

减振与降噪

直列六缸柴油机燃油泵齿轮系噪声优化研究

宋单平, 王 勇, 许 超, 郑国世

(东风康明斯发动机有限公司, 湖北 襄阳 441004)

摘 要: 建立了燃油泵齿轮系的简化弹性质量体模型, 仿真分析得到其扭转振动响应。结果表明: 燃油泵工作频率和发动机着火频率不一致, 引起燃油泵齿轮轴扭振幅值较大且峰值波动较大, 是燃油泵齿轮系声音异常的主要因子。通过优化燃油泵速比和初始相位, 其扭振幅值降低 60%, 峰值无波动; 噪声试验验证优化后的燃油泵齿轮系异响消失, 噪声声压级水平总体降低了 0.9 dB(A)。

关键词: 燃油泵; 齿轮系; 弹性质量体模型; 扭转振动; 噪声

中图分类号: TK423.4⁺2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)06-0037-06

Research of Noise Optimization of Fuel Pump Gear Training Systems for In-Line Six-Cylinder Diesel Engines

Song Danping, Wang Yong, Xu Chao, Zheng Guoshi

(Dongfeng Cummins Engine Co., Ltd., Hubei Xiangyang 441004)

Abstract: The simple elastic mass model of fuel pump gear training system was built and simulation analysis was carried out to obtain its torsional vibration response. The results indicated that the torsional vibration of fuel pump gear training system had high amplitude and big peak fluctuate when the working frequency of fuel pump did not coincide with engine fire frequency. It was key factor of abnormal noise of fuel pump gear training system. By optimizing speed ratio and initial working phase of fuel pump, the torsional vibration amplitude was reduced by 60% and had no peak fluctuate. The noise testing indicated that abnormal noise had disappeared and the overall sound pressure level had reduced by 0.9 dB (A).

Key words: fuel pump; gear training system; elastic mass model; torsional vibration; noise

0 引 言

为了提升柴油机的动力性和燃油经济性, 并满足越来越严格的排放法规, 柴油机的燃油系统由机械式升级为电控高压共轨式, 这是柴油机降低排放的有效方法之一。某直列六缸柴油机由机械式燃油系统升级为电控高压共轨式燃油系统后, 发动机的动力性、燃油经济性、排放性能均得到大幅度提升; 但是, 燃油泵齿轮系的噪声变大, 声品质变差。由此须要对燃油泵齿轮系进行噪声优化。

本文通过建立燃油泵齿轮系的弹性质量体模型, 将燃油泵齿轮系的扭转振动响应和其噪声特点

相结合, 识别出影响燃油泵齿轮系声品质的关键因子, 并对其进行优化设计; 然后通过发动机噪声和声品质试验研究, 验证燃油泵齿轮系的设计优化效果。

1 燃油泵齿轮系噪声特点分析

1.1 燃油泵齿轮系噪声主观评价

当发动机在中低转速、部分负荷运行时, 从燃油泵齿轮系位置传出有节奏的“当当”声; 当在高速、高负荷状态下运行时, 有齿轮啮合冲击的声音。

1.2 燃油泵齿轮系噪声频谱分析

采集发动机燃油泵齿轮系位置的噪声并进行频

收稿日期: 2017-04-12; 修回日期: 2017-06-05

作者简介: 宋单平(1982-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机噪声分析与优化等, E-mail: song.danping@decc.com.cn。

谱分析,发现:在发动机运行过程中会出现间断性的宽频亮带,和主观评价的“当当”声特征吻合;经过慢放分析,亮带出现的频次跟发动机转速相关,发动机每转 3 圈,亮带出现一次,如图 1 所示。

