



引用格式:杨果,王华,冯爱平. 动力刀架动力学研究及影响因素分析[J]. 轻工学报,2019,34(1):87-93.

中图分类号:TH132 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2019.01.012

文章编号:2096-1553(2019)01-0087-07

# 动力刀架传动链动力学研究及影响因素分析

## Dynamic research and influencing factor analysis of transmission chain of power turret

杨果<sup>1</sup>,王华<sup>1</sup>,冯爱平<sup>2</sup>

YANG Guo<sup>1</sup>,WANG Hua<sup>1</sup>,FENG Aiping<sup>2</sup>

1. 南京工业大学 机械与动力工程学院,江苏 南京 211816;

2. 烟台汽车工程职业学院 机电工程系,山东 烟台 264000

1. College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China;

2. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Yantai Automotile Engineering Professional College, Yantai 264000, China

**摘要:**针对实际工况下动力刀架刀具驱动由于传动链不平稳啮合而产生较高振动噪声的问题,基于非线性动力学理论和虚拟样机技术,以 AK33125 动力刀架为研究对象,建立了刀具驱动模块 6 级 7 齿轮传动动力学模型,对动力刀架刀具驱动传动链进行了动力学研究,分析了相关参数对传动链动态响应的影响。结果表明:齿轮副间适当的阻尼有助于提高传动链的稳定性;较小的负载扭矩可以减小传动链的速度波动幅值及频率;传动链速度波动的频率及振幅会随着电机齿轮输入转速的增加而增大。在实际工况中,可通过适当改变润滑方式以增大传动链齿轮副间啮合阻尼、加注切削液以适当减小切削载荷、在不影响切削效率的前提下适当降低电机转速等措施,减小刀架的振动噪声。

### 关键词:

动力刀架;刀具驱动;  
传动链;振动噪声

### Key words:

power turret; tool drive;  
transmission chain;  
vibration noise

收稿日期:2018-08-27

基金项目:国家重大科技专项项目(2014ZX04011031)

作者简介:杨果(1993—),男,河南省唐河县人,南京工业大学硕士研究生,主要研究方向为现代设计方法与技术。

通信作者:王华(1978—),男,江苏省南通市人,南京工业大学教授,主要研究方向为机械部件数值建模与损伤机理研究、机械系统健康监测技术和先进控制方法等。

**Abstract:** Aiming at the problem of high vibration and noise caused by unstable meshing of driving chain in the actual working condition of power turret, based on the theory of non-linear dynamics and virtual prototyping technology, taking AK33125 power tool holder as the research object, a 6-level and 7-gear driving dynamic model of tool driving module is established. The dynamics of tool driving transmission chain was studied, and the dynamic response of relevant parameters to transmission chain was analyzed. The results showed that proper damping between gear pairs could improve the stability of transmission chain; smaller load torque could reduce the amplitude and frequency of speed fluctuation of transmission chain; the frequency and amplitude of speed fluctuation of transmission chain would increase with the increase of input speed of motor gear. In actual working conditions, the vibration noise of tool holder can be reduced by changing lubrication modes properly to increase meshing damping between transmission chain gears, adding cutting fluid to reduce cutting load properly and reducing motor speed properly without affecting cutting efficiency.

## 0 引言

动力刀架是中高档数控机床的重要功能部件,具有铣、钻、镗等动力输出功能,是加工中心、数控车床必备的机床附件<sup>[1]</sup>. 在实际工况下,动力刀架噪声较高,其噪声主要来源于传动链的不平稳运行产生的振动. 周辉<sup>[2]</sup>以常州亚兴生产的动力刀架为研究对象,在噪声源识别、振动和噪声实验的基础上,经过仿真计算分析,提出了齿轮修缘、使用低噪声轴承、选择合适的阻尼材料、增加刚度等有效的减振降噪措施. L. J. Xu 等<sup>[3]</sup>以常州新墅生产的动力刀架为研究对象,基于相关动力学理论,对刀架传动系统进行了动力学建模、齿轮系统减振优化设计等研究发现,通过减小齿轮的质量、转动惯量和适当提高轴承刚度可提高刀架传动链的低阶固有频率. 季发举<sup>[4]</sup>对沈阳机床厂生产的动力刀架进行了相关的研究,为降低齿轮啮合副的振动,以第一级直齿轮传动为例,通过对比研究其传递误差曲线、传递误差频谱分析结果等,确定了齿轮修形最佳方案. 胡鹏等<sup>[5]</sup>考虑传动链啮合过程中时变啮合刚度等相关因素的影响,分析了系统在不同转速、不同啮合刚度作用下输入端和输出端齿对的动态传递误差和动态啮合力的变化趋势.

