

一种蜗杆支撑体的结构改善

黄 陆 张运成

海南海马汽车有限公司 海南 海口 570216

摘 要: 电动转向管柱异响是开发C-EPS电动转向系统的一大难题, 异响源大多在蜗轮蜗杆间隙补偿机构, 本文介绍一种蜗杆支撑体引起的异响, 以及支撑体结构的设计改善。

关键词: 蜗杆; 支撑体; 摆动

C-EPS电动转向管柱基本都采用间隙补偿机构, 通常蜗杆大轴承有一定的径向间隙, 小轴承为浮动式, 通过弹性机构对小轴承施加弹性压紧力, 实现蜗轮蜗杆间隙补偿功能。支撑体是蜗杆小轴承浮动性的关键部件, 支撑体结构不合理很容易导致异响的发生。

1 故障现象

某车型电动转向管柱蜗杆支撑体有内、外两个塑料圆圈, 外圈与壳体配合, 内圈与蜗杆小轴承配合。如图1所示, 方向盘向左(或右)转动时, 蜗杆受力带动内圈在垂直于内外圈连接点与中心点连线方向向上(或向下)摆动。车辆原地方向盘左右换向, 或者车辆在颠簸路面行驶, 车轮受凹凸路面传递导致方向盘左右换向时, 支撑体内圈在两个极限位置之间摆动, 因幅度过大, 从而与外圈发生碰撞造成异响。

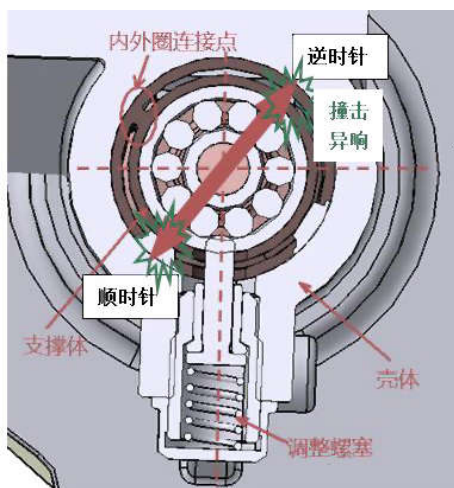


图1 支撑体内外圈摆动撞击示意图

2 异响分析

2.1 蜗轮蜗杆受力分析

此车型电动转向管柱蜗杆为主动轮, 蜗轮为被动轮, 左旋蜗杆副。蜗轮蜗杆啮合点受法向力 F_n 作用在垂直于蜗杆齿向的法平面内, F_n 可分解为切向力 F_t 、径向力 F_r 、轴向力 F_a 。方向盘左转向和右转向时, 蜗轮蜗杆受力

情况如图2, F_{t1} 、 F_{a1} 、 F_{r1} 分别为蜗杆切向力、轴向力、径向力, F_{t2} 、 F_{a2} 、 F_{r2} 分别为蜗轮切向力、轴向力、径向力, $F_{t1} = F_{a2}$, $F_{a1} = F_{t2}$, $F_{r1} = F_{r2}$ 。

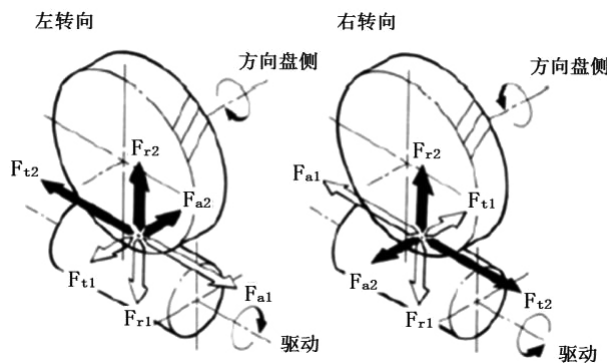


图2 蜗轮蜗杆受力方向

蜗杆分度圆啮合处受力分析如图3所示, 由图3可以得到以下关系式:

$$F_{a1} = F_n (\cos \alpha \cos \gamma - \mu \sin \gamma)$$

$$F_{t1} = F_n (\cos \alpha \sin \gamma + \mu \cos \gamma)$$

$$F_{r1} = F_n \sin \alpha$$

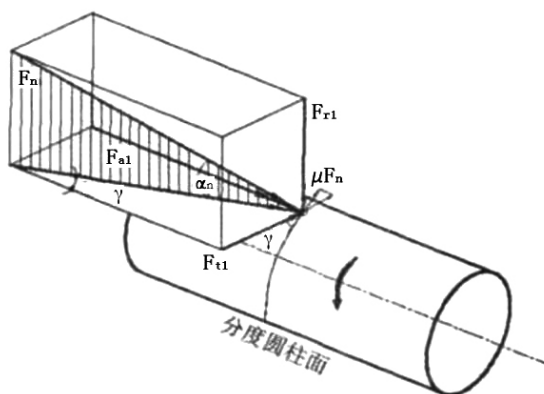


图3 蜗杆分度圆啮合处受力

其中 F_n 为法向力, α_n 为法向压力角, γ 为蜗杆导程角, μ 为蜗杆蜗轮啮合面之间的摩擦系数。 $F_{t1} = 2T/d$, 其中 T 为电机输出扭矩, d 为蜗杆分度圆直径。根据电机在额定扭矩 $T = 4.69\text{Nm}$ 时的转速以及蜗杆材料, 查表得 $\mu =$

