

基于拓扑优化的叶盘压电阻尼器性能研究*

李琳^{1,2}, 田开元¹, 范雨^{1,2}, 马皓晔¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 100191)

摘要: 针对压电分支阻尼技术在航空发动机叶盘结构振动抑制问题中的应用, 提出了一种拓扑优化方法, 可给出限定用量的压电材料在轮盘上的最佳位置, 以提升压电分支阻尼的上限。在轮盘上布置压电材料还可防止对叶片通道内流场的影响, 避免降低流体效率。首先, 论述了该拓扑优化方法的原理, 推导了模态机电耦合系数这一核心参数的计算公式及其与最佳阻尼比、模态应变场的关系。其次, 建立了基于模态应变场的压电材料分布拓扑优化方法, 可用于任意有限元模型。最后, 将该优化方法应用于一个航空发动机压气机叶盘结构模型, 分别针对单一和多阶模态进行了压电材料在轮盘上分布的拓扑优化, 研究这种铺设方式对各典型模态(轮盘主导、叶片主导、耦合振动)的振动抑制效果。结果表明, 在仅采用占轮盘质量5%的压电材料的情况下, 优化后的压电阻尼器最多可以为轮盘振动主导模态及叶片-轮盘耦合振动模态提供约13%的模态阻尼比, 为叶片主导模态提供的模态阻尼比集中在2%~4%。

关键词: 压电分支阻尼; 叶盘结构; 振动抑制; 机电耦合系数; 拓扑优化

中图分类号: V232.3; TB535+1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 08-1831-10

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190208

Performance of Piezoelectric Damper on Bladed Disk Based on Topology Optimization

LI Lin^{1,2}, TIAN Kai-yuan¹, FAN Yu^{1,2}, MA Hao-ye¹

(1. School of Energy and Power Engineer, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength, Beihang University, Beijing 100191, China.)

Abstract: This study concerns the application of piezoelectric shunt damping in the vibration reduction of the bladed disks in aero-engines. A topology optimization method for the distribution of the piezoelectric materials on the disk of a blisk modal is proposed. The method enables the maximum damping with a restricted amount of piezoelectric materials. Moreover, bonding the piezoelectric materials on the disk prevents the interference to the fluid field and therefore it preserves the fluid efficiency. First, the theoretical basis of the topology optimization is introduced. The modal electromechanical coupling coefficient (MEMCF) is the critical parameter relating the modal strain field, the modal frequency and the best damping ratio. Its calculation formula is derived. Second, the topology optimization is proposed based on the modal strain field. Note that this method is applicable to arbitrary structures once the finite element models are given. Eventually, the proposed method is applied in a compressor bladed disk of aeroengine, where both the single-mode and multi-mode situations are considered, to

* 收稿日期: 2019-04-09; 修订日期: 2019-06-10。

基金项目: 国家自然科学基金(51675022; 11702011)。

作者简介: 李琳, 博士, 教授, 研究领域为叶盘流致振动、智能结构。E-mail: feililin@buaa.edu.cn

通讯作者: 范雨, 博士, 副教授, 研究领域为压电结构、振动抑制。E-mail: fanyu04@buaa.edu.cn

引用格式: 李琳, 田开元, 范雨, 等. 基于拓扑优化的叶盘压电阻尼器性能研究[J]. 推进技术, 2020, 41(8):1831-1840. (LI Lin, TIAN Kai-yuan, FAN Yu, et al. Performance of Piezoelectric Damper on Bladed Disk Based on Topology Optimization[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(8):1831-1840.)

study its effects on the damping in different modes (disk dominant, blade dominant and disk-blade coupled modes). When the mass of piezoelectric materials is only 5% of the disk, the optimized piezoelectric damper can provide up to 13% modal damping ratio for the disk dominant and disk-blade coupled modes. On the other hand, modal damping ratio achieved for the blade dominant modes focuses on 2%~4%.

Key words: Piezoelectric shunt damping; Bladed disk; Vibration reduction; Modal electromechanical coupling coefficient (MEMCF); Topology optimization

1 引言

自20世纪90年代以来,压电分支阻尼技术^[1-4]逐渐成为一个非常活跃的研究领域,为解决结构系统的振动问题开辟了新的路径。其基本原理是:压电材料可以使结构中的一部分振动能量(即机械能)转换为电能;如果在压电材料上布置电极,并外接含非保守元件(如电阻)的电路^[5],将转换而来的机械能耗散掉,就相当于向结构施加了额外的阻尼,有利于降低振动响应。

压电分支阻尼技术具有轻质、实现简单、适用频域宽等优势,因此在航空发动机叶盘结构这一既追求阻尼性能又对附加质量有严格要求的场合有较大的应用潜力。叶盘结构是航空发动机的核心做功部件,在工作时承受较大的宽频域时变流体作用力,难以避开所有的共振^[6],导致较大的振动响应。进一步引起较大的交变应力,降低叶盘结构的高周疲劳甚至有可能引发裂纹,影响整机的安全和寿命。增大叶盘结构的阻尼是解决上述问题的主要途径之一。

国内外学者已探索了压电分支阻尼技术在单个风扇叶片^[7]和整个叶盘结构^[8]上的应用,均获得了较正面的理论和实验结果,产生了约0.5%~1%量级的额外模态阻尼比。研究还发现具有同步开关电路的压电分支阻尼与干摩擦阻尼器有一定的相似性^[9]。但在同等附加质量下,开关电路压电分支更适用于叶盘结构工作时所承受的多阶次、宽频域工况^[10]。利用叶盘结构的周期对称性,国内外学者还发展了压电网络(Piezoelectric network)技术^[11-15]。与压电分支阻尼技术不同,在压电网络技术中,分布在各叶片扇区中的压电材料由同一个相互连接的电路网络连接起来。这种在非相邻叶片扇区间建立能量交换通道的方法,特别适用于破坏由于失谐带来的叶盘振动局部化,同时也是纯机械设计方式无法实现的。

