

# 振动工况下的双螺母结构防松性能研究

李天雷<sup>1</sup>, 刘 锴<sup>2</sup>, 孙文东<sup>2</sup>, 丁晓宇<sup>1</sup>

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081

2. 中国航天标准化与产品保证研究院, 北京 100071)

**摘要:** 双螺母结构应用广泛, 正确拧紧的双螺母结构具有可靠的防松性能。通过有限元仿真和横向振动实验系统研究了双螺母上下螺母轴向力分配情况对防松性能的影响规律。研究表明, 当双螺母结构在快要达到完全预紧状态时就能够起到很好的防松效果, 在工程实际中为了保证防松性能, 可以按照拧紧结束时双螺母结构达到完全预紧状态的轴向力分配比来确定拧紧工艺。

**关键词:** 双螺母; 螺纹连接; 防松性能; 横向振动

中图分类号: TH162

文献标志码: A

文章编号: 2096-4080 (2018) 04-0052-07

## Study on Anti-loosening Performance of Double Nut Joint Under Vibration Condition

LI Tianlei<sup>1</sup>, LIU Xie<sup>2</sup>, SUN Wendong<sup>2</sup>, DING Xiaoyu<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineer, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China )

(2. China Academy of Aerospace Standardization and product assurance, Beijing 100071, China)

**Abstract:** Double nut joint is widely used in some mechanical structures. It features reliable anti-loosening performance when getting correct tightening. In this paper, the influence of the axial force distribution of the upper and lower nut on the anti-loosening performance is studied by the finite element simulation and the Junker test system. The research shows that the double nut joint will show a good anti-loosening performance when it reaches the complete locking state. Considering engineering practice, the tightening process can be determined by the axial force distribution ratio at the complete locking state.

**Key words:** Double nut; Bolt joint; Anti-loosening performance; Transverse vibration

### 0 引言

螺栓连接是一种典型的紧固连接方式, 具有拆装方便、造价低廉、互换性强、可大批量生产等优点, 因此在机械产品中应用广泛<sup>[1]</sup>。在机械产品服役的过程中, 螺栓连接很容易受到振动、

冲击、交变温度载荷等复杂环境的影响而发生松动失效, 螺栓松动将显著降低机械产品可靠性, 甚至导致严重的安全事故。为了防止螺栓松动, 提高螺栓连接和机械产品可靠性, 工程中制定了很多的防松措施, 其中双螺母连接便是一种广泛使用的典型防松措施。

收稿日期: 2018-03-25; 修订日期: 2018-06-08

基金项目: 国家自然科学基金 (51675050, 51605030); “十三五”国防基础科研项目 (JCKY2016204B201)

作者简介: 李天雷 (1993-), 男, 硕士, 主要研究方向为紧固件连接可靠性分析。E-mail: ltllym2012@163.com

通信作者: 丁晓宇 (1984-), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为高精度高可靠性装配技术。

E-mail: xiaoyu.ding@bit.edu.cn

许多学者对双螺母的防松效果和工作原理进行了大量的研究。杨林<sup>[2]</sup>在螺纹紧固件的振动实验中发现，双螺母结构可以产生较好的防松效果；余钦义<sup>[3]</sup>讨论了双螺母的两种拧紧方式，即上螺母顺向旋紧法和下螺母逆向旋紧法，并对这两种方式进行了受力分析；龚必强<sup>[4]</sup>对汽车板簧 U 形螺栓的双螺母连接结构展开研究，发现为保证连接可靠性，可根据汽车板簧结构的不同，对上下螺母拧紧力矩值做出合理调整；景秀并<sup>[5]</sup>设计实验研究上下螺母拧紧力矩与防松性能的关系，认为上螺母拧紧力矩的大小对于双螺母连接的防松性能起着关键作用；马涛<sup>[6]</sup>对双螺母结构的连接强度进行校核；鲁绪芝等<sup>[7]</sup>、金玉萍等<sup>[8]</sup>最早开始用“力—变形图”得到了双螺母连接结构在拧紧过程中的受力、变形、刚度等变化关系，为螺栓连接采用双螺母时的强度计算和防松提供理论依据；刘东亚等<sup>[9]</sup>则利用“力—变形图”得到了起防松作用时，上螺母拧紧力矩值的定量表达式；吴广益<sup>[10]</sup>、李宏天等<sup>[11]</sup>在此基础上对薄厚双螺母的合理使用做出说明。

