

基于 Samcef Rotor 和 Cobra 的某滚动轴承—转子系统固有频率分析

洛阳轴承研究所有限公司 于晓凯 徐俊 谢鹏飞

河南科技大学机电工程学院 屈驰飞

建立转子系统 Samcef Rotor 有限元模型，通过轴承分析软件 Cobra 分析得到轴承 5×5 刚度矩阵，将轴承刚度矩阵与转子动力学软件 Samcef Rotor 耦合分析，可精确得到轴承—转子系统固有频率，通过试验验证了分析方法的有效性和正确性。

一、前言

随着电力、航空航天、石油化工及机械制造业的飞速发展，各种旋转机械向高速方向发展，因此对转子—轴承系统的动力学特性提出了更高的要求。随之对轴承的设计和使用提出了越来越高的要求，因此，研究滚动轴承—转子系统的动态特性具有重要的实用价值和意义。

滚动轴承支承的转子系统的动力学特性取决于支承转子的滚动轴承的动力学特性，尤其是轴承的径向刚度和轴向刚度。在高速旋转机械中预测转子系统的固有频率从而避开转子系统固有频率具有重要作用，转子系统的固有频率主要受轴承刚度影响，轴承刚度主要受球与内、外圈的接触状态影响。分析滚动轴承支承的转子系统时，将轴承假设为铰链支承或固定支承。这样的假定在轴承转速较低时是允许的，随着转子系统转速的提高或转子柔性化，转子系统往往需要跨越一阶或二阶临界转速，这种考虑是不完善的或将引起很大误差，只有考虑轴承的动力学特性才能得到更加精确的分析结果。

本文考虑轴承转速、轴承载荷和润滑状态等建立了转子的 5×5 自由度振动模型，利用轴承计算软件 Cobra、三维建模软件 Solidworks 和转子动力学软件 Rotor 分析轴承转速和轴承载荷对转子系统固有频率的影响，通过试验验证分析的正确性。

二、建立有限元模型

对于实际问题，零件结构往往比较复杂，通过理论分析得到转子系统的刚度和轴承刚度比较困难，本文通过转子动力学软件 Samcef Rotor 和轴承计算软件 Cobra 软件求出轴承—转子系统的临界转速分析并经试验验证。

1. 基本假设

在建立有限元模型前，先对转子系统进行以下基本假设：（1）转子的振动位移量较小，轴承处的变形很小即轴承的径向游隙等基本参数改变很小，可以忽略不计；（2）各零件之间的连接为刚性连接，如端盖与轴承端面之间的连接；（3）系统的阻尼可忽略不计；（4）轴承滚动体和保持架对转子系统的固有频率影响很小，可忽略不计。

2. 实体模型建立

在转子动力学 Samcef Rotor 分析类型“Rotor Dynamics”（转子动力学）和“Critical Speed & Stability”（临界转速和稳定性分析）模块下建立转子系统实体模型。Cobra 高级轴承计算软件坐标系不能调整，为了保证 Samcef Rotor 和 Cobra 坐标系的统一，在 Samcef Rotor 建立系统实体模型时，应将转子的轴线与 Z 轴重合。另外，实体模型中滚动轴承仅建立内圈和外圈实体模型，不考虑滚动体和保持架部分。

建立 Samcef Rotor 实体模型后（图 1），在“Material”

模块中赋予转子系统的材料特性。

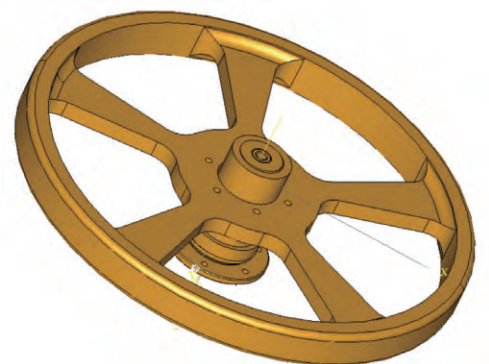


图 1 滚动轴承 - 转子实体模型

3. 滚动轴承刚度矩阵计算

Cobra 是高级高速滚动轴承和滚子轴承系统优化分析软件，是由美国航空航天局资助的轴承系统专用分析软件，在 NASA 多个轴承系统中都得到了很好的应用，该软件已广泛应用在国外各大轴承公司的轴承系统设计分析方面。

