# 膜盘联轴器轴向刚度特性分析

杜字形<sup>1</sup>,马辉<sup>1,2</sup>,慕琴琴<sup>3</sup> 1.东北大学,辽宁 沈阳 110819 2.航空动力装备振动及控制教育部重点试验室,辽宁 沈阳 110819 3.中国飞机强度研究所,陕西 西安 710065

**摘 要:** 膜盘联轴器轴向刚度特性分析对于确保机械系统传动精度、稳定性和使用寿命至关重要。通过增广拉格朗日乘子 法考虑界面接触行为,采用 Solid 185 单元建立了螺栓连接膜盘联轴器的有限元模型,分析了螺栓预紧力、转速、螺栓个数以 及摩擦因数等参数对联轴器界面接触特性及轴向刚度特性的影响。研究结果表明,相关参数的变化将影响接触面的黏滞区 域,进而影响结构的柔性变形,最终影响联轴器的轴向刚度,且轴向刚度与接触面黏滞区域呈正相关。此外,螺栓数是影响 轴向拉伸、压缩刚度的主要原因,预紧力、摩擦因数影响次之,转速对轴向刚度影响最小。同时,摩擦因数的增大会引发接触 状态以及接触面应力的变化,从而提高轴向拉伸刚度而降低轴向压缩刚度。本文研究旨在为膜盘联轴器的设计提供明确的 指导。

关键词:螺栓连接; 膜盘联轴器; 接触特性; 轴向刚度特性; 有限元法

#### 中图分类号:TH131.9

## 文献标识码:A

航空发动机因其结构复杂而被誉为"工业皇冠上的明 珠",因此成为广泛研究的重点领域<sup>[1-2]</sup>。在机载设备中,螺 栓连接结构因其成本低、加工方便、拆卸性好、承载能力强、 可靠性优良等优点而被广泛应用于部件之间的连接。螺栓 连接膜盘联轴器由于其结构简单、可传递较大扭矩、安装方 便等优点被广泛应用于航空、航天领域。轴向刚度是螺栓 连接膜盘联轴器的关键力学参数,因此分析相关参数对轴 向刚度的影响是至关重要的。

目前,许多研究学者对螺栓连接力学模型的表征进行 了大量研究<sup>[3-5]</sup>,包括虚拟材料法、多点约束法和弹簧阻尼 法等。瞿诗云<sup>[6]</sup>对比分析三种建模的优势与劣势,并提出 了更适合有限元建模的螺栓连接表征方法。Tang Qianshen 等<sup>[7]</sup>基于干摩擦模型建立了考虑螺栓连接界面黏滞与滑移 的螺栓力学模型。Chen Yugang等<sup>[8]</sup>采用仿真软件的多级 建模方法对螺栓连接进行了仿真模拟。Kong Lingfei等<sup>[9]</sup> 提出了一种阶次降阶建模方法来获取螺栓连接结构的动力 学性能。

此外,螺栓连接结构的非线性变形行为也得到了大量的研究。Krishna等<sup>100</sup>采用三维有限元法研究了螺栓法兰

DOI:10.19452/j.issn1007-5453.2025.01.007

接头加卸载时的非线性特性,发现接触应力的分布对密封 性能的影响比美国机械工程师学会(ASME)的规定更为显 著。姚星字等<sup>[11]</sup>对螺栓连接的飞机发动机结构使用了薄层 单元法的原理,从而实现了进行参数化建模,探讨了薄层材 料不同参数对螺栓连接刚度的影响规律,并将该方法应用 于实际结构。付鹏哲等<sup>[12]</sup>发现在不同螺栓预紧力工况下的 螺栓连接刚度呈现非线性变化趋势。

本文基于螺栓连接膜盘联轴器有限元模型,探讨了接 触行为变化与刚度特性之间的关系,分析了膜盘联轴器接 触特性与轴向拉、压刚度特性在螺栓预紧力、转速、螺栓个 数和摩擦因数等参数影响下的变化规律,能够为后续螺栓 连接膜盘联轴器设计提供技术指导。

# 1 联轴器静力学有限元模型

#### 1.1 界面接触基本理论

拉格朗日乘子法和罚函数法是一种处理约束条件优化 问题的数学方法,而增广的拉格朗日乘子法是对传统拉格 朗日乘子法的改进,其原理是基于拉格朗日乘子法,并引入 罚函数中的罚项。增广的拉格朗日乘子法在保证计算效率

