DOI: 10.3901/JME.2019.19.035

电磁轴承-刚性转子系统轴承传递力主动控制*

毛川^{1,2} 祝长生¹

(1. 浙江大学电气工程学院 杭州 310027;

2. 国网杭州供电公司 杭州 310016)

摘要: 针对电磁轴承支承的刚性转子系统轴承传递力的主动控制, 分析了轴承传递力的组成, 基于一种变步长三角形迭代搜寻算法辨识出转子位移中同频分量的方法构建了零电流控制及零传递力控制策略, 分别在恒定转速和匀加速运动过程中对两种控制策略的有效性进行了仿真分析, 最后在某磁悬浮高速飞轮储能系统上进行了试验验证。理论与试验结果表明, 零电流控制策略能对绝大部分轴承传递力进行抑制, 零传递力控制策略能对轴承传递力进行完全消除。

关键词: 电磁轴承; 不平衡振动; 轴承传递力; 零电流控制; 零传递力控制

中图分类号: TH133

Active Control of Bearing Force Transmissibility for Active Magnetic Bearings-rigid Rotor Systems

MAO Chuan^{1,2} ZHU Changsheng¹

(1. College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027;

2. State Grid Hangzhou Power Supply Company, Hangzhou 310016)

Abstract: In order to actively control the bearing force transmissibility in active magnetic bearings supporting rigid rotor systems, the components of bearing force transmissibility are analyzed, two control algorithms for the bearing force transmissibility, i.e., zero current control algorithm and zero transmitting force control algorithm, are proposed based on the synchronous rotor position component identification method with a real-time variable step size polygonal iterative seeking algorithm, the effectiveness of the control algorithms to actively control the bearing force transmissibility are numerically studied, some experiments are carried out in a high-speed magnetically suspended flywheel energy storage system to verify the effectiveness of the control algorithms. The results from numerical simulations and experiments show that the zero current algorithm can control most of the bearing force transmissibility, but the zero transmitting force algorithm can completely remove the bearing force transmissibility.

Key words: active magnetic bearing; unbalance vibration; bearing force transmissibility; zero current control; zero transmitting force control

0 前言

电磁轴承(Active magnetic bearing, AMB)由于具有无机械接触、无需润滑、动力特性可控等特点, 已广泛应用于高速电动机、气体压缩机、制冷机、高速飞轮储能等系统。

与一般的转子系统一样, AMB 支承的转子系统在高速旋转时, 转子的不平衡将产生一个与转速同频的不平衡激励力, 诱发转子产生不平衡振动。通过主控制器的反馈控制, AMB 将对转子施加一个控制力

使其保持在平衡位置附近。根据力的相互作用原理, 转子对 AMB 也施加同样大小的作用力, 并通过轴承座传递给基础, 这个力通常称之为轴承的传递力。轴承传递力会引起基础发生振动, 因此对旋转机械的基础振动有严格要求的场合, 如机床的电主轴、船舶推进轴系等, 就需要对轴承传递力进行控制。

在 AMB-转子系统中, 对轴承传递力的控制已经开展了许多研究, 业界多称为“自动平衡”。其基本思想是在反馈控制回路中叠加一个与转子的位移振动信号同相位、同幅度的信号, 以抵消转子振动信号中的同频成分, 使主控制器对同频振动信号不起作用。早期的方法^[1-3]大多是在反馈控制回路中增加一个陷波滤波器(或功能相当的控制器), 将反馈

* 国家自然科学基金(11632015)和国家重点研发计划(2018YFB0905500)资助项目。20181023 收到初稿, 20190412 收到修改稿

回路中的同频信号滤除,以减小转子的不平衡振动及不平衡力,这种方法也被称为“零电流控制”。然而陷波滤波器只对其设定的中心频率有效,而且还难以保证闭环控制系统在整个转速区的稳定性。HERZOG 等^[4]提出了一种包含 T 矩阵的广义陷波滤波器,并在理论上证明了只要选择合适的 T 矩阵,就可以保证闭环控制系统的稳定性。孙岩桦等^[5]给出了一种通过测量系统灵敏度函数来设计 T 矩阵的方法。在一般的陷波滤波器中增加 T 矩阵实际上就是起到了自适应调节滤波器特性的作用。因此采用自适应的辨识方法,在线辨识出振动信号中的同频量,也能够达到与广义陷波滤波器一样的效果。这种自适应的辨识的方法通常有:采用信号解调来计算傅里叶系数的方法^[6-7]、基于 LMS 的迭代算法^[8]、自适应陷波滤波器法^[9]及其他算法^[10-12]。LI 等^[13-14]在分析不平衡力对转子特性影响后发现,常规的自动平衡仅仅消除了轴承传递力中电流刚度对应的力的成分,并没有消除位移刚度对应的力的成分,因此提出一种开环电磁力的补偿方法,首先利用自适应陷波滤波器辨识出转子位移中的同频量和转子不平衡量,然后分别对这两部分予以补偿,以达到“全部消除”轴承传递力的目的。

