DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2020.02.025

飞轮储能系统推力盘布局优化分析

任正义",杨立平",曹志好^b,曹飞^b,孙正路^b

(哈尔滨工程大学 a. 工程训练国家级实验教学示范中心: b. 机电工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:基于 600 Wh 飞轮储能系统对现有结构进行结构布局优化,提出了 2 种针对推力盘安 装位置不同的飞轮储能系统的结构布局,利用 ANSYS Workbench 对 3 种结构进行结构力学分 析。结果表明:吊装式结构的飞轮储能系统力学性能最差,嵌式结构的飞轮储能系统力学性能 最好.夹式结构介于两者之间。这为今后的飞轮转子系统结构设计提供了参考与指导。 关键词:飞轮储能系统;结构力学;布局优化 中图分类号:TP273⁺.1 文献标志码:A 文章编号:1671-5276(2020)02-0105-03

Optimization Analysis of Thrust Collar Layout in Flywheel Energy Storage System

REN Zhengyi^a, YANG Liping^a, CAO Zhihao^b, CAO Fei^b, SUN Zhenglu^b

(a. National Engineering Experimental Teaching Demonstration Center and

b. College of Mechanical and Electrical Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract Based on the 600 Wh flywheel energy storage system, the existing structure layout is optimized and two structure layouts of flywheel energy storage system with different thrust collar mounting position are proposed. The structural mechanics of three structures are analyzed by Ansys Workbench. The results show that the mechanical characteristics of the flywheel energy storage system with the hoisting structure are the worst, and the mechanical characteristics of the flywheel energy storage system with the embedded structure are the best, and the clamp structure is between the two. This provides the reference and guidance for the future structure design of the flywheel rotor system.

Keywords: flywheel energy storage system; structural mechanics; layout optimization

引言 0

目前,能源供应与需求不平衡的矛盾普遍存在于全世 界,世界各国对于能源的开发也日益重视,传统的储能方 式已不能满足人们对能源的需求,飞轮储能系统的出现对 能源储存与不间断电池领域带来了一场实质性的革 命[1-2]。经过几十年的发展,飞轮储能系统日渐成熟,系 统的稳定性也是一直研究的重点。ARSLAN 对 6 种不同 横截面形状的金属飞轮性能进行了研究分析^[3]。PANDA 和 DUTT 采用梯度法对转子系统的轴承参数进行了优化 设计,使转子-轴承系统的响应达到最小和转子的失稳转 速达到最大^[4]。杨萍为解决结构复杂的转子-轴承系统 固有频率的问题,提出结构动力修改的灵敏度方法^[5]。 徐登辉对飞轮储能系统的轴系进行了优化设计研究,提出 了一种以轻量化为目的的轴系优化设计方案^[6]。本文在 现有飞轮储能系统结构布局的基础上,对推力盘位置进行 改进,分析3种结构的力学性能。

飞轮转子系统结构 1

飞轮转子系统是由飞轮本体、电/发一体机、径向主动 电磁轴承、轴向磁悬浮轴承、推力盘、滚动保护轴承等主要

部件组成。飞轮储能转子系统的保护轴承、动发一体机的 模型示意图如图1所示,此结构为推力盘夹式安装。



1-上径向电磁轴承;2-轴向电磁轴承;3-飞轮本体; 4-下径向电磁轴承:5-转子主轴:6-推力盘。 图1 轴系结构简图

飞轮储能系统中飞轮转子系统的上部安置上径向电 磁轴承,下部对应安置下径向电磁轴承,主要作用为在工 作状态下提供径向控制电磁力[7]。上径向电磁轴承下方 安置轴向电磁轴承-推力盘系统,其主要目的是为飞轮转 子系统提供支撑悬浮力,当飞轮转子系统旋转时可以平衡 转子系统的质量使其悬浮,飞轮本体安置在轴向电磁轴承 与下径向电磁轴承之间,是飞轮储能系统储、放能量的核 心部件。在转轴上下两端还安装了滚动保护轴承,在意外 情况下可以有效地保护飞轮转子系统。

基金项目:国家"863"高技术研究发展计划资助项目(2013AA050802)

