

# 发动机曲轴系统扭转振动建模与实测分析\*

上官文斌<sup>1,2</sup>, 陈超<sup>1</sup>, 段小成<sup>1,2</sup>, 谌宝军<sup>2</sup>

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州, 510641) (2. 宁波拓普集团股份有限公司 宁波, 315800)

**摘要** 建立了发动机曲轴系统扭转振动的集总参数模型, 讨论集总参数模型中各个自由度转动惯量、刚度和阻尼系数的确定方法。利用集总参数模型计算分析曲轴系统的固有频率和在气缸压力的作用下曲轴前端的扭振。实验测试了一发动机曲轴系统的扭振, 并与计算结果进行了对比分析。结果表明, 曲轴系统的固有频率和曲轴前端扭振的计算结果与实测结果较为一致, 证明了建立的模型和模型参数确定方法的正确性。曲轴扭振的建模方法和模型参数的确定方法可用于曲轴前端扭转减振器的设计。

**关键词** 曲轴系统; 扭转振动; 集总参数模型; 模型参数确定; 扭转减振器

**中图分类号** TB535; U464; TH112.3

## 引言

扭转振动简称扭振, 是发动机等旋转机械轴系的一种常见的振动形式。发动机曲轴扭转振动计算可采用集总参数模型和分布参数模型<sup>[1-12]</sup>; 分布参数模型又分为直接用于有限元计算的实体模型、框架模型和阶梯轴模型<sup>[5-6, 13]</sup>。Holzer, Doughty等<sup>[1-4, 12]</sup>分别建立了曲轴系统的集总参数模型, 将各惯性质量的转动惯量视为常量, 采用霍尔兹法和传递矩阵法分析曲轴的扭转振动。集总参数模型的优点是物理概念清晰, 使用简单, 计算方便。Bagci, Chang-Seok Han等<sup>[6, 12]</sup>采用有限元方法计算曲轴的扭转振动, 与传递矩阵法相比, 该方法耗时长、占用计算机内存大<sup>[1, 7]</sup>。Okamura<sup>[5]</sup>改进了有限元模型, 提出框架模型来计算曲轴的扭振。郝志勇等<sup>[13]</sup>将弹性波理论应用于曲轴轴系振动问题的分析。

笔者提出了发动机曲轴系统扭转振动分析的集总参数模型的建模方法, 讨论集总常数模型中各个自由度转动惯量、刚度和阻尼系数的确定方法。利用集总参数模型计算分析曲轴系统的固有频率和在气缸压力作用下曲轴前端的扭振。实验测试了一发动机曲轴系统的扭振, 并与计算结果进行了对比分析。结果表明, 曲轴系统的固有频率和曲轴前端的扭振计算结果和实测结果一致, 证明了笔者建立的模型

和模型常数确定方法的正确性, 并计算分析在曲轴前端安装扭振减振器对曲轴系统的减振效果。

## 1 轴系扭转振动的建模

采用集总参数模型建立曲轴系统扭转振动分析的模型, 讨论模型中各个转动惯量、扭转刚度和阻尼系数的确定方法。

### 1.1 建模

将发动机曲轴系统简化为集总参数模型时, 每个部件(主轴颈、曲柄臂、曲轴前端)分别简化为两个具有相同转动惯量的惯性质量和一个扭簧<sup>[3]</sup>。扭簧刚度等于相应部件的扭转刚度, 如图1所示。

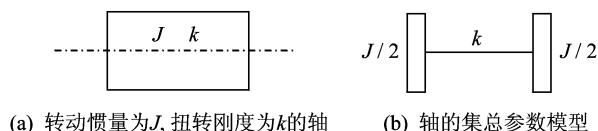


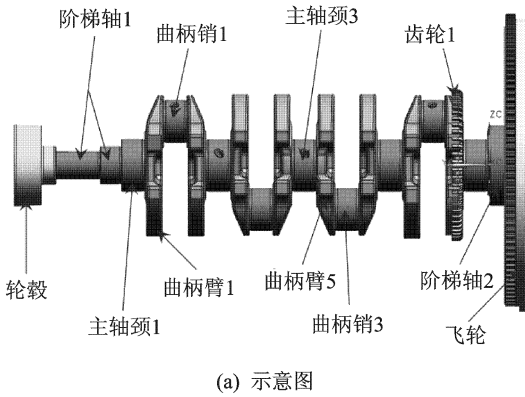
图1 曲轴系统部件简化的原则

图2(a)为一发动机曲轴系统的示意图(连杆及活塞组件未画出), 将图2(a)所示的曲轴系统简化为图2(b)所示的集总参数模型。图2(b)中集总参数模型各个转动惯量、刚度与图2(a)中曲轴-活塞系统中各个部件的转动惯量、刚度的关系为

