

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.05.009

货车驾驶室锁止机构总成悬置软垫的设计与分析

唐志刚, 崔国罡, 樊智敏*

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要:针对某轻型货车驾驶室锁止机构总成悬置软垫的结构设计等问题,将有限元分析技术应用到橡胶悬置软垫的结构设计中。开展了理论设计和实验测量的分析,建立了有限元分析与实验检测结果的关系,提出了利用静平衡法测量驾驶室质心参数的方法。在测量驾驶室质心参数,基于有限元法和实验测量,对轻型货车的驾驶室锁止机构结构悬置软垫的设计方法进行评价,在实验室进行了静刚度性能检测,对比评价了有限元分析结果与实验测量的差异。研究表明:利用有限元分析法理论计算的悬置软垫的静刚度与实验检测结果差异小于10%,在理论可接受的范围内,说明有限元分析法可用作驾驶室锁止机构的悬置软垫的设计工具。

关键词:轻型载货汽车;锁止机构;悬置软垫;有限元分析

中图分类号:TH122;U463.8

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2017)05-0470-04

Design and analysis of suspension cushion of light truck cab locking mechanism

TANG Zhi-gang, CUI Guo-gang, FAN Zhi-min

(College of Mechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Aiming at structural design problems of suspension cushion on locking mechanism which used in light truck cab, the finite element analysis which applied to design of rub suspension cushion was investigated. After the analysis of carrying out theoretical designs and experimental measurements, the relationship of result between finite element analysis and experimental measurements was established. A method was presented to test the center of mass parameters with static balance method. The design method of suspension cushion for locking mechanism used in light truck cab were evaluated on the center of mass parameters test. Finite element analysis, experimental measurements, static stiffness were tested in the laboratory, the difference between finite element analysis and experimental measurements was constricted. The results indicate that the difference is less than 10% between static stiffness of suspension cushion and theoretical calculation which used the finite element analysis, which is within acceptable range theoretically, and show that the finite element analysis can be used as a tool to design suspension cushion on locking mechanism which used in light truck cab.

Key words: light truck cab; locking mechanism; suspension cushion; finite element analysis

0 引言

目前,轻型载货汽车的发动机基本都是置于驾驶室下方,为了便于发动机的保养和检修,要求驾驶室可以实现向前翻转动作,但在日常行驶和使用过程中,要求驾驶室与车架之间能够进行锁止,不能轻易出现跳动和翻转现象,这就需要一套锁止机构总成不仅能实

现驾驶室与车架的锁止,还能解锁以便于驾驶室的翻转。而且锁止机构总成除了实现锁紧功能外,还要作为后悬置支撑驾驶室,并承担驾驶室后悬置的减震功能。传统轻型货车的驾驶室锁止机构总成的悬置软垫以五十铃车型为技术原型,但对于参数设计没有从理论上分析透彻,而驾驶室锁止机构的悬置软垫承担驾驶室的后悬置支撑和减震作用,所以悬置软垫的结构

收稿日期:2016-11-28

作者简介:唐志刚(1983-),男,蒙古族,山东诸城人,在职研究生,工程师,主要从事汽车悬架系统设计和减震等方面的研究. E-mail:dear_tang@126.com

通信联系人:樊智敏,男,博士,教授,博士生导师. E-mail:zmfan@163.com

和参数的设计至关重要,以便于满足轻型货车驾驶室后悬置的偏频范围 8 Hz ~ 15 Hz 的要求。

本研究以某轻型载货汽车锁止机构总成为例,通过介绍利用静平衡法测量驾驶室的质心参数,阐述驾驶室锁止机构总成的结构设计、工作原理,进行橡胶悬置软垫的理论设计、有限元分析和实验检测工作,对比有限元分析法理论设计结果与实验测量结果的关系,验证有限元分析法设计的有效性。

