

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.06.005

垂直轴盘式电机磁浮轴承系统研究^{*}

王晋美¹, 孙京红², 李光华¹, 张镇驿¹, 朱 军^{1*}

(1. 河南理工大学 电气工程与自动化学院, 河南 焦作 454000;

2. 河南省电子信息产品质量监督检验院, 河南 郑州 450002)

摘要:针对永磁磁悬浮轴承的承载力、刚度过低等问题,对永磁磁悬浮轴承的结构单元构成、结构优化等方面进行了研究,设计了一种由径向三环磁悬浮轴承和轴向磁悬浮轴承两个独立悬浮单元构成的,适用于垂直轴盘式电机的全悬浮永磁轴承系统。采用田口算法对上轴向磁环进行了多目标优化,通过结构对比、参数确定以及仿真优化,详细分析了径向磁悬浮轴承与轴向磁悬浮轴承的设计方案;并以磁环宽度 w 、磁环高度 h 及磁环间气隙 g 为优化变量,以承载力、刚度为优化目标,利用仿真建模验证了该方法的有效性。研究表明,设计的新型径向磁悬浮轴承刚度提高了 2.4 倍,优化后的轴向磁悬浮轴承承载力提高了 175 N,轴向刚度提高了 1.5 倍;系统悬浮性能优良、结构紧凑、参数设计合理。

关键词:磁力轴承;轴承承载力;刚度;多目标优化

中图分类号:TH133.3;TM351

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)06-0621-07

Magnetic suspension bearing system for vertical axial disk generator

WANG Jin-mei¹, SUN Jing-hong², LI Guang-hua¹, ZHANG Zhen-yi¹, ZHU Jun¹

(1. School of Electrical Engineering and Automation, Henan Polytechnic University, Jiaozuo 454000, China;

2. Henan Electronic Information Product Quality Supervision and Inspection Institute, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: Aiming at the problem of bearing capacity and rigidity of permanent magnet magnetic suspension bearings, the structural unit composition and structural optimization of permanent magnetic suspension bearings were studied. A full suspension permanent magnet bearing system for vertical axis disc motor consisting of two independent suspension units of radial three-ring magnetic suspension bearing and axial magnetic suspension bearing was designed. The multi-objective optimization of the upper axial magnetic ring was carried out by using the Taguchi algorithm. Through the structural comparison, parameter determination and simulation optimization, the design scheme of the radial magnetic suspension bearing and the axial magnetic suspension bearing was analyzed in detail. With the magnetic ring width w , the magnetic ring height h and the magnetic gap g between the magnetic rings as the optimization variables, the bearing capacity and stiffness were optimized, and the effectiveness of the method was verified by simulation modeling. The results indicate that the designed radial magnetic suspension bearing stiffness is improved by 2.4 times, the optimized axial magnetic suspension bearing capacity is increased by 175 N, the stiffness is improved by 1.5 times, the system suspension performance is excellent, the structure is compact, and the parameter design is reasonable.

Key words: magnetic bearing; bearing capacity; stiffness; multi-objective optimization

收稿日期:2019-10-21

基金项目:河南省发展和推广重点研究专项项目(182102210052);河南省高校基本科研业务费专项资金资助项目(NSFRF140115);河南省科技重点研究项目(12A470004)

作者简介:王晋美(1994-),女,河南周口人,硕士研究生,主要从事电力系统及其自动化方面的研究。E-mail:306750664@qq.com

通信联系人:朱军,男,副教授。E-mail:zhujunnd@163.com

0 引 言

由于具有无接触、无摩擦、损耗小等优点,磁浮轴承常常被应用在风力发电机上,代替传统的机械轴承,来减少机械轴承带来的摩擦损耗,提高能量的转换效率^[1-3]。根据磁力的提供方式,磁浮轴承可分为被动式磁轴承、主动式磁轴承以及混合式磁轴承^[46]。

国内外学者对磁浮轴承的各个方面均展开了研究。美国、瑞士、德国等国家的一些机构对磁浮轴承技术的研究目前处于世界领先地位。国内对磁浮轴承技术的开展较晚,目前还在科研实验阶段,还未有公司有大规模的市场开发。但是国内磁浮技术在磁悬浮列车的运用较为成熟。