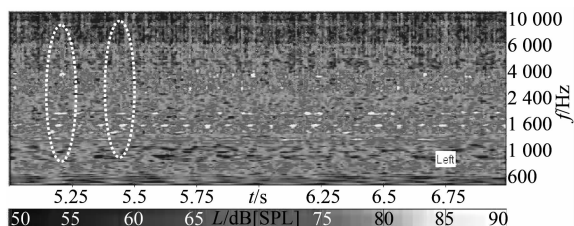


图 1 燃油泵齿轮系噪声频谱

1.3 燃油泵齿轮系结构分析

燃油泵齿轮系结构布置如图 2 所示。其中:燃油泵传动齿轮用于驱动燃油泵,齿轮齿数 27;惰齿轮用于传递动力,驱动燃油泵齿轮,齿轮齿数 31;凸轮轴正时齿轮用于驱动凸轮轴,同时传递动力给惰齿轮,齿轮齿数 72;曲轴正时齿轮为齿轮系的动力源,用于驱动凸轮轴正时齿轮,齿轮齿数 36。由此可知,曲轴齿轮齿数/燃油泵齿轮齿数 = $36/27 = 4:3$,即发动机燃油泵与曲轴的速比为 4:3。

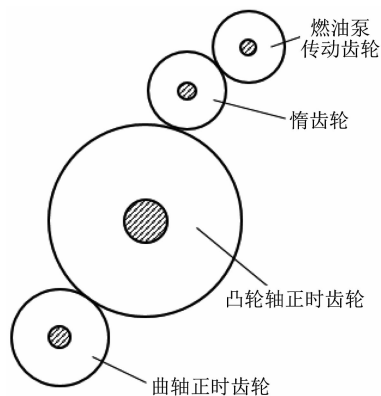


图 2 燃油泵齿轮系布置

曲轴正时齿轮设计在发动机曲轴的前端,曲轴承受气缸内气体压力以及往复惯性力和旋转惯性力引起的周期性变化载荷,并对外输出扭矩。凸轮轴正时齿轮也设计在发动机前端,凸轮轴驱动发动机进、排气机构,它的动力来源于曲轴正时齿轮。燃油泵传动齿轮设计在发动机前端正时齿轮系中,燃油泵驱动力矩间接来源于曲轴正时齿轮,即通过凸轮轴正时齿轮和惰齿轮传递。

1.4 燃油泵齿轮系扭振分析

曲轴在周期性载荷下会产生扭转振动,通过曲轴前端的曲轴齿轮将扭转振动传递给凸轮轴齿轮。凸轮轴同样承受着来源于气门挺杆的周期性变化载荷产生的扭转振动。燃油泵轴在运转过程中承受着

燃油泵柱塞周期性变化载荷产生的扭转振动。因此整个曲轴-凸轮轴-燃油泵轴系不仅要输出力矩,满足发动机配气机构和高压燃油系统的工作要求,而且须承受着各轴系的扭转振动冲击。由于齿轮加工工艺和安装的要求,齿轮系各齿之间存在齿侧间隙,各齿轮间的接触-分离过程产生冲击,齿轮运转噪声也随之产生。

2 燃油泵齿轮系动力学模型建立

2.1 模型简化

本文的主要目的是研究因各轴系扭转振动造成齿轮间冲击过大对噪声的影响,为了方便计算和分析异常声音产生机理,燃油泵齿轮系动力学模型不精确考虑曲轴和凸轮轴各轴段的刚度和阻尼,也不考虑齿轮之间的啮合刚度和阻尼;又因为惰齿轮本身不耗功,不单独研究其动力学响应,而将其和燃油泵齿轮组合到一起研究。所以燃油泵齿轮系动力学模型可简化为曲轴、凸轮轴和燃油泵轴的轴系弹性质量体模型,如图 3 所示。

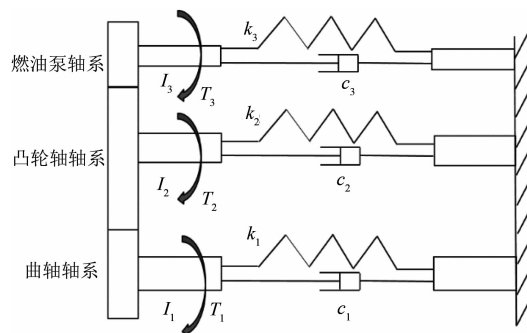


图 3 燃油泵齿轮系简化动力学模型

2.2 模型建立和求解

简化后的燃油泵齿轮系动力学模型按式 (1) 建立及求解^[1-2]。

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [C]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