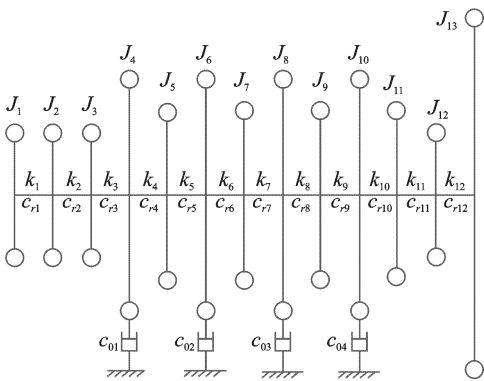
\* 国家自然科学基金资助项目(编号:50975091); 汽车安全与节能国家重点实验室开放基金资助项目(编号:KF10162)  
收稿日期:2011-03-14; 修改稿收到日期:2011-06-09

$$\begin{aligned}
 J_1 &= J_{\text{hub}} + J_{\text{seg}1}/2, k_1 = k_{\text{seg}1}, J_2 = J_{\text{seg}1}/2 + J_{\text{mj}1}/2, k_2 = k_{\text{mj}1}, \\
 J_3 &= J_{\text{mj}1}/2 + J_{\text{w}1}/2, k_3 = k_{\text{w}1}, J_4 = J_{\text{w}1}/2 + J_{\text{cp}1} + J_{\text{cyl}1} + J_{\text{w}2}/2, k_4 = k_{\text{w}2}, \\
 J_5 &= J_{\text{w}2}/2 + J_{\text{mj}2} + J_{\text{w}3}/2, k_5 = k_{\text{w}3}, J_6 = J_{\text{w}3}/2 + J_{\text{cp}2} + J_{\text{cyl}2} + J_{\text{w}4}/2, k_6 = k_{\text{w}4}, \\
 J_7 &= J_{\text{w}4}/2 + J_{\text{mj}3} + J_{\text{w}5}/2, k_7 = k_{\text{w}5}, J_8 = J_{\text{w}5}/2 + J_{\text{cp}3} + J_{\text{cyl}3} + J_{\text{w}6}/2, k_8 = k_{\text{w}6}, \\
 J_9 &= J_{\text{w}6}/2 + J_{\text{mj}4} + J_{\text{w}7}/2, k_9 = k_{\text{w}7}, J_{10} = J_{\text{w}7}/2 + J_{\text{cp}4} + J_{\text{cyl}4} + J_{\text{w}8}/2 + J_{\text{gear}1}/2, k_{10} = k_{\text{w}8}, \\
 J_{11} &= J_{\text{w}8}/2 + J_{\text{gear}1}/2 + J_{\text{mj}5}/2, k_{11} = k_{\text{mj}5}, J_{12} = J_{\text{mj}5}/2 + J_{\text{seg}2}/2, k_{12} = k_{\text{seg}2}, J_{13} = J_{\text{seg}2}/2 + J_{\text{fw}}
 \end{aligned}$$

其中:  $J_{\text{hub}}$  为轮毂绕曲轴中心线的转动惯量;  $J_{\text{seg}i}$  为阶梯轴  $i$  绕曲轴中心线的转动惯量;  $J_{\text{mj}i}$  为主轴颈  $i$  绕曲轴中心线的转动惯量;  $J_{\text{w}i}$  为第  $i$  个曲柄臂绕曲轴中心线的转动惯量;  $J_{\text{cp}i}$  为第  $i$  个曲柄销绕曲轴中心线的转动惯量;  $J_{\text{gear}1}$  为齿轮 1 绕曲轴中心线的转动惯量;  $J_{\text{cyl}i}$  由式(3)定义;  $J_{\text{fw}}$  为飞轮绕曲轴中心线的转动惯量;  $k_{\text{seg}i}, k_{\text{mj}i}, k_{\text{w}i}$  为相应的刚度;  $c_{ri} (i=1 \sim 12)$  为内阻尼系数;  $c_{0i} (i=1 \sim 4)$  为外阻尼系数。



(a) 示意图



(b) 集总参数模型

图2 发动机曲轴系统

根据牛顿第二定理,对于图2(b)所示的曲轴系统建立曲轴系统的扭转振动的微分方程为

$$\mathbf{M}\{\ddot{\theta}\} + \mathbf{C}\{\dot{\theta}\} + \mathbf{K}\theta = \mathbf{T} \quad (1)$$

其中:  $\mathbf{M}$  为转动惯量矩阵;  $\mathbf{C}$  为阻尼矩阵;  $\mathbf{K}$  为刚度

矩阵;  $\mathbf{T}$  为激振力矩向量;  $\theta$  为角位移向量。  $\mathbf{C} = \mathbf{C}_0 + \mathbf{C}_r$ ,  $\mathbf{C}_0$  为外阻尼矩阵,  $\mathbf{C}_r$  为内阻尼矩阵;  $\mathbf{T} = \{0 \ 0 \ 0 \ T_1(t) \ 0 \ T_2(t) \ 0 \ T_3(t) \ 0 \ T_4(t) \ 0 \ 0 \ 0\}^T$ ,  $\mathbf{T}_i(t) (i=1, 2, 3, 4)$  分别为作用在  $J_4, J_6, J_8, J_{10}$  上的扭矩;  $\theta = \{\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_{13}\}^T$ 。

