

轴承配置对转子轴系振动特性的影响

李苗苗, 李 卓, 马亮亮, 朱如鹏, 马希直
(南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 以三支承转子轴系为研究对象,采用有交互作用的正交试验法,分析轴承位置对转子轴系振动特性的影响,找出轴承位置的优选组合及对振动影响的主次顺序。将简化的转子轴系模型导入 ANSYS Workbench 中,分别对不同轴承位置下系统临界转速附近振动情况进行仿真分析,以前 3 阶中正涡动状态下的最小振动变形量为目标参数,得出了轴承位置变化同目标参数之间的关系。结果表明:轴承 I × II 的交互作用会对轴系的振动特性产生较大影响,轴承 I 的位置对轴系的振动特性的影响最大,轴承 III 的位置对轴系的振动特性影响相对较小。

关 键 词: 转子轴系; 轴承配置; 振动特性; 正交试验; 最大振动变形量

中图分类号: V222; TH133.2 **文献标志码:** A

Influence of bearing arrangement on vibration characteristics of rotor shaft system

LI Miaomiao, LI Zhuo, MA Liangliang, ZHU Rupeng, MA Xizhi
(National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Taking the three-span rotor shaft system as the research object, the orthogonal test method with interaction was used to analyze the influence of bearing position on the vibration characteristics of the rotor shaft system, and find out the optimal combination of bearing position and the primary and secondary orders of the influence on vibration. The simplified rotor shaft system model was introduced into ANSYS Workbench to simulate the vibration near the critical speed of the system at different bearing positions. The minimum vibration deformation in the first three order vortex states was the target parameter, and the relationship between the bearing position change and the target parameters was obtained. The results show that the interaction of bearing I × II has a great influence on the vibration characteristics of the shaft system, the position of the bearing I has the greatest influence on the vibration characteristics of the shaft system, and the position of bearing III has a relatively small influence.

Key words: rotor shaft system; bearing arrangement; vibration characteristics; orthogonal test; maximum vibration deformation

收稿日期: 2018-11-27
基金项目: 国家自然科学基金(51505215, 51775265)
作者简介: 李苗苗(1981—),女,讲师、硕士生导师,博士,主要研究方向为机械传动。

引用格式: 李苗苗,李卓,马亮亮,等. 轴承配置对转子轴系振动特性的影响[J]. 航空动力学报,2019,34(6):1209-1216. LI Miaomiao, LI Zhuo, MA Liangliang, et al. Influence of bearing arrangement on vibration characteristics of rotor shaft system[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6): 1209-1216.

轴系是传动系统不可缺少的一部分,其中传动系统中的高速轴,如直升机尾传轴、汽轮发电机组、高速高精密机床等转子轴系是研究的重点。这些转子轴系的工作转速通常高于临界转速,转子在启停过程穿越临界转速时,由于质量不平衡会产生振动,较大的振幅会导致轴承和转子结构的损伤,甚至影响机械结构的正常运转^[1-2]。合理的轴承配置能够有效减小转子轴系过临界转速的振动,甚至避开临界转速。

国内外学者开展了轴承参数对轴系振动特性的影响研究。肖林京等人^[2]用单因素法研究了不同轴承支撑位置处,轴承位置变化对磁悬浮高速电动机转子-轴承系统临界转速附近的振动特性的影响,得出垂直方向支承位置的变化对振幅的影响比水平方向的大。苏朝君等人^[3]采用单因素法分析了船舶推力轴承纵向刚度变化、后艉轴承支撑刚度变化和位置变化对固有频率的影响。张晓东^[4]把轴承支撑等效成不同的支撑方式,研究艉轴承在不同支撑方式下对轴系回转振动的影响。马骏等人^[5]研究了不同轴承的动态刚度和阻尼系数对转子系统振动特性的影响。王滨^[6]用单因素法,研究了不同位置处轴承刚度的变化对船舶轴系振动特性的影响。徐军伟等人^[7]采用单因素法分析了电主轴转子-轴承系统中轴承位置及孔径变化对电主轴静刚度和固有频率的影响,得出跨距和孔径的增加均能提高主轴的静刚度,后端的轴承位置变化更加明显地影响了主轴的频率和模态。国外学者 Kumar 等人^[8]从理论上研究了不同长度轴颈轴承对转子轴承系统动态特性的影响。文献[9-13]研究了轴承刚度对临界速度和响应特性的影响。文献[14-16]采用优化设计方法分别对轴承刚度、阻尼、轴承长度、间隙和轴承直径、间隙进行优化,提高了系统运转的稳定性。Yucel 等人^[17]利用 Taguchi 方法,对不同耦合类型、盘位置 and 不同转速下的转子系统振动情况进行试验研究,找出使振动变形量最小的参数组合。但是,对于各轴承位置同时变化会产生怎样的交互影响,以及轴承如何配置才能最大限度减小过临界振动,很少有学者研究。另外,在工程上对于轴承的配置尤其是多支承转子的轴承配置都是凭经验,配置的轴承只能保证实际的工作强度,然而对于振动的大小,尤其是超临界轴系过临界时的振动大小很难评估。