本文所研究的关键参数为动力学模型的转动惯量、扭转刚度、阻尼系数、激励力矩、激励力角频率、相位及齿轮速比,如表 1 所示。

为了方便模拟计算,本模型不考虑轴系阻尼的影响,只考虑曲轴前端减振器阻尼的影响。由于凸轮轴激励力矩主要是克服凸轮打开气门的力矩,速比为 1:2,凸轮轴转 1 圈,进、排气门均工作 6 次,发动机发火 6 次,其激励力矩角频率跟发动机激励力矩角频率一致。本模型各轴系的激励力矩相位初始角均相对于发动机第一缸上止点位置。简化参数后的燃油泵传动系各轴系的动力学模型方程如公式 (2)^[3-4]、(3)、(4) 所示。

表 1 燃油泵齿轮系动力学模型参数

名称	转动惯量	扭转刚度	阻尼系数	激动力矩	激动力角频率	激动力相位	齿数	速比
曲轴	I_1	k_1	c_1	T_1	ω_1	θ_1	36	NA
凸轮轴	I_2	k_2	0	T_2	ω_1	θ_2	72	1:2
燃油泵轴	I_3	k_3	0	T_3	ω_2	θ_3	27	4:3

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 \dot{\varphi}_1 + (k_1 + \frac{1}{4}k_2)\varphi_1 - \frac{1}{2}k_2\varphi_2 = T_1 \cos(\omega_1 t + \theta_1) \quad (2)$$

公式 (2) 为曲轴齿轮的动力学模型, 其中 $\ddot{\varphi}_1$ 、 $\dot{\varphi}_1$ 和 φ_1 分别为曲轴齿轮的角加速度、角速度和角位移。

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - (k_2 + \frac{64}{9}k_3)\varphi_2 - \frac{1}{2}k_2\varphi_1 - \frac{8}{3}k_3\varphi_3 = -T_2 \cos(\omega_1 t + \theta_2) \quad (3)$$

公式 (3) 为凸轮轴齿轮的动力学模型, 其中 $\ddot{\varphi}_2$ 、 $\dot{\varphi}_2$ 和 φ_2 分别为凸轮轴齿轮的角加速度、角速度和角位移。

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{8}{3}k_3\varphi_2 + k_3\varphi_3 = -T_3 \cos(\omega_2 t + \theta_3) \quad (4)$$

公式 (4) 为燃油泵齿轮的动力学模型, 其中 $\ddot{\varphi}_3$ 、 $\dot{\varphi}_3$ 和 φ_3 分别为燃油泵齿轮的角加速度、角速度和角位移。

为了方便分析研究, 将求解得到的曲轴齿轮、凸轮轴齿轮和燃油泵齿轮角位移响应 $\varphi_1(t)$ 、 $\varphi_2(t)$ 和 $\varphi_3(t)$ 简化成如下三个公式^[3-4]:

$$\varphi_1(t) = X_{11} \cos(\omega_1 t + \theta_1) + X_{21} \cos(\omega_1 t + \theta_2) + X_{31} \cos(\omega_2 t + \theta_3) \quad (5)$$

$$\varphi_2(t) = X_{12} \cos(\omega_1 t + \theta_1) + X_{22} \cos(\omega_1 t + \theta_2) + X_{23} \cos(\omega_2 t + \theta_3) \quad (6)$$

$$\varphi_3(t) = X_{31} \cos(\omega_1 t + \theta_1) + X_{32} \cos(\omega_1 t + \theta_2) + X_{33} \cos(\omega_2 t + \theta_3) \quad (7)$$

其中: X_{11} 、 X_{12} 、 X_{13} 分别为曲轴齿轮在曲轴、凸轮轴和燃油泵激励力矩下的扭振幅值; X_{21} 、 X_{22} 、 X_{23} 和 X_{31} 、 X_{32} 、 X_{33} 分别为凸轮轴和燃油泵齿轮在曲轴、凸轮轴和燃油泵激励力矩下的扭振幅值, 和齿轮系的弹性质量体固有特性 (转动惯量、刚度和阻尼) 以及激励力幅值相关。