$\mathbf{M}, \mathbf{C}_0, \mathbf{C}_r, \mathbf{K}$  的表达式分别为

$$\mathbf{M} = \text{diag}(J_1, J_2, \dots, J_{13})$$

$$\mathbf{C}_0 = \text{diag}(0, 0, 0, c_{01}, 0, c_{02}, 0, c_{03}, 0, c_{04}, 0, 0, 0)$$

$$\mathbf{C}_r = \begin{bmatrix} c_{r1} & -c_{r1} & & & & & & & & & & & & 0 \\ -c_{r1} & c_{r1} + c_{r2} & -c_{r2} & & & & & & & & & & & \\ & -c_{r2} & c_{r2} + c_{r3} & \ddots & & & & & & & & & & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & & & \\ & & & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & & \\ & & & & \ddots & \ddots & c_{r11} + c_{r12} & -c_{r12} & & & & & & \\ 0 & & & & & & -c_{r12} & c_{r12} & & & & & & \end{bmatrix}$$

$\mathbf{K} =$

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & & & & & & & & & & & & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & & & & & & & & & & & \\ & -k_2 & k_2 + k_3 & \ddots & & & & & & & & & & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & & & \\ & & & \ddots & \ddots & \ddots & & & & & & & & \\ & & & & \ddots & \ddots & k_{11} + k_{12} & -k_{12} & & & & & & \\ 0 & & & & & & -k_{12} & k_{12} & & & & & & \end{bmatrix}$$

## 1.2 模型参数的确定

### 1.2.1 转动惯量

除了连杆、活塞组件和齿轮系之外,曲轴系统其他部件绕曲轴中心线的转动惯量都可以用CAD软件来确定<sup>[4]</sup>。

连杆的质量可以简化为集中于连杆小头的质量  $m_A$  和集中于连杆大头的质量  $m_B$ ,如图3所示。连杆小头的质量和活塞、活塞环等一起只沿活塞运动方向做往复直线运动,连杆大头的质量只是绕曲轴做圆周运动。假设连杆质量为  $m_l$ ,则  $m_A, m_B$  按下列原则确定<sup>[14]</sup>为

$$\begin{cases} m_A = m_l L_2 / L \\ m_B = m_l L_1 / L \end{cases} \quad (2)$$

其中:  $L$  为连杆长度;  $L_1$  为连杆小头到连杆质心的距离;  $L_2$  为连杆大头到连杆质心的距离。

根据动能等效原则,连杆及活塞组件的等效转动惯量<sup>[4,14]</sup>为

$$J_{\text{cyl}} = m_r r^2 + \frac{1}{2} m_a r^2 \quad (3)$$

其中:  $r$  为曲柄半径;  $m_r$  为旋转质量(即连杆大头的质量  $m_B$ );  $m_a$  为往复惯性质量(即连杆小头的质量

$m_A$  及活塞组件的质量  $m_p$  之和)。

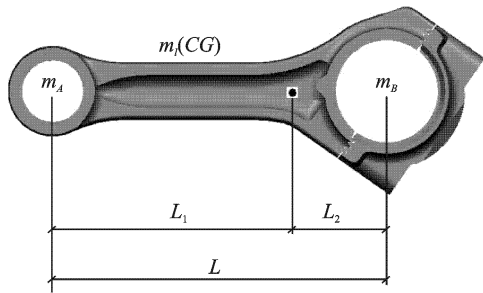


图3 连杆的等效质量系统

发动机一般会通过齿轮系将动力传递给其他部件,如图4中的齿轮2,此时要将其他部件的转动惯量等效到绕曲轴中心线的转动惯量。假设曲轴的转速为  $n_1$ ,通过齿轮传递给其他部件的转速为  $n_2$ ,则其他部件(齿轮2)等效到曲轴中心线的转动惯量为

$$J_{g2eq} = J_{g2} \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (4)$$

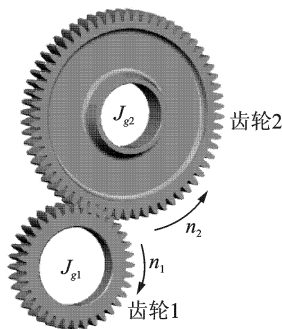


图4 齿轮系

### 1.2.2 扭转刚度

一个部件的扭转刚度可以用有限元的方法获得。如图5所示,以曲柄臂为例,首先,建立半拐有限元模型(半拐包括:半个曲柄销、一个曲柄臂和半个主轴颈);其次,在曲柄销端面施加全约束,在主轴颈端面施加扭矩;最后,得到扭转角度,进而可以获得曲柄臂的扭转刚度。

如果曲轴前端装有硅油扭转减振器,其扭转刚度是硅油运动粘度的函数,来自于硅油被挤压时产生的作用力可以参考文献[4]计算其扭转刚度。

### 1.2.3 阻尼系数

曲轴系统中的阻尼系数分为两种<sup>[15]</sup>:a.由活塞环、油膜与发动机缸体的接触而产生的、作用于活塞上,称为外阻尼系数或活塞运动阻尼系数,如图2(b)中的  $c_{01}, c_{02}, c_{03}$  等;b.曲轴的结构阻尼系数,也称为内阻尼系数,如图2(b)中的  $c_{r1}, c_{r2}$  等。

