

# 径向电涡流阻尼器对柔性转子系统振动的控制\*

祝长生

(浙江大学电气工程学院 杭州 310027)

**摘要:** 为了抑制转子系统的振动和研发高性能的转子系统振动主动控制执行元件, 基于电涡流原理提出了一种新型的转子系统径向电涡流阻尼器, 在一个带有双盘的柔性转子系统上详细地测量了不同磁场强度条件下径向电涡流阻尼器支撑的转子系统在非旋转状态下的传递函数、在恒定转速下的运动轨道以及在慢加速运行过程中的不平衡响应曲线, 并进行了利用径向电涡流阻尼器对转子系统的振动进行分段和比例控制的有效性试验。结果表明了这种新型的径向电涡流阻尼器不仅具有结构简单、无需流体介质、无机械接触等特点, 而且其动力特性还容易控制, 在设计合理的条件下能够显著地减小转子系统的振动, 是一种被动和主动兼备具有良好发展和应用前景的转子系统阻尼结构。

**关键词:** 电涡流阻尼器 转子 转子动力学 振动

**中图分类号:** TH113

## 0 前言

减小转子系统振动和提高转子系统稳定性一个极为有效的方法就是给系统增加阻尼和合理地选择支承刚度。这通常用接触式弹性阻尼支承和非接触式电磁阻尼结构来实现。

接触式弹性阻尼支承一般是通过与转子相连的阻尼结构产生一定的外力来改变转子系统的动力特性。挤压油膜阻尼器是其典型的代表。这类支承的一个主要特点就是为了提高弹性阻尼支承的减振增稳效果, 阻尼器位置转子必须有一定的运动, 也就是说以增大阻尼器位置处的振动来达到减小转子系统其他部分的振动和改善系统稳定性之目的。另外以流体为介质的接触式弹性阻尼支承的应用范围也是有限的, 如难以在低温和高温等条件下使用。非接触式电磁阻尼结构通过电磁效应的方式来给转子施加外力来改变转子系统的动力特性。由于电磁阻尼结构与转子之间没有接触, 不需流体介质, 动力特性便于控制, 是一种具有发展和应用前景的阻尼结构。主动电磁轴承及磁阻尼器就是非接触式电磁阻尼结构的典型代表, 但由于只有在对其进行控制的状态下才能起作用, 所以使用中有许多不便。

利用导体在磁场中运动产生电涡流效应的原理形成的各种非接触式电磁阻尼装置在工业上已得到了一些应用<sup>[1]</sup>, 然而在旋转机械的转子系统上使用这种阻尼器还不多见。20世纪80年代GUNTER等<sup>[2]</sup>, CUNNINGHAM<sup>[3]</sup>, DIRUSSO等<sup>[4]</sup>分别为NASA航

天飞机主发动机低温涡轮泵的转子系统研制了分块盘型永磁被动电涡流阻尼器, 取得了良好的减振效果, 但是这种盘型电涡流阻尼器的结构较为庞大, 极大地限制了它的应用。NIKOLAISEN<sup>[5]</sup>及TICHY等<sup>[6-7]</sup>分别研究了径向电涡流轴承, 结果发现径向电涡流轴承不仅需要施加很高的电流才可以使转子悬浮, 而且本身还存在着潜在的不稳定问题。FREDERICK等<sup>[8]</sup>、KLIGERMAN等<sup>[9-10]</sup>、FUNG等<sup>[11]</sup>从理论和试验上研究了旋转盘式电涡流阻尼器的动力特性以及对转子系统振动的控制能力。结果发现由于盘的旋转, 旋转盘式电涡流阻尼器会在转子的超临界区产生严重的不稳定问题, 但他们的研究也表明如果能够限制盘的旋转运动, 则旋转盘式电涡流阻尼器不仅不会产生不稳定现象而且还能够起到显著的减振增稳效果。

显然, 由于电涡流阻尼器具有诸如无需流体介质、无机械接触、动力特性容易控制等优点, 如果能够采用合理的结构来消除由于旋转引起的不稳定, 就可以发展成为一种具有良好动力特性的阻尼器。基于目前电涡流阻尼器和挤压油膜阻尼器的研究, 笔者提出了一种转子系统振动控制的新型径向电涡流阻尼器<sup>[12]</sup>。本文主要研究这种新型电涡流阻尼器支撑的多盘柔性转子系统的动力特性以及新型电涡流阻尼器对转子系统的振动进行控制的能力, 为建立其动力学模型提供依据。

## 1 电涡流阻尼器及转子系统结构

### 1.1 径向电涡流阻尼器的基本结构

径向电涡流阻尼器是基于导体在恒定磁场中运

\* 国家自然科学基金(10332030)和中国航空科学基金(02C24007, 05C24005)资助项目。20061216收到初稿, 20070716收到修改稿

