

安全驾驶室翻车保护结构的有限元分析

江 建, 张文明

(北京科技大学土木与环境工程学院, 北京 100083)

摘 要: 车辆驾驶室在翻车时受到巨大的冲击载荷, 其翻车保护结构应具有足够的侧向刚度来阻止其变形, 同时又要能够吸收一定的能量。以某矿用自卸车翻车保护结构为例, 采用弹塑性理论和有限元非线性分析方法, 建立了翻车保护结构的非线性有限元模型, 对模型进行侧向、竖向和纵向载荷的逐次加载分析, 结果表明: 翻车保护结构上横梁的端点已进入塑性变形状态, 能量吸收达到国际标准规定的要求, 翻车保护结构的构件未侵入变形限制量 (DLV)。

关键词: 驾驶室; 翻车保护结构; 加载试验; 非线性

中图分类号: U463.81

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2008)-2-0127-04

江 建, 张文明. 安全驾驶室翻车保护结构的有限元分析[J]. 农业工程学报, 2008, 24(2): 127-130.

Jiang Jian, Zhang Wenming. Simulation and analysis of roll-over protective structure of safety cabs [J]. Transactions of the CSAE, 2008,24(2): 127-130.(in Chinese with English abstract)

0 引 言

当发生翻车事故时车辆驾驶室受到巨大的冲击载荷, 结构产生很大的变化^[1, 2], 从而引起驾驶室的大变形, 对驾驶员的生命安全有极大的威胁。因此, 驾驶室结构能否保证驾驶员的安全是工程车辆驾驶室设计的关键。翻车保护装置(Roll-Over Protective Structure, ROPS)^[3]就是安装在工程车辆驾驶室上的一套被动保护装置, 其性能指标的好坏直接关系到事故发生后驾驶员的生命安全^[4, 5]。

过去普遍采用的 ROPS 设计方法多为传统的经验设计, 往往需要多次设计-试验-修改-再试验的循环过程才能达到规定的要求, 造成大量的人力和物力的浪费, 而且周期很长^[6-8]。工程车辆的 ROPS 有两种: 一种是安装在驾驶室外, 通过螺栓与车架连接; 另一种是 ROPS 与驾驶室做成一体, 也称为安全驾驶室。针对第一种国内外都开展过研究, 主要以组成的构件或 ROPS 本身作为研究对象^[9-12]; 针对第二种的研究还很少, 但其在国内的应用却越来越多。为此本文以某矿用自卸车的安全驾驶室 ROPS 结构为研究对象, 建立有限元模型, 并进行非线性有限元分析, 以获取各种工况下的变形情况, 并研究其变形特点是否符合文献[3]的要求。

1 ROPS 的非线性有限元基本方程

ROPS 的变形过程要经历弹性变形、弹塑性变形和塑性机构变形 3 个阶段。由于材料屈服以后, 其应力应变

关系进入非线性, 从而描述应力应变关系的弹性矩阵 $[D]$ 不再是常量矩阵^[13-15], 而是应力的函数, 以上标 ep 表示进入塑性状态后的非线性应力-应变关系, 即:

$$\{\sigma\} = [D]^{ep} \{\epsilon\} \quad (1)$$

按弹性有限元给出的虚功原理建立单元弹塑性刚度矩阵 $[K_e]^{ep}$:

$$[K_e]^{ep} = \int_v [B]^T [D]^{ep} [B] dv \quad (2)$$

ROPS 在承受的载荷达到某一值时, 在可能形成塑性铰的位置附近进入塑性状态, 此时弹性单元和塑性单元同时并存, 因此将弹塑性矩阵作如下分解:

$$[D]^{ep} = [D]^e - [D]^p \quad (3)$$

式中 $[D]^p$ ——塑性矩阵, (2) 式可以改写为:

$$\begin{aligned} [K_e]^{ep} &= \int_v [B]^T ([D]^e - [D]^p) [B] dv \\ &= [K_e]^e - [K_e]^p \end{aligned} \quad (4)$$

式中 $[K_e]^p = \int [B]^T [D]^p [B] dv$, 为单元的塑性刚度矩阵, 代表当单元进入塑性状态后其承载能力比弹性状态下下降的水平。它代表了材料的非线性部分, 是 ROPS 非线性分析所要考虑的关键问题。

考虑了材料的非线性后, ROPS 结构的总刚度矩阵公式为:

$$[K]^{ep} = \sum_{i=1}^n ([K_e]^e - [K_e]^p) = [K]^e - \sum_{j=1}^k [K_e]^p \quad (5)$$

