

剪切载荷下航空发动机螺栓松动行为及其 临界值的数值模拟研究^{*}

王开平, 闫明, 孙自强, 苏东海, 刘海超, 惠安民

(沈阳工业大学 机械工程学院, 辽宁 沈阳 110870)

摘要: 为研究剪切载荷下螺栓连接结构松动行为, 首先建立了多种螺栓连接结构精细有限元模型, 进行了全六面体网格划分, 并运用 Yamamoto 方法和 Spowith 方法验证了模型的有效性, 然后通过多种模型仿真对比, 分阶段首次研究了不同影响因素下塑性松动期、旋转松动期内以及整个松动期内的螺栓松动行为及其重要临界值。结果表明: 剪切载荷下螺栓初始预紧应力和其材料屈服应力之比在 1.32~1.44 时, 松动最不容易发生; 存在一初始预紧力临界值, 当初始预紧力小于此临界值时, 松动开始于旋转松动期, 反之经历整个松动期; 存在两个剪切载荷幅值临界值, 当大于第 1 临界值时, 螺栓松动会发生反之不会发生, 当大于第 2 临界值时, 松动过程经历整个松动期, 反之仅经历旋转松动期; 剪切载荷幅值越大, 螺栓松动越容易发生, 松动变化速率不单调且在某一幅值处发生突变; 一定区间内, 存在一个螺纹啮合面间摩擦系数范围使得松动最难发生; 偏心距离越大, 松动越容易发生。

关键词: 剪切载荷; 螺栓连接结构; 松动行为; 临界值; 影响因素; 数值模拟

中图分类号: V232.7 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 02-210422-13

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.210422

Numerical Simulation of Bolt Loosening Behavior and Critical Value of Aeroengine under Shear Load

WANG Kai-ping, YAN Ming, SUN Zi-qiang, SU Dong-hai, LIU Hai-chao, HUI An-min

(School of Mechanical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China)

Abstract: In order to study the loosening behavior of bolted structures under shear load, firstly, a variety of fine finite element models of bolted structures were established, the full hexahedral mesh was divided, and the effectiveness of the model was verified by Yamamoto method and Sopwith method. Then, through the simulation comparison of various models, the bolt loosening behavior and its important critical values in plastic loosening period, rotational loosening period and the whole loosening period under different influencing factors were studied for the first time. The results show that when the ratio of bolt initial pre-tightening stress to material yield stress under shear load is between 1.32 and 1.44, loosening is the least likely to occur. There is a critical value of initial preload. When the initial preload is less than this critical value, the loosening begins in the rotating loosening pe-

* 收稿日期: 2021-07-01; 修订日期: 2021-09-27。

基金项目: 国家自然科学基金 (51705337); 辽宁省“兴辽英才计划”项目 (XLYC1802077)。

作者简介: 王开平, 博士生, 研究领域为螺栓连接件可靠性分析。

通讯作者: 闫明, 博士, 教授, 研究领域为机械系统动力学。

引用格式: 王开平, 闫明, 孙自强, 等. 剪切载荷下航空发动机螺栓松动行为及其临界值的数值模拟研究[J]. 推进技术, 2022, 43(2):210422. (WANG Kai-ping, YAN Ming, SUN Zi-qiang, et al. Numerical Simulation of Bolt Loosening Behavior and Critical Value of Aeroengine under Shear Load [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(2): 210422.)

riod, on the contrary, it goes through the whole loosening period. There are two critical values of shear load amplitude. When it is greater than the first critical value, bolt loosening will occur, otherwise it will not occur. When it is greater than the second critical value, the loosening process will experience the whole loosening period, on the contrary, it will only experience the rotating loosening period. The larger the shear load amplitude is, the easier the bolt loosening occurs, and the loosening change rate is not monotonous and sudden change occurs at a certain amplitude. In a certain range, there is a range of friction coefficient between thread mating surfaces which makes loosening the most difficult to occur. The larger the eccentric distance is, the easier it is to loosen.

Key words: Shear load; Bolted structure; Loosening behavior; Critical value; Influencing factors; Numerical simulation

1 引言

螺栓连接具有构造简单、可靠性强、拆卸方便、密封性好等优点,是航空发动机静子机匣中最常用的一种紧固连接方式,一般处于机匣壁上比较薄弱的部位,此类螺栓连接结构中被连接件结构一般来说轻巧、薄、刚度低,航空发动机中螺栓连接防松要求高,防松方式多样,如采用新型防松螺母防松、螺纹面凹凸配合防松、新材料防松、增加接触面摩擦系数防松等方式,但随着航空发动机工作环境的日益恶化,静子机匣的振动问题十分突出,导致螺栓连接结构较易承受剪切振动载荷影响,容易造成预紧力下降,发生螺栓松动现象,而提供适当的预紧力是保证螺栓连接结构稳定性和安全性的关键^[1-4]。剪切载荷下螺栓松动行为的明晰对理解松动机理、指导防松设计至关重要,因此全面系统研究剪切载荷下螺栓松动行为对维持航空发动机静子机匣结构稳定运行、避免工程损失和保证生命财产安全具有一定的指导意义。

国内外学者针对螺栓松动进行了大量研究,文献[5]通过试验得出了剪切载荷比轴向载荷更能引起松动的结论,所研究的评估松动的容克试验机已得到广泛应用^[6]。Yokoyama等^[7]采用有限元方法研究了螺栓连接在转动载荷作用下的松动原因,验证了Sakai关于松动起始条件和松动过程的理论。文献[8-9]运用理论模型通过数学公式推导出了螺栓松动特性。Pai和Hess^[10-11]通过试验和有限元分析发现随着振动循环次数的增加,滑动区域会逐渐累积,但没有阐明各影响因素对滑动区域变化的影响规律,无法准确了解螺栓松动行为。吴向阳等^[12]基于自主设计的试验装置,开展了剪切激励下螺栓连接结构的松动试验,分析了两种润滑脂(MoS₂润滑脂和锂基润滑脂)对螺栓连接结构松动行为的影响。Baek等^[13]对复杂结构螺纹紧固件的松动原因进行了有限

元分析和试验验证,给出了松动方程和评价方法,建立了一次松动和二次松动的判据以及各螺栓的主松力和次松力。文献[14-19]通过建立一个非线性理论模型来表示接触面上的局部滑移行为,从数学上阐明了螺纹表面的循环分力对接触面滑移行为的影响规律,进一步认识了松动行为。Izumi等^[20-21]通过研究发现局部滑移积累能导致预紧力下降,造成螺栓松动现象的发生,并且提出了微滑移概念,指出螺栓松动现象的发生开始于接触面的微滑移或者局部滑移积累造成的完全滑移。Liu等^[22-23]通过试验研究了螺栓松动特性,提出塑性变形是螺栓松动的主要原因之一。巩浩等^[24]获得了包含预紧力非线性衰退、线性衰退以及疲劳阶段的典型预紧力衰退曲线,取得了一系列丰硕成果。杜永强等^[25]设计了螺栓加载装置,从微动磨损角度分析了偏心载荷下螺栓连接结构松动特性。