动产生一个与导体运动速度成正比的电涡流力的原理工作的。径向电涡流阻尼器一般由阻尼器内环、外环、定心弹簧和激励线圈等组成<sup>[12]</sup>。阻尼器内环(轴颈)和外环可以都为导磁材料,也可以一个为导磁材料,另一个为导电材料。在导磁材料的内环或者外环上设置一组周向线圈以便在内环、外环之间形成工作磁场。当线圈布置在外环上时,外环与轴承座之间应采用适当的隔磁手段以便使磁路经过内环。在阻尼器的内、外环均为导磁材料的情况下,由内、外环之间的不同心所产生的磁力会将内环吸向外环,吸在一起的内外环使径向电涡流阻尼器就像一个刚性支撑一样处于锁定状态,所以在径向电涡流阻尼器中必须设置定心弹簧。使用定心弹簧的目的首先是为了限制内环的旋转运动,消除由内环在磁场中旋转可能产生的不稳定问题。其次是为了产生一个使内、外环不被吸在一起的线圈电流或电压的工作范围,以便使阻尼器正常工作。

试验中采用的径向电涡流阻尼器的内、外环均为导磁材料,线圈设置在内环上,具体结构如图1所示。其基本参数为:线圈匝数1000,线径0.5 mm,电阻24  $\Omega$ ,阻尼器半承载长度13.5 mm,轴颈半径80 mm,间隙1.5 mm。定心弹簧采用拉杆式结构,通过调整拉杆的有效长度来改变定心弹簧的刚度和使阻尼器的内环在静态时与外环有良好的同心性以增大线圈电压或电流的工作范围。试验中径向电涡流阻尼器内、外环被吸在一起的线圈电压的临界值为20 V,所以试验中线圈的最大电压为18 V。

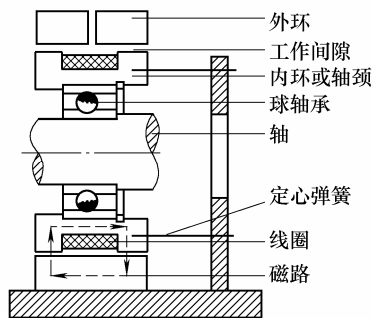


图1 径向电涡流阻尼器的基本结构

导体在磁场中运动所产生的与导体的运动速度成正比的电涡流力的大小是磁场(即线圈匝数、径向间隙、线圈电流)以及导体材料等因素之间复杂的非线性关系,建立这种复杂关系的理论依据为电磁场中的Maxwell方程组。对于径向电涡流阻尼器的内、外环均为磁性材料的情况,内、外环为磁路中的两个异性磁极,当阻尼器的内、外环发生相互运动时,在径向电涡流阻尼器中不仅产生了一个与运动速度相关的阻尼力,而且还存在着一个由磁场不均匀产

生的磁拉力,这时径向电涡流阻尼器的动力特性可简单地表示为

$$F = f_c(c, r, e, i, N)\dot{e} - f_k(c, r, e, i, N)e$$

式中,  $f_c(c, r, e, i, N)$  和  $f_k(c, r, e, i, N)$  分别为阻尼器的间隙  $c$ , 内环半径  $r$ , 内、外环之间的偏心量  $e$ , 线圈匝数  $N$ , 线圈激励电流  $i$  等参数的一个复杂函数。它们实际上为阻尼器的阻尼和刚度系数,可以通过理论分析或试验的方法来得到。径向电涡流阻尼器的阻尼力始终为正,而磁场不均匀产生的磁拉力始终为负。因此阻尼器内、外环间隙中的磁场不仅改变了阻尼器支撑结构的刚度,而且还可以改变其阻尼。改变阻尼器内、外环间隙中的磁场可以简单地采用改变激励线圈电流或电压的方式来实现。

## 1.2 转子系统

试验转子为图2所示的双盘悬臂柔性转子系统。由一个长度900 mm直径20 mm的光轴,两个厚21 mm外径160 mm重3.1 kg的均质圆盘,一个柔性联轴节和一个调速电动机等组成。一个圆盘固定在两个支承的中心位置,另一个圆盘固定在非驱动端的轴端。转子的驱动端为刚性支承,非驱动端支承在电涡流阻尼器上。两支承间的跨度为600 mm,悬臂盘和阻尼器中心的距离为190.5 mm。两端轴承均为刚性支承时转子系统的一阶临界转速为1949  $r \cdot \min^{-1}$ ,二阶临界转速超过6000  $r \cdot \min^{-1}$ ;驱动端为刚性支承非驱动端支撑在无外加磁场的电涡流阻尼器上时转子系统的前二阶临界转速分别为1462  $r \cdot \min^{-1}$ 及2591  $r \cdot \min^{-1}$ 。电动机为带有速度反馈控制的无刷直流电动机,最高运行速度为6000  $r \cdot \min^{-1}$ 。

