

船舶及海洋工程装备

某湿式摩擦离合器压板螺栓联接系统
变形仿真分析及优化设计王斌¹, 牟沛^{2*}, 叶辉², 曾昭勇², 刘晓波², 贾龙凯², 封富顺²,
闫旭辉², 赵海涛², 滕德彬², 刘震², 陈曦², 宋金朋², 颜冬²

(1. 海装广州局驻重庆地区第二军事代表室, 重庆 402260;

2. 重庆齿轮箱有限责任公司, 重庆 402263)

摘要: **目的** 针对某船用湿式摩擦离合器在复杂工况的长期服役过程中压板螺栓联接系统变形过大、松动等问题, 对压板螺栓联接系统预紧过程中压板变形情况进行研究, 并对此类离合器压板螺栓联接系统进行结构优化。**方法** 利用有限元仿真软件建立压板螺栓联接系统仿真模型, 通过试验对仿真分析方法进行验证, 分析螺栓预紧过程中拧紧力矩、螺栓规格、压板止口厚度、压板厚度等对联接系统压板受力变形的影响。**结果** 通过压板变形试验, 发现试验与仿真数据误差在 6.7% 以内, 验证了仿真方法的可靠性。湿式离合器压板螺栓联接系统中压板变形最大, 螺栓变形次之, 基座变形最小。压板变形和应力大小变化与螺栓规格呈现负相关, 与拧紧力矩呈现正相关。压板止口和压板厚度的增加能够显著减小压板变形和应力。**结论** 在考虑整个联接系统安装空间条件下, 建议在压板端面增加 $\phi 285 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ 的止口, 将压板厚度增加至 24 mm。

关键词: 湿式摩擦离合器; 压板; 螺栓联接; 变形仿真; 试验; 结构优化

中图分类号: TH132.4

文献标志码: A

文章编号: 1672-9242(2025)03-0094-11

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2025.03.011

Simulation Analysis and Optimization Improvement of Wet Friction
Clutch Pressure Plate Bolt Connection SystemWANG Bin¹, MOU Pei^{2*}, YE Hui², ZENG Zhaoyong², LIU Xiaobo², JIA Longkai², FENG Fushun², YAN Xuhui²,
ZHAO Haitao², TENG Debin², LIU Zhen², CHEN Xi², SONG Jinpeng², YAN Dong²

(1. The Navy Equipment Guangzhou Bureau in the Second Military Section of Chongqing, Chongqing 402260, China;

2. Chongqing Gearbox Co., Ltd., Chongqing 402263, China)

ABSTRACT: In allusion to issues such as excessive deformation and loosening of the pressure plate bolt connection system in the long-term service process of a marine wet friction clutch under complex working conditions, the work aims to study the deformation of the pressure plate in the pretightening process of the pressure plate bolt connection system, and optimize structure

收稿日期: 2024-09-13; 修订日期: 2025-01-15

Received: 2024-09-13; Revised: 2025-01-15

基金项目: 国家重点研发计划 (202119ZZ)

Fund: National Key Research and Development Program (202119ZZ)

引文格式: 王斌, 牟沛, 叶辉, 等. 某湿式摩擦离合器压板螺栓联接系统变形仿真分析及优化设计[J]. 装备环境工程, 2025, 22(3): 94-104.
WANG Bin, MOU Pei, YE Hui, et al. Simulation Analysis and Optimization Improvement of Wet Friction Clutch Pressure Plate Bolt Connection System[J]. Equipment Environmental Engineering, 2025, 22(3): 94-104.

*通信作者 (Corresponding author)

of the bolt connection system of the clutch pressure plate. The finite element simulation software was used to establish a simulation model of the pressure plate bolt connection system, and the simulation analysis method was verified by experiments, the effects of the tightening torque, bolt specifications, pressure plate flange thickness, and pressure plate thickness on the load and deformation of the connection system were analyzed. Through the deformation test, it was found that the error between the test and simulation data was less than 6.7%, which verified the reliability of the simulation method. The pressure plate deformation was the largest in the pressure plate bolt connection system, followed by the bolt deformation, and the base deformation was the smallest. The pressure plate deformation and stress change were negatively correlated with the bolt specifications and positively correlated with the tightening torque. Increasing the thickness of the pressure plate flange and pressure plate could significantly reduce the pressure plate deformation and stress. Under the condition of considering the entire connection system installation space, it is suggested to add a $\phi 285\text{ mm}\times 1.5\text{ mm}$ flange at the end face of the pressure plate and increase the pressure plate thickness to 24 mm.

KEY WORDS: wet friction clutch; pressure plate; bolt connection; deformation simulation; experiment; structure optimization

船舶动力的控制通过输入端内置湿式摩擦离合器来实现^[1], 离合器部件结构如图 1 所示。压板螺栓联接系统属于离合器传动结构的关键薄弱环节, 在复杂工况、高负载等长期服役过程中, 极易出现压板螺

栓联接系统变形过大、松动等问题。压板螺栓联接系统, 在离合器接脱排过程中, 对摩擦片座起到轴向限位作用, 在离合器服役过程中, 装配时的压板变形对压板螺栓联接系统的预紧具有重要影响, 如图 2 所示。

