

文章编号: 1000-8055(2022)11-2376-12

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220258

航空发动机转/静子加筋调频设计方法

范雨^{1,2}, 钱鑫^{1,2}, 吴亚光^{1,2}, 陈璐璐³, 张辉³

- (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;
3. 中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 为了解决转子叶片/叶鼓系统与静子在模态频率接近且具有相同节径数时可能发生的流致转静子耦合振动问题, 提出了一种基于位移与应变能密度分布的正向加筋调频设计方法, 为结构调频设计提供了理论依据。该方法适用于有限元模型, 且通过一次模态计算即可初步判断加筋区域, 显著缩短设计周期。以提高安全工作裕度为目标, 使用该方法对某型发动机增压级转/静子进行加筋调频设计, 并探究了加强筋的结构参数对转/静子模态特性的影响。通过加筋设计, 该型增压级转/静子危险模态下的共振裕度从 3.47% 提高到 10.56%。该方法具有良好的通用性, 同样适用于其他型号发动机的结构加筋调频设计。

关 键 词: 耦合振动; 结构设计; 频率优化; 共振裕度; 加筋结构; 有限元

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Design approach of stiffeners for frequency shifting of rotors and stators in aero-engine

FAN Yu^{1,2}, QIAN Xin^{1,2}, WU Yaguang^{1,2}, CHEN Lulu³, ZHANG Hui³

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beihang University, Beijing 100191, China;
2. Beijing Key Laboratory of Aero-engine Structure and Strength,
Beihang University, Beijing 100191, China;
3. Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: In order to suppress the flow-induced coupling vibration of rotor blades/bladed drum and stator caused by the close modal frequencies with the same nodal diameter between the rotor and stator, an ad-hoc forward design method based on displacement and strain energy density distribution was proposed to tailor the frequency margin, providing a solid theoretical basis for designing the gap of the frequency; and the stiffened area can be preliminarily determined through a single modal analysis, which significantly shortened the design cycles. The method was then applied to an industrial rotor/stator finite element model to improve the resonance margin. The influence of structural parameters of stiffeners on the modal characteristics of rotor and stator was investigated. The resonance margin of the dangerous mode increased from 3.47% to 10.56% by stiffening. The generality of this method is good, making it suitable for other types of engines.

收稿日期: 2022-04-27

基金项目: 国家科技重大专项 (2017-IV-0002-0039, J2019-IV-0023-0091); 航空科学基金 (2019ZB051002);

先进航空动力创新工作站 (HKCX2020-02-013, HKCX2020-02-016)

作者简介: 范雨(1987—), 男, 副教授、博士生导师, 博士, 主要从事智能结构动力学及振动控制等研究。

通信作者: 吴亚光(1990—), 男, 助理研究员, 博士, 主要从事航空发动机薄壁结构的振动控制研究。E-mail: yaguangwu@buaa.edu.cn

引用格式: 范雨, 钱鑫, 吴亚光, 等. 航空发动机转/静子加筋调频设计方法[J]. 航空动力学报, 2022, 37(11): 2376-2387. FAN Yu, QIAN Xin, WU Yaguang, et al. Design approach of stiffeners for frequency shifting of rotors and stators in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(11): 2376-2387.

Keywords: coupling vibration; structural design; frequency optimization; resonance margin; stiffened structure; finite element

为进一步提高推质比, 航空发动机向轻量化、大推力的方向发展, 相应地机匣被设计得越来越薄^[1-3], 导致转子振动情况恶化及转、静子之间的振动耦合加强, 从而造成零件疲劳破坏、发动机整机振动水平增大等严重影响。

引起航空发动机转静子耦合振动的因素有多种, 按照发生机理一般将其分为两大类, 分别为流体压力脉动^[4-7]与转静子碰摩作用下的转静子耦合振动^[8-11]。前者认为流体激励引起叶片的颤振、强迫振动, 叶片振动与流场相耦合, 进而导致流场出现周向压力脉动, 作用于机匣即会激起机匣的周向振动, 属于流致振动范畴, 这类耦合振动发生的条件是转子叶片/叶鼓与机匣的某阶固有频率^[12]或行波波速^[13-14]相近; 后者是由转子不对中、质量不平衡导致叶尖与机匣间的碰摩, 而碰摩产生的接触力进一步诱发机匣振动, 其源头为转子的不平衡响应, 这类耦合振动发生的条件是转子临界转速对应的频率或倍频与机匣的某阶固有频率相近, 因此一般发生在临界转速附近。

在《航空发动机设计手册》中通过转、静子的行波频率与转动圆频率给出安全工作裕度^[15]的定义, 以在设计过程中避免转、静子发生耦合振动。此时可通过调整两者的固有频率使得发动机在工作过程中避开耦合区。在工程应用中, 通常采用在结构板面或壳面上加筋的方式来改变结构固有频率^[16]。增加加强筋在增强结构刚度的同时不会增加过多的质量, 且在一定程度上可以抑制结构的振动响应, 是一种较为经济的减振调频方法。加强筋不同的几何形状^[17-18]、尺寸大小^[19]、铺设方式^[20]以及位置分布^[21]等均会对加筋结构固有频率产生不同的影响, 因此在实际应用中, 需要根据不同的工程需求对加强筋及机械结构进行优化。在当前针对航空发动机等较为复杂的结构进行优化时, 通常根据目标函数对设定的参数进行逆向优化^[22-24], 虽然能够得到与既定目标较为接近的优化结果, 但缺乏理论依据, 且采用复杂模型进行多次迭代计算时, 往往需要极大的时间成本。

本文针对航空发动机流致转静子耦合振动问题, 从模态的角度切入, 提出了一种以提高转、静子安全工作裕度为目标的正向加筋优化方法。本文阐明了加筋位置引起模态频率上升或下降的机理, 建立了正向加筋调频设计方法, 并在简易模型上进行验证。对某型航空发动机增压级转、静

子模型进行正向加筋设计, 证明了该方法对复杂模型加筋调频的有效性。分析了加强筋参数对转、静子结构振动特性的影响规律。本方法适用于大规模有限元模型, 兼顾了计算效率与精度, 显著缩短了发动机转、静子及类似机械结构加筋调频的设计周期。

1 正向加筋调频设计方法

1.1 加筋对模态频率影响的判别理论依据

对于航空发动机静子机匣与转子叶片/叶鼓系统的离散化模型, 其动力学方程的一般形式为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \quad (1)$$

式中 M 为系统质量矩阵, C 为系统阻尼矩阵, 若为转子, 则阻尼矩阵包含转速相关项以表征陀螺效应, K 为系统刚度矩阵, f 为外力项。对该动力学系统作模态分析时, 令外力项为零, 且忽略系统阻尼, 此时系统动力学方程为