磁浮轴承主要应用于高速机床、空气压缩机、医疗科学、航空航天等领域。

朱熹秋^[7]用等效磁路法对永磁和励磁混合磁轴承的磁路进行了计算,并用有限元进行了仿真,得出了该电机结构拥有合理紧凑、体积小、效率高等优势; MARTH E, JUNG MAYR G and AMRHEIN W^[8-9]通过对磁浮轴承几何参数的确定,改变了磁浮轴承充磁方向,提出了新型 Halbach 结构,提高了轴承刚度;王晓远^[10]应用果蝇算法,对飞轮储能用径向磁悬浮轴承进行了优化,提高了轴承承载力、刚度,减小了轴承体积; RAVAUD R^[11]运用基于库林定律的解析法,对轴向磁化的永磁体进行了分析,并将二维解析结果与三维仿真结果进行了对比分析,确定了二维近似的有效范围。

根据 Earnshaw 定律,永磁体在无外力的作用下不可能实现 6 个自由度的悬浮,即需要在至少一个自由度上使用支撑外力。

本文提出一种适用于小型垂直轴盘式风力发电机的新型全悬浮磁轴承系统,其利用径向三环磁浮轴承保持转子径向悬浮,轴向磁浮轴承提供该电机的承载力。

1 盘式电机磁浮系统结构选择

本文设计了一种由径向三环磁轴承和轴向磁轴承两个独立悬浮单元构成的全悬浮轴承系统,垂直轴风力发电系统如图 1 所示。

小型垂直轴磁悬浮风力发电机具有体积小、结构简单紧凑、重量轻、发电机转子直接与风机固定启动等优点;利用磁悬浮轴承无摩擦、回转速度高等优点,可提高发电机的能量转换效率。而主动式与混合式磁浮轴承控制系统结构复杂、占用空间大、所需安装零件较

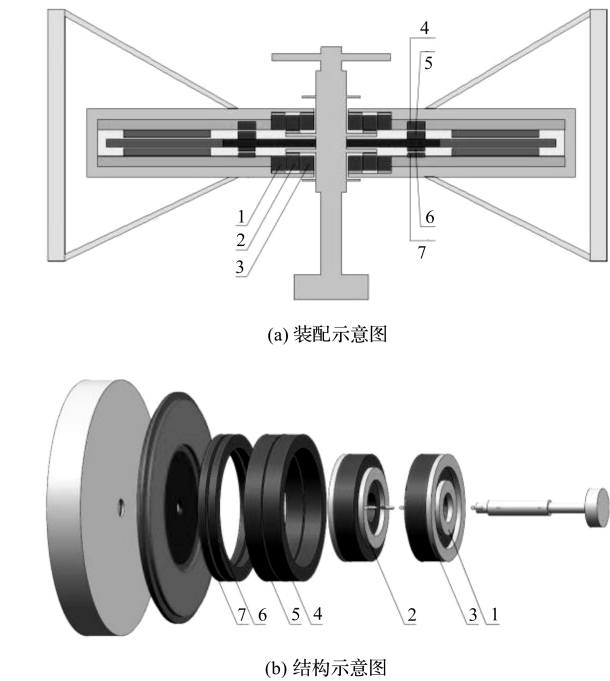


图 1 垂直轴风力发电系统

1 - 外磁环;2 - 中磁环;3 - 内磁环;4 - 上轴向磁环 1;5 - 上轴向磁环 2;6 - 下轴向磁环 1;7 - 下轴向磁环 2

多,故该系统选用被动式磁浮轴承作为支撑轴承。

由于径向磁轴承磁路与轴向磁轴承磁路是相互独立的,即径向力与轴向力是解耦的,同向充磁的两相对放置的永磁体,不仅漏磁程度较反向充磁磁体严重,且磁路会耦合严重,故本文选用的磁浮轴承所用永磁体均为反向充磁磁体,为斥力磁浮轴承。

固定在发电机转子及主轴两侧的径向磁轴承,维持发电机转子的径向悬浮;上轴向磁环与下轴向磁环位于发电机定子上、下两侧,利用斥力,承担风力发电机及其组件的重力,使转子保持轴向悬浮。

2 径向磁轴承结构设计

笔者在径向悬浮磁轴承的选择上,使用型号为 N2M 的钕铁硼磁环材料,转轴、端盖等采用导磁性材料。

由于双磁环永磁体构成的磁浮轴承的径向刚度较小,3 个永磁环径向叠加构成的磁浮轴承的径向刚度会得到提升^[12]。

单对磁环提供的承载力及刚度都比较小,为了增加发电的稳定性,笔者选用多对磁环叠加来提高承载力,增大径向磁力轴承的径向刚度。

磁环叠加方式分为轴向叠加与径向叠加,径向叠加磁环需要较大空间来增加气隙的截面积。而该小型垂直轴风力发电机体积小,安装磁浮轴承空间有限,故笔者在传统的径向双环磁轴承基础上,采用了一种新型三

