

# 柴油机主要振源循环平稳特性实验\*

柯 维, 张永祥, 李 琳, 阮 鹏

(海军工程大学船舶与动力学院 武汉, 430033)

**摘要** 在循环平稳理论的基础上讨论了柴油机振源循环平稳特性的分析方法,分析了柴油机激励源信号具有循环平稳特性的原因并用仿真信号进行了验证。从柴油机的特性出发设计测量气阀撞击激励源和活塞-缸套撞击激励源的实验,通过实测得到气阀应变和活塞应变,结合理论分析与实验结果计算得到激励源的循环平稳特性。结果表明,柴油机激励源信号的循环频率为转频的半倍频。

**关键词** 柴油机; 激励源; 气阀撞击; 活塞-缸套撞击; 循环平稳

**中图分类号** TK423

## 引 言

随着运行时间的增长,柴油机的技术性能会发生变化<sup>[1]</sup>。柴油机振动信号分析是进行故障诊断、工作质量评价、健康监测和参数检测的必要手段,通过对振动信号的分析可以降低噪声的影响、提高信噪比,获得信号的准确测量值,得到其准确的特征,以发现柴油机的本质特点。多缸柴油机振动响应信号是柴油机各激励源共同作用的结果,这些振动源产生的信号作用时间短,在时间和空间上高度重叠且多为宽频谱信号,频谱重叠严重<sup>[2]</sup>,给信号的采集、特征提取以及故障的识别带来困难。若能将激励源信号从检测到的响应振动信号中分离出来,对降低柴油机的振动噪声、优化柴油机隔振系统设计以及实现柴油机状态监测和故障诊断都有十分重要的意义。近几年,国、内外学者采用独立分量分析等盲源分离方法进行柴油机噪声源的分离研究<sup>[3-5]</sup>并取得了一些成果;但他们只考虑了活塞在上止点附近的信号,没有从激励源的特性出发实现激励源的整周期提取。实际上柴油机自身物理结构及运行特性的影响使得柴油机激励源具有循环平稳特性,表现在其统计量具有周期性质。激励源的循环平稳特性分析能为柴油机激励源和振动信号提供准确的分析模型,同时循环平稳模型在分析实验数据预测系统发展趋势及在一些应用中设计算法等方面意义重大。

笔者设计实验得到柴油机的激励源信号并分析其循环平稳特性。给出循环平稳特性的分析方法,分

析柴油机振源循环平稳特性的引入方式并用仿真信号说明,通过柴油机激励信号的实验分析实测柴油机振源信号的循环平稳特性。

## 1 柴油机主要振源循环平稳特性的分析方法

循环平稳信号是指其统计参量随时间作周期或多周期性规律变化的一类特殊的非平稳信号。在应用中把循环平稳分析限制在一阶和二阶中,这两种分析结果能够表示信号的主要特征。一阶循环平稳信号的统计特征为循环均值,其概念及运算表述比较简单,二阶循环平稳信号主要用循环自相关函数、谱相关密度函数和谱相干密度函数来表征其统计特性<sup>[6-7]</sup>,在此主要讨论二阶循环平稳特性的分析方法。

$x(t)$ 为循环平稳信号,其对称形式的自相关函数为

$$R_x(t, \tau) = E(x(t + \tau/2)x^*(t - \tau/2)) \quad (1)$$

其中: \* 表示复数共轭;  $E(\cdot)$ 表示对时间取均值。

对于二阶循环平稳信号,对固定的  $\tau$  自相关函数  $R_x(t, \tau)$  是随时间  $t$  周期变化的,展开成Fourier级数为

$$R_x(t, \tau) = \sum_{\alpha} R_x^{\alpha}(\tau) \exp{j2\pi\alpha t} \quad (2)$$

$$R_x^{\alpha}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t + \tau/2)x^*(t - \tau/2)e^{-2j\pi\alpha t} dt \quad (3)$$

其中:  $T$  为自相关函数相对时间  $t$  的周期;  $\alpha$  为循环

\* 国家自然科学基金资助项目(编号:50979109)

收稿日期:2011-09-02;修改稿收到日期:2011-11-07

频率。

循环自相关函数 $R_x^\alpha(\tau) \neq 0$ 的频率 $\alpha$ 称为信号的循环频率,一个循环平稳信号的循环频率可能有一个也可能有多个,非零循环频率可描述信号的循环平稳性。

循环自相关函数 $R_x^\alpha(\tau)$ 进行Fourier变换得到谱相关密度函数,即

$$S_x^\alpha(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x^\alpha(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (4)$$

