 Transient vibration acceleration of helical gear ($b=10 \mu\text{m}$)

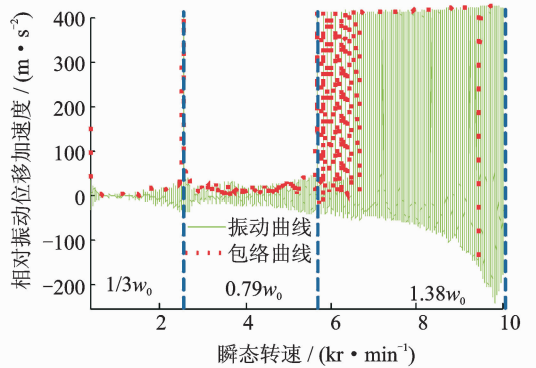


图 8 齿面啮合瞬态振动加速度(齿侧间隙为 12 μm)
Fig. 8 Transient vibration acceleration of helical gear ($b=12 \mu\text{m}$)

1/3 倍共振转速区出现瞬态非线性突变。

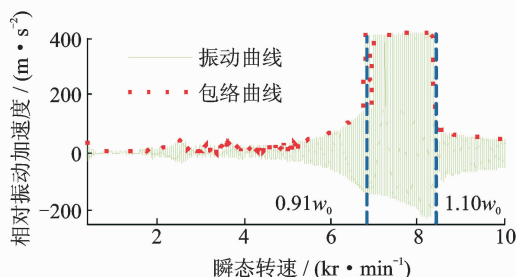
可以看出,齿侧间隙对高速斜齿轮的瞬态振动稳定性影响明显,随着齿侧间隙的增加,齿面啮合瞬态振动加速度的共振放大区域增大。因此,在设计传动齿侧间隙时,应考虑选取合适的齿侧间隙数值。

3.2 齿背接触刚度影响

如图 9 所示,为分析齿背接触刚度对斜齿轮瞬

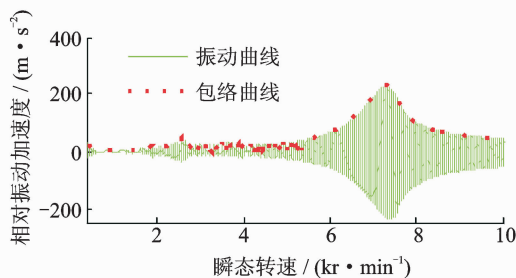
态振动特性的影响,分别计算基于齿背啮合刚度以及仅考虑承载齿面啮合刚度的瞬态振动响应。

图9(b)表明,仅考虑承载齿面啮合刚度的瞬态振动响应,在 $1\sim 10\ 000\ \text{r}/\text{min}$ 下均表现出线性特性。当基于齿背啮合刚度时,图9(a)中系统的瞬态振动响应则在瞬态经过 $0.91\omega_0\sim 1.10\omega_0$ 转速时,呈现非稳态放大特性。因此,建立考虑背接触刚度影响的斜齿轮啮合振动模型,有利于研究系统跨越共振区的非稳态放大机理,为设计低噪音传动系统提供合理的理论分析模型。



(a) 正常齿面啮合的瞬态振动响应

(a) Transient vibration considering normal mesh stiffness



(b) 基于齿背啮合刚度的瞬态振动响应

(b) Transient vibration considering teeth back stiffness

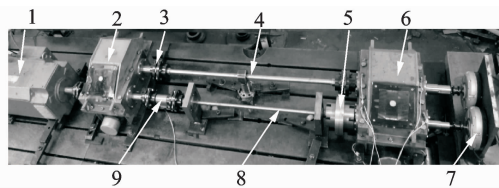
图9 齿背啮合刚度对啮合瞬态振动加速度影响(齿侧间隙为 $8\ \mu\text{m}$)

Fig.9 Influence of meshing stiffness on transient vibration ($b=8\ \mu\text{m}$)

4 瞬态振动试验测量与验证

为了进一步验证笔者提出的考虑齿背接触刚度的斜齿轮瞬态振动模型,搭建单级斜齿轮传动系统振动扭转测试试验台^[19-23]。图10为封闭功率流式斜齿轮试验台。实际测量中,按照图11所示斜齿轮瞬态扭转振动测量原理示意图,由电机控制器给定电机恒加速速率运转,通过海德汉圆光栅与采集卡配合采集两齿轮轴的时间-转角数据,处理得到两齿轮相对啮合振动加速度。

