

# 支承方式对转子动力学特性影响研究

李鸿梅,张洪信,赵清海

(青岛大学 机电工程学院,山东 青岛 266071)

**摘要:**高速永磁同步电机在运转时很容易接近临界转速而产生共振现象,引发噪声,甚至损坏电机,而支承方式是影响转子动力特性的重要因素。针对这一问题,对燃料电池空气压缩机用永磁同步电机的转子动力学特性进行研究。建立高速转子系统的动力学特性分析有限元模型,基于 ANSYS workbench 仿真计算轴承刚性支承和弹性支承时转子系统的振型、固有频率和临界转速,得到坎贝尔图;求解不同轴承支承刚度下转子系统的动力学特性,总结了临界转速及其避开裕度的变化规律,可为转子系统的动力学设计提供理论支持。

**关键词:**永磁同步电机;支承方式;转子动力学;临界转速;坎贝尔图

**中图分类号:**TM355 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2021)02-0047-04

## Study on Influence of Supporting Mode on Dynamic Characteristics of Rotor

LI Hongmei, ZHANG Hongxin, ZHAO Qinghai

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao 266071, China)

**Abstract:** It is easy for high speed permanent magnet synchronous motor to approach the critical speed and produce resonance phenomenon causing noise and even damages to motor, and the supporting mode is an important factor affecting the dynamic characteristics of the rotor. To solve the problem, the rotor dynamic characteristics of a permanent magnet synchronous motor for a fuel cell air compressor were studied. A finite element model for dynamic characteristic analysis of high speed rotor system was established. Based on ANSYS workbench simulation, the mode shape, natural frequency and critical speed of rotor system with bearing rigid support and elastic support were calculated with obtained Campbell diagram. The dynamic characteristics of rotor system under different bearing support stiffness were solved, and the variation law of critical speed and its avoidance margin were summarized, providing theoretical support for the dynamic design of rotor system.

**Keywords:** permanent magnet synchronous motor; supporting mode; rotor dynamics; critical speed; Campbell diagram

## 0 引言

随着社会生活水平的提高和人们环保意识的增强,新能源的燃料电池汽车得到了较大的发展。燃料电池所用的空气压缩机需要极高转速的电机,而高速电机运转过程中产生的振动和噪声问题也得到了大家的广泛关注<sup>[1-3]</sup>,其中,转子系统的支承方式是重要影响因素。

某型燃料电池空气压缩机用高速永磁同步电机具有质量轻、体积小、转速高等优点,其转子系统由磁钢、钢套、转子芯轴、叶轮、轴承以及螺母构成,额定转速为 60 000 r/min。电机的转速很容易接近临界转速而引发共振,使得电机强烈振动,也会产生很大的噪声,严重时还有可能导致转子损坏或者失速。这与转子系统的支承方式有着很大的关系,因此十分有必要进行电机转子系统在不同支承方式下的动力学特性研究<sup>[4-5]</sup>。在进行动力学分析时要建立精确的轴系有限元模型,同时还要对转子结构进行专门的简化处理,将对结果影响很小的微小边角特征去掉<sup>[6]</sup>。

本文对转子的动力学特性进行了理论分析,采用有限

元分析软件 ANSYS workbench,将转子系统划分为芯轴、磁钢、钢套、集中质量、转动惯量和轴承支承等单元,分别求解了轴承刚性支承和轴承弹性支承时转子系统的振型、固有频率及临界转速,得出了坎贝尔图,计算了临界转速的避开裕度,验证了转子系统的安全性,并分析了转子在不同刚度系数的弹性支承轴承作用下临界转速的变化情况,总结其规律,为转子系统动力学特性的优化提供了理论支持。

## 1 转子结构及动力学分析原理

### 1.1 转子系统结构组成

本文所述高速永磁同步电机的转子结构示意图如图 1 所示,主要由磁钢、钢套、芯轴构成。其中,图中所标 1 与 7 处为螺母,2、5、6 处为叶轮,3 与 4 处为无接触轴承支承。为了方便进行下一步的转子动力学特性的有限元仿真分析,将高速转子模型进行简化处理,删除掉螺栓孔、边沿倒角、圆角等微小特征。转子的额定工作转速为