2.3 模型参数输入

2.3.1 转动惯量

使用 Pro/Engineer 软件建立燃油泵齿轮系的三维实体模型, 将材料的密度、弹性模量和泊松比等输入模型, 计算得到燃油泵齿轮系的转动惯量^[5], 如表 2 所示。

2.3.2 阻尼系数

一般发动机轴系阻尼系数都很小, 属于小阻尼

模型, 本文为了方便分析计算, 不考虑燃油泵齿轮系各轴的阻尼^[5], 即凸轮轴和燃油泵轴阻尼均设为 0。由于发动机曲轴前端安装有橡胶减振器, 其阻尼为 $10.1 ((\text{N} \cdot \text{m}) \cdot (\text{s} \cdot \text{rad})^{-1})$, 故曲轴的总阻尼设为减振器阻尼值。

表 2 燃油泵齿轮系转动惯量和扭转刚度

名称	齿数	速比	转动惯量/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	扭转刚度/ ($(\text{N} \cdot \text{m}) \cdot \text{rad}^{-1}$)
曲轴齿轮 (含减振器)	36	1	3.55×10^{-2}	1.53×10^6
凸轮轴齿轮	72	1:2	1.4957×10^{-2}	0.86×10^6
燃油泵齿轮 (含惰齿轮)	27	4:3	1.7149×10^{-3}	0.199×10^5

2.3.3 扭转刚度

扭转刚度的定义是轴被扭转 1 rad 所需的扭矩, 通过有限元分析软件^[6], 将燃油泵齿轮系中各轴系的一端固定, 施加固定扭矩, 计算施加力矩端的扭振角度即可求得轴段的扭转刚度 ($(\text{N} \cdot \text{m}) \cdot (\text{s} \cdot \text{rad}^{-1})$), 如表 2 所示。