本文以三支承转子轴系为研究对象,采用多因素正交试验法,分析各轴承位置间的交互作用

对临界转速处振动特性的影响,找出在一定范围内,轴承位置的优化组合。

1 转子轴系有限元模型建立

三支承转子轴系结构示意图如图 1 所示,其主要由电动机、联轴器、轴承、轴套、转盘及两段轴组成。轴承 I 和轴承 II 分别布置在离自身最近的圆盘与联轴器的中间位置,轴承 III 布置在轴系的端部,各轴承以初始布置位置为零点。可以通过移动轴套 4、9、12 来改变和固定轴承的支承位置,以研究不同支承位置配置参数下的转子轴系振动特性。转子轴系各部分参数如表 1 所示。

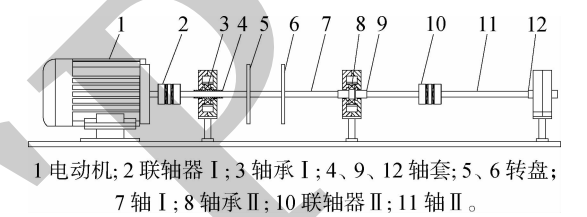


图 1 三支承转子轴系示意图
Fig.1 Diagrammatic drawing of three-span rotor shaft system

表 1 转子轴系参数
Table 1 Rotor shaft system parameters

参数	数值
轴径 D_1 /mm	15.3
轴 I 长度 L_1 /mm	625
轴 II 长度 L_2 /mm	330
轴套长度 L_3 /mm	27
轴套外径 D_2 /mm	28.4
联轴器长度 L_4 /mm	50
联轴器外径 D_3 /mm	44
转盘厚度 L_5 /mm	8
转盘外径 D_4 /mm	150
轴承 I 距联轴器 I 右端面的距离 L_6 /mm	68.5
轴承 II 到联轴器 II 左端面距离 L_7 /mm	150.5
轴承 III 距轴 II 右端面距离 L_8 /mm	0
弹性支撑刚度 $(K_1 = K_2) / 10^5$ (N/mm)	1.7
刚性支撑刚度 $K_3 / 10^7$ (N/mm)	5

根据三支承转子轴系的结构参数,利用 UG 软件建立转子轴系的各部件的实体模型,基于实

际位置组装成装配图。将三维实体模型导入到有限元软件 ANSYS Workbench 中,用面映射网格和局部尺寸网格进行网格划分与细化,各部件间接触关系采用 Bonded 类型,在轴套侧面添加 Body-Ground 中的 bearing 模拟轴承对轴系的作用。在电动机底座添加固定约束,在轴 II 外端面添加轴向位移约束,完成转子轴系的有限元模型建立,如图 2 所示。

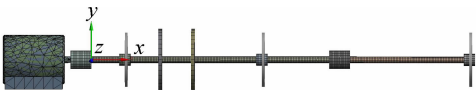


图 2 转子轴系有限元模型
Fig. 2 Finite element model of rotor shaft system

2 轴系模态及谐响应分析

基于建立的有限元模型,依次进行模态分析和谐响应分析,通过模态分析计算轴系前 10 阶固有频率,取前 3 阶固有频率进行分析,将前 3 阶固有频率值作为谐响应分析的参数,求出固有频率处的最大振动变形量。表 2 为转子轴系的前 3 阶固有频率及最大振动变形量。其中 N 为阶数, f_N 为第 N 阶固有频率, u_N 为第 N 阶固有频率下的最大振动变形量。

表 2 转子轴系的前 3 阶固有频率及最大振动变形量

Table 2 First three order natural frequencies and maximum vibration deformation of rotor shaft system

