

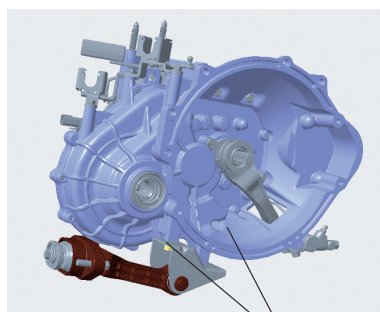
变速器悬置螺栓联接失效分析

□ 赣州经纬科技股份有限公司/黄小风 刘武

公司给国内某知名SUV汽车品牌配套开发的一款新车变速器总成，整车在试验场搓板路面进行强化路试的过程中，出现了变速器底部的悬置孔螺纹牙拉滑丝，导致悬置失效的问题。

变速器及悬置的外形结构如图1所示，变速器与悬置支架通过两个M12×1.25mm，有效螺纹联接长度为21mm的10.9级的螺栓联接，壳体材料为ADC12压铸铝合金。变速器悬置孔螺纹牙滑丝后，螺栓松动掉落，但螺栓的螺纹牙并未损坏。

针对此次失效的原因，本文仅对变速器本身相关零部件进行分析。



联接螺栓

图1 变速器及悬置

壳体材料分析

1. 金相分析

从变速器壳体螺纹牙处取样并磨制金相试样，在光学显微镜下进行金相组织观察发现，样品局部有较密集的铸造缺陷，包含微裂纹和孔洞，如图2所示。经过氢氟酸水溶液腐蚀后观察，基体组织为共晶体（α固溶体和Si共晶硅），枝晶为

2%以内。绕组端部的仿真误差较大，最终稳定时的误差相差约2.2，但整体误差在5%以下，该结果在工程计算的误差允许范围内。所以与通过试验结果的比对，验证了本文采用的磁-热耦合仿真计算轮毂电动机温度场的方法的正确性，同时也验证了该方法能够运用于电动机初期设计中，并且能为轮毂电动机散热结构的设计提供重要的参考依据。

结语

本文通过磁热耦合的方法，对一台4kW电动汽车用

轮毂电动机的温度场进行了研究，得出以下结论：

1) 通过将轮毂电动机温度场的仿真结果和试验结果进行对比，验证了本文用电磁损耗为热源和散热系数相结合的磁热耦合分析方法的正确性。

2) 仿真误差低于5%，验证了本文运用简化模型和散热边界条件计算方法的正确性。该方法能够有效增加求解速度，并保证求解精度。

3) 本文采用的磁热耦合分析的方法，能够快速准确得到轮毂电动机各部件的温度场分布情况，能够为轮毂电动机冷却结构的设计提供重要的参考依据。

AUTO1950

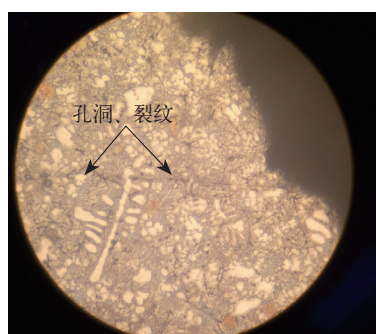


图2 孔洞和裂纹

初生 α 固溶体，在共晶组织中有部分组织分布不均匀，部分共晶硅呈现短棒状和条状。

此外，发现在螺纹拉裂处附近有内部裂纹和从边缘往基体内部衍生的裂纹，裂纹宽度0.5mm，长约5mm，如图3所示。图4所示为螺纹孔内壁的螺纹断口特性，从图4中可以看出，此处为螺纹牙的撕裂区。

