悍途四驱皮卡制动踏板舒适性及优化方法

徐勇　孙锁柱　陈正江

安徽江淮汽车股份有限公司

摘要：汽车制动踏板的操纵体验感关系到汽车行驶的制动安全性和驾驶舒适性，对制动踏板的设计研究，有助于提高制动踏板的使用性能，对于汽车驾驶舒适性提升至关重要。本文对制动踏板的布置流程进行说明，并进行竞品车对标分析，对使用过程中存在的问题进行阐述，为制动踏板设计优化提供方案。

关键词：汽车制动踏板；舒适性；布置优化

0　前言

制动踏板作为一个非常重要的汽车零部件，是汽车制动系统中常用的组成部分，是驾驶员操纵整个制动系统的关键部位。制动踏板的主要功能是通过配合车辆的制动系统，能够让驾驶员轻松地减速和驻车制动。当驾驶员踏下制动踏板时，它会起动制动系统，从而制动车轮使其减速或停止运行。驾驶员在行车过程中，经常踩踏制动踏板来减速制动，特别是在市区拥堵路段时，使用比较频繁，如果制动踏板设计位置不对，会使驾驶员产生不舒适，甚至感觉疲劳，继而产生质量投诉、产品口碑下降以及影响销量等一系列严重后果，需引起重视。设计制动踏板时，制动踏板的尺寸、位置、角度、行程、型面及纹路等应满足踩踏舒适性的要求。

1　悍途四驱皮卡制动踏板优化

制动踏板正向布置流程如图 1 所示。参数设置如下：1）制动踏板初始角度 θ_b。θ_b：通过制动踏板点垂面与通过踏板点的踏板切面的夹角。θ_b 值范围由 H_{30} 值确定，随 H_{30} 增大而增大。2）制动踏板与加速踏板断差距离 S_{ab}。以加速踏板点做与制动踏板面相切的圆弧，其圆弧长度为断差距离；S_{ab} 取值范围为制动踏板与加速踏板断差，距离范围设定在 30 ~ 50 mm，对于踏板舒适度高的车辆，制动踏板与加速踏板断差距离，S_{ab} 值推荐为 30 ~ 40 mm（图 2）。3）制动踏板行程和工作角度 Y_b 确定。由底盘提供踏板行程，再

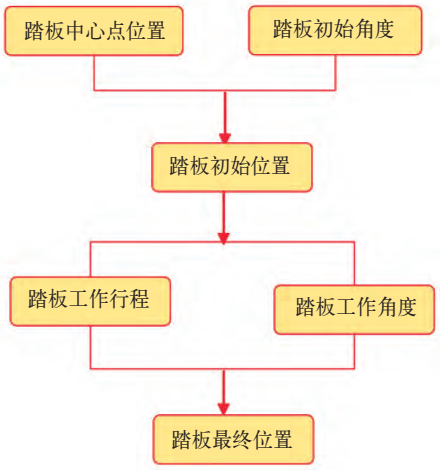

图 1　制动踏板布置流程

根据下述方法确定踏板工作角度，若工作角度在经验范围内，则踏板行程合理；若不在范围内，则调整踏板行程，直到工作角度在经验范围内。Y_b：取连接制动踏板初始位置踏点和制动踏板极限位置踏点距离为 50 mm，此时踏点连线与通过初始位置踏点的水平面的夹角，即为制动踏板工作角度（图 3）。

1.1　制动踏板质量问题分析

竞品车辆是长城炮汽车。商品车评价团队反馈制动踏板位置踩踏不舒适，认为制动踏板和加速踏板之间高度差偏大造成。原因如下：1）根据悍途人机参数输入，得出座椅人体百分位线，发现当前悍途 H 点位置相对 95% 人体座椅线靠前 53 mm 左右，判定悍途汽车在前期人机设计中使用的不是 SAE 95% 人体来布置，而

