

# 铁路货车典型拉铆连接结构可靠性分析

俞仕杰<sup>1</sup>, 付茂海<sup>1</sup>, 安琪<sup>2</sup>, 刘映安<sup>3</sup>

<sup>1</sup>西南交通大学机械工程学院, 四川 成都

<sup>2</sup>大连交通大学机车车辆工程学院, 辽宁 大连

<sup>3</sup>中车眉山车辆有限公司, 四川 眉山

收稿日期: 2023年2月6日; 录用日期: 2023年3月30日; 发布日期: 2023年4月7日

## 摘要

拉铆钉又被称为哈克拉铆钉, 因为其紧固所产生的高紧固力、永不松动及高抗剪切力等优势性能, 拉铆钉紧固件也经常被用来取代焊接。在铁路货车的领域, 拉铆钉的使用也越来越频繁, 但是目前拉铆钉的使用基本只是替代原本螺栓, 其数量和排布方式均参考原本结构, 没有理论支撑。本文通过对铁路货车典型拉铆连接结构有限元分析, 寻找出铆钉群中受力最严峻的一颗铆钉, 然后通过DVS-EFB 3435-2对其进行可靠性评估。研究表明: 牵引梁前后从板座铆钉可靠性满足标准要求。

## 关键词

拉铆钉, 有限元法, 铁路货车, 可靠性

# Reliability Analysis of Typical Lockbolt Connection Structure for Railway Wagons

Shijie Yu<sup>1</sup>, Maohai Fu<sup>1</sup>, Qi An<sup>2</sup>, Yingan Liu<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan

<sup>2</sup>Department of Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning

<sup>3</sup>CRRC Meishan Co., Ltd., Meishan Sichuan

Received: Feb. 6<sup>th</sup>, 2023; accepted: Mar. 30<sup>th</sup>, 2023; published: Apr. 7<sup>th</sup>, 2023

## Abstract

Rivet is also known as Huck-bolt. Because of its fastening produced by high fastening force, never loose and high shear force and other advantages, rivet fasteners are often used to replace welding. In the field of railway wagons, the use of lockbolt is more frequent. However, the use of lockbolt

basically only replaces the use of the original bolt, and its quantity and arrangement mode refer to the original bolt, without the oretical support. In this paper, through the finite element analysis of the typical lockbolt structure of railway wagons, the lockbolt with the largest force in the lockbolt group is found; then its reliability is evaluated through DVS-EFB 3435-2. The research shows that the reliability of the front and rear draft lug lockbolts meets the standard requirements.

## Keywords

Lockbolt, Finite Element Method, Railway Wagons, Reliability

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

随着铁路跨越式大发展步伐的加快,重载、高速逐渐成为当今乃至以后一段时间内铁路发展的目标,铁路货车运用频次显著增加,对其运用安全性是严峻的考验,从而对铁路配件连接的可靠性、安全性提出了更高的要求。拉铆钉又被称为虎克螺栓,最早是为航空航天工业开发,因为其独特的环槽结构、高夹紧力和抗剪力、高耐腐蚀性和连接过程环保等优点被铁道部引进并应用于铁路货车领域[1]。本文以 C70E 型通用敞车为研究对象,研究铁路货车典型拉铆连接结构的可靠性。

C70E 型通用敞车车体前后从板座与牵引梁腹板之间采用了型号为 LMY-T22 的拉铆钉连接,局部结构如图 1 所示。

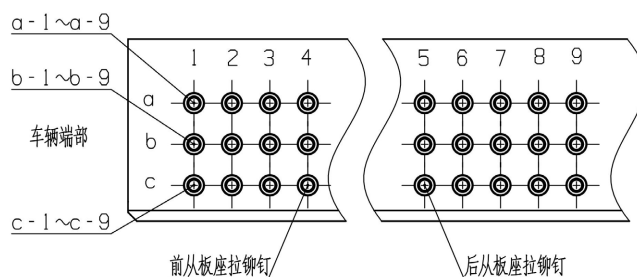


Figure 1. Typical riveting connection structure of C70E

图 1. C70E 型通用敞车典型拉铆连接结构

拉铆连接结构可靠性分析普遍采用有限元方法进行,铆钉局部有限元建模的难点在于提出一种可以在保证计算效率的同时,最大程度模拟铆钉与夹紧件之间接触关系的有限元模型。本文旨在通过有限元法对 C70E 型通用敞车典型拉铆连接结构进行有限元仿真,得到铆钉群的受力分布,找出局部铆钉群中受力最大的铆钉,并通过 DVS-EFB 3435-2 技术公报对其进行可靠性评估。