N	f_N/Hz	u_N/mm
1	95.279	0.488
2	136.22	0.688
3	136.29	0.688

图 3 为前 3 阶模态振型云图,从振型云图可以看出,第 1 阶振型以扭转振动为主,第 2、3 阶振型以弯曲振动为主,且第 2、3 阶固有频率相差不大。由文献[18]知,转子轴系的第 2 阶固有频率为反涡动状态的弯曲振动,第 3 阶固有频率为正涡动状态的弯曲振动。文献[18]指出,实际运动的过程中,转轴基本处于为正涡动状态。本文主要分析轴承位置的变化对弯曲振动有影响,故本章中主要考察转子轴系正涡动状态的弯曲振动,

为便于表达,下文第 1 阶,表示正涡动状态下的第 1 阶。

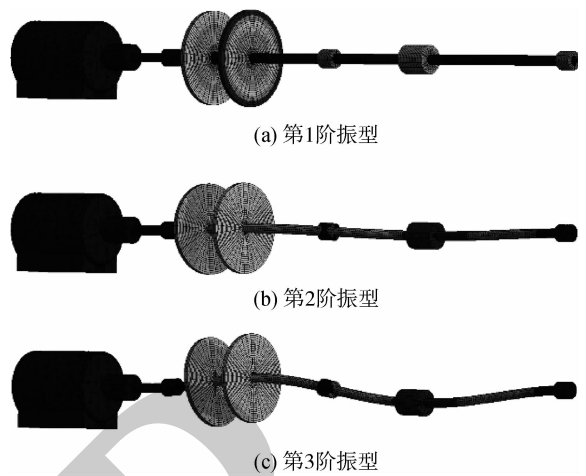


图 3 转子轴系的前 3 阶振型图
Fig. 3 First three order modes of rotor shaft system

3 正交仿真试验设计

本文评估三支承转子轴系 3 个轴承位置对临界转速附近振动特性的影响,设计因素水平表如表 3。由于要考虑因素间的交互作用,故选用 $L_{27}(3^{13})$ 正交表,由因素水平及正交表得出 27 种结构配置方案,表 4 给出了轴承位置正交试验方案及试验结果。根据仿真试验结果找出最优的轴承参数组合,使临界转速处的变形量最小,并对试验结果作极差分析,确定各轴承参数对振动性能影响的主次顺序。 m 为水平数, n 为试验编号, x_I 为轴承 I 位置, x_{II} 为轴承 II 位置, x_{III} 为轴承 III 位置, $x_{I \times II,1}$ 为轴承 I、II 位置各水平的交互作用第 1 列, $x_{I \times II,2}$ 为轴承 I、II 位置各水平的交互作用第 2 列,其他类推。 $x_{I \times III}$ 为轴承 I、III 交互, $x_{II \times III}$ 为轴承 II、III 交互, u_n 为在 1 阶固有频率第 n 号试验下的最大振动变形量, f_n 为在 1 阶固有频率第 n 号试验下的固有频率。

表 3 轴承位置参数正交试验水平因素

Table 3 Orthogonal test level factors for bearing position parameters

m	x_I/mm	x_{II}/mm	x_{III}/mm
1	-40	-40	-60
2	0	0	-30
3	40	40	0

表 4 轴承位置参数正交试验方案及结果
Table 4 Orthogonal test scheme and results of bearing position parameters