上述研究充分表明了基于压电材料的阻尼技术用于叶盘结构的优势,但其在实际工业应用中的可行性论证尚不够充分。尚待解决的问题有压电材料的强度和性能退化、电感和负电容等电路阻抗的实

现、压电材料的几何设计等。本文主要关注的是压电材料的几何设计问题,其核心是如何用尽可能少的压电材料达到预定的阻尼效果。

各种外接电路所具有的阻尼性能的上限均与压电材料将机械能转换成电能的能力有关^[16],该能力用“机电耦合系数”表示^[17]。该系数与外接电路无关,是一个压电结构的固有属性。改变压电材料在原结构上的拓扑构型(布置形状、位置、电极的连接方式等)可以在很大程度上影响机电耦合系数,因而成为优化压电阻尼器的重要途径之一^[18-20]。然而,在上述文献中都是预先假定压电材料的几何形状,只优化位置、朝向、电极连接等少量参数,不是完整的拓扑优化,也不具备通用性。

具体到压电阻尼在叶盘上应用中,现有文献大多考虑将压电材料布置在叶片上^[7-9,11-15]。这是由于叶盘结构的振动问题多发生在叶片上,通常叶片的振动应力也确实大于轮盘。李琳等^[21]的研究表明,使用质量占叶片质量10%的压电材料,最多可以为多个叶片主导模态提供约12%的阻尼比。将压电材料布置在叶片上是利于增强阻尼效果的,但同时也相当于修改了叶型,很可能降低气动效率。在现代发动机结构朝着轻、薄化发展的趋势下,轮缘径向和厚度尺寸将进一步减小,使得轮盘刚度降低,与叶片的刚度越发接近。叶片和轮盘的振动将具有较强的耦合关系^[22],而叶盘结构的振动问题多与这些耦合振动模态有关(如由于失谐引起的振动局部化和响应放大问题^[22-24])。因此,不论是在叶片或轮盘上分布压电材料,都有望抑制叶盘结构的振动,尤其是盘片耦合振动。在轮盘上分布压电材料可以避免对气动效率产生负面影响,并且轮盘表面相对叶片更规则平整,便于铺设压电材料。

本文探索将压电材料铺设到轮盘上对叶盘结构进行减振的可行性,探索压电材料用量与其性能上限之间的关系。基于有限元模型和目标模态的应变分布,提出了一种可考虑质量约束条件的压电材料分布的拓扑优化方法,可适用于任意叶盘结构。以一个压气机叶盘为例进行了数值模拟,给出了轮盘

上布置压电材料的最佳方式及其对应的阻尼性能上限,讨论了压电材料在轮盘上的这种铺设方式对各典型模态(轮盘占优、叶片占优、耦合振动)的振动抑制效果。

2 压电材料拓扑优化原理及流程

2.1 压电分支阻尼的性能

如果只有一片连续的压电材料布置到原结构上,或多片压电材料的电极连接到同一个电路中,形成只有一个电压自由度的压电结构,该机电耦合系统的二自由度动力学方程为^[5]

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} - \boldsymbol{\eta}V = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

$$C_p V + \boldsymbol{\eta}^T \mathbf{x} = Q(t) \quad (2)$$

式中 \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别是质量、刚度和阻尼矩阵; C_p 为压电材料的本征电容; $\boldsymbol{\eta}$ 为耦合系数矩阵; \mathbf{x} 为模态位移向量; V 是作用于压电材料电极两端的电压; Q 为压电材料所属支路的电量; $\mathbf{f}(t)$ 为激振力向量。外接电路还可给出一个 Q 和 V 之间的补充方程,例如外接电感-电阻分支电路时

$$V = L\dot{Q} + RQ \quad (3)$$

式中 L 和 R 分别是电感和电阻值。当电感 L 为0时,退化为电阻分支电路。结合方程(1)~(3),可评估不同外接电路所产生的阻尼效果。

定义模态机电耦合系数(Modal electromechanical coupling factor, MEMCF)为

$$k_j^2 \approx \frac{(\omega_j^{oc})^2 - (\omega_j^{sc})^2}{(\omega_j^{sc})^2} \quad (4)$$

式中 k_j^2 、 ω_j^{oc} 、 ω_j^{sc} 分别是第 j 阶模态的机电耦合系数、开路频率和短路频率。Thomas等^[16]分别通过对方程(1)~(3)的自由振动和强迫响应分析,从理论上证明了压电分支阻尼产生的最佳附加模态阻尼比只决定于模态机电耦合系数。具体地,电阻分支电路(R)的最佳阻尼比为

$$\xi_R \approx \frac{k^2}{4} \quad (5)$$

电感-电阻分支电路(RL)的最佳阻尼比为

$$\xi_{RL} \approx \frac{k}{2} \quad (6)$$

因此,模态机电耦合系数可以作为评价压电阻尼器性能的中间参数,且它的获得仅需进行两次模态分析,较为容易。注意到模态机电耦合系数小于1,因此电感-电阻型分支的最佳性能要明显强于电阻型。