## 2. 拉铆连接结构有限元建模方法

### 2.1. 探究模型介绍

为了对拉铆连接结构有限元建模方法进行探究,本文以两块尺寸均为 365 mm × 110 mm 的铆接板作

为研究对象，铆接板上开了两个相同孔径的圆孔用于铆接，其铆接区域厚度为 10 mm。两块铆接板分别用两颗型号 LMY-T16 的拉铆钉连接。其连接结构如下图 2 所示。

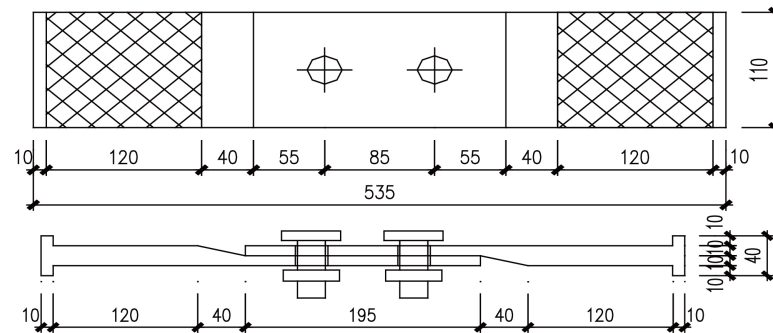


Figure 2. Research model of rivet connection  
图 2. 拉铆连接探究模型

## 2.2. 实体单元模型

铆接结构相对于传统的焊接结构在其受力及力的传递上都较为复杂，为了更加准确的获取铆钉于其周边区域的真实受力情况，现需要对其结构进行有限元建模。为了保证有限元仿真结果的可靠性，本文采用 Solid185 实体单元离散拉铆钉，基于铆接后拉铆钉是铆死，套环是不能拆卸的，如果想将零件拆分，必须将拉铆钉破坏的特征，考虑将铆钉的套环与铆钉杆之间在有限元建模时就将其作为一体。此模型将作为后续铆接结构有限元简化方法的评判基准。

为了模拟铆钉与连接件之间的接触关系，在铆钉与夹紧件之间建立弹性体接触，同理两块夹紧件之间也进行同样的处理，这样可以最大程度的模拟铆接结构的真实连接关系，并在铆钉杆连接段中部建立预紧力单元并施加预紧力。其中接触单元可以在一定程度上模拟铆接结构之间的摩擦效应，而预紧力单元则可以模拟铆钉在冲压完成后对夹紧件的挤压效应。拉铆连接实体单元模型如下图 3 所示。

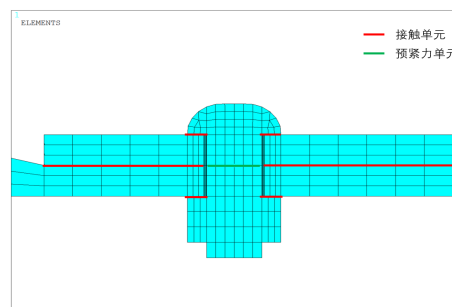


Figure 3. Solid element finite element model  
图 3. 实体单元有限元模型

## 2.3. 简化梁单元模型

温朋哲提出采用壳单元离散铆接板，MPC184 刚性梁单元模拟铆钉杆，在此基础上分别采用三种建模方法模拟铆钉杆与铆接板之间的连接关系，并通过对比分析得出采用壳单元模拟连接关系的方法最合适[2]。陈海欢通过基于 MSC.NASTRAN 有限元分析软件，用四种简化模型计算分析单搭接多排铆钉连接结构的钉载分配，并对其进行对比研究，结果表明：采用 CBAR/RBAR/CBUSH 组合单元模拟紧固件

