

# 考虑转速与负载的 RV 减速器振动特性分析

许建民<sup>1,2</sup>, 郑庆杰<sup>1</sup>, 龚晓岩<sup>1</sup>, 刘 坤<sup>1</sup>, 宋 雷<sup>1</sup>

(1. 厦门理工学院 机械与汽车工程学院, 福建 厦门 361024;  
2. 柔性化装备制造集成福建省高校重点实验室, 福建 厦门 361021)

**[摘要]** 为研究转速与负载对 RV 减速器振动特性的影响, 建立 RV-40E 型减速器刚柔耦合虚拟样机模型。首先, 基于 ANSYS 建立 RV 减速器力学模型并进行模态计算, 得到其主要零部件的固有频率与相应振型; 然后, 利用 ADAMS 软件对样机模型进行多体动力学分析, 并对结果进行时域与频域分析。分析结果表明: 容易引起 RV 减速器整机共振的固有频率段为 2929.6, 2938.9, 3162.8 Hz; 受转速影响, 同一梯度内加速度曲线幅值涨幅在 16% 以内, 负载影响下, 同一梯度内加速度曲线幅值涨幅在 20% 以上, 相较于转速而言, 受负载改变影响曲线波动幅度变化较大。研究成果为进一步提高 RV 减速器力学性能、降低振动噪声提供依据。

**[关键词]** RV 减速器; 振动特性; 共振; 转速; 负载

**[中图分类号]** TH 132.46

## Analysis of Vibration Characteristics of RV Reducer considering Speed and Load

XU Jianmin<sup>1,2</sup>, ZHENG Qingjie<sup>1</sup>, GONG Xiaoyan<sup>1</sup>, LIU Kun<sup>1</sup>, SONG Lei<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, china;

2. The High Educational Key Laboratory for Flexible Manufacturing Equipment of Fujian Provincial, Xiamen 361021, china)

**Abstract:** In order to study the influence of speed and load on the vibration characteristics of RV reducer, a rigid-flexible coupling virtual prototype model of RV-40E reducer was established. Firstly, based on ANSYS, the mechanical model of RV reducer was established and the modal calculation was carried out. The natural frequencies and corresponding vibration modes of the main components of RV reducer were obtained; then, the multi-body dynamics analysis of the prototype model of the reducer was carried out by using ADAMS software, and the calculation results were analyzed in time domain and frequency domain. The influence of speed and load on the vibration characteristics of RV reducer was studied. The results show that the natural frequencies that easily cause the resonance of RV reducer are 2929.6, 2938.9 and 3162.8 Hz; the speed has little effect on the vibration characteristics of the reducer, while the load has a significant effect on the vibration characteristics of the reducer; Affected by the speed, the amplitudes of the acceleration curves in the same gradient increases within 16%. Under the influence of load, the amplitudes of acceleration curves in the same gradient increases by more than 20%. Compared with the speed, the fluctuation range of the curves was larger and the change range was obvious due to the change of load. The research results provide the basis for further im-

**[收稿日期]** 2022-07-15

**[基金项目]** 福建省自然科学基金项目 (2020J01269); 柔性化制造装备制造集成福建省高校重点实验室 (厦门工学院) 开放课题 (pk1fmeik2020002); 厦门理工学院研究生创新计划 (YKJCX2021013)

**[作者简介]** 许建民 (1981—), 男, 博士, 副教授, 硕士生导师, 从事机械传动方向研究。E-mail: xujm@xmut.edu.cn

proving the mechanical properties of dynamic RV reducer and reducing the vibration noise.

**Keywords:** RV reducer; vibration characteristics; resonant; revolution speed; load

0 引言

随着柔性化、智能化的发展，工业机器人越来越重要，市场需求日益增加，对机器人的传动精度也有了更高的要求。RV 减速器作为工业机械臂的关键零部件，其工作稳定性是保证机械臂高精度的先决条件。因此，在 RV 减速器运行中，如何减小振动成为改善其传动性能的主要问题之一。实际生产中机械人受搬用工件大小以及工作效率的影响，通常以改变转速或负载的方式完成任务。而转速与负载的改变将会影响 RV 减速器的动态特性，致使机械臂的稳定性发生改变，从而影响机械臂精度及使用寿命。因此，研究转速和负载对 RV 减速器的振动性能的影响，并对其影响规律进行研究，对保证减速器传动精度有着关键作用。

