

磁悬浮轴承转子热弯曲振动影响因素分析*

金超武, 苏浩, 董岳, 徐园平, 周瑾

(南京航空航天大学机电学院 南京, 210016)

摘要 为了研究磁悬浮轴承转子系统中热弯曲振动的影响因素,根据磁悬浮轴承转子热弯曲振动机理,提出了一种迭代计算方法,不断更新计算条件,反复迭代计算,直到振动收敛或发散,由此得到转子工作时电控参数和转子结构参数对热弯曲振动的影响。计算结果表明:电控参数中,改变偏置电流和积分系数对热弯曲振动无明显影响,而提高比例系数和微分系数会使热弯曲振动的影响增大;转子结构参数中,增大非悬臂侧轴段长度和悬臂侧轴段长度会降低热弯曲振动的影响,而增大悬臂长度和外挂圆盘半径会轻微增大热弯曲振动的影响。由此可知,电控系统和转子自身的幅频特性决定热弯曲的影响程度,二者的相频特性决定热弯曲振动的变化趋势。

关键词 磁悬浮轴承; 热弯曲振动; 电磁损耗; 参数分析
中图分类号 TH133.3

引言

磁悬浮轴承转子系统因其无摩擦、无润滑、支承特性可调等特点,在工业中得到了越来越多的应用。在磁悬浮轴承转子系统中,由于铁损的集中会造成转子轴颈表面出现不均匀的温度分布,进而引起热弯曲振动的现象^[1]。定转子碰摩引起的热弯曲振动现象被称为“Newkirk效应”^[2],油膜黏性耗散引起的热弯曲振动现象被称为“莫顿效应”^[3]。此类现象对工作条件较为敏感,工作条件轻微的变化便会导致振动加剧或减小^[4]。因此,研究热弯曲振动的影响因素,掌握热弯曲振动出现的条件和处理办法具有重要的意义。

Jongh等^[5]在处理离心压缩机中出现的“莫顿效应”问题时发现,增大轴承间隙可以有效地减少热弯曲振动。Childs等^[6]研究指出,减小供油黏度和外挂质量可以改善“莫顿效应”现象。文献[7-8]利用有限元软件建立了转子和轴承的热-结构耦合模型和流体动力学模型,讨论了不同外挂圆盘对热弯曲振动出现时的转速和振动收敛性的影响,并通过试验验证了仿真的正确性。Suh等^[9]建立了转子、轴承和油膜的三维有限元模型,说明了热弯曲向量对振动的影响,同时对热弯曲振动进行了参数化分析,讨论了热边界条件、供油温度、残余不平衡质量、支承刚

度、油膜间隙和轴承材料等因素对热弯曲振动的影响。Tong等^[10]利用其“莫顿效应”的模型和非线性瞬态预测方法对“莫顿效应”进行了参数化分析,从供油温度、轴承间隙、供油黏度等方面讨论了转子临界转速和出现“莫顿效应”时的转速变化,讨论了缓解“莫顿效应”的方法。Takahashi等^[11]在磁悬浮离心压缩机中发现了热弯曲振动现象,认为转子轴颈铁损集中引起的温度差异分布是导致热弯曲振动的原因,并利用试验测量的数据建立了热弯曲振动的数学模型,讨论了热弯曲振动的稳定性问题。

通过关于磁悬浮轴承转子热弯曲^[12]的研究可知,磁悬浮轴承转子的热弯曲振动的成因较为复杂,磁悬浮轴承转子系统中存在的众多因素均可能对热弯曲振动及振动变化产生影响。笔者进行了相关研究,首先,分析了磁悬浮轴承转子系统中热弯曲振动的影响因素及影响机理,主要分为电控系统与转子结构两方面;其次,使用一种迭代计算的方法,不断更新振动幅值、生热率、温度分布和热变形,重复计算直到振动收敛或发散,分析电控参数和转子结构参数对温度、温差及热弯曲振动的影响。

1 磁悬浮转子热弯曲振动的影响因素

磁悬浮轴承转子的热弯曲振动的成因^[12]较为复杂,因此有必要对热弯曲振动的影响因素进行分析。

* 国家自然科学基金资助项目(51875275);江苏省“六大人才高峰”资助项目(JNHB-041);江苏省重点研发计划资助项目(BE2019122)

收稿日期:2021-09-14;修回日期:2021-11-20

磁悬浮轴承转子热弯曲振动影响因素如图 1 所示。由图可知,在磁悬浮轴承定子结构已经确定的情况下,电控系统的特性一方面决定着轴承的支承特性,进而影响转子在激励作用下的响应,另一方面也决定着转子轴颈的温度分布,即转子受到的激励。同时,转子自身的结构也决定着转子对激励的响应,进而影响轴颈温度的分布。

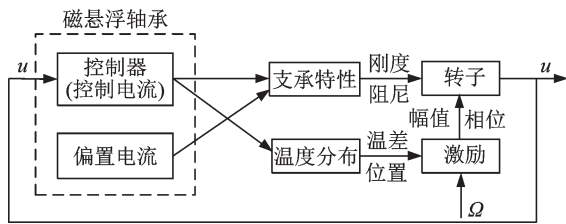


图 1 磁悬浮轴承转子热弯曲振动影响因素示意图

Fig.1 Schematic diagram of influence factors of thermal bending vibration in magnetic bearing rotor