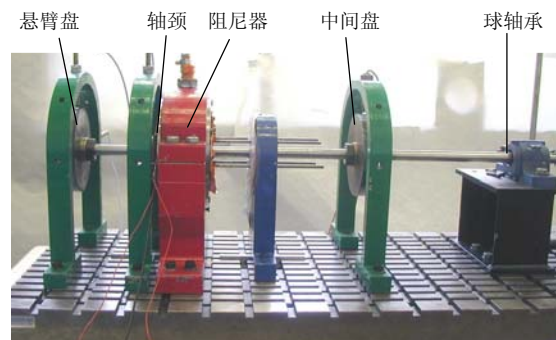


图2 试验转子系统结构

用非接触式电涡流传感器测量两个圆盘和轴颈水平和垂直方向上的振动。试验中用一个可控的直流稳压电源来改变阻尼器线圈上电压或电流的大小,电源在电流和电压输出方式下的响应时间分别小于2 ms和15 ms。

在接近转子系统一阶柔性临界转速的

1 350 r · min<sup>-1</sup> 稳态转速下, 对转子系统进行了现场动平衡, 然后再在中间盘上附加不平衡质量来得到所需的不平衡量。

## 2 转子系统的不平衡响应试验结果及分析

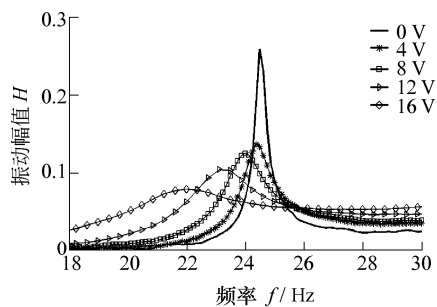
### 2.1 非旋转状态下转子系统在不同电压情况下的频响函数

为了说明电涡流阻尼器的动力特性随线圈电压或电流发生变化, 进而影响转子系统的动力特性, 在进行转子系统的不平衡响应试验前, 首先进行了非旋转状态下转子系统在不同线圈电压情况下的频响函数测试。试验是在电涡流阻尼器的线圈上通有恒定的直流电压, 然后在转子的水平或垂直方向上用力锤进行激励, 用电涡流传感器或贴在盘上的微型加速度传感器来测量系统的响应, 然后利用模态分析软件得到转子系统在不同电压条件下的频响函数。由于转子系统水平方向上频响函数随线圈电压的变化规律与垂直方向上频响函数随线圈电压的变化规律完全相同, 下面主要给出转子系统在垂直方向上频响函数的试验结果。

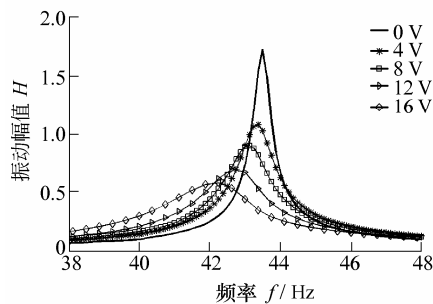
图 3 为不同线圈电压下电涡流阻尼器支承的双盘悬臂柔性转子系统垂直方向不同频段上的频响函数曲线。结果说明, 在阻尼器线圈上无电压时, 也就是说电涡流阻尼器上没有磁场形成, 转子实际上就是支承在定心弹簧上, 这时转子系统的阻尼很

小, 所以在系统的频响函数曲线上出现了明显的尖峰, 这些尖峰分别对应转子在弹性支承条件下的固有频率。当在阻尼器的线圈上施加一定的电压使阻尼器的内外环间隙中形成磁场后, 由于阻尼器的内外环均为导磁材料, 所以在阻尼器内外环不同心的情况下产生了一个单边磁拉力; 另外当内环在磁场中运动时还出现了一个电涡流阻尼力。前者使转子系统的等效刚度下降, 后者会使系统的等效阻尼增大, 两者的共同作用使转子系统频响函数上的尖峰迅速下降并向低频率方向移动。无论是在低阶固有频率区还是在高阶固有频率区, 线圈电压对转子系统频响函数曲线影响的变化规律完全相同。

