

模块化多胞元永磁推力轴承的承载特性

陈武超^{1,2} 俞翔栋¹ 何昆³ 张济民^{3*}

1. 中国船舶集团有限公司第七一一研究所动力装置事业部, 上海, 201108

2. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海, 201108

3. 同济大学交通学院, 上海, 201804

摘要: 永磁推力轴承具有转速高、噪声小和无摩擦等优势, 但承载能力较低, 同时现有的结构不具有通用性。提出了一种模块化多胞元结构的永磁推力轴承, 以4块永磁体为一个胞元, 通过改变胞元的数量和排列方式实现了多种嵌套和交叉结构的轴承。基于有限元软件构建了两层嵌套两极交叉、四层嵌套四级交叉、六层嵌套六级交叉和八层嵌套八极交叉共4种结构的轴承, 分析了不同结构的承载性能。仿真结果表明, 轴承的承载力随着轴向位移的增大先增大后减小, 4种结构的永磁推力轴承最大轴向承载力分别为6.78、50.52、136.85、288.9 kN。最后制作了四层嵌套四极交叉的永磁推力轴承实验样机, 并进行了轴向承载力实验验证, 结果表明实验的最大承载比仿真值小4.2%。

关键词: 永磁轴承; 多胞元; 结构设计; 承载特性

中图分类号: TH112

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.017

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Load Carrying Characteristics of Permanent Magnetic Thrust Bearings with Modularized Multi-cellular Elements

CHEN Wuchao^{1,2} YU Xiangdong¹ HE Kun³ ZHANG Jimin^{3*}

1. Power Plant Division, Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai, 201108

2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 201108

3. College of Transportation, Tongji University, Shanghai, 201804

Abstract: Permanent magnet thrust bearings featured high rotational speed, low noise, and frictionless operations, but suffered from low load carrying capacity and non-universal structures. Aiming at these problems, a modular multi-cellular element structure of permanent magnet thrust bearings was proposed, where four permanent magnets formed a single cell element. By adjusting the number and arrangement of cell elements, various nested and crossover configurations were realized. Based on the finite element software, the bearings with two-layer nested two-pole crossover, four-layer nested four-pole crossover, six-layer nested six-pole crossover and eight-layer nested eight-pole crossover were constructed with a total of four structures, and the load carrying performances of the different structures were analyzed. The simulation results show that the bearing capacity first increases and then decreases with the increase of axial displacements, and the maximum axial bearing capacity of the permanent magnet thrust bearings of the four configurations was as 6.78, 50.52, 136.85, 288.9 kN. Finally, a four-layer nested four-pole-crossed permanent magnet thrust bearing prototype was fabricated and the axial bearing capacity experimental validation was carried out, and the results show that the maximum load capacity of the experiments is 4.2% lower than the simulation value.

Key words: permanent magnet bearing; multi-cellular element; structural design; carrying characteristics

0 引言

永磁轴承利用永磁体产生的磁力使转子无接触式悬浮, 从而实现转子和定子相互分离, 在工作中转子和定子无摩擦, 具有转速高、噪声小和精度

高等优势, 已广泛应用于空间技术^[1]、飞轮储能系统^[2]、高精度机床^[3]等领域。由于采用无接触式悬浮, 所以永磁轴承的承载能力较低、刚度和阻尼较小。

国内外学者对永磁轴承进行了大量的研究。文献[4]针对堆叠型永磁轴承, 利用数值积分提出了一种快速的承载力计算方法, 为被动永磁体轴承的设计提供了理论指导。文献[5]将永磁轴承

简化为二维平面模型,基于 ANSYS 进行了磁力特性研究,分别得出其动定磁环的宽度、厚度、截面积和气隙对轴向承载力和轴向刚度的影响。文献[6]提出了一种异步电机永磁悬浮轴承,验证了其微摩擦特性。文献[7]以船用推进系统的需求为牵引,提出了一种八层嵌套五极交叉堆叠的永磁推力装置,为高功率密度船用永磁推力轴承设计提供了参考。关于永磁推力轴承,现有研究多针对轴向位移及承载力较小的轴承,同时提出的轴承结构往往仅适用于特定场景^[8],缺乏模块化设计理念,无法满足永磁轴承在多种推力场景下的应用。基于此,本文提出了一种模块化多胞元结构的永磁推力轴承,以4块永磁体为一个胞元,在胞元和整体结构通用的基础上,通过改变胞元数量和排列方式,实现了磁体的多种嵌套和交叉排列方式,提供了多种推力选择,提高了永磁推力轴承的适应能力。