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2)$$

设系统主振动为

$$x = \phi \sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

将式(3)代入式(2)中, 得到下列齐次方程

$$(K - \omega^2 M) \phi = 0 \quad (4)$$

此时, 上述方程存在非零解的充要条件为系数行列式为 0, 即

$$|K - \omega^2 M| \phi = 0 \quad (5)$$

进一步求解式(5), 可得到一系列 ω_i 与向量 ϕ_i 。其中 ω_i 为系统第 i 阶模态频率, ϕ_i 为系统第 i 阶模态振型, 且满足

$$\frac{\phi_i^T K \phi_i}{\phi_i^T M \phi_i} = \omega_i^2 \quad (6)$$

式中的 $\phi_i^T K \phi_i$ 与 $\phi_i^T M \phi_i$ 分别称作系统的第 i 阶主质量与主刚度^[25]。主质量与主刚度可分别等效看作为系统以特征值为比例缩放的动能与弹性势能, 因此, 式(6)可以等效为

$$\omega_i^2 = \frac{\phi_i^T K \phi_i}{\phi_i^T M \phi_i} = \frac{E_p}{E_k} \quad (7)$$

式中 E_p 代表弹性势能, 即应变能, E_k 代表缩放的动能。即系统第 i 阶模态频率的平方可等效为该阶模态弹性应变能与缩放动能之比。

对于有限元模型,可以把整体的应变能和动能表示成各单元的应变能和动能之和,其中应变能表示为

$$E_p = \sum_{m=1}^{N_e} \phi_{i,m}^T K_{e,m} \phi_{i,m} = \sum_{m=1}^{N_e} \int_{V_e} \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV \quad (8)$$

式中 N_e 为模型包含的单元数量,第 1 个等号右边的 $\phi_{i,m}$ 为第 i 阶模态振型在第 m 个单元对应的自由度上的位移向量, $K_{e,m}$ 为单元刚度阵;第 2 个等号右边是单元应变能的应力 $\boldsymbol{\sigma}$ 、应变 $\boldsymbol{\varepsilon}$ 表达方式,即单元内的应变能可以表示为应变能密度在单元体积 V_e 上的积分。

缩放的动能表示为

$$E_k = \sum_{m=1}^{N_e} \phi_{i,m}^T M_{e,m} \phi_{i,m} \quad (9)$$

式中 $M_{e,m}$ 为单元质量阵,是材料密度的函数。

将式(8)、式(9)代入式(7),得

$$\omega_i^2 = \sum_{m=1}^{N_e} \frac{\int_{V_e} \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV}{\phi_{i,m}^T M_{e,m} \phi_{i,m}} \quad (10)$$

从式(10)可以看出,各单元应变能与缩放动

能之比决定了系统的模态频率。

在结构不同位置加筋即在该位置的单元上生长出新的单元,可以认为新增加单元与对应基底单元的应变能与动能基本一致。因此,如式(10)所示,如果该单元上的应变能密度较大,则分子增加显著,即在该位置布置单元加筋对主刚度的贡献较大,模态频率会增高;相反,如果该单元上应变能密度较小,而位移较大,则仅仅增加了分母,即在该位置布置单元加筋对主质量贡献较大,模态频率会降低。

综上,基于系统模态计算结果,可根据模型不同位置的应变能密度与位移在给定加筋位置中的相对大小来初步判断加筋对模态频率的影响。基于此,得到加筋对系统模态频率影响的初步判断流程如图 1 所示。

1.2 算例验证

基于文中第 1.1 节的理论依据,本节对一简单悬臂梁的加筋调频进行分析,以证明理论依据的正确性。悬臂梁有限元模型如图 2 所示,其中模型左端全约束。

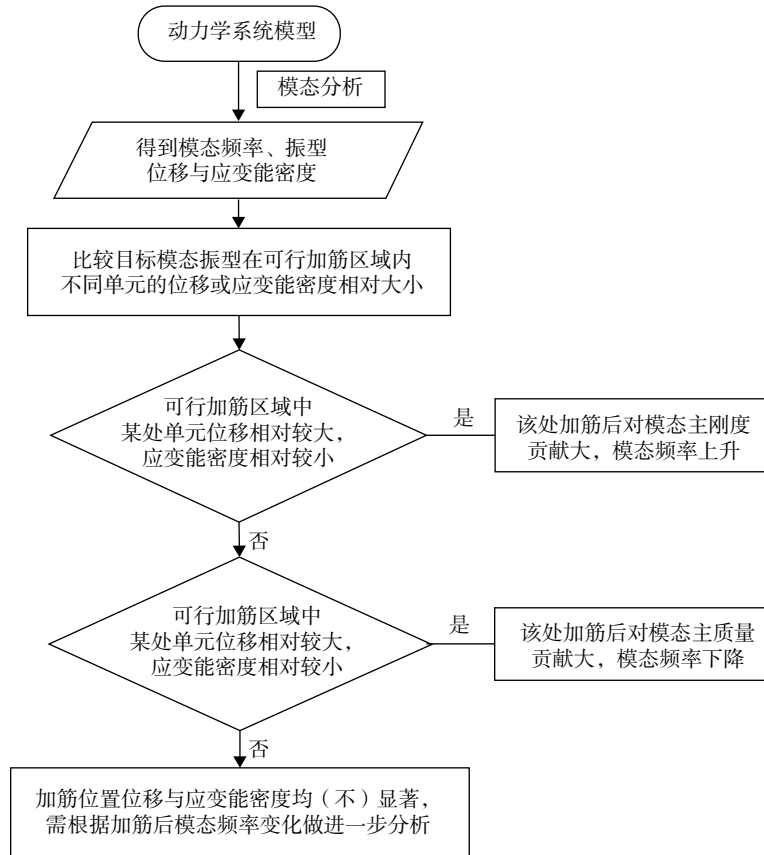


图 1 加筋对模态频率影响初步判断流程图

Fig. 1 Preliminary judgment flow chart of the effect of stiffening on modal frequency

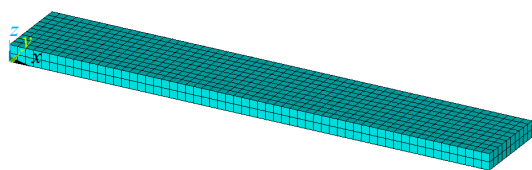


图 2 简易悬臂梁有限元模型

Fig. 2 Finite element model of simple cantilever beam

对该悬臂梁进行模态分析, 分别取结果中的一弯(第 1 阶模态)、二弯(第 3 阶模态)、一扭(第 4 阶模态)模态振型及单元应变能密度, 如图 3 所示。

从图 3 中可以发现, 对于该悬臂梁的一弯、二弯与一扭模态, 在其自由端处均存在较大位移, 同时应变能密度较小; 在其固支端处应变能密度较大, 同时位移较小。根据文中第 1.1 节中的分析结果可以判断, 在自由端加筋将增大系统主质量而对主刚度影响较小, 此时模态频率将下降;