2.3.4 激动力矩

发动机曲轴轴系的激励力矩是作用于各曲柄上的转动力矩, 其主要由发动机工作时气缸内气体压力产生。通过试验实测缸压曲线并得出曲轴激励力矩^[6], 如图 4 所示。

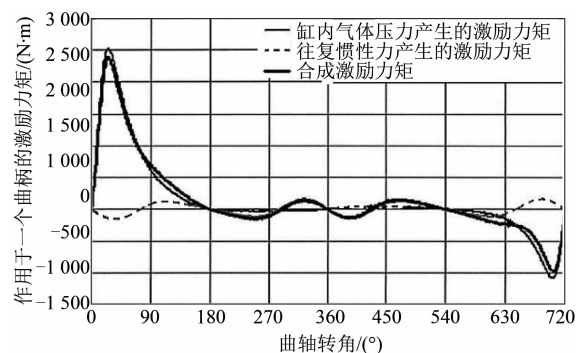


图 4 发动机单个曲柄激励力矩

发动机凸轮轴消耗曲轴功率驱动配气机构工作, 它的负载力矩通过测试设备测试获得。如图 5 所示。

发动机燃油泵轴驱动燃油泵工作, 它的负载力矩也通过测试设备测试获得。如图 6 所示。

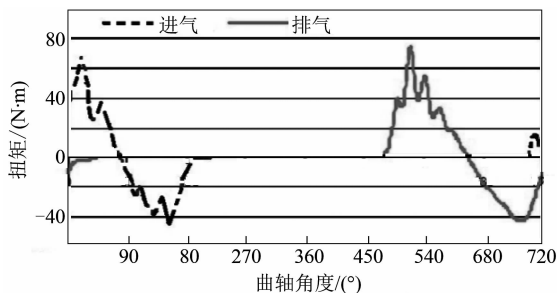


图 5 发动机进气和排气凸轮负载力矩

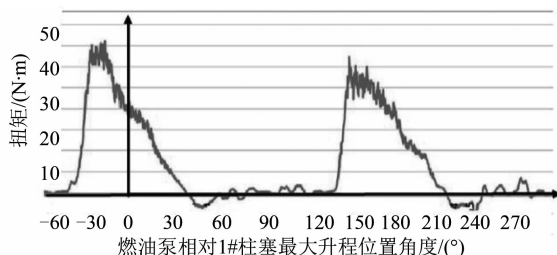


图 6 燃油泵单个柱塞负载力矩

2.3.5 激励力角频率和初始相位

本文研究的柴油机是直列六缸四冲程发动机，发动机着火顺序是 1-5-3-6-2-4，旋转一圈着火三次。故其激励力角频率为：

$$\omega_1 = \frac{n}{60} \times 3 = \frac{n}{20} \quad (8)$$

式中： n 为发动机转速，($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)。

发动机激励力矩的初始相位 θ_1 为发动机第一缸上止点后 30° 。

发动机每缸二个气阀，进、排气阀各一个，凸轮轴和曲轴的速比为 1:2，即曲轴旋转 1 圈凸轮轴旋转 0.5 圈，同时有 3 个进气阀和 3 个排气阀完成工作，故进、排气阀工作频率均为 3 次，跟发动机发火一致，为 ω_1 。

凸轮轴负载力矩为进、排气阀负载力矩之和，即：

$$T_2 \cos(\omega_1 t + \theta_2) = T_{\text{进}}(\omega_1 t + \theta_2^1) + T_{\text{排}}(\omega_1 t + \theta_2^2) \quad (9)$$

式中： θ_2^1 和 θ_2^2 分别为距离发动机第一缸上止点最近的进、排气阀负载力矩初始相位，分别为 20° 和 80° 左右。考虑到进、排气阀负载力矩近似相等，上式可写成：

$$T_2 \cos(\omega_1 t + \theta_2) = \sqrt{3} T_{\text{进}} \cos(\omega_1 t + 50^\circ) \quad (10)$$

由此可得凸轮轴负载力矩初始相位为 50° 。

发动机燃油泵轴的载荷力矩是驱动燃油泵的消耗力矩，由于燃油泵和曲轴的速比为 4:3，燃油泵转一圈工作 2 次，如图 6 所示，即其激励力角频率为：

$$\omega_2 = \frac{n}{60} \times 4 \div 3 \times 2 = \frac{2n}{45} \quad (11)$$

燃油泵安装无初始相位要求，故 θ_3 为任意角度，即具有装配随机性。

综上所述，燃油泵轴系的激励力角频率和初始相位数据可归纳如表 3 所示。

表 3 燃油泵轴系激励力角频率和相位

名称	激励力角频率	激励力相位/(°)
曲轴	$n/20$	30
凸轮轴	$n/20$	50
燃油泵轴	$2n/45$	θ_3

2.4 角位移（扭振）分析

通过对模型求解得出曲轴齿轮、凸轮轴齿轮和燃油泵齿轮的角位移响应 $\varphi_1(t)$ 、 $\varphi_2(t)$ 和 $\varphi_3(t)$ ，各齿轮的角位移响应不仅跟轴系受迫激励的幅值 X 相关，还跟激励力角频率和初始相位相关。由于齿轮系的弹性质量体固有特性、激励力矩角频率和初始相位是不变的，仅激励力矩随发动机工况变化而变化。为了方便模拟分析，对发动机稳定工况下齿轮的角位移响应及齿轮系扭振进行研究。

将发动机某个稳定工况下的模型参数输入仿真计算，得到曲轴齿轮、凸轮轴齿轮和燃油泵齿轮的角位移（扭振），即燃油泵齿轮系的扭振响应曲线 $\varphi_1(t)$ 、 $\varphi_2(t)$ 和 $\varphi_3(t)$ ，如图 7 所示。

