

向力。 ρ_{i11} 、 ρ_{i12} 、 ρ_{i21} 、 ρ_{i22} 为第 i 颗滚珠与丝杠接触点的曲率半径。

在极限载荷下,滚珠与滚道接触处的接触应力所产生的弹性变形量对几何参数所产生的影响是不可忽略的,因此需要对其进行力学分析。图1为滚珠丝杠副滚珠与丝杠滚道和螺母滚道的接触示意图。为了方便分析,将螺母滚道视为空间固定,图中虚线表示施加轴向载荷后,丝杠产生变形后的滚道,虚线椭圆为施加轴向载荷后变形的滚珠, A 、 B 为施加载荷前滚珠与丝杠、螺母滚道的接触点, A' 、 B' 为施加载荷后的接触点; O_n 、 O_s 分别为施加载荷前螺母滚道和丝杠滚道的圆心; O_b 为施加载荷前滚珠圆心,施加载荷后,丝杠滚道圆心变为 O'_s ,滚珠圆心变为 O'_b 。假设施加载荷后,丝杠滚道中心的位移量为 S ,接触角由 α_0 增加到 α_i 。

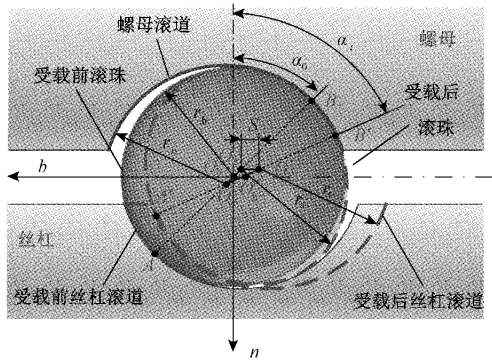


图1 滚珠丝杠副加载变形图

Fig. 1 Loading deformation diagram of the ball screw pair

设滚珠丝杠副施加轴向载荷为 F_a , 每个滚珠所受法向力为 Q_i , 根据静力平衡方程^[19], 有:

$$F_a = \sum_{i=1}^M Q_i \cdot \sin \alpha_i \cdot \cos \gamma \quad (3)$$

式中: M 为实际有效承载的滚珠数; α_i 为第 i 颗滚珠的接触角; γ 为导程角;

$$M = \sum_{i=1}^{i_c \cdot N_c} Z'_i \quad (4)$$

式中: Z'_i 为任意循环圈数内实际承载滚珠数; i_c 和 N_c 分别为螺纹头数和循环圈数。

若不考虑滚珠丝杠副制造误差, 即所有滚珠与滚道接触良好, 此时一圈滚道中有效承载滚珠数 Z_i 为:

$$Z_i = \left[\frac{\pi D_{pw}}{\cos \gamma \cdot D_w} \right] - Z_u \quad (5)$$

式中: $[\cdot]$ 表示取整; Z_u 为返向器中的滚珠数。

事实上由于存在制造误差, 载荷分布并不均匀, 从而导致滚道中实际有效承载的滚珠数低于设计值^[20]。根据文献^[5], 一圈滚道中实际有效承载的滚珠数 Z'_i 为:

$$Z'_i =$$

$$\left[\frac{1}{f_{ar} \cdot Z_i^{\frac{2}{3}}} + \frac{\frac{2}{3} \cdot \left(\frac{1}{f_{ar}} - 1 \right) \cdot F_a^{\frac{1}{3}} \cdot \sin^{\frac{3}{5}} \alpha_i \cdot \cos^{\frac{3}{5}} \gamma}{R_{n/s} \cdot c_E^2 \cdot c_k} \right]^{\frac{3}{2}} \quad (6)$$

式中: f_{ar} 为精度修正系数; c_E 为滚珠丝杠副的材料常数, 对于轴承钢, $c_E = 0.464 3$; c_k 为滚珠丝杠副的结构常数^[20,22], $R_{n/s}$ 为螺母与丝杠的轴向静刚度^[5]:

$$R_{n/s} = \frac{2\pi \cdot N_c \cdot P_h \cdot E' \cdot \tan^2 \alpha}{\left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} \right) \times 10^3} \quad (7)$$

式中: P_h 为丝杠导程; E' 为当量弹性模量; D_1 为螺母外径; d_{b0} 为中空丝杠深孔直径; D_c 为螺母接触点直径; d_c 为丝杠接触点直径:

$$\begin{cases} D_c = D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha \\ d_c = D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (8)$$

根据文献^[22], 滚珠与滚道之间的法向弹性变形量与其法向载荷的关系为:

$$Q_i = \left(\frac{\delta_i}{c_k \cdot c_E} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (9)$$

式中: δ_i 为第 i 颗滚珠与滚道之间的法向弹性变形量。

不考虑丝杠螺母的变形时, 理论上每颗承载滚珠所承受的法向力是相等的。事实上丝杠螺母是存在变形的, 且在极限载荷工况下, 其变形不容忽视, 因此必须考虑丝杠螺母变形对滚珠载荷分布的影响。根据文献^[23], 各滚珠变形量为:

$$\begin{aligned} \delta_i = O_n O'_s - O_n O_s + E_i + e_i = \\ \sqrt{[(r_s + r_n - 2r_b) + \delta_{ri} \cdot \cos \lambda + \delta_{ri}]} + \\ \sqrt{(r_s + r_n - 2r_b) \cdot \sin \lambda + S} - (r_s + r_n - 2r_b) + E_i + e_i \end{aligned} \quad (10)$$

式中: r_s 、 r_n 、 r_b 分别为丝杠滚道半径、螺母滚道半径和滚珠半径, 其中:

$$\begin{cases} r_s = 2 \cdot f_s \cdot r_b \\ r_n = 2 \cdot f_n \cdot r_b \end{cases} \quad (11)$$