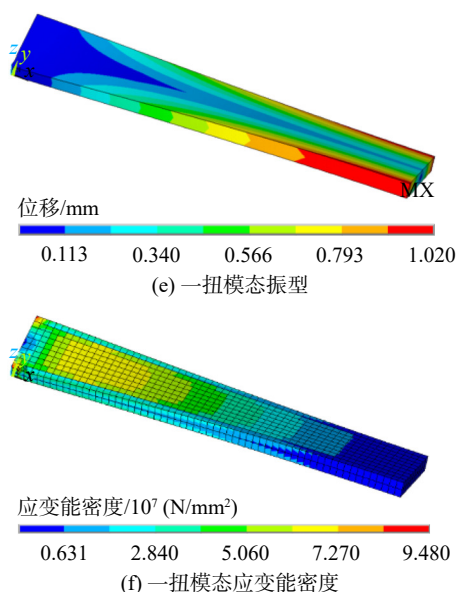


图 3 简易悬臂梁典型模态振型与应变能密度分布

Fig. 3 Modal shapes and strain energy density distribution of typical modes of simple cantilever beam

在固支端加筋将增大系统主刚度而对主质量影响较小, 此时模态频率将上升。

分别在悬臂梁自由端与固支端添加大小尺寸均相等的加强筋, 根据加筋后模态频率的变化情况来验证理论依据的正确性。不同位置加筋后的有限模型如图 4 所示, 前 10 阶模态频率在表 1 中给出。可以发现, 在固支端加筋后, 每阶模态频率均上升; 在自由端加筋后每阶模态频率均下降。结果表明在结构不同位置加筋会对模态频率产生不同的影响, 且与按照文中第 1.1 节理论依据所推测的结论一致, 因此按照模态振型与应变能密度分布来进行加筋调频设计的方法可信。

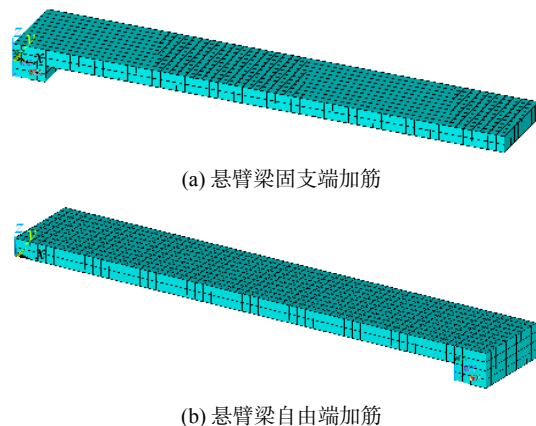
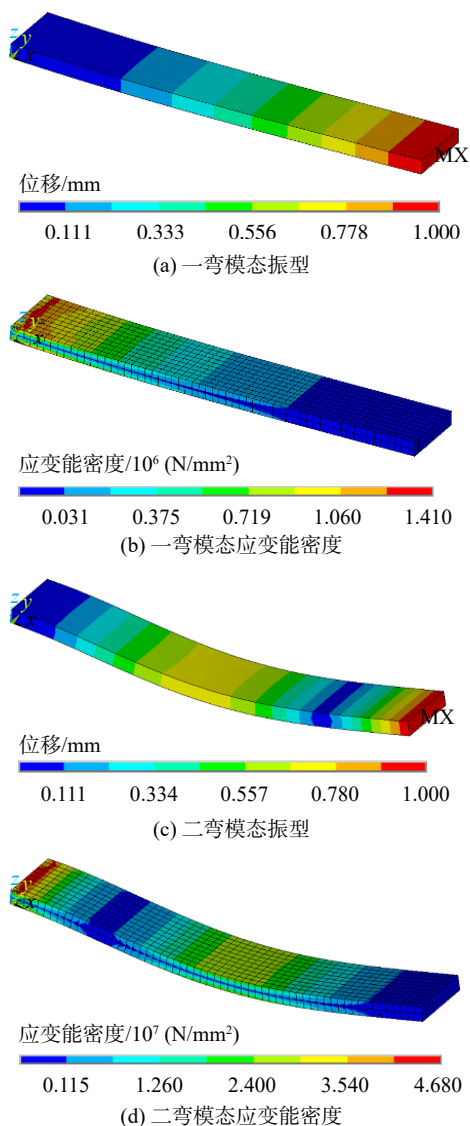


图 4 简易悬臂梁不同位置加筋有限元模型

Fig. 4 Finite element models of simple cantilever beam stiffened at different positions

表 1 悬臂梁不同位置加筋后模态频率变化情况
Table 1 Modal frequency variation of cantilever beam stiffened at different positions

阶数	加筋前模态频率/Hz	固支端加筋模态频率/Hz	自由端加筋模态频率/Hz
1	2.789	3.067	2.499
2	13.538	13.980	12.140
3	17.400	19.086	16.143
4	30.307	31.755	27.795
5	48.442	52.962	45.706
6	75.975	78.435	70.963
7	91.973	96.465	86.555
8	94.179	102.41	89.432
9	128.24	129.68	120.05
10	154.13	164.43	148.00

2 转静子加筋调频设计

本节基于文中第 1 节提出的正向加筋调频设计流程,对测试中发生转静子耦合振动的某型发动机增压级转、静子进行加筋调频,以提高危险模态下转、静子的安全工作裕度。工作条件下,转速并不靠近临界转速,但在机匣上测量得到明显的振动信号,因此可判断该耦合振动并不是由转子不平衡振动诱发的碰摩所引起,而是流致转静子耦合振动。此时可通过转子叶鼓与静子机匣模态振型的空间特征与共振裕度来判别危险模态,而后分别对转、静子进行加筋设计。

2.1 危险模态确认

所采用的发动机增压级模型由增压级鼓筒、增压级机匣与增压级转、静子叶片组成。将增压级静子划分为 18 个扇区,增压级转子划分为 19 个扇区,其单扇区有限元模型如图 5 所示。其中,增压级静子包括 4 级静子叶片,单扇区每级叶片的个数分别为 5、6、6、6;增压级转子包括 3 级转子叶片,单扇区每级叶片个数均为 4。

对于增压级转子与静子系统,其模态振型大多为转子或静子叶片的弯曲或扭转振动。此外,存在部分模态振型在静子机匣或转子鼓筒处出现较大的周向变形。此时,转子叶片也将随着鼓筒产生较大的周向位移,从而引起转子叶片与静子机匣的刮蹭,导致转静子碰摩耦合振动。这些模态振型中静子机匣或转子鼓筒处出现较大变形的即为危险模态。

