

取力器内轴静强度模拟分析与验证

取力器是汽车四驱系统中关键零件之一，其内轴不但有实现两驱功能作用，同时还有承载、保护变速器的作用，其设计是否合理将直接影响整车的安全。本文以某款四驱取力器（PTU）为研究对象，建立内轴的三维模型和有限元模型，计算内轴的静强度安全系数，通过静扭试验台及动态极限强度试验验证实际的安全信息，分析结果为研究取力器内轴设计提供重要依据。

车辆在行驶过程中，取力器内轴会受到发动机的作用和来自路面的冲击，工作条件恶劣。随着横置四驱技术越来越成熟，四驱系统中取力器内轴的设计与研究越来越被重视。随着国内整车厂对设计要求的日益提高，四驱系统关键零部件的安全性受到极大关注。所以，在取力器前期设计开发时对内轴进行静强度分析，确定合理的静安全系数，对取力器内轴设计开发具有重要意义。

取力器内轴承受扭矩计算

取力器内轴作为实现两驱功能的关键零件，其承载的扭矩，可以从两个方向进行计算，一种是从发动机方向能够传递到取力器内轴的扭矩；另外一种是通过地面与车轮产生的摩擦力反馈给半轴的扭矩。

1. 发动机能够传递到内轴的扭矩

$$T_{\text{输入}} = T_{\text{emax}} \times i_{\text{1st}} \times \eta_{\text{1st}} \times m_{\text{fd}} \times k_{\text{tc}} / 2$$

式中 T_{emax} 指发动机的最大扭矩， i_{1st} 指变速器一档速比， η_{1st} 指变速器一档传递效率， i_{fd} 指变速器主减速比， m_{fd} 指主减速器传递效率， k_{tc} 指液力变矩器有效变矩系数。发动机变速器信息值见表1。

表1 发动机变速器信息

$T_{\text{emax}} / \text{N} \cdot \text{m}$	i_{1st}	η_{1st}	i_{fd}	m_{fd}	k_{tc}
200	3.789	0.92	3.676	0.95	1.5

2. 地面摩擦力反馈扭矩

$$M_e = G_{\text{vw}} \times i_{\text{轴荷比}} \times g \times \mu \times r / 2$$

式中 G_{vw} 指整车满载质量， $i_{\text{轴荷比}}$ 指前轴载荷比， g 指重力加速度， μ 指摩擦系数， r 指车轮滚动半径。经计算， $M_e = 1797 \text{N} \cdot \text{m}$ 。

当发动机的扭矩大于地面能够提供的摩擦力，此时半轴所受的扭矩为地面提供的摩擦力；当发动机扭矩小于地面能够提供的摩擦力，此时半轴所受的扭矩为发动机提供的扭矩；因此，PTU内轴所受到的扭矩为 $T_{\text{输入}}$ 和 M_e 中的小值。

因此，该车型中取力器内轴所承受的最大扭矩为 $1797 \text{N} \cdot \text{m}$ ，计算PTU内轴静强度时候的输入扭矩为 $1797 \text{N} \cdot \text{m}$ 。

静强度安全系数计算

本文所研究的对象为PTU内轴，运用CATIA软件对内轴进行建模，建模过程中为使分析结果最大限度

接近实际情况，在实体建模过程中，对内轴的简化工作要特别注意，以确保计算结果具有较高的精度，能真实反映内轴的静力学特性。但是由于轴上分布有各种花键、边倒角等特征结构，在利用HYPERMESH建立有限元模型时需要划分很小的单元，增大了数据处理量，因此可对较小的特征结构予以简化处理。

本文运用HYPERMESH提供的TETRAMESH网格划分功能对内轴进行二阶四面体单元划分，单元尺寸根据局部特征要求分别按照2.5mm和5mm划分。网格划分后，该内轴共生成49 737个四面体单元，12 870个节点，如图1所示。

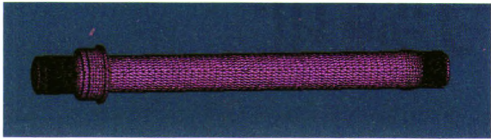


图1 取力器内轴模型网格划分

内轴材料为40Cr，模型为均匀各向同性材料，其参数为：弹性模量 $E=2.11 \times 10^{11} \text{N}\cdot\text{m}^{-2}$ ；泊松比 $\mu=0.277$ ；密度 $\rho=7.87 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ 。为了模拟其真实工况，固定轮边一端花键，在内轴一端加装扭矩1797N·m，通过ANSYS软件计算，得到位移分布（见图2、图3）。

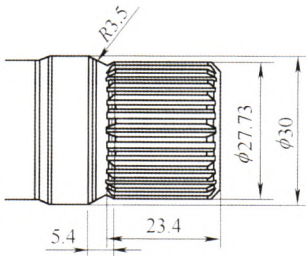


图2 取力器内轴局部尺寸



图3 取力器内轴的位移模型

通过有限元分析，内轴应力最为集中的位置是输入端花键处退刀槽位置。经过计算，退刀槽位置的安

全系数最低，安全系数 $a=2.18$ 。

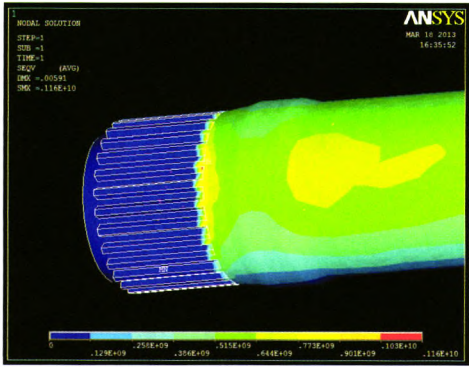


图4 取力器内轴应力集中处

PTU内轴静扭试验验证

由于内轴模拟计算时，静强度安全系数为2.18（设计要求不小于2.2）达到临界值，为加强内轴的强度，需要对零件增加热处理工艺，各种热处理对材料性能提升的参数见表2。

