

转向杆系与纵置板簧跳动轨迹协调性设计方法

种博轩 高晓东 张振华
陕西重型汽车有限公司 陕西 西安 701200

摘要：转向系统设计时需要校核悬架系统板簧跳动轨迹带动前轴节臂运动与转向杆系自身运动轨迹不一致而引起的运动干涉情况。传统设计方法用作图法画出两个运动轨迹圆进行干涉情况分析，而该设计方法是基于理想板簧受力时变形推导得出，对于现阶段使用的变截面少片簧、复合材料板簧不适用或不够准确，本文介绍一种基于三维设计及运动仿真软件的设计校核方法，有利于提高设计准确性和方法适用性。

关键词：转向与悬架跳动干涉；纵置板簧；跳动轨迹

前言

商用汽车前悬架系统采用钢板弹簧时，当转向车轮相对车架上、下跳动时，如图1所示，前轴上的转向节臂与转向直拉杆相连接的铰接点（球头销中心点 A_2 ）一方面需要随前轴沿着钢板弹簧所决定的跳动轨迹运动，同时又需要绕着转向直拉杆另一端与转向摇臂相连接的铰接点（球头销中心点 B ）摆动，如果这两个运动轨迹偏差较大时，就会引起前轮摆振，摆振量超出转向系统自由行程所能包容的范围就会发生转向盘抖动。

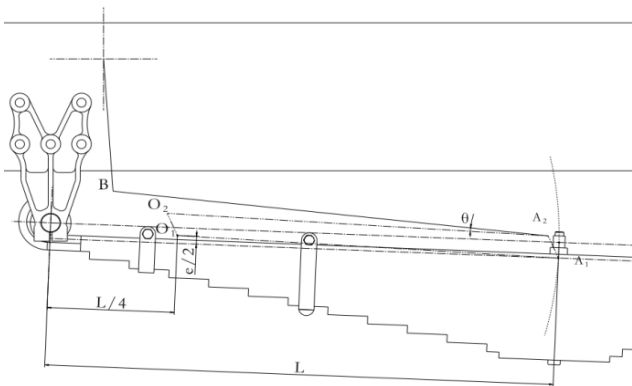


图1 板簧跳动轨迹示意图

1 传统设计方法：

汽车设计^[1]中给出的设计方法如下：

1) 确定 O_1 点位置：试验研究表明板簧主片中心 A_1 点的轨迹近似一段圆弧，其中心 O_1 与板簧固定端的板簧销（或卷耳）中心沿中性面相距 $L/4$ ，高出板簧主片中性面 $e/2$ 。 L 为板簧销中心沿中性面方向至板簧主片中点的距离，对于非对称板簧 $L = (L_1 + L_2) / 2$ ， L_1 和 L_2 为钢板弹簧前半段和后半段的有效长度， e 为板簧销（或卷耳）中心至主片中性面的距离。

2) 确定 O_2 点位置：由于 A_1 、 A_2 两点在空间作同一运动，其连线 A_1A_2 作平移运动，已知 A_1 的摆动中心 O_1 后，

可按平行四边形机构原理找出 A_2 点的摆动中心 O_2 。

3) 确定 B 点位置：转向摇臂下端的 B 点尽量与摆动中心 O_2 接近， A_2O_2 连线与 A_2B 连线的夹角 θ 应尽量小。

2 存在的问题

郭孔辉在文章《板簧变形运动学分析及其应用》^[2]中论证了前述的圆弧近似算法（简称“SAE圆弧”）是按照理想板簧（变形时主片导动段各处曲率相等的板簧）受力时变形推导得出，证明了“SAE圆弧”就是理想板簧轨迹的密切圆。

现今，基于材料、工艺技术的进步以及轻量化的需求，悬架系统多使用变截面的少片簧，在变形时导动段各处曲率不等；甚至是复合材料制成的非金属板簧。上述的“SAE圆弧”校核方法便不再适用或不够准确。

另一方面，上述转向与悬架干涉轨迹的校核方法中，转向摇臂与板簧的运动发生在与车辆 Y 向平行的平面内，当转向器布置与 Y 向平面有夹角，即摇臂摆动平面与板簧跳动平面不平行时，上述校核方式也不再适用或不够准确。

3 基于三维模型的板簧轨迹分析方法

随着三维设计软件的成熟应用，现在可以直接对板簧模型进行动力学分析，方法如下：

1) 用三维设计软件（如CATIA）创建准确的板簧模型；

2) 采用ADAMS/Car进行多体建模；

3) 采用ADAMS/solver进行求解，分析工况设置：板簧前卷耳处建立旋转副，板簧后卷耳处只释放 X 向平动和 R_y 方向转动，以板簧压平位置为基准，向上、向下各施加一定量的位移（如100mm），如图2所示：



图2 板簧轨迹分析工况

4) 轨迹分析输出板簧后卷耳中心轨迹和板簧上、下片中心点坐标值轨迹。

4 应用实例

以某款车型1700mm长度2片钢板弹簧为例, 将板簧前卷耳中心坐标设置为(-850,0,0), 平直状态下后卷耳

中心坐标为(850,0,0), 板簧上片中心点坐标为(0,0,-15.5), 板簧下片中心点坐标为(0,0,-44.5)。

1) 按上述ADAMS求解方法得出后卷耳、板簧上片、下片三点的运动轨迹如图3:

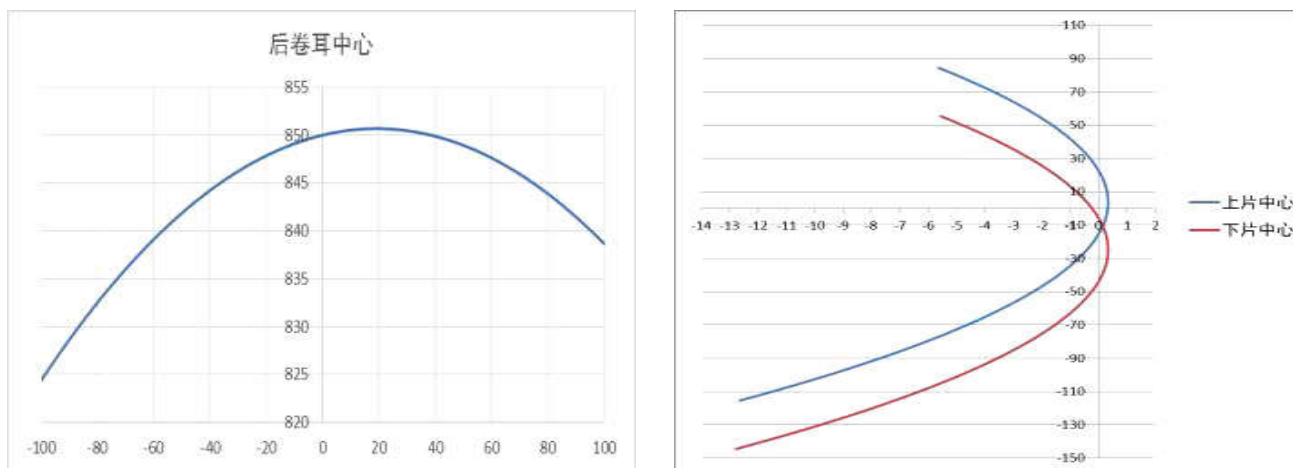


图3 后卷耳中心、板簧上、下片中心点轨迹

2) 根据悬架系统计算, 该板簧在满足安装定位及整车车轮心高时, 满载状态下板簧弧高为10mm, 在上述

轨迹中选取满载状态、上、下跳动一定量(如上、下跳80mm)三个状态下的位置点, 如表1所示:

表1 选取轨迹点

后卷耳		第一片中心		第二片中心		状态
motion	leaf_rear_X	X	Z	X	Z	
-90.02	828.67	-10.57	-105.51	-10.61	-134.51	下跳80
-10.07	849.10	-0.45	-25.58	-0.45	-54.58	满载(弧高10)
70.11	845.91	-2.04	54.60	-2.04	25.60	上跳80

3) 按照整车坐标系下悬架系统的安装定位, 将上述点坐标转化为整车系坐标, 如表2所示:

表2 轨迹点转换为整车坐标

后卷耳		第一片中心		第二片中心		状态
X	Z	X	Z	X	Z	
2417.05	-161.78	1573.98	-230.31	1572.67	-259.28	下跳80
2437.79	-154.60	1587.90	-146.86	1586.76	-175.84	满载(弧高10)
2434.54	-156.03	1589.46	-67.46	1588.31	-96.44	上跳80

4) 在整车基准下, 根据板簧下、上片中心点以及前轴的尺寸参数可以确定出前轴的安装状态, 从而得出转向节臂与转向直拉杆连接球接头的铰接点 A_2 坐标。

5) 创建转向和悬架骨架模型和DMU运动部件, 前述步骤3)中三个状态下板簧上片中心、下片中心分别用3点做圆法画出轨迹圆弧曲线, 并分别沿Y方向拉伸为板簧上片中心、下片中心运动轨迹面, 其余模型创建可参见文章《CATIA DMU模块在商用车转向系统设计中的应用》^[3], 这里不再赘述。

6) 创建DMU运动副及驱动进行仿真运动和干涉分析, 分别设置车轮跳动量(如上述的 $\pm 80\text{mm}$), 输出测量的转向摇臂摆动角度值, 以车轮跳动量为纵坐标, 摇臂摆动角度为横坐标, 生成图4, 与指标曲线进行对比, 该车型转向与悬架跳动干涉满足指标要求。

结语

本文介绍了基于三维设计及运动仿真软件对转向杆系与悬架板簧跳动运动干涉的设计方法, 相较于常规平面图做轨迹圆的设计方法, 可以提高设计的效率和准确

性；且不限于传统的理想钢板弹簧，也适用于变截面少片簧、复合材料板簧等，甚至于当转向器摇臂与板簧跳动不在平行平面运动时该方法仍然适用，提高了设计方法的适用性；根据本设计方法可以提出量化的设计指标对相关性能进行评价。

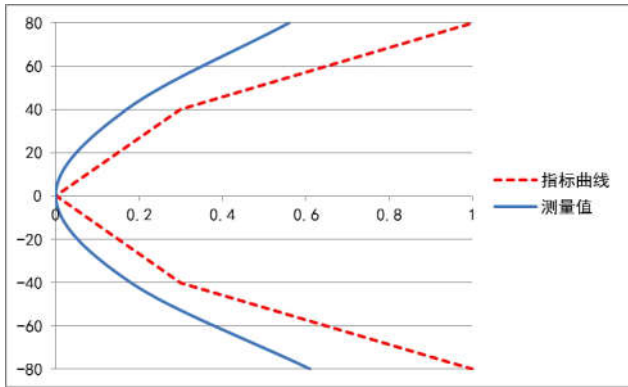


图4 转向摇臂受板簧跳动影响摆动角分析

参考文献

- [1]刘惟信.汽车设计[M].北京:清华大学出版社,2005,(7):68-69.
- [2]郭孔辉.板簧变形运动学分析及其应用[J].汽车工程,1990(2):7-15.
- [3]汪威,林安.CATIA DMU模块在商用车转向系统设计中的应用[J].重型汽车,2017(4):25-27.