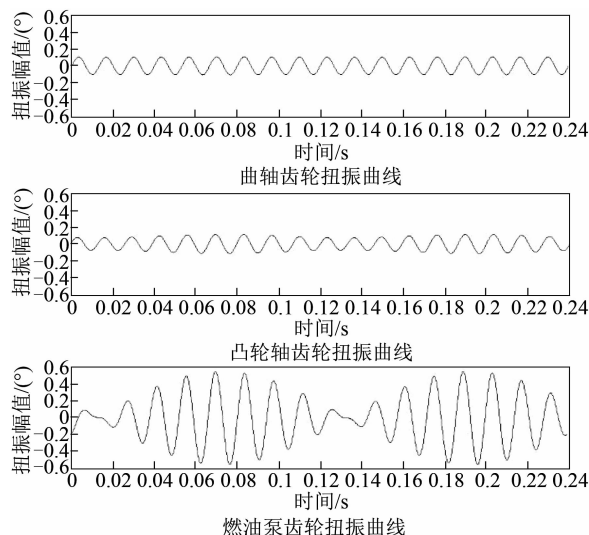


图 7 燃油泵齿轮系扭振曲线

从仿真计算结果可以看出：发动机在稳定工况下，曲轴齿轮、凸轮轴齿轮和燃油泵齿轮的扭振最大幅值分别为 0.10° 、 0.11° 和 0.55° 。曲轴齿轮和凸轮轴齿轮扭振幅值波动较小，而燃油泵齿轮扭振幅值波动相对较大。

从图 7 中还可以看出：发动机曲轴每受迫激励

9 次或燃油泵齿轮受迫激励 8 次, 燃油泵齿轮系扭振幅值波动 1 次, 即燃油泵齿轮系的扭振波动角频率为 $1/9\omega_1$ 或 $1/8\omega_2$ 。

2.5 计算结果分析

仿真分析得出燃油泵齿轮系的扭振波动角频率为 $1/9\omega_1$ 或 $1/8\omega_2$, 发动机旋转一圈发火 3 次, 则燃油泵扭振波动频率为 $1/9 \times 3 = 1/3$ 次; 发动机旋转 3 圈着火 9 次, 燃油泵扭振波动频率为 $1/9 \times 9 = 1$ 次, 这和燃油泵异常“当当”声在发动机每旋转 3 圈出现 1 次的特征吻合。由此可以推断: 发动机燃油泵齿轮系声品质较差的根本原因是燃油泵齿轮系扭振波动幅值较大引起的。

3 燃油泵齿轮系动力学优化

3.1 燃油泵齿轮系扭振优化

从上节分析可知: 发动机声品质较差的根本原因是燃油泵齿轮系扭振波动幅值较大。因此, 减小燃油泵齿轮系扭振幅值波动是噪声优化的方向。根据式 (7): 燃油泵角位移 (扭振) 响应不仅跟激励力矩下的扭振幅值有关, 还和激励力的角频率和初始相位有关。发动机稳态工况时, 激励力矩下产生的扭振幅值是恒定的, 不会引起燃油泵齿轮的扭振波动。由此可推断: 燃油泵的扭振波动主要是由激励力角频率和初始相位引起。

由于发动机曲轴和凸轮轴上激励力的角频率和初始相位是和发动机发火和配气机构工作特性一一对应的, 它是发动机正常工作的必要条件, 不能发生任何更改。因此, 调整燃油泵齿轮激励力的角频率和初始相位是优化扭振波动的主要方向。

将式 (7) 演化为:

$$\varphi_3(t) = A \cos(\omega_1 t + \lambda) + X_{33} \cos(\omega_2 t + \theta_3) \quad (12)$$

其中:

$$A = \sqrt{(X_{31} \cos \theta_1 + X_{32} \cos \theta_2)^2 + (X_{31} \sin \theta_1 + X_{32} \sin \theta_2)^2};$$

$$\lambda = \arctan \frac{X_{31} \sin \theta_1 + X_{32} \sin \theta_2}{X_{31} \cos \theta_1 + X_{32} \cos \theta_2}$$

通过模拟分析可得: 当 $\omega_2 = \omega_1$ 时, 燃油泵齿轮系的扭振波动明显减小; 当 $\theta_3 = \lambda + \pi$, 即 $\theta_3 = 33^\circ - \pi = -147^\circ$ 时, 燃油泵齿轮系的工作相位和曲轴-凸轮轴的扭振叠加相位相反, 燃油泵齿轮扭振值最小。仿真结果如图 8 所示。

3.2 燃油泵齿轮系设计优化

从上述扭振优化结果可以得出燃油泵齿轮系优化方案, 即调整燃油泵激励力角频率和初始相位。

第一步: 调整燃油泵速比, 使 $\omega_2 = \omega_1$ 。发动机的燃油泵与曲轴的速比为 4:3, 即曲轴旋转一周

发动机着火 3 次, 燃油泵工作 2.667 次, $\omega_2 = 8/9\omega_1$, 如果将燃油泵与曲轴的速比调整为 3:2, 则就实现了 $\omega_2 = \omega_1$ 。