1 模块化多胞元永磁推力轴承结构设计

现有的永磁推力轴承通常采用永磁体直接嵌入轴承结构的方式,这种方式下永磁体的装配较为困难,在出现单个磁体破坏时,由于磁体直接嵌入轴承机构,破坏的磁体可能会造成轴承结构和其他磁体的二次损伤,如图1所示。与此同时,现有的永磁推力轴承往往是为某一特定机械所设计的,其尺寸和结构仅能满足当前的设计需求,不具备系列化和通用化能力,而轴承作为机械结构的基础件,其通用性、适配性和可维护性对提高机械产品的稳定性具有重要意义。

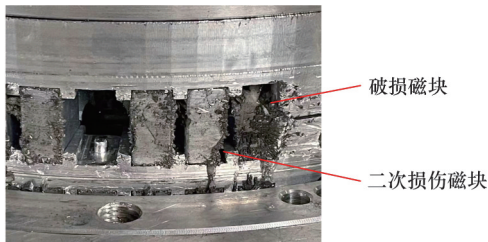
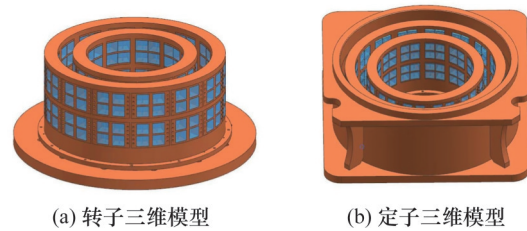


图1 磁块破损造成的二次损伤

Fig.1 Secondary damage from broken magnetic blocks

为了提高永磁推力轴承在不同场景下的适应能力和轴承结构的通用性,基于模块化和胞元组合的设计理念,以4块永磁体构成一个胞元,在永磁推力轴承基础结构上,将永磁体直接嵌入结构的方式改为胞元连接,通过改变胞元的数量和排列方式来实现多种嵌套和交叉的通用化结构,实现模块化多胞元的永磁推力轴承设计,其中,四层嵌套四极交叉的轴承基本结构如图2所示。轴承

主要由转子和定子座、转子和定子磁轭、多个胞元共同构成。转子和定子座采用圆盘形设计,转子和定子磁轭通过螺栓固定在转子和定子座上,采用圆环形设计的转子和定子磁轭内部包含了多个方形孔洞用于承载多个胞元,胞元通过螺栓固定在磁轭上,并采用减振橡胶垫缓冲振动。当轴承的尺寸和承载力有不同需求时,在增加轴承座和磁轭尺寸的基础上,通过改变胞元的数量和排列方式可实现从两层嵌套两极交叉到八层嵌套八极交叉的通用化构型,进而实现不同的承载特性。



(a) 转子三维模型

(b) 定子三维模型

图2 四层嵌套四极交叉的永磁推力轴承

Fig.2 Four-layer nested four-pole crossed permanent magnet thrust bearing

模块化多胞元结构的永磁推力轴承在实现通用化和系列化的基础上还便于装配和后期维护。在装配时,模块化的胞元能够减小装配工作量并提高装配效率;在轴承使用时,由于采用胞元组合的设计,磁体之间相互隔离,单个磁体的破坏不会传导到其他磁体或轴承基本机构,故降低了维护需求;在永磁体更换和维护时,无需拆下所有永磁体,仅需更换单独的胞元,降低了维护成本。在永磁推力轴承工作中,永磁体的磁力使得转子和定子无接触式悬浮,在承受轴向力时,轴承转子产生微小的轴向位移,永磁体的吸力和斥力使得转子保持稳定悬浮。

永磁推力轴承的胞元采用通用化构型,基本结构如图3所示。胞元主要包括磁块安装篮、永磁体、减振橡胶垫等,永磁体采用的牌号为N48的NdFeB,磁块的尺寸为30 mm×28 mm×25 mm,剩磁强度为1.4 T。磁体安装在磁块安装篮中,通过立柱进行固定,构成“田”字形排布,达到磁体间相互隔离的目的,胞元作为一个整体通过螺栓连接到轴承的转子和定子磁轭上,并采用减