式中 n ——单元总数; k ——塑性单元数

2 ROPS 有限元模型的建立

2.1 ROPS 介绍

收稿日期: 2007-05-23 修订日期: 2007-09-04

作者简介: 江 建 (1977—), 男, 安徽黄山人, 博士生, 主要从事矿用自卸车被动安全 CAE 分析与研究。北京 北京科技大学土木与环境工程学院, 100083。Email: jiangjian3333@163.com

根据最新国际标准 ISO3471:1994《铲土运输机械翻车保护装置实验室试验性能要求》，ROPS 是驾驶室的安全框架结构，由两根或多根竖直的立柱和顶部的横梁组成，采用钢管或型钢为材料，做成方形、矩形或圆形断面的骨架，底部与车架刚性连接。ROPS 的连接方式主要有两种：一种是 ROPS 与驾驶室做成一体，将 ROPS 作为驾驶室的骨架，这就是所谓的安全驾驶室。这样具有足够强度和刚度，能承受巨大的冲击和振动，使之产生一定的损坏和变形后仍能保留足够空间作为安全区的安全框架；另一种是在驾驶室外独立安装 ROPS。本文分析的 SGA3723 型矿用自卸车驾驶室属于第一种。

图 1 是驾驶室的结构模型，主要由骨架、顶板、侧围板、底板组成。其特点是用壁厚为 5 mm 的方钢管焊接而成的 ROPS 作为驾驶室的骨架，使用 3 mm 的钢板弯曲成形作为蒙皮，图中的①、②、③和④是驾驶室梁的放大图。

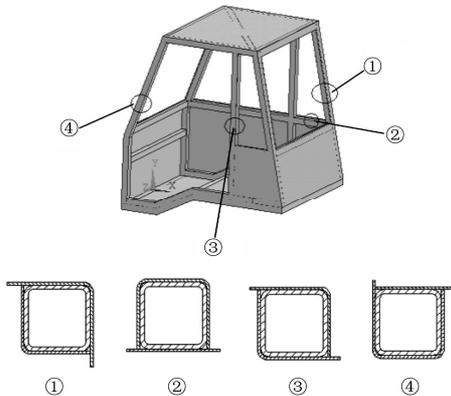


图 1 驾驶室结构模型
Fig.1 Structural model of cab

2.2 有限元模型的建立

由于 ROPS 的数值模拟是一个大型复杂结构的大变形、非线性、弹塑性有限元分析，存在材料非线性和几何非线性问题，因此 ROPS 的有限元分析必须采用非线性模型。非线性模型计算成本大，所以需要适当简化模型。

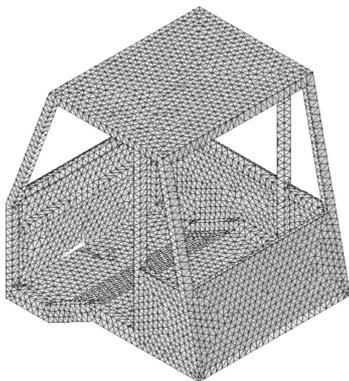


图 2 ROPS 有限元模型
Fig.2 Finite element model of ROPS

由于驾驶室主要由型钢和钢板焊接而成，这种结构适合建立板壳单元与梁单元组合的有限元模型。采用壳单元模拟各种薄板件，如顶板、底板和侧围板等；用梁单元模拟骨架等细长构件。简化后的有限元模型如图 2 所示，由 1373 个梁单元和 3935 个壳单元构成。

2.3 ROPS 的连接方式

该矿用自卸车的 ROPS 是 4 支柱框架结构，并将 ROPS 与驾驶室设计成为一体，ROPS 立柱与底部圈梁焊接连接，与车架通过螺栓连接，螺栓等级为 8.8 级。

2.4 ROPS 材料

ROPS 的材料是 Q235，采用多线性弹塑性模型来描述 Q235 的特性曲线，弹性模量 $E=200 \text{ GPa}$ ，泊松比 $\mu=0.3$ ， $\rho=7.8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ 。

2.5 DLV 的确定

DLV 是人体的极限生存空间，是在对 ROPS 进行实验室鉴定时，用以规定与驾驶员安全有关的 ROPS 的变形不得侵入的空间。图 3 是 DLV 的尺寸。

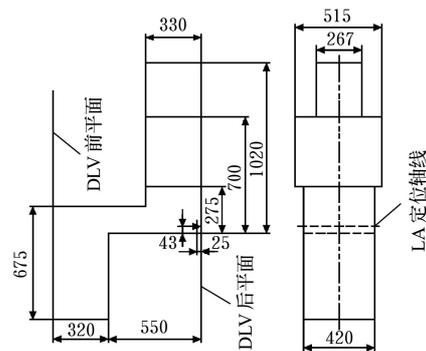


图 3 DLV 尺寸
Fig.3 Deflection-limiting volume (DLV)

