

## 高锁钛合金螺栓偏心载荷下拉伸断裂仿真与强度预测

冯德荣<sup>1,2</sup> 郭绕龙<sup>1,2</sup> 余维林<sup>1,2</sup> 李超<sup>1,2</sup> 李召<sup>1,2</sup> 黄张东<sup>3</sup> 夏进启<sup>3</sup> 万强<sup>3</sup>

(1. 河南省紧固连接技术重点实验室, 信阳 464000)

(2. 河南航天精工制造有限公司, 信阳 464000)

(3. 华中农业大学工学院, 武汉 430070)

**摘要:** 高锁钛合金螺栓偏心安装(螺栓头部与紧固板存在装配角度)会带来过早失效问题,严重影响航天飞行器的安全运行。而现有试验研究又难以获得螺栓断裂过程,继而影响断裂原因分析。同时,试验研究无法获得连续安装角度下螺栓断裂强度变化值。因此,针对偏心安装下高锁螺栓提前断裂的问题,通过有限元分析方法,结合试验对模型验证,利用有限元模型实现偏心安装下螺栓断裂过程可视化与不同角度偏心安装下螺栓抗拉强度预测。研究表明,有限元分析获得的安装角度 $0^\circ$ 与 $3^\circ$ 螺栓的抗拉强度和断裂位置与试验结果的一致性较好,说明有限元模型具有较好的准确性;随安装角度的增大,螺栓头与螺纹均受到偏心载荷,产生的弯矩加剧了这两个区域的应力集中;角度 $< 3^\circ$ 时螺纹处应力较大,角度 $\geq 3^\circ$ 时头部应力较大;有限元模型成功实现 $1^\circ$ 、 $2^\circ$ 、 $4^\circ$ 下的螺栓抗拉强度预测。研究结果有效揭示了偏心载荷作用下高锁钛螺栓的断裂机制,同时仿真模型可实现不同安装角度下螺栓抗拉强度预测,为偏心螺栓服役提供技术说明。

**关键词:** 高锁螺栓; 有限元仿真; 装配角度; 断裂机制; 抗拉强度预测

**中图分类号:** TG115 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.07.004

## 0 引言

高锁螺栓是航天航空干涉配合孔最为关键的紧固件,通常具有自锁、高强特点<sup>[1]</sup>。但现有应用发现,大量螺栓在载荷低于抗拉强度的情况下提前断裂。事后分析表明,螺栓临界载荷下降与螺栓安装过程中的不同轴(螺杆与螺纹孔)有紧密关联<sup>[2]</sup>。在航空紧固件安装中,螺栓孔的位置度偏差对组合后的形心、质心偏心影响大<sup>[3-4]</sup>,在现阶段依旧是提高装配精度、优化安装相位所面临的主要挑战。因此,针对现阶段高锁螺栓非同轴安装所带来的提前断裂的安全隐患,亟须形成断裂过程,提炼断裂机制,以指导失效分析;更关键的是得到偏心安装下的强度预测,以规范其服役载荷。

偏心安装使得螺栓在受到轴向力的同时会受到附加的弯曲应力,最终导致螺栓发生失效。KANG等<sup>[5]</sup>通过试验与数值模拟结合的方式进行研究发现,当岩石螺栓与路面成角度时,螺栓会同时承受拉伸、弯曲及扭曲的复杂载荷,导致螺栓出现弯曲和失效。在船体的安装过程中,施睿贇等<sup>[6]</sup>发现,轴法兰上的螺栓副常出现咬合现象,通过计算分析与失效件的检查最后确认的原因是法兰沉孔的平面度误差过大,导致

螺栓副接触应力超过了材料本身的屈服强度,从而在安装时发生了失效。刘鹤等<sup>[7]</sup>在研究飞机前风挡安装过程时发现,安装的螺栓数量较多,螺栓孔同轴度易超出误差范围,这易导致螺栓在服役过程中持续受到剪切应力而缩短寿命。在隧道、边坡和地下采矿工程中,灌浆树脂在螺栓支撑中起到了重要的作用,但是树脂筒的弯曲会引起螺栓同轴度差。LIU等<sup>[8]</sup>通过螺栓拉力试验得到树脂筒弯曲前后的载荷变化,为树脂筒的优化提供了依据。安装面出现的角度会使抗拉型螺栓由单一的轴向载荷转变成多种载荷的复合情况,严重影响了螺栓的承载能力。结合已有研究可以分析TC4高锁螺栓副在存在安装面角度的情况下螺栓强度的变化。

对于偏心安装带来的抗拉强度下降,现阶段失效分析包含断口分析、螺纹载荷分布研究。其中,断口分析仅能对事故后断口或拉伸试验断口进行分析,指出裂纹起源与扩展,帮助佐证断裂机制;螺纹载荷分布研究则能给出螺纹受力情况,揭示断裂起因。螺纹轴向载荷分布研究主要有3种方法:解析法、试验法、有限元法。其中,解析法能有效计算轴向载荷分布;但在计算偏心载荷时则需要将螺纹简化为螺杆,所获

收稿日期: 2023-10-14 修回日期: 2024-01-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(11905082)

作者简介: 冯德荣,女,1973年生,河南信阳人,正高级工程师; 主要研究方向为紧固件检测技术; E-mail: xyfdrong@126.com。

万强(通信作者),男,1989年生,湖北咸宁人,博士,副教授,硕士研究生导师; 主要研究方向为金属材料表面改性; E-mail: wanqiang0915@163.com。

引用格式: 冯德荣,郭绕龙,余维林,等. 高锁钛合金螺栓偏心载荷下拉伸断裂仿真与强度预测[J]. 机械强度,2025,47(7):33-41.

FENG Derong, GUO Raolong, YU Weilin, et al. Simulation of tensile fracture and strength prediction of high-lock titanium alloy bolt under eccentric load [J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(7): 33-41.

