

预紧力变化对包带装置轴向连接刚度影响机理分析

于宝石^{1,2}, 雷勇军^{1,2}, 江涛³, 李昊³, 张大鹏^{1,2*}

(1. 国防科技大学空天科学学院, 湖南长沙 410073; 2. 空天任务智能规划与仿真湖南省重点实验室, 湖南长沙 410073;
3. 上海宇航系统工程研究所, 上海 201109)

摘要:为精准计算包带装置的非线性承载能力,通过包带装置各组件间力学行为的分析,提出了一种考虑预紧力变化的装置轴向连接刚度计算方法;建立了考虑结构非线性的精细化有限元模型,并通过拉伸试验验证了有限元模型的准确性。结合有限元模型修正了装置连接刚度的理论计算,基于所建的有限元与理论模型,揭示了包带预紧力分布、变化及初始预紧载荷对装置强度及连接刚度的影响机理。结果表明,刚度计算理论模型可以准确计算装置的轴向连接刚度并预测连接失效载荷,具有重要的工程应用价值。

关键词:包带装置;轴向连接刚度;刚度试验;包带预紧力

中图分类号: V214.4;O344.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-2486(2025)01-113-13



论
文
拓
展

Analysis of the influence mechanism of preload variation on axial connection stiffness of clamp band joint

YU Baoshi^{1,2}, LEI Yongjun^{1,2}, JIANG Tao³, LI Hao³, ZHANG Dapeng^{1,2*}

(1. College of Aerospace Science and Engineering, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China;
2. Hunan Key Laboratory of Intelligent Planning and Simulation for Aerospace Missions, Changsha 410073, China;
3. Shanghai Institute of Aerospace Systems Engineering, Shanghai 201109, China)

Abstract: To accurately calculate the nonlinear bearing capacity of the CBJ (clamp band joint), through the mechanics behavior analysis of each component in the CBJ, a method for calculating the axial connection stiffness of the CBJ considering the change of preload was proposed. A fine finite element model was established considering the nonlinearity of the structure, and the accuracy of the finite element model was verified by axial tensile stiffness experiment. Combined with the finite element model, the theoretical calculation of the device connection stiffness was modified. Based on the established finite element and computational theoretical model, the influence mechanism of the distribution and variation of the belt tension and the initial belt preload on the device strength and connection stiffness was revealed. The results show that the stiffness calculation model can accurately calculate the axial connection stiffness of the device and predict the failure load of the connection, which has important engineering application value.

Keywords: clamp band joint; axial connection stiffness; stiffness experiment; belt preload

包带式星箭连接装置(简称包带装置)是连接卫星与运载火箭的重要机构,具有连接可靠性高、分离稳定性强等优点,因此在国内航天领域中应用广泛^[1-3]。在火箭发射及在轨运行期间,装置受到多阶段的复杂载荷作用,工程研究中往往将复杂的力学环境等效为轴拉载荷工况^[4]。

因此,在星箭分离前,包带装置在轴拉载荷下的强度及连接刚度特性直接关系到航天器的运载能力与飞行稳定性。但随着航天任务的需求提升,大载荷、重型化成为未来航天器发展的方向^[5-6],连接结构的承载裕度逐步降低,这对包带装置的强度刚度特性提出了更高的要求。

收稿日期:2022-09-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(11902348);湖南省自然科学基金资助项目(2020JJ5650);国防科技大学科研计划资助项目(ZK20-27)

第一作者:于宝石(1997—),男,吉林长春人,硕士研究生,E-mail: yubaoshi2020@163.com

*通信作者:张大鹏(1989—),男,河南新乡人,副教授,博士,硕士生导师,E-mail: zhangdapeng@nudt.edu.cn

引用格式:于宝石,雷勇军,江涛,等. 预紧力变化对包带装置轴向连接刚度影响机理分析[J]. 国防科技大学学报, 2025, 47(1): 113-125.

Citation: YU B S, LEI Y J, JIANG T, et al. Analysis of the influence mechanism of preload variation on axial connection stiffness of clamp band joint[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2025, 47(1): 113-125.

针对包带装置承载特性的研究,工程中往往依靠相应型号装置的试验获得对应的承载性能。然而,随着多变的载荷需求和密集的航天发射任务,高成本、低效率的试验方法不适用于日益增加的航天研究任务。因此,理论计算与有限元方法成为目前包带装置承载性能的主要研究方法。

区别于有限元方法,理论方法可以直观地反映结构参数对力学特性的影响规律、简洁地揭示结构承载机理,因此开展理论研究十分必要^[7-8],但目前国内外针对包带连接刚度计算方法的研究较少。唐乾刚等^[7]对星箭连接处进行受力分析,推导出对应不同载荷工况的包带预紧力计算公式。秦朝焯等^[8]应用弹性力学理论推导了一定轴拉载荷范围内包带连接刚度的解析表达式。康士朋等^[9]提出了一种包带连接刚度的解析算法,考虑了连接框及夹块的变形影响,并通过有限元仿真结果修正了数值解。然而,仅通过解析公式完整地描述包带装置多阶段、复杂的力学行为是十分困难的。目前针对连接刚度的解析解均为针对特定载荷范围且存在一定的误差。

随着计算机技术的发展与有限元技术的成熟,有限元仿真成为分析复杂结构力学行为的主要途径。Robert 等^[10]率先将非线性有限元方法与试验结合,建立了包带连接结构二维有限元模型,分析了结构的轴向承载能力,并首次提出了一种用于精确预测连接结构间隙的算法,进一步更新了 NASA 关于包带结构的连接失效判据。Rome 等^[11]考虑了组件间相互接触,根据对称性建立了 1/2 及单扇区的三维有限元模型,并以此分析了轴向拉力作用下装置的力学特性。Barrans 等^[12-13]通过有限元仿真分析了包带连接结构的极限轴向承载能力。在国内,秦朝焯等^[14-16]通过非线性有限元方法对包带装置的承载特性与动力学响应等问题开展了系统的研究。郭欣等^[17-18]建立了刚性包带装置的三维参数化模型,并基于该模型分别进行了结构静力分析、分离及冲击响应分析。然而,由于包带装置为多阶段受载、构型复杂的组合体结构,具有几何、材料、接触等强非线性特性,因此基于完整的、精细的三维有限模型的非线性力学行为分析求解难度较大。

针对上述问题,本文结合解析计算与精细化非线性有限元分析,对装置强度及连接刚度特性展开研究,并通过试验验证了结果的准确性。首先,分析了各阶段包带装置的部件受力与变形,给出了考虑包带预紧力周向分布差异与幅值变化的

轴向连接刚度计算理论模型。然后,考虑结构非线性因素,建立了装置的三维有限元模型并开展了刚度试验验证,基于该仿真模型分步修正了装置连接刚度的理论模型。最后,分析了预紧力变化对连接刚度的影响机理,总结了初始预紧力对装置强度刚度特性的影响规律。

1 轴向连接刚度解析计算

包带式星箭连接分离结构如图 1 所示,主要由星箭连接框(卫星下裙与适配器)、夹块、包带以及预紧/解锁装置(爆炸螺栓与紧带柱)等部件构成。结构采用内凹的夹块与连接框的楔形外缘咬合配合。在装置组件安装时,通过紧固爆炸螺栓为包带提供预紧力,进而径向压紧包带内侧的夹块,实现星箭连接。

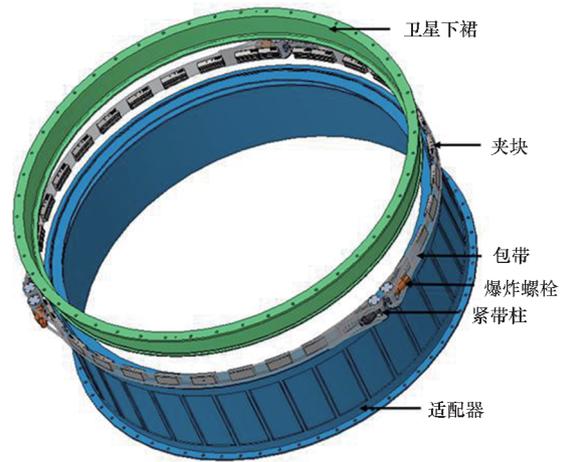


图 1 包带式星箭连接分离结构组成示意图
Fig. 1 Schematic diagram of belt type star and arrow connection separation structure

