商用车螺纹紧固件连接防松技术分析及理论研究

代金龙 习吕鹏 王亮 杨丽

（陕西重型汽车有限公司，西安 710200）

摘要：随着商用车国内外市场扩展，因其使用工况的变更，螺纹紧固件松动质量问题日益凸显。针对商用车螺纹紧固件常见松动形式，分析其松动原理及影响因素并提出对应的优化建议及措施，为商用车螺纹紧固件连接防松设计及松动质量问题处理提供解决思路。

关键词：螺纹紧固件 松动原理 防松措施

中图分类号：U466 **文献标志码：**B **DOI:** 10.19710/J.cnki.1003-8817.20250162

Analysis and Theoretical Research on Anti-Loosening Techniques for Threaded Fastener Connections in Commercial Vehicles

Dai Jinlong, Xi Lüpeng, Wang Liang, Yang Li

(Shaanxi Heavy Duty Automobile Co., Ltd., Xi'an 710200)

Abstract: With the expansion of commercial vehicles in both domestic and international markets, the quality problem of threaded fastener loosening has become increasingly prominent due to changes in their operating conditions. Focusing on the common loosening forms of threaded fasteners in commercial vehicles, this paper analyzes the loosening principles and influencing factors, and puts forward corresponding optimization suggestions and measures, so as to provide solutions for the anti-loosening design of threaded fastener connections and the treatment of loosening-related quality problems in commercial vehicles.

Key words: Threaded Fasteners, Principle of looseness, Anti-loosening measures

1 前言

螺纹紧固件连接是商用车各总成和零部件之间的主要连接方式之一，因其结构简单、连接可靠、拆卸方便等优点而被广泛应用。但自螺纹紧固件连接被应用以来，螺纹紧固件松动问题一直难以彻底解决。据不完全统计，某公司每年因螺纹紧固件松动质量问题索赔高达上千万，解决螺纹紧固件松动问题在减少商用车售后服务成本的同时，还可提升商用车整车安全可靠性。本文针对商用车常见松动形式，分析其松动原理及影响因素，并根据不同螺纹紧固件松动形式提出优化建议及措施。

2 螺纹紧固件松动原理及影响因素

螺纹紧固件连接旨在通过施加轴向预紧力使被连接件在运行工况下不产生相对滑动。目前，商用车螺纹紧固件轴向预紧力的保证通常通过拧紧扭矩来实现。根据理论研究轴向预紧力大小与拧紧扭矩成正比，其计算方法如下：

$$F = \frac{2T}{\frac{d_2}{\cos\alpha}\mu_s + \frac{P}{\pi} + d_w\mu_w} \tag{1}$$

式中：F为轴向预紧力，T为拧紧扭矩，P为螺距，

作者简介：代金龙（1995—），男，学士学位，工程师，螺纹紧固件连接工艺设计及放松技术研究。

参考文献引用格式：

代金龙, 习吕鹏, 王亮, 等. 商用车螺纹紧固件连接防松技术分析及理论研究[J]. 汽车工艺与材料, 2026(3): 34-40.

DAI J L, XI L P, WANG L, et al. Analysis and Theoretical Research on Anti-Loosening Techniques for Threaded Fastener Connections in Commercial Vehicles[J]. Automobile Technology & Material, 2026(3): 34-40.

d_2为螺纹中经,d_w为支撑面等效摩擦直径,α为牙型半角,μ_s为螺纹摩擦系数,μ_w为支撑面摩擦系数。

螺纹紧固件松动本质为轴向预紧力衰减,当螺纹紧固件连接残余预紧力小于零部件连接所需的最小预紧力时,被连接件将产生松动故障[1]。商用车螺纹紧固件常见松动失效模式可分为旋转松动及非旋转松动。

