

运用检修

机车牵引齿轮啮合故障分析与调整

韩永生, 蔡道根, 王菊芳

(宝鸡机车检修厂, 陕西 宝鸡 721004)

摘 要: 通过对齿轮啮合故障的统计分析及现场处理, 从齿轮检修组装过程出发, 找到了故障原因, 并提出相应的整改措施, 取得了较好的效果。

关键词: 齿轮; 啮合; 齿面碰伤; 啮合侧隙; 调整

中图分类号: U269.6

文献标识码: B

文章编号: 1000-128X(2013)05-0091-02

1 概述

机车齿轮传动可分为单边直齿传动、双边斜齿传动、单边斜齿传动。SS₃、SS₄机车为双边斜齿传动, SS₆、SS₇、SS₈、DF系列机车采用的是单边直齿传动。据统计2011年啮合试验过程中共发生啮合异响16件, 2011年至2012年运用段多次反馈机车齿轮啮合故障引起牵引电机轴承报警超限, 致使机车运用中出现JK430走行部监测装置报警问题, 给牵引电机轴承、空心轴滚动轴承或抱轴承滚动轴承正常运用埋下安全隐患, 齿面胶合、剥离、擦伤等齿面损伤, 也严重影响齿轮的使用寿命。

2 故障原因查找

一般来说引起齿轮啮合异响或啮合噪声较大的主要因素有齿轮参数、加工精度及润滑条件几点。根据故障统计情况及机车牵引齿轮实际检修情况来看, 在齿宽、模数、压力角、啮合系数、重合度、转速、润滑这几个因素相对固定的情况下引起啮合故障的直接原因为齿形和啮合侧隙。

2.1 齿形损伤

从齿轮检修来看, 齿形损伤主要包括齿轮的齿形误差、齿面磨损、疲劳点蚀、疲劳剥离、齿面胶合、齿面碰伤等几个方面, 这些因素对主从动齿轮啮合的影响各不相同。

从统计结果看齿轮啮合故障较多的原因是发生齿面碰伤, 经多次到组装现场查看, 交验的齿轮在送至组装场地后发现少数存在齿面碰伤的情况。齿轮个别齿面有高点、缺陷、变形等现象, 轮对电机运送及吊运

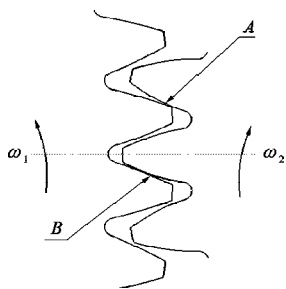


图1 齿轮异常啮合示意图

过程的磕碰也易引起齿面碰伤, 当主从齿轮前一对渐开线齿面啮合至高点或缺陷时(如图1A点), 后面进入啮合区的轮齿齿面脱离接触(如图1B点), 当前一对轮齿啮合齿面离开高点瞬间, 后面进入啮合区的轮齿齿面突然碰撞出现冲击而发出异响。由于这种缺陷出现在个别齿上, 所以异响表现为单向有节奏, 就是说轮对每转一圈出现一次异响(假设高点在主动齿轮某一个齿上), 相对频率较低, 而且只有一个方向有, 这类故障大部分出现在主动齿轮上。

2.2 啮合侧隙不符合要求

在检修SS_{6B}、SS₇等非滑抱结构的机车出现啮合故障时, 齿轮齿面状态良好。运用段反馈的牵引电机轴承报警也集中在SS_{6B}、SS₇系列机车上。经过多次现场处理该类型啮合故障, 发现啮合侧隙的大小对齿轮副工作影响相对较大。适宜的啮合侧隙可避免产生轮齿间的干涉; 啮合侧隙过小会出现卡阻现象, 或由于不能形成润滑所需要的油膜而引起发热和加剧磨损; 啮合侧隙过大会使传动精度下降或产生冲击。

