

专家论文 7:

## 轿车变速箱取力器轴承的选型与设计

襄阳汽车轴承股份有限公司 张雷 郭平 汤勇

摘要: 介绍了轿车变速箱取力器轴承的使用工况及要求, 针对这些要求, 提出了相应的轴承选型和设计原则。对影响轴承寿命、使用性能的主要方面进行了分析计算, 确定了相应的技术参数, 并形成了一套优化设计方法。

关键词: 变速箱取力器; 取力器轴承; 轴承选型; 轴承设计

变速箱取力器 (PTU, Power Transfer Unit) 是全轮驱动传动系统(AWD)的主要部件, 可以应用于普通轿车, 也可用于 SUV 车型。它与扭矩管理器 (TTD) 配合使用, 来接合整车系统, 按照需求自动分配前后轮的扭矩输出, 在不干涉发动机动力输出的情况下, 可提高物理极限, 全时段实现最佳操控, 提高各种公路和全天候条件驾驶的汽车安全性。变速箱的动力一部分输出到前半轴的左右两端, 另外一部分输出到取力器。通常情况下, 动力从变速箱传递到取力器后需要改变传递方向, 并且有一个升速比, 该比率大致在 2~3 之间, 这主要是由于扭矩管理器的本身特点决定的。扭矩管理器本身就是一个结构紧凑的动态离合器, 所承受的传递扭矩有限, 在相同转速的情况下, 通过取力器的升速比可以增大 1~2 倍的传递动力; 另一方面, 扭矩过大, 需要更大的取力器和后主减速齿轮尺寸。而通常情况下, 车辆底盘空间有限, 不允许有过大的取力器和后主减速齿轮尺寸。而一个 2~3 之间速比的设计恰好解决了上述两个问题。

根据变速箱取力器工况和受力情况, 所用滚动轴承都选择采用圆锥滚子轴承, 图 1 为国外一取力器轴承布局图, 图中采用了 5 个型号的圆锥滚子轴承。

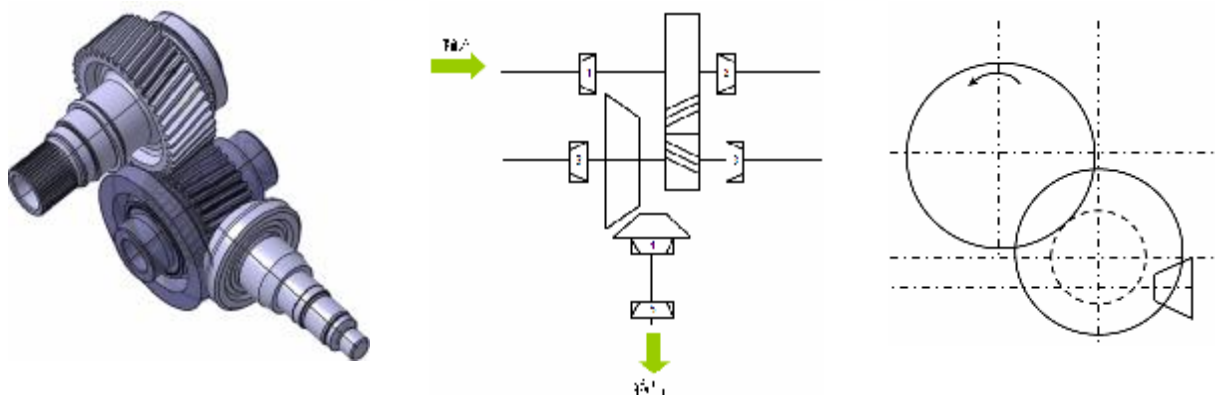


图 1 取力器及轴承布局简图

## 1 选型与设计的原则

变速箱取力器一般要求是平稳、可靠、长寿命，又有小型化、轻量化的要求。决定了使用该部位的轴承需要具有高可靠性、长寿命、低振动、低摩擦力矩，能在高速、高温下工作的特点。同时还要考虑所有危险的周围因素如负荷、承载区、润滑和速度、不对中等，所以对轴承的设计、制造等都提出了较高的要求。国外对变速箱取力器轴承的寿命一般要求为 20 万公里。