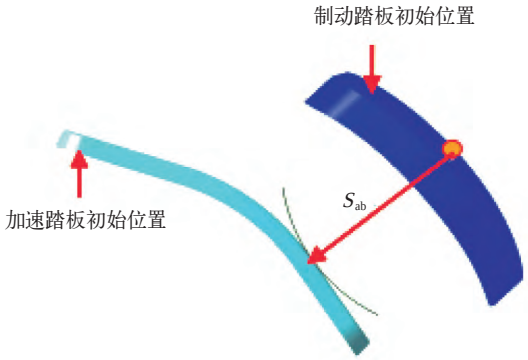

图 2　制动踏板与加速踏板高度差

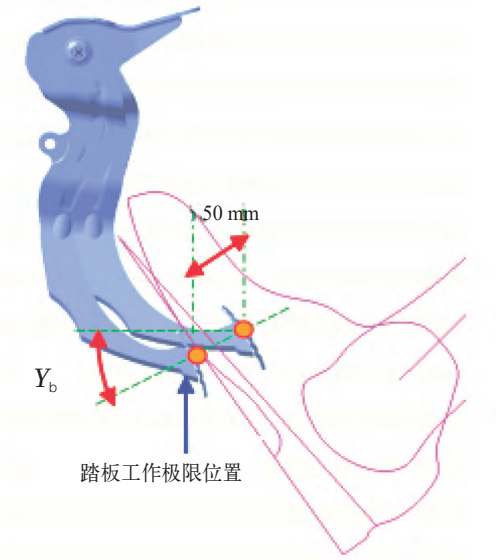

图 3　制动踏板行程和工作角度 Y_b

是小一号的人体，造成后期人机不舒适现象。2）悍途 H_{30} 偏小，只有 270 mm，竞品长城炮 H_{30} 是 314 mm。

1.2　竞品车辆分析

对标竞品车辆为长城炮，当右脚踩踏在制动踏板自由状态位置时，对标数据见表 1。通过对比发现，悍途 H 点偏前，H_{30} 座椅高度偏低，为适应人体舒适度要求，制动踏板点与压缩地毯垂直距离设置相对偏小，因人体伸展，在水平方向上导致制动踏板踏点与 H 点水平距离 L_{99} 相对偏大，而制动踏板初始角度 θ_b 设置偏大，使得踏板面更加接近水平，当踩踏在制动踏板自由状态位置时，踝角相对较大，而大腿线与小腿线夹角 A_{44} 和躯干线与大腿线夹角 A_{42} 因高度限制原因，值又偏小，从人体舒适性和对标汽车分析，后期反馈踩踏不舒适的原因可能由上述原因综合导致。

通过分析，应选方案二，见表 2。保守优化，保持 H_{30} 值和 H 点位置不变，制动踏板和人体与长城炮对标。

表 1　制动踏板自由状态位置对标数据

对标项目	悍途	长城炮
座椅参考点到踵点垂直距离 H_{30}	270 mm	314 mm
制动踏板踏点与压缩地毯垂直距离 H_b	172 mm	177 mm
制动踏板初始角度 θ_b	36 °	30 °
制动踏板踏点与 H 点水平距离 L_{99}	871 mm	869 mm
踝角 A_{46}	82 °	74 °
大腿线与小腿线夹角 A_{44}	107 °	108 °
躯干线与大腿线夹角 A_{42}	89°	94°

表 2　不同方案可行性分析

可行性分析	方案一：大改——H 点后移、抬高 H_{30}、优化踏板布置	方案二：保守优化，保持 H_{30} 和 H 点不动，制动踏板和人体对标长城炮
总布置	不可行，改动较大，对项目进度造成影响	可行
底盘	不可行，改动较大，对项目进度造成影响	可行

