

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.07.007

基于正交试验法的薄壁角接触球轴承优化设计*

李俊文, 陈玉莲

(广州理工学院 智能制造与电气工程学院, 广东 广州 510540)

摘要:对于机器人用薄壁角接触球轴承而言,在满足其一定寿命的基础上,接触刚度是轴承第一性能指标,轻量化是其另外一个重要指标,为此,以某机器人用薄壁角接触球轴承为对象,对其结构参数进行了多目标优化设计。首先,根据轴承的实际工况要求,建立了以内圈沟道曲率半径系数、外圈沟道曲率半径系数、滚珠直径、节圆直径和滚珠数为影响因素,以接触刚度、接触疲劳寿命和质量为目标函数的薄壁角接触球轴承优化数学模型,并采用数值模拟计算方法,得到了每个因素不同水平值所对应的目标值;然后,基于正交试验法对轴承结构参数进行了多目标优化设计;最后,通过极差分析和综合平衡分析法确定了轴承的最优结构参数。研究表明:针对一定寿命条件、较高刚度和轻量化的设计要求,采用正交试验法对轴承进行多目标优化设计是一种高效可行的方法,可对其他类型轴承的优化设计提供有价值的参考。

关键词:薄壁角接触球轴承;正交试验法;多目标优化;轴承寿命;接触刚度;轴承轻量化设计

中图分类号:TH133.33

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)07-0919-08

Optimization design of thin-section angular contact ball bearing based on orthogonal test method

LI Jun-wen, CHEN Yu-lian

(School of Intelligent Manufacturing and Electrical Engineering, Guangzhou Institute of Science and Technology, Guangzhou 510540, China)

Abstract: For the thin-section angular contact ball bearing for robot, on the basis of meeting its certain service life, the contact stiffness is the first performance index of the bearing, and lightweight is another important index. Therefore, taking the thin-section angular contact ball bearing for robot as the object, the multi-objective optimization design of its structural parameters was carried out. Firstly, according to the actual working conditions of the bearing, the optimized mathematical model was built with the curvature radius coefficient of inner ring groove, the curvature radius coefficient of outer ring groove, the ball diameter, the pitch diameter and the number of balls as the influencing factors, and the contact stiffness, the contact fatigue life and the quality as the objective function. And the numerical simulation calculation method was used to obtain the target value corresponding to the different level values of each factor. Then, the multi-objective optimization design of bearing structural parameters was carried out based on orthogonal test method, the bearing structure parameters were optimized based on the orthogonal experiment method. Finally, the optimal structure parameters of bearings were determined through the range analysis and comprehensive balance analysis method. The results indicate that in view of the design requirements of certain life conditions, high stiffness and light weight, it is an efficient and feasible method to carry out multi-objective optimization design of bearings by using the orthogonal test method, which provides a valuable reference for the optimization design of other types of bearings.

Key words: thin-section angular contact ball bearing; orthogonal test method; multi-objective optimization; bearing life; contact stiffness; lightweight design of bearing

收稿日期:2021-12-17

基金项目:广东省普通高校特色创新类项目(2019KTCX242);广东省高等教育教学改革项目(2019SJK01)

作者简介:李俊文(1982-),男,广东广州人,副教授,主要从事 CAD/CAM/CAE、机器人与智能制造等方面的研究。E-mail:13535379141@

0 引 言

目前,机器人正在朝轻量化和精密化方向发展。

为了满足轻量化的要求,机器人中使用的轴承大多采用薄壁轴承。虽然薄壁轴承质量较轻,但沟道壁厚较小,往往刚度偏低,疲劳寿命也较短,不能满足机器人的整体性能要求,成为薄壁轴承需解决的主要问题之一^[1]。

张阳阳等人^[2]提出了薄壁角接触球轴承的多目标优化方法,综合使用多目标函数的功效系数法、加权系数法以及正交试验优化设计方法,基于 Romax-CLOUD 对某薄壁角接触球轴承进行了优化设计,优化后的轴承整体性能有较大提高。罗天宇等人^[3]以高速精密角接触球轴承刚度为优化目标,建立了其目标函数,采用局部网格法对角接触球轴承进行了优化设计,并得出结论,即对轴承进行优化设计时应充分考虑刚度,在满足轴承寿命的要求下,应适当增加球数和减小球径。王廷剑等人^[4]以某航空发动机主轴用三点接触球轴承的 6 个结构参数(球数、球径、垫片角、内圈沟曲率半径系数、外圈沟曲率半径系数、径向游隙)为影响因素,建立了以轴承基本额定寿命为目标函数的优化模型,并基于正交试验法,对轴承结构参数进行了优化设计及分析,得到了针对不同结构参数提高轴承寿命的方法。王盛业^[5]采用正交试验法,并基于止推轴承的 6 个结构参数,建立了 25 组动静压螺旋槽轴承结构模型;以轴承承载性能作为优化目标,利用 FLUENT 软件建立了仿真模型,并对 25 组模型的承载特性进行了研究,将正交表对仿真结果进行了对比分析,得到了轴承承载能力的变化规律及正交试验后最优仿真计算模型。盛明杰等人^[6]以某型号陀螺电机主轴承 4 个结构参数(球数、径向游隙、外圈沟道曲率半径系数、内圈沟道曲率半径系数)为影响因素,基于正交试验法,以轴承摩擦力矩、球磨损率、轴承疲劳寿命为优化目标,对轴承结构参数进行了多目标优化设计,确定了最佳设计方案。

