

发动机扭振减振器的结构优化

发动机曲轴扭振减振器是发动机的重要零部件，在汽车行驶过程中起到平稳降噪的作用。减振器在不同环境、不同速度工作过程中，因变载荷及惯性力的作用，发动机曲轴减振器振动较大，中间的阻尼橡胶圈容易产生撕裂、橡胶圈脱落及失效现象，致使发动机无法正常工作。本文通过结构优化和曲面设计调整，完成了发动机橡胶减振器的优化改进，解决了现有内外金属件与橡胶件容易脱离的问题。改进后的发动机减振器，提高了发动机的可靠性。

发动机减振器结构

发动机扭振减振器有以下几种：

(1) 摩擦式扭振减振器 其强制力矩能量主要消散于阻尼力矩。该力矩是用压力压紧摩擦片间产生的，由于扭振的作用，摩擦片间会产生相互滑动。

(2) 黏性阻力减振器 其减振器结构为一密封的空间内充满黏性阻力液，随发动机轴系扭转振动削减轴系振幅，一般用于大功率发动机。

(3) 橡胶阻力减振器 由减振环、橡胶层及与曲轴安装的轮毂组成，此种结构的减振器广泛应用于小型轿车多缸发动机上，目前已成为减振器的主流产品。这里主要对橡胶阻力减振器进行结构优化。

发动机减振器总成由惯性环、轮毂、橡胶圈三部分组成（见图1）。轮毂和惯性环加工完成后，将橡胶

圈压入轮毂与惯性环之间，最后形成减振器。

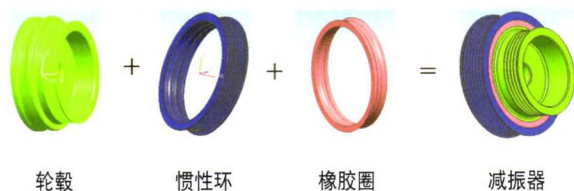


图 1

发动机减振结构优化

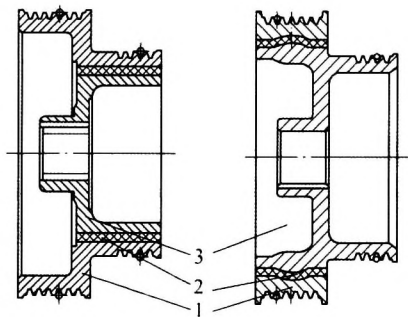
1. 将双槽带轮分离设计

保持减振器的轮廓尺寸，满足发动机输出功率要求，将双槽带轮分离，分别设计到惯性环和轮毂上，减小惯性环惯量，增大了轮毂、惯性环设计尺寸，从而提高胶圈和惯性环、轮毂的接触面积，大幅度提高减振器静转矩。

之前减振器存在设计缺陷（见图2a），双槽带轮设计在惯性环上，惯性环结构较大，转动惯量达 $0.00432\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ，轮毂结构较小，转动惯量为 $0.00042\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。根据内外圈的结构，决定了胶圈的设计尺寸较小，导致静转矩数值最大为 $180\text{N}\cdot\text{m}$ ，整个胶圈所承受的转矩满足不了发动机的实际工况需求。所以，减振器在试验中会出现内外圈滑移现象，导致惯性环脱落。扭振减振器所承受的静态转矩一般与胶圈半径的二次方及宽度成正比，原设计胶圈直径 75mm ，宽度 31mm 。在

发动机可靠性试验中已出现减振器总成批量脱离事故。

由于减振器结构存在设计缺陷，不能满足整车匹配要求，现将其进行了结构调整（见图2b），将双槽带轮分离，分别设计到惯性环和轮毂上，减小惯性环惯量，增大了轮毂外圈设计尺寸，从而提高胶圈和内外圈的接触面积，大幅度提高减振器静转矩。更改后的设计在试验中得到可靠性验证，完全满足发动机的性能要求。



(a) 改进前设计 (b) 改进后设计

图2 减振器优化前后的设计

1.惯性环 2.橡胶圈 3.轮毂

2.橡胶层结构部位改进

减振器橡胶层结构部位内外曲面优化设计，在减振器外环与轮毂之间采用一种三角形结构，在三角形的三个终端采用 $R1\sim R2\text{mm}$ 的小圆弧过渡。保证两边有较长的直线接触面，该形式结构不仅装配后轴向尺寸稳定，而且能够增大减振器的静态转矩及拉脱力。

