

基于换挡力的换挡摇臂多目标结构设计优化*

苟 鹏¹, 张培培¹, 隋立起², 周青松¹, 左明健^{1,3}

(1. 电子科技大学机械与电气工程学院, 四川 成都 611731; 2. 宜宾丰川动力科技有限公司, 四川 宜宾 644002;
3. 青岛国际院士港研究院, 山东 青岛 266041)

摘要: 换挡摇臂是换挡执行机构的关键零件之一, 其变形与疲劳寿命对于换挡执行机构的正常工作具有重要影响。文中以某型电控电动式换挡机构的换挡摇臂为研究对象, 首先通过多体动力学仿真计算获取载荷谱, 基于有限元仿真计算换挡摇臂的应力分布, 从而计算出换挡摇臂的变形与疲劳寿命; 然后基于变形和疲劳寿命分析结果, 选取换挡摇臂关键几何参数为设计变量, 以换挡摇臂质量和换挡摇臂变形为目标, 以换挡摇臂疲劳寿命为约束条件, 通过响应面法对换挡摇臂结构进行多目标设计优化。结果显示, 在换挡摇臂质量减轻的同时, 变形不增反减。这充分说明文中建立的模型和优化方法具有一定的工程应用价值, 为换挡摇臂的设计提供了重要的理论支撑。

关键词: 换挡摇臂; 疲劳; 变形; 结构优化

中图分类号: TP20 **文献标识码:** A **文章编号:** 1008-5300(2022)03-0013-05

Multi-objective Structural Design Optimization of Shift Rocker Arm Based on Shift Force

GOU Peng¹, ZHANG Peipei¹, SUI Liqi², ZHOU Qingsong¹, ZUO Mingjian^{1,3}

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, China; 2. Yibin Fengchuan Powertrain Technology Ltd. Co., Yibin 644002, China;
3. Qingdao International Academician Park Research Institute, Qingdao 266041, China)

Abstract: The shift rocker arm is one of the key parts of the shift actuator. The deformation and fatigue life of the shift rocker arm have critical impact on the reliable and safe operation of the shift actuator. This paper focuses on the optimal design of the shift rocker arm of an electronically controlled electric shift mechanism. Firstly, the load spectrum is obtained through multi-body dynamics simulation, the stress distribution of the shift rocker arm is calculated based on the finite element analysis and the deformation and fatigue life of the rocker arm can be calculated. Based on the analysis results of deformation and fatigue life, the key geometric parameters of the shift rocker arm are selected as design variables, the mass and deformation of the shift rocker arm are taken as the minimization objectives, and the fatigue life requirement of the shift rocker arm is taken as the constraint. The multi-objective structure design optimization of the shift rocker arm is carried out by using the response surface method. The results show that the mass of the shift rocker arm is reduced, while the deformation does not increase but decrease. It fully shows that the optimization model and method proposed in this paper have certain engineering application value, which provides important theoretical supports for the design of rocker arm of shift mechanism.

Key words: shift rocker arm; fatigue; deformation; structural optimization

引 言

随着电动汽车逐渐普及, 电动汽车相关技术也得到迅速发展, 尤其是与电动汽车相关的三电技术(电

池、电机和电控)以及自动变速器等成为研究重点。自动变速器是我国电动汽车产业实现高质量发展的瓶颈技术, 目前对进口的依赖较严重。为实现变速器国产化, 一些企业和科研院所进行了大量的研究, 然

* 收稿日期: 2022-06-14

基金项目: 四川省科技计划项目(2021YFG0219)

而国产自动变速器市场化和产业规模化还很缓慢。同时,汽车产品对高安全性的需求也突出表现在对复杂工况、高可靠度、全生命周期的自动变速器设计技术的迫切需求。为了满足电动车的长距离行驶,需要使电动车具有较高的机械效率,然而驱动电机的工作范围较宽,为了使电机保持在较高的效率区间工作,需要为电机匹配减速器,通过换挡机构使电机始终处于高效工作区间。常见的换挡机构分为3种:电控气动式、电控电动式和电控液动式^[1-3]。

在自动变速器中,电控电动式换挡机构的设计是实现自动换挡的核心技术。高可靠度的自动换挡执行机构将极大地推动自动变速器的应用,催化国家汽车产业的发展。

在换挡机构中,换挡摇臂在长时间复杂工况运行过程中会出现变形、磨损、传动不精确以及疲劳断裂等问题,直接影响换挡品质并降低变速器本体的使用寿命,甚至会造成严重的安全事故。