AK33 系列动力刀架市场占有率较高,但由于针对其工作噪声较高问题的理论研究相对缺

乏,噪声问题至今依旧存在. 鉴于此,本文基于非线性动力学对 AK33125 动力刀架刀具驱动传动链进行动力学研究,构建传动链动力学模型,并结合 ADAMS 对其进行动力学仿真,分析相关参数对系统动态响应的影响,以期为 AK33 系列动力刀架在实际应用中的减振降噪提供一定的理论依据,并为其传动链的优化奠定基础.

## 1 AK33125 动力刀架的动力学模型

AK33125 动力刀架刀具驱动传动链结构简图如图 1 所示,电机齿轮 1 与电机相连,并以最高 3000 r/min 的转速输入动力,经 6 级 7 齿轮传动后,由输出齿轮 7 与刀具相连接完成铣削、钻孔等动力输出.

为研究工作状态下传动链各齿轮的动态特性,以前两级传动为例,建立图 2 所示的传动系

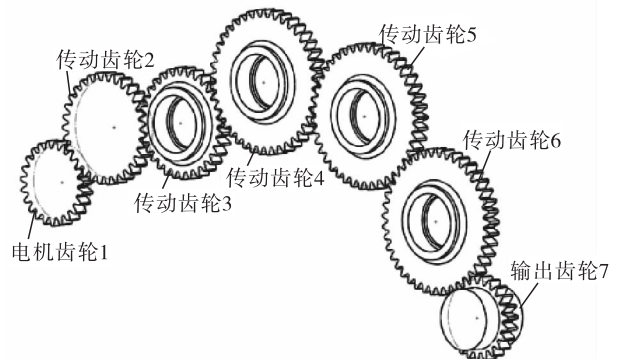


图 1 AK33125 动力刀架刀具驱动传动链简图

Fig. 1 Brief drawing of tool drive chain of AK33125 power turret

统动力学模型. 模型参数有电机驱动扭矩  $T_1$ , 各级齿轮的传动扭矩  $T_i$ , 传动链各齿轮转角位移  $\theta_i = \omega_i t$ , 传动链间对应的阻尼值  $C_i$ , 时变啮合刚度  $k_i(t)$ , 侧隙大小  $2b_i$ , 各级传动的静态传递误差  $e(t)_i$ , 其中各参数中  $i = 2, \dots, 6$ .

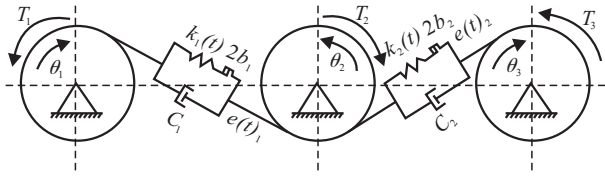


图2 传动系统动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of transmission system

根据所建立的传动系统动力学模型可建立刀具驱动传动链前两级啮合的动力学微分方程<sup>[6]</sup>:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 + C_1 R_1 (R_1 \dot{\theta}_1 - R_2 \dot{\theta}_2 - \dot{e}(t)_1) + \\ k_1(t) R_1 f(R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 - e(t)_1) = T_1 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + C_1 R_2 (R_1 \dot{\theta}_1 - R_2 \dot{\theta}_2 - \dot{e}(t)_1) + \\ k_1(t) R_2 f(R_1 \theta_1 - R_2 \theta_2 - e(t)_1) = -T_2 \\ I_3 \ddot{\theta}_3 + C_2 R_3 (R_2 \dot{\theta}_2 - R_3 \dot{\theta}_3 - \dot{e}(t)_2) + \\ k_2(t) R_3 f(R_2 \theta_2 - R_3 \theta_3 - e(t)_2) = T_3 \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $f(R_i \theta_i - R_j \theta_j - e(t)_i)$  为间隙非线性函数. 令  $x$  为啮合副的动态传动误差, 则  $x_i = R_i \theta_i - R_j \theta_j - e(t)_i$ , 传动链的间隙非线性函数可表示为

$$f(x_i) = \begin{cases} x_i - b_i & x_i > b_i \\ 0 & -b_i \leq x_i \leq b_i (i = 2 \dots 6) \\ x_i + b_i & x_i < -b_i \end{cases}$$