比如SS_{7E}-41机车6位牵引电机轮对装配在啮合试验时发出沉闷异响同时伴有剧烈振动。经现场解体检查发现主从动齿轮啮合侧隙0.09 mm的塞尺上下均不能贯通, 啮合侧隙小于0.2 mm, 且小于设计要求值0.455~0.720 mm。

通常情况下, 齿轮啮合侧隙受齿轮中心距以及每个齿轮的实际齿厚所控制。运行时还受温度、速度、载荷等因素的影响。为保证齿轮的正常啮合, 要求齿轮副具有最小侧隙(如图2)。最小侧隙计算公式如下:

$$j_{b\min} = \frac{2}{3}(0.06 + 0.005 \times \alpha_i + 0.03m_n)$$

在齿轮模数、齿数、压力角、变位系数等基本参数确定之后, 啮合侧隙只与齿形偏差、中心距有关, 其计算公式如下:

$$j_n = 2f_\alpha \sin \alpha - (E_1 + E_2) \cos \alpha$$

式中: j_n 为啮合侧隙; f_α 为中心距偏差; E_1 、 E_2 分别为主从动齿轮齿厚偏差; α 为齿轮压力角。

机车牵引齿轮装配结构主要有3种: 空心轴六连杆结构(如图3)、滚抱结构、滑抱结构。

以SS_{7D}、SS_{7E}机车采用的空心轴六连杆齿轮传动为例。SS_{7D}、SS₇主从动齿轮公法线长度分别为: $166.505_{-0.402}^{-0.280}$ mm、 $387.796_{-0.350}^{-0.241}$ mm, 齿轮精度等级6级, 公法线上下偏差如下:

$$E_{bn1\max} = -0.280 \text{ mm}$$

$$E_{bn1\min} = -0.402 \text{ mm}$$

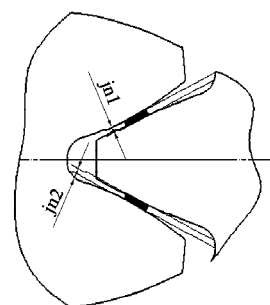


图2 齿侧隙示意图

$$E_{bn2max} = -0.241 \text{ mm}$$

$$E_{bn2min} = -0.350 \text{ mm}$$

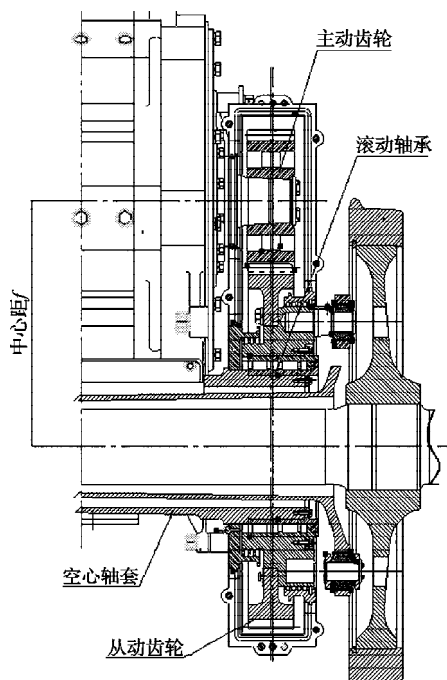


图3 六连杆空心轴传动齿轮装配

根据国标GB/Z 18620.2, 齿厚偏差与公法线长度偏差有如下关系式 $E_{bn2min} = E \cos \alpha_n$, 齿轮啮合侧隙可表示为:

$$j_{nmin} = 2f_{\alpha min} \sin \alpha - (E_{bnmax1} + E_{bnmax2})$$

$$j_{nmax} = 2f_{\alpha max} \sin \alpha - (E_{bnmin1} + E_{bnmin2})$$

SS7D大修规程要求主从动齿轮公法线长度分别不超过165.165 mm及386.145 mm。按此计算, 当实际齿厚磨损量达到了1.620~1.742 mm时, 啮合侧隙范围也相应增大。