早期针对 RV 减速器的研究重心主要集中在误差、精度、扭转刚度<sup>[1-2]</sup>等方面。随着研究的深入，为了保证 RV 减速器的可靠性，研究重心转移至模态<sup>[3-7]</sup>、振动<sup>[8-12]</sup>等问题上。然而，受限于 RV 减速器结构复杂、零部件数量多且数学建模难度大等问题，现有动力学模型一般需要假设来对模型<sup>[13-17]</sup>进行简化，而简化后模型由于形变、磨损等非线性因素影响与 RV 减速器实际工况存在一定差异。有限元方法在现有基础上一定程度改善了理论建模存在的缺陷，且已经应用于 RV 减速器的分析中<sup>[18-20]</sup>。

综上所述，现有研究对 RV 减速器的模态、振动进行了深入探讨，并对其研究方法进行了优化，对减速器分析以及振动优化具有一定参考价值。然而，现有研究更多的是考虑固定负载与转速这一工况，忽略了实际工况下转速与负载的改变，对 RV 减速器振动的重要影响，以至于现有研究无法准确反映实际工况下 RV 减速器的振动特性。鉴于此，本文以 RV-40E 摆线针轮减速机为研究目标，在刚-柔耦合动力学建模的基础上，采用多体动力学理论，对不同负载和转速条件下的 RV 减速器进行加速度振动信号解析，以此来揭示负载和转速对振动性能的影响。

1 RV 减速器虚拟样机建立及模型验证

1.1 传动原理

RV 减速器作为二级传动机构，主要由一级行星齿轮传动和二级摆线针轮传动构成。其中：一级传动包括行星轮与中心轮；二级传动包括针齿、摆线轮、曲柄轴与针齿壳。原理图如图 1 所示。

RV 减速器基本传动原理为：动力通过中心轮传递至行星轮，经由与行星轮固定连接的曲柄轴将动力传递给摆线轮。摆线轮能够以曲柄轴的偏心距为半径绕其本身的回转中心做公转运动。输出端法兰盘与执行机构相连接时，摆线轮回转，带动与法兰盘固定的行星架，完成动力输出。

依据 RV-40E 型减速器实体数据建立减速器模型，部分参数如表 1 所示。

当针齿壳固定时，法兰盘作为输出端完成输出，此时，所建立 RV 减速器模型减速比为 81。

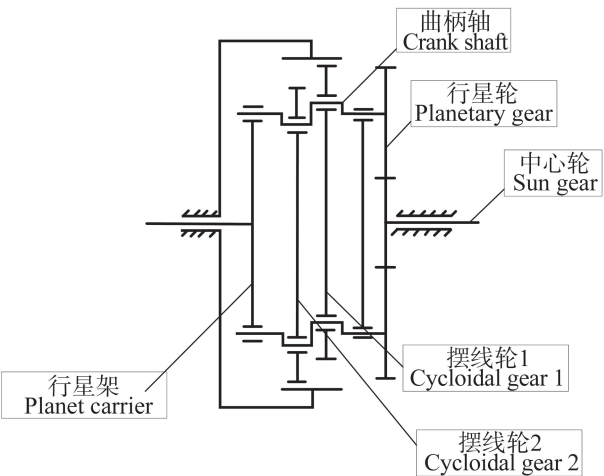


图 1 RV 减速器原理图  
Fig.1 Principle diagram of a RV reducer

表1 RV-40E 减速器相关参数

Tab. 1 Relevant parameters of a RV-40E reducer

中心轮齿数 Number of sun gear teeth	行星轮齿数 Number of planetary gear teeth	摆线轮齿数 Number of cycloidal gear teeth	针齿数 Number of pins	针齿半径 Pin radius/mm	曲轴偏心距 Eccentricity of crank shaft/mm
16	32	39	40	2	1.3

1.2 虚拟样机模型建立

利用 SolidWorks 绘制减速器三维模型。由于后续多体动力学分析需要在 Workbench 软件中的 Modal 模块进行，因此为了减少计算量，简化了建模过程，删除了倒角、螺纹等对分析结果影响较小的特征。另外，由于 RV 减速器在实际工作过程中，行星架变形较弱，产生的形变对整体振动影响可以忽略不计，因此，在分析过程中不考虑行星架变形，将其设置为刚体。而减速器中比较重要的受力部件，如行星轮、摆线轮、针轮等，由于存在摩擦、变形等非线性因素，对 RV 减速器的振动具有明显影响，将其设置为柔性体。由于刚性零件不参与网格划分以及形变，因此在建模时统一采用 MASS21 刚性单元，而柔性零件区别于刚性零件，主要采用 SOLID187、CONTA174、TARGE170、MOC184，这 4 种单元。

