循环横向载荷作用下旋转松动期内螺栓 法兰连接结构松动行为^{*}

王开平,闫明,苏东海,王鹏,惠安民,刘海超

(沈阳工业大学 机械工程学院, 辽宁 沈阳 110870)

摘 要:为研究横向载荷下旋转松动期内螺栓法兰连接结构松动行为,建立了多种带螺纹升角螺栓 法兰连接结构精细有限元模型,分析了不同拧紧工艺对螺栓预紧力大小及散差的影响,进行了松动条件 理论分析,从理论上揭示了螺栓松动现象发生的所需条件,并基于预紧力变化和螺纹接触面、螺栓头接 触面黏着-滑移接触状态变化情况对循环横向载荷下旋转松动期内连接结构松动行为进行了仿真计算, 主要系统分析了螺栓初始预紧力、横向载荷幅值、螺栓位置、螺栓个数、螺栓直径、接触面摩擦系数、 止口紧度影响因素对连接结构松动行为的影响规律。结果表明:初始预紧力越大、横向载荷幅值越小、 螺栓个数越多、接触面摩擦系数越大、螺栓直径越大、止口紧度越大,连接结构松动越难发生;存在一 横向载荷幅值临界值,当小于此临界时,各螺栓均不发生松动,大于此临界时,有螺栓发生松动;存在 一螺栓位置值,使连接结构松动最不容易发生。

关键词:横向载荷;螺栓法兰连接结构;旋转松动期;松动行为;影响因素 中图分类号: V232.7 文献标识码: A 文章编号:1001-4055 (2023) 10-2212050-14 DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2212050

Looseness Behavior of Bolted Flange Connections under Cyclic Lateral Load During Rotation Loosening Period

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

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

Abstract: In order to study the loosening behavior of bolted flange connections during the period of rotational loosening under lateral load, the fine finite element models of various flange connections with threaded rising angle bolts were established, the effects of different tightening processes on the magnitude and dispersion of bolt preload were analyzed, the loosening conditions were theoretically analyzed, and the required conditions for bolt loosening were revealed theoretically. Based on the change of preload and the change of adhesion slip contact state of thread contact surface and bolt head contact surface, the loosening behavior of connection structure during rotational loosening period under cyclic transverse load was simulated. The effects of bolt initial preload, transverse load amplitude, bolt position, number of bolts, bolt diameter, friction coefficient of contact surface and stop tightness on the loosening behavior of connection structure were systematically analyzed. The results

^{*} 收稿日期: 2022-12-23;修订日期: 2023-01-04。

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,研究领域为机械设计及理论。E-mail: Yanming7802@163.com

引用格式: 王开平, 闫 明, 苏东海, 等. 循环横向载荷作用下旋转松动期内螺栓法兰连接结构松动行为[J]. 推进技术, 2023, 44(10):2212050. (WANG Kai-ping, YAN Ming, SU Dong-hai, et al. Looseness Behavior of Bolted Flange Connections under Cyclic Lateral Load During Rotation Loosening Period[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(10):2212050.)

show that the greater the initial preload, the smaller the transverse load amplitude, the more the number of bolts, the greater the friction coefficient of the contact surface, the larger the bolt diameter, and the greater the tightness of the seam, the more difficult the looseness of the connection structure is to occur. There is a critical value of transverse load amplitude. When it is less than this critical amplitude, all bolts will not loosen. When it is greater than this critical amplitude, bolts will loosen. There is a bolt position value, which makes the looseness of the connecting structure the least likely.

Key words: Transverse load; Bolt flange connection structure; Rotation loosening stage; Loose behavior; Influence factor

1 引 言

螺栓法兰连接结构因其具有密封性高、拆卸维 修方便等一系列优点,在航空航天、石油化工等领域 中大量存在,如航天运载结构级间分离面的对接、航 天器间的对接等,是组成许多复杂结构的基本元素。 各螺栓保持稳定的预紧力是保证连接结构具备高可 靠性的关键^[1-4]。在工程环境中,螺栓法兰连接结构 会受到外界的横向载荷作用,从而发生螺栓松动失 效现象,引起工程事故甚至造成巨大生命财产损失, 而松动行为的明晰将有助于理解松动机理、指导防 松设计,因此研究连接结构松动行为具有一定意义。

国内外学者主要针对非旋转松动期和旋转松动 松动期内螺栓松动问题进行了大量研究,一般来说, 螺栓松动可分为两个阶段:第一阶段为非旋转松动 期,这期间松动主要是由材料的塑性变形及其扩展、 表面嵌入、微动磨损等因素造成的,螺纹间没有发生 相对运动,预紧力下降不明显;第二阶段为旋转松动 期,这期间接触面的微滑移或者局部滑移积累造成 的完全滑移是造成螺栓松动的主要原因,各接触面 发生滑移将导致内外螺纹间发生相对运动,产生螺 栓回转现象,预紧力下降明显。螺栓松动一般先后 经历这两个阶段,但并不会都要一定经历这两个阶 段,松动可能起始于旋转松动期的某一时刻。本文 大体按时间顺序归纳了非旋转松动期和旋转松动期 内螺栓松动问题国内外研究现状。非旋转松动期内 国内外主要研究现状如下,侯世远等[5]建立了无螺纹 升角的螺栓连接结构塑性模型,通过仿真分析发现 塑性变形是螺栓松动的原因之一,并进一步研究了 各种影响因素对塑性变形导致的螺栓松动的影响规 律。Liu 等^[6-7]通过有限元分析和电镜扫描实验提出 了螺纹接触面微动磨损能带来预紧力损失的结论, 并分析了不同影响因素对微动磨损的影响规律,深 入揭示了微动磨损过程。杜永强等[8]从微动磨损角 度分析了偏心载荷下螺栓连接结构松动行为,得到

