

过载下超声电机设计及预压力分析*

张蕉蕉^{1,2}, 杨 淋¹, 陈 亮¹

(1. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

(2. 陆军工程大学野战工程学院 南京, 210007)

摘要 由于超声电机的预压力易受外界干扰而发生变化, 为其在受过载时预压力保持基本恒定, 基于 PMR40 型超声电机, 设计了一款开槽碟形弹簧(碟簧), 作为缓冲件来改进电机结构, 并建立了整机冲击动力学模型。在最高冲击加速度为 $1\ 000g \sim 5\ 000g$ 轴向过载下, 碟簧对电机预压力的影响进行分析。结果表明: 电机在受到最高加速度在 $1\ 000g$ 以下时, 碟簧对预压力维持作用非常明显, 无碟簧和含碟簧结构电机预压力变化率分别为 28.1% 和 10.0% ; 受冲击加速度在 $2\ 000g$ 以上时, 碟簧对电机预压力的维持能力有所下降, 但其缓冲作用可降低预压力变化, 从而使电机工作相对稳定。该研究对适用于过载下超声电机的设计具有指导意义。

关键词 超声电机; 过载; 碟形弹簧; 预压力

中图分类号 TH122

引 言

超声电机作为一种新型微电机, 具有结构紧凑、响应速度快、电磁兼容性好和精度高等优点, 已广泛应用于微机械系统、航空航天、微型机器人和高精度机械领域^[1-2]。随着科技前沿领域的发展, 对超声电机在重量、体积、精度、稳定性和环境适应性上提出了更高的要求^[3], 如何保证超声电机的稳定性成为应用中的关键技术之一。现阶段行波型旋转超声电机的应用和研究表明, 超声电机定子与转子之间预压力的大小严重影响超声电机运行的精度和稳定性。电机运行时, 随着环境的变化、电机内部的发热以及摩擦材料的逐渐磨损以及外界作用力的干扰, 其预压力将发生变化, 导致定子的振幅发生变化, 从而导致超声电机输出的转速和扭矩不稳定, 系统的控制精度受到影响^[4]。在某些特殊环境下, 在过载下工作的超声电机若没有较好的缓冲装置或者抗过载电机结构, 那么其预压力将会受到严重影响。因此, 研究设计一种电机使其在受过载作用时预压力能维持基本稳定, 对于超声电机在过载环境下的应用具有重要意义。

笔者以南京淳控超声电机有限公司生产的 PMR40 型(最大直径为 40 mm , 轴径为 8 mm)行波旋转型超声电机为原型, 以电机在轴向受到最高

$1\ 000g \sim 5\ 000g$ 冲击加速度过载下的应用为研究背景, 设计了一款碟形弹簧为缓冲元件对电机结构进行改进, 利用自动动态增量非线性分析(automatic dynamic incremental nonlinear analysis, 简称 ADINA)有限元分析软件过载环境下的超声电机进行冲击动力学建模, 通过仿真结果分析碟形弹簧对电机预压力的影响。该项工作可为保持预压力恒定的超声电机设计进行指导, 具有重要的现实意义和实用价值。

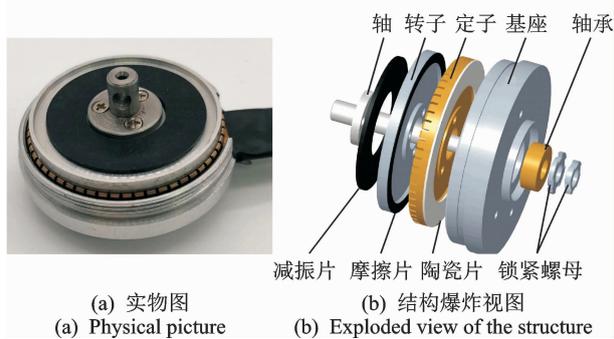
1 行波旋转超声电机工作结构及原理

行波旋转型超声电机是目前应用最广泛的一类超声电机, 以图 1 所示的 PMR40 型行波旋转超声电机为例, 其实物图如图 1(a)所示, 其结构爆炸视图如图 1(b)所示。该型超声电机主要由轴、减振片、转子、摩擦片、定子、压电陶瓷、轴承、底座和锁紧螺母组成。定子连同贴在其表面的陶瓷片, 用螺栓紧定在底座上。转子的一侧贴有减振片, 另一侧贴有摩擦片, 转子中部凸台处开有螺纹孔, 通过螺栓与轴紧固连接。轴的一端设计有较大直径的轴肩, 轴肩上开有螺纹孔以便与转子固连, 轴的另一端通过轴承与底座连接, 端部设计有螺纹。锁紧螺母通过与轴端螺纹紧固连接, 将底座、定子、转子压紧, 从而使定、转子之间产生预压力。摩擦片粘在转子的驱