若 $\alpha=0$ ,式(4)退化得到功率谱密度,一般用时域平滑循环周期图法或频域平滑循环周期图计算循环谱相关密度函数。二阶循环平稳特性还有其他的一些统计量,如循环谱相干密度函数和wigner-ville谱等,循环谱相干是建立在谱相关的基础上,其定义为

$$\rho_x^\alpha(f) = \frac{S_x^\alpha(f)}{\sqrt{S_x\left(f + \frac{\alpha}{2}\right) S_x\left(f - \frac{\alpha}{2}\right)}} \quad (5)$$

当 $|\rho_x^\alpha(f)|=1$ 时,称 $x(t)$ 在谱频率 $f$ 和循环频率 $\alpha$ 处是完全相干的;当 $|\rho_x^\alpha(f)|=0$ 时,称 $x(t)$ 在谱频率 $f$ 和循环频率 $\alpha$ 处是完全不相干的。在信号比较简单的时候用循环自相关函数或谱相关函数分析信号的循环平稳特性,当信号比较复杂杂噪比较低时用谱相干分析循环平稳特性更直观。

## 2 柴油机振源的循环平稳特性引入机制分析

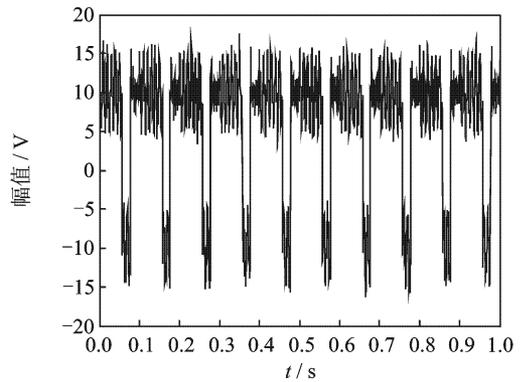
一般情况下,循环平稳信号是由载波信号受到调制信号的调制而产生,在柴油中很多信号表现出二阶循环平稳特性。柴油机以热力学周期为运动周期但在运转过程中有很多非平稳随机影响因素,使得激励源信号具有调幅特性;同时柴油机在恒定转速运转下,柴油机的激励信号伴随柴油机的运转具有周期性重复的性质,但在实际应用中柴油机的转速是在某一固定值附近波动,激励源信号发生了相位调制,使得激励源具有调相特性;因此,柴油机的激励源信号既有调幅特性又有调相特性,使得柴油机的源信号具有较复杂的循环平稳信号。

考虑一个既有幅值调制又有相位调制的信号来模拟柴油机的振源信号,讨论循环平稳特性的引入机制,考虑如下信号

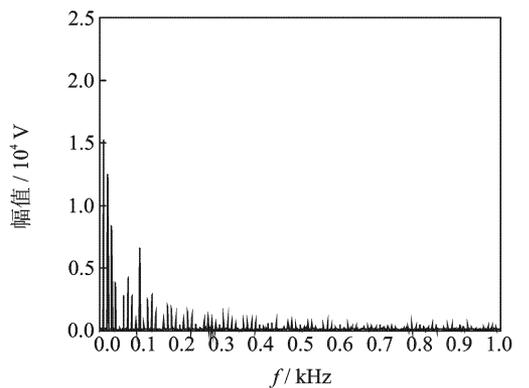
$$x(t) = (2 + 2\text{square}(2\pi 10t, 80))\cos(2\pi 100t) + 10\text{square}(2\pi 10t + 2a(t), 80) + a(t) \quad (6)$$

其中: $a(t)$ 为零均值的平稳白噪声信号。

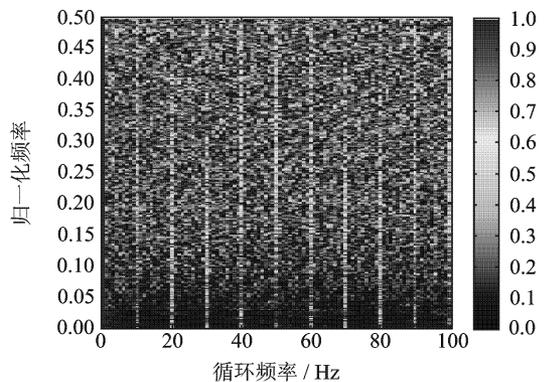
仿真信号的时域图如图1(a)所示,为一个相位调制和幅值调制混合信号,仿真信号的频域图如图1(b)所示,从中不能得到较多的关于信号的特征。仿真信号的谱相干密度图如图1(c)所示,得到仿真信号的循环平稳特性其循环频率为10 Hz。仿真结果表明,周期信号在幅值调制和相位调制的作用下使得信号具有二阶循环平稳特性,该特性可用于信号特征识别。理论分析表明,柴油机激励源具有循环平稳特性,下面通过设计实验得到柴油机激励源信号,分析其循环平稳特性。