了偏心距离越大松动越容易发生的结论。巩浩等^[9] 建立了无螺纹升角的螺栓连接结构纯弹性有限元模 型,进行了横向振动螺栓松动仿真分析,发现周期性 横向振动导致接触面应力分布发生变化,并称为应 力再分布,导致螺栓预紧力产生衰退发生松动现象。 旋转松动期内国内外主要研究现状如下, Junker^[10]通 过单螺栓连接结构横向振动试验得出旋转松动行为 是预紧力显著下降的主要原因,所研究的评估松动 的容克试验机已在螺栓松动有关研究中得到广泛应 用。文献[11-16]运用线性和非线性理论模型表示 了螺栓连接中预紧力和摩擦力矩的关系,探讨了旋 转松动中横向力临界值问题,并进一步研究了不同 影响因素对其的影响规律。Pai和Hess^[17-18]发现随着 外界动态载荷作用次数的增加,连接结构处于滑动 状态的区域面积不断增大的现象。Izumi等[19-20]进一 步提出只有横向振动条件下接触面才能发生微滑移 或者完全滑移现象的观点。Dinger等^[21-22]通过有限 元仿真和试验系统详细分析了螺纹接触面局部滑移 积累行为,并提出了一些重要临界值作为判断旋转 松动的根据。文献[23-28]建立了一个螺栓连接结 构非线性理论模型,从数学上描述了连接结构中各 接触面滑移及滑移累积行为的变化规律。Baek等^[29] 对通过螺栓松动有限元分析和横向振动试验验证研 究了螺栓松动的原因,给出了振动载荷下螺栓松动 方程和评价方法,对螺栓松动行为进行了深入研究。 江文强等[30]考虑螺纹柔性,提出了一种螺栓连接临 界松动载荷的计算方法,并设计了一种横向振动试 验装置,验证了计算方法的准确性。Yokoyama等^[31] 研究发现存在一个螺栓旋转角度临界值,使螺纹接 触面发生完全滑移进而产生松动现象,并通过松动 试验验证了此结论。Chen等^[32]通过研究发现螺栓 接触面的蠕变滑移是产生螺栓旋转松动的主要原 因。张明远等[33]以螺纹面局部滑移为分析条件,通 过对同一螺纹面周向不同位置的受力进行分析,推 导得到了横向载荷作用下螺栓临界松动载荷的数值

计算公式。Gong等^[34-35]通过改进描述局部滑移累 积的 IWAN模型,首次实现了对接触面局部滑移累 积的理论建模,发现沿螺纹面径向方向分力是导致 螺纹接触面局部滑移的主要力,并设计了新型防松 结构。

综上,以往研究主要集中在单螺栓连接结构松 动及松动原因上,极少见多螺栓连接结构尤其是螺 栓法兰连接结构松动问题研究,有关横向载荷下螺 栓法兰连接结构松动行为问题研究目前尚缺乏。 由前人研究成果可得旋转松动期内螺纹相对转动 造成的预紧力下降是发生螺栓松动的主要原因。 本文建立多种螺栓法兰连接结构精细有限元模型, 验证模型的有效性,确定最优拧紧工艺,系统分析 循环横向载荷作用下旋转松动期内连接结构松动 行为。

2 有限元建模及拧紧工艺分析

2.1 螺栓法兰连接结构有限元模型

本文建立了多种带升角螺纹螺栓法兰连接结构 精细有限元模型,模型由螺栓、螺母、上法兰、下法兰 组成,螺纹均进行了全六面体网格划分,网格类型为 C3D8R。螺栓、螺母均采用完全弹性材料。螺栓法兰 连接结构三维模型和有限元模型如图1所示,螺栓、 螺母有限元模型如图2所示,螺纹啮合面有限元模型 如图3所示,横向载荷施加位置示意图如图4所示, 螺栓排布编号图如图5所示。



Fig. 1 Structural model of bolted flange connection



Fig. 2 Finite element model of bolt and nut



Fig. 3 Finite element model of thread mating surface



Fig. 4 Schematic diagram of transverse load application position



Fig. 5 Schematic diagram of bolt arrangement and numbering

在连接结构有限元模型中,对下法兰施加全约 束边界条件,上法兰仅保留所施加横向载荷方向移 动自由度和转动自由度。循环横向载荷施加在施加 面上,方向与XY平面垂直,螺栓位置值为图4中所示 l值。不同螺栓个数、螺栓位置、螺栓直径的螺栓法兰 连接结构模型分别如图6~图8所示,带止口连接结构 示意图如图9所示。

图 9 中 a 代表止口厚度, l 代表止口长度, e 代表 止口配合过盈量,本文带止口连接结构中止口厚度



different number of bolts



Fig. 8 Structural model of bolted flange connection with different bolt diameters