本文针对 AMB-刚性转子系统,提出了零电流控制与零传递力控制两种轴承传递力的控制策略。首先分析了轴承传递力的控制原理。然后利用一种变步长三角形迭代搜寻辨识算法,辨识出转子位移中的同频分量,依据该算法设计了零电流控制器及零传递力控制器,并对轴承传递力进行主动控制的有效性进行了仿真分析。最后在某磁悬浮高速飞轮储能系统上进行了试验,对两种控制器的有效性进行了试验验证。

1 轴承传递力控制原理

图 1 为本文研究的 AMB-刚性转子系统的结构。转子上、下两端的径向 AMB 为 8 极结构,轴向为一对永磁轴承。转子上、下两端的径向位移分别由非接触式的电涡流位移传感器测量。忽略转子径向及轴向运动的相互影响,只考虑转子的径向运动及传递力。

图 2 给出了 AMB-刚性转子系统在旋转过程中,转子在不平衡力 f_u 的作用下,径向轴承传递力的形成过程。转子振动的同频信号,一方面通过反馈回路进入到主控制器,产生同频控制电流 i ,进而在 AMB 中产生同频控制力 f_i ; 另一方面通过转子系统本身反馈到 AMB 中,产生同频电磁力 f_s ,由于这两部分力分别与 AMB 的电流刚度 K_i 和位移

图 1 AMB-转子系统的基本结构

刚度 K_s 有关,因此将它们分别称之为电流刚度力和位移刚度力。因此,AMB 支承的转子系统径向轴承传递力由电流刚度力和位移刚度力两部分组成。

图 2 径向轴承传递力的形成过程

为了分析这两个力的大小关系,我们收集了一些文献中径向 AMB 系统的相关参数^[9, 15-17],表 1 给出了常见的 AMB 系统相关参数数量级的大小。

表 1 常见径向 AMB 系统参数的数量级

参数名称	数量级
控制电流 i/A	10^0
电流刚度 $K_i/(\text{N}\cdot\text{A}^{-1})$	10^3
位移刚度 $K_s/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	10^6
转子振动位移 q_b/m	10^{-5}

从表 1 可以看出,电流刚度力 $f_i(=K_i \cdot i)$ 的数量级是 10^3 ,位移刚度力 $f_s(=K_s \cdot q_b)$ 的数量级是 10^1 ,因此在很多场合,只要将电流刚度力 f_i 消除,就基本上能够对轴承传递力进行有效控制。消除 f_i 就是消除主控制器的输出 i ,这就是所谓的“零电流控制”,也称之为“自动平衡”。在自动平衡状态,转子上的不平衡力相互平衡,转子绕其虚拟的惯性轴旋转,即达到所谓的“自动定心”状态。然而,零电流控制忽略了位移刚度力 f_s 的影响,因此,不可能完全消除轴承传递力。严格意义上讲,这样的“自动定心”应该称为“准自动定心”。若要对轴承传递力进行完全消除,就需要对电流刚度力 f_i 及位移刚度力 f_s 同时进行控制,这就是“零传递力控制”,而真正意义上的“自动定心”应该是零传递力控制

下的状态。下面将介绍对径向轴承传递力进行控制的零电流及零传递力控制策略。

2 零电流控制

由上面的分析可以得到零电流控制的基本原理如图 3 所示^[18]。通过零电流控制器提取反馈回路中与转速同频的振动分量, 并叠加至反馈回路, 使主控制器不产生同频控制电流, 从而达到控制径向轴承传递力的目的。

