

某空气涡轮起动机转子系统动力学特性分析

周煌亮,臧朝平

(南京航空航天大学,江苏 南京 210016)

摘要:行星齿轮系统是某型空气涡轮起动机的重要组件之一,涡轮转子通过齿轮系统将动力输出,涡轮转子和齿轮系统耦合在一起。将齿轮啮合简化为一种特殊支承,支承刚度通过齿轮啮合刚度在轴心方向的投影得到。根据当量齿形法,采用石川模型计算得到齿轮的形变量及啮合刚度的平均值,基于 Ansys 经典界面,建立涡轮转子-齿轮系统简化有限元模型,对其进行临界转速特性分析和不平衡激励的谐响应分析。结果表明:系统在上升到最高转速的过程中存在两阶临界转速。研究揭示了运载过程中空气涡轮起动机转子系统在不平衡激励下的动力学行为,可为实际工程应用中的起动机转子系统优化设计、振动控制等提供理论依据。

关键词:空气涡轮起动机;转子-齿轮耦合结构;临界转速;不平衡响应分析

中图分类号:V232.7 文献标志码:B 文章编号:1671-5276(2022)02-0023-03

Dynamic Characteristics Analysis of Turbine Rotor System of Air Turbine Starter

ZHOU Huangliang, ZANG Chaoping

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: As one of the important components of a certain type of air turbine starter, it is through planetary gear system that turbine rotor couples power output, turbine rotor and gear system. The gear meshing is simplified as a special support, and the support stiffness is obtained by the projection of the gear meshing stiffness in the axial direction. According to the equivalent tooth profile method, Ishikawa model is used to calculate the average value of the gear's shape variables and meshing stiffness. Based on the Ansys classic interface, a simplified finite element model of the turbine rotor gear system is established, and the critical speed characteristics and harmonic response of the turbine rotor gear system are analyzed. The calculation shows that there are two critical speeds in the process of rising to the highest speed. The research reveals the dynamic behavior of air turbine starter rotor system under unbalanced excitation in the process of transportation, which can provide theoretical basis for the optimization design and vibration control of starter rotor system in practical engineering application.

Keywords: air turbine starter; rotor-gear coupling model; critical speed; unbalance response analysis

0 引言

大功率齿轮箱装置是空气涡轮起动机的重要组件之一^[1],涡轮转子通过行星齿轮系统将动力输出。在研究起动机转子系统的振动特性时,通常只考虑涡轮转子本身及其轴承支承系统而忽略与其相连接的齿轮系统,或者单独研究行星齿轮减速器的动态特性。由于转子与齿轮系统联接耦合在一起,齿轮系统的振动会对转子的临界转速及振动响应产生影响。因此,分析研究转子-齿轮系统动力学特性,实现空气涡轮起动机转子-齿轮系统的动态设计是非常重要的^[2-5]。

本文将齿轮啮合简化为弹簧连接,采用石川模型计算得到齿轮形变量及啮合刚度的平均值,然后基于 Ansys 经典界面,建立了涡轮转子-齿轮系统简化有限元模型,对涡轮转子-齿轮系统进行了临界转速特性分析以及不平衡响应分析^[6]。

1 建立计算模型

1.1 结构介绍

涡轮起动机转子系统主要包括两部分,第一部分为单涡轮转子,第二部分为齿轮系统。行星齿轮本身偏心质量较小,其本身产生的不平衡载荷可以忽略,齿轮啮合可认为是一种特殊支承。由于只考虑横向振动自由度,齿轮的支承刚度可通过齿轮啮合刚度在轴心方向的投影得到。因此,本文在求解结构的临界转速时,将齿轮的啮合简化为弹簧连接处理,起动机转子系统可简化为如图 1 所示。

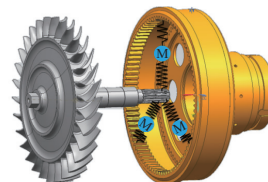


图 1 转子系统结构简化示意图

1.2 齿轮啮合刚度计算

当一对轮齿在分度圆节点上均匀接触时,把每单位齿宽的齿面法向载荷和每个轮齿齿面法向变形量和的比值定义为一对轮齿的刚度 K ,其数学表达式为

$$K_n = \frac{F_n/b}{\delta} \quad (1)$$

其中: F_n 为作用与齿廓的法向力; b 为齿宽; δ 为轮齿的总变形量。为了简化计算,齿轮变形量的计算通常采用当量齿形法。

目前,工程中常用当量齿形模型为石川模型。由该模型可知,轮齿的总体变形应包括当量齿形中矩形和梯形的弯曲和剪切变形、轮齿基体弹性倾斜引起的轮缘变形以及轮齿的接触变形等。

根据材料力学相关方法,轮齿矩形部分产生的弯曲变形 δ_{Br} 可表示为

$$\delta_{Br} = \frac{12F_n \cos^2\beta_x}{EbS_F^3} \left(h_x^2 h_r - h_x h_r^2 + \frac{h_r^3}{3} \right) \quad (2)$$

