

汽车车桥轴承预紧的设计和检测

□ 江西江铃底盘股份有限公司/黄苏刚 章文忠

汽车车桥轴承预紧是轴承安装和使用中非常重要的一个环节，本文介绍传统汽车车桥主减速器轴承和轮毂轴承预紧的设计方法，进而延伸到介绍汽车轴承预紧的检测方法。同时列举实例对预紧力的设计和检测方法与实际应用做比较、从中比较出较为准确的预紧力计算和检测方法，为汽车相关行业的从业人员提供借鉴。

轴承作为易损件和保安件，是汽车上重要零部件之一。汽车前后桥上的轴承按安装部位分为主减速器轴承和轮毂轴承，无论哪个部位成对使用的轴承，使用之前（安装时）均需进行一定程度的预紧。

滚动轴承的预紧是指采用适当的方法使轴承滚动体和内、外圈之间产生一定的预变形，以保持轴承内、外圈均处于压紧状态。预紧之后的轴承增加了自身和系统的刚度，降低了系统的振动和噪声，补偿轴承在运行中的磨损，延长轴承和所在系统的使用寿命。

轴承预紧的设计

预紧按受力方向分为轴向预紧和径向预紧，通常采用的都是轴向预紧。轴向预紧按施加预紧力的方法又分为定位预紧和定压预紧。在此分别对主减速器轴承和轮毂轴承

预紧力的设计做介绍（均指定位预紧）。

驱动桥主减速器内部工作条件恶劣，轴承承载着相当大的轴向和径向载荷，使用时需兼顾刚性和易拆装要求。前、后桥轮毂轴承承载要求相对没有主减速器轴承工作条件恶劣，但其润滑条件相对较差，使用时也需兼顾刚性和易拆装，故两种结构均常布置两个小端朝内相向、大端朝外的圆锥滚子轴承。主减速器轴承安装如图1所示，轮毂轴承安装如图2所示。

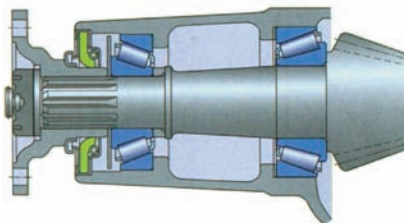


图 1

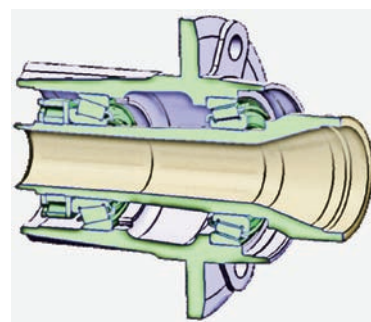


图 2

预紧力可以从一些成熟的设计中借鉴，也可通过查表和计算得出，再辅以实际装配和试验修正。

1. 查表法

目前国外优秀的轴承厂商参考试验测试结果推荐了轴向负荷与轴向变位表和轴承寿命与间隙表。通过轴承寿命与间隙表，大致可估算轴承允许的最大负游隙（变位）约为0.01~0.02mm；再查轴向负荷与轴向变位表，可预估某型轴承一定变位下所受的轴向力（如32210轴

承在轴向变位0.01mm时所受轴向载荷约2.7kN)。

2. 算法

可根据之前人们总结的经验算法(见表1)推算预紧力。

使用表1中算法计算预紧力时,应计算主减速器在变速器位于4/5挡或轮毂轴承在直线行驶状态下的预紧力,以剔除变速器位于高挡位或汽车转弯时所产生轴向力的影响(后文介绍预紧力检测时所附的表4和表5中所列“计算采用的轴向

力 F ”即是按表1纯轴向载荷下预紧力计算所得数值)。

值得注意的是,某些轴承的外形尺寸完全一致,加大其锥角却能延长轴承使用寿命约3倍。结合表2的实例计算和表3中一些成熟产品主动齿轮轴承锥角实测值对比发现:主减速器输入扭矩越大,对应的主动齿轮轴承锥角也应加大。故对外形尺寸完全一致、锥角不同的轴承,因锥角越大的轴承所受轴向力也越大,所施加的预紧力也应适宜加大。

表1 定位预紧时的最小预紧载荷

定位预紧时的最小预紧载荷		
轴承类型	载荷状况	最小预紧载荷 F
圆锥滚子轴承	纯轴向载荷	$F \geq 0.5F_a$
	径向和轴向联合载荷	$F_a \geq 1.9F_{r1} \tan \alpha_1 - 0.5F_a$ $F_a \geq 1.9F_{r2} \tan \alpha_2 - 0.5F_a$
符号表示	F_{r1} —轴承1所受的径向载荷; F_{r2} —轴承2所受的径向载荷; α_1 —轴承1的接触角、 α_2 —轴承2的接触角	