<i>n</i>	<i>x</i> _I / mm	<i>x</i> _{II} / mm	<i>x</i> _{I×II,1} / mm	<i>x</i> _{I×II,2} / mm	<i>x</i> _{III} / mm	<i>x</i> _{I×III,1} / mm	<i>x</i> _{I×III,2} / mm	<i>x</i> _{II×III,1} / mm	<i>x</i> _{II×III,2} / mm	<i>u_n</i> / mm	<i>f_n</i> /Hz
1	−40	−40	−40	−40	−60	−40	−60	−40	−60	1.618	126.47
2	−40	−40	−40	−40	−30	0	−30	0	−30	3.769	123.48
3	−40	−40	−40	−40	0	40	0	40	0	3.727	122.6
4	−40	0	0	0	−60	−40	−60	0	−30	6.915	121.71
5	−40	0	0	0	−30	0	−30	40	0	34.788	120.32
6	−40	0	0	0	0	40	0	−40	−60	101.760	119.89
7	−40	40	40	40	−60	−40	−60	40	0	1.849	113.45
8	−40	40	40	40	−30	0	−30	−40	−60	1.593	112.76
9	−40	40	40	40	0	40	0	0	−30	1.523	112.56
10	0	−40	0	40	−60	0	0	−40	−30	0.500	136.63
11	0	−40	0	40	−30	40	−60	0	0	0.520	132.3
12	0	−40	0	40	0	−40	−30	40	−60	0.526	131.05
13	0	0	40	−40	−60	0	0	0	0	0.537	139.86
14	0	0	40	−40	−30	40	−60	40	−60	0.651	137.13
15	0	0	40	−40	0	−40	−30	−40	−30	0.688	136.29
16	0	40	−40	0	−60	0	−60	40	−60	0.745	134.54
17	0	40	−40	0	−30	40	−60	−40	−30	0.823	133.34
18	0	40	−40	0	0	−40	−30	0	0	0.850	132.96
19	40	−40	40	0	−60	40	−30	−40	0	0.287	144.42
20	40	−40	40	0	−30	−40	0	0	−60	0.282	139.06
21	40	−40	40	0	0	0	−60	40	−30	0.279	137.54
22	40	0	−40	40	−60	40	−30	0	−60	0.402	157.95
23	40	0	−40	40	−30	−40	0	40	−30	0.345	152.79
24	40	0	−40	40	0	0	−60	−40	0	0.354	151.27
25	40	40	0	−40	−60	40	−30	40	−30	0.841	164.46
26	40	40	0	−40	−30	−40	0	−40	0	0.746	161.35
27	40	40	0	−40	0	0	−60	0	−60	0.720	160.36

4 试验结果处理及分析

基于每个轴承的初始位置为坐标原点,以沿 *x* 轴正方向位移为正。由表 4 可以看出,轴承 I 水平 1 的影响反映在第 1~9 号试验中,轴承 I 水平 2 的影响反映在 10~18 号试验中,轴承 I 水平 3 的影响反映在 19~27 号试验中。轴承 I 水平 1 所对应的试验指标之和 *S*_{I,i}

$$S_{I,i} = \sum_{n=1}^9 u_n = 157.543 \tag{1}$$

轴承 I 水平 1 试验指标平均值 *K*_{I,i}

$$K_{I,i} = S_{I,i}/9 = 17.50478 \tag{2}$$

轴承 I 水平 2 所对应的试验指标之和 *S*_{I,ii}

$$S_{I,ii} = \sum_{n=10}^{18} u_n = 5.841 \tag{3}$$

轴承 I 水平 2 试验指标平均值 *K*_{I,ii}

$$K_{I,ii} = S_{I,ii}/9 = 0.649 \tag{4}$$

轴承 I 水平 3 所对应的试验指标之和 *S*_{I,iii}

$$S_{I,iii} = \sum_{n=19}^{27} u_n = 4.257 \tag{5}$$

轴承 I 水平 3 试验指标平均值 *K*_{I,iii}

$$K_{I,iii} = S_{I,iii}/9 = 0.473 \tag{6}$$

轴承 I 水平的极差 R_I

$$R_I = K_{I,i} - K_{I,iii} = 17.032 \tag{7}$$

同理可得轴承 II、III 位置处各因素水平所对应的试验指标,各试验指标如表 5 所示。i、ii、iii

分别对应 1、2、3 水平, S_i 、 S_{ii} 、 S_{iii} 分别为对应水平下最大振动变形量之和, K_i 、 K_{ii} 、 K_{iii} 分别为对应水平下试验因素指标平均值, $S_{I,i}$ 为轴承 I 在水平 1 下的最大振动变形量之和,其他依次类推, R 为极差。

表 5 轴承位置处各因素水平对应试验指标
Table 5 Corresponding test index of each factor level at bearing position