由此可以看出, 齿轮啮合侧隙受装配及齿形的影响。齿轮副中心距大于设计值则啮合侧隙增大, 齿轮副中心距小于设计值则啮合侧隙减小; 齿面磨损时啮合侧隙增大。

3 啮合侧隙的调整

由于机车检修过程各配件互换使用, 使制造公差、配件配合面磨损量累计, 造成组装时齿轮啮合侧隙超过设计要求。因此啮合侧隙的调整则需根据各型机车不同的牵引电机悬挂方式及啮合侧隙大小, 现场指定调整方案。

3.1 啮合侧隙小于设计值的调整方法

根据啮合侧隙计算公式, 在齿轮齿厚偏差一定的情况下, 增大主从动齿轮中心距可以较快地改变啮合侧隙。

一般情况下, 对于六连杆空心轴传动机车及滚抱轴承结构机车, 可在牵引电机与空心轴套(抱轴承体)之间加调整垫(如图4)。调整垫厚度 T 可由下式计

算:

$$T = \frac{j_{nmin} - j_{ns}}{2 \sin \alpha}$$

式中: j_{nmin} 为设计最小啮合侧隙; j_{ns} 为实际组装啮合侧隙; α 为齿轮压力角。

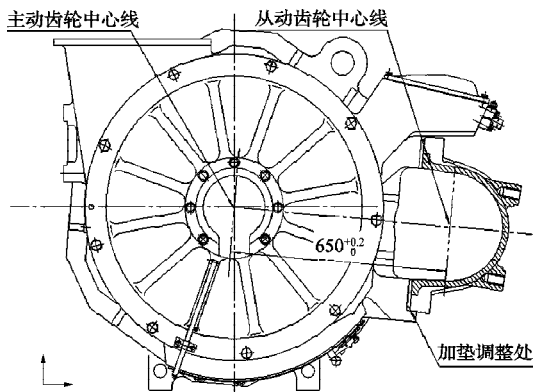


图4 齿侧隙加垫调整示意

对于滑抱结构机车, 则需在抱轴承合口加垫的同时, 对抱轴瓦进行偏心加工, 偏心量与加垫厚度一致, 加垫量和偏心量同样按上述公式计算。

3.2 啮合侧隙大于设计值的调整方法

当齿轮啮合侧隙大于设计要求时, 调整啮合侧隙理论上2种方法: 一是可以重新选配齿轮, 根据测量齿轮公法线长度, 选配较大的公法线长度的齿轮; 二是减小齿轮中心距。

机车牵引齿轮传动, 主动齿轮多是压装在车轴或相应部件上, 主动齿轮中心线与车轴中心线重合, 使得主动齿轮具有不可调节性。因此采用调整中心距的处理方法, 理论上从牵引电机着手。

滑抱结构机车调整方法相对简单, 加工偏心抱轴瓦即可, 偏心量 e 按下述公式计算:

$$e = \frac{j_{ns} - j_{nmax}}{2 \sin \alpha}$$

式中: j_{nmax} 为设计最大啮合侧隙; j_{ns} 为实际组装啮合侧隙; α 为齿轮压力角。

滚抱结构及六连杆传动机车若要减小牵引齿轮中心距, 理论上可选择下列方式进行调整: ①对抱轴承合口处进行铣削处理; ②制作牵引电机偏心端盖; ③调整牵引电机端盖安装位置。由于上述方法在实际检修过程中均存在较大操作难度, 可行性较差。

由于检修组装过程中, 六连杆传动及滚抱结构机车在减小齿轮中心距的调整方法上可操作性差, 当遇到该类啮合侧隙超上限的情况时, 应对齿轮重新选配。

4 措施实施效果及建议

为保证机车牵引齿轮啮合质量, 宝鸡机车检修厂自2012年6月逐台对内燃、电力机车牵引电机轮对装配执行下列措施: ①齿轮工序作业过程中对齿轮进行防护, 减少相互磕碰, 组装前进行复检确认, 如有齿面碰伤则应及时磨修。②将啮合侧隙检查纳入(下转第94页)