2.2 压电材料分布拓扑优化原则

由式(4)可知,模态机电耦合系数是压电结构的固有属性,且可以通过特征值问题的特点,证明模态机电耦合系数 k^2 的物理意义是该模态下压电材料开路时储存的电能与机械能之比^[5]。而压电材料几何形状、位置和电极连接方式的不同,会显著改变压电材料中所积累的电势能,从而改变模态机电耦合系数。根据式(5)~(6),对模态机电耦合系数系数的改变将直接决定各类型分支电阻的性能上限。这便是通过压电材料的拓扑优化增强压电分支阻尼器性能的原理。

压电材料在开路状态下的电势能为

$$E_p = \frac{C_p V^2}{2} \quad (7)$$

压电材料开路时的电压为电场强度沿厚度方向的积分,当压电材料厚度均匀时,电压即为电场强度与厚度的乘积

$$V = E_i \delta = \sum_{j=1}^6 h_{ij} \varepsilon_j \delta \quad (8)$$

式中 h_{ij} 是压电刚度系数, δ 是压电材料的厚度, ε 是应变, E 是电场强度。下标 i 代表压电材料电场方向。

由此可以确定压电材料的分布原则:由于压电材料厚度 δ 不变,若需要提高某一阶模态下的机电耦合系数,则需将压电材料布置在这一阶模态振动时 $|E_i|$ 最高的位置,从而使压电材料两端电压达到最高,开路时储存的电势能达到最高,由此获得最高的模态机电耦合系数 k^2 。

压电材料与其直接覆盖的结构材料之间的约束关系可近似处理为应变相等,因此,可以用未覆盖压电材料结构的应变场 $\tilde{\varepsilon}_i$ 作为 ε_i 代入式(8)进行计算;同样质量的压电材料,铺设在 $|E_i|$ 越高的地方就能获得越高的机电耦合系数,即其能达到的最佳阻尼效果就越好。

在机械夹持、电路开路状态下,压电材料本构方程为

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C}^D \boldsymbol{\varepsilon} - \mathbf{h}^T \mathbf{D} \quad (9)$$

$$\mathbf{E} = -\mathbf{h} \boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\beta}^S \mathbf{D} \quad (10)$$

式中 $\boldsymbol{\sigma}$ 为应力, \mathbf{C}^D 为电学开路弹性刚度, \mathbf{D} 为电位移, \mathbf{h} 为压电刚度系数, $\boldsymbol{\beta}^S$ 为机械夹持介电隔离率。在研究中使用的压电材料为PZT-5H,本构方程中的常数取值如表1所示。

式中真空介电常数近似取 $\varepsilon_0=8.854187817 \times$

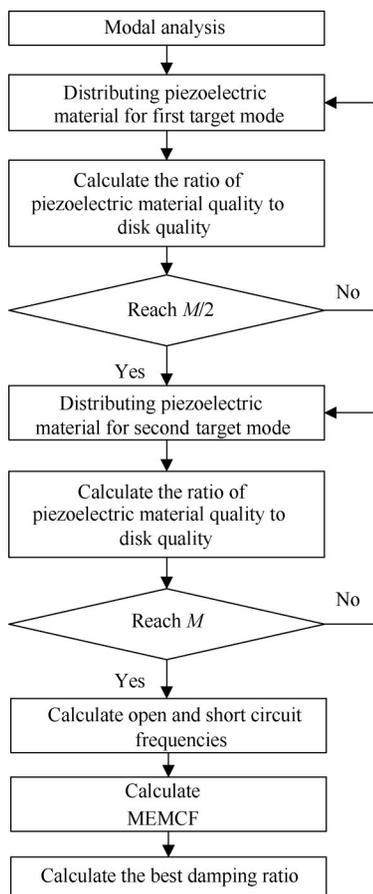


Fig. 3 Flow chart of the optimization procedure for multi-modes

用于一个基于NASA rotor 37叶片设计的叶盘结构有限元模型,如图4所示。它的一个扇区如图5所示。在轮盘表面分布压电材料时,压电材料的极化方向沿着它所在表面的法向向外,即局部坐标系的3方向。例如在轮盘正面的A点,3方向沿着轮盘的轴向,而在轮缘外侧的B点,3方向沿着轮盘的径向。在下文中,约定“轮盘正面”和轮盘背面”指的是轮盘垂直于轴向的两个平面,“轮缘内侧”和轮缘外侧”指的是轮盘的轮缘部分垂直于径向的两个面。

由于叶盘结构是一种周期对称结构^[22],叶片和它对应的轮盘部分构成了扇区子结构。在建立模型

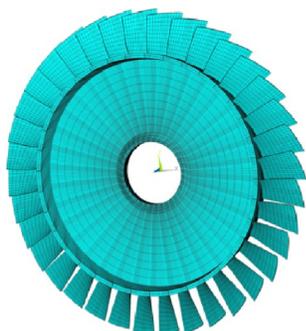


Fig. 4 Blisk finite element model

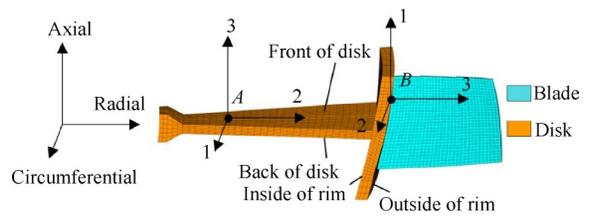


Fig. 5 One sector of blisk model

和求解的过程中可以只建立一个扇区进行计算,并在沿圆周方向的两个界面上施加周期对称边界条件,在后处理中将位移和应变扩展到整个结构,即可得到整个结构的振动特性。该叶盘模型的材料参数如表2所示。