(a) 时域信号



(b) 频率信号



(c) 谱相干密度

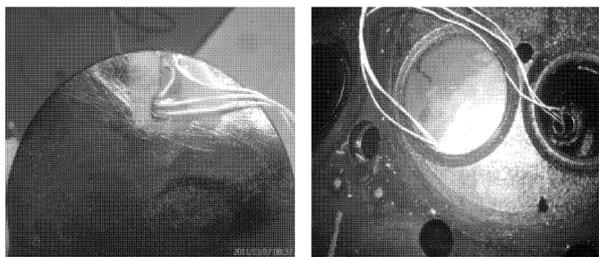
图1 仿真信号循环平稳特性分析

### 3 实验方案

柴油机主要振动激励源包括活塞-缸套撞击、缸内压力、气阀撞击和喷油器撞击。缸内压力可用压力传感器直接测量,喷油器撞击可通过在高压油管末端测油压得到。笔者为得到多缸机气阀撞击及活塞-缸套撞击信号设计了测量实验。柴油机的振源信号相互独立,但在时空域及频率重叠度高,测量过程中激励源相互干扰,设计能单独测量各个源的方法是获取源特性至关重要的前提,因此设计的实验在测量中每次只测量一个激励源。实验的目的就是测量单个源的信号,但柴油机在发火过程中柴油机缸内温度高给测量气阀撞击和活塞-缸套撞击带来居多不便。在发火过程和倒拖过程中气阀撞击信号特性的规律基本相同,而活塞-缸套撞击信号特性不尽相同,两对激励源在正常发火情况和倒拖工况下其循环平稳特性规律相似,为了测量方便,本实验在倒拖工况中测量激励源信号。

#### 3.1 气阀冲击测量

拆除气缸活塞、喷油器机构及多余的气阀机构,只留一个缸的进气阀装置,用电力测功器拖动柴油机,使得柴油机此时的振源仅由该气阀产生,用应变片测量气阀起落产生的冲击信号。气阀落座时气阀在缸内压力和弹簧回复力的作用下对气阀座产生冲击力,在气门盘上贴两个应变片组成半桥电路,应变片粘贴位置如图2(a)所示。实验中应变片的引线如何从机体内引出比较困难,本实验考虑的是把应变片引线从排气阀位置引出,引线方式如图2(b)所示。



(a) 气阀应变片位置

(b) 气阀应变片引线

图2 气阀应变片粘贴及引线

#### 3.2 活塞-缸套撞击测量

拆除喷油器机构及多余的气阀机构和气缸活塞,只留一个缸的气阀装置和活塞,用电力测功器拖动柴油机,使得柴油机此时的振源仅由该活塞-气阀撞击产生,用应变片测量活塞-缸套撞击产生的冲击

信号。在活塞-缸套撞击过程中活塞和缸套都会发生应变,但缸套的应变不容易测量且每次撞击在缸套上的位置也随工况变化而不同,因此在活塞上布置应变片。在活塞内侧裙下部主推力面侧和次推力面侧各贴两片应变片组成全桥电路,应变片引线沿着连杆经过曲轴上方从润滑油加油口处引出,应变片粘贴位置如图3所示。

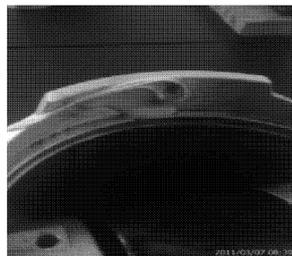


图3 活塞应变片粘贴位置

#### 3.3 数据采集

瞬时转速信号通过磁电式传感器感应飞轮齿的变化得到,用位移传感器采集上止点信号,用东华DH-3840 可编程应变放大器得到应变信号,用B&K3560C 振动噪声测试分析系统采集信号,采样频率为65.536 kHz,实验设备连接如图4所示。在实验中没有对应变信号进行标定,原因是实验中主要关注的为应变波形。实验提取的柴油机应变信号为时域信号,由于柴油机内部运动学关系,需要把时域采样信号转换为以曲轴转角为变量的角度域信号。在本实验中用电力测功机拖动柴油机运转得到不同转速下的应变信号。