* 国家自然科学基金资助项目(51575265); 江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

收稿日期: 2020-05-22; 修回日期: 2020-06-25

动表面上,压电陶瓷激发定子表面上的振动通过接触界面的摩擦力转换成转子的旋转运动。



(a) 实物图 (a) Physical picture
(b) 结构爆炸视图 (b) Exploded view of the structure

图1 PMR40型行波旋转型超声电机

Fig. 1 The PMR40 type traveling wave rotary ultrasonic motor

在过载环境下,预压力的稳定性对保持超声电机性能具有重要意义。碟形弹簧具有很好的缓冲减震性能及具备准零刚度特性^[5],适用于对电机结构改进,以达到保持预压力基本稳定的目的。

2 超声电机专用碟形弹簧的设计

碟形弹簧(简称碟簧)是一种非线性截锥压缩弹簧,其结构紧凑,具有很强的缓冲吸振能力,能以小的变形承受大载荷,多用于对尺寸有严格限制的领域^[6]。同时,碟簧的特殊几何结构使其会出现准零刚度特性,即在碟簧的某一变形量范围内,会出现在所受载荷不变的情况下,变形量逐渐增大的非线性刚度特性。这种特性使其可应用于某些保持力恒定的场合。超声电机结构非常紧凑,轴向空间有限,对其在结构上进行改进来提高电机预压力稳定性难度较大。碟簧的优良特性刚好能够满足这样的需求。在碟簧类型中,开槽碟簧能在较小的载荷下产生较大的变形,更适用于轴向尺寸受到限制而允许外径较大的场合^[7],因此更适用于超声电机预压力恒定设计,但这样的开槽碟簧需要专门进行设计。笔者以PMR40型电机结构为原型,设计与其配套适用的碟簧作为缓冲元件,对电机结构进行改进,预期设计一款在过载下性能较为稳定的超声电机。

2.1 适用于超声电机的开槽碟簧的设计

国内外对碟簧的设计方法有广泛研究,比较经典的有A-L近似计算公式算法^[8]、有限元分析法^[9]和反演法^[10]等。我国对于碟簧的设计有一套国家标准GB/T 1972—2005碟形弹簧 Disc Springs,可为开槽碟簧设计提供依据。不同结构尺寸的超声电机对预压力有一定的要求,因此碟簧的

设计需在标准设计的基础上,针对不同型号电机进行改进,设计专用碟簧。笔者综合利用了国家标准和有限元分析法对碟簧进行设计。根据实践经验,得到对于40系列超声电机在预压力为 $135\text{N} \pm 5\text{N}$ 时,稳态性能最好^[11]。因此,设计开槽碟形弹簧,使其在受载荷为 135N 时出现准零刚度段,并且希望该准零刚度段维持越长越好。标准开槽碟形弹簧的载荷值 P 计算公式^[7]为

$$P = \frac{E}{1 - \mu^2} \frac{\delta^3}{D^2} K_1 f \left[1 + \left(\frac{H}{\delta} - \frac{f}{\delta} \right) \left(\frac{H}{\delta} - \frac{f}{2\delta} \right) \right] \times \left[\left(1 - \frac{D_m}{D} \right) / \left(1 - \frac{d}{D} \right) \right] \quad (1)$$

$$K_1 = \frac{2}{3} \pi \frac{(D/D_m)^2 \ln(D/D_m)}{[(D/D_m) - 1]^2} \quad (2)$$

其中: E 为弹性模量; μ 为泊松比; δ 为厚度; f 为变形量; K_1 为系数; H 为内锥高度; D 为外径; D_m 为开槽槽底直径; d 为内径。

从式(1)可以看出,开槽碟簧刚度与所用材料的厚度、内外径尺寸、内锥高度和开槽尺寸等有关。超声电机专用的开槽碟簧属于非标准开槽碟形弹簧,其载荷值不能完全按照公式计算,但影响因素可以参考该公式。对于设计的碟簧在材料一定的情况下,厚度和高度有一定的调整范围,其余参数可视为固定。其参数调整过程通过有限建模分析实现。