图 3 零电流控制原理框图

对于刚性转子, 利用力的等效原理, 可以把转子的不平衡力等效到任意的两个刚性平面上, 这里以转子某端 AMB 位置为例进行分析。在反馈回路中, 转子当前振动信号中同频量 Y 可以表示为

$$Y = \alpha \cos \varphi + j\beta \sin \varphi \quad (1)$$

式中, α 及 β 为振动信号中同频量的余弦及正弦系数, φ 为振动信号的相位, j 为虚数单位。

转子当前相位可以通过相位测量装置获取, 因此提取同频量的关键在于同频振动正、余弦系数 (α, β) 的辨识。本文设计的零电流控制器, 其 (α, β) 的辨识算法是基于文献[19]中的一种变步长多边形迭代搜寻算法。

图 4 为零电流控制器的模块框图, 它包含信号处理模块、迭代搜寻模块以及输出模块三部分。

图 4 零电流控制器模块框图

首先是信号处理模块根据振动传感器测量到的转子位移信号 $e(t)$, 得到当前转子振动信号 $e(kT)$ 中与转子的转速对应的同频位移量的幅值 $E(k)$; 然后迭代搜寻模块以转子振动信号中同频量的幅值 $E(k)$ 为判断依据, 通过实时变步长三角形迭代搜寻方法, 得到转子振动信号中同频振动的正、余弦系数辨识值 ($\hat{\alpha}, \hat{\beta}$); 最后输出模块依据同频量的正、余弦系数辨识值, 产生叠加信号, 输出至反馈回路。下面具体介绍各模块的原理与实现方式。

2.1 信号处理模块

采用信号处理技术中的互相关理论, 可准确地提取振动信号中基频量的幅值。

当前采样时刻转子 x 方向同频振动信号的同频幅值可表示为

$$A_x = \sqrt{a_x^2 + b_x^2} \quad (2)$$

$$a_x = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N e_x(kT) \sin(kT)T$$

$$b_x = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N e_x(kT) \cos(kT)T$$

式中, $e_x(kT)$ 为当前时刻某端 AMB 位置处转子 x 方向上的振动信号, k 为采样周期数, T 为采样周期, N 为采样个数, ω 为转子的旋转角速度。

同理, 当前采样时刻转子 y 方向振动信号的同频幅值可表示为

$$A_y = \sqrt{a_y^2 + b_y^2} \quad (3)$$

$$a_y = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N e_y(kT) \sin(kT)T$$

$$b_y = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N e_y(kT) \cos(kT)T$$

式中, $e_y(kT)$ 为当前时刻某端 AMB 位置处转子 y 方向上的振动信号。

因此, 当前转子振动信号中同频量的幅值可以定义为 $E(k) = \sqrt{A_x^2 + A_y^2}$, 它表征了当前采样时刻转子振动的大小。为了避免算法频繁启动导致频繁占用控制系统资源, 可以选择一个算法启动的阈值 E_c 。只有当 $E(k)$ 大于 E_c 时, 算法才启动。 E_c 理论上取值可为零, 通常将 E_c 取为一个很小的正数。

2.2 迭代搜索模块

迭代搜寻模块由三角形迭代搜寻模块和变步长模块组成。

2.2.1 三角形迭代搜寻模块

三角形迭代搜寻模块的工作原理为: 以转子同频振动正、余弦系数 (α, β) 为目标值, 从原点以某个搜寻步长沿某个方向开始搜寻, 当 $E(k) \leq E(k-1)$ 时, 判断搜寻方向正确, 此时, 不改变方向继续搜寻; 否则, 判断搜寻方向错误, 改变 120° 继续搜寻, 最终使辨识值 ($\hat{\alpha}, \hat{\beta}$) 接近目标值。

三角形迭代搜寻的具体过程如下。

初始化: $(\hat{\alpha}, \hat{\beta})_0 = (0, 0)$, $r_0 = R(0) \angle 0$, 其中, $R(0)$ 为初始搜寻步长。

第 k 步: $(\hat{\alpha}, \hat{\beta})_k = (\hat{\alpha}, \hat{\beta})_{k-1} + r_{k-1}$; 判断 $E(k) \leq E(k-1)$ 是否成立, 如满足, 则不改变方向继续搜寻, 即: $r_k = r_{k-1} + R(k) \angle 0$, 否则改变 120° 继续搜寻, 即: $r_k = r_{k-1} + R(k) \angle (2\pi/3)$ 。