由式①可知, 传动链的转矩、转速、啮合阻尼、啮合刚度等, 对系统动态响应具有直接的影响. 由于转动惯量与齿轮的质量和旋转轴位置等基本属性有关<sup>[7]</sup>, 传动链各齿轮固定, 则各齿轮的转动惯量不变, 因此转动惯量对传动链动态响应的影响是固定的. 所以本文对转动惯量对传动链动态响应的影响不做研究.

## 2 传动链动力学仿真分析

基于动力学理论结合 ADAMS 动力学仿真分析软件对刀具驱动传动链进行研究, 并分析转速、扭矩载荷等因素对齿轮传动系统动态响应的影响, 为实际应用中刀架的降噪提供一定的理论参考.

### 2.1 传动链啮合传动虚拟样机的建立

根据表 1 中刀具驱动模块传动链的结构参数, 利用 SolidWorks 三维建模软件建立传动链参数化模型, 并省略模型倒角等细微特征对其进行相应的简化. 所建立的模型在保证与 ADAMS 单位统一的前提下将其保存为 Parasolid 格式, 并导入 ADAMS 中以便进行后续研究<sup>[8]</sup>.

表 1 传动链结构参数

Table 1 Drive chain structural parameters

齿轮	齿数	直径/mm
电机齿轮 1	23	63.25
传动齿轮 2	31	85.25
传动齿轮 3	31	85.25
传动齿轮 4	41	112.75
传动齿轮 5	41	112.75
传动齿轮 6	41	112.75
输出齿轮 7	23	63.25

将三维模型导入 ADAMS 仿真软件后进行虚拟样机的建立<sup>[9]</sup>, 其具体步骤为:

1) 基于 SolidWorks 齿轮副参数化建模功能, 建立传动链的刚体模型并进行简化处理, 导入 ADAMS 环境;

2) 对操作环境单位、模型的重力加速度及材料属性等分别进行定义, 赋予传动链 20CrMnTi 以材料属性;

3) 为设定齿轮副啮合速度共同点, 分别在 6 级传动分度圆的切点处建立 Marker 点, 并在各齿轮旋转中心处建立标记点;

4) 在 7 个齿轮旋转轴处创建转动副, 并在 6 级传动间添加齿轮副的运动副附加约束;

5)为传动链6级拟合传动间创建 contact 碰撞接触,实现各级齿轮的啮合运动;

6)在电机齿轮转动轴处添加旋转副运动副驱动,并在输出齿轮旋转轴创建作用力矩。

## 2.2 刀具驱动传动链接触参数的选取

在计算过程中,动态接触力的计算是基于 ADAMS 动力学仿真软件完成的,在动力源经6级7齿轮传动驱动刀具进行切削过程中,传动链动态接触齿面间的距离是个变量,因此考虑到能量守恒和能量损耗等因素,在仿真计算过程中加入非线性弹簧阻尼器,其阻尼项为

$$\text{step}(\delta, 0, 0, D_{\max}, C_{\max}) \frac{d\delta}{dt}$$

动态接触力为

$$F_n = K \cdot \delta^e + \text{step}(\delta, 0, 0, D_{\max}, C_{\max}) \frac{d\delta}{dt}$$

式中: $K$ 为齿轮副碰撞接触刚度系数, $\delta$ 为齿轮啮合过程中齿面的瞬时穿透量, $e$ 为力指数, $D_{\max}$ 为最大穿透量, $C_{\max}$ 为最大阻尼系数。当 $\delta=0$ 时,阻尼系数 $C=0$ ;当 $\delta=D_{\max}$ 时,阻尼系数 $C=C_{\max}$ 。

齿轮副的啮合接触碰撞可视为变曲率半径的圆柱面接触,根据赫兹接触理论可得接触刚度

$$K = \frac{4}{3} E \sqrt{R}$$

式中:齿轮副材料的综合弹性模量 $E =$

$$\frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)(1 - \mu^2)}, E_1 \text{ 和 } E_2 \text{ 分别为主动轮和从}$$