环磁浮轴承,五层轴向叠加,平行充磁且充磁方向两两磁环相对,借以产生极大的斥力,使转子保持径向悬浮。

通过分析钕铁硼材料的抗磁曲线及退磁曲线可知,稀土永磁材料的退磁曲线接近直线,材料矫顽力很高不易退磁,故多块永磁体叠加的磁场分布可看成是单个磁体磁场分布的线性叠加;结合文献[13],可通过计算得到径向轴承的合适尺寸。

永磁体径向磁化长度为:

$$L_m = f k H_g L_g \sqrt{\frac{B_r}{H_c (BH)_{\max}}}$$

(1)

式中: f —磁阻系数,一般取1.1~1.5; k —空气中磁路长度等效为气隙磁路长度的修正系数; L_g —工作气隙长度,本文取0.5 mm。

承载力是衡量轴承的重要参数,是磁浮轴承在最大允许磁动势下所得到的悬浮力,大小与磁环结构及充磁方向有关,其计算公式为:

$$F = \frac{B_g^2 A_g}{u_0}$$

(2)

式中: B_g —气隙中磁感应强度; A_g —为气隙的截面积; u_0 —真空磁导率。

刚度指某种结构抵抗形变的能力^[14-15],是径向磁力轴承沿某个方向上的单位位移所需的沿该方向系统外界干扰力的增量,其数学表达式为:

$$K_r = \frac{dp_x(t)}{dx(t)}$$

(3)

通过计算可得,磁环参数的宽度(w)×高度(h)×气隙(g)为8 mm×8 mm×0.5 mm;磁环每层高度为1.6 mm。笔者将磁环参数应用到传统双环和新型三环中,进行仿真。