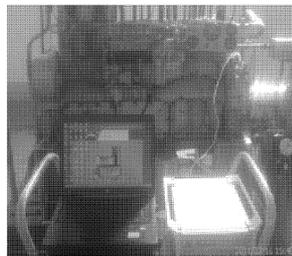


图4 测试设备连接

### 4 实验结果及分析

平均转频为4.62 Hz和6.21 Hz时气阀应变信号及对应的上止点信号分别如图5(a)和6(a)所示。可以看到,气阀应变信号为一个高频交变应力且在气阀关闭瞬间应力达到最大值,应变信号最大下降沿到最大上升沿之间为进气过程持续时间约 $241^\circ$ ,此时气阀基本没有产生应变故应变仪数据较小。

大上升沿到最大下降沿之间为进气阀关闭状态,持续时间约 $479^\circ$ 。在弹簧预紧力作用下气阀产生了应变,此时应变仪显示的数据比进气过程中应变仪数据大。气阀应变信号具有非平稳特性,在理想的情况下即没有转速波动时实测的气阀应变信号应该是一个典型的一阶循环平稳信号,但在转速波动及其他非平稳因素的影响下气阀应变信号应为一阶循环平稳信号和二阶循环平稳信号的混合。

在信号信噪比较低时一般采样谱相干的方法分析信号的循环平稳特性,在分析中先用同步平均方法消去一阶循环平稳信号再对剩余信号进行二阶循

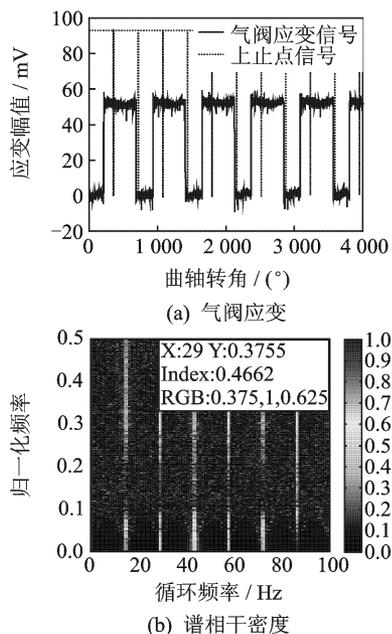


图5 转频为4.62 Hz时气阀应变

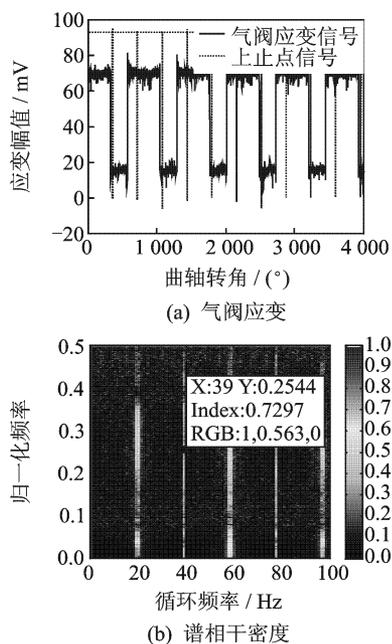


图6 转频为6.21 Hz时气阀应变

环平稳特性分析。在两种转速下,气阀应变信号的谱相干图如图5(b)和图6(b)所示,可以发现,气阀应变的循环频率为转频的半倍频。

缸套-活塞系统是柴油机的核心部件之一,在柴油机工作过程中,活塞受到气体压力、连杆推力、活塞组件本身的惯心力、活塞与缸套之间的油膜压力和摩擦力等力的作用。正常工况下在一个工作循环中,活塞撞击缸套6次。在本实验中柴油机由电力测功器拖动,柴油机没有发火且只有一个气缸在运转,此时转速比较低,缸内压力也比较小,由活塞侧推力公式可断定此时活塞-缸套撞击次数与正常工况时是不同的,在此情况下柴油机一个工作循环中活塞对缸套的撞击次数比正常工况时少,只有4次。

由以上分析可看出倒拖实验并不能完全模拟活塞和缸套的撞击情况,但倒拖实验的主撞击的能量也明显的较其余撞击能量大,基本能反映柴油机活塞和缸套撞击的规律。平均转频为2.23 Hz和4.77 Hz时的活塞应变信号及对应的2缸上止点信号分别如图7(a)和图8(a)所示。在转速波动等随机因素的影响下,活塞的应变信号为循环平稳信号。

从图7(a)和图8(a)可以看到,在柴油机的一个工作循环中缸套与活塞撞击了4次,撞击所对应的曲轴转角位置与理论分析基本一致,实验数据图的上止点是从进气冲程上止点开始,从应变信号可以看出冲击最大点也是在活塞压缩上止点附近对应着做功冲程。先用同步平均方法消去一阶循环平稳信号再对剩余信号进行谱相干分析,分析结果如图7(b)和图8(b)所示,可以看到,活塞应变的循环频