δ_{ri} 为第 i 颗滚珠径向位移, 根据图2所示滚珠分布图及文献^[23], 有:

$$\delta_{ri} = \delta_{r1} \cdot \cos \varphi_i \quad (12)$$

式中: φ_i 为第 i 颗滚珠的位置角:

$$\varphi_i = (i - 1) \cdot \beta + \theta \quad (13)$$

式中: θ 为滚珠1的位置角, β 为相邻两滚珠球形之间的夹角:

$$\theta = \frac{2\pi \cdot N_c}{Z} \quad (14)$$

Z 为每一圈中实际滚珠数:

$$Z = \left[\frac{\pi D_{pw}}{\cos \gamma \cdot D_w} \right] \quad (15)$$

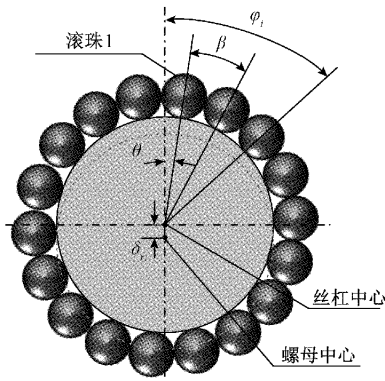


图2 滚珠分布轴视图

Fig. 2 Axis view of ball distribution

S 为滚珠丝杠在承受轴向载荷的情况下的丝杠滚道中心的位移量^[23]:

$$S = (x_m + \delta_m + E') \cdot \cos \lambda \quad (16)$$

式中: x_m 为垫片轴向位移; δ_m 为垫片轴向变形量:

$$\delta_m = \frac{F_a}{k_m} \quad (17)$$

k_m 为垫片的刚性系数。

E_i 为第 i 颗滚珠的尺寸误差, e_i 为第 i 颗滚道接触滚道的齿形误差, E' 为丝杠导程误差, 其具体形式如图 3(a)~(c) 所示。

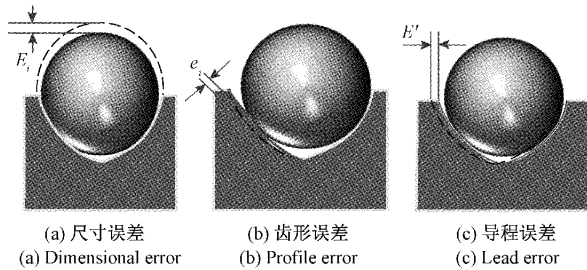


图3 丝杠几何误差示意图

Fig. 3 Schematic diagram of screw geometric errors

弹性变形后的滚珠直径 D_{wi} 为:

$$D_{wi} = D_{w0} - \delta_i \quad (18)$$

式中: D_{w0} 为未承载时滚珠的初始直径。

滚珠丝杠副在载荷作用下其接触角也会发生变化, 由图 1 可知, 在考虑几何误差的影响下, 滚珠丝杠副的实际接触角为:

$$\tan \alpha_i = \frac{x_{o'_s} - x_{o_n}}{(y_{o'_s} - y_{o_n}) + E_i + e_i} = \frac{(r_s + r_n - 2r_b) \sin \alpha_0 + S}{(r_s + r_n - 2r_b) \cos \alpha_0 + E_i + e_i} \approx$$

$$\tan \alpha_0 + \frac{S}{(r_s + r_n - 2r_b) \cos \alpha_0 + E_i + e_i} \quad (19)$$

变形并采用泰勒级数展开并去掉余项后得:

$$\alpha_i = \alpha_0 + \frac{1}{1 + \tan^2 \alpha_0} \cdot \frac{S}{(r_s + r_n - 2r_b) \cos \alpha_0 + E_i + e_i} \quad (20)$$

式中: α_0 为初始接触角。

通过式(3)、(9)、(10)可求得每个滚珠的弹性变形量和法向力。根据周长光等^[21]的研究, 通常情况下, 第 1 颗滚珠的法向力最大, 且随着序数增大, 滚珠法向力变小。对于滚珠丝杠副而言, 每一循环圈数塑性变形量由该圈滚珠中承受法向力最大的滚珠决定, 丝杠整体的塑性变形量为各圈塑性变形量累加, 即:

$$\delta_s = \sum_{j=1}^{i_i \cdot N_c} \delta'_{sj} \quad (21)$$

故联立式(1)、(2)、(10)、(21)可求得滚珠丝杠副在极限工况下的寿命。

上文给出了滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的理论求解过程, 但由于求解过程中需要给出所有滚珠之间的迭代关系, 求解困难, 难以满足工程应用的要求。根据周长光等^[21]的研究, 随着轴向载荷的增大, 滚珠丝杠副的载荷分布越来越明显, 但是, 从其研究结果看, 最大承载滚珠的法向力与均匀载荷的法向力的比值在修正后的额定静载荷阶段并未超过 1.2, 因此, 为简化计算, 可将滚珠作均匀载荷处理, 并在此基础上引入修正系数 k , 即 $Q_{\max} = k \cdot Q$, k 取 1~1.2, k 的取值随轴向载荷的增大而增大。 Q 为滚珠均匀受载下的滚珠法向力:

$$Q = \frac{F_a}{i_i \cdot N_c \cdot Z'_i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \gamma} \quad (22)$$