根据单位尺寸内产生刚度的大小,可评判磁浮轴承性能的好坏。

磁环刚度对比如图2所示。

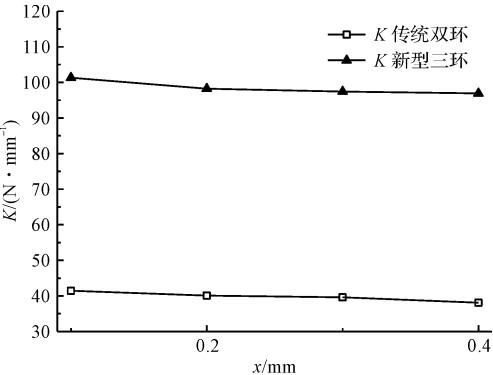


图2 磁环刚度对比

由图2可知:相同条件下,新型三环的刚度比传统双环的提高了至少2.4倍,且在计算范围内刚度始终

为正值,说明转子在径向上可以稳定悬浮。

磁环刚度对比如图3所示。

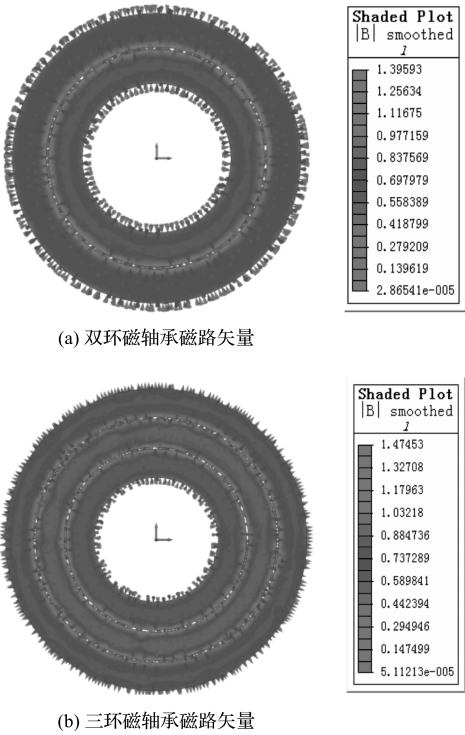


图3 磁环磁路矢量对比

由图3可知:新型三环磁密由双环磁轴承时的1.396 T提高到1.475 T,小于达到磁饱和时的2.0 T,可见三环磁轴承对磁体材料的利用率更高。

综上所述,笔者选择新型三环磁轴承作为提供径向悬浮力的径向磁浮轴承。

3 轴向磁轴承结构设计

该轴向磁浮轴承的轴向悬浮力由两部分合成:(1)上轴向磁环间的气隙产生的磁场斥力;(2)下轴向磁环间的气隙产生的磁场斥力。

斥力磁轴承基本结构如图4所示。

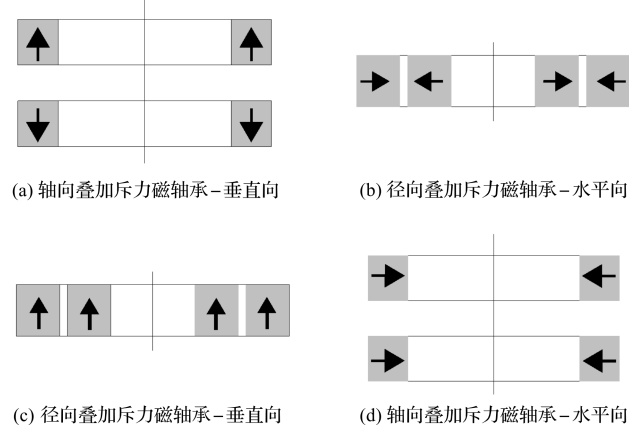


图4 斥力磁轴承基本结构

由图 4 可知,利用斥力进行悬浮的磁轴承 4 种基本结构分别为:轴向叠加斥力磁轴承-垂直向,径向叠加斥力磁轴承-水平向,径向叠加斥力磁轴承-垂直向,轴向叠加斥力磁轴承-水平向。

所设计的垂直轴发电机为盘式电机,采用双转子单定子结构,需要磁环提供轴向承载力平衡轴向的重力,故有图 4(a,d)所示的轴向叠加结构可供选择。结构图 4(a)相比于结构图 4(d)更加稳定;结构图 4(d)两磁环相对的一面均存在两种极性,一旦两磁环的径向偏移超出一定值,该结构就由斥力磁环变为吸力磁环;而图 4(a)两磁环所对极性为同一极性,所以笔者选择结构图 4(a)为轴向磁轴承基本结构。

若只设计单对轴向斥力磁环提供承载力平衡重力,当发电机受到大于重力的向上扰动,又在向上斥力的作用下,会使电机上抛情况失控,严重时损坏电机。经综合考虑,笔者设计一个包含上轴向磁环与下轴向磁环的轴向磁轴承。

上轴向磁环 1 固定在定子上为静磁环,上轴向磁环 2 固定在转子上为动磁环,动 / 静永磁环之间的磁斥力使动磁环在受载时产生一个向上的恢复力 F_1 ;下轴向磁环 1 固定在定子上为静磁环,下轴向磁环 2 固定在转子上为动磁环,动 / 静永磁环之间的磁斥力使动磁环在受载时产生一个向下的恢复力 F_2 。这样在受到向上扰动时,有了方向向下且距离越小力越大的 F_2 存在,平衡了向上的扰动,使电机能够稳定悬浮。根据受力分析,有:

$$F_1 - F_2 - G = 0$$

(4)

式中: F_1 — 向上的恢复力; F_2 — 向下的恢复力; G — 重力。

由上式可知,利用 F_1 与 F_2 之间的差值平衡重力,可实现轴向悬浮。

3.1 上轴向磁环结构设计

该风力发电机及其组件重力共计 200 N,上轴向磁环 1 固定在定子侧为静磁环,上轴向磁环 2 固定在转子侧为动磁环。

轴向磁轴承承载力如图 5 所示。

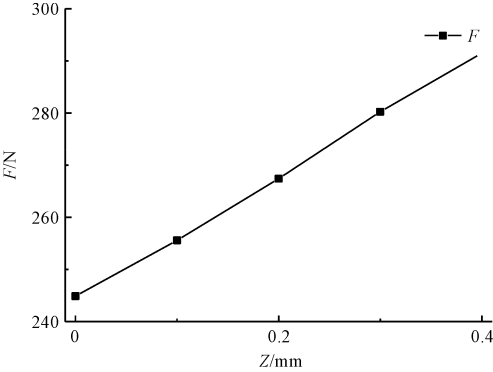


图 5 轴向磁轴承承载力

笔者设定上轴向磁环的原始尺寸,然后进行研究。磁环参数的宽度(w) $\times$ 高度(h) $\times$ 气隙(g)为 8 mm $\times$ 4 mm $\times$ 0.5 mm。以这组尺寸为基础,研究磁轴承的性能与尺寸参数变化之间的关系。