笔者从磁悬浮轴承的支承特性和转子轴颈温度分布两个方面分析电控系统参数对热弯曲振动的影响,同时也从转子自身频率特性方面分析转子的结构参数对热弯曲振动的影响。

2 磁悬浮转子热弯曲振动迭代计算方法及计算模型

2.1 磁悬浮转子热弯曲振动迭代计算方法

针对磁悬浮轴承转子热弯曲振动的形成机理和变化规律,笔者使用一种迭代计算的方法,通过结合磁悬浮轴承的支承特性和控制器特性,不断更新铁损分布、温度分布及热变形,得到磁悬浮转子热弯曲振动及其变化。磁悬浮转子热弯曲振动迭代计算流程如图 2 所示,具体流程如下:

- 1) 结合磁悬浮轴承的支承特性,求解转子在不平衡质量 m_0 和转速 ω 下的不平衡响应;
- 2) 利用轴承位置的不平衡响应,计算转子轴颈位置的铁损分布;
- 3) 以转子轴颈铁损分布作为热源,求解转子温度分布;
- 4) 利用转子温度分布,求解转子热变形;
- 5) 结合温度分布和热变形,求解转子热弯曲振动;
- 6) 以热弯曲振动作为条件,重复 2~5 次,直到振动收敛或超过设定值,并在所有工作转速下重复该迭代过程,得到相应的热弯曲振动及变化过程。

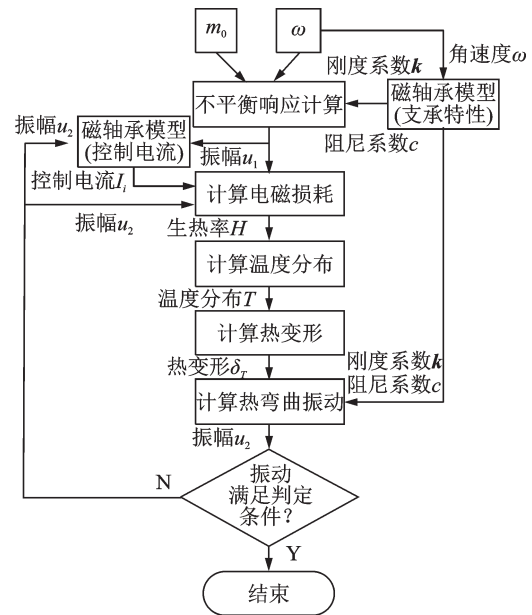


图 2 磁悬浮转子热弯曲振动迭代计算流程图

Fig.2 Flow chart of iterative calculation of thermal bending vibration

2.2 电磁损耗模型

磁悬浮轴承内热量产生的原因主要是定子上的铜损耗与铁损耗、转子上的风摩损耗与铁损耗。其中,转子热弯曲的产生原因是转子上的铁损分布不均匀导致的温度不均匀。虽然风摩损耗在旋转机械运行中不可忽略,但其在转子表面分布较为均匀,并不是影响温差及引起转子热弯曲的主要原因,所以可将风摩损耗以面载荷形式均匀施加在转子组件表面,相当于环境温度进行考虑。

笔者采用有限元软件计算转子上的铁损耗,使用 Bertotti 铁损分离模型拟合得到硅钢片材料的各项损耗系数。Bertotti 铁损分离模型将铁损耗 P_{Fe} 按产生机理分为磁滞损耗 P_h 、涡流损耗 P_c 和异常损耗 P_e ,可以按经验公式进行计算

$$P_{Fe} = P_h + P_c + P_e = K_h f B_m^a + K_c (f B_m)^2 + K_e (f B_m)^{1.5} \quad (1)$$

其中: K_h 为磁滞损耗系数; a 为磁滞损耗指数; K_c 为涡流损耗系数; K_e 为异常损耗系数; B_m, f 分别为铁芯内磁感应强度幅值和磁感应强度变化频率。

2.3 转子热-结构耦合振动方程

对于存在温度分布的转子由于不均匀的膨胀受到约束而产生热应力,其基本方程为

$$\sigma_T = \frac{E(t)\alpha}{1-\mu} (T - T_0) \quad (2)$$

其中: $E(t)$ 为随温度变化的弹性模量; α 为线膨胀系数; T 为转子工作时的温度; T_0 为初始环境温度; μ 为泊松比。

根据达朗贝尔原理,有温度应力的转子振动方程^[13]为

$$M\ddot{U} + (G + C)\dot{U} + (K_0 + K_1)U = \Omega^2 P e^{i\Omega t} \quad (3)$$

其中: M, G, C, K_0 分别为转子系统的质量矩阵、陀螺矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \ddot{U}, \dot{U}, U 分别为转子的加速度向量、速度向量和位移向量; P 为外载荷向量; K_1 为温度应力引起的刚度矩阵,包括转子自身的不平衡载荷向量和热弯曲引起的载荷向量。

$$P = [m_1(e_1 + y_{d1})e^{i\phi_1}, 0, m_2(e_2 + y_{d2})e^{i\phi_2}, 0, \dots, m_N(e_N + y_{dN})e^{i\phi_N}, 0]^T \quad (4)$$

对于转子来说,任意位置的位移向量 U 由两部分组成

$$U = \delta + \delta_T \quad (5)$$

其中: δ 为原始形状到平衡位置的位移; δ_T 为温度应力引起的变形。

2.4 电控系统及试验转子模型

实践中,磁悬浮轴承转子系统应用最广泛的为比例积分微分(proportion-integral-derivative,简称PID)控制规律,因此笔者以PID控制规律为例,分析电控系统参数(即控制器的频率特性)和偏置电流以及转子自身结构(即转子自身频率特性)对转子轴颈温度、温差和热弯曲振动的影响。

PID控制规律下磁悬浮轴承电控系统的传递函数 $G(s)$ 可表示为

$$G(s) = K_s \left(k_p + \frac{k_i}{s} + \frac{k_d s}{1 + T_f s} \right) K_A \quad (6)$$

