

文章编号: 1000-8055(2024)11-20220957-10

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220957

# 基于疲劳强度的 RV 减速器寿命 计算与试验方法

张跃明, 李亿万, 纪姝婷  
(北京工业大学 材料与制造学部, 北京 100124)

**摘 要:** 为准确计算实际工况下 rotate vector (RV) 减速器的寿命, 缩减耐久性寿命试验的周期和成本, 以工业机械臂用 RV 减速器为研究对象, 提出了一种基于疲劳强度理论的 RV 减速器疲劳寿命计算方法, 设计并搭建试验台进行加速寿命试验。结合材料 stress-fatigue life ( $S-N$ ) 曲线及 Palmgren-Miner 线性损伤累积理论, 建立了 RV 减速器的基本寿命模型; 构建 RV 减速器额定寿命与使用寿命的数学表达式, 系统研究 RV 减速器负载与使用寿命之间的规律, 设计基于 S 曲线加减速控制算法的加速寿命试验; 搭建试验台试验并进行数据分析, 验证 RV 减速器疲劳寿命计算方法的准确性。结果表明: 利用该疲劳寿命计算方法所得 RV 减速器寿命与试验结果相对误差仅为 6.3%, 试验加速系数为 20.7, 试验周期与成本缩减效果显著。

**关 键 词:** 工业机器人; RV 减速器; 疲劳强度理论; 疲劳寿命; 加速寿命试验

中图分类号: V233.7<sup>+</sup>2; TH132.46

文献标志码: A

## Life calculation and test method of RV reducer based on fatigue strength

ZHANG Yueming, LI Yiwan, JI Shuting

(Faculty of Materials and Manufacturing,  
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

**Abstract:** To accurately calculate the life of rotate vector (RV) reducer under actual operation and reduce the cycle and cost of durability life test, taking RV reducer for industrial manipulator as research object. A fatigue life calculation method of RV reducer based on fatigue strength theory was presented, and a device was designed and built for accelerated life test. Combined with stress-fatigue life ( $S-N$ ) curve and Palmgren-Miner rule, the basic life model of RV reducer was established. The mathematical expression of the RV reducer's rated life and service life was constructed, the law between the load and service life of the RV reducer was systematically studied, and the accelerated life test based on the S curve acceleration and deceleration control algorithm was designed. The test device was set up and the data were analyzed to verify the accuracy of the life calculation method. The results showed that the relative error between the life obtained by the fatigue life calculation method and the test results was only 6.3%, the acceleration factor was 20.7, and the test cycle and cost reduction effect were remarkable.

**Keywords:** industrial robot; RV reducer; fatigue strength theory; fatigue life;  
accelerated life test

收稿日期: 2022-12-15

基金项目: 国家自然科学基金青年基金(51905009); 河北省重点研发计划项目(20311802D)

作者简介: 张跃明(1965—), 男, 教授, 博士, 主要从事齿轮啮合原理、机构动力学、数字化设计及精密制造技术方面的研究。

通信作者: 纪姝婷(1988—), 女, 副教授, 博士, 主要从事工业机器人精密减速器数字化设计及齿廓修形理论研究。

E-mail: jishuting@bjut.edu.cn

引用格式: 张跃明, 李亿万, 纪姝婷. 基于疲劳强度的 RV 减速器寿命计算与试验方法[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 20220957. ZHANG Yueming, LI Yiwan, JI Shuting. Life calculation and test method of RV reducer based on fatigue strength[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 20220957.

Rotate vector (RV) 减速器是在摆线针轮和行星齿轮传动基础上发展起来的传动机构,其结构紧凑,传动比大,传动效率高,传动平稳,寿命长,是工业机器人核心部件之一,广泛应用于航空、数控机床、轨道交通、工程机械、风力发电等领域<sup>[1]</sup>。目前,RV 减速器在原理、设计、制造、性能测试等方向的研究发展迅速,但寿命方面的研究较少,针对 RV 减速器的加速寿命试验技术不够成熟,试验设计合理性不足,致使我国 RV 减速器寿命研究发展缓慢。

目前尚未形成规范的 RV 减速器寿命试验标准,为构建全面准确的寿命理论,首先需要对寿命相关的表征参数进行研究。其中,Chen 等<sup>[2]</sup>利用角度测量系统来探究寿命变化,使测角误差显著降低。Peng、An 等<sup>[3-4]</sup>从声学角度出发,用噪声的卷积神经网络模型来分析 RV 减速器的寿命特性。Su 等<sup>[5]</sup>以温度场为媒介,分析了热应力分布对寿命的影响。Mirko 等<sup>[6]</sup>对应力状态分析为寿命提供了分析前提。

单一的参数变化并不能完全反映寿命周期,因此,诸多学者通过系统模型来研究 RV 减速器的寿命。Hou、Chen 等<sup>[7-8]</sup>通过性能退化模型来预测剩余使用寿命,预测准确率高。系统模型主要关注外部特征变化来预测寿命,而对减速器内部薄弱部件的研究比较缺乏。曲轴轴承寿命是 RV 减速器整机寿命的瓶颈,王明凯等<sup>[9]</sup>为提高轴承使用寿命,建立了精确的拟静力学模型,使动态特性变化规律更清晰。Evans、Gabelli、Deng 等引用轴承疲劳寿命<sup>[10-12]</sup>,进而分析 RV 减速器整机寿命。Huang 等<sup>[13]</sup>利用 Crow 算法对曲轴轴承进行优化,优化后的 RV 传动结构可减小滚动体的边缘应力进而大大提高整机寿命。针对加速寿命试验的研究, Lee 等<sup>[14]</sup>提出 Weibull inverse power law (IPL) 模型进行加速寿命试验。王卫国等<sup>[15]</sup>在寿命预测中考虑了危险点数目的影响,使寿命评估精度大大提高。Nentwich 等<sup>[16]</sup>提出的寿命测试标准可在不稳定速度工况下使用。张跃明等<sup>[17]</sup>计算了 RV 减速器的额定寿命并进行加速试验。在上述研究中,未结合疲劳强度理论对 RV 减速器寿命计算与试验方法进行系统研究,且无切实可用的试验设计方法。