得结果难以解释螺纹处断裂情形<sup>[9]</sup>。螺纹副载荷分布的试验研究通常采取冻结应力光弹性分析试验,其主要方法思路是使用具有双折射性能的透明材料(如环氧树脂)制成螺栓,并在制成的模型上施加类似的外力,通过应力冻结的方法将模型因外部加载产生的双折射效应保存下来,将制成的应力冻结模型切片放置在偏振光场中,观察模型上的条纹来确定各区域的应力状况<sup>[10]471-477</sup>。该方法中光弹模型的制备、应力冻结模型切片制备以及偏振光场观测的过程都需要有较高的试验精度,因此成本较高。

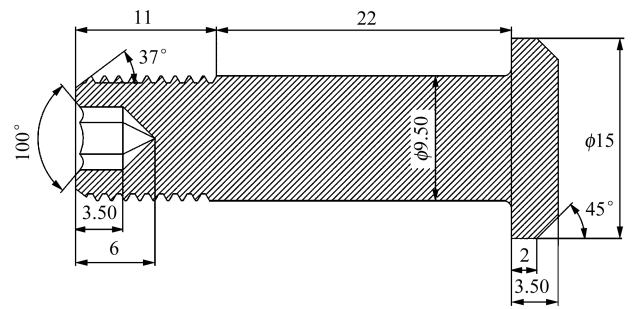
通过有限元法对螺纹副载荷分布的分析研究能有效获得螺纹不同部位载荷分布,同时给出不同时刻的分布,能有效观察断裂过程。ZHAO<sup>[11]</sup>提出了一种虚拟螺栓接触载荷法,研究了螺栓螺母螺纹上载荷的分布情况,并提出了一种简化后的三维模型用于螺纹副连接的计算;结果表明,螺纹升角小于 $4^\circ$ 时,螺旋升角几乎不会影响螺纹齿上载荷的分布;该方法的效率、准确性较好,计算的结果与之前的分析方法结果一致。CHEN等<sup>[12]</sup>基于有限滑动可变形的螺栓三维有限元分析,研究了螺旋效应和摩擦对螺纹载荷分布的影响,给出了轴对称模型和三维模型之间的螺纹载荷分布情况,分析结果和SOPWITH及YAMATOTO理论一致。陈海平等<sup>[13]</sup>基于解析法、光弹性试验和有限元法3种方法对螺纹副连接载荷分布进行了说明,并且考虑了螺纹类型、螺纹副材料弹性模量比、啮合扣数、螺距、摩擦因数和螺纹副径向尺寸系数等对螺纹副连接载荷分布的影响,基于Ansys软件建立了二维模型,并研究了各参数影响的具体程度。

本文选取TC4高锁螺栓作为研究对象,结合螺栓的材料结构特性、相关力学性能,基于Abaqus有限元分析软件进行了仿真模拟,研究了 $0^\circ$ 、 $3^\circ$ 、 $5^\circ$ 抗拉板拉伸试验中各螺栓的受力情况,并对没有进行拉伸试验的 $1^\circ$ 、 $2^\circ$ 、 $4^\circ$ 抗拉板拉伸情况进行了仿真模拟预测,进一步解释了安装角度影响螺栓断裂的原因,获得了安装过程中安装面角度对装配螺栓抗拉强度的影响规律,探索了螺栓连接副提前断裂的原因,并利用有限元模型成功预测了不同角度下连接副的抗拉强度,得到了存在安装面角度的情况下螺栓的断裂机制。

## 1 试验材料与方法

### 1.1 螺栓材料与性能测试

试验样件为钛合金抗拉平圆头高锁螺栓,螺栓的型号代码是Q/J10-0012TB-12-7,如图1(a)所示。螺栓的公称直径为9.51 mm,螺纹为MJ制螺纹。材料的牌号为TC4,名义化学成分是Ti6Al4V,属于 $(\alpha+\beta)$ 型钛合金,具有良好的综合力学机械性能<sup>[14]831-836</sup>,密度为 $4.5 \text{ g/cm}^3$ <sup>[15]4049</sup>。



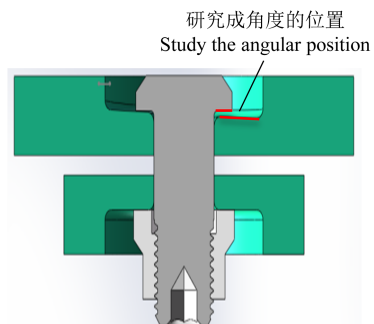
(a) Q/J10-0012TB-12-7 螺栓尺寸

(a) Q/J10-0012TB-12-7 bolt size



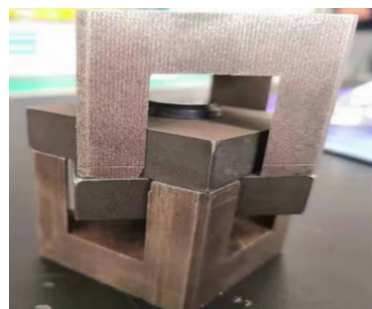
(b) 拉伸试验机

(b) Tensile testing machine



(c) 螺栓变角度安装示意图

(c) Schematic diagram of assembly bolts



(d) 变角度安装螺栓夹具

(d) Clamps for assembly bolt with variable angles

图1 拉伸试验样件及设备示意图

Fig. 1 Diagram of tensile test samples and equipments

本文采用标准试样与偏心装配螺栓进行拉伸试验,获得材料屈服强度与螺栓抗拉强度,为有限元分析提供性能数据。其中,标准试样拉伸试验按照国家标准GB/T 228.1—2021进行,取产生0.2%残余变形的应力值为其屈服强度,斜率为弹性模量。偏心装配螺栓拉伸试验主要用于对有限元模型进行验证,拉伸

过程如文献[15]<sup>4049</sup>所述。根据螺栓的长度和公称直径,选定抗拉板的厚度为 11 mm,孔的直径为 9.8 mm,正方形的边长为 38 mm,拉伸试验机如图 1(b)所示;带有角度的抗拉板以 0°抗拉板为标准,通过调整夹具凹槽角度进行修改,变角度安装示意图如图 1(c)所示;具体夹具结构如图 1(d)所示。根据试验的设计需要,准备了 3 种角度的抗拉板,分别是 0°抗拉板、3°抗拉板、5°抗拉板,每种角度都有 3 个试样进行试验。

此外,采用 SCHUTZ 螺纹紧固件分析系统(图 2)对所仿真螺纹进行螺纹副摩擦因数测试。测试按照 ISO 16047:2005 标准进行,测试轴向力为 40 N。通过转矩传感器能够测出拧紧力矩与螺纹转矩,再根据式(1)~式(4)则可以计算出总摩擦因数 $\mu_{\text{tot}}$ 、螺纹摩擦因数 $\mu_{\text{th}}$ 以及螺母支撑面摩擦因数 $\mu_{\text{b}}$ 。

$$\mu_{\text{tot}} = \frac{T/F - P/(2\pi)}{0.5777d_2 + 0.5D_b} \quad (1)$$

$$\mu_{\text{th}} = \frac{T_{\text{th}}/F - P/(2\pi)}{0.5777d_2} \quad (2)$$

$$\mu_{\text{b}} = \frac{2T_{\text{b}}}{D_b F} \quad (3)$$

$$T = T_{\text{b}} + T_{\text{th}} \quad (4)$$

式中, $T$ 为拧紧转矩; $F$ 为轴向力; $P$ 为螺距; $d_2$ 为螺纹中径; $D_b$ 为螺母支撑面摩擦直径; $T_{\text{b}}$ 为端面摩擦转矩; $T_{\text{th}}$ 为螺纹转矩。