针对减速器中齿轮啮合条件的问题，将两级传动装置设置接触摩擦，其中中心轮与行星轮之间的摩擦因数设置为 0.1，针轮与摆线轮之间的摩擦因数设置为 0.08<sup>[21]</sup>，输入转速作用于中心轮，负载作用于输出端法兰盘。

1.3 模型验证

根据 RV 减速器的实际工作情况以及仿真需要，建立刚-柔耦合动力学模型。为保证模型能与理论结果吻合，需要进行模型验证。本文选用灰色关联分析方法，对比模型与实际 RV 减速器系统发展变化态势的相似程度，能有效检验模型的准确性。将减速器仿真值与理论值分别用  $m$  与  $n$  表示，其灰色关联系数的计算公式为

$$\zeta_i = (\min |m_i - n_i| + \rho \max |m_i - n_i|) / (|m_i - n_i| + \rho \max |m_i - n_i|)。$$

式中： $\rho$  为分辨系数，取值范围为  $[0,1]$ ，因此本文取分辨系数为 0.5<sup>[12]</sup>。

由于关联度系数比较的是一组数据与另一组数据，所以不止一个数，而信息的分散不便于进行整体比较，因此需要为其求取平均值，关联度计算公式可以表示为  $r = \frac{1}{H} \sum_{i=1}^H \zeta_i$ 。其中： $H$  为参与关联度计算的仿真数。

若计算的关联度值大于所取值 0.5，则可认为所建立 RV 减速器模型与实际减速器相关性较大。

依据仿真方案，本文选取 150，300，450 r/min 三种转速对所建立的 RV 减速器虚拟样机进行关联度分析，依据所建立的 RV 减速虚拟样机模型传动比，理论输出转速应为 1.851，3.703，5.555 r/min，而实际输出转速如表 2 所示。依据灰色关联度公式，其关联度分别为 0.814、0.835、0.765，皆大于关联度最低要求 0.5。所以认为所建立的 RV 减速器模型可以运用到进一步仿真分析中。同时，任选一组仿真结果，在输出端行星架上随机取 5 个点，其上一点的角速度如图 2 所示。可看出转速平稳，上下波动不大，符合预期效果，证明仿真比较成功。

表2 RV 减速器仿真转速

Tab. 2 Simulation speed of a RV reducer

		r/min				
输入转速 Input speed	输出转速 Output speed					
150	1.838 1.847 1.839 1.847 1.841					
300	3.698 3.701 3.696 3.701 3.698					
450	5.543 5.552 5.548 5.543 5.548					

2 模态分析

2.1 参数设置

由于 RV 减速器中各零部件结构、材料、受力不同，导致其固有频率与振型产生差异。因此，需要对整机进行模态分析，以确定引起 RV 减速器整机共振的固有频率段以及主要零部件的振型。同时参考减速器实体，对虚拟样机进行材料赋予，具体情况如表 3 所示。

模型的振型与固有频率是研究机械振动特性的基础，基于模态分析能帮助求解模型振型与固有频率。RV 减速器的运动控制方程可以表示为：

$$\begin{cases} \boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}(t)+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{u}}(t)+\boldsymbol{K}\boldsymbol{u}(t)=\boldsymbol{F}(t), \\ \boldsymbol{u}(0)=\boldsymbol{u}_0,\dot{\boldsymbol{u}}(0)=\dot{\boldsymbol{u}}_0. \end{cases}$$

式中： $\boldsymbol{M}$  为质量矩阵； $\ddot{\boldsymbol{u}}$  和  $\dot{\boldsymbol{u}}$  分别为系统的速度向量与加速度向量； $\boldsymbol{u}_0$  和  $\dot{\boldsymbol{u}}_0$  分别为系统初始位移向量与初始速度向量； $\boldsymbol{u}(t)$  和  $\boldsymbol{F}(t)$  分别为系统的位移向量与激振力向量； $\boldsymbol{C}$  为阻尼矩阵； $\boldsymbol{K}$  为刚度矩阵。控制方程中阻尼对 RV 减速器整体系统的模态影响较小，因此可以将阻尼项忽略，修改之后控制方程表示为： $\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}(t)+\boldsymbol{K}\boldsymbol{u}(t)=\boldsymbol{F}(t)$ 。