笔者以垂直向下方向为位移正方向,对上轴向磁环的承载力进行有限元建模仿真,结果可知,该磁环承载力较小,需要对其进行优化。

3.2 上轴向磁环结构优化

3.2.1 参数变量优化

在磁浮轴承的设计中,上轴向磁环的主要性能指标有承载力、刚度等,其大小取决于磁浮轴承的体积。为得到最理想的承载力、刚度,本文对影响磁环性能的宽度 w 、高度 h 、气隙 g 在内的多个变量(因子)运用田口法进行优化设计。

以承载力 F 及刚度 K 为约束条件(品质特性),以得到最优结构为目的,各设计变量及影响因子水平取值如表 1 所示。

表 1 各设计变量及影响因子水平取值

变量	A/mm	B/mm	C/mm
水平因子 1	8	3	0.5
水平因子 2	9	4	0.6
水平因子 3	10	5	0.7

针对以上 3 个变量的变化范围,每个优化变量取 3 个不同的因子水平,最终确定选用 $L_9(3^3)$ 正交表,只需做 9 次试验。

3 变量 3 水平正交表实际值如表 2 所示。

表 2 3 变量 3 水平正交表实际值

变量	A/mm	B/mm	C/mm	F/N	K/(N $\cdot$ mm $^{-1}$)
1	8	3	0.5	184.920	462.300
2	8	4	0.6	235.234	470.468
3	8	5	0.7	278.293	463.822
4	9	3	0.6	163.274	326.548
5	9	4	0.7	215.595	359.324
6	9	5	0.5	283.889	709.722
7	10	3	0.7	204.518	340.862
8	10	4	0.5	301.121	752.802
9	10	5	0.6	362.671	725.342

3.2.2 因子水平对品质特性影响所占的比重

分析不同因子水平对品质特性影响所占比重,如因子 B 在水平因子 3 下对 F 的影响,可以通过下式求解^[16]:

$$F_{B3} = \frac{1}{3}(F_{B33} + F_{B36} + F_{B39})$$

(4)

各水平因子对承载力 F 及刚度 K 的影响如表(3, 4)所示。

表 3 各水平因子对承载力 F 的影响

变量	F/N		
	A	B	C
1	232.82	184.24	256.64
2	220.92	250.65	253.73
3	289.44	308.28	232.80

表 4 各水平因子对刚度 K 的影响

变量	$K/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$		
	A	B	C
1	465.53	376.57	641.61
2	465.20	527.53	507.45
3	606.34	632.96	388.00

3.2.3 因子对品质特性影响所占的比重

由表 2 可以计算得到轴向承载力的平均值 $\bar{F}$ 和刚度的平均值 $\bar{K}$ 。以各因子对 $\bar{F}$ 和 $\bar{K}$ 的影响进行方差分析,来确定决定各特性的关键因子。

例如因子 A 对 $\bar{F}$ 的影响,其计算公式为:

$$S_{SB} = 3 \sum_{i=1}^3 (F_{Ai} - \bar{F})^2 \tag{5}$$

式中: F_{Ai} —影响因子 A,水平因子 i 下 3 个承载力 F 的平均值; $\bar{F}$ —承载力的总平均值。

影响比重百分比是指各因子对 F 和 K 的影响比重与各因子对 F 和 K 的影响比重总和之比。

各变量对承载力及刚度的相对重要性如表 5 所示。

表 5 各变量对承载力及刚度的相对重要性

变量	F/N		$K/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	
	S	比重	S	比重
A	8042.0	24.99%	39 745.8	16.84%
B	23 120.1	71.85%	99 641.9	42.23%
C	1 014.8	3.15%	96 581.7	40.93%
SUM	32 176.9	100%	235 969.4	100%

由表 5 可知,高度 g 对 F 的影响比重最大,其次为磁环宽度 w ;磁环间气隙 g 对 K 的影响最大。

3.2.4 结果分析

优化参数对性能指标的影响随性能指标而变。笔者将表(3,4)中的数据用图来表示,如图 6 所示。

由图 6 可知,本次优化目标是使上轴向磁环的承载力、刚度在一定参数下能够取到最大值。结合表(3,4)、图 6 可知,当选择承载力 F 为优化设计目标时,磁环的高度 h 所占比重最大;其次,磁环宽度 w 所占比重较大,因此,在选取参数时应优先考虑磁环高度和宽度的影响因子;当刚度 K 为上轴向磁环优化设计目标时,高度 h 所占比重最大,气隙 g 次之。