随着计算机技术不断进步，有限元仿真为研究双螺母的防松机理提供了新的工具及方法。苑雪涛等<sup>[12]</sup>通过理论计算和有限元验证，得出上螺母拧紧结束时对螺栓产生的轴向力需达到下螺母拧紧结束时对螺栓产生的轴向力 1 倍以上才会起到防松效果的结论；日本东京大学的 Izumi 等<sup>[13]</sup>建立了双螺母结构的有限元模型，并对双螺母的防松性能进行了研究，结果表明上下螺母的轴向力分配比例是影响双螺母防松性能的主要因素。

在 Izumi 研究的基础上，本文采用更为细化的有限元模型对双螺母的拧紧过程以及更多振动周期的松动过程进行了观测，并采用实验对仿真结果进行了验证，系统揭示了双螺母在拧紧过程中各轴向力的变化关系以及上下螺母轴向力分配情况对螺栓防松性能的影响规律，为双螺母的拧紧工艺优化提供更为具体的参考依据。

### 1 双螺母拧紧过程受力分析

双螺母的拧紧方法通常有两种，即下螺母逆向旋紧法和上螺母顺向旋紧法<sup>[3]</sup>。其中，上螺母顺向拧紧法的操作更加简单方便，应用广泛，因此针对该拧紧方法进行后续研究。上螺母顺向拧紧的过程包括：1) 以扭矩  $M_1$  拧紧下螺母，2) 固

定下螺母的同时以扭矩  $M_2$  拧紧上螺母，具体如图 1 所示。

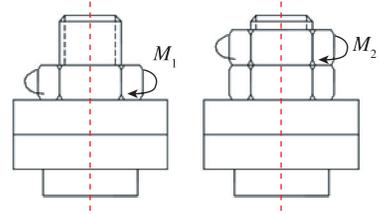


图 1 双螺母拧紧方式—上螺母顺向拧紧法  
Fig. 1 Clockwise tightening method of upper nut

下面具体分析整个拧紧过程中螺栓轴向受力的变化过程。如图 2 所示，以截面 A、B、C、D 把螺栓划分为不同的区域。由于螺纹连接的拧紧效果，AB 段的材料被拉伸，从而产生了轴向预紧力。在 AB 区间内，任意横截面上的轴向应力并非严格地均匀分布，但应力的积分即为螺栓产生的轴向预紧力，设其为  $F_r$ 。

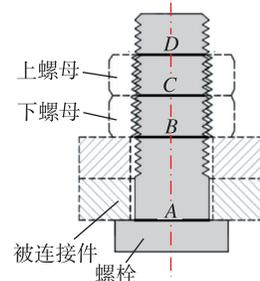


图 2 螺栓受力等效区间  
Fig. 2 Equivalent section of bolt axial force

在拧紧下螺母的过程中，如图 3 所示，下螺母螺纹的上表面与螺栓螺纹下表面接触，从而产生接触应力，螺栓在 BC 段所受接触应力的轴向分量为  $f_1$  (方向向上)，在螺纹区域积分而形成轴向合力  $F_1$ ，

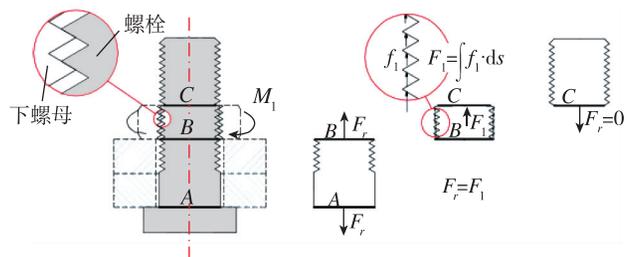


图 3 拧紧下螺母时螺纹连接轴向受力分析示意图  
Fig. 3 Bolt's axial force analysis when the lower nut is tightened

$$F_1 = \int f_1 \cdot ds \quad (1)$$

$F_1$  为下螺母对螺栓产生的轴向力，此时螺栓

轴向预紧力  $F_r = F_1$ 。

在拧紧上螺母的第1阶段，如图4(a)所示，上螺母螺纹的上表面与螺栓螺纹的下表面接触从而产生接触应力，螺栓在CD段所受接触应力的轴向分量为  $f_2$  (方向向上)，在螺纹区域积分而形成轴向合力  $F_2$ ，

$$F_2 = \int f_2 \cdot ds \quad (2)$$

$F_2$  为上螺母对螺栓产生的轴向力。与此同时，下螺母螺纹上表面逐渐与螺栓螺纹下表面分离，但  $F_1$  方向并没有变化，仍然向上，此时  $F_r = F_1 + F_2$ ；当下螺母螺纹上表面与螺栓螺纹下表面完全分离时，如图4(b)所示， $F_1 = 0$ ，此时  $F_r = F_2$ 。

