

汽车主减速器圆锥滚子轴承的优化设计

郑 健

上海人本集团轴承技术研发有限公司 上海 201411

摘要: 介绍了汽车主减速器的工作原理和轴承的工况特点; 分析了圆锥滚子轴承优化设计目标函数及相关约束的选取, 获得了需要的最大额定载荷; 为了避免滚子两端应力集中, 对滚子进行了优化设计, 采用对数母线修型凸度; 适当增加挡边角度, 以达到降低轴承摩擦力矩的目的。

关键词: 汽车主减速器; 圆锥滚子轴承; 优化设计; 凸度; 低力矩

目前我国有着发达的高速公路网, 环保、舒适、快捷已在汽车市场中占据着主导地位。对驱动系统的主减速器而言, 它具有小速比、大扭矩、传动效率高的特点, 要求配套轴承能够承受联合载荷、力矩低、寿命长, 圆锥滚子轴承一直是汽车主减速器轴承的主流选择。

1 工作原理和工况特点



图1 差速器及主减速器示意图

主减速器的作用是将变速箱输出的动力再次减速(见图1), 从而达到加大扭矩的目的, 然后再将动力传递给差速器。而目前大部分汽车的主减速器为单级主减速器, 减速器齿轮的结构型式为普通斜齿轮或锥形齿轮。其中锥形齿轮式主减速器如图所示, 该结构广泛的应用于后驱汽车的后桥, 变速箱输出动力经过传动轴传给主动锥齿轮, 再经从动锥齿轮减速后传给差速器。

主减速器圆锥滚子轴承的受力一般为30%Cr(轴承当量动载荷), 转速为两千转左右, 虽然工况不是十分恶劣, 但轴承对主减速器的性能具有非常大的影响, 甚至影响汽车的燃油经济性、底盘行驶系统的稳定性和舒适性, 如果圆锥滚子轴承的装配、凸度和挡边角度等设计不良, 会影响主减速器的扭矩传递效率, 轴承运转产生过量热量, 导致轴承过热损坏严重者甚至导致轴承卡死。而主减速器损坏对汽车底盘系统, 不仅会造成顾客抱怨, 而且检修非常困难。^[1]

2 主要性能指标

承载能力

圆锥滚子轴承的动静载荷承载能力主要取决于轴承的几个主参数: 滚子平均直径 D_{we} 、滚子有效长度 L_{we} 、滚子数量 Z 。因此, 在确定主参数时, 在保证零部件强度和可加工的前提下, 首要目标是使轴承额定动载荷 C_r 最大, 从而使轴承能够承受最大的承载能力, 延长轴承的使用寿命。

3 轴承主参数优化设计

3.1 目标函数的建立

轴承的载荷工况在一定范围内时, 轴承基本额定动载荷越大, 轴承的理论接触疲劳寿命就越长, 故可将轴承的基本额定动载荷作为优化设计目标。根据ISO 281: 2007, 可得到以下公式:

$$f(x) = C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27} (N)$$

其中: b_m —— 关于当前材料和加工质量的额定系数, 它随轴承的种类和结构不同而不同, 理想情况下 $b_m = 1.1$;

f_c —— 轴承零部件的几何形状、加工精度和材料的系数;

Z —— 滚子数;

α —— 轴承公称接触角;

D_{we} —— 滚子平均直径;

L_{we} —— 滚子有效长度;

i —— 滚动体列数。

3.2 主参数的选择

f_c 、 L_{we} 、 D_{we} 、 Z 可经 a_0 、 a_1 、 φ 求得, 故: $C_r = f(a_0, a_1, \varphi)$, 此即为轴承的优化设计目标函数。其中 a_0 为内圈大挡边厚度; a_1 为内圈小挡边厚度; φ 为滚子半锥角。故圆锥滚子轴承的设计变量取为: $X = [X_1, X_2, X_3] = [a_0, a_1, \varphi]$ 。