2.1　非旋转松动原理及影响因素

非旋转松动为螺纹紧固件内外螺纹未发生相对旋转,因某种特殊因素而导致螺纹紧固件轴向预紧力降低的松动现象。轴向预紧力大小由螺纹紧固件弹性伸长及被连接件弹性压缩共同决定。螺纹紧固件弹性伸长减小或被连接件弹性压缩减小,螺纹紧固件轴向预紧力也将减小[2]。轴向预紧力与螺栓、被连接件弹性变形之间的关系如图1所示,当被连接件压缩量及螺纹紧固件伸长量减小值为δ时,轴向预紧力变化量ΔF可根据式(2)计算:

$$\Delta F=\frac{K_B K_C}{K_B+K_C}\delta=Z\delta \tag{2}$$

式中:ΔF为轴向预紧力的变化量,δ为螺纹紧固件伸长及被连接件压缩变化量,K_B为螺纹紧固件弹簧常数,K_C为被连接件弹簧常数,Z为松弛系数。

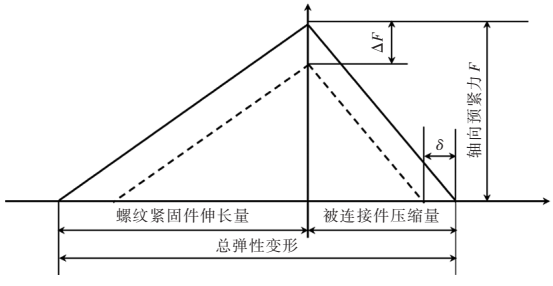


图1　螺纹连接系统变形示意

非旋转松动产生的主要原因如下:

a. 被连接件接触面磨损。螺纹紧固件端面与被连件表面之间相互摩擦接触,在交变载荷作用下接触面常产生微动磨损,该磨损导致被连接件弹性压缩量减小,从而产生预紧力的减小。微动磨损量与轴向预紧力、交变载荷大小及循环次数有关,在大预紧力及大载荷高循环次数时微动磨损量更大。

b. 被连接件塑性变形。通常螺纹紧固件屈服强度高于被连接件,当拧紧扭矩较高时,被连接件表面存在压溃风险。当被连接件发生塑性变形时,被连接件弹性压缩量减小,预紧力也会随之减小。商用车常用材料许用最大表面压力如表1所示,被连接件表面压力p可根据式(3)进行计算:

$$p=\frac{F_{max}}{A_w}<P_{cr} \tag{3}$$

式中:p为被连接件表面压力,F_{max}为最大轴向预紧力,A_w为支撑面面积,P_{cr}为许用最表面压力。

表1　部分金属材料夹紧件许用表面压力

材料牌号	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	许用表面压力/MPa
45	600	355	700
40Cr	980	785	1 105
42CrMo	1 080	930	1 300
QT400	400	250	600
QT500	500	320	750
QT600	600	370	900
AlMgSi(6082)	290	140	360
AZ91D	200	140	140

c. 连接结构为软连接。行业中将装配过程中从贴合扭矩到目标扭矩拧紧角度大于720°的连接结构称为软连接。软连接结构预紧力衰减极为明显。目前商用车常见软连接件包括塑料件、橡胶件、U型开口件、焊接件及多层结构被连接件。塑料件及橡胶件拧紧过程中表面微观变形及嵌入明显,且随着交变载荷的作用,该类材料易发生蠕变,产生塑性变形,导致轴向预紧力降低甚至散失。U型开口件与螺纹紧固件连接时,U型开口件与结构易变形,部分轴向预紧力被开口件结构变形消耗。焊接件及多层连接结构,被连接件之间间隙较大,部分轴向预紧力用于克服被连接件间隙。

2.2　旋转松动原理及影响因素

螺纹紧固件在外载荷作用下内外螺纹相对转动,从而导致螺纹紧固件轴向预紧力降低。目前,商用车螺纹紧固件松动质量问题大部分由旋转松动造成。旋转松动的发生根本原因是由于螺纹紧固件在受到动态负载时,因振动等交变循

环载荷的作用，螺纹支撑面法向方向的压力瞬间降低，螺纹接触面失去了摩擦力而产生微观滑动。随着微观滑动的积累，内外螺纹开始相对转动，同时轴线预紧力也随之下降，当残余预紧力不足以克服外载荷作用时即产生松动故障[2]。旋转松动主要影响因素包括螺纹紧固件自身结构及连接件外载荷等。根据理论研究螺纹紧固件不产生旋转松动自锁条件如下。

$$\frac{d_2}{\cos\alpha}\mu_s - \frac{P}{\pi} + d_w\mu_w > 0 \tag{4}$$

根据螺纹紧固件连接自锁条件，螺纹紧固件摩擦系数、支撑面等效摩擦直径越大越难发生旋转松动，粗牙螺纹比细牙螺纹更易产生旋转松动。根据Gerhard Junker等学者研究，螺纹连接接头主要承受横向载荷、轴向载荷及扭转载荷中的一种或几种，横向载荷为旋转松动关键影响因素，扭矩载荷影响较小，轴向载荷几乎没有影响，故在螺纹连接设计时应避免螺纹紧固件承受大的横向剪切载荷。