继续拧紧上螺母到第2阶段后，如图4(c)所示，下螺母的螺纹下表面与螺栓螺纹上表面产生接触， $F_1$  方向发生变化(方向向下)，此时  $F_r = F_2 - F_1$ 。此阶段的双螺母连接状态被称为完全预紧状态，当双螺母连接结构达到完全预紧状态后可以起到很好的防松效果。

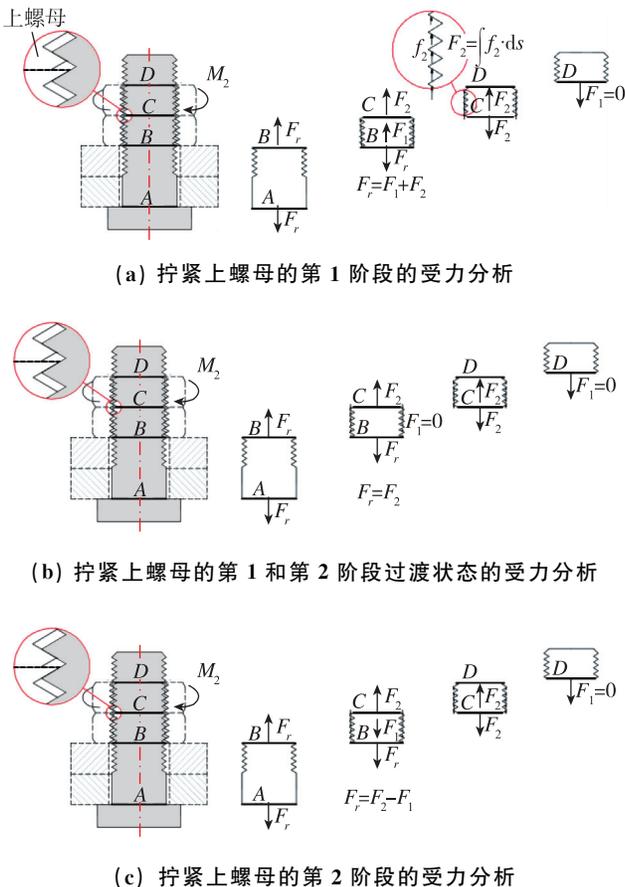


图4 拧紧上螺母不同阶段时螺纹连接轴向受力分析示意图

Fig. 4 Stages of bolt's axial force analysis when the upper nut is tightened

## 2 有限元模型

本文采用有限元模型模拟双螺母拧紧及横向振动条件下轴向紧固力的衰退过程<sup>[14]</sup>。具体的模型如图5所示。该模型由上螺母①、下螺母②、活动板③以及螺栓④这4部分组成。为了保证计算精度，在上下螺母与螺栓之间、下螺母与活动板之间的接触区域进行了局部网格密化。模型的相关尺寸如下：螺栓螺母螺纹规格为M10，螺距  $p = 1.5\text{mm}$ ，螺母外径  $D_n = 7.85\text{mm}$ ，螺母高度  $H_n = 7.5\text{mm}$ ，螺栓头部外径  $D_{bh} = 7.85\text{mm}$ ，螺栓头部高度  $H_{bh} = 6\text{mm}$ ，螺栓总长度  $L_b = 39\text{mm}$ ，活动板内径  $D_{m1} = 5.6\text{mm}$ ，活动板外径  $D_{m2} = 14.6\text{mm}$ ，活动板高度  $H_m = 9\text{mm}$ 。双螺连接结构所有模型材料参数为：弹性模量  $E = 206\text{GPa}$ ，泊松比  $\nu = 0.3$ 。有限元建模过程中的网格划分、单元定义、材料定义、接触对定义均在 Hypermesh 13.0 中完成，约束定义、上下螺母轴向力的施加以及横向位移的施加均在 ANSYS 16.0 中完成。