1.1 受力分析

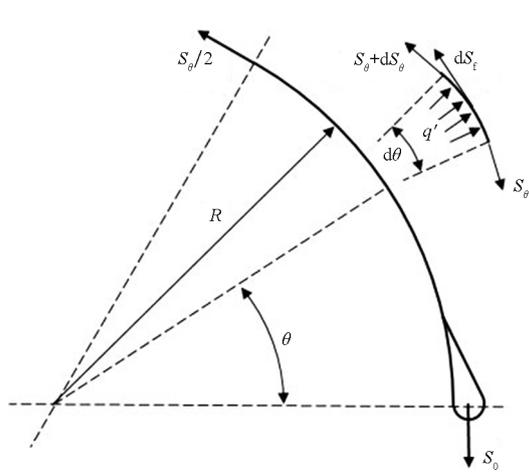
对应包带装置的预紧安装与后续的连接阶段,包带装置的工况同样分为预紧阶段与轴拉载荷阶段。下面分别对两阶段各组件进行受力分析。

1.1.1 预紧阶段受力分析

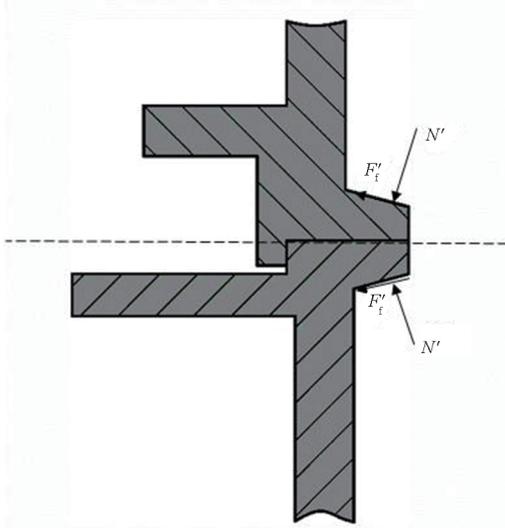
根据装置对称性,选取整体结构的 1/6 进行分析,设定包带在爆炸螺栓一侧的圆周角 $\theta = 0$ 。预紧阶段包带、夹块与连接框受力分析模型如图 2 所示,对应圆周角 θ 处选取一段包带微元 $d\theta$,分别列出径向及切向上的平衡方程^[8]:

$$\begin{cases} qRd\theta - S_{\theta}\sin(d\theta/2) - (S_{\theta} + dS_{\theta})\sin(d\theta/2) = 0 \\ S_{\theta} + dS_{\theta} + dS_{\tau} = S_{\theta} \end{cases} \quad (1)$$

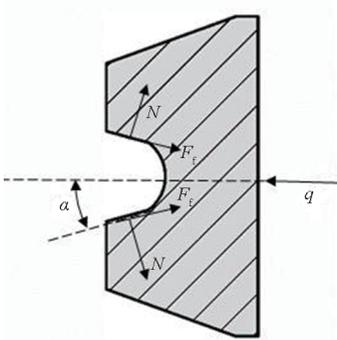
式中, q 为包带单位弧长对夹块的接触压力, R 为



(a) 包带
(a) Band



(b) 连接框
(b) Connection frame



(c) 夹块
(c) Clamp blocks

图 2 预紧阶段部件受力分析模型

Fig. 2 Component stress analysis model in preload stage

包带中面半径, dS_θ 为微元受到的预紧力, dS_f 为微元所受切向摩擦力。设包带与夹块间的摩擦系数为 μ , 则 $dS_f = \mu q R d\theta$, 代入式(1)并对 $\theta(0 \leq \theta \leq \pi/3)$ 积分, 忽略高阶小量, 可得

$$\begin{cases} q = S_\theta/R \\ S_\theta = S_0 \exp(-\mu\theta) \end{cases} \quad (2)$$

式中, S_0 为 $\theta = 0$ 时包带端头处对爆炸螺栓施加的预紧力。然而, 式(2)仅能描述连续夹块接触时包带的平衡状态, 考虑到夹块的离散分布, 代入夹块间隙因子 λ ^[7] 将式(2)进一步表示为

$$q = \lambda S_\theta/R = \lambda S_0 \exp(-\mu\theta)/R \quad (3)$$

易可知, 夹块与连接框间的摩擦力 F_f 可表示为 $F_f = \mu' N$, 其中 μ' 为夹块与连接框间的摩擦系数。根据夹块径向受力的平衡方程, 可得夹块与连接框接触面正压力 N 为

$$N = q/[2(\sin\alpha + \mu'\cos\alpha)] \quad (4)$$

式中, α 为连接楔角。

1.1.2 轴拉载荷阶段受力分析

在运行期间, 装置需要同时承受预紧载荷与轴拉当量载荷。在轴拉载荷作用下, 包带预紧力同步产生变化。因此在受力分析中, 需要考虑外载荷对预紧力的影响因素。轴向力加载后各部件的受力分析如图 3 所示。

研究表明^[19], 当量轴拉载荷 F_a 作用下, 由于连接框存在微小的径向收缩, 包带预紧力减小了 ΔS ; 相应地, 单位包带弧长内对夹块的接触压力变化了 Δq 。此时, 对夹块径向列平衡方程, 具体如下:

$$\Delta q = \lambda \Delta S/R \quad (5)$$

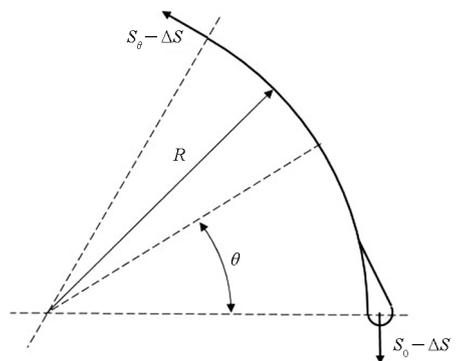
$$q - \Delta q = 2[(N + \Delta N)\sin\alpha - (N + \Delta N)\mu'\cos\alpha] \quad (6)$$

式中, ΔN 表示夹块与连接框之间增加的正压力。将式(3)与式(5)代入式(6)可得

$$\Delta N = \frac{\lambda}{2R} \cdot \frac{2\mu' S_\theta \cos\alpha - \Delta S(\sin\alpha + \mu'\cos\alpha)}{\sin^2\alpha - \mu'^2 \cos^2\alpha} \quad (7)$$

选取单位弧长上连接框(卫星下裙)径向截面进行受力分析, 如图 3(b)所示。将所受的分布力简化为集中力在轴向上受力平衡, 可得到

$$F_d + F_c = (N + \Delta N)(\cos\alpha + \mu'\sin\alpha) \quad (8)$$



(a) 包带
(a) Band

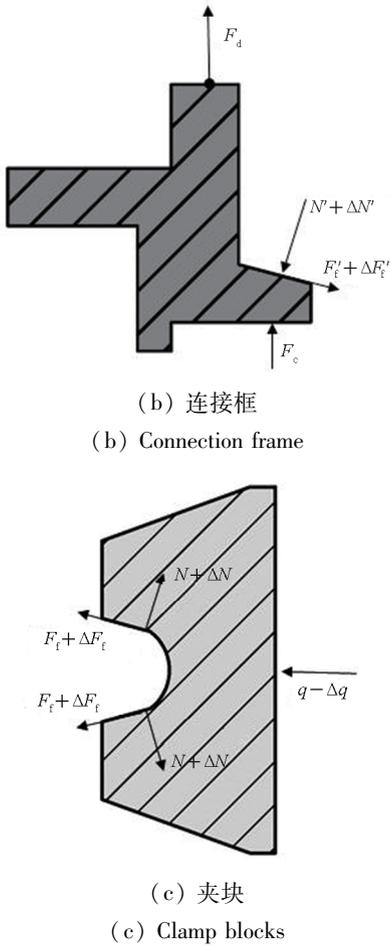


图 3 轴拉载荷阶段部件受力分析模型
Fig. 3 Analysis model of component force during axial tensile load stage