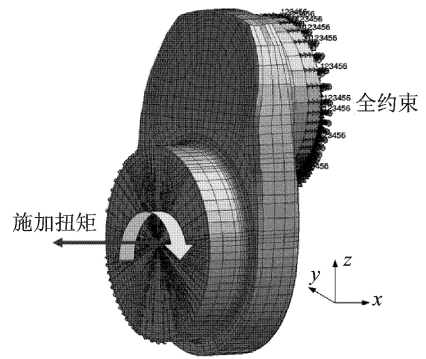


图5 计算曲柄臂的扭转刚度的模型

### 1) 外阻尼系数<sup>[15]</sup>

记  $c_{0i}$  为活塞  $i$  的外阻尼系数,则

$$c_{0i} = \xi_i J_i \omega \quad (5)$$

其中:外单位阻尼系数  $\xi_i$  的取值范围为  $0.04 \sim 0.08$ ;  $\omega = 2\pi f$ ;  $f = n_c/60$ ;  $n_c$  为发动机转速;  $J_i$  为相应惯性质量的转动惯量。

### 2) 内阻尼系数<sup>[15]</sup>

记  $c_{ri}$  为惯性质量  $i$  和惯性质量  $i+1$  之间的内阻尼系数,则

$$c_{ri} = \zeta_i k_i / \omega \quad (6)$$

其中:内单位阻尼系数  $\zeta_i$  的取值范围为  $0.02 \sim 0.06$ ;  $\omega = 2\pi f$ ;  $f = n_c/60$ ;  $n_c$  为发动机转速;  $k_i$  为两惯性质量间的扭转刚度。

如果曲轴前端装有硅油扭转减振器,其内阻尼系数可参考文献[4]确定。

## 1.3 激振力矩

曲轴系统的扭转振动主要是由于曲轴受到气体爆发压力和往复惯性力的作用产生。单个气缸作用于活塞的气体作用力为

$$F_g = \frac{\pi d_p^2}{4} p \quad (7)$$

其中:  $d_p$  为活塞直径;气缸压力  $p$  为关于曲柄转角  $\alpha$  的函数,且  $p = p(\alpha)$ ,  $\alpha = \omega t$ 。

单个曲柄连杆机构的往复惯性力<sup>[14]</sup>为

$$F_a = -m_a a \approx -m_a r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (8)$$

其中:  $m_a$  为往复惯性质量;  $a$  为活塞的加速度;  $\lambda$  为曲柄半径与连杆长度之比;  $r$  为曲柄半径;  $\omega = 2\pi f$ ;  $f = n_c/60$ ;  $n_c$  为发动机转速。

图6给出了某发动机转速为  $3.2 \text{ kr/min}$  时单缸的气体作用力  $F_g$  和单缸中的往复惯性力  $F_a$  相应的气缸压力与曲柄转角的关系曲线。

单个气缸作用在曲轴上的激振力矩<sup>[14]</sup>为

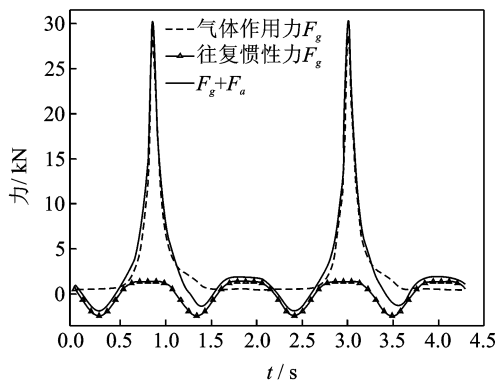
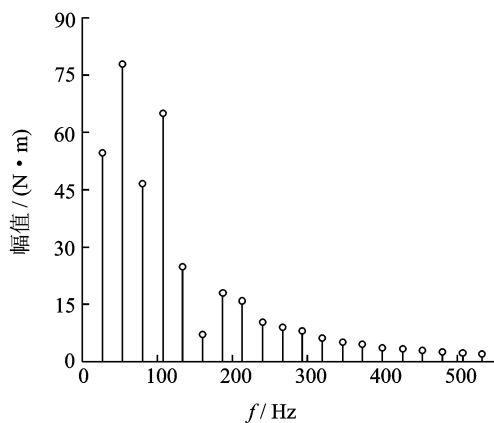


图6 转速为3.2 kr/min时作用在发动机单缸的力

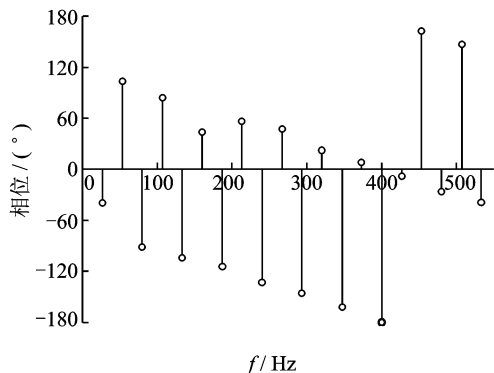
$$T = (F_g + F_a)r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \quad (9)$$

其中: $\beta$ 为连杆摆角。

$T$ 为一个周期函数,图7为某发动机转速为3.2 kr/min时作用在曲轴上激振力矩的频谱图(0.5~10阶)。直列发动机不同气缸作用于曲轴上的激振力矩相差一个由发火顺序引起的相位角;V型发动机不同气缸作用于曲轴上的激振力矩除了与发火顺序有关外,还与其V型角有关<sup>[14]</sup>。