Fig. 9 Schematic diagram of connection structure with stop

为5mm,止口长度为10mm,止口处采用的是过盈配合,分别建立了止口配合过盈量为0.01,0.02,0.04,0.06mm的螺栓法兰连接结构有限元模型。

2.2 有限元模型有效性验证

采用文献[36]中的方法对螺栓法兰连接结构模型进行了有效性验证及最优预紧力施加方法验证。 本文采用施加力矩法施加初始预紧力,示意图如图10 所示,连接结构中轴力系数的解析值和模拟值对比 图如图11所示。由图11可得,本文所建立的螺栓法 兰连接结构模型是有效的,并且施加力矩的预紧力 施加法是最优的预紧力施加方法。



Fig. 10 Schematic diagram of torque application method

2.3 拧紧工艺分析

为探究不同拧紧工艺对螺栓预紧力大小及稳定性的影响,在8螺栓连接结构模型中运用施加力矩法 拧紧螺栓,分别采用顺序拧紧1-2-3-4-5-6-7-8,间



Fig. 11 Comparison curve between analytical value and simulated value of axial force coefficient

隔拧紧1-3-5-7-2-4-6-8,对角拧紧1-5-3-7-2-6-4-8,同时拧紧的拧紧顺序拧紧各螺栓。每种拧紧顺 序中均采用表1中的5组分步加载方法拧紧各螺栓, 表1是每步拧紧达到的预紧力所占目标拧紧力的百 分比,不同拧紧工艺下螺栓预紧力标准差变化曲线 如图12所示。

由图 12 可得,在相同分步加载方法下,同时拧紧、对角拧紧、间隔拧紧、顺序拧紧的螺栓预紧力标 准差依次增大,说明同时拧紧时各螺栓预紧力分布 更稳定更均匀。在相同拧紧顺序下,除同时拧紧外, 预紧力标准差随分步数增多而不断减小,说明分步 数越多,拧紧效果更好。采用对角拧紧顺序、分3步 拧紧的拧紧工艺时所得螺栓预紧力为7.135kN,残余