在 Salvat 等^[14]与 Legrand 等^[8]等对发动机风

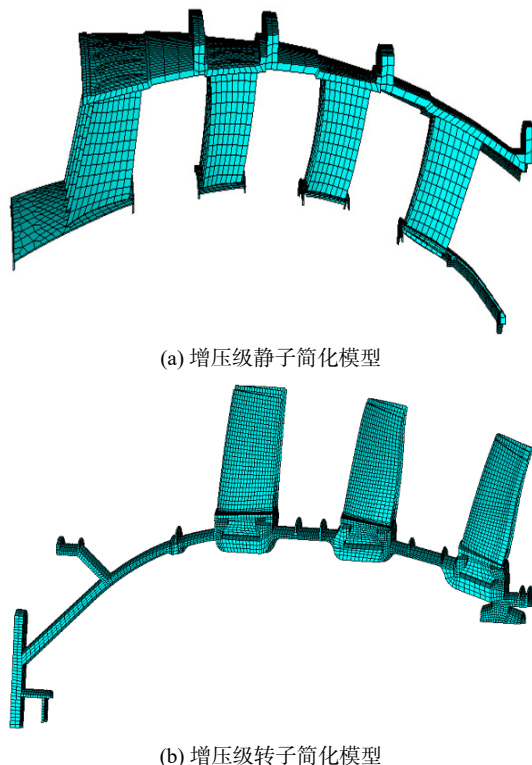


图 5 增压级静子与转子单扇区有限元模型

Fig. 5 Single sector finite element models of stator and rotor of turbocharged stage

扇部件转静子耦合振动的研究中指出,当机匣的行波波速与转子叶鼓相同节径模态下的行波波速相等时,转静子耦合振动会被激起,从而引发失稳振动。因此可以通过静子机匣与转子的行波波速是否相等或相近来判断危险模态。

设转静子节径数均为 n , 转子模态频率为 ω_d , 静子模态频率为 ω_c , 转子转速为 ω_0 。此时转子行波波速 v_d 与静子行波波速 v_c 分别为

$$v_{c(d)} = \frac{\omega_{c(d)}}{n} \pm \omega_0 \quad (11)$$

式中符号为正表示为正行波,波的传播方向和转子旋转方向一致;符号为负表示为逆行波,波的传播方向和转子旋转方向相反。由于机匣为静止件,其转速为零,因此机匣的正行波与逆行波波速相等。从式(11)可以看出,当节径数一定时,转、静子的波速与其固有频率分别是一一对应的。

考虑转静子耦合振动时的物理情形,在节径数相等的情况下,当机匣的正行波波速与转子的逆行波波速相等时,叶鼓与机匣会发生行波耦合振动。此时可以根据转、静子在相同节径数下各阶模态行波波速间的裕度,对可能发生转静子耦合振动的危险模态进行判断。其共振裕度^[15]定

义为

$$S = \frac{v_c - v_d}{v_d} = \frac{\omega_c - (\omega_d - n\omega_0)}{\omega_d - n\omega_0} \times 100\% \quad (12)$$

现计算节径数为 3 时增压级转、静子各转速点下的行波波速,如图 6 所示。转子模态计算的选取转速点在表 2 中给出,其中 4 100 r/min 为工作转速,相对转速为当时转子转速与工作转速之比。

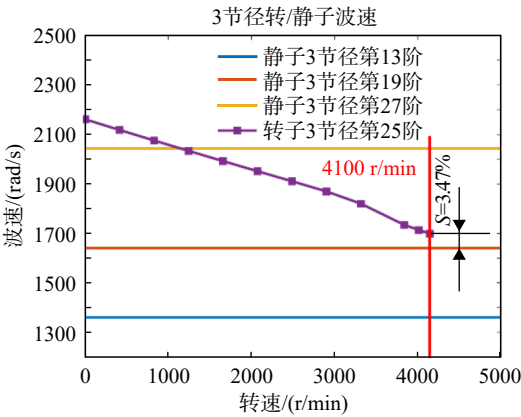


图 6 3 节径下转/静子波速

Fig. 6 Rotor and stator wavelet velocities at 3 nodal diameters

表 2 转子模态计算转速点

Table 2 Modal calculation speed points of rotor

相对转速	物理转速/(r/min)	相对转速	物理转速/(r/min)
0	0	0.61	2 500
0.10	400	0.71	2 900
0.20	800	0.80	3 300
0.39	1 200	0.93	3 800
0.49	1 600	0.98	4 000
0.59	2 000	1.00	4 100

从图 6 可以看出,在工作转速下,静子 3 节径第 19 阶波速与转子 3 节径第 25 阶波速十分接近,此时转静子共振裕度 S 仅为 3.47%。而在《航空发动机设计手册》中规定转静子耦合共振安全裕度应不小于 10%^[15],因此 3 节径下的静子第 19 阶模态与转子第 25 阶模态为危险模态,其模态振型如图 7 所示。可以发现此时静子前两级叶片间的机匣变形较大,同时转子第 1 级叶片随着鼓筒产生较大的周向变形,因此转子第 1 级叶片与机匣间易发生碰摩,与根据波速裕度判断出的转、静子危险模态结论一致。

综上,针对本文算例,可通过同节径下转、静子模态振型与根据波速计算的共振裕度来定性与定量地判断模型的危险模态。

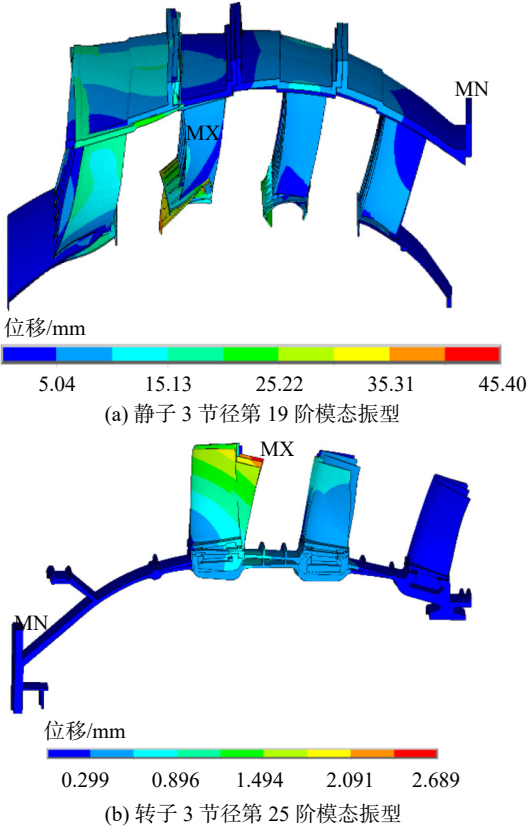


图 7 3 节径下转/静子危险模态振型

Fig. 7 Dangerous modal shapes of rotor and stator at 3 nodal diameters

2.2 转静子加筋调频设计

为提高 3 节径下转、静子危险模态的耦合共振裕度,需要降低静子波速,提高转子波速,即降低静子 3 节径第 19 阶模态频率,提高转子 3 节径第 25 阶模态频率。对于文中采用的图 5 所示的增压级转、静子模型,出于实际工程应用中的可行性,分别在机匣与鼓筒上给定若干可以加筋的位置,如图 8 所示。根据流程图 1 中的加筋位置判断方法,分别对转、静子进行模态分析,得到 3 个加筋位置(图中位置 1、位置 2、位置 3)的平均节点位移与平均单元应变能密度,而后比较其相对大小关系来判断所需要的加筋位置。

