

装多级扭转减振器的发动机曲轴系统扭振分析*

王小莉¹, 上官文斌^{1,2}, 王亚杰², 潘孝勇²

(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 对装有 n 级橡胶阻尼式扭转减振器的发动机曲轴系统, 建立其扭振分析的通程化模型。该模型适用于任意气缸数的发动机(V型或直列)曲轴系统。以优化参数的单级、两级并联和两级串联扭转减振器为例, 对装有优化参数的减振器的发动机曲轴扭振进行计算比对, 分析各减振器对发动机曲轴扭振的影响。计算结果表明, 以控制曲轴在单筒谐激励下各共振峰最小为优化目标选定的减振器, 需要经过在实际发动机激励下进行强迫扭转振动分析验证后, 方能实现最优选择。

关键词 橡胶阻尼式; 扭转减振器; n 个惯性环; 发动机曲轴系统; 强迫扭转振动

中图分类号 TB535; U464; TH11

引言

减少发动机曲轴扭振的常见方法是在曲轴前端安装扭振减振器。在轿车发动机曲轴系统中广泛使用的是橡胶阻尼式减振器^[1]。随着轿车发动机的轻量化和大功率化, 单级橡胶阻尼式减振器的减振效果已满足不了曲轴系统扭振的要求。目前在一些轿车发动机上已采用多级的橡胶阻尼式减振器。对减振器在曲轴系统中的匹配设计的研究较多, 其匹配思想实质来源于动力吸振器的设计理论^[2-4]。优选出的减振器均是以控制曲轴在某简谐激励下各共振峰最小为优化目标^[4-8]。然而, 对于在实际发动机激励的环境下, 优选出的减振器是否能有效控制曲轴的扭振在许用值以内, 尚需进一步的计算分析。

本研究是笔者前期工作^[6-8]的进一步深入。对装有 n 级橡胶阻尼式扭转减振器的发动机曲轴系统, 建立其扭振分析的通程化模型。以优化参数后的 3 种扭转减振器(单级、两级并联和两级串联扭转减振器)为例, 计算分析了它们对发动机曲轴系统扭振的影响。计算结果表明, 以曲轴在单筒谐激励下各共振峰最小为目标优选出的减振器, 在实际发动机激励下能有效地控制曲轴系统的第 1 阶共振。同时, 减振器的安装会导致在发动机其他转速下的共振(实质为激起减振器的固有振动), 最终可能导致

发动机前端扭振效果的放大。因此, 以控制曲轴在单筒谐激励下各共振峰最小为优化目标选择出的减振器, 需要以实际发动机激励进行强迫扭转振动分析来实现最优选择。

1 装有 n 级扭转减振器的发动机曲轴扭振分析

1.1 扭振分析方程的建立

图 1 为装有 n 级扭转减振器的某发动机曲轴系统的集中质量模型(集总模型)。自左向右对应曲轴的飞轮端到前端, 再到扭转减振器。根据曲轴计算模型简化方法的不同, 曲轴系统集总模型可以简化为 m 个自由度。对于一个气缸数为 s 的发动机, 其对应的曲轴系统集总模型的自由度 $m \geq s$ 。

为了便于建立通程化的模型, 文中引入下标变量 $x_j (j=1, 2, \dots, s)$ 用来表示各个连杆-曲柄机构的等效集中质量在系统集总模型中的自由度序号。图中, $J_i (i=1, 2, \dots, m)$ 为各个集中质量关于轴中心线的转动惯量, $J_{pj} (j=1, 2, \dots, s)$ 为各个连杆-曲柄机构的等效转动惯量; k_{ri} 和 $c_{ri} (i=1, 2, \dots, m-1)$ 为各个集中质量之间轴段的刚度和阻尼, 它们与曲轴的材料和加工工艺有关; $c_{pj} (j=1, 2, \dots, s)$ 表示气缸 j 中活塞产生的阻尼; $T_{pj} (j=1, 2, \dots, s)$ 表示各气缸

* 国家自然科学基金资助项目(50975091); 汽车安全与节能国家重点实验室开放基金资助项目(KF10162); 广东省科技计划资助项目(2010A040308003)

收稿日期: 2012-06-24; 修回日期: 2012-09-21

其中: $c_{px_j} = c_{pj}$; $T_{csx_j} = T_{pj}$ ($j=1, 2, \dots, s$)。

当扭转减振器是串联式时

$$C_a = \begin{bmatrix} c_{d1} & -c_{d1} & & & & \\ -c_{d1} & c_{d1} + c_{d2} & -c_{d2} & & & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & & -c_{d(n-1)} & c_{d(n-1)} + c_{dn} & -c_{dn} \\ & & & & -c_{dn} & c_{dn} \end{bmatrix}$$