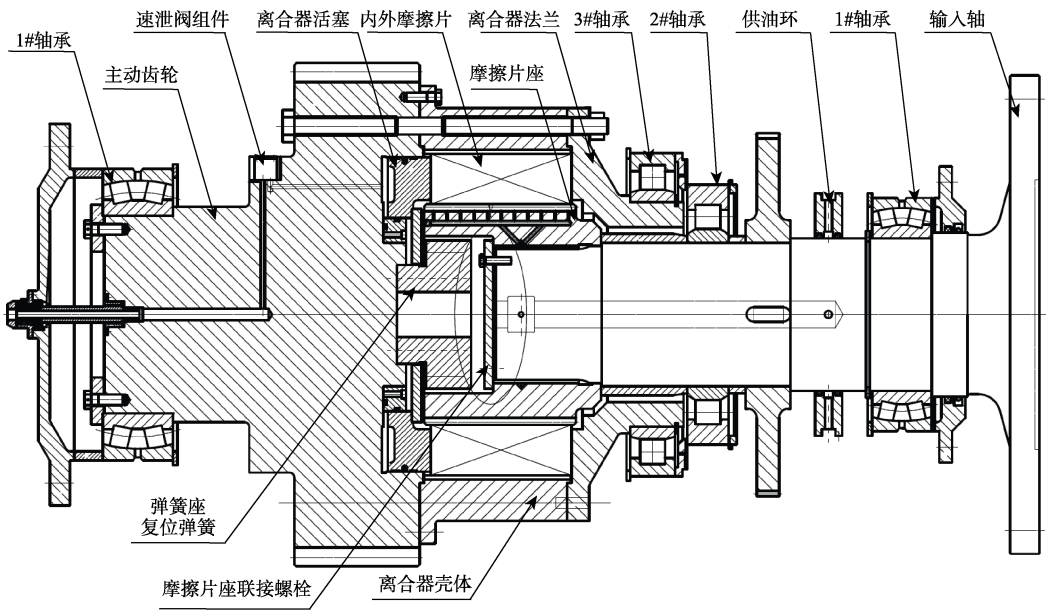


图 1 离合器部件
Fig.1 Diagram of clutch components

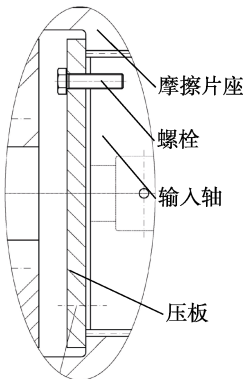


图 2 压板螺栓联接系统
Fig.2 Pressure plate bolt connection system

目前, 关于螺栓联接结构的研究分析较多。罗忠等^[2]通过建立螺栓转子模型, 分析了螺栓拧紧顺序及拧紧方式对螺栓拧紧时预紧力的衰减规律及分布特点。李新魁等^[3]通过 ABAQUS 软件建立了螺栓联接结构, 对不同预紧力及载荷幅值下螺栓接触面的应力应变情况进行了讨论。Persson 等^[4]通过试验讨论了不同预紧力控制方法下, 单螺栓联接系统夹紧力的分散程度。江文强等^[5-6]推导出一种理论方法来计算确定螺栓松动载荷, 讨论了连接参数对螺栓联接系统的影响。Yamatoto^[7]、陈海平等^[8]、Nassar 等^[9]、Zhang 等^[10]针对螺栓螺纹受力进行了详细分析, 其研究结果被广泛运用于螺栓螺纹承载水平及刚度研究。Izumi 等^[11-12]

提出了螺栓接触面微滑移概念,指出螺栓接触面局部微滑移积累是螺栓松动的原因。Gong 等^[13-14]提出了抑制螺栓局部滑移累计防松设计准则,基于此准则设计了新型螺栓防松结构,并通过仿真计算证明了这些结构的优越性。王开平等^[15-16]通过建立带螺纹的螺栓法兰仿真模型,分析了振动频率及剪切载荷对螺栓法兰联接结构松动影响的规律。余伟等^[17]、Zhang 等^[18]、苏晨辉等^[19]基于光纤光栅体积小、抗干扰能力强、测量精度高、灵敏度高等优点,提出了一种利用光纤光栅监测螺栓松动的方法。Liu 等^[20-21]通过试验,提出螺栓松动主要是材料发生塑性形变及接触面间微动磨损导致。

综上所述,相关学者利用有限元仿真分析、试验、理论分析等方法对法兰螺栓联接系统中螺栓受力变形及松动进行了深入研究,然而围绕某船用离合器压板螺栓联接系统松动的具体工程问题却鲜有研究。在离合器接脱排过程中,接脱排冲击会对螺栓联接系统产生交变应力,且在长时间、高工况、重负载使用过程中,由于摩擦片、花键等的磨损会造成交变应力的加大。螺栓联接使压板、螺栓、摩擦片座、输入轴可视为一个刚体,在离合器长期服役维修过程中,发现装配过程中压板变形及所受应力越小,离合器接脱排冲击产生的交变应力对整个螺栓联接系统的影响越小,压板螺栓系统松动变形可能性将会降低。在离合器服役过程中,压板变形对压板螺栓联接系统预紧具有重大影响,进而影响此类离合器接脱排过程中压板对摩擦片座的轴向限位作用,严重影响大型船舶的服役性能和安全性。本文基于有限元仿真分析方法,分析了螺栓预紧过程中拧紧力矩、螺栓规格、压板止口厚度、压板厚度等对压板螺栓联接系统受力变形的影响,提出了相应的预防措施和结构优化设计参数。

1 几何模型建立及网格划分

考虑到结构特点和计算效率,对压板螺栓联接系统模型进行简化,将摩擦片座及输入轴简化为一个整体称为基座,整个计算模型简化后由基座、螺栓及压板组成。基座、压板及螺栓装配图如图3所示,基座与压板的结构参数见表1。压板材料为 Q235A,基座材料为 42CrMoA,螺栓材料为 45#钢。螺栓规格选用 M16 mm×50 mm,数量为 8 颗,周向均布。

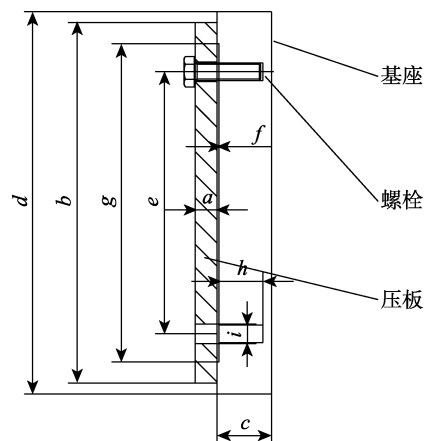


图3 压板螺栓联接系统

Fig.3 Pressure plate bolt connection system

表1 压板螺栓联接系统尺寸参数

Tab.1 Size parameters of pressure bolt connection system

结构参数	数值
压板厚度 a/mm	20
压板直径 b/mm	330
基座厚度 c/mm	50
基座直径 d/mm	350
中心距 e/mm	240
止口深度 f/mm	2
止口直径 g/mm	291.5
螺栓孔深度 h/mm	40
压板通孔直径 i/mm	18

由于压板螺栓联接系统为中心对称结构,压板及基座受力也具有周期对称性,本文只需建构一个周期模型(即整体模型的 1/8),如图4所示。仿真模型采用结构化网格进行网格划分,为保证计算结果的准确性,对螺栓网格进行加密,网格数量为 48 771,网格质量良好,如图5所示。

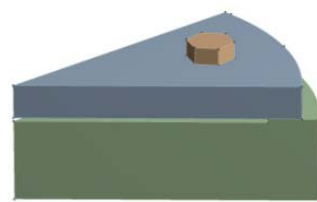


图4 计算模型

Fig.4 Calculation model

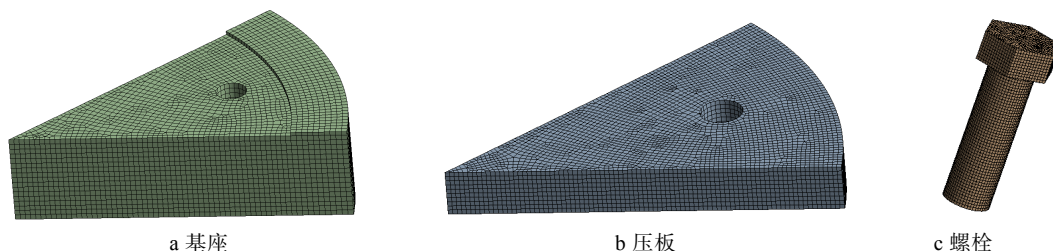


图5 模型网格

Fig.5 Model grid: a) base; b) pressure plate; c) bolt

2 边界条件设置

为尽可能模拟螺栓拧紧时的工况,对基座端面施加固定约束,限制计算模型的径向及轴向位移。螺栓端面与压板端面、压板端面与基座端面分别设置为摩擦接触,摩擦因数为 0.1,在基座螺栓孔与螺栓联接部分中心位置处施加预紧力。根据不同拧紧力矩对螺栓施加对应预紧力,根据联接件之间的联接刚度与载荷性质等条件可确定预紧力^[22-24],而在实际工况中,预紧力可通过拧紧力矩 T 计算出。拧紧力矩 T 等于螺旋副间摩擦阻力矩 T_1 与被联接件支撑面间摩擦阻力矩 T_2 之和,即

$$T = T_1 + T_2 \tag{1}$$

$$T_1 = Q_p \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \varphi_v) \tag{2}$$

