

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2023.108

航空弹性并车机匣模态分析与结构参数优化

吴安阳, 宋朝省, 赵帅涛, 邓自立

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 针对某型航空并车机匣的模态共振问题, 考虑航空机架弹性支承刚度, 采用有限元法进行典型工况下约束模态分析, 研究了并车薄壁机匣结构参数对约束模态固有频率的影响规律。结果表明优化支承位置是大幅度改变固有频率最有效的方式; 当固有频率处在共振区间边缘时, 可通过优化壁厚、筋板的方法小幅度调整。当 2 个支承位置位于机匣平面对称轴线时, 固有频率最小且随支承距离减小而减小。随着薄壁厚度增大, 1、3、5、6 阶模态频率减小, 2、4 阶增大。1、3 阶模态频率基本不受筋板参数的影响; 2、4 阶模态频率随筋板宽度、高度增大和宽高比减小而增大且 4 阶频率随筋板角度增大而增大; 5、6 阶模态频率随筋板角度增大、筋板宽度减小而增大。在此基础上, 对弹性并车机匣的结构参数进行优化使固有频率避开共振区间, 提高了机匣的抗振能力。

关键词: 弹性薄壁机匣; 约束模态; 固有频率; 结构优化; 减振设计

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2024)09-039-12

Modal analysis and structural parameter optimization of aviation elastic parallel casing

WU Anyang, SONG Chaosheng, ZHAO Shuaitao, DENG Zili

(State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: To solve the resonance problem of an aviation parallel casing, the finite element method is used to analyze the constrained modal frequencies, considering typical working conditions and the elastic support stiffness of the aircraft frame. This study investigates the influence of casing structural parameters on the constrained modal frequencies. The results show that optimizing the constraint position is the most effective way to significantly change the natural frequencies. When the natural frequency is at the edge of the resonance intervals, it can be adjusted slightly by optimizing the wall thickness and stiffener parameters. When the two constraint positions are located on the symmetry axis of the casing plane, the natural frequencies reach their minimum and decrease obviously with a reduction in the constraint distance. With an increase of the thin-wall thickness, the 1st, 3rd, 5th and 6th modal frequencies decrease, while the 2nd and 4th modal frequencies increase. The 1st and 3rd modal frequencies are almost unaffected by the stiffener parameters. The 2nd and 4th modal frequencies increase with the increasing width and height of the stiffener and decreasing stiffener aspect ratio. In addition, the 4th modal frequency increases with the increasing angle of the stiffener. The 5th and 6th modal frequencies increase with an increasing stiffener angle and decreasing stiffener width. Based on these findings, the aviation elastic parallel

收稿日期: 2023-01-13 网络出版日期: 2023-05-24

基金项目: 重庆市杰出青年科学基金资助项目 (CSTB2022NSCQ-JQX0026)。

Supported by the Chongqing Science Foundation for Distinguished Young Scholars (CSTB2022NSCQ-JQX0026).

作者简介: 吴安阳 (2000—), 男, 硕士研究生, 主要从事航空齿轮传动系统设计开发研究, (E-mail)1462707182@qq.com。

通信作者: 宋朝省, 男, 教授, 博士生导师, (E-mail)chaoshengsong@cqu.edu.cn。

casing was optimized to ensure the natural frequencies avoid the resonance intervals, thus improving the vibration resistance of the casing.

Keywords: elastic thin-walled casing; constrained modal; natural frequencies; structural optimization; vibration reduction design

弹性并车机匣是航空动力传动系统的关键部件,多采用薄壁分布筋式结构,内部的传动部件均靠其提供约束定位,如图1所示。其内部具有多对齿轮啮合,可进行功率分流,但是多级传动使得传动系统工作频率区域宽泛,极易与机匣固有频率重叠引发共振。长时间的振动会导致高速传动系统承受剧烈冲击,同时会加速机匣关键部件疲劳失效,给航空飞行器带来极大的安全隐患。因此,研究弹性并车机匣结构参数对约束模态固有频率的影响规律,合理避开共振区间,降低事故概率,对航空弹性薄壁机匣的调频减振优化设计具有重要意义。

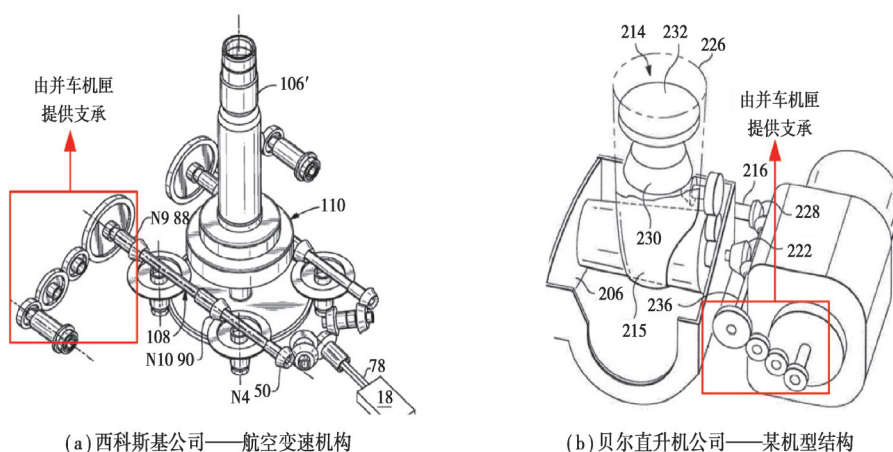


图1 航空并车机匣应用^[1-2]

Fig. 1 The applications of aviation parallel casing^[1-2]