收稿日期: 2024-06-07;退修日期: 2024-09-12;录用日期: 2024-11-21 基金项目: 航空科学基金(20230015050001)



引用格式: Du Yutong, Ma Hui, Mu Qinqin. Analysis on axial stiffness characteristics of diaphragm coupling [J]. Aeronautical Science & Technology, 2025, 36(01):56-63. 杜宇彤, 马辉, 慕琴琴. 膜盘联轴器轴向刚度特性分析[J]. 航空科学技术, 2025, 36(01):56-63.

的同时,其计算精度和计算收敛性也得到了提高。因此,本 文采用增广拉格朗日乘子法求解界面接触。

基于Hamilton原理,系统的能量泛函表达式为

$$\Pi(u) = \int_{t_1}^{t_2} \left( \Pi_1 + \Pi_2 + \int_{\Gamma_c} \left( \frac{1}{2} \alpha \left( g_N \right)^2 + \lambda_N g_N \right) ds \right) dt \qquad (1)$$

式中, $\Pi(u)$ 为系统的总能量, $\Pi_1 和 \Pi_2$ 分别为系统的动能和 势能, $\Gamma_c$ 为接触边界, $\alpha 和 \lambda_N$ 分别为罚刚度和拉格朗日乘子,  $g_N$ 为接触间隙。

离散可得系统的静力学微分方程

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{u} - \boldsymbol{B}_{\mathrm{c}}\lambda_{\mathrm{N}}(\boldsymbol{\alpha}) = \boldsymbol{R}^{k} \tag{2}$$

式中,K为系统的刚度矩阵;u,B。分别为系统的位移、接触约束矩阵。

接触节点间的穿透判断条件为

 $g_{N}^{k\,i} > \varepsilon_{i}, \, i=1, \, 2, \, \cdots, \, q \tag{3}$ 

式中, ε<sub>i</sub>为第 i 个接触对间的间隙, k'为第 i 个接触对的迭 代次数, 接触侵入如图 1 所示。接触求解流程如图 2 所示。



Fig.1 Schematic of contact intrusion



图 2 接触求解流程 Fig.2 Flow chart of solving contact

刚度值可以通过载荷作用下的接触变形确定

$$k_{l} = \frac{F}{\Delta x}$$

$$k_{l}' = \frac{k_{l}}{k_{l_{0}}}$$
(4)

式中,  $\Delta x$  是在轴向拉伸、压缩载荷作用下造成的变形,  $k'_l$  是 无量纲(量纲一)线刚度,  $k_h$  是结构的线刚度。

## 1.2 含螺栓连接的膜盘联轴器有限元模型

膜盘联轴器结构如图3所示,膜盘联轴器采用8节点的 实体单元建模,确保结构分析的准确性,各接触面的摩擦因 数设为0.15,材料为45#钢。



本文约束平面A上所有节点的自由度,而右侧平面B 通过刚性绑定到平面中心的集中质量点C,并用集中质量 单元模拟该质量点,如图4所示。膜盘联轴器法兰盘接触 面之间的接触采用接触单元模拟,螺栓预紧力由预紧力单 元模拟。接触面采用8个标准M8螺栓连接,单个螺栓的预 紧力设为2000N,并在C点分10个载荷步施加轴向拉、压 载荷。

#### 1.3 网格收敛性分析

为了完成网格收敛性分析,网格的尺寸分别被设定为 20mm×20mm×20mm(工况1)、10mm×10mm×10mm(工况 2)、5mm×5mm(工况3)、2.5mm×2.5mm×2.5mm(工况



Fig.4 Boundary conditions of the finite element model

4)、1.25mm×1.25mm×1.25mm(工况5)、1mm×1mm×1mm(工况6),相应的有限元模型如图5所示。对集中质量点C施加 轴向拉伸载荷100kN,提取C点的轴向位移,并计算轴向拉 伸刚度值。