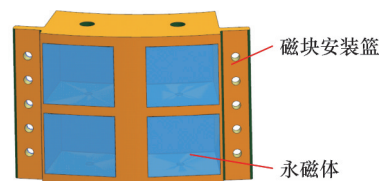
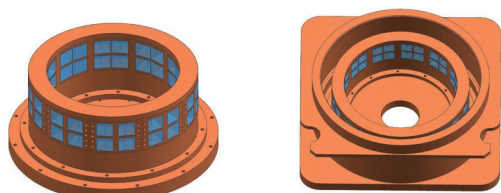


图3 胞元基本结构

Fig.3 Basic cellular structure

振橡胶块,以减缓冲击和振动。

典型的模块化多胞元永磁推力轴承为四层嵌套四极交叉的堆叠结构,通过改变胞元的数量和排列,永磁轴承可以实现两层、四层、六层和八层嵌套以及两极、四极、六极和八极交叉,当需求的轴向承载力更大时,轴承的嵌套层数和交叉极数在满足尺寸要求的前提下依然可以增加,而胞元的结构在相同直径下是通用的。这种模块化多胞元的设计提高了轴承结构的设计和加工效率,同时能够满足不同承载力的需求。相同内径下两层嵌套和两极交叉的轴承结构如图4所示。



(a) 转子三维模型 (b) 定子三维模型

图4 两层嵌套两极交叉的永磁推力轴承

Fig.4 Permanent magnet thrust bearing with two-layer of nested two-pole crossover

2 永磁推力轴承磁路设计

磁路是永磁推力轴承中的重要组成部分,它直接影响轴承的承载性能^[9]。现有的永磁推力轴承通常采用单层嵌套设计^[10],磁体的层数为2,而工作面的层数为1,磁体利用率较低,因此轴承的承载力较小。本文提出的模块化多胞元永磁推力轴承,在径向上通过增加多层转子和定子磁轭,可以实现不同层的嵌套结构;在轴向上,通过加长转子和定子磁轭的长度,可以容纳多层胞元,进而实现不同极交叉的结构。因此,模块化多胞元永磁推力轴承在改变胞元数量和排列方式的基础上,可以实现两层、四层、六层和八层嵌套以及两极、四极、六极和八极交叉,在保证胞元通用化的前提下提高了轴承的适应能力。采用四层嵌套四极交叉的模块化多胞元永磁推力轴承的磁路基本结构如图5所示。其中, d 为中轴直径, d_1 为永磁体径向厚度, l 为轴向长度, g 为气隙宽度, D 为最大直径。轴承工作时,在轴向力的作用下,永磁轴承内圈产生轴向偏移 e ,内环受到永磁体的吸力和斥力,使得永磁推力轴承在轴向自稳定。同时,采用径向磁化的方式进行磁路设计,磁力线沿径向分布在磁环气隙中,此种磁化方式下的轴承可产生较大的推力,磁场能量利用率较高^[11]。为了抑制漏磁,提高永磁体间相互作用力,在最外层磁环包裹不锈钢316L绝缘材料。在保证径向和轴向尺寸满

足要求的基础上,通过减小或增加胞元数量可构成从两层嵌套两极交叉到八层嵌套八极交叉的磁路结构,满足不同使用场景下的承载性能需求。

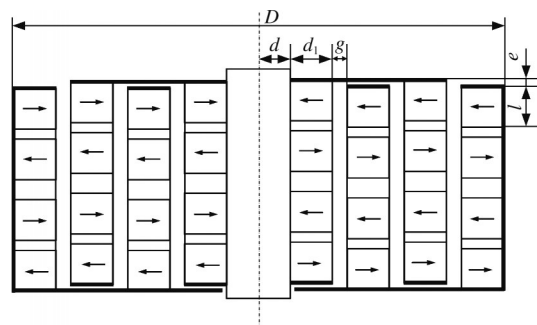


图5 永磁推力轴承磁路设计

Fig.5 Magnetic circuit design of permanent magnet thrust bearing

3 永磁推力轴承承载特性分析

多层嵌套多极交叉的轴承结构相比于单层的设计可以显著提高轴承的承载性能^[12]。为了验证所提出的模块化多胞元永磁推力轴承的承载特性,基于模块化和通用化的设计理念,分别构建了两层嵌套两极交叉、四层嵌套四级交叉、六层嵌套六级交叉和八层嵌套八极交叉共4种结构的轴承进行有限元仿真,并进行承载特性分析。不同结构的模型采用通用化和模块化的胞元结构,仅改变胞元的数量和排列方式,以论证不同层嵌套、不同极交叉结构的承载特性。