对静子进行模态分析,分别得到 3 处加筋位置在危险模态下的平均节点位移 U_{c1} 、 U_{c2} 与 U_{c3} ,与平均单元应变能密度 $D_{s,c1}$ 、 $D_{s,c2}$ 与 $D_{s,c3}$ 在表 3 中给出,位移与应变能密度分布云图如图 9 所示。可以发现,在该阶模态下,第 1 处加筋位置的平均位移最大,同时应变能密度并非最大,根据文中第 1 节的判断依据,在此位置加筋将会降低静子模态频率。

同理,对转子进行模态分析,分别得到转子 3

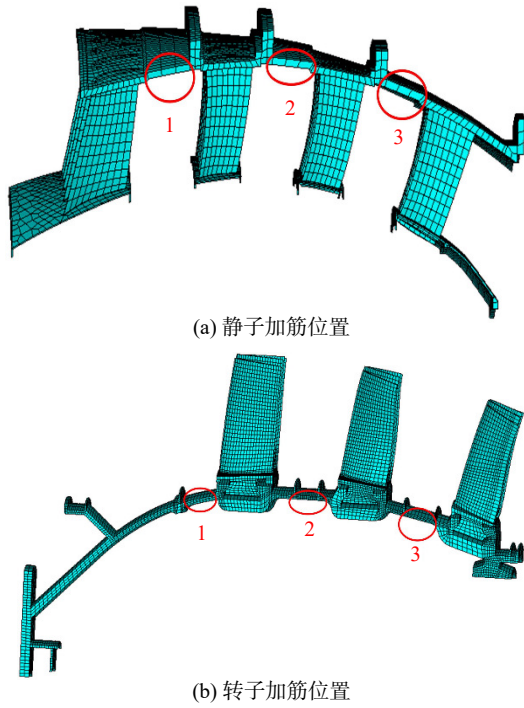


图 8 转/静子加筋位置

Fig. 8 Stiffened positions of rotor and stator

处加筋位置在危险模式下的平均节点位移 U_{d1} 、 U_{d2} 与 U_{d3} ，与平均单元应变能密度 $D_{s,d1}$ 、 $D_{s,d2}$ 与 $D_{s,d3}$ 在表 4 中给出，位移与应变能密度分布如图 10 所示。此时，在 3 处加筋位置中，第 3 处的应变能密度最大，且平均节点位移最小，根据文中第 1 节的判断依据，在此位置加筋将会提高转子模态频率。

经判断，分别在静子第 1 处加筋位置、转子第 3 处加筋位置进行加筋调频。为不影响转、静子内部的流道特性，且避免与转、静子叶片工作时发生碰摩，加强筋将设置在静子机匣外侧与转子鼓筒内侧。加筋后的转、静子有限元模型如图 11 所示。加强筋形状均为环形筋，其中，静子加强

表 3 静子危险模式加筋位置平均位移与应变能密度

Table 3 Mean displacement and strain energy density of the stiffener positions in danger mode of stator

参数	数值
节径	3
阶数	19
模态频率/Hz	783.196
U_{c1}/mm	7.459
U_{c2}/mm	5.26
U_{c3}/mm	3.26
$D_{s,c1}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	6.07
$D_{s,c2}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	6.95
$D_{s,c3}/(\text{N}/\text{mm}^2)$	2.30

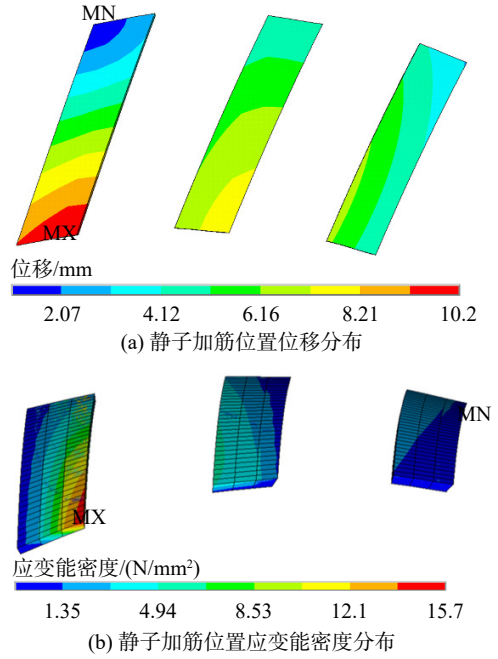


图 9 静子加筋位置位移与应变能密度分布

Fig. 9 Distributions of the displacement and strain energy density of stiffened positions of stator

表 4 转子危险模式加筋位置平均位移与应变能密度

Table 4 Mean displacement and strain energy density of the stiffener positions in danger mode of rotor

参数	数值
节径	3
阶数	25
模态频率/Hz	1 018.5
U_{d1}/mm	0.164
U_{d2}/mm	0.265
U_{d3}/mm	0.086
$D_{s,d1}/10^{10} (\text{N}/\text{mm}^2)$	6.05
$D_{s,d2}/10^{10} (\text{N}/\text{mm}^2)$	1.35
$D_{s,d3}/10^{10} (\text{N}/\text{mm}^2)$	12.4

筋轴向宽度为 13.6 mm，径向高度为 12 mm；转子加强筋轴向宽度为 18 mm，径向高度为 10 mm。

分别对加筋后的转、静子进行模态分析，得到此时转、静子的危险模式振型，如图 12 所示。可以发现，静子与转子加筋后的目标危险模式振型与加筋前基本一致，且对应阶数没有发生变化，不存在振型突变与阶次互换的现象。

根据表 5 给出的加筋前后的危险模式频率及共振裕度可以得出，在根据图 1 中加筋判断流程确定出的转、静子位置进行加筋后，静子危险模式频率降低，转子危险模式频率升高，共振裕度

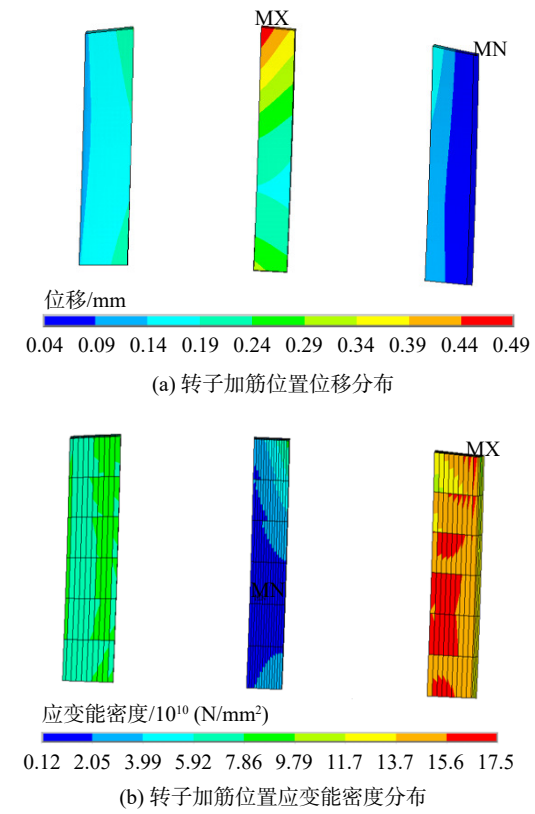


图 10 转子加筋位置位移与应变能密度分布
Fig. 10 Distributions of the displacement and strain energy density of stiffened positions of rotor