参数	x_I/mm	x_{II}/mm	$x_{I \times II,1}/mm$	$x_{I \times II,2}/mm$	x_{III}/mm	$x_{I \times III,1}/mm$	$x_{I \times III,2}/mm$	$x_{II \times III,1}/mm$	$x_{II \times III,2}/mm$
S_i	157.543	11.508	12.634	4.183	13.696	13.820	13.729	108.37	108.296
S_{ii}	5.841	146.441	147.317	146.73	43.518	43.286	43.746	15.519	15.685
S_{iii}	4.257	9.692	7.690	7.614	110.427	110.535	110.166	43.752	43.659
K_i	17.505	1.279	1.404	0.465	1.522	1.536	1.525	12.041	12.033
K_{ii}	0.649	16.271	16.369	16.303	4.835	4.810	4.861	1.724	1.743
K_{iii}	0.473	1.077	0.854	0.846	12.270	12.282	12.241	4.861	4.851
R	17.032	15.194	15.514	15.838	10.748	10.746	10.715	10.317	10.290

表 4 中给出了第 1 阶弯曲振动下,轴承位置变动对最大振动变形量影响的分析结果。从结果可以看出轴承 I、II、III 位置分别对应 40、-40、0 mm 处变形量最小,如果不考虑各因素间的交互作用,则 40、40、-60 mm 为轴承 I、II、III 的最优位置,然而由于交互的影响,该位置并非最优位置。为检验 3 个轴承间的交互作用,即 $I \times II$, $I \times III$, $II \times III$,将两两相同的位置并在一起,如表 6~表 8,并绘出相应关系曲线,如图 4~图 6。表 6~表 8 中 $S_{I \times II}$ 、 $S_{I \times III}$ 、 $S_{II \times III}$ 分别表示轴承 $I \times II$ 、 $I \times III$ 、 $II \times III$ 交互作用产生的最大振动变形量之和; $K_{I \times II}$ 、 $K_{I \times III}$ 、 $K_{II \times III}$ 分别表示轴承 $I \times II$ 、 $I \times III$ 、 $II \times III$ 交互作用产生的最大振动变形量的平均值。从关系图 4~图 6 可以看出,彼此之间都存在交互作用。由图 4 可以看出,轴承 I 取水平 3,轴承 II 取水平 1 最优,同时轴承 I 应避免取水平 1,否则会导致变形量急剧增大。由图 5 可以看出,当轴承 I 取水平 3 时,轴承 III 的位置对变形量的影响不明显,靠近轴端相对较优,同样轴承 I 应避免取水平 1,否则会导致变形量急剧增大。由图 6 可以看出,轴承 II 取水平 1,轴承 III 取水平 1 时,变形最小,轴承 II 取水平 3 时,轴承 III 对变形量影响不明显,靠近轴端相对较优,轴承 II 应避免取水平 2,否则与轴承 III 配合时会导致变形量急剧增大。由极差可以看出,轴承 $I \times III$ 的交互作用高于轴承 $II \times III$ 的交互作用,因此 40、-40、0 mm 为轴承 I、II、III 的最优位

表 6 轴承 I × II 交互作用
Table 6 Bearing I × II interaction

x_I/mm	x_{II}/mm	n	$S_{I \times II}/mm$	$K_{I \times II}/mm$
-40	-40	1,2,3	9.114	3.038
-40	0	4,5,6	143.463	47.821
-40	40	7,8,9	4.966	1.655
0	-40	10,11,12	1.546	0.515
0	0	13,14,15	1.876	0.625
0	40	16,17,18	2.418	0.806
40	-40	19,20,21	0.848	0.283
40	0	22,23,24	1.102	0.367
40	40	25,26,27	2.307	0.769

表 7 轴承 I × III 交互作用
Table 7 Bearing I × III interaction

x_I/mm	x_{III}/mm	n	$S_{I \times III}/mm$	$K_{I \times III}/mm$
1	1	1,4,7	10.382	3.461
1	2	2,5,8	40.150	13.383
1	3	3,6,9	107.010	35.670
2	1	10,13,16	1.782	0.594
2	2	11,14,17	1.994	0.665
2	3	12,15,18	2.064	0.688
3	1	19,22,25	1.531	0.510
3	2	20,23,26	1.373	0.458
3	3	21,24,27	1.353	0.451

表 8 轴承Ⅱ×Ⅲ交互作用
Table 8 BearingⅡ×Ⅲ interaction

$x_{Ⅱ}/\text{mm}$	$x_{Ⅲ}/\text{mm}$	n	$S_{Ⅱ\timesⅢ}/\text{mm}$	$K_{Ⅱ\timesⅢ}/\text{mm}$
1	1	1,10,19	2.405	0.802
1	2	2,11,20	4.571	1.524
1	3	3,12,21	4.532	1.511
2	1	4,13,22	7.855	2.618
2	2	5,14,23	35.784	11.928
2	3	6,15,24	157.949	52.650
3	1	7,16,25	3.436	1.145
3	2	8,17,26	3.163	1.054
3	3	9,18,27	3.093	1.031