(a) 幅值谱



(b) 相位谱

图7 转速为3.2 kr/min时作用在曲轴上激振力矩的频谱图

## 2 曲轴扭转振动的实测与计算结果

在发动机台架上对一款发动机曲轴系统进行扭转振动的测试,并将测试结果与所建模型的计算结果进行对比来验证模型的正确性。

### 2.1 曲轴扭转振动的测试与分析

在发动机台架上进行发动机曲轴扭转振动的测试实验,得到发动机曲轴前端扭转振动的角位移用来评价曲轴的扭转振动。图8和图9分别为同轴度调节和光电编码器安装的现场照片。



图8 工装与曲轴连接的同轴度调节

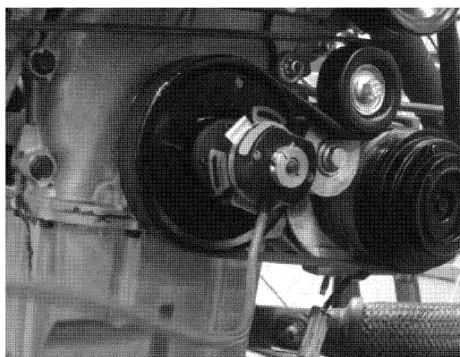
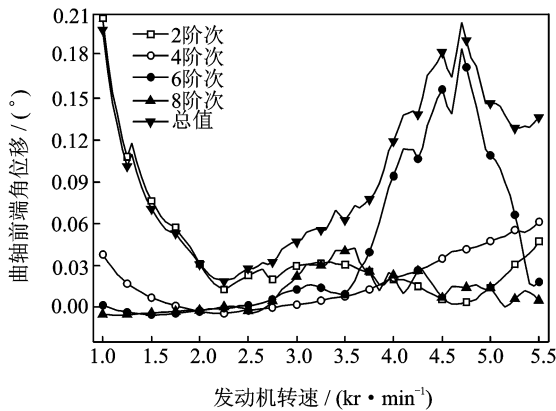


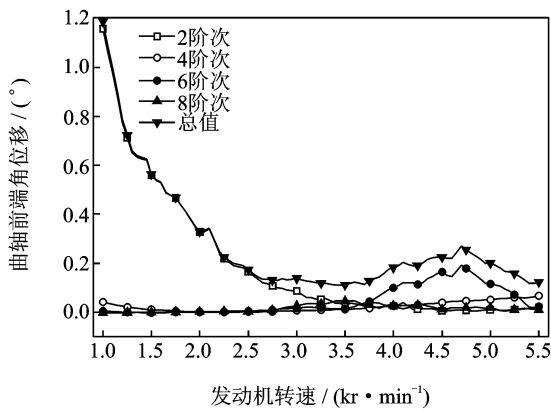
图9 光电编码器在发动机曲轴上的安装

本次实验在发动机曲轴前端未装扭振减振器(TVD)时,测得的发动机曲轴前端扭转振动的角位移如图10所示。由于2阶振动受发动机曲轴系统滚振的影响很大,因此主要分析4,6,8阶振动。从图10可以看出,未装扭转减振器时曲轴前端的4阶扭振在发动机工作转速范围内不存在共振峰,但6阶振动在转速4.7 kr/min附近存在振动峰值,8阶振动在转速3.6 kr/min附近存在振动峰值,因此可以得到发动机曲轴前端扭转振动的固有频率约为470 Hz,且固有频

率(470 Hz)是引起发动机曲轴扭转振动较大振幅的主要因素。



(a) 空载时曲轴前端的扭转角位移



(b) 满载时曲轴前端的扭转角位移

图10 实验数据曲线

## 2.2 曲轴前端扭振的计算结果

曲轴系统(不带扭转减振器)集总参数模型各个自由度的转动惯量,如表1所示;曲轴系统相邻两转动惯量间的刚度如表2所示。

其他参数如下:

1) 点火顺序:1-3-4-2;

2) 曲柄连杆机构的参数如下:往复惯性质量为0.45 kg;活塞直径为0.08 m;曲柄半径为0.037 5 m;连杆长度为0.131 6 m;

表1 曲轴系统(不带TVD)集总参数模型各个自由度的转动惯量 (kg · m<sup>2</sup>)

自由度	转动惯量	自由度	转动惯量
1	0.000 361 39	8	0.003 066 9
2	0.000 013 989	9	0.001 822
3	0.000 952 44	10	0.003 361 2
4	0.003 066 9	11	0.001 259 1
5	0.001 822	12	0.000 205 65
6	0.003 066 9	13	0.076 666
7	0.001 822		

表2 曲轴系统每两个惯性质量间的扭转刚度

(N · m · rad<sup>-1</sup>)

自由度	扭转刚度	自由度	扭转刚度
1-2	57 824.73	7-8	448 600
2-3	427 068 0	8-9	448 600
3-4	448 600	9-10	448 600
4-5	448 600	10-11	448 600
5-6	448 600	11-12	373 275 5
6-7	448 600	12-13	137 860 90

3) 内单位阻尼系数为0.04;外单位阻尼系数为0.05;