因此对轴承的设计要求有：①高可靠性、长寿命设计，满足主机使用寿命要求；②低摩擦力矩设计，降低能耗，提高机械效率；③低振动设计，提高平稳性，舒适性；④不减小轴承刚度情况下，进行小型化、轻量化设计。

## 2 高可靠性、长寿命设计

根据变速箱取力器运转模拟条件，需要对变速箱取力器圆锥滚子轴承进行理论受力分析，计算出每个轴承的理论寿命，并且根据轴承的结构特点、受力情况、润滑状况、使用环境、安装等进行寿命修正计算。使理论设计寿命满足使用要求。同时，寿命计算结果为圆锥滚子轴承的材料选择、加工方式的选择提供了重要依据，为满足用户使用寿命要求的轴承的选型及安装提供了可靠的理论依据。

## 2.1 理论寿命分析与选型

根据轴承受力情况，在有限的尺寸要求下，设计合理的轴承内部结构及参数。首先需要根据已知条件（输入扭矩、齿轮参数、轴承相互位置等）计算出各个轴承的受力情况，然后根据经验初选各个轴承尺寸和内部参数，计算出轴承额定载荷和载荷系数，再根据取力器的运行载荷谱计算出轴承的理论寿命。图 2 为国外某取力器的运行载荷谱。如果轴承不能满足寿命要求或者计算寿命远高于要求寿命，需对轴承尺寸和内部参数进行调整。

按标准 GB/T 6391 (ISO 281: 2007)、GB/T 4662 (ISO 76: 2006) 计算出所选圆锥滚子轴承的额定动载荷  $C_r$ 、额定静载荷  $C_{or}$  和载荷系数 ( $e, X, Y$ )，或按滚动轴承样本选取相应参数。

$$C_r = b_{mf}(iL_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27} \quad (1)$$

$$C_{or} = 44(1 - D_{we} \cos \alpha / D_{pw}) i Z L_{we} D_{we} \cos \alpha \quad (2)$$

轴承的  $L_{10}$  寿命按下式计算：

$$\text{单个力矩 } T \text{ 作用下: } L_{10} = (C_r/P)^{10/3} \quad (3)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P} \right)^{10/3}$$

$$L_s = \pi \cdot D \cdot L_{10} \quad (4)$$

$$\text{平均寿命: } L_{10} = (C_r/P_m)^{10/3} \quad (5)$$

$$\text{其中, } n_m = \sum_{i=1}^s n_i q_i$$

$$P_m = \left( \frac{\sum_{i=1}^s n_i q_i P_i^\epsilon}{n_m} \right)^{1/\epsilon}$$

同时考虑安装和预紧对轴承的影响，需对轴承的静态承载能力的进行校核。在选型与寿命计算过程中，根据使用部位的不同，在不同使用位置应选配好轴承的压力角  $\alpha$ ，及选择合适的  $e, Y, Y_0$  值。

根据某变速箱取力器运行载荷谱，在高可靠性要求下，计算每个轴承寿命及滚道最大应力情况如表 1。对轴承进行结构和内部参数优化设计后，对寿命进行

修正计算，优化后结果见表 2 中  $L_m$ 。

表 1 取力器中圆锥滚子轴承寿命

| 轴<br>承   | 轴承1                 |                |                      | 轴承2                 |                |                      | 轴承3                 |                |                      | 轴承4                 |                |                      | 轴承5                 |                |                      |
|----------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|
|          | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      |
|          | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      |
| 平均<br>寿命 | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   |
|          | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] |
|          | 28640               | 74494          | 1198                 | 12979               | 337621         | 1323                 | 4501                | 204898         | 1529                 | 2572                | 186032         | 1588                 | 2908                | 210312         | 1445                 |

表 2 调整方案后圆锥滚子轴承寿命

| 轴<br>承 | 轴承1                 |                |                      | 轴承2                 |                |                      | 轴承3                 |                |                      | 轴承4                 |                |                      | 轴承5                 |                |                      |
|--------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|---------------------|----------------|----------------------|
|        | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      | C <sub>r</sub> [N]  |                |                      |
|        | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      | Co <sub>r</sub> [N] |                |                      |
| $L_m$  | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   | L <sub>h</sub>      | L <sub>s</sub> | P <sub>H_max</sub>   |
|        | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] | [h]                 | [Km]           | [N/mm <sup>2</sup> ] |
|        | 11809               | 307186         | 1420                 | 14017               | 364630         | 1142                 | 5536                | 2253024        | 1471                 | 3344                | 241841         | 1494                 | 3199                | 231343         | 1395                 |