**基金项目:**国家自然科学基金项目(51705268);青岛市民生科技计划项目(19-6-1-92-nsh)

**第一作者简介:**李鸿梅(1995—),女,山东青岛人,硕士研究生,研究方向为车辆节能减排与新能源技术。

60 000 r/min,总长为 266 mm,总质量为 1.29 kg。

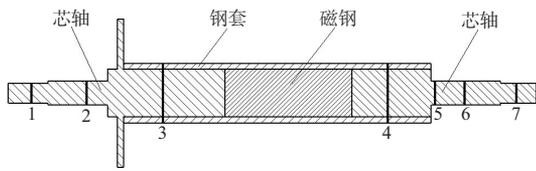


图 1 高速转子结构图

转子系统各部件的材料特性、参数如表 1 所示。

表 1 转子系统各部件参数

名称	密度/(g/cm <sup>3</sup> )	弹性模量/GPa	泊松比	质量/g
磁钢	7.6	160	0.24	220
钢套	8.24	204	0.30	325
左芯轴	7.85	212	0.28	341.88
右芯轴	7.85	212	0.28	184.22
螺母	7.8	—	—	15
2号叶轮	2.77	—	—	89
5号叶轮	2.77	—	—	23
6号叶轮	2.77	—	—	77

## 1.2 模态分析原理

转子系统的运动微分方程可表示为

$$M\ddot{q} + (C + \Omega G)\dot{q} + Kq = F \quad (1)$$

式中: $M$ 为转子系统的质量矩阵; $K$ 为刚度矩阵; $C$ 为阻尼矩阵; $G$ 为陀螺矩阵; $F$ 为作用在转子系统上的激振力; $q$ 为节点位移响应矢量; $\dot{q}$ 为节点速度响应矢量; $\ddot{q}$ 为节点加速度响应矢量。

在转子动力学特性分析中,为了便于求解,常将式(1)的二阶线性微分方程改写为如下的状态-空间形式<sup>[7]</sup>:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}(\Omega G + C) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q \\ \dot{q} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}F \end{bmatrix} \quad (2)$$

求解式(2)便可以得到在任意激振力  $F$  作用下转子系统的动力学响应。

## 2 转子动力学特性有限元分析

### 2.1 转子系统动力学模型建立

利用三维建模软件建立转子系统的三维模型,为简化模型,去掉数值较小、对于转子动力学特性分析影响较小的边沿倒角、圆角等特征。在基于有限元法的动力学分析软件中导入转子模型,考虑陀螺效应,根据转子系统动力学离散建模简化方法<sup>[8]</sup>,将空气压缩机的叶轮以集中质量和转动惯量的形式等效到其在转子上的质心处。螺母也以相同的方法处理,输入具体的质量参数与转动惯量参数值,轴承利用有限元软件建立,改变轴承的刚度参数、阻尼参数数值以及支承方式来进行转子系统的动力学特性

研究。

转子系统的动力学计算模型如图 2 所示。



图 2 转子系统的动力学模型

### 2.2 转子系统振型显示

模态是具有无穷阶的,但是对于运动起主导作用的只是低阶模态,因此只提取前几阶模态进行分析。模态分析可以直观地得到转子系统的固有频率和振型,轴承刚性支承时转子的前两阶振型如图 3、图 4 所示。