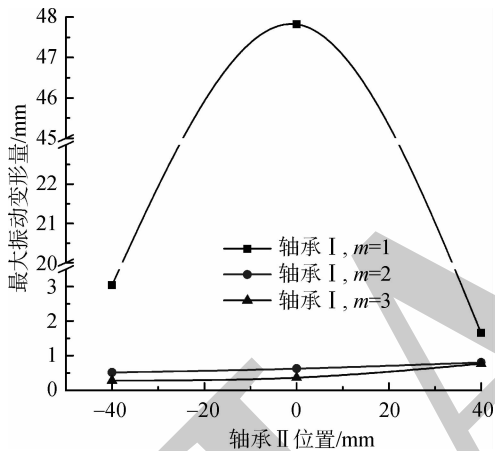


图 4 轴承Ⅰ×Ⅱ位置与最大振动变形量的关系
Fig. 4 Relationship between bearingⅠ×Ⅱ position and maximum vibration deformation

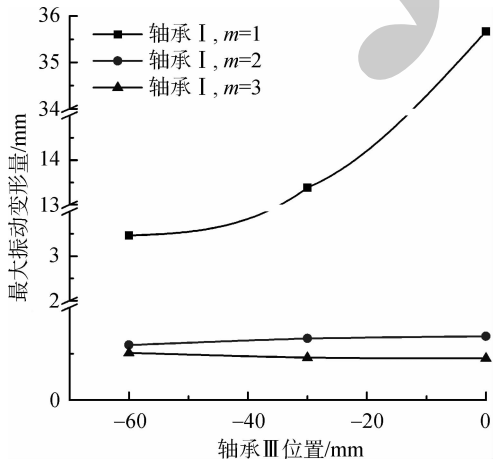


图 5 轴承Ⅰ×Ⅲ位置与最大振动变形量的关系
Fig. 5 Relationship between bearingⅠ×Ⅲ position and maximum vibration deformation

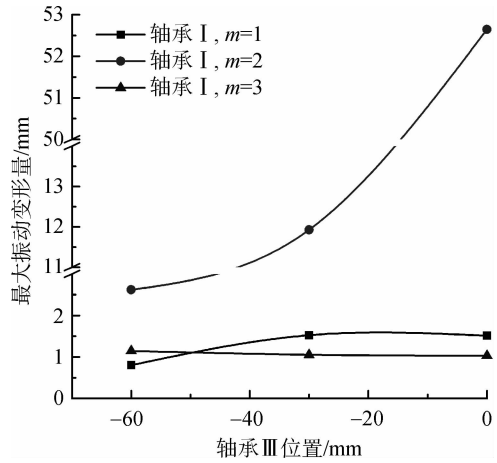


图 6 轴承Ⅱ×Ⅲ位置与最大振动变形量的关系
Fig. 6 Relationship between bearingⅡ×Ⅲ position and maximum vibration deformation

置。根据极差 R 的大小可以判断出 3 个位置因素对试验指标的影响主次,第 1 阶固有频率状态下,对变形量影响的主次顺序为:轴承Ⅰ>轴承Ⅰ×Ⅱ>轴承Ⅱ>轴承Ⅲ>轴承Ⅰ×Ⅲ>轴承Ⅱ×Ⅲ。

同理,对固有频率进行分析,发现轴承Ⅰ×Ⅱ存在一定的交互作用,轴承Ⅰ×Ⅲ和轴承Ⅱ×Ⅲ几乎无交互影响。图 7 为轴承Ⅰ×Ⅱ交互作用对 1 阶固有频率的影响关系,当轴承Ⅰ取水平 1 时,固有频率相对较低,且随轴承Ⅱ位置坐标的增大固有频率减小;当轴承Ⅰ取水平 3 时,固有频率相对较高,且随轴承Ⅱ位置坐标的增大固有频率增大。图 8 为 3 个轴承平均固有频率随轴承位置变化的关系,从图中可以看出轴承Ⅰ的位置对固有频率的影响最大,且其固有频率随坐标位置的增大呈线性增加;轴承Ⅱ受轴承Ⅰ×Ⅱ交互作用的影响,使其对固有频率的影响趋势依赖于轴承Ⅰ的位置;轴承Ⅲ对固有频率的影响较小,且随坐标位置的增大固有频率减小。1 阶固有频率下,对固有频率影响的主次顺序为:轴承Ⅰ>轴承Ⅰ×Ⅱ>轴承Ⅱ>轴承Ⅲ>轴承Ⅰ×Ⅲ>轴承Ⅱ×Ⅲ。