动轮的弹性模量; $\mu$ 为泊松比;齿轮副啮合点的

$$\text{综合曲率半径 } R = \frac{R_1 R_2}{R_1 \pm R_2}, R_1 \text{ 和 } R_2 \text{ 分别为啮}$$

合副被动齿轮和主被动齿轮的分度圆半径,用来代替啮合点接触点的接触半径。

根据刀具驱动链的材料属性可计算得到各级啮合副的刚度系数如下: $K_1 = 6.27 \times 10^5$ ,  
 $K_2 = 6.8 \times 10^5$ , $K_3 = 7.2 \times 10^5$ , $K_4 = 7.82 \times 10^5$ ,

$$K_5 = 7.82 \times 10^5, K_6 = 6.63 \times 10^5.$$

力指数 $e$ 为计算瞬时法向力中材料刚度项贡献值的指数,一般金属取值范围为1.3~1.5,此处选 $e=1.5$ 。阻尼系数 $C$ 为定义齿轮副材料的阻尼属性,通常情况下啮合阻尼较小,因此仿真过程中取 $C=0.01K$ 。穿透深度 $D$ 为全阻尼时的穿透值,取值范围应大于0,在仿真过程中取0.1。设各级啮合副间存在库伦摩擦,且定义当啮合面间相对速度大于1000时齿面间为动摩擦,摩擦系数为0.05;当啮合面间相对速度小于100时齿面间为静摩擦,摩擦系数为0.1;当啮合面间相对速度处于100到1000之间,齿面间为过渡摩擦<sup>[10]</sup>。

## 2.3 仿真分析结果

根据动力刀架实际工况下刀具动力输出的最大速度与最大扭矩,在电机齿轮轴处施加最大转速3000 r/min,在动力输出齿轮轴处施加60 N·m负载扭矩进行仿真分析。设定分析时间为0.02 s,为使传动链驱动刀具平稳运行,定义step函数使转速在0.01 s内加至规定值。转速函数表达式为 $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 0.01, 18000d)$ ,含义为电机启动时速度为0,时间为0.01 s时电机的转速达到18000°/s,即3000 r/min,转速曲线如图3所示。转矩加载表达式为 $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 0.01, 60000)$ ,含义为起始刀具负载为0,当时间为0.01 s时,刀具的负载达到60000 N·mm,加载曲线如图4所示。

为研究传动链的啮合状态,提取电机齿轮及刀具驱动输出齿轮的转速,如图5所示;提取电机齿轮与刀具驱动输出齿轮的转动加速度,如图6所示;提取传动链1级啮合副的接触力动态变化过程,如图7所示。

根据齿轮的转速、加速度及啮合副接触力动态曲线可直观得到:1)传动链齿轮的转动为先加速后匀速,且存在一定的速度波动,在电机齿轮加速过程中,齿轮的角速度存在波动,但速