图 3 刚性支承转子一阶振型图



图 4 刚性支承转子二阶振型图

可以看出:在轴承刚性支承的工况下,转子一阶振动时,右芯轴最右端变形最大;转子二阶振动时,左芯轴最左端变形最大。

以轴承刚度系数为 3 000 N/mm 为例,轴承弹性支承时转子的各阶振型如图 5-图 8 所示。

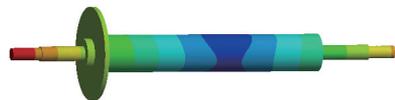


图 5 弹性支承转子一阶振型图

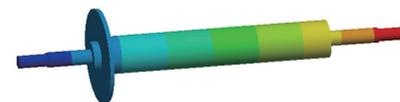


图 6 弹性支承转子二阶振型图



图 7 弹性支承转子三阶振型图



图 8 弹性支承转子四阶振型图

可以看出:在轴承弹性支承的工况下,转子一阶振动时,左芯轴最左端变形最大;转子二阶振动时,右芯轴最右端变形最大;转子三阶振动时,左右芯轴两端变形都较大,最大变形位于右芯轴最右端;转子四阶振动时,同样地,左右芯轴两端变形都较大,但弯曲方向与三阶时相反,最大变形位于左芯轴最左端。

### 3 转子系统模态分析结果

#### 3.1 轴承刚性支承时的固有频率和临界转速

当轴承为刚性支承时,对转子系统进行模态分析所得到的各阶固有频率和临界转速如表 2 所示。转子系统的前两阶固有频率分别为 2 020 Hz 和 2 354.6 Hz,其中,Mode1 和 Mode2 为一阶重复频率,Mode3 和 Mode4 为二阶重复频率,这是因为转子具有对称性,因此它会有重合的频率。转子系统的前两阶临界转速分别为 122 830 r/min 和 143 930 r/min,其中,Mode1 为一阶反进动,Mode2 为一阶正进动,Mode3 为二阶反进动,Mode4 为二阶正进动,正进动所对应的为临界转速。前两阶临界转速对电机转子系统的最高转速 85 000 r/min 的避开裕度分别为 44.5% 和 69.3%,远>20%的安全范围,工作时不会发生共振现象<sup>[9]</sup>。

表 2 刚性支承转子系统的模态分析结果

工况	固有频率/Hz	临界转速/(r/min)	阶数	进动方向	避开裕度/%
Mode1	2 016.9	119 460	一阶	反进动	—
Mode2	2 020.0	122 830	一阶	正进动	44.5
Mode3	2 348.5	137 040	二阶	反进动	—
Mode4	2 354.6	143 930	二阶	正进动	69.3
Mode5	4 037.4	143 550	三阶	反进动	—

刚性支承转子系统的坎贝尔图如图 9 所示,从频率轴出发斜率为正的曲线为同步正进动曲线,斜率为负的曲线为同步反进动曲线,从原点出发的直线为一倍频线,一倍频线与正反进动曲线的交点对应的横坐标即为临界转速,通常只考虑正进动时的临界转速。在图 9 中,一倍频线与 Mode2、Mode4 进动曲线的交点分别对应一阶振动与二阶振动的临界转速。

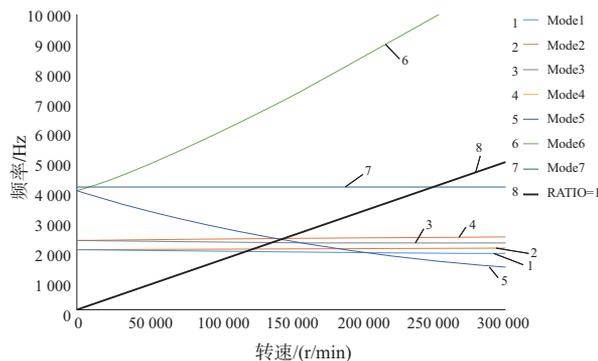


图 9 刚性支承转子系统的坎贝尔图

#### 3.2 轴承弹性支承时的固有频率和临界转速

当轴承为弹性支承时,以轴承刚度系数为 3 000 N/mm 为例,对转子系统进行模态分析所得到的各阶固有频率和临界转速如表 3 所示。转子系统的前三阶固有频率分别为 284.98 Hz、346.95 Hz 和 1 880.2 Hz,其中,Mode1 和 Mode2 为一阶重复频率,Mode3 和 Mode4 为二阶重复频率,Mode5 和 Mode6 为三阶重复频率。转子系统的前三阶临界转速分别为 17 352 r/min、20 847 r/min 和 116 150 r/min,其中,Mode1、Mode3、Mode5 为反进动,Mode2、Mode4、Mode6 为正进动。前三阶临界转速对电机转子系统的转速范围 30 000 r/min ~ 85 000 r/min 的避开裕度分别为 42.16%、30.51% 和 36.65%,均>20%的安全范围,不会发生共振现象。