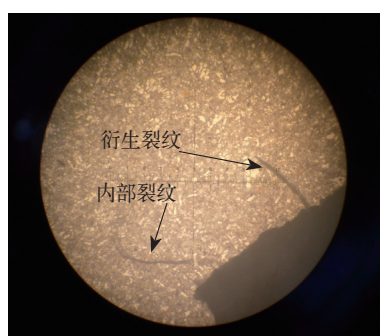


图3 裂纹缺陷



图4 螺纹断口

由此分析，螺纹拉滑牙的原因之一是由于壳体组织内部裂纹的存在，螺纹孔在外应力的作用下会在

此区域形成应力集中，从而使显微裂纹在外力作用下进行扩展，最终导致螺纹的强度不够，出现拉滑牙。

2. 微观断口分析

图5所示为螺纹牙滑牙的断口边缘与基体组织交界处的微观形貌。由图5可知，螺纹孔内壁出现裂纹带，且有轻微剥落现象。

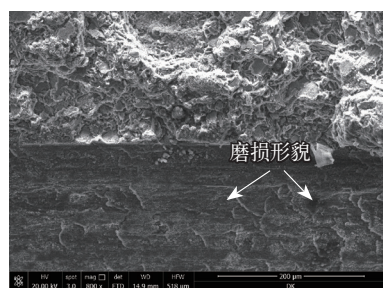


图5 断口边缘与基体组织交界处的微观形貌

此外，如图6所示，在壳体螺纹牙滑牙区域发现分布有夹渣物质，夹渣物的存在会促进螺纹牙的断裂。据此断口形貌结合宏观断口分析可知，此断裂机制为宏观脆断微孔型断裂，断裂形式为穿晶断裂，其组织特点为固溶强化的基体上弥散分布着细小的第二相质点，质点的平均间距较小。但这种组织对于裂纹的敏感性非常大。也就是说，裂纹顶端的应力集中很严重。

理论上，壳体材料的屈服强度是足够的，因为裂纹和夹渣的因素

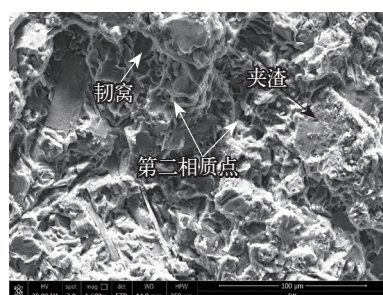


图6 螺纹牙滑牙区域缺陷

等，会使得断裂的名义应力低于材料的屈服强度。

3. 小结

壳体螺纹孔处滑牙断裂的主要原因是由于壳体的铸造缺陷（孔洞、裂纹和夹渣）引起的，由于裂纹的存在，会使得螺纹孔内壁受螺栓的拉、压应力而产生应力集中现象，使得裂纹发生扩展，从而断裂。同时，经与供应商确认，此两个螺栓孔附近区域，供应商模具设计时作为壳体压铸铝水的浇铸口使用，而使得此区域在浇铸时容易存在杂质、气孔、浮渣等缺陷，因而直接影响此区域壳体的强度。

悬置螺栓孔受力分析

不考虑零件材料本身质量问题的情况下，运用有限元分析的方法对壳体中的两个螺纹孔进行分析，确认螺栓孔是否能够承受整车路试所要求的荷载。

(1) 根据悬置的结构和尺寸，建立受力分析模型。

(2) 将整车试验工况下整个悬置所受到的力分解到两个螺栓上，而两个螺栓的受力即是变速器壳体中两个悬置螺栓安装孔的受力。

根据主机厂提供数据：整车坐标系中，X轴指向车后方，Z轴指向上方，Y轴符合右手原则；受力情况，根据主机厂提供的整车路试中各种工况受力情况可知，两个悬置螺栓受到的X轴方向的挤压力最大分别为-9 827N和13 269N；Y方向分别为-9N和8N；Z方向分别为-33N和46N。

(3) 根据计算得到的两螺栓
(下转第56页)

β ——表面质量系数;
 ε_{σ} ——尺寸系数;
 K_{σ} ——有效应力集中系数;
 ψ_{σ} ——为敏感系数;
 σ_m ——平均应力。

根据推力杆支架沉孔附近表面加工质量、沉孔尺寸、沉孔形状、材料及受力状态等查询《抗疲劳设计手册》，取 $\beta=0.7$, $\varepsilon_{\sigma}=0.95$, $\psi_{\sigma}=0.25$, $K_{\sigma}=2.2$ 。