综上所述文献大多是对螺栓松动的原因进行了研究,尤其是没有深入分析松动各阶段内的松动行为规律,不利于理解整个松动期内的螺栓松动行为以及进行一些重要临界值的界定,无法深入指导防松设计。塑性变形及其扩展和螺纹相对旋转是螺栓松动的两个主要原因,为了叙述方便,本文中把因塑性变形及其扩展引起的螺栓松动阶段称为塑性松动期,把因螺纹相对旋转引起的松动阶段称为旋转松动期,一般来说松动先经历塑性松动期后经历旋转松动期。受实验条件、材料性质及加工水平的限制,无法单独研究塑性松动期和旋转松动期内螺栓松动行为规律,而在有限元中比较容易实现,在后续研究中将致力于实现实验验证。本文分别建立不带螺纹升角塑性、带螺纹升角弹性、带螺纹升角塑性螺栓连接结构精细有限元模型以及螺栓连接偏心结构模型,进行了多组仿真对比分析,分阶段研究松动行为规律,获得了一系列不同影响因素下塑性松动期内、旋转松动期内和整个松动期内螺栓连接结构松动向

为规律,并首次分析了螺栓松动期内的一些重要临界值,对理解剪切载荷下螺栓松动机理、优化防松设计具有一定指导意义。

2 有限元建模

2.1 螺栓连接结构有限元模型

本文中提出建立的螺栓连接结构模型及螺栓连接偏心结构模型均考虑了航发螺栓的结构和载荷特点,静子机匣中螺栓连接结构被连接件具备轻、薄、刚度低等特点,且容易承受振动剪切载荷影响,建立了包含两个平板被连接件的模型,此模型对研究剪切载荷下螺栓松动行为具有代表性,并考虑了实际情况下螺栓连接结构不可避免的会承受偏心载荷的影响,建立了螺栓连接偏心结构模型,以探究偏心载荷下螺栓松动行为。所建立的分阶段松脱模型能全面研究剪切载荷下塑性松动期、旋转松动期和整个松动期内的各阶段螺栓松动行为,以开展完整的各阶段仿真,从而能明晰螺栓松动行为。分别建立了三种螺栓连接结构精细有限元模型,A模型:不带螺纹升角,塑性模型;B模型:带螺纹升角,弹性模型;C模型:带螺纹升角,塑性模型,A模型中螺纹结构不带螺纹升角,故不可能发生螺纹旋转松动,B模型中材料为弹性模型,故不可能发生因塑性变形及其扩展而产生的松动,所以可用A模型、B模型、C模型分别研究塑性松动期内、旋转松动期内、整个松动期内螺栓松动行为。采用了Fukuoka等^[26]提出的螺纹网格划分方法对B模型、C模型中螺纹进行了精确网格划分,考虑了螺纹的螺旋形状,获得了精确的带升角螺纹有限元模型,最终对各模型均进行了全六面体网格划分,网格类型为C3D8R,连接结构由螺栓、螺母、上板、下板组成。塑性模型材料参数见表1所示。螺栓连接结构有限元模型如图1所示,带升角螺纹啮合面有限元模型如图2所示,带升角螺母截面有限元模型如图3所示,不带升角螺纹啮合面有限元模型如图4所示。

Table 1 Material parameters

C/GPa	γ	σ_s /MPa	Q/MPa	b
20	72	640	1300	0.32

表1中,C表示初始随动硬化模量, γ 决定了随动硬化模量随塑性应变增加而减小的回归规律, σ_s 表示材料的屈服应力,Q表示屈服面半径最大允许变动量,b表示屈服面的扩展速率。

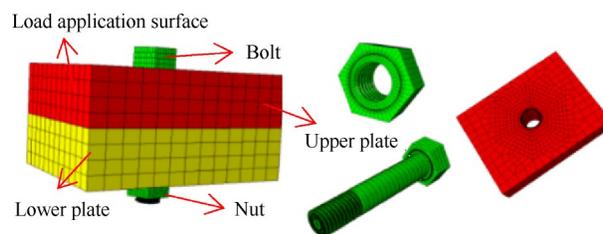


Fig. 1 Finite element model of bolt connection structure

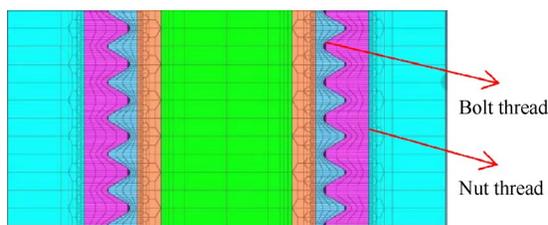


Fig. 2 Finite element model of thread engagement surface with rising angle

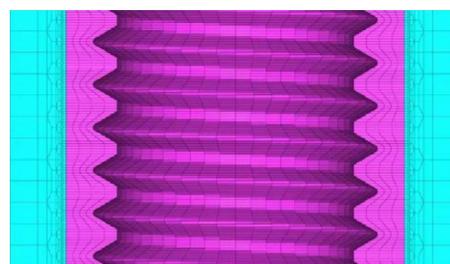


Fig. 3 Cross section finite element model of nut with rising angle

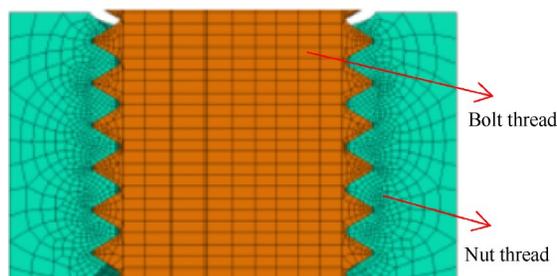


Fig. 4 Finite element model of thread engagement surface without lifting angle

为研究偏心距离对螺栓松动的影响,分别建立了偏心距离为10mm,40mm,80mm的带升角螺纹螺栓连接偏心结构塑性模型,偏心结构模型如图5所示,偏心结构模型同样由上板、下板、螺栓和螺母四部分组成,上板和下板均存在螺栓孔,两板通过螺栓和螺母拧紧组合在一起,具体见图5中各结构标注,图5中Z形蓝色结构为上板,红色结构为下板,绿色结构为螺栓和螺母,下板结构和图1结构中下板结构完全相同,图5偏心结构模型和图1中模型唯一区别

为上板设计成了 Z 形结构,以探究偏心距离对松动行为影响规律。定义图 5 中螺栓头-上板结合面中心点即螺栓中心轴线和螺栓头-上板结合面交点为中心点 1,中心点 1 在图 5 中因其处于螺栓内部实际为虚点,剪切载荷施加面的中心点为中心点 2,两中心点详细位置如图 5 所示。本文中偏心特指的是中心点 1 相对中心点 2 在 Z 方向上的偏心,即螺栓相对中心点 2 在 Z 方向存在偏移,两中心点在 X 方向距离保持不变,在 Z 方向偏移距离随偏心距离增大而增大,即剪切载荷施加面和螺栓在 Z 方向距离增大,偏心距离如图 5 中所示,本文中定义偏心距离为图 5 中 1 面和 2 面在 Z 方向之间的最短距离,此距离越大,表明偏心距离越大,中心点 1 和中心点 2 在 Z 方向偏移距离越大,本文中设计此螺栓连接偏心结构模型通过改变偏心距离大小以探究偏心距离对松动行为影响规律。