均匀受载时式(21)即可等效为:

$$\delta_s = i_i \cdot N_c \cdot \delta'_i \quad (23)$$

联立式(1)、(2)、(22)、(23)并引入修正系数可得简化后的滚珠丝杠副疲劳弹性寿命计算公式:

$$L_z = \frac{1.538 \times 10^4 \cdot i_i \cdot N_c \cdot Z_i'^2 \cdot D_w^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma}{k^2 \cdot F_a^2 \cdot (\rho_{11} + \rho_{21}) \cdot (\rho_{12} + \rho_{22})} \quad (24)$$

式中: Z'_i 、 D_w 、 α 分别由式(6)、(18)、(20)求得。

3 试验验证

为验证式(24)的正确性, 本文采用滚珠丝杠副疲劳弹性寿命试验台进行试验。试验将在疲劳弹性寿命试验台上对滚珠丝杠副施加循环载荷, 模拟极限载荷超低周疲劳工况, 测量其轴向塑性变形量和累积塑性变形量。

3.1 试验样件及参数

本试验分别采用同一厂家生产的两种型号的滚珠丝杠副(GD4010-6型号3支,GD4016-5型号1支),相关参数如表1和2所示。

表1 滚珠丝杠副参数表

Table 1 Parameter table of ball screw pair

参数	GD4010 参数值	GD4016 参数值
节圆直径 D_{pw} /mm	42.1	40
导程 P_h /mm	10	16
丝杠外径 D /mm	40	38.4
滚珠直径 D_{w0} /mm	5.953	5.953
导程角 γ /($^\circ$)	4.5	7.26
接触角 α_0 /($^\circ$)	45	45
适应比 f_s, f_n	0.55	0.55
螺母外径 D_1 /mm	65	65
滚珠循环圈数 N_c	6	5

表2 样件型号表

Table 2 Sample type table

型号	样件编号	施加载荷/kN
GD4010-6	丝杠1	35
	丝杠2	40
	丝杠3	45
GD4016-5	丝杠4	29.3

结合 GB/T 17587.5-2008^[2] 及文献[5]和[24]中对额定静载荷的修正系数算得 GD4010 和 GD4016 额定静载荷分别为 47.11 kN 和 32.18 kN, 计算得失效阈值为 11.9 μm ; 基于极限载荷的定义和所得的额定静载荷对这 4 支丝杠加载最大载荷如表 2 所示。

3.2 试验装置

本次试验采用的疲劳弹性寿命试验台如图 4 所示, 该试验台由测试系统和伺服加载系统组成。

测试系统包括压力传感器(TRLF-20T)、4 个接触式位移传感器(瑞士 pretec2940N)、PC1716L 数据采集卡、IMB 数据模块、信号放大器(MAT-528)及工控机; 伺服加载系统包括伺服电机(松下: MDME202GCG)、松下伺服控制器、运动控制卡(固高 GT200)、加载台、压块、压球、锁紧块(套)、下托盘、传感器装夹盘及连接件。其中, 压力传感器(TRLF-20T)量程为 0~20 T, 精度为 0.03% FS, 接触式传感器(瑞士 pretec2940N)量程为 0~4 mm, 精度为 0.01 μm , 线性度为 $\pm 0.1\%$, 重复性为 0.01 μm , 载荷和位移测量的采样周期为 100 ms。

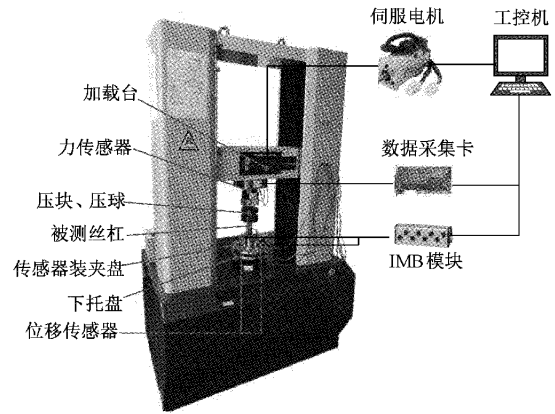


图4 疲劳弹性寿命试验台

Fig. 4 FEL test bench

4 个位移传感器中, 3 个竖直放置, 用于测量滚珠丝杠副的轴向位移, 1 个水平放置, 用于测量滚珠丝杠副的水平扭转位移。3 个竖直放置的位移传感器呈 120 $^\circ$ 均布放置, 设传感器轴向位移分别为 s_1, s_2, s_3 , 则平均轴向位移为:

$$\bar{s} = \frac{s_1 + s_2 + s_3}{3} \quad (25)$$

滚珠丝杠副在受轴向载荷时, 丝杠与螺母之间会发生相互转动, 从而导致丝杠相对螺母发生轴向位移, 虽然疲劳弹性寿命试验台中在设计时加入了防旋转装置, 但是由于存在制造误差和装配误差, 丝杠与螺母之间还是会存在相对转动。设水平放置传感器的转动位移为 s_\perp , 折算为轴向位移为:

$$s' = \frac{P_h \cdot s_\perp}{4\pi r} \quad (26)$$

式中: P_h 为丝杠导程; r 为扭转位移传感器安装中心与传感器装夹盘中心的距离。

因此, 传感器实际轴向位移为:

$$s = \bar{s} - s' \quad (27)$$

通过式(25)~(27)可以消除因丝杠和螺母之间的相互转动造成的轴向误差对测量结果的影响。

位移测量模块中, 下托盘与螺母连接并固定在底座, 传感器装夹盘与丝杠连接, 位移传感器穿过装夹盘并置于下托盘上。由于螺母相对于底座固定, 因此, 位移传感器所测为传感器装夹盘与下托盘之间的丝杠相对于螺母的位移。