试验中选取两对齿侧间隙分别为 $4\ \mu\text{m}$ 和 $8\ \mu\text{m}$ 的标准斜齿轮,齿轮制造安装精度等级为6级精度,电机加速速率设为 $52\ \text{rad}/\text{s}^2$ 。为了满足数据采集



1-调速电机;2-陪试斜齿轮箱;3-弹性联轴器;4/8-扭力轴;5-扭矩加载器;6-试验斜齿轮箱;7-圆光栅;9-转速扭矩传感器

图10 封闭功率流式斜齿轮瞬态扭转测试试验台

Fig.10 Transient torsional vibration test rig with closed power flow

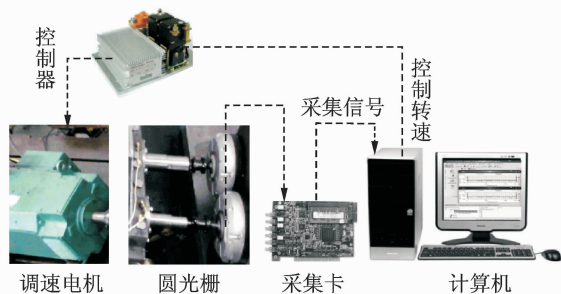
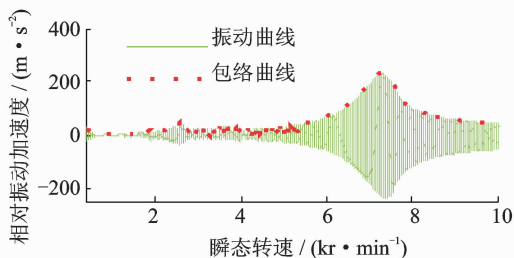


图11 斜齿轮瞬态扭转振动测量原理示意图

Fig.11 Schematic diagram of measurement of transient vibration

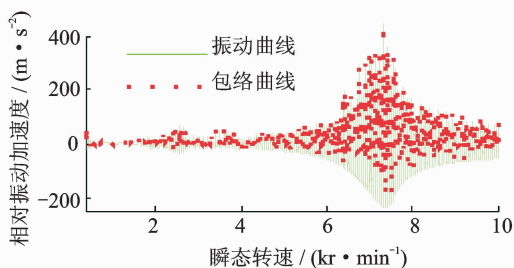
精度,光栅采集卡采集频率按最大输入转速下系统需求设定,其他相关参数如表1所示。

图12和图13分别为齿侧间隙为 $4\ \mu\text{m}$ 和 $8\ \mu\text{m}$



(a) 理论计算

(a) Theoretical calculation



(b) 试验测量

(b) Experimental measurement

图12 齿面啮合瞬态振动加速度试验对比(齿侧间隙为 $4\ \mu\text{m}$)

Fig.12 Experimental comparison of transient vibration of helical gear pair ($b=4\ \mu\text{m}$)

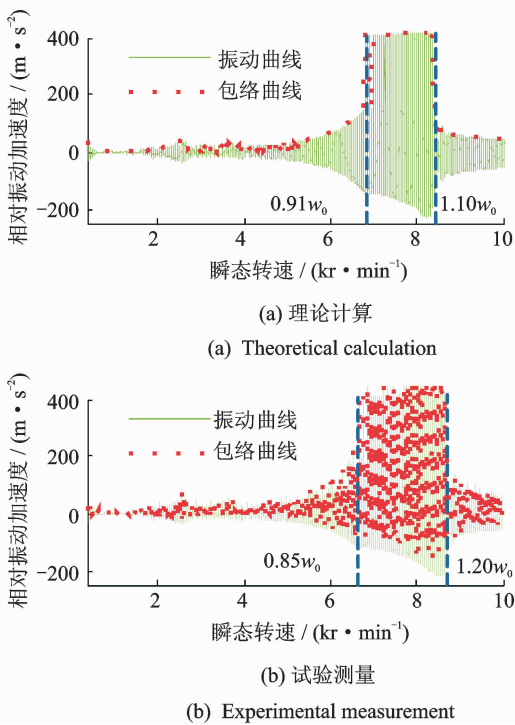


图 13 齿面啮合瞬态振动加速度试验对比(齿侧间隙为 $8 \mu\text{m}$)