式中: F_d 为单位弧长下裙所受的轴拉载荷, 可表示为 $F_d = \lambda F_a / (2\pi R_1)$, R_1 为连接框与夹块组合体中径; F_c 为单位弧长连接框间的正压力。根据滑移判据及有限元仿真分析可知, 维持预紧力不变, 随着轴向拉力的增大, 夹块相对连接框存在径向脱离的运动趋势, 连接框间沿径向由内向外逐渐分离, 连接框间的接触正压力 F_c 最终为零^[8,20]。同时, 夹块与连接框间的接触力逐渐向楔顶集中。因此, 在计算轴向连接刚度时, 近似认为夹块与连接框的接触力集中在夹块楔顶处^[8]。

上述式(5)~(8)仅描述在轴拉载荷逐级加载的过程中连接失效之前的部件受力状态。在此阶段, 包带预紧力缩减量 ΔS 增大, 夹块与连接框间正压力增量 ΔN 减小, 框间接触正压力 F_c 减小至零。将式(4)与式(7)代入式(8)可得

$$\frac{\lambda F_a}{2\pi R_1} + F_c = \frac{\lambda}{2R} \cdot \frac{1 + \mu' \tan \alpha}{\tan \alpha - \mu'} \cdot (S_0 - \Delta S) \quad (9)$$

随着载荷继续加载, 连接框接触面完全分离, 包带预紧力 S 随轴拉载荷 F_a 逐步增大, 则式(9)变化为

$$S = S_0 - \Delta S = \frac{R(\tan \alpha - \mu')}{\pi R_1(1 + \mu' \tan \alpha)} F_a \quad (10)$$

然而, 在工程计算中往往忽略预紧力的缩减量 ΔS , 甚至将此时包带预紧力 S 直接简化为初始预紧载荷 S_0 。此时, 式(10)退化为工程中包带预紧力的常用计算式^[20], 即可以通过装置的设计轴拉载荷估算包带所需预紧力的大小。但这样的简化存在一定的误差, 得到的连接失效载荷偏高。文献[19]通过引入变形协调方程, 将轴拉载荷下包带预紧力的缩减量 ΔS 表示如下:

$$\Delta S = \frac{k_1 k_b}{R_1 k_b + R k_1} \cdot \frac{\nu_1 R_1 F_a}{k_1} = \frac{k_b \nu_1 R_1}{R_1 k_b + R k_1} \cdot F_a \quad (11)$$

式中, ν_1 为连接框与夹块组合体(二者材料相同, 均为铝合金)的泊松比; 组合体的拉压刚度 $k_1 \approx E_1 A_1$, 其中 E_1 为组合体弹性模量, A_1 为组合体连接面横截面积; 包带的拉伸刚度 $k_b = E_b A_b$, 其中 E_b 为包带材料弹性模量, A_b 为包带横截面积。

联立式(10)与式(11)可计算得到当前预紧下连接框接触面完全分离时对应的轴拉载荷 F_a 与包带预紧力变化量 ΔS 。但式(11)通过材料泊松比简化计算轴拉下连接组合体的径向变形, 结合仿真结果分析, 该方法存在相当的误差, 需通过精细的有限元仿真修正, 得到修正临界轴拉载荷 \tilde{F}_a 。

1.2 连接刚度计算

对于包带装置轴向连接刚度的计算, 需要考虑预紧与轴拉载荷共同作用下连接框的变形模式。由于星箭连接框的径向刚度较大, 故将微小的径向收缩位移假设为零^[21]。在轴向上, 连接框在轴拉载荷与夹块接触力下首先在内缘处出现间隙, 并逐步扩展至外缘处, 在连接框水平接触面完全分离前框的外缘始终处于压紧状态, 故认为连接框绕接触面外缘点 A 产生转角, 如图 4 所示。通过夹块、下裙及适配器的变形转角 β_{jk} 、 β_{xq} 、 β_{spq} 表示整体的张角 β 。

将夹块受到的对称约束及包带接触力水平约束简化为对称面的固支约束, 并将夹块与下裙间的接触力简化为接触中点处的固定约束^[9]。因夹块本身的刚度足够大于楔形面刚度, 故可将楔形面简化成单位厚度的悬臂梁。同样地, 将下裙与适配器中的楔形面简化为悬臂梁, 夹块、下裙与适配器转角 β_i ($i = \{jk, xq, spq\}$) 计算如图 5 所示。通过悬臂梁转角计算公式可计算得到

$$\beta_i = 6F_i l_i^2 / (E_i h_i^3) \quad (12)$$

式中, F_i 表示各部件楔形面上受到的集中载荷,

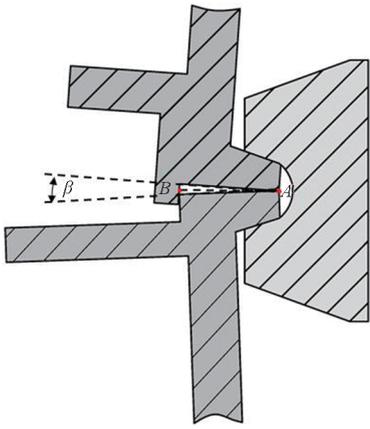


图 4 连接框水平接触面分离示意图

Fig. 4 Separation diagram of horizontal contact surface of connecting frame

可由式(13)表示; l_i 表示对应集中力的作用力臂; h_i 表示夹块、下裙、适配器等效梁对应截面尺寸; E_i 为各部件的弹性模量, $E_{jk} = E_{xq} = E_{spq} = E_1$ 。

$$\begin{cases} F_{jk} = (N + \Delta N) (\cos\alpha + \mu' \sin\alpha) \\ F_{xq} = F_d = \lambda F_a / (2\pi R_1) \\ F_{spq} = (N + \Delta N) (\cos\alpha + \mu' \sin\alpha) \end{cases} \quad (13)$$

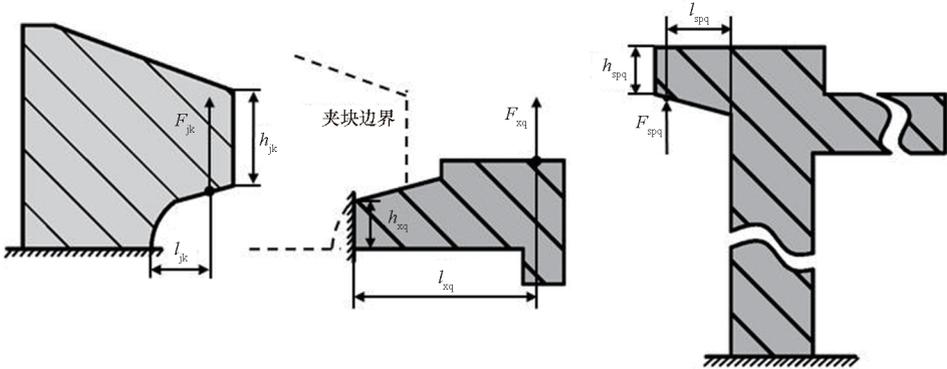


图 5 夹块、下裙、适配器的转角计算示意图

Fig. 5 Angle calculation diagram of clamp block, lower skirt and adapter

1.3 公式修正

上述解析表达式可以直观地反映结构的力学参数对连接刚度的影响,可在一定工程载荷范围内计算包带装置的轴向连接刚度。但在简化条件下运用弹性理论得到的解析式难以准确描述多阶段受载下强非线性复杂结构的大变形。基于此,可结合有限元仿真结果修正包带装置的轴向连接刚度表达式^[8-9]。

本文进一步考虑了包带预紧力的周向分布差异及因轴拉载荷产生的预紧力变化等因素,结合精细化非线性有限元分析结果,提出分步刚度修正方法,得到更准确的装置轴向连接刚度解析式。首先,提取当前预紧力下仿真模型中包带在不同