表 3 不同零件材料参数

Tab.3 Material parameters of different parts

零件 Part	材料 Material	密度 Density/ ( $10^{-6}\text{kg}\cdot\text{mm}^{-3}$ )	泊松比 Poisson ratio	弹性模量 Elastic modulus/ $10^{11}\text{Pa}$
中心轮 Sun gear	20CrMoTi	7.80	0.25	2.05
行星轮 Planet gear	20CrMoTi	7.80	0.25	2.05
偏心 Crank shaft	20CrMoTi	7.80	0.25	2.05
摆线轮 Cycloidal gear	30CrMnSi	7.83	0.30	2.10
针齿 Pain	30CrMnSi	7.83	0.30	2.10
外壳 Shell	QT500	7.30	0.25	1.70
行星架 Planet carrier	QT500	7.30	0.30	1.70

模态分析分为自由模态与约束模态，若所求为自由模态，即  $\boldsymbol{F}(t)=0$  发生谐振时，对所设控制方程求解：

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{u}(t)+\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}(t)=0. \tag{1}$$

假设控制方程的解具体形式为： $\boldsymbol{u}(t)=\bar{\boldsymbol{u}}e^{st}$ 。式中： $\bar{\boldsymbol{u}}$  和  $s$  为常量，将其带入式（1）得：

$$(\boldsymbol{M}s^2+\boldsymbol{K})\bar{\boldsymbol{u}}=0.$$

若系统的振动位移不恒为零，则有： $\boldsymbol{M}s^2+\boldsymbol{K}=0$ 。这个代数方程的解为  $s_{1,2}=\pm j\omega_n$ ， $\omega_n$  为固有频率，计算求解可得 RV 减速器对应的固有频率与振型。

2.2 网格划分与验证

利用 ANSYS 中的 Modal 模块进行模态分析，采用自由网格划分方法将模型划分为四面体网格，并在中心轮-行星轮和摆线轮-小齿轮的接触区域进行网格加密。同时将销钉和螺栓设置为刚体，以减少计算单元和节点的数量。针对网格划分独立性检测结果如表 4 所示。

其中最大变形量均值为 19.671 mm，各结果与均值间差值的最大值与最小值分别为 0.302、0.021 mm，各仿真值在均值上下波动，幅度在 1.5% 以内，证明网格划分的准确性。

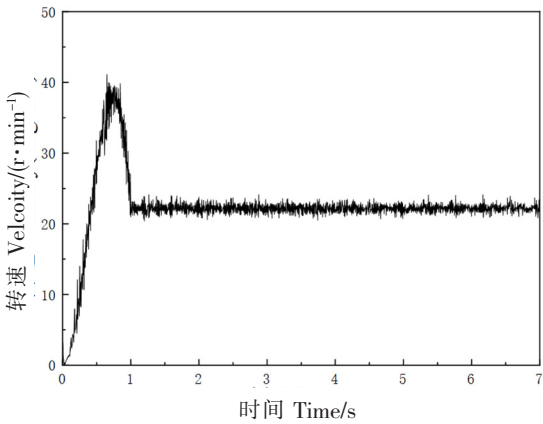


图 2 RV 减速器输出转速  
Fig.2 Output speed of a RV reducer



表 4 网格划分独立性检测结果

Tab. 4 Grid partition independence test results

总体网格质量 Overall grid quality/mm	局部网格质量 Local mesh quality/mm	单元数量 Number of units	节点数量 Number of points	最大变形量 Maximum deflection/mm
9	6.75	81 846	157 346	19.369
8	6.00	103 435	198 016	19.618
7	5.25	137 508	261 009	19.650
6	4.50	170 076	320 246	19.809
5	3.75	247 813	463 009	19.788
4	3.00	390 400	718 496	19.797

2.3 模态仿真

低阶固有振型对减速器结构振动影响较大，而 6 阶以上的模态频率太高，实际工况下很难达到。所以，本文选取 RV 减速器实际工作中所能达到的前 6 阶模态进行求解，RV 减速器整机 1－6 阶模态分析如图 3 所示。