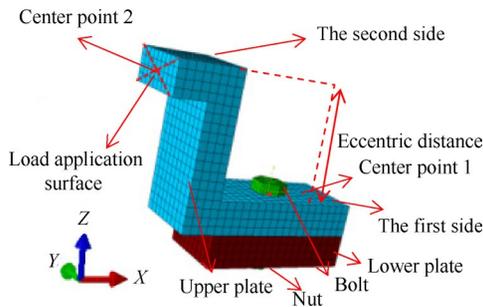


Fig. 5 Finite element model of bolt connection eccentric structure

在螺栓连接结构模型和螺栓连接偏心结构模型中,剪切载荷分别作用在图 1 和图 5 中所示的载荷施加面上,方向垂直于载荷施加面。在螺栓头-上板结合面间、螺母-下板结合面间、两板结合面间以及螺纹啮合面间分别设置了接触对,本文对有限元模型网格进行了密度测试,A 模型、B 模型、C 模型中网格数量分别为 1.0×10^5 , 1.4×10^5 , 1.4×10^5 左右,对网格质量进行了检查,各项指标均合格,并且在螺纹区域进行了网格细化,网格布局规整,节点编号和单元编号有序,综上网格质量能满足准确计算分析的要求。在有限元分析中设置两个分析步,第一分析步内给螺栓施加初始预紧力,第二分析步内施加剪切载荷,分析剪切载荷下螺栓松动行为。

2.2 材料循环塑性模型

本文塑性模型运用基于小变形及初始各向同性弹性的循环塑性本构模型,Von Mises 应力准则为屈服条件,具体如公式(1)所示。

$$\begin{cases} \boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}^e + \boldsymbol{\varepsilon}^p \\ \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}^e : \boldsymbol{\varepsilon} \\ \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p = \dot{\boldsymbol{\varepsilon}} \frac{\partial F}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \\ F = f(\boldsymbol{\sigma} - \boldsymbol{\alpha}) - \sigma_s = 0 \\ f(\boldsymbol{\sigma} - \boldsymbol{\alpha}) = \sqrt{\frac{3}{2}(\boldsymbol{s} - \boldsymbol{\alpha}) : (\boldsymbol{s} - \boldsymbol{\alpha})} \\ \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p = \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{\dot{\boldsymbol{\sigma}}^p : \boldsymbol{\varepsilon}}{\boldsymbol{\varepsilon} : \boldsymbol{\varepsilon}} \boldsymbol{\varepsilon} \end{cases} \quad (1)$$

公式(1)中, $\boldsymbol{\varepsilon}$, $\boldsymbol{\varepsilon}^e$, $\boldsymbol{\varepsilon}^p$, $\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}$, $\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p$ 分别表示总应变张量、弹性应变张量、塑性应变率张量、等效塑性应变率, $\boldsymbol{\sigma}$, \mathbf{D}^e , \boldsymbol{s} , $\boldsymbol{\alpha}$, f , σ_s 表示应力张量、刚度矩阵、偏应力张量、背应力张量、Von Mises 等效应力、屈服应力, $F=0$ 为屈服面。

2.3 有效性验证

螺栓连接结构模型的有效性对分析结果的准确性至关重要,Yamamoto 方法^[27]和 Sopwith 方法^[28]在计算螺纹副承载力分布中具有广泛的应用,两种方法类似,都把螺纹看做悬臂梁,并且以螺纹轴向载荷的分布来反映螺纹副承载分布^[29]。

Yamamoto 方法任意截面处轴向载荷如公式(2)

$$F_{x_1} = P \frac{\sinh(x_1 \lambda)}{\sin(L \lambda)} \quad (2)$$

公式(2)中 x_1 为距螺母自由面的距离, λ 为轴力分布特征参数, P 为螺距, L 为螺纹啮合总长度。

Sopwith 方法通过螺栓的轴向拉伸和螺母的轴向压缩的研究提出螺母任意截面处轴向载荷如公式(3)

$$F_{x_2} = P \frac{\sinh(x_2 \theta_2)}{\sin \theta_2} \quad (3)$$

公式(3)中 x_2 为距螺母自由面的长度比例系数, θ_2 为轴力分布特征参数。

可运用 Yamamoto 方法和 Sopwith 方法分别计算螺母螺纹中各扣螺纹截面上的轴力系数的解析值,并和仿真分析中的各扣螺纹截面上的轴力系数的模拟值作比较,验证模型的有效性。

有限元分析中,常用的预紧力施加方法主要有截面法、施加力矩法、温度法等,本文对 B 模型、C 模型采用施加力矩法施加初始预紧力,力矩扳手是施加预紧力的一种工具,施加力矩法是模拟力矩扳手施加预紧力的一种方法,在六角螺母一组相对的侧面施加均布切向力如图 6 所示,使相对侧面上合力产生的力偶矩正好等于拧紧力矩。A 模型因不带螺纹升角,采取截面法施加初始预紧力。

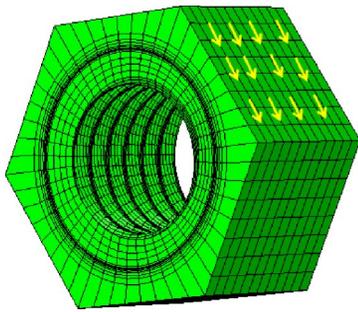


Fig. 6 Schematic diagram of applying preload force by applying moment method

为比较 C 模型中采用温度法、截面法和施加力矩法施加预紧力的准确性以及 A 模型和 C 模型两模型的准确性,分别采用温度法、截面法(2)和施加力矩法给 C 模型施加大小均为 F_1 的预紧力,得到三种方法下预紧力大小为 F_1 时螺母螺纹中各扣螺纹截面上的轴力系数的模拟值,然后分别根据 Yamamoto 方法和 Sopwith 方法计算初始预紧力为 F_1 下螺母螺纹中各扣螺纹截面上的轴力系数的解析值。因 A 模型中不带螺纹升角,通过截面法(1)施加预紧力,为保证两模型所受预紧力值相同,首先进行初始预紧力校核,运用施加力矩法对 C 模型施加力矩得到初始预紧力,然后根据得到的初始预紧力采用截面法给 A 模型施加相同大小的初始预紧力,在后文分析中将直接给出施加力矩后得到的具体初始预紧力值。本工况下 C 模型通过施加力矩法所得初始预紧力 F_1 ,并通过截面法给 A 模型施加相同大小的初始预紧力 F_1 。施加预紧力过程中某时刻 C 模型螺栓、螺母及螺纹啮合面间应力云图如图 7 所示, Yamamoto 方法和 Sopwith 方法得到的轴力系数解析值和温度法、截面法和施加力矩法得到的轴力系数的模拟值对比图如图 8 所示。

由图 8 可得,通过有限元分析得到的轴力系数模

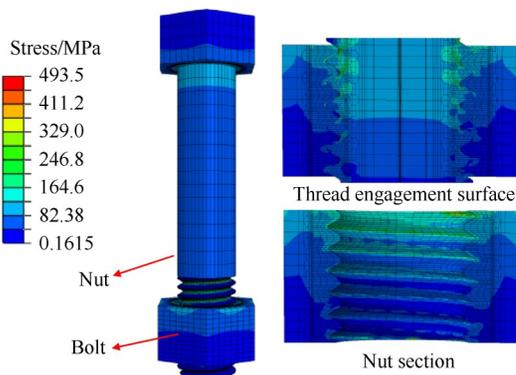


Fig. 7 Intermeshing stress nephogram of bolts, nuts and threads

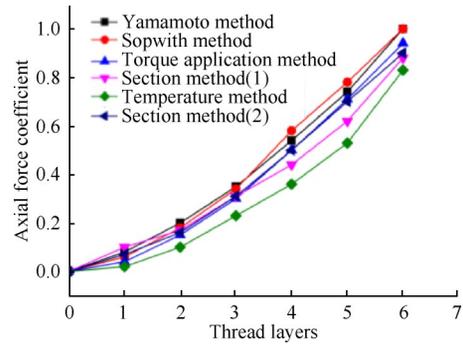


Fig. 8 Axial force coefficient analytical value and analog value comparison curves