调整产品选型方案使寿命达到用户要求。

## 2.2 提高可靠性、寿命设计

为提高轴承的可靠性，在满足设计寿命的同时，需要对轴承进行寿命的修正。此时要考虑轴承的材料、润滑、清洁度、接触形状、结构及载荷情况等。寿命修正计算方法参考 ISO 281。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad (6)$$

### 2.2.1 材料的影响

对于这类轴承的使用材料，我公司专门制定了相关的材料采购标准，分为普通材料，高质量材料，特优质量材料。针对这些结合轴承寿命试验情况制定了相应的材料影响系数。

### 2.2.2 热处理的影响

变速箱取力器轴承的要求的使用温度一般为-40℃~150℃，要求在峰值下至少正常运转 1h。变速箱取力器轴承选用材料为轴承钢或渗碳钢。对于不同的温度要求可以选择不同的材料和热处理方式。同时，我公司经过试验证明，采用一

些特殊的热处理方式，可以使轴承寿命至少增加 20%左右。考虑轴承成本因素，在设计选型过程中，综合考虑材料、热处理方式对寿命的影响，选择合适的材料和热处理方式。

### 2.2.3 滚道形状的影响

为提高变速箱取力器圆锥滚子轴承的承载能力，减小或消除滚子边缘应力集中，采用了滚道凸度设计。在该类轴承设计中，采用了滚道四凸的概念，即外圈滚道、内圈滚道、滚子滚道、内圈挡边带凸度，见图 2。对滚道凸型采用了圆弧母线修型和对数曲线修型两种母线凸度形状。两种母线修型方式见图 3、图 4。同时，通过滚道接触的有限元分析，对滚道三个凸度值进行了凸度大小的匹配设计。图 5 为分析模型。通过计算分析制定出了滚道合理的凸度形状和凸度值。

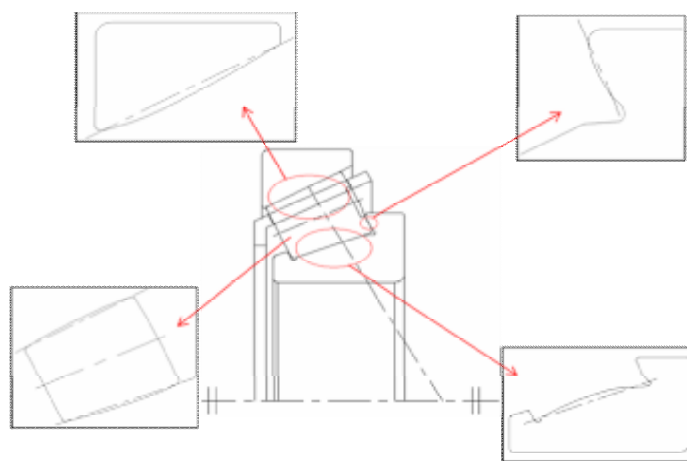


图 2 “四凸”示意图

根据受力情况选择不同的滚道凸度母线修型方式。采用圆弧修型如图 3，方程为：

$$Z(y) = \begin{cases} 0 & 0 \leq |y| \leq \frac{L_m}{2} \\ \sqrt{Re^2 - \left(\frac{Lm}{2}\right)^2} - \sqrt{Re^2 - y^2} & \frac{Lm}{2} \leq |y| \leq \frac{L_{eff}}{2} \end{cases} \quad (7)$$