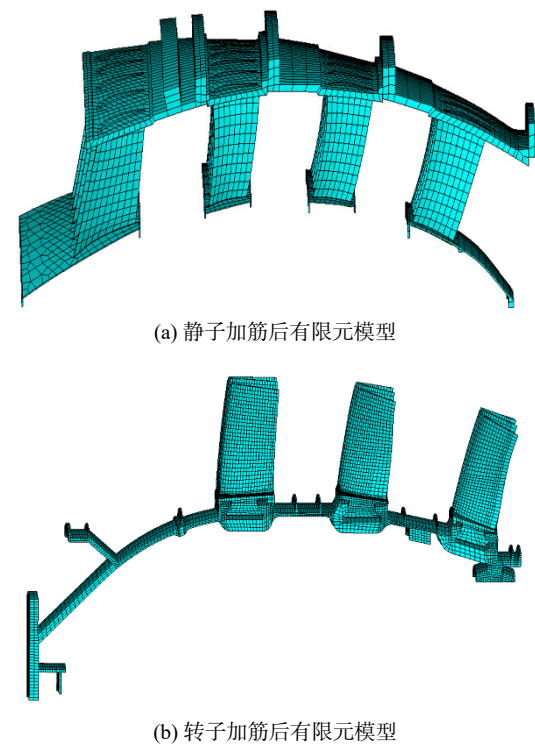


图 11 转/静子加筋后有限元模型
Fig. 11 Finite element models of stiffened stator and rotor

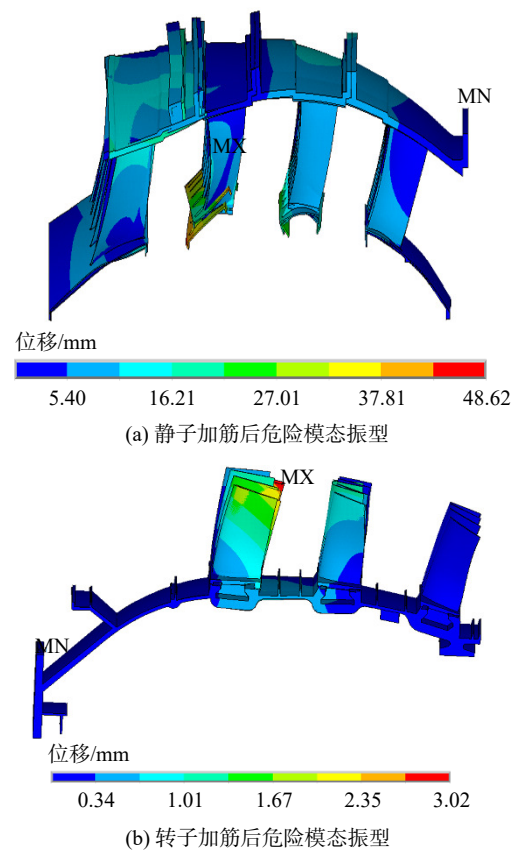


图 12 3 节径下转/静子加筋后危险模态振型
Fig. 12 Dangerous modal shapes of stiffened rotor and stator at 3 nodal diameters

表 5 加筋前后转/静子危险模态频率及共振裕度对比
Table 5 Comparison of mode frequencies of rotor and stator dangerous modes and resonance margin before and after stiffened

工况	静子模态 频率/Hz	转子模态 频率/Hz	共振裕度/%
加筋前	783.196	1 018.5	3.47
加筋后	772.193	1 042.7	7.58

也从 3.47% 提高到 7.58%，实现了安全工作裕度的提升。

2.3 其余加筋调频效果

为进一步说明该加筋调频设计方法的正确性，分别在图 8 中的静子与转子的第 2 处位置加筋，得到的加筋前后危险模态频率及共振裕度如表 6 所示。可以发现，更换加筋位置后，静子模态频率仅降低 2.5 Hz，而转子模态频率反而上升，导致此时的共振裕度比加筋前更小，因此该种加筋方案不能采用。这也说明了在实际工程应用中，根据加筋位置的平均节点位移与平均应变能密度的相对大小关系来初步确定加筋位置的方法是十分有效的。

表 6 更改加筋位置后转/静子危险模式频率及共振裕度
Table 6 Comparison of mode frequencies of rotor and stator dangerous modes and resonance margin after changing stiffened positions

工况	静子模式 频率/Hz	转子模式 频率/Hz	共振裕度/%
加筋前	783.196	1 018.5	3.47
加筋后	780.697	1 007.3	2.43

3 转静子加筋参数影响规律

在根据图 1 中的判断流程初步确定了加筋位置后, 基于文中第 2 节中采用的增压级转、静子模型, 继续探究加强筋的关键几何参数对模式频率的影响规律, 以进一步提高加筋对增大转、静子安全工作裕度的效果。

3.1 静子加筋参数影响规律

静子所选取的危险模式仍为 3 节径第 19 阶模式, 加筋位置为第 1 处。下面分别从加强筋的径向高度与轴向宽度来探究参数对模式频率的影响规律。为增强结果的观察性, 采用加筋前后的模式频率变化百分比进行比较。

对于加强筋径向高度的影响规律分析, 分别取筋的高度为 2~20 mm 等间隔的 10 组情况, 计算得到的模式频率变化结果在表 7 中给出, 并将结果进行拟合, 其关系曲线如图 13 所示。可以发现, 在位置 1 进行加筋时, 筋的高度越大, 静子该阶模式频率越低, 即调频效果越好, 且频率与筋的高度近似为 3 次方的关系。这说明位置 1 加筋后, 在静子该阶模式下主要起到周向抗弯的作用。

对于加强筋轴向宽度的影响规律分析, 由于

表 7 加强筋不同高度对静子危险模式频率影响
Table 7 Influence of different height of stiffener on frequency of stator dangerous mode

高度/mm	加筋后模式频率变化率/%
2	-0.092
4	-0.279
6	-0.506
8	-0.762
10	-1.10
12	-1.40
14	-1.73
16	-2.08
18	-2.43
20	-2.79

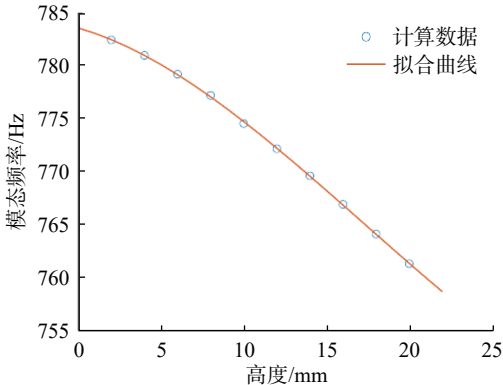


图 13 筋高度与静子模式频率关系曲线

Fig. 13 Relation curve between the height of stiffener and the modal frequency of stator