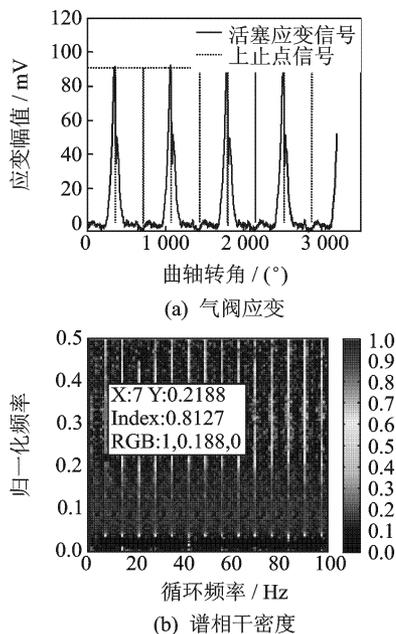


图7 转频为2.23 Hz时活塞应变

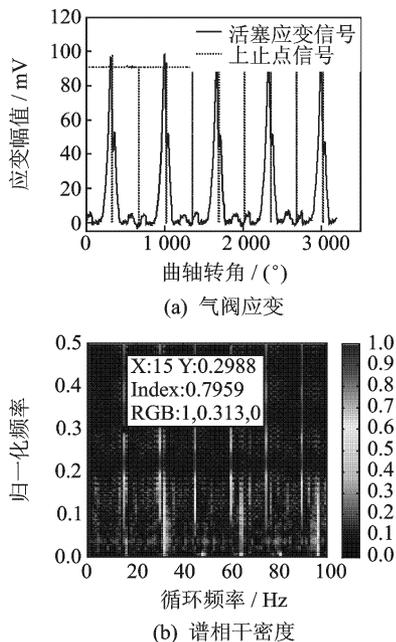


图8 转频为4.77 Hz时活塞应变

率为转频的半倍频。根据柴油机运动规律把以上结论推广到柴油机其他激励源信号,柴油机振源的循环频率为柴油机转频的半倍频。

## 5 结论

1) 从理论上分析了柴油机源信号表现出循环平稳特性的原因即信号发生了调制,并用仿真信号印证了理论分析结果。

2) 设计实验用应变片实测气阀及活塞的瞬时应力,可准确地测出任一瞬时气阀或活塞应力波形及测点处的应力值,对气阀或活塞的强度分析及机器的故障诊断有一定的参考意义。实测结果表明,气阀应变是高频交变应力且在每一个循环的气阀关闭瞬间应力达到最大值。由于活塞撞击比气阀冲击复杂,这时简要分析了在转速较低时与正常发火时活塞撞击规律,并用实验方法得到了活塞-缸套撞击过程中活塞的应变信号,实测结果印证了活塞-缸套的撞击规律。

3) 分析源信号的循环平稳特性,结果表明柴油机激励源的循环频率为柴油机转频的半倍频,为研究基于源特性的柴油机振动信号盲源分离和柴油机的状态监测等奠定了基础。

## 参 考 文 献

- [1] 崔佳星,江鹏程,王战军,等. 柴油机缸盖振动信号典型特征提取[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(5): 589-591.  
Cui Jiaying, Jiang Pengcheng, Wang Zhanjun, et al. Typical feature extraction of diesel engine using cylinder cover vibration signal [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(5): 589-591. (in Chinese)
- [2] Grover E C, Labor N. A review of low noise diesel engine design at ISVR [J]. Journal of Sound and Vibration, 1973, 257(5): 403-431.
- [3] Li W, Gu F, Ball A D, et al. A study of the noise from diesel engines using independent component analysis [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2001, 15(6): 1165-1184.
- [4] Liu Xianhua, Randall R B. Blind source separation of internal combustion engine piston slap from other measured vibration signals [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2005, 19: 1196-1208.
- [5] Liu Xianhua, Randall R B, Antoni J. Blind separation of internal combustion engine vibration signals by a deflation method [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008, 22: 1082-1091.
- [6] Antoni J, Bonnardot F, Raad A, et al. Cyclostationary modelling of rotating machine vibration signals [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2004, 18: 1285-1314.
- [7] Antoni J. Cyclostationarity by examples [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23: 987-1036.



第一作者简介:柯维,男,1984年1月生,博士生。主要研究方向为舰船机械状态监测与故障诊断。曾发表《Cyclic spectrum analysis on rolling-element bearing with inner-race point defect》(《Advanced Materials Research》2011, No. 291-294)等论文。

E-mail: vivi2vera@163.com