3 螺纹紧固件常用防松措施

3.1 非旋转松动常用防松措施

常用的非旋转松动防松措施如下：

a. 增加接触面面积。被连接件表面压力与接触面面积大小成反比，当被连接件接触面面积增大时，接触面表面压力减小，接触面微动磨损量减小，接触面塑性变形风险降低。常采用的增大接触面面积的方法有增加垫圈、使用加大法兰面螺栓等。

b. 降低松弛系数。非旋转松动轴向预紧力的变化量ΔF与松弛系数Z有关。减小松弛系数，可减小预紧力变化量。减小松弛系数Z常用措施包括增加套筒提升被连接件厚度、减小螺纹紧固件直径等。

c. 优化被连接件材料。常用方法为提升被连接件材料屈服强度及硬度，减小微动磨损，提升接触面承压能力。

d. 避免软连接结构设计。软连接结构轴向预紧力降低不可避免，在结构设计时应规避软连接的存在。在无法规避时需增加额外防松措施，提升连接结构防松性能。目前，商用车常用软连接防松措施包括使用自锁螺母增加摩擦力、采用分步拧紧或复紧减小夹紧力衰减率。通常T型卡箍类软连接复紧需在初始拧紧结束15 min以后。

3.2 旋转松动常用防松措施

商用车旋转松动常用防松措施以摩擦防松、机械防松及结构防松为主。摩擦防松主要通过增加摩擦力阻力，阻碍内外螺纹间的相对转动，提升防松性能。其常用防松方式包括使用法兰面承面带齿螺栓、螺母、自锁螺母及双螺母等。机械防松通过辅助的机械连接措施阻止螺纹相对转动。其常用防松方式包括使用开槽螺母、冲焊防松及螺纹紧固胶防松等。结构防松通过设计新型螺纹紧固件结构，提升连接系统的可靠性。目前行业内常见新型防松结构包括唐氏螺母、施必牢螺母、防松垫圈（NORD-LOCK）等。

3.2.1 摩擦防松

常用的摩擦防松措施如下：

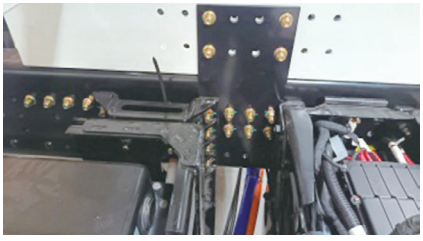
a. 法兰面承面带齿螺栓、螺母于其承面增加矩齿结构，装配时螺纹紧固件承面锯齿嵌入被连接件表面，增加紧固件支撑面与被连接件之间摩擦阻力，提升防松性能。该防松结构装配工艺简单，生产成本低，且可拆卸、可重复利用。故该防松结构为目前商用车底盘零部件连接最常用防松方式之一，如车架横梁、纵梁、气瓶框架、动力电池框架等支架类零部件，图2所示为商用车法兰面承面带齿螺母应用。