1.3　制动踏板数据确定

对制动踏板踏点与 H 点水平距离 L_{99} 和制动踏板踏点与压缩地毯垂直距离 H_b 进行对标优化，与标杆车取值一致，定位踏点，踏点与踵点距离取值为 203 mm，踵点高度不变，踵点位置从而确定。进一步约束大腿与小腿，下躯干各角度确定。对标长城炮汽车，制动踏板踏点与 H 点水平距离 L_{99} 一致，取值为 869 mm；制动踏板踏点与压缩地毯垂直距离 H_b 一致，取值为 177 mm，如图 4 所示。对制动踏板初始角度 θ_b 进一步优化。因踏板高度变高，踏点相对下移，初始角度 θ_b 相对减小，但对标长城炮还有差距，进一步分析原因，踏板面曲率不同，导致测量出现差异，为进一步优化踏板初始角度，需要对踏板面曲率进行优化，通过测量长城炮踏板面曲率为 228 mm，悍途初始踏板面曲率为 113 mm。

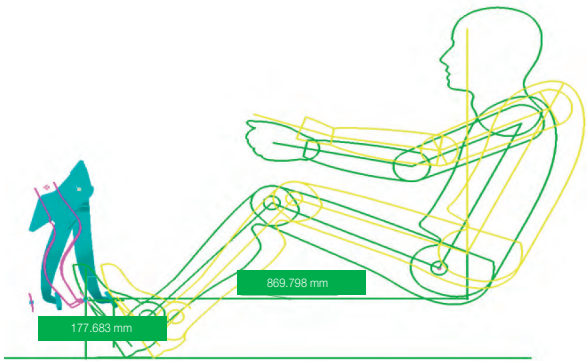

图 4　L_{99} 和 H_b 示意图

优化前悍途汽车制动踏板行程角度为 25 °，对标长城炮汽车制动踏板行程角度为 22 °，通过校核发现，当踵点不变踩踏制动踏板至最前位置时，悍途汽车脚尖刚好接触踏板面，但是前脚掌不能正确落在踏板面上，导致踩踏时可能造成滑脱等不良情况，相较于长城炮汽车当踵点不变踩踏制动踏板至最前位置时，前脚掌尚且能接触踏板面，前脚掌弯曲后能贴合制动踏板面，使得踩踏效果更好，为此，需要调整悍途汽车踏板行程，缩小踏板行程角度，使制动踏板最前位置前移，使之能与前脚掌正确贴合。

1.4 悍途汽车制动踏板优化

根据长城炮汽车制动踏板相关参数，如表 3、图 5 所示，优化悍途制动踏板。重新设计踏板面，曲率变为 228 mm；踏板初始角度 θ_b 优化为 30 °；加速踏板和优化前后制动踏板的高度差 $PL5_2$ 如图 6 所示。制动踏板优化前后如图 7 和图 8 所示。

表 3 长城炮汽车不同状态躯干角度比

长城炮汽车不同状态躯干角度比	制动踏板自由状态	制动踏板踩到底
踝角 A_{46}	74°	108°
大腿线与小腿线夹角 A_{44}	108°	120°
躯干线与大腿线夹角 A_{42}	94°	98°

1.5 制动踏板优化对比

将悍途汽车制动踏板优化后数据与优化前制动踏板数据和长城炮汽车制动踏板数据对比，见表 4。悍途汽车 H 点不变，增大了踏板高度 H_b，缩短了踏点与 H 点水平距离 L_{99}，减少了踏板初始角度 θ_b，相较于优化前，使得下躯干相对回收，减小了右脚踩踏在制动踏板自由状态位置时的踝角，对比标杆车使得踩踏位置更为舒适，但是由于 H 点相较于标杆车设计偏低，优化后躯干线与大腿线夹角 A_{42} 变动不明显，为此可适当调整座椅靠背，增大靠背角，减轻由于 A_{42} 较小导致的身体曲度，使 A_{42} 达到舒适角度范围。且优化状态为踩踏在制动踏板自由状态位置时的状态，该状态为临时状态，采取制动措施后角度会因踏板行程变动而改变，故方案措施相比初始状态可达到优化效果。后期需要商品车评价团队针对优化后的实车进行动态主观评价，最终确认是否达到改善优化效果。