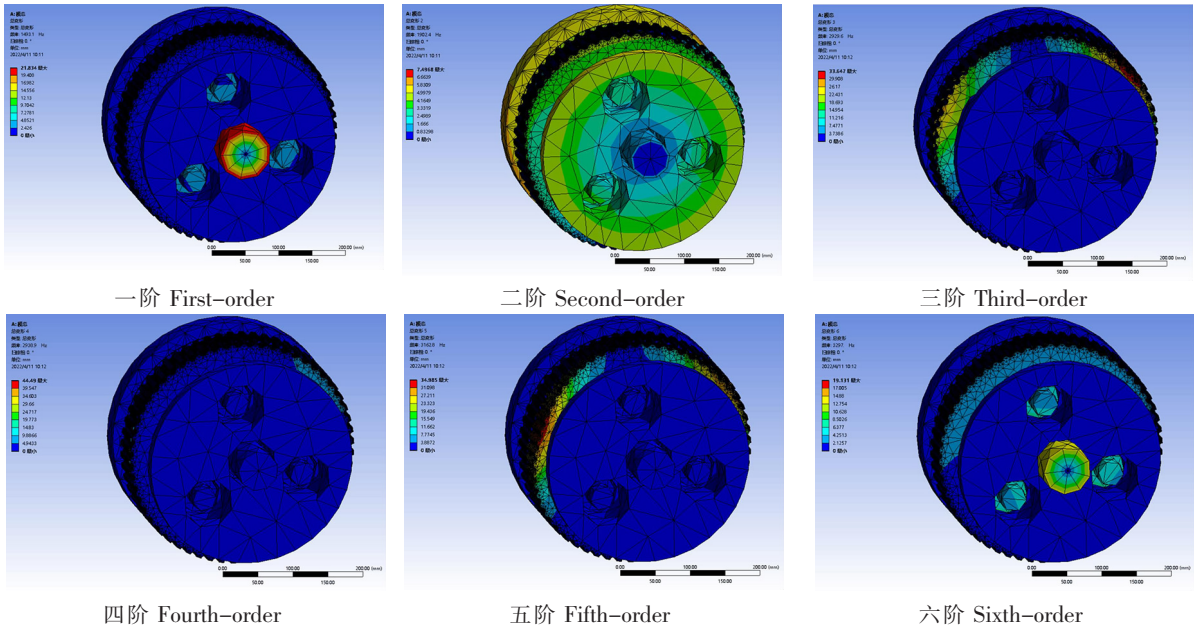


图 3 RV 减速器 1-6 阶模态分析

Fig.3 Modal analysis of 1-6 order RV reducer

RV 减速器内部主要零件振型及其共振频率段如表 5 所示。

表 5 前 6 阶频率与振型

Tab. 5 Top 6 Frequency and Vibration Modes

阶数 Module	频率 Frequency/Hz	主要零件 Major parts	振型 Vibration modes
1	1493.1	中心轮 Sun gear	沿轴径向产生弯曲 Bending in the radial direction
2	1902.4	行星架 Planet carrier	水平方向振动 Vibration in the horizontal direction
3	2929.6	摆线轮 Cycloidal gear	水平方向振动 Vibration in the horizontal direction
4	2938.9	摆线轮 Cycloidal gear	水平方向振动 Vibration in the horizontal direction
5	3162.8	摆线轮 Cycloidal gear	水平方向振动 Vibration in the horizontal direction
6	3297.0	中心轮 Sun gear	沿轴径向产生弯曲 Vibration in the horizontal direction

从表 5 可以看出，减速器运行过程中摆线轮、中心轮与输出端法兰盘为主要谐振零件，其中摆线轮为最容易发生谐振的零件，此结果为结构系统的振动特性分析、振动故障诊断和预报以及结构动力

特性的优化设计提供依据，为后续结构优化提供一条途径。

3 动力学分析

3.1 边界条件确定与仿真信号处理

为了探究转速与负载对 RV 减速器振动特性的影响，考虑到材料性能、形变与摩擦等，对减速器进行不同转速与负载条件下的动力学仿真。根据 RV-40E 型减速器额定功率设置仿真的转速与负载，转速设置为 150，300，450，600 r/min；负载为 150，300，450，600 N·m；其中考虑减速器实际工作存在特殊情况，因此设置一组略大于额定负载的工况（600 N·m）；仿真时间设置为 5.0 s；仿真步数为 2000。同时，为了使仿真更接近实际，根据 RV 减速器的传动原理，以及内部零件的几何约束关系，在 ADAMS 中添加相应约束，约束类型如表 6 所示。

表 6 各构件间约束类型  
Tab. 6 Constraint types between components

零件 Part	约束类型 Constraint type	零件 Part	约束类型 Constraint type
曲柄轴与摆线轮 Crank shaft and cycloid gear	转动副 Rotation	中心轮与行星轮 Sun gear and planet gear	接触、碰撞 Impact
摆线轮与针齿 Cycloid-pin gear	接触、碰撞 Impact	中心轮与输出端法兰盘 Sun gear and planet carrier	转动副 Rotation
曲柄轴与输出端法兰盘 Crank shaft and planet carrier	转动副 Rotation	行星轮与曲柄轴 Planet gear and crank shaft	固定副 Fixed
外壳与大地 Shell and ground	固定副 Fixed	行星轮与输出端法兰盘 Planet gear and planet carrier	转动副 Rotation