不同单元尺寸的膜盘联轴器结构轴向刚度结果如图6





所示,由图6可知,联轴器刚度随单元尺寸的缩减而降低, 当网格尺寸小于2.5mm×2.5mm×2.5mm(工况4)时,轴向拉 伸刚度值趋于稳定。与工况4相比,工况5和工况6刚度值 几乎不变。但是,由于网格尺寸的减小会导致单元数目的 增加,最终致使计算效率大大降低,详细的计算时间见表1。 由于工况4可以在保证网格收敛性的同时兼顾计算效率, 故后续进行刚度特性分析时采用2.5mm×2.5mm×2.5mm的 尺寸划分网格。

表1 网格尺寸变化耗时对比

```
Table 1 Time-consuming comparison at various mesh sizes
```

分网方式	工况1	工况2	工况3	工况4	工况5	工况6
单元数	432	965	2463	6334	15924	95720
耗时/h	0.02	0.09	0.17	0.39	3.58	31.69

## 2 轴向刚度特性的参数影响分析

本节探讨预紧力、转速、螺栓个数、摩擦因数等参数对 联轴器螺栓连接面接触状态以及轴向刚度的影响,且对集 中质量点C施加的轴向拉伸、压缩载荷仍为100kN。

#### 2.1 预紧力和转速的影响

螺栓预紧力大小以及转速会影响膜盘联轴器刚度。因 此本节分析螺栓预紧力及转速对联轴器刚度影响规律。提 取响应的接触面如图7所示,不同预紧力与转速下接触状 态变化如图8、图9所示。值得说明的是,施加转速时打开 了预应力开关和陀螺效应开关,以考虑离心刚化效应和陀 螺效应对膜盘联轴器刚度特性的影响。



图 7 提取云图的接触面 Fig.7 Contact surfaces for extracting nephogram

由图 8 和图 9 可知,当预紧力从 2000N 增大到 6000N, 以及转速从 0 增大到 5000r/min 时,接触面的接触黏合区域 变大,且预紧力增大时这一现象更明显。这表明系统在预





紧力增大和转速升高时,结合面的接触状态发生变化(接触 面的静变形变小),进而导致界面刚度变大。因此,预紧力 和转速均会影响膜盘联轴器的刚度,而螺栓预紧力对膜盘 联轴器刚度的影响更大。

分别求解螺栓预紧力从1000N到6000N目转速从0到 5000r/min下的轴向拉伸刚度和压缩刚度,如图10所示。随 着螺栓预紧力由1000N增加到6000N,系统的轴向拉、压缩 刚度变大,趋势基本呈现线性变化。随着转速由0增加到 5000r/min,系统的轴向拉伸、压缩刚度增大趋势呈现出非 线性变化趋势,表现为转速越高,刚度增加量越大。转速为 0 且螺栓预紧力从 1000N 增大到 6000N 时, 轴向拉、压缩刚 度增幅为0.9749%和0.9401%。螺栓预紧力为2000N且转 速从0增大到5000r/min时,轴向拉、压缩刚度增幅为 0.3098%和0.2463%。预紧力的变化对轴向拉伸刚度的影 响大于轴向压缩刚度,而转速对轴向刚度的影响规律相反。 此外,螺栓预紧力对联轴器轴向刚度的影响大于转速对轴 向刚度的影响。

预紧力的增加致使联轴器零件更加紧密地接触,从而 改变了其接触状态和形变,增大了联轴器的轴向刚度。转 速会诱发科氏力效应以及离心刚化效应。离心刚化的机理 是指在旋转体中,由于离心力而导致结构变形,从而增加系 统的刚度。离心刚化效应与旋转速度的平方成正比,因此 旋转速度越大,离心刚化效应越显著。这种效应主要在转 速较高时明显(见图10)。陀螺效应与旋转速度和系统的转 动惯量有关。陀螺效应可以抵消外部作用力,从而提高系



Fig.10 Influence of preload and rotational speed on the stiffness of diaphragm coupling

统的整体刚度。在二者共同作用下,联轴器轴向刚度随转 速上升呈现出非线性的变化趋势。

#### 2.2 预紧力分布不均与转速的影响

由于零件加工误差、零件表面粗糙度、安装误差等因 素,联轴器接触界面可能出现不均匀接触。因此,本节分析 不均匀接触对联轴器刚度特性的影响。本文设立的6种接 触工况如图11所示。