表2 不同锥角的主动齿轮轴承寿命对比

轴承型号	Cr/kN	锥角(°)	寿命计算
32308	115.7	13	1200N·m输入转矩下 计算寿命31万转
32308B	113	20	1200N·m输入转矩下 计算寿命98万转
32307	99	12.5	932N·m输入转矩下 计算寿命80万转
32307C	97.3	19	932N·m输入转矩下 计算寿命226万转

表3 成熟产品的主动齿轮轴承锥角

产品型号	轴承型号	实测锥角(°)
考斯特后桥	31309	28.8
N900后桥	27310E	29
丰田海狮后桥	TR070803J-N	23.5
	TR0608A-N	19.5
埃及皮卡后桥	HR32307C、TRA0607YR	18
风骏皮卡后桥	HM89249/10、M88043/10	20
丰田大海狮后桥	TR070904-1、STA3072	22.5

轴承预紧的检测

轴承预紧的检测可分为直接法和间接法测量。考虑测量的便捷性和有效性,目前国内主要几家车桥厂一般通过人工或设备采用监控以下一种或几种指标来测量轴承的预紧:测量系统的旋转力矩、测量螺母的拧紧力矩和测量位移。

1. 直接法

轴承预紧的主要因素是预负荷,预负荷可以用预紧力表示,也可以用预紧量(位移)来表示,因此可以通过直接测量预紧力或预紧量。这种方法最直接最精确,但因轴承所在系统空间小且封闭,这种方法只适用于少量的测试验证,可以在设计阶段用以辅助修正设计值。

测量预紧量因初始受压时的测量基准难找、预紧过程的振动对测量影响大、测量工具精度要求高等原因一般不予使用。下面分别介绍应用直接法测量主减速器轴承和轮毂轴承的即时预紧力。

(1) 主减速器轴承即时预紧力的测量。采用一种专用于测量的性能稳定型弹性隔套(见图3,在0.5~1.5mm的压缩区间内,其屈服压力波动量在 $\pm 0.2\text{kN}$ 内),按图4所示结构测量并记录相关数据(见图5)。参考公式 $F=F_a+F_0$ (其中 F 为压力传感器测得数值即螺母提供的轴向力, F_a 为轴承预紧力, F_0 为测量用的弹性隔套稳定时的屈服压力),便可测算某位移或力矩下轴承的预紧力。

(2) 轮毂轴承即时预紧力的测量。仿照主减速器轴承即时预紧力测量的原理和计算方法(不装配

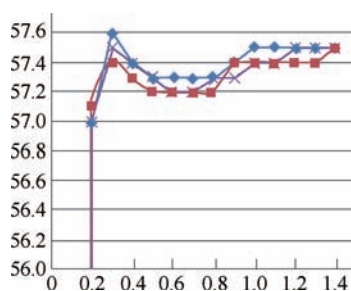


图 3

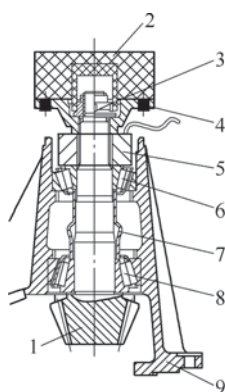


图4

1.螺母 2.凸缘 3.压力传感器 4.外轴承 5.弹性隔套 6.内轴承 7.主动齿轮 8.主减速器壳体 9.拧紧机

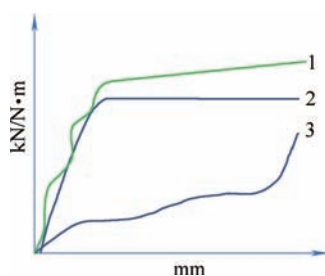


图5

曲线1为压力传感器测量值,曲线2为弹性隔套压力值,曲线3为凸缘或轮毂旋转力矩值

弹性隔套),可测算某位移或力矩下轴承的预紧力(计算中 F_0 取值为0)。

2.间接法

大量的文献和资料表明,力矩 M 近似正比于轴向力 F ,有公式 $M=mF$;因此预紧力 F_a 完全可以用凸缘或轮毂的旋转力矩 M 来等效、

还可利用螺母的拧紧力矩 M 来等效;该间接法受轴承周边附属零部件(如主动齿轮或轴管螺纹精度、螺母精度、壳体精度、隔套性能、润滑条件)的影响,力矩系数 m 波动范围大(尤其是螺纹系间的 m 值更难获得,在此不做论述)。使用该测量方法应根据试验检测情况和实际使用情况进行修正。