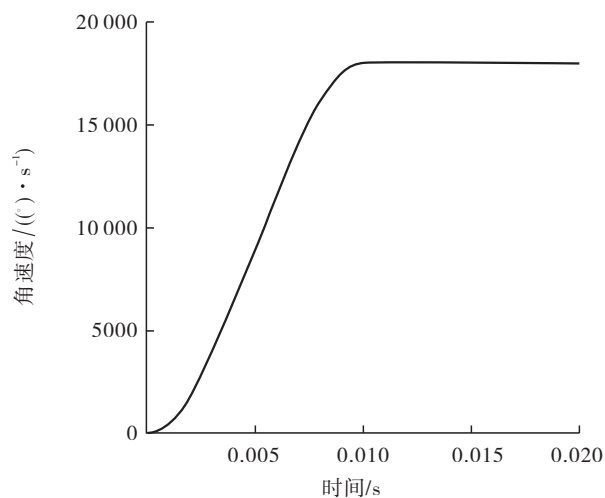


图3 电机驱动转速曲线

Fig.3 Motor drive speed curve

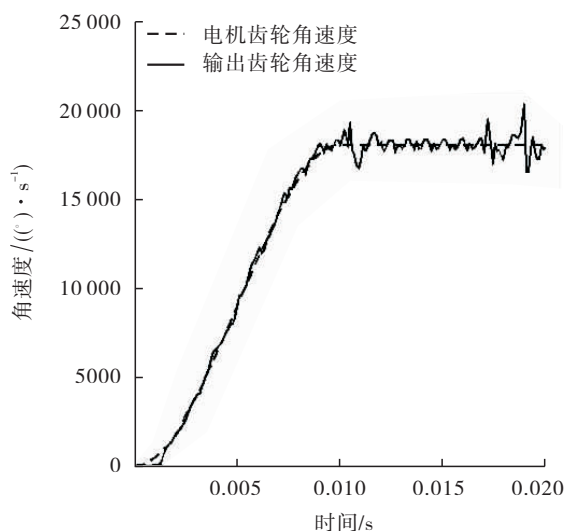


图5 输出齿轮转速

Fig.5 The speed of output gear

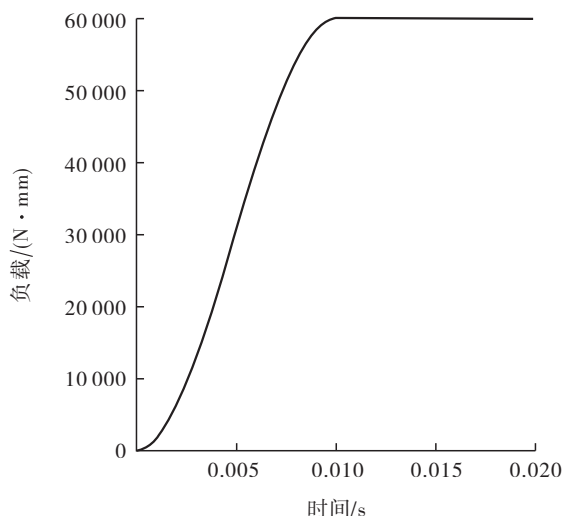


图4 负载加载曲线

Fig.4 Load loading curve

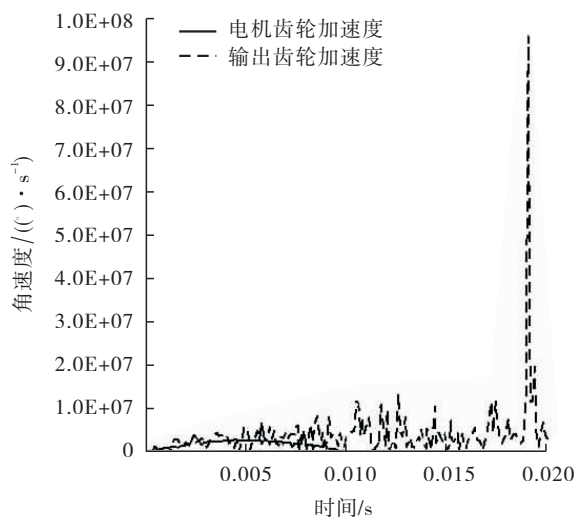


图6 输入输出齿轮加速度

Fig.6 Input and output gear acceleration

度达到规定之后加速度为零.2)动力输出齿轮在整个传动链加速后仍存在较大的加速度突变,传动链1级啮合接触力在啮合周期内存在一定程度的波动.这些加速度、速度及接触力的不稳定变化将引起传动链振动噪声.

### 3 相关参数对传动链的影响分析

由上述对传动链的动力学分析可知,在传动链驱动刀具切削过程中,刀具驱动传动链存在一定程度的速度、加速度及接触力的阶跃性

跳动,波动的存在将导致传动系统的不稳定啮合从而产生振动噪声.下面将以动力输入和输出齿轮的速度作为传动链的动态响应,研究啮合齿轮副间的阻尼、电机转速与切削阻力扭矩对传动链响应的影响.

#### 3.1 啮合副间的阻尼对传动链的影响

分别设定啮合副间的阻尼系数  $C = 0$ ,  $C = 0.001K$ ,  $C = 0.0001K$ ,保持其余参数不变,对传动链动态响应进行研究.图8为不同阻尼系