其中: k_p, k_i, k_d 分别为比例、积分、微分系数; T_f 为不完全微分滤波器的截止周期; K_s, K_A 分别为位移传感器和功率放大器的增益系数。

PID控制下磁悬浮轴承的等效刚度和等效阻尼为

$$\begin{cases} k_e = k_h K_s K_A \left(k_p - \frac{T_f k_d s^2}{1 - T_f^2 s^2} \right) - k_x \\ c_e = k_h K_s K_A \left(\frac{k_d}{1 - T_f^2 s^2} + \frac{k_i}{s^2} \right) \end{cases} \quad (7)$$

其中: k_x 和 k_h 分别为磁悬浮轴承的位移刚度和电流刚度。

试验定、转子及电控系统基本参数分别如图3和表1所示。

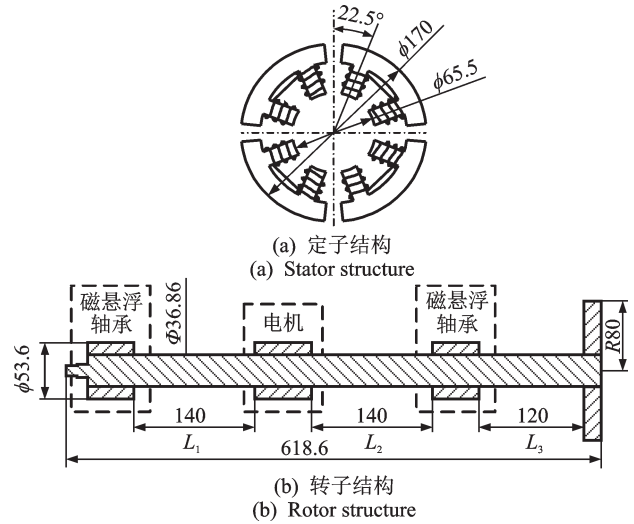


图3 定、转子结构示意图(单位:mm)

Fig.3 Schematic diagram of stator and rotor structure (unit:mm)

表1 定、转子结构参数及电控系统参数

Tab.1 Parameters of structural and electronic control system

参数	数值
磁极面积 A_p/m^2	$3.9\pi \times 10^{-4}$
单边气隙 δ_0/m	0.25×10^{-3}
线圈匝数 N	75
总质量 M/kg	11
不平衡质量 m_0/kg	3.0×10^{-5}
不平衡质量方向/ $^\circ$	0
传感器增益 $K_s/(V \cdot m^{-1})$	20 000
功放增益 $K_A/(A \cdot V^{-1})$	0.5

3 电控参数对热弯曲振动变化的影响

3.1 偏置电流

利用前文中的转子模型和迭代计算方法,依次设置偏置电流 I_b 为1.5,1.75,2.0,2.25和2.5 A,得到试验转子的温度、温差和振动变化,并根据计算结果分析偏置电流对热弯曲振动的影响。

偏置电流对磁悬浮轴承的等效刚度和等效阻尼存在影响^[14],不同偏置电流下磁悬浮轴承的等效刚度和等效阻尼如图4(a,b)所示。由图可知,随着偏置电流的增大,轴承的等效刚度和等效阻尼不断增大,对应转子的不平衡响应也发生变化,如图4(c,d)所示。另外,控制器根据位移信号通过功放向定子线圈通入控制电流,而控制电流是产生轴颈温差的根本原因。因此,控制器的特性也决定着轴颈温差,而偏置电流并不影响控制器的特性,如图4(g)所示。不同偏置电流下的转

子轴颈温度分布和温差如图4(e,f)所示。由图4(e)可以看出,随着偏置电流的增加,转子轴颈的铁损总量不断增加,导致轴颈最大温度升高。由图4(f)可以看出,随着偏置电流的增加,转子在刚体临界转速附近的温差升高,而在弯曲临界转速附近温差基本不变。这是因为随着偏置电流的增加,转子的刚体临界转速随之升高,对应刚体临界转速处控制器的增益幅值也随之升高,虽然刚体临界转速位置处振幅随之减小,但控制器根据位移信号通过功放产生的控制电流变大,而旋转频率的增大也会导致控制电流产生的铁损增加,故

轴颈温差变大。由于弯曲临界转速位置较小,控制电流产生的铁损相对较小,故没有出现明显的温差变化。

通过计算得到转子热弯曲振动,并与不平衡响应相对比,得到在弯曲临界转速时不同偏置电流下热弯曲振动相对不平衡响应振动变化的百分比,如图4(h)所示。由图可得,随着偏置电流分别从1.5 A变化到2.5 A,热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化程度分别为20.85%,20.25%,19.44%,19.56%和21.01%。所以可知,改变偏置电流对热弯曲振动的影响很小。