3.1 轴承仿真模型构建

为了验证不同结构轴承的承载特性,基于Ansoft/Maxwell软件构建轴承仿真模型,不同结构的仿真模型如图6所示。由于Ansoft/Maxwell软件中的绝磁材料与空气的磁导率基本一致,为了提高计算速度,在建模过程中将轴承的基本结

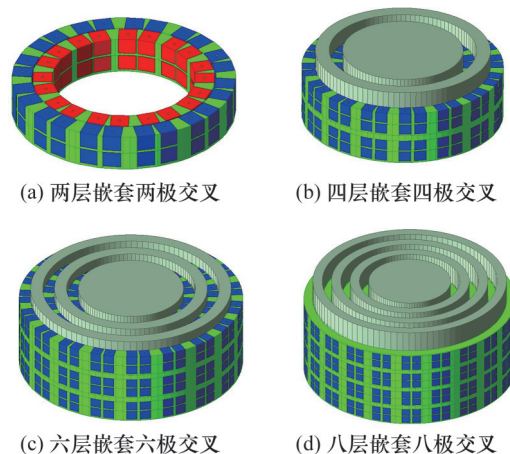


图6 不同结构轴承的仿真模型

Fig.6 Simulation model of bearings with different structures

构进行简化,忽略转子和定子座,按照转子和定子的层数仅保留转子和定子磁轭、磁块安装篮和永磁块,并通过改变永磁块的数量和排列方式,构建了4种结构轴承仿真模型。

根据不同的轴承结构,永磁推力轴承的运动域设置选择转子添加运动域,设置轴承转速为180 r/min,转子的轴向位移为0~30 mm,步长为1 mm。轴承的基本参数如表1所示,其中,不同结构轴承的中轴直径、永磁体性能相同。同时,轴承的最大直径与嵌套层数相关,轴向长度与轴承交叉层数相关。

表1 不同结构轴承的基本参数

Tab.1 Basic parameters of bearings with different structures

轴承参数	两层嵌套 两极交叉	四层嵌套 四极交叉	六层嵌套 六极交叉	八层嵌套 八极交叉
中轴直径/mm	110	110	110	110
最大直径/mm	234	362	490	618
轴向长度/mm	113	185	257	329
永磁体牌号	N48	N48	N48	N48
永磁体剩磁/T	1.4	1.4	1.4	1.4
永磁体数量	88	416	1044	2096
胞元数量	22	104	261	524
永磁环间隙/mm	2	2	2	2
轴向位移/mm	0~30	0~30	0~30	0~30

3.2 不同结构轴承轴向承载力分析

采用Ansoft/Maxwell软件对不同结构的轴承进行仿真验证,在轴向位移0~30 mm的区间内分析轴承的承载性能,并对各层的最大承载力进行叠加,进而求出轴承整体的最大轴向承载力:

$$F = \sum_{k=1}^K F_k + \sum_{i=1}^L F_i \quad (1)$$

式中: F 为轴承的最大轴向承载力; K 、 L 分别为转子和定子的层数; F_k 、 F_i 分别为第 k 层转子和第 i 层定子的承载力。

不同结构轴承的承载力如图7所示。从整体上看,4种结构轴承的承载力随着轴向位移的增大先增大后减小,这是由于随着轴向位移的增大,永磁体间吸力和斥力增大,使得承载力增大,但随着轴向位移的持续增大,交叉的永磁体作用面减小,直至最外层永磁体脱离作用面,轴向承载力减小。随着轴承嵌套和交叉层数的增多,最大承载力依次增大。单独来看,两层嵌套两极交叉的轴承在轴向位移为18 mm时轴向承载力最大,为6.78 kN。四层嵌套四极交叉的轴承在轴向位移为17 mm时轴向承载力最大,为50.52 kN。六层嵌套六极交叉和八层嵌套八极交叉的轴承分别在17 mm和16 mm时轴向承载力最大,分别为