在 Cobra 软件中，输入轴承载荷（主要包括轴向载荷和径向载荷）、轴承结构参数等，具体如表 1 所示，通过计算得到轴承的刚度矩阵，具体如表 2 所示。

表 1 轴承结构参数及轴承工况

名称	参数
内径	10
外径	26
球数	10
球径	4
节圆直径	18
内沟径	2.16
外沟径	2.24
轴向载荷（含预紧力）	10N
径向载荷	5N

表 2 Cobra 分析得 B7000 轴承 5×5 刚度矩阵

	dx[mm]	dy [mm]	dz [mm]	dRotx[rad]	dRoty[rad]
dFx [N]	3.0×10^4	9.5×10^{-1}	1.3×10^0	-2.8×10^0	-8.3×10^4
dFy [N]	1.3×10^0	3.0×10^4	-1.3×10^0	8.3×10^4	3.5×10^0
dFz [N]	-1.1×10^3	1.0×10^3	5.7×10^3	-3.8×10^3	-3.8×10^3
dMx [N.mm]	6.9×10^0	8.4×10^4	-7.6×10^0	2.3×10^5	1.8×10^1
dMy [N.mm]	-8.4×10^4	-4.1×10^0	-6.9×10^0	1.3×10^1	2.3×10^5

4. 施加边界条件及划分网格

滚动体和保持架质量很小，其影响系统固有频率主要通过轴承刚度来影响，因此忽略滚动体和保持架对转子系统固有频率的影响，但轴承刚度不能忽略将轴承刚度导入到 Samcef Rotor 软件中，即通过 Samcef Rotor 中“Bearing”约束来代替轴承的几何模型。

将轴承内、外圈约束类型选择为“Bearing”，将滚动轴承刚度导入“Bearing”中“Stiffness Matrix”，利用 Samcef Rotor 对模型划分网格，有限元模型如图 2 所示。



图 2 某滚动轴承—转子系统有限元模型

三、计算结果

根据模态理论，多自由系统自由振动时，其固有频率个数等于自由度数。某滚动轴承—转子系统被离散为数十万个单元，由于高阶模态对振动系统影响不大。一般情况下，分析滚动轴承转子系统 0 ~ 2000Hz 的固有频率可满足工程应用的精度要求，计算结果如表 3 所示，各阶模态图如图 3 所示。

表 3 某滚动轴承转子系统 0 ~ 2000Hz 固有频率

阶数	固有频率 (Hz)
1	139
2	409
3	420
4	909
5	913
6	968
7	1277
8	1631

四、试验结果及对比分析

为了验证分析结果的正确性，对转子系统进行随机振

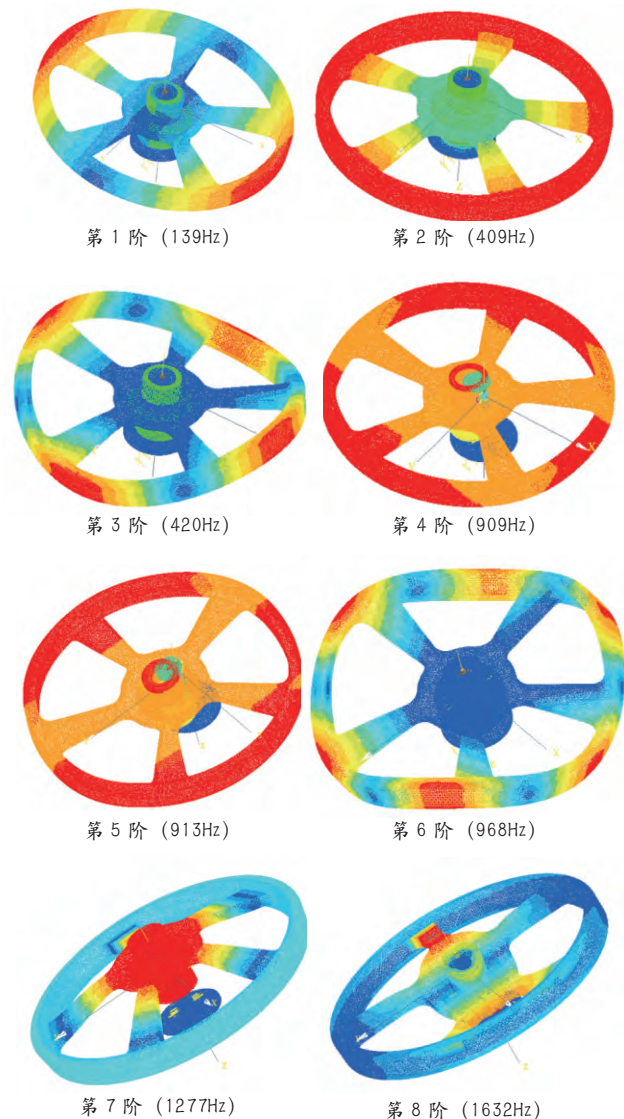


图3 某滚动轴承转子系统 0~2000Hz 固有频率模态图



图4 某滚动轴承转子系统振动现场图

动，振动量级为 0.25g/Hz，因为轮缘外径最大，对振动比较敏感在轮缘部分和振动台基座上各放置一个传感器，振动现场图如图 3 所示，系统振动结果如图 4 所示。通过分析可得系统固有频率值主要有 148Hz、413 Hz、876Hz、974Hz、1298Hz 和 1650Hz。当考虑滚动轴承时，通过 Samcef Rotor 分析得到系统固有频率，各阶固有频率均与实测值比较接近，最大误差仅 8.1%，具体如表 4 所示。