表2 热处理系数

表面处理方式	效果系数
无表面处理	1.0
渗碳淬火回火	1.2
高频淬火	1.15
只是喷丸处理	1.1
渗碳+喷丸处理	1.3

根据表2中数据，选择高频淬火处理，此时安全系数 $a=2.18 \times 1.15=2.507$ ，满足安全系数不低于2.2的设计要求。为了进一步验证取力器内轴在热处理处理后是否满足设计要求，需要通过静扭试验进行验证。试验时，将内轴一端进行约束固定，另外一端施加扭矩，直到将内轴扭断为止，记录断裂时施加的扭矩和断裂位置。

静扭试验过程中，加载的试验载荷按照下面载荷谱（见表3）进行加载。

表3 试验载荷谱

加载方向	输入扭矩	备注
正向旋转	+100 N·m	载荷加载：10N·m/s 记录断裂时候扭矩值和扭转角度
	+200 N·m	
	+300 N·m	
	+400 N·m	
		
	+2400 N·m	
	直到断裂	

选择三根PTU内轴进行静扭试验，试验数据如图5～图7所示。

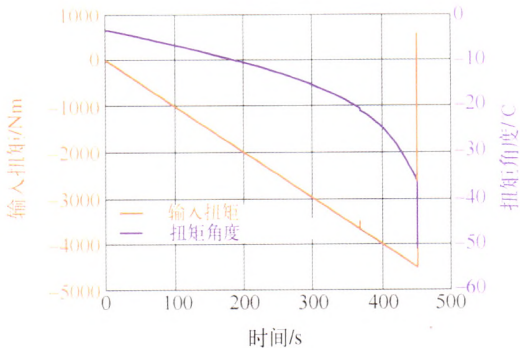


图5 典型的被测件A试验数据

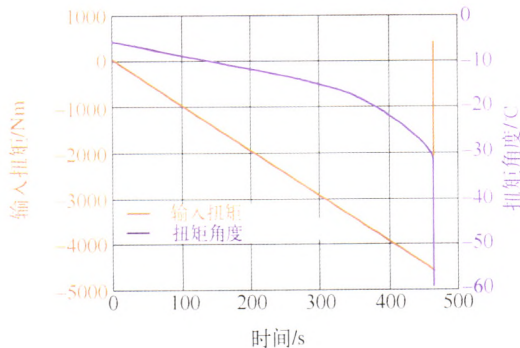


图6 典型的被测件B试验数据

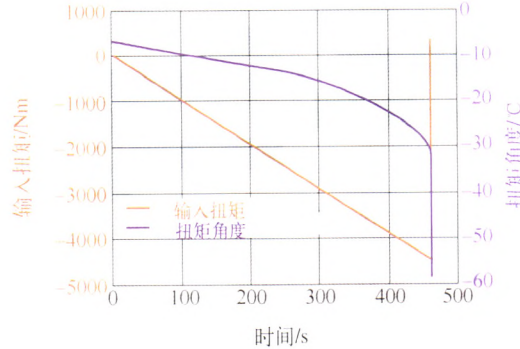


图7 典型的被测件C试验数据

被测件A，断裂时输入扭矩为4484N·m；被测件B，断裂时输入扭矩为4515N·m；被测件C，断裂时输入扭矩为4539N·m。

静扭试验显示，断裂位置为输入端花键退刀槽位置，与模拟分析位置一致（见图8）。

通过三组内轴静扭试验，选择内轴最小的断裂转矩4484N·m，作为计算依据由此计算安全系数为2.5，该系数大于设计安全系数2.2，热处理后零件满足设计要求。



图8 断裂处断口

动态强度模拟与试验验证

取力器内轴经过热处理后满足静态强度要求，为进一步验证内轴动态极限性能，需要对内轴进行动态极限耐久性能验证。试验过程中，动力输入通过两侧半轴输入，取安全系数 $a=1.5$ ，输入扭矩 $T=1797\times 1.5=2700\text{N}\cdot\text{m}$ ，试验台架见图10，试验载荷谱见表4。

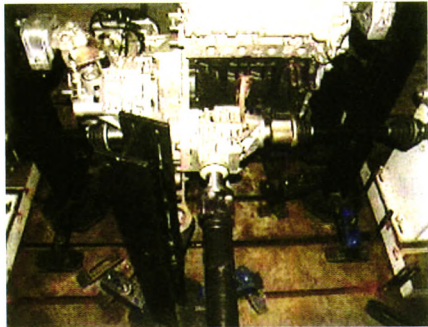


图10 试验台架

表4 试验载荷谱

试验方向	输入扭矩/N·m	单循环载荷/次	总循环/数
载荷A正向	2700	5	50
载荷B反向	-2700	1	10

试验结束后，取力器未出现失效，对其进行功能复试后发现，NVH性能、传递效率等性能满足设计要求。对试验零件进行拆解，各零件完整，未出现失效现象，零件通过试验考核。

结语

该取力器内轴设计静强度符合安全系数要求；前期校核预估安全系数符合实际情况，可以作为后续取力器内轴设计参考依据；热处理对于增加内轴强度有显著效果。

关键词：

取力器 内轴 静强度 模拟分析

(收稿日期20130205)