式中: F_n 为作用在轮齿上的法向载荷; E 为齿轮材料的弹性模量; h_x 为轮齿啮合点的高度; h_r 为轮齿当量齿形矩形部分的高度; S_F 为轮齿当量齿形矩形部分的厚度; β_x 为法向载荷的作用角。

轮齿梯形部分产生的弯曲变形 δ_{Bt} 为

$$\delta_{Bt} = \frac{6F_n \cos^2\beta_x}{EbS_F} (h_i - h_r)^3 \left[-2 \ln \frac{h_i - h_x}{h_i - h_r} + 4 \frac{h_i - h_x}{h_i - h_r} - 3 - \left(\frac{h_i - h_x}{h_i - h_r} \right)^2 \right] \quad (3)$$

轮齿总剪切变形 δ_s 为

$$\delta_s = \frac{2F_n(1+\nu) \cos^2\beta_x}{EbS_F} \left[h_r + (h_i - h_r) \ln \left(\frac{h_i - h_r}{h_i - h_x} \right) \right] \quad (4)$$

式中 ν 为泊松比。

基体弹性倾斜引起的轮齿变形 δ_G 为

$$\delta_G = \frac{24F_n \cos^2\beta_x}{\pi EbS_F^3} h_x^2 \quad (5)$$

此外,轮齿接触变形 δ_{pv} 为

$$\delta_{pv} = \frac{4(1-\nu^2)}{\pi E} \cdot \frac{F_n}{b} \quad (6)$$

轮齿在载荷作用点的总变形量为

$$\delta = \delta_{Br} + \delta_{Bt} + \delta_s + \delta_G + \delta_{pv} \quad (7)$$

当作用于齿轮上的载荷为单位载荷时,即可求解轮齿的柔度,进而求得齿轮副啮合刚度。齿轮副的综合啮合刚度是指轴截面内齿轮总刚度的平均值。由于重合度影响,齿轮副啮合刚度以齿轮基节为周期变化。根据定义,齿轮的综合啮合刚度为该周期内的平均值。

1.3 计算模型

空气涡轮起动机转子系统主要包括涡轮转子和行星齿轮系统两部分,基于 Ansys 建立了涡轮转子-齿轮系统有限元模型如图 2 所示。双联齿轮简化为集中质量,采用 Ansys 中的 mass 21 单元模拟。齿轮啮合简化为弹簧连接,连接刚度由平均啮合刚度沿轴心方向的投影得到。采用 Combin14 单元模拟,Combin14 单元是两节点二维单

元,且无弯曲以及扭转状态。

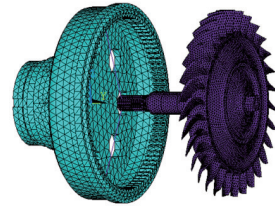


图 2 涡轮转子-齿轮系统耦合有限元模型

2 动力学求解及分析

2.1 涡轮转子-齿轮系统的临界转速分析

采用坎贝尔图法对转子系统的动力学特性进行分析,主要考虑起动机转子系统 72 000 r/min 内的临界转速特性,得到转子系统的坎贝尔图如图 3 所示。

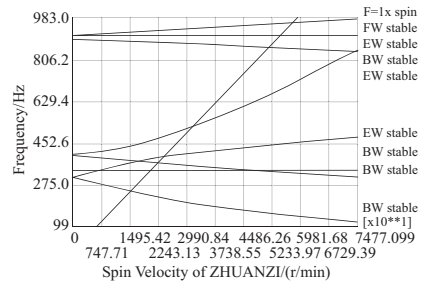


图 3 涡轮转子的坎贝尔图

由图 3 可知涡轮转子-齿轮系统在到达最转速 72 000 r/min 的过程中有两阶临界转速如表 1 所示,两阶临界振型分别如图 4 和如图 5 所示。

表 1 涡轮转子-齿轮系统临界转速对比

阶次	第一阶	第二阶
临界转速/(r/min)	23 821	31 332

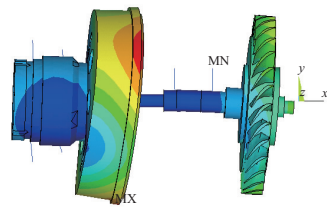


图 4 涡轮转子的第一阶临界振型

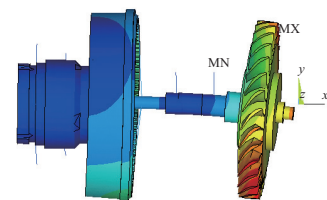
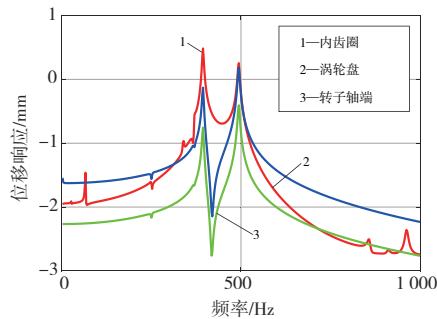