可准确计算钉载[3]。

铆钉杆的模拟方式有多种，常见的有弹簧单元模拟方式、普通梁单元模拟方式以及刚性梁单元模拟方式。在针对大型铆接结构的整体应力分布进行评估的情况下，推荐使用刚性单元对铆钉杆进行模拟。铆钉与夹紧件之间接触关系使用 BEAM188 梁单元模拟，BEAM188 单元是线性的每个单元有两个节点，每个节点上有 6 或 7 个自由度，包括 3 个平动自由度和 3 个转动自由度，该单元非常适合线性、大旋转大应变的非线性计算。梁单元简化模型由 MPC 刚性梁单元模拟铆钉杆，并由单元的两端节点发散一把单元类型为 BEAM188 的梁单元至铆钉与被铆接件的接触面节点来模拟接触关系。简化模型如下图 4 所示。

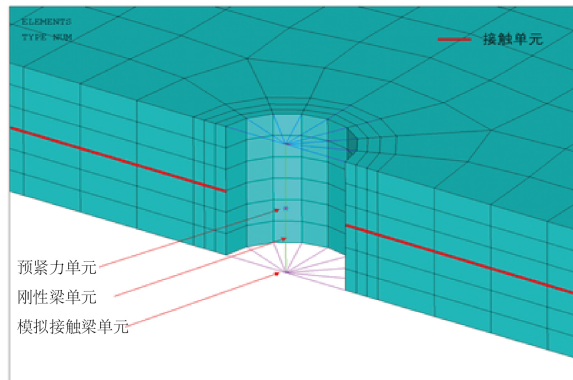


Figure 4. Simplified finite element model of beam element  
图 4. 梁单元简化有限元模型

### 3. 前后从板座铆接结构受力情况分析

#### 3.1. 前后从板座拉铆连接结构建模

为了解 C<sub>70E</sub> 车体牵引梁前后从板座拉铆连接结构可靠性和安全性，并且找出局部铆钉群中受力最大的铆钉，现取上心盘至端梁处的一段牵引梁及其拉铆连接结构(前后从板座)作为分析对象，模型前处理在 Altair HyperWorks 2019 平台进行，计算和后处理均基于有限元分析软件 ANSYS 进行。牵引梁与前后从板座均采用 8 节点实体单元 Solid185 进行离散，铆钉采用上述简化建模方法建立，结构有限元模型如图 5 所示。