2.2 开槽碟簧建模及分析

依据文献^[12-13],当开槽碟簧的内锥高度 H 和厚度 t 的比值满足 $\sqrt{2} < \frac{H}{t} < 2\sqrt{2}$ 时,其刚度特性曲线将出现准零刚度区段。同时,根据超声电机载荷和尺寸要求,设计开槽碟簧的厚度 t 为 0.5mm ,内锥高度为 1.33mm 。借助ADINA有限元软件建立碟簧受载模型,分析其受力与变形之间的关系。图2为开槽碟簧模型,其几何模型及网格如图2(a)所示,其材料为 $60\text{Si}_2\text{Mn}$,密度为 $7\,850\text{kg/m}^3$,泊松比为 0.3 ,弹性模量为 $2.06 \times 10^{11}\text{Pa}$ 。在碟簧的上下表面加两个圆盘来设置载荷和约束条件,其中与碟簧大端相接触的面为加载面,与小端接触的面设置为固定面,载荷以垂直向下的位移方式施加,模型加载及约束条件如图2(b)所示。

在初步得到的模型基础上,对碟簧厚度、内外孔直径和开槽的尺寸等进行改进,直至得到适合应用于超声电机的比较理想的刚度特性曲线,对应得到电机专用碟簧。基于上述方法设计出的开槽碟簧总高为 2.7mm ,厚度为 0.5mm ,锥度为 16.8° ,设计的开槽碟簧刚度特性曲线如图3所示。

从图3可以看出,碟簧变形量在 $1.4 \sim 1.9\text{mm}$

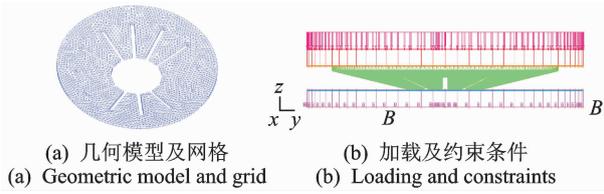


图 2 开槽碟簧模型

Fig. 2 Slotted disc spring model

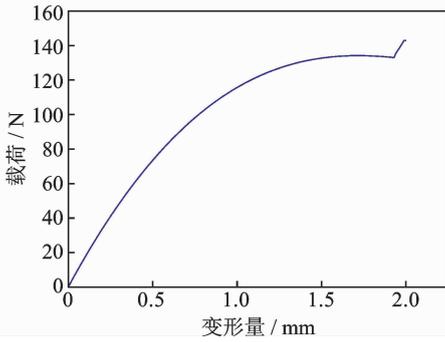


图 3 开槽碟簧刚度特性曲线

Fig. 3 Stiffness characteristic curve of the slotted disc spring

段可视为准零刚度段。此时,随着碟簧变形量的增加,对应的压力没有发生很大变化,始终维持在 135 N 左右。该段的受力与 PMR40 电机最佳工作状态所需预压力 (135 ± 5 N) 一致。当变形量为 1.9 mm 时,碟簧下表面开始与圆盘上表面刚性接触,显示的刚度迅速增大,直到变形量为 2.1 mm,碟簧整个被压平,刚度达到最大,因此出现曲线上翘。

3 超声电机的结构改进及建模分析

3.1 基于开槽碟簧的电机结构改进

在 PMR40 超声电机基础上,引入上述开槽碟簧对电机结构进行改进。其方式是将碟簧倒置,沿轴向放置于转子上方,装配时将碟簧压缩至零刚度段初始位置(变形量为 1.4 mm),对应的电机预压力为 135 N。改进后的超声电机结构模型如图 4 所示。

改进后的超声电机结构沿轴向在转子上方安装碟簧,以隔断外界轴向力对定转子之间预压力的干扰,从而实现保持电机预压力稳定的目的。轴的一端设计有螺纹,使其与底座锁紧,轴的另一端设计卡簧槽,将卡簧卡在槽上,使电机轴向锁紧产生预压力。

