

某型全地形车传动轴断裂问题分析

赵晓睿 冯柯文 蒋和跃
(陆军装备部驻重庆地区军事代表局 重庆 400042)

摘要: 为查找传动轴断裂原因, 从设计、制造、使用等方面建立某型全地形车传动轴的断裂因素故障树, 形成3个中间事件和7个底事件, 对底事件逐项进行排查。结果表明, 传动轴属扭转疲劳断裂, 断裂发生于轴管与十字轴叉处, 在轴管与轴叉的压装过程中, 压装不到位, 焊接时发生虚焊, 是造成传动轴断裂主要原因。

关键词: 扭转疲劳断裂; 传动轴; 焊接; 断裂

0 引言

轴类零件载荷多以扭转载荷居多。循环扭转产生疲劳裂纹和疲劳断口的常见情况有: 断裂面平行或垂直于扭转轴; 断裂面与扭转轴成45°夹角; 发生混合型断裂面, 即裂纹发生于轴管与十字轴叉焊接处, 使用中最大冲击载荷大于传动轴极限扭转屈服扭矩, 导致扭转疲劳断裂。

全地形车的传动轴是将减速箱的动力传至轮边锥齿轮箱的重要零部件, 传动轴在使用过程中若发生断裂、脱落故障, 轻则车辆不能行使, 重则导致发生翻车等重大事故。某全地形样车在可靠性行驶试验时, 发生转向困难, 右边第一轴、第二轴车轮存在打滑现象, 第三轴车轮同一、二轴车轮明显存在转速差, 通过检查发现右后传动轴断裂(见图1)。

1 问题定位

为了找出传动轴断裂原因, 从设计、制造、使用等方面建立某型全地形车轮边三轴传动轴的断裂因素故障树(见图2), 形成3个中间事件和7个底事件, 对底事件逐项进行排查分析。

1.1 设计情况分析

1.1.1 传动轴设计临界转速校核(X1)

两端自由支撑、壁厚均匀的等截面传动轴的临界转速 n_c 为:

$$n_c = 1.2 \times 10^8 \times \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \\ = 1.2 \times 10^8 \times \frac{\sqrt{63.5^2 + 59.9^2}}{237^2} = 186495 (r/min)$$

式中: L ——传动轴长, 取两万向节之中心距, 237mm;

d 、 D ——轴管内、外径, 分别为59.9mm、63.5mm。

在车辆实际运转过程中, 传动轴的最高转速为1207r/min, 临界转速与传动轴实际最高转速的比值为154, 远高于安全系数 K (1.2~2)的要求。

1.1.2 传动轴轴管应力分析(X2)

(1)额定工况下轴管的扭转应力 τ

根据驱动电机最大扭矩320Nm, 电机减速箱传动比7.87, 传动效率0.94, 根据多轴汽车驱动扭矩分配理论, 其轮边三轴传动轴承受的最大扭矩为789Nm, 考虑到载荷分配不均性(1.3), 轮边三轴传动轴承受的最大扭矩为1026Nm, 选用轮边三轴传动轴的额定扭矩为1100Nm, 轴管规格为 $\phi 63.5 \times 1.8$ 。

扭转应力计算如下:

$$\tau = \frac{16DT}{\pi(D^4 - d^4)} \leq [\tau] \\ \tau = \frac{16 \times 63.5 \times 1026 \times 1000}{3.14 \times (63.5^4 - 59.9^4)} = 98 (MP_a) \leq [\tau] = 125 (MP_a)$$

(2)极限工况下轴管的载荷分析

由于6×6全地形车会在各种复杂道路上行驶, 可能存在单根传动轴轴承受全部扭矩的工况, 即:

$$T_{\text{极限}} = 320 \times 7.87 \times 0.94 = 2367 (Nm)$$

而该传动轴静扭转屈服扭矩 $\leq 3000Nm$, 故在极限工况下该传动轴轴管的安全系数为: $3000/2367 = 1.267$, 设计要求安全系数1.2。

1.2 制造情况排查

1.2.1 使用材料及加工尺寸检查(X3)

对失效件的壁厚尺寸、材料成份进行了检查, 壁厚尺寸要求1.8(+0.2/-0.1), 实测壁厚分别为1.78、1.77、1.80; 材料检查结果符合要求。

1.2.2 焊接质量检查(X4)

为了检查断裂部位是否存在焊接缺陷, 故对故障件进

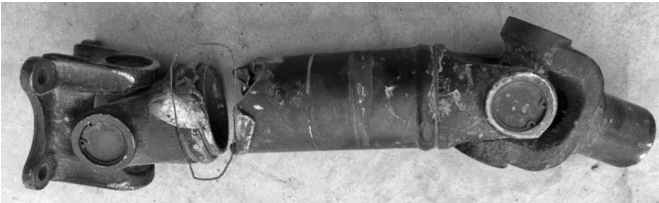


图1 断裂的传动轴（右后）

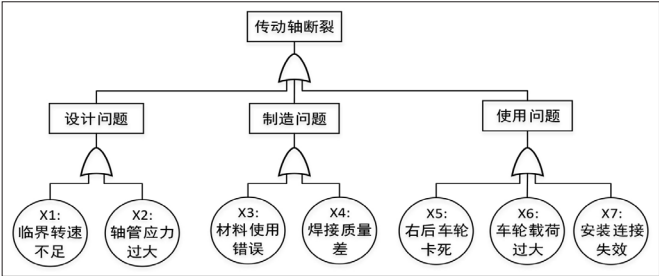


图2 传动轴断裂因素故障树

行熔深检查。其检查结果如下表所示：

表 故障件熔深检查数据

样件 编号	焊接熔深 (mm)		焊喉厚度 (mm)	焊脚长度 (mm)	
	e1 > 0.27	e2 > 0.27	a > 1.4	b1 > 2.88	b1 > 2.88
故障件	0	0.30	3.65	0	3.91