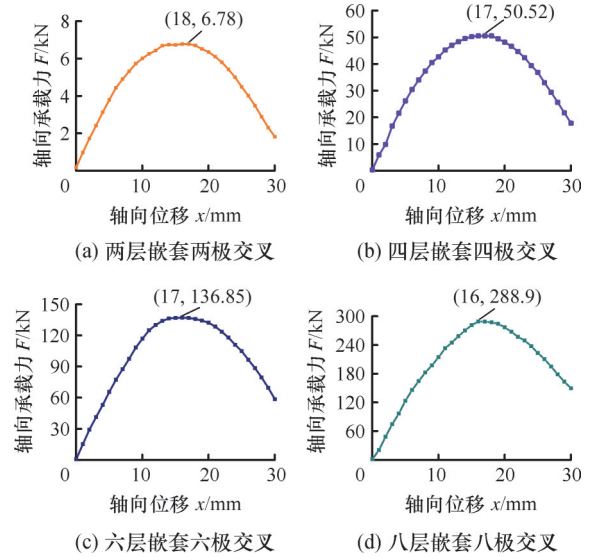


图7 不同结构轴承的承载力特性

Fig.7 Load carrying capacity characteristics of bearings with different structures

136.85 kN和288.9 kN。

为了验证通用化构型永磁体推力轴承的承载性能,并量化不同结构胞元和磁块与最大承载力的关系,提出了单位胞元承载力 F_1 和单位磁块承载力 F_2 的计算公式,分别为

$$F_1 = \frac{\sum_{k=1}^K F_k + \sum_{i=1}^L F_i}{n} \quad (2)$$

$$F_2 = \frac{\sum_{k=1}^K F_k + \sum_{i=1}^L F_i}{4n} \quad (3)$$

式中: n 为胞元的数量。

不同结构的永磁推力轴承的单位胞元承载力和单位磁块承载力如表2所示。随着轴承嵌套和交叉层数的增加,单位胞元和磁块承载力增大,这是由于多层结构磁体的层数与工作层的比值较大,因此具有更高的磁体利用率,反映到单位胞元和磁块上承载力就会增大,由此证明了多层嵌套交叉结构在提高轴承承载性能上的优势。

表2 不同结构轴承的承载力指标

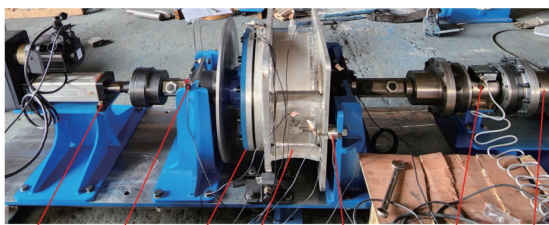
Tab.2 Indicators of load carrying capacity of bearings with different structures kN

承载力指标	两层嵌套 两极交叉	四层嵌套 四极交叉	六层嵌套 六极交叉	八层嵌套 八极交叉
单位胞元	0.308	0.486	0.524	0.551
单位磁块	0.077	0.121	0.131	0.138

由于胞元结构与轴承结构的通用化,在满足尺寸要求的前提下,嵌套和交叉的层数依然可以增加,因此在理论上可以采用更复杂的结构以实现更高的承载力,但结构的复杂会对加工和装配工艺提出挑战。

4 实验验证

为了验证所提出的模块化多胞元结构永磁推力轴承的实际承载性能,搭建了轴向承载力实验平台,并制作了四层嵌套四极交叉的永磁推力轴承进行实验验证。实验平台如图8所示,主要包括推杆、转子、定子、电机和多种传感器等,推杆由伺服电机驱动并控制转子的轴向位移,电机负责带动转子旋转,力传感器布置在轴承定子的外端面上,负责检测在轴向位移作用下的轴向载荷。根据轴承的实际工作情况,设置转子转速 180 r/min,分别在转子位移 0~30 mm 处进行实验,位移步长为 1 mm,并对实验获得的轴向承载力数据进行滤波处理,获得的四层嵌套四极交叉轴承的轴向承载力实验值和仿真值对比如图9所示。



推杆 位移传感器 转子 定子 力传感器 扭矩传感器 电机

图8 永磁推力轴承实验平台

Fig.8 Experimental platform for permanent magnetic thrust bearing

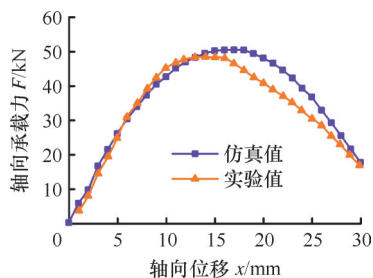


图9 轴向承载力实验值和仿真值对比

Fig.9 Comparison of experimental and simulation values of axial load capacity

由图9可以看出,轴承的承载力随着轴向位移的增大先增大后减小,轴向承载力的峰值为 48.38 kN,比仿真值的 50.52 kN 低了 4.2%,同时最大承载力出现在轴向位移为 14 mm 处,而仿真最大轴向承载力出现在 17 mm 处,误差产生的原因是轴承样机在制造和装配过程中的精度问题,同时仿真中忽略了轴承侧面和端面的漏磁,因此实验值明显低于仿真值。轴向位移 15~30 mm 处,实验值与仿真值的偏差逐渐增大,这是由于随着轴向位移的增大,转子和定子交叉重叠的面积逐渐减小,最外层永磁体逐渐脱离接触面,轴