Fig. 13 Experimental comparison of transient vibration of helical gear pair ($b=8 \mu\text{m}$)

时,斜齿轮瞬态振动加速度理论与试验结果对比。可以看出:当齿侧间隙为 $4 \mu\text{m}$ 时,理论曲线与试验曲线均在 $1/3, 1$ 倍共振转速下表现出稳态放大特性;当齿侧间隙增至 $8 \mu\text{m}$ 时,瞬态振动在 $0.85\omega_0 \sim 1.20\omega_0$ 处呈现非稳态放大区域。试验结果较好地验证了笔者关于齿背啮合刚度对斜齿轮瞬态振动特性影响的理论分析。

5 结 论

1) 针对斜齿轮高速啮合过程中出现的齿背实际接触现象,分别对增/减速状态进行齿面承载接触分析,建立了考虑齿背接触特性的斜齿轮动态啮合刚度与啮合转角以及齿面振动位移之间的动态耦合机理。

2) 通过建立高速斜齿轮瞬态振动模型,分析了齿侧间隙与齿背接触刚度对瞬态振动特性的影响,为理清系统跨越共振区的非稳态放大机理、设计低噪音传动系统提供了合理的理论分析模型。通过搭建单级斜齿轮传动系统振动瞬态扭转测试试验台,进一步验证了齿背接触刚度对斜齿轮瞬态振动特性的重要影响性。

参 考 文 献

[1] Parker R G. Analytical/computational investigation of

planetary gear dynamics in rotorcraft transmissions [R]. [S. l.]: NASA Technical Memorandum, 2008.

[2] 周飞鲲. 纯电动汽车动力系统参数匹配及整车控制策略研究[D]. 长春:吉林大学, 2013.

[3] Zhu Xiaoyuan, Zhang Hui, Fang Zongde. Speed synchronization control for integrated automotive motor - transmission powertrain system with random delays [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2015, 64-65: 46-57.

[4] 殷春芳, 张金超, 汪少华. 减振器示功图面积对车辆平顺性的影响[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2017, 38(6): 645-651.

Yin Chunfang, Zhang Jinchao, Wang Shaohua. Influence of damper indicator diagram area on vehicle ride comfort [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2017, 38(6): 645-651. (in Chinese)

[5] Zhu Xiaoyuan, Zhang Hui, Cao Dongpu, et al. Robust control of integrated motor-transmission powertrain system over controller area network for automotive applications [J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2015, 58/59: 15-28.

[6] 张袅娜, 周长哲, 高泽霖. 基于 FCMAC 神经网络的 PHEV 转矩分配策略[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2017, 38(6): 652-657.

Zhang Niaona, Zhou Changzhe, Gao Zelin. Torque distribution strategy of PHEV based on FCMAC neural network[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2017, 38(6): 652-657. (in Chinese)

[7] Rahman M, Zhi C O, Wen T C, et al. Performance enhancement of wind turbine systems with vibration control: a review[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2015, 51: 43-54.

[8] Singh A, Parey A. Gearbox fault diagnosis under fluctuating load conditions with independent angular resampling technique, continuous wavelet transform and multilayer perceptron neural network[J]. Iet Science Measurement & Technology, 2017, 11(2): 220-225.

[9] 王峰, 方宗德, 李声晋. 齿面三维修形对人字齿轮振动特性影响分析与试验研究[J]. 振动工程学报, 2016, 29(2): 220-230.

Wang Feng, Fang Zongde, Li Shengjin. A theoretical and experimental investigation on effect of three dimensional modification on vibration characteristics of herringbone gear system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(2): 220-230. (in Chinese)

[10] 蔡英凤, 高力, 陈龙. 基于聚类算法的车道线检测方法[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2017, 38(6): 621-625.