Table 2 Material parameters of blade disk

Parameter	Value
Density/(kg/m ³)	7800
Elastic modulus/GPa	209
Poisson's ratio	0.3

3.2 模态分析

对叶盘结构模型施加的约束条件为叶盘内孔边节点自由度完全约束,进行模态分析,可得到其“节径-频率图”,如图6所示。

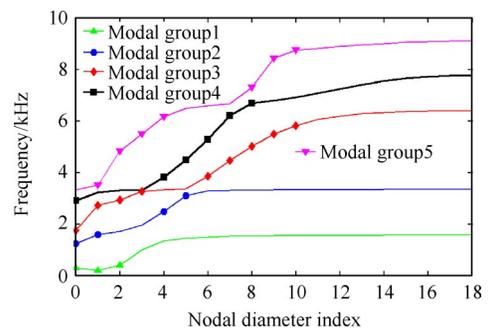


Fig. 6 Nodal diameter index-frequency of blisk

叶盘结构模型共36个扇区,节径数 Nodal Diameter Index (NDI) 为0~18,模态分析后提取了前5阶模态族的数据进行分析,模态族阶次S的取值范围为1~5。图6中,每一阶模态族的频率连线都是先上升再接近水平。随着节径数增加,有上升趋势的连线是模态转向区,对应于轮盘主导的振动模态。而接近水平的连线是模态密集区,对应于叶片主导的振动模态。

此外,还可以根据振型图判断这阶模态的振动属于叶片主导还是轮盘主导。以第一模态族0,1,2,18节径为例,图7给出了它们对应的振型图,色标云图代表相对位移量(d_r)。第一模态族0节径的振型变

化集中在轮盘上,是轮盘主导模态,第一模态族1,2节径,是叶盘耦合模态,而第一模态族18节径的整个轮盘振幅几乎相同,振型变化集中在叶片上,是叶片主导模态。

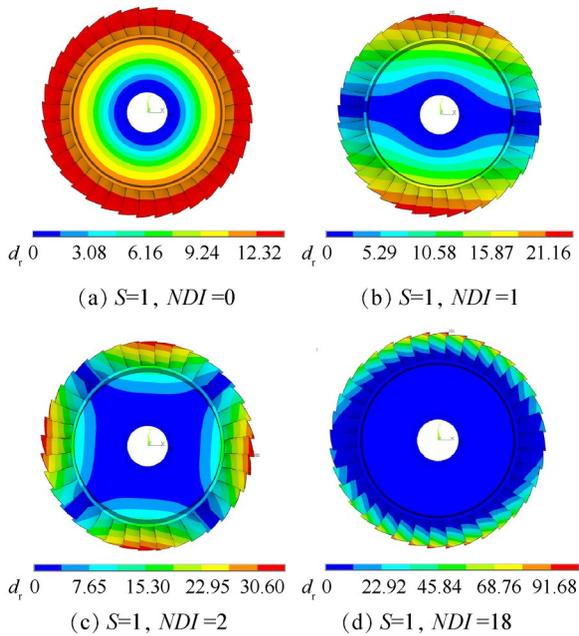


Fig. 7 Mode shape of vibration

根据节径-频率图和模态振型图,分辨出轮盘主导模态和叶盘耦合振动模态,在图6中标记出,并按照模态族的顺序整理,如表3所示。

Table 3 Disk dominant and disk-blade coupled modes

S	NDI
1	0, 1, 2
2	0, 1, 4, 5
3	0, 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10
4	0, 4, 5, 6, 7, 8
5	1, 2, 3, 4, 8, 9, 10

3.3 单目标模态优化结果分析

以第一阶模态族0节径作为目标模态,进行模态分析后提取局部坐标系下的应变场数据,并计算 E_3 的大小,如图8所示。由于只在轮盘上分布压电材料,图中仅处理了轮盘的应变场,叶片的应变场未进行处理。

设定压电材料质量占轮盘总质量的比例为 $M = 5\%$,图9给出了压电材料分布位置的示意图,其分布位置集中在 $|E_3|$ 最大的单元上。由于不同位置处 E_3 正负不同,图中红色的单元与紫色单元表面电压相反,为防止正负电荷抵消,需使其极化方向反向,将

电压正负相同的电极相连。

替换压电材料后进行模态分析,获取开路和短路的频率,并计算各模态对应的机电耦合系数。以节径数 NDI 作为横坐标,以模态机电耦合系数 k^2 作为纵坐标绘图。图10给出了以第一阶模态族0节径作为目标模态的机电耦合系数。

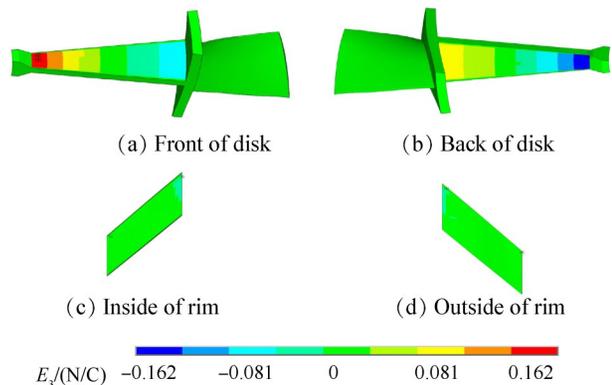


Fig. 8 E_3 of the goal model group step $S=1, NDI=0$

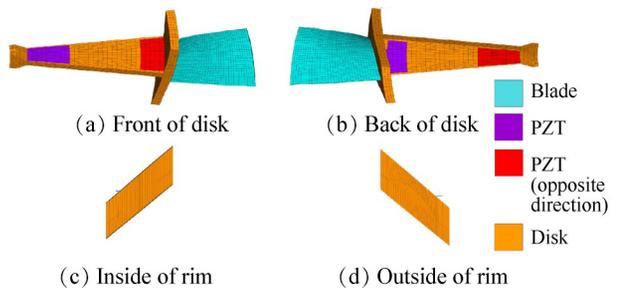


Fig. 9 Position of piezoelectric material in disk when the goal model group step $S=1, NDI=0$