国内外对于固有频率特性、结构参数优化设计及二者之间的关系进行了大量研究。肖正明等^[3]研究了盾构机多级行星减速器箱体低阶自由模态固有频率及相应振型,为其结构优化提供理论依据。秦训鹏等^[4]运用近似灵敏度计算获取了车门的高敏面板,以筛选出的板厚为设计变量使车门模态频率优化更有针对性。吴宏春等^[5]开展了航空机匣弹性支承边界模拟和结构动力学分析研究,实现了机匣任意边界支撑刚度的有效模拟。汪利洋^[6]建立基于航空附件机匣固定约束模态性能和瞬态性能的多目标尺寸优化模型,研究箱体壁厚及加强筋尺寸对箱体动态特性的影响规律。Wiedemann^[7]提供了任意运动学或动力学边界条件下任意欧拉-伯努利梁系统的本征频率和模态振型的计算方法。Liu等^[8]基于Zernike矩变换,将航空发动机机匣结构的模态振型分解为一系列Zernike多项式的线性组合。Kumar等^[9]利用4种不同的材料研究了力学性能对基于固定约束的重型车辆变速箱固有频率和振型的影响。Wang等^[10]通过加质量点的建模方法模拟锯床变速箱的模态参数,确定了该参数计算模态与运行模态分析有很好的相关性,可用于变速箱的优化验证。Bartilson等^[11]证明了对称结构中对称参数对固有频率的影响是相等的,而对振型的影响是严格不相等的。Saglik等^[12]对影响加腋工字梁组合桥的固有频率的各种参数进行了解析和数值研究。Seba等^[13]利用开发的ANN模型证实复合材料板的力学和几何性能的变化对固有频率有影响。Kim等^[14]提出了一种综合拓扑优化和形状优化来确定固有频率提高的最优钢轮。Shahgholian-Ghahfarokhi等^[15]研究了肋骨厚度、肋骨数量和边界条件等对圆柱壳体固有频率的影响。Chaudhuri等^[16]进行了基于田口方法的穿孔加筋板固有频率优化,分析确定宽度与厚度比值是最重要的因素。

综上,当前研究主要分析了薄板、柱状壳体、箱体等的自由模态和安装面刚性固定的约束模态,而对诸如

并车机匣等狭长状薄壁机匣的研究较少且未考虑弹性支承。基于并车机匣在航空飞行器中应用广泛,而其振动模态研究相对空缺的现状,笔者以某型航空并车机匣为研究对象,结合实际巡航工况及航空机架弹性支承刚度,建立了弹性并车机匣有限元模型。首先计算了弹性支承下的模态频率与振型,查找共振风险,进而研究了相关文献^[12-16]中部分结构参数对航空并车机匣约束模态固有频率的影响规律,对该型航空机匣进行结构优化,避开了共振区间,为此类航空机匣的调频减振设计提供参考。

1 弹性并车机匣计算分析模型

1.1 模态分析理论

该型航空飞行器并车子系统三维实体如图2所示,传动系统集成于弹性薄壁机匣内部。机匣主体由通过边缘螺栓副组预紧连接的机匣A、B构成,2支承面分别通过人字形连接器连接于飞行器机架,由机架提供支承刚度。并车子系统工作时,功率由输入轴流入传动系统,分别从输出轴、并车轴流出。

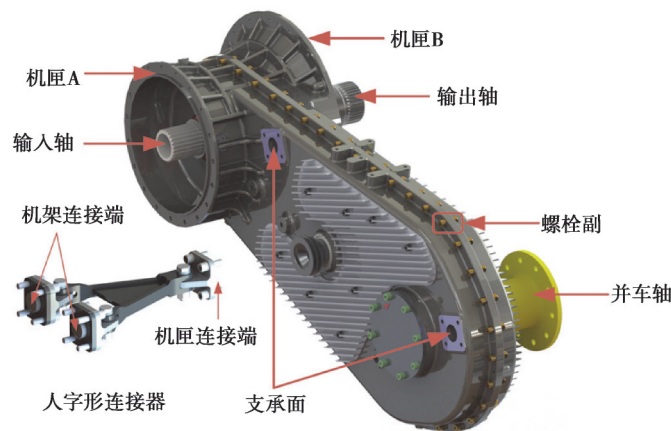


图2 航空飞行器并车子系统
Fig. 2 Aircraft parallel subsystem

根据达朗贝尔原理,建立弹性机匣振动系统的动力学方程式为

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

式中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; x 为位移向量; \dot{x} 为速度向量; \ddot{x} 为加速度向量; F 为激振力矩阵。

模态是系统的固有特性,与外部载荷无关,考虑到阻尼对机匣频率和振型的影响不大,得到无阻尼自由振动方程为

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

系统的主振型振动是简谐振动,有

$$x = \phi e^{j\omega t}, \quad (3)$$

式中: ϕ 为振型向量; ω 为固有频率; t 为时间。

式(3)对 t 求一阶、二阶导,代入式(2)得:

$$\omega^2 \phi = M^{-1} K \phi. \quad (4)$$

式(4)未考虑机匣的约束条件,求解前应添加弹性支承。弹性支承和机匣结构的优化会引起刚度扰动及质量波动,从而改变固有频率,式(4)变为

$$(\omega^2 + \Delta\omega^2) \phi = (M + \Delta M)^{-1} (K + \Delta K) \phi, \quad (5)$$

式中: $\Delta\omega^2$ 为固有频率平方变化量; ΔM 为质量波动量; ΔK 为刚度扰动量。

令 $\omega^2 + \Delta\omega^2 = \omega'^2 = \lambda'$, $M + \Delta M = M'$, $K + \Delta K = K'$,有:

$$(K' - \lambda' M') \phi = 0. \quad (6)$$

ϕ 是非零向量,对式(6)求解得

$$\det[\mathbf{K}' - \lambda'\mathbf{M}'] = \det \begin{bmatrix} k'_{11} - \lambda'm'_{11} & \cdots & k'_{1n} - \lambda'm'_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k'_{n1} - \lambda'm'_{n1} & \cdots & k'_{nn} - \lambda'm'_{nn} \end{bmatrix} = 0. \quad (7)$$

展开行列式,可解出特征值 $\lambda'_i (i=1 \sim n)$,从而求得固有频率 ω'_i 。

此外联立(4)和(5),得优化前后固有频率平方变化率 ε 为

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega^2}{\omega^2} = \frac{|\mathbf{M}|}{|\mathbf{M} + \Delta\mathbf{M}|} \cdot \frac{|(\mathbf{K} + \Delta\mathbf{K})\phi|}{|\mathbf{K}\phi|} - 1. \quad (8)$$

因此,机匣模型结构优化引起的相同振型固有频率平方变化率的大小与刚度矩阵 \mathbf{K} 、质量矩阵 \mathbf{M} 及两者变化量 $\Delta\mathbf{K}$ 、 $\Delta\mathbf{M}$ 有关;航空传动系统重量要求严格, $\Delta\mathbf{M}$ 不宜过大。