第一作者简介:任正义(1962—),男,黑龙江哈尔滨人,教授,博士,研究方向为飞轮惯性储能关键技术。

2 飞轮转子系统推力盘位置改进

轴向电磁轴承-推力盘系统的主要作用是对整个飞轮转子系统重力进行卸载,使飞轮转子系统在轴向方向悬浮,并对其轴向振动进行弹性阻尼控制^[8]。当飞轮转子产生不平衡陀螺效应时,其位置决定了陀螺效应的支撑点,而支撑点直接影响不同轴端处横截面轴心轨迹幅度的大小。如图2(a)所示,当飞轮转轴在底端支撑时,即按图3(a)装配图装配时,其由上到下各轴端横截面的轴心轨迹由大变小,上径向电磁轴承处转子轴心轨迹,幅度大于下径向电磁轴承处转子轴心轨迹,上端摆动幅度大。按图3(b)装配图装配时如图2(b)所示,当飞轮转轴在偏上端支撑时,其由上到下各轴端横截面的轴心轨迹由大变小再变大。上下两轴端摆动幅度过大会导致转子系统失稳。



针对陀螺效应支撑点不同导致上下2轴端轴心轨迹 大小变化的现象,设计另外2种推力盘安装位置结构:吊 式安装和嵌式安装。

如图 3(a) 所示的吊式安装方式,从整体来看安装位置在最上方,像"吊"在空中,其安装方便,推力盘结构较小,质量较轻,但安装处轴径小,但悬浮支撑时容易出现类似钟摆的摆动现象。

如图 3(b) 所示的嵌式安装方式,从整体来看像"嵌" 在飞轮中,其安装靠近上下径向电磁轴承中心处,安装复 杂,轴向电磁轴承定子固定困难,安装处轴径大,致使推力 盘结构较大,但这种安装方式使飞轮转子在产生陀螺效应 时上下径向电磁轴承处位移幅度相差较小,对飞轮转子整 体转动稳定性好。





图 3 2 种推力盘安装位置结构图

如图 1 所示的 600 Wh 飞轮储能系统采用的夹式安装 方式,从整体来看安装位置夹在上径向电磁轴承与飞轮本 体间,其安装较复杂,轴向电磁轴承定子固定较容易,安装 处轴径较大,这种安装方式对于飞轮转子系统稳定性影响 处于前 2 种安装方式的过渡状态。在装配如图 1 所示的 装配体时,基本的技术要求是:

- 1) 必须按照设计、工艺要求及相关标准进行装配;
- 2) 装配工作环境必须清洁干净;
- 3) 所有零件在装配之前应满足清洁度要求;
- 4) 装配时零件不允许有磕碰和划痕等缺陷;
- 5) 装配后的零件相对位置要精确;
- 6) 组装完成后不得拆卸。

在进行轴系装配时遵循的原则是先进行基础部件的 安装,保证质心稳定,再进行精密件、重要件的装配。因此 在装配时由中间向两端依次进行装配。首先从飞轮毂开 始装配,向上依次是推力盘、径向磁轴承转子;向下依次是 电机转子、径向磁轴承转子。在进行飞轮毂、径向磁轴承 转子、推力盘、电机转子与轴装配时,涉及到过盈装配,采 用的方法是热胀法。热胀法装配时,最高加热温度不允许 超过被加热件的回火温度。装配完成后,首先对主轴进行 径向跳动检测,检测其弯曲程度;其次利用平衡机对轴系 进行动平衡,达到所需要的平衡等级;最后进行验收试验, 根据相应的技术要求和规定,对轴系进行全面的试验。

3 结构改进仿真分析

3.1 飞轮转子系统结构与材料性能参数

通过三维软件 Soildwork 对本实验用 600 Wh 飞轮转 子系统结构进行模型建立,并导入 ANSYS Workbench 中 进行仿真分析,其建模图如图 4 所示。



图 4 飞轮转子系统结构模型图

由于飞轮转子系统结构模型复杂,并未采用直接生成 法建模,而采用实体建模法进行模型的导入与分析。在 ANSYS Workbench 中对飞轮转子系统结构模型进行前处 理分析。飞轮毂、电磁轴承和推力盘的基本尺寸参数如表 1、表 2 所示。

:	表1 飞轮	毂基本尺寸及参数	单位:mm	
内径	外径	表面粗糙度	轮辐厚度	
290	380	0.003 2	50	
表 2	磁轴承和排	隹力盘基本尺寸	单位:mm	
电磁轴承		推力	推力盘	
	内径 290 表 2 电磁	表 1 飞轮: 内径 外径 290 380 表 2 磁轴承和打 电磁轴承	表1 飞轮毂基本尺寸及参数 内径 外径 表面粗糙度 290 380 0.003 2 表2 磁轴承和推力盘基本尺寸 电磁轴承 推力	