（a）车架纵梁



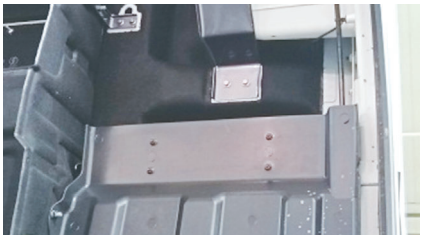
（b）气瓶框架



(c)动力电池框架

图2　法兰面承面带齿螺栓螺母商用车应用

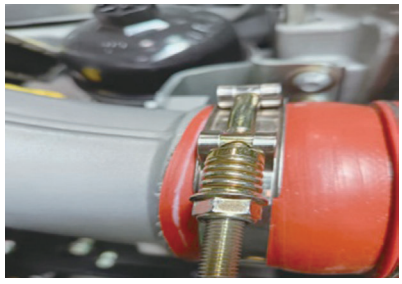
b. 目前商用车常用自锁螺母包括非金属嵌件自锁螺母和全金属自锁螺母。非金属嵌件自锁螺母顶端内嵌非金属尼龙圈,装配过程中尼龙圈因过盈配合被钢质螺纹挤压变形,形成较大的摩擦阻力,阻碍内外螺纹的相对转动,达到防松效果。全金属自锁螺母通过螺纹底孔变形及螺纹牙型局部变形,在装配过程中螺纹间产生过盈配合,增加螺纹接触面表面压力,从而增加螺纹间的摩擦力,达到防松效果[3]。自锁螺母整体防松效果优于法兰面承面带齿螺栓、螺母,但该防松结构不可多次拆卸,装配质量稳定性散差较大。目前非金属嵌件自锁螺母可拆卸5~6次,不可用于高温部位,全金属自锁螺母拆卸2~3次即失去防松效果,故其常用于不常拆卸的关键部位防松,同时因其不易脱落常被应用于内饰件M10及以下螺纹紧固件连接、卡箍类软连接及不常拆卸零部件连接,如挡泥板、进气扁管、中冷器进气管T型卡箍等软连接部位,图3所示为商用车自锁螺母防松应用。



(a)挡泥板



(b)进气扁管



(c)中冷器进气管T型卡箍

图3　自锁螺母商用车应用

c. 双螺母防松通过增加对顶力和摩擦力来实现,双螺母结构如图4所示。双螺母拧紧时,上下螺母对螺栓产生相反方向的拉力,形成对顶力。在对顶力的作用下螺栓、螺母之间摩擦力增加,同时阻碍螺母相对转动,从而提升防松性能。另外双螺母与单螺母相比,增加了螺纹接触面积,增大了螺纹间摩擦阻力同样起到提升防松性能作用[4]。双螺母防松效果较自锁螺母及法兰承面带齿螺母更好,但因其成本较高,相较于单螺母增加装配工序且对装配空间要求较高,故该防松结构在商用车上的应用较少,目前商用车双螺母结构防松应用典型部位为变速器横梁,图5所示为变速器横梁双螺母装配。

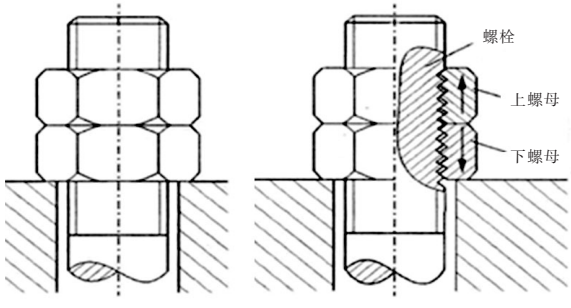


图4　双螺母结构防松



图5　变速器横梁双螺母装配

3.2.2　机械防松

常用的机械防松措施如下:

a. 止动垫圈通过将止动耳朵,反向折向螺母及被连接件,阻碍螺母与被连接件的相对转动从

而保证连接结构防松效果[5]。该防松结构装配工序复杂，对操作人员要求较高，商用车基本没有应用该防松结构。

b. 开槽螺母通常配合开口销一起使用。开槽螺母按装配要求紧固后，将开口销插入螺栓尾部小孔及螺母的开口槽内，阻止开槽螺母与螺栓的相对运动。该防松结构常用于承受载荷大、振动频率高且防松可靠性要求高的部位[5]，但装配工序复杂，应用成本高，故仅在商用车可靠性要求极高部位应用，如转向操纵系统等。

c. 冲焊防松通过焊接或机械破坏，改变螺纹副之间的运动关系，限制内外螺纹间的相对运动，以保证防松能力。冲焊防松因连接螺纹已破坏，故连接不可拆卸，不可重复使用，商用车基本无该防松结构应用。

d. 螺纹紧固胶涂覆于螺纹表面并拧紧连接件后，胶液在螺纹间隙中流动填充，固化后形成具有一定弹性和强度的胶层。该涂胶层增加螺纹副之间的摩擦力，防止螺纹相对转动。同时该涂胶层在受到振动冲击或交变载荷作用时，具有减振功效，可阻碍螺纹之间相对运动，从而达到防松效果[6]。螺纹紧固胶防松可靠、应用成本低，是目前商用车关键风险点常用防松措施，如传动轴、平衡轴中间支座等，内螺纹零部件连接基本均采用螺纹紧固胶防松。图6所示为商用车螺纹紧固胶防松应用。