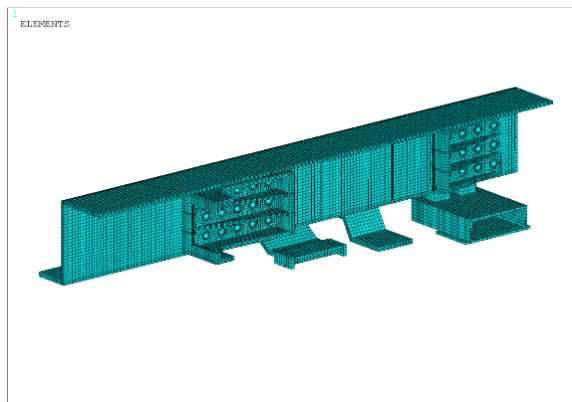


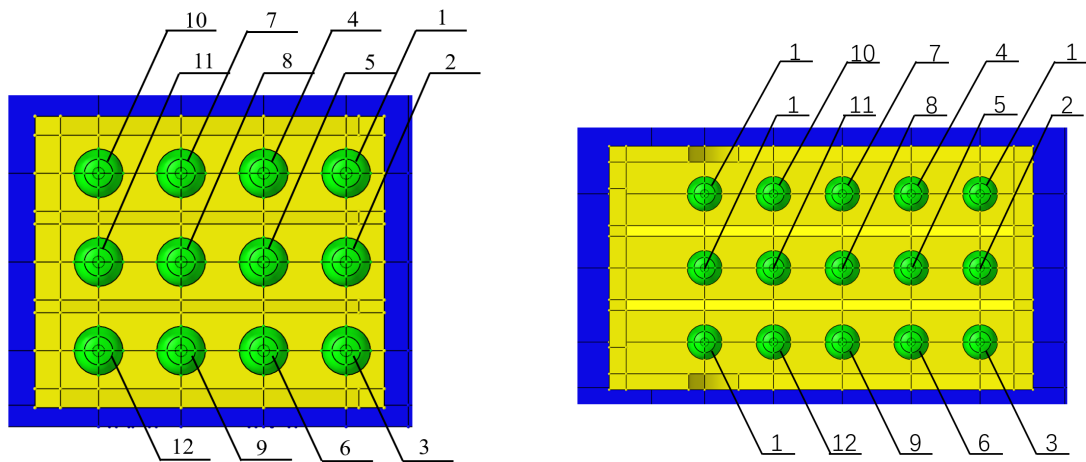
Figure 5. Finite element model of rivet joint structure  
图 5. 拉铆连接结构有限元模型

前后从板座拉铆连接结构主要由三种材料组成, 牵引梁制造材料为 Q450NQR1, 前后从板座制造材料为 C 级钢, T22 拉铆钉制造材料为 45 Mn2。结构各部分制造材料及其力学性能如下表 1 所示。

**Table 1.** Structural manufacturing materials and mechanical properties  
**表 1.** 结构制造材料及其力学性能

项目	牵引梁	从板座	拉铆钉
材料	Q450NQR1	C 级钢	45 Mn2
密度/(kg/m <sup>3</sup> )	7850	7850	6230
弹性模量/MPa	206000	206000	206000
泊松比	0.3	0.3	0.3
屈服强度	450	415	735
抗拉强度	550	620	885

寻找铆钉群中最大受力铆钉的主要思路为: 使用梁单元模拟铆钉的模型, 在前后从板座的工作面上以均布载荷的形式施加拉伸或者压缩纵向载荷, 并且通过 ANSYS 后处理提取铆钉各个工况下的受力情况, 节点的支反力由  $F_x$ 、 $F_y$  和  $F_z$  三部分组成, 其中由  $x$  方向和  $z$  方向的力共同反应了铆钉所受到的剪切力, 而  $y$  方向的支反力在一定程度上反应了铆钉的预紧力。并且通过铆钉杆的节点编号对铆钉位置进行定位, 前后从板座的铆钉编号图如图 6 所示。



**Figure 6.** Rivet position number  
**图 6.** 铆钉位置编号

### 3.2. 载荷工况

根据 TB/T 3550.2-2019《机车铁道车辆强度设计及实验鉴定规范车体第 2 部分: 货车车体》6.2.4 条规定, 取第一工况纵向拉伸载荷为 1780 kN、纵向压缩载荷为 1920 kN; 第二工况纵向压缩载荷为 2500 kN。根据铆钉生产商所提供的数据, 用于前后从板座与牵引梁腹板之间连接的 T22 铆钉安装预紧力为 175 kN。前后从板座结构强度分析计算工况表如表 2 所示。

**Table 2.** Load condition**表 2.** 载荷工况

	载荷	牵引梁	从板座	拉铆钉
P1	第一工况纵向载荷	拉伸, 1780 kN	175 kN	TB/T 3550.2-2019
P2	第一工况纵向载荷	压缩, 1920 kN	175 kN	TB/T 3550.2-2019
P3	第二工况纵向载荷	压缩, 2500 kN	175 kN	TB/T 3550.2-2019

### 3.3. 前后从板座拉铆钉受力情况

根据计算结果得知, 在 P1 工况下, 前从板座受到 1780kN 纵向拉伸力的作用, 前从板 3 号铆钉受到最大横向力, 大小为 25565.92 N, 同理在 P2 和 P3 工况下, 后从板座分别受到 1950 kN 和 2500 kN 纵向压缩力的作用, 同样为 3 号铆钉受到最大横向力 34503.97 N。P1 及 P3 工况下受力最大的六颗铆钉受力情况如下表 3 和表 4 所示。