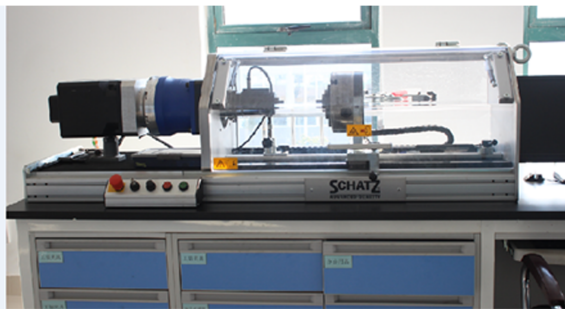


图 2 SCHUTZ 螺纹紧固件分析系统

Fig. 2 Analysis system of SCHUTZ threaded fastener

最终得到的 3 组测试样件的螺纹摩擦因数分别为 0.068、0.070、0.082。

## 1.2 螺栓有限元模型建立

本文使用 Abaqus 软件中的 Abaqus/Explicit(显式积分)有限元求解器模块进行非线性、准静态分析。利用 SolidWorks、HyperMesh 软件,根据螺栓及抗拉板的尺寸参数,建立起螺栓拉伸仿真简化前的有限元模型[图 3(a)]。其中螺纹部分和螺杆与螺栓头过渡的倒角部位是应力集中的地方,需要对网格进行局部加密,再将划分好的网格模型导入 Abaqus 软件中。

依照真实的螺纹尺寸形状,通过 SolidWorks 软件

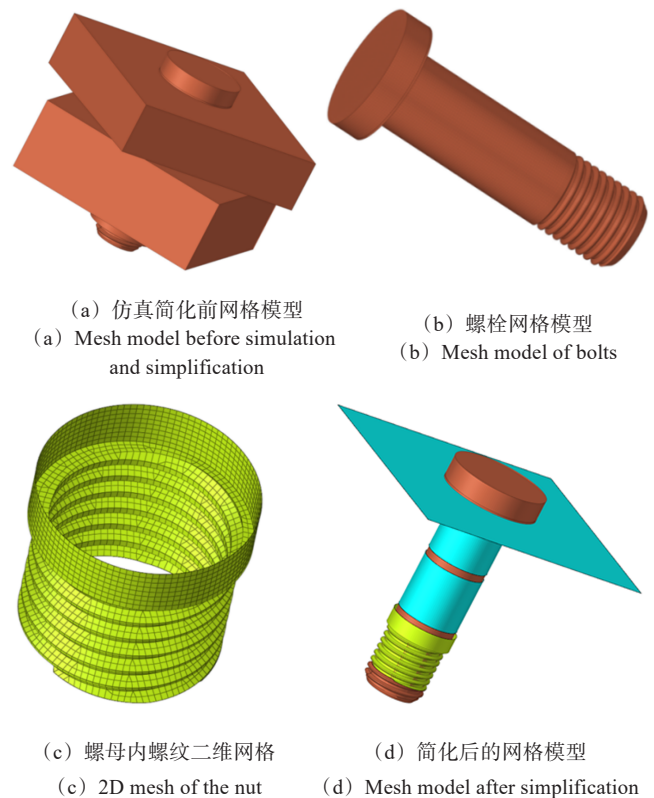


图 3 安装螺栓模型

Fig. 3 Model of the assembly bolt

采用螺旋线旋转切除生成螺栓螺纹,之后与各拉伸组件装配。另外,由于 SolidWorks 网格划分局部不细致,所以使用 HyperMesh 软件对高锁螺栓、高锁螺母、上抗拉板、下抗拉板进行网格划分,如图 3(b)、图 3(c)所示。其中,上、下抗拉板和螺母在拉伸试验中几乎没有变形,在仿真过程中视为刚体,故可以将其与螺栓接触面保留,采用 S3 及 S4R 网格划分类型对其进行二维网格划分,并删除其他所有的面。在拉伸试验过程中,由于螺母及内螺纹并没有发生明显的失效,所以可以将其视为刚体,同样只保留与螺栓外螺纹接触的内螺纹面。此外,将对有限元仿真过程及结果几乎没有影响的三维实体简化成二维刚体面,这能够大大减少网格和节点数量,提高仿真的计算效率<sup>[16]</sup>。

拉伸试验表明,螺栓外螺纹根部和螺栓头部与螺杆的过渡区域为易失效部位,因此对简化后模型[图 3(d)]拉伸易失效位置进行网格加密。网格划分时,首先从外螺纹及其根部区域开始,将其沿任一轴向切开,在截面处建立二维网格后通过螺旋线旋转拉伸为三维网格;再通过建立好的外螺纹六面体网格上的面网格建立与之相接触的部分的三维网格;依照这种方式依次建立完所有部分的三维网格。为满足模拟应力与刚度需求,兼顾仿真效率与精度,本次仿真均使用一次单元网格。

对于规则的外螺纹、螺栓杆和螺栓顶部区域使用 C3D8, 即包含 8 个节点的线性六面体单元, 单元尺寸设置为 0.3~0.5 mm; 而对于易失效部位则使用 C3D4, 即包含 4 个节点的四面体单元, 最小的单元尺寸设置为 0.2 mm, 最终简化后的网格模型如图 3(d) 所示。对完整的三维实体的网格划分结果与简化模型后的网格划分结果进行对比, 前者的网格总数为 1 937 324, 节点总数为 492 176; 后者的网格总数为 431 478, 节点总数为 211 470; 后者的网格总数和节点总数相比前者大大减少, 极大地提高了计算效率。

### 1.3 有限元分析参数设定与韧性损伤准则

有限元仿真共有两个分析步。其中, 初始分析步由软件自动生成, 用于设定初始的接触情况与边界条件。因为本文的仿真包含的螺栓断裂属于瞬时动力学分析, 所建立的分析步是显式动力学, 用于设定载荷。第二个分析步用于位移加载, 因为设定了材料的失效准则(单元格), 所以破坏载荷是宏观上的总载荷(力)。本次有限元仿真设定的分析步总时长为 5 s, 通过目标时间增量设置分析步为  $1 \times 10^{-5}$ 。螺栓接触摩擦因数以螺栓摩擦试验结果的形式输入, 接触类型选择通用接触, 两个抗拉板面网格分别与点 RP3(0, 0, 15)、点 RP2(0, 0, -4) 以刚体形式耦合, 螺母上表面则与其圆心点 RP1(0, 0, 24.5) 耦合。根据实际的试验情况, 在初始分析步中对螺母和下抗拉板的耦合点 RP1 和 RP3 进行全自由度的约束; 在第二个分析步中对 RP2 只添加轴向方向的位移模拟拉伸载荷。