第二步: 调整燃油泵初始安装角, 使 $\theta_3 = -147^\circ$ 。燃油泵旋转一圈工作 2 次, 燃油泵激励力矩完成一个工作循环, 燃油泵旋转 180° , 即 180° 的燃油泵转角激励力矩完成 360° 的一个工作周期, 如图 6 所示。故 $\alpha = 0.5\theta_3 = -73.5^\circ$, 其中 α 为燃油泵负载最大力矩相对于曲轴上止点的燃油泵转角。由此可知: 当曲轴在一缸上止点位置时, 将燃油泵负载最大激励力矩位置调整到相对于曲轴上止点位置前 73.5° , 则实现了 $\theta_3 = -147^\circ$ 。

燃油泵上止点位置在燃油泵最大激励力矩后 30° 左右, 如图 6 所示。将燃油泵上止点标记调整到 $\beta = \alpha + 30^\circ = -43.5^\circ$ 位置时, 燃油泵齿轮的工作相位跟曲轴-凸轮轴扭振叠加相位正好相反, 此时燃油泵齿轮系扭振幅值最小。

第三步: 优化方案产品化。综上, 发动机燃油泵齿轮系优化设计方案为: 将发动机燃油泵与曲轴的速比从 4:3 调整为 3:2, 并且将燃油泵安装上止点规定为: 发动机第一缸上止点前 43.5° 燃油泵转角。

将燃油泵齿轮齿数 27 更改为 24, 就实现了曲轴齿轮齿数/燃油泵齿轮齿数 = 3:2 的速比。当燃油泵齿轮齿数为 24 时, 转动 1 齿为 15° , 转动 3 齿为 45° , 最接近理论优化角度 43.5° 。将上述方案产品化, 即设计相应的产品图纸, 试制产品样件, 进行燃油泵齿轮系噪声试验验证。

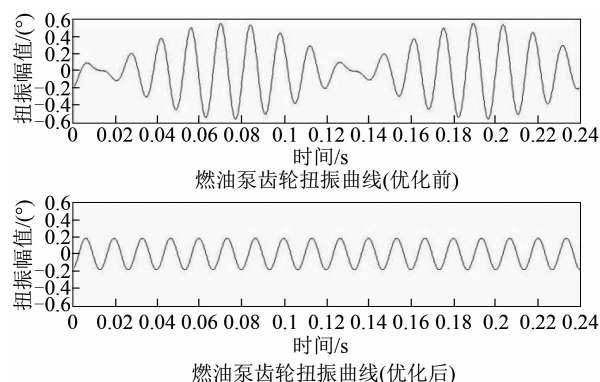


图 8 燃油泵齿轮系优化前后扭振曲线

4 燃油泵齿轮系噪声试验验证

4.1 燃油泵齿轮系与试验发动机准备

将本文研究的直列六缸四冲程发动机和优化设计前后的燃油泵齿轮系各一套装配成试验发动机, 在发动机噪声试验室进行燃油泵齿轮系声品质和发

动机噪声声压级测试。

4.2 燃油泵齿轮系声品质测试结果分析

优化前发动机燃油泵齿轮系噪声在中低转速、部分负荷时, 频谱显示有明显的宽频亮带, 如图 9 所示; 主观感受存在明显的节奏感较强的“当当”声。优化后宽频亮带消失, 如图 9 所示, 主观感受良好, 无“当当”声, 即声品质提升明显。