根据熔深检查结果，该焊接不合格。

1.3 使用情况排查

1.3.1 右后车轮分析 (X5)

通过对现场检查，右后车轮没有被其它异物卡死；利用千斤顶把右后车轮悬空，车轮旋转灵活，故排除车轮卡死导致传动轴断裂的可能性。

1.3.2 车轮载荷分析 (X6)

对试验车辆进行载荷复核，整车质量（含驾驶员）为 3495kg，符合整车满载质量 3500kg 的设计要求；右后车轮的载荷为 815kg，没有超过车轮设计载荷（900kg）。故排除车轮载荷过大导致传动轴断裂的可靠性。

1.3.3 安装连接分析 (X7)

右后传动轴法兰端：安装螺栓没有松动现象；花键端：内外花键配合灵活，无异常现象；传动轴连接两端、电机减速箱输出轴及三轴轮边锥齿轮箱输入法兰端都正常，无异常情况。

2 断裂原因分析

传动轴生产流程图如下：

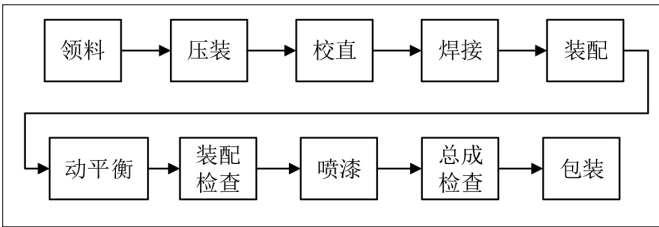


图 3 传动轴生产过程流程图

根据对失效焊接部位的熔深检查，该传动轴失效机理如下：在轴管与轴叉的压装过程中，压装不到位，导致在接下来焊接过程中，由于焊缝宽度大于设计值，从而导致虚焊，因而在使用过程中断裂。

3 结语

焊接质量差（虚焊）导致传动轴断裂失效的主要原因；由于虚焊导致传动轴的强度降低，在使用发生扭转疲劳断裂的机理清楚；建议修改技术文件（增加无损探伤）、完善工艺文件（焊前压装到位确认、焊接工艺参数控制、焊后质量检查）。

参考文献：

[1] 傅祥炯. 结构疲劳与断裂 [M]. 西安：西北工业大学出版社，1995.

(上接第 112 页)

源 6X4 重型纯电动牵引车与陕汽 SX4185ZL301 型 4 X2 燃油牵引车，纯电动牵引车主要存在以下几方面问题：

(1) 纯电动牵引车比在用的燃油牵引车车身长度长 1760mm，车辆转弯半径增大，从而影响了车辆的操作便利性和灵活性；

(2) 港口专用的燃油牵引车为偏置式驾驶室设计，而纯电动牵引车则为全驾驶室设计，两者相比较纯电动牵引车的驾驶室其抗外力强度不足，且驾驶人员视野不足，存在盲区，无法保证设备安全；

(3) 纯电动牵引车的动力电池组安装在驾驶室后平台上，阻挡驾驶人员的后视线及存在被港区大型设备的装卸吊具、箱体或拐弯时碰撞的隐患；

(4) 纯电动牵引车的采购费用相比燃油牵引车多了将近 1 倍，前期生产投资成本较大，不利于生产企业大规模推广使用。

6 结语

某港口通过严格科学的数据测试分析，对比传统的燃

油牵引车，纯电动牵引车有着非常明显的能耗优势，具有良好的经济性，同时也有利于国家的环境保护以及司机的职业健康。但其车体的结构设计存在一定的不合理性，若在港口推广使用，则需根据港口的工况和实际需求进行优化设计。另外，因某港口本次测试时间较短，对于车辆的电池组、电机等重大零部件还需进行较长时间的测试和验证，特别是对电池组的老化特性进行测试，才能充分证明其优势。

参考文献：

[1] 纪玉华. 纯电动牵引车集装箱码头作业综合性能试验分析 [J]. 港口装卸, 2019(4): 29-33.
[2] 宋泽峰. 纯电动公铁两用牵引车牵引性能的研究 [J]. 轨道交通装备与技术, 2017(4): 6-7.
[3] 王国川. 电动技术在卡车上的应用 [J]. 汽车实用技术, 2010(3): 31-34.

作者简介: 黄卞传 (1988.09-), 男, 汉族, 广东广州人, 本科, 助理工程师, 研究方向: 机械设计与制造及其自动化专业。