本文研究的螺栓材料 TC4 钛合金属于塑性金属, 且拉伸试验的断裂过程满足塑性断裂的特性, 因此可以选择韧性损伤准则作为螺栓断裂依据<sup>[14]831-836</sup>。该准则可以用于预测金属因成核、生长和空隙聚集发生韧性断裂的过程<sup>[17-18]</sup>。

Abaqus 软件中提供的韧性损伤准则需要设定的参数为断裂应变、应力三轴度和失效时等效塑性位移<sup>[19]</sup>。断裂应变可以通过标准拉伸试验的应力-应变曲线得到, 根据图像整理计算得到断裂时的等效塑性应变值。应力三轴度影响材料失效的方式有两种: 一种是影响材料内部微孔及成核的生长过程; 另一种是阻碍塑性变形, 也称三轴应力度, 定义为静水压力比 Mises 等效应力, 即  $\eta = \sigma_m / \sigma_{eq}$ 。其中,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (5)$$

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}}{\sqrt{2}} \quad (6)$$

式中,  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  为 3 个方向的主应力。

本文中螺栓承受的是拉伸轴向载荷,  $\sigma_2, \sigma_3$  均可

视为 0, 代入计算得到的螺栓拉伸受力时的应力三轴度为 0.33。失效时等效塑性位移决定了损伤演化规律, 以断裂能量假设为基础, 断裂能  $G_f$  是打开单位面积裂纹需要的能量<sup>[20]</sup>, 等于裂缝扩展过程中所消耗的能量与裂缝韧带面积的比值, 具体的关系式为

$$G_f = \int_{\bar{\varepsilon}_0^{\text{pl}}}^{\bar{\varepsilon}_f^{\text{pl}}} L \varepsilon_y d\bar{\varepsilon}^{\text{pl}} = \int_0^{\bar{u}_f^{\text{pl}}} \varepsilon_y d\bar{u}_f^{\text{pl}} \quad (7)$$

式中,  $\bar{\varepsilon}_0^{\text{pl}}$  为损伤开始时的等效塑性应变;  $\bar{\varepsilon}_f^{\text{pl}}$  为完全失效时的等效塑性应变;  $L$  为单元的特征长度;  $\varepsilon_y$  为应变值;  $\bar{u}_f^{\text{pl}}$  为完全失效时的等效塑性位移。

## 2 试验结果与分析

### 2.1 螺栓性能及断裂分析

根据国家标准 GB/T 228.1—2021, 取产生 0.2% 残余变形的应力值为其屈服强度, 作出理想化的 TC4 材料的应力-应变曲线, 如图 4 所示。其中屈服强度为 867 MPa, 抗拉强度为 1 100 MPa, 伸长率为 11%, 且 TC4 钛合金的弹性模量为 110 GPa, 泊松比为 0.34, 密度为 4.5 g/cm<sup>3</sup>。

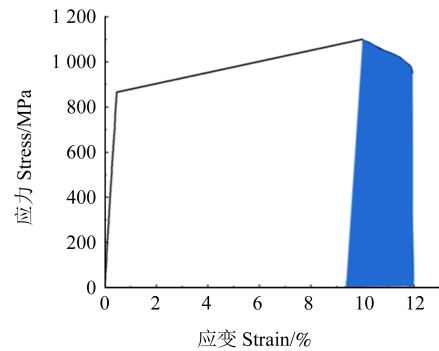


图 4 TC4 理想化的标准拉伸应力-应变曲线

Fig. 4 Idealized standard tensile stress-strain curve of TC4

基于拉伸曲线, 根据式(7)可以得到等效塑性位移的计算式  $\bar{u}_f^{\text{pl}} = 2G_f / \varepsilon_y$ 。其中断裂能  $G_f$  可通过图 4 所示曲线的刚度退化部分进行积分得到, 其数值大小等于阴影部分面积与单元特征长度的乘积。通过式(7)计算得到断裂能  $G_f = 440 \text{ N/mm}$ ,  $\bar{u}_f^{\text{pl}} = 0.8 \text{ mm}$ 。

图 5 所示为角度分别为 0°、3° 和 5° 时螺栓从加载到断裂过程的载荷-位移曲线。当接触面的角度为 0° 时, 螺栓的屈服点对应的位移和载荷分别是 1.74 mm 和 60.28 kN; 螺栓的断裂点对应的位移和载荷分别是 1.85 mm 和 64.14 kN。当接触面的角度为 3° 时, 螺栓的屈服点对应的位移和载荷分别是 1.63 mm 和 51.62 kN; 螺栓的断裂点对应的位移和载荷分别是 1.83 mm 和 56.64 kN。此时螺栓的断口仍在与螺母啮合的第一道螺纹处, 这是因为螺栓头部在附加弯矩、轴向力、切向力共同作用下的应力集中未超过第一道螺纹处。当接触面的角度为 5° 时, 螺栓的屈服点对应的位移和

载荷分别是 1.56 mm 和 45.11 kN;螺栓的断裂点对应的位移和载荷分别是 1.71 mm 和 48.04 kN。此时螺栓的断口在螺栓头部,这是因为螺栓头部此时的应力集中超过了第一道螺纹处,会先于第一道螺纹失效。对螺纹副摩擦因数测试数据进行分析,最后得出的 3 组测试样件的螺纹摩擦因数分别为 0.068、0.070、0.082,其平均值为 0.073。

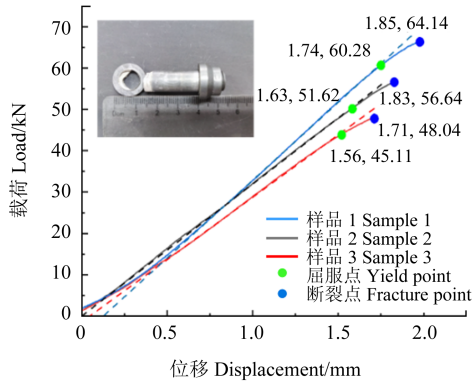
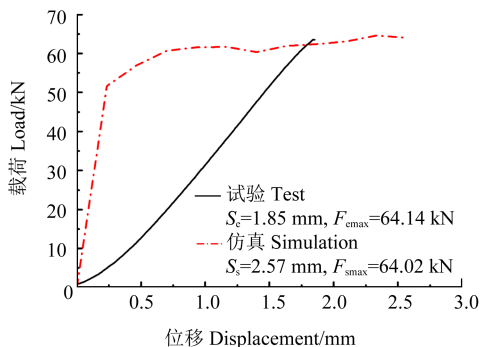