(a)传动轴



(b)平衡轴中间支座

图6 商用车螺纹紧固胶防松应用

3.2.3 结构防松

常用的结构防松措施如下：

a. 唐氏螺纹通过设计特殊螺纹结构实现防松性能提升，其结构如图7所示。其在普通螺栓单旋结构上增加第二旋向同时具备左旋右旋螺纹特点，可同时与左/右旋螺纹配合。唐氏螺纹防松与双螺母类似，皆以上下螺母产生的对顶力，阻碍螺纹的相对运动[7]。但因唐氏螺纹使用双螺母旋向不同，其在振动、冲击等交变载荷下的对顶力比双螺母更大，故防松效果也较双螺母更明显。唐氏螺纹防松效果优异，但因增加第二旋向螺纹，螺栓承载力有所降低，同时螺纹加工工艺复杂，加工成本较高，目前在商用车领域无应用。

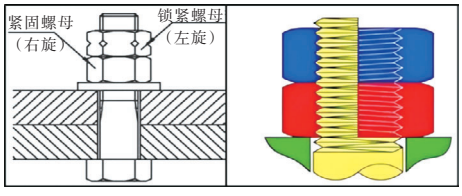


图7 唐氏螺纹

b. 施必牢螺母防松核心是在螺母牙底设置角度为30°楔形斜面，使接触面压力与螺栓轴向呈60°角。该楔形斜面改变螺纹接触面受力情况，在轴向预紧力不变的情况下，接触面压力增大，其所产生的摩擦力也随之增加，摩擦力的增加使螺栓与螺母之间的连接更加稳固。该螺母结构简单，应用成本较低，目前商用车底盘悬架常用该结构防松，如推力杆、骑马螺栓等，如图8所示为商用车施必牢螺母应用。



(a)推力杆



(b)骑马螺栓

图8 商用车施必牢螺母应用

c. HARD-LOCK 螺母防松是在双螺母基础上增加凹、凸 2 种形状设计,HARD-LOCK 螺母结构如图 9 所示。凸状螺母偏心加工,凹状螺母正常加工。在振动、冲击交变载荷工况下凸状螺母楔入凹状螺母,凹状螺母对凸状螺母产生压紧力从而阻止凸状螺母转动松脱[8]。该螺母螺纹加工工艺复杂,加工成本较高,目前在商用车领域无应用。

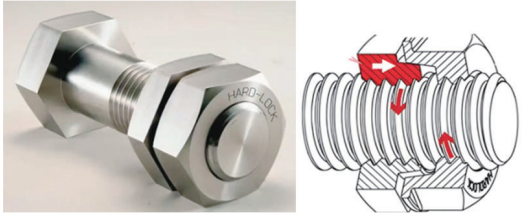


图 9　HARD-LOCK 螺母

d. 防松垫圈由 2 片正反面齿形不同的垫片组成,结构如图 10 所示。垫片正面为细密小齿,背面为凸轮状大齿,大齿斜坡角度大于螺纹升角。装配时 2 个垫片正面小齿与被连接件表面及螺纹紧固件承面接触。在振动、冲击交变载荷工况下,螺纹紧固件产生松转趋势,因防松垫片大齿角度大于螺纹升角,螺纹松退位移小于防松垫圈大齿错动抬升位移,因此,连接结构轴向预紧力增加,从而阻碍松动失效的发生[9]。防松垫圈防松效果较好,生产成本较低,商用车关键系统发动机悬置、推力杆等零部件连接常采用该结构防松,图 11 所示为商用车防松垫圈应用。