根据经验公式

$$\sigma_m=0.23(\sigma_s+\sigma_b) \quad (2)$$

推力杆实测的硬度值换算为 $\sigma_b=950\text{MPa}$ 。推力杆支架材料为 ZGD650-830 屈服比取 0.75, 换算得 $\sigma_s=712\text{MPa}$, 代入得 $\sigma_m=382\text{MPa}$ 。

$$\sigma_{\alpha}=(\sigma_{\max}-\sigma_{\min})/2 \quad (3)$$

$$\sigma_m=(\sigma_{\max}+\sigma_{\min})/2 \quad (4)$$

有限元分析所得最大应力 $\sigma_{\max}=426\text{MPa}$, 最小应力 $\sigma_{\min}=25\text{MPa}$ 。所有数值代入计算得 $n_{\sigma}=0.54<2$, 故推力杆支架疲劳强度不满足要求, 经过一定的工作周期后, 在沉孔根部必然发生疲劳断裂。

4) 与生产厂家沟通后得知, 推力杆支架定义了热处理后金相组织要求为回火索氏体, 但未定义沉孔加工表面粗糙度和沉孔根部的倒角。故推力杆支架开裂根本原因是零部件设计阶段的失误造成的。

改进建议

1) 推力杆支架调质处理前增加均匀化退火处理, 消除枝晶偏析; 提高淬火冷却速度, 消除上贝

氏体组织。

2) 增加螺栓安装沉孔根部倒角定义或将沉孔改为凸台, 降低表面粗糙度。

结语

1) 推力杆支架是单向拉压疲劳开裂。

2) 推力杆支架裂纹起源于沉孔根部, 沉孔根部半径过小和粗大的加工刀痕是导致疲劳开裂的原因。

3) 推力杆支架基体异常的金相组织加速了裂纹扩展。

4) 推力杆支架材料化学成分符合要求。 **AUTO1950**

(上接第52页)

位置所受的力在悬置螺栓处和壳体螺栓孔位置处分别进行加载和有限元分析。

有限元分析数据显示: 螺栓位置的最大应力为 37.258MPa 。根据表1数据, 螺栓的抗拉强度为 1205MPa , 螺栓强度满足实际要求, 也符合实际路试的状况。壳体螺栓孔位置处的最大应力为 41.637MPa , 与表2的数据对比可发

现, 壳体实际的强度要求满足路试工况下壳体螺栓孔处所受的强度。材料强度: 根据提供的报告, 得到屈服强度为 108MPa 。

经过受力计算和有限元分析, 在不考虑壳体材料缺陷的情况下, 螺栓拧入壳体内部的有效深度为 21mm , 壳体螺纹牙所能承受的力可以满足整车路试工况的受力要求。

改善后的试验验证

为验证上述所分析的问题, 将壳体浇铸口位置调整至其他非直接受力的部位, 重新压铸壳体, 并对壳体进行金相分析, 未发现上述壳体材料缺陷。将壳体重新装配变速器并装车重新进行路试, 路试试验一次性通过。

结语

在变速器壳体模具开发时, 壳体厂家可能对实际装车的使用工况不是特别了解, 需要跟模具厂家沟通到位, 特别要求浇铸口不能留在重要受力部位, 以免浇铸时产生的气泡、夹渣等影响受力部位的强度; 同时, 在选择安装螺栓及确定有效螺纹长度时, 必须经过受力计算和分析, 以保证有效螺纹能够满足特殊工况下的受力。 **AUTO1950**

表1 联接螺栓实测力学性能数值 (单位: MPa)

10.9级螺栓	技术要求	检测结果
抗拉强度	≥ 1000	1205
屈服强度	≥ 900	1023

表2 变速器壳体实测材料力学性能数值 (试棒检测)

检测项目	技术要求	检测结果
耐力/MPa	≥ 154	165
伸长率 (%)	≥ 1.4	2.2
抗拉强度/MPa	≥ 228	235