图 5 变安装角度螺栓拉伸载荷-位移曲线

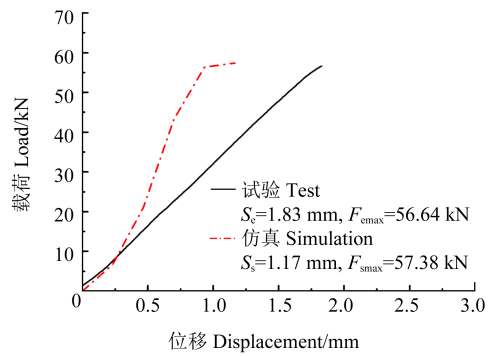
Fig. 5 Tensile load-displacement curves of bolts with variable assembly angles

### 2.2 偏心安装螺栓拉伸模拟结果及验证

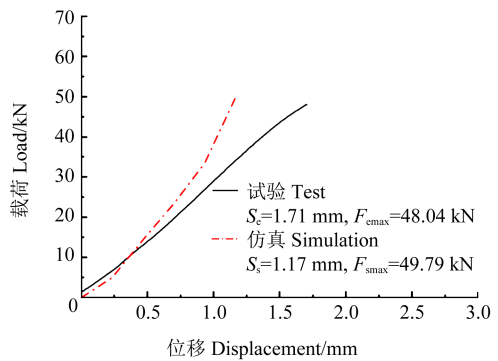
图 6 所示为上述模型仿真所得的不同安装面角度(0°、3°、5°)下螺栓拉伸曲线。有限元仿真中,0°、3°、5°下螺栓断裂位移与载荷分别是 2.57 mm、64.02 kN, 1.17 mm、57.38 kN 和 1.17 mm、49.79 kN。试验所得的螺栓断裂位移与载荷分别是 1.85 mm、64.14 kN, 1.83 mm、56.64 kN 和 1.71 mm、48.04 kN。比较可知,仿真所得载荷与试验基本一致,相对误差小于 4%;而仿真对应断裂位移小于试验断裂位移,其原因在于有限元仿真中对部分材料使用了理想化的刚体模型,导致其他部分没有位移,因此,有限元中的位移会比实际的拉伸试验偏小<sup>[21-22]</sup>。此外,仿真拉伸曲线比实际拉伸曲线更陡峭,这一现象可从图 6 中看出。因为有限元仿真中设置的应力-应变曲线是简化后的理想曲线,所以有限元仿真的载荷-位移曲线变化趋势更加陡峭。



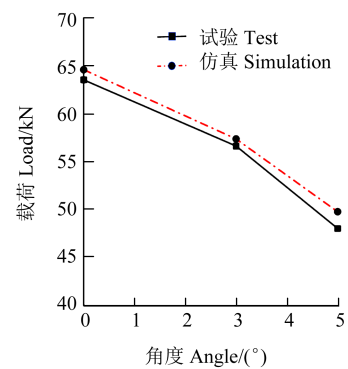
(a) 0° 抗拉板  
(a) 0° tensile plate



(b) 3° 抗拉板  
(b) 3° tensile plate



(c) 5° 抗拉板  
(c) 5° tensile plate



(d) 抗拉强度变化趋势

(d) Change trend of the tensile strength

图 6 各角度抗拉板载荷-位移曲线对比

Fig. 6 Comparison of load-displacement curves for tensile plates at each angle

图 7 为不同角度下螺栓断裂位置仿真与试验结果对比图。由图 7 可知,安装角度从 0° 增加至 3°,螺栓断裂位置从第一节螺纹处转为螺栓头与螺杆过渡处。这一结果与试验所观察到的结果一致。采用所建模型开展的螺栓断裂有限元仿真所获得的断裂载荷以及断裂位置与试验结果一致,充分证明模型的准确性。因此,基于该模型仿真,能有效揭示断裂过程,解释断裂强度下降与断裂位置转移的原因。

### 2.3 不同安装面角度下螺栓断裂过程仿真分析

对抗拉板为 0°、3° 的拉伸试验中螺栓啮合段不同截面的轴向力、螺纹根部接触的局部应力、螺栓断裂

前螺纹轴向和径向截面的应力分布以及螺栓头部与螺杆过渡区域的应力进行分析。

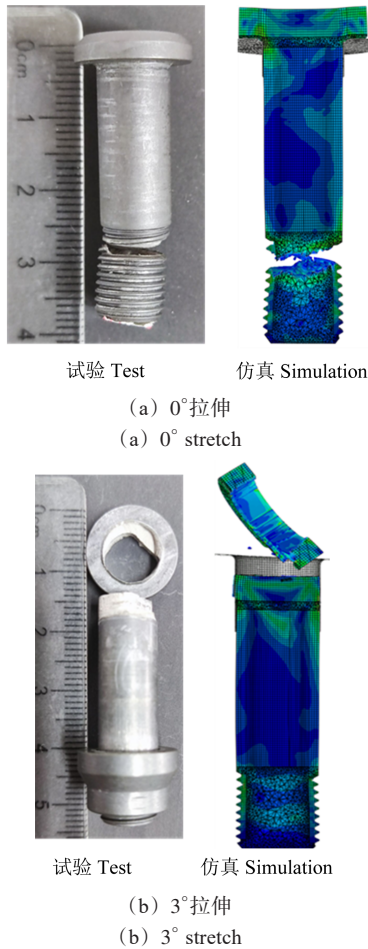


图7 不同角度抗拉板螺栓断裂结果

Fig. 7 Fracture results of bolts for tensile plates at different angles

图8所示为不同安装面角度螺栓断裂时螺栓不同部位应力分布情况。 $0^\circ$ 安装面角度下螺栓应力分布如图8(a)所示。由图8(a)可知,从左至右分别是加载开始时、加载过程中、完全断裂3个状态,刚开始加载时螺栓头部圆角区域便受到较大的应力集中,但没有达到断裂的程度。对啮合段螺纹开始发生损伤时轴向剖面以及第一扣螺纹根部出现的应力达到抗拉强度时的网格单元横截面的应力云图[图9(a)]进行观察可以发现,随着位移载荷的增加,第一扣螺纹所承受的载荷越来越大,其变形也比其他扣的螺纹更加明显,螺纹根部的应力集中也相对更大,这也符合螺纹轴向载荷分布不均匀的特点。当第一扣螺纹处的应力增大且高于螺栓头部圆角的应力时,螺栓进入了损伤演化阶段,之后第一扣螺纹会先于头部断裂<sup>[15]4049</sup>。而 $3^\circ$ 安装面角度下螺栓的断裂过程[图8(b)]表明,刚开始加载时螺栓头部圆角区域便受到较大的应力集中,但没有达到断裂的程度;第一扣螺纹处受到轴向力和偏心载荷的作用,螺栓头和螺杆过渡处圆角的应力集中区域是在左侧,即与抗拉板高侧接触的部分,