最终, 辨识值 ($\hat{\alpha}, \hat{\beta}$) 在真实值 (α, β) 附近, 稳定在边长为 $2R(k)$ 的三角形内。可见, 该算法的精确度

为 $2R(k)$ 。算法的收敛性说明见文献[19]。

2.2.2 变步长算法模块

从上述分析可以得到:① 增大步长可以加快搜寻进程,即增加算法的收敛速度;② 减小步长可以提高算法的精度。

显然,对于固定步长,算法的收敛速度与算法的精度之间是互相矛盾的。因此,可以采用一种变步长的方法,以达到在不降低收敛精度的前提下,增大算法收敛速度的目的。

变步长算法具体为

$$R(k) = R(0) \cdot E(k) / E_c \quad (4)$$

式中, $R(k)$ 为当前步长, $R(0)$ 为初始步长, $E(k)$ 为当前转子振动信号中同频量的幅值。

实际中,可以先用一个较小的 $R(0)$ 值作为试探,当搜寻偏差变大时,改变方向以更大的步长进行搜寻,可以增加收敛速度。当搜寻方向正确时,步长逐渐减小,使搜寻保持在一个很小的范围内,以提高算法的精度。

2.3 输出模块

相比于文献[19],零电流控制器在控制回路中的位置是不同的,因此需要对输出模块做相应的修改。假设辨识值为 $(\hat{\alpha}, \hat{\beta})$, 于是,零电流控制器的输出为

$$\hat{Y} = \hat{\alpha} \cos \varphi + j \hat{\beta} \sin \varphi \quad (5)$$

2.4 零电流控制器性能仿真

2.4.1 恒速运行时零电流控制器的性能

理论仿真用转子的结构如图 1 所示,转子系统的动力学模型见文献[19],相关参数如表 2 所示。

表 2 AMB-转子系统的相关参数

参数	数值
转子质量 m/kg	54.3
赤道转动惯量 $J_r/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1.61
极转动惯量 $J_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.176
偏置电流 I_0/A	0.3
上端 AMB-a 到转子中心距离 l_a/m	0.277
下端 AMB-b 承到转子中心距离 l_b/m	0.25
上端传感器 a 到转子中心距离 l_{sa}/m	0.361
上端传感器 b 到转子中心距离 l_{sb}/m	0.333
上端 AMB-a 电流刚度 $k_{ia}/(\text{N} \cdot \text{A}^{-1})$	$1\,205.03 \times I_0$
上端 AMB-a 位移刚度 $k_{sa}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$3.7 \times 10^6 \times I_0$
下端 AMB-b 电流刚度 $k_{ib}/(\text{N} \cdot \text{A}^{-1})$	$1\,156 \times I_0$
下端 AMB-b 位移刚度 $k_{sb}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$3.55 \times 10^6 \times I_0$

为了保证转子系统稳定悬浮,主控制器采用了文献[18]中提出的线性状态反馈解耦控制器,此时转子系统的刚体临界转速在 $\omega=140 \text{ rad/s}$ 附近,为凸显零电流控制算法的效果,选择在该转速下进行仿

真。零电流控制器作用前后上、下端 AMB 处转子的轴心运动轨迹及轴承传递力的三维图如图 5 所示,零电流控制器在第 2 s 时开启,初始步长 $R(0)=0.15$ 。

图 5 零电流控制器作用前后两端 AMB 处转子的轴心运动轨迹及轴承传递力三维图

结果表明,零电流控制器作用下,轴承传递力显著减小,两端 AMB 处转子的轴心运动轨迹也明显减小,达到上文所述的“准自动定心”状态。这时,转子的振动不仅得到了控制,轴承传递力也得到了明显的抑制。

2.4.2 加速运行时零电流控制器的性能

图 6、7 分别表示转子在 $0 \sim 24\,000 \text{ r/min}$ 的转速范围内以 12 rad/s^2 的匀角加速度运行过程中仅有主控制器及零电流控制器条件下,上两端 AMB 处转子 x 方向的振动及轴承传递力随转速的变化情况。

图 6 仅主控制器作用下上端 AMB 处转子振动与轴承传递力

图 7 零电流控制器作用下上端 AMB 处转子振动与轴承传递力

对比图 6 与图 7 可以得到以下几点。

(1) 仅有主控制器时,转子在其刚体临界转速处出现了振动峰值,最大振幅约为 0.08 mm ,轴承传递力理论上与转子转速的平方成正比,但是由于主控制器的抑制作用,整体上随转速以介于一次与