针对换挡机构,国内外研究多集中在换挡拨叉的疲劳寿命预测与换挡齿轮疲劳寿命研究以及拨叉的轻量化设计上。如文献[4]基于改进的 $S-N$ 曲线对换挡拨叉进行了寿命预测;文献[5]利用疲劳累积损伤原理对换挡拨叉进行了寿命预测;文献[6]运用疲劳累积损伤理论对齿轮接触疲劳寿命进行了预测;文献[7]利用有限元方法对换挡拨叉的加工变形进行了研究;文献[8]利用有限元方法对换挡拨叉换挡时的变形进行了仿真;文献[9]对拨叉进行了轻量化设计。

对于本文研究的换挡执行机构摇臂,国内外研究较少。目前,由于加工会使摇臂变形,装配会造成摇臂定位不准,摇臂长期使用后因受换挡冲击力的作用会产生塑性变形,而换挡机构对定位精度的要求又较高,因此变形是换挡执行机构摇臂结构设计的重要关注点。在设计过程中,为保证较小的变形与较大的疲劳寿命,摇臂的几何参数冗余较大,加上其他几何参数选择保守,导致摇臂质量过大。因此,结合变形和疲劳寿命对换挡摇臂结构进行结构设计优化显得尤为必要。

基于上述分析,本文建立几何模型,确定摇臂的换挡力,基于载荷进行变形和疲劳寿命分析,并结合变形与疲劳寿命分析结果进行结构设计优化。

1 几何模型

以宜宾丰川动力科技有限公司提供的换挡机构为对象进行建模。该换挡执行机构的结构如图1所示。

换挡电机输出轴连接换挡齿轮,通过换挡齿轮与不完全齿轮啮合带动换挡摇臂旋转,换挡摇臂与滑块接触,从而带动换挡滑块进行换挡。

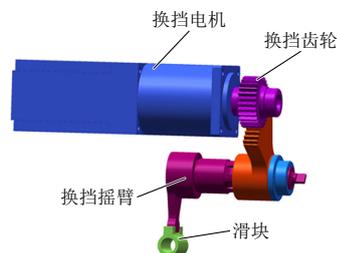


图1 换挡机构模型

换挡齿轮、换挡摇臂和滑块的材料为40Gr,其主要参数见表1。换挡摇臂的模型如图2所示。其关键几何尺寸为凸台外圆直径 P_1 、凸台厚度 P_2 、拨指厚度 P_3 、凸台内圆直径 P_4 和凸台内孔深度 P_5 。

表1 40Gr材料参数

参数	数值
杨氏模量 $E/(\text{N}\cdot\text{m}^{-2})$	2.1×10^{11}
泊松比 ν	0.277
密度 $/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	7.85×10^3

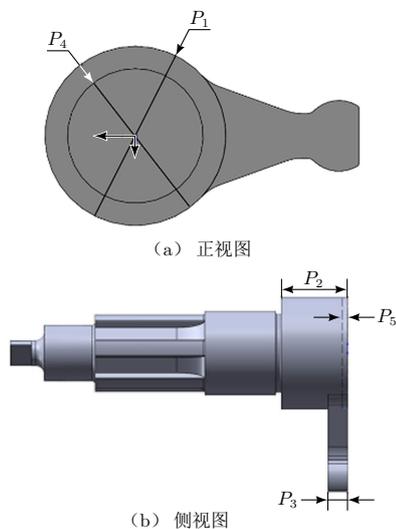


图2 换挡摇臂模型

2 换挡摇臂换挡力确定

确定换挡力常用的方法有3种:1)通过力学方法进行理论计算。如果考虑太复杂,计算起来就有难度,有些问题难以求解;如果考虑太简单,精度就不高。2)通过动力学软件进行仿真分析。该方法设置简单,结果精度对建模精度要求较高。3)通过试验进行测量。该方法精度较高,但成本也较高,周期较长。由于齿轮

耦合会导致刚度发生变化,从而改变换挡摇臂的换挡力,导致理论求解困难,而通过试验测量接触力也比较困难,故本文选用的是第二种方法,即利用动力学软件对换挡摇臂的换挡力进行计算。换挡摇臂换挡力的确定首先要明确滑块的受力(主要分为挂挡阶段受力和摘挡阶段受力),然后根据滑块的受力情况进行摇臂接触力的计算,获得摇臂的载荷谱。

滑块受力与换挡过程有关。换挡过程主要分为挂挡阶段与摘挡阶段。挂挡阶段主要包括空挡自锁阻力、自由行程滑动阻力和碰撞啮合阶段换挡力。摘挡阶段主要包括摘挡脱离阻力以及自由行程滑动阻力^[10-11]。