综合考虑各参数对上轴向磁环各性能指标影响的变化趋势,笔者选择优化后参数选取值如下: $w = 10 \text{ mm}, h = 5 \text{ mm}, g = 0.5 \text{ mm}$ 。

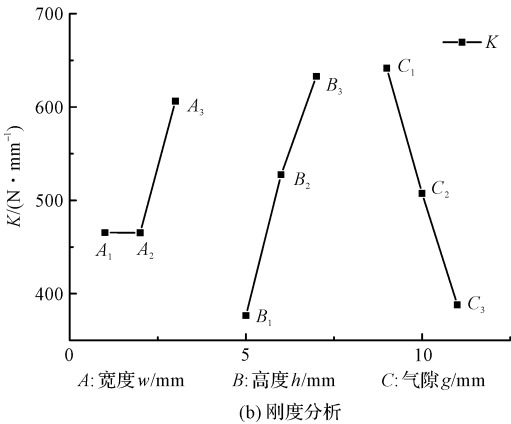
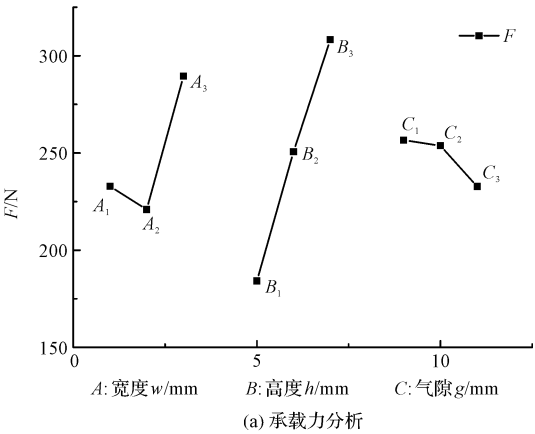


图 6 各因子水平对 F 及 K 的影响

3.2.5 实验及结果分析

为了进一步验证优化结果的正确性,本文对优化前、后的上轴向磁环结构参数建立有限元仿真模型;以垂直向下的方向为正方向,对磁路矢量、轴向承载力、刚度进行仿真。

优化前、后磁路矢量对比如图 7 所示。

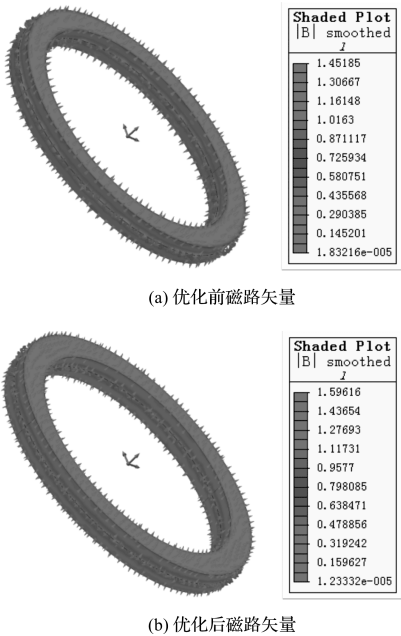


图 7 优化前、后磁路矢量对比

由图 7 可知,优化后的上轴向磁环磁密由 1.452 T 提高到 1.596 T。

优化前、后悬浮特性对比如图 8 所示。

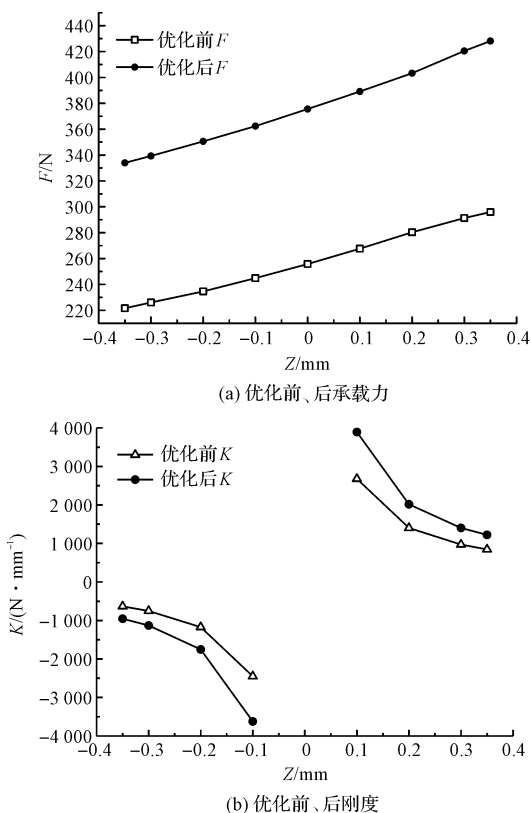


图 8 优化前、后悬浮特性对比

由图 8 可知,静止悬浮时,承载力由 255.74 N 增加到 375.57 N,且优化后的承载力最小为 333.95 N,大于重力 200 N;优化后的刚度提高了 1.5 倍,且通过分析可知,刚度在各自象限内均为正值,表明该优化后的轴向磁环能够克服重力,从而实现悬浮。