以上文献大部分是基于单目标的优化设计,与轴承的实际工况相差甚远;也有多目标的优化设计,但没有同时考虑以轴承的接触刚度、接触疲劳寿命和质量进行多目标优化,使轴承设计存在一定的局限性。

笔者以某机器人用薄壁角接触球轴承为研究对象,基于正交试验法,以内圈沟道曲率半径系数等轴承结构参数为影响因素,建立 5 因素混合水平的正交试验方案,以接触刚度等 3 个性能指标为目标函数,对轴承结构参数进行优化设计,通过极差分析和综合平衡

分析法确定最优结构参数。

1 轴承性能指标计算模型

机器人采用薄壁角接触球轴承时,在满足其一定寿命的使用要求前提下,接触刚度是其最重要的性能指标,其次还有轻量化指标。

1.1 接触刚度计算模型

在角接触球轴承拟静力学模型的基础上,根据钢球与内、外圈沟道的 Hertz 接触情况,计算轴承的整体接触刚度^[7,8]:

$$K = \frac{dQ}{d\delta} = 1.5 \left(\frac{\pi k E}{3F} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{2E}{F \sum \rho} \right)^{\frac{1}{3}} Q^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

式中: Q —滚珠与套圈的接触载荷; δ —滚珠与套圈的接触变形; k —椭圆率参数,定义为接触区长半轴 b 与短半轴 a 之比(即 $k = \frac{b}{a}$); $\sum \rho$ —滚珠与内、外圈沟道接触点处主平面内等效曲率之和; F —第一类椭圆积分; E —第二类椭圆积分。

其中, F 、 E 的计算公式分别为:

$$F = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi}} d\varphi \quad (2)$$

$$E = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi \quad (3)$$

式中: φ —滚珠的位置角。

k 、 E 、 F 满足以下曲率函数关系:

$$F(\rho) = \frac{(1 + k^2)E - 2k^2 F}{(1 - k^2)E} \quad (4)$$

1.2 接触疲劳寿命计算模型

由弹性滚动接触的 Hertz 理论^[9,10],考虑滚珠影响时,角接触球轴承的接触疲劳寿命 L (单位 $10^6 r$) 计算公式^[11]为

$$L = \left[\frac{1}{N_b} \sum_{j=1}^{N_b} (L_{cij}^{-\frac{10}{9}} + L_{coj}^{-\frac{10}{9}}) + \sum_{j=1}^{N_b} \left(\left(\frac{L_{bij}}{i_j} \right)^{-\frac{10}{9}} + \left(\frac{L_{boj}}{i_j} \right)^{-\frac{10}{9}} \right) \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (5)$$

式中: N_b —滚珠数目,数值为 z ; L_{cij} , L_{coj} ——与第 j 个滚珠接触的内、外圈的疲劳寿命, $j = 1, 2, \dots, N_b$; i_j —旋转套圈的转速与第 j 个滚珠的自转转速之比值,通过轴承内部的几何运动关系确定; L_{bij} , L_{boj} ——与内、外圈接触的第 j 个滚珠的疲劳寿命。

其中, L_{cij} 、 L_{coj} 可分别表示为:

$$L_{cij} = \left(\frac{Q_{ci}}{Q_{ij}} \right)^3, L_{coj} = \left(\frac{Q_{co}}{Q_{oj}} \right)^3 \quad (6)$$

式中: Q_{ci}, Q_{co} —内、外圈的额定动负荷; Q_{ij}, Q_{oj} —第 j 个滚珠与内、外圈的接触负荷。

L_{bij}, L_{boj} 可分别表示为:

$$L_{bij} = \left(\frac{Q_{bi}}{Q_{ij}}\right)^3, L_{boj} = \left(\frac{Q_{bo}}{Q_{oj}}\right)^3 \quad (7)$$

式中: Q_{bi}, Q_{bo} —滚珠与内、外圈接触的额定负荷。

1.3 质量计算模型

薄壁角接触球轴承由滚珠、保持架、内圈和外圈 4 部分结构组成,因此,轴承的总质量等于这 4 部分结构的质量之和。

下面,笔者介绍各部分结构的质量计算公式,详细计算过程可参考刘胜超等人^[12]的文献。

滚珠质量的计算公式为:

$$m_{ball} = \rho_{ball} V_{ball} = \rho_{ball} \left(\frac{\pi}{6} D_w^3 z\right) \quad (8)$$