2.1 挂挡受力分析

当换挡机构挂挡时,钢球先在自锁槽中随着拨叉轴横向移动,弹簧压缩量逐渐增加,直到钢球脱离自锁槽,换挡力达到最大。随着拨叉轴继续横向移动,钢球会压入另外一个自锁槽挂入挡位,防止脱离挂入挡位以及自行挂入错误挡位^[12]。自锁机构如图3所示。

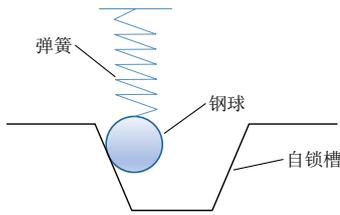


图3 自锁机构

2.1.1 空挡自锁阻力分析

换挡之前,自锁钢球位于自锁槽,其受力分析图如图4所示。

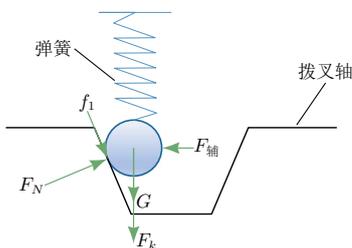


图4 空挡自锁阻力

图中： f_1 为钢球与自锁槽的摩擦力； F_N 为自锁槽对钢球的支持力； F_k 为弹簧压缩力； $F_{辅}$ 为辅助机构对钢球的支持力； G 为小球的重力。

根据图4中各力之间的关系,可得弹簧压缩力 F_k ：

$$F_k = \frac{k\Delta x(\sin\theta + \mu\cos\theta)}{\cos\theta - \mu\sin\theta} \quad (1)$$

式中： k 为弹簧刚度； μ 为钢球与拨叉轴的摩擦系数； θ 为自锁槽倾角； Δx 为弹簧压缩量。

2.1.2 自由行程滑动阻力分析

自由行程受到的力主要是自锁机构带来的自锁阻力,自锁阻力的大小取决于弹簧压缩量。自由行程阻力如图5所示。

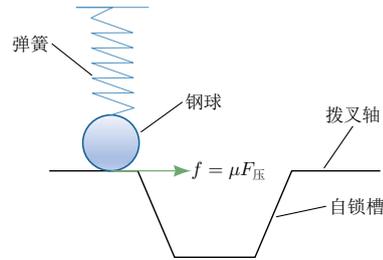


图5 自由行程阻力图

自由行程阻力的计算公式为：

$$f = \mu F_{压} \quad (2)$$

式中： f 为自由行程阻力； $F_{压}$ 为弹簧的压缩力， $F_{压} = k\Delta x$ 。

2.1.3 碰撞啮合阶段换挡力分析

接合套与接合齿圈之间的碰撞力取决于接合套与接合齿圈的相对位移角度,共有4种接触状态:上导角接触、下导角接触、上齿面接触和下齿面接触,具体见参考文献[10]。

2.2 摘挡受力分析

换挡机构摘挡时的阻力主要分为摘挡脱离阻力与自由行程滑动阻力。摘挡脱离阻力包括接触压力带来的摩擦力和接合套自重产生的摩擦力。换挡电机在摘挡时会主动调节扭矩,让接合套以及接合齿圈的相对速度接近0,从而减小接触面之间的压力,进行脱挡。具体见参考文献[13]。

摘挡时的自由行程滑动阻力与挂挡时的自由行程滑动阻力类似,具体见2.1.2节。

2.3 载荷谱获取

换挡执行机构有齿轮传动,会使换挡摇臂受到的接触力发生变化,故采用Adams软件获取载荷谱。导入模型,施加约束和驱动,由于挂挡碰撞啮合阶段与脱挡阶段时间较短,故不考虑换挡力。得出的载荷谱如图6所示。横坐标代表时间,一共为0.28 s,包括一次完整的换挡与摘挡过程。纵坐标代表换挡摇臂的换挡力,最大值为230 N,与理论吻合。