1 锁止机构总成的类型及结构

1.1 锁止机构总成的类型

驾驶室后悬置结构形式主要有:浮动式、随动式和准固定式等。对于轻型车驾驶室后悬置结构型式一般采用准固定式,其结构型式有两种,如图 1 所示。

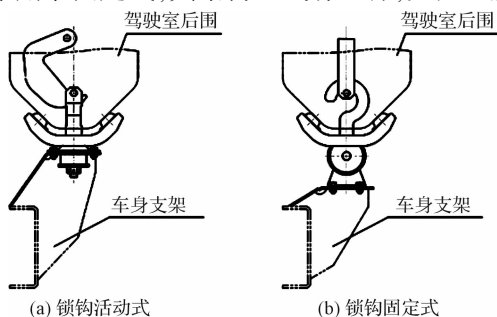


图1 准固定式驾驶室后支承结构形式

目前广泛应用的是锁钩活动式^[1]。

1.2 锁止机构总成的结构

轻型载货汽车驾驶室锁止机构总成,主要由操纵机构、左右锁体、长拉杆、短拉杆、托架、车身固定支架等组成。其中操纵机构,左、右锁体固定在驾驶室地板梁焊接总成上,托架通过车身固定支架固定在车架纵梁上。锁止机构总成的结构示意图如图 2 所示。

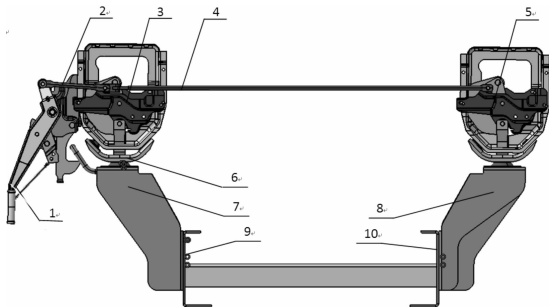


图2 锁止机构总成的结构示意图

1—操纵机构;2—短拉杆;3—左锁体;4—长拉杆;5—右锁体;6—托架;7—左车身固定支架;8—右车身固定支架;9—左纵梁;10—右纵梁

1.3 锁止机构总成的工作原理

锁止机构总成锁紧时操纵机构通过短拉杆、长拉杆带动左、右锁体使其锁钩紧紧的钩住驾驶室托架的锁环销轴。解除锁紧时,先拉开操纵机构总成的小锁钩,将其手柄向外拉动,通过短拉杆、长拉杆带动左、右

锁体使其锁钩脱离驾驶室托架的锁环销轴,往外拉开大锁钩使其脱离锁环,即可实现驾驶室翻转,具体安装图如图 3 所示。



图3 锁止机构总成的安装图片

该锁止机构特点是整个锁止机构有多重保险功能,其中左、右锁体的自锁功能与安全锁钩两种保险功能相互独立,即使有一个保险功能失效,另一个保险功能仍然起作用,同时大锁钩可以有效地防止操纵机构自由运动,实现锁住驾驶室的功能。即使驾驶室收到正面或侧面冲击,驾驶室也会可靠地锁住。同时,托架的橡胶悬置软垫能够支撑车身和起到减震的作用。

2 锁止机构总成悬置软垫的设计

锁止机构总成通过锁紧力实现驾驶室的锁止,同时利用橡胶悬置软垫实现支撑和减震的作用,锁止机构总成悬置软垫的设计输入是通过测量驾驶室参数,利用理论计算和有限元分析法设计悬置软垫的结构与刚度等性能参数。

2.1 驾驶室参数测量

驾驶室的质量和质心位置是驾驶室悬置软垫设计的重要依据,它们准确与否将直接关系到驾驶室翻转时的轻便性^[2]。如果将驾驶室的质量估计的过重或质心位置偏低、偏后,则设计出的扭杆扭矩必然过大,这会导致驾驶室向前翻转的速度过快,回位困难,甚至不能回位。反之,如果将驾驶室的质量估计的过轻或质心位置偏高、偏前,将会导致驾驶室翻转困难,甚至无法实现翻转过程。同时,各悬置点的质量直接影响驾驶室整体结构及整车的舒适性。