Cai Yingfeng, Gao Li, Chen Long. Lane detection method based on clustering algorithm[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2017, 38(6): 621-625. (in Chinese)

[11] 周志刚, 秦大同, 杨军, 等. 考虑失效相关性的风力发电机齿轮传动系统动态可靠性分析[J]. 太阳能学

- 报, 2013, 34(7): 1212-1219.
- Zhou Zhigang, Qin Datong, Yang Jun, et al. Time-dependent reliability analysis of gear transmission system of wind turbine under stochastic wind load[J]. Acta Energeticae Solaris Sinica, 2013, 34(7): 1212-1219. (in Chinese)
- [12] 李海鹏, 王良模, 陈刚. 基于有限元的差速器齿轮动态啮合特性分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2017, 38(6): 626-631.
- Li Haipeng, Wang Liangmo, Chen Gang, et al. Dynamic meshing characteristics analysis of differential gears based on finite element[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2017, 38(6): 626-631. (in Chinese)
- [13] 刘占生, 崔亚辉, 叶建槐, 等. 非线性油膜力和啮合力作用下齿轮系统的振动特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2009(23): 84-91.
- Liu Zhansheng, Cui Yahui, Ye Jianhuai, et al. Research on vibration characteristics of gear system with nonlinear oil film force and mesh force[J]. Proceedings of the CSEE, 2009(23): 84-91. (in Chinese)
- [14] 陈小安, 缪莹赟, 杨为, 等. 基于有限单元法的多间隙耦合齿轮传动系统非线性动态特性分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(2): 46-49.
- Chen Xiaohan, Miu Yingyun, Yang Wei, et al. Nonlinear dynamic characteristics analysis of a gear transmission system with multiple clearances based on finite element method[J]. Journal of Vibration & Shock, 2010, 29(2): 46-49. (in Chinese)
- [15] 秦大同, 周志刚, 杨军, 等. 随机风载作用下风力发电机齿轮传动系统动态可靠性分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(3): 1-8.
- Qin Datong, Zhou Zhigang, Yang Jun, et al. Time-dependent reliability analysis of gear transmission system of wind turbine under stochastic wind load[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(3): 1-8. (in Chinese)
- [16] 王峰, 方宗德, 李声晋. 滚动轴承支撑人字齿轮传动系统动力传递过程分析研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(3): 25-32.
- Wang Feng, Fang Zongde, Li Shengjin. Research and analysis on power transmission processing of herringbone gear trains system with rolling bearing support[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(3): 25-32. (in Chinese)
- [17] 王峰, 方宗德, 李声晋, 等. 人字齿轮系统振动传递分析优化与试验验证[J]. 机械工程学报, 2015, 51(1): 34-42.
- Wang Feng, Fang Zongde, Li Shengjin, et al. Analysis optimization and experimental verification of herringbone gear transmission system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(1): 34-42. (in Chinese)
- [18] Motahar H, Samani F S, Molaie M. Nonlinear vibration of the bevel gear with teeth profile modification[J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 83(4): 1875-1884.
- [19] 王峰, 徐兴, 方宗德. 修形人字齿轮振动测试试验台可行性验证[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5): 902-906.
- Wang Feng, Xu Xing, Fang Zongde. Feasibility verification on vibration testing bench of herringbone gear with tooth surface modification[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(5): 902-906. (in Chinese)
- [20] 任万龙, 郝宗睿, 王越, 等. 改进粒子群算法在三维水翼设计中的应用[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2017, 38(2): 168-172.
- Ren Wanlong, Hao Zongrui, Wang Yue, et al. Application of improved particle swarm algorithm in 3D design of hydrofoil[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2017, 38(2): 168-172. (in Chinese)
- [21] 马辉, 王奇斌. 不同自由度耦合斜齿轮转子系统的振动特性[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(4): 650-657.
- Ma Hui, Wang Qibin. Vibration characteristics analysis of a helical gear rotor system considering different degrees of freedom coupling[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(4): 650-657. (in Chinese)
- [22] 杨洋, 詹永照, 王新宇. 基于相对位置的2阶段低级动作分割方法[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2017, 38(2): 186-191.
- Yang Yang, Zhan Yongzhao, Wang Xinyu. A two-phase low-level motion data segmentation method based on relative position[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2017, 38(2): 186-191. (in Chinese)
- [23] 江浩斌, 李傲雪, 马世典. 电动汽车气流能量回收装置的设计与性能分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2017, 38(2): 125-132.
- Yjiang Haobin, Li Aoxue, Ma Shidian. Design and performance analysis of airflow energy recovery device of electric vehicle[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2017, 38(2): 125-132. (in Chinese)



第一作者简介: 王峰, 男, 1986年7月生, 副教授。主要研究方向为智能机电传动系统分析控制及混合动力齿轮传动系统动力学。曾发表《滚动轴承支撑人字齿轮传动系统动力传递过程分析研究》(《机械工程学报》2014年第50卷第3期)等论文。

E-mail: bewater@ujs.edu.cn