内径

50

外径

70

3.2 配合方式与网格划分

外径

65

600 Wh 飞轮转子系统各部件在装配过程中配合方式 不同,其配合方式在 ANSYS Workbench 中处理方法为在 工作树中选择 Connections,对各个部件进行配合方式的定 义处理,各部件的配合方式有以下几种:

1) 一体式

内径

33

在飞轮转子系统中,对于径向电磁轴承上下端盖、飞轮 本体的上下端盖等都做一体式(no separation)连接处理。

2) 无摩擦

在飞轮转子系统中,对于两部件相对无摩擦,例如推 力盘与轴衬等都做无摩擦(frictionless)连接处理。

3) 过盈

在飞轮转子系统中,对于两部件过盈配合,例如飞轮 本体与转轴的配合、推力盘与转轴的配合等都做过盈 (bonded)连接处理。

根据刚性转子特点,进行有限元分析方法,对飞轮转 子系统进行有限元网格单元划分。主要针对飞轮转子系 统进行仿真分析,其结构较为复杂但较为规整,需要对其 结构力学与动力学进行分析,因此需要较为均匀的网格划 分。网格划分如图 5 所示。



图 5 网格划分

3.3 结构力学仿真

飞轮转子系统不同的结构在工作状态下,其自身的力 学性能有不同的差异^[9]。对飞轮转子系统不同结构进行 力学仿真分析,可以看出,当推力盘采用夹式、嵌式、吊式 安装方法时,飞轮转子的力学性能与变形情况如图6所 示。



从图 6 中可以看出,当飞轮转子受到不平衡质量产生 离心力和径向磁轴承处不平衡电磁力作用产生姿态的变化 而发生不平衡转动时,径向电磁轴承会基于飞轮转子系统 一个恢复力矩,对径向电磁轴承转子施加力矩,在对整个飞 轮转子施加 7000 r/min 的转动条件下,推力盘嵌式结构的 飞轮转子系统变形情况较为均匀,力学性能亦较好,而推力 盘吊式安装方法使整个飞轮转子系统产生分层变形,力学 性能较差。夹式结构处于两者过渡状态,整个系统各部件 变形也发生分层现象。不同结构变形量结果如表 3 所示。

	表3 不同	司结构变形量表	单位:mm
结构	吊式	夹式	嵌式
推力盘	1.153 2×10 ⁻³	8.421 3×10 ⁻⁴	7.257 1×10 ⁻⁴
上轴承处	2.590 6×10 ⁻²	3.211 5×10 ⁻²	8.037 4×10 ⁻²
飞轮处	3.885 9×10 ⁻²	2.824 1×10 ⁻²	2.573 6×10 ⁻²
下轴承处	1.165 8×10 ⁻¹	9.634 4×10 ⁻²	7.688 8×10 ⁻²
最大处	2.036 3×10 ⁻¹	1.445 2×10 ⁻¹	1.537 8×10 ⁻¹

(下转第154页)



图 10 工况 2 与工况 3 中间对偶片测点仿真与 试验温度变化曲线

因为在仿真模型中无法将油液离心力带走的热量考虑在 内。通过仿真与试验的误差对比,可采用该理论计算与仿 真模型相结合的方式来验证其他复杂的换挡工况或在台 架上无法实现的滑摩工况,以获得最大温度值。

6 结语

 建立了热固耦合结构简化模型、传热模型及三维 有限元仿真模型,将油液的热对流对温度的影响考虑在 内,应用 Abaqus 软件模拟滑摩工况下对偶片与摩擦片摩 擦副的温度场及压力场分布,得到最大应力主要受到热应 力影响,而非轴向应力作用。

2)根据离合器滑摩工况及试验目标,搭建离合器试验台架,尽可能与变速箱内部油液冷却系统一致。按照仿

真模型滑摩工况,采集中间对偶片温度值,在同一节点处 对比试验温度与仿真模型仿真温度值变化趋势,得到误差 值为 4.5%。

3)为了验证试验温度与仿真模型温度之间的误差值 范围,取另外两组滑摩工况,保证其他条件不变,改变对偶 片与摩擦片滑差。通过对比温度值变化曲线,得到误差值 分别为4%和6.2%。该误差值在工程仿真误差10%内,说 明离合器热固耦合仿真模型的正确性,为离合器设计及控 制策略提供正确、高效的指导。