在图11中,将螺栓区域分为8个扇区,并对每一个扇区



Fig.11 Load distribution diagram

施加不同的螺栓预紧力来模拟不均匀接触状态,探讨预紧 力分布不均对联轴器刚度特性的影响。工况1为每个螺栓 施加2000N预紧力模拟均匀接触状态;工况2~工况6为不 均匀接触状态工况,螺栓预紧力从1000N增加到4000N。 值得说明的是,每个工况预紧力之和均为32000N。

在相同参数的情况下,对比分析了工况1(预紧力均匀 分布)和工况4(预紧力集中分布)的接触云图,如图12 所示。



由图12可知,工况1界面接触云图的黏合区域分布较 均匀;而工况4界面接触云图的黏合区域集中在预紧力较 大的螺栓处,而预紧力较小的分区中黏合区域较小,接近接 触和滑移现象较为严重。这说明预紧力分布不均影响接触 面的静变形,从而导致接触刚度变小。因此,预紧力会通过 影响界面接触状态来影响结构的刚度。

本节进一步分析转速从0到6000r/min时的系统轴向 刚度,如图13所示。在离心刚化的作用下,转速的升高导 致系统刚度增加。因此,联轴器随着转速升高,系统刚度增 量越大。同时,转速对刚度的影响远大于不均匀预紧力的 影响。对于轴向拉伸刚度:转速从0增大到6000r/min,工况 1下的刚度增大了0.4515%;转速为0时,工况4下的刚度相 比工况1下的刚度降低了0.0659%且工况3下的刚度相比 工况1下的刚度降低了0.0348%。对于轴向压缩刚度:转速 从0增大到6000r/min,工况1下的刚度增大了0.3812%;转 速为0时,工况4下的刚度相比工况1下的刚度降低了 0.0217%, 且工况3下的刚度相比工况1下的刚度降低了 0.0184%。由此说明,不均匀接触会降低结构的刚度,同时 不均匀接触的位置也会影响结构的刚度。当预紧力分布不 均匀时,不同位置的零件可能受到不同大小的力,这将导致 零件的不均匀变形和连接部分接触特性的变化(见图12), 进一步影响结构的变形,最终导致整个膜盘联轴器的轴向 刚度变化表现出非线性的特性(见图13)。

### 2.3 螺栓个数与转速的影响

螺栓个数作为膜盘联轴器的重要参数,对联轴器刚度



图 13 不均匀预紧力分布和转速对膜盘联轴器刚度的影响 Fig.13 Influence of uneven preload distributions and rotational speed on the stiffness of diaphragm coupling

的影响至关重要。本文分别提取螺栓个数为4、8、12时接触界面的接触状态图,结果如图14所示。随着螺栓个数增 多,接触面黏合区域(红色区域)变大,并且趋于均匀分布, 这也证明了增加螺栓个数可以有效提高连接区域接触面 积,从而降低变形,提高了接触刚度。

螺栓预紧力为2000N时,图15展示了不同参数下整体 刚度的变化趋势。螺栓个数对膜盘联轴器刚度的提升远远 大于转速对联轴器刚度的影响。轴向拉伸刚度表现为:转 速为0且每个接触面螺栓数由4增加到12时,联轴器刚度 增大了41.5525%;螺栓数为8且转速由0增加到5000r/min 时,刚度变化量不足1%。轴向压缩刚度表现为:转速为0 且每个接触面螺栓个数由4增加到12时,联轴器刚度增大 了24.1379%;螺栓数为8且转速由0增加到5000r/min,刚度 变化量也不足1%。由此可见,螺栓个数对刚度的影响远大 于转速的影响。转速为5000r/min且螺栓数为10时,轴向 压缩刚度出现跳动,其原因是在螺栓个数偏多时,高转速下 离心刚化效应被放大,改变了接触面间的黏合现象,因而出 现刚度骤增的跳动现象。

计算轴向拉伸、压缩刚度的平均值,可以发现随着螺栓 个数由4增加到8,系统刚度增大了24.9315%;螺栓个数由 8增加到12,系统刚度增大13.3041%。由此可见,系统刚度







的增加,幅度随着螺栓个数增加而降低。因此,在联轴器结构的设计时应考虑螺栓个数对结构静刚度的影响。以本联轴器为例,每一个接触面周向均匀布置8个螺栓为最佳,这样可以在保证刚度的同时,降低加工的成本。