轴承位置对变形量和固有频率影响的主次顺序一致,轴承Ⅰ的位置对 1 阶振动特性影响最大,轴承Ⅲ及其交互因素对振动特性的影响相对较小。

对于本研究的三支承转子轴系(电动机极对数为 1),当转速小于 6 000 r/min 时,即不超过 1 阶固有频率,可按 40、40、-60 mm 组合进行配置轴承位置,使电动机工作在第 1 阶固有频率以下,避免共振;当工作转速超过第 1 阶固有频率时,为

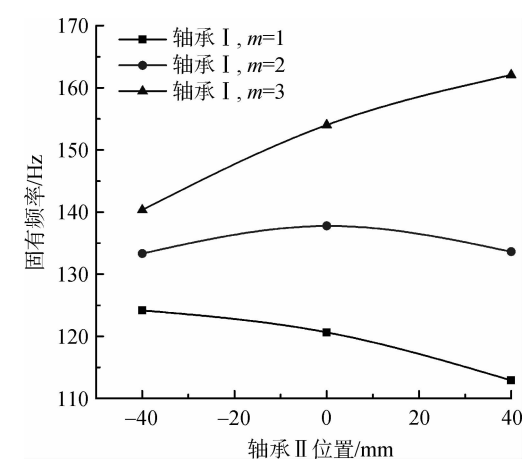


图 7 轴承 I × II 位置与 1 阶固有频率的关系
Fig. 7 Relationship between bearing I × II position and first order natural frequency

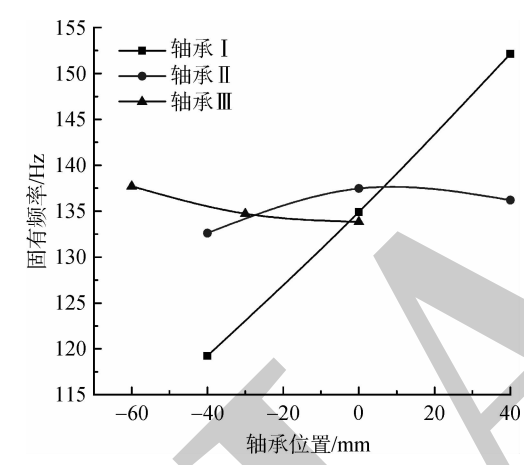


图 8 轴承 I、II、III 位置与平均固有频率的关系
Fig. 8 Relationship between bearing I, II, III position and average natural frequency

减小过临界转速的最大振动变形量,可按正交试验结果所得的优组合进行配置。综合比较轴承位置对固有振型的影响,在能避免共振的情况下,尽量增大固有频率,以确保远离共振区。对于超过第 1 阶固有频率的情况,应该按照最优配置组合,以减小过临界转速附近的最大振动变形量。

5 结 论

通过研究三支承转子轴系轴承配置对临界转速附近振动特性的影响,得出以下结论:

- 1) 轴承位置对 1 阶临界转速附近最大振动变形量及固有频率会产生较大影响,尤其轴承 I 的位置对振动特性的影响最大。
- 2) 在一定范围内,轴承 I 随着参考坐标位置的增大,1 阶临界转速附近最大振动变形量减小,

固有频率随着参考位置的增大线性增大;轴承 III 的位置对固有频率影响较小。

3) 轴承 I、II、III 的位置对最大振动变形量相互影响,配置轴承 I 的位置时,不应离电动机输入轴太近,否则会出现较大的变形,甚至出现断轴的风险;轴承 II 的位置对振动特性的影响最复杂,不仅对固有频率处的最大振动变形量的影响趋势受轴承 I 位置的影响,而且对固有频率的影响趋势也受轴承 I 位置的影响;轴承 III 对 1 阶振动特性的影响较小,且与轴承 I、II 的交互作用较小。

参考文献:

[1] EL-BADAWY,AYMAN A. Behavioral investigation of an nonlinear nonideal vibrating system[J]. Journal of Vibration and Control,2007,13(2):203-217.