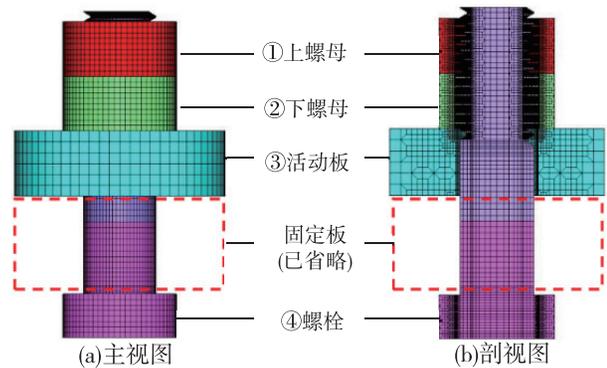


图5 双螺母连接结构有限元模型示意图

Fig. 5 FEM of double nut connection structure

根据载荷—形变特性，选用面接触单元用于建立计算分析三维接触问题的接触界面模型，选择 TARGE170 单元为目标面单元，CONTA173 单元为接触面单元。定义的接触包括：1) 上螺母与螺栓之间的接触对；2) 下螺母与螺栓之间的接触对；3) 上下螺母之间的接触对；4) 下螺母与活动板之间的接触对。摩擦系数  $\mu = 0.15$ 。为了提高计算效率，下螺母的拧紧过程被简化，通过在螺栓杆中部施加 PRETS179 预紧力单元而直接产生轴向力，下螺母的初始预紧力设定为  $10\text{kN}$ 。而上螺母的拧紧过程则是通过 MPC184 单元在顶端施加扭矩来实现，如图6所示。

在模拟横向振动的过程中，在活动板侧施加周期性横向位移，横向位移取 0.1mm，活动板下表面施加  $y$ 、 $z$  方向约束，螺栓头部施加  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向全约束。

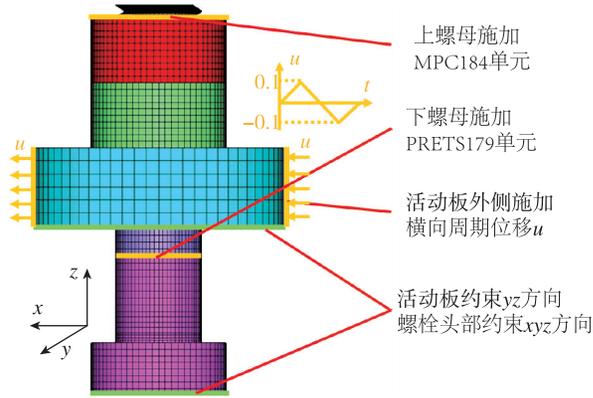


图 6 有限元模型边界条件示意图

Fig. 6 Boundary condition setting of FEM

### 3 双螺母拧紧过程中各轴向力变化关系

为了更好地理解各轴向力在双螺母拧紧过程中的变化关系，利用前述的有限元模型计算  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_r$  在拧紧过程中的力变化规律，并结合前述的受力分析，最终得到如图 7 所示的结果。需要说明的是，这里用向量  $F_1$  来表示螺栓所受到下螺母的轴向力， $F_1$  的大小为  $F_1$ ，规定下螺母拧紧过程及上螺母拧紧第 1 阶段的  $F_1$  为正（方向向上），第 2 阶段的  $F_1$  为负（方向向下）。首先由前述的受力分析可知，拧紧下螺母时（对应图 3 所示受力过程）， $F_r$  随着  $F_1$  的增加而增加，且有  $F_r = F_1$ ，因此在图 7 所示的下螺母拧紧阶段， $F_1$  和  $F_r$  的变化曲线重合（此部分曲线非有限元仿真得到）。下螺母拧紧结束时，设下螺母对螺栓产生的轴向力  $F_1 = F_{1\_t}$ 。拧紧上螺母时（对应图 4 所示受力过程），随着  $F_2$  的增大， $F_1$  的大小及方向将会发生改变，有限元计算结果表明， $F_r$  会缓慢增大（未超过  $F_{1\_t}$  的 20%）。上螺母拧紧结束时，设上螺母对螺栓产生的轴向力  $F_2 = F_{2\_t}$ 。

分析拧紧过程中的螺栓螺纹表面与螺母螺纹表面的接触状态，当未达到完全预紧状态时，上螺母的螺纹上表面与螺栓的螺纹下表面进行接触，而下螺母同样是其螺纹上表面与螺栓的螺纹下表面进行接触，如图 8 所示。当达到完全预紧状态时，上螺母的螺纹上表面与螺栓的螺纹下表面进行接触，而下螺母则是其螺纹下表面与螺栓的螺