表 3 弹性支承转子系统的模态分析结果

工况	固有频率/Hz	临界转速/(r/min)	振型	进动方向	避开裕度/%
Mode1	284.98	16 852	一阶	反进动	—
Mode2	284.98	17 352	一阶	正进动	42.16
Mode3	346.95	20 794	二阶	反进动	—
Mode4	346.95	20 847	二阶	正进动	30.51
Mode5	1 879.80	107 940	三阶	反进动	—
Mode6	1 880.20	116 150	三阶	正进动	36.65

弹性支承转子系统的坎贝尔图如图 10 所示,一倍频线与 Mode2、Mode4、Mode6 进动曲线的交点分别对应前三阶振动的临界转速。

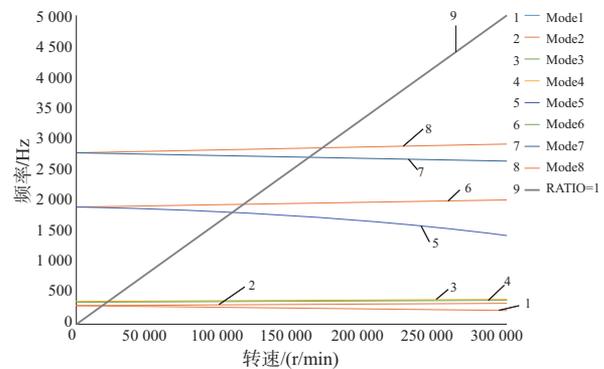


图 10 弹性支承转子系统的坎贝尔图

#### 3.3 转子轴承刚度对临界转速的影响

转子系统的弹性支承轴承刚度从 3 000 N/mm 到 12 000 N/mm 变化,不考虑轴承阻尼系数的影响,计算转子的前三阶临界转速及其对转子转速范围 30 000 r/min ~ 85 000 r/min 的避开裕度如表 4 所示。

表4 转子轴承刚度对临界转速的影响

轴承刚度/ (N/mm)	一阶临 界转速/ (r/min)	避开 裕度/%	二阶临 界转速/ (r/min)	避开 裕度/%	三阶临 界转速/ (r/min)	避开 裕度/%
3 000	17 352	42.16	20 847	30.51	116 150	36.65
6 000	24 432	18.56	29 379	2.07	116 400	36.94
9 000	29 790	0.70	35 855	转速 范围内	116 680	37.27
12 000	34 242	转速 范围内	41 250	转速 范围内	116 960	37.60

由表4可以看出,随着轴承支承刚度的增大,各阶转子临界转速均有所提高,三阶临界转速数值变化相对较小。一阶临界转速的避开裕度随着轴承刚度的增加而降低,当轴承刚度为12 000 N/mm时,一阶临界转速落入转子的转速范围内,但其对转子额定转速60 000 r/min的避开裕度为42.93%。在转子提速过程中应注意规避临界转速,快速到达额定转速即可平稳运行。二阶临界转速在轴承刚度为9 000 N/mm时即落入转子的转速范围内,轴承刚度为9 000 N/mm和12 000 N/mm时,二阶临界转速对转子额定转速的避开裕度分别为40.24%和31.25%,均>20%。三阶临界转速的避开裕度随着轴承刚度的增加而增大。