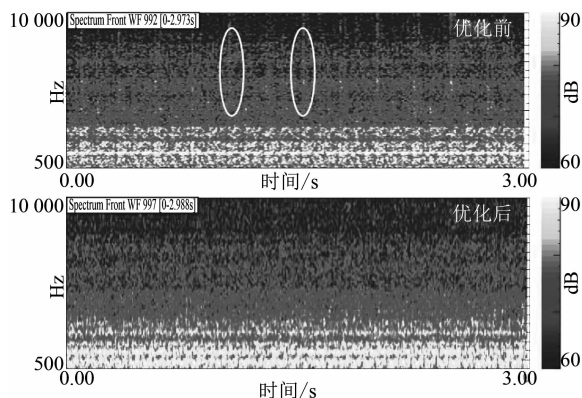


图 9 燃油泵齿轮系噪声频谱-中速

优化前发动机燃油泵齿轮系噪声在高速、满负荷时, 频谱显示在 2 000 ~ 4 000 Hz 的频段有明显亮带, 如图 10 所示; 主观感受存在明显齿轮啮合冲击的声音。优化后上述频段的亮带明显减弱, 如图 10 所示, 主观感受齿轮啮合冲击声明显减弱。

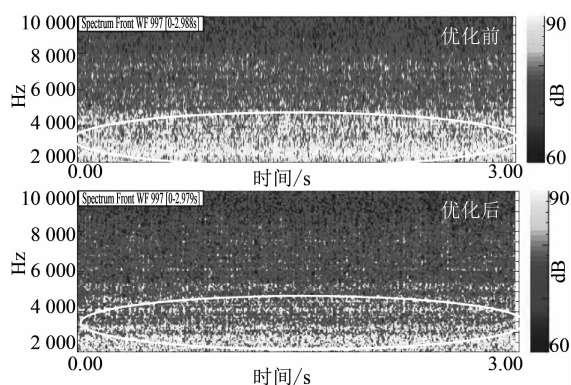


图 10 燃油泵齿轮系噪声频谱-高速

试验表明: 优化后的发动机燃油泵齿轮系声品质提升明显。

4.3 燃油泵齿轮系声压级测试结果分析

图 11 为优化前后发动机燃油泵齿轮系在不同发动机转速下噪声测试对比曲线。

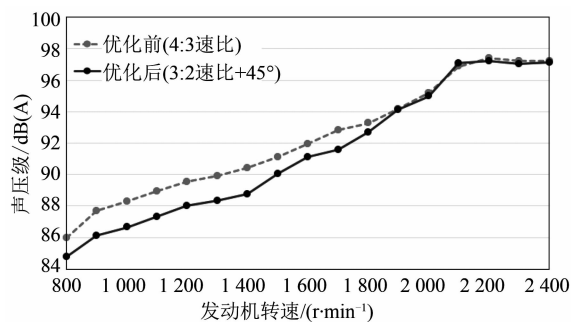


图 11 燃油泵齿轮系噪声声压级测试点

从图 11 可看出: 发动机燃油泵齿轮系优化后, 噪声总体降低 0.9 dB (A), 其中 800 ~ 1 900 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$) 中低转速下声压级降低明显, 平均降低 1.3 dB (A); 优化后发动机前端齿轮室噪声声压级明显优于未优化齿轮系。

5 结 论

(1) 本文建立了发动机燃油泵齿轮传动轴系的弹性质量体模型, 仿真识别出影响燃油泵齿轮系噪声的主要因子为齿轮系扭振波动幅值较大。

(2) 所建立的发动机齿轮传动轴系模型较为准确地模拟出轴系的扭振水平, 在此基础上对该齿轮系传动轴系进行优化。试验验证表明: 优化后发动机声品质明显提高, 燃油泵齿轮系噪声降低。

(3) 模拟仿真分析技术很大程度上缩短了齿轮系噪声优化的时间周期, 可为工程开发提供理论支持。

参考文献

- [1] 王祺. 内燃机轴系扭振振动 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 1991.
- [2] 吴焱庭, 袁卫国. 内燃机噪声振动与控制 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [3] 赵玫, 周海亭, 陈光冶, 等. 机械振动与噪声学 [M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [4] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学-振动、冲击、噪声 [M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- [5] 郑国世, 方劲松, 高俊, 等. EQB210 柴油机曲轴扭振减振器优化设计研究 [J]. 内燃机, 2008 (5): 5-10.
- [6] 方劲松. EQB210 柴油机曲轴轴系扭振振动与减振器设计 [D]. 北京: 清华大学. 2006.