纹上表面进行接触，如图 9 所示。

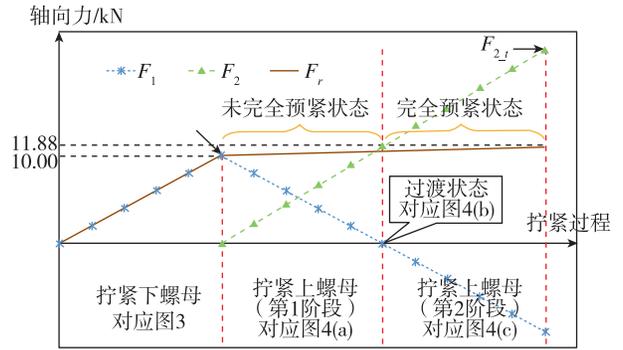


图 7 拧紧过程各轴向力变化关系图

Fig. 7 Variation of axial force in tightening process

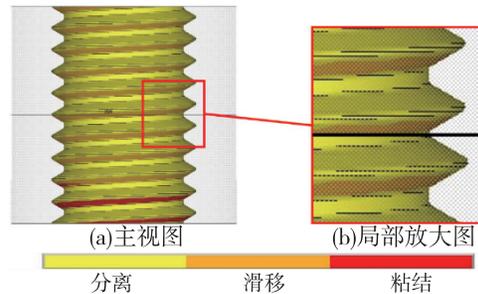


图 8 未达到完全预紧状态时螺栓螺纹表面的接触状态

Fig. 8 Contact state of bolt thread surface when it doesn't reach complete locking state

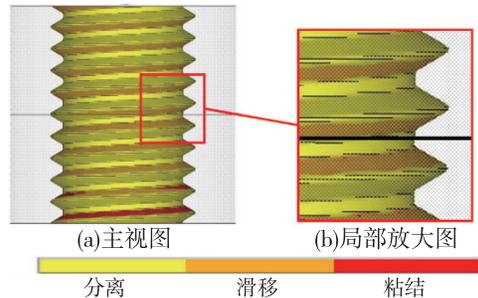


图 9 达到完全预紧状态时螺栓螺纹表面的接触状态

Fig. 9 Contact state of bolt thread surface when it reaches complete locking state

为方便后续内容的介绍，需明确定义：

轴向预紧力：即为  $F_r$ ，是指在上下螺母拧紧过程中螺栓 AB 段所受的轴向力，它并非定值，在下螺母和上螺母拧紧过程中，轴向预紧力会逐渐增大，拧紧结束时轴向预紧力达到其最终大小。

轴向紧固力：是指在振动过程中螺栓 AB 段所受的轴向力。轴向预紧力和轴向紧固力均为 AB 段所受的轴向力，区别在于前者是针对拧紧过程的定义，有“预先紧固”的含义，而后者是针对使

用过程的定义。轴向紧固力也非定值，其初始值即为轴向预紧力的最终大小，但在使用过程中，轴向紧固力会逐渐减小。采用横向振动实验能够观测到轴向紧固力随振动周期的增加而减小的过程，其衰减速率的大小能够反映出螺栓连接结构防松性能的好坏。

轴向力分配比： $F_{2\_t}$  与  $F_{1\_t}$  的比值称为轴向力分配比。

#### 4 轴向力分配比对双螺母连接防松性能的影响

为了研究不同的轴向力分配比对双螺母连接防松性能的影响，本文利用前述的有限元模型，并基于如表 1 所示拧紧条件进行了 11 组仿真计算。设拧紧下螺母后  $F_1$  的大小为 10kN，即  $F_{1\_t} = 10\text{kN}$ ，而后拧紧上螺母，随着  $F_2$  的增大， $F_1$  会逐渐变化， $F_1$  被控制在  $-10\text{kN} \sim 10\text{kN}$  之间，上螺母拧紧结束时， $F_1$ 、 $F_{2\_t}$ 、螺栓 AB 段受到的轴向预紧力  $F_r$  以及轴向力分配比的大小均在表 1 中给出。

表 1 横向振动仿真所用拧紧条件

组别	拧紧状态	$F_1$ /kN	$F_{2\_t}$ /kN	$F_r$ /kN	轴向力分配比
1	仅拧紧下螺母	10.00 ( $F_{1\_t}$ )	—	10.00	0
2		8.46	1.68	10.14	0.168
3	拧紧上螺母第 1 阶段	6.56	3.74	10.30	0.374
4	(未达到完全预紧状态)	4.41	6.04	10.45	0.604
5		3.48	7.03	10.51	0.703
6		2.25	8.36	10.61	0.836
7		-0.24	11.06	10.82	1.106
8	拧紧上螺母第 2 阶段	-2.52	13.55	11.03	1.355
9	(达到完全预紧状态)	-4.56	15.84	11.28	1.584
10		-6.51	17.99	11.48	1.799
11		-9.00	20.88	11.88	2.088