3.3 约束条件的确定

a) 内圈大挡边根部厚度约束:

$$G(X_1) = \frac{a_0}{B} - k_{a0} \geq 0$$

b) 内圈小挡边根部厚度约束:

$$G(X_2) = \frac{a_1}{B} - k_{a1} \geq 0$$

c) 滚子长度的约束:

首先要保证滚子与外滚道的有效接触长度,其次要保证滚子与外滚道的有效接触区域不能超出外滚道倒角。

$$G(X_3) = C - [T - a_0 - Dw \sin \theta (\alpha - \varphi)] - r_{7,\max} \geq 0$$

$$G(X_4) = T - a_0 - Dw \sin (\alpha - \varphi) - \frac{\ln \cos \alpha}{\cos \varphi - \rho_{6,\max}} \geq 0$$

d) 内圈、外圈最小有效壁厚的约束:

$$G(X_5) = S_i - 0.07(D - d) \geq 0$$

$$G(X_6) = 0.02(D - d) - |S_i - S_e| \geq 0$$

e) 滚子间的约束:

圆锥滚子轴承的滚子实际个数应当少于满滚子数,为了保证相邻的两个滚子不会互相碰撞,滚子大端的相邻间隙J需满足一定的条件。

$$G(X_7) = \begin{cases} J - 0.57 > 0 & (Dw \leq 10) \\ J - 0.057Dw > 0 & (Dw > 10) \end{cases}$$

f) 保持架梁宽约束:

$$G(X_8) = C_b - K_j S \geq 0$$

g) 内圈大挡边根部厚度强度约束:

$$G(X_9) = a_0 - [a_0] = \frac{0.61Dw}{\sqrt{51.86 \frac{d_1}{\varphi C_r [S]} - 1}} \geq 0$$

上述的9个约束条件中: k_{a0} 、 k_{a1} 、 D_w 、 $r_{7,\max}$ 、 $r_{6,\max}$ 、 S_i 、 S_e 、 J 、 C_b 、 K_j 、 S 、 d_1 、 C_r 、 $[S]$ 皆可通过计算或者查表求得,可参考文献^[2]。

3.4 优化方法

采用综合约束函数双下降法求目标函数 $f(x)$ 的一组优化解向量 X ,使 $f(x)$ 达到最大或 $1/f(x)$ 最小,最后运用 VB 编程序对轴承的主参数进行优化设计。

4 关键结构的设计

4.1 滚子凸度

对于圆锥滚子轴承,可采用使滚子带凸度的方法来降低边缘应力,同时,减小内圈挡边油沟尺寸,取滚子轴向倒角最大值为油沟的最大控制尺寸,使其具有更大的有效滚道接触长度。

大量数学分析和计算机计算表明,就降低边缘应力而论,当滚道和滚子偏离直线的总和符合于某一对数函数时,得到的降低边缘应力的效果最好。在滚子凸度设计中,利用对数母线修型设计采用专门加工方法制造出来的

凸度滚子圆锥轴承,经过使用,证明效果是令人满意的。

在不同应用场合,轴承所承受的载荷是不同的。即使当载荷一定时,每个滚子所承受的载荷也是变化的。因此,需要引入“设计载荷”以便计算滚子凸度。

对于汽车主减速器圆锥滚子轴承,采用对数母线修型滚子时,径向载荷 $F_r = 0.2C_r$ 。

圆锥滚子轴承(内部无游隙)在径向载荷 F_r 作用下,滚子的最大滚动体载荷为

$$Q_{\max} = \frac{4.08F_r}{Z \cos \alpha}$$

轴承内部有游隙时,

$$Q_{\max} = \frac{5F_r}{Z}$$

式中: Z ——滚子数

α ——轴承公称接触角

对数母线滚子的凸度量计算公式为

$$\delta = K_0 Q_{\max} \left[1.1932 + \ln \left(\frac{L_{we}}{2b} \right) \right]$$