4) 气缸压力曲线如图11所示。

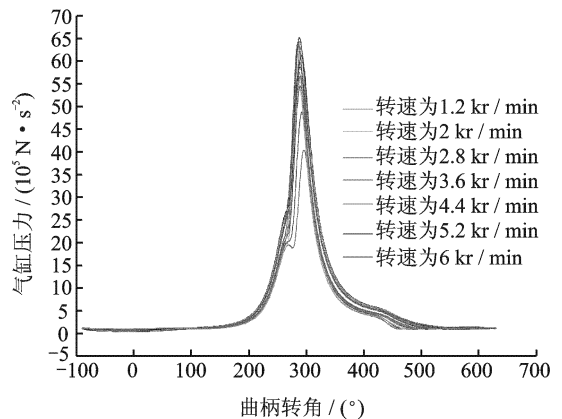


图11 不同转速下的气缸压力-曲柄转角曲线

### 2.2.1 固有频率和振型

若阻尼系数较小,曲轴系统有阻尼与无阻尼扭振的固有频率、振型近似相等,令方程(1)的阻尼项和激励项为零,容易求得其固有频率和振型。图12为发动机曲轴系统前3阶固有频率和振型。

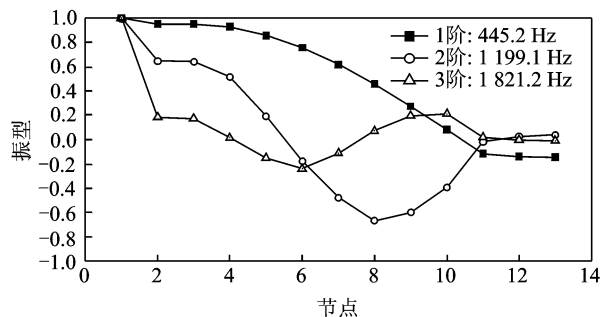
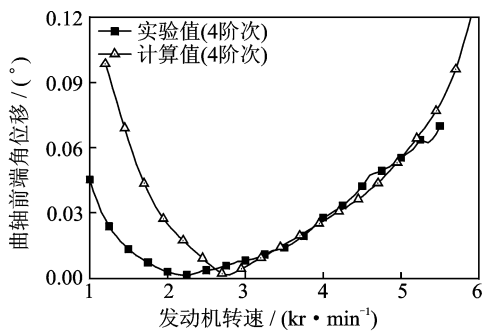


图12 曲轴系统扭振固有频率和振型的计算结果

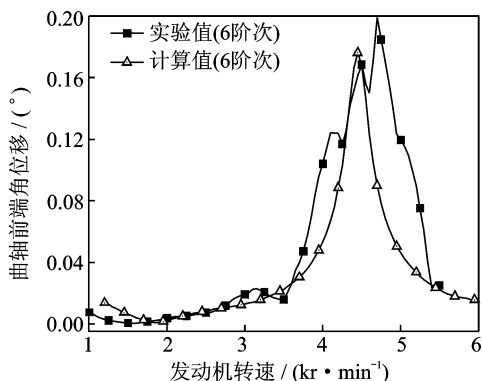
由测试结果可知,发动机曲轴系统的一阶扭转振动固有频率的实验值约为470 Hz,而计算值为445.2 Hz,计算结果和实测值的差异不大。误差产生的原因是曲轴扭转固有频率测试值是从曲轴前端扭转振动的角位移曲线获得的,由于曲轴系统阻尼存在会使阶次峰值频率产生一定的干扰。

## 2.2.2 强迫振动的计算

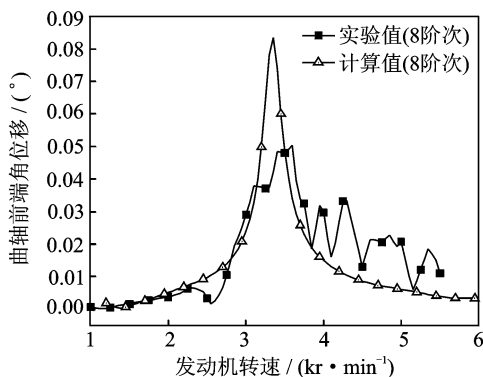
发动机曲轴系统分别在第4阶次、第6阶次、第8阶次激励以及总激励作用下,曲轴前端扭转振动的角位移的计算值和实验值如图13所示。



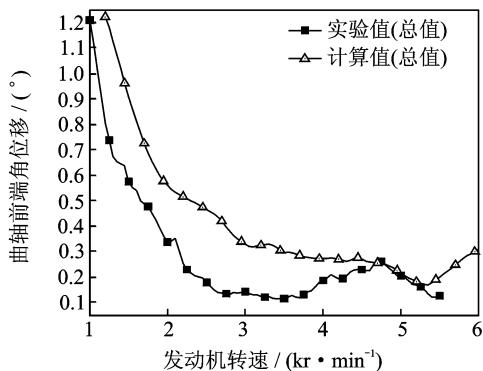
(a) 曲轴前端的扭转角位移(4阶次)



(b) 曲轴前端的扭转角位移(6阶次)



(c) 曲轴前端的扭转角位移(8阶次)



(d) 曲轴前端总的扭转角位移

图13 曲轴前端的扭转角位移计算值与实验值的对比

从图13可以看出,未装扭转减振器时,在各阶次激励作用下曲轴前端扭转振动角位移的测试值与计算值基本一致,尤其是第6阶次激励作用下的振幅峰值和峰值频率比较接近;而总值的计算结果和实测值相差较大,这是因为计算值包含的滚振成分比实验测试值要大。从测试与计算结果来看,曲轴前端扭转振动中6阶振动对总值的峰值贡献最大,而在6阶振动时测试值与计算值吻合较好,这从另一方面验证了计算值与测试值的相关性较好,证明了所建模型的正确性。