模型分网的限制(在加筋位置处轴向分网个数为 3), 因此在分析时仅考虑了长度的两种情况, 即加强筋轴向长度分别为 1 个单元长与 2 个单元长, 其中每个单位长度为 13.5 mm。加强筋的高度分别取 10 mm 与 20 mm, 计算了表 8 中 3 种情况下的模式频率, 并给出结果。

表 8 加强筋不同宽度对静子危险模式频率影响
Table 8 Influence of different widths of stiffener on frequency of stator dangerous mode

高度/mm	宽度/mm	模式频率变化率/%
10	27.0	-1.10
20	13.5	-1.66
	27.0	-2.49

对比表 8 中后两种情况可以发现, 当加强筋高度一定时, 轴向宽度越大, 静子模式频率下降越多, 即调频效果更好。对比表 8 中前两种情况可以发现, 当加强筋的体积相同时, 保留筋高而把筋宽减至一半的加筋效果要优于保留筋宽把筋高减至一半的情况。这说明与宽度相比, 筋的高度对降低静子模式频率的影响更大, 即所添加的筋在静子该阶模式下主要起到周向抗弯的作用。因此在工程应用中, 对于静子该阶危险模式, 当加筋质量与体积有所限制时, 为提高加筋效果, 需要保证筋的高度。

3.2 转子加筋参数影响规律

同样探究加强筋的径向高度与轴向宽度对转子模式频率的影响规律。选取的危险模式仍为转子 3 节径第 25 阶模式, 加筋位置为第 3 处。加筋前后模式频率的变化用百分比表示。

对于加强筋径向高度的影响规律分析, 同样

取筋的高度为 2 ~ 20 mm 等间隔的 10 组情况;对于加强筋轴向宽度的影响规律分析,选取轴向长度分别为 1~7 个单元长度的情况,其中每个单元长度为 2.57 mm。计算得到的模态频率随筋高与筋宽的变化结果分别在表 9 与表 10 中给出,拟合得到的关系曲线如图 14 所示。可以发现,随着加强筋高度的增加,相同高度的筋给转子模态频率带来的增益越来越小,从图 14(a)中曲线的斜率也可证明该结论;而加强筋轴向宽度与加筋后的模态频率近似成线性关系。因此,对于转子该阶危险模态,为提高加筋效果,需要保证筋的轴向宽度,同时选取适当的筋高。

3.3 转静子加筋调频效果评估

基于文中第 2 节确定的加筋位置,以及本节对加强筋关键参数的影响规律分析,现对 3 节径下转子第 25 阶与静子第 19 阶危险模态进行加筋调频。具体加筋方式为:静子在第一处位置加筋,筋宽为 13.6 mm,筋高为 16 mm;转子在第 1、3 处

表 9 加强筋不同高度对转子危险模态频率影响
Table 9 Influence of different heights of stiffener on frequency of rotor dangerous mode

高度/mm	加筋后模态频率变化率/%
2	1.38
4	1.83
6	2.08
8	2.25
10	2.37
12	2.47
14	2.55
16	2.62
18	2.68
20	2.74

表 10 加强筋不同宽度对转子危险模态频率影响
Table 10 Influence of different widths of stiffener on frequency of stator dangerous mode

宽度/mm	加筋后模态频率变化率/%
2.57	0.15
5.14	0.43
7.71	0.87
10.28	1.34
12.85	1.85
15.42	2.32
17.99	2.74

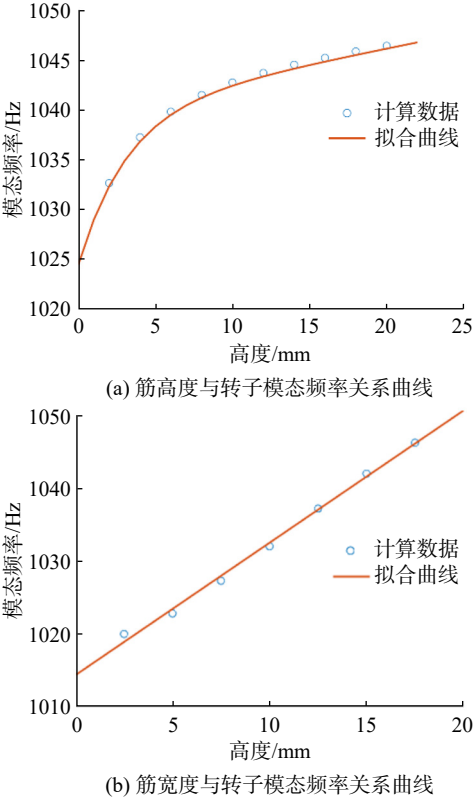


图 14 加强筋几何参数与转子模态频率关系

Fig. 14 Relation curves between the geometric parameters of stiffener and the modal frequency of stator

加筋,筋宽均为 18 mm,筋高均为 10 mm。加筋前后的 3 节径转、静子波速及工作裕度如图 15 所示。可以发现,按照此方式加筋后,3 节径危险模态下的转静子工作裕度在整个加速阶段均得到提升,且工作转速下的工作裕度 S 从 3.47% 提升至 10.56%,符合发动机设计手册中规定的转静子耦合共振安全裕度范围,实现了基于加筋调频以提高危险模态工作裕度的目标。

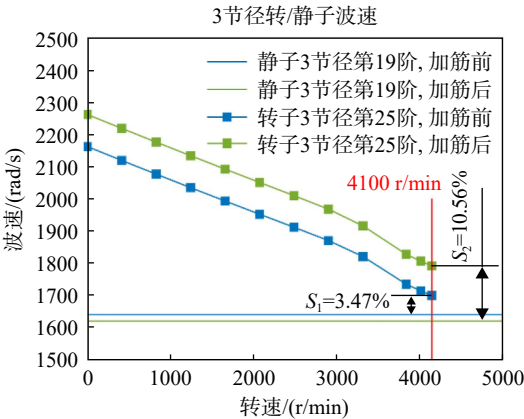


图 15 加筋前后 3 节径转/静子波速及共振裕度示意图
Fig. 15 Schematic diagram of rotor and stator wavelet velocities and resonance margins before and after stiffened at 3 nodal diameters

4 结 论

本文基于结构模态振型在不同位置的位移与应变能密度分布,提出了一种用于调频的加筋位置初步判断方法。该方法适用于大规模有限元模型,具有良好的通用性。相比于以往的逆向结构优化方法,该方法可根据模态计算结果直接判断加筋后对模态频率的影响,可大大缩短设计周期。本文采用该方法对某型航空发动机增压级转静子进行了加筋调频设计,以提高转、静子安全工作裕度,并进一步揭示了加强筋关键参数对模态特性的影响规律。得出的主要结论如下:

1) 在使用加强筋对结构进行调频的设计过程中,可根据模态计算结果中的位移与应变能密度分布对加强筋的位置进行初步判断。其中,在应变能密度较大而位移较小的位置加筋将会增大系统弹性势能,导致模态频率上升;在位移较大而应变能密度较小的位置加筋将会增大系统动能,导致模态频率下降。