转子系统频响函数曲线上的尖峰下降以及向低转速方向移动的程度受到转子系统等效刚度和等效阻尼的共同影响。在转子系统中, 外阻尼的增大会使系统频响函数曲线上的尖峰向高频率方向移动, 支承在电涡流阻尼器上的转子系统频响函数曲线尖峰向低频率方向移动主要是由于阻尼器中磁场不均匀产生的负磁刚度所致。为了说明阻尼器上的磁负刚度引起的转子系统等效刚度的降低并非频响函数曲线尖峰迅速下降的主要原因, 图 4 给出了从转子系统垂直和水平方向频响函数曲线上得到的转子系统固有频率变化率和量纲一阻尼比随线圈电压的变化情况, 这里以阻尼器中无电压时转子系统的固有频率  $\omega_{cr0}$  和量纲一阻尼比  $\xi_0$  作为基准。结果说明负磁刚度对转子系统一阶固有频率的影响远大于对二阶固有频率的影响, 但相对无电涡流阻尼作用条件下转子系统的一阶固有频率, 最大电压时其一

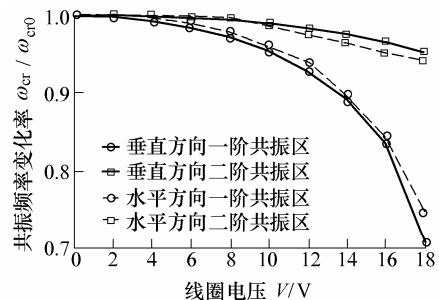


(a) 一阶固有频率区的传递函数

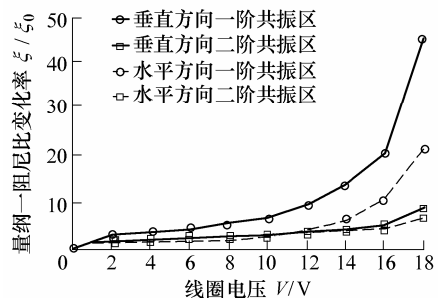


(b) 二阶固有频率区的传递函数

图 3 线圈电压对转子系统不同频段频响函数的影响



(a) 电压对转子系统共振转速的影响



(b) 电压对转子系统等效阻尼的影响

图 4 电压对转子系统共振频率和等效阻尼比的影响

阶固有频率的最大变化也只有30%。利用单自由度振动系统量纲一阻尼与固有频率成反比的关系，可知由刚度变化引起的系统量纲一阻尼的变化也不超过15%。而实际转子系统垂直和水平方向上在一阶固有频率区的量纲一阻尼分别为无电涡流效应时转子系统量纲一阻尼的8和40多倍，即便在转子系统的二阶固有频率区量纲一阻尼也分别增大了5和20倍。转子系统量纲一阻尼如此大的变化不可能完全由阻尼器的刚度效应引起，可见在电涡流阻尼器中的电涡流产生了明显的阻尼作用，使系统的量纲一阻尼明显增大。

### 2.2 旋转状态下转子系统的运动轨道和不平衡响应

在不同的稳态转速和慢加速运行过程中进行了电涡流阻尼器支撑的转子系统的不平衡响应随线圈电压变化的试验。图5~7分别给出了在中间盘上附加4g的不平衡质量情况下，在几个典型转速下轴颈和悬臂盘处的稳态轴心运动轨迹随线圈电压的变化情况。图中箭头表示线圈电压逐渐增大的方向。结果说明，在转子系统的柔性临界转速区，转子系