3 ROPS 数值模拟及分析

根据 ISO3471 对刚性车架自卸车驾驶室的试验要求，本文运用大型通用有限元软件 ANSYS 对 SGA3723 驾驶室的 ROPS 进行了侧向、竖向、纵向载荷的加载分析。并对驾驶室是否满足要求做出评价。对于矿用自卸车， M 指空载车辆去掉翻斗及其附件后剩余的质量，本文计算分析的矿用自卸车的 M 为 19000 kg。

3.1 ROPS 侧向载荷的加载

ISO3471 规定：当驾驶员座位在驾驶室纵轴线上时，如果从左侧或右侧加载可能导致不同的变形，侧向荷载应该施加在导致变形较大的一侧的上结构梁上；当驾驶员座位偏离驾驶室纵轴线时，侧向荷载施加在靠近驾驶员的一侧的上结构梁上。侧向荷载的初始方向水平，并且和车辆的纵轴线垂直。荷载要缓慢增加，达到或超过

根据公式 $F_c = 85000 \left(\frac{M}{10000} \right)^{1.2}$ 计算的值， $F_c=183.6 \text{ kN}$ 。

此工程车辆的驾驶员座位偏离驾驶室纵向中心线，靠近

左侧，所以侧向荷载要施加在驾驶室左侧的上结构梁上，加载后驾驶室的变形为图 4。

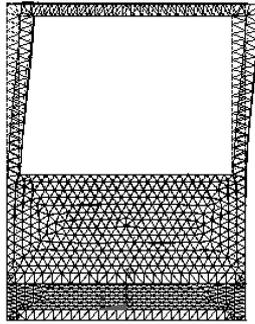


图 4 驾驶室变形 1
Fig.4 Cab deformation 1

由图可以看出，ROPS 的最大变形在驾驶室顶部，ROPS 相对 DLV 的最大位移为 128 mm，驾驶室的侧面与 DLV 的最小距离还有 262 mm，模拟地面与 DLV 的最小距离还有 345 mm，未侵入 DLV 区。测向加载结束时 ROPS 最大应力为 342 MPa，远没有达到断裂极限，应力比较大的点都在梁柱的连接点处，左上横梁的两个端点都已进入塑性变形状态。

图 5 为侧向载荷-吸能曲线，当侧向加载结束时 ROPS 吸收的能量为 22976 J，没有达到根据公式计算的值 $U = 15000 \left(\frac{M}{10000} \right)^{1.25} = 33460 \text{ J}$ 。继续增加侧向载荷，直到满足吸能要求，当载荷达到 203 kN 时，吸收的能量为 33857 J > 33460 J，此时 ROPS 相对 DLV 的最大位移为 205 mm。满足吸能要求，ROPS 构件未侵入 DLV。加载结束后最大应力为 406 MPa，与断裂极限 480 MPa 相差较大。

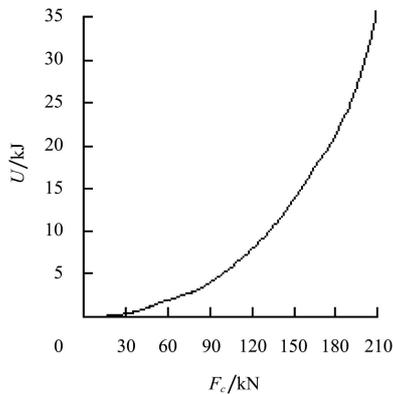


图 5 侧向载荷-吸能曲线
Fig.5 Lateral force-lateral energy curve

3.2 ROPS 竖直荷载的加载

侧向荷载卸载后，要在驾驶室顶部的结构梁上缓慢施加竖直荷载，方向竖直向下。竖直荷载的大小要达到或超过按公式 $F_z = 19.61M$ 计算的值， $F_z = 372.6 \text{ kN}$ ，约

束和侧向加载时相同。加载后驾驶室的变形为图 6。

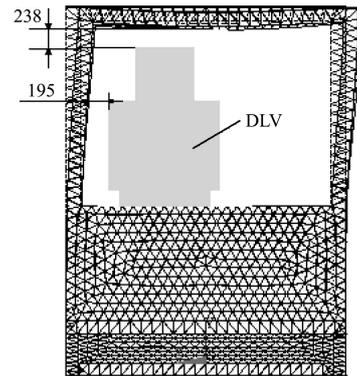


图 6 驾驶室变形 2
Fig.6 Cab deformation 2

竖直方向 ROPS 最大变形为 47 mm，ROPS 与 DLV 的距离为 238 mm，驾驶室的内侧与 DLV 的最小距离为 195 mm，没有侵入 DLV。

3.3 ROPS 纵向荷载的加载

竖直荷载卸载后，要在驾驶室前面或后面上侧的结构梁上缓慢施加纵向荷载，如果前面的结构梁比后面的结构梁更靠近驾驶室侵入限制区，应选择前面的结构梁，反之，选择后面的结构梁。对于本文的工程车辆，选择后面上侧的结构梁，荷载的大小要达到或超过按公式计