3.2 过载下超声电机冲击动力学模型的建立

超声电机的预压力对外界因素干扰比较敏感,

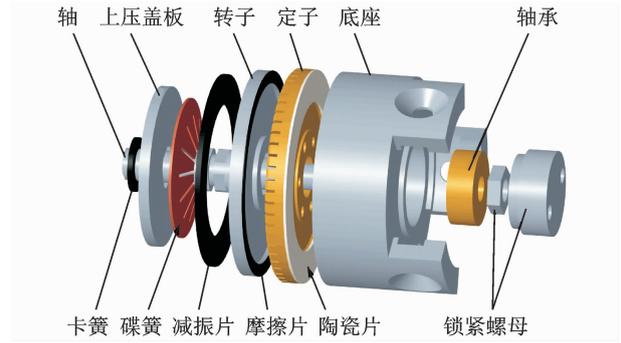


图 4 改进后的超声电机结构模型

Fig. 4 Structure of the improved ultrasonic motor

易发生变化,从而影响电机运行的稳定性。尤其在过载条件下,电机预压力更易受到影响而出现波动。笔者设计的电机结构旨在减小电机预压力的波动,从而提高电机的稳定性。因此在初步设计阶段,还需对新结构中碟簧对电机的预压力的维持作用进行验证。超声电机结构非常紧凑,且各零部件精度很高,过载的特殊环境对预压力的精确测量带来了较大难度,笔者采用有限元仿真的方式来研究过载下超声电机预压力变化更为经济可行。

笔者运用 ADINA 软件建立过载下超声电机冲击动力学模型,对过载作用下的行波旋转型超声电机的预压力变化进行分析。为了更好地突出碟簧对维持超声电机预压力的作用,分别就原电机 (PMR40 电机) 结构和带碟簧的新结构进行建模,将原 PMR40 电机标记为 TRUM1,改进后带碟簧的电机标记为 TRUM2,并对结果进行对比分析。模型综合考虑电机结构特点及计算的复杂性,对结构进行了适当简化。两个超声电机模型的有限元网格如图 5 所示。

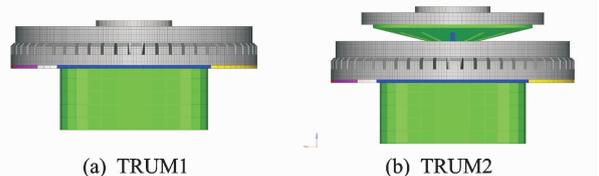


图 5 超声电机模型有限元网格

Fig. 5 Finite element mesh of the ultrasonic motors' model

材料设置上,两个电机的定子均选用了磷青铜材料。轴和转子分别由 45 钢和铝制成。摩擦片使用聚四氟乙烯 (poly tetra fluoroethylene 简称 PTFE) 材料。碟形弹簧采用 $60\text{Si}_2\text{Mn}$ 材料。此外,与定子粘连在一起的压电陶瓷为 PZT-8H,由 ADINA 内置材料模型给出^[14]。

TRUM1 冲击动力学模型约束和载荷设置如图

6所示。以 TRUM1 电机模型为例,模型预压力的加载主要利用 ADINA 软件中的 Bolt 功能对模型的定、转子间进行锁紧加载。如图 6(a)所示,在对模型进行约束和载荷设置时,首先,设置一刚性点 C,使电机底座与其相连;其次,对刚性点进行约束设置,限制底座绕 x, y, z 各个轴的转动和沿 x, y 方向的移动,只保留其沿 z 轴方向的平动,即轴向运动;最后,将载荷加载在点 C 上,载荷形式为冲击加速度,其加载曲线如图 6(b)所示,其中峰值冲击加速度为 5 000g。

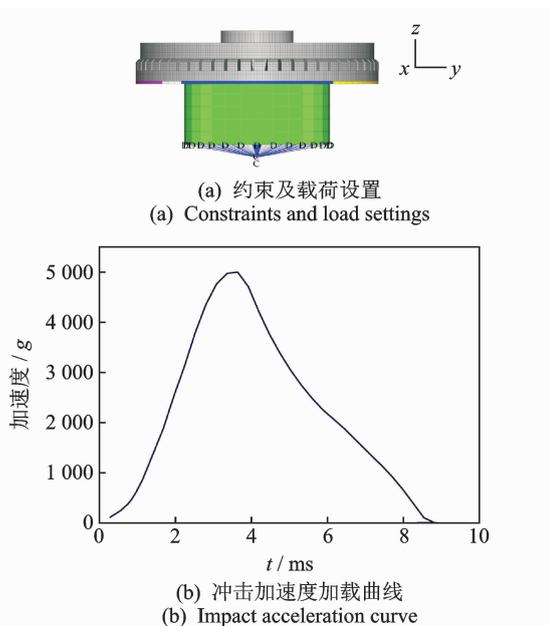


图6 TRUM1 冲击动力学模型约束和载荷设置
Fig. 6 Constraints and load settings of TRUM1's impact dynamic model