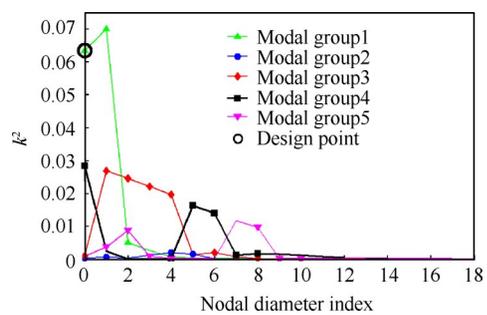


Fig. 10 Electromechanical coupling coefficient when the goal model group step $S=1, NDI=0$

求出机电耦合系数之后,根据公式(5)和(6)可以求出连接电路后的最佳阻尼比。图11给出了电感-电阻分支电路下的最佳阻尼比,铺设5%的压电材料最多可以为轮盘主导模态和叶盘耦合模态提供约13%的阻尼比。

由图11可以看到,针对某一阶目标模态设计的压电材料布置方案,其它某些轮盘主导模态及叶盘

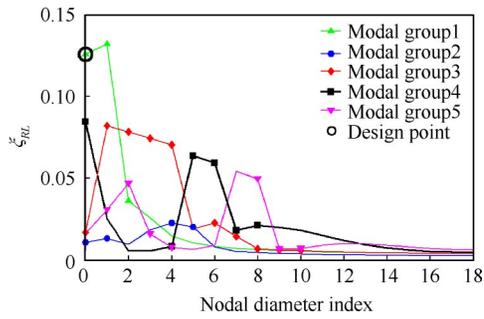


Fig. 11 Damping coefficient when the goal modal group step $S=1$, $NDI=0$ ($M = 5\%$)

耦合振动模态的最佳阻尼比也比较高,说明对其他的轮盘主导模态及叶盘耦合振动模态也能够起到一定的减振抑振作用;而对于叶片主导模态,最佳阻尼比较小,即没有明显的减振作用。

为研究压电材料的分布对各模态(轮盘主导、叶片主导、耦合振动)的振动抑制效果,再以第一阶模态族2节径、18节径作为目标模态,计算应变场、压电材料分布位置及最佳阻尼比,如图12~16所示。

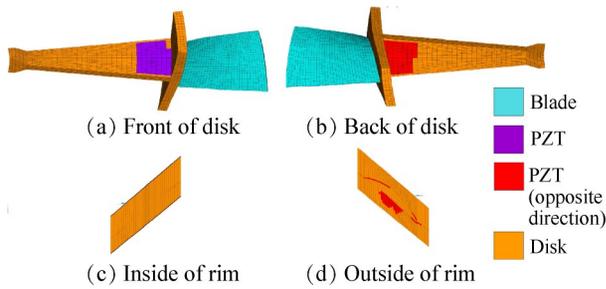


Fig. 12 Position of piezoelectric material in disk when the goal modal group step $S=1$, $NDI=2$

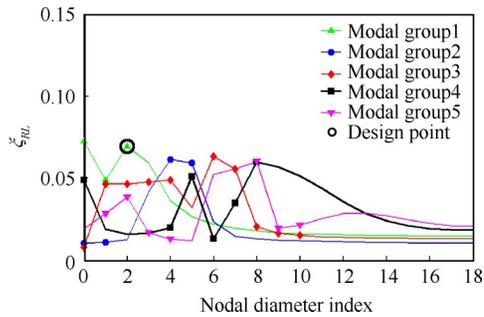


Fig. 13 Damping coefficient when the goal modal group step $S=1$, $NDI=2$ ($M=5\%$)

对比图9, 12, 15, 对于轮盘主导模态,压电材料主要分布于轮盘正面和轮盘背面,对于叶片主导模态,压电材料主要分布于轮缘内侧和轮缘外侧,而对于叶盘耦合振动模态,则在轮盘和轮缘上均有分布。

对比图11, 13, 16, 不论以轮盘或叶片主导模态

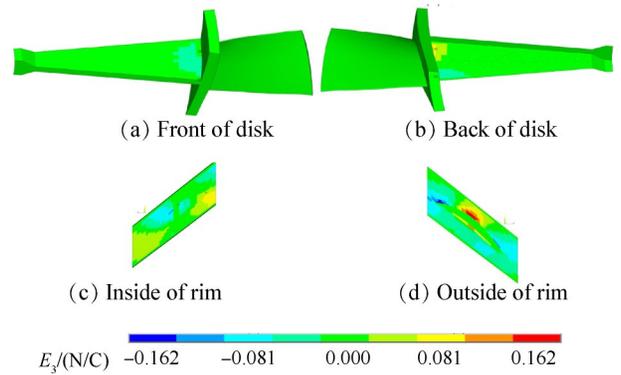


Fig. 14 E_3 of the goal model group step $S=1$, $NDI=18$

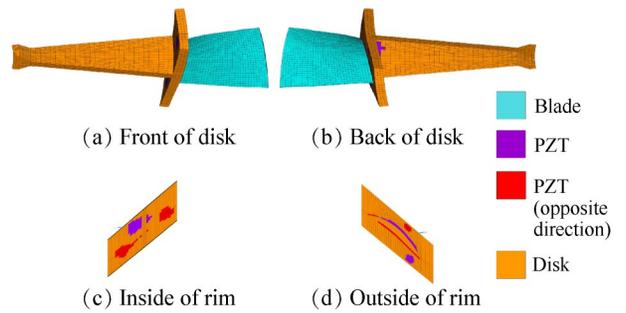


Fig. 15 Position of piezoelectric material in disk when the goal modal group step $S=1$, $NDI=18$