(1) 摩擦力矩的理论计算。

滚动轴承摩擦力矩中,密封圈摩擦占10%~30%、润滑脂的阻力占50%~60%、轴承自身滚动和滑动阻力占20%~30%;据此,总结一种较准确的摩擦力矩计算方法。

$$M=M_0+M_1+M_2$$

$$M=5.6 \times 10^{-5} D_n^3 + (0.001Y+f) \times F_a D_2$$

按照上述计算方法,选取主减速器轴承在汽车位于4挡/5挡时外轴承的轴向力作为计算摩擦力矩时每个轴承的受力 F ,对几款主减速器主动齿轮轴承组的摩擦力矩验算结果见表4;选取直线下轮毂轴承的轴向力做为计算摩擦力矩时每个轴承的受力 F ,对几款轮毂轴承组的摩擦力矩验算结果见表5。

(2) 摩擦力矩的测试验证。

按表4中主减速器轴承摩擦力矩验算结果,与实际使用中主减速器轴承摩擦力矩的控制值相比较,上述算法非常接近实际控制值。

按表5中轮毂轴承摩擦力矩验算结果,选取32213/32215轴承组做测试,测试台架如图6所示,测试结果见表6。按实际测量结果

表4 几款主减速器轴承组的摩擦力矩

轴承组	30306C 32307	STA3072 TR070904	76/32B 32308	31309 31309
轴向力 F /kN	0.8~1.2	1.3~2.0	1.0~2.2	1.4~2.4
力矩 M /N·m	0.69~1.0	1.0~1.58	0.88~1.94	1.37~2.34

表5 几款轮毂轴承摩擦力矩

轴承组	LM48584/10 M12649/10	32208 32209	28985/20 28584/21	32213 32215
轴向力 F /kN	1.2~2.1	1.8~2.2	2.4~4	2.2~5.4
力矩 M /N·m	0.8~1.4	1.6~2.0	2.9~4.8	5.7~7.8



图6 测试台架

(下转第71页)

69 智能无源传感器助力智能汽车发展 安森美

12期

卷首语

5 汽车产业迎来颠覆期 邵蕊

封面故事

12 林肯之道——用服务抓住用户 于永初

特别策划

15 汽车及零部件产业 邵蕊

16 汽车产业颠覆期的机遇与传统车企
应对措施的思考 赵福全

20 新能源汽车将是中国汽车产业引领
世界的机会 于永初

23 节能与新能源汽车技术路线图引领中国汽车
产业发展 于永初

26 汽车自动变速器行业发展及展望 陈勇

31 热处理节能钢铁材料及其在汽车
制造业的应用 金荣植

汽车观察

38 市场回暖? 百川

42 与汽车行业共享智能制造经验与成果
——2016自动化工厂的智能化改造与升级技术
研讨会在沪举办 中良

44 智慧碰撞，高端交流：中国制造2025创新发展
论坛成功举办 中良

46 埃马克于重庆成立公司 持续深入客户等9则

汽车装备

50 逆风飞扬的尚亚刀具 中良

52 以铣代磨 以铣代挤中的技术攻关 薄维斌

汽车工艺

55 汽车关键件表面强化工艺及质量控制 朱正德

汽车零部件

59 汽车车桥轴承预紧的设计和检测 黄苏刚等

数字化工厂

62 西门子博途平台在汽车涂装线空调
系统中的应用 魏玉龙等

(上接第61页)

表6 轴承组轴向力与启动力矩测试

数据1		数据2		数据3	
F / N	T / N·m	F / N	T / N·m	F / N	T / N·m
3	2	3.5	2	4.2	2
3.5	2	4.5	2	6	3
4.5	3	5.7	3	8.3	4
5.3	3	7.5	4	10	5
6.5	3	9.3	5	12.5	6
7.3	3	11.5	7	15.2	7
8.8	4	13.2	8	16.6	8
10.5	5	15.4	9	18	9
12.7	6	17.4	10	22	12
14.5	7	18	11	25.2	13
16.2	8	19.3	11	29.2	15
18.5	9	23.5	14	—	—
20.6	10	27.5	17	—	—
23.5	12	28.1	17	—	—

注：试验条件：10~20r/min，系统阻滞力矩4N·m

32213/32215轴承组每个轴承
受2.2~5.2kN轴向力时，摩擦
矩为3~5N·m，这显然要比经验公
式估算的摩擦力矩值要小。因此，

上述计算方法应用于轮毂轴承摩擦力矩的计算时(尤其是中大型轴承)有较大的误差，使用时应根据试验测试数据进行修正。

结语

使用查表法和计算法是现行估算轴承组间预紧力的两种较可行方法。

轴承预紧程度的检测可依靠间接测量螺母或凸缘的摩擦力矩来实现。实践证明，通过试验修正初始摩擦力矩设计值并以此监控轴承预紧程度的方法是完全可行的。未来，开发出具有监控位移、凸缘旋转载力矩、螺母拧紧力矩的拧紧设备时，将大大提升轴承的装配工艺稳定性。 **AUTO1950**