式中: ρ_{ball} —滚珠密度; V_{ball} —滚珠体积; D_w —滚珠直径; z —滚珠数。

保持架质量的计算公式为:

$$m_{cage} = \rho_{cage} V_{cage} \quad (9)$$

式中: ρ_{cage} —保持架密度; V_{cage} —保持架体积。

内圈质量的计算公式为:

$$m_i = \rho_i V_i \quad (10)$$

式中: ρ_i —内圈密度; V_i —内圈体积。

外圈质量的计算公式为:

$$m_o = \rho_o V_o \quad (11)$$

式中: ρ_o —外圈密度; V_o —外圈体积。

根据上面的计算过程,可得出轴承的总质量计算公式为:

$$m_b = m_{ball} + m_{cage} + m_i + m_o \quad (12)$$

2 多指标正交试验理论

2.1 多指标正交试验优化方法

正交试验法是一种基于正交表来研究多因素多水平优化问题的一种设计方法,具有均匀分散性和齐整可比性的特点,主要以数理统计学、概率论和实践经验为基础,在许多领域的研究中都得到了广泛应用。

利用标准化正交表,它可以科学合理地设计试验方案;根据正交性,从全部试验中选出部分有代表性和典型性的点进行试验,并对试验结果进行分析计算,从而了解全面试验的情况,最终快速找到优化方案^[13]。

采用正交试验法进行设计时,由于都要依赖于正交表,于是,正交表的合理选用就成为进行正交试验设计的最重要环节^[14,15]。

2.2 正交试验数值模拟仿真流程

根据以上分析,并结合多指标正交试验理论,笔者建立了轴承优化设计的正交试验数值模拟仿真流程图,如图 1 所示。

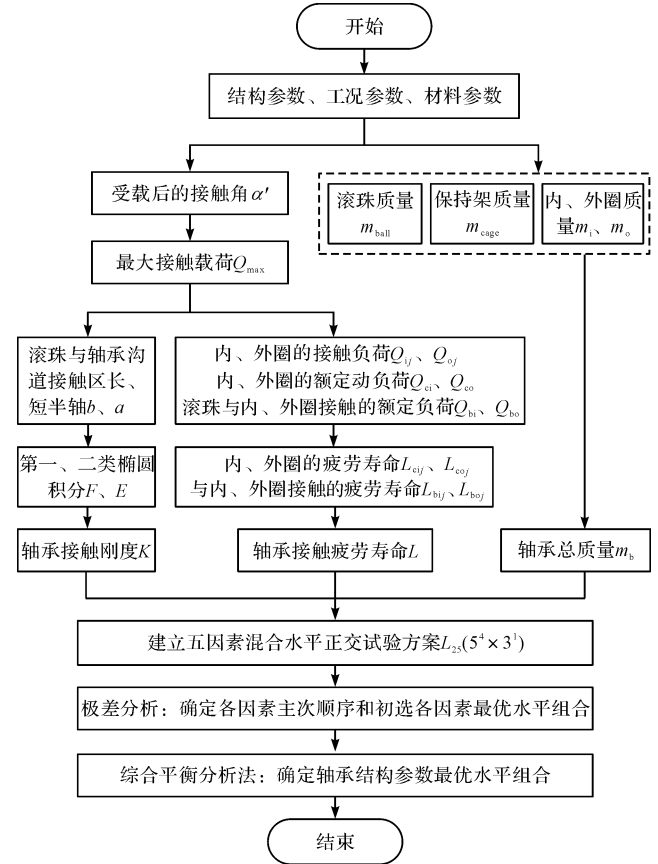


图 1 正交试验数值模拟仿真流程

2.3 试验方案确定

2.3.1 轴承主参数和优化参数

笔者以某机器人 RV 减速器中常用的主轴承—薄壁角接触球轴承为例,研究轴承的多目标优化设计。

该轴承具有占用空间小、精度高等优点,其主参数为:内径 $d = 82$ mm,外径 $D = 102$ mm,宽度 $B = 13$ mm,接触角 $\alpha = 15^\circ$;

轴承工况参数为:转速 $n = 1\ 000$ r/min,轴向载荷 $F_a = 800$ N,径向载荷 $F_r = 1\ 500$ N。

需要优化的 5 个参数分别为:内圈沟道曲率半径系数 f_i 、外圈沟道曲率半径系数 f_o 、滚珠直径 D_w 、节圆直径 D_{pw} 和滚珠数 z 。

根据角接触球轴承的设计经验,轴承的内圈沟道曲率半径系数 f_i 一般小于外圈沟道曲率半径系数 f_o ,且满足 $0.51 \leq f_i < f_o \leq 0.54$ 。笔者根据我国现行的轴承标准,选取 f_i 为 0.515、0.52、0.525、0.53、0.535 (5 个水平值);选取 f_o 为 0.52、0.525、0.53、0.535、0.54

(5 个水平值)^[16]。

滚珠直径 D_w 需满足以下约束条件:

$$0.27 < \frac{D_w}{D-d} \leq 0.32 \quad (13)$$

经计算,笔者选取滚珠直径 D_w 的值为常用的 6 mm、6.35 mm、6.5 mm(3 个水平值);节圆直径 D_{pw} 就近选取 92 mm、92.5 mm、93 mm、93.5 mm、94 mm(5 个水平值)。