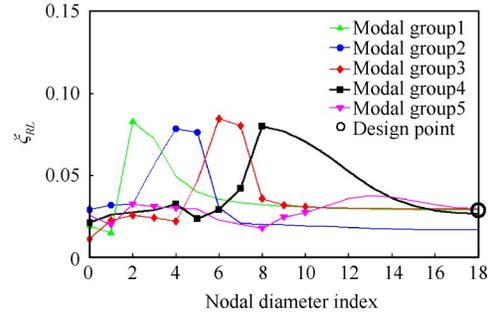


Fig. 16 Damping coefficient when the goal modal group step $S=1$, $NDI=18$ ($M=5\%$)

作为目标模态,在轮盘上分布压电材料,都对轮盘主导模态及叶盘耦合振动模态有较大的振动抑制作用,而对叶片主导模态的影响较小,其阻尼比集中在2%~4%。对于其它模态族的模态,也可以得出类似的结论。

为研究不同压电材料用量对减振效果的影响,设定压电材料质量占轮盘总质量的比例为 $M=10\%$,进行压电材料的分布。图17给出了以第一阶模态族0节径作为目标模态,电感-电阻分支电路下的最佳阻尼比。

对比图11和图17,在分布了多出一倍质量的压电材料之后,最佳阻尼比却提高不大,由原来的最大13%提高到最大14%,验证了分布更多压电材料带来

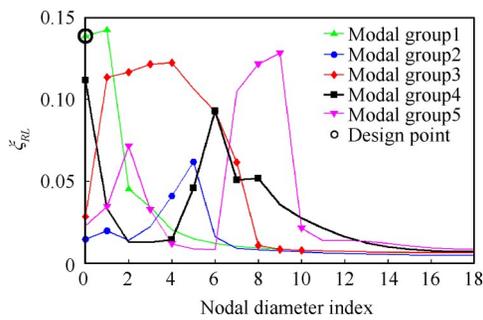


Fig. 17 Damping coefficient when the goal modal group step $S=1$, $NDI=0$ ($M=10\%$)

的减振效果边际效应是递减的。

3.4 多目标模态优化结果分析

从针对单阶模态优化的结果来看,当某一阶的模态机电耦合系数达到最大时,其他阶次的模态机电耦合系数却不一定高。若使多阶模态的机电耦合系数都达到较高水平,则需要同时考虑这些模态压电材料的分布。

按照 2.2 节所述流程完成压电材料的布置以及最佳阻尼比的计算,设定的压电材料占比为 $M=5\%$ 。计算过程中,还将“目标模态 1”与“目标模态 2”的顺序进行交换,其阻尼比结果与未交换前基本一致。

图 18 给出了以第一阶模态族 0 节径作为“目标模态 1”,第一阶模态族 2 节径作为“目标模态 2”的压电材料分布位置图。图 19 给出了优化后的最佳阻尼比。

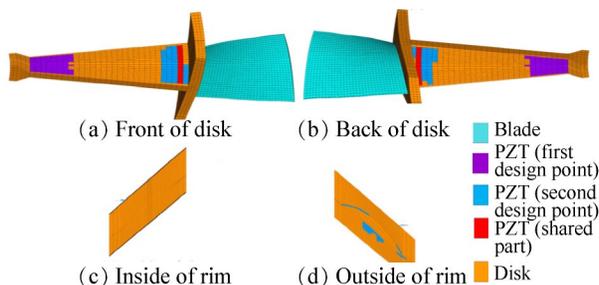


Fig. 18 Position of piezoelectric material in disk of the multi-modes

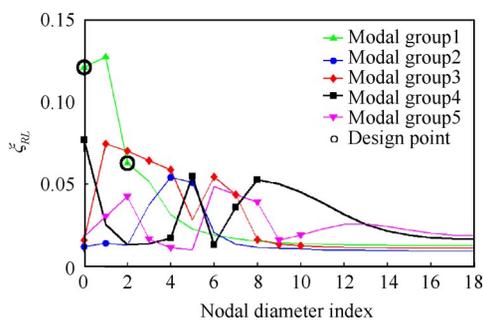


Fig. 19 Damping coefficient of multi-objective modal optimization

将只考虑单目标模态和同时考虑多目标模态优化的最佳阻尼比结果整理如表 4 所示。

Table 4 Best damping coefficient

Goal mode	Damping ratio (1st mode)/%	Damping ratio (2nd mode)/%
1	12.6	3.6
2	7.2	6.9
1 and 2	12.1	6.3

由表 4 可以看到,以“目标模态 1”作为设计点时,“目标模态 1”对应的阻尼比较大,“目标模态 2”对应的阻尼比较小。以“目标模态 2”作为设计点则同理。综合考虑两阶模态之后,最佳阻尼比虽然比最大值略小,但都保持在较高水平,分别达到了 12.1% 和 6.3%。计算结果证明这种多目标模态优化思路可以使两阶模态的最佳阻尼比同时达到较高水平。若两阶目标模态处于不同的模态族,仍有相似的结果。