二次方之间的关系升高而增大, 在转子临界转速处出现一个峰值。

(2) 与仅有主控制器相比, 零电流控制器作用下, 转子的振动在临界转速区进一步减小, 轴承传递力在整个转速区也明显减小, 特别是在高转速区转子振幅及轴承传递力几乎不变, 实现了“准自动定心”。这说明零电流控制器对转子加速运行过程中轴承传递力也有明显的抑制效果。

3 零传递力控制

由上述的分析与仿真结果可知, 虽然仅考虑了电流刚度力 f_i 的零电流控制能够抑制绝大部分的轴承传递力, 但不是完全消除。因此要实现轴承传递力的完全消除, 还需考虑位移刚度力 f_s 的影响, 这就是本节要介绍的零传递力控制。

3.1 零传递力控制原理

由图 3 不难看出, 在原有零电流控制器的基础上, 增加一个前馈环节, 即可实现位移刚度力 f_s 的消除, 这个前馈环节的放大倍数正好是 K_s / K_i 。零传递力控制的原理如图 8 所示。

图 8 零传递力控制原理框图

3.2 零传递力控制器性能仿真

3.2.1 恒速运行时零传递力控制器的性能

恒速运行零传递力控制器的性能仿真同样是在 $\omega=140 \text{ rad/s}$ 及 $R(0)=0.15$ 的条件下进行的。为了更清晰地对比零传递力控制与零电流控制的作用, 在第 2 s 时, 仅开启零电流控制器对电流刚度力进行控制, 待其稳定后, 再进行零传递力控制。图 9 是该过程中两端 AMB 处转子的轴心运动轨迹及轴承传递力

图 9 零电流控制器稳定后再加入零传递力控制, 两端 AMB 处转子的轴心运动轨迹及轴承传递力三维图

传递力的三维图。图 10 给出了这个过程中, 上端 AMB 处转子的轴心运动及轴承传递力的时间历程。图中下标 a 及 b 分别表示上端和下端 AMB。

图 10 零电流控制器稳定后再加入零传递力控制, 上端 AMB 处转子的振动及轴承传递力时间历程图

图 10 中, T_1 时间段, 零电流控制器处于迭代辨识过程中, 转子的振动及轴承传递力未达到稳定状态。 T_2 时间段为零电流控制器稳定后转子的振动及轴承传递力情况, 相比于零电流控制前, 转子振动减小到原来的 13.3%, 轴承传递力减小到原来的 10%, 这段时间, 转子处于上文提到的“准自动定心”状态。 T_3 时间段, 零传递力控制器工作。开始时由于突然开启了零力传递控制器, 对系统产生一个冲击, 因此迭代辨识算法重新开始搜寻。 T_4 时间段为零传递力控制器稳定后转子的振动及轴承传递力情况, 相比于零电流控制前, 转子振动减小到原来的 26.6%, 轴承传递力减小到原来的 0.13%, 实现了轴承传递力的完全消除, 但转子的振动相对较大。

3.2.2 加速运行时零传递力控制器性能

图 11 分别表示转子在 $0 \sim 24\,000 \text{ r/min}$ 转速范围内以 12 rad/s^2 的匀角加速度运行过程中在零力传递控制器作用下上端 AMB 处转子 x 方向的振动及轴承传递力随转速的变化情况。

图 11 零力传递控制器作用下上端 AMB 处转子的振动及轴承传递力随转速的变化

对比图 6、7 与图 11, 可以发现: 与零电流控制下转子的振动及轴承传递力相比, 在零传递力控制器作用下, 在临界转速区转子的振动及轴承传递力稍大, 在超临界转速区转子的振动相差不大, 但轴承传递力还可以进一步减小, 从而实现了轴承传递力的“完全消除”。

4 试验研究

图 12 是磁悬浮高速飞轮储能试验平台的照片, 转子的结构及主要尺寸分别如图 1 和表 2 所示。功率放大器为二电平开关功率放大器。控制系统是以 dSPACE 实时控制硬件平台进行构造的, 采样频率为 20 kHz。控制算法在 Matlab/Simulink 环境下编写, 并直接编译下载至 dSPACE 处理器中运行。

