



传动轴总成主要由传动轴及其两端焊接的花键轴和万向节叉组成。传动轴中一般设有由滑动叉和花键轴组成的滑动花键，以实现传动长度的变化。为了减小滑动花键的轴向滑动阻力和磨损，有时对花键齿进行磷化处理或喷涂尼龙层；有的则在花键槽中放入滚针、滚柱或滚珠等滚动元件，以滚动摩擦代替滑动摩擦，提高传动效率。但这种结构较复杂，成本较高。有时对于有严重冲击载荷的传动，还采用具有弹性的传动轴。传动轴上的花键应有润滑及防尘措施，花键齿与键槽间隙不宜过大，且应按对应标记装配，以免装错破坏传动轴总成的动平衡。

传动轴的长度和夹角及它们的变化范围由汽车总布置设计决定。设计时应保证在传动轴长度处在最大值时，花键套与轴有足够的配合长度；而在长度处在最小时不顶死。传动轴夹角的大小直接影响到万向节十字轴和滚针轴承的寿命、万向传动的效率和十字轴旋转的不均匀性。

在长度一定时，传动轴断面尺寸的选择应保证传动轴有足够的强度和足够高的临界转速。所谓临界转速，就是当传动轴的工作转速接近于其弯曲固有振动频率时，即出现共振现象，以致振幅急剧增加而引起传动轴折断时的转速。传动轴的临界转速为

$$n_k = 1.2 \times 10^8 \frac{\sqrt{D_c^2 + d_c^2}}{L_c^2} \quad (4-13)$$

式中， n_k 为传动轴的临界转速(r / min)； L_c 为传动轴长度(mm)，即两万向节中心之间的距离； d_c 和 D_c 分别为传动轴轴管的内、外径(mm)。

在设计传动轴时，取安全系数 $K=n_k / n_{\max}=1.2 \sim 2.0$ ， $K=1.2$ 用于精确动平衡、高精度的伸缩花键及万向节间隙比较小时， n_{\max} 为传动轴的最高转速(r / min)。

由式(4—13)可知，在 D_c 和 L_c 相同时，实心轴比空心轴的临界转速低，且费材料。另外，当传动轴长度超过1.5m时，为了提高 n_k 以及总布置上的考虑，常将传动轴断开成两根或三根，万向节用三个或四个，而在中间传动轴上加设中间支承。

传动轴轴管断面尺寸除满足临界转速的要求外，还应保证有足够的扭转强度。轴管的扭转切应力 τ_c 应满足

$$\tau_c = \frac{16D_c T_s}{\pi(D_c^4 - d_c^4)} \leq [\tau_c] \quad (4-14)$$



式中, $[\tau_c]$ 为许用扭转切应力, 为300MPa; 其余符号同前。

对于传动轴上的花键轴, 通常以底径计算其扭转切应力 T_h , 许用切应力一般按安全系数为2~3确定, 即

$$\tau_h = \frac{16T_s}{\pi d_h^3} \quad (4-15)$$

式中, d_h 为花键轴的花键内径。

当传动轴滑动花键采用矩形花键时, 齿侧挤压应力为

$$\sigma_y = \frac{T_s K'}{\left(\frac{D_h + d_h}{4}\right)\left(\frac{D_h - d_h}{2}\right)L_h n_0} \quad (4-16)$$

式中, K' 为花键转矩分布不均匀系数, $K'=1.3 \sim 1.4$; D_h 和 d_h 分别为花键外径和内径; L_h 为花键的有效工作长度; n_0 为花键齿数。

对于齿面硬度大于35HRC的滑动花键, 齿侧许用挤压应力为2550MPa; 对于不滑动花键, 齿侧许用挤压应力为50~100MPa。

渐开线花键应力的计算方法与矩形花键相似, 只是计算的作用面是按其工作面的投影进行。

传动轴总成不平衡是传动系弯曲振动的一个激励源, 当高速旋转时, 将产生明显的振动和噪声。万向节中十字轴的轴向窜动、传动轴滑动花键中的间隙、传动轴总成两端连接处的定心精度、高速回转时传动轴的弹性变形、传动轴上点焊平衡片时的热影响等因素, 都能改变传动轴总成的不平衡度。提高滑动花键的耐磨性和万向节花键的配合精度、缩短传动轴长度增加其弯曲刚度, 都能降低传动轴的不平衡度。为了消除点焊平衡片的热影响, 应在冷却后再进行动平衡检验。传动轴的不平衡度, 对于轿车, 在3000~6000r/min时应不大于25~35g·cm; 对于货车, 在1000~4000r/min时不大于50~100g·cm。另外, 传动轴总成径向全跳动应不大于0.5~0.8mm。