3.2 仿真分析

1) 不同梯度负载加载情况下振动特性变化规律。RV 减速器运行过程中输出端法兰盘加速度曲线图以及相对应频谱图如图 4 所示。

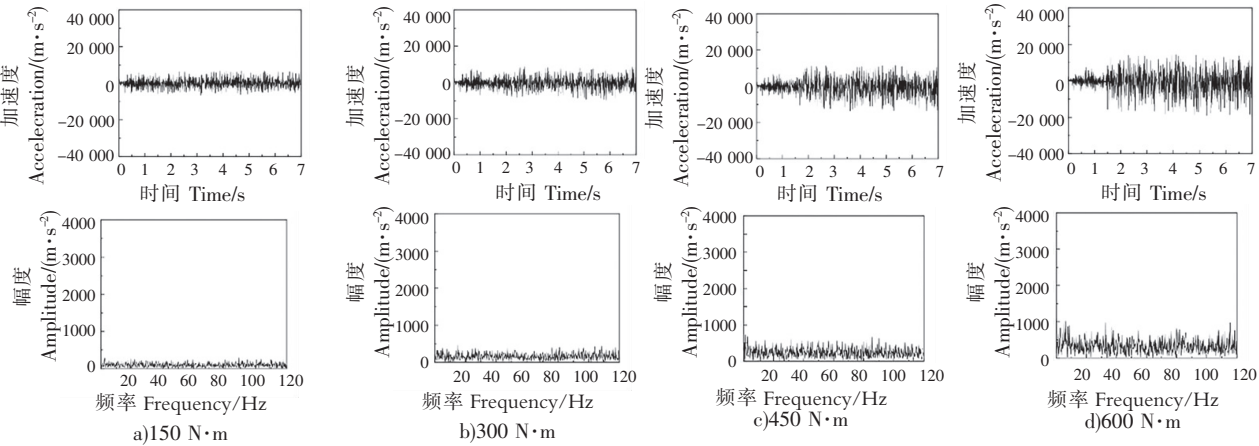


图 4 同转速工况不同负载梯度振动加速度时域和频谱图  
Fig.4 Time domain and frequency spectrum of different load gradients vibration acceleration at the same speed

由图 4 可知在转速（300 r/min）固定的情况下，不同负载下的加速度曲线具有很高的相似性，且加速度曲线的波动幅度随负载的增加而增大。从频谱图来看，随负载的增加，加速度曲线幅值大小以及波动幅度都有明显提高，但幅值的涨幅并不规律，同梯度负载加载下，其增长幅度依次为 20%、31% 和 32%。结果表明，负载增加造成加速度曲线发生改变，表明负载增加导致 RV 减速器振动幅度增加，且幅度变化较大。

2) 不同梯度转速加载情况下振动特性变化规律。在相同负载 ( $300\text{ N}\cdot\text{m}$ ) 的情况下, 对 RV 减速器施加不同梯度的转速, 获得相对应的振动加速度曲线及频谱图, 如图 5 所示。由时域图可以看出, 受转速增加影响, RV 减速器加速度曲线幅值大小以及波动幅度都有明显提高, 尤其是在  $450\text{ r/min}$  与  $600\text{ r/min}$  两种工况下。从频谱图上分析, 加速度曲线随转速增加, 波动幅度变大, 分析幅值曲线最大值可得, 转速由  $150\text{ r/min}$  增长至  $600\text{ r/min}$ , 幅值增长幅度依次为  $8\%$ 、 $10\%$  和  $16\%$ 。结果显示, 转速增加导致 RV 减速器振动幅度增加, 但相较于负载而言, 曲线波动幅度较平缓, 变化幅度不大。