滚珠数 z 的约束条件为:

$$\frac{\pi D_{pw}}{z D_w} \geq 1.01 + \frac{1.5}{D_w} \quad (14)$$

由公式(14)计算可得 $z \leq 36.5$,故笔者选取 28、30、32、34、36(5 个水平值)。

2.3.2 试验方案设计

此处试验目的是在薄壁角接触球轴承满足一定寿命条件下,获得其较大接触刚度和较小质量的最优结构参数,即性能指标为接触刚度、接触疲劳寿命和质量。

根据此次试验要求,笔者选择对性能指标具有显

著影响的 5 个结构参数进行正交试验。结构参数分别为: f_i (因素 A,5 个水平)、 f_o (因素 B,5 个水平)、 D_w (因素 C,3 个水平)、 D_{pw} (因素 D,5 个水平)和 z (因素 E,5 个水平)。

各因素水平值如表 1 所示。

表 1 各因素水平值

水平	因素				
	A	B	C	D	E
1	0.515	0.520	6.00	92.0	28
2	0.520	0.525	6.35	92.5	30
3	0.525	0.530	6.50	93.0	32
4	0.530	0.535	—	93.5	34
5	0.535	0.540	—	94.0	36

笔者结合前面建立的轴承性能指标计算模型,基于 MATLAB 平台,分别对接触刚度、接触疲劳寿命和质量进行数值计算,得出 3 组数值模拟数据,即性能指标数据。

根据正交试验原理,笔者设计五因素混合水平正交试验方案 $L_{25}(5^4 \times 3^1)$,如表 2 所示。

表 2 五因素混合水平正交试验方案

试验序号	A	B	C	D	E	接触刚度	接触疲劳寿命	质量
						$K/(\times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1})$	$L/(\times 10^4 \text{ h})$	M_b/g
1	1	1	1	1	1	4.073 6	1.122 2	235.140 7
2	1	2	2	2	2	4.182 2	2.066 9	255.684 2
3	1	3	3	3	3	4.228 3	1.677 4	237.176 7
4	1	4	1	4	4	4.076 1	1.328 5	257.382 1
5	1	5	2	5	5	4.185 0	1.362 4	239.399 6
6	2	1	1	5	4	4.167 8	1.277 9	244.881 7
7	2	2	2	1	2	4.274 1	1.308 0	235.733 7
8	2	3	1	2	5	4.165 2	1.218 0	255.647 7
9	2	4	2	3	3	4.276 1	1.256 5	238.014 8
10	2	5	3	4	1	4.323 0	1.031 3	248.302 3
11	3	1	2	4	2	4.370 4	1.151 5	254.530 0
12	3	2	3	5	5	4.418 3	1.760 8	246.838 4
13	3	3	1	1	3	4.255 5	0.818 6	236.416 3
14	3	4	2	2	1	4.368 4	0.827 1	246.944 6
15	3	5	1	3	4	4.257 4	0.803 2	238.596 0
16	4	1	2	3	5	4.463 2	1.389 5	244.910 7
17	4	2	1	4	3	4.350 1	0.738 7	255.091 5
18	4	3	2	5	1	4.465 3	0.749 8	236.724 2
19	4	4	3	1	4	4.508 6	1.213 6	237.783 0
20	4	5	1	2	2	4.348 1	0.552 4	248.073 9
21	5	1	3	2	3	4.604 7	1.090 2	254.107 0
22	5	2	1	3	1	4.441 3	0.494 6	235.720 2
23	5	3	2	4	4	4.558 5	0.963 0	256.264 8
24	5	4	1	5	2	4.443 4	0.508 4	237.901 9
25	5	5	2	1	5	4.555 1	0.990 8	238.346 5

3 结构参数优化设计

3.1 极差分析理论

极差分析法(简称 R 法)又称为直观分析法,它包括计算和判断两个步骤的内容^[17]。

极差分析法示意图如图 2 所示。

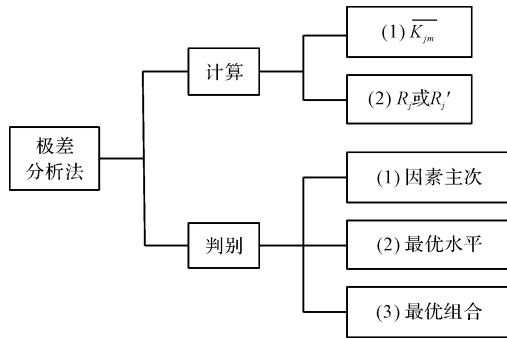


图 2 极差分析法示意图

\bar{K}_{jm} —第 j 列因素 m 水平所对应的试验指标的平均值; R_j —第 j 列因素的极差; R'_j —折算后的极差

在极差分析中,根据 \bar{K}_{jm} 的大小可以判断第 j 列因素的最优水平和其他各因素的水平组合,即最优组合。

极差 R_j 的值可以用第 j 列因素各水平下平均指标值的最大值与最小值之差来表示,即:

$$R_j = \max(\bar{K}_{j1}, \bar{K}_{j2}, \dots, \bar{K}_{jm}) - \min(\bar{K}_{j1}, \bar{K}_{j2}, \dots, \bar{K}_{jm}) \quad (15)$$