在端面的漏磁增大,进而造成承载力的大幅度下降。

5 结论

1)为了提高永磁推力轴承在不同推力场景下的适应性,提出了一种模块化多胞元的永磁推力轴承,以 4 块永磁体为一个胞元,将永磁体直接嵌入的方式改为胞元连接,通过改变胞元的数量和排列方式,可以实现多种嵌套和交叉的通用化结构,提高了轴承的设计和加工装配效率。

2)基于模块化和通用化的设计理念,分别构建了两层嵌套两极交叉、四层嵌套四级交叉、六层嵌套六级交叉和八层嵌套八极交叉等结构的永磁推力轴承,实现了胞元结构的通用化和轴承结构的系列化。

3)通过有限元仿真计算了不同结构的永磁推力轴承的轴向承载特性,在胞元结构与永磁体通用化的基础上,4 种结构的最大轴向承载力分别为 6.78、50.52、136.85、288.9 kN,最后制作了四层嵌套四极交叉永磁推力轴承的实验样机,并进行了实验验证,结果表明实验的最大承载比仿真值小 4.2%。

参考文献:

- [1] TANG Jiqiang, FANG Jiancheng, WEN Wen. Superconducting Magnetic Bearings and Active Magnetic Bearings in Attitude Control and Energy Storage Flywheel for Spacecraft [J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2012, 22(6):5702109.
- [2] MURAKAMI K, KOMORI M, MITSUDA H, et al. Design of an Energy Storage Flywheel System Using Permanent Magnet Bearing (PMB) and Superconducting Magnetic Bearing (SMB) [J]. Cryogenics, 2007, 47(4):272-277.
- [3] YU Yanjun, ZHANG Weiyu, SUN, Yuyin, et al. Basic Characteristics and Design of a Novel Hybrid Magnetic Bearing for Wind Turbines [J]. Energies 2016, 9(11):905-921.
- [4] 李维,程文杰,肖玲,等. 基于 Monte Carlo 法和积分法的被动永磁轴承磁力计算 [J]. 轴承, 2019(7): 5-10.
LI Wei, CHENG Wenjie, XIAO Ling, et al. Calculation of Magnetic Force of Passive Permanent Magnet Bearings Based on Monte Carlo Method and Integral Method [J]. Bearing, 2019(7):5-10.
- [5] 张坚,孙玉卓,张海龙,等. 基于 ANSYS 的推力永磁轴承磁力特性研究 [J]. 轴承, 2014(4):5-9.
ZHANG Jian, SUN Yuzhuo, ZHANG Hailong,