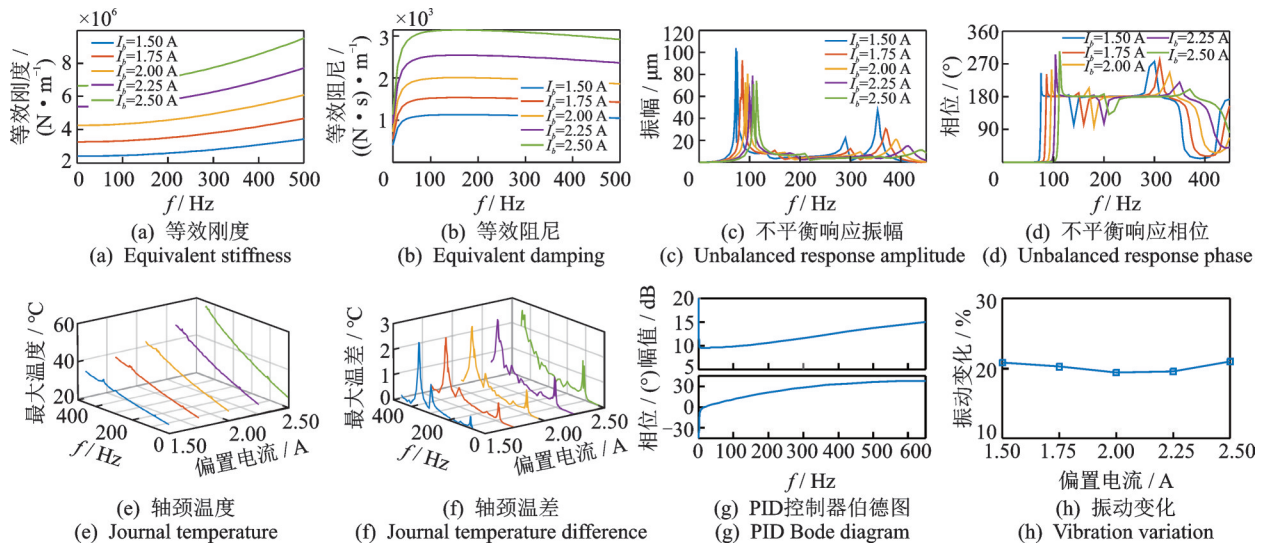


图4 偏置电流的影响

Fig.4 Influence of bias current

3.2 比例系数

类似地,依次设置比例系数 k_p 为3.0,3.5,4.0,4.5和5.0,利用迭代计算方法计算转子轴颈温度、温差和热弯曲振动,并根据计算结果分析比例系数 k_p 对热弯曲振动的影响。

对于不同的比例系数,磁悬浮轴承的支承特性会发生变化,进而影响到转子的不平衡响应,不同比例系数下磁悬浮轴承的支承特性和不平衡响应分布如图5(a)~(d)所示。不同比例系数下转子轴颈的整体温升和温度差如图5(e,f)所示。由图可知,比例系数对转子轴颈的整体温升无明显影响,而轴颈温差随比例系数的增大而增大。

另一方面,随着比例系数发生变化,PID控制器的频率特性也会发生变化。不同比例系数下PID控制器的伯德图如图5(g)所示。由图可知,随着比例系数的增大,PID控制器的增益幅值变大,说明在同一频率的振动位移下,控制器通过功放产生的控制电流会增大。随着比例系数增大,PID控制器的相

位减小,故同一频率的振动位移下,控制电流相对振动位移产生的相位超前会减小,即转子振动位移方向和温度最高点位置之间的相位差会减小,进而影响到热弯曲与残余不平衡质量之间的叠加。

不同比例系数下,热弯曲振动相比不平衡响应振动变化的百分比如图5(h)所示,由图可得,随着比例系数从3.0变化到5.0,热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化分别为19.08%,23.2%,23.68%,28.63%和27.52%。可以看出,增大比例系数会增大热弯曲对振动的影响。

3.3 微分系数

依次设置迭代计算中的微分系数 k_d 为0.001,0.002,0.003,0.004和0.005,计算其轴颈温度、温差和热弯曲振动,并根据计算结果分析微分系数 k_d 对热弯曲振动的影响。

与比例系数类似,改变微分系数,磁悬浮轴承等效刚度和等效阻尼会发生变化,进而使转子的不平衡响应发生变化。同时,PID控制器的频率特性会

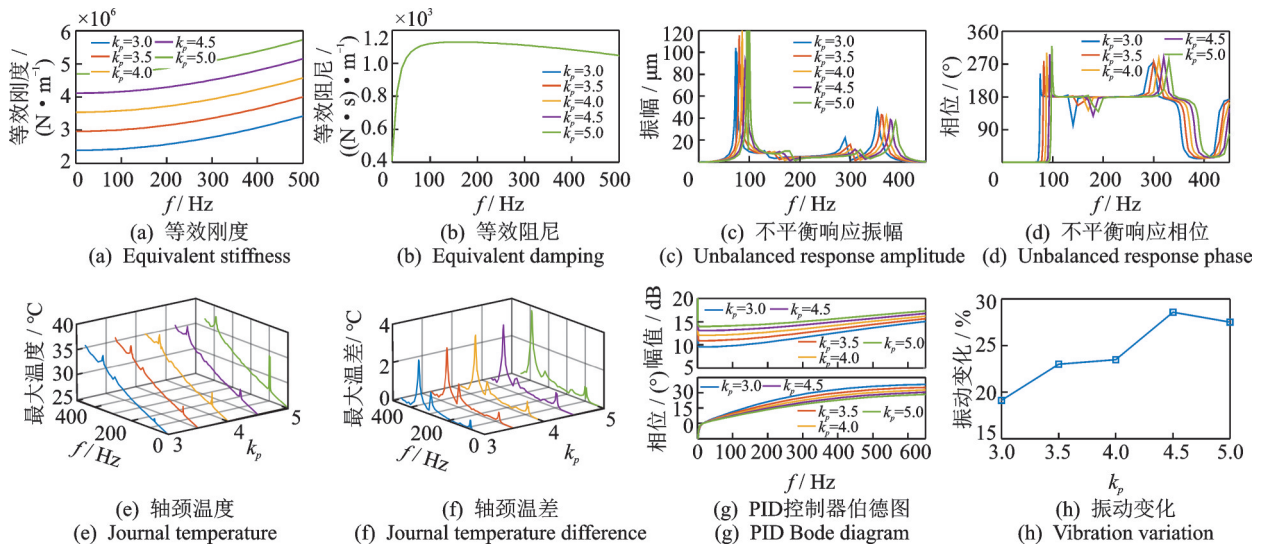


图5 比例系数的影响

Fig.5 Influence of proportional coefficient

发生变化。磁悬浮轴承的支承特性、转子不平衡响应和PID控制器伯德图分别如图6(a,b)、图6(c,d)和图6(g)所示。

由图可知,随着微分系数的增大,磁悬浮轴承的等效刚度和等效阻尼增大,不平衡响应的振幅减小,同时PID控制器的增益幅值和相位超前增大,影响着转子轴颈温度和温差,如图6(e,f)所示。可以看