#### 2.4 摩擦因数与转速的影响

在施加轴向拉伸(压缩)载荷时,螺栓连接会导致明显 的杠杆效应,接触面外(内)侧会出现横向位移,因此摩擦因 数会影响轴向拉伸(压缩)刚度。本文分析接触面摩擦因数 μ=0.15 和μ=0.4 时接触界面的接触状态,如图 16 所示。由 图 16 可知,在轴向拉力作用时,摩擦因数越大,接触面黏合 区域越大,进而会导致界面刚度变大,因此摩擦因数增大会 使膜盘联轴器轴向拉伸刚度变大;而轴向压缩刚度的规律 相反。



摩擦力是由于零件之间的相对运动而产生的阻力。摩 擦会导致能量损失和额外力的作用。对于轴向压缩刚度, 摩擦力引起能量损耗。由图17可知,在受到轴向压力作用 时,摩擦因数的增大会导致接触状态变差,滑移区域变大, 黏合区域变小,进而降低膜盘联轴器的接触性能,导致接触 面滑动,从而减小轴向压缩刚度,即摩擦因数的增大会通过 影响接触特性,进而降低轴向压缩刚度。





在摩擦因数μ=0.15~0.40 且转速ω=0~5000r/min 工况 下,刚度的变化规律如图18所示。轴向拉伸刚度随摩擦因 数变大而升高,而轴向压缩刚度随摩擦因数变大而降低。 高转速下,随着摩擦因数增大时,轴向压缩刚度降低量变 小。对于轴向拉伸刚度:摩擦因数为0.15 且转速从0增加 到5000r/min时,刚度增加了0.3098%;转速为0且摩擦因数 从0.15增加到0.40时,刚度增大了1.1795%。对于轴向压 缩刚度:摩擦因数为0.15 且转速从0增加到5000r/min时, 刚度增加了0.2463%;转速为0且摩擦因数从0.15增加到



图 18 摩擦因数和转速对联轴器刚度的影响 Fig.18 Influence of friction coefficient and rotational speed on the stiffness of diaphragm coupling

0.40时,刚度降低了0.1640%。摩擦因数对轴向拉伸刚度的 影响大于转速的影响;而转速对轴向压缩刚度的影响大于 摩擦因数的影响。

## 3 结论

本文通过Solid 185单元建立了膜盘联轴器的三维有限 元模型,深入分析了预紧力、转速、螺栓个数及摩擦因数等 关键参数对膜盘联轴器轴向刚度特性的影响。研究结果 表明:

(1)增加螺栓预紧力、转速和螺栓个数,以及确保预紧力的均匀分布,均有助于改善接触状态,从而提升轴向拉、 压缩刚度。

(2)在拉伸条件下,增加摩擦因数有助于改善接触,提 高膜盘联轴器刚度;但在压缩条件下,摩擦因数的增加反而 导致膜盘联轴器刚度略有下降。

(3)无论是在拉伸还是压缩条件下,螺栓个数的增加 都是提升膜盘联轴器刚度最显著的因素;预紧力、摩擦因数 影响次之;而转速对膜盘联轴器轴向刚度的影响最小。

本研究为膜盘联轴器的设计、优化及工程应用提供了 理论依据和实用指导。通过明确各参数对刚度的影响机 制,可以更加精准地调整设计参数,以满足特定的刚度需 求,从而提高设备的整体性能和可靠性。