极差 R_j 反映了第 j 列因素的水平值变化时,试验指标的变化幅度。一般情况下,每个试验指标下所对应因素的极差是不同的,极差 R_j 主要是反映了每个因素下所选取的水平对试验指标影响权重的大小^[18]。极

差 R_j 越大,说明该因素下所选取的水平对试验指标的影响权重越大,于是依据极差 R_j 的大小,可以判断出因素的主次关系。

当因素的水平数相同时,因素的主次顺序完全由极差 R_j 决定。但当因素的水平数不同时,直接比较极差 R_j 不理想,因为若两个因素对试验指标有影响,一般来说,水平数多的因素极差可能大一些。

因此,要用一个系数将极差 R_j 折算,然后才能作比较,也就是用折算后的极差 R'_j 进行比较。其计算公式如下:

$$R'_j = dR_j \sqrt{r} \quad (16)$$

式中: r —该因素每个水平试验的重复数; d —折算系数,与因素水平数有关。

其中:

$$r = n/m \quad (17)$$

式中: n —试验次数; m —水平数。

折算系数如表 3 所示。

表 3 折算系数

水平数 m	折算系数 d	水平数 m	折算系数 d
2	0.71	7	0.35
3	0.52	8	0.34
4	0.45	9	0.32
5	0.40	10	0.31
6	0.37		

3.2 极差计算和因素主次顺序确定

根据表 2 中的数据,以及公式(15,16),再利用 MATLAB 进行数值计算,可以得出试验的极差分析结果,如表 4 所示。

表 4 试验的极差分析

性能指标	因素					
	A	B	C	D	E	
K	\bar{K}_1	4.149 04	4.335 94	4.257 85	4.333 38	4.334 32
	\bar{K}_2	4.241 24	4.333 20	4.369 83	4.333 72	4.332 86
	\bar{K}_3	4.334 00	4.334 56	4.416 58	4.333 26	4.334 28
	\bar{K}_4	4.427 06	4.334 52	—	4.335 62	4.334 90
	\bar{K}_5	4.520 60	4.333 72	—	4.335 96	4.335 58
	R	0.371 16	0.002 74	0.158 73	0.002 70	0.002 72
	R'	0.332 33	0.002 45	0.233 46	0.002 42	0.002 43
L	\bar{K}_1	1.511 48	1.206 26	0.886 25	1.090 64	0.845 00
	\bar{K}_2	1.218 34	1.273 80	1.206 55	1.150 92	1.039 54
	\bar{K}_3	1.072 24	1.085 36	1.354 66	1.124 24	1.053 28
	\bar{K}_4	0.928 80	1.026 82	—	1.042 60	1.264 92
	\bar{K}_5	0.809 40	0.948 02	—	1.131 86	1.337 52
	R	0.702 08	0.325 78	0.468 41	0.108 32	0.492 52
	R'	0.627 96	0.291 39	0.688 93	0.096 88	0.440 52

续表

性能指标	因素					
	A	B	C	D	E	
\bar{K}_1	244.956 66	246.714 02	244.485 20	236.684 04	240.566 40	
\bar{K}_2	244.516 04	245.813 60	244.655 31	252.091 48	242.683 24	
\bar{K}_3	244.665 06	244.445 94	244.841 48	238.883 68	244.605 84	
m_b	\bar{K}_4	244.516 66	243.605 28	—	254.314 14	246.641 94
	\bar{K}_5	244.680 8	242.543 66	—	241.149 16	248.625 08
	R	0.488 58	4.170 36	0.356 28	17.630 1	8.058 68
	R'	0.437 00	3.730 08	0.524 01	15.768 84	7.207 90

由于因素的水平不同,笔者根据表 4 中折算后的极差 R' 的大小,来确定各因素对各性能指标影响的主次顺序。

各因素对各性能指标影响的主次顺序如表 5 所示。

表 5 各因素对各性能指标影响的主次顺序

性能指标	主→次				
K	A	C	B	E	D
L	C	A	E	B	D
m_b	D	E	B	C	A

由表 5 可以得出:对接触刚度影响最大的因素是内圈沟道曲率半径系数;对接触疲劳寿命影响最大的因素是滚珠直径;对质量影响最大的因素是节圆直径。

评价角接触球轴承的主要指标是:接触刚度 K (越大越好),接触疲劳寿命 L (越大越好),质量 m_b (越小越好)。

因此,根据表 4 中 \bar{K}_{jm} 的大小可以初选各因素最优水平组合,如表 6 所示。

表 6 初选各因素最优水平组合

性能指标	因素				
	A	B	C	D	E
K	5	1	3	5	5
L	1	2	3	2	5
m_b	2	5	1	1	1

在初选最优水平组合条件下的 3 个性能指标值如表 7 所示。

表 7 初选最优水平组合的 3 个性能指标值

最优水平组合	$K/(\times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1})$	$L/(\times 10^4 \text{ h})$	m_b/g
$A_5B_1C_3D_5E_5$	4.608 2	1.361 8	247.531 2
$A_1B_2C_3D_2E_5$	4.227 4	2.665 4	258.339 2
$A_2B_5C_1D_1E_1$	4.164 3	0.639 9	231.213 1