1.2 弹性支承刚度计算

机匣通过人字形连接器安装至机架,需要分别求得人字形连接器刚度 K_a 、机架刚度 K_b 再进行串联耦合得到等效刚度 K_{total} 。

$$K_{\text{total}} = \frac{K_a K_b}{K_a + K_b}. \quad (9)$$

利用 ANSYS-Workbench 分别求解弹性支承刚度 K_a 、 K_b ,如图3所示。

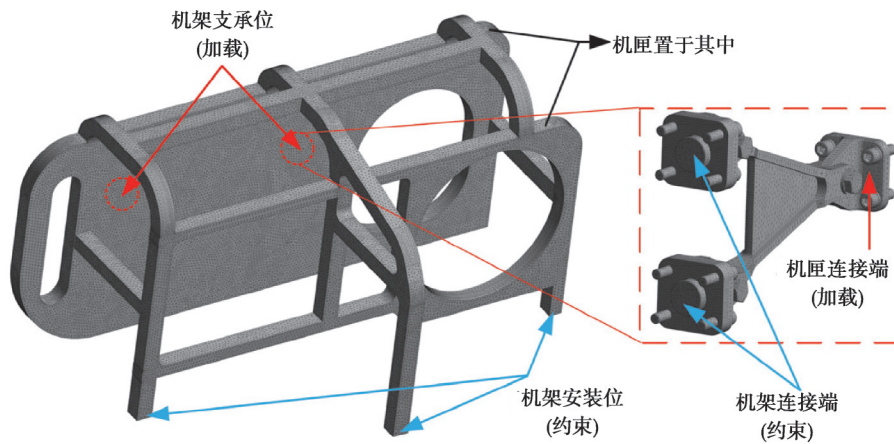


图3 机架与人字形连接器有限元模型

Fig. 3 FE model of the aircraft frame and A-frame connector

在2个算例中,分别约束人字形连接器机架端、机架安装位,分别在人字形连接器机匣端、机架支承位施加载荷 F_y 、 T_y ,提取载荷处节点平均位移 d_y , γ 为坐标方向,并根据 d_y 两两矢量和求得节点平均垂向位移 h_y 。

根据以下公式计算平动刚度 K_F 、扭转刚度 K_T ,其中 L_y 为加载处到约束处的垂向距离。

$$K_F = \frac{F_y}{d_y}, \quad \theta_y = \arctan \frac{h_y}{L_y}, \quad K_T = \frac{T_y}{\theta_y}. \quad (10)$$

结果代入式(9)得等效刚度平动方向数量级 10 000 N/mm,扭转方向数量级 1 000 N·m/(°)。

1.3 机匣有限元分析计算

将机匣模型进行简化处理,如图4所示,有限元模态计算采用软件 ANSYS-Workbench。对于机匣边界非刚性联接的力学模型,可以归结为弹性地基上的薄壁机匣动力学分析问题,即弹性支承边界用具由等效刚度的弹簧进行模拟,弹簧两端分别与机匣、大地相连;在 Workbench 中采用 Joints-Body-Ground-Bushing 单元实现,平动刚度设置 10 000 N/mm,扭转刚度设置 1 000 N·m/(°),因不考虑阻尼,阻尼系数均设为 0。模型材料属性设置如表1所示,网格划分采用适应复杂特征的 Patch-Conforming 四面体网格,接触副①②③④采用 Bonded 连接(实际情况下接触副②应考虑采用 Frictional contact,但随着螺栓预紧力的增大,结构模态会趋于刚性连接^[17],由于考虑航空机匣提供足额的预紧力以及计算成本问题,故本次计算均采用 Bonded 连接)。

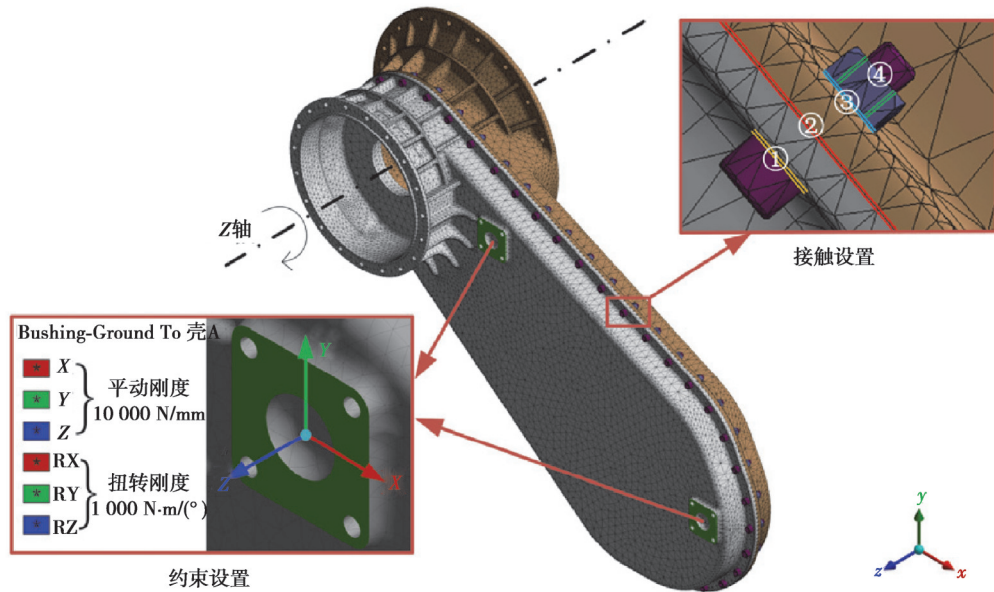


图 4 弹性薄壁机匣有限元计算模型

Fig. 4 Finite element model of elastic thin-walled casing

航空飞行器机匣材料多采用铝合金、钛合金、钢材。该型航空并车子系统弹性薄壁机匣采用高强度铝合金 7075-T6。

表 1 材料设定与属性

Table 1 Material setting and properties

零件	材料	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/GPa	泊松比
机匣	7075-T6	2 810	72	0.33
螺栓副	结构钢	7 750	193	0.31