## 4 结语

1) 轴承刚性支承时的前两阶临界转速要远高于轴承弹性支承时相对应阶数的临界转速值。

2) 通过对转子系统进行模态分析可以得到转子的各阶振型、固有频率和临界转速,计算可得出不同工况下临界转速对转子转速的避开裕度,选择轴承时要确保避开裕度>20%。

3) 转子系统的临界转速会随着轴承刚度系数的增大而增大。

(上接第42页)

2) 从仿真结果可以看出,通过改变介质的运动黏度也可以获得不同的磨料介质的运动速度。在入口压力相同的情况下,选取较小黏度的磨粒流介质,可显著增强加工效率;

3) 通过分析不同参数条件下的稳态压强、磨粒流湍动能和速度分布可知,要想获得较理想的表面质量,可适当增加入口压力并选取黏度较低的磨粒液相介质;

4) 通过喷油嘴倒锥孔磨粒流仿真模拟,为喷油嘴倒锥孔加工的参数优化打下基础。

### 参考文献:

[1] 李俊焯,刘薇娜,杨立峰,等. 喷油嘴微小孔磨粒流加工特性的数值模拟[J]. 煤矿机械,2010,31(10):56-58.

4) 高速转子通常需进行动平衡试验,但实现高速运转成本高,所以在试验中一般不会达到转子的实际最高运转速度。通过试验台上较低转速的试验来验证有限元模型仿真结果的准确性,再依据有限元仿真结果来估计高阶的临界转速,避免转子在实际运转过程中产生共振。因此有限元模型的仿真结果对实际工作具有一定的指导意义。

### 参考文献:

[1] 黄梓娜,韩邦成,周银锋. 非线性接触下磁悬浮电机柔性转子系统模态分析[J]. 中国电机工程学报,2014,34(15):2438-2444.

[2] 彭卓凯,熊飞,李罡,等. 混合动力汽车电机转子动力学分析[J]. 微特电机,2019,47(3):18-21.

[3] CHEN S Y, KUNG C, LIAO T T, et al. Dynamic effects of the interference fit of motor rotor on the stiffness of a high speed rotating shaft [J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering,2010,34(2):243-261.

[4] GERADA D, MEBARKI A, BROWN N L, et al. High-speed electrical machines: technologies, trends, and developments [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,2014,61(6):2946-2959.

[5] 李争,陈秋萌,王群京. 多自由度永磁同步电机转子动力学特性分析[J]. 电工技术学报,2019,34(11):2269-2276.

[6] 张凤阁,杜光辉,王天煜,等. 高速电机发展与设计综述[J]. 电工技术学报,2016,31(7):1-18.

[7] FRISWELL M I, PENNY J E T, GARVEY S D, et al. Dynamics of rotating machines [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2009.

[8] 路振勇,陈予恕,李洪亮,等. 航空发动机转子系统动力学模型的可逆简化方法[J]. 航空动力学报,2016,31(1):57-64.

[9] KOLONDOZOVSKI Z, SALLINEN P, BELAHACEN A, et al. Rotordynamic analysis of different rotor structures for high-speed permanent-magnet electrical machines [J]. IET Electric Power Applications,2010,4(7):516-524.

收稿日期:2020-07-09

[2] 刘华,乔娜,郑伟. 喷油嘴倒锥喷孔超快激光加工工艺研究[J]. 金属加工(热加工),2018(3):5-9.

[3] 郝立华,吴鸣宇. 难加工航空发动机叶轮叶片抛光技术及其发展现状[J]. 机械制造与自动化,2017,46(6):54-56.

[4] 唐永亮,张红芹,李伟家,等. 深孔钻表面磨粒流抛光精化工艺与应用[J]. 工具技术,2019,53(8):93-97.

[5] 张利,黄一,陈国达,等. 钛合金曲面磨粒流加工扰流道仿真与试验研究[J]. 中国机械工程,2019,30(5):519-527.

[6] LAUNDER B E, SPALDING D B. The numerical computation of turbulent flows [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,1974,3(2):269-289.

收稿日期:2020-06-09