	<u><u></u></u>		
Table 1	Step	loading	method
	~~~~		

Group	Loading method
1	Step1: 100%
2	Step2: 50%-100%
3	Step3: 30%-70%-100%
4	Step4: 20%-50%-80%-100%
5	Step5: 10%-30%-60%-80%-100%





预紧力标准差为200N左右,标准差相对螺栓预紧力 来说已经足够小,完全符合目标拧紧效果。当分步 数为4步和5步时,标准差更小,但相对分步数为3步 时变化很小,在实际工程实践中,分步数越多,付出 的生产成本代价越高,所以综合拧紧效果和生产成 本代价来说,加载方法分3步时拧紧效果最优,同时 拧紧对生产条件要求极高,工程实践中多采用对角 拧紧的拧紧顺序。后文中为达到最优的拧紧效果, 采用同时拧紧、分3步拧紧拧紧工艺。

当加载步骤分3步时,同时拧紧、对角拧紧、间隔 拧紧、顺序拧紧下螺栓组平均预紧力分别为7.562, 7.135,6.684,6.327kN,平均值依次降低。用不同拧紧 顺序拧紧后对螺栓法兰连接结构进行模态分析,首 先在不同拧紧顺序下对各螺栓施加初始预紧力,对 下法兰下表面进行了完全固定约束,再进行预应力 下约束模态分析。同时拧紧、对角拧紧、间隔拧紧、 顺序拧紧下连接结构前四阶模态振型图分别如图13 所示。



under different tightening sequences

同时拧紧条件下,1~4阶频率分别为626.79, 626.85,929.26,1904.30Hz。对角拧紧条件下,1~4阶频 率分别为626.43,626.64,929.26,1903.80Hz。间隔拧 紧条件下,1~4阶频率分别为624.68,624.76,927.72, 1875.60Hz。顺序拧紧条件下,1~4阶频率分别为622.26, 622.79,927.24,1803.20Hz。由图13可得,同时拧紧、 对角拧紧、间隔拧紧、顺序拧紧下连接结构一阶模态 固有频率值依次减小但模态频率值变化甚微,尤其 是同时拧紧和对角拧紧时模态频率值几乎相同,可 得当螺栓预紧力达到一定值后,连接结构一阶模态 固有频率值变化不大。螺栓残余预紧力标准差越 小,说明预紧力分布更均匀,螺栓和法兰结合面之间 压力分布也更均匀,螺栓法兰连接结构的模态频率 值越大,连接刚度也越大,有利于增加整体系统的稳 定性。带止口连接结构中止口紧度对模态频率同样 有影响,过盈配合量为*e*时止口受力分析图如图14 所示。



Fig. 14 Stress analysis during interference fit of stop

图 14 中 $R_1, R_2, R_3$ 分别表示内止口初始外径、圆柱面配合半径、外止口初始外径。过盈配合时由于 内外止口发生径向变形,止口存在定心圆柱面正压 力F和切向应力 $\sigma$ ,在不同止口处过盈配合量 $\varepsilon$ 下,两 者大小均发生变化,从而对连接结构模态频率和接 触状态产生一定影响。

#### 3 松动行为分析

首先运用施加力矩法施加初始预紧力,采用同 时拧紧、分3步拧紧的拧紧工艺对螺栓法兰连接结构 各螺栓进行拧紧,然后施加循环横向载荷进行仿真 计算,载荷方向垂直于XY平面。本文分析中首先运 用最佳拧紧工艺拧紧各螺栓,然后施加横向载荷,在 后文中将分析初始预紧力、幅值、摩擦系数、螺栓直 径、螺栓个数及止口紧度等不同影响因素对螺栓法 兰连接结构松动行为的影响规律,最后基于各螺栓 残余预紧力之和与各螺栓初始预紧力之和比值变 化、各螺栓残余预紧力和初始预紧力比值变化以及 螺栓头接触面、螺纹接触面黏着-滑移接触状态变化 情况系统分析了连接结构松动行为。相同工况下接 触面处于相对滑移接触状态的区域的面积越大,K越 小及螺栓预紧力下降越快,说明松动越容易发生,反 之越难发生。本文中定义各螺栓残余预紧力之和与 初始预紧力之和比值为K,因连接结构中有限元模型 网格数量较多,计算成本高,主要分析一定循环次数 内连接结构松动情况,接触状态取第1循环载荷加载 周期内第1/6周期时刻螺纹接触面和螺栓头接触面 接触状态图。

## 3.1 有限元网格无关性验证

本文中所用网格类型均为C3D8R,单元阶次为 二次单元。仿真研究中单元的数量对计算结果影响 较大,本模型中螺纹啮合处网格数量对计算影响最 大。为研究单元密度对计算模拟的影响,定义上文 中所建无止口螺栓法兰连接结构模型为模型1,模型 1中螺纹啮合处网格数量为5.0×10⁴左右。分别建立 模型2、模型3、模型4,模型2,3,4中螺纹啮合处网格 密度分别为模型1的1.2,1.5,1.8倍,即网格数量分别 为6.0×10⁴,7.5×10⁴,9.0×10⁴左右。运用模型1,2,3,4 分别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15所示。

由图 15 可得,不同螺纹啮合处网格密度下 K变 化规律基本相同,但单元网格密度越大,有限元仿真 分析计算开销越高,所以此螺栓连接结构中螺纹啮 合处网格数量为 5.0×10⁴左右时满足仿真计算分析 要求。



Fig. 15 K change curve under different mesh densities

#### 3.2 松动条件理论分析

螺栓连接结构中,拧紧力矩*T*₁等于克服支承面 摩擦的力矩和克服螺纹啮合面摩擦的力矩之和,类 似的拧松力矩为*T*₂。*T*₁,*T*₂可分别用式(1)、式(2) 表示^[37]。

$$T_{1} = \frac{F}{2} \left( \frac{1.15\mu_{1} + \tan\beta}{1 - 1.15\mu_{1}\tan\beta} d_{1} + \mu_{4} d_{2} \right)$$
(1)

$$T_{2} = \frac{F}{2} \left( \frac{1.15\mu_{1} - \tan\beta}{1 + 1.15\mu_{1}\tan\beta} d_{1} + \mu_{4} d_{2} \right)$$
(2)

式中F为螺栓预紧力,d₁为外螺纹有效直径,d₂为螺

纹支承面摩擦力矩的等效直径,β为螺纹螺旋升角,μ₁ 为螺纹接触面摩擦系数,μ₄为螺母接触面摩擦系数。

由式(1),(2)可得,无外界载荷作用时,相同螺 栓连接结构中同等预紧力下拧紧力矩总是大于拧松 力矩,即*T₁>T₂*,不产生松动,而当有外界载荷作用,外 界载荷作用产生的松动力矩大于拧松力矩时,造成 预紧力下降,产生松动现象。

## 3.3 初始预紧力

研究了不同的螺栓初始预紧力对螺栓法兰连接 结构松动行为的影响规律。采用施加力矩法给螺栓 分别施加5种不同的拧紧力矩(5.4,10.7,16.3,22.5, 25.6N·m),其它条件一致,进行仿真分析。拧紧力矩 为16.3N·m时,1~5号螺栓残余预紧力和初始预紧力 比值变化曲线如图16所示,螺纹间相对旋转角度变 化曲线如图17所示,各螺栓头接触面和螺纹接触面 接触状态变化图如图18所示。



Fig. 16 Variation curve of K of 1~5 bolts when the tightening torque is 16.3N·m