其中,  $R_c = \frac{L_{we}^2 - L_m^2}{8d}$

$$d = 3.85 \times 10^{-5} \frac{Q_{max}^{0.9}}{L_{we}^{0.8}}$$

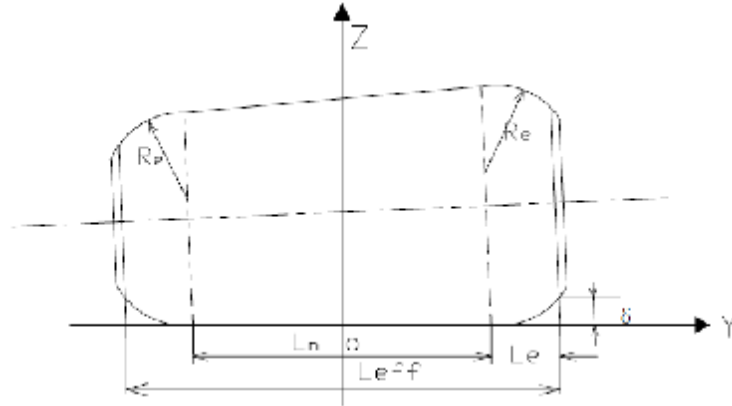


图3 圆弧修正线母线修型

采用对数曲线母线修型如图4, 方程为:

$$y = 2 \frac{(1-g^2)}{p \cdot E} \cdot \frac{Q_{max}}{L_{we}} \cdot \ln \frac{1}{1 - \left(\frac{2x}{L_{we}}\right)^2} \quad (8)$$

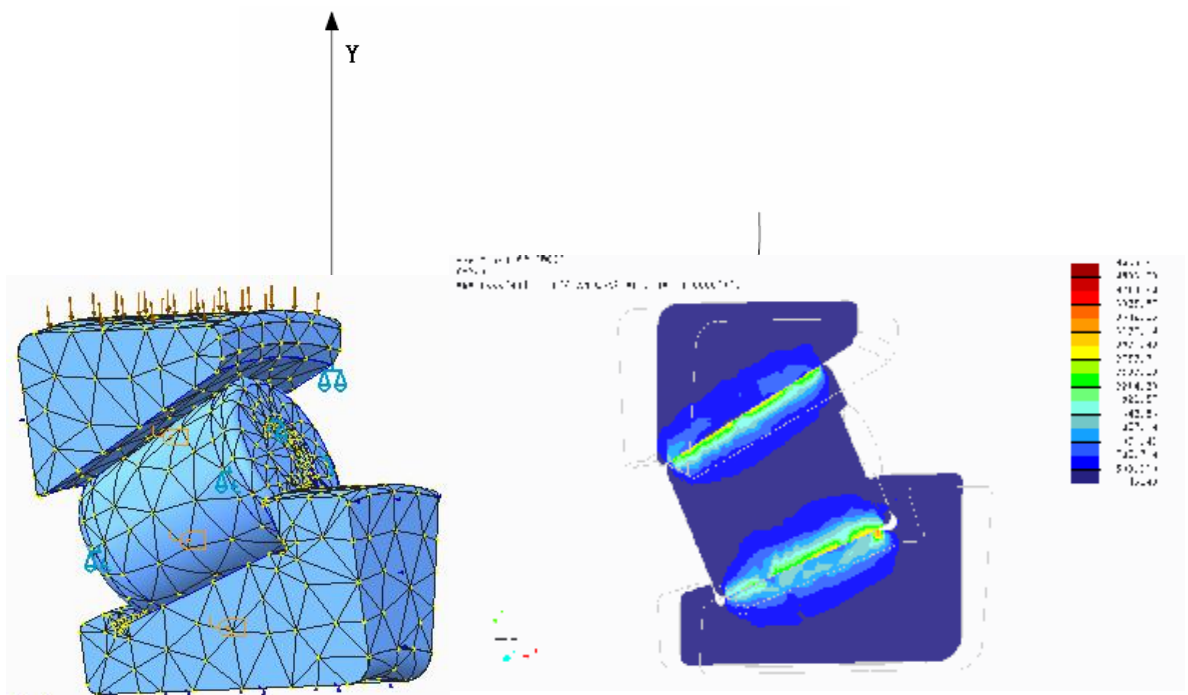


图 5 不同凸度值下 FEA 模型

### 2.2.4 精度和装配的影响

轴承精度主要影响轴承的寿命、性能和装配。需针对使用环境、寿命和性能的要求制定了相应的精度技术标准。为了使轴承批量尺寸稳定性和装配的方便性，对轴承的装配公差、套圈宽度公差进行了压缩，推荐采用 P6X 级。因为高速、重载荷下滚子轴承与孔和轴的过盈配合会使轴承套圈产生圆周应力，该应力会减小轴承的疲劳寿命，配合的过盈量会影响轴承最大赫兹应力与寿命的关系，如图 6。设计时对轴承的内外径公差、轴孔配合进行了要求。为提高轴承的寿命和性能，对轴承的内部精度如粗糙度、圆度、波纹度等提出的更高的要求。该部位轴承控制精度不低于国标 P6 级要求。