求解机匣前 6 阶固有频率、振型,如图 5 所示。为直观展示振动变形,将变形前后云图进行对比,发现 1、3、5、6 阶模态振型均出现较大的偏移扭转,2、4 阶主要表现为平动。1 阶模态振型变形量从支承面连接线呈平行梯度递增,表现为 Z 平动、RX 转动;2、3 阶模态振型变形量均从下支承面附近区域呈圆周梯度递增,表现为 2 阶—Y、Z 平动,3 阶—RX 转动;4 阶模态振型变形量从上下 2 个支承面呈圆周梯度递增,表现为 X 平动;5、6 阶模态振型由于机匣功率输入端质量刚度较并车输出端大,变形量沿着功率流方向呈梯度增大,表现为 5 阶—Y、Z、RX、RY、RZ 和 6 阶—Y、Z、RY、RZ。

并车子系统弹性薄壁机匣内部传动系统如图 6 所示。正常巡航工况下,功率从输入轴流入,从输出轴流出,并车子系统空载。当航空飞行器两侧发动机出现转速差时,一部分功率从输出轴流出用于驱动旋翼,另一部分经多级啮合从并车轴输出用于平衡转速差。

根据转频 $f_1 = \frac{n}{60}$ 、啮合频率 $f_2 = \frac{nZ}{60}$,求解传动系统工作频率,即潜在激励频率。由于啮合频率 7 000 Hz 远大于固有频率,故给出共振风险区间(0.85 f_1 ,1.15 f_1),如表 2 所示。

机匣固有频率与共振风险区间相对位置,如图 7 所示,共振区间为[61,107]∪[123,168]。由于激励频率方向为 RZ,着重关注机匣绕 Z 轴的旋转振型,即绕 Z 轴单阶有效质量占比大的阶次。第 6 阶模态单阶有效质量占比最大,说明其绕 Z 轴旋转振型最明显;累计有效质量占比曲线在前 6 阶递增至 0.99 后在第 7 阶保持平稳,说明前 6 阶模态绕 Z 轴旋转振型查找充足;3、4、5、6 阶固有频率均落在机匣共振风险区间,表明机匣共振风险较大。

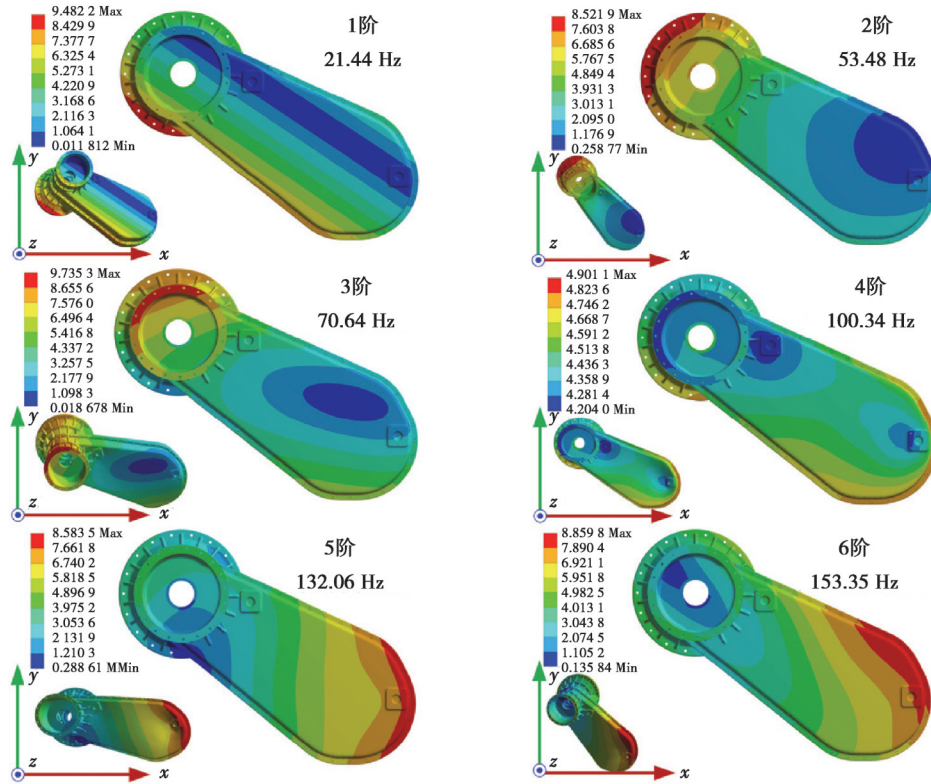


图 5 弹性薄壁机匣模态振型分析图

Fig. 5 Modal formation analysis of elastic thin-walled casing

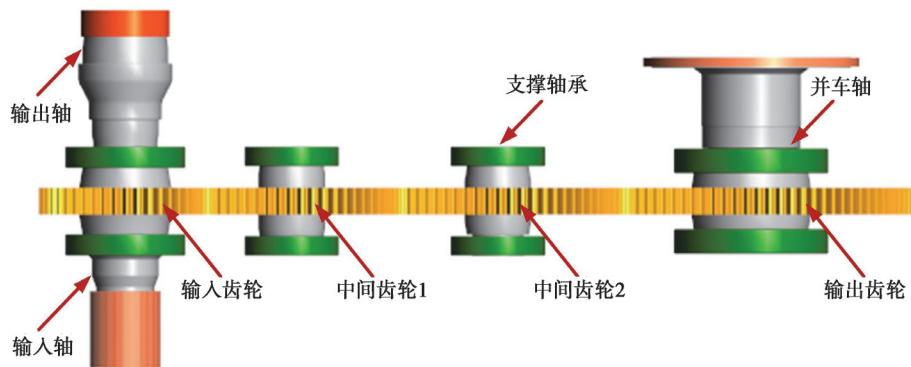


图 6 并车子系统内部传动系统

Fig. 6 Transmission system of parallel subsystem

表 2 传动系统工作频率

Table 2 Transmission system operating frequency

零件 (Part)	齿数 (Number of Teeth)	转速/($r \cdot \min^{-1}$) (Speed)	转动频率/Hz (Rotational Frequency)	共振区间/Hz (Resonance Range)
输入齿轮 (Input Gear)	48	8 750	146	[123,168]
中间齿轮 1 (Intermediate Gear 1)	75	5 600	93	[79,107]
中间齿轮 2 (Intermediate Gear 2)	75	5 600	93	[79,107]
输出齿轮 (Output Gear)	97	4 330	72	[61,83]