Fig. 17 K change curve when the tightening torque is 16.3N·m

由图 16、图 17 可得,1 号螺栓残余预紧力和初始 预紧力比值下降速率和旋转角度值增大速率最快, 最终比值最小、旋转角度值最大,说明1 号螺栓松动 速率最快,最容易发生松动,2~4 号螺栓松动速率次 之,5 号螺栓松动速率最慢,最终比值最大、旋转角



Fig. 18 Change diagram of contact state of bolt contact surface when the tightening torque is 16.3N·m

度值最小,最不容易发生松动。由图18可得,1~5号 螺栓两接触面处于相对滑移状态的区域依次减小,1 号螺栓螺纹接触面几乎完全处于相对滑移状态,螺 栓头接触面近乎一半区域处于相对滑移状态,松动 最容易发生,而5号螺栓两接触面仍几乎完全处于相 对黏着状态,松动最难发生,运用接触面黏着-滑移 接触状态变化分析的连接结构松动行为和前文分析 吻合。因为1号螺栓位于所施加横向载荷一侧,距离 最近,所受外力较其它螺栓最大,各接触面接触状态 越容易由相对黏着向相对滑移转变,最容易达到松 动条件进而最容易发生松动,而5号螺栓位于1号螺 栓对侧,距离最远,所受外力最小,最不容易达到松 动条件进而最不容易发生松动,1~5号螺栓所受外力 依次减小,造成1~5号螺栓残余预紧力和初始预紧力 比值下降速率依次减小,最终比值依次增大,两接触 面处于相对滑移接触状态的区域面积依次减小、增 长速率依次减小,即相同条件下1~5号螺栓松动难度 和松动速率均依次减小,达到松动条件的难度依次 增大。不同初始预紧力下K变化曲线如图19所示, 不同初始预紧力下1号螺栓螺栓头接触面和螺纹接 触面接触状态变化图如图 20 所示。



Fig. 19 K change curve under different initial preloads

由图 19、图 20 可得,拧紧力矩为 25.6N·m时,经 过 500次循环加载后比值下降了 18% 左右,而当初始 预紧力为 5.4N·m时,经过 363 次循环加载后最终比



Fig. 20 Change diagram of contact state of bolt contact surface bolt under different initial preloads

值降为0,发生完全松动。初始预紧力越小,K下降速 率越快,最终比值越小,两接触面处于相对滑移接触 状态的区域面积越大,说明初始预紧力越大,越不容 易发生松动现象,因为初始预紧力越大,各接触面间 接触压力越大,发生松动需克服的各接触面摩擦力 之和越大,各接触面接触状态越不容易由相对黏着 状态向相对滑移状态转变,越不容易达到松动条件, 连接结构进而越不容易发生松动现象。

## 3.4 横向载荷幅值

为探究横向载荷幅值对连接结构松动行为的影响规律,分别设置横向载荷幅值为300,2000,3000, 3300,3600,3900,4200N,其它条件一致,进行仿真分析,不同横向载荷幅值下*K*值变化曲线如图21所示, 不同横向载荷幅值下1号螺栓螺栓头接触面和螺纹 接触面接触状态变化图如图22所示。



Fig. 21 K change curve under different load amplitudes



由图 21、图 22 可得,横向载荷幅值越大,比值下降速率越快,最终比值越小,两接触面处于相对滑移接触状态的区域面积越大,越容易达到松动条件,越

容易发生松动,但连接结构松动的变化速率并不单 调,横向载荷幅值为3300N时和幅值3600N时的松动 速率差明显大于其它相邻两幅值间的松动速率差, 螺栓头接触面处于相对滑移的区域面积实现了大幅 增大,即螺栓松动速率在横向载荷幅值3600N时发生 突变。当幅值为300N时,比值一直为1保持不变,两 接触面接触状态均几乎完全处于相对黏着状态,说 明松动没有发生,所有螺栓均没达到松动条件,可得 存在一临界横向载荷幅值,当小于临界幅值时,连接 结构各螺栓均不发生松动,反之有螺栓发生松动。 为探究各螺栓发生松动所需条件,分别设置横向载 荷幅值为500,800,1100,1300,1600N时,各幅值下 1~5号螺栓K变化曲线分别如图23(a)~(e)所示。

由图 23(a)可得,仅1号螺栓发生松动;由图 23 (b)可得,1~2号螺栓发生松动;由图 23(c)可得,1~3 号螺栓发生松动;由图 23(d)可得,1~4号螺栓发生松 动,由图 23(e)可得,1~5号螺栓均发生松动。结合图 21可得,当横向载荷幅值和循环次数均达到一定值 时,即达到松动条件时1~5号螺栓才发生松动,并且 随横向载荷幅值的增大,各螺栓发生松动现象所需 的循环次数依次减小。综上可得,螺栓法兰连接结 构中1~5号螺栓依次发生松动,达到所需的松动条件 难度依次增大,各螺栓发生松动均需要达到一定的 横向载荷幅值和循环次数。



Fig. 23 K change curve of No. 1~5 bolt under each transverse load amplitude

## 3.5 螺栓位置

为探究螺栓位置值对连接结构松动行为的影响 规律,运用已建立的螺栓位置值*l*分别为54,60,66, 72,78,84mm的连接结构模型进行仿真分析,其它条 件一致,不同螺栓位置下*K*变化曲线如图24所示,不 同螺栓位置下1号螺栓螺栓头接触面和螺纹接触面 接触状态变化图如图25所示。



Fig. 24 K change curve at different bolt positions



由图 24、图 25 可得,当螺栓位置值处于 54~66mm 时,各螺栓越靠近法兰筒,比值下降速率越快,最终 比值越小,两接触面处于相对滑移接触状态的区域 面积越大,松动越容易发生;当螺栓位置值处于66~ 84mm时,各螺栓越远离法兰筒,比值下降速率越快, 最终比值越小,两接触面处于相对滑移接触状态的 区域面积越大,松动越容易发生,说明当螺栓位置值 为66mm时,松动最不容易发生,可得存在一个螺栓 位置值范围,最不容易达到松动条件,使连接结构松 动最不容易发生。螺栓位置不同,各螺栓所受横向 力和轴向力分配程度不同,造成连接结构各接触面 接触压力不同,各接触面从相对黏着接触状态向相 对滑移状态转变的临界条件随螺栓位置值变化而变 化。螺栓越靠近法兰筒,各螺栓所受横向力越大,各 接触面越容易达到由相对黏着状态向相对滑移状态 转变的临界条件,即松动条件越容易达到进而松动 越容易发生;螺栓越远离法兰筒,各螺栓所受外力矩 越大,轴向力程度增大,横向力程度减小,各接触面 间总接触压力越小,发生松动需克服的各接触面摩 擦力之和越小,各接触面越容易达到由相对黏着状态向相对滑移状态转变的临界条件,即松动条件越容 易达到进而越容易发生松动现象,从而必定存在一个 螺栓位置值范围,使连接结构松动最不容易发生。

#### 3.6 螺栓个数

为探究螺栓个数对连接结构松动行为的影响规律,运用已建立的螺栓个数为n=4,6,8,10,12的连接 结构模型进行仿真分析,其它条件一致。