针对以上问题,本文以工业机械臂用 RV 减速器为研究对象,基于疲劳强度理论建立 RV 减速器基本寿命模型,对曲轴轴承受力进行精确计

算,推导出 RV 减速器额定寿命与使用寿命数学表达式;然后,根据机械臂实际工况设计 S 曲线加减速控制算法,确定加载方式并求解各阶段的转矩与转速;最后,搭建试验台进行加速寿命试验并对试验数据进行分析。

## 1 RV 减速器疲劳寿命计算

### 1.1 基本寿命模型

寿命计算的理论依据是每次施加载荷都对零件造成不同程度的损伤,其损伤程度取决于应力水平,应力水平越大,损伤程度越大,低应力水平下可认为是零损伤<sup>[18]</sup>。RV 减速器零件的应力循环次数受材料的 S-N 曲线制约,当被施加过载转矩时,其零件应力成正比例增加,因此有如下等式成立:

$$\begin{cases} \sigma^m \cdot N = C \\ T^{m'} \cdot N = C \\ F^{m'} \cdot N = C \end{cases} \quad (1)$$

式中  $\sigma$  为零件应力;  $T$  为转矩;  $F$  为零件受力;  $m$  和  $m'$  为比例系数;  $N$  为应力循环次数;  $C$  为常数。

当减速器被施加不同转矩时,其零件承受来自 S-N 曲线制约的不同应力,可表示为

$$\begin{cases} \sigma_i^m \cdot N_i = \sigma_j^m \cdot N_j, & \frac{N_i}{N_j} = \left( \frac{\sigma_j}{\sigma_i} \right)^m \\ T_i^{m'} \cdot N_i = T_j^{m'} \cdot N_j, & \frac{N_i}{N_j} = \left( \frac{T_j}{T_i} \right)^{m'} \\ F_i^{m'} \cdot N_i = F_j^{m'} \cdot N_j, & \frac{N_i}{N_j} = \left( \frac{F_j}{F_i} \right)^{m'} \end{cases} \quad (2)$$

式中  $i, j = 1, 2, 3, \dots, n, i \neq j$ 。

机械臂用 RV 减速器在正常工作时多处于重复轨迹下确定的周期多级载荷作用,当零件承受多级载荷时,其应力幅在不断变化,如图 1 所示,  $\sigma_a$  为应力幅。实际工况中载荷次序随机,损伤极限值趋近于 1,各级应力引起的损伤可线性累加,因此, RV 减速器零部件的疲劳寿命可凭广泛应用的 Palmgren-Miner 线性损伤累积法则来计算。

假设  $N$  为材料在某一级应力水平的循环次数,那么  $1/N$  表示一次循环对材料的损伤量,进行  $M$  次循环时材料累积的损伤量为  $M/N$ 。于是,所有级别应力水平所累积的损伤量  $D$  可表示为

$$D = \sum_{i=1}^l \frac{M_i}{N_i} \quad (3)$$

式中  $l$  为不同应力水平的应力级数;  $M_i$  为在第  $i$

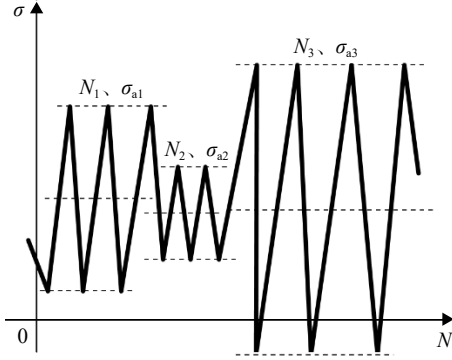


图 1 多级载荷应力幅与循环次数

Fig. 1 Multi-level load stress and cycle life

级应力载荷的循环数;  $N_i$  为在第  $i$  级应力载荷的疲劳寿命。

当应力幅应用于变载荷加载时, 应力幅值大小分别为  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots$ , 不同幅值对应的疲劳寿命分别为  $N_1, N_2, N_3, \dots$ , 不同幅值对应的循环周次分别  $M_1, M_2, M_3, \dots$ , 那么实际循环周次  $M_i$  除以疲劳寿命  $N_i$  即为不同应力幅值下损耗的寿命, 即  $M_i/N_i$ 。针对某一零部件的疲劳损伤, 损伤累积为

$$D = \sum_{i=1}^l \frac{M_i}{N_i} = 1 \quad (4)$$

若选取某一个应力值  $\sigma_k$  为选定应力值, 则其在  $S-N$  曲线限制下的疲劳寿命为  $N_k$ , 由式(4)得

$$N_k = \sum_{i=1}^l M_i \left( \frac{N_k}{N_i} \right) \quad (5)$$

由式(2)和式(5)得

$$\begin{cases} N_k = \sum_{i=1}^l M_i \left( \frac{F_i}{F_k} \right)^{m'} \\ N_k = \sum_{i=1}^l M_i \left( \frac{T_i}{T_k} \right)^{m'} \end{cases} \quad (6)$$

式中  $F_i$  为零部件各级载荷受力;  $T_i$  为零部件各级载荷下转矩。式(6)为基本寿命模型, 适用于 RV 减速器各个承受变载荷的零件, 该模型基于疲劳强度理论, 可以应用在 RV 减速器寿命的计算当中。

## 1.2 额定寿命

考虑到摆线针齿啮合副和轴承等核心传动机构的疲劳失效均会影响 RV 减速器的寿命, 然而曲轴轴承径向尺寸小, 散热性差, 曲轴处载荷变化复杂, 受力大导致疲劳应力幅大, 且曲轴轴承转速最大, 在试验和实况中常常最先发生疲劳失效, 因此, RV 减速器的寿命主要取决于曲轴轴承的寿命。曲轴轴承的疲劳寿命与当量载荷  $F_m$ 、基

本额定动载荷  $C_d$  和输出转速  $n_{out}$  有关。

由于曲轴轴承的受力情况与摆线轮和曲轴密切相关, 对其进行受力分析, 如图 2 所示,  $O$  是针轮中心,  $O_c$  是摆线轮中心,  $y$  轴与  $OO_c$  同向,  $O_{c,i}$  是曲轴轴承中心, 坐标系  $x_i O_{c,i} y_i$  与曲轴轴承刚性连接,  $x_1$  与  $y$  轴夹角为  $\theta$ 。以摆线轮为研究对象, 其承受针轮啮合力  $P_i$  可分解为  $P_{ix}$  和  $P_{iy}$ 。

$$\begin{cases} \sum P_{ix} = \frac{T}{2eZ_c} \\ \sum P_{iy} = k_y \sum P_{ix} \end{cases} \quad (7)$$