本研究使用 3 台磅秤测量悬置点质量,利用米尺测量空间尺寸,然后根据力及力矩平衡方程,进行参数计算。驾驶室水平方向平面测量示意图如图 4 所示。

本研究将驾驶室用 3 个磅秤支撑,分别测量 3 点的质量 G_1 、 G_2 、 G_3 及测量前后支撑点跨度 A ,驾驶室竖直方向平面测量示意图如图 5 所示。通过力学平衡方程可以计算出驾驶室质心在水平方向距离翻转中心的距离 X 。

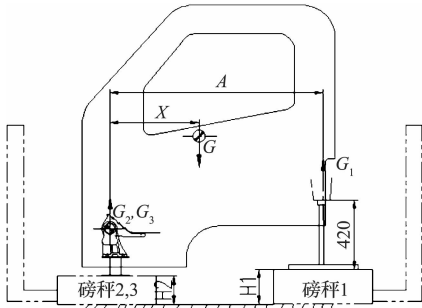


图 4 驾驶室水平方向平面测量示意图

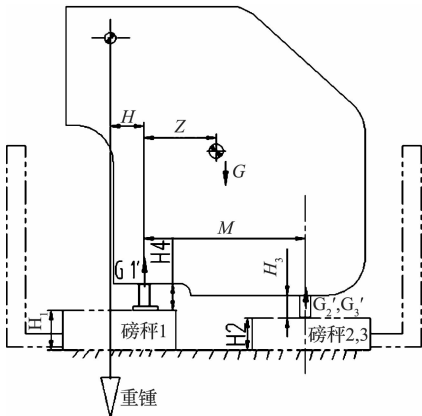


图 5 驾驶室竖直方向平面测量示意图

与测量水平方向的参数原理相同,本研究将驾驶室翻转 90°,用 3 个磅秤支撑,分别测量 3 点的质量 G_1' 、 G_2' 、 G_3' 及测量前后支撑点跨度 M ,驾驶室竖直方向平面测量示意图如图 5 所示。通过力学平衡方程可以计算出图 5 中质心距离磅秤 1 支撑点距离 Z ,在翻转中心处挂重锤,测量出翻转中心距离磅秤 1 支撑点距离 H , $Z + H$ 为驾驶室质心在是竖直方向距离翻转中心距离。

本研究通过测量数据,将放置在磅秤上的工装去掉后,忽略到称量、测量误差后,利用力学平衡方程计算质心参数,如表 1 所示。

表 1 测量驾驶室质心参数表

驾驶室质量 G/kg	驾驶室质心在水平方向距离翻转中心距离 X/mm	驾驶室质心在竖直方向距离翻转中心距离 Z/mm
340	540	560

2.2 锁止机构总成的悬置软垫的设计

经过测量驾驶室的质量及各悬置点的质量,可以准确地计算悬置软垫的刚度,确定驾驶室的整体姿态及舒适性,悬置软垫通过金属骨架与橡胶硫化成型,结构如图 6 所示。

2.2.1 驾驶室后悬置各支点载荷计算

如图 4 所示,笔者通过测量后悬置左、右悬置点的质量以及左、右悬置点的距离,通过力和力矩平衡方程,计算得:

由 $\Sigma F = 0$,则有:

$$G = 2 \times G_1 + 2 \times G_2 \quad (1)$$

由 $\Sigma M = 0$,则有:

$$G \times (A - X) = G_1 \times A \quad (2)$$

式中: G —驾驶室质量; G_1, G_2 —水平状态后悬置质量和前悬置质量; X —质心与前悬置的水平距离, A —前后悬置的距离^[3]。

(1) 半载时,即驾驶室内仅有驾驶员 1 人,驾驶员标准重量 75 kg,此时驾驶室质量是 415 kg,代入上面的方程计算得: $G_2 = 87.2 \text{ kg}$;