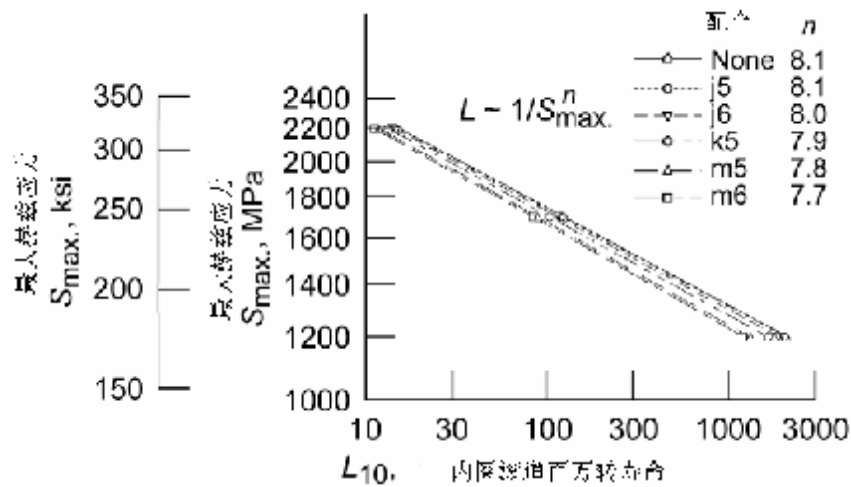


图 6 过盈配合对应力寿命指数的影响

## 3 低摩擦力矩设计

对于变速箱取力器，用户都要进行启动摩擦力矩、摩擦力矩的检测。所以应用于该部位的圆锥滚子轴承也要求较小的启动摩擦力矩和摩擦力矩。设计、加工过程中需要进行控制。

### 3.1 启动摩擦力矩

启动摩擦力矩是轴承从静止状态到开始旋转时必须克服的摩擦力矩。圆锥滚子轴承启动力矩主要是滚子端面与内圈大挡边的滑动摩擦力矩，如图7。计算公式：

$$M_s = e \cdot \mu_e \cdot F_a \cdot \cos \psi \quad (9)$$

其中， $e$  为滚子与内圈挡边的接触载荷作用点至挡边底部的距离； $\psi$  为滚子半锥角； $\mu_e$  为滚子端面与内圈大挡边的摩擦系数，取 0.1~0.2； $F_a$  为轴承所受的轴向载荷。 $e$  与  $\psi$  是由轴承设计决定的参数。