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c Q_p \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \tag{3}$$

将式 (2) 及式 (3) 代入式 (1) 得:

$$T = \frac{1}{2} Q_p \left[d_2 \tan(\psi + \varphi_v) + \frac{2}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \right] \tag{4}$$

式中: ψ 为螺纹升角,选值区域为 $1^{\circ}42' \sim 3^{\circ}2'$; d_2 为螺纹中径,约为 $0.9d$; φ_v 为当量摩擦角, $\varphi_v = \arctan 1.155f$; f_c 为摩擦因数; D_0 为螺母环形支撑面外径,约为 $1.5d$; d_0 为螺栓孔直径。

综上,预紧力与拧紧力矩之间的关系为:

$$Q_p = \frac{T}{0.2d} \tag{5}$$

根据相关标准^[25], M16 mm 螺栓对应拧紧力矩为 149 N·m。代入式 (5) 可得,螺栓预紧力为 46.56 kN。

3 结果与讨论

由图 6 可知,螺栓最大变形出现在螺帽头部,最大变形量可达 0.28 mm。压板最大变形出现在压板中心处,最大变形量可达 0.51 mm,在逐渐远离压板中心的周向位置处,压板变形量呈现逐渐递减趋势。基座变形主要出现在螺杆与基座孔接触区域,最大变形仅为 0.011 mm。相对于螺栓与基座,压板在整个联接系统中变形最大,且最大变形量出现在压板中心区域。

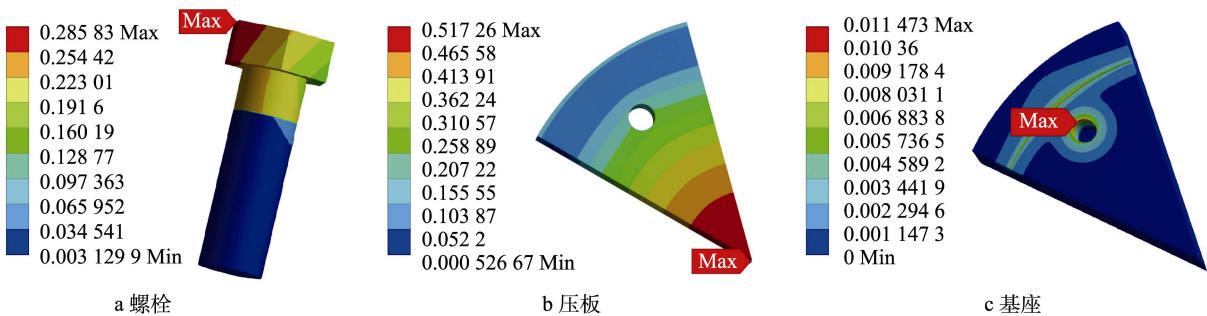


图 6 联接系统变形云图
Fig.6 Deformation contour of connection system: a) bolt; b) pressure plate; c) base

为确定仿真方法的可靠性,设计专用试验工装进行试验验证。工装由基座、压板、螺栓、百分表及力矩扳手组成,如图 7 所示。为确保试验结果的准确性,

使用力矩扳手 149 N·m 对压板螺栓联接系统进行 5 次预紧,记录压板中心变形量,并与仿真数据进行对比。试验数据见表 2。5 次试验中,压板中心最大变形量为 0.50 mm,最小变形量 0.47 mm,试验误差在 0.05 mm 之内。将试验数据均值与仿真数据对比,压板中心最大变形量误差为 6.7%,进一步证明了仿真的可靠性。



图 7 联接系统试验工装
Fig.7 Connection system test fixture

表 2 压板变形试验数据 Tab.2 Deformation test data of pressure plate				
试验次数	中心变形/mm	试验均值/mm	仿真数据/mm	误差/%
1	0.49			
2	0.47			
3	0.50	0.482	0.517	6.7
4	0.48			
5	0.47			

4 不同因素对压板变形的影响

4.1 螺栓规格

在相同拧紧扭矩下探讨了 $M16\text{ mm}\times 50\text{ mm}$ 、 $M20\text{ mm}\times 50\text{ mm}$ 、 $M24\text{ mm}\times 50\text{ mm}$ 等不同规格螺栓对压板受力及变形的影响, 对应压板通孔直径 i 分别设计为 18、22、24 mm。此离合器原压板螺栓联接系统设计时, 使用 $196\text{ N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩及 $M16\text{ mm}$ 螺栓进行预紧。因此, 根据原设计要求, 对 3 种规格螺栓分别施加 $196\text{ N}\cdot\text{m}$ 的拧紧力矩, 对压板变形及受力情况进行仿真。根据式 (5) 可知, 在此扭矩情况下, $M16\text{ mm}$ 、 $M20\text{ mm}$ 、 $M24\text{ mm}$ 螺栓预紧力分别为 61.25、49、40.83 kN。

相同拧紧力矩条件下, 使用不同规格螺栓进行连

接时的压板变形情况如图 8 所示。由图 8 可知, 在使用相同拧紧力矩 $196\text{ N}\cdot\text{m}$ 进行预紧时, 随着螺栓尺寸的增大, 压板径向位置各处变形量逐渐减小。在使用 $M16\text{ mm}$ 螺栓进行连接时, 压板中心最大变形约为 0.68 mm ; 在使用 $M24\text{ mm}$ 螺栓进行连接时, 压板中心最大变形量逐渐减小至 0.34 mm 左右, 压板中心变形量减小约 50%。

如图 9 所示, 在相同拧紧力矩条件下, 随着螺栓尺寸的增大, 螺栓预紧力的减小, 在螺栓螺帽与压板端面接触区域内, 压板应力集中状况得到改善。在使用 $M16\text{ mm}$ 螺栓进行预紧时, 压板端面与螺帽接触区域内最大应力可达 577.58 MPa , 在使用 $M24\text{ mm}$ 螺栓进行连接时, 此区域内最大应力逐渐减小至 248.96 MPa , 最大应力减小约 56.7%。