式中  $k_y = \frac{2}{\pi} \left( \frac{1}{k} + \frac{k^2 - 1}{2k^2} \ln \frac{1+k}{1-k} \right)$ ,  $k = \frac{eZ_p}{R_p}$ ;  $e$  为偏心距;  $Z_p$  为针轮齿数;  $R_p$  为针轮半径;  $Z_c$  为摆线轮齿数。

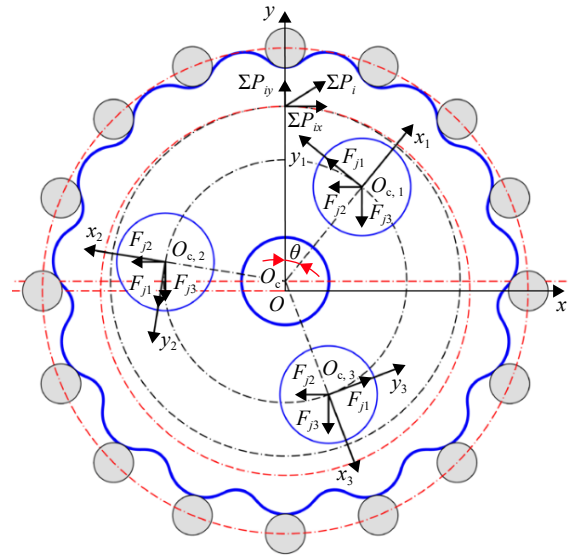


图 2 曲轴轴承与摆线轮间的力

Fig. 2 Force between needle roller bearing and cycloidal gear

假设摆线轮与曲轴、摆线轮与针轮间的装配间隙为零且忽略摩擦, 在转矩  $T$  作用下, 曲轴在沿  $O_c O_{c,i}$  切向方向上的分力相等, 都为针齿对摆线轮总合力的  $1/\lambda$ ,  $\lambda$  为曲轴数。

摆线轮除受针轮啮合力  $P_i$  之外, 还承受曲轴轴承的作用力  $F'$ , 将  $F'$  分解为  $x$ 、 $y$  以及  $O_c O_{c,i}$  切向方向的 3 个力  $F_{j1}$ 、 $F_{j2}$ 、 $F_{j3}$ 。  $F_{j1}$  与  $P_{ix}$  对  $O_c$  产生的矩为零,  $F_{j2}$  与  $P_{ix}$  合力为零,  $F_{j3}$  与  $P_{iy}$  合力为零, 有如下关系成立:

$$\begin{cases} F_{j1} = \frac{1}{\lambda} \sum P_{ix} \frac{eZ_c}{r_o} \\ F_{j2} = \frac{1}{\lambda} \sum P_{ix} \\ F_{j3} = \frac{1}{\lambda} \sum P_{iy} \end{cases} \quad (8)$$

式中  $r_0$  为曲轴分布圆半径。

如图 3 所示,曲轴轴承受力  $F$  沿  $x_1O_{c1}y_1$  分解为径向力  $F_r$  和切向力  $F_t$ ,  $F_r$  在轴  $x_1$  的方向上,  $F_t$  在轴  $y_1$  的方向上。曲轴轴承作用在摆线轮上的力为  $F_{j1}$ 、 $F_{j2}$  和  $F_{j3}$ , 根据共点力平衡原则, 可得

$$\begin{cases} F_t = F_{j1} + F_{j2} \cos \theta - F_{j3} \sin \theta \\ F_r = F_{j2} \sin \theta + F_{j3} \cos \theta \end{cases} \quad (9)$$

作用在曲轴轴承上的合力<sup>[15]</sup> 为

$$F = \frac{T}{2\lambda e Z_c r_0} \cdot \sqrt{(e Z_c)^2 + (1 + k_y^2) r_0^2 + 2e Z_c r_0 (\cos \theta - k_y \sin \theta)} \quad (10)$$

由式(10)可知,曲轴轴承所受载荷随着曲轴公转周期性变化,周期为  $2\pi$ 。如图 4 所示,轴承受力  $F$  基本与切向力  $F_t$  一致,可见,切向力  $F_t$  与

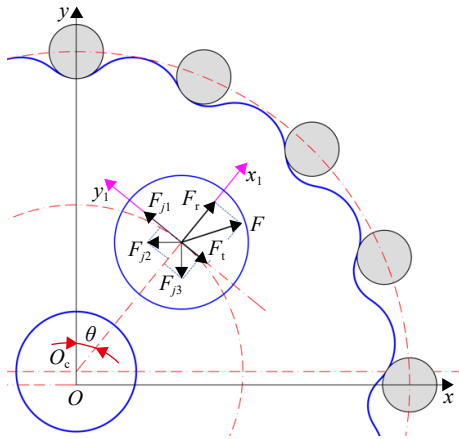


图 3 曲轴轴承与摆线轮之间力的分析  
Fig. 3 Analysis of force between needle roller bearing and cycloidal gear

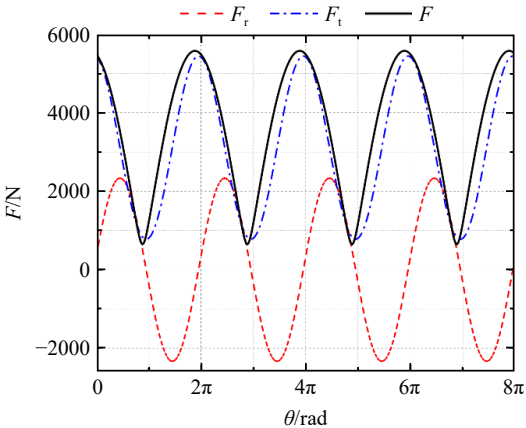


图 4 曲轴轴承的力随转臂旋转角度的变化曲线  
Fig. 4 Variation of force of needle roller bearing with rotation angle of rotating arm

曲轴分布圆半径  $r_0$  产生的转矩基本抵抗了摆线轮转矩。

轴承的当量载荷<sup>[19]</sup> 可用式(11)计算:

$$F_m = \left( \frac{\int_0^{2\pi} F^4 d\theta}{2\pi} \right)^{1/4} \quad (11)$$

因此,曲轴轴承当量载荷为

$$\begin{cases} F_m = KT \\ K = \frac{\sqrt[4]{(e Z_c)^4 + 4(1 + k_y^2)(e Z_c)^2 r_0^2 + (1 + k_y^2)^2 r_0^4}}{2\lambda e Z_c r_0} \end{cases} \quad (12)$$