拟解和通过 Yamamoto 法和 Sopwith 法得到的轴力系数解析解存在一定差异,但螺纹承载力分布规律基本一致,验证了模型的有效性。C 模型中施加力矩法得到的轴力系数的模拟值相比温度法和截面法得到的轴力系数的模拟值更加吻合 Yamamoto 法和 Sopwith 法得到的轴力系数解析解,说明施加力矩法施加的预紧力更加准确。C 模型中采用截面法施加初始预紧力得到的轴力系数较 A 模型更加接近解析解,可得 C 模型较 A 模型更加准确,更符合实际情况,因 A 模型中螺纹不带螺纹升角,必存在一定误差,但对仅研究塑性松动期内螺栓松动行为无影响。运用类似方法对 B 模型和偏心结构模型进行了有效性验证,均能保证仿真结果的准确性。

3 有限元仿真

探究了初始预紧力、剪切载荷幅值、螺纹啮合面间摩擦系数、剪切载荷加载频率、偏心距离等影响因素下各松动阶段内螺栓松动行为规律。改变螺栓孔直径大小即改变螺栓和螺栓孔配合间隙时,导致螺栓头和上板接触面、螺母和下板接触面接触面积发生改变,即改变了接触面由相对黏着接触状态向相对滑移接触状态转变的临界条件,当螺栓公称直径确定时,螺栓孔直径可变化量较小,导致两接触面接触面积变化较小,所以螺栓和螺栓孔配合间隙对螺栓松动行为影响较小,总的来说,配合间隙越小的话,两接触面接触面积越大,发生松动需克服的摩擦力越大,松动越难发生,反之越容易发生,后文中不再分析配合间隙对松动行为的影响。在有限元分析中无特殊说明的话,螺栓连接结构模型初始条件及模型设置条件不变。以残余预紧力和初始预紧力比值 K 变化情况作为评价螺栓松动程度的指标,在后文分析中塑性松动期内提取前 10 个载循环周期内螺栓松动曲线,整个松动期内主要关注后续周期内螺

栓松动曲线,从第 10 个载荷循环周期开始提取。

3.1 网格无关性验证

有限元分析中网格的数量对计算精度和求解开销均有影响,为探究螺纹局部网格质量密度对仿真结果的影响,对螺纹啮合处网格进行处理,以上文中所建 C 模型为基础,分别建立模型 4,5,6,模型 4,5,6 中螺纹啮合处网格密度分别为 C 模型的 1.2,1.4,1.8 倍,其它部分和 C 模型完全一致,设置初始预紧力为 16.587kN,运用 C 模型,模型 4,模型 5,模型 6 进行有限元仿真分析,不同螺纹啮合处网格密度下仿真结果对比图如图 9 所示。

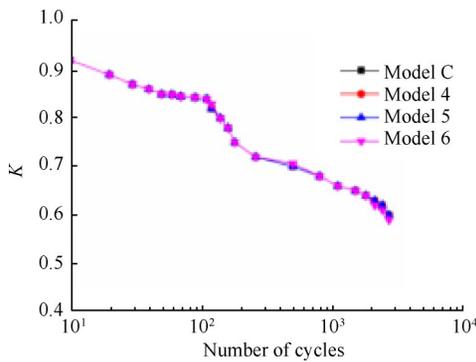


Fig. 9 Comparison of simulation results under different mesh density at thread engagement

由图 9 可得,不同螺纹啮合处网格密度下仿真结果基本一致,但网格密度越高,计算成本越高,本文中 C 模型所取网格密度兼顾了计算精度和求解开销,为最优网格密度。

3.2 旋转松动期内接触面黏着-滑移接触状态变化

为更深入了解旋转松动期内松动行为,运用 B 模型进行仿真分析,研究了剪切载荷下螺栓头接触面和螺纹接触面的黏着-滑移接触状态变化情况,剪切载荷幅值为 1000N 时第一循环剪切载荷周期内螺栓头接触面和螺纹接触面接触状态变化情况如图 10 所示。

图 10 中,CSTATUS 表示接触面接触状态,其中红色区域表示接触面域接触状态处于相互黏着状态,绿色区域代表接触面域接触状态处于相对滑移状态。由图 10 可得,剪切载荷作用前,螺栓头接触面域完全处于相互黏着状态,螺纹接触面域几乎完全处于相互黏着状态(图(a));随着载荷的施加,两接触面域处于相对滑移状态的区域面积越来越大(图(b)~(d)),由图(b)到图(d)可以看出,螺纹接触面大部分区域处于相对滑移状态,进入相对滑移区域的速率更快,螺栓头接触面相对滑移区域的扩大滞后于螺

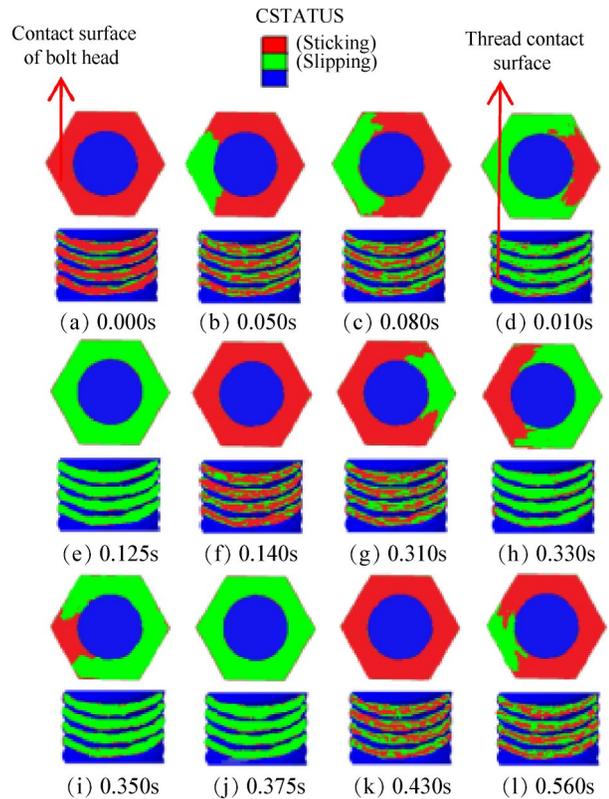


Fig. 10 Change of contact state between bolt head contact surface and thread contact surface in the first cycle

纹接触面;当振幅达到正向最大值时,两接触面均完全处于相对滑移状态(图(e));此后在振幅回归到零点过程中,两接触面随即几乎完全处于相对黏着状态(图(f)),此接触状态持续到振幅开始负向增大时刻,此时刻后两接触面域处于相对滑移状态的面积越来越大,螺纹接触面仍领先于螺栓头接触面进入相对滑移状态(图(g)~(i)),并且螺栓头接触面处于相对滑移状态的区域几乎和外载荷为正时对称(图(b)和图(g)、图(c)和图(h)、图(d)和图(i)),当振幅达到负向最大值时,两接触面都完全处于相对滑移状态(图(j));此后在振幅回归到零点过程中,螺栓头接触面随即全部处于相互黏着状态,螺纹接触面存在部分处于相对滑移状态的区域(图(k));下一个循环载荷开始后,接触面区域处于相对滑移状态的面积又一步步增大(图(l)),图(l)中处于两接触面处于相对滑移状态的接触面区域和图(b)中大致相同,在不同载荷循环内接触状态变化开始循环,螺纹间产生旋转,是因为螺纹接触面之间不断产生滑移造成的,两接触面滑移-黏着接触状态的交替变化是造成旋转松动期内螺栓松动的主要因素,若接触面始终存在稳定处于相对黏着状态的区域,则螺栓松动不会发生。