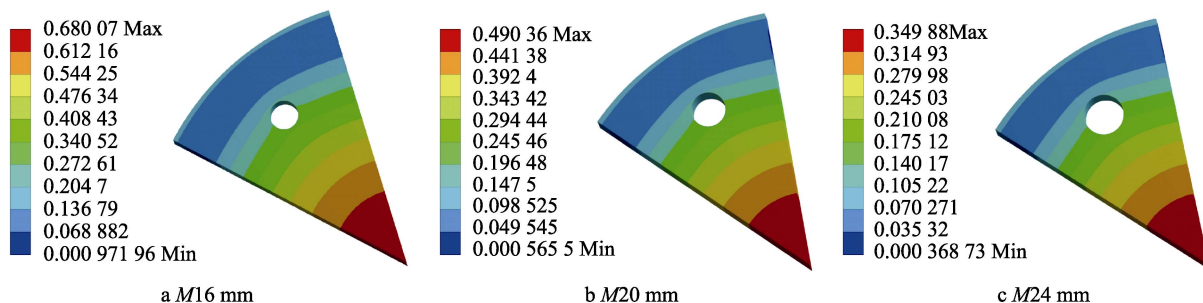


图 8 不同螺栓规格条件下压板的变形云图

Fig.8 Deformation contour of pressure plate under different bolt specifications

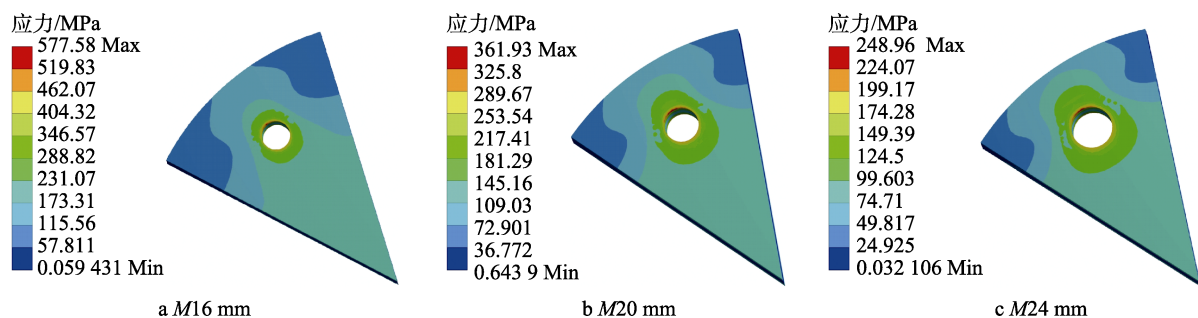


图 9 不同螺栓规格条件下压板的应力云图

Fig.9 Stress contour of pressure plate under different bolt specifications

为更好分析压板应力及变形变化情况, 提取了不同螺栓规格下压板应力与变形沿半径变化规律, 如图 10 所示。在径向位置 $0\sim 20\text{ mm}$ 区域内, 由于基座支撑, 压板应力呈现缓慢增加再减小趋势, 压板边缘呈现向上翘起状态, 压板变形量逐渐减小。在径向位置大于 20 mm 区域内, 由于压板没有基座支撑, 在径向位置 $20\sim 60\text{ mm}$ 区域内, 压板应力陡然增加, 并最终在径向位置大于 60 mm 区域内保持稳定。在此区域内, 压板呈现向下凹陷状态, 且变形量迅速增加。在整个径向位置区域内, 压板所受应力及压板变形都会随螺栓尺寸的增大而减小。

由上述分析可得, 在相同拧紧力矩条件下, 使用不同尺寸规格螺栓对压板应力及压板变形变化具有

较大影响, 螺栓尺寸增加会使得压板应力与变形逐渐减小, 但会造成压板螺栓系统防松能力降低。压板在离合器压板螺栓联接系统轴系接脱排过程中起到轴向限位作用, 使用过程中, 压板变形越小, 离合器接脱排产生的交变应力对压板螺栓联接系统预紧的影响越小。为控制压板变形, 保证整个联接系统的预紧, 综合考虑, 建议此离合器压板螺栓联接系统采用 $M20\text{ mm}$ 螺栓。

4.2 拧紧力矩

除此之外, 分析了拧紧力矩对压板变形的影响。使用相同规格 $M20\text{ mm}\times 50\text{ mm}$ 螺栓对压板螺栓联接系统进行预紧。根据相关标准^[25], $M20$ 螺栓对应

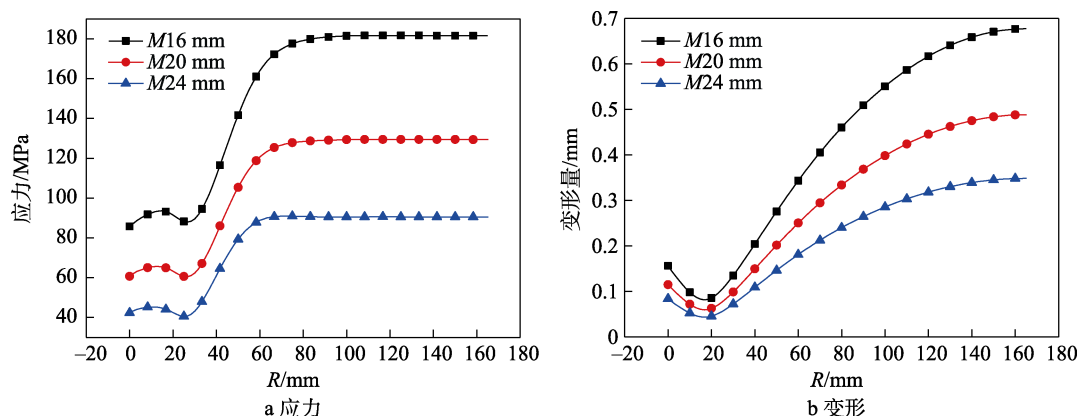


图 10 不同螺栓规格条件下压板应力和变形沿半径的变化

Fig.10 Diagram for stress and deformation variation of pressure plate along the radius under different bolt specifications: a) stress; b) deformation

290 N·m 力矩。在离合器设计过程中, 选用 149、196、290 N·m 等 3 种拧紧力矩对压板螺栓联接系统进行预紧, 为筛选出更佳的拧紧力矩, 对不同拧紧力矩条件下压板的变形进行仿真。由式 (5) 可知, 不同拧紧力矩条件下, 3 种不同拧紧力矩对应预紧力分别为 37.25、49、72.5 kN。

相同螺栓规格条件下, 不同拧紧力矩对压板变形的影响如图 11 所示。结果表明, 随着拧紧力矩的增大, 压板径向位置各处变形量迅速增加。在使用 149 N·m 进行拧紧时, 压板中心最大变形约为 0.37 mm; 将拧紧力矩增加至 290 N·m 时, 压板中心最大变形量逐渐增加至 0.72 mm 左右。

由图 12 可知, 使用 M20 mm 螺栓对压板螺栓联

接系统进行预紧时, 随着拧紧力矩的增大, 在螺栓螺帽与压板端面接触位置压板应力集中情况逐渐变得严重。在使用 149 N·m 进行拧紧时, 螺栓螺帽与压板端面接触位置压板的最大应力为 278.83 MPa; 将拧紧力矩增加至 290 N·m 时, 螺栓螺帽与压板端面接触位置压板的最大应力逐渐增大至 524.35 MPa。

压板应力、变形沿半径变化如图 13 所示。在整个径向位置区域内压板所受应力及压板变形会随拧紧力矩的增加所增大, 但增加幅度有所不同。拧紧力矩从 149 N·m 增大至 196 N·m 时的压板应力及压板变形量增加幅度远远小于拧紧力矩从 196 N·m 增大至 290 N·m 时的压板应力及变形量增加幅度, 当压板应力稳定时压板应力分别增加约 31%、47.2%, 压板最