- et al. Research on Magnetic Characteristics of Thrust Permanent Magnet Bearings Based on AN-SYS[J]. Bearing, 2014(4):5-9.
- [6] 葛研军, 龙威, 于涵, 等. 异步电机永磁悬浮轴承结构设计及动力学计算[J]. 微特电机, 2024, 52(1): 1-5.
GE Yanjun, LONG Wei, YU Han, et al. Structural Design and Dynamic Calculation of Permanent Magnetic Levitation Bearing for Asynchronous Motor [J]. Microelectromechanics, 2024, 52(1): 1-5.
- [7] 俞翔栋, 常震罗, 陈悦, 等. 高功率密度船用永磁推力轴承及承载特性研究[J]. 传动技术, 2022, 36(4):17-20.
YU Xiangdong, CHANG Zhenluo, CHEN Yue, et al. Research on Permanent Magnet Thrust Bearings and Bearing Characteristics for High Power Density Marine Applications[J]. Transmission Technology, 2022, 36(4):17-20.
- [8] 范凌鹤. 小型风力发电机用永磁悬浮轴承的设计与应用[D]. 洛阳:河南科技大学, 2017.
FAN Linghe. Design and Application of Permanent Magnetic Levitation Bearing for Small Wind Turbine [D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2017.
- [9] FILION G, RUEL J, DUBOIS M R. Reduced-friction Passive Magnetic Bearing: Innovative Design and Novel Characterization Technique[J]. Machines 2013, 1, 98-115.
- [10] 李贺, 帅长庚, 徐伟. 船用永磁推力轴承轴向承载特性研究[J]. 舰船科学技术, 2019, 41(17): 105-109.
- LI He, SHUAI Changgeng, XU Wei. Research on Axial Bearing Characteristics of Marine Permanent Magnetic Thrust Bearings [J]. Ship Science and Technology, 2019, 41(17):105-109.
- [11] 田录林, 李鹏. 锥形永磁轴承磁力解析模型[J]. 中国机械工程, 2014, 25(3):327-332.
TIAN Lulin, LI Peng. Analytical Model of Magnetic Force of Tapered Permanent Magnet Bearing[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(3):327-332.
- [12] 纪历, 徐龙祥, 金超武. 六极异性径向永磁偏置磁悬浮轴承的研究[J]. 中国机械工程, 2013, 24(6): 730-735.
JI Li, XU Longxiang, JIN Chaowu. Research on Six-pole Anisotropic Radial Permanent Magnet Biased Magnetic Levitation Bearing [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(06):730-735.
- (编辑 袁兴玲)
-
- 作者简介:** 陈武超, 男, 1987年生, 高级工程师。研究方向为船舶动力传动装置设计。发表论文20余篇。E-mail: chenwuchao@csic711.com。张济民(通信作者), 男, 1969年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为机电一体化。E-mail: zjm2011@tongji.edu.cn。
- 本文引用格式:**
陈武超, 俞翔栋, 何昆, 等. 模块化多胞元永磁推力轴承的承载特性[J]. 中国机械工程, 2025, 36(10):2300-2305.
CHEN Wuchao, YU Xiangdong, HE Kun, et al. Load Carrying Characteristics of Permanent Magnetic Thrust Bearings with Modularized Multi-cellular Elements[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(10):2300-2305.
-
- (上接第 2299 页)
- [14] 刘超, 罗传富. 基于大变形疲劳理论的橡胶材料及制品疲劳寿命预测方法[J]. 高分子材料科学与工程, 2024, 40(7):103-111.
LIU Chao, LUO Chuanfu. Fatigue Life Prediction Method for Rubber Materials and Products Based on Large Deformation Fatigue Theory[J]. Polymer Materials Science and Engineering, 2024, 40(7): 103-111.
- [15] XU X Q, ZHOU X H, LIU Y Q. Fatigue Life Prediction of Rubber-sleeved Stud Shear Connectors under Shear Load Based on Finite Element Simulation [J]. Engineering Structures, 2021, 227:111449.
- [16] RIVLIN R S, THOMAS A G. Rupture of Rubber. I. Characteristic Energy for Tearing [J]. Journal of Polymer Science, 1953, 10(3):291-318.
- [17] LAKE G J, LINDLEY P B. The Mechanical Fatigue Limit for Rubber[J]. Journal of Applied Polymer Science, 1965, 9:1233-51.
- [18] LIU X N, SHANGGUAN W B, ZHAO X Z. Probabilistic Fatigue Life Prediction Model of Natural Rubber Components Based on the Expanded Sample Data [J]. International Journal of Fatigue, 2022, 163:107034.
- [19] FU H X, WANG Y, CHEN K, et al. A Fatigue Life Prediction Model of Flexible Spoke Non-pneumatic Tires [J]. Engineering Fracture Mechanics, 2024, 295:109795.
- (编辑 袁兴玲)
-
- 作者简介:** 王星宇, 男, 1997年生, 博士研究生。研究方向为管道内检测器关键部件失效及补强机理。E-mail: w1786037396@163.com。郭岩宝(通信作者), 男, 1982年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为石油机械/装备失效与风险评价等。E-mail: gyb@cup.edu.cn。
- 本文引用格式:**
王星宇, 郭岩宝, 张政, 等. 管道内缺陷影响下的内检测器密封盘振动疲劳研究[J]. 中国机械工程, 2025, 36(10):2292-2299.
WANG Xingyu, GUO Yanbao, ZHANG Zheng, et al. Research on Vibration Fatigue of Pipeline Inspection Gauge Sealing Discs under Influences of Pipeline Defects[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(10):2292-2299.