3.3 过载下超声电机预压力分析

根据建立的冲击动力学模型,对 TRUM1 和 TRUM2 电机模型分别施加最高轴向 1 000g~5 000g 的冲击加速度,根据仿真计算结果来分析碟簧对电机预压力的影响。

图 7 为无碟簧结构(TRUM1)和带碟簧结构超声电机(TRUM2)在不同加速度冲击下的预压力变化曲线。可以看出,超声电机的预压力随着冲击加速度的变大而变大,当冲击加速度达到峰值时,电机的预压力达到最大值。在同样的冲击载荷作用下,带碟簧结构超声电机预压力变化远小于不带碟形弹簧的结构。

图 8 为两种电机结构在受冲击过程中的预压力变化率(出现的最大预压力值/初始预压力值)曲线。可以看出,在受到 1 000g~5 000g 过载冲击中,无碟簧结构的超声电机预压力变化率一直在增加,分

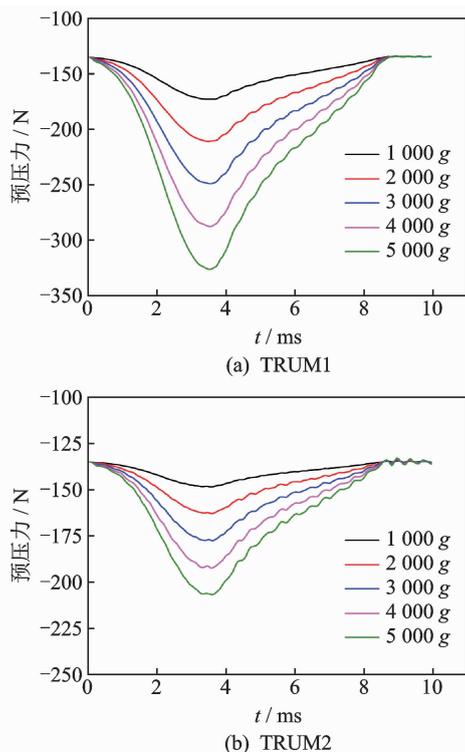


图7 两种结构电机在不同加速度冲击下的预压力变化
Fig. 7 The pre-pressure variation of two motors under impacts with different acceleration

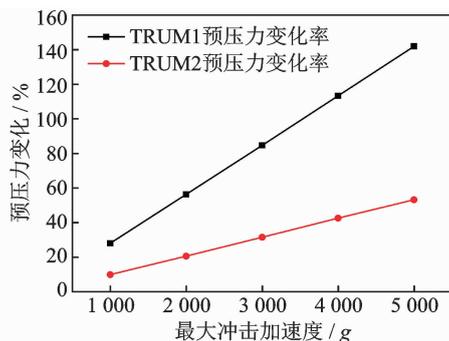


图8 两种电机结构在受冲击过程中的预压力变化率曲线
Fig. 8 Comparison of pre-pressure change rate of the two motors during impacting

别为 28.1% (1 000g), 56.3% (2 000g), 84.6% (3 000g), 113.3% (4 000g) 和 141.9% (5 000g)。对于带碟簧结构的超声电机预压力变化率分别为 10.0% (1 000g), 20.7% (2 000g), 31.5% (3 000g), 42.6% (4 000g) 和 53.2% (5 000g)。显然,受到冲击载荷时碟簧对于维持超声电机预压力的稳定起到了重要作用。同时发现,当最高冲击载荷为 1 000g 时,碟簧对电机预压力维持作用很明显,但是随着最高冲击载荷的增大,其保持作用逐渐减弱。因此,碟簧结构的存在使超声电机在受中、低过载的时,对其