当扭转减振器是并联式时

$$C_a = \begin{bmatrix} c_{d1} + c_{d2} + \dots + c_{dn} & -c_{d1} & -c_{d2} & \dots & -c_{dn} \\ -c_{d1} & c_{d1} & & & \\ -c_{d2} & & c_{d2} & & \\ \vdots & & & \ddots & \\ -c_{dn} & & & & c_{dn} \end{bmatrix}$$

K_a 和 C_a 具有相似的矩阵元素组成形式。不同的是,刚度矩阵 K_a 中的元素对应为各级减振器的刚度系数。

此外,质量阵中的转动惯量均通过 UG 数模获得; K_{cs} 中的各刚度元素均通过在有限元分析软件中获得; 阻尼阵 C_{cs} 中的各阻尼系数的计算式^[9]为

$$\begin{cases} c_{ri} = 2\xi_{ri}k_{ri}/\omega & (i=1, 2, \dots, m-1) \\ c_{pj} = 2\xi_{pj}J_{pj}\omega & (j=1, 2, \dots, s) \end{cases} \quad (6)$$

其中: ω 为激励频率; ξ_{ri} , ξ_{pj} 分别为曲轴内阻尼系数比和活塞阻尼系数比; ξ_{ri} 取值范围为 0.01~0.03; ξ_{pj} 取值范围为 0.02~0.04。

1.2 激励力矩

曲轴扭转振动的激励力矩来源于各个气缸气体爆发压力和活塞往复惯性力。两者共同作用在曲柄上的力矩 T_{pj} ($j=1, 2, \dots, s$) 是一个周期函数。单个气缸产生的激励力矩具有相同的形式,但由于点火间隔角的存在,各气缸产生的激励力矩会有一定的相位角。

直列发动机一般是均匀点火,因此直列发动机各个气缸的点火间隔角只与点火顺序和冲程数有关。对于 V 型发动机而言,可能是均匀点火或不均匀点火。因此,V 型发动机的点火间隔角不仅取决于点火顺序和冲程数,而且还与 V 型角和曲柄布置型式有关。激振力矩的详细计算公式可参考文献[10]。

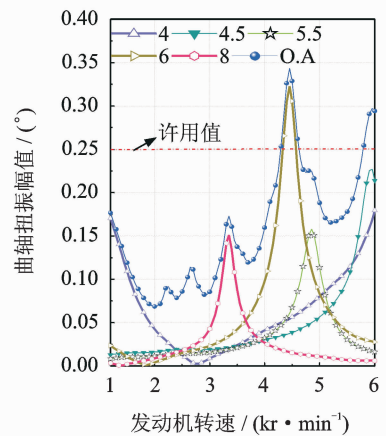
1.3 方程的求解

在求解系统运动微分方程(1)时,通常利用傅里叶变换将其变换到频域,然后将求得的频域解通过反

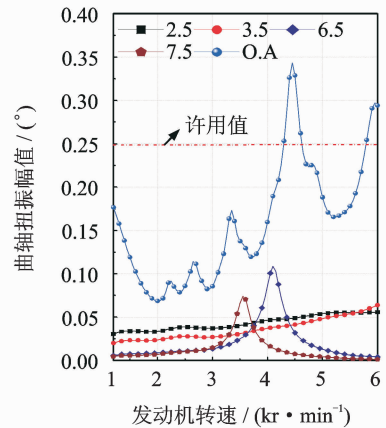
傅里叶变换到时域后,线性叠加得到总的时域响应。

2 计算实例与分析

图 2 是无减振器时,某发动机曲轴的扭振计算结果。从图 2 可知,除了第 4 阶,6 阶,8 阶为曲轴扭振起主要贡献的阶次外,第 4.5 阶,5.5 阶的贡献量也较大。这些阶次共振峰处的激励频率都约等于 445 Hz,即外激励力矩激起了曲轴的第 1 阶共振。其中,第 6 阶扭振幅值和其总值(overall 值,简称 O. A 值)超出了许用值,达到 0.32°。



(a) 振动贡献较大的阶次
(a) Orders with larger vibration



(b) 振动贡献较小的阶次
(b) Orders with smaller vibration

图 2 无减振器时发动机曲轴系统的扭振计算结果

Fig. 2 Torsional vibration for a crankshaft system without damper

为控制曲轴扭振在许用值之内,通过在曲轴前端安装扭转减振器的方法。以控制曲轴在单简谐激励下各共振峰最小为优化目标优选参数的减振器,其减振效果如图 3 所示。在单一谐波激励下,减振器 1(单级)的减振效果最差,减振器 2(两级并联减