对比第 1 组和第 8 组的计算结果，如图 10 所示。与普通单螺母结构（第 1 组）的衰减曲线相比，可以看出双螺母结构（第 8 组）在振动 7 个周期后，轴向紧固力不再有明显的衰减，而单螺母结构在振动过程中轴向紧固力有持续的衰减；提取螺栓螺纹的接触状态可知，在整个振动过程中，上螺母螺纹上表面与螺栓螺纹下表面始终处于黏结状态（即为静摩擦状态，无界面错动），说明双螺母结构可以起到很好的防松效果。

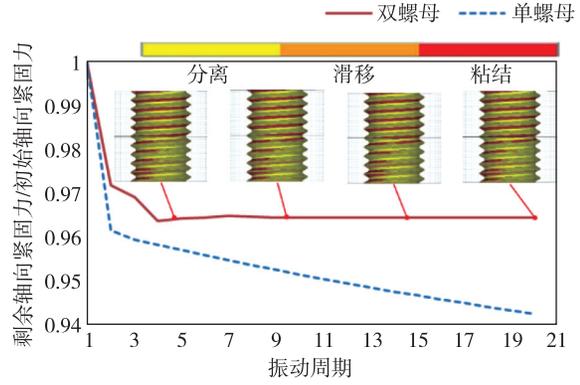


图 10 振动过程中轴向紧固力及接触状态变化图

Fig. 10 Variation of axial tightening force and contact state during transverse vibration process

将表 1 所有情况对应的轴向紧固力衰减曲线汇总，如图 11 所示。横坐标代表振动周期，纵坐标代表剩余轴向紧固力与第 7 周期对应的轴向紧固力比值（第 6 周期后螺栓轴向紧固力开始稳定衰减）。轴向紧固力衰减速率的快慢能够反应双螺母结构防松性能的好坏。

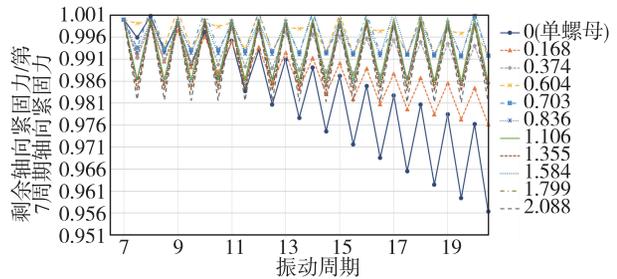


图 11 不同轴向力分配情况下轴向紧固力衰减曲线 (图例是不同情况所对应的轴向力分配比)

Fig. 11 Axial tightening force decay curve under different axial force distribution

此处把图 11 中轴向紧固力衰减曲线的斜率（拟合数据）定义为轴向紧固力的衰减速率，将所有情况下的轴向紧固力衰减速率汇总如图 12 所示。

分析图 12 中的结果可知，随着轴向力分配比的增加，防松效果先显著增加后逐渐稳定。当双螺母连接结构在快要达到完全预紧状态时（轴向力分配比约为 0.8），就可以起到很好的防松效果。但本研究得到的定量结论还可能因材料、振幅、温度等因素的影响而发生改变，在工程实际中为了保证防松性能，同时又方便确定拧紧工艺，推荐使用刚好达到完全预紧状态作为目标拧紧状态，根据本文仿真的计算结果，此时轴向力分配比约为 1:1（即  $F_{2\_t} / F_{1\_t} \approx 1.1$ ），且有  $F_r = F_{2\_t}$ ，从而

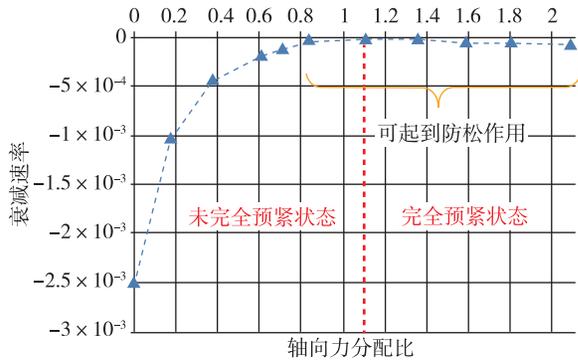


图 12 轴向紧固力衰减速率汇总曲线图  
Fig. 12 Decay rate of axial tightening force

可以根据最终的目标预紧力  $F_r$  近似确定下螺母预紧力  $F_{1-t}$  (即  $F_{1-t} \approx F_r / 1.1$ )。以本文仿真条件为例, 材料为 45 钢, 强度等级 8.8 级的 M10 螺栓, 达到其屈服极限 70% 的轴向力大约为 23kN, 若要求拧紧结束后的极限轴向预紧力  $F_r$  达到 23kN, 则可以近似确定  $F_{1-t}$  为 20.9kN。