3.3 综合平衡分析法

由表 6 可知:

(1) 对于接触刚度的各因素初选最优水平是

$A_5B_1C_3D_5E_5$, 即 $f_i = 0.535$ 、 $f_o = 0.52$ 、 $D_w = 6.5 \text{ mm}$ 、 $D_{pw} = 94 \text{ mm}$ 、 $z = 36$;

(2) 对于接触疲劳寿命的各因素初选最优水平是 $A_1B_2C_3D_2E_5$, 即 $f_i = 0.515$ 、 $f_o = 0.525$ 、 $D_w = 6.5 \text{ mm}$ 、 $D_{pw} = 92.5 \text{ mm}$ 、 $z = 36$;

(3) 对于质量的各因素初选最优水平是 $A_2B_5C_1D_1E_1$, 即 $f_i = 0.52$ 、 $f_o = 0.54$ 、 $D_w = 6 \text{ mm}$ 、 $D_{pw} = 92 \text{ mm}$ 、 $z = 28$ 。

在不考虑试验因素间相互作用的一般情况下,分析所选取试验因素对试验指标的影响时,对于单试验指标,则正交试验所选取的各试验因素即为最优水平组合。

笔者选取了 3 个性能指标,属于多指标正交试验,且由上面分析得出 3 个性能指标的初选最优水平组合各不相同,需要综合考虑各因素水平对试验评判指标的影响,得出同时满足 3 个性能指标的最优水平组合,且最优的试验方案未必出现在所设计的试验组中。因此,笔者采用综合平衡分析法得出最优水平组合^[19,20]。

对于因素 A,3 个性能指标的最优水平组合都不同,可结合表 7 试验结果进行比较分析,笔者从 A_1 、 A_2 、 A_5 中选择最优水平。由于因素 A 对于接触刚度和寿命指标均是主要影响因素,因此,笔者先比较 A_1 和 A_5 ,从中选出较优水平,将其再与 A_2 比较,通过定量比较分析得出结果。

最终得到各因素的最优水平组合如表 8 所示。

表 8 最终各因素的最优水平组合

因素	比较次数	K 比较	L 比较	m_b 比较	最优水平	
A	1	A_1	-8.955 3%	46.669 5%	-0.112 6%	A_2
		A_5	8.219 3%	-86.740 8%	0.112 7%	
	2	A_1	-2.222 2%	-19.394 2%	-0.179 9%	
		A_2	2.173 9%	24.060 6%	0.180 2%	
B	1	B_1	0.050 9%	21.408 3%	-1.690 4%	B_2
		B_5	-0.029 1%	-27.239 9%	1.719 4%	
	2	B_1	0.063 2%	-5.599 1%	-0.040 4%	
		B_2	-0.063 2%	5.302 2%	0.366 3%	

续表

因素	比较次数	K 比较	L 比较	m_b 比较	最优水平	
C	1	C_1	-3.727 9%	52.853 0%	0.145 7%	C_3
		C_3	3.594 0%	34.577 7%	-0.145 5%	
D	1	D_1	-0.007 8%	-5.527 0%	6.509 7%	D_5
		D_2	-0.007 8%	5.237 5%	-6.111 8%	
	2	D_1	-0.059 5%	-3.779 4%	3.349 9%	
		D_5	0.059 5%	3.641 8%	-3.241 3%	
E	1	E_1	-0.029 1%	-58.286 4%	3.349 9%	E_5
		E_5	0.029 1%	36.823 4%	-3.241 3%	

从表8可以看出:

选 A_1 时,相比选择 A_5 接触刚度下降 8.955 3%,属于不利;接触疲劳寿命提高 46.669 5%,属于有利;质量增加 0.112 6%,属于不利。经综合考虑, A_1 有利的总比例大于 A_5 ,因此,笔者初选 A_1 ,再将其与 A_2 进行二次比较; A_2 有利的总比例大于 A_1 ;最终,笔者得到 A_2 是最优水平;

对于因素 B,笔者采用同样的分析方法,即先比较 B_1 和 B_5 ,从中选出较优水平,再将其与 B_2 进行比较。由于选 B_1 比 B_5 不利比重较小,因此,在两者之中笔者选择 B_1 ,再通过与 B_2 进行二次比较,最终得到 B_2 是最优水平;

对于因素 C,在接触刚度和寿命的最优组合中,均是 C_3 为最优水平;在质量最优组合中, C_1 为最优水平;笔者通过对两者进行定量比较分析,得出 C_3 为最优水平;