出,微分系数对转子轴颈总体温度无明显影响,而随着微分系数的增大,转子轴颈温差减小。

微分系数对热弯曲振动的影响如图6(h)所示,由图可得,随着微分系数分别从0.001变化到0.005,热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化分别为20.85%,19.53%,19.51%,18.44%和17.85%。可以看出,增大微分系数会略微减小热弯曲对振动的影响。

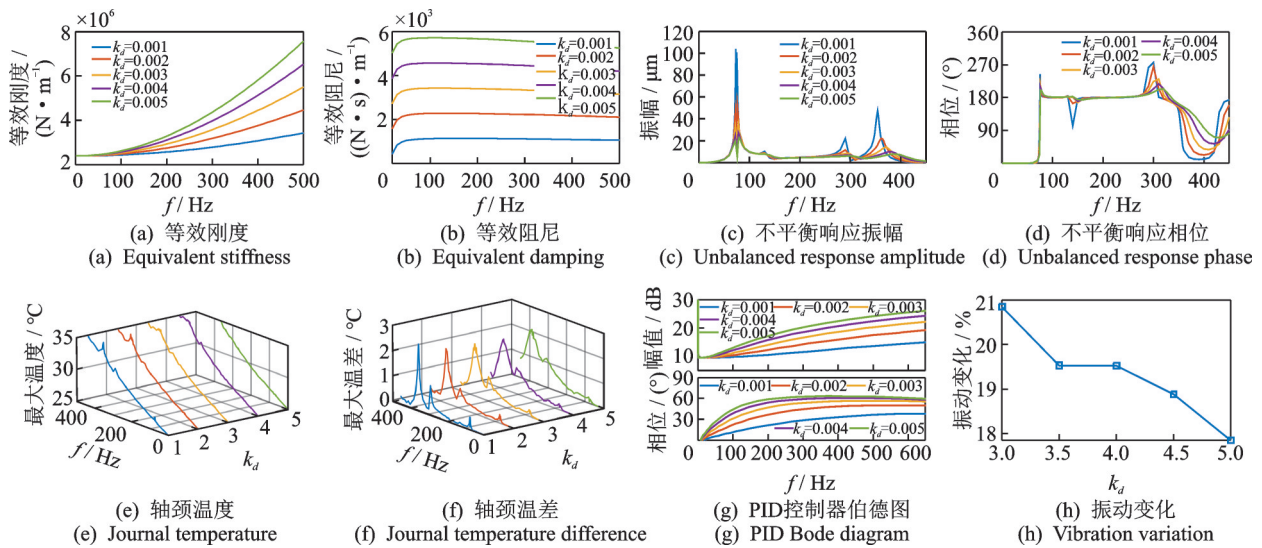


图6 微分系数的影响

Fig.6 Influence of differential coefficient

3.4 积分系数

积分系数 k_i 在 10~30 范围内磁悬浮轴承的支承特性影响如图7(a,b)所示。由图可知,积分系数对轴承的支承特性影响很小,故对转子不平衡响应的影响也很小,如图7(c,d)所示。同时,在该范围内积分系数对PID控制器的频率特性几乎没有影响,

如图7(g)所示。因此,积分系数不会对转子轴颈温度、温差产生明显影响,如图7(e,f)所示。

如图7(h)所示,随着积分系数分别从10变化到30,热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化分别为20.85%,20.85%,20.17%,20.4%和20.21%。可以看出,改变积分系数几乎不影响热弯曲振动。