可见,当 RV 减速器参数确定时,曲轴轴承的负载  $F$  仅与输出转矩  $T$  有关,两者成正比关系,如图 5 所示,比例系数为  $K$ ,图中标注点为额定转矩对应的曲轴轴承当量载荷。

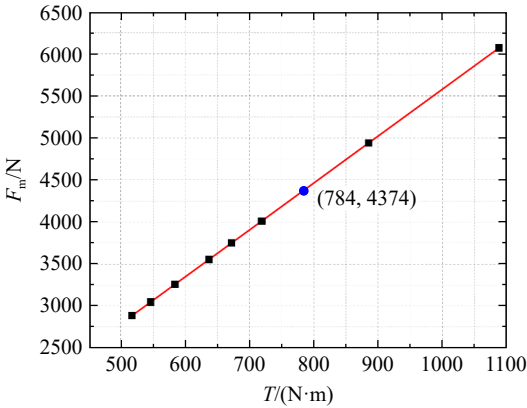


图 5 曲轴轴承当量载荷随输出转矩变化曲线  
Fig. 5 Variation of equivalent load of needle roller bearing with output torque

本文以具有代表性的 80E 型号减速器为算例,其参数如表 1 所示。

由式(9)、式(10)、式(12)得到 80E 减速器曲轴轴承在一个周期内的受力如图 6 所示。

表 1 RV-80E 减速器基本参数  
Table 1 Basic parameters of RV-80E

| 参数                               | 数值   |
|----------------------------------|------|
| 偏心距 $e/\text{mm}$                | 1.45 |
| 针齿半径 $R_p/\text{mm}$             | 76.5 |
| 针轮齿数 $Z_p$                       | 40   |
| 摆线轮齿数 $Z_c$                      | 39   |
| 曲轴分布圆半径 $r_0/\text{mm}$          | 42   |
| 额定转矩 $T/(\text{N}\cdot\text{m})$ | 784  |
| 曲轴数 $\lambda$                    | 3    |

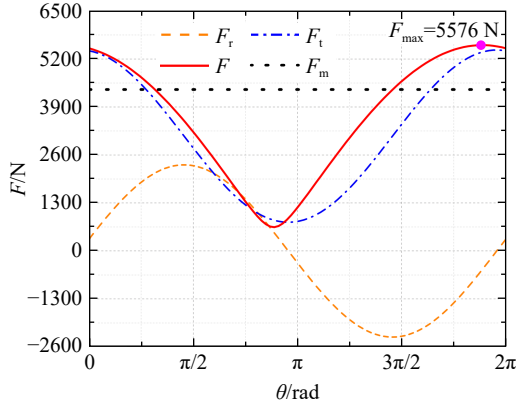


图 6 单周期曲轴轴承力变化曲线

Fig. 6 Variation of force of needle roller bearing in single cycle

可知,在额定转矩下,轴承的最大载荷  $F_{\max}$  为 5 576 N,当量载荷  $F_m$  为 4 374.1 N。

曲轴轴承的基本额定动载荷  $C_d$  决定轴承的承载能力,  $C_d$  对轴承的寿命有重要影响。曲轴轴承如图 7 所示, 80E 减速器曲轴轴承具体尺寸参数如表 2 所示。

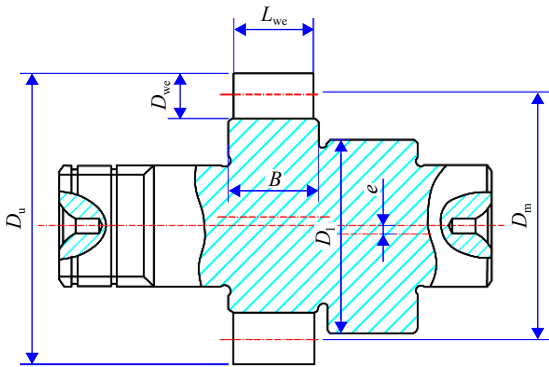


图 7 曲轴轴承参数

Fig. 7 Parameters of needle roller bearing

单列圆柱滚子轴承基本额定动载荷的表达式为

$$\begin{cases} C_d = b_m f_c l_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27} \\ f_c = 208 \lambda_v \gamma^{2/9} \frac{(1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} \\ \left\{ 1 + \left[ 1.04 \left( \frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{143/108} \right]^{9/2} \right\}^{-2/9} \\ \gamma = \frac{D_{we}}{D_m} \end{cases} \quad (13)$$

式中  $\lambda_v$  为对边缘应力进行修正的修正系数, 向心滚子轴承取 0.83;  $b_m$  为轴承几何精度改进系数, 向心圆柱滚子轴承  $b_m$  取 1.1<sup>[20]</sup>。

在实际工况中, 减速器的转速已知, 轴承的转

表 2 RV-80E 用曲轴轴承基本参数

Table 2 Basic parameters of needle roller bearing of RV-80E

| 参数                        | 数值 |
|---------------------------|----|
| 滚子公称直径 $D_{we}/\text{mm}$ | 5  |
| 滚子有效长度 $l_{we}/\text{mm}$ | 9  |
| 滚子数 $Z$                   | 14 |
| 轴承节圆直径 $D_m/\text{mm}$    | 31 |
| 轴承外径 $D_u/\text{mm}$      | 36 |
| 轴承内径 $D_i/\text{mm}$      | 26 |

速虽然对轴承的负载极值没有影响, 但对疲劳寿命影响很大。效率  $\eta=75\%$  时的输出转矩为 RV 减速器的额定转矩, 额定转矩和额定输出转速下的轴承寿命则为 RV 减速器的额定寿命。结合曲轴轴承的疲劳寿命, RV 减速器的额定寿命数学表达式为

$$L_0 = \frac{10^6}{60 Z_p n_{out}} \left( \frac{C_d}{F_m} \right)^{10/3} \quad (14)$$