3.6.1 各螺栓总预紧力之和一定

设定各螺栓拧紧力矩之和不变,由各螺栓平均 承担,总预紧力一定时不同螺栓个数下K变化曲线如 图 26 所示,不同螺栓个数下1号螺栓螺栓头接触面 和螺纹接触面接触状态变化图如图 27 所示。



Fig. 26 K change curve under different bolt numbers when the total preload is fixed



由图 26、图 27 可得,在总预紧力一定的情况下, 当螺栓个数为4~10时,螺栓个数越多,比值下降速率 越快,最终比值越小,两接触面处于相对滑移接触状 态的区域面积越大;当螺栓个数为10~12时,螺栓个 数越多,比值下降速率越慢,最终比值越大,两接触 面处于相对黏着接触状态的区域面积越大,说明当 螺栓个数为10时,最容易达到松动条件,松动最容易 发生,可得各螺栓总预紧力一定时,存在一螺栓个数 范围,最容易达到松动条件,使连接结构松动最容易 发生。因为各螺栓总预紧力一定,螺栓个数越多,各 螺栓承担的预紧力就越小,造成各接触面接触压力 越小,各接触面越容易达到由相对黏着状态向相对 滑移状态转变的临界条件,发生松动需克服的各接 触面摩擦力之和越小,越容易发生松动,但螺栓个数 越多,整体连接结构中接触面数量越多,总接触面积 增大,松动发生需要克服的各接触面总摩擦力之和 就越大,越不容易达到松动条件。可得总预紧力一 定时,必存在一螺栓个数范围,最容易达到松动条 件,使连接结构松动最容易发生。

3.6.2 各螺栓预紧力一定

给各螺栓分别施加相同的初始预紧力,不同螺 栓个数下K变化曲线如图28所示,1号螺栓螺栓头接 触面和螺纹接触面接触状态变化图如图29所示。



Fig. 28 K change curve under different bolt numbers



由图 28、图 29 可得,各螺栓预紧力一定的情况 下,螺栓个数越多,比值下降速率越慢,最终比值越 大,两接触面处于相对黏着接触状态的区域面积越 大,连接结构松动越不容易发生。因为各螺栓预紧 力一定时,螺栓个数越多,总预紧力越大,发生松动 需克服的各接触面摩擦力之和越大,各接触面接触 状态越不容易达到由相对黏着状态向相对滑移状态 转变的临界条件,即越不容易达到松动条件,连接结 构松动越不容易发生。

#### 3.7 螺栓直径

为探究螺栓直径对连接结构松动行为的影响规

律,运用已建立的螺栓直径为6,8,10,12,16mm的连接结构模型进行仿真分析。

3.7.1 拧紧力矩一定时

对不同直径螺栓均施加相同的拧紧力矩,拧紧 力矩一定时 K 变化曲线如图 30 所示,不同螺栓直径 下1号螺栓螺栓头接触面和螺纹接触面接触状态变 化图如图 31 所示。



Fig. 30 K change curve under different bolt diameters when the tightening torque is fixed



tightening torque is fixed

由图 30、图 31 可得,当螺栓直径在 6~12mm时, 螺栓直径越小,比值下降速率越慢,最终比值越大, 两接触面处于相对黏着接触状态的区域面积越大, 松动越不容易发生;当螺栓直径在 12~16mm时,螺栓 直径越小,比值下降速率越快,最终比值越小,两接 触面处于相对滑移接触状态的区域面积越大,松动 越容易发生,当螺栓直径为 12mm时,两接触面几乎 完全处于相对滑移接触状态,松动最容易发生,可得 当拧紧力矩一定时,存在一螺栓直径范围,使连接结 构松动最容易发生。拧紧力矩一定时,螺栓直径越 大,螺栓预紧力越小,造成各螺栓头接触面接触压力 越小,发生松动需克服的各接触面摩擦力之和越小, 各接触面接越容易达到由相对黏着状态向相对滑移 状态转变的临界条件,越容易发生松动,但螺栓直径 越大,各接触面面积越大,发生松动需克服的各接触 面摩擦力之和越大,各接触面接越不容易达到由相 对黏着状态向相对滑移状态转变的临界条件,越不 容易发生松动,螺栓直径越小则正好相反,所以拧紧 力矩一定时,必存在一个螺栓直径范围,最容易达到 松动条件,使连接结构松动最容易发生。

3.7.2 各螺栓预紧力一定时

对不同直径螺栓均施加相同的初始预紧力,各 螺栓预紧力一定时K变化曲线如图32所示,1号螺栓 螺栓头接触面和螺纹接触面接触状态变化图如图33 所示。



Fig. 32 K change curve under different bolt diameters



surface under different bolt diameters

由图 32、图 33 可得,各螺栓预紧力一定时,螺栓 直径越小,比值下降速率越快,最终比值越小,两接 触面处于相对滑移接触状态的区域面积越大,松动 越容易发生。各螺栓预紧力一定时,螺栓直径越小, 螺栓头接触面面积越小,发生松动需克服的各接触 面摩擦力之和越小,各接触面接越容易达到由相对 黏着状态向相对滑移状态转变的临界条件,即越容 易达到松动条件,连接结构松动越容易发生。

#### 3.8 接触面摩擦系数

为探究螺纹接触面摩擦系数µ₁、螺栓头接触面摩 擦系数µ₂及法兰间接触面摩擦系数µ₃对连接结构松 动行为的影响规律,设置µ₁,µ₂,µ₃分别为0.06,0.14, 0.23。本文所取摩擦系数是在做论文准备工作时查 询过大量航空航天领域国内外摩擦磨损测试文献时 选取的,所取摩擦系数均在合理范围内,具有一定代 表性。其它条件一致,进行仿真分析,不同摩擦系数 下K变化曲线如图 34 所示,µ3为0.14不变时,1号螺 栓螺栓头接触面和螺纹接触面接触状态变化图如图 35 所示。



Fig. 34 K change curve under different friction coefficients



surface under different friction coefficients

由图 34 可得,法兰间接触面摩擦系数对松动没 有影响。由图 34、图 35 可得,当螺纹接触面和法兰间 接触面摩擦系数固定不变时,螺栓头接触面摩擦系 数越大,比值下降速率越慢,最终比值越大,两接触 面处于相对黏着接触状态的区域面积越大,松动越 不容易发生;当螺栓头接触面和法兰间接触面摩擦 系数固定不变时,螺纹接触面摩擦系数越大,松动同 样越不容易发生,因为接触面摩擦系数越大,螺栓各 接触面发生松动需克服的摩擦力越大,越不容易达 到松动条件进而越不容易发生松动。螺纹接触面摩 擦系数和螺栓头接触面摩擦系数均小于0.14时对连 接结构松动的影响程度大于两接触面摩擦系数均大 于0.14时,螺纹接触面摩擦系数对连接结构松动的 影响程度大于螺栓头接触面摩擦系数。旋转松动期 内螺栓松动发生的最主要原因是螺纹间发生相对运 动,螺纹接触面摩擦系数发生变化时,直接改变了螺 纹接触面接触状态由相对黏着向相对滑移转变所需 的临界条件,对松动影响程度较大,而螺栓头接触面 摩擦系数的变化主要改变的是螺栓头接触面接触 状态由相对黏着向相对滑移转变所需的临界条件, 相对螺纹接触面摩擦系数来说对松动的影响程度 较小。