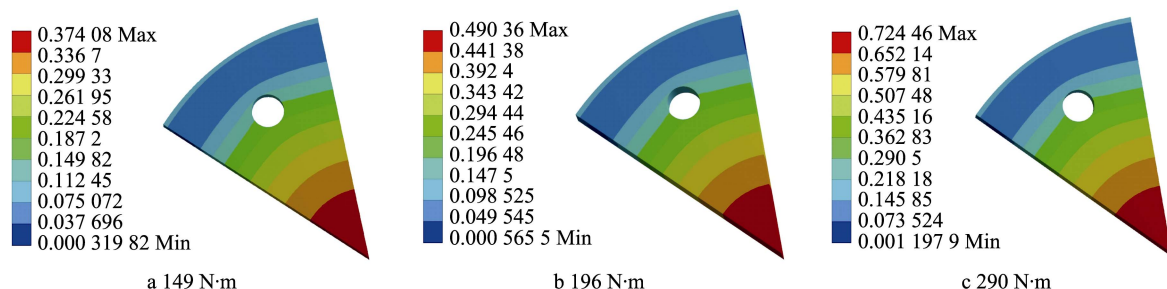


图 11 不同拧紧力矩条件下压板的变形云图

Fig.11 Deformation contour of pressure plate under different tightening torque conditions

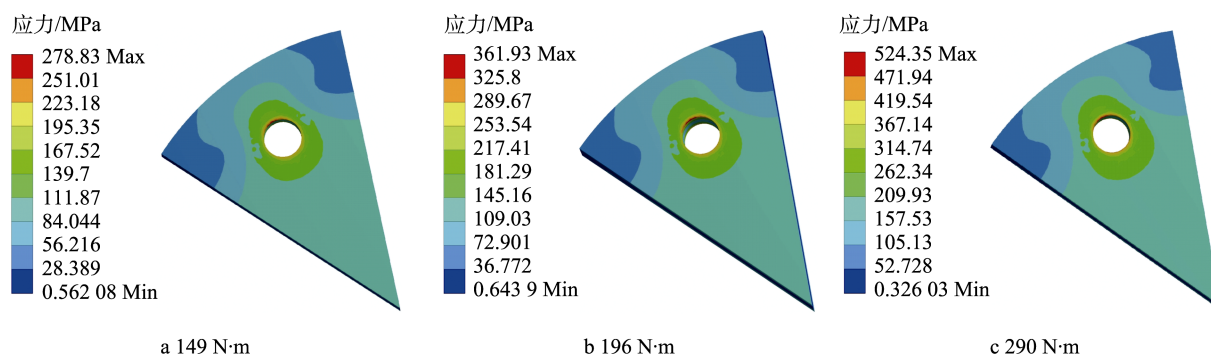


图 12 不同拧紧力矩条件下压板的应力云图

Fig.12 Stress contour of pressure plate under different tightening torque conditions

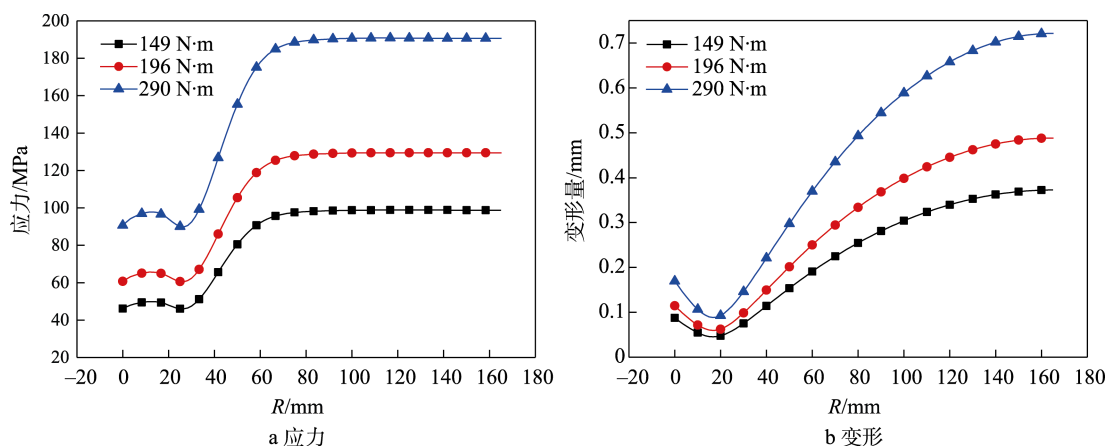


图 13 不同拧紧力矩条件下压板应力和变形沿半径的变化

Fig.13 Diagram for stress and deformation variation pressure plate along the radius under different tightening torque conditions: a) stress; b) deformation

大变形量分别增加 31%、47.7%。

由上述分析可知,在相同规格螺栓条件下,使用不同拧紧力矩对压板螺栓联接系统进行预紧时,对压板应力及压板变形变化具有较大影响。拧紧力矩与压板所受应力及变形呈现正相关,且拧紧力矩与压板螺栓预紧能力同样呈正相关关系。同时,压板变形越大,离合器接脱排产生的交变应力对整个系统的影响越大,压板螺栓系统变形、松动概率将会加大。为保证压板螺栓联接系统的螺栓预紧、控制压板变形,建议此离合器压板螺栓联接系统采用 196 N·m 拧紧力矩进行预紧。

5 结构优化

5.1 压板止口

在离合器服役维修过程中,发现压板端面与输入轴之间的间隙过大,且在后续维修过程中总结发现,间隙过大对螺栓联接系统变形松动具有一定影响。为保证压板轴向定位精度,减小压板变形及应力集中情况,对压板结构进行优化。在压板端面上添加 ϕ 285 mm 定位止口,厚度分别为 0.5、1、1.5 mm。为筛选出更加优化的压板结构,采用 M20mm 螺栓,使用 196 N·m 拧紧力矩对不同止口尺寸压板进行仿真。

相同拧紧力矩及螺栓规格下,不同止口尺寸压板预紧时,压板的变形情况如图 14 所示。可以看出,压板整体变形情况同样与压板止口厚度呈负相关。随着压板止口厚度的增大,压板中心最大变形量逐渐减小。压板止口厚度为 0.5、1、1.5 mm 时,压板中心最大变形量分别为 0.463、0.433、0.416 mm,相较于原压板(最大变形为 0.49 mm)压板中心变形量分别减小 6.1%、12.2%、15.1%,压板变形量减小明显。

相同拧紧力矩及螺栓规格下,不同止口尺寸压板预紧时,压板的应力变化如图 15 所示。可以看出,压板整体所受应力状况同压板止口厚度呈负相关。随着压板止口厚度的增大,在螺栓与压板端面接触处的应力集中状况逐渐减小。压板止口厚度分别为 0.5、1、1.5 mm 时,压板的最大应力分别为 378.31、364.44、359.46 MPa。相较于原压板(最大应力为 361.93 MPa),压板止口厚度为 0.5、1 mm 时,最大应力分别增加 4.5%、0.7%;止口厚度为 1.5 mm 时,压板最大应力减小 0.7%。

为更好地对比分析压板应力及变形变化情况,提取不同厚度压板止口条件下压板应力与变形沿半径的变化规律,如图 16 所示。当压板止口厚度从 0.5 mm 增大至 1.5 mm 时,在径向位置小于 60 mm 区域内,压板应力及变形的变化不大。在径向位置大于 60 mm