(2) 满载时,即驾驶室内有驾驶员及乘员各 1 名,共计 2 人,驾驶员及乘员标准重量 75 kg,此时驾驶室质量是 490 kg,代入上面的方程计算得: $G_2 = 103 \text{ kg}$ 。

2.2.2 悬置软垫刚度计算

以下进行悬置软垫刚度计算^[4]:

$$\text{固有频率计算公式为: } f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

轻卡后悬置偏频范围 8 Hz ~ 15 Hz^[5];

半载时,悬置软垫刚度取值范围为:220 N/mm ~ 773.78 N/mm;

满载时,悬置软垫刚度的取值范围为:260 N/mm ~ 914 N/mm。

2.3 悬置软垫的有限元分析

本研究使用 HyperMesh 软件对后悬置软垫模型进行离散,形成四节点四面体单元^[6]。

本研究将离散后模型导入 Abaqus 6.11 软件,定义橡胶硬度 Shore A:50,橡胶作为超弹性材料,应变能函数选择二项 Mooney-Rivlin 模型,金属杨氏模量 206 GPa,泊松比 0.3,橡胶采用 C3D4H 单元,金属采用 C3D10M 单元。固定后悬置软垫外板四处孔位为 6 个方向自由度,在上板加载,得出后悬置软垫在垂向 3 mm ~ 5 mm 位移范围内的刚度为 369.8 N/mm。金属最大等效应力出现在外板四处固定孔位处,数值为 225.6 MPa,悬置软垫总成应力云图如图 7 所示^[7]。

有限元分析的静刚度曲线如图 8 所示,有限元分析静刚度数值大小为:332.06 N/mm,介于理论计算的刚度范围内,满足设计要求^[8]。

2.4 悬置软垫实验及结果分析

本研究使用微机控制电子万能试验机,将产品安装在试验工装上,设置实验控制方式:试验速度

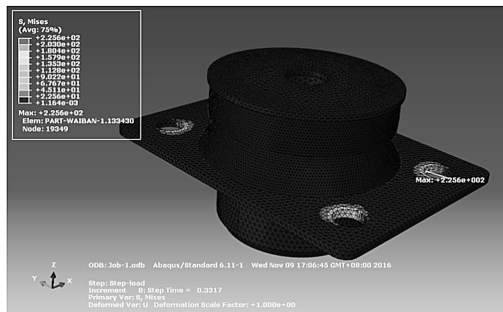


图 7 悬置软垫总成应力云图

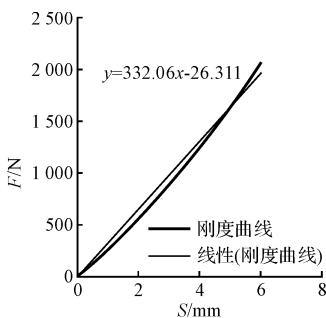


图 8 有限元分析静刚度曲线

10 mm/min, 极限压缩量为 10 mm, 设置设备计算变形 5 mm 和 10 mm 曲线段的刚度, 刚度曲线如图 9 所示。

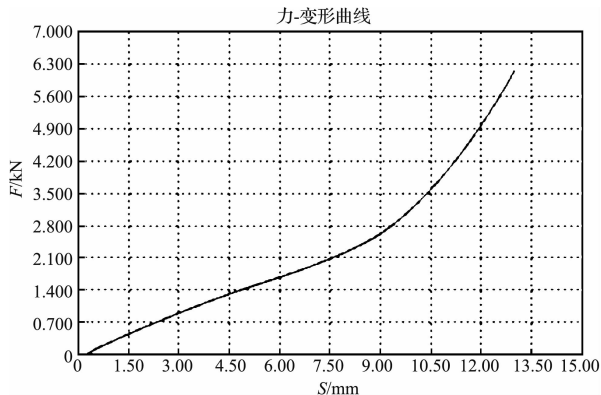


图 9 实验静刚度曲线

其中: 变形 $S_1 = 5$ mm 时力值 F_1 是 1.44 kN, 变形 $S_2 = 10$ mm 时力值 F_2 是 3.21 kN。

根据静刚度计算公式:

$$K = \frac{F_2 - F_1}{S_2 - S_1} \quad (4)$$

计算悬置软垫刚度是 354 N/mm, 满足悬置软垫的刚度设计范围, 而且有限元分析计算的静刚度与实验结果的差异率为 6.2%, 有限元分析法能够实现产品的模拟设计^[9]。

3 结束语

本研究利用静平衡法测试驾驶室质心参数, 作为驾驶室锁止机构总成悬置软垫的设计输入, 根据轻型货车后悬置偏频范围 8 Hz ~ 15 Hz^[10-11], 理论计算悬置软垫的静刚度, 半载时悬置软垫刚度的取值范围为: 220 N/mm ~ 773.78 N/mm; 满载时, 悬置软垫刚度的取值范围为: 260 N/mm ~ 914 N/mm。本研究利用有限元法设计分析悬置软垫的结构和静刚度, 得出有限元分析静刚度 332.06 N/mm, 通过实验测试的静刚度曲线计算悬置软垫静刚度是 354 N/mm, 有限元分析计算的静刚度与实验结果的差异率为 6.2%, 在设计理论允许的范围内, 说明有限元分析可作为悬置软垫的设计工具。对于该类结构的轻型货车的锁止机构总成悬置软垫的设计分析具有参考意义, 有一定的工程实用价值。

由于车辆在实际实用过程中路况复杂, 测量驾驶室静态参数与实际具有一定偏差, 后期还需要通过典型工况路谱采集得到实际载荷, 作为有限元分析的输入参数。

参考文献 (References):

- [1] 周福庚, 张林涛. 轻型载货汽车驾驶室翻转机构的结构特点及设计[J]. 农业装备与车辆工程, 2008(1): 13-15, 19.
- [2] 羊拯民, 高玉华. 汽车车身设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [3] GIUSEPPE Q, MASSIMO R. Air suspension dimensionless analysis and design procedure[J]. **Vehicle System Dynamics**, 2001, 35(6): 443-475.
- [4] 成艾国, 沈阳, 姚佐平. 汽车车身先进设计方法与流程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [5] 吴文江, 王务林, 顾灿松. 轻型载货汽车动力总成悬置系统振动传递特性实验研究[J]. 汽车技术, 2008(3): 43-44.
- [6] 饶寿期. 有限元法和边界元法基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.
- [7] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [8] 韩智慧. 有限元法在车辆橡胶元件中的应用[J]. 弹性体, 2010, 20(4): 38-42.
- [9] 韦海燕, 何仁, 徐凌. 发动机悬置软垫刚度对汽车舒适性的影响分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(10): 28-30.
- [10] 卢艳玲, 董金善, 朱星榜, 等. 基于 ANSYS 的矩形容器强度分析及结构优化[J]. 轻工机械, 2016, 34(3): 92-96.
- [11] 刘文武, 翁雪涛, 楼京俊, 等. 基于 ANSYS 对橡胶制品动态分析的谐响应法研究[J]. 武汉理工大学学报, 2010, 34(5): 966-968.

[编辑: 李 辉]

本文引用格式:

唐志刚, 崔国罡, 樊智敏. 货车驾驶室锁止机构总成悬置软垫的设计与分析[J]. 机电工程, 2017, 34(5): 470-473.

TANG Zhi-gang, CUI Guo-gang, FAN Zhi-min. Design and analysis of suspension cushion of light truck cab locking mechanism[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017, 34(5): 470-473.