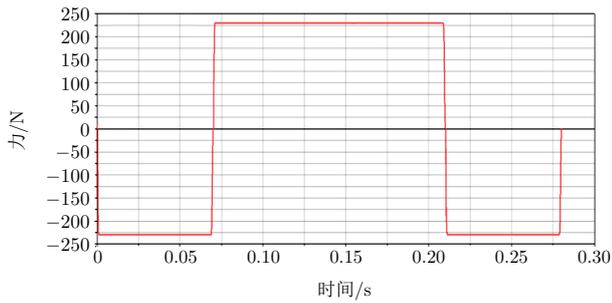


图6 载荷谱

3 换挡摇臂变形与寿命分析

3.1 变形分析

由第2部分的载荷分析可知,滑块负载施加为230 N,利用Ansys进行静力学分析,变形结果如图7所示。

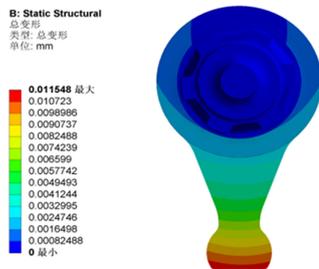


图7 换挡摇臂变形

从图7可以看出,最大变形量位于摇臂最末端,大小为0.011 548 mm。

换挡机构对执行机构的精度要求比较高^[14]。换挡摇臂在加工过程中会变形,有装配误差,换挡摇臂接触面存在磨损,而且由于换挡过程存在较大冲击力,经过多次换挡过后变形会加剧,从而导致摇臂多次使用过后不能够达到指定位置,故需要在结构设计中考虑变形。

3.2 疲劳寿命分析

3.2.1 疲劳仿真的基本理论

疲劳仿真常用的基本理论有基于应力的疲劳寿命理论,主要适用于高周疲劳(循环次数大于 10^5 次);基于应变的疲劳寿命理论,适用于低周疲劳(循环次数小于 10^5 次);基于累计损伤的疲劳寿命预测方法,主要适用于承受循环载荷的机械零部件;基于损伤力学以及基于能量的寿命预测方法^[13]。基于研究对象的工况,本文使用的预测方法是累计损伤疲劳预测方法。

3.2.2 疲劳寿命计算结果

将载荷谱和Ansys生成的拨叉应力图导入Ncode中,以S-N曲线为依据,采用的应力修正方法为Good-

man平均应力修正,基于累计损伤疲劳理论,以0.28 s为滑块的一个换挡周期,得出的寿命结果如图8所示。

从图8可以看出,换挡摇臂疲劳寿命为 1.039×10^{10} 次。从文献[4]可知,换挡拨叉的基本寿命为 9.1×10^5 次左右,换挡摇臂与换挡拨叉同为换挡执行机构的一部分,设计寿命应一样。本文换挡摇臂寿命取 1.0×10^6 次以上。由图8可知,设计的疲劳寿命远高于实际使用寿命($1.039 \times 10^{10} - 1.0 \times 10^6 = 1.039 \times 10^{10}$)。

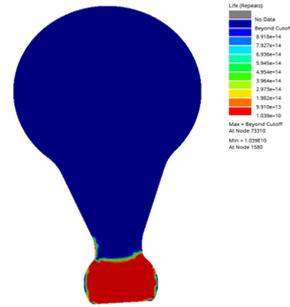


图8 换挡摇臂疲劳寿命

在设计过程中,为了使变形更小,疲劳寿命不过多冗余,且质量更轻,本文将对其进行结构设计优化。

4 换挡摇臂结构设计优化

4.1 优化模型的建立

结合宜宾丰川动力科技有限公司的实际工程需要,本文换挡摇臂采用的材料为40Gr,以换挡摇臂的最大剪切应力以及疲劳寿命为约束条件,以换挡摇臂的质量和变形作为目标函数,考虑到摇臂与其他零件的几何关系,取换挡摇臂的5个几何参数 $P_1 \sim P_5$ (对应 $x_1 \sim x_5$)作为设计变量进行优化。

本文的换挡摇臂寿命取 1.0×10^6 次以上,换挡摇臂的最大剪切应力应小于40Gr的剪切应力极限330 MPa。建立优化模型如下:

$$\begin{aligned} \text{find } & \mathbf{X} = [x_1 \cdots x_5] \\ \text{min } & f_1(\mathbf{X}), f_2(\mathbf{X}) \\ \text{s.t. } & \tau(\mathbf{X}) - \tau_{\max} \leq 0 \\ & S_{\max}(\mathbf{X}) - S_{\max} \leq 0 \end{aligned} \quad (3)$$

式中: \mathbf{X} 代表设计变量; $f_1(\mathbf{X})$ 和 $f_2(\mathbf{X})$ 分别为质量和变形的目标函数; $\tau(\mathbf{X}) - \tau_{\max} \leq 0$ 和 $S_{\max}(\mathbf{X}) - S_{\max} \leq 0$ 是约束条件。两个约束条件分别是疲劳寿命 S 和最大剪切应力 τ 。由图2可以看出,对变形影响较大的是 P_1 和 P_3 ,对质量影响较大的是 P_1 和 P_2 。

多目标方法主要有主要目标法、统一目标法、分层序列法及宽容分层序列法等。由于变形相比于质量对机构的影响较大,本文采用的多目标优化方法是主要目标法,因此将变形作为主要目标,将质量转换为约束条件进行优化。