预压力有很好的维持作用,而在高过载(冲击加速度 $\geq 2\ 000g$)时,其维持能力有限,更加展示的是其很强的缓冲能力来减小预压力变化。分析图8可以发现,带碟簧和无碟簧结构电机的预压力变化率随着最大冲击力变大相差越来越大,说明了碟簧的优秀减震效果。

4 结束语

设计了一种适用于超声电机的开槽碟簧,将其作为缓冲元件对电机转子结构进行改进。利用碟簧的准零刚度特性,使超声电机在受到外界轴向冲击载荷扰动时,预压力基本保持稳定,从而减少外载荷对电机机械性能的影响,保证了电机工作的稳定性。

通过ADINA软件建立了2个不同结构超声电机(PMR40型和改进后电机)在受到最高 $1\ 000g \sim 5\ 000g$ 加速度冲击下的动力学模型,并根据仿真结果研究了其在过载下的预压力变化。结果表明,受到轴向冲击过载时,带碟簧的超声电机的预压力变化率明显小于原型不带碟簧结构的电机,实现了所设计的开槽碟簧对超声电机预压力的保护和稳定作用。此项工作可为后期超声电机的结构设计以适应其在过载下的应用提供参考,对于拓宽超声电机应用领域具有重要意义。

参 考 文 献

- [1] TAN X Q, LIU Y X, CHEN W S, et al. Development and experiment evaluation of an H-shape linear piezoelectric actuator operated in stepping mode[J]. *Ceramics International*, 2018, 44: S246-S249.
- [2] LI J P, ZHOU X Q, ZHAO H W, et al. Development of a novel parasitic-type piezoelectric actuator[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2017, 22: 541-550.
- [3] 芦小龙. 用于空间环境的超声电机的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- [4] 冷维杰, 孙志峻, 彭瀚旻. 超声电机用开槽碟簧的计算与设计方法[J]. *振动、测试与诊断*, 2019, 39(5): 927-933.
LENG Weijie, SUN Zhijun, PEN Hanmin. Calculation and design method for slotted belleville spring of ultrasonic motor[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2019, 39(5): 927-933. (in Chinese)
- [5] VALEEV A R, ZOTOV A N, KHARISOV S A. Application of disk springs for manufacturing vibration isolators with Quasi-zero stiffness[J]. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2015, 51(3/4): 194-200.
- [6] FAWAZI N, YANG I, KIM J, et al. An inverse algorithm of nonlinear load-displacement for a slotted disc spring geometric design[J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2013, 14(1): 137-145.
- [7] 成大先. 机械设计手册[M]. 6版. 北京: 化学工业出版社, 2018: 12-76.
- [8] ALMEN J, LASZLO A. The uniform section disc spring[J]. *Transactions of the ASME*, 1936, 28(5): 305-314.
- [9] BAGAVATHIPERUMAL P, CHANDRASEKARAN K, MANIVASAGAM S. Elastic load-displacement predictions for coned disc springs subjected to axial loading using the finite element method[J]. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 1991, 26(3): 147-152.
- [10] FAWAZI N, LEE J, OH J. A load - displacement prediction for a bended slotted disc using the energy method[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, 226(8): 2126-2137.
- [11] ZHANG J J, YANG L, CHEN H S, et al. Design of travelling-wave rotating ultrasonic motor under high overload environments: impact dynamics simulation and experimental validation [J]. *Applied Sciences*, 2019, 9(24): 5309.
- [12] NIU F, MENG L S, WU W J. Design and analysis of a quasi-zero stiffness isolator using a slotted conical disk spring as negative stiffness structure[J]. *Journal of Vibroengineering*, 2014, 16(4): 1769-1785.
- [13] MENG L S, SUN J G, WU W J. Theoretical design and characteristics analysis of a Quasi-zero stiffness isolator using a disk spring as negative stiffness element [J]. *Shock and Vibration*, 2015, 19: 813763.
- [14] BATHE K. ADINA user interface command reference manual [M]. Watertown, NY, USA: Adina R & D, Inc., 2017: 7, 63-64.



第一作者简介:张蕉蕉,女,1984年11月生,博士生。主要研究方向为高过载下超声电机关键技术。

E-mail: zjj1984@nuaa.edu.cn

通信作者简介:杨淋,男,1981年9月生,博士、副教授、硕士生导师。主要研究方向为超声电机产业化应用的关键技术。

E-mail: yanglin@nuaa.edu.cn