<sup>4</sup>AST

## 参考文献

- [1] 徐建新, 许立敬. 基于流热固耦合的航空发动机涡轮叶片仿 真分析[J]. 航空科学技术, 2023, 34(2): 26-33.
   Xu Jianxin, Xu Lijing. Simulation analysis on aero-engine turbine blades based on fluid-thermal-solid coupling[J]. Aeronautical Science & Technology, 2023, 34(2): 26-33.(in Chinese)
- [2] 范潘潘,庄周柱,袁胜.某涡桨发动机低压模拟转子动平衡试验研究[J]. 航空科学技术, 2023, 34(6): 35-41.
  Fan Panpan, Zhuang Zhouzhu, Yuan Sheng. Dynamic balance experiment research on the simulated low-pressure rotor of turboprop engine[J]. Aeronautical Science & Technology, 2023, 34(6): 35-41.(in Chinese)
- [3] Vigh L G, Dunai L. Finite element modelling and analysis of bolted joints of 3D tubular structures[J]. Computers & Structures, 2004, 82: 2173-2187.
- [4] 范志强. 螺栓预紧力对航空发动机非连续转子动力学特性影响研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
  Fan Zhiqiang. Research on influence of bolt preload on dynamic characteristics of discontinuous rotor of aeroengine
  [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020. (in Chinese)
- [5] Kim J, Yoon J C, Kang B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints[J]. Applied Mathematical Modelling, 2007, 31(5): 895-911.
- [6] 瞿诗云. 航空发动机非连续结构力热传递机理及振动特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016.
  Qu Shiyun. Study on heat transfer mechanism and vibration characteristics of aero-engine discontinuous structure[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016. (in Chinese)
- [7] Tang Qianshen, Li Chaofeng, She Houxin, et al. Nonlinear response analysis of bolted joined cylindrical-cylindrical shell with general boundary condition [J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 443: 788-803.
- [8] Chen Yugang, Zhai Jingyu, Han Qingkai. Multilevel finite element modeling and coupling vibration analysis of the drum in blad disk drum assembly[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2016, 231(6): 998-1011.
- [9] Kong Lingfei, Jiang Heling, Ghasemi A H, et al. Condensation

modeling of the bolted joint structure with the effect of nonlinear dynamics[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 442: 657-676.

- [10] Krishna M M, Shunmugam M S, Prasad N S. A study on the sealing performance of bolted flange joints with gaskets using finite element analysis[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2007, 84(6): 349-357.
- [11] 姚星宇, 王建军, 翟学. 航空发动机螺栓连接薄层单元建模方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(12): 2269-2279.

Yao Xingyu, Wang Jianjun, Zhai Xue. Modeling method of thin-layer element for bolted connection of aero-engine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 41(12): 2269-2279. (in Chinese)

[12] 付鹏哲, 刘仕运, 刘玉. 螺栓预紧力对转子动力学特性影响的 研究[J]. 内燃机与配件, 2023(5): 5-8.
Fu Pengzhe, Liu Shiyun, Liu Yu. Study on the influence of bolt pre-tightening force on rotor dynamic characteristics[J].
Internal Combustion Engine & Parts, 2023(5): 5-8. (in Chinese)

# Analysis on Axial Stiffness Characteristics of Diaphragm Coupling

Du Yutong<sup>1</sup>, Ma Hui<sup>1,2</sup>, Mu Qinqin<sup>3</sup>

1. Northeastern University, Shenyang 110819, China

2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion Systems Ministry of Education of China, Shenyang 110819, China

### 3. Aircraft Strength Research Institute of China, Xi' an 710065, China

**Abstract:** The analysis of the axial stiffness characteristics of diaphragm couplings is crucial for ensuring the transmission accuracy, stability, and service life of mechanical systems. By considering interface contact behavior using the augmented Lagrange multiplier method, a finite element model of a bolted diaphragm coupling is established using Solid 185 elements. This model is used to analyze the effects of various parameters such as bolt preload, rotational speed, number of bolts, and friction coefficient on the coupling interface contact characteristics and axial stiffness properties. The research results indicate that variations in these parameters affect the adhesive area of the contact surface, which in turn influences the flexible deformation of the structure, ultimately impacting the axial stiffness of the coupling. There is a positive correlation between axial stiffness and the adhesive area of the contact surface. Additionally, the number of bolts is the primary factor affecting axial tensile and compressive stiffness, followed by preload and friction coefficient, while rotational speed has the least impact on axial stiffness. Moreover, an increase in the friction coefficient can lead to changes in the contact state and stress distribution on the contact surface, thereby increasing axial tensile stiffness while reducing axial compressive stiffness. This study aims to provide clear guidance for the design of diaphragm couplings.

Key Words: bolt joint; diaphragm coupling; contact characteristics; axial stiffness characteristics; finite element method

Received: 2024-06-07; Revised: 2024-09-12; Accepted: 2024-11-21 Foundation item: Aeronautical Science Foundation of China(20230015050001)