2) 在航空发动机设计过程中,可根据同节径下转子与静子的行波波速关系及其耦合共振裕度来判断危险模态。

3) 针对文章采取的某型增压级转、静子模型及危险模态下,加强筋的几何参数会对转子与静子产生不同影响。对于静子,加强筋的高度变化比筋宽对模态频率的影响更大;对于转子,随着筋高度的增加,增大筋高对模态频率的影响越来越小,而筋宽与模态频率近似成线性关系。

4) 基于加筋位置的初步判断与筋关键参数的影响规律分析结果,对基于加筋的某型增压级转、静子调频制定了方案。加筋后危险模态下的转静子工作裕度在整个加速阶段均得到提升,且工作转速下的工作裕度从3.47%提升至10.56%,实现了提高危险模态转静子工作裕度的目标。

参考文献:

- [1] PAPADAKIS L, HAUSER C. Experimental and computational appraisal of the shape accuracy of a thin-walled vireole aero-engine casing manufactured by means of laser metal deposition[J]. *Production Engineering*, 2017, 11: 389-399.
- [2] 漆文凯, 王向辉. 基于转静子耦合的组合压气机动力特性分析[J]. *航空发动机*, 2014, 40(4): 46-50.
QI Wenkai, WANG Xianghui. Analysis on dynamic characteristics of combined compressor based on coupling of rotor and stator[J]. *Aeroengine*, 2014, 40(4): 46-50. (in Chinese)
- [3] 马英群. 基于结构声强可视化的航空发动机转子-支承-机匣耦合系统振动能量传递特性研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2020.
- MA Yingqun. Investigation on vibration energy transmission characteristics of aero-engine rotor-support-casing coupling system based on visualization of structural acoustic intensity[D]. Beijing: Chines Academy of Sciences, 2020. (in Chinese)
- [4] MARSHALL J. A review of aeroelasticity methods with emphasis on turbomachinery applications[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 1996, 10(3): 237-267.
- [5] CLARK S T, KIELB R E, HALL K C. Developing a reduced-order model to understand non-synchronous vibration (NSV) in turbomachinery[R]. Copenhagen, Denmark: ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, 2012.
- [6] BRANDSTETTER, CHRISTOPH, JUENGST, et al. Measurements of radial vortices, spill forward, and vortex breakdown in a transonic compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(6): 1-14.
- [7] STAPELFELDT S, BRANDSTETTER C. Non-synchronous vibration in axial compressors: lock-in mechanism and semi-analytical model[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 488: 115649.1-115649.20.
- [8] LEGRAND M, PIERRE C, CARTRAUD P, et al. Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 319 (1/2): 366-391.
- [9] LEGRAND M, BATAILLY A, MAGNAIN B, et al. Full three-dimensional investigation of structural contact interactions in turbomachines[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(11): 2578-2601.
- [10] 王俨凯, 王理, 廖明夫, 等. 双转子发动机转子-机匣碰摩擦动特征研究[J]. *机械科学与技术*, 2014, 33(4): 614-620.
WANG Yankai, WANG Li, LIAO Mingfu, et al. Exploring vibration characteristics of dual-rotor engine's rotor-to-case rub-impact[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2014, 33(4): 614-620. (in Chinese)
- [11] MA Hui, LU Yang, WU Zhiyuan, et al. Vibration response analysis of a rotational shaft-disk-blade system with blade-tip rubbing[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2016, 107: 110-125.
- [12] HONG Jie, YU Pingchao, MA Yanhong, et al. Investigation on nonlinear lateral-torsional coupled vibration of a rotor system with substantial unbalance[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2020, 33 (6): 1642-1660.
- [13] SCHMIECHEN P. Travelling wave speed coincidence[D]. London, UK: Technology and Medicine University of London, 1997.
- [14] SALVAT N, BATAILLY A, LEGRAND M. Two-dimensional modeling of unilateral contact-induced shaft processional motions in bladed-disk/casing systems[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2016, 78(4): 90-104.
- [15] 付才高, 郑大平, 欧圆霞, 等. 《航空发动机设计手册》: 第19册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [16] 米大海, 杨睿, 周亮, 等. 以频率为目标的加筋平板结构优化设计研究[J]. *机械强度*, 2013, 35(2): 179-182.
MI Dahai, YANG Rui, ZHOU Liang, et al. Structural frequency optimal design of stiffened plate[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2013, 35(2): 179-182. (in Chinese)
- [17] PENG S, KAPANIA R K, DONG C. Finite element approach to the static, vibration and buckling analysis of curvilinearly stiffened plates[J]. *AIAA Journal*, 2015, 53(5): 1319-1335.
- [18] 刘双燕, 涂玉倩, 苗应刚, 等. 筋的截面形状对薄壁结构振动疲劳性能的影响[J]. *航空工程进展*, 2017, 8(2): 190-198.

- LIU Shuangyan, TU Yuqian, MIAO Yinggang, et al. Effects of stiffeners' cross section shape on thin wall structures' vibration fatigue property[J]. *Advances in Aeronautical Science and Engineering*, 2017, 8(2): 190-198. (in Chinese)
- [19] 邓晓龙, 许敏, 陈剑, 等. 发动机缸体固有频率对加强筋厚度的灵敏度分析[J]. *内燃机工程*, 2007, 28(2): 68-71.
DENG Xiaolong, XU Min, CHEN Jian, et al. Analysis of sensitivity of natural frequency to the rib thickness of engine cylinder block [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2007, 28(2): 68-71. (in Chinese)
- [20] OBIED H H, SHAREEF M M S. Free vibration analysis of stiffened cylinder shell[J]. *International Journal of Energy and Environment*, 2015, 6(3): 273-286.
- [21] LIU Z S, HANSEN J S, OGUAMANAM D C D. Eigenvalue sensitivity analysis of stiffened plates with respect to the location of stiffeners[J]. *Structural optimization*, 1998, 16(2/3): 155-161.
- [22] 宋军强, 汤丽丽, 潘慕绚, 等. 航空发动机分布式控制拓扑结构优化方法[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(6): 1435-1440.
- SONG Junqiang, TANG Lili, PAN Muxuan, et al. Aero-engine distributed control system topology optimization method[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(6): 1435-1440. (in Chinese)
- [23] 李超, 金福艺, 张卫浩. 航空发动机转子结构布局优化设计方法[J]. *北京航空航天大学学报*, 2019, 45(2): 266-276.
LI Chao, JIN Fuyi, ZHANG Weihao. Optimized design method of aero-engine rotor structure layout[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2019, 45(2): 266-276. (in Chinese)
- [24] 陈鼎欣, 简卫斌, 邓敬亮. 航空发动机整体叶盘结构刚度的多目标优化[J]. *航空发动机*, 2019, 45(5): 31-35.
CHEN Dingxin, JIAN Weibin, DENG Jingliang. Multi-objective optimization of structural stiffness of aeroengine multistage-blisk[J]. *Aeroengine*, 2019, 45(5): 31-35. (in Chinese)
- [25] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989.

(编辑: 王碧琚)