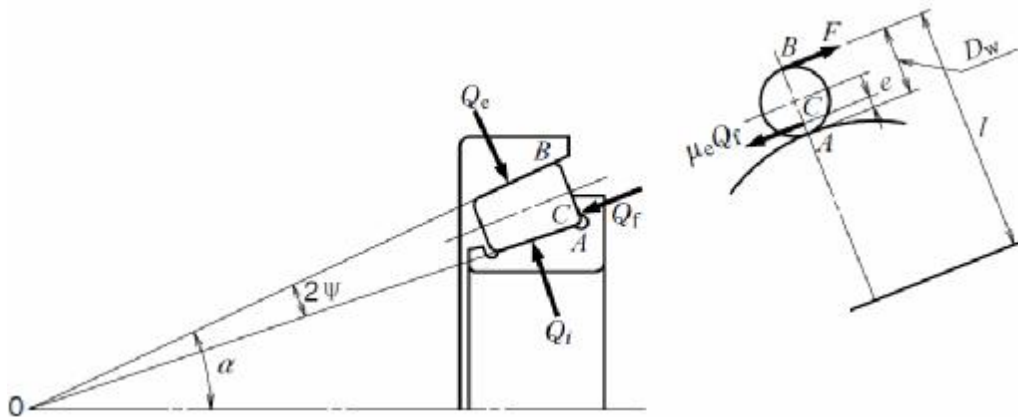


图7 滚子端面与挡边受力简图

### 3.2 摩擦力矩

圆锥滚子轴承在受载时，其摩擦力矩的计算主要基于两种摩擦：①滚子与内、外圈滚道面的滚动阻力；②内圈挡边与滚子端面之间的滑动摩擦。摩擦部位模型如图8。计算公式：

$$M = Z/D_w (R_c M_i + R_i M_c) + Z/D_w \cdot R_c \cdot e \cdot F_{sf} = M_r + M_s \quad (10)$$

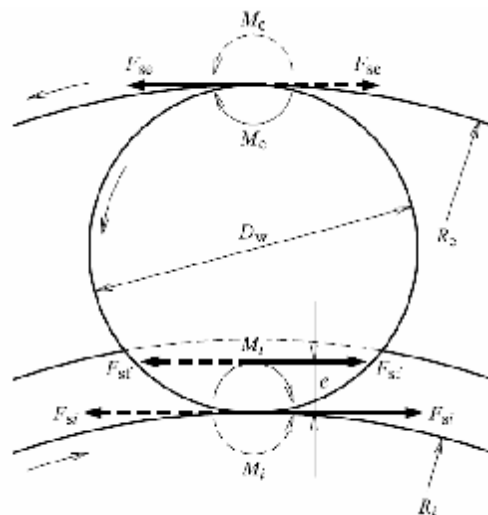




图 8 摩擦部位模型

其中， $M_i$ 、 $M_e$ 为滚动阻力矩， $F_{si}$ 、 $F_{se}$ 、 $F_{sf}$ 为滑动摩擦， $R_i$ 、 $R_e$ 为内、外圈滚动中央半径。 $M_r$ 为滚动摩擦力矩， $M_s$ 为滑动摩擦力矩。

经过对影响因素分析，并进行参数改进设计后，摩擦力矩有明显改善。

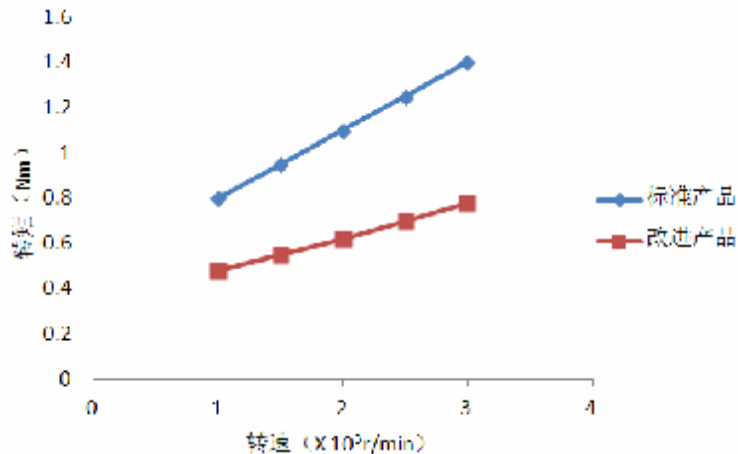


图 9 圆锥滚子轴承摩擦力矩

#### 4 低振动设计

变速箱取力器对振动与噪声也有一定的要求。由于英制圆锥滚子轴承、大锥角圆锥轴承目前没有振动要求标准，我公司根据加工和检测数据与顾客使用检测反馈，制定了该部位轴承的振动值标准。对于可参考标准的型号，最低需要达到 Z1、V1 组水平。

根据检测数据对比分析，影响圆锥滚子轴承振动与噪声的因素有：①各零件质量的影响，如套圈、滚子的形状公差、各接触面质量，保持架窜动量、保持架质心平稳性。②装配质量的影响，如滚子分组差、保持架收压变形、轴承清洁度、轴承的润滑等。