为研究丝杠相对于螺母位移的构成, 需对滚珠丝杠副在极限载荷工况下的变形形式进行分析。根据材料力学, 求得两种型号丝杠螺母在修正后的静载荷下应力如表 3 所示。

从表 3 可知, 在极限工况下, 丝杠和螺母的正应力远小于其屈服极限, 即丝杠和螺母不存在塑性变形, 仅有弹

性变形。因此,对于滚珠丝杠副而言,加载过程中丝杠相对于螺母的位移主要由丝杠弹性变形量、螺母弹性变形量、丝杠相对于螺母扭转产生的轴向位移以及滚珠与滚道之间的综合弹性和塑性变形量组成。

表3 滚珠丝杠副应力表

Table 3 Stress table of ball screw pair MPa

参数	GD4010		GD4016	
	丝杠	螺母	丝杠	螺母
正应力	47.1	30.9	35.7	19.5
屈服应力	700(轴承钢 GCr15)			

本次实验所测数据为滚珠丝杠副加卸载后位移量的差值,因此丝杠和螺母及丝杠扭转的弹性变形量不影响测量结果。由于弹性变形、扭转位移已予以消除,因此该装置所测的位移量为滚珠与滚道之间的轴向接触塑性变形量,可用于滚珠丝杠副疲劳弹性寿命试验。

3.3 试验流程

选择3支型号为GD4010和1支型号为GD4016的滚珠丝杠副,最大施加载荷分别为35、40、45、29.3 kN,失效判据为滚珠与滚道的累积塑性变形量达到滚珠直径的0.2%,试验步骤如下:

1)将滚珠丝杠副安装在极限寿命试验台上,给丝杠施加3 kN 载荷,用于消除滚珠丝杠副轴向间隙。

2)给滚珠丝杠副施加最大为35 kN 的载荷,设定总变形量的初始值为0,设定测试次数*i*的初始值为1。

3)试验装置在对丝杠施加轴向力过程中通过传感器获取轴向力数值。当轴向力达到设定值时,进行压力卸载。

4)通过轴向位移测量装置测得的值,计算轴向位移测量装置记录的初始值 l_1 与压力卸载完成后轴向位移测量装置记录的最终值 l_2 的差值,视为此次卸载完成后的轴向变形量:

$$\Delta l_i = |l_1 - l_2| \quad (28)$$

5)在同一载荷下进行多次的加载和卸载,将每次获得的变形量与上一次的总轴向变形量进行累加,更新总的轴向变形量:

$$\Delta l = \Delta l + \Delta l_i \quad (29)$$

6)总的轴向变形量 Δl 和 $0.2\% D_w$ 进行比较,当 $\Delta l < 0.2\% D_w$ 时,更新测试次数 $i = i + 1$,返回进行步骤2);否则停止测试,记录试验测试次数*i*。

7)更换丝杠,调整施加的最大载荷,重复上述步骤对其他丝杠进行加载试验。

4 结果与分析

4.1 试验结果

图5为一次加载后滚珠丝杠副的加载和卸载阶段滚珠丝杠副弹塑性变形图,从图中可以看出,加载时弹性变形和塑性变形同时存在,且以弹性变形为主,卸载后,弹性变形恢复,而塑性变形无法恢复,因此每一次加载后塑性变形都会累积,直到滚珠丝杠副失效。

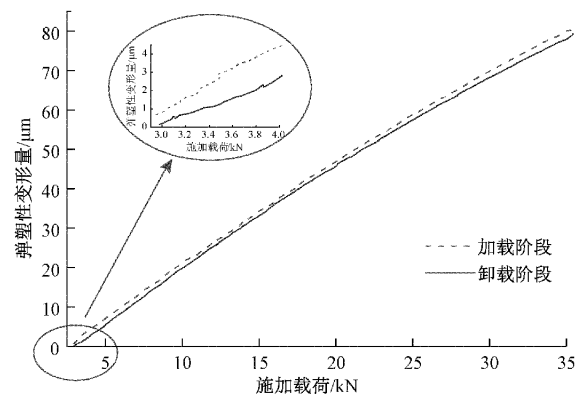


图5 一次加载图

Fig. 5 One time loading diagram

基于此过程,试验获得4支丝杠的累积变形量与加载次数的关系如图6所示。

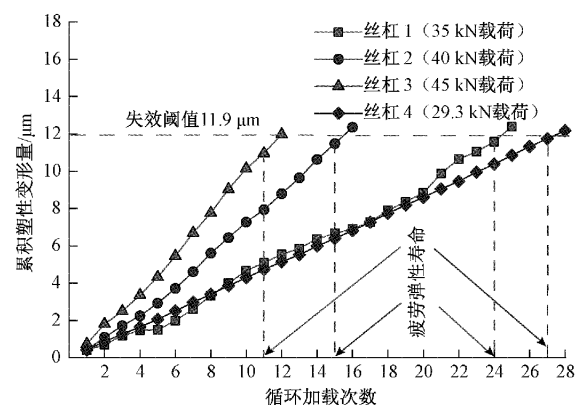


图6 丝杠累积塑性变形量

Fig. 6 Cumulative plastic deformation of the screw

由图6可知,施加29.3、35、40、45 kN 的载荷时,滚珠丝杠副的试验寿命分别为27、24、15、11,将载荷代入式(24)计算得施加29.3、35、40、45 kN 的载荷时,滚珠丝杠副的理论寿命分别为28.24、20.70、14.51、10.74。4支丝杠的理论寿命、试验寿命及相对误差如表4所示。