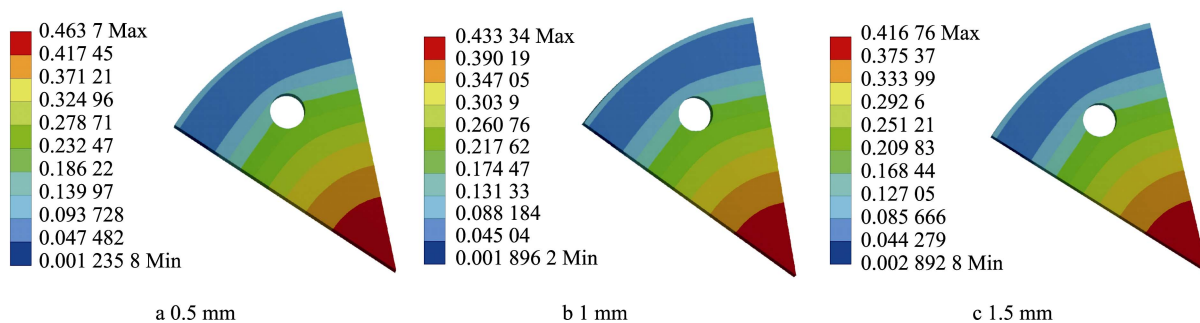


图 14 不同压板止口厚度条件下压板的变形云图

Fig.14 Deformation contour of pressure plate under different plate step thickness

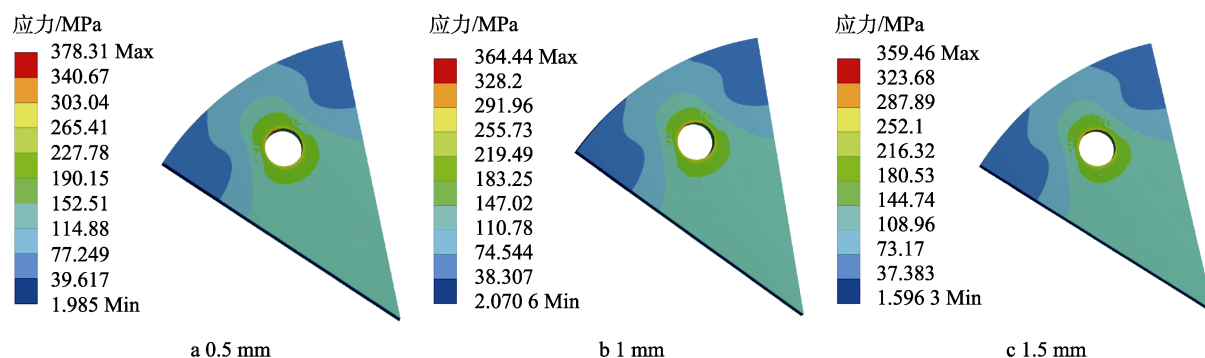


图 15 不同压板止口厚度条件下压板的应力云图

Fig.15 Stress contour of pressure plate under different plate flange thickness

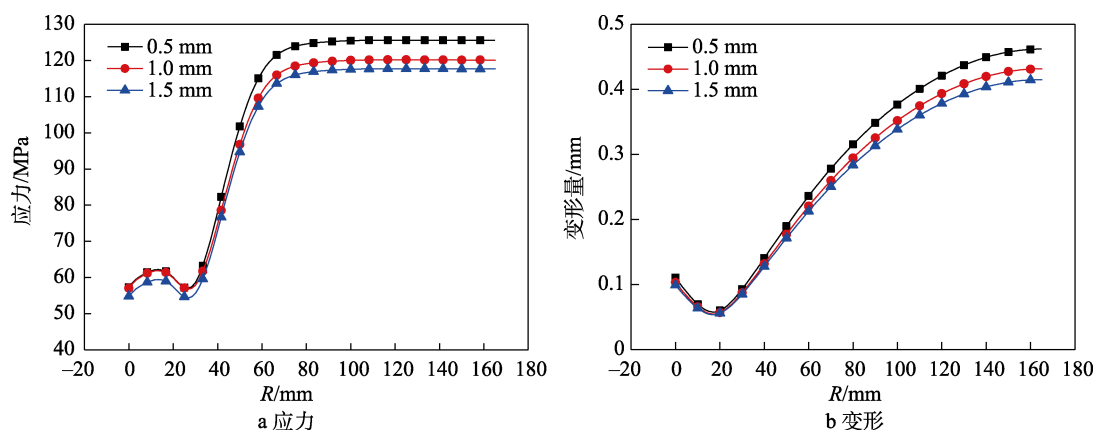


图 16 不同压板止口厚度条件下压板应力和变形沿半径的变化情况

Fig.16 Diagram for stress and deformation variation of pressure plate along the radius under different plate flange thickness: a) stress; b) deformation

区域内, 压板止口厚度从 0.5 mm 增加至 1 mm 时, 相比于止口厚度从 1 mm 增加至 1.5 mm 时, 压板应力与变形的增加程度更加明显。

由上述分析可得, 在相同拧紧力矩及螺栓规格条件下, 相对于没有压板止口的压板, 增加压板止口可以减小压板变形量, 但对压板所受应力的影响变化不大, 压板止口厚度增加会使得压板应力与变形逐渐减小。相较于原压板, 在压板端面增加 1.5 mm 止口, 可使压板最大应力及变形情况分别减小 0.7% 及 15.1% 左右。使用 1.5 mm 止口厚度的压板, 能够更好地保证此类离合器在接脱排过程中的轴向限位, 减小离合器接脱排时交变应力对压板螺栓联接系统预紧的影响。

5.2 压板厚度

由上述分析可知, 压板止口厚度的增加能够改善压板在拧紧过程中的变形情况。为进一步改善压板应力集中及变形情况, 对压板厚度进行优化。在保证压板安装空间条件下, 在压板直径为 330 mm、厚度为 20 mm、止口为 $\phi 285 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ 的结构基础上, 将压板厚度 a 增加至 22、24 mm, 使用 196 N·m 拧紧力矩对厚度 22、24 mm 的压板进行仿真。

使用相同拧紧力矩及螺栓规格, 不同厚度尺寸压

板预紧时的变形情况如图 17 所示。可以看出, 压板整体变形情况同压板厚度也呈现负相关关系。随着压板厚度的增大, 压板中心的最大变形量逐渐减小。压板厚度为 20、22、24 mm 时, 压板中心最大变形量分别为 0.41、0.33、0.27 mm。相较于原压板 (最大变形为 0.49 mm), 中心变形量分别减小 15.1%、32.6%、44.9%, 可见压板厚度增加能使压板变形明显改善。

相同拧紧力矩及螺栓规格条件下, 不同厚度尺寸止口压板预紧时, 压板的应力变化如图 18 所示。可以看出, 压板整体应力状况同压板厚度呈负相关关系。随着压板厚度的增大, 在螺栓与压板端面连接处, 应力集中状况逐渐减小。压板厚度分别为 20、22、24 mm 时, 压板的最大应力分别为 359.46、300.5、274.84 MPa。相较于原压板 (最大应力为 361.93 MPa), 最大应力分别减小 0.7%、17%、24.1%。