2 结论

随着汽车消费的不断增加，消费者对舒适性的要求越来越高，制动踏板舒适性优化是必不可少的。首先，

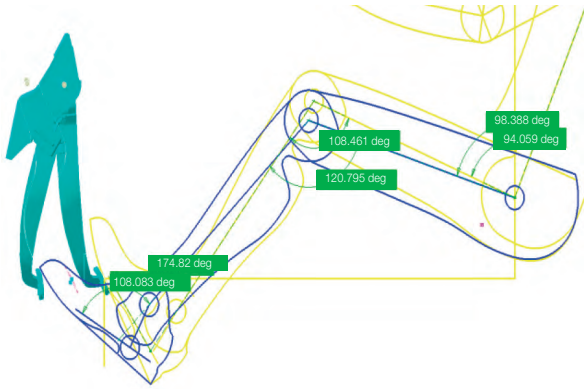

图 5 长城炮制动踏板踩到底时人体坐姿

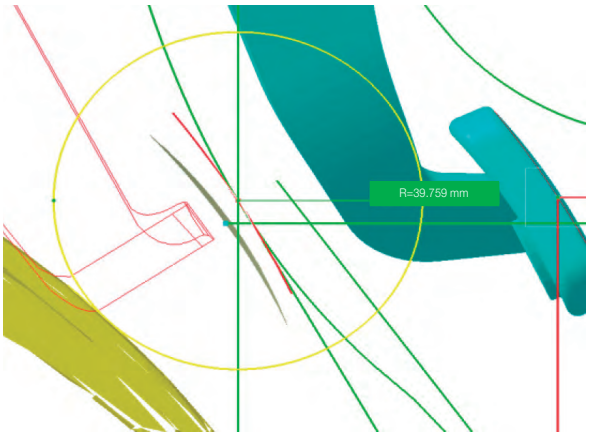

图 6 优化后制动踏板与加速踏板的落差

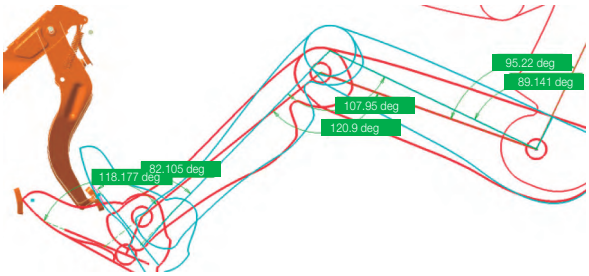

图 7 优化前制动踏板踩到底时脚尖碰到踏板面

表 4 悍途汽车制动踏板优化后与优化前数据对比

优化方案二数据对比	执行前	执行后	长城炮
座椅参考点到踵点垂直距离 H_{30}	270 mm	270 mm	314 mm
制动踏板踏点与压缩地毯垂直距离 H_b	172 mm	177 mm	177 mm
制动踏板初始角度 θ_b	36 °	30 °	30 °
制动踏板踏点与 H 点水平距离 L_{99}	871 mm	869 mm	869 mm
踝角 A_{46}	83 °	77 °	74 °
大腿线与小腿线夹角 A_{44}	107 °	106 °	108 °
躯干线与大腿线夹角 A_{42}	89 °	89 °	94 °
右脚踩踏在制动踏板时脚后跟与压缩地毯接触点	前移 25 mm		

（下转第 51 页）

3 结论

通过对球笼式万向节的钢球与内外滚动的 CAE 分析，可得到如下结论：1）万向节在传递转矩过程中，钢球与内外滚道之间接触应力在初始状态随着加载转矩快速增加，随着转矩加载到一定程度，接触应力增长速率变缓慢，并且接触区域应力椭圆长而窄；2）CAE 分析计算考虑了钢球与内外滚道之间的变形，而 Hetrz 理论计算则不考虑上述因素，因而 CAE 分析计算结果更符合实际；3）万向节在传递转矩过程中，钢球位置上升，钢球和内外滚道之间的压力椭圆会占据整个内或外滚道侧面，为防止钢球与滚道因变形过大而导致卡住，滚道边缘处倒角和内外滚道深度必须要控制在一定范围内。

本文建立的球笼式万向节有限元模型能有效地反映球道内部的接触应力和应力椭圆面积，可用于研究万向节内部球道曲率半径和相似度等因素，为万向节的寿命提升提供理论参考。

参考文献

[1] SCHMELZ F, GRAF VON H.-C, SEHEN-THOSS, et al. 万向节与传动轴 [M]. 北京：北京理工大学出版社，1998.