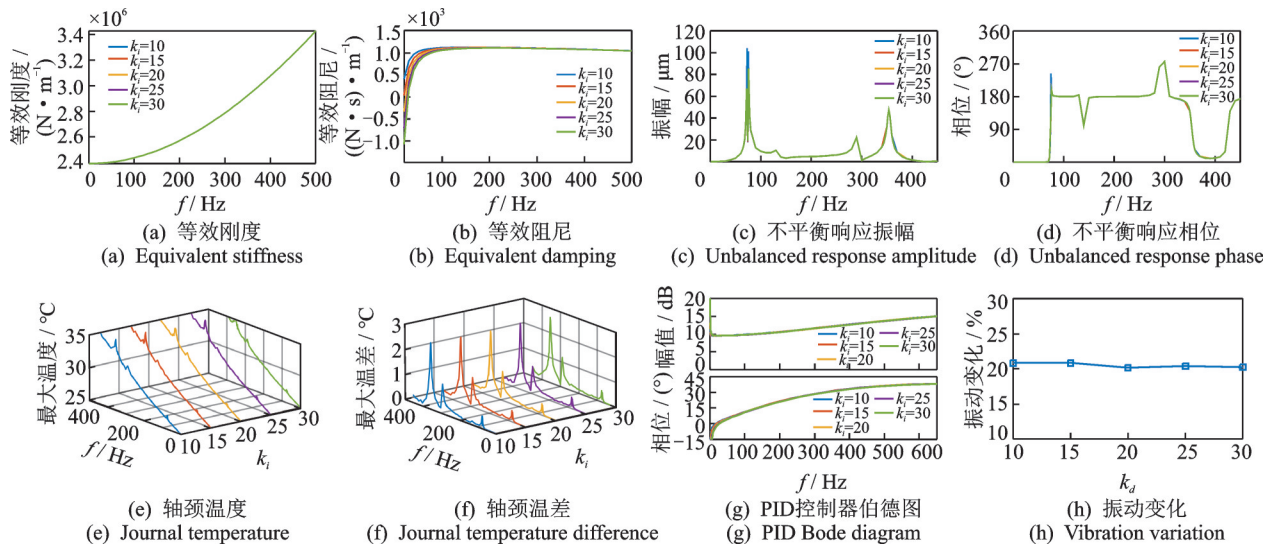


图 7 积分系数的影响

Fig.7 Influence of integral coefficient.

4 转子结构参数对热弯曲振动的影响

以某型试验转子为例,研究其非悬臂轴承长度 L_1 、悬臂侧轴段长度 L_2 、悬臂长度 L_x 和外挂圆盘的半径 R 对热弯曲振动的影响。

4.1 非悬臂侧轴段长度

设置非悬臂侧轴段(图 3 中 L_1)长度分别为 140, 150, 160, 170 和 180 mm, 其对转子不平衡响应的影响如图 8(a,b)所示。由图可以看出,随着 L_1 的增加,转子变长变“柔”,转子的不平衡响应振幅减小。

不同轴段长度 L_1 时转子轴颈最大温度和最大温差如图 8(c,d)所示。由图可以看出, L_1 对转子轴颈的整体温升没有明显影响。对于轴颈温差:①随着 L_1 的增加,转子变长变“柔”,转子轴承支承位置在弯曲临界转速附近时的振动幅值逐渐变小;②随着 L_1 的增加,转子的弯曲临界转速逐渐降低,对应控制器在临界转速时的增益幅值逐渐减小,故同一振幅下控制器通过功放产生的控制电流减小,因此温差减小。

轴段长度 L_1 对振动的影响如图 8(e)所示。随着 L_1 从 140 mm 变化到 180 mm, 热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化分别为 20.85%, 16.89%, 14.45%, 15.08% 和 11.28%。所以可知,增大非悬臂侧的轴段长度 L_1 会减小热弯曲振动。

4.2 悬臂侧轴段长度

设置转子悬臂侧轴段(图 3 中 L_2)长度分别为 140, 150, 160, 170 和 180 mm, 对转子不平衡响应的影响如图 9(a,b)所示。与 L_1 轴段类似,增大 L_2 长度

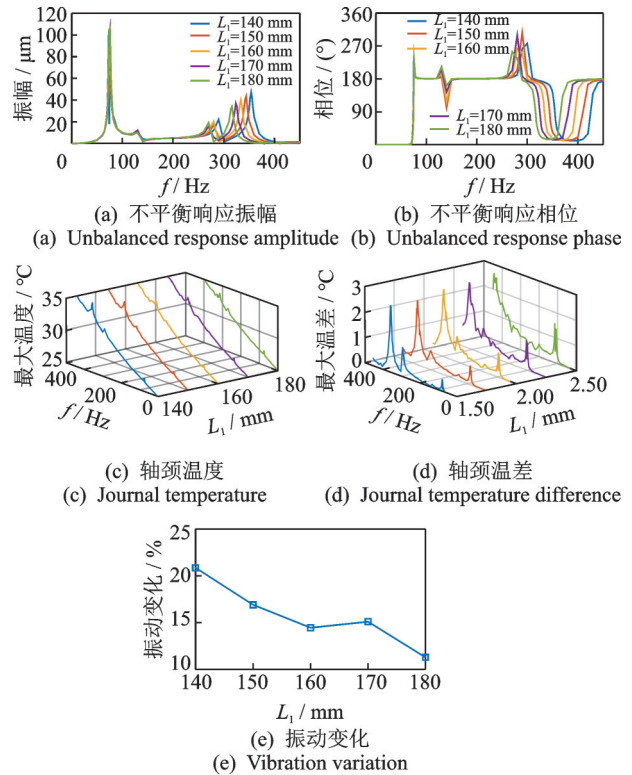


图 8 L_1 轴段的影响

Fig.8 Influence of the length of L_1 .

会使转子的不平衡响应减小,引起轴颈温差减小,而轴颈温度基本不变,如图 9(c,d)所示。

如图 9(e)所示,随着 L_2 分别从 140 mm 变化到 180 mm, 热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化分别为 20.85%, 15.73%, 18.9%, 17.1% 和 11.2%, 故增长悬臂侧轴段长度 L_2 会减小热弯曲振动。