图 12 AMB-刚性转子系统试验平台

4.1 零电流控制

当转子在角速度 $\omega=140$ rad/s 下稳定运行时, 取初始步长 $R(0)=0.15$, 零电流控制器在第 2 s 时开启。零电流控制器作用前后两端 AMB 处转子的轴心运动轨迹及轴承传递力的三维图如图 13 所示。

图 13 零电流控制器作用前后两端 AMB 处转子的轴心运动轨迹及轴承传递力三维图

图 13 的试验结果与图 6 的仿真结果保持了良好的一致性, 即在零电流控制器的作用下, 轴承传递

力及转子的振动都明显减小, 达到“准自动定心”状态。

为了验证加速运行过程中零电流控制器对轴承传递力的抑制效果, 图 14 和图 15 分别给出了转子在 0~6 000 r/min 转速范围内匀加速运行过程中, 分别使用主控制器及零电流控制器情况下, 上端 AMB 处转子 x 方向的振动及轴承传递力随转速的变化情况。

图 14 仅主控制器作用下上端 AMB 处转子的振动及轴承传递力

图 15 零电流控制器作用下上端 AMB 处转子的振动及轴承传递力

同样, 试验结果与仿真结果的规律性良好吻合。零电流控制器作用下, 转子的振动与轴承传递力与仅有主控制器作用下相比, 都有所减小, 尤其是轴承传递力, 在整个转速区得到了明显的抑制, 这说明零电流控制器对转子加速运行过程中轴承传递力同样有明显的抑制效果。

4.2 零传递力控制

当转子在角速度 $\omega=140$ rad/s 下稳定运行时, 取初始步长 $R(0)=0.15$, 零传递力控制器在第 2 s 时开启。零传递力控制器作用前后两端 AMB 处转子的轴心运动轨迹及轴承传递力的三维图如图 16 所示。

图 16 零传递力控制器作用前后两端 AMB 处转子轴心运动轨迹及轴承传递力三维图

由图16可知,零传递力控制器也能够减小转子振动,不过不如零电流控制器那么明显,这与仿真结果相吻合。对于轴承传递力,与零电流控制相比,虽有一定的减小,但不是很明显。这是由于试验环境存在较大噪声,无论零电流控制还是零传递力控制,轴承传递力都存在剩余值,而这个剩余值与零传递力控制器的控制精度相比不相上下所致。

图17为转子在0~6000 r/min转速范围内匀加速运行过程中,零传递力制器情况下,上端AMB处转子 x 方向的振动及轴承传递力随转速的变化情况。同样,试验结果与仿真结果的规律性良好吻合。

图17 零传递力控制器作用下上端AMB处转子的振动及轴承传递力

通过理论与试验结果的对比分析可以发现,理论与试验结果在相关参数对转子的振动及轴承传递力影响的变化规律上是十分吻合的,但是在定量上存在着一定的差距,其原因主要包括两个方面,一是理论分析中相关模型参数与试验系统存在一定的误差;二是试验中存在着一定的测量误差。

5 结论

(1) 电磁轴承-刚性转子系统中径向轴承的传递力不仅包括了通过反馈控制回路的控制电流产生的电磁力而且还包括了通过转子系统本身的位移直接反馈到电磁轴承中产生的电磁力两部分。

(2) 利用变步长三角形迭代搜寻算法辨识出转子位移中的同频分量设计的零电流控制器与零传递力控制器,无论是在转子恒速运行还是变速运行过程中均能有效降低转子的同频振动及同频轴承传递力。零电流控制能对绝大部分轴承的同频传递力进行抑制,零传递力控制能对轴承的同频传递力进行完全消除。

(3) 虽然本文提出的零电流控制器及零传递力控制器只针对与转速同频的信号,但只要对其与频率相关的模块做简单修改,即可设计成对其他频率的系统干扰力的控制器,对不同频率干扰力的控制,限于篇幅,将另文讨论。