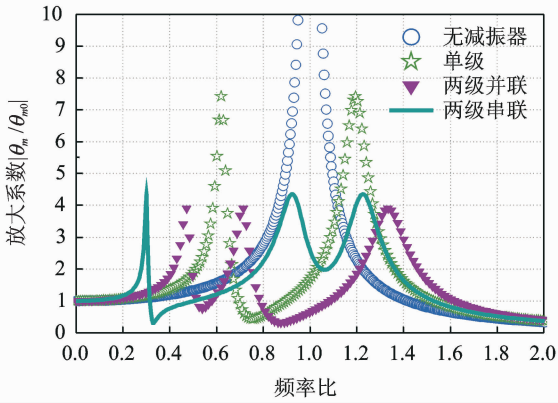
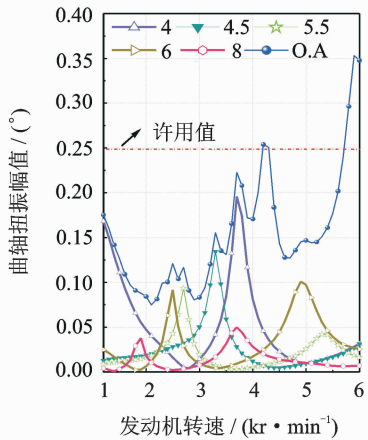


图 3 优化参数的减振器的减振效果对比

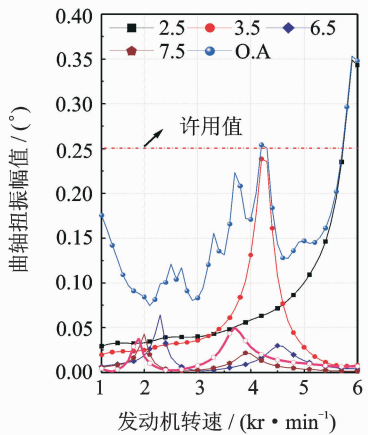
Fig. 3 Vibration reduction for different type of torsional vibration damper

振器)的减振效果最佳,减振器 3(两级串联减振器)的效果次之。

在实际发动机的多频激励下,装有优化参数的减振器的曲轴系统扭振的计算结果如图 4~6。从

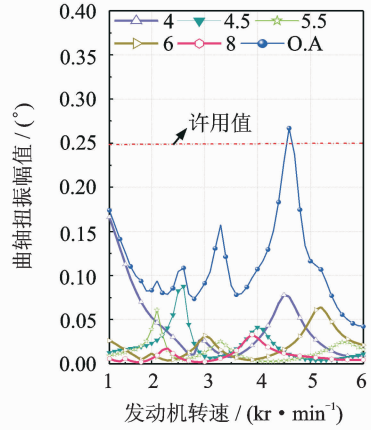


(a) 振动贡献较大的阶次
(a) Orders with larger vibration

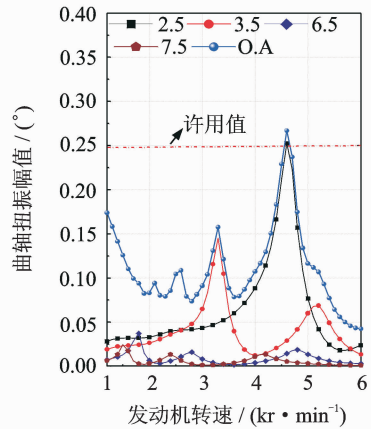


(b) 振动贡献较小的阶次
(b) Orders with smaller vibration

图 4 安装减振器 1(单级减振器)时曲轴前端的扭振
Fig. 4 Torsional vibration of crankshaft with damp 1



(a) 振动贡献较大的阶次
(a) Orders with larger vibration



(b) 振动贡献较小的阶次
(b) Orders with smaller vibration

图 5 安装减振器 2(两级并联减振器)时曲轴前端的扭振
Fig. 5 Torsional vibration of crankshaft with damp 2

图 4(a)~图 6(a)中可知,优化后减振器的安装使得第 4 阶,6 阶,8 阶以及第 4.5 阶,5.5 阶对应的扭振都较大幅度的减小。其中,装多级减振器(减振器 2 和减振器 3)的曲轴扭振的主阶次都控制在 0.15° 以下。然而,减振器 1(单级)和减振器 2(两级并联)连接下的曲轴,其扭振的 O.A 值超出了许用值。从 4(b)~6(b)图中可知,虽然主阶次的扭振幅值得到了控制,但是减振器的引入,导致曲轴在减振器的固有频率附近发生了共振。其中,减振器 1 的引入导致第 2.5 阶共振明显超出许用值,减振器 2 连接下的第 2.5 阶略超出许用值。因此,对于该发动机曲轴系统而言,3 种优化参数的减振器中,减振器 3(两级串联)是最优的选择,最优的减振器并不是图 3 中的减振器 2(两级并联)。