3.3 初始预紧力的影响

3.3.1 塑性松动期内影响

为探究初始预紧力在塑性松动期内对螺栓松动行为的影响规律,在 A 模型中设置初始预紧力为 12.254kN, 14.751kN, 16.587kN, 18.476kN, 21.198kN, 其它条件一致,初始预紧力为 12.254kN 时,螺纹啮合面间等效应力云图如图 11 所示。

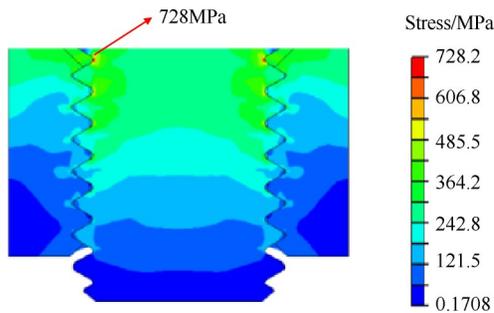


Fig. 11 Contour map of equivalent force between thread engagement surfaces

由图 11 可得,初始预紧力为 12.254kN 时,第一圈螺纹牙底材料所受最大等效应力为 728MPa,而材料屈服应力为 640MPa,说明螺纹牙底材料已经处于屈服状态,第一循环载荷周期内不同初始预紧力下第一圈螺纹牙底处最大等效应力变化曲线如图 12 所示。

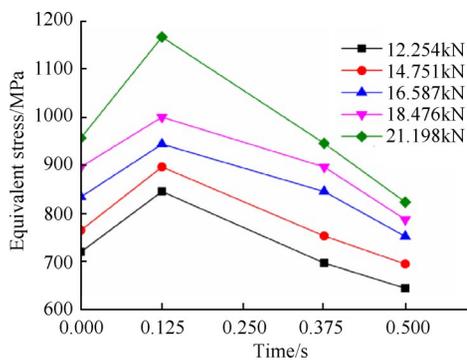


Fig. 12 Variation curve of equivalent stress at the base of the first thread under different initial preloads

由图 12 可得,初始预紧力越大,螺纹牙底处所受等效应力越大,材料屈服现象更严重。塑性松动期内不同初始预紧力下残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线如图 13 所示。

由图 13 可得,首次载荷循环内,比值出现大幅下降情况,而后续周期内下降缓慢,随着载荷的循环施加,比值一致在缓慢降低,说明预紧力一直在缓慢下降,这是因为随着循环次数的增加,材料循环塑性应

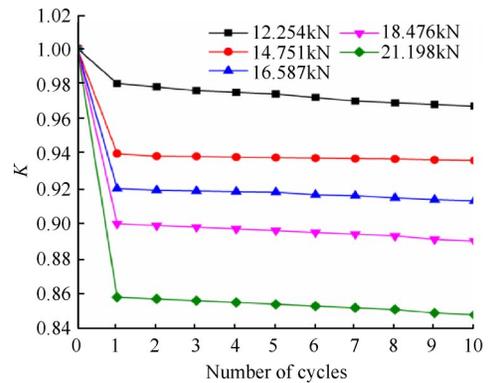


Fig. 13 Variation curve of ratio of residual preload and initial preload under different initial preload during plastic deformation loosening period

变不断扩大,产生棘轮效应,造成预紧力不断下降。塑性松动期内,初始预紧力越大,残余预紧力和初始预紧力比值越小,下降速率越快,首个剪切载荷循环内,初始预紧力为 21.198kN 时,预紧力下降值占初始预紧力的 14% 左右,而初始预紧力为 12.254kN 时,下降值仅占预紧力的 3% 左右,初始预紧力越大,螺纹牙根部所受应力越大,材料塑性变形更大,屈服现象更严重,造成预紧力下降速度更快,并且初始预紧力越大,材料棘轮效应越显著,塑性变形累积增加的速度更快导致预紧力下降速率更快。由以上分析可得,塑性松动期内,初始预紧力越大,预紧力下降速率越快,螺栓松动越容易发生,但是从旋转松动期内来说,初始预紧力越大,螺纹接触面、螺栓头接触面等接触面间接触力越大,导致接触面间所受摩擦力越大,阻碍接触面间产生相对运动,通过以上分析推测存在一个初始预紧力值或范围,使得螺栓松动不发生或以最慢的速率发生。

3.3.2 整个松动期内影响

运用 C 模型进行有限元仿真分析,仿真条件和上述一致,探究整个松动期内螺栓松动行为。整个松动期内不同初始预紧力下残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线如图 14 所示,不同初始预紧力下螺栓头旋转角度变化曲线如图 15 所示。

由图 14 可得,各初始预紧力下残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线均存在一明显拐点,随初始预紧力增大,拐点所对应的循环次数依次减小,图 14 中各初始预紧力下拐点对应的循环次数和图 15 中各初始预紧力下旋转角度由零开始增加拐点对应的循环次数相同,说明当循环次数大于拐点对应的循环次数时,松动是螺栓回旋造成的,处于旋转松动期,当循环次数小于拐点对应的循环次数时,松动是

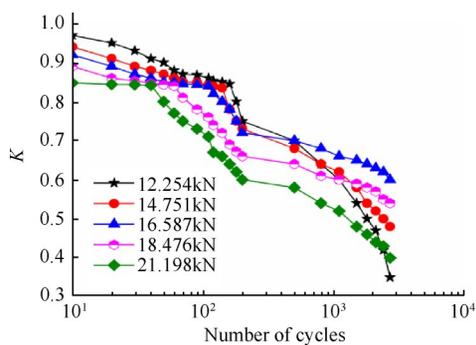


Fig. 14 Variation curve of ratio of residual preload and initial preload under different initial preload during the whole loosening period

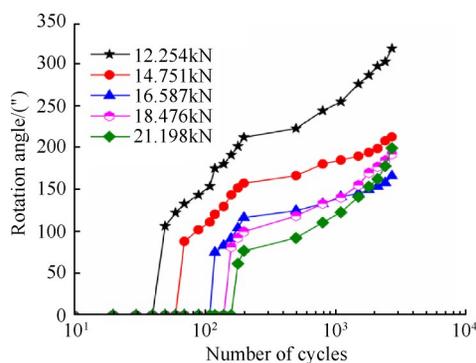


Fig. 15 Variation curve of bolt head rotation angle under different initial preload