3.5 轮盘和叶片共同优化

由 3.3 节中的分析可知,在轮盘上分布压电材料只对轮盘主导模态及叶盘耦合振动模态减振效果较好,由文献[21]知,在叶片上分布压电材料只对叶片主导模态减振效果较好。若想在叶盘工作的宽广的频率范围内都取得较好的减振效果,应考虑同时在轮盘和叶片上分布压电材料。以第一阶模态族 0 节径作为“目标模态 1”,在轮盘上分布占轮盘质量 5% 的压电材料,再以第一阶模态族 18 节径作为“目标模态 2”,在叶片上分布占叶片质量 10% 的压电材料,其分布准则仍按第 2 节所述。图 20 给出了这种优化方式下压电材料位置的分布,图 21 给出了对应的最佳阻尼比。

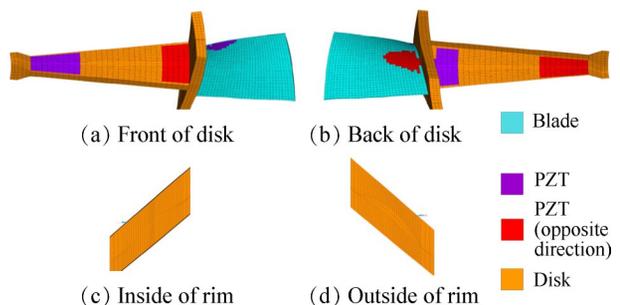


Fig. 20 Position of piezoelectric material in disk and blade

图 21 中,第一模态族各节径的模态都有较大的模态阻尼比,其中轮盘振动主导模态及叶盘耦合振动模态最大有 13% 的阻尼比,叶片主导模态最大有 8% 的阻尼比。对于其他模态族进行类似的优化时也

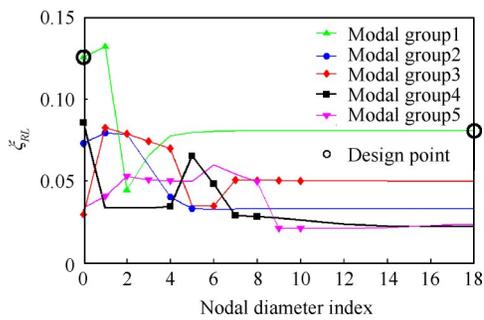


Fig. 21 Damping coefficient of blisk optimization

可得出相同的结论,证明这种优化方法对于同时提高轮盘主导、叶片主导和叶盘耦合模态的阻尼是有效的。

3.6 叶盘响应分析

为了直观地展示压电阻尼所能带来的减振效果,在叶盘结构每个叶片的C点位置上施加沿轴向的简谐激励力,各扇区的激励力形成阶次激励,如图22所示。进行谐响应分析后提取C点沿轴向的位移幅值,绘制频响曲线。

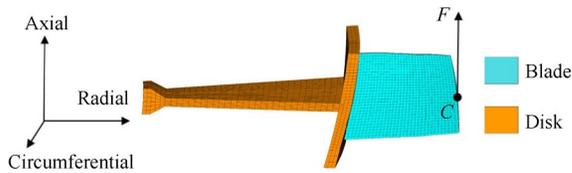


Fig. 22 Location of the exciting force

图23是0阶次激励下在0~5kHz内叶盘的频响曲线。将不加压电阻尼时的初始响应与以第一阶模态族0节径作为目标模态,分布压电材料后的响应做对比。计算中假设的结构阻尼比为1%。

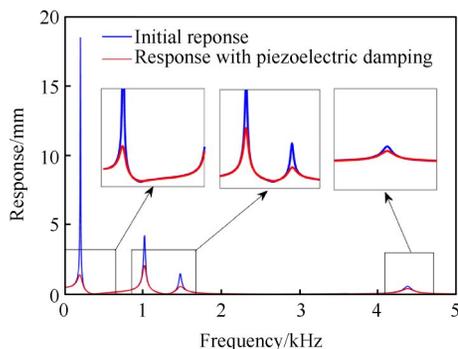


Fig. 23 Frequency-response curve

从图23中可以看到,0节径的激励力在0~5kHz内激起了4阶共振。分布压电材料为各阶模态带来了额外的阻尼,在频响曲线上的表现为各共振峰的峰值降低。各阶共振频率与压电材料带来的额外模

态阻尼如表5所示。各阶共振频率与图6中0节径的叶盘固有频率一致。

Table 5 Resonant frequency and piezoelectric damping

Peak	Frequency/Hz	Damping ratio /%
1	199.7	12.6
2	1018.3	1.1
3	1474.8	1.7
4	4381.9	0.4

4 结论

本文根据压电分支阻尼器减振的原理,提出了一种用于减振的压电材料的分布拓扑优化方法,基于此方法在叶盘结构模型的轮盘上铺设压电材料,进行仿真验证,分别考虑了单目标模态和多目标模态的情况,研究其阻尼效果。所得主要结论如下:

(1)设计了一套提高压电结构的最佳阻尼比的压电材料位置分布方法:若需要提高某一阶模态下的最佳阻尼比,则需要将压电材料布置在这一阶模态振动时压电材料电场强度 $|E_i|$ 较大的位置。

(2)进行拓扑优化后的压电材料的最佳分布位置与目标模态对应的应变场有关,但不论以轮盘主导、叶盘耦合或叶片主导模态作为目标模态,在轮盘上分布压电材料,都只能为轮盘主导模态及叶盘耦合振动模态带来较大的阻尼,而叶片主导模态的阻尼较小。