基于此,在轴拉载荷下,连接框间水平接触面内缘点 B 处的分离间隙 δ 可表示为

$$\delta = l\beta = l \cdot (2\beta_{jk} + \beta_{xq} + \beta_{spq}) \quad (14)$$

式中, $l = R_A - R_B$ 为单位弧长下连接框水平接触面长度, R_A 与 R_B 分别为外缘点 A 与内缘点 B 对应半径。

选取连接框水平接触面外缘点 A 与内缘点 B 的分离间隙的平均值为连接框分离距离,则装置的轴向连接刚度 K 计算为

$$K = \frac{F_a}{\delta} = \frac{2F_a}{\delta} \quad (15)$$

将式(3) ~ (14)代入式(15),可得

$$K = \frac{E_1 F_a}{3l [(A - BCD) F_a + BDS_0 \exp(-\mu\theta)]} \quad (16)$$

式中: $A = \frac{\lambda l_{xq}^2}{2\pi R_1 h_{xq}^3}$; $B = \frac{2l_{jk}^2}{h_{jk}^3} + \frac{l_{spq}^2}{h_{spq}^3}$; $C = \frac{\nu_1 E_b A_b R_1}{E_b A_b R_1 + E_1 A_1 R}$; $D = \frac{\lambda (\cos\alpha + \mu' \sin\alpha)}{2R (\sin\alpha - \mu' \cos\alpha)}$ 。

根据上述分析可知,载荷与部件的材料及尺寸参数影响着包带装置的轴向连接刚度。

截面位置的预紧力,修正式(2)得到 \tilde{S}_{θ_1} 。然后,在工程载荷范围内改变预紧力,根据有限元分析结果进一步修正,得到预紧力 \tilde{S}_{θ_2} 如下:

$$\begin{cases} \tilde{S}_{\theta_1} = k_0 S_0 \exp(-\mu\theta) \\ \tilde{S}_{\theta_2} = k_s \tilde{S}_{\theta_1} \end{cases} \quad (17)$$

式中, k_0 表示包带预紧分布修正系数, k_s 表示包带预紧载荷修正系数。

在轴拉载荷阶段,提取仿真结果中包带预紧力的变化量 $\Delta\tilde{S}$,修正式(11),得到对应最大变化量时的修正临界轴拉载荷 \tilde{F}_a 如下:

$$\tilde{F}_a = k_r \Delta\tilde{S} / C \quad (18)$$

式中, k_f 表示临界载荷修正系数。

最后, 提取各载荷工况下有限元模型的连接框分离间隙, 得到轴向连接刚度的仿真结果, 将式(16)修正为

$$\tilde{K} = \frac{k_0 E_1 \tilde{F}_a}{3l[(A - BCD) \tilde{F}_a + BD\tilde{S}_{\rho_2}]} \quad (19)$$

式中, k_0 为边界条件修正系数。

因实际结构具有强非线性, 目前相关研究^[9]中通常基于高精度有限元结果修正理论模型, 借以解决在工程应用上存在的局限性问题。因此, 本文建立包带装置的精细化有限元模型, 完成上述分步刚度修正。

2 非线性有限元分析与试验验证

文献[11]与文献[22]表明, 采用包带装置的三维全模型进行有限元计算分析可以获得更准确的连接刚度。基于此, 本文考虑了包带装置的非

线性因素, 建立了精细的三维整理有限元模型, 对结构的力学行为展开分析。此外, 通过包带装置拉伸刚度试验验证仿真结果计算精度满足理论模型修正要求。

2.1 非线性有限元模型描述

针对多阶段、多部件的复杂组合体结构, 基于 Python 语言建立了结构整体的三维有限元参数化模型。在建模过程中, 需充分考虑结构的强非线性因素。首先, 在预紧与轴拉载荷的共同作用下, 结构在产生较大的刚体位移的同时伴随着部件局部的大变形。因此, 线弹性理论中的小变形假设不再适用。在仿真建模中, 通过打开分析步中大变形设定, 将 Cauchy 应变转换为 Green 应变, 激活了结构的大应变与大转动效应^[23]。此外, 在材料属性上均采用双线性弹塑性模型以兼顾部件的塑性形变, 各部件的材料属性如表 1 所示。

表 1 包带装置的材料属性

Tab. 1 Material properties of the clamp band joint

部件	密度/(g/cm ³)	弹性模量/GPa	泊松比	屈服极限/MPa	强度极限/MPa	延伸率/%
夹块	2.78	68	0.33	294	335	8
连接框	2.78	68	0.33	263	351	8
包带	4.89	107.8	0.3	1 040	1 150	10
爆炸螺栓	7.85	200	0.3	1 040	1 250	6
紧带柱 & 球垫	4.89	117	0.3	930	1 040	14.5

在各阶段的载荷作用下, 包带装置涉及多部件间的相互接触, 因此, 在有限元仿真分析中需要准确地跟踪部件接触前后的运动轨迹, 正确地模拟接触面之间的摩擦行为。在该模型中, 构件接触面之间的法向采用硬接触, 切向采用 Coulomb 摩擦模型。仿真软件通过惩罚函数进行计算^[12]。参照航空航天工业中使用的夹带接头, 并采用 WFM-12000 型往复式滑动摩擦试验机进行摩擦试验, 得到接触面统一摩擦系数为 0.08 (即 $\mu = \mu' = 0.08$)。考虑到上述几何、材料与接触非线性带来的计算困难, 提出一种针对包带装置的隐式-显式顺序分析法。

螺栓载荷的加载只能采用隐式算法; 结构的强非线性将导致隐式计算极难收敛, 需要采用显式算法^[24]。因此, 本文首先采用隐式计算方法完成螺栓预紧过程, 然后将预紧后结构的应力、应变和变形作为初始状态导入下一分析步, 通过显式动力学完成轴向拉力的准静态加载。基于此, 设置载荷与边界条件如表 2 所示。

表 2 载荷与边界条件的设置

Tab. 2 Loads and boundary conditions setting

阶段	条件设置
预紧阶段	对爆炸螺栓施加 45 kN 的螺栓载荷, 然后维持当前螺栓长度不变
轴拉载荷阶段	1) 根据上一步分析结果设定初始场; 2) 适配器底端面固支约束; 3) 除轴向自由度外, 约束下裙顶端面其他自由度; 4) 向下裙顶端面施加 4.2 mm 的轴拉位移载荷

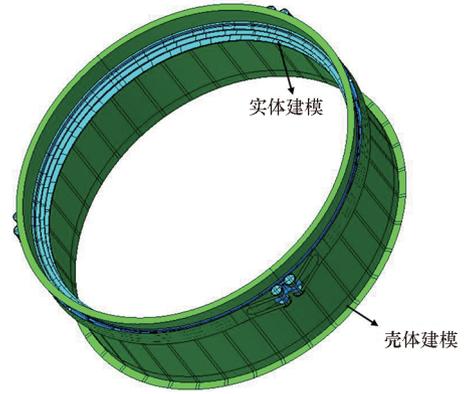
在有限元仿真中, 网格单元的类型、尺寸及载荷加载速度对计算精度均有影响^[25-27]。为综合考虑分析效率和计算精度, 针对包带结构的仿真模型, 对单元类型、单元尺寸和位移加载速度进行了相关性分析。分别对装置的筒壳部分与法兰环部分采用了壳体与实体建模, 夹块、连接框法兰等实体部分单元类型为 C3D8R, 包带与连接框筒壳等

壳体部分的单元类型为 S4R。该模型中节点和单元的总数分别为 414 686 和 267 032。轴拉位移加载速度为 225 mm/s。装置的有限元模型如图 6 所示(图中 U 为平动自由度, UR 表示转动自由度)。