制定拧紧工艺时还要考虑强度问题,  $F_{2-t}$  不能太大, 过大将会降低疲劳寿命。如果采用扭矩法控制  $F_{1-t}$  和  $F_{2-t}$ , 则具体的安装扭矩取决于上下螺母各自的扭矩-拉力关系 (可通过实验测定)。

### 5 实验验证

按照国家标准《紧固件横向振动试验方法》<sup>[15]</sup>, 对上下螺母不同轴向力分配情况对双螺母防松性能的影响进行实验验证。具体实验条件如表 2 所示。

控制  $F_{1-t}$  约为 20kN, 由上述仿真结果可知, 刚好达到完全预紧状态时的  $F_r \approx 1.1F_{1-t} = 22\text{kN}$ 。所有实验样本在拧紧结束后的轴向预紧力的统计结果如表 3 所示, 由表 3 可知, 轴向预紧力的值随着上螺母拧紧扭矩的增加而逐渐增加, 当拧紧扭矩等于  $40\text{N} \cdot \text{m}$  时刚好达到完全预紧状态。

表 2 横向振动实验数据汇总

Tab. 2 Summary of conditions during transverse vibration experiment

样品	样品名称	规格	材料	表面处理	强度等级	样本数量/组
	普通粗牙螺母	M10	45 钢	电镀锌	8.8 级	3
	螺栓	M10×70		发黑处理	10.9 级	
组别	包括 1 组单螺母和 7 组双螺母实验, 在双螺母实验中上螺母拧紧扭矩分别为 $10\text{N} \cdot \text{m}$ 、 $20\text{N} \cdot \text{m}$ 、 $30\text{N} \cdot \text{m}$ 、 $40\text{N} \cdot \text{m}$ 、 $50\text{N} \cdot \text{m}$ 、 $60\text{N} \cdot \text{m}$ 、 $70\text{N} \cdot \text{m}$					
轴向力控制	拧紧下螺母时对螺栓产生约 20kN 轴向力 (即 $F_{1-t} \approx 20\text{kN}$ )					
其他	振幅: 0.8mm; 振动频率: 12.5Hz; 振动周期: 10000 个; 室温: 23℃					
说明	对于材料为 45 钢, 10.9 级发黑处理的 M10 螺栓达到屈服极限的轴向力约为 53.51kN					

表 3 不同分组拧紧结束后轴向预紧力统计结果

Tab. 3 Statistical results of axial pretension force after screwing upper nut

上螺母拧紧 扭矩/ ( $\text{N} \cdot \text{m}$ )	拧紧结束后轴向预紧力 ( $F_r$ ) /kN			
	试样 1	试样 2	试样 3	平均值
0 (单螺母)	19.31	19.56	19.67	19.52
10	19.56	19.89	19.66	19.70
20	19.92	20.32	20.13	20.12
30	20.78	20.79	20.78	20.78
40	22.25	21.63	22.32	22.70
50	24.63	27.11	27.37	26.37
60	30.76	36.02	32.51	33.10
70	32.76	35.82	33.19	33.92

施加横向振动, 统计在 10000 个周期内轴向紧固力的衰减情况, 如图 13 所示。排除初始振动过程中其他因素的干扰, 得到 6000 个周期到 10000 个周期对应的轴向紧固力衰减速率 (6000 个周期后轴向力的变化进入比较稳定的状态), 将不同组别的轴向紧固力衰减速率汇总, 如图 14 所示。由图 14 可初步判断, 大约当上螺母拧紧扭矩超过  $40\text{N} \cdot \text{m}$  时, 双螺母连接结构达到完全预紧状态, 具有很好的防松性能。图 14 展示的现象和趋势与仿真结果吻合很好, 证明了仿真结果的准确性。

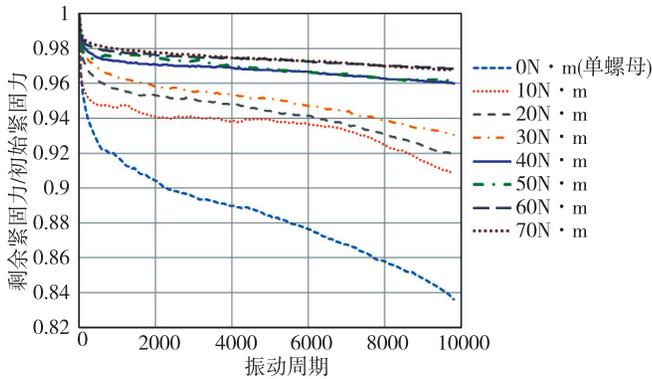


图 13 上螺母不同拧紧扭矩对应轴向紧固力衰减曲线图

Fig. 13 Decay curve of axial tightening force corresponding to upper nut with different tightening torque