表 4 疲劳弹性寿命的理论值与试验值

Table 4 Theoretical and experiment values of FEL

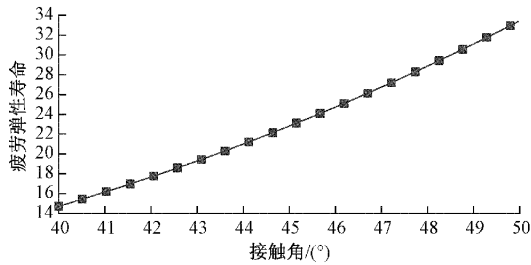
编号	施加载荷/kN	理论寿命	试验寿命	相对误差/%
1	35	20.70	24	13.75
2	40	14.51	15	3.28
3	45	10.74	11	2.40
4	29.3	28.24	27	4.58

从表 4 可以看出,4 支丝杠的疲劳弹性寿命的理论值与实验值的误差都小于 15%,因此,提出的极限载荷短时间工况下滚珠丝杠副疲劳弹性寿命理论及计算方法是正确的。且从试验数据上看,对于同一型号的滚珠丝杠副,其轴向载荷越大,疲劳弹性寿命越小,而对于不同型号的滚珠丝杠副,由于存在差异的参数数量较多,难以从试验数据中判断各参数对丝杠疲劳弹性寿命的影响,因此,需对其进行更加深入的研究。由于此实验为破坏性试验,且受实验室条件限制,本文将采用仿真的方法对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的影响因素进行分析。

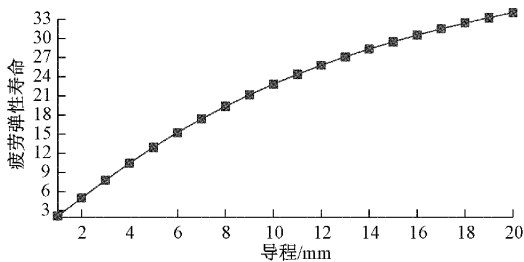
4.2 疲劳弹性寿命的影响因素分析

上文通过实验验证了理论公式(24)的正确性,可以看出,在极限载荷短时间工况下滚珠丝杠的疲劳弹性寿命受丝杠的几何结构(如丝杠节圆直径、滚珠直径、导程、适应比等)、接触角和轴向载荷的影响。为研究各参数对极限载荷短时间工况下滚珠丝杠副寿命的影响,对各参数进行了仿真分析。

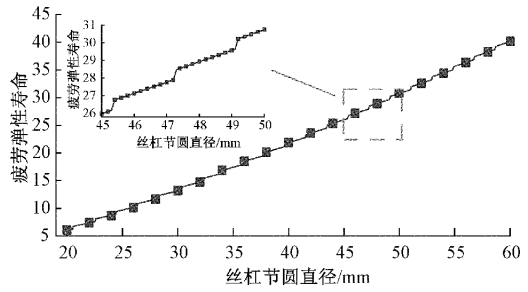
图 7(a)~(f)分别为滚珠丝杠副接触角、导程、丝杠节圆直径、滚珠直径、轴向载荷、适应比对其疲劳弹性寿命的影响仿真图。



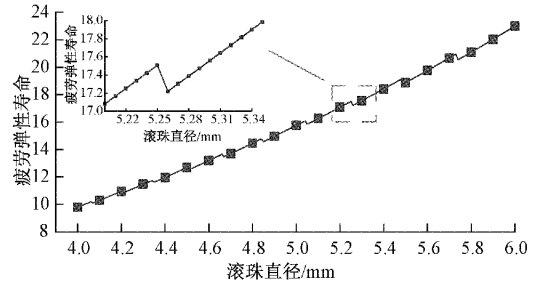
(a) 接触角对疲劳弹性寿命的影响
(a) Effect of contact angle on FEL



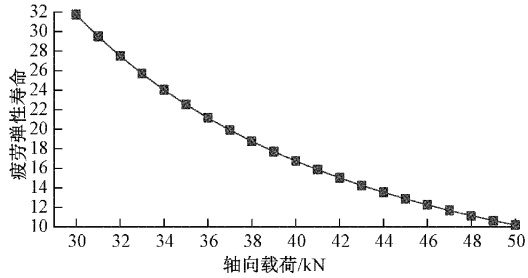
(b) 导程对疲劳弹性寿命的影响
(b) Effect of lead on FEL



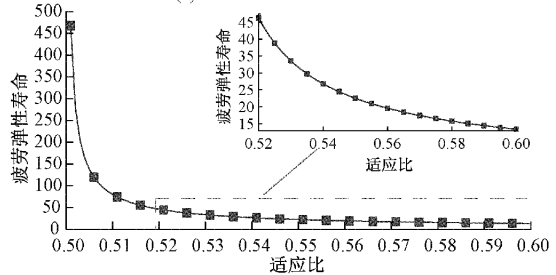
(c) 丝杠节圆直径对疲劳弹性寿命的影响
(c) Effect of pitch diameter of screw on FEL



(d) 滚珠直径对疲劳弹性寿命的影响
(d) Effect of ball diameter on FEL



(e) 轴向载荷对疲劳弹性寿命的影响
(e) Effect of axial load on FEL



(f) 适应比对疲劳弹性寿命的影响
(f) Effect of conformity factor on FEL

图 7 各结构参数对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的影响
Fig. 7 Effects of the structural parameters on FEL of ball screw pair

从图 7(a)可以看出,其他条件不变时,随着接触角的增大,疲劳弹性寿命呈近似线性增加,在数值上,滚珠丝杠副的接触角从 40°增加到 50°时,滚珠丝杠副的疲劳弹性寿命从 14.7 增大到 33.4 左右,增幅较大,可见接触角对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命影响较大;

从图 7(b)可以看出,随着导程的增大,疲劳弹性寿命增大,且增大速率逐渐减小,在数值上,滚珠丝杠副的导程从 1 增大到 20 时,其疲劳弹性寿命从 2.2 增大到