## 3.9 止口紧度

为探究止口及止口紧度对连接结构松动行为的 影响规律,运用已建立的止口配合过盈量ε分别为 0.01,0.02,0.04,0.06mm的连接结构模型和无止口连 接结构模型进行仿真分析,不同止口紧度下连接结 构 K 变化曲线如图 36 所示,1号螺栓螺栓头接触面和 螺纹接触面接触状态变化图如图 37 所示。



Fig. 36 K change curve under different seam tightness



surface under different seam tightness

由图 36、图 37 可得,相同条件下无止口法兰连接 结构比值下降速率最快,最终比值最小,两接触面处 于相对黏着接触状态的区域面积最小,说明带止口 法兰连接结构较更容易发生松动。因为当横向载荷 施加在上法兰时,带止口法兰连接结构中上法兰移 动将受到下法兰的制约,较无止口法兰连接结构中 上下法兰更不容易产生移动,导致各螺栓接触面更 不容易发生滑移,松动更不容易发生。止口紧度越 大,连接结构比值下降速率越慢,最终比值越大,两 接触面处于相对黏着接触状态的区域面积越大,越 不容易达到松动条件,说明止口过盈量越大即紧度 越大,松动越不容易发生,因为过盈量越大,接触面 间接触压力越大,发生松动需克服的各接触面摩 擦力之和越大,各接触面接触状态越不容易达到 由相对黏着状态向相对滑移状态转变的临界条 件,即越不容易达到松动条件,连接结构松动越不 容易发生。

## 4 结 论

本文建立了多种螺栓法兰连接结构有限元模型,确定了最优拧紧工艺,进行了螺栓法兰连接结构 的松动行为相关研究,主要得到以下结论:

(1)初始预紧力越大、横向载荷幅值越小,连接 结构越不容易发生松动;存在一临界横向载荷幅值, 小于此临界幅值时,各螺栓均不发生松动,大于此临 界幅值时,有螺栓发生松动,同时存在一横向载荷幅 值,使松动速率发生突变;连接结构中各螺栓发生松 动均需要达到一定条件。

(2)各螺栓总预紧力一定时,存在一螺栓个数范 围值,使松动最容易发生;各螺栓预紧力一定时,螺 栓个数越多,连接结构松动越不容易发生;各螺栓拧 紧力矩一定时,存在一螺栓直径范围,使松动最容易 发生;各螺栓预紧力一定时,螺栓直径越大,连接结 构松动越不容易发生。

(3)各接触面摩擦系数越大,连接结构越不容易 发生松动,螺纹接触面摩擦系数对连接结构松动的 影响程度大于螺栓头接触面摩擦系数。法兰间接触 面摩擦系数对连接结构松动没有影响。

(4)存在一螺栓位置值,使连接结构松动最不容 易发生;带止口连接结构相比无止口连接结构更不 容易发生松动,并且止口紧度越大越不难发生松动。 本文的研究成果可能仅适用于本螺栓法兰连接结构 和加载条件,但对理解螺栓法兰连接结构松动机理、 指导防松设计具有一定的指导意义。

**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

- 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. Sealing Characteristics Analysis Method of Casing Installation Edge Based on Annular Plate Theory[J]. Journal of Propulsion Technology, 2021,42(2): 431-439.)
- [3]朱宝城,高希光,宋迎东.陶瓷基复合材料螺栓渐进 损伤计算与强度预测[J].推进技术,2020,41(2):

406-411. (ZHU Bao-cheng, GAO Xi-guang, SONG Ying-dong. Progressive Damage Calculation and Strength Prediction of Ceramic Matrix Composites Bolt [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(2): 406-411.)

- 【4】艾延廷,刘海月,田 晶,等. 薄壁机匣螺栓连接结构多目标优化设计[J]. 推进技术,2019,40(4):876-883. (AI Yan-ting, LIU Hai-yue, TIAN Jing, et al. Multi-Objective Optimization Design of Bolt Connected Flange for Thin-Walled Casing[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(4):876-883.)
- [5] 侯世远,廖日东.塑性变形演化对螺纹联接松动的影响研究[J].北京理工大学学报,2015,35(9):924-930.
- [6] 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.
- [7] Zhou J, Liu J, Ouyang H, et al. Anti-Loosening Performance of Coatings on Fasteners Subjected to Dynamic Shear Load[J]. Friction, 2018, 6(1): 32-46.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Junker G H. New Criteria for Self-Loosening of Fasteners under Vibration[J]. Society Automotive Engineering, 1969, 78(12): 314-335.
- [11] Nassar S A, Housari B A. Effect of Thread Pitch and Initial Tension on the Self-Loosening of Threaded Fasteners
  [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2006, 128
  (4): 590-598.
- [12] Nassar S A, Housari B A. Effect of Thread and Bearing Friction Coefficients on the Vibration-Induced Loosening of Threaded Fasteners [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2007, 129(4): 484-494.
- [13] Nassar S A, Housari B A. Study of the Effect of Hole Clearance and Thread Fit on the Self-Loosening of Thread Fasteners [J]. Journal of Mechanical Design, 2017, 129(6): 586-594.
- [14] Nassar S A, Yang X. A Mathematical Model for Vibration-Induced Loosening of Preloaded Threaded Fasteners