0.049, 已知 $\alpha_n = 14.5^\circ$, $\gamma = 15^\circ$, $d = 15.88\text{mm}$, 算得 $F_{t1} = 590.686\text{N}$, $F_{a1} = 1829.086\text{N}$, $F_{r1} = 496.453\text{N}$ 。

从转向管柱输入轴方向看, 如图4所示, 当蜗轮逆时针旋转(左转向)时, 啮合点所受轴向力 F_{a1} 由于偏离蜗杆轴线位置, 将产生一个围绕大端轴承中心的扭矩 M_a , 由于只关注y平面的受力, M_a 等同于径向力 F_{ra} 产生的扭矩, 即 $M_a = F_{a1} * s = F_{ra} * l$, 故沿着蜗杆径向的合力: $F_{r逆} = F_{r1} - F_{a1} * s / l$, 同理当蜗轮顺时针转动(右转向)时, $F_{r顺} = F_{r1} + F_{a1} * s / l$ 。已知 $s = 7.94\text{mm}$, $l = 46\text{mm}$, 计算 $F_{r逆} = 180.73\text{N}$, $F_{r顺} = 812.169\text{N}$ 。

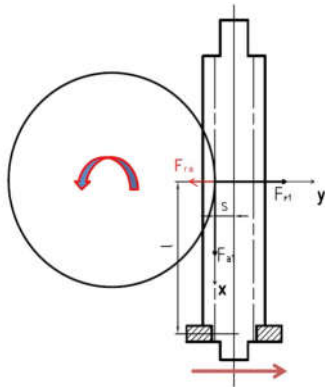


图4 管柱输入轴向视图

2.2 左转向时蜗杆受力及摆动

方向盘左转向时, 蜗杆y面的受力如图5所示, $F_{t1} = 590.686\text{N}$, $F_{r逆} = 180.73\text{N}$, 计算合力 $F_{合逆} = 617.72\text{N}$ 。从蜗杆小轴承轴向看, 根据同一平面内力的几何关系, $F_{合逆}$ 在支撑体内外圈连接点与中心点连线的上方, 故蜗杆带动内圈往垂直于连线上方摆动。

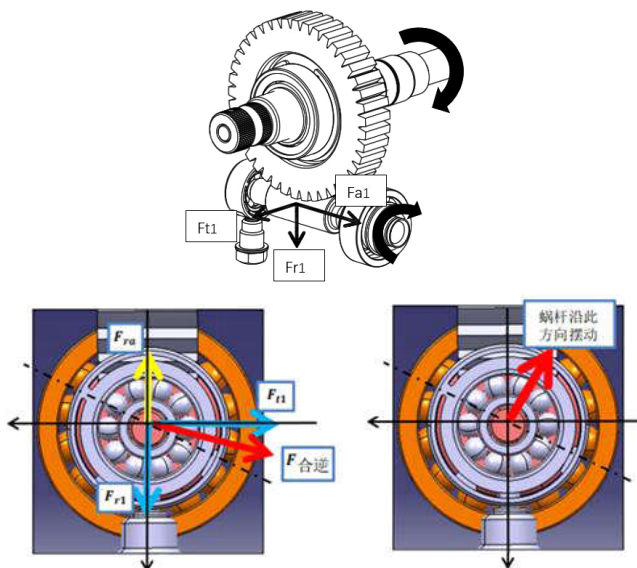


图5 蜗杆小轴承轴向视图(左转向)

2.3 右转向时蜗杆受力及摆动

方向盘右转向时, 蜗杆y面的受力如图6所示, $F_{t1} = 590.686\text{N}$, $F_{r顺} = 812.169\text{N}$, 计算合力 $F_{合顺} = 1004.26\text{N}$ 。从蜗杆小轴承轴向看, 根据同一平面内力的几何关系, 合力 $F_{合顺}$ 在支撑体内外圈连接点与中心点连线的下方, 故蜗杆带动内圈往垂直连线下方摆动。