可得 80E 型号减速器额定寿命  $L_0=6\,008\text{ h}$ 。

若曲轴轴承在额定转矩  $T_0$  与额定转速  $n_0$  下所受载荷为  $F_0$ , 在加载转矩  $T_a$  与加速转速  $n_a$  下所受载荷为  $F_a$ ,  $L_a$  为加速寿命, 同一个曲轴轴承的基本额定动载荷  $C_d$  为一定值, 在机械传动中, 转矩与轴承负载成正比, 因此, 引入加速系数  $A$

$$A = \frac{L_a}{L_0} = \frac{n_0}{n_a} \left( \frac{T_0}{T_a} \right)^{10/3} \quad (15)$$

### 1.3 使用寿命

RV 减速器在实际工况中, 会遇见频繁启停、紧急停止、瞬时大负载和变速运转等情况。有必要探究减速器在变速、变转矩的实际运转情况下的使用寿命。

在式(6)中, 若  $N_k$  恰好为额定转矩  $T_0$  下的疲劳寿命  $N_0$

$$N_0 = \sum_{i=1}^l M_i \left( \frac{T_i}{T_0} \right)^{m'} \quad (16)$$

启停过程中存在不同大小的转速与转矩, 为研究方便, 引入当量转矩  $T_m$ , 测量实际工况中各时间段  $t_i$  的转速  $n_i$  和转矩  $T_i$ , 当量转矩为

$$T_m = \left( \frac{\sum t_i n_i T_i^{10/3}}{\sum t_i n_i} \right)^{3/10} \quad (17)$$

由式(16)、式(17)得 RV 减速器的使用寿命

与额定寿命关系:

$$L = \frac{L_0 n_0 T_0^{10/3}}{\sum t_i n_i T_i^{10/3}} = \frac{L_0 n_0 T_0^{10/3}}{n_m T_m^{10/3}} \quad (18)$$

式中  $n_m$  为实际工况等效转速。可以看到式(15)与式(18)表达意义相同,这更验证了 RV 减速器使用寿命表达式的正确性,其原因在于两式均基于疲劳强度理论。由式(12)、式(14)、式(18)得 RV 减速器的使用寿命数学表达式为

$$L = \frac{10^5 C_d^{10/3}}{6 Z_p n_m (K T_m)^{10/3}} \quad (19)$$

该寿命数学表达式计算程序如图 8 所示。

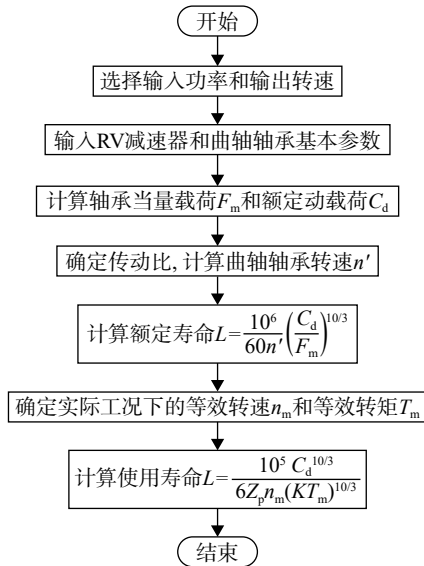


图 8 RV 减速器使用寿命数学表达式计算程序框图

Fig. 8 Calculation procedure of RV reducer life

若提高等效转矩  $T_m$  与等效转速  $n_m$ , 即提高减速器在实际使用中的负载与转速, 则可使使用寿命缩短, 这为加速寿命试验提供了思路。

## 2 加速寿命试验设计

### 2.1 加载方式

试验台基本原理是将 RV 减速器固定在基座上, 通过电动机驱动, 使减速器输出端带动负载做往复摆动式运动, 实际工况下的运行姿态如图 9 所示。

此时, RV 减速器的输出转矩为

$$T = J\varepsilon + \sum (m_{a,i} g l_i \cos \beta \cos \varphi_i) \quad (20)$$

式中  $J$  为输出轴上刚体负载的转动惯量;  $\varepsilon$  为输

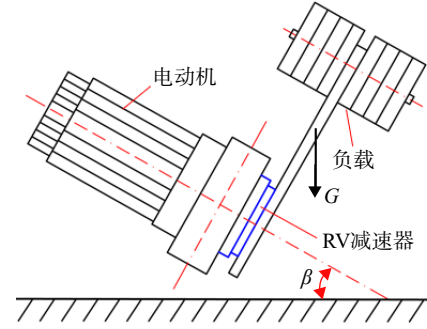


图 9 实际工况下减速器运行姿态

Fig. 9 Posture of reducer under actual working condition

出轴角加速度;  $g$  为重力加速度;  $m_{a,i}$  为输出轴上刚体负载中各质点的质量;  $l_i$  为该质点到转动轴线的半径;  $\beta$  为减速器轴线与水平地面所成角度;  $\varphi_i$  为输出轴上刚体负载质心摆动角度。

加速寿命试验需要选择加速应力, 在 3 种常见的加速应力中选择恒定应力进行试验, 可以选择温度、转速和扭矩作为加速因子。当选择转速作为加速因子时, 由于高转速引起整机温度升高明显, 不好做定量分析, 且由式(15)知转速对加速系数的影响没有扭矩大。因此选择扭矩作为加速因子, 通过增加扭矩来实现减速器的加速寿命试验。为实现试验台设置的便利性与可靠性, 最大化利用重力对扭矩的影响, 最终将试验台设置为减速器水平轴安装的卧式试验台。

### 2.2 试验设计

为贴近机器人实际工况, 采用往复摆动加载方法,  $\varphi=180^\circ$  的摆角行程为一周期, 期间包括加速区间  $\varphi_a$ , 匀速区间  $\varphi-2\varphi_a$ , 以逆时针方向为正方向, 从静止阶段  $0^\circ$  开始经历加速、匀速、减速和静止阶段。

在加减速阶段, 对加速度进行规划可以改善减速器在频繁加减速过程中受到的冲击。S 曲线是目前较新的运动控制算法, 完整的 S 曲线包括以下几个阶段: 加加速段、匀加速段、减加速段、匀速段、加减速段、匀减速段和减减速段。在加加速阶段和减加速阶段存在加加速度  $\delta=\pm\delta_{\text{const}}$ , 此阶段存在如下关系:

$$\begin{cases} \delta = \pm\delta_{\text{const}} \\ a = \delta t \\ \omega = \omega_0 + \frac{1}{2}\delta t^2 \\ \varphi = \int_{t_1}^{t_2} \omega dt \end{cases} \quad (21)$$