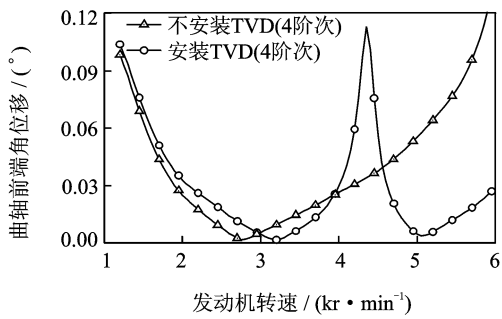
## 3 曲轴扭转振动的控制

从图12的振型图可以看出,在节点1(即曲轴前端)处扭转振动的相对振幅较大,而在节点13(飞轮端)处扭转振动的相对振幅接近0,这说明飞轮可以吸收动能而使曲轴相对扭转振幅较小。未装扭转减振器时曲轴前端扭转振动的相对振幅较大,因此需要匹配相应固有频率的扭转减振器以减小曲轴扭转振动的相对角位移。

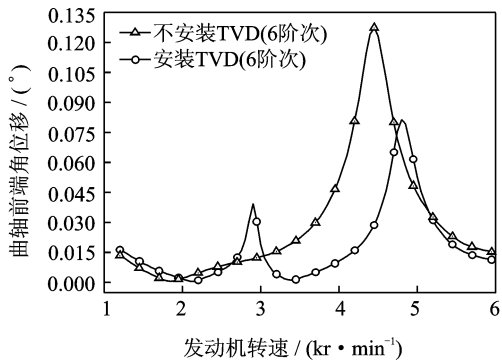
工程实际中汽油机曲轴前端扭转振动角位移的单阶值应小于 $0.2^\circ$ (峰-峰值),而总值应尽量接近单阶值的标准。柴油机由于燃烧较为粗暴,且发动机转速较低,曲轴前端扭转振动角位移的单阶值一般应小于 $0.3^\circ$ (峰-峰值),总值也应尽量接近单阶值的标准。

在曲轴系统曲轴前端安装一固有频率为337 Hz的扭振减振器,扭转减振器惯性环的转动惯量为 $0.002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ;橡胶刚度为 $9 \text{ (kN} \cdot \text{m)/rad}$ ;阻尼系数为0.04。图14为安装和不安装扭转减振器(TVD)曲轴前端的扭转角位移对比图。图14(d)曲轴前端扭振角位移的总值只计算比较了2.5~12阶的振动。

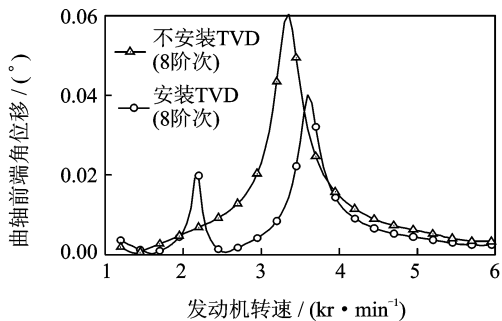
从图14可以看出,第4阶次的激励作用下,安装扭转减振器后曲轴系统在发动机工作转速范围内发生共振,但振动的幅值比较小。第6阶次激励作用下,安装与不安装扭振减振器均有共振现象,但安装扭转减振器后出现了两个共振峰,且共振的幅值比不安装扭转减振器小的多。第8阶次激励与第6阶次激励作用的效果类似,这完全符合动力吸振器的原理。安装扭转减振器后,曲轴前端扭转振动角位移的总值基本上都小于 $0.2^\circ$ ,比不安装扭转减振器时减小许多,符合工程需求。



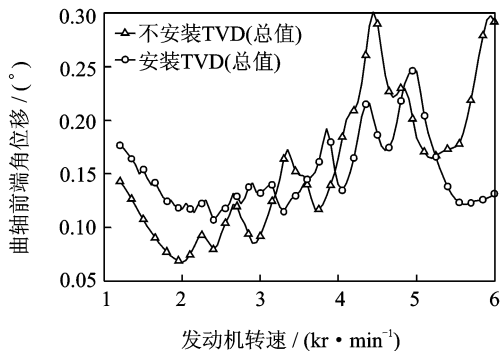
(a) 曲轴前端4阶次扭转角位移



(b) 曲轴前端6阶次扭转角位移



(c) 曲轴前端8阶次扭转角位移



(d) 曲轴前端总的扭转角位移

图14 安装与不安装扭转减振器曲轴前端的扭转角位移

图15为安装扭转减振器后的曲轴系统固有频率、振型图。从振型图可以看出,安装扭转减振器后,一阶振型从节点3到节点14处的相对扭转振幅较不

安装扭转减振器大为减小,这从另一方面说明了安装扭转减振器后曲轴的扭振大为改善。由图12和图15中可以看出,曲轴前端不安装扭转减振器时,在发动机正常的工作转速范围内,只有一个固有频率在200~1 000 Hz内;安装扭转减振器后,在这个范围内有两个固有频率,一个比原来的一阶固有频率小,另一个比原来的大。安装扭转减振器后可以认为曲轴的长度变长了,那么刚度就变小,一阶固有频率也就减小了。安装扭转减振器改变了曲轴系统共振的频率,但共振的幅值比不安装扭转减振器小。