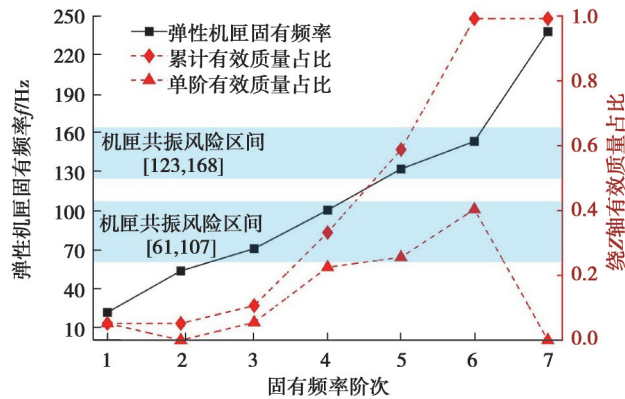


图 7 固有频率与共振风险区间相对位置图

Fig. 7 Relative position of natural frequency and resonance interval

基于典型工况下的工作频率和弹性薄壁机匣有限元计算模型模态频率、振型对比分析,给出图 8 所示的弹性薄壁机匣结构参数化模态分析优化流程。

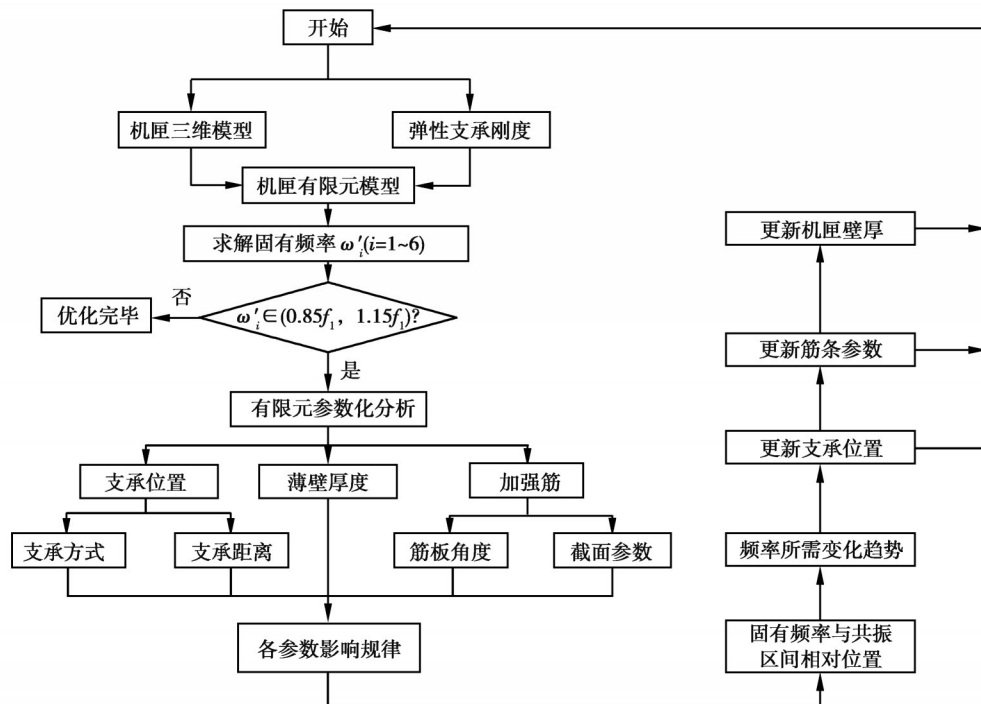


图 8 机匣结构参数化模态分析优化流程

Fig. 8 Parametric analysis optimization process of casing structure

2 弹性并车机匣结构参数对固有频率的影响

基于上述计算,发现弹性薄壁机匣共振风险较大,通过改变机匣支承位置、机匣壁厚 t 、机匣筋板几何尺寸 3 个结构参数,如图 9 所示,对弹性薄壁机匣进行模态分析,并依次提取约束模态前 6 阶固有频率,从而探究弹性薄壁机匣结构参数对固有频率的影响。其中机匣支承位置包括支承方式、支承距离 l ,支承方式包括 A-D、A-E、A-F、B-E、B-F 五种支承(注:对称支承方式只取其一,如 A-F 与 C-D);机匣筋板几何尺寸参数包括筋板角度 θ 、筋板宽度 w 、筋板高度 h 以及筋板相同截面积 s 下不同宽高比 $\mu, \mu = w/h = w^2/s$ 。

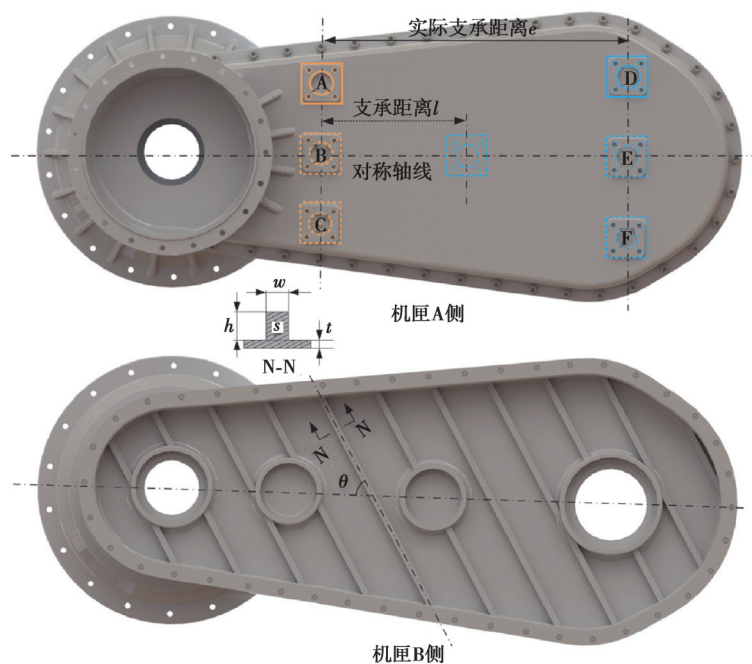


图9 弹性薄壁机匣结构参数

Fig. 9 Structural parameters of elastic thin-walled casing

2.1 支承位置对固有频率的影响分析

图10为支承方式对弹性薄壁机匣前6阶约束模态频率的影响。从图中可以看出,第1阶约束模态频率中B-E支承最大,A-F支承最小;第2、3、4阶约束模态频率中A-F支承最大,B-E支承最小;第5、6阶约束模态频率中A-D支承最大,B-E支承最小。不同的支承方式存在模态频率差异性,原因是支承方式的变化会改变弹性薄壁机匣狭长平面刚度分布,即产生刚度扰动量 ΔK ,且 ΔK 主要改变参与2、3、5、6阶模态频率的有效刚度。由上述计算知,当通过调小3、4、5、6阶模态频率来避开共振区间时,可优先考虑B-E支承。