塑性变形和棘轮效应引起的,处于塑性松动期,由图 14 可得,螺栓回旋造成的松动速率明显大于塑性变形,并且初始预紧力越小,达到拐点处所需循环次数越多。剪切载荷循环次数小于拐点所对应的循环次数时,初始预紧力越大,比值越小,初始预紧力为 12.254kN, 14.751kN, 16.587kN 时,残余预紧力和初始预紧力最终比值依次增大,初始预紧力为 16.587kN, 18.476kN, 21.198kN 时,最终比值依次减小,螺栓头回转角度规律类似预紧力变化规律,说明初始预紧力为 16.587kN 时,螺栓松动最不容易发生,验证了前文的推测,存在一个初始预紧力值或范围,使得螺栓松动最不容易发生,确定螺栓初始预紧应力和其材料屈服应力之比的范围使得螺栓松动最不容易发生,更具有通用性,定义螺栓初始预紧应力为第一圈螺纹牙底材料所受最大等效应力,为此进行了大量仿真计算,在有限元模型中改变材料的屈服应力,并进行仿真计算,最终得到本螺栓连接结构中循环剪切载荷下当螺栓初始预紧应力和其材料屈服应力之比在 1.32~1.44 时,螺栓松动最不容易发生。

3.3.3 初始预紧力临界值界定

设置初始预紧力分别为 3.554kN, 5.653kN,

7.347kN, 9.356kN, 12.254kN, 运用 C 模型进行仿真分析,其他条件一致,以上 5 种初始预紧力下整个松动期内残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线如图 16 所示,以上 5 种初始预紧力下螺栓头旋转角度变化曲线如图 17 所示。

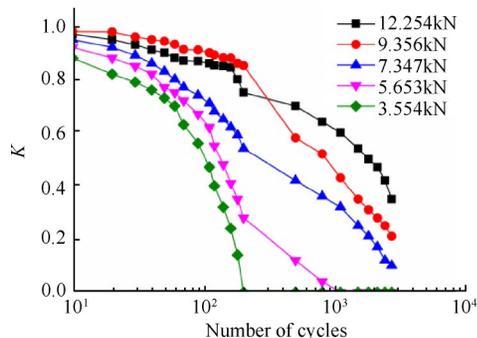


Fig. 16 Variation curve of residual preload and initial preload ratio during the whole loosening period under the above five initial preloads

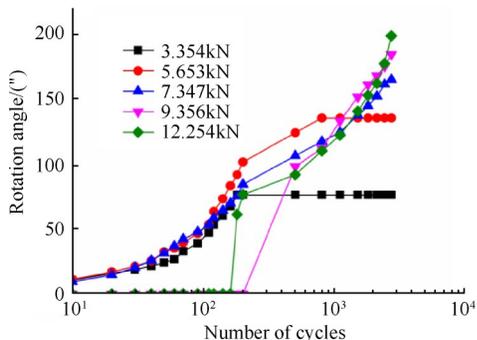


Fig. 17 Variation curve of bolt head rotation angle under the above five initial preloads

由图 16 可得,初始预紧力越小,残余预紧力和初始预紧力最终比值越小,说明当初始预紧力在 3.554kN~12.254kN 时,初始预紧力越小,螺栓松动越容易发生,初始预紧力为 5.653kN, 3.554kN 时,最终比值均为 0,说明已经完全松动,且初始预紧力为 3.554kN 时完全松动需要的循环次数明显小于初始预紧力为 5.653kN 时。仅初始预紧力为 12.254kN, 9.356kN 时,比值曲线存在明显拐点,经历了塑性松动期和旋转松动期两个阶段。从图 17 可得,初始预紧力为 7.347kN, 5.653kN, 3.554kN 时,旋转角度从起始就不断增大,直接进入旋转松动期,没有经历塑性松动期,而初始预紧力为 12.254kN, 9.356kN 时,达到一定循环次数时,旋转角度才由 0 开始增大,经历了塑性松动期和旋转松动期。综上可得,存在一初始预紧力临界值,当初始预紧力小于此临界值时,松动

开始于旋转松动期,不经历塑性松动期,当初始预紧力大于此临界值时,松动开始于塑性松动期并经历旋转松动期。

3.4 剪切载荷幅值的影响

为探究剪切载荷幅值对螺栓松动的影响,分别设置剪切载荷幅值为 800N,1600N,2400N,3200N,其它条件一致,分别进行仿真分析,不同剪切载荷幅值下残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线如图 18 所示。

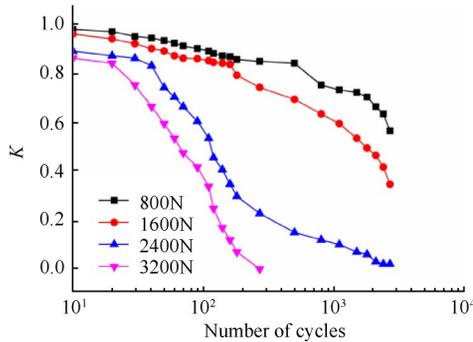


Fig. 18 Variation curve of ratio of residual preload to initial preload under different shear load amplitudes

由图 18 可得,剪切载荷幅值越大,比值下降速率越大,最终比值越小,螺栓松动越容易发生,但螺栓松动的变化速率并不单调,剪切载荷幅值为 1600N 时和幅值为 2400N 时的螺栓松动速率差明显大于幅值为 800N 时和幅值为 1600N 时的螺栓松动速率差以及幅值为 2400N 时和幅值为 3200N 时的螺栓松动速率差,即螺栓松动速率在剪切载荷幅值为 2400N 时发生突变。

设置初始预紧力为 7.347kN,此时螺栓初始预紧应力为 537MPa,分别设置剪切载荷幅值为 300N,800N,1200N,3000N,以上 4 种剪切载荷幅值下残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线如图 19 所示,螺栓头旋转角度变化曲线如图 20 所示。

由图 19 可得,初始预紧力为 7.347kN 时,剪切载荷幅值越大,比值下降速率越大,最终比值越小,旋转角度越大,螺栓松动越容易发生。由图 20 可得,剪切载荷幅值为 300N 时,比值和旋转角度几乎不变,螺栓松动没有发生,可得存在一个剪切载荷幅值临界值,定义为第 1 临界值,大于第 1 临界值时,螺栓松动发生,反之螺栓松动不发生。剪切载荷幅值为 3kN 时,比值曲线和旋转角度变化曲线存在明显拐点,在经历了一定循环次数后,旋转角度才开始由零增大,说明经历了塑性松动期和旋转松动期,其它剪切载

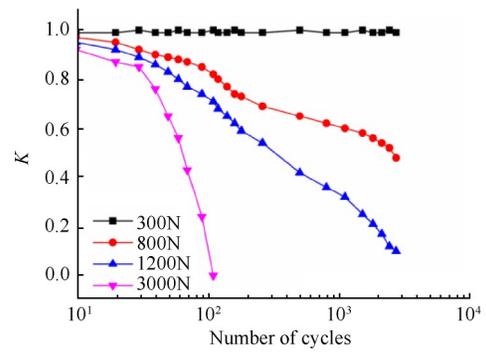


Fig. 19 Variation curves of the ratio of residual preload to initial preload under the above four shear load amplitudes

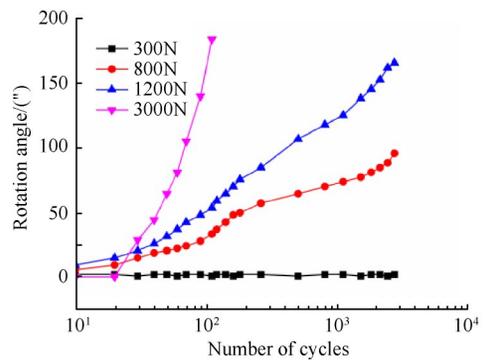


Fig. 20 Curve of the change of the rotation angle of the bolt head under different shear load amplitude