**Table 3.** Force of rivets under P1 working condition**表 3.** P1 工况下铆钉受力情况

铆钉位置	Fx/N	Fy/N	Fz/N	最大横向力/N
1	24206	175000.00	325.88	24208.19
2	23780	175000.00	544.18	23786.23
3	25543	175000.00	1082.30	25565.92
10	20552	175000.00	1060.7	20579.35
11	21466	175000.00	531.54	21472.58
12	23200	-175000.00	338.87	23202.47

**Table 4.** Force of rivets under P3 working condition**表 4.** P3 工况下铆钉受力情况

节点编号	Fx/N	Fy/N	Fz/N	最大横向力/N
1	32875	175000.00	1152.10	32895.18
2	34120	175000.00	190.04	34120.53
3	34501	175000.00	452.39	34503.97
13	34346	175000.00	160.68	34346.38
14	33309	175000.00	400.03	33311.40
15	34392	175000.00	957.29	34405.32

## 4. 拉铆连接可靠性校核

### 4.1. 剪切连接铆钉失效模式

前后从板座与牵引梁腹板之间的铆钉连接可以将其认为是剪切连接铆钉, 根据德国 VDI2230《高强度螺栓连接的系统计算单个圆柱螺栓连接》规定, 剪切连接的承载能力在静载荷下受到三种可能的失效模式的限制[4] [5]:

失效模式 1: 当剪切连接受到较大的剪切力时, 钉杆被剪断导致连接失效, 即此时已超出了拉铆钉的剪切承载能力。

失效模式 2: 当被连接件的厚度较小, 且剪切连接受到较大的剪切力时, 连接孔壁压力过大, 导致孔变形而发生失效。

失效模式 3: 由于连接孔的存在, 被连接件的应力截面被削弱。当剪切连接的孔距和边距太小时, 其应力截面处会产生较大的应力, 导致被连接件损坏而发生失效。

#### 4.2. 基于 DVS-EFB 3435-2 剪切铆钉校核

根据 DVS-EFB 3435-2 的计算步骤对后从板座最大受力铆钉进行可靠性评估, 防滑安全系数( $S_G$ )、超过屈服点的安全系数( $S_F$ )、表面压力安全系数( $S_p$ )和疲劳断裂安全系数( $S_D$ )应遵照 DVS-EFB 3435-2 指定执行。由上表得知后从板座 3 号位置铆钉受到最大横向力, 故对该铆钉进行校核。

确定传递所需要最小夹紧力  $F_{KQ}$  和直径确认。对于 T22 型号 10.9 级拉铆钉已知参数如表 5 所示。

Table 5. Calculation parameter

表 5. 计算参数

项目	符号	数值
最大横向力	$F_{Q_{\max}}$	34503.97 N
防滑安全系数	$S_G$	1.0
传递力的结合面数量	$q_F$	1
结合面摩擦系数	$\mu_{T_{\min}}$	0.3
载荷系数	$\Phi$	0.2
最大轴向力	$F_{A_{\max}}$	0N
预紧力损失	$F_Z$	0N
相对于屈服点的利用程度	$\nu$	0.76
拉铆钉屈服点	$R_{p0.2}$	900 MPa

根据 DVS-EFB 3435-2 的计算步骤对后从板座最大受力铆钉进行可靠性评估, 防滑安全系数( $S_G$ )、超过屈服点的安全系数( $S_F$ )、表面压力安全系数( $S_p$ )和疲劳断裂安全系数( $S_D$ )应遵照 DVS-EFB 3435-2 指定执行。由上表得知后从板座 3 号位置铆钉受到最大横向力, 故对该铆钉进行校核。

最小夹紧力  $F_{K_{\text{erf}}}$ :

$$F_{K_{\text{erf}}} = F_{KQ} = \frac{F_{Q_{\max}} \cdot S_G}{q_F \cdot \mu_{T_{\min}}} = \frac{34503.97 \times 1.0}{1 \times 0.3} = 115013.23 \text{ N}$$