4.3 悬臂长度

设置试验转子悬臂(图 3 中 L_x)长度分别为 120,

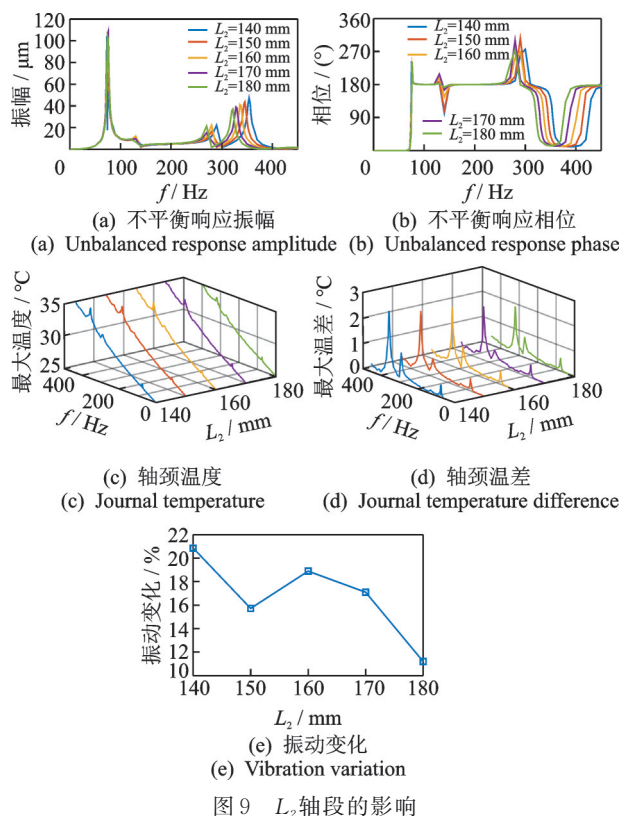


图9 L_2 轴段的影响

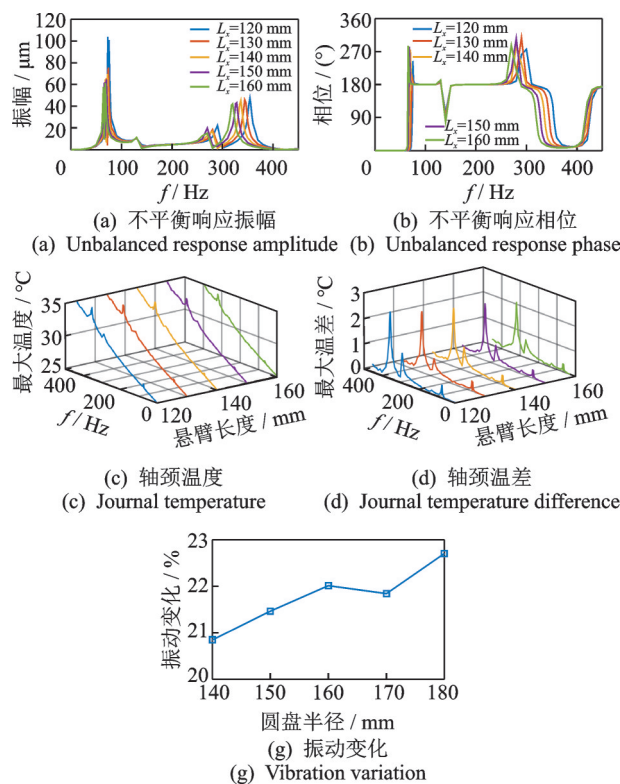


图10 悬臂长度 L_x 的影响

130, 140, 150 和 160 mm, 对热弯曲振动的影响见图 10。如图 10(a, b) 所示, 随着转子悬臂长度的增加, 转子的不平衡响应减小。结构参数并不影响 PID 控制器的频率特性, 故转子轴颈温度无明显变化, 轴颈温差随悬臂长度的增加而减小, 如图 10(c, d) 所示。热弯曲对振动的影响如图 10(e) 所示, 随着 L_x 分别从 120 mm 变化到 160 mm, 热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化分别为 20.85%, 21.46%, 22.01%, 21.75% 和 22.68%。

由图可知, 随着悬臂长度的增加, 转子轴颈温差逐渐减小, 但热弯曲对振动的影响却略有增加。这是因为随着悬臂长度的增加, 虽然温差减小, 使热变形减小, 但悬臂长度的增加使热弯曲产生的不平衡量增加, 故热弯曲的影响变大。因此, 对于本研究的试验转子, 增大其悬臂长度会加剧热弯曲振动。

4.4 外挂圆盘

外挂圆盘半径(图 3 中 R_l)的变化会使圆盘的质量和转动惯量发生变化, 如图 11(a, b) 所示, 进而影响到转子的不平衡响应。设置外挂圆盘半径分别为 80, 85, 90, 95 和 100 mm, 计算其轴颈温度、温差和热弯曲振动, 并根据计算结果分析外挂圆盘半径对热弯曲振动的影响。随着圆盘半径的增加, 转子的

不平衡响应逐渐减小, 而圆盘半径的变化并不影响 PID 控制器的频率特性, 故转子轴颈的整体温度不出现明显变化, 而轴颈温差随圆盘半径的增大而减小, 如图 11(e, f) 所示。圆盘半径对热弯曲振动的影响见图 11(g), 随着 R_l 从 80 mm 变化到 100 mm, 热弯曲振幅相对于不平衡响应振幅的变化分别为 20.85%, 20.97%, 22.58%, 23.01% 和 22.18%。

由图可知, 虽然转子轴颈的温差随圆盘半径的增大而减小, 但热弯曲振动的影响却出现了轻微变大的现象, 这是因为圆盘半径和圆盘的质量增加, 虽然由于振幅和温差减小产生的热弯曲减小, 但弯曲产生的不平衡量增加, 故振动变化有轻微增加。因此, 可认为对于该型试验转子, 增加其外挂圆盘的半径会增大热弯曲振动的影响。

5 结 论

1) 根据磁悬浮轴承系统的工作原理和特点, 电控系统对热弯曲振动的影响主要体现在磁悬浮轴承的支承特性、转子轴颈的铁损总量和集中程度两个方面。转子结构参数是通过影响转子自身频率特性, 即对载荷的响应程度, 进而通过轴颈温度分布来影响热弯曲振动。