   [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131(2): 109-121.
- [15] Yang X, Nassar S A, Wu Z. Criterion for Preventing Self-Loosening of Preloaded Cap Screws under Transverse Cyclic Excitation [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 133(4): 68-77.

- [16] Yang X, Nassar S A. Effect of Thread Profile Angle and Geometry Clearance on the Loosening Performonic Transverse Excitation [C]. Baltimore: Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessels & Piping Division Conference, 2011.
- [17] Pai N G, Hess D P. Experimental Study of Loosening of Threaded Fasteners Due to Dynamic Shear Loads [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 253(3): 585-602.
- Pai N G, Hess D P. Three-Dimensional Finite Element Analysis of Threaded Fastener Loosening Due to Dynamic Shear Load [J]. Engineering Faliure Analysis, 2002, 9 (4): 383-402.
- [19] Izumi S, Yokoyama T, Iwasaki A, et al. Three-Dimensional Finite Element Analysis of Tightening and Loosening Mechanism of Threaded Fastener [J]. Engineering Faliure Analysis, 2005, 12(7): 604-615.
- [20] Izumi S, Kimura M, Sakai S. Small Loosening of Boltnut 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.
- [21] Dinger G, Friedrich C. Avoiding Self-Loosening Failure of Bolted Joints with Numerical Assessment of Local Contact State [J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18 (8): 2188-2200.
- [22] Dinger G. Design of Multi-Bolted Joints to Prevent Self-Loosening Failure [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230(15): 2564-2578.
- [23] 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.
- [24] Ahmadian H, Rajaetoryti M. Indentification of Iwan Distribution Density Function in Frictional Contacts [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(15): 382-393.
- [25] Mignoleiit 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.
- [26] Li Y, Hao Z. A Six-Parameter Iwan Model and Its Application [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 69(8): 354-365.
- [27] 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.
- [28] Lacayo R M, Allen M S. Updating Structural Models Containing Nonlinear Iwan Joints Using Quasistatic Modal Analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Process-

ing. 2019, 118(34): 133-157.

- [29] 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.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] Chen Y, Gao Q, Guan Z. Self-Loosening Faliure Analysis of Bolt Joints under Vibration Considering the Tightening Process[J]. Shock and Vibration, 2017(2): 1-15.
- [33] 张明远,鲁连涛,唐明明,等.横向载荷作用下螺栓 临界松动载荷数值计算方法研究[J].机械工程学报, 2018,54(5):173-178.

- [34] Gong H, Liu J, Ding X. 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.
- [35] Gong H, Liu J, Ding X. Study on Local Slippage Accumulation Between Thread Contact Surfaces and Novel Anti-Loosening Thread Designs under Transversal Vibration
   [J]. Tribology International, 2021, 153: 106558.
- [36] 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.)
- [37] 山本晃.螺纹连接的理论与计算[M].郭可谦,高 素娟,王晓凤,等译.上海:科学技术文献出版社, 1984.

(编辑:白 鹭)