最小可预紧横截面积  $A_{s, \text{erf}}$ :

$$A_{s, \text{erf}} = \alpha_A \cdot \frac{F_{K_{\text{erf}}} + (1 - \Phi) \cdot F_{A_{\max}} + F_Z}{\nu \cdot R_{p0.2}} = \frac{115013.23 + (1 - 0.2)}{0.76 \times 900} = 176.56 \text{ mm}^2$$

已知 T22 拉铆钉应力截面积为 309.46 mm<sup>2</sup>, 校核满足要求。

确认拉铆钉及夹紧件回弹量( $\delta_p$ 、 $\delta_{SRB}$ )并确定载荷系数  $\Phi_n$ 。计算所需要参数如下表 6 所示。



**Table 6.** Calculation parameter  
**表 6.** 计算参数

项目	符号	数值
拉铆钉材料弹性模量	$E_S$	206000 N/mm <sup>2</sup>
夹紧件材料弹性模量	$E_P$	206000 N/mm <sup>2</sup>
铆钉头变形替代伸长量	$l_{SK}$	5.5 mm
铆钉杆变形替代量	$l_{Sch}$	28 mm
自由加载槽变形替代伸长量	$l_{Ril}$	0 mm
成型槽变形替代伸长量	$l_R$	11 mm
套环变形替代伸长量	$l_S$	8.8 mm
夹紧长度	$l_k$	28 mm
头部承载直径	$d_w$	38.5 mm
结合面基本固体的替代外径	$D_A$	65 mm
公称截面积	$A_N$	380.13 mm <sup>2</sup>
小径截面积	$A_{d_3}$	309.46 mm <sup>2</sup>

由以上计算参数可得铆钉头回弹量  $\delta_{SK}$  值为  $7.02 \times 10^{-8}$  mm/N, 铆钉杆回弹量  $\delta_{Sch}$  值为  $3.58 \times 10^{-7}$  mm/N, 自由加载槽回弹  $\delta_{Ril}$  值为 0 mm/N, 成型槽回弹量  $\delta_R$  值为  $1.73 \times 10^{-7}$  mm/N, 套环回弹量  $\delta_S$  值为  $1.12 \times 10^{-7}$  mm/N。

拉铆钉总回弹  $\delta_{SRB}$  :

$$\delta_{SRB} = \delta_{SK} + \delta_{Sch} + \delta_{Ril} + \delta_R + \delta_S = 7.13 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$$

由上述计算参数可得替代变形锥角正切值  $\tan\varphi$  为 0.41, 变形锥极限直径  $D_{A,G_r}$  :

$$D_{A,G_r} = d_w + l_k \cdot \tan\varphi = 38.5 + 28 \times 0.41 = 49.97 \text{ mm}$$

由上述结果可知  $D_A \geq D_{A,G_r}$ , 夹紧件的回弹量  $\delta_P$  :

$$\delta_P = \frac{2 \cdot \ln \left[ \frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + l_k \cdot \tan\varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + l_k \cdot \tan\varphi + d_h)} \right]}{E_P \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan\varphi} = 1.30 \times 10^{-7} \text{ mm/N}$$

载荷系数  $\Phi_n$  :

$$\Phi_n = \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_{SRB}} = \frac{1.30 \times 10^{-7}}{1.30 \times 10^{-7} + 7.12 \times 10^{-7}} = 0.1545$$

对剪切连接三种失效形式校核所需参数如下表 7 所示。

**Table 7.** Calculation parameter  
**表 7.** 计算参数

项目	符号	数值
平均粗糙度	$R_z$	28 $\mu\text{m}$
应力截面积	$A_{s,vorh}$	309.46 mm <sup>2</sup>



Continued

滑动安全系数	$S_G$	1.0
拉铆钉材料抗拉强度极限	$R_m$	1000 MPa
剪切强度比	$\tau_B/R_m$	0.55
剪切截面面积	$A_\tau$	309.46 mm <sup>2</sup>
最小单板面积	$h$	12 mm
夹紧件材料屈服极限	$R_{p0.2P}$	900 MPa
拧紧系数[6]	$\alpha_A$	1.05