[2] 肖林京,吕楠,丁鸿昌,等. 磁悬浮高速电动机转子-轴承系统耦合振动特性研究[J]. 轴承,2016(7):1-4.
XIAO Linjing,LÜ Nan,DING Hongchang,et al. Study on coupling vibration characteristics of rotor-bearing system of maglev high speed motor[J]. Bearing,2016(7):1-4. (in Chinese)

[3] 苏朝君,李梓,徐逸然. 某型工作船轴系振动特性及响应分析[J]. 船海工程,2016,45(4):137-140.
SU Zhaojun,LI Zi,XU Yiran. Vibration characteristics and response analysis of shaft system of a certain type of working ship[J]. Marine Engineering,2016,45(4):137-140. (in Chinese)

[4] 张晓东. 艉轴承等效支点位置对轴系回旋振动的影响[J]. 船海工程,2012,41(6):46-49.
ZHANG Xiaodong. Effect of equivalent pivot position of stern bearing on axial cyclotron vibration[J]. Marine Engineering,2012,41(6):46-49. (in Chinese)

[5] 马骏,戴俊,孙炳南,等. 轴承支撑特性及其对轴系动特性的影响[J]. 噪声与振动控制,2011,31(5):22-26.
MA Jun,DAI Jun,SUN Bingnan,et al. Bearing support characteristics and its effect on axial dynamic characteristics[J]. Noise and Vibration Control,2011,31(5):22-26. (in Chinese)

[6] 王滨. 轴承刚度对船舶轴系振动特性的影响研究[J]. 齐齐哈尔大学学报(自然科学版),2009,25(6):55-60.
WANG Bin. Study on the effect of bearing stiffness on the vibration characteristics of ship axle system[J]. Journal of Qiqihar University (Natural Science Edition), 2009, 25 (6):55-60. (in Chinese)

[7] 徐军伟,李文斌. 基于 ANSYS 的电主轴转子-轴承系统动静态性能分析[J]. 机械设计与制造,2015(9):9-11,17.
XU Junwei,LI Wenbin. Dynamic and static performance analysis of rotor-bearing system of electric spindle based on ANSYS[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2015 (9):9-11,17. (in Chinese)

[8] KUMAR C,SARANGI S. Dynamic response of an unbal-

- anced rigid rotor bearing system with a nonlinear hydrodynamic force[J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2018, 13(9):090909. 1-090909. 6.
- [9] VAN T N, DAN M X. Analysis behavior of a rig shafting vibration set changes bearing parameters[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, 437:98-101.
- [10] LUO Jianbin, LIU Zhanhui, SHI Yang, et al. The research on supporting stiffness of LP rotor of ultra-supercritical turbine[C]// *Proceedings of Electrical and Control Engineering (ICECE)*. Yichang, Hubei: IEEE, 2011:16-18.
- [11] ZAPOMEL J, FERFECKI P. A computational investigation on the reducing lateral vibration of rotors with rolling-element bearings passing through critical speeds by means of tuning the stiffness of the system supports[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2011, 46(5):707-724.
- [12] NAGAYA K, TAKEDA S, TSUKUI Y, et al. Active control method for passing through critical speeds of rotating shafts by changing stiffness of the supports with use of memory metals[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1987, 113(2):307-315.
- [13] HAN Dongjiang, HAO Long, YANG Jinfu. Dynamic characteristics of air cycle machine rotor system[J]. *Shock and Vibration*, 2018, 2018:1257274. 1-1257274. 16.
- [14] JAUHARI K. Vibration reduction of spindle-bearing system by design optimization[J]. *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, 2018, 13:85-91.
- [15] YANG B S, CHOI S P, KIM Y C. Vibration reduction optimum design of a steam-turbine rotor-bearing system using a hybrid genetic algorithm[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2005, 30(1):43-53.
- [16] BHAT R B, RAO J S, SANKAR T S. Optimum journal bearing parameters for minimum rotor unbalance response in synchronous whirl[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1982, 104(2):339-344.
- [17] YUCEL E, SARUHAN H. Design optimization of rotor-bearing system considering critical speed using Taguchi method[J]. *Journal of Process Mechanical Engineering*, 2017, 231(2):138-146.
- [18] 顾家柳, 丁奎元, 刘启洲, 等. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.

(编辑: 陈 越)