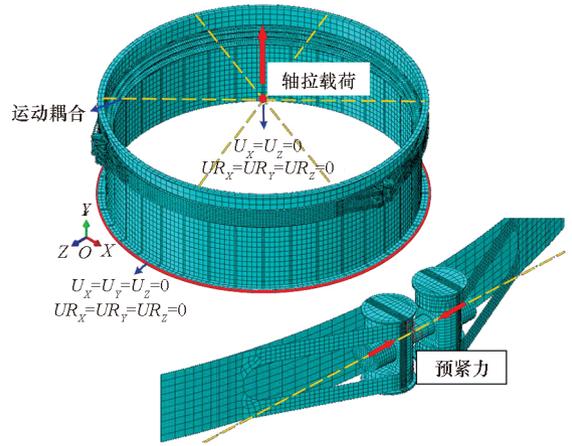
2.2 轴拉承载特性分析

提取适配器底端支反力与加载位移变化曲线如图 7 所示,随着轴向位移逐级加载,装置轴拉承载力的增加表现出明显的非线性,分析为结构几何、材料与接触等非线性因素导致。载荷加载越大,非线性程度越大,进而在加载过程中装置的强度刚度分析更加复杂。针对装置的强度校核,提取部件局部塑性变形及强度破坏时对应的轴拉承载力,分别如图 7 中 B 点与 C 点所示。针对装置连接刚度校核,根据 1.2 节对连接框分离模式的分析,提取如图 8 所示特征截面上连接框间的轴向相对位移,然后取平均值视为连接框整体轴向分离位移,其中 1#至 6#截面分别为半段包带上与连接框配合夹块的径向对称面。当连接框水平接触面完全分离时(即外缘点处轴向相对位移大于零)对应的加载点为图 7 中 A 点,超过 A 点继续加载,即可视为结构连接刚度失效。

综合结构轴拉载荷下强度及刚度分析,包带装置在加载过程中,因连接框接触面分离间隙导致的结构刚度失效往往先于装置部件强度失效。故提取刚度失效前的部分线性段(0 ~ 272 kN)上各截面处连接框轴向相对位移,并计算平均相对位移随轴拉载荷的变化(如图 9 所示),得到此时的轴向连接刚度为 6.111×10^5 N/mm。



(a) 几何建模
(a) Geometric modelling



(b) 载荷、边界条件与网格划分
(b) Load, boundary condition and mesh

图 6 包带装置的有限元模型
Fig. 6 Finite element model of the clamp band joint

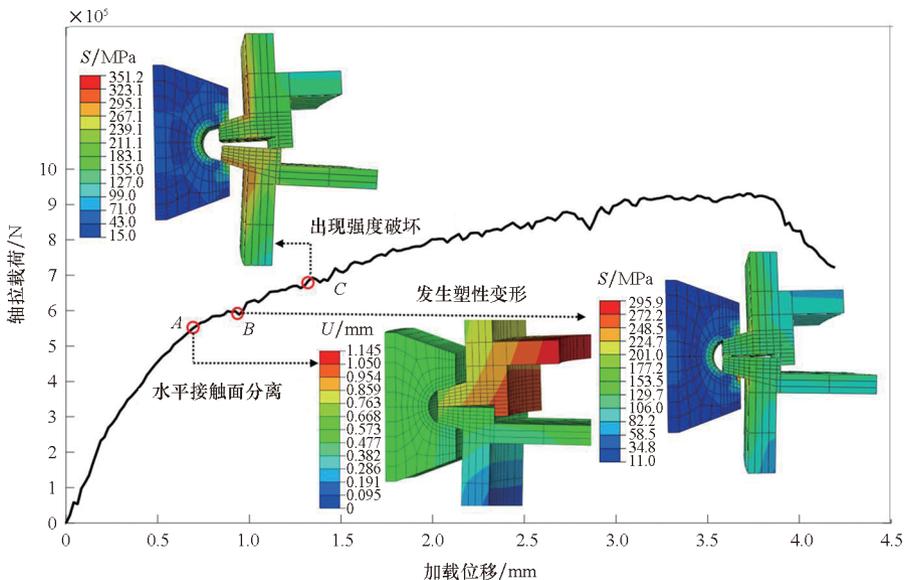


图 7 轴拉加载位移 - 载荷曲线与装置强度刚度失效

Fig. 7 The displacement-load curve of axial tension loading fails with the strength stiffness of the device

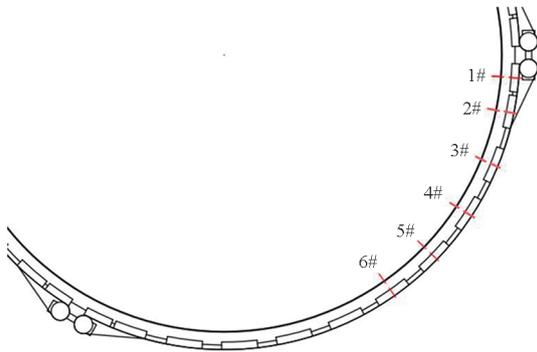


图 8 特征截面的选取

Fig. 8 Selection of feature cross section

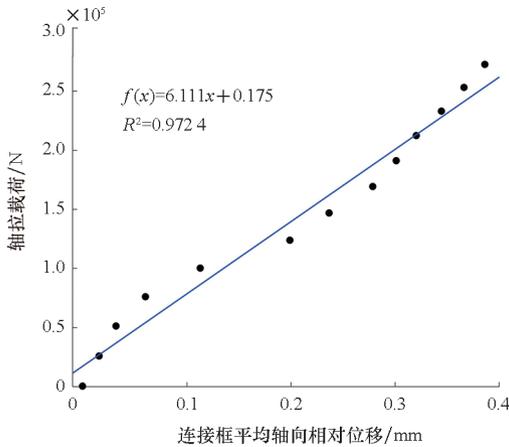


图 9 连接框轴向相对位移与轴拉载荷关系曲线

Fig. 9 Relation curve between axial relative displacement and axial tensile load of connecting frame

2.3 连接刚度试验

为进一步验证上述仿真分析结果的正确性,在对应的载荷工况下开展了包带装置轴向拉伸连接刚度试验,图 10 为试验的组件安装和载荷施加示意图。在常温常压的试验环境下,在装置连接框上布置 4 对电涡流位移传感器以测量轴向相对位移,如图 11 所示,其中 1'~4'为外侧楔形块相

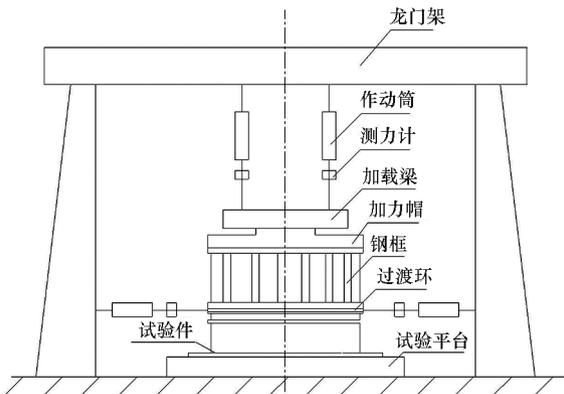


图 10 包带装置轴向拉伸连接刚度试验

Fig. 10 Axial tensile connection stiffness test of clamp band joint

对位移测点,1~4 为内侧连接框相对位移测点。

试验轴拉载荷为 669.8 kN,试验逐级加、卸载重复 3 次测量,取测量结果线性段的平均值为最终结果,绘制试验实测连接框轴向相对位移与轴拉载荷关系的拟合曲线如图 12 所示。计算得到此时实测包带装置轴向连接刚度为 6.016×10^5 N/mm,与 2.2 节中仿真分析结果偏差 1.55%,验证了本文有限元模型及其分析结果的正确性。