原设计存在缺陷（见图3），发动机橡胶减振器由三个分零件组成即惯性环（外环）、轮毂和胶圈。其中胶圈在环和轮毂之间是过盈配合，橡胶层结合部位形状设计普遍采用三段圆弧过渡相接。由于橡胶是弹性零件，在配合后减振器内外圈轴向位置不易保证。减振器的静态转矩及轴向拉脱力较小。

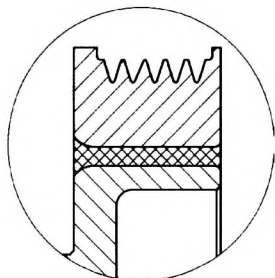


图3 原设计

为了克服现有的减振器压装后惯性环与轮毂轴向相对位置精度超差现象，我公司设计开发了一种新型

橡胶层结合部位形状结构形式。该形式结构不仅装配后轴向尺寸稳定，而且能够增大减振器的静态转矩及拉脱力。

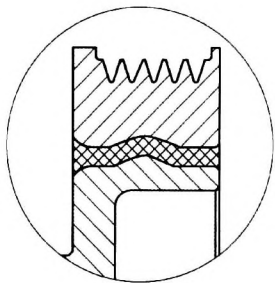


图4 改进后设计

改进后设计在减振器外环与轮毂之间采用一种三角形结构（见图4），在三角形的两边有两个较平的轴向接触面使其减振器环与毂在轴向方向上有可靠的定位，同时为保证橡胶的顺利装配，在三角形的三个终端采用 $R1\sim R2\text{mm}$ 的小圆弧过渡。以保证三角形的两边有较长的直线接触面，保证减振器内外圈装配后达到装配尺寸及几何公差要求。

3.轮毂内腔结构优化

对轮毂及惯性环内、外部仿形结构进行更改，主要是采用力的分解原则。在力的分解中，被分解的那个力（合力）是实际存在的，有对应的施力物体，以此增加静转矩，防止胶圈脱落。通过对轮毂、惯性环曲面结构优化，从而取消涂胶工艺，直接采用压装工艺，减掉了涂胶材料的投入及清洗、刷胶工序的人工成本，不仅提高了工效，也降低了生产成本。

轮毂内腔结构尺寸设计更改，原设计内腔深度尺寸一边是 9mm ，一边是 8mm ，且台阶内腔止扣尺寸相同，现取消内腔台阶，利于装配工对装配面的识别，主要起到了防错作用（见图5和图6）。

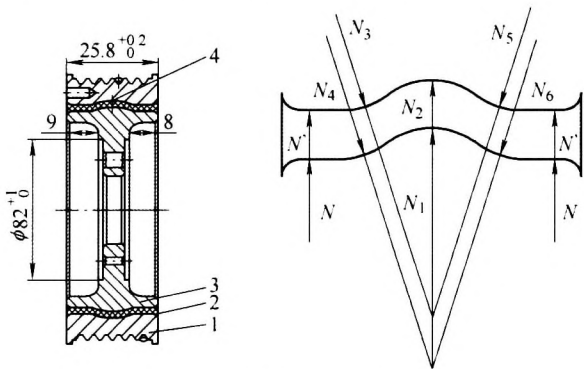


图5 原结构及胶圈受力

1.惯性环 2.橡胶圈 3.轮毂 4.仿形曲线

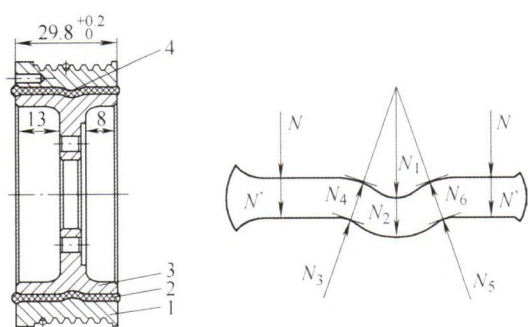


图6 优化后的结构及胶圈受力

1.惯性环 2.橡胶圈 3.轮毂 4.仿形曲线

图5为优化前橡胶圈的受力分析,优化前上下曲面的半径都为 $R6\text{mm}$,很明显,两个圆弧的圆心不重合,橡胶圈弯曲后的回弹力 N_3 、 N_4 比较分散,作用力不集中。