根据多自由度机械振动理论可知，当系统的两固有频率比较接近时，系统实际振动仅显示出一个叠加峰值，例如 Samcef Rotor 分析 909Hz 与 913Hz 存在该种情况。因此，分析时将 909Hz 和 913Hz 同时与实测 876Hz 进行对比。

另外，利用传统方法，将滚动轴承设置为刚性，分析得到系统固有频率。与考虑滚动轴承方法相比，各阶固有频率均与实测值相差较大，最大误差仅 75.6%，具体结果如表 5 所示。

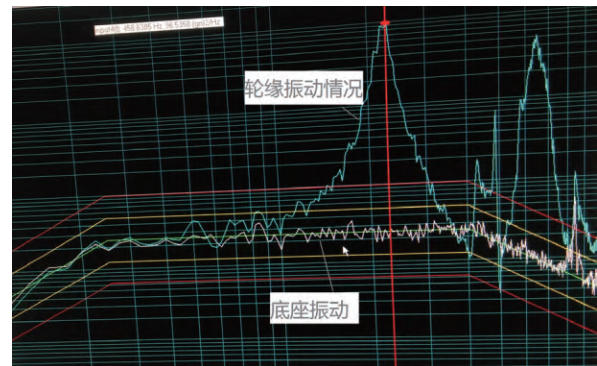


图5 随机振动结果

表4 考虑滚动轴承，利用 Samcef Rotor 分析系统固有频率与实测值对比结果

阶数	固有频率 (Hz)	实测值 (Hz)	误差
1	139	148	6.1%
2	409	413	1.0%
	420	458	8.1%
3	909	876	3.7%
	913		4.2%
4	968	974	0.6%
5	1277	1298	1.6%
6	1631	1650	1.2%

轴向预载荷对变速运转球轴承保持架动态性能的影响分析

洛阳轴承研究所有限公司 于晓凯 谢鹏飞 朱川峰
河南科技大学 屈驰飞

某型号特种电机在工作状态下需反复在极短的时间内完成加速、减速或过零运转，该种工况下轴承内钢球会出现打滑，造成保持架与钢球及套圈的碰撞力急剧增加，引起保持架运转不稳定，通过增大轴承的轴向预载荷可缓解钢球打滑现象。通过仿真分析不同轴向预载荷下轴承的保持架打滑率、与引导套圈间的作用力以及保持架质心轨迹，确定了最佳轴向预载荷控制范围。

一、前言

某型号特种电机采用一对角接触球轴承作为旋转支承，该电机在工作时需反复进行加速、减速或过零运转，该种工况下，轴承的工作状态更加复杂，变转速以及转速过零过程中，钢球会出现打滑，造成保持架与钢球及套圈的碰撞力急剧增加，引起保持架运转不稳定。通过增大轴承的轴向预载荷可缓解钢球打滑现象，但轴向预载荷过大会造成轴承摩擦力矩增大，从而造成电机功耗超标，因此，轴向预载荷需控制在合理的范围内。

鉴于此，本文利用动力学仿真分析软件建立了变转速

轴承仿真分析模型，对比分析了不同轴向预载荷下轴承保持架的动态性能，并确定了轴向预载荷的最佳控制范围。

二、仿真分析模型

1. 仿真分析数学模型

(1) 保持架—钢球的作用力模型。

保持架兜孔与钢球法向作用力 Q_{ij} 的计算公式 [2, 3] 为：

$$Q_{ij} = \begin{cases} K_c \cdot z_{ij} & (z_{ij} \leq C_p) \\ K_c \cdot C_p + K_s \cdot (z_{ij} - C_p) & (z_{ij} > C_p) \end{cases} \quad (1)$$

式中： K_c —试验数据确定的线性逼近常数，对于球轴承

表 5 将滚动轴承设置为刚体时，利用 Samcef Rotor 分析系统
固有频率与实测值对比结果

阶数	固有频率 (Hz)	实测值 (Hz)	误差
1	260	148	75.6%
2	443	413	7.3%
3	588	458	28.4%
4	752	876	14.2%
5	1003	974	3.0%
6	—	1298	—
7	1745	1650	5.8%

五、结语

经过分析，传统滚动轴承支承转子系统将滚动轴承简化为刚性时，分析得系统固有频率误差较大。考虑滚动轴承柔性时，利用轴承分析软件 Cobra 分析与转子动力学软件 Samcef Rotor 耦合分析，能精确得到轴承—转子系统固有频率。通过试验对比，验证了本文分析方法的有效性和正确性。IM