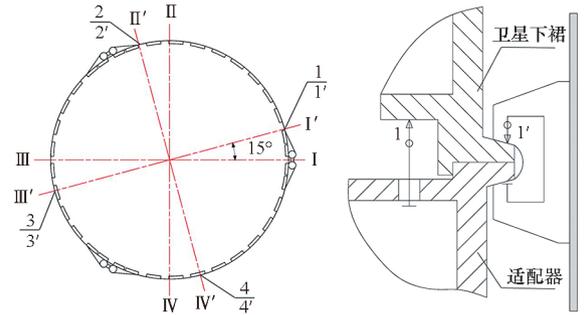


图 11 试验测点位置与传感器布置

Fig. 11 Location of measurement points and sensor arrangement

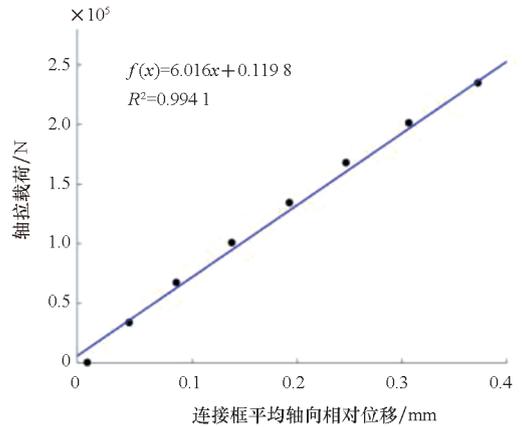


图 12 实测连接框轴向相对位移与轴拉载荷曲线

Fig. 12 Measured axial relative displacement and axial tensile load curve of connecting frame

3 计算结果修正与力学行为分析

3.1 计算结果修正

通过上述试验对比验证,可说明本文的三维仿真模型精度较高,能够准确描述包带装置的连接刚度失效行为。因此,基于该模型对 1.3 节中修正系数计算如下:

1) 针对 1194 型包带装置建立三维有限元模型,在 45 kN 预紧力下,根据结构对称性提取不同圆周角度下包带截面预紧力,对比解析计算结果 S_0 ,取仿真结果中的包带预紧力与计算结果的比值作为预紧分布修正系数 k_0 ,如表 3

所示。

2) 选取 4# 截面处包带预紧力为当前预紧载荷下的包带预紧力。在 20 ~ 50 kN 范围内变化螺栓预紧载荷 (即 S_0), 公式计算与模型仿真结果如表 4 所示, 根据选取的截面位置查询表 3, k_θ 值应选取为 0.967。取仿真包带预紧力与计算包带预紧力的比值作为预紧载荷修正系数 k_s 。

3) 根据上述预紧力修正结果, 计算对应工况下的临界载荷, 所用力学参数见表 5。对比有限元分析结果如表 6 所示。取仿真临界载荷与计算临界载荷的比值作为临界载荷修正系数 k_p 。

4) 根据上述对预紧力与临界载荷的修正计算装置的连接刚度, 对比仿真结果如表 7 所示, 其中, 边界条件修正系数 k_0 取为有限元结果与计算结果的比值。

表 3 不同圆周角下包带预紧力计算结果与有限元结果汇总

Tab.3 Calculation results and finite element results of belt preload at different circumferential angles

参数	θ						
	0 rad	0.127 rad	0.302 rad	0.477 rad	0.667 rad	0.709 rad	1.053 rad
计算包带预紧力 S_θ/kN	45.000	44.544	43.926	43.317	42.657	42.520	41.355
仿真包带预紧力 $\tilde{S}_{\theta 1}/kN$	45.000	44.371	42.340	41.881	41.269	40.655	40.057
预紧分布修正系数 k_θ	1.000	0.996	0.964	0.967	0.967	0.956	0.967

表 4 不同预紧载荷下包带预紧力计算结果与有限元结果汇总

Tab.4 Calculation results and finite element results of belt preload under different initial preload

参数	S_0							
	20 kN	22 kN	24 kN	26 kN	28 kN	30 kN	32 kN	34 kN
计算包带预紧力 $\tilde{S}_{\theta 1}/kN$	18.468	20.314	22.161	24.008	25.855	27.701	29.548	31.395
仿真包带预紧力 $\tilde{S}_{\theta 2}/kN$	18.447	20.293	22.139	23.985	25.833	27.680	29.528	31.377
预紧载荷修正系数 k_s	0.998 9	0.999 0	0.999 0	0.999 0	0.999 1	0.999 2	0.999 3	0.999 4

参数	S_0							
	36 kN	38 kN	40 kN	42 kN	44 kN	46 kN	48 kN	50 kN
计算包带预紧力 $\tilde{S}_{\theta 1}/kN$	33.242	35.088	36.935	38.782	40.629	42.475	44.322	46.169
仿真包带预紧力 $\tilde{S}_{\theta 2}/kN$	33.229	35.082	36.933	38.784	40.637	42.490	44.345	46.181
预紧载荷修正系数 k_s	0.999 6	0.999 8	0.999 9	1.000 1	1.000 2	1.000 4	1.000 5	1.000 3

表 5 包带装置力学参数

Tab.5 Mechanical parameters of clamp band joint

变量	数值	变量	数值
组合体弹性模量 E_1/MPa	68 000	夹块与连接框间的摩擦系数 μ'	0.08
组合体泊松比 ν_1	0.33	连接楔角角度 α/rad	0.262
组合体中径 R_1/mm	596.50	夹块等效梁截面尺寸 h_{jk}/mm	8.08
组合体轴向截面面积 A_1/mm^2	96 203	夹块作用力臂 l_{jk}/mm	7.00
包带弹性模量 E_b/MPa	107 800	下裙等效梁截面尺寸 h_{sq}/mm	4.00
包带中面半径 R/mm	621.40	下裙作用力臂 l_{sq}/mm	11.00
包带横截面面积 A_b/mm^2	126.00	适配器等效梁截面尺寸 h_{spq}/mm	4.00
包带与夹块间的摩擦系数 μ	0.08	适配器作用力臂 l_{spq}/mm	4.00
夹块间隙因子 λ	1.49	连接面长度 L/mm	31.5

表 6 不同预紧载荷下刚度临界载荷计算结果与有限元结果汇总

Tab.6 Calculation results and finite element results of critical load of stiffness under different preload

参数	S_0							
	20 kN	22 kN	24 kN	26 kN	28 kN	30 kN	32 kN	34 kN
计算临界载荷 F_a/kN	298.4	328.3	358.1	387.9	417.9	447.8	477.6	507.6
仿真临界载荷 \tilde{F}_a/kN	266.7	281.4	301.1	328.7	357.6	386.1	409.3	430.7
临界载荷修正系数 k_F	0.894	0.857	0.841	0.847	0.856	0.862	0.857	0.849

参数	S_0							
	36 kN	38 kN	40 kN	42 kN	44 kN	46 kN	48 kN	50 kN
计算临界载荷 F_a/kN	537.5	567.5	597.4	627.4	657.3	687.3	717.3	747.0
仿真临界载荷 \tilde{F}_a/kN	456.3	484.2	507.4	525.8	545.6	564.2	579.8	598.3
临界载荷修正系数 k_F	0.849	0.853	0.849	0.838	0.830	0.821	0.808	0.801

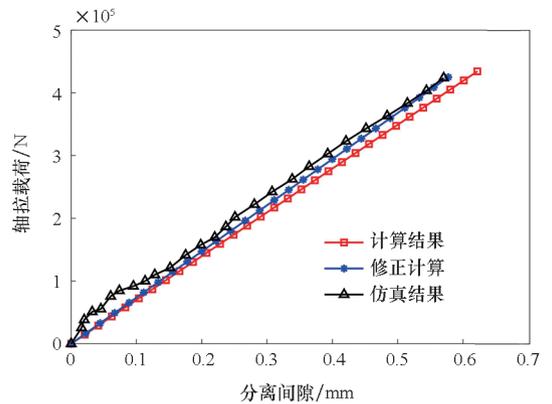
表 7 不同预紧载荷下连接刚度计算结果与有限元结果汇总

Tab.7 Calculation results and finite element results of connection stiffness under different preload

参数	S_0							
	20 kN	22 kN	24 kN	26 kN	28 kN	30 kN	32 kN	34 kN
计算连接刚度/($N \cdot mm^{-1}$)	5.956×10^5	5.964×10^5	6.066×10^5	6.157×10^5	6.487×10^5	6.700×10^5	6.769×10^5	6.783×10^5
仿真连接刚度/($N \cdot mm^{-1}$)	5.888×10^5	6.054×10^5	6.188×10^5	6.332×10^5	6.685×10^5	6.850×10^5	7.051×10^5	7.058×10^5
边界条件修正系数 k_0	0.989	1.015	1.020	1.028	1.031	1.022	1.042	1.041