34.0,说明导程能显著影响丝杠的疲劳弹性寿命;

从图7(c)可以看出,整体上随着丝杠节圆直径的增大,疲劳弹性寿命呈近似线性增加,但从局部看,丝杠的疲劳弹性寿命随节圆直径的变化存在阶跃跳动,原因在于丝杠节圆直径增大时承载滚珠个数也会逐渐增加,由于滚珠个数为整数,因此滚珠数的变化并非像节圆直径那样连续变化,从而导致疲劳弹性寿命出现阶跃跳动。在数值上,当滚珠丝杠副的节圆直径从20 mm增大到60 mm时,其疲劳弹性寿命从6.1增加到40.1左右,增幅近7倍,可见,节圆直径疲劳弹性寿命影响较大;

从图7(d)可以看出,整体上随着滚珠直径的增大,疲劳弹性寿命会增大,从局部上看,随着滚珠直径每增大一定值,丝杠的寿命会有小幅度的下降,这是因为在其他条件不变的情况下,随着滚珠直径的增大,承载滚珠数会减少,导致单个滚珠承受载荷增大,从而导致丝杠轴向变形量增大,进而引起丝杠寿命下降。在数值上,当滚珠直径从4 mm增大到6 mm时,疲劳弹性寿命从9.8增大到23.0左右,增幅比较大,说明滚珠丝杠副的滚珠直径对其疲劳弹性寿命有较大影响;

从图7(e)可以看出,随着轴向载荷的增大,疲劳弹性寿命会明显减小,且影响速率逐渐减小。在数值上,轴向载荷从30 000 N增大到50 000 N时,滚珠丝杠副的疲劳弹性寿命从31.74左右下降到10.18左右,虽然和轴向载荷的变化幅值相比,其变化幅度比较小,但是,从工程角度出发,施加载荷并非以1 N为单位增加量,而是数十数百N的增加,因此轴向载荷对滚珠丝杠副的疲劳弹性寿命的影响不容忽视。

从图7(f)可以看出,随着适应比的减小,疲劳弹性寿命会急剧上升,且随着适应比的减小,其对疲劳弹性寿命的影响越来越明显。在数值上,当适应比从0.6减小到0.501时,疲劳弹性寿命从13.4增大到467.9左右,相对于适应比的变化幅度,疲劳寿命的增幅非常大,特别是适应比减小到0.51后,其增幅更明显,适应比从0.51减小到0.501,变化幅度只有0.009,而疲劳弹性寿命从80.19增大到467.89,增幅近6倍,可见滚珠丝杠副的适应比对其承载能力和疲劳弹性寿命有很大影响。

5 滚珠丝杠副疲劳弹性寿命灵敏度分析

为提高滚珠丝杠副的承载能力和疲劳弹性寿命,需要对各参数进行优化设计,必须研究各参数对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的影响程度。灵敏度能够反映一个物理量随多个参数波动的量化关系^[25],因此可以对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命进行灵敏度分析。参照区间理论中对可靠性灵敏度的定义^[26],我们这里对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的灵敏度进行定义。

设滚珠丝杠副的疲劳弹性寿命函数为:

$$L = L(\mathbf{X}) \quad (30)$$

其中, \mathbf{X} 为各影响参数组成的向量,即:

$$\mathbf{X} = [X_1, X_2, \dots, X_6] = [\alpha_0, \gamma, D_{pw}, D_{w0}, F_a, f] \quad (31)$$

各参数区间范围为:

$$X_i^l = [X_i^l, X_i^u] \quad (32)$$

式中: X_i^u, X_i^l 为参数变化区间的上下界。

则滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的范围为:

$$L_{X_i}^l = [L_{X_i}^l, L_{X_i}^u] = L(X_1, X_2, \dots, X_i^l, \dots, X_n) \quad (33)$$

式中: $i = 1, 2, \dots, n, L_{X_i}^u, L_{X_i}^l$ 分别为疲劳弹性寿命的上下界, X_i^l 为区间变量,其余为实参数。

则滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的灵敏度为:

$$r(L_{X_i}) = \frac{L_{X_i}^u - L_{X_i}^l}{X_i^u - X_i^l} \quad (34)$$

根据式(34)计算得滚珠丝杠副疲劳弹性寿命随各参数的相对灵敏度如表5所示。

表5 疲劳弹性寿命相对灵敏度表

Table 5 Relative sensitivity table of fatigue elastic life

参数	参数范围	寿命范围	相对灵敏度
接触角/(°)	(40, 50)	(14.7, 33.4)	1.87
导程/(°)	(1, 20)	(2.2, 34.0)	1.674
节圆直径/mm	(20, 60)	(6.1, 40.1)	0.85
滚珠直径/mm	(4, 6)	(9.8, 23.0)	6.6
轴向载荷/N	(30 000, 50 000)	(10.2, 31.7)	-0.001 1
适应比	(0.501, 0.6)	(13.4, 467.9)	-4 587.9

表5中,寿命的相对灵敏度的物理含义表示参数每变化一个单位,疲劳弹性寿命平均变化的值。从表中数据看,直接用该列数据来对影响程度排序显然不合理,因为适应比每增加1,疲劳弹性寿命平均减小4 587.9,而轴向载荷每增加1 N,疲劳弹性寿命却只减小0.001 1,几乎不影响。但是,在实际工作情况下,适应比不可能增加1,而极限工况下轴向载荷也并非以1 N为单位变化量,因此,必须综合考虑参数的变化区间和变化特点,确定归一化参数并对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命进行归一化处理,以分析各参数对其影响程度。