式中  $a$  为角加速度;  $\omega$  为角速度;  $\omega_0$  为初始角速

度;  $\varphi$  为角度;  $t$  为时间。

在加速寿命试验中, 伺服电动机的加速时间受到载荷的约束, 将加减速时间设为 300 ms。减速器额定输出转速为 15 r/min, 设定加加速与减加速时间为 100 ms, 为后期传感器采集数据方便, 静止阶段时间设置为 1 000 ms。由式(21)可以算得加加速度、加速度、角速度等值, 加速阶段的 S 曲线如图 10 所示。

进而可以得到各阶段运动信息如表 3 所示。

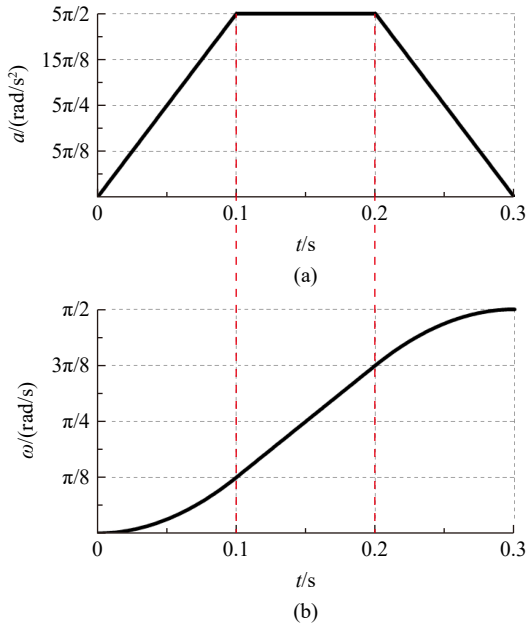


图 10 加速阶段 S 曲线

Fig. 10 Acceleration phase S curve

表 3 减速器摆动信息

Table 3 Reducer swing information

| 参数                     | 加速                | 匀速                 | 减速                | 静止 |
|------------------------|-------------------|--------------------|-------------------|----|
| $\Delta t/s$           | 0.3               | 1.7                | 0.3               | 1  |
| $\Delta\omega/(rad/s)$ | $\frac{\pi}{2}$   | 0                  | $\frac{\pi}{2}$   | 0  |
| $\Delta\varphi/rad$    | $\frac{3\pi}{40}$ | $\frac{17\pi}{20}$ | $\frac{3\pi}{40}$ | 0  |

加减速七段式的 S 曲线图如图 11 所示, 可以看到在加速阶段加加速度是有限值, 这大大减少了伺服加载对减速器的加速冲击, 更符合实际工况。

摆臂的简化模型如图 12 所示, 在摆动过程中, 摆臂带动负载经历加速、匀速、减速历程, 其重力加速度、向心加速度  $\varepsilon_1$ 、平均角加速度  $\varepsilon_2$  如表 4 所示。

摆臂质量确定后, 各阶段的转矩和平均转速可由式(20)计算出来, 为计算精确, 根据摆臂模型与加减速历程求出各阶段的重力矩与惯性矩, 具

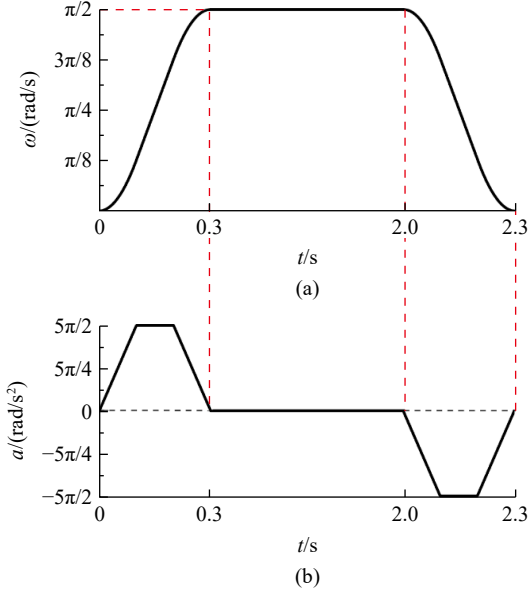


图 11 摆动一周期的 S 加速曲线图

Fig. 11 S acceleration curve of swing cycle

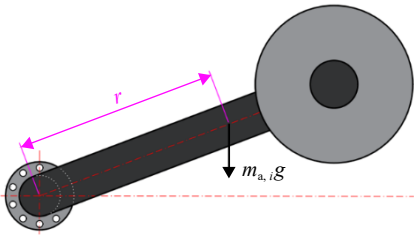


图 12 摆臂模型

Fig. 12 Swing arm model

表 4 各阶段加速度

Table 4 Acceleration at each stage

| 历程  | 重力加速度/<br>(m/s <sup>2</sup> ) | 向心加速度/<br>(rad/s <sup>2</sup> ) | 平均角加速度/<br>(rad/s <sup>2</sup> ) |
|-----|-------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| 加速段 | $g$                           | 0                               | $\frac{5\pi}{3}$                 |
| 匀速段 | $g$                           | $\omega^2 l_i$                  | 0                                |
| 减速段 | $g$                           | 0                               | $-\frac{5\pi}{3}$                |
| 静止段 | $g$                           | 0                               | 0                                |

体分布如表 5 所示。

可见, 当试验台在减速阶段时, RV 减速器的

表 5 各阶段转矩与转速大小

Table 5 Torque and speed at each stage

| 历程  | 重力矩 $T$                             | 惯性矩 $Q$             | 平均转速 $n_m$      |
|-----|-------------------------------------|---------------------|-----------------|
| 加速段 | $\sum m_{a,i} g l_i \cos \varphi_i$ | $\frac{5\pi}{3} J$  | $\frac{\pi}{4}$ |
| 匀速段 | $\sum m_{a,i} g l_i \cos \varphi_i$ | $J \omega^2 l$      | $\frac{\pi}{2}$ |
| 减速段 | $\sum m_{a,i} g l_i \cos \varphi_i$ | $-\frac{5\pi}{3} J$ | $\frac{\pi}{4}$ |
| 静止段 | $m_{a,i} g l_i$                     | 0                   | 0               |

负载达到最大, 为  $\sum m_{ai}gl_i \cos \varphi_i + \frac{5\pi}{3}J$ , 由表 3、表 5 和式(20)可以求得减速器在实际工况的当量转矩  $T_m$ , 进而可以求得减速器的使用寿命。