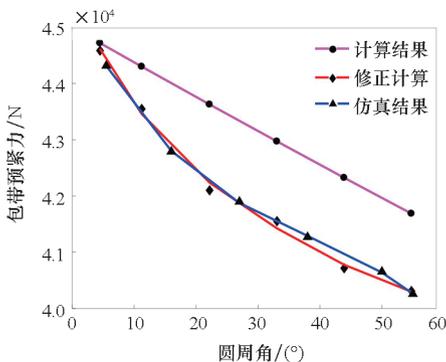
参数	S_0							
	36 kN	38 kN	40 kN	42 kN	44 kN	46 kN	48 kN	50 kN
计算连接刚度/($N \cdot mm^{-1}$)	6.832×10^5	6.837×10^5	6.883×10^5	6.987×10^5	6.987×10^5	6.988×10^5	7.043×10^5	7.118×10^5
仿真连接刚度/($N \cdot mm^{-1}$)	7.222×10^5	7.268×10^5	7.336×10^5	7.381×10^5	7.368×10^5	7.358×10^5	7.307×10^5	7.324×10^5
边界条件修正系数 k_0	1.057	1.063	1.066	1.056	1.055	1.053	1.037	1.029

针对当前 45 kN 的包带预紧载荷,根据式(19)计算轴向连接刚度为 $7.361 \times 10^5 N/mm$,其中各级对应修正系数的选取参照表 3 ~ 7。计算不同圆周角下包带预紧力及轴拉载荷下连接框对接面分离间隙,对比计算结果与有限元仿真结果分别如图 13 (a)、(b)所示。由图中曲线可以看出,修正结果与有限元分析结果吻合较好。因



(b) 框间分离间隙与轴拉载荷曲线

(b) Relation curve between frame separation clearance and axial tensile load



(a) 包带预紧力周向变化曲线

(a) Circumferential change curve of belt preload

包带与夹块间的接触非线性,其预紧力也随着圆周角的增大而非线性折减。采用解析计算得到的

图 13 计算结果与仿真结果的对比
Fig. 13 Comparison of calculation results with simulation results

临界载荷更大,轴向分离间隙略大,导致连接刚度略低于实际值。值得注意的是,连接刚度的解析计算仅能保证对应临界载荷时的计算精度,在未加载至临界载荷时,由于存在框间作用力 F_c ,包带预紧力变化量的计算值高于实际值,因而对应的轴拉载荷计算值偏高,解析刚度高于了实际结构。

3.2 轴拉载荷对包带预紧力的影响分析

基于精细化有限元模型分析预紧力随轴拉载荷的变化规律,提取轴拉加载过程中包带预紧力的变化曲线如图 14 所示。由图可知,随轴拉载荷增大,包带上预紧力先小幅度下降,然后趋于线性增长。此变化趋势符合解析式(9)~(10)的描述,拟合曲线的线性增长段变化率为 $k_{FEM} = 0.610$,计算解析式(10)中变化率为 $k_{theory} = 0.614$,两者几乎相同,进一步验证了上述理论解析的正确性。可总结分析如下:连接框因受拉的微小径向收缩导致了夹块与包带间压力减小,进而使包带上预紧力折减;当载荷超过刚度临界载荷,连接框接触面完全分离,框间正压力为零,此时框间轴向载荷仅通过夹块传递,在楔形面上静摩擦变化至滑动摩擦,夹块径向向外运动,且与包带间压力增大,导致了包带上预紧力的增大。

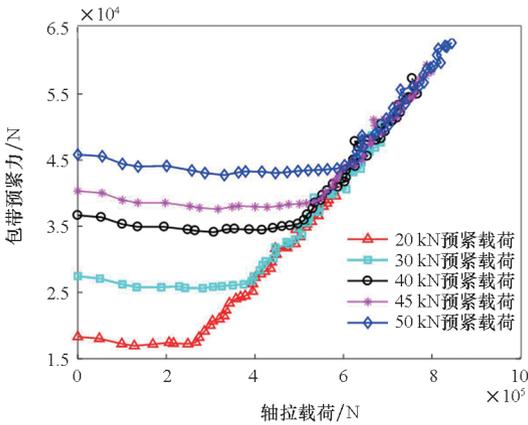


图 14 包带预紧力随轴拉载荷变化曲线

Fig. 14 Variation curve of belt preload with axial load

从图 14 中可见,逐步增大初始预紧力,包带预紧力的衰减段变长,线性增长逐步滞后。易知,增大初始预紧力,连接框间完全分离时对应的刚度临界载荷值增大,进一步导致装置的连接刚度提升。

3.3 预紧力对装置轴拉承载特性的影响

根据上述分析,在工程载荷范围内增大预紧力,将导致装置轴向连接刚度的增大。但预紧力的增大会导致结构强度裕度的降低,对于包带装

置的星箭分离同样有一定影响。提取装置仿真结果强度失效与刚度失效时的临界载荷值,绘制临界载荷及连接刚度随包带预紧力变化曲线,如图 15 所示。从图中可以看出,刚度临界载荷随预紧力趋于线性增长,强度临界载荷值表现为先增大后减小。说明了预紧力低于 44 kN 时,增大预紧力并不会损失强度裕度;当预紧力高于 44 kN 时,增大预紧力会造成结构强度承载性能下降,甚至出现强度失效先于连接刚度失效的现象。图 16 为强度失效时刻连接框及夹块的应力分布情况,可以看出在周向上包带预紧力最大的端头位置,连接框与夹块部分区域出现了应力集中,接触面的外缘边界应力水平较高,容易发生强度破坏,验证了式(5)~(11)对装置部件受力分析的结果。

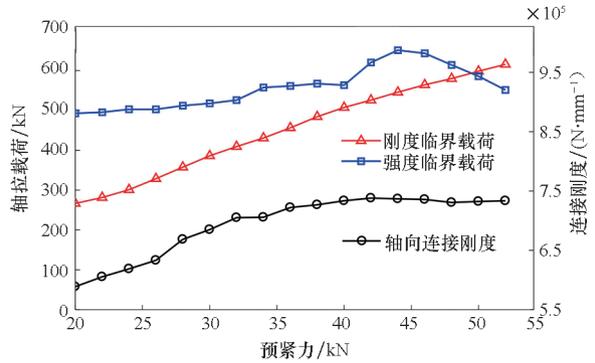


图 15 轴拉承载性能随预紧力变化曲线

Fig. 15 Variation curve of axial tensile bearing capacity with preload

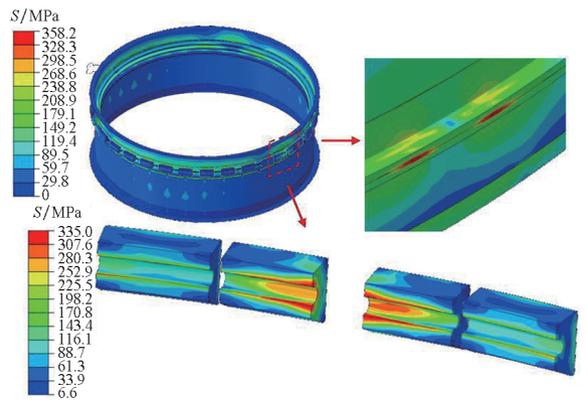


图 16 强度失效时刻结构应力云图

Fig. 16 Structural stress nephogram at time of strength failure

观察图 15 中轴向连接刚度的变化曲线可以看到,当预紧力线性增长时,连接刚度的增长表现出明显的非线性。针对当前装置,当预紧力增大超出 36 kN 后,继续增大预紧力,连接刚度基本不变。基于该结果,过度地提升预紧力不能显著地提高连接刚度,反而会降低结构强度裕度。因此,