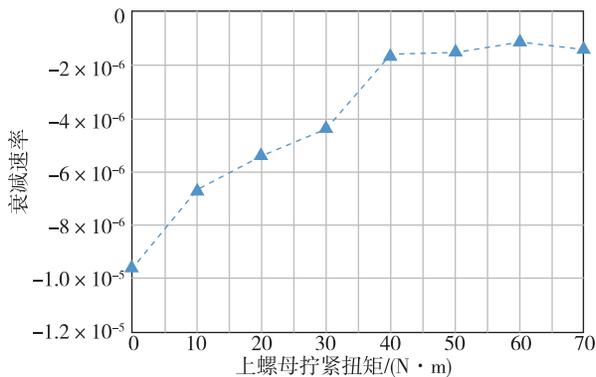


图 14 上螺母不同拧紧扭矩对应轴向紧固力衰减速率图

Fig. 14 Decay rate of axial tightening force corresponding to upper nut with different tightening torque

## 6 结论

本文利用有限元仿真分析的方法研究了双螺母连接结构上下螺母不同轴向力分配比例对螺栓防松性能的影响。

研究发现,在拧紧过程中,随着上螺母对螺栓产生的轴向力  $F_2$  的增大,轴向预紧力  $F_r$  会逐渐缓慢增大;在松动过程中,当双螺母连接结构快要达到完全预紧状态时,就能够起到很好的防松效果,但在工程实际中为了保证防松性能,需要让双螺母结构达到完全预紧状态。推荐使用刚好达到完全预紧状态时的轴向力分配比 ( $F_{2\_t}/F_{1\_t} \approx 1.1$ ) 来制定拧紧工艺,此时有  $F_r = F_{2\_t}$ , 可以方

便地根据最终目标预紧力  $F_r$  近似确定下螺母预紧力  $F_{1\_t}$  (即  $F_{1\_t} \approx F_r / 1.1$ )。如果采用扭矩法控制轴向预紧力,具体的安装扭矩取决于上下螺母各自的扭矩—拉力关系(可通过实验测定),同时为保证螺栓的强度,上螺母对螺栓产生的最终轴向力  $F_2$  不能超过螺栓的屈服极限的 70%。

## 参考文献

- [1] 卜炎. 螺纹联接设计与计算 [M]. 北京: 北京高等教育出版社, 1995.
- [2] 杨林. 螺纹紧固件的振动实验 [J]. 机械设计试刊, 1983 (2).
- [3] 余钦义. 双螺母防松及其力关系 [J]. 机械, 1990, 17 (1): 29-32.
- [4] 龚必强. 双螺母拧紧原理及其应用 [J]. 重庆重汽科技, 2001 (1): 13-15.
- [5] 景秀并. 双螺母防松振动性能分析与研究 [D]. 天津: 天津大学, 2004.
- [6] 马涛. 对顶螺母防松效果的分析 [J]. 专用汽车, 1999 (2): 31-33.
- [7] 鲁绪芝, 金玉萍, 张从力. 双螺母防松时螺栓的受载分析 [J]. 矿山机械, 2007, 35 (4): 113-115.
- [8] 金玉萍, 黄朗宁, 隋玉国. 双螺母防松时螺栓联接装配拧紧工艺的初步理论分析 [J]. 煤矿机械, 2009, 30 (5): 117-119.
- [9] 刘东亚, 姚金声. 拧紧力对双螺母防松效果的影响 [J]. 广西轻工业, 2010, 26 (2): 42-43.
- [10] 吴广益. 双螺母防松问题的探讨 [J]. 硅谷, 2010 (14): 175.
- [11] 李宏天, 王宗彦. 双螺母防松联接螺母合理使用研究 [J]. 矿山机械, 2013, 41 (3): 117-119.
- [12] 苑雪涛, 朱勇钢, 严海纲, 等. 双螺母防松结构分析 [J]. 矿山机械, 2016, 37 (2): 97-99.
- [13] Izumi S, Yokoyama T, Kimura M, et al. Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis [J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16 (5): 1510-1519.
- [14] Junker G H. New criteria for self-loosening of fasteners under vibration [C]. SAE Technical Paper, 1969.
- [15] GB/T10431-2008 紧固件横向振动实验方法 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.