3 试验验证

3.1 试验台搭建

为验证 RV 减速器疲劳寿命计算方法的准确性, 设计并搭建试验台, 如图 13 所示。该试验台包括: 控制模块、伺服电动机、T 型槽刚性平台、减速器、负载模块、电涡流高精度位移传感器、温度采集模块、数据分析模块等。控制模块包括伺服电动机的运动控制系统, 可以让减速器按照 S 曲线算法驱动。采用高精度位移传感器, 具有 0.002%~0.025% FS(full scale) RMS(root mean square) 的分辨率, 数据采集成功后, 由上位机软件进行存储和分析, 将采集结果实时地显示出来。

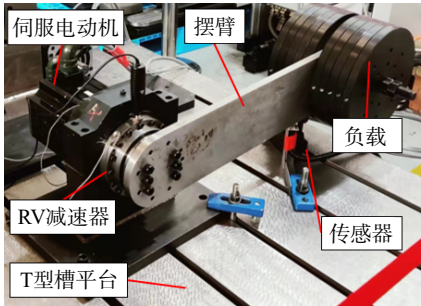


图 13 加速寿命试验台  
Fig. 13 Accelerated life test device

基于上述试验平台, 以 RV-80E-121 型减速器为研究对象, 进行加速寿命试验。试验时最大加速度应保证试验件最大输出转矩不大于额定输出转矩的 2.5 倍, 最大转速不大于试验件额定转速<sup>[21]</sup>, 由式(20)以及试验设计中已经设置好的摆动历程, 可知该减速器的试验参数如表 6 所示。

将加速转矩设置为 2.5 倍的额定转矩, 可得理论加速寿命试验时间为 290.6 h, 加速系数  $A$  为

表 6 RV 减速器的试验参数  
Table 6 Test parameters of RV reducer

| 参数符号                          | 数值    |
|-------------------------------|-------|
| 额定转矩 $T_0/(N \cdot m)$        | 784   |
| 额定输出转速 $n_{out}/(r/min)$      | 15    |
| 额定寿命 $L_0/h$                  | 6 000 |
| 启、停许用转矩 $T_{s1}/(N \cdot m)$  | 1 960 |
| 瞬时最大许用转矩 $T_{s2}/(N \cdot m)$ | 3 920 |
| 摆臂长度 $r/mm$                   | 850   |

20.7。  
3.2 数据分析

当设备运行情况稳定、传感器工作正常、数据采集模块正常时, 进行加速寿命试验, 上位机自动记录并存储定位信息。期间保证设备运行环境温度与机械臂实际工况一致, 试验结束后, 在上位机端进行数据分析。进行近 500 h 的摆动式加速试验, 位移传感器记录传感器端头距检测对象的距离, 多次的检测结果绘制成点线图, 即重复定位精度, 如图 14 所示。

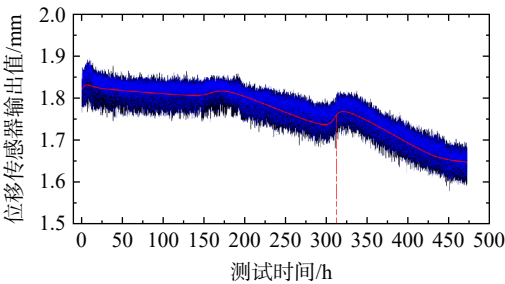


图 14 加速寿命试验数据  
Fig. 14 Accelerated life test data

从图 14 中可以看到, 在减速器运转的前十几个小时, 记录的数据呈上升趋势, 减速器定位逐渐远离传感器端头, 此时减速器定位较为保守, 其原因是前期各零部件处于磨合状态, 装配中的装配应力被释放出来。后续阶段定位精度稳定, 其曲线较为平缓, 尤其在 150 h 之前, 曲线趋近水平直线, 说明此阶段是减速器的黄金工作区间, 重复定位精度极高, 临近精度损失约 0.02 mm, 域内最高点与最低点间距离为 0.1 mm, 中后期精度略微下降, 但都在可接受的范围内, 直至到 310 h 附近, 数据开始跳动, 证明 RV 减速器中零件临近疲劳失效状态, 350 h 之后重复定位精度急剧下降, 临近精度损失约 0.16 mm, 误差是黄金工作区的 8 倍, 域最高点与最低点间距离为 0.3 mm, 且没有回归的趋势, 证明减速器在 350 h 之后精度下降严重, 不能满足工业上高精度的要求, 发生了疲劳失效。若在重复定位精度急剧下降时对 RV 减速器进行拆机分析, 发现摆线轮等零部件运行状态较好, 而曲轴轴承处发现金属材料表面的疲劳剥落现象, 如图 15 所示。由此验证了曲轴轴承为 RV 减速器的薄弱部件, 其寿命大大影响了整机的使用寿命。

因此, 在加速寿命试验中, 该减速器的加速寿命约为 310 h, 与理论预测相对误差为 6.3%, 说明

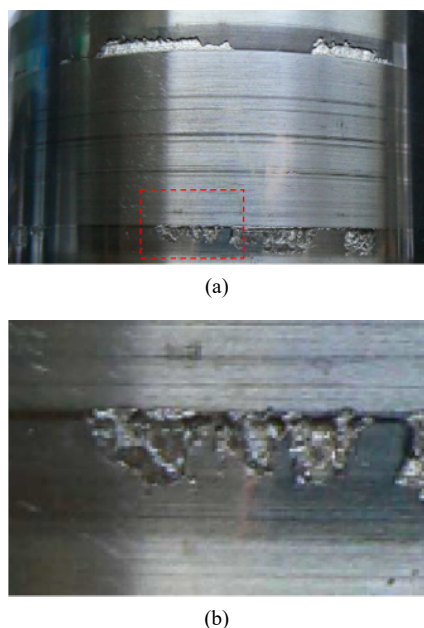


图 15 曲轴表面金属剥落失效

Fig. 15 Metal spalling failure on crankshaft surface

该试验台可以准确地进行减速器加速寿命试验。

## 4 结 论

本文采用疲劳强度理论中的  $S-N$  曲线和 Palmgren-Miner 线性损伤累积法则, 研究了 RV 减速器的疲劳寿命, 设计了贴近工况的加速寿命试验, 得到了如下结论:

1) 基本寿命模型建立了疲劳寿命与零件各级载荷下转矩的关系, 可应用在 RV 减速器中承受变载荷的各个零件。曲轴轴承承受周期载荷, 轴承切向力  $F_t$  为主要轴承载荷。输出转矩  $T$  与轴承力  $F$  成正比, 比例系数为定值  $K$ ,  $K$  只与 RV 减速器设计参数有关。80E-121 型号的 RV 减速器额定寿命为 6 008 h。

2) 根据 RV 减速器使用寿命特性, 提高负载和转速可缩短其寿命。搭建的加速寿命试验台采用卧式加载方式, 可达到贴近实际工况的前提下加速减速器破坏的效果, 进行加速寿命试验得到了各个阶段的转矩与平均转速, 其中, 进入减速阶段时的当量转矩最大。

3) 利用疲劳寿命计算的理论加速寿命结果为 290.6 h, 加速寿命试验的结果为 310 h, 相对误差为 6.3%, 验证了 RV 减速器疲劳寿命计算方法的准确性, 进一步完善了 RV 减速器寿命与寿命试验理论。此外, 加速寿命试验设计考虑实际工况采用了 S 曲线控制算法, 使试验结果更精确。

## 参考文献:

- [1] PHAM A D, AHN H J. High precision reducers for industrial robots driving 4th industrial revolution: state of arts, analysis, design, performance evaluation and perspective[J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*, 2018, 5(4): 519-533.
- [2] CHEN Bingkui, PENG Changyan, HUANG Jian. A new error model and compensation strategy of angle encoder in torsional characteristic measurement system[J]. *Sensors*, 2019, 19(17): 3772.
- [3] PENG Peng, WANG Jiugen. NOCNN: a robust method for fault diagnosis of RV reducer[J]. *Measurement*, 2019, 138: 652-658.
- [4] AN Haibo, LIANG Wei, ZHANG Yinlong, et al. Retrogressive analysis of industrial robot rotate vector reducer using acoustic emission techniques[C]//2018 IEEE 8th Annual International Conference on CYBER Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems. Tianjin: IEEE, 2018: 366-372.
- [5] SU Jianxin, ZHANG Hao, JIANG Chuang, et al. Prediction and experimental study on thermal stress in multi-tooth form grinding of cycloid gear[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2021, 117(1): 187-198.
- [6] MIRKO B, NENAD M, ZORICA D, et al. Numerical and experimental analysis of the cycloid disc stress state[J]. *Tehnički Vjesnik*, 2014, 21(2): 377-382.
- [7] HOU Zhi, YANGI S. Remote performance evaluation, life prediction and fault diagnosis of RV reducer for industrial robot[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, 1676(1): 012212.
- [8] CHEN Feng, LI Weilin, WENG Wenxiang, et al. An adaptive trend index-driven remaining useful life prediction method for renewable energy vehicle reducers[J]. *Shock and Vibration*, 2021, 2021: 2915625.
- [9] 王明凯, 闫柯, 马帅军, 等. 联合载荷作用下精密角接触球轴承动态特性演变规律[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(6): 1134-1149.  
WANG Mingkai, YAN Ke, MA Shuaijun, et al. Evolutionary regularity of dynamic characteristics for precision angular contact ball bearing under combined loads[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(6): 1134-1149. (in Chinese)
- [10] EVANS J W, BARTO A, GALLAGHER B, et al. Analysis and life testing for design of cryogenic bearing assemblies on the James Webb space telescope optical telescope element[C]//ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Washington: ASME, 2013: 15-21.
- [11] GABELLI A, MORALES-ESPEJEL G E, IOANNIDES E. Particle damage in hertzian contacts and life ratings of rolling bearings [J]. *Tribology Transactions*, 2008, 51(4): 428-445.
- [12] DENG Fukang, LI Kangchun, HU Xiongfeng, et al. Life calculation of angular contact ball bearings for industrial robot RV reducer[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, 71(6): 826-831.
- [13] HUANG Jian, LI Chaoyang, CHEN Bingkui. Optimization design of RV reducer crankshaft bearing[J]. *Applied Sciences*, 2020, 10(18): 6520.
- [14] LEE G, KIM H, KIM D. Study of the accelerated life test method for power train components under cyclic loads using weibull-IPL (inverse power law) model[C]// ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Washington: ASME, 2003: 535-541.
- [15] 王卫国, 古远兴, 卿华, 等. 轮盘低循环疲劳寿命预测方法研究及试验验证[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(5): 862-866.  
WANG Weiguo, GU Yuanxing, QING Hua, et al. Investigation of

- disk LCF life prediction and its experimental verification[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2006, 21(5): 862-866. (in Chinese)
- [16] NENTWICH C, REINHART G. A method for health indicator evaluation for condition monitoring of industrial robot gears[J]. *Robotics*, 2021, 10(2): 80.
- [17] 张跃明, 冀永虎, 纪姝婷, 等. RV 减速器的寿命计算与加速寿命试验[J]. *机械设计与制造*, 2020(8): 270-274.  
ZHANG Yueming, JI Yonghu, JI Shuting, et al. Life calculation and accelerated life test of RV reducer[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2020(8): 270-274. (in Chinese)
- [18] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第 6 部分: 变载荷条件下的使用寿命计算: GB/T 3480.6—2018[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019: 1-22.  
State Administration for Market Regulation, Standardization Administration of the People's Republic of China. Calculation of load capacity of spur and helical gears Part 6: calculation of service life under variable load: GB/T 3480.6—2018[S]. Beijing: Standards Press of China, 2019: 1-22. (in Chinese)
- [19] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Advanced concepts of bearing technology: rolling bearing analysis[M]. 5th. ed. New York: CRC Press, 2006.
- [20] 国家质量监督检验检疫总局, 国家标准化管理委员会. 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命: GB/T 6391—2010[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011: 1-38.  
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Rolling bearings: dynamic load ratings and rating life: GB/T 6391—2010[S]. Beijing: Standards Press of China, 2011: 1-38. (in Chinese)
- [21] 国家市场监督管理总局、中国国家标准化管理委员会. 机器人用精密齿轮传动装置 试验方法: GB/T 35089—2018[S]. 北京: 中国标准出版社, 2018: 8-10.  
State Administration for Market Regulation, Standardization Administration of the People's Republic of China. Precision gear transmission for robot test method: GB/T 35089—2018[S]. Beijing: Standards Press of China, 2018: 8-10. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)