荷幅值下,仅经历了旋转松动期,旋转角度从开始阶段就不断增大,可得在初始预紧应力没有达到材料屈服应力时,存在一个剪切载荷幅值临界值,定义为第 2 临界值,当大于第 2 临界值时,螺栓松动经历塑性松动期和旋转松动期两个阶段,小于此临界值时,螺栓松动仅经历旋转松动期。

3.5 螺纹啮合面间摩擦系数的影响

为探究螺纹啮合面间摩擦系数对螺栓松动的影响规律,设置初始预紧力为 16.587kN,螺纹啮合面间摩擦系数分别设置为 0.05,0.10,0.13,0.18,0.27,运用 A 模型进行仿真分析,塑性松动期内残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线如图 21 所示。

由图 21 可得,螺纹啮合面间摩擦系数越大,第一次载荷循环周期内比值下降幅度越大,最终比值越小,说明塑性松动期内螺纹啮合面间摩擦系数越大,螺栓松动越容易发生,因为螺纹啮合面间摩擦系数越大,螺纹牙底材料承受的力越大,屈服程度越高,棘轮效应进展更快,导致预紧力下降速率越快,螺栓松动越容易发生,但进入旋转松动期后,螺纹啮合面间摩擦系数越大,螺纹啮合面间相对接触力越大,需要克服的螺纹摩擦力越大,螺栓松动越不容易发生,

反之螺纹啮合面间摩擦系数越小,螺栓松动越容易发生,由以上分析可得,推测在整个松动期内存在一个螺纹啮合面间摩擦系数范围,使得螺栓松动最不容易发生。为进一步探究整个松动期内螺纹啮合面间摩擦系数对螺栓松动的影响规律,螺纹啮合面间摩擦系数分别设置为 0.05, 0.10, 0.13, 0.18, 0.27, 0.36, 0.58, 0.80, 运用 C 模型进行仿真分析,整个松动期内残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线和螺栓头旋转角度分别如图 22 和图 23 所示。

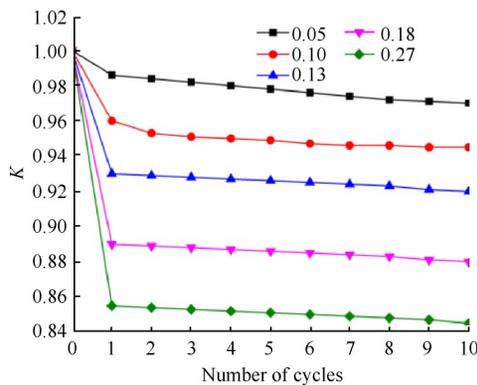


Fig. 21 Variation curve of ratio of residual preload to initial preload during plastic deformation loosening period under different friction coefficients between thread mating surfaces

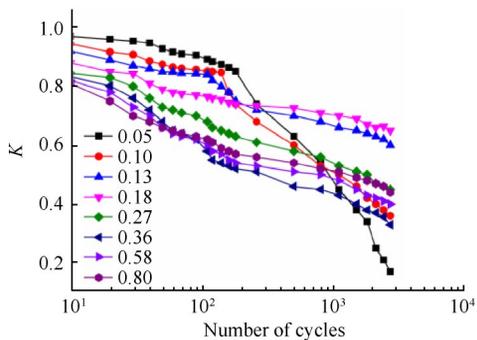


Fig. 22 Variation curve of ratio of residual preload to initial preload in the whole loosening period under different friction coefficients between thread mating surface

由图 22,图 23 可得,当螺纹啮合面间摩擦系数在 0.05 至 0.18 时,摩擦系数越小,最终比值越小,螺栓头旋转角度越大,螺栓松动越容易发生,当螺纹啮合面间摩擦系数在 0.18 至 0.36 时,摩擦系数越大,最终比值越小,螺栓头旋转角度越大,螺栓松动越容易发生,当螺纹啮合面间摩擦系数在 0.36~0.80 时,摩擦系数越大,最终比值越大,螺栓头旋转角度越小,螺栓松动越不容易发生,由以上分析可得,在一定区间内,存在一个摩擦系数范围使得螺栓松动最不容易

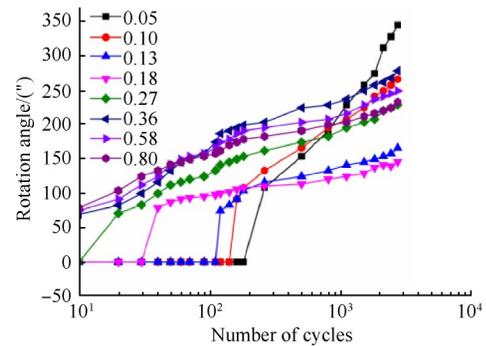


Fig. 23 Variation curve of bolt head rotation angle under different friction coefficients between thread mating surfaces

发生,验证了前文推测。由图 22, 23 可得,螺纹啮合面间摩擦系数越大,整个松动期内仿真曲线达到拐点所需的循环次数越少,摩擦系数对螺栓松动的影响是非线性的,不同摩擦系数值区间内对螺栓松动影响是不同的,当大于一定值后,摩擦系数值越大,最终比值越大,螺栓头旋转角度越小,螺栓松动越不容易发生。

3.6 偏心距离的影响

为探究偏心距离对螺栓松动的影响规律,运用前文所建立的偏心距离分别为 10mm, 40mm, 80mm 有限元模型进行仿真分析,其它条件相同,不同偏心距离下残余预紧力和初始预紧力比值变化曲线如图 24 所示,文献[25]中不同偏心载荷作用下螺栓连接结构松动程度图如图 25 所示。

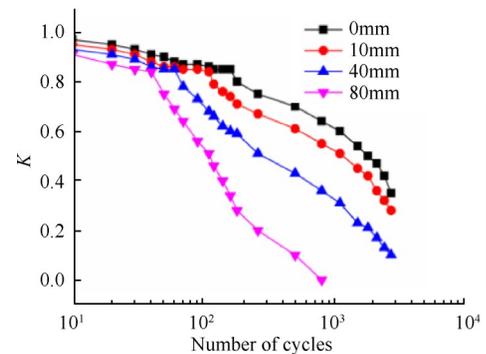


Fig. 24 Change of contact state of bolt head contact surface and thread contact surface under different eccentricity distances

分析图 25 同样可得以下类似结论。分析图 24 可得,偏心距离在塑性松动期和旋转松动期两个松动阶段内均对螺栓松动影响较大,偏心距离越大,整个松动期内比值下降速率越大,最终比值越小,螺栓松动越容易发生。偏心距离越大,在加载过程中连接结构受到的偏心力矩越大,螺纹牙底部材料所受

力越大,偏心力矩在螺栓中心轴线的分量不可避免的会使螺栓轴力变小,紧固效果变差,各接触面间接触压力减小,越容易发生松动。由以上分析可得,偏心距离越大,螺栓松动越容易发生。

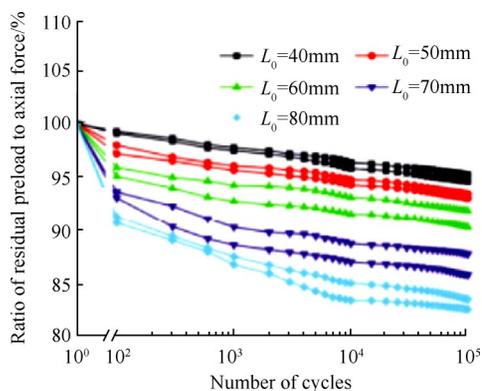


Fig. 25 Loosening degree of bolt connection structure under different eccentric loads