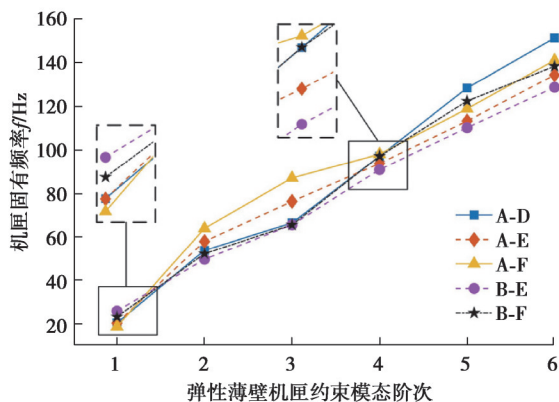


图10 支承方式对弹性薄壁机匣约束模态频率的影响

Fig. 10 Effects of support mode on constrained modal frequency

改变支承距离 l ,进行约束模态分析,得到前6阶固有频率的变化规律,如图11所示。随着支承距离减小,前6阶模态频率均呈现减小的趋势,当支承距离 l 从750 mm减小到150 mm,前6阶模态频率分别减小16.4%、58.9%、64.4%、31.1%、22.5%、24.2%。弹性薄壁机匣支承距离对约束模态固有频率影响较大,这是由于支承距离减小使2个弹性支承附近的机匣大刚度区域重叠面积变大,导致弹性薄壁机匣狭长薄壁平面刚度分布不均匀性增加、节点平均刚度降低。

因此,支承位置对弹性薄壁机匣约束模态固有频率影响较大,在设计阶段,合理考虑应力变形设计,改变支承方式,减小支承距离,可以有效降低固有频率。

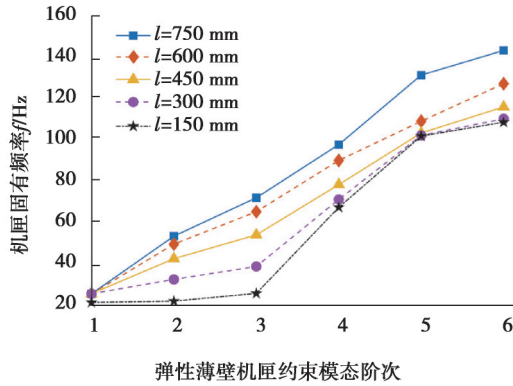


图 11 支承距离对弹性薄壁机匣约束模态频率的影响

Fig. 11 Effects of support distance on constrained modal frequency

2.2 机匣壁厚对固有频率的影响分析

改变弹性薄壁机匣薄壁厚度 t , 进行约束模态分析, 得到前 6 阶固有频率的变化规律, 如图 12 所示。

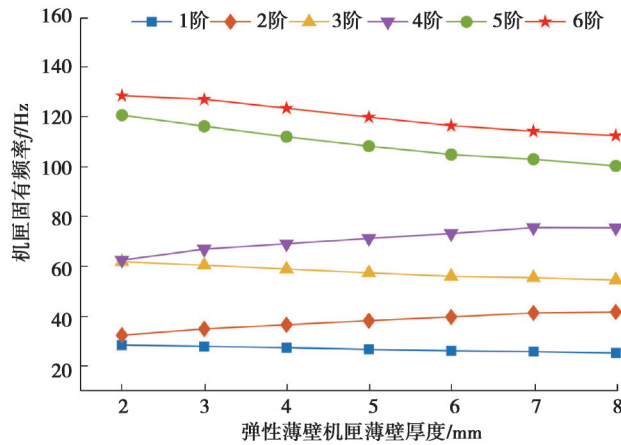


图 12 弹性薄壁机匣薄壁厚度对约束模态频率的影响

Fig. 12 Effects of thin wall thickness on constrained modal frequency

可以看出, 随着弹性薄壁机匣薄壁厚度增大, 2、4 阶模态频率分别增大了 29.0% 和 20.8%, 1、3、5、6 阶模态频率分别减小了 11.2%、11.9%、16.9%、12.4%。壁厚增加会引起质量波动量 ΔM 和刚度扰动量 ΔK , 当 ΔK 的正相关大于 ΔM 的负相关时, 固有频率平方变化率 $\varepsilon > 0$, 模态频率呈增大趋势。由于 2、4 阶模态主要表现为平动, 说明壁厚增大所产生的 ΔK 主要改变参与平动振型对应模态的有效刚度。

2.3 机匣筋板几何尺寸对固有频率的影响分析

改变筋板角度 θ , 进行约束模态分析, 得到前 6 阶固有频率的变化规律, 如图 13 所示。

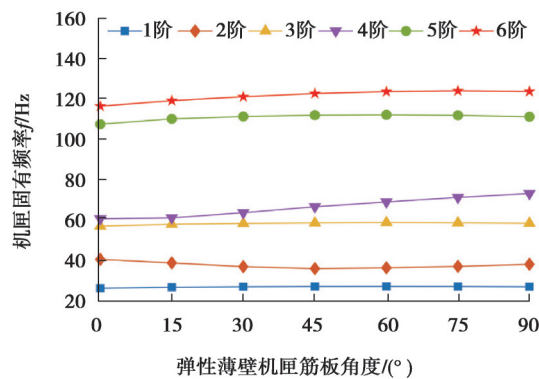


图 13 弹性薄壁机匣筋板角度对约束模态频率的影响

Fig. 13 Effects of stiffener angle on constrained modal frequency

可以看出,随着弹性薄壁机匣筋板角度增加,1、3阶固有频率基本不变;2阶固有频率先减小再增大且在筋板角度为 45° 时最小;4阶固有频率逐渐增大且受影响程度最明显,增加20.6%;5、6阶固有频率变化趋势相同,均为先增大后不变。