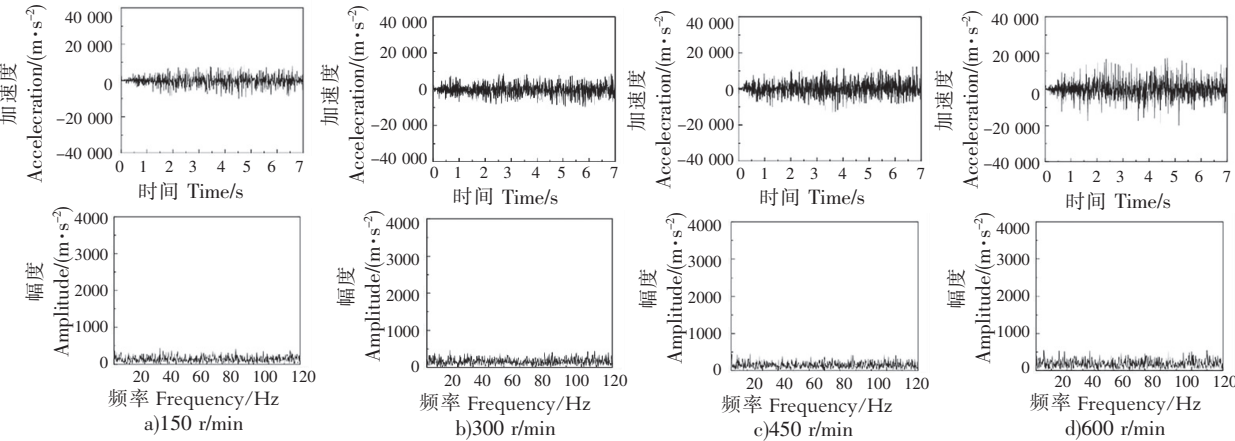


图 5 同负载工况不同转速梯度振动加速度时域和频谱图  
Fig.5 Time domain and frequency spectrum of vibration acceleration with different rotational speed gradients under the same load condition

3.3 结果分析

频谱分析结果说明, 在转速固定的工况下, 改变负载后特征频率变化较大, 但各梯度负载作用下幅值曲线分布基本相似, 相对而言比较明显表现在 20, 40, 60, 80 Hz 附近, 幅值大小随负载增加出现明显涨幅。转速  $300\text{ r/min}$  时, 不同梯度载荷下幅值曲线图如图 6 所示。可以看出, 20 Hz 时曲线幅值增长与载荷大致成线性关系, 但随着负载的逐渐增大线性关系被破坏, 在  $450\text{ N}\cdot\text{m}$  至  $600\text{ N}\cdot\text{m}$  之间曲线上升趋势变大, 线性关系消失。40, 60 Hz 时曲线峰值与载荷成非线性, 而 80 Hz 时在  $450\text{ N}\cdot\text{m}$  处曲线发生突变。随频率及负载增加, 加速度曲线峰值增涨幅度发生变化, 证明 RV 减速器振动幅度越来越大。

频谱分析结果说明, 改变转速后特征频率变化不大, 且分布基本相似。与改变负载时相比, 转速所引起的曲线幅值变化平稳, 几乎不存在突变。负载  $300\text{ N}\cdot\text{m}$  时, 不同梯度转速下幅值曲线图如图 7 所示。从图 7 可以看出, 20, 80 Hz 时曲线峰值增长与转速大致成线性关系, 且与负载所造成结果相似, 在  $450\sim 600\text{ N}\cdot\text{m}$  之间曲线上升趋势变大。40, 60 Hz 时曲线幅值与载荷关系不明显, 呈现非线性。与负载的影响结果不同, 虽然随转速增加, 加速度曲线峰值增涨幅度发生变化, 但在 80 Hz 时, 加速度曲线幅值也大致成线性。

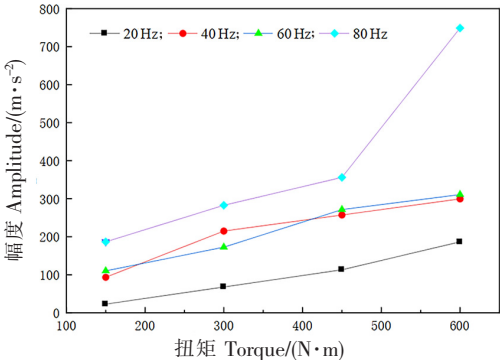


图 6 转速  $300\text{ r/min}$  不同载荷下 20, 40, 60, 80 Hz 附近加速度曲线峰值

Fig.6 Amplitude of acceleration curve near 20, 40, 60, 80 Hz at  $300\text{ r/min}$