对于因素 D,从 D_1 、 D_2 、 D_5 中选择最优水平,由于因素 D 对于质量指标是主要影响因素,对于接触刚度和寿命指标均是次要影响因素,因此,笔者先比较 D_1 和 D_2 ,从中选出较优水平,再将其与 D_5 进行比较,经比较分析得出 D_5 为最优水平;

对于因素 E,在接触刚度和寿命最优组合中,均是 E_5 为最优水平;质量最优组合中, E_1 为最优水平;笔者通过两者的定量比较分析,得出 E_5 为最优水平。

4 最优设计方案确定

综上所述,在极差分析的基础上,笔者采用综合平衡分析法得出的最优水平组合为 $A_2B_2C_3D_5E_5$,即 $f_i = 0.520$ 、 $f_o = 0.525$ 、 $D_w = 6.5$ mm、 $D_{pw} = 94$ mm 和 $z = 36$;

在该最优水平组合条件下,通过数值计算,可以得到 3 个性能指标模拟数值分别为接触刚度 $K = 4.324 0 \times 10^5$ N·mm⁻¹,接触疲劳寿命 $L = 2.121 8 \times 10^4$ h,质量 $m_b = 247.036 6$ g。

笔者将结果与表7初选最优水平组合的各性能指标值结果进行对比,得出以下结论:

(1)各性能指标的最优水平组合均偏重于对应性能指标的最优值,却忽略其他性能指标;

(2)采用综合平衡分析法综合考虑各性能指标的最优状态,得出平衡状态下的最优水平组合,既满足一定的寿命条件,且保证较高的刚度,同时兼顾轴承的轻量化,与机器人薄壁轴承的使用性能要求完全对标。

5 结束语

对于机器人用薄壁角接触球轴承而言,在满足其一定寿命的基础上,接触刚度是轴承第一性能指标,轻量化是其另外一个重要指标,为此,笔者以某机器人用薄壁角接触球轴承的结构参数为对象,建立了以接触刚度、接触疲劳寿命和质量为目标函数的优化数学模型,基于正交试验法,对轴承结构参数进行了多目标优化设计。

研究结论如下:

(1)该优化方法效率高,设定的目标更接近角接触球轴承的实际工况要求,可行性高;

(2)通过极差分析和综合平衡分析法可知,在工况参数为转速 1 000 r/min、轴向载荷 800 N、径向载荷 1 500 N 条件下,对轴承接触刚度影响最大的因素是内圈沟道曲率半径系数,对接触疲劳寿命影响最大的因素是滚珠直径,对质量影响最大的因素是节圆直径。

笔者根据各因素的影响主次顺序再对各因素水平下的性能指标结果进行了对比分析,最终得到了轴承的最优结构参数如下:内圈沟道曲率半径系数 0.520、外圈沟道曲率半径系数 0.525、滚珠直径 6.5 mm、节圆直径 94 mm 和滚珠数 36。该结构参数组合在接触刚度、接触疲劳寿命和质量 3 个性能指标中,找到了最优平衡点。

上述基于正交试验法的轴承结构参数多目标优化设计方法是高效可行的。但是,为了提高该方法的分析精度,笔者在下一阶段将对该薄壁轴承进行正交试验方差分析,研究每个因素对轴承多个目标影响的显著程度,以便得到精度更高的结构参数。

参考文献 (References):

- [1] ZENG Xian-zhi, XIA Xin-tao, SUN Li-ming, et al. Design Technology of Key Bearings for Industrial Robots Part I: Thin Walled Four Point Contact Ball Bearing[C]. 2010 2nd International Conference on Industrial and Informational Systems. Dalian: IEEE Computer Society, 2010.
- [2] 张阳阳,邱明,杜辉,等.基于 RomaxCLOUD 的薄壁角接触球轴承优化设计及性能分析[J].轴承,2017(10):1-5.
- [3] 罗天宇,孙东.以角接触球轴承刚度为目标函数的主参数优化设计[J].轴承,2018(9):1-3.
- [4] 王廷剑,张静静,王黎钦,等.基于正交试验法的三点接触