4 结论

本文分别研究了塑性松动期、旋转松动期和整个松动期内螺栓松动行为及其临界值,主要得出如下结论:

(1)本螺栓连接结构中剪切载荷下当螺栓初始预紧应力和其材料屈服应力之比在1.32~1.44时,螺栓松动最不容易发生;剪切载荷幅值一定时,存在一初始预紧力临界值,当初始预紧力小于此临界值时,松动开始于旋转松动期,反之经历整个松动期。

(2)当螺栓初始预紧应力大于其材料屈服应力时,剪切载荷幅值越大,残余预紧力和初始预紧力比值下降速率越大,最终比值越小,螺栓松动越容易发生,但螺栓松动的变化速率并不单调,并在某个剪切载荷幅值处,螺栓松动速率发生突变;当螺栓初始预紧应力小于其材料屈服应力时,存在第1和第2剪切载荷幅值临界值,当大于第1临界值时,螺栓松动会发生,反则不会发生;当大于第2临界值时,螺栓松动经历整个松动期,反之松动仅经历旋转松动期。

(3)偏心距离在塑性松动期和旋转松动期两个松动阶段内均对螺栓松动影响较大,偏心距离越大,螺栓松动越容易发生;一定区间内,存在一个螺纹啮合面间摩擦系数范围,使得螺栓松动最不容易发生,摩擦系数在不同区间内对螺栓松动行为的影响是不同的,超出一定值后,摩擦系数越大,螺栓松动越不容易发生。以上某些结论可能仅适用于本螺栓连接结构,但在螺栓松动行为及临界值大体规律上具有

一定的参考价值,仍需进一步研究和探索。

致谢:感谢国家自然科学基金、辽宁省“兴辽英才计划”项目的资助。

参考文献

- [1] Ibrahim R A, Pettit C L. Uncertainties and Dynamic Problems of Bolted Joints and Other Fasteners[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 279(3): 857-936.
- [2] 艾延廷,李传喜,田晶,等.基于环形板理论的机匣安装边密封特征分析方法研究[J].*推进技术*, 2021, 42(2): 431-439. (AI Yan-ting, LI Chuan-xi, TIAN Jing, et al. Study on Sealing Characteristics of Casing Mounting Edge Based on Annular Plate Theory[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(2): 431-439.)
- [3] 艾延廷,杨策,田晶,等.结合面非线性特性对法兰螺栓连接动态性能的影响[J].*推进技术*, 2018, 39(9): 2068-2074. (AI Yan-ting, YANG Ce, TIAN Jing, et al. Influence of Nonlinear Characteristics of Joint Surface on Dynamic Performance of Bolted Flange Connections [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(9): 2068-2074.)
- [4] 姚星宇,王建军.航空发动机螺栓连接载荷与结构参数对连接刚度影响规律[J].*推进技术*, 2017, 38(2): 424-433. (YAO Xing-yu, WANG Jian-jun. Influence of Load and Structural Parameters of Aeroengine Bolted Connection on Connection Stiffness [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(2): 424-433.)
- [5] Junker G H. New Criteria for Self-Loosening of Fasteners under Vibration [J]. *Society Automotive Engineering*, 1969, 78(12): 314-335.
- [6] Yang S M, Yoo S H, Gi D S, et al. Loosening Analy for Fastening Screw of Automotive Door Trim Parts[J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2016, 17(4): 671-679.
- [7] Takashi Yokoyama, Marten Olsson, Satoshi Izumi. Investigation into the Self-Loosening Behavior of Bolted Joint Subjected Rotational Loading[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2012, 23(1): 35-43.
- [8] Nassar S A, Yang X J. A Mathematical Model for Vibration Induced Loosening of Preloaded Threaded Fasteners [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2009, 131(2): 9-21.
- [9] Yang X J, Nassar S A, Wu Z J. Criterion for Preventing Self-Loosening of Preloaded Cap Screws under Transverse Cyclic excitation [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2011, 133(4): 13-41.
- [10] Pai N G, Hess D P. Experimental Study of Loosening of Threaded Fasteners to Dynamic Shear Loads[J]. *Journal*

- of Sound and Vibration*, 2002, 253(3): 585-602.
- [11] Pai N G, Hess D P. Three-Dimensional Finite Element Analysis of Threaded Fastener Loosening Due to Dynamic Shear Load [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2002, 9(4): 383-402.
- [12] 吴向阳, 张志毅, 田仁勇, 等. 剪切激励下润滑脂对螺栓连接结构松动行为的影响研究[J]. *表面技术*, 2020, 49(11): 203-211.
- [13] Keon-Hee Baek, Nak-Tak Jeong, Hee-Rok Hong, et al. Loosening Mechanism of Threaded Fastener for Complex Structure [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2019, 33(4): 1689-1702.
- [14] Ivan I A, Ericer A B. On the Iwan Models for Lap-Type Bolted Joints [J]. *International Journal of Nonlinear Mechanics*, 2011, 46(2): 347-356.
- [15] Ahmadian H, Rajaetoryti M. Identification of Iwan Distribution Density Function in Frictional Contacts [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(15): 382-393.
- [16] Mignoleit M P, Song P, Wang X Q. A Stochastic Iwan-type Model for Joint Behavior Variability Modeling [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 349(15): 289-298.
- [17] Li Y, Hao Z. A Six-Parameter Iwan Model and its Application [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, 69(8): 354-365.
- [18] Li Y, Hao Z, Feng J, et al. Investigation into Discretization Methods of the Six-Parameter Iwan Model [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2017, 85(18): 98-110.
- [19] Lacayo R M, Allen M S, Brake. Updating Structural Models Containing Nonlinear Iwan Joints Using Quasi-Static Modal Analysis [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 118(34): 133-157.
- [20] 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(7): 604-615.
- [21] 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.
- [22] LIU Jianhua, OUYANG Huajiang, PENG Jinfang, et al. Experimental and Numerical Studies of Bolted Joints Subjected to Axial Excitation [J]. *Wear*, 2016, 11(21): 66-77.
- [23] LIU Jianhua, OUYANG Huajiang, PENG Jinfang, et al. Study on Self-Loosening of Bolted Joints Excited by Dynamic Axial Load [J]. *Tribology International*, 2017, 115(4): 432-451.
- [24] 巩 浩, 刘检华, 丁晓宇. 振动条件下螺纹预紧力衰退机理和影响因素研究 [J]. *机械工程学报*, 2019, 55(11): 138-148.
- [25] 杜永强, 刘建华, 刘学通, 等. 偏心载荷作用下螺栓连接结构的松动行为研究 [J]. *机械工程学报*, 2018, 54(14): 74-81.
- [26] Fukuoka T, Nomura M. Proposition of Helical Thread Modeling with Accurate Geometry and Finite Element Analysis [J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2008, 131(23): 191-204.
- [27] 山本晃. 螺纹连接的理论与计算 [M]. 郭可谦, 等译. 上海: 科学技术文献出版社, 1984.
- [28] Sopwith D G. The Distribution of Load in Screw Threads [J]. *Institution of Mechanical Engineers*, 1948, 159(31): 373-383.
- [29] 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.

(编辑:梅 瑛)