由图 19 可知, 在整个径向位置区域内, 压板所受应力及压板变形会随压板厚度的增加而减小。压板厚度从 20 mm 增加至 22 mm 时, 与压板厚度从 22 mm 增加至 24 mm 时的压板应力稳定时应力、压板中心最大变形量减小程度大致相同, 应力分别减小 12.3%、12.1%, 压板中心最大变形量分别减小 19.4%、18.6%。

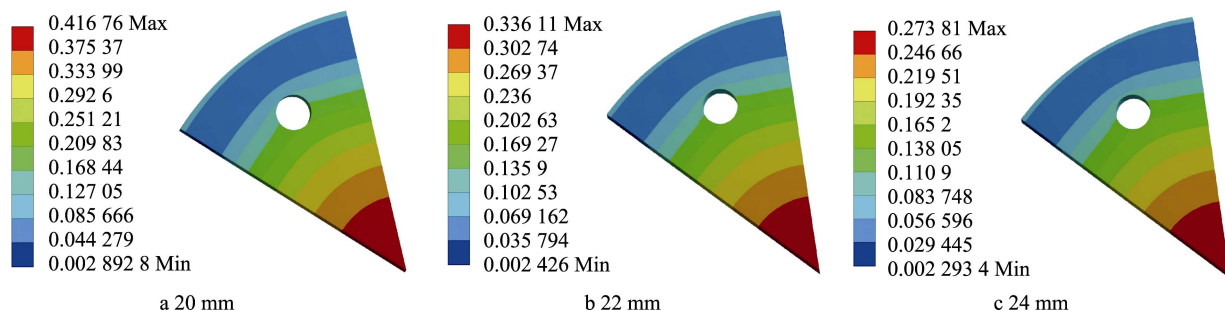


图 17 不同厚度压板条件下压板的变形云图

Fig.17 Deformation contour of pressure plate under different thickness

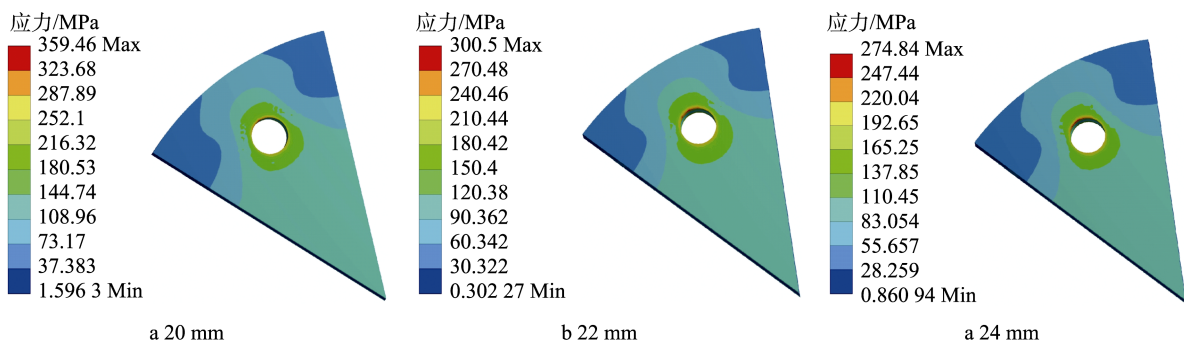


图 18 不同厚度压板条件下压板的应力云图

Fig.18 Stress contour of pressure plate under different thickness

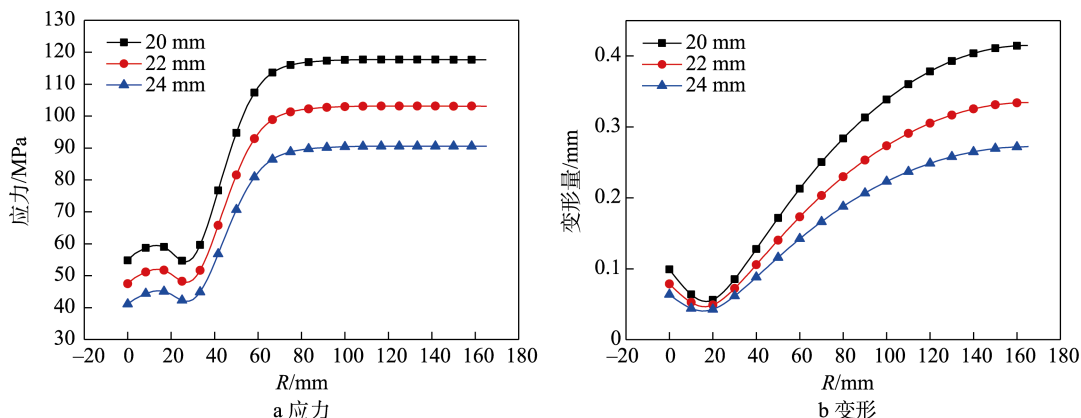


图 19 不同厚度压板条件下压板应力和变形沿半径的变化

Fig.19 Diagram for stress variation of pressure plate along the radius under different thickness: a) stress; b) deformation

综上所述可知,在相同拧紧力矩及螺栓规格条件下,压板厚度尺寸的增加可以明显减小压板变形量及改善压板通孔处应力集中状况。相较于原压板,在压板端面添加 $\phi 285\text{ mm} \times 1.5\text{ mm}$ 的止口的基础上,将压板厚度增加至 24 mm 时,压板最大应力及变形情况分别减小 24.1%、44.9% 左右。可见,压板厚度是影响压板应力及变形的关键因素,在保证安装空间条件下,选择 24 mm 厚度的压板能够更好地保证此类离合器在接脱排过程中的轴向限位作用。

6 结论

1) 在离合器长期服役维修过程中发现,离合器接脱排过程中,会对压板螺栓联接系统产生交变应

力。经过长时间总结分析发现,装配时压板变形越大,交变应力对系统变形松动的影响越大,压板螺栓联接系统松动、变形概率加大,压板变形严重影响此类离合器的服役性能及安全性。

2) 相比于螺栓和基座,离合器压板螺栓联接系统预紧过程中的压板变形最大,螺栓变形次之,基座变形最小,压板变形从中心沿径向向外逐渐递减。

3) 拧紧力矩大小相同时,螺栓规格越小,压板变形及受力情况越严重。当螺栓规格从 M16 mm 增大至 M24 mm 时,压板最大变形与应力分别减小 50% 及 56.7%。螺栓规格相同时,拧紧力矩越大,压板变形及受力情况越严重。当拧紧力矩从 149 N·m 增大至 290 N·m 时,压板最大变形及应力分别增大 94% 及 88%。在同等条件下,螺栓规格越大,对压板防松能

力越低。反之,拧紧力矩越大,对压板防松能力越高。为保证压板螺栓联接系统预紧及控制压板变形,建议对此类离合器压板螺栓联接系统选用 M20 mm 螺栓及 196 N·m 力矩进行预紧。