表5给出了各参数的变化范围,根据此范围,综合参数取值特点给出了归一化系数,以该系数作单位变量,算出滚珠丝杠副归一化疲劳弹性寿命如表6所示。

从表6可以看出,适应比对滚珠丝杠副的疲劳弹性寿命的影响最大,其次是接触角、导程、轴向载荷、丝杠节圆直径、滚珠直径对滚珠丝杠副疲劳弹性寿命影响最小。因此,在进行滚珠丝杠副优化设计时,最重要的是从减小滚珠丝杠副的适应比出发,改良加工工艺,减

小滚珠与滚道的适应比,从而提高丝杠的承载能力,提高其寿命,其次,应适当增大滚珠丝杠副的接触角和导程。但需要注意的是,增大滚珠直径后,滚珠丝杠副的磨损加剧,也会影响其使用寿命,因此,在设计选型时要综合考虑这些因素,不仅要考虑其对寿命的影响,还要考虑对刚性、磨损、预紧力等性能参数的影响,选出符合要求的参数。

表6 归一化疲劳弹性寿命表

Table 6 Normalized fatigue elastic life table

参数	参数范围	归一化系数	归一化寿命值
接触角/(°)	(40,50)	0.1	0.187
导程/mm	(1,20)	0.1	0.167 4
节圆直径/mm	(20,60)	0.1	0.085
滚珠直径/mm	(4,6)	0.01	0.066
轴向载荷/N	(30 000,50 000)	100	-0.107 5
适应比	(0.501,0.6)	0.001	-4.587 9

6 结 论

滚珠丝杠副在常规工况下滚珠丝杠的失效形式主要为疲劳点蚀,而在极限载荷超低周疲劳工况下其失效形式主要为塑性变形,故常规工况下的寿命计算理论和计算公式对于极限工况不再适用。本文基于一次性机械零件中的比例极限理论及弹塑性理论,提出了疲劳弹性寿命的概念,推导得到了滚珠丝杠副在极限载荷超低周疲劳工况下的疲劳弹性寿命计算公式,并通过开展疲劳弹性寿命试验对计算公式进行了验证。最后通过灵敏度分析,分析了各参数对滚珠丝杠副寿命的影响程度。分析得出:

1) 基于所提的疲劳弹性寿命计算公式求得的理论寿命值,与通过实验所得的试验值之间的相对误差均小于15%,表明该公式能够用于计算滚珠丝杠副在极限工况下的寿命。

2) 在极限载荷超低周疲劳工况下滚珠丝杠的疲劳弹性寿命受丝杠的几何结构(如丝杠节圆直径、滚珠直径、导程、适应比等)、接触角和轴向载荷的影响。

3) 随着接触角、导程、丝杠节圆直径、滚珠直径的增大,滚珠丝杠副的疲劳弹性寿命变大,随着轴向载荷、适应比的增大,滚珠丝杠副的疲劳弹性寿命减小。

4) 在影响滚珠丝杠副疲劳弹性寿命的因素中,适应比的影响最显著,其次是接触角、导程、轴向载荷、丝杠节圆直径,滚珠直径的影响最小,因此,为提高极限工况下

滚珠丝杠副的寿命,首先应该减小其适应比,其次是适当增大滚珠丝杠副的接触角和导程。

参考文献

- [1] 郭晓琳,邢鹏飞. 关于滚珠丝杠副可靠性的研究综述[J]. 机械工程与自动化,2019(6):225-226.
GUO X L, XING P F. Review on reliability of ball screw [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2019(6):225-226.
- [2] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 滚珠丝杠副,第5部分:轴向额定静载荷和额定动载荷及使用寿命:GB/T 17587.5-2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Ball screws—Part 5: Static and dynamic load ratings and operational life: GB/T 17587.5-2008 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2008.
- [3] SHIMODA H. Re-evaluation of basic dynamic load rating and life formula for a ball screw[J]. Tribol Trans, 2007, 50:88-95.
- [4] Ball screws-Part 4: Static axial rigidity: ISO 3408-4:2006[S/OL]. [2010-01-04]. <https://www.iso.org/standard/34617.html>.
- [5] ZHOU H X, ZHOU CH G, OU Y, et al. Recalculation of the basic static load of ball screws[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2019, 11(7), DOI: 10.1177/1687814019862698.
- [6] ZHOU CH G, ZHOU H X, FENG H T. Experimental analysis of the wear coefficient of double-nut ball screws[J]. Wear, 2020, 446-447.
- [7] 常永寿,冯虎田,韩军,等. 滚珠丝杠副可靠性试验台测控系统设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2016(2):47-50.
CHANG Y SH, FENG H T, HAN J, et al. Design of control system for the reliability of ball screw [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2016(2):47-50.
- [8] 姚玲峰,宋超,肖世德. 滚珠丝杠副加速性能退化寿命试验设计[J]. 机械工程与自动化,2019(5):219-220+226.
YAO L F, SONG CH, XIAO SH D. Accelerated performance degradation life test design of ball screw [J].