[2] KIMATA K, NAGATANI H, IMOTO M, et al. Numerical analysis and experiments on the characteristic of ball-type constant-velocity joints[J]. JSME International Journal, Series C 2004, 47(2):476-754.

[3] SHIN JK, CHOI SR, KIM DW. Contact ratio analysis of the Rzeppa Joint based on full-static modeling[J]. Mechanism & Machine theory, 2018, 119:236-251.

[4] PENNESTRI E , VALENTINI PP. Kinematic design and multibody analysi of Rzeppa pilot-lever joint[J], Proc IMechE Part K: J Multi-body Dynamics, 2008, 222(3):215-227.

[5] CHUL-HEE L, Andresa A. Assessment of Elliptical conformal hertz analysis applied to constant velocity joints. Tribology[J], Journal of Tribology, 2010 ,132(2):1-3.

[6] 陈静，史文库．球笼式等速万向节内部接触应力的有限元分析 [J]. 机械强度，2006,28(6):937-943.

[7] RYU.I, LIM.T. Finite-element analysis of quasistatic fracture in CV joints under full-turn and full-throttle conditions [J], International Journal of Automative Technology, 2011, 12(2): 199-205.

[8] 候文亮，卢曦等．极限角度下球笼式等速万向节保持架强度研究 [J]. 机械强度，2018,40(4):1002-1006.

[9] 卢曦，郑松林．球笼式等速万向节结构轻量化设计 [J]. 机械设计，2007,24(6):17-20.

[10] JOHNSON K. L., contact mechanics. Cambridge: Cambridge University Press[M], 1985.

[11] TERUAKI FUJIO. Next-generation hign efficiency fixed type constant velovity joint"CFJ" [J] .NTN TECHNICAL REVIEW, 2013,81:64-67.

[12] 朱卓选．高效能球笼式等速万向节的沟道设计 [J]. 轴承，2017,10:11-14.

（上接第 47 页）

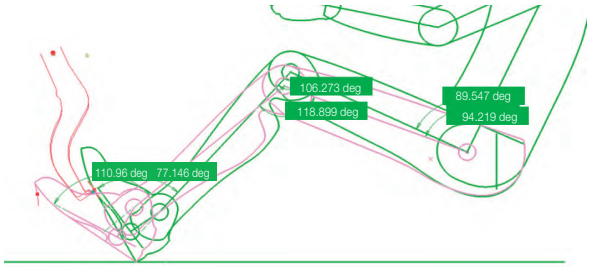

图 8 优化后制动踏板踩到底前脚掌可踩上踏板面

制动踏板优化要找到影响舒适性的原因，可以通过与对标车对标，确定是哪些原因影响制动踏板的舒适性。其次，制定出可行的优化方案，根据方案优化，得出结果再与标杆车数据对比，直到制动踏板舒适性得到有效改善。

参考文献

[1] VIVEK D.BHISE. 汽车设计中的人机工程学 [M]. 北京：机械工业出版社，2014.

[2] 陈家瑞．汽车构造（下）[M]. 北京：机械工业出版社，2009.

[3] 裴晓飞等．汽车制动踏板特性仿真及踏板感觉优化 [J]. 汽车工程学报，7.1(2017):9.

[4] 童成前，郑素云，王华拓．汽车制动系统踏板感优化分析 [J]. 北京汽车，2018 年 06.

[5] 陈龙姣，支希帆，李锋．基于某车型三踏板布置设计及改进 [J]. 企业科技与发展，2016 年 01.

[6] 洪庆良，崔新利，刘守明，等．乘用车制动踏板感觉评价体系构建与分析 [J]. 汽车分析师，2023 年 Z1.