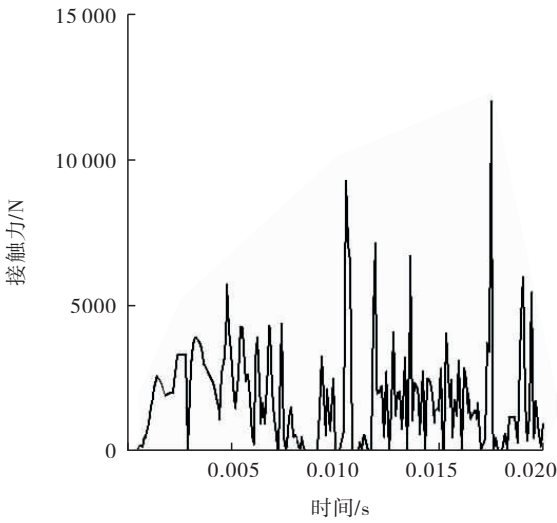


图7 传动链1级啮合接触力

Fig.7 Contact force of transmission chain level 1 meshing

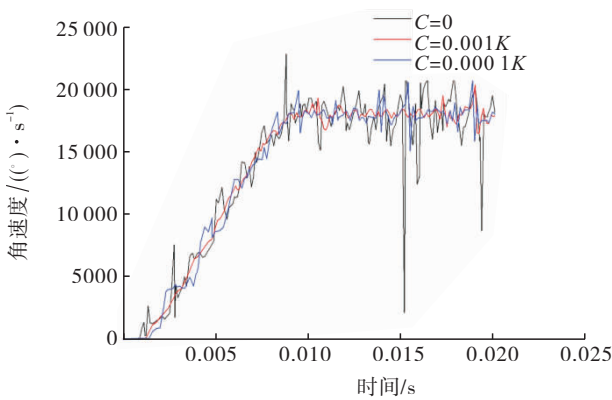


图8 不同啮合副间阻尼下的角速度动态变化

Fig.8 Dynamic response of angular velocity under different meshing damping

数下传动链动力输出齿轮的角速度动态变化曲线.

从图8可以看出,当齿轮啮合副间的阻尼系数为0时,动力输出齿轮的转速不稳定,因此曲线存在较大的波动;随着啮合副间阻尼系数的增大,传动链动力输出齿轮的转速曲线波动逐渐减小并趋向于稳定. 综上所述可知,齿轮副间适当的阻尼存在将有助于提高传动链的稳定性,因此为提高刀具驱动传动链的传动稳定性、降低刀架的振动噪声,可适当改变润滑方式等,以

增大动力刀架刀具驱动传动链的啮合阻尼.

### 3.2 负载扭矩对传动链的影响

改变作用在动力输出齿轮上的扭矩载荷,保持其余参数不变,以动力输出齿轮速度的动态变化过程作为响应,研究载荷扭矩变化对传动链稳定性的影响. 分别选取作用在传动链输出齿轮上的负载扭矩为 30 N·m,60 N·m 和 90 N·m,不同加载扭矩作用下动力输出齿轮的角速度动态变化过程如图9所示.

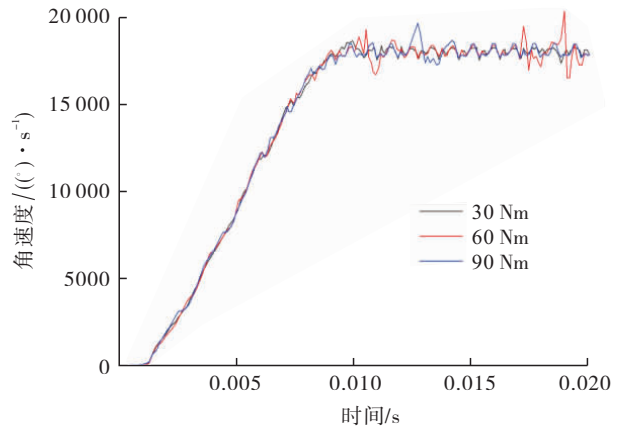


图9 不同扭矩下的角速度动态变化

Fig.9 Dynamic response of angular velocity under different torques

由图9可知,在扭矩载荷为 30 N·m 作用下,动力输出齿轮的转速有微量的波动. 随着扭矩的增大,齿轮的动态转速出现一定的波动,但波动幅度较小. 即使扭矩超过刀架的极限输出达到 90 N·m 时,齿轮的转速动态波动幅度仍然较小,但波动频率有所增大. 由此可见,负载扭矩的增大对传动链稳定性会产生一定的负面影响,较小的负载扭矩可减小传动链的速度波动幅值及频率. 因此,为提高传动链的稳定性、降低刀架噪声,在切削工况下,可通过加注切削液来适当减小切削载荷以降低传动链的速度波动.