改变筋板宽度 w 、高度 h ,分别进行约束模态分析,得到前6阶固有频率的变化规律,如图14~15所示。

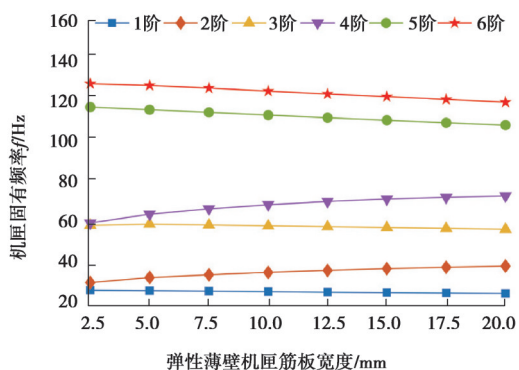


图14 弹性薄壁机匣筋板宽度对约束模态频率的影响

Fig. 14 Effects of stiffener width on constrained modal frequency

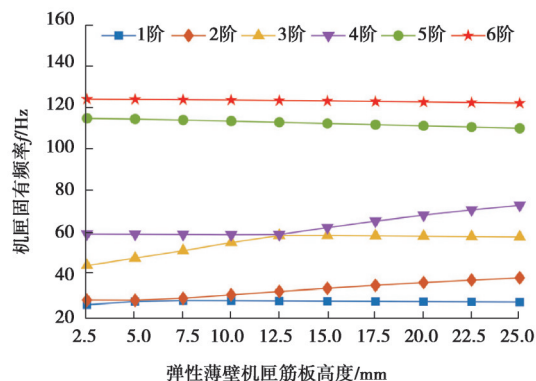


图15 弹性薄壁机匣筋板高度对约束模态频率的影响

Fig. 15 Effects of stiffener height on constrained modal frequency

随着弹性薄壁机匣筋板宽度增加,1、3阶固有频率基本不变;2、4阶固有频率逐渐增大,分别增加18.4%、17.1%;5、6阶固有频率逐渐减小,分别减小4.4%、3.8%。

随着弹性薄壁机匣筋板高度增加,1、3阶固有频率先增大后不变,分别增加5.1%、30.9%;2、4阶固有频率先不变后增大,分别增加38.4%、23.1%;1、2阶和3、4阶固有频率转折点分别为高度5.0 mm、12.5 mm,表明1、2阶频率变化规律的单调性较3、4阶强;5、6阶固有频率逐渐减小,分别减小4.1%、1.6%。

为减小质量波动量 ΔM 对固有频率的影响,在筋板截面尺寸为 200 mm^2 的基础上,改变筋板截面宽高比 μ ,进行约束模态分析,得到前6阶固有频率的变化规律,如图16所示。

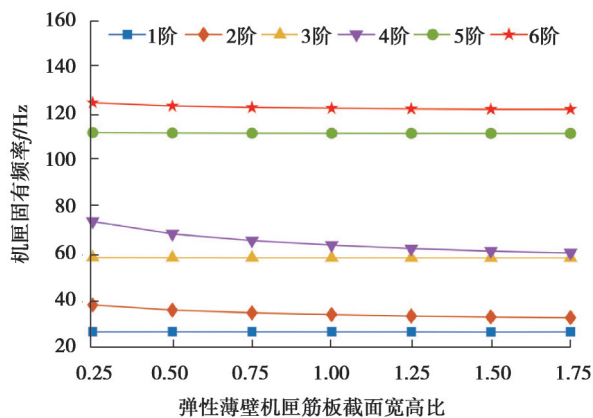


图16 弹性薄壁机匣筋板截面宽高比对约束模态频率的影响

Fig. 16 Effects of stiffener aspect ratio on constrained modal frequency

可以看出,随着弹性薄壁机匣筋板截面宽高比的增加,1、3、5阶模态频率不受其影响;2、4、6阶模态频率逐渐减小,分别减小了14.1%、18.1%、2.3%。这是由于随着弹性薄壁机匣筋板截面宽高比的增加, $\Delta K < 0$ 且主要是减小参与2、4、6阶约束模态频率的有效刚度。

3 弹性并车机匣结构参数优化

由式(8)可知,结构的固有频率的变化量只与刚度矩阵 \mathbf{K} 、质量矩阵 \mathbf{M} 及两者变化量 $\Delta \mathbf{K}$ 、 $\Delta \mathbf{M}$ 有关,其他因素都是通过改变上述因子来影响结构固有频率。由图7知,3、4、5、6阶固有频率均落在机匣共振风险区

间,可以通过增大或减小这4阶固有频率来避开共振区间。根据第2节分析:改变支承位置是大幅度改变结构固有频率最有效的方式;当固有频率处在共振区间边缘时,可改变壁厚和筋板做小幅度调整。

在原模型中已采用较大支承距离的单侧A-D约束,由图10~11可知该支承位置已使5、6阶固有频率达到最大,只能通过减小机匣薄壁厚度、筋板宽度或增加筋板角度来提升固有频率,但都不足以突破机匣共振区间,且很容易导致2阶固有频率增大至机匣共振风险区间。考虑到航空飞行器并车机匣的工况并不恶劣,应力变形都很小,可通过降低固有频率的方法将3、4阶降至61 Hz以下,5、6阶频率降至107~123 Hz,即先优化支承位置适当降低固有频率,再依次改进筋板和壁厚以微调固有频率,直至完全避开共振区间。结合图8,并车机匣在优化支承位置和筋板后即避开了共振区间,故无需再更新壁厚,改进前后参数如表3所示。

表3 优化前后弹性薄壁机匣结构参数

Table 3 The structural parameters before and after optimization

机匣参数	支承方式	支承距离/mm	筋板角度/(°)	筋板宽度/mm	筋板高度/mm
优化前	A-D	610	60	10	20
优化后	B-E	450	30	9	15

将优化后的模型再次求解并将前后固有频率进行对比,1阶模态频率增大27.2%,2、3、4、5、6阶分别减小35.7%、17.7%、41.1%、14.8%、20.4%,完全避开了机匣共振风险区间(图17)。