参考文献

- [1] BURROWS C R, SAHINKAYA M N. Vibration control of multi-mode rotor-bearing systems[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1983, 386(1790): 77-94.
- [2] BURROWS C R, SAHINKAYA N, TRAXLER A, et al. Design and application of a magnetic bearing for vibration control and stabilization of a flexible rotor[C]// Proceedings of the 1st International Symposium on Magnetic Bearings, ETH Zurich, 1988: 159-168.
- [3] XU X B, FANG J C, WEI T. Stability analysis and imbalance compensation for active magnetic bearing with gyroscopic effects[C]// Proceedings of IEEE International Symposium on Instrumentation and Control Technology, London, UK, 2012: 295-300.
- [4] HERZOG R, BUHLER P, GAHLER C, et al. Unbalance compensation using generalized notch filters in the multivariable feedback of magnetic bearings[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1996, 4(5): 580-586.
- [5] 孙岩桦, 罗岷, 虞烈. 基于自适应陷波器的电磁轴承不平衡补偿方法[J]. 振动工程学报, 2000, 13(4): 610-615.
SUN Yanhua, LUO Min, YU Lie. Unbalance compensation based on adaptive notch filter to active magnetic bearings[J]. Journal of Vibration Engineering, 2000, 13(4): 610-615.
- [6] BEALE S, SHAFI B, LAROCCA P, et al. Adaptive forced balancing for magnetic bearing control systems[C]// Proceedings of the 31st Conference on Decision and Control, Tucson, Arizona, 1992: 3535-3539.
- [7] SHAFI B, BEALE S, LAROCCA P, et al. Magnetic bearing control systems and adaptive forced balancing[J]. IEEE Control Systems, 1994, 14(2): 4-13.
- [8] ZHAO H B, ZHAO L, JIANG W. Simulation and experimental research on unbalance vibration control of AMB system[C]// Proceedings of the 7th International Symposium on Magnetic Bearings, 2000, ETH Zurich, 2000: 573-578.
- [9] ZHENG S Q, FENG R. Feedforward compensation control of rotor imbalance for high-speed magnetically suspended centrifugal compressors using a novel adaptive notch filter[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 366: 1-14.
- [10] LI L, SHINSHI T, ZHANG X, et al. A simple method for rotation about the inertial axis of a rigid rotor[C]// Proceedings of the 8th International Symposium on Magnetic Bearings, Mito, Japan, 2002: 405-410.

- [11] KNOSPE C R, LINDLAU J D, HOPE R W. Synthesis techniques for robust adaptive vibration control[C]// Proceedings of the 6th International Symposium on Magnetic Bearings, Cambridge, USA, 1998: 683-692.
- [12] SHIN K K, NI J. Adaptive control of active balancing systems for speed-varying rotors using feedforward gain adaptation technique[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2001, 123(3): 346-352.
- [13] LI L, SHINSHI T, IJIMA C, et al. Compensation of rotor imbalance for precision rotation of a planar magnetic bearing rotor[J]. Precision Eng., 2003, 27(2): 140-150.
- [14] TANG J Q, LIU B, FANG J C, et al. Suppression of vibration caused by residual unbalance of rotor for magnetically suspended flywheel[J]. Journal of Vibration and Control, 2013, 19(13): 1962-1979.
- [15] MAO C, ZHU C S. Vibration control for active magnetic bearing rotor system of high-speed flywheel energy storage system in a wide range of speed[C]// Proceedings of IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Hangzhou, China, IEEE, 2016: 1-6.
- [16] 蒋科坚, 祝长生. 基于在线识别对转速不敏感的主动电磁轴承转子系统不平衡振动控制[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(6): 93-99.
- JIANG Kejian, ZHU Changsheng. On-line identification based unbalance vibration control with less regard to rotor speed in active magnetic bearings supporting rotor system[J]. Proceedings of CSEE, 2010, 30(6): 93-99.
- [17] SCHWEITZER G, MASLEN H. Magnetic bearings: Theory, design, and application to rotating machinery[M]. New York: Springer, 2009.
- [18] MAO C, CHEN L L, ZHU C S. Vibration control for active magnetic bearing high-speed flywheel-rotor system with inverse system method and two-degree-of-freedom PID control[C]// Proceedings of the 15th International Symposium on Magnetic Bearings, Kitakyushu, Japan, 2016: 874-881.
- [19] MAO C, ZHU C S. Unbalance compensation for active magnetic bearing rotor system using a variable step size real-time iterative seeking algorithm[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(5): 4177-4186.

作者简介: 毛川, 男, 1992 年出生, 硕士。主要研究方向为磁悬浮高速飞轮转子储能系统。

E-mail: hello_machine@163.com

祝长生(通信作者), 男, 1963 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为转子动力学, 电磁轴承, 高速电动机, 飞轮储能等。

E-mail: cszhu@hotmail.com