4.2 响应曲面优化

常用的优化方法有响应面优化法和直接优化法等^[12],本文选用响应面优化法。摇臂变形响应面如图9所示。

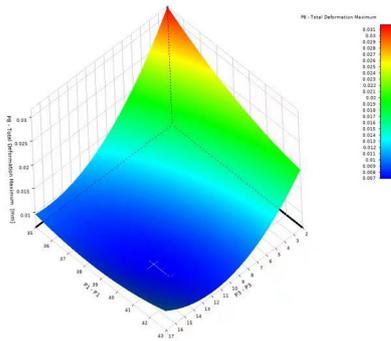


图9 摇臂变形响应面

纵轴代表换挡摇臂质量,水平面两坐标轴代表两个设计变量 P_1 和 P_3 (见图2)。从图9可以得出,设计变量 P_1 为40 mm, P_3 为13 mm时,目标函数 $f_1(\mathbf{X})$ 达到0.007 mm。

4.3 优化结果对比

对换挡摇臂的几何尺寸进行优化,结果对比见表2。由于响应面候选点与验证点之间有差别,故表格数据与响应面数据存在偏差。

表2 优化结果对比

参数	优化前	优化后
设计变量 P_1 /mm	40.000	37.507
设计变量 P_2 /mm	23.500	19.963
设计变量 P_3 /mm	7.0	14.5
设计变量 P_4 /mm	30.000	24.329
设计变量 P_5 /mm	2.000	16.964
疲劳寿命 S /次	1.039×10^{10}	1.016×10^{12}
质量/kg	0.59566	0.53065
变形/mm	0.011548	0.009442

由表2可知,优化后设计变量 P_1 与 P_2 的尺寸都明显缩小,质量相比优化前减少了10.91%,变形相比优化前减少了18.24%,证明优化是可行和有效的。

5 结束语

本文基于Ansys Workbench平台对换挡摇臂进行了变形分析,在动力学分析的基础上结合换挡力进行

了疲劳寿命分析,以疲劳寿命和最大剪切应力为约束条件,以质量和变形为优化目标进行了结构设计参数优化,并对比了优化前后结构的质量和变形。在质量减少10.91%的情况下,变形减少了18.24%,说明优化结果有效。本文建立的模型和优化方法为换挡机构摇臂的设计提供了重要的理论支撑。

参考文献

- [1] 程潇骁. 电机变速器耦合系统换挡过程动力学建模与控制策略研究[D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [2] 葛安林. 自动变速器(六): 电控机械式自动变速器(AMT)[J]. 汽车技术, 2001(10): 1-4.
- [3] 张建林. 电控电动AMT无离合器操纵换挡控制技术研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2007.
- [4] 陈平, 方杰, 周志, 等. 变速箱换挡拨叉疲劳寿命分析[J]. 机械强度, 2020, 42(3): 6.
- [5] 陈德民, 李雪原, 胡纪滨, 等. 轮式车辆变速箱换挡拨叉断裂的累积损伤研究[J]. 北京理工大学学报, 2006(10): 855-858, 887.
- [6] 赵韩, 黄青青, 黄康, 等. 纯电动汽车二挡变速箱齿轮接触疲劳寿命研究[J]. 机械传动, 2016, 40(8): 6-10.
- [7] 高堂盼. 轿车换挡拨叉加工变形检测矫正一体机研究与设计[D]. 南昌: 江西理工大学, 2017.
- [8] 杨志龙, 陈龙. 某减速机拨叉有限元分析及优化设计[J]. 汽车实用技术, 2016(9): 135-136.
- [9] ANDREAS S. Shift Fork for a Motor Vehicle Transmission: UK, EP3362709B1 [P]. [2022-05-08].
- [10] 隋立起, 田丰, 李波, 等. 考虑齿轮耦合振动的换挡过程非线性动力学分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2020, 60(2): 109116.
- [11] 崔文夏. 混合动力客车AMT变速器纯电动模式下换挡性能仿真分析[D]. 太原: 太原理工大学, 2019.
- [12] 叶文. 全电AMT换挡执行机构设计及控制[D]. 长沙: 中南林业科技大学, 2019.
- [13] 李文林. 双离合变速器内部换挡机构关键零部件优化与改进[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2020.
- [14] 丁斌, 史艳龙, 苏皎, 等. 换挡及驻车机构几何精度优化方法研究[J]. 汽车实用技术, 2020(14): 35-36, 61.

苟 鹏 男,1998年生,硕士研究生,主要研究方向为电动汽车换挡机构性能分析和优化设计。

张培培 女,1981年生,副教授,主要从事可靠性设计优化和设备在线监测研究工作。