### 3.3 转速对传动链的影响

保持其他参数不变,改变电机齿轮的输入转速,分别以 2400 r/min,3000 r/min 和 3600 r/min 的输入速度对传动链的动力学特性进行研

究,不同电机转速驱动下传动链的速度动态变化过程如图 10 所示。

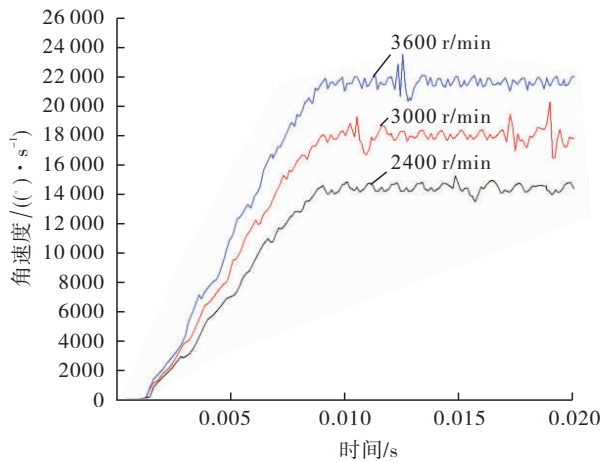


图 10 不同驱动转速下动态响应

Fig. 10 Dynamic response of angular velocity at different driving speeds

当电机以转速 2400 r/min 驱动时,输出齿轮的转动速度存在一定程度的波动.随着输入速度的增加,齿轮传动链速度响应有一定的阶跃跳动.由此可见,输入速度的增加使传动链速度波动的频率及振幅有一定程度的增大,而电机驱动转速的增大将加剧刀架的振动噪声.因此,在加工过程中,应在不影响切削效率的前提下适当降低电机转速.

## 4 结语

本文为研究 AK33125 动力刀架噪声来源与刀具驱动传动链的动力学特性,基于动力学理论,建立了传动链的虚拟样机模型,对传动链的动力学特性进行仿真分析.仿真分析以动力输出转速作为主要响应,研究了传动链的啮合阻尼、负载扭矩及电机输入转速等因素对刀架动态响应的影响.结论如下.

1) 齿轮副间适当的阻尼有助于提高传动链的稳定性,在实际工况下可适当改变润滑方式等增大动力刀架刀具驱动传动链的啮合阻尼.

2) 负载扭矩的增大对传动链稳定性会产

生一定的负面影响,较小的负载扭矩可减小传动链的速度波动幅值及频率,因此在实际应用中可适当采用切削液来提高传动链的稳定性.

3) 电机驱动转速的增大将加剧刀架的振动噪声,在加工过程中,应在不影响切削效率的前提下适当降低电机转速.

## 参考文献:

- [1] 杨果,王华,何培瑜.动力刀架刀具驱动模块动态特性分析[J].组合机床与自动化加工技术,2018(9):122.
- [2] 周辉.动力刀架噪声源分析与声辐射仿真[D].南京:东南大学,2011.
- [3] XU L J, CHEN N. Natural properties analysis of an idler gear system of a new NC power turret [J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 199: 377.
- [4] 季发举.动力伺服刀架转位系统若干关键技术问题研究[D].沈阳:东北大学,2013.
- [5] 胡鹏,路金昌,张义民.含时变刚度及侧隙的多级齿轮系统非线性动力学特性分析[J].振动与冲击,2014,33(15):150.
- [6] 张义民,路金昌,胡鹏.转速及扭矩对啮合齿轮副非线性特性影响分析[J].东北大学学报(自然科学版),2014,35(3):397.
- [7] 闻邦椿,张义民,鄂中凯,等.机械设计手册[M].北京:机械工业出版社,2015.
- [8] FU H D, GAO J G, WANG S G. Dynamic simulation of gear meshing force based on ADAMS [J]. *Advanced Materials Research*, 2014, 1049: 867.
- [9] 秦涛,孟凡净,刘德政.基于虚拟样机技术的行星齿轮传动系统仿真分析[J].制造业自动化,2018(1):51.
- [10] 牛秋蔓,梁松,张义民.几何偏心齿轮动力学仿真分析[J].振动、测试与诊断,2013,33(S1):49.