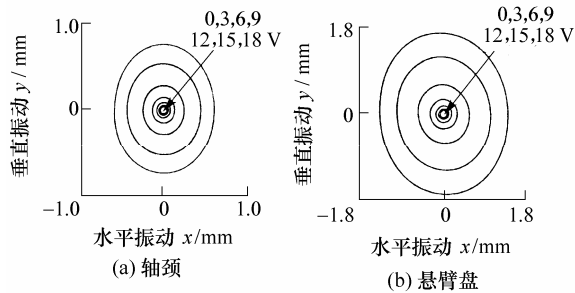


图5 转速为  $1450 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时电压对转子运动轨道的影响

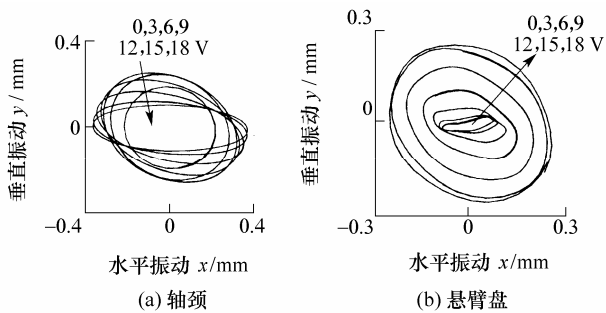


图6 转速为  $2450 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时电压对转子运动轨道的影响

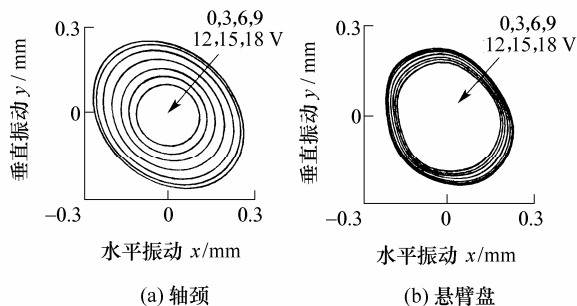
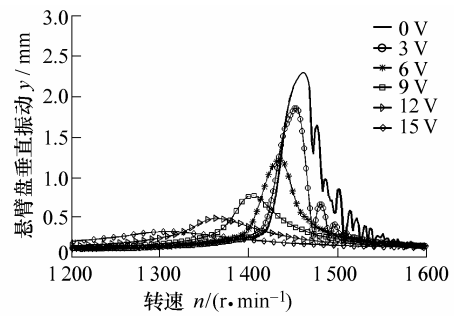


图7 转速为  $2600 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时电压对转子运动轨道的影响

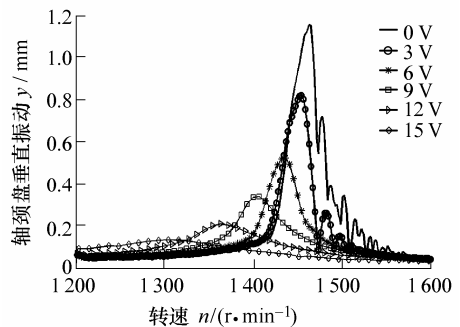
统的轴心运动轨迹随线圈电压的增大迅速减小。在转子系统的柔性临界转速区之外，转子系统的轴心轨迹也随线圈电压发生明显的变化。可见只要改变电涡流阻尼器线圈上的电压或电流的大小完全可以达到对转子系统的振动进行控制或改善系统动力特性的目的。

对具有不同不平衡量的转子系统，在转子慢加速运行过程中测量了转子系统在  $0 \sim 4500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  转速范围内的不平衡响应曲线。结果发现该转子系统在一阶临界转速区，悬臂盘和轴颈的振动较大，表现出了明显的共振现象，中间盘的振动很小。在转子系统的二阶临界转速区，悬臂盘和轴颈的振动很小，而中间盘的振动较大。下面主要给出悬臂盘和轴颈的振动试验数据。

图8为平衡后无附加不平衡量的转子系统在一阶临界转速区的不平衡响应曲线随线圈电压变化的试验结果。试验中使用的转子运行加速度虽然选择得比较小，但是在无电压或电压比较小的情况下，仍显得较大，所以转子系统在通过一阶共振区时出现了振幅时大时小的“拍”振现象。在这样的条件下，试验测量出的转子系统的不平衡响应曲线比稳态时测量的结果小。随着线圈电压的增大，转子系统的振动在系统的一阶柔性临界转速区明显减小，最大振幅对应的峰值共振转速向低转速方向移动。



(a) 一阶临界转速区悬臂盘的不平衡响应

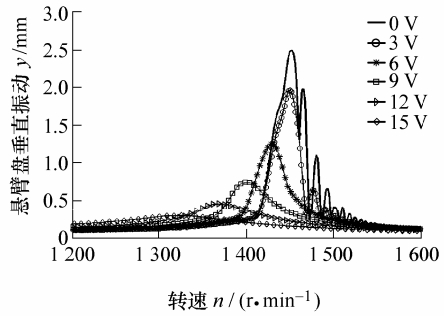


(a) 一阶临界转速区轴颈的不平衡响应

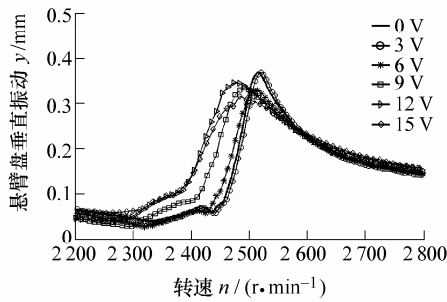
图8 线圈电压对平衡转子系统不平衡响应曲线的影响

图9给出了在中间盘上附加4g的不平衡质量情

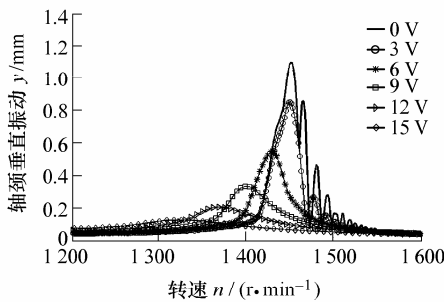
况下，线圈电压对转子系统前二阶柔性临界转速区不平衡响应曲线的影响。在转子系统的一阶柔性临界转速区，线圈电压对转子系统不平衡响应曲线影响的基本规律与图 8 中的结果完全相同。在转子系统的二阶柔性临界转速区，虽然转子的振动较小，但增大线圈电压同样可以使转子系统的振动减小，最大振幅所对应的二阶峰值共振转速也向低转速方向移动。