根据接合面平均粗糙度可得压陷量指导值  $f_Z$  为 11.5  $\mu\text{m}$ ，由嵌入导致的预紧力损失  $F_Z$ ：

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_p + \delta_{SRB}} = \frac{11.5}{1.30 \times 10^{-7} + 7.13 \times 10^{-7}} = 13642.6 \text{ N}$$

允许的装配预紧力  $F_{M_{zul}}$ ：

$$F_{M_{zul}} = A_{s,vorh} \cdot v \cdot R_{p0.2} = 309.46 \times 0.76 \times 900 = 211766.40 \text{ N}$$

最小剩余夹紧力  $F_{KR_{min}}$ ：

$$F_{KR_{min}} = \frac{F_{M_{zul}}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_n) \cdot F_{A_{max}} - F_Z = \frac{211766.40}{1.05} - 13642.6 = 188039.69 \text{ N}$$

$$S_G = \frac{F_{KR_{min}}}{F_{KQ_{eff}}} = \frac{188039.69}{115013.23} = 1.635 > 1.0$$

计算结果表明优化模型最小残余预紧力  $F_{KR_{min}}$  大于需要的夹紧力  $F_{KQ_{eff}}$ ，故失效模式 1 校核满足要求。

允许剪切载荷  $F_{Q_{zulS}}$ ：

$$F_{Q_{zulS}} = \tau_B \cdot A_\tau = \left( \frac{\tau_B}{R_m} \right) \cdot R_m \cdot A_\tau = 0.55 \times 1000 \times 309.46 = 170197.50 \text{ N}$$

$$S_A = \frac{F_{Q_{zulS}}}{F_{Q_{max}}} = \frac{170197.50}{34503.97} = 4.93 > 1.25$$

剪切安全系数  $S_A$  等于 4.93 大于标准规定 1.25，故失效模式 2 校核满足要求。

允许承载压力  $F_{Q_{zulL}}$ ：

$$F_{Q_{zulL}} = h \cdot d_\tau \cdot R_{p0.2P} = 12 \times 19.85 \times 900 = 214380 \text{ N}$$

$$S_L = \frac{F_{Q_{zulL}}}{F_{Q_{max}}} = \frac{214380}{34503.97} = 6.21 > 1.0$$

剪切安全系数  $S_L$  等于 6.21 大于标准规定 1.0，故失效模式 3 校核满足要求。

## 5. 结论

本文以 C<sub>70E</sub> 型通用敞车车体作为研究对象，对其典型拉铆连接结构进行有限元建模，在有限元法的基础上找出铆钉群中受力最大的铆钉，并通过 DVS-EFB 3435-2 对其进行可靠性评估，计算结果表明前后从板座受力最大铆钉满足标准要求，且安全系数较大，拥有优化空间。

## 参考文献

- [1] 崔兆永. 铁路货车专用拉铆钉制造工艺与质量控制系统研究[D]: [硕士学位论文]. 济南: 山东大学, 2009.
- [2] 温朋哲, 米彩盈, 李祥涛. 钢铝混合车体铆接结构有限元建模方法研究[J]. 机车电传动, 2018(6): 106-110.
- [3] 陈海欢, 刘汉旭. 飞机结构有限元模型板元与体元连接建模方法研究[J]. 江苏科技信息, 2015(13): 52-54.
- [4] VDI 2230-Part 1: 2015-11 (2015) Systematic Calculation of Highly Stressed Bolted Joints—Joints with One Cylindrical Bolt. Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- [5] (2017) Technical Bulletin DVS-EFB 3435-2, Düssel-Dorf, DVS Media GmbH.
- [6] Glienke, R. (2013) Beitrag zur Bemessung von Verbindungen mit Schliesringbolzen im Stahl- und Maschinenbau [Contribution to the Design of Connections with Lockbolts in Steelwork and Mechanical Engineering]. Dissertation, Faculty of Mechanical Engineering and Marine Technology, University of Rostock, Rostock.