式中: K_0 ——与材料有关的系数

b ——函数计算值

L_{we} ——滚子有效长度^[3]

4.2 挡边角度

在通常的设计中,圆锥轴承内圈引导挡边设计成为圆弧形状,圆锥滚子大端的球基面与引导挡边的曲率一致,不仅不容易形成流体动力润滑油膜,反而容易造成混合摩擦。

因此,从轴承用户的观点来看,改善圆锥滚子与内圈引导挡边的接触理由很多。将内圈引导挡边由圆弧挡边改为斜挡边,取圆锥滚子球基面半径为圆弧挡边半径的百分之九十五,并使圆锥滚子球基面在内圈斜挡边的中部接触,可以有效地形成楔形润滑油膜,从而改善圆锥滚子与引导挡边的润滑状态,达到低摩擦、低运转温度、低摩擦磨损和长寿命的效果,并且避免了轴承过热运转和咬死的风险,提高了轴承的可靠性,因此,推荐内圈大挡边采用斜挡边。

另外,要降低圆锥滚子轴承的摩擦力矩,除了减少滚动面的滚动摩擦外,因为汽车主减速器圆锥滚子轴承的安装预紧力和工况轴向力会使圆锥滚子大端的球基面与内圈引导挡边之间的相对运动会产生相当大的滑动摩擦,而此滑动摩擦是占据轴承摩擦损耗的主要部分,可以通过适当减小圆锥滚子大端球基面与内圈引导挡边的接触高度来降低滑动摩擦力矩。最直接的办法是增大挡边角度 ψ (见图2),使圆锥滚子大端的球基面与引导挡

边的接触点位置由 Jc' 变为 Jc (见图3), 如英制圆锥滚子轴承02872/02820的挡边角度 ψ 从原来的 $89^\circ 8'$ 增加到 $89^\circ 18'$

后, 接触中心点高度由1.68mm降低为1.17mm, 根据理论计算, 摩擦力矩 M 会降低约百分之三十 (见图4和图5)。

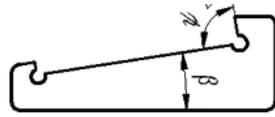


图2

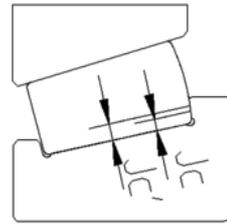


图3

$F_a(N)$	$M(kg.cm)$	$\psi = 89^\circ 18'$	$\psi = 89^\circ 8'$
1000		32.7	22.8
2000		65.5	45.6
3000		98.2	68.4
4000		131.0	91.3
5000		163.7	114.1

图4

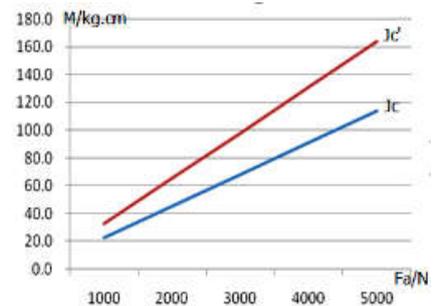


图5

结束语

根据汽车主减速器的工况特点, 设计了有较大承载能力的圆锥滚子轴承。根据轴承主参数确定了约束条件, 再运用 VB 编程程序对轴承的主参数进行优化设计。采用对数母线修型凸度设计及该工况适合的凸度量, 消除圆锥滚子两端应力集中现象, 提高滚子使用寿命。采用斜挡边设计, 并适当增加大挡边角度使圆锥滚子大端球基面与内圈大挡边的接触高度降低, 以达到降低轴承

摩擦力矩的目的。

参考文献

- [1]赵秀敏主编.汽车底盘构造与维修[M].北京:国防工业出版社.
- [2]圆锥滚子轴承设计方法.洛阳:洛阳轴承研究所,1993.
- [3]徐浩.圆锥滚子轴承凸度设计.洛阳:洛阳轴承研究所,2003