- 球轴承结构参数优化设计[J]. 轴承,2020(12):12-15.
- [5] 王盛业. 动静压气体止推轴承结构参数正交试验研究[D]. 大连:大连海事大学船舶与海洋工程学院,2014.
- [6] 盛明杰,顾家铭,夏小春,等. 基于 ADORE 的陀螺电机主轴承优化设计[J]. 轴承,2019(6):1-5.
- [7] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Essential Concepts of Bearing Technology(Rolling Bearing Analysis)[M]. 5th ed. Florida: CRC,2006.
- [8] 王东峰,方 斌,李庆荣,等. 角接触球轴承刚度计算与分析[J]. 轴承,2016(4):1-5.
- [9] POPLAWSKI J V, PETERS S M, ZARETSKY E V. Effect of roller profile on cylindrical roller bearing life prediction—Part I: comparison of bearing life theories[J]. **Tribology Transactions**,2001,44(3):339-350.
- [10] VLCEK B L, HENDRICKS R C, ZARETSKY E V. Determination of rolling-element fatigue life from computer generated bearing tests[J]. **A S L E Transactions**,2003,46(4):479-493.
- [11] 叶振环,朱正龙,张 强,等. 基于接触载荷等效的角接触球轴承疲劳寿命计算方法[J]. 机电技术,2016(2):17-19.
- [12] 刘胜超,王东峰,杨浩亮,等. 机床主轴用角接触球轴承零件体积和质量的精确计算[J]. 轴承,2018(3):10-15.
- [13] MA Hui, SUN Wei, DAI Ji-shuang, et al. Bearing parameter optimization of a large-scale centrifugal compressor based on orthogonal experiment[J]. **Computer Integrated Manufacturing Systems**,2010,16(2):390-395.
- [14] 刘瑞江,张业旺,闻崇炜,等. 正交试验设计和分析方法研究[J]. 实验技术与管理,2010,27(9):52-55.
- [15] 沈艳宁,袁寿其,陆伟刚,等. 复合叶轮离心泵数值模拟正交试验设计方法[J]. 农业机械学报,2010,41(9):22-26.
- [16] 杨晓蔚. 沟曲率半径系数 $f_{i(e)}$ 对深沟球轴承载荷能力的影响[J]. 轴承,1995(6):5-7.
- [17] 何 为,薛卫东,唐 斌. 优化试验设计方法及数据分析[M]. 北京:化学工业出版社,2020.
- [18] 田 晟. 乘员约束系统参数筛选与正交试验优化设计[J]. 哈尔滨工程大学学报,2015,36(12):1565-1570.
- [19] 郑 源,孙奥冉,杨春霞,等. 轴流泵多目标优化正交试验[J]. 农业机械学报,2017,48(9):129-136.
- [20] 高雄发,施卫东,张德胜,等. 基于 CFD 正交试验的旋流泵优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2014,45(5):101-106.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

李俊文,陈玉莲. 基于正交试验法的薄壁角接触球轴承优化设计[J]. 机电工程,2022,39(7):919-926.

LI Jun-wen, CHEN Yu-lian. Optimization design of thin-section angular contact ball bearing based on orthogonal test method[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022,39(7):919-926.《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第 902 页)

- [5] WANG Yan-xue, MARKERT R, et al. Research on variational mode decomposition and its application in detecting rub-impact fault of the rotor system[J]. **Mechanical Systems and Signal Processing**,2015,60-61:243-251.
- [6] 许志华,潘庭龙. 基于变分模态分解的风机齿轮箱振动信号降噪方法研究[J]. 机电工程,2021,311(1):129-132.
- [7] 盛肖炜,于林鑫,毕鹏飞,等. 基于参数优化 VMD 和改进 DBN 的滚动轴承故障诊断方法研究[J]. 机电工程,2021,319(9):1107-1116.
- [8] LIU Yan, WANG Jin-dong, LI Ying, et al. Feature extraction method based on VMD and MFDDFA for fault diagnosis of reciprocating compressor valve[J]. **Journal of Vibroengineering**,2017,19(8):6007-6020.
- [9] 向 玲,张力佳. 基于 VMD 和 1.5 维 Teager 能量谱的滚动轴承故障特征提取[J]. 振动与冲击,2017,36(18):98-104,124.
- [10] 何 勇,王 红,谷 穗. 一种基于遗传算法的 VMD 参数优化轴承故障诊断新方法[J]. 振动与冲击,2021,40(6):184-189.
- [11] LI Yong-bo, YANG Yuan-tao, WANG Xian-zhi, et al. Early fault diagnosis of rolling bearings based on hierarchical symbol dynamic entropy and binary tree support vector machine[J]. **Journal of Sound and Vibration**,2018,428:72-86.
- [12] ZHANG Jun, ZHANG Jian-qun, ZHONG Min, et al. Detection for incipient damages of wind turbine rolling bearing based on VMD-AMCKD method[J]. **IEEE Access**,2019,7:67944-67959.
- [13] 王志阳,陈 兰,荆双喜,等. 基于循环自相关的滚动轴承故障特征提取研究[J]. 河南理工大学学报:自然科学版,2019,38(1):95-99.
- [14] QIU Hai, LEE J, LIN Jing, et al. Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics[J]. **Journal of Sound and Vibration**,2006,289(4-5):1066-1090.
- [15] 唐贵基,王晓龙. 参数优化变分模态分解方法在滚动轴承早期故障诊断中的应用[J]. 西安交通大学学报,2015,49(5):73-81.
- [16] 郭远晶,金晓航,魏燕定,等. 改进 TSA 降噪与平方包络谱分析的故障特征提取[J]. 振动工程学报,2021,34(2):402-410.
- [17] ANTONI J, XIN G, HAMZAOUI N. Fast computation of the spectral correlation[J]. **Mechanical Systems and Signal Processing**,2017,92:248-277.

[编辑:雷 敏]