2) 对于本研究的试验磁悬浮轴承转子系统, 偏

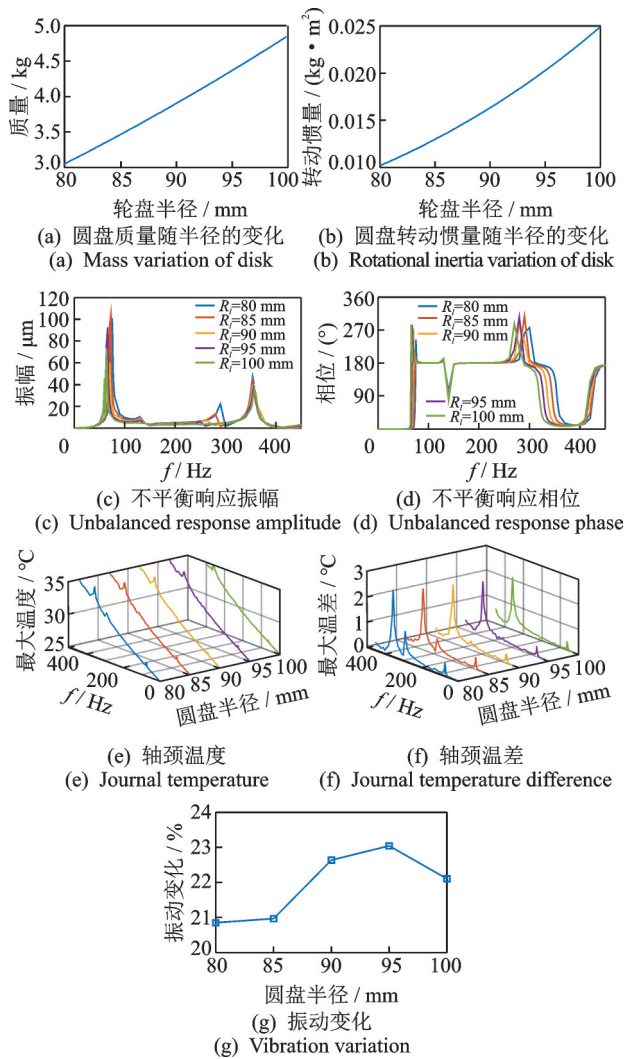


图11 圆盘半径 R_1 的影响

置电流与积分系数对转子轴颈温差无明显影响,故偏置电流与积分系数对热弯曲振动无明显影响。比例系数与微分系数都对转子轴颈温差存在影响,增大比例系数或微分系数会使热弯曲的影响增大。

3) 增大非悬臂侧轴段长度和悬臂侧轴段长度会减小热弯曲对振动的影响,而增大悬臂长度和外加圆盘半径会轻微增大热弯曲的影响。

参 考 文 献

[1] TAKAHASHI N, HIROSHIMA M, MIURA H, et al. Dynamic instability induced by iron loss unbalance in rotor-active magnetic bearing system [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 2003, 69(685): 2287-2294.

[2] ECKERT L, SCHMIED J. Spiral vibration of a turbogenerator set: case history, stability analysis, measurements and operational experience [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2008,

130(1): 811-822.

- [3] DE JONGH F. The synchronous rotor instability phenomenon-morton effect [C] //Proceedings of the 47th Turbomachinery & 34th Pump Symposia. Houston, TX, USA: [s. n.], 2018.
- [4] TONG X. Nonlinear prediction of thermally induced rotor instability (morton effect) and experiment verification [D]. Texas, USA: Texas A&M University, 2018.
- [5] JONGH F, MORTON P. The synchronous instability of a compressor rotor due to bearing journal differential heating [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 118(4): 816-824.
- [6] CHILDS D, SAHA R. A new, iterative, synchronous-response algorithm for analyzing the morton effect [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(7): 072501.
- [7] PANARA D, BALDASSARRE L, GRIFFIN D, et al. Numerical prediction and experimental validation of rotor thermal instability [C] //Proceedings of the 44th Turbomachinery & 31st Pump Symposia. Houston, TX, USA: [s. n.], 2015.
- [8] GRIFFINI D, SALVADORI S, MELI E, et al. An efficient iterative coupled model for the study of the insurgence of the morton effect in tilting pad journal bearings [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(5): 051013.
- [9] SUH J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermo-hydrodynamic morton effect analysis-part II: parametric studies [J]. Journal of Tribology, 2014, 136(3): 031707.
- [10] TONG X, PALAZZOLO A. Double overhung disk and parameter effect on rotordynamic synchronous instability-morton effect-part II: occurrence and prevention [J]. Journal of Tribology, 2017, 139(1): 011706.
- [11] TAKAHASHI N, KANEKO S. Thermal instability in a magnetically levitated doubly overhung rotor [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(5): 1188-1203.
- [12] 闫旭. 磁悬浮轴承莫顿效应机理的研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020.
- [13] 李岩, 袁惠群, 梁明轩, 等. 三维实体转子系统热-结构耦合响应分析 [J]. 动力学与控制学报, 2013, 11(4): 343-349.
- LI Yan, YUAN Huiqun, LIANG Mingxuan, et al. Analysis of thermal-structural coupling response of three-dimensional solid rotor system [J]. Journal of Dynamics and Control, 2013, 11(4): 343-349. (in Chinese)
- [14] 徐园平. 柔性转子磁悬浮轴承支承特性辨识 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.



第一作者简介:金超武,男,1980年2月生,博士,副教授。主要研究方向为磁悬浮轴承传感器、控制技术、保护轴承和主动隔振与减振等。曾发表《磁悬浮式动力吸振器减振性能的研究》(《振动工程学报》2017年第30卷第6期)等论文。

E-mail: jinchaowu@nuaa.edu.cn