4) 增加压板相应止口及压板厚度,能够改善压板变形及压板受力情况。相较于原压板,在压板端面添加 $\phi 285 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ 的止口及将压板厚度增加至 24 mm 可使压板变形及最大应力状况分别减小 44.9% 及 24.1%。在满足压板螺栓联接系统安装空间条件下,将压板厚度增加至 24 mm,并在压板端面添加厚度 $\phi 285 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$ 的止口最为合适。

参考文献:

- [1] 丰雷,冯健,叶辉,等.某船用摩擦离合器油路密封对花键失效影响的仿真模拟研究[J].重庆理工大学学报(自然科学),2022,36(6):149-155.
FENG L, FENG J, YE H, et al. Simulation Research on the Influence of Oil Seal of a Marine Friction Clutch on Spline Failure[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2022, 36(6): 149-155.
- [2] 罗忠,石宝龙,张小霞,等.拧紧工艺的螺栓连接结构预紧力变化规律[J].东北大学学报(自然科学版),2023,44(2):215-222.
LUO Z, SHI B L, ZHANG X X, et al. Variation Law of Preload of Bolted Joint in Tightening Process[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2023, 44(2): 215-222.
- [3] 李新魁,范健飞,于喆,等.轴向激励下螺栓连接结构有限元分析[J].机械,2023,50(5):46-51.
LI X K, FAN J F, YU Z, et al. Finite Element Analysis of a Bolted Joint under Axial Loading[J]. Machinery, 2023, 50(5): 46-51.
- [4] PERSSON E, ROLOFF A. Ultrasonic Tightening Control of a Screw Joint: A Comparison of the Clamp Force Accuracy from Different Tightening Methods[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230(15): 2595-2602.
- [5] JIANG W Q, MO Z, YANG L Q, et al. Theoretical Study on Early Stage Self-Loosening of Bolted Joint in Lattice Transmission Tower under Transverse Load[J]. Advanced Steel Construction, 2022, 18(2): 574-584.
- [6] 江文强,墨泽,安利强,等.考虑螺纹柔性的螺栓连接临界松动载荷计算方法[J].机械工程学报,2020,56(15):238-248.
JIANG W Q, MO Z, AN L Q, et al. Computing Method of Bolted Joint Critical Loosening Load with Flexible Thread[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(15): 238-248.
- [7] YAMATOTO A. The Theory and Computation of Threads Connection[M]. Tokyo: Yokendo, 1980.
- [8] 陈海平,曾攀,方刚,等.螺纹副承载的分布规律[J].机械工程学报,2010,46(9):171-178.
CHEN H P, ZENG P, FANG G, et al. Load Distribution of Bolted Joint[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(9): 171-178.
- [9] NASSAR S A, HOUSARI B A. Study of the Effect of Hole Clearance and Thread Fit on the Self-Loosening of Threaded Fasteners[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(6): 586-594.
- [10] ZHANG D M, GAO S Q, XU X. A New Computational Method for Threaded Connection Stiffness[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(12): 1687814016682653.
- [11] IZUMI S, YOKOYAMA T, IWASAKI A, et al. Three-Dimensional Finite Element Analysis of Tightening and Loosening Mechanism of Threaded Fastener[J]. Engineering Failure Analysis, 2005, 12(4): 604-615.
- [12] IZUMI S, KIMURA M, SAKAI S. Small Loosening of Bolt-Nut Fastener Due to Micro Bearing-Surface Slip: A Finite Element Method Study[J]. Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, 2007, 1(11): 1374-1384.
- [13] GONG H, LIU J H, DING X Y. Thorough Understanding on the Mechanism of Vibration-Induced Loosening of Threaded Fasteners Based on Modified Iwan Model[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 473: 115238.
- [14] GONG H, LIU J H, DING X Y. Study on Local Slippage Accumulation between Thread Contact Surfaces and Novel Anti-Loosening Thread Designs under Transversal Vibration[J]. Tribology International, 2021, 153: 106558.
- [15] 王开平,闫明,苏东海,等.振动载荷频率对螺栓法兰连接结构松动行为仿真分析[J].组合机床与自动化加工技术,2023(5):36-38.
WANG K P, YAN M, SU D H, et al. Simulation Analysis of the Effect of Vibration Load Frequency on the Loosening Behavior of Bolted Flange Connection Structure[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2023(5): 36-38.
- [16] 王开平,闫明,苏东海,等.剪切载荷下基于接触面滑移-黏着接触状态变化的螺栓松动特性[J].航空动力学报,2023,38(2):453-461.
WANG K P, YAN M, SU D H, et al. Bolt Loosening Characteristics Based on Change of Slip-Adhesion Contact State under Shear Load[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(2): 453-461.
- [17] 余伟,王涛,邓少华,等.基于光纤光栅螺栓松转角测量的螺栓联接状态监测方法[J].传感技术学报,2023,36(4):549-554.
YU W, WANG T, DENG S H, et al. Bolt Connection State Monitoring Method Based on Fiber Grating Bolt Loosening Angle Measurement[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2023, 36(4): 549-554.
- [18] ZHANG W F, ZHANG M, LAN Y D, et al. Detection of Crack Locations in Aluminum Alloy Structures Using FBG Sensors[J]. Sensors, 2020, 20(2): 347.

- [19] 苏晨辉, 张雷, 隋青美, 等. 表面粘贴式光纤光栅传感器的应变传递机理分析与实验研究[J]. 传感技术学报, 2018, 31(4): 513-517.
SU C H, ZHANG L, SUI Q M, et al. Strain Transfer Mechanism Analysis and Experimental Study of Surface Bonded Fiber Bragg Grating Sensor[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2018, 31(4): 513-517.
- [20] LIU J H, OUYANG H J, FENG Z Q, et al. Study on Self-Loosening of Bolted Joints Excited by Dynamic Axial Load[J]. Tribology International, 2017, 115: 432-451.
- [21] LIU J H, OUYANG H J, PENG J F, et al. Experimental and Numerical Studies of Bolted Joints Subjected to Axial Excitation[J]. Wear, 2016, 346: 66-77.
- [22] 李志忠, 赵振宇. 齿轮箱螺栓结合面的有限元建模研究[J]. 机电工程, 2014, 31(6): 734-739.
LI Z Z, ZHAO Z Y. Research on Finite Element Modeling of Gearbox Bolted Joint Surface[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014, 31(6): 734-739.
- [23] 李会勋, 胡迎春, 张建中. 利用 ANSYS 模拟螺栓预紧力的研究[J]. 山东科技大学学报(自然科学版), 2006, 25(1): 57-59.
LI H X, HU Y C, ZHANG J Z. Study on Simulating Bolt Pretension by Using ANSYS[J]. Journal of Shandong University of Science and Technology (Natural Science), 2006, 25(1): 57-59.
- [24] 孙晓萌, 麦云飞. 螺栓预紧力下的应力分析[J]. 电子技术, 2017, 30(2): 65-67.
SUN X M, MAI Y F. Analysis of Stress under Bolt Pretension[J]. Electronic Science and Technology, 2017, 30(2): 65-67.
- [25] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 重型机械通用技术条件: JB/T 5000.10—2007[S]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
National Development and Reform Commission. Heavy Machinery General Technical Conditions: JB/T 5000.10—2007[S]. Beijing: China Machine Press, 2007.