图 5 涡轮转子的第二阶临界振型

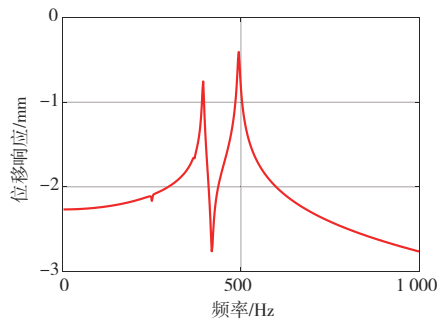
第一阶临界振型主要为转子系统的偏摆振动,最大振动位置出现在内齿圈轮毂上;第二阶临界振型也为转子系统的偏摆振动,最大振动位置出现在涡轮转子上。

2.2 涡轮转子-齿轮系统的不平衡响应分析

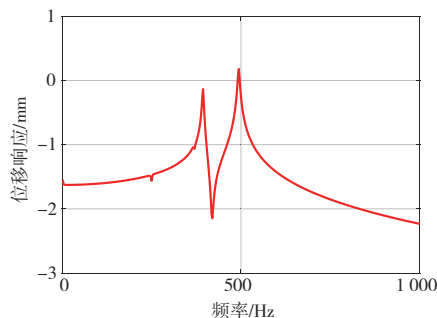
假设转子系统在涡轮盘处存在 $10\text{ g}\cdot\text{mm}$ 的不平衡量,进行稳态动力响应计算,分析频域范围 $0\sim 1\,000\text{ Hz}$,包含了转子系统工作转速区域 ($0\sim 900\text{ Hz}$)。得到涡轮转子叶尖、涡轮转子轴端和内齿圈处稳态响应曲线如图 6 所示,各不同位置响应值对比如表 2 所示。



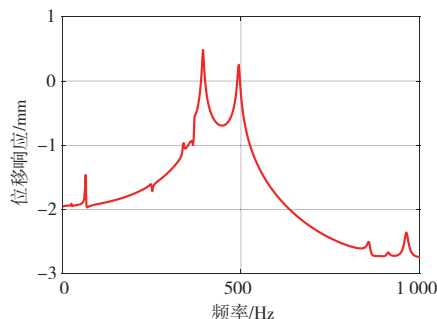
(a) 各位置处响应曲线



(b) 转子轴端处的响应曲线



(c) 涡轮盘处的响应曲线



(d) 内齿圈处的响应曲线

图 6 涡轮转子-齿轮系统各位置响应曲线

表 2 涡轮转子-齿轮系统不同位置处响应值

位置	响应值	
	394 Hz	494 Hz
转子轴端处	0.175	0.39
涡轮盘处	0.737	1.50
内齿圈处	3.030	1.78

由图 6 可知,不平衡响应计算得到的转子系统前两阶临界转速为 394 Hz 、 494 Hz ,与坎贝尔图计算得到的临界转速基本吻合。

由图 6 以及表 2 可知,在转子系统一阶临界转速附近 (394 Hz),转子轴端处响应值最小,涡轮盘以及内齿圈处响应较大。这是由于转子一阶振型是涡轮盘以及内齿圈的局部振动为主,其中涡轮盘处的响应为内齿圈处响应的 24%。

在转子二阶临界转速 494 Hz 处,涡轮盘以及内齿圈处响应较大,这是由于转子二阶振型是涡轮盘以及内齿圈的局部振动为主,其中涡轮盘处的响应与内齿圈处响应相当,二者比例为 84%。

3 结语

本文研究的是某型空气涡轮起动机的涡轮转子-齿轮系统的动力学特性,首先基于石川模型计算了齿轮副的形变量以及平均啮合刚度,在将齿轮啮合简化为弹簧连接的简化原则下,建立了涡轮转子-齿轮系统有限元模型。基于 Ansys 对涡轮转子-齿轮系统进行了临界转速分析以及不平衡响应分析,分析结果表明:

1) 在起动机上升到最高转速的过程中,存在两阶临界转速分别为 $23\,821\text{ r/min}$ 以及 $31\,332\text{ r/min}$ 。两阶临界振型都为内齿圈以及涡轮转子的偏摆振动。

2) 在转子一阶临界转速附近,内齿圈处振动响应值最大,为 3.030 mm ,转子轴端以及涡轮盘处振动响应值较小,分别为 0.175 mm 以及 0.737 mm 。

3) 在转子二阶临界转速附近,内齿圈处以及涡轮盘处的振动响应值较大,分别为 1.78 mm 以及 1.50 mm ,转子轴端处振动响应值最小,为 0.39 mm 。

参考文献:

- [1] 王志强,荆建平,王冠洲,等. 汽轮机-行星齿轮减速器耦合动力学特性分析[J]. 噪声与振动控制,2017,37(2):57-61.
- [2] 郑恒斌. 空气涡轮起动机发展现状及关键技术分析[J]. 商品与质量,2017(24):79.
- [3] 金中平. 辅助动力装置及其标准发展综述[J]. 航空标准化与质量,1998(4):19-22.
- [4] 张利民,王克明,吴志广. 利用 ANSYS 进行转子临界转速计算[J]. 沈阳航空工业学院学报,2010,27(5):34-37.
- [5] 朱增宝. 封闭差动人字齿轮传动系统均载及动力学特性分析研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2013.
- [6] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987.

收稿日期:2021-01-25