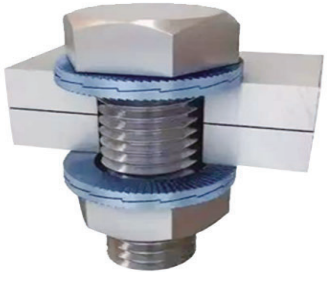


图 10　防松垫圈

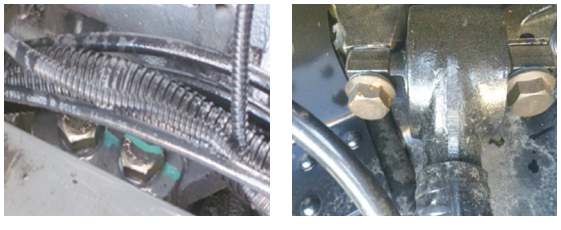


图 11　商用车防松垫圈应用

e. U 型结构防松螺母如图 12 所示,其通过转移振动力的作用位置,将螺母接触面振动力传递至螺母顶部,形成向心的抱紧力,螺母接触面振动越大,螺母顶部抱紧力越大,同时因 U 形槽隔离,接触面底部螺纹受振动力影响减少,从而提升整体防松性能。该螺母目前在商用车领域无应用。

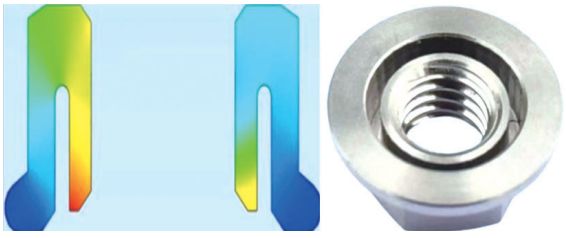


图 12　U 型结构防松螺母

4　结束语

螺纹紧固件连接松动是商用车常见质量问题之一。螺纹紧固件防松实质为保证残余预紧力大于克服外载荷所需最小预紧力,常见松动质量问题包括旋转松动、非旋转松动 2 种类型,不同松动形式其松动宏观表现不一致,同时其解决措施也不同。

目前,商用车非旋转松动最常用防松措施为使用自锁螺母,随着装配工具的升级,优化拧紧策略为非旋转松动防松的主要措施之一,如分步拧紧,多次复紧等。商用车旋转松动防松措施包括摩擦防松、机械防松及紧固件结构防松等。摩擦防松是商用车最常用的防松方式,如法兰面承面带齿螺栓螺母、自锁螺母等,该防松方式通用性较强,但不推荐在关键质量风险点使用。悬架系统、传动系统、驾驶悬置系统等关键风险点常用防松措施包括螺纹紧固胶防松、施必牢螺母防松等,随着新型特殊结构防松措施应用成本降低及市场防松需求提升,防松垫圈等特殊结构防松措施应用逐渐普遍。但成本及装配工艺问题,唐氏螺纹及 HARD-LOCK 螺母等防松结构的应用仍未普及。新型防松结构的成本问题亟需解决。

参考文献:

[1] 柴之龙 . 螺纹紧固件连接工程[M]. 北京: 机械出版社, 2015: 9-12.

[2] 黄平 . 汽车紧固件实用技术手册[M]. 北京: 中国质检出版社/中国标准出版社, 2018: 352-354.

[3] 郎福权 . 螺纹紧固件防松性能的影响因素分析[J]. 现代制造技术与装备, 2019(11): 112-113.

[4] 陈静 . 螺纹紧固件防松技术应用研究[J]. 工艺与技术, 2017(24): 95-96.

[5] 吕亮 . 汽车用螺纹紧固件的防松分析[J]. 科技与创新, 2015(15): 155.

[6] 张忠伟, 刘锴, 林海燕, 等 . 螺纹连接胶结防松技术的现状与应用[J]. 军民两用技术与产品, 2012(12): 45-47.

[7] 唐宗才 . 唐氏螺纹: 从螺纹结构解决螺纹松动问题[J]. 机械工程师, 2019(3): 80-81.

[8] 黄志强, 郑旺辉, 金景峰 . 螺纹连接防松技术研究及试验验证[J]. 现代防御技术, 2021(1): 91-97.

[9] 王茂兵 . 一种实现螺栓防松的新型垫片[J]. 学术交流, 2014(4): 90-91.

AT&M