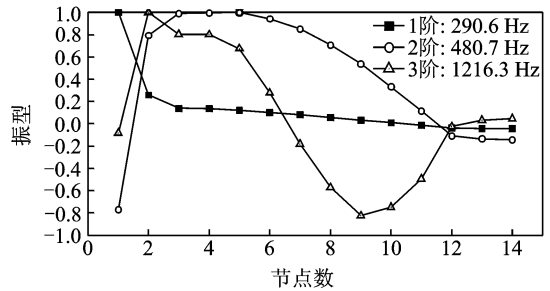


图15 安装扭转减振器后的曲轴系统固有频率和振型图

## 4 结束语

笔者提出的曲轴系统扭振的建模方法和模型参数的确定方法可用于曲轴前端扭转减振器的设计计算,采用技术已经比较成熟的单级扭转减振器对曲轴系统进行扭振控制。建立了发动机曲轴系统扭转振动的集总参数模型,讨论集总参数模型中各个自由度转动惯量、刚度和阻尼系数的确定方法;利用集总参数模型计算分析曲轴系统的固有频率和在气缸压力的作用下曲轴前端的扭振。实验测试了一发动机曲轴系统的扭振,并和计算结果进行了对比分析。结果表明,曲轴系统的固有频率和曲轴前端的扭振计算结果和实测结果较一致,证明了建立的模型和模型参数确定方法的正确性。

## 参 考 文 献

- [1] Huang Yuanmao, Horng C D. Analysis of torsional vibration systems by the extended transfer matrix method[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1999,121(2):250-252.
- [2] Wang Y, Lim T C. Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine[J]. Journal of Sound Vibration, 2000,238(4):710-719.

- [3] Shangguan Wenbin, Pan Xiaoyong. Multi-mode and rubber-damped torsional vibration absorbers for engine crankshaft systems [J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2008, 47 (1/2/3/4): 176-188.
- [4] Mendes A, Meirelles P S, Zampieri D E. Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modelling and experimental validation [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: J. Multi-body Dynamics*, 2008, 222: 157-160.
- [5] Okamura H, Shinno A, Yamanaka T, et al. Simple modeling and analysis for crankshaft three-dimensional vibrations, part 1: background and application to free vibrations [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1995, 117(1): 70-79.
- [6] Han C S, Lee K W, Cho D B, et al. Three-dimensional crankshaft vibration analysis including gyroscopic effect [C] // SAE Technical Paper Series. Detroit: [s. n.], 1994.
- [7] Ratnam D C, Sridhar B, Prakasa R K N S. Frequency analysis of a multi-cylinder four-stroke diesel engine crankshaft by using the transfer matrix and finite element methods [J]. *Journal of the Institution of Engineers*, 2005, 86: 1-5.
- [8] Igusa T, Xu K. Vibration control using multiple tuned mass dampers [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 175(4): 491-503.
- [9] Katsuhiko W, Yasuhiro H, Tomoaki K, et al. Torsional vibration damping of diesel engine with rubber damper pulley [J]. *JSME International Journal, Series C*, 1995, 38(4): 670-678.
- [10] Chudzinski J, Zygmuntowicz J. New calculation models of viscous torsional vibration damper [J]. *JSME International Journal*, 1998, 45: 345-357.
- [11] Honda Y, Saito T. Dynamic characteristics of torsional rubber dampers and their optimum tuning [C] // SAE Technical Paper Series. Detroit: [s. n.], 1987.
- [12] 李震, 桂长林, 孙军. 内燃机曲轴轴系振动分析研究的现状、讨论与展望 [J]. *内燃机学报*, 2002, 20(5): 469-474.
- Li Zhen, Gui Changlin, Sun Jun. Review of the researches on vibrations of crankshaft system in internal combustion engines [J]. *Transactions of Csice*, 2002, 20(5): 469-474. (in Chinese)
- [13] 郝志勇, 舒歌群. 内燃机轴系扭振响应的扭转波计算方法研究 [J]. *内燃机学报*, 2000, 18(1): 29-32.
- Hao Zhiyong, Shu Gequn. An investigation on the torsional elastic wave theory for the calculation of crankshaft torsional vibration response in I. C. engines [J]. *Transactions of Csice*, 2000, 18(1): 29-32. (in Chinese)
- [14] 陆际清. 汽车发动机设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1993: 1-180.
- [15] 蔡家明. 内燃机轴系扭振响应的优化设计 [J]. *上海工程技术大学学报*, 1997, 11(3): 32-36.
- Cai Jiaming. Design of responses to torsional vibration in engine shafting [J]. *Journal of Shanghai University of Engineering Science*, 1997, 11(3): 32-36. (in Chinese)



**第一作者简介:**上官文斌,男,1963年10月生,教授。主要研究方向为汽车振动、噪声分析与控制、汽车设计理论与方法。曾发表《Dynamic optimization for vibration systems including hydraulic engine mounts》(《Journal of Vibration and Control》2010, Vol. 16, No. 11)等论文。

E-mail: shangguanwb99@tsinghua.org.cn