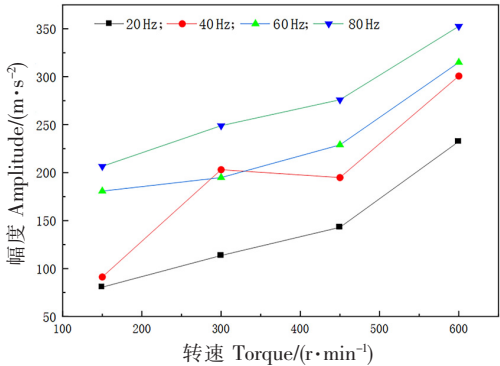


图 7 负载  $300\text{ N}\cdot\text{m}$  不同转速下 20, 40, 60, 80 Hz 附近加速度曲线峰值

Fig.7 Acceleration curve amplitude near 20, 40, 60, 80 Hz at different rotational speeds at  $300\text{ N}\cdot\text{m}$  load

## 4 结论

1) 模态分析结果表明, RV 减速器摆线轮对整体传动系统振动影响最大, 而一级渐开线齿轮对整体影响程度较弱。

2) RV 减速器振动特性受负载与转速影响。受负载影响较大, 同一梯度内加速度曲线幅值涨幅在 20% 以上; 受转速影响较小, 同一梯度内加速度曲线幅值涨幅在 16% 以内。

## [ 参 考 文 献 ]

- [1] 郑钰馨, 奚鹰, 卜王辉, 等. RV 减速器 5 自由度纯扭转模型非线性特性分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2018, 52(11): 2098-2109, 2119.
- [2] 韩斌慧, 孙大刚, 张建广, 等. 基于参数非线性的二级行星减速器扭转振动分析[J]. 应用基础与工程科学学报, 2015, 23(5): 1011-1024.
- [3] 张俊, 郭凡, 谢胜龙. 少齿差星轮型减速器的弹性动力学建模与模态分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(12): 169-175.
- [4] 孙永森, 周燕飞, 杨潇, 等. RV 减速器核心零件模态分析[J]. 机械传动, 2018, 42(5): 135-138.
- [5] 孟聪, 陈川, 杨玉虎. RV 减速器模态特性分析[J]. 中国机械工程, 2018, 29(1): 8-13.
- [6] 石慧荣, 赵冬艳. 二级斜齿圆柱齿轮转子系统的振动特性分析[J]. 船舶力学, 2019, 23(4): 497-503.
- [7] 吕凤鹏, 李朝阳, 黄健, 等. RV 减速器转臂轴承的优化设计[J]. 中国机械工程, 2020, 31(9): 1043-1048.
- [8] REN Z Y, MAO S M, GUO W C, et al. Tooth modification and dynamic performance of the cycloidal drive[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 85: 857-866.
- [9] 谢松成, 杨荣松, 周青华. 基于 ANSYS Workbench 的 RV 减速器随机振动分析[J]. 机械传动, 2021, 45(3): 111-116.
- [10] 王钰堃, 韩宝坤, 何凯, 等. 新型 RV 减速器传动特性研究[J]. 机械设计, 2019, 36(4): 49-54.
- [11] 范伶松, 任爱华, 孙章栋, 等. 考虑随机制造误差的差减速器齿轮副振动特性分析[J]. 机械传动, 2021, 45(11): 134-138, 171.
- [12] 汪久根, 柯梁亮. RV 减速器振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(13): 57-63.
- [13] 陈忠敏, 侯力, 段阳, 等. 变双曲圆弧齿线圆柱齿轮非线性振动特性分析[J]. 工程科学与技术, 2017, 49(2): 209-216.
- [14] 皇甫一樊, 陈康康, 马辉, 等. 考虑混合修形的非对称直齿齿轮副啮合特性与振动特性分析[J]. 中国科学: 技术科学, 2019, 49(6): 661-668.
- [15] CHEN C, YANG Y H. Structural characteristics of rotate vector reducer free vibration[J]. Shock and Vibration, 2017, 2017: 1-14.
- [16] 王峰, 张健, 徐兴, 等. 融合齿背接触机理的圆柱斜齿轮振动特性分析与双面修形优化研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(24): 53-60.
- [17] YANG Y H, CHEN C, WANG S Y. Response sensitivity to design parameters of RV reducer[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 31(3): 115-127.
- [18] 孟聪. RV 减速器动力学特性分析[D]. 天津: 天津大学, 2017.
- [19] 孙永森. RV 减速器动态特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [20] YANG W, TANG X. Modelling and modal analysis of a hoist equipped with two-stage planetary gear transmission system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K Journal of Multi-body Dynamics, 2017, 231(4): 739-749.
- [21] 谢志宇, 姚立纲, 张俊, 等. 基于 SolidWorks 与 ADAMS 的章动减速器动力学仿真及动态特性分析[J]. 机械传动, 2018, 42(10): 112-116.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)