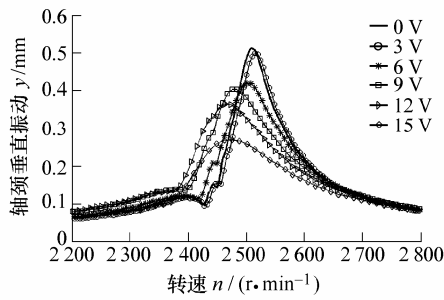
(a) 一阶临界转速区悬臂盘的不平衡响应



(b) 二阶临界转速区悬臂盘的不平衡响应



(c) 一阶临界转速区轴颈的不平衡响应



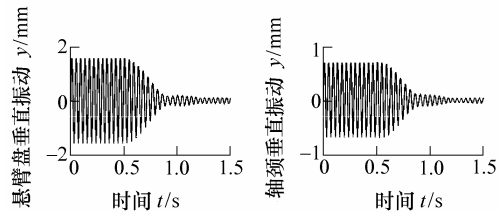
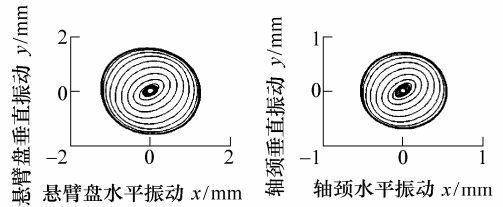
(d) 二阶临界转速区轴颈的不平衡响应

图 9 线圈电压对带有附加不平衡的转子系统不平衡响应曲线的影响

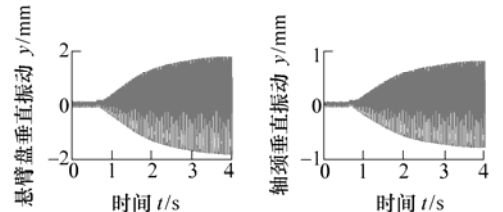
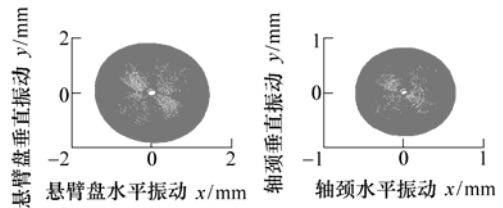
比较不同线圈电压条件下转子系统的不平衡响应曲线与非旋转情况下测得的频率响应函数，可以发现两者的变化规律完全一致。

### 2.3 径向电涡流阻尼器对转子系统振动进行控制的有效性

为了了解转子系统的振动对径向电涡流阻尼器线圈电压的响应速度，在不同的转速和各种突变电压条件下，测量了转子系统的振动对线圈突变电压的瞬态响应。图 10 为在中间盘上附加 4g 不平衡质量、转速为  $1450 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时线圈电压在 0 V 和 15 V 之间突然切换时悬臂盘和轴颈的轴心运动轨迹及垂直方向振动瞬态响应的时间历程。结果表明，当线圈电压突变时，转子系统的振动在一个较短的时间内达到一个新的稳定状态，期间并未产生任何不稳定现象。在线圈电压突然从 0 V 增大到 15 V 时，转子振动从最后与初始稳态振幅之差的 10% 上升到



(a) 电压突加时



(b) 电流突减时

图 10 电压突变时转子系统的瞬态运动轨迹及振动时间历程的影响

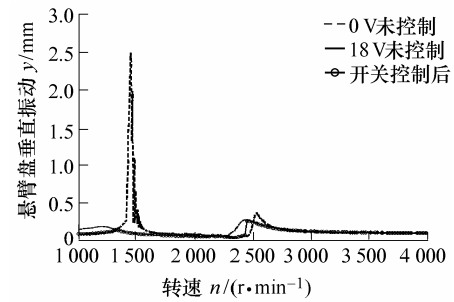
90%所需的时间约为0.24 s。实际上,从电流突变后盘的轴心运动轨迹图上也可以发现,轴心运动轨迹一般要经过5~7周才趋于最后的稳态,时间约为0.21~0.29 s。当线圈电压突然从15 V降低到0 V时,转子振动从最后与初始稳态振幅之差的10%上升到90%所需的时间超过2 s。即便扣除电源从0 V到15 V或从15 V到0 V所需的时间15 ms,系统的响应时间也较长。这主要是线圈为一个感性回路,电压变化比电流变化慢,因此在实际应用中电源应采用电流工作方式。