- Mechanical Engineering & Automation, 2019 (5): 219-220+226.
- [9] 佐磊,胡小敏,何怡刚,等.小样本数据处理的加速寿命预测方法[J].电子测量与仪器学报,2020,34(11): 26-32.
ZUO L, HU X M, HE Y G, et al. Accelerated life prediction method for small sample data[J]. Journal of Electronic Measurement and Instrumentation, 2020, 34(11):26-32.
- [10] 薛锋,杨雪,常永寿,等.滚珠丝杠副寿命试验台测控系统设计[J].组合机床与自动化加工技术,2016(12):92-95.
XUE F, YANG X, CHANG Y SH. Design of control system for life testbed of ball screw [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2016(12):92-95.
- [11] 高苏成,陈蔚芳,崔榕芳.滚珠丝杠副使用寿命预测建模技术研究[J].机械与电子,2019,37(7):3-9.
SHANG S CH, CHEN W F, CUI R F. Study on life prediction modeling technology of ball screw pair [J]. Machinery & Electrics, 2019, 37(7):3-9.
- [12] 束方婷.基于等效加速失效时间模型的滚珠丝杠副可靠性试验及分析[D].南京:南京理工大学,2019.
SHU F T. Reliability test and analysis of ball screw pair based on equivalent accelerated failure time model[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2019.
- [13] 王贺龙,姜玉峰,陈鹏,等.机电伺服滚珠丝杠副局部结构疲劳分析研究[J].机电产品开发与创新,2020, 33(1):65-67.
WANG H L, JIANG Y F, CHEN P, et al. Research analysis of fatigue life of the ball screw structure of the EMA[J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2020, 33(1):65-67.
- [14] 林炜国,祖莉,冯虎田,等.滚珠丝杠副精度保持性评估试验研究[J].仪器仪表学报,2020,41(8): 196-205.
LIN W G, ZU L, FENG H T, et al. Experimental study on the evaluation of ball screw accuracy maintenance[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2020, 41(8): 196-205.
- [15] 李跃峰.典型一次性机械零件设计及其应用研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.
LI Y F. Design of typical disposable mechanical elements and application research[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013.
- [16] 王广林,潘旭东,李跃峰.一次性机械设计理念及实践[J].机械工程学报,2014,50(1):152-156.
WANG G L, PAN X D, LI Y F. Disposable mechanical element design theory and applications [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(1):152-156.
- [17] 王浩阳.基于随机有限元仿真的一次性机械零件疲劳弹性失效研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
WANG H Y. Research on elastic fatigue failure of disposable machine based on stochastic finite element analysis[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015.
- [18] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering[M]. Philadelphia, PA: SKF Industries, 1959.
- [19] 潘承莹,祖莉.不同负载工况下双螺母滚珠丝杠副动态传动效率的试验研究[J].仪器仪表学报,2021, 42(1):99-107.
PAN CH Y, ZU L. Experiment research on dynamic transmission efficiency of double nut ball screw pair under different load conditions [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2021, 42(1):99-107.
- [20] 赵佳佳,林明星,宋现春,等.复合载荷下滚珠丝杠副全滚珠载荷分布建模与分析[J].机械工程学报, 2020, 56(17):126-136.
ZHAO J J, LIN M X, SONG X CH, et al. Modeling and analysis of full ball load distribution of ball screw with the combined load[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(17):126-136.
- [21] 周长光,冯虎田,陈增涛.滚珠丝杠副预紧力衰退预测及试验研究[J].机械工程学报,2020,56(12):123.
ZHOU CH G, FENG H T, CHEN Z T. Prediction and experimental study on Preload decline of ball screw[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(12):123.
- [22] ZHOU H X, ZHOU CH G, FENG H T, et al. Theoretical and experimental analysis of the preload degradation of double-nut ball screws [J]. Precision Engineering, 2020, 72-90.
- [23] 席静瑶,周长光,冯虎田,等.几何误差和倾覆力矩对双螺母滚珠丝杠副载荷分布的影响分析[J].中国机械工程,2020(9):1-16.
XI J Y, ZHOU CH G, FENG H T, et al. Load distribution of double nut ball screw with consideration of geometric errors of ball and turning torque [J]. China

Mechanical Engineering, 2020(9):1-16.

- [24] 王晓艺, 周长光, 钱超群, 等. 滚动直线导轨副额定静载荷算法修正及测定[J]. 仪器仪表学报, 2020, 41(10):147-155.
WANG X Y, ZHOU CH G, QIAN CH Q, et al. Algorithm modification and measurement of basic static load rating of rolling linear guideway pair [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2020, 41(10):147-155.
- [25] 乔心州, 杨果, 方秀荣, 等. 针对多源不确定性变量的非概率可靠性灵敏度分析[J]. 机械科学与技术:1-8 [2021-06-24]. <https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20200398>.
QIAO X ZH, YANG G, FANG X R, et al. Non-probabilistic reliability sensitivity analysis for multi-source uncertain variables [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering. 1-8 [2021-06-24]. <https://doi.org/10.13433/j.cnki.1003-8728.20200398>.
- [26] 魏宗平. 双螺母垫片预紧式滚珠丝杠副轴向接触静刚度灵敏度与可靠性分析[J]. 机械传动, 2017, 41(11):45-49+147.
WEI Z P. Sensitivity and reliability analysis of axial contact static stiffness of plate preloaded double-nut ball screw pair [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(11):45-49+147.

作者简介



龚梦辉, 2019年于南京理工大学获得学士学位, 现为南京理工大学硕士研究生, 主要研究方向为滚珠丝杠副可靠性评价与增长。

E-mail: gongmh97@163.com

Gong Menghui received his B.Sc. degree from Nanjing University of Science and Technology in 2019. Now, he is a master candidate in Nanjing University of Science and Technology. His main research interest is reliability evaluation and growth of ball screw pair.



周长光(通信作者), 分别在2012年和2018年于南京理工大学获得学士学位和博士学位, 现为南京理工大学讲师, 主要研究方向为数控机床功能部件共性检测技术、失效机理分析、故障诊断等。

E-mail: zhoucg@njust.edu.cn

Zhou Changguang (Corresponding author) received his B.Sc. and Ph. D. degrees both from Nanjing University of Science and Technology in 2012 and 2018, respectively. Now, he is a lecturer in Nanjing University of Science and Technology. His main research interest includes functional part general detection technology, failure mechanism analysis and fault diagnosis of CNC machine tools.