3.3 下轴向磁环结构设计

由前文可知,上轴向磁环提供的承载力为 375 N,重力为 200 N,故下轴向磁环应提供 175 N 的力,满足系统力的平衡。

根据永磁体材料的抗磁曲线及退磁曲线,结合式 (14),可以计算出下轴向磁环参数为:宽度(w) $\times$ 高度(h) $\times$ 气隙(g)=10 mm $\times$ 2.81 mm $\times$ 0.5 mm。

以竖直向上为正方向,对下轴向磁环进行仿真,下轴向磁环承载力及刚度由图 9 所示。

由图 9 可知,下轴向磁环提供的承载力为 175.19 N,误差为 0.1%;刚度均为正值,满足悬浮设计要求。

3.4 轴向磁浮轴承径向扰动

轴向磁浮轴承在轴向悬浮时,也会有来自径向的扰动。笔者对轴向磁浮轴承在径向以 X 轴正向为偏移正方向进行建模仿真。

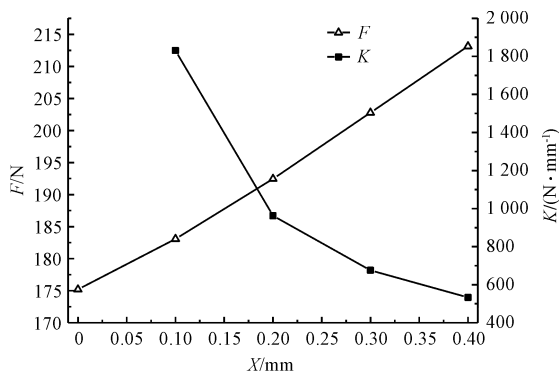


图 9 下轴向磁环承载力及刚度

轴向磁轴承径向扰动下承载力如图 10 所示。

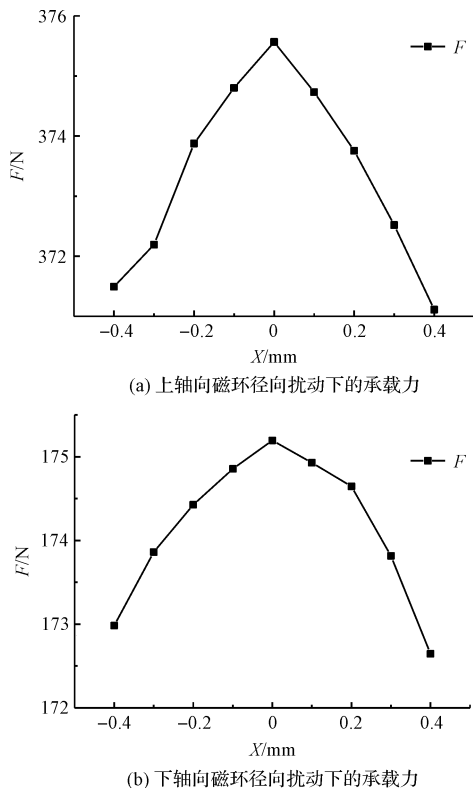


图 10 轴向磁轴承径向扰动下承载力

由图 10 可知,在规定所能达到的最大径向偏移中,上轴向磁环提供的承载力依旧维持在 (375 ± 4) N,远大于 200 N 重力;轴向下轴向磁环提供的悬浮斥力维持在 (175 ± 3) N。以上表明,在径向扰动下,该轴向磁轴承在垂直方向提供的承载力与重力之间的力矩平衡维持不变,轴向磁轴承系统可以稳定悬浮。

4 结束语

本文提出了一种适用于小型垂直轴风力发电机的磁浮轴承系统,对径向磁浮轴承与轴向磁浮轴承进行了设计;利用 Taguchi 的优化方法,得到了轴向磁浮轴承磁环宽度、高度及气隙的最佳组合,实现了最优化设

计;利用仿真建模,验证了该方法的有效性。得出了如下结论:

(1)由于在相同垂直高度下,径向双环磁浮轴承提供的刚度过小,笔者采用径向叠加三环磁浮轴承,可增大磁密利用率,径向刚度提高到原来的2.4倍,实现了转子径向悬浮;

(2)上轴向磁环经过多变量优化,轴向承载力提高了175 N,刚度提高了1.5倍;其与下轴向磁环构成了轴向磁浮轴承系统,平衡重力,实现了转子轴向悬浮;

(3)在面对径向扰动造成的径向偏移时,轴向磁轴承的承载力没有较大变化,上轴向磁环提供的承载力依旧维持在 (375 ± 4) N,轴向下轴向磁环提供的悬浮斥力维持在 (175 ± 3) N,表明该轴承能够承受住径向扰动实现稳定悬浮。

参考文献 (References):

- [1] KHALID L, ASMAE B, HARALD G, et al. Grid code status for wind farms interconnection in Northern Africa and Spain: descriptions and recommendations for Northern Africa[J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2018(81): 2584-2598.
- [2] 杨伟波. 小型磁悬浮低风速风力发电机关键技术研究[D]. 武汉: 武汉理工大学机电工程学院, 2009.
- [3] 侯建军, 蒋 培. 磁浮轴承技术综述[J]. 科技创新导报, 2007(34): 60-61.
- [4] YONNET J P. Passive magnetic bearings with permanent magnets[J]. **IEEE Transactions on Magnetics**, 1978, 14(5): 803-805.
- [5] SRINIVAS R S, TIWARI R, KANNABABU C. Application of active magnetic bearings in flexible rotordynamic systems-A state-of-the-art review[J]. **Mechanical Systems & Signal Processing**, 2018(106): 537-572.
- [6] 赵旭升. 五自由度磁悬浮开关磁阻电机系统的设计与实现[J]. 微特电机, 2013, 41(9): 4-6, 22.
- [7] 朱焜秋, 邓智泉, 袁寿其, 等. 永磁偏置径向-轴向磁悬浮轴承工作原理和参数设计[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(9): 55-59.
- [8] ROLAND M, JAN S, HANNES B. Optimization of repulsive passive magnetic bearings [J]. **IEEE Transactions on Magnetics**, 2006, 42(8): 2038-2042.
- [9] MARTH E, JUNGMAIR G, AMRHEIN W. A 2-D-based analytical method for calculating permanent magnetic ring bearings with arbitrary magnetization and its application to optimal bearing design[J]. **IEEE Transactions on Magnetics**, 2014, 50(5): 1-8.
- [10] 王晓远, 张德政, 高 鹏, 等. 飞轮储能用径向磁悬浮轴承结构优化设计[J]. 机械科学与技术, 2018, 37(7): 1048-1054.
- [11] RAVAUD R, LEMARQUAND G, LEMARQUAND V, et al. Analytical calculation of the magnetic field created by permanent-magnet rings [J]. **IEEE Transactions on Magnetics**, 2008, 44(8): 1982-1989.
- [12] ALIZADEH M T, MIRIMANI S M, MARIGNETTI F. A novel structure of passive magnetic bearing with axial magnetization, the 5th annual international power electronics [C]. Drive Systems and Technologies Conference (PEDSTC 2014), Tehran: IEEE, 2014.
- [13] 朱 军, 李少龙, 刘慧君, 等. 轴向磁通永磁发电机定子绕组结构改进及特性分析[J]. 合肥工业大学学报: 自然科学版, 2017, 40(7): 892-897.
- [14] 徐立伟, 宗 姝, 周 宏. 对辊式全自动面条机的结构设计[J]. 包装与食品机械, 2018(4): 75-77.
- [15] 袁志林, 高翠芝, 江海蛟, 等. 基于 ABAQUS 的 PET 切片包装机钢结果有限元分析[J]. 包装与食品机械, 2018(6): 51-55.
- [16] GHANI J A, CHOUDHURY I A, HASSAN H H. Application of Taguchi method in the optimization of end milling parameters[J]. **Journal of Materials Processing Technology**, 2004, 145(1): 84-92.

[编辑: 方越婷]

本文引用格式:

王晋美, 孙京红, 李光华, 等. 垂直轴盘式电机磁浮轴承系统研究[J]. 机电工程, 2020, 37(6): 621-627.

WANG Jin-mei, SUN Jing-hong, LI Guang-hua, et al. Magnetic suspension bearing system for vertical axial disk generator[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2020, 37(6): 621-627.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>