参考文献:

- [1] 杨亚联,张喀,秦大同. 湿式多片离合器热机耦合温度场及应 力场分析[J]. 中国机械工程,2014,25(20):2740-2781.
- [2] 王宏伟,张力勤,张金乐,等. 湿式离合器热负荷仿真研究 [J].北京理工大学学报,2013,33(1):47-51.
- [3] 王立勇,李乐,李和言. 基于有限元法的湿式离合器摩擦界面 温度场变化过程分析[J]. 润滑与密封,2017,42(1):15-26.
- [4] 胡宏伟,王泽湘,张志刚,等. 湿式离合器接合过程中瞬态温 度场的仿真[J]. 中国科技论文,2015,10(4):467-470.
- [5] 张金乐,马彪,张英峰,等. 湿式换挡离合器热特性仿真[J]. 吉林大学学报(工学版),2011,41(2): 34-39.
- [6] SHERIDAN D C. Apporaches to the thermal modeling of disc brakes[R]. [S.l.]: SAE, 1988.
- [7] SUN Dongye, HU Fengbin. Simulation and experiment warp characteristic of wet multiple disc clutches[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(5):1-6.

收稿日期:2019-02-28

(上接第107页)

从表 3 中可以看出,吊式对整个飞轮转子系统变形影 响最大,其最大变形发生在转轴最下端;嵌式结构对整个 飞轮转子系统变形影响均匀,上、下径向电磁轴承处变形 相对接近,由于飞轮本体的安装位置根据设计要求应尽量 处于转轴轴向的中间处^[10],因此推力盘安装位置满足不 了使上、下电磁轴承完全对称安装,其安装位置处于飞轮 本体下侧,接近于下径向电磁轴承,所以最大变形发生在 转轴的最上端;夹式结构对整个飞轮转子系统变形影响较 为均匀,推力盘安装位置处于飞轮本体与上径向电磁轴承 中间处,因此飞轮本体与上径向电磁轴承变形较为接近, 但上、下径向电磁轴承变形相差较大,其最大变形发生在 转轴最下端。

4 结语

以 600 Wh 飞轮储能系统为研究对象,结合陀螺效应 特性,对飞轮转子系统结构进行了推力盘1轴向电磁轴承 系统位置的改进,对不同的飞轮转子系统结构进行结构力 学仿真与比较,得出3种结构的力学性能由好到坏的顺序 是:嵌式结构、夹式结构、吊式结构。

采用轴向电磁轴承-推力盘系统夹式安装方法的飞 轮转子系统的轴心位移轨迹出现上径向电磁轴承处小、下 径向电磁轴承处大的不稳定现象,可以通过将推力盘安装 位置结构改为嵌式结构的方法得到改善。

参考文献:

- [1] 张文亮, 丘明, 来小康. 储能技术在电力系统中的应用[J]. 电 网技术, 2008, 32(7):1-9.
- [2] 田军,朱永强,陈彩虹.储能技术在分布式发电中的应用 [J].电气技术,2010(8):53-56,67.
- [3] ARSLAN M A.Flywheel geometry design for improved energy storage using finite element analysis [J]. Materials and Design, 2008,29(2):514-518.
- [4] K.C.Panda, J.K. Dutt. Design of optimum support parameters for minimum rotor response and maximum stiffness [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(2):296-301.
- [5] 杨萍. 转子系统结构动力修改的灵敏度方法[J]. 甘肃工业大 学学报,1996,22(1):68-72.
- [6] 徐登辉,史涔溦,张健,等. 飞轮储能系统轴系的优化设计研 究[J]. 机电工程,2015,32(10):1320-1324.
- [7] 段向军,王宏华,张汉年. 磁悬浮开关磁阻电机控制策略研究 进展及问题[J]. 机械制造与自动化,2018,47(4):1-4.
- [8] 戴兴建,唐长亮,张剀. 先进飞轮储能电源工程应用研究进展 [J]. 电源技术,2009(11):1026-1028.
- [9] 孙红丽,吴士定,张攀峰,等. 飞轮储能系统转子动力学分析 [J]. 机械设计, 2016(6):72-76.
- [10] N.Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, et al. Spin test of threedimensional composite rotor for flywheel energy storage system [J]. Composite Structures, 2016,136:626-634.

收稿日期:2018-11-20