(3)在轮盘上分布压电材料,针对某一阶模态设计的压电材料布置方案,在仅采用占轮盘质量5%的压电材料的情况下,优化后的压电阻尼器最多可以为轮盘振动主导模态及叶片-轮盘耦合振动模态提供约13%的模态阻尼比,为叶片主导模态提供的模态阻尼比集中在2%~4%。

(4)在轮盘和叶片上分布压电材料,可以有效地同时提高各典型模态(轮盘主导、叶片主导和叶盘耦合模态)的阻尼。在轮盘上分布占轮盘质量5%的压电材料,并在叶片上分布占叶片质量10%的压电材料,优化后的压电阻尼器最多可以为轮盘振动主导模态及叶片-轮盘耦合振动模态提供约13%的模态阻尼比,为叶片主导模态提供约8%的模态阻尼比。

值得注意的是,任何阻尼装置的引入,例如航空发动机中常见的凸肩、叶冠、缘板等干摩擦阻尼器,都会不可避免地引入附加质量。同质量下干摩擦阻尼器和压电阻尼器的性能大致相当,但具有更好的多模态特性。目前,压电阻尼器距离实际应用尚有

距离,除了本文所针对的轻质化设计问题,还有包括材料强度、铺设工艺、电路制备等关键技术还需进一步发展。

致 谢:感谢国家自然科学基金的资助。

参考文献

- [1] Hagood N W. Damping of Structural Vibrations with Piezoelectric Materials and Passive Electrical Networks [J]. *Journal of Sound Vibration*, 1991, 146(2): 243-268.
- [2] Forward R L. Electronic Damping of Vibrations in Optical Structures[J]. *Applied Optics*, 1979, 18(5): 690-697.
- [3] 王建军, 李其汉. 具有分支电路的可控压电阻尼减振技术[J]. *力学进展*, 2003, 33(3): 389-403.
- [4] Gripp J A B , Rade D A . Vibration and Noise Control Using Shunted Piezoelectric Transducers: A Review [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 112: 359-383.
- [5] 安德波蒙, 李 琳, 范 雨, 等. 机电耦合系统和压电系统动力学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2014.
- [6] 李其汉, 王延荣, 王建军. 航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J]. *航空发动机*, 2003, 29(4): 16-18.
- [7] Min J B, Duffy K P, Choi B B , et al. Numerical Modeling Methodology and Experimental Study for Piezoelectric vibration Damping Control of Rotating Composite Fan Blades[J]. *Computers and Structures*, 2013, 128: 230-242.
- [8] Bilal M, Renaud B, Mihaita H, et al. Parallel Piezoelectric Shunt Damping of Rotationally Periodic Structures [EB/OL]. <https://doi.org/10.1155/2015/162782>, 2015-03-24.
- [9] Liu J, Li L, Huang X, et al. Dynamic Characteristics of the Blisk with Synchronized Switch Damping Based on Negative Capacitor [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 95(1): 425-445.
- [10] Liu J, Li L, Fan Y. A Comparison Between the Friction and Piezoelectric Synchronized Switch Dampers for Blisks [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2018, 29: 2693-2705.
- [11] Yu H, Wang K W. Piezoelectric Networks for Vibration Suppression of Mistuned Bladed Disks[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2007, 129(5): 559-566.
- [12] Tang J, Wang K. Vibration Delocalization of Nearly Periodic Structures Using Coupled Piezoelectric Networks [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2003, 125(1): 95-108.
- [13] Fan Y, Li L. Vibration Dissipation Characteristics of Symmetrical Piezoelectric Networks with Passive Branches[R]. *ASME GT* 2012-69208.
- [14] LIU Jiuzhou, LI Lin, FAN Yu, et al. Research on Vibration Suppression of a Mistuned Blisk by a Piezoelectric Network [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2018, 31(2): 285-299.
- [15] Deng P, Li L, Li C. Study on Vibration of Mistuned Bladed Disk with Bi-periodic Piezoelectric Network [J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2016, 231(2): 350-363.
- [16] Thomas O, Ducarne J, DeüJ-F. Performance of Piezoelectric Shunts for Vibration Reduction [J]. *Smart Materials and Structures*, 2012, 21(1): 176-1987.
- [17] ANSI-IEEE Std 176-1987, IEEE Standard on Piezoelectricity[S].
- [18] Ducarne J. Placement and Dimension Optimization of Shunted Piezoelectric Patches for Vibration Reduction [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(14): 3286-3303.
- [19] Li Lin, Yin Shunhua, Liu Xue, et al. Enhanced Electromechanical Coupling of Piezoelectric System for Multimodal Vibration [J]. *Mechatronics*, 2015, 31: 205-214.
- [20] 李 琳. 压电结构系统机电耦合的强化与多阶共振抑制 [J]. *北京航空航天大学学报*, 2014, 40(8): 1011-1016.
- [21] 李 琳, 马皓晔, 范 雨, 等. 用于叶片减振的压电材料分布拓扑优化 [J]. *航空动力学报*, 2019, 34(2): 257-266.
- [22] 张 瑾, 刘小平. 叶轮机振动模态分析理论及数值方法 [M]. 北京:国防工业出版社, 2000.
- [23] 姚建尧, 高 阳, 王建军. 航空发动机失谐叶盘动态特性研究进展 [J]. *航空制造技术*, 2016, 59(21): 76-85.
- [24] 廖海涛, 王 帅, 王建军, 等. 失谐叶盘结构振动响应局部化实验研究 [J]. *振动与冲击*, 2012, 31(1): 29-34.

(编辑:朱立影)