由于电涡流阻尼器转子系统的响应时间较大,为了验证径向电涡流阻尼器对转子系统的振动进行控制的有效性,进行了使转子以较小的振动顺利地通过各阶临界转速的分段和简单的比例控制试验。从转子系统的不平衡响应曲线可知,盘的振动在不同的转速区随线圈电压单调的增大或减小,因而在不同的转速区选择不同的线圈电压对转子系统的振动进行分段控制就可以使转子顺利地通过二阶临界转速区。对中间盘带有4g附加不平衡质量的转子系统,从图9的不平衡响应曲线确定出图11d所示的线圈电压变化规律,转子在慢加速运行过程中采用这种分段控制后得到的转子系统的不平衡响应曲线如图11a~11c所示。除了在电压切换位置出现短时较大的瞬态响应之外,试验结果与预测的结果完全一致,转子系统能够平稳地通过二阶临界转速区。悬臂盘和轴颈在一阶和二阶临界转速区的最大振动仅为无电涡流效应时悬臂盘和轴颈振动的10%。采用分段控制后转子系统的不平衡响应曲线虽然并不比在18 V线圈电压时转子系统的不平衡响应曲线有明显的改进,但说明了利用径向电涡流阻尼器能够对转子系统的振动进行分段控制。

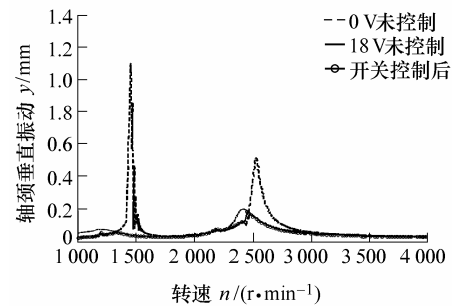
对中间盘带有4g附加不平衡质量的转子系统,图12给出了采用简单的比例控制后转子系统的不平衡响应曲线与零及最大电压时转子系统的不平衡响应曲线。结果说明了采用简单的比例控制后转子系统的振动也同样得到了明显地控制,悬臂盘和轴颈的最大振动仅为无电涡流效应时悬臂盘和轴颈振动的11%。在比例控制中,在一定的转速区间转子的振动会出现时大时小的抖振现象。为了消除这种抖振现象,必须采用复杂的PID控制策略。

### 3 结论

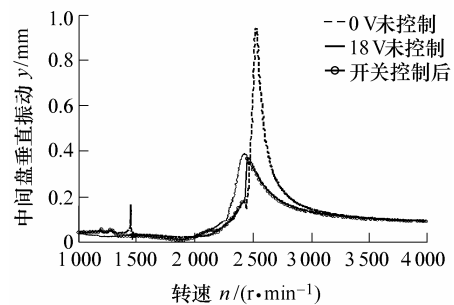
(1) 基于电涡流原理提出的转子系统非接触式径向电涡流阻尼器,不仅具有结构简单、非接触、无需工作介质等优点,而且其动力特性还易于控制,



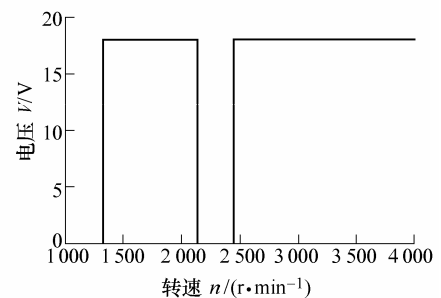
(a) 悬臂盘的不平衡响应



(b) 轴颈的不平衡响应



(c) 中间盘的不平衡响应



(d) 线圈电压控制规律

图11 开关控制对转子系统振动控制的有效性

在设计良好的情况下还能够显著地减小转子系统的振动,是一种具有良好发展和应用前景的阻尼结构。

(2) 对于内、外环均为磁性材料的径向电涡流阻尼器,在磁场作用下不仅产生了一个负刚度,而且还产生了明显的阻尼效应。随着线圈电压或电流的增大,转子系统在各阶共振转速区的振动都逐渐减小,峰值共振转速向低转速方向移动。