针对该型包带装置,44 kN 的初始预紧力兼顾了结构连接刚度与强度特性,承载性能最佳,进一步验证工程应用的 45 kN 初始预紧力的合理性。

4 结论

本文针对包带式星箭连接装置,运用经典力学理论结合高精度有限元仿真分析,提出了一种考虑预紧力变化的轴向连接刚度计算方法,分析了工程载荷范围内装置的力学行为与承载特性。主要结论如下:

1)建立了装置轴向连接刚度的理论计算模型与精细化三维有限元模型,并通过刚度试验验证了有限元模型的正确性。采用分步刚度修正方法,得到考虑预紧力变化的装置连接刚度计算方法,具有更高的预测精度。

2)揭示了包带预紧力变化对连接组合体连接刚度的影响机理,并得到预紧力、失效临界载荷与连接组合体变形之间的关系。结果表明:在轴拉载荷作用下,连接组合体有微小的径向收缩,导致包带预紧力小幅下降;当连接刚度失效时,框间正压力消失,连接框间仅通过夹块传力,其间接触力逐步增加,导致包带预紧力同步增大。

3)增大包带初始预紧力可以提高装置的刚度失效临界载荷,进而一定程度上提升装置连接刚度,但并不一定会降低结构强度裕度,得到了对应该装置最佳承载性能的初始预紧力。

参考文献 (References)

[1] 秦朝焯,褚福磊,阎绍泽. 包带连接特性及星-箭-包带连接结构耦合动力学的研究进展[J]. 力学进展, 2012, 42(4): 437-444.
QIN Z Y, CHU F L, YAN S Z. Advances in study on joint behavior of clamp band and dynamics of spacecraft-launch vehicle-clamp band coupling system [J]. Advances in Mechanics, 2012, 42(4): 437-444. (in Chinese)

[2] DAVAR A, AZARAFZA R, MOUSAVI S S. Uncertainty analysis and reliability estimation of clamp band joints[J]. Materials Science and Technology, 2020, 36(13): 1487-1502.

[3] VELECKY R, LUKUVKA S, GHIRARDI F. Clamp having a clamp band and a pre-positioner: US10571056B2 [P/OL]. 2018-06-07 [2020-02-25]. <https://www.freepatentsonline.com/20180156368.pdf>.

[4] 袁家军. 卫星结构设计与分析[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2004.
YUAN J J. Design and analysis of satellite structure[M]. Beijing: China Aerospace Press, 2004. (in Chinese)

[5] DEK C, OVERKAMP J L, TOETER A, et al. A recovery system for the key components of the first stage of a heavy launch vehicle [J]. Aerospace Science and Technology,

2020, 100: 105778.

[6] 何巍,刘伟,龙乐豪. 重型运载火箭及其应用探讨[J]. 导弹与航天运载技术, 2011(1): 1-5.
HE W, LIU W, LONG L H. Heavy launch vehicle and its application[J]. Missiles and Space Vehicles, 2011(1): 1-5. (in Chinese)

[7] 唐乾刚,孙世贤. 包带式星箭紧锁预紧力分析[J]. 国防科技大学学报, 1996, 18(2): 20-25.
TANG Q G, SUN S X. An analysis of preforce in the locking device of the satellite and launching vehicle with wrapband[J]. Journal of National University of Defense Technology, 1996, 18(2): 20-25. (in Chinese)

[8] 秦朝焯,褚福磊,阎绍泽. 包带式星箭连接结构轴向刚度研究[J]. 宇航学报, 2009, 30(5): 2080-2085.
QIN Z Y, CHU F L, YAN S Z. Axial stiffness analysis of clamp band system [J]. Journal of Astronautics, 2009, 30(5): 2080-2085. (in Chinese)

[9] 康士朋,楼云锋,王添翼,等. 包带装置轴向连接刚度计算与分析[J]. 振动与冲击, 2021, 40(19): 172-179.
KANG S P, LOU Y F, WANG T Y, et al. Calculation and analysis of axial connection stiffness of clamp band device[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(19): 172-179. (in Chinese)

[10] ROBERT D, ERNST M. Nonlinear finite element evaluation of marman clamp structural capability [C]// Proceedings of 35th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 1994.

[11] ROME J I, GOYAL V K, MARTINO N E. Techniques for finite element analysis of clamp band system [C]// Proceedings of 50th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 2009.

[12] BARRANS S M, MULLER M. Finite element prediction of the ultimate axial load capacity of V-section band clamps[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2009, 181: 012072.

[13] MULLER M, BARRANS S. Ultimate axial load capacity of V-band clamp joints [C]//Proceedings of Computing and Engineering Annual Researchers' Conference, 2009: 14-18.

[14] QIN Z Y, YAN S Z, CHU F L. Finite element analysis of the clamp band joint [J]. Applied Mathematical Modelling, 2012, 36(1): 463-477.

[15] QIN Z Y, YAN S Z, CHU F L. Analytical modeling of clamp band joint under external bending moment [J]. Aerospace Science and Technology, 2013, 25(1): 45-55.

[16] QIN Z Y, CUI D L, YAN S Z, et al. Application of 2D finite element model for nonlinear dynamic analysis of clamp band joint[J]. Journal of Vibration and Control, 2015, 23(9): 1480-1494.

[17] 郭欣,朱仕尧,刘观日,等. 刚性包带式星箭连接装置非线性静力学分析与结构优化[J]. 西北工业大学学报, 2020, 38(5): 1122-1128.
GUO X, ZHU S Y, LIU G R, et al. Nonlinear static analysis and structural optimization of rigid clamp band connection device between launch vehicle and satellite[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2020, 38(5): 1122-1128. (in Chinese)

[18] 郭欣,朱仕尧,刘观日,等. 刚性包带式星箭连接装置解锁分离过程动力学分析[J]. 振动与冲击, 2021, 40(8): 150-156.

- GUO X, ZHU S Y, LIU G R, et al. Separation dynamic analysis of a rigid-clamp-band-type satellite-rocket connection device[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(8): 150 - 156. (in Chinese)
- [19] 张文明, 李委托. 包带式火箭解锁装置预紧力影响因素分析[J]. *航天器工程*, 2013, 22(2): 50 - 54.
ZHANG W M, LI W T. Research on influencing factor on V-clamp band preload [J]. *Spacecraft Engineering*, 2013, 22(2): 50 - 54. (in Chinese)
- [20] GD-2214. Marman clamp system design guidelines [S]. Maryland; NASA Goddard Space Flight Centre, 2000.
- [21] 余国琮, 吴修慈, 吴文林. 化工容器及设备[M]. 天津: 天津大学出版社, 1988.
YU G C, WU X C, WU W L. *Chemical containers and equipment*[M]. Tianjin; Tianjin University Press, 1988. (in Chinese)
- [22] 康士朋, 唐杰, 宋林郁, 等. 温度变化对包带装置预紧力影响分析与验证[J]. *宇航学报*, 2016, 37(9): 1122 - 1128.
KANG S P, TANG J, SONG L Y, et al. Analysis and verification of the effect of temperature variation on the preload of clamp band device [J]. *Journal of Astronautics*, 2016, 37(9): 1122 - 1128. (in Chinese)
- [23] Dassault Systèmes. Abaqus analysis user's guide [EB/OL]. (2016 - 12 - 06) [2022 - 08 - 15]. <https://ceae-server.colorado.edu/v2016/books/usb/default.htm>.
- [24] EGAN B, MCCARTHY M A, FRIZZELL R M, et al. Modelling bearing failure in countersunk composite joints under quasi-static loading using 3D explicit finite element analysis[J]. *Composite Structures*, 2014, 108: 963 - 977.
- [25] WANG Z X, LEI Y J, WU Z P, et al. Lightweight design of cylindrical stiffened shells in launch vehicles by a dual-elite population sequential approximation optimization approach[J]. *Engineering Optimization*, 2020, 53(6): 984 - 1004.
- [26] JABBARI M, MOSLEMI H. Adaptive mesh refinement in polygonal finite elements using clustering technique [J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2022, 212: 103841.
- [27] ULLAH R, LIAN J H, WU J J, et al. Effect of finite element mesh size and time-increment on predicting part-scale temperature for powder bed fusion process [J]. *Key Engineering Materials*, 2022, 926: 341 - 348.