左侧的网格单元此时的应力为1 047 MPa,右侧的网格单元应力为698 MPa,从其横截面应力云图可以明显地观察到应力集中区域;随着载荷增加,头部变形过程中抗拉板左侧会先和螺栓头部下表面重合,使得螺栓头部左侧出现偏心载荷,导致螺纹头部左侧应力集中更加显著[图9(b)],且高于第一扣螺纹,因此螺栓头部会先于螺纹开始出现损伤演化,最终发生断裂。对于 $5^\circ$ 安装螺栓,在本次有限元仿真中,其断裂形式与 $3^\circ$ 相同,均存在偏心载荷且是头部断裂,不同的是 $5^\circ$ 抗拉板头部角度更大,断裂时总载荷更小。可见,随安装面角度增大,螺栓应力集中位置从第一扣螺纹转移至螺栓头部,形成头部优先断裂的现象。

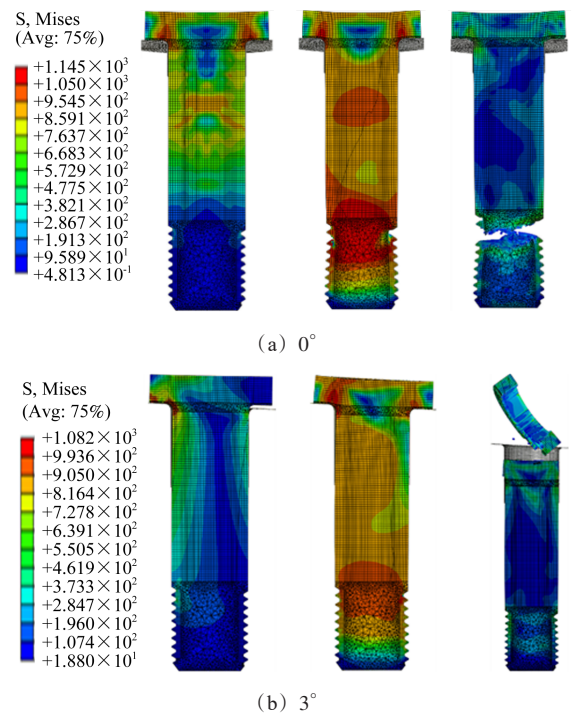


图8 安装面角度为 $0^\circ$ 、 $3^\circ$ 的螺栓断裂过程应力分布  
Fig. 8 Stress distribution of bolts with assembly angles of  $0^\circ$  and  $3^\circ$  during the fracture process

## 2.4 小安装面角度下螺栓抗拉强度预测

通过对 $0^\circ$ 、 $3^\circ$ 抗拉板的有限元仿真与试验对比,为验证仿真模型的准确性,采用该模型进行 $1^\circ$ 、 $2^\circ$ 、 $4^\circ$ 下螺栓拉伸断裂载荷预测与断裂过程展示。图10(a)所示为螺栓拉伸曲线。图10(a)显示螺栓均在出现塑性变形后逐渐断裂,但断裂前变形量随安装面角度增大而逐渐减小,同时拉伸断裂临界载荷逐渐下降。由上述曲线拟合获得的3个角度下拉伸临界载荷分别为60.64、59.11、55.06 kN。图10(b)所示为不同安装面角度下螺栓断裂最大载荷变化情况。由图10(b)可知,随安装面角度增大,拉伸断裂最大载荷显著下降。当角度由 $3^\circ$ 增大至 $4^\circ$ 时,载荷值从57 kN下降至55 kN;而当角度由 $4^\circ$ 增大至 $5^\circ$ 时,螺栓断裂载荷则大幅度降低至49 kN。其原因在于,大角度下螺栓头部下表面与

安装面率先接触,使得头部与螺杆连接处由轴向受力变为轴向与径向复合受力,同时应力集中更为显著,故螺栓在此处提前断裂<sup>[10]471-477[23]</sup>。

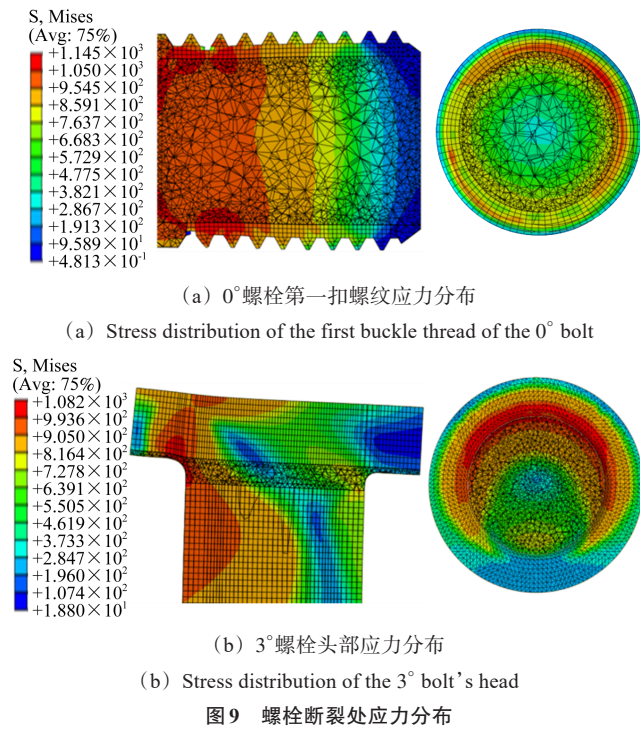
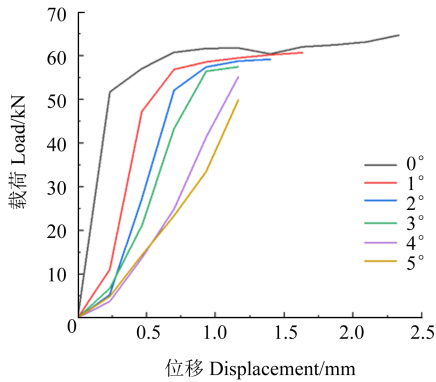
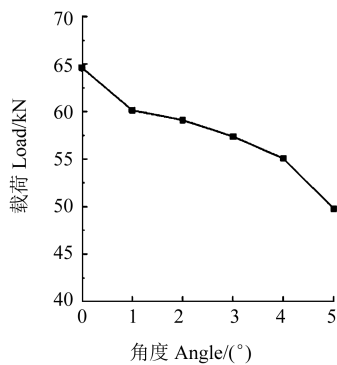