(3) 利用径向电涡流阻尼器对转子系统的振动进行分段或比例控制,可以使转子系统以较小的振动通过多阶共振转速。

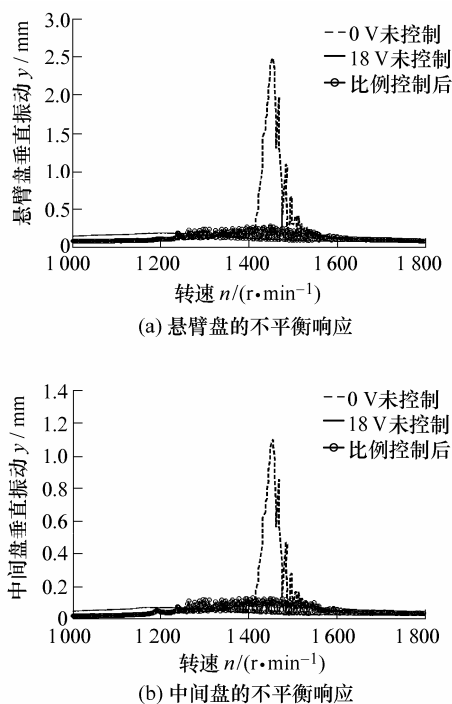


图 12 比例控制对转子系统振动控制的有效性

## 参 考 文 献

- [1] SODANO H A, BAE J S. Eddy current damping in structures[J]. The Shock and Vibration Digest, 2004, 36(6): 469-478.
- [2] GUNTER E J, HUMPHRIS R R, SEVERSON S J. Design study of magnetic eddy-current vibration suppression dampers for application to cryogenic turbomachinery[R]. NASA, 1983, CR-173273: 1-6.
- [3] CUNNINGHAM R E. Preliminary results on passive eddy-current damper technology for SSME turbomachinery[R]. NASA, 1984, CP-2372: 366-380.
- [4] DIRUSSO E, BROWN G V. Experimental evaluation of a tuned electromagnetic damper for vibration control of cryogenic turbopump rotors[R]. NASA, 1990: TP-3005.
- [5] NIKOLAJSEN J L. Experimental verification of an eddy-current bearing[C]// Proc. of Rotordynamic Instability Problems in High-performance Turbomachinery, NASA, 1988: 389-393.
- [6] CONNOR K A, TICHY J A. Analysis of an eddy current journal bearing[J]. J. of Tribology, 1988, 110: 320-326.
- [7] TING L, TICHY J A. Stiffness and damping of an eddy current magnetic bearing[J]. J. of Tribology, 1992, 114: 600-605.
- [8] FREDERICK J R, DARLOW M S. Operation of an

electromagnetic eddy current damper for a super-critical shaft[J]. J. of Vibration and Acoustics, 1994, 116: 578-589.

- [9] KLIGERMAN Y, GRUSHKEVICH A, DARLOW M S. Analytical and experimental evaluation of instability in rotor dynamic system with electromagnetic eddy current damper[J]. J. of Vibration and Acoustics, 1998, 120: 272-278.
- [10] KLIGERMAN Y, GOTTLIEB O. Dynamics of a rotating system with a nonlinear eddy-current damper[J]. J. of Vibration and Acoustics, 1998, 120: 848-853.
- [11] FUNG R F, SUN J H, HSU S M. Vibration control of the rotating flexible-shaft/multi-flexible-disk system with the eddy-current damper[J]. J. of Vibration and Acoustics, 2002, 124: 519-526.
- [12] 祝长生. 旋转机械转子的电涡流阻尼装置: 中国, 20109716. 7[P], 2004-11-4.

## VIBRATION CONTROL OF A RADIAL JOURNAL EDDY CURRENT DAMPER ON FLEXIBLE ROTOR SYSTEMS

ZHU Changsheng

(College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

**Abstract:** In order to attenuate the vibration of rotor system and to develop actuator of active vibration control of rotor system with high-performance performance, a novel radial eddy current damper for rotor system was presented based on the eddy current principle. The frequency response functions of the rotor system supported on the radial eddy current damper in the stationary, the rotor motion orbits in the steady state rotational speeds and the unbalance response curves in the slowly accelerating operation were measured on a flexible rotor system with two disks at different magnetic flux densities, and the effectiveness of the on-off control and the proportional control on rotor vibration were also studied. It is shown that the radial eddy current damper not only has many advantages such as a simple structure, no working fluid, no contact, but also the dynamic behavior of the radial eddy current damper is easily controlled by the application of a magnetic field, the radial eddy current damper can significantly suppress the vibration of the rotor system for properly designed case. The radial eddy current damper can be used as passive or active actuator in the rotor system.

**Key words:** Eddy current damper Rotor Rotor dynamics Vibration

**作者简介：**祝长生，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、磁悬浮技术、智能材料与结构、振动主动控制等。发表论文百余篇，获国家教委科技进步三等奖 1 项。

E-mail: cszhu@hotmail.com