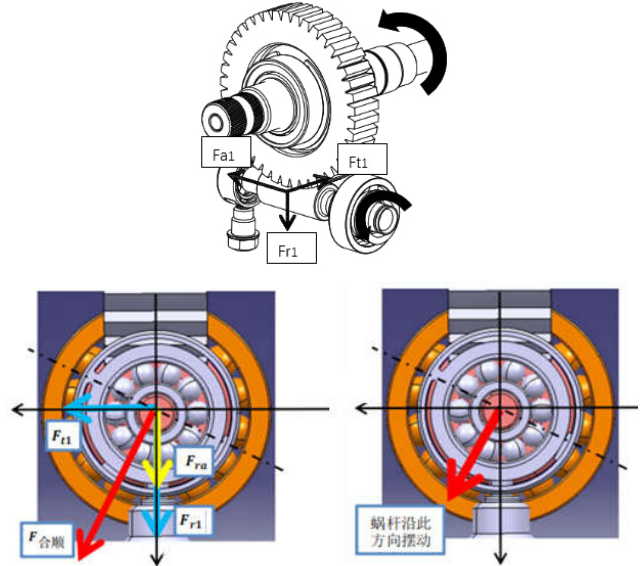


图6 蜗杆小轴承轴向视图(右转向)

所以方向盘左右换向时, 支撑体内圈往垂直于连接点与中心点连线相反方向上下摆动, 由于摆动幅度过大, 造成内圈撞击外圈产生异响。

3 结构设计优化

改变支撑体结构, 将支撑体按调整螺塞轴线进行镜像, 如图7所示。

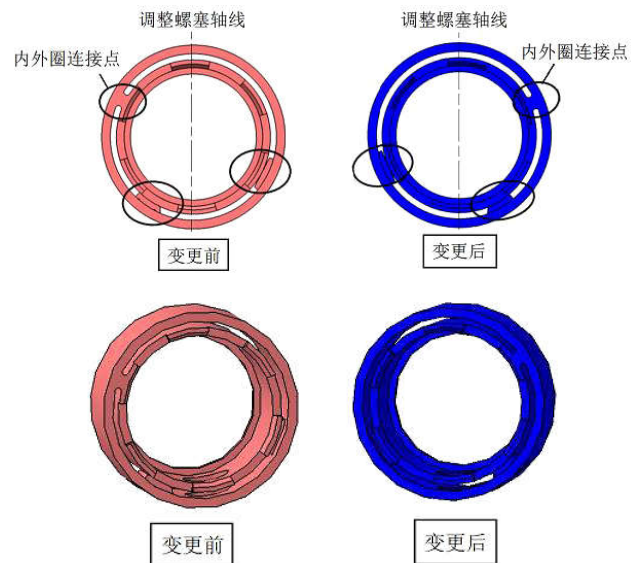


图7

内外圈连接点与中心点连线镜像移动, 在蜗杆受力

不变的情况下，改变了支撑体内圈的摆动方向，如图8所示，左转向时合力 $F_{合逆}$ 方向在连接点与中心点连线下方，支撑体内圈往垂直于连线下方摆动。

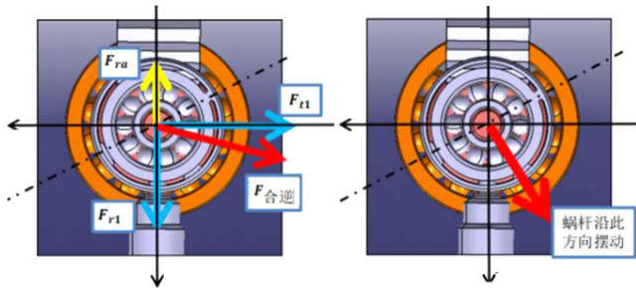


图8 左转向时调整体内圈受力及摆动方向

如图9所示，右转向时合力 $F_{合顺}$ 方向也在连接点与中心点连线下方，支撑体内圈也往垂直于连线下方摆动。故在方向盘左右换向时，内圈只往同一方向摆动，相对优化前摆动幅度减小，大大减弱了内外圈的撞击，从而消除了异响。

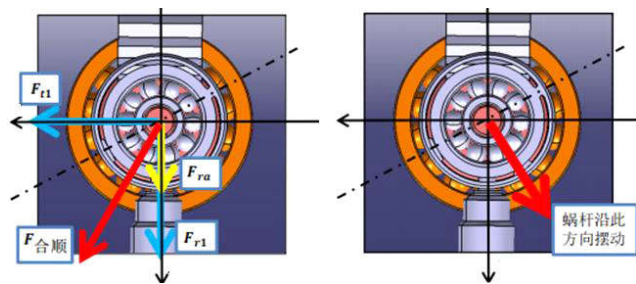


图9 右转向时调整体内圈受力及摆动方向

4 方案效果

根据实车验证，结构优化的方案在批量切换之后，车辆原地左右换向异响以及石块路面颠簸异响都消除，而且在整车道路耐久试验后异响也没有出现，改善效果良好，有效提升车辆品质。

参考文献

- [1]吴宗泽.机械设计师手册(上、下册).北京:机械工业出版社,2002.1.
- [2]陈振文.液压制动系统踏板感觉影响因素分析[J].企业技术开发,2013,32(8):92-95.
- [3]余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2003.