Fig. 9 Stress distribution of the bolt's fracture position



(a) Finite element simulation load-displacement curves at each angle

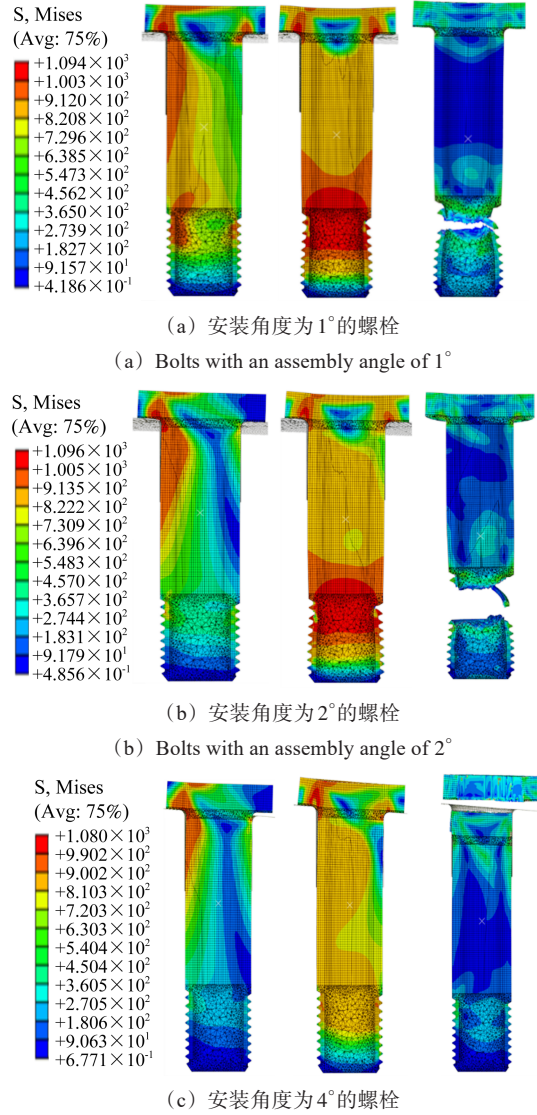


(b) Change of the maximum load

图 10 1°、2°、4°下螺栓拉伸断裂载荷预测

Fig. 10 Prediction of bolts' tensile fracture load at 1°, 2°, 4°

图 11 所示为不同安装面角度下螺栓断裂过程中的应力分布。由图 11 可见,安装面角度增加到 3°之前,螺栓应力主要集中于螺栓头部与螺杆连接处以及第一扣螺纹处,其中小角度(小于 3°)下第一扣螺纹处应力集中最大,成为断裂处;当安装面角度升高至 3°以上时,最大应力出现在螺栓头部与螺杆连接处,成为螺栓断裂位置。



(c) Bolts with an assembly angle of 4°

图 11 1°、2°、4°下螺栓断裂过程可视化

Fig. 11 Visualization of bolts' fracture process at 1°, 2°, 4°

### 3 结论

为探究螺栓偏心安装导致提前断裂的原因,进而对螺栓的安装使用提供指导,本文建立了安装螺栓的有限元模型,并对 0°、3°、5°三种角度安装螺栓进行了拉伸试验,验证了本文所建立有限元模型的准确性,并采用该模型对其他角度下螺栓最大拉伸载荷进行预测,揭示螺栓断裂过程。得出以下结论:

1) 本文所建立的有限元仿真模型具有良好的准

确性。 $0^\circ$ 、 $3^\circ$ 、 $5^\circ$ 抗拉板拉伸仿真中,螺栓断裂时的载荷分别为64.02、57.38、49.79 kN;实际 $0^\circ$ 、 $3^\circ$ 、 $5^\circ$ 抗拉板拉伸试验中,螺栓断裂时的载荷分别为64.14、56.64、48.04 kN。仿真模拟与实际试验的断裂载荷相对误差分别为0.18%、1.31%、3.64%,且螺栓断裂位置一致,分别是螺纹处、螺纹处、螺栓头部。

2)利用该有限元分析模型建立 $1^\circ$ 、 $2^\circ$ 、 $4^\circ$ 抗拉板的拉伸试验。结果表明,螺栓拉伸断裂最大载荷分别为60.64、59.11、55.06 kN, $1^\circ$ 、 $2^\circ$ 时断裂位置为螺栓第一扣螺纹处, $4^\circ$ 时断裂位置为螺栓头部。

3)安装面角度对螺栓断裂形式产生影响的原因在于,螺栓头与螺纹均受到偏心载荷。相同载荷下的偏心弯矩在原应力集中部位引起了更大的总应力,故破坏载荷减小。安装角度 $< 3^\circ$ 时,螺纹处应力较大;安装角度 $\geq 3^\circ$ 时,螺栓头部应力较大。因此,大角度下螺栓断裂位置从螺纹处转移至螺栓头部。