图6为优化后橡胶圈的受力分析,曲面结构的上下曲面半径分别为 $R3\text{mm}$ 和 $R7\text{mm}$,这样使得两个圆弧的圆心重合,橡胶圈弯曲后的回弹力 N_3 、 N_4 集中在一点,从而增大了橡胶圈相对于轮毂和惯性环之间的作用力,以此来增加减振器的静转矩,防止胶圈脱落。

关键技术性能指标对比

台架扭振性能试验对比如图7、图8所示。结构优化后效果对比,将改进前后的减振器装在发动机上进行台架扭振性能试验,发动机主谐波4.5阶最大扭振试验结果:改进前的扭转减振器扭振频率分别为 397Hz 、 680Hz ,扭振峰值为 0.053° 。改进后经测试扭振频率一致,两阶频率分别为 347Hz 和 676Hz 附近,扭振峰值为 0.035° ,主要激励为4.5阶。试验表明,改进后减振器性能比原减振器性能更好。

扭振振幅试验如图9、图10所示。图9改进前,

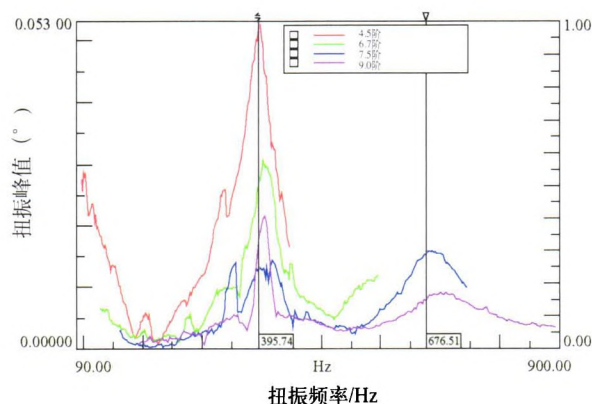


图8 改进前最大扭振试验

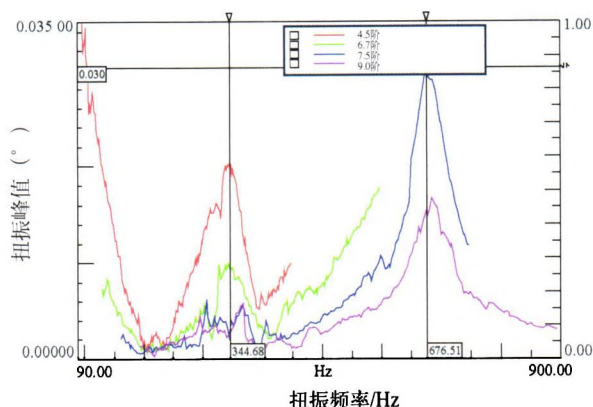


图9 改进后最大扭振试验

临界转速 3200r/min ,4阶振幅最大,为 0.192° 。图10改进后,临界转速 3200r/min ,6阶振幅最大,为 0.118° 。依据汽车行业标准,发动机曲轴的扭振振幅要求小于 0.2° 。扭振试验报告显示,原结构的扭振振幅为 0.192° ,改进后结构的扭振振幅为 0.118° ,优化效果非常明显,提高了整机的可靠性。

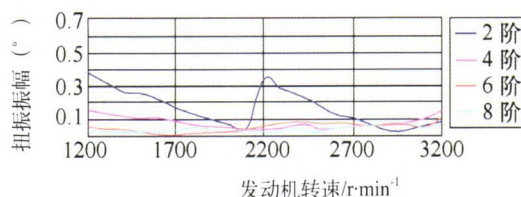


图 9

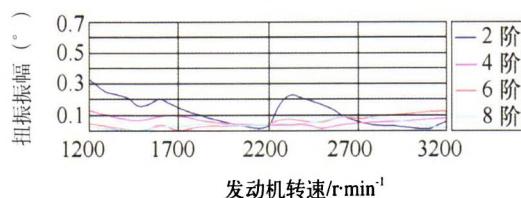


图 10

结语

通过结构改进,满足了发动机减振器性能要求,新型发动机减振器更加安全、可靠,进一步完善了曲轴系统扭振特性,提高了发动机使用寿命,节省了产品开发时间和工装费用。

关键词:

发动机 扭振减振器 结构优化

(收稿日期20130715)