算的值 $F_z = 68000 \left(\frac{M}{10000} \right)^{1.2} = 146.9 \text{ kN}$ 。纵向荷载

加载结束时，ROPS 纵向的最大变形量为 78.6 mm。DLV 与 ROPS 的后横梁内侧最小距离为 186 mm，没有任何 ROPS 部件进入 DLV 区。此时，应力比较大的区域为上横梁和上纵梁的两端，最大应力值为 367 MPa，远没有达到断裂极限。

4 结 论

通过对 SGA3723 驾驶室 ROPS 的非线性有限元仿真和分析，表明在设计阶段运用有限元法对 ROPS 进行模拟和计算，能有效地对工程车辆驾驶室安全强度进行预测，在所有载荷的作用下，上横梁的端点进入塑性变形状态，但远没有达到断裂极限，能量吸收达到国际标准规定的要求，翻车保护结构的构件未侵入“DLV”区，符合 ISO3471 的要求，设计时应该特别注意变形和高应力集中的驾驶室的中上部。

[参 考 文 献]

[1] 薛念文. 驾驶室结构安全强度分析[J]. 农业工程学报, 1994, 10 (3): 70-73.
 [2] 陈 龙, 王锦雯, 周孔亢. 农林车辆安全驾驶室碰撞的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2002, 18 (1): 14-17.
 [3] ISO3471. Earth-moving machinery—Roll-over protective

- structure—Laboratory tests and performance requirements [S]. 1994.
- [4] Fabbri A, Ward S. Validation of a finite element program for the design of roll-over protective framed structures (ROPS) for agricultural tractors [J]. *Biosystems Engineering*, 2002, 81 (3): 287–296.
- [5] Nikraves P E, Ambrosio J A C. Rollover simulation and crashworthiness analysis of trucks [J]. *Forensic Engineering*, 1990, 2 (3): 387–401.
- [6] 陈龙, 王锦雯, 薛念文, 等. 拖拉机驾驶室安全强度设计方法 [J]. *农业机械学报*, 1993, 24 (3): 19–24.
- [7] 郭志强, 薛念文, 周志立, 等. 拖拉机翻车防护装置的研究分析 [J]. *拖拉机与农用运输车*, 2001, (5): 7–9.
- [8] Busatti A, Paoluzzi R. Applications of digital gauging system for ROPS test [J]. *Information and Communication Technologies*, 2000, 24: 303–311.
- [9] Richard C F, Kerri-Lynn S, Lyn F. Intervention strategies for the retro-fitment of Rollover Protective Structures (ROPS) and fleet characteristic farm tractors [J]. *Safety Science*, 2006, 44 (9): 771–783.
- [10] Etherton J R, Cutlip R G, Harris J R. Static load test performance of a telescoping structure for an automatically deployable ROPS [J]. *American Society of Agricultural and Biological Engineers*, 2002, 8 (1): 119–126.
- [11] 贡凯军, 诸文农, 杨庆佛, 等. 滚翻保护装置性能试验和侧向加载时挠度的塑性计算方法 [J]. *机械工程学报*, 1996, 32 (3): 47–50.
- [12] 张志伟, 王登峰, 李志敏, 等. 拖拉机安全驾驶室的强度研究 [J]. *农业机械学报*, 1993, 24 (6): 54–59.
- [13] 姜晋庆, 张泽. 结构弹塑性有限元分析 [M]. 北京: 宇航出版社, 1990: 328–332.
- [14] 谢贻权, 何福保. 弹性和塑性力学中的有限单元法 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 198–205.
- [15] 王勖成. 有限单元法 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2003: 642–653.

Finite element analysis of roll-over protective structure of safety cabs

Jiang Jian, Zhang Wenming

(Civil & Environment Engineering School, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: The roll-over protective structures (ROPS) must have enough lateral rigidity to prevent deformation and assimilate a little energy when vehicle rolls over. The finite element model of a mining dump truck roller safety-cab ROPS was established using the elasticity and plasticity theories and the nonlinear finite element method. Lateral, vertical and longitudinal load forces were loaded to the model step-by-step. The results indicated that the end of top transverse beam ROPS had been the stage of plasticity mechanism deformation, then energy absorption had achieved the international requirement, and the ROPS structural component did not trespass into deflection-limiting volume (DLV).

Key words: cab; ROPS; loading test; nonlinearity