#### 参考文献(References)

- [1] 赵庆云,刘风雷,刘华东. 世界先进航空紧固件进展[J]. 航空制造技术,2009,52(3):54-56.  
ZHAO Qingyun, LIU Fenglei, LIU Huadong. Development of advanced aerospace fastener [J]. Aeronautical Manufacturing Technology,2009,52(3):54-56. (In Chinese)
- [2] 于建政,宁广西,林忠亮,等. 航空工业钛合金紧固件失效分析研究进展[J]. 材料导报,2013,27(增刊1):256-258.  
YU Jianzheng, NING Guangxi, LIN Zhongliang, et al. Failure analysis progress of titanium alloy fastener used in aerospace industry [J]. Materials Review, 2013, 27(Suppl. 1): 256-258. (In Chinese)
- [3] 樊朋霄,吴隼,王光辉,等. 镀锌管螺纹加工方式对管牙显微组织和性能的影响[J]. 塑性工程学报,2017,24(6):203-208.  
FAN Pengxiao, WU Jun, WANG Guanghui, et al. Effect of processing methods on the microstructures and properties of galvanized pipe thread [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2017, 24(6): 203-208. (In Chinese)
- [4] 高靖靖,李旭健,马勇,等. 303Se 不锈钢高锁螺母开裂原因[J]. 理化检验-物理分册,2022,58(8):61-64.  
GAO Jingjing, LI Xujian, MA Yong, et al. Reasons for cracking of 303Se stainless steel high lock nut [J]. Physical Testing and Chemical Analysis (Part A: Physical Testing), 2022, 58(8): 61-64. (In Chinese)
- [5] KANG H, WU Y, GAO F, et al. Mechanical performances and stress states of rock bolts under varying loading conditions [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2016, 52: 138-146.
- [6] 施睿贇,杨文凯. 轴法兰螺栓安装失效机理分析[J]. 船舶工程, 2016, 38(2):43-45.  
SHI Ruiyun, YANG Wenkai. Mechanism analysis of installation failure of flange bolts [J]. Ship Engineering, 2016, 38(2): 43-45. (In Chinese)
- [7] 刘鹤,谢石林,曹硕,等. 前风挡螺栓制孔工艺方法改进与优化 [J]. 教练机,2018(3):47-52.  
LIU He, XIE Shilin, CAO Shuo, et al. Modification and optimization of technology for bolt hole making on windshield [J]. Trainer, 2018(3):47-52. (In Chinese)
- [8] LIU S, HE D, FU M. Experimental investigation of surrounding-rock anchoring synergistic component for bolt support in tunnels [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2020, 104: 103531.
- [9] 何竟飞,万闯建,杨鸣,等. 螺栓联接在偏心载荷下螺纹载荷分布规律研究[J]. 机械科学与技术,2015,34(8):1149-1152.  
HE Jingfei, WAN Chuangjian, YANG Ming, et al. Study on load distribution in the screw thread of bolt-joint subjected to eccentric loading [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2015, 34(8): 1149-1152. (In Chinese)
- [10] 颜庭梁,李家春. 螺纹载荷分布计算方法研究及有限元分析[J]. 机电工程,2020,37(5):471-477.  
YAN Tingliang, LI Jiachun. Calculation method of thread load distribution and finite element analysis [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(5): 471-477. (In Chinese)
- [11] ZHAO H. A numerical method for load distribution in threaded connections [J]. Journal of Mechanical Design, 1996, 118(2): 274.
- [12] CHEN J J, SHIH Y S. A study of the helical effect on the thread connection by three dimensional finite element analysis [J]. Nuclear Engineering and Design, 1999, 191(2): 109-116.
- [13] 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 Haiping, ZENG Pan, FANG Gang, et al. Load distribution of bolted joint [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(9): 171-178. (In Chinese)
- [14] 方新文,管佳佳. TC4钛合金在准静态拉伸下的本构模型及失效参数[J]. 机械强度,2022,44(4):831-836.  
FANG Xinwen, GUAN Jiajia. Constitutive model and failure parameters of TC4 titanium alloy under quasi-static tensile [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(4): 831-836. (In Chinese)
- [15] FENG D, DONG C, HU Y, et al. Fracture mode transition during assembly of TC4 high-lock bolt under tensile load; a combined experimental study and finite element analysis [J]. Materials, 2022, 15(12):4049.
- [16] ZHANG C, CHEN T. Efficient feature extraction for 2D/3D objects in mesh representation [C]//Proceedings of the 2001 International Conference on Image Processing (Cat. No. 01CH37205). New York:IEEE,2001:935-938.
- [17] WENG T L, SUN C T. A study of fracture criteria for ductile materials [J]. Engineering Failure Analysis, 2000, 7(2): 101-125.
- [18] HARTLEY P, CLIFT S E, SALIMINAMIN J, et al. The prediction of ductile fracture initiation in metalforming using a finite-element method and various fracture criteria [J]. Res Mechanica, 1989, 28(1/2/3/4):269-293.
- [19] DŽUGAN J, ŠPANIEL M, PRANTL A, et al. Identification of ductile damage parameters for pressure vessel steel [J]. Nuclear Engineering and Design, 2018, 328: 372-380.

- [20] JONSÉN P, HÄGGBLAD H Å, SOMMER K. Tensile strength and fracture energy of pressed metal powder by diametral compression test[J]. Powder Technology, 2007, 176(2/3): 148-155.
- [21] JOUN M, CHOI I, EOM J, et al. Finite element analysis of tensile testing with emphasis on necking[J]. Computational Materials Science, 2008, 41(1): 63-69.
- [22] LIU P F, ZHENG J Y. Finite element analysis of tensile behavior of ductile steel with defects[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2010, 10: 212-217.
- [23] 谢程晨. 侧向受力下螺钉联接的力学模型研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2020: 31-45.
- XIE Chengchen. Study on mechanical model of bolt connection under lateral load[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2020: 31-45. (In Chinese)

## Simulation of tensile fracture and strength prediction of high-lock titanium alloy bolt under eccentric load

FENG Derong<sup>1,2</sup> GUO Raolong<sup>1,2</sup> YU Weilin<sup>1,2</sup> LI Chao<sup>1,2</sup> LI Zhao<sup>1,2</sup> HUANG Zhangdong<sup>3</sup>  
XIA Jinqi<sup>3</sup> WAN Qiang<sup>3</sup>

(1. Henan Key Laboratory of Fastening and Connection Technology, Xinyang 464000, China)

(2. Henan Aerospace Precision Processing Co., Ltd., Xinyang 464000, China)

(3. College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China)

**Abstract:** The eccentric installation of high-lock titanium alloy bolts (an assembly angle between the bolt head and the fastening plate) leads to premature failure, which seriously affects the safe operation of aerospace aircraft. Currently, the test research is difficult to obtain the bolt fracture process, which in turn limits the revealing of fracture mechanism. Meanwhile, test research cannot obtain the fracture strength variation value of bolts with different assembly angles. Therefore, in response to the problem of premature fracture of high-lock bolts in the eccentric installation, finite element analysis method was employed and the model was verified by test. The verified finite element model was used to visualize the fracture process of eccentric installation bolts and predict the tensile strength of eccentric installation bolts with different angles. The research results indicate that the tensile strength and fracture position of bolts with installation angles of 0° and 3° obtained from finite element analysis are consistent with the test results, which show that the finite element model has good accuracy. As the installation angle increases, both the bolt head and thread are subjected to eccentric loads, and the bending moment generated aggravates the stress concentration in these two areas. When the assembly angle is less than 3°, the stress at the thread is larger, and when the angle is over 3°, the stress on the head is greater. The finite element model successfully predicts the tensile strength of bolts with an assembly angle of 1°, 2°, and 4°. The research results effectively reveal the fracture mechanism of high-lock titanium alloy bolts under the eccentric load. Meanwhile, the simulation model can predict the tensile strength of bolts under different installation angles, and provide technical specifications for the service of eccentric bolts.

**Key words:** High-lock bolt; Finite element analysis; Assembly angle; Fracture mechanism; Prediction of tensile strength

Corresponding author: WAN Qiang, E-mail: wanqiang0915@163.com

Fund: National Natural Science Foundation of China (11905082)

Received: 2023-10-14 Revised: 2024-01-02