由此可见,以控制曲轴在单简谐激励下各共振峰最小为优化目标选择出的减振器,需要经过在实际发动机激励环境中进行强迫扭转振动分析验证,方能实现最优选择。

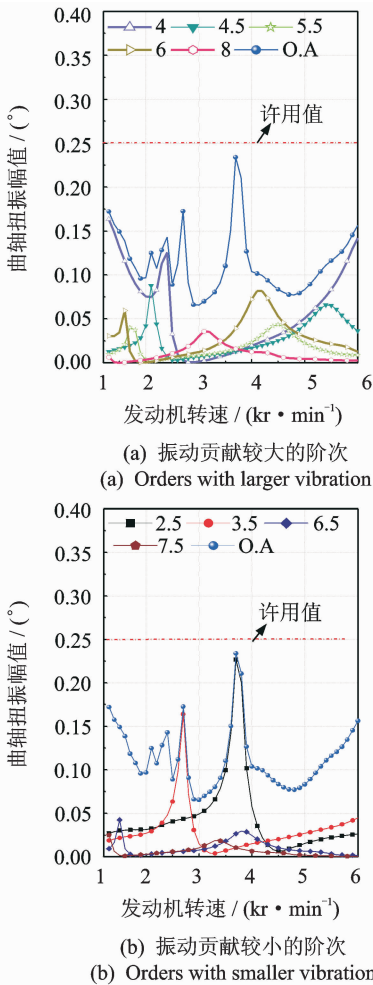


图 6 安装减振器 3(两级串联减振器)时曲轴前端的扭振
Fig. 6 Torsional vibration of crankshaft with damp 3

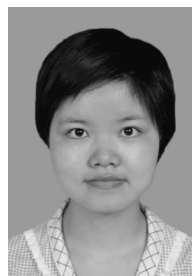
3 结束语

建立了装有 n 级扭转减振器时,曲轴系统扭振分析的通程化模型。对不同型式的发动机(V 型或直列)曲轴系统,只需调整各缸激励力矩的相位间隔角,可通用文中的模型。以优化参数的扭振减振器(包括单级、两级并联和两级串联减振器)连接下的某发动机曲轴系统为例,计算了曲轴的扭振。计算结果表明,以控制曲轴在单简谐激励下各共振峰最小为目标优选出的减振器,对控制发动机曲轴的第一阶固有振动较为有效;但减振器的引入会导致减振器固有频率处的共振,而该共振往往会恶化曲轴的扭振。因此,通过改变减振器参数以控制曲轴在原第 1 阶固有频率处的扭振优选出的减振器,需要经过在实际发动机激励环境中进行强迫扭转振动分析验证,方能实现最优选择。

参 考 文 献

[1] 吕振华,冯振东. 汽车发动机曲轴阻尼式扭振吸振器设

计方法探讨及应用[J]. 内燃机学报,1992,13(3):27-33.
Lü Zhenhua, Feng Zhendong. An investigation of design method of the damped torsional vibration absorber of automotive engine crankshaft with an application[J]. Transactions of Csize, 1992,13(3):27-33. (in Chinese)
[2] Liu Kefu, Coppola G. Optimal design of damped dynamic vibration absorber for damped primary system [J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2010,34(1):119-135.
[3] Pennestri E. An application of Chebyshev's min-max criterion to the optimal design of a damped dynamic vibration absorber[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998,217(4):757-765.
[4] Ebrahimi M, Jamil Z M, Wood A S. Optimum crankshaft damper selection[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2006,2(2):111-124.
[5] Yu S. Development of dual mode engine crank damper [C]// SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition. Detroit, Michigan: SAE International, 2003:1-5.
[6] 上官文斌,牛立志,黄兴. 发动机曲轴多级橡胶阻尼式扭转减振器的设计[J]. 汽车工程,2007,29(11):991-994. Shangguan Wenbin, Niu Lizhi, Huang Xin. Design of multi rubber element torsional vibration dampers for engine crankshaft[J]. Automotive Engineering, 2007, 29(11):991-994. (in Chinese)
[7] 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.
[8] 上官文斌,陈超,段小成,等. 发动机曲轴系统扭转振动建模与实测分析[J]. 振动、测试与诊断,2012,32(4):560-567. Shangguan Wenbin, Chen Chao, Duan Xiaocheng, et al. Modeling and experimental analysis of torsional vibration in engine crankshaft system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012,32(4):560-567. (in Chinese)
[9] Mendes A S, Meirelles P S, Zampieri D E. Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modeling and experimental validation[J]. Institution of Mechanical Engineers Journal of Multi-body Dynamics, 2008,222:155-178.
[10] 陆际清. 汽车发动机设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1993:96-134.



第一作者简介:王小莉,女,1986 年 1 月生,博士研究生。主要研究方向为汽车振动控制和耐久性设计。曾发表《发动机前端附件驱动系统-曲轴扭振系统耦合建模与曲轴扭振分析》(《振动工程学报》2011 年第 24 卷第 5 期)等论文。
E-mail: wxldream009@163.com