在设计和过程规划中主要控制轴承内部精度，如粗糙度、圆度、波纹度等，在加工过程中严格执行规定的搬运程序，控制了轴承零件的磕碰伤。同时，经过

对轴承清洁度与振动的对比试验，制定了相应的清洁度标准，对该部位轴承的清洁度进行严格控制。

## 5 小型、轻量化设计

根据用户要求，需要在有限的尺寸内满足寿命要求。在满足寿命，不降低刚度的前提下，轴承尽可能小，使需要位置尺寸减小，重量减轻，见图 10。这类轴承设计为非标结构，此时要对保持架尺寸、保持架窜动、滚子个数进行优化设计，并且要采用特殊的热处理方式。

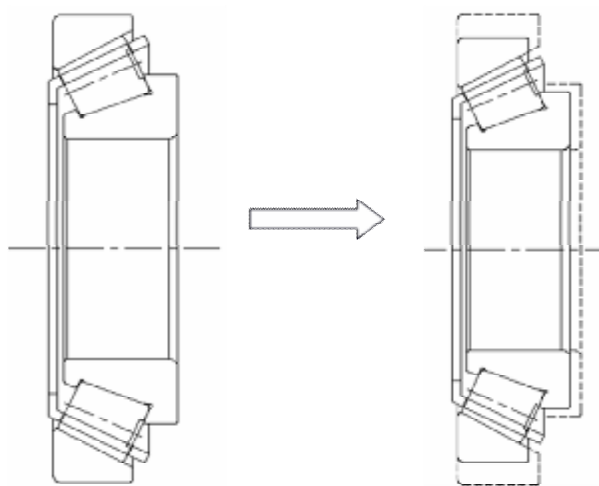


图 10 小型化示意图

在考虑小型化的同时，需要对轴承的预紧与刚度进行校核。圆锥滚子轴承在承受轴向与径向的联合载荷时，最小预紧力按下式计算。

$$\begin{aligned} F_{a0\min} &\geq 1.9F_{r1} \cdot \tan \alpha_1 - 0.5F_a \\ F_{a0\min} &\geq 1.9F_{r2} \cdot \tan \alpha_2 + 0.5F_a \end{aligned} \quad (11)$$

式中，取两者中的较大值。轴向载荷和径向载荷按载荷谱选取。结合使用经验和通过试验确定合适的预紧负荷值。

圆锥滚子轴承刚性位移，在轴向力作用下：

$$\delta_a = 7.68 \times 10^{-5} \times Q_{\max}^{0.9} / (l_{we}^{0.8} \sin \alpha) \quad (12)$$

在径向力作用下，

$$\delta_r = 7.68 \times 10^{-5} \times Q_{\max}^{0.9} / (l_{we}^{0.8} \cos \alpha) \quad (13)$$

$$\text{式中, } Q_{\max} = F_r / (J_r(\varepsilon) \cdot Z \cdot \cos \alpha) = F_a / (J_a(\varepsilon) \cdot Z \cdot \sin \alpha) \quad (14)$$

## 6 结束语

针对变速箱取力器轴承的使用工况和客户要求,对该部位的轴承进行了选型设计。与传统设计相比,针对轴承使用部位特点,设计过程中考虑了轴承的可靠性、长寿命,低振动,低摩擦,小型化的要求进行了圆锥滚子轴承的优化设计,制定了该类型轴承的设计流程及优化方法。

参考文献:

- [1] ISO 281-2007 Rolling bearings – dynamic load ratings and rating life[S].
- [2] ISO 76-2006 Rolling bearings – Static load ratings[S].
- [3] T.A.Harris 著, 罗继伟译.滚动轴承分析[M].1997.
- [4] 卢刚.圆锥滚子轴承的力学分析[J].轴承, 2008 特刊: 142-145.
- [5] 罗继伟, 罗天宇.滚动轴承计算分析及应用[M].北京: 机械工业出版社, 2009.6.
- [6] 万长森.滚动轴承的分析方法[M].1987.
- [7] 马文博.基于接触分析的凸度滚子轴承力学特性研究与结构优化[C].南京航空航天大学, 2009.

第一作者简介: 张雷, 硕士, 教授级高工, 襄阳汽车轴承股份有限公司副总经理, 全国滚动轴承标准化技术委员副主任委员