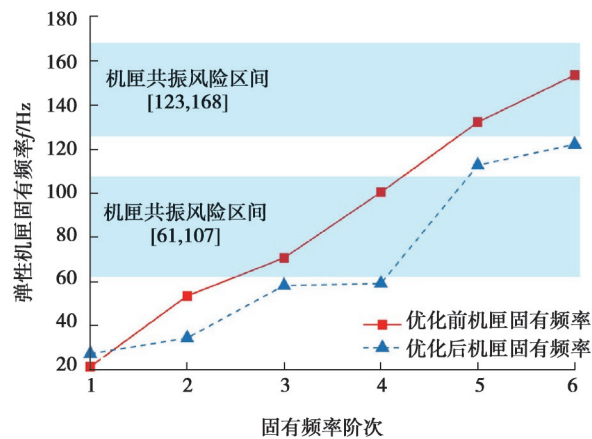


图17 弹性薄壁机匣优化前后约束模态固有频率

Fig. 17 Constrained modal frequency before and after optimization

4 结 论

1)以某型航空飞行器并车子系统弹性薄壁机匣为研究对象,考虑航空机架弹性支承刚度,进行典型工况下约束模态分析,发现1、3、5、6阶模态振型出现较大的扭转偏移,且3、4、5、6阶固有频率落在共振区间,因此,研究了结构参数对约束模态固有频率的影响规律。

2)当2个支承位置位于机匣平面对称轴线时,固有频率最小且随支承距离减小而明显减小;随着壁厚增大,扭转振型对应阶次模态频率减小,平动振型频率增大;筋板参数对平动振型固有频率的影响较扭转振型更为明显。

3)优化过程中发现,壁厚和筋板参数均能使3、4阶模态产生同频现象,且主要表现为高阶向低阶贴近;机匣1阶振型始终表现为绕支承位置连线的扭转,其固有频率较小且受结构参数影响不大,故在设计阶段应尽量避免传动系统在并车处转速过低。

4)通过优化支承位置适当降低固有频率,再改进筋板和壁厚微调固有频率的优化设计,1阶频率增大27.2%,2、3、4、5、6阶频率分别减小35.7%、17.7%、41.1%、14.8%、20.4%,完全避开了机匣共振风险区间,减小了机匣的共振风险。

参考文献

- [1] Lappos N D, Karedes E, Vinayak H, et al. Variable speed gearbox with an independently variable speed tail rotor system for a rotary wing aircraft: US20080315035[P]. 2008-12-25.
- [2] Ross B C, Robertson D B. Tiltrotor outboard fixed engine configuration with offset rotation spindle and interconnect drive shaft: US20180362180[P]. 2018-12-20.
- [3] 肖正明, 秦大同, 武文辉, 等. 盾构机多级行星减速器箱体模态分析与试验[J]. 重庆大学学报, 2012, 35(7): 37-42.
Xiao Z M, Qin D T, Wu W H, et al. Testing and modal analysis on multi-stage planetary gearbox housing of shield tunnelling machine[J]. Journal of Chongqing University, 2012, 35(7): 37-42. (in Chinese)
- [4] 秦训鹏, 冯佳伟, 王永亮, 等. 基于响应面方法的微型车车门模态分析与优化[J]. 中国机械工程, 2017, 28(14): 1690-1695.
Qin X P, Feng J W, Wang Y L, et al. Structural modal analysis and optimization of mini-car doors based on response surface method[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(14): 1690-1695. (in Chinese)
- [5] 吴宏春, 韩清凯. 弹性支承黏弹性阻尼-航空发动机薄壁机匣动力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(7): 1413-1424.
Wu H C, Han Q K. Dynamic characteristics analysis of aero engine casing structures with viscoelastic damping materials under elastic supports[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7): 1413-1424. (in Chinese)
- [6] 汪利洋. 航空附件机匣动态特性匹配优化研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2021.
Wang L Y. Research on matching optimization of dynamic characteristics of aviation accessory gearbox[D]. Chongqing: Chongqing University, 2021. (in Chinese)
- [7] Wiedemann S M. Natural frequencies and mode shapes of arbitrary beam structures with arbitrary boundary conditions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(1/2): 280-291.
- [8] Liu Y C, Zang C P. Mode shape description of an aero-engine casing structure using Zernike moment descriptors[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(4): 760-770.
- [9] Kumar A, Jaiswal H, Jain R, et al. Free vibration and material mechanical properties influence based frequency and mode shape analysis of transmission gearbox casing[J]. Procedia Engineering, 2014, 97: 1097-1106.
- [10] Wang Y Y, Ni P C, Wen D H, et al. Dynamic performance optimization of circular sawing machine gearbox[J]. Applied Sciences, 2019, 9(20): 4458.
- [11] Bartilson D T, Jang J, Smyth A W. Symmetry properties of natural frequency and mode shape sensitivities in symmetric structures[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 143: 106797.
- [12] Saglik H, Balkaya C, Chen A R, et al. Development of natural frequency in multi-span composite bridges with variable cross-section: analytical and numerical solutions[J]. Structures, 2022, 45: 1657-1666.
- [13] Seba M R, Kebdani S. Finite element and neural network based predictive model to determine natural frequency of laminated composite plates with eccentric cutouts under free vibration[J]. Advances in Technology Innovation, 2022, 7(2): 131-142.
- [14] Kim J, Kim J J, Jang I G. Integrated topology and shape optimization of the five-spoke steel wheel to improve the natural frequency[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2022, 65(3): 78.
- [15] Shahgholian-Ghahfarokhi D, Rahimi G, Zarei M, et al. Free vibration analyses of composite sandwich cylindrical shells with grid cores: experimental study and numerical simulation[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2022, 50(2): 687-706.
- [16] Chaudhuri P B, Mitra A, Sahoo S. Taguchi analysis of natural frequency for simply supported composite stiffened hypars with perforation[J]. Materials Science Forum, 2022, 1074: 39-46.
- [17] 孙新. 低压涡轮轴盘螺栓组预紧力分布机理及其模态特性[D]. 大连: 大连理工大学, 2017.
Sun X. The distribution mechanism on preload of bolt group and modal characteristics of low pressure turbine shaft and disc [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017. (in Chinese)

(编辑 吕建斌)