

机体表面振动信号影响因素关联性分析*

王国强^{1,2}, 纪少波³, 张志鹏³, 尹伟³, 姜颖³, 于秋晔⁴,
马荣泽³, 程勇³

(1. 潍柴动力股份有限公司内燃机可靠性国家重点实验室 潍坊, 261061)

(2. 重庆理工大学汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室 重庆, 400054)

(3. 山东大学能源与动力工程学院 济南, 250061) (4. 中汽数据(天津)有限公司 天津, 300393)

摘要 为了研究机体表面振动信号各影响因素的影响规律,在不同转速、转矩、润滑油温度及配缸间隙下,对比分析振动信号的峰值、方差、标准差及均方根等4个时域参数以及小波包分解得到的各频段能量的变化趋势。结果表明:随着转速的升高,燃烧压力峰值出现波动,在活塞惯性力的主导作用下,振动信号时域特征参数及频段5以上频率成分的能量呈增加的趋势;燃烧压力峰值随着转矩的增加而增大,振动信号时域特征参数及各频段能量均呈增加的趋势;随着润滑油温度的升高,在润滑油阻尼及燃烧压力的双重作用下,振动信号时域特征参数幅值整体呈降低的趋势,频段12以上频率成分的能量呈增加的趋势;随着配缸间隙的增加,密封性降低导致燃烧压力峰值减小,但由于活塞二次运动加剧,导致振动信号时域特征参数及频段5以上频率成分的能量呈现增加的趋势。

关键词 活塞缸套摩擦副;机体振动信号;时域分析;小波包分解;燃烧状态
中图分类号 TK427; TH825

引言

随着内燃机技术的发展,热效率不断提升,带来的活塞-缸套摩擦副的磨损问题引起关注^[1]。活塞-缸套间隙引发活塞二次运动,产生活塞敲击力作用于缸套,使缸套产生振动并传递到机体表面^[2]。不同的活塞-缸套磨损状态导致活塞敲击力存在差异,进而影响机体表面振动信号^[3]。通过对机体表面振动信号的分析可以实现活塞-缸套摩擦副磨损状态的在线诊断。研究人员提取机体表面振动信号的特征参数,用于进行活塞-缸套磨损状态的诊断。Bhavi等^[4]研究表明,机体振动信号最大值出现在压缩上止点附近。Cavalli等^[5]研究发现,振动信号均方根及峰值等时域参数与活塞-缸套的磨损量正相关。段礼祥等^[6]通过有效值等时域特征参数对活塞-缸套的磨损状态进行诊断研究。熊仕涛等^[7]建立了振动信号时域峰值及时域二次矩等时域参数与活塞-缸套间隙的相关性函数。卫海桥等^[8]指出活塞敲击引发的机体表面振动信号的频谱能量主要分布在4.3 kHz, 8.2 kHz或更高频段。Buzzoni等^[9]对机体表面振动信号进行分析,认为低频成分主要受燃烧状态的影响,高频成分主要受活塞敲击的影响。Moosavian

等^[10]认为当活塞-缸套存在异常磨损时,机体振动信号3.0 kHz~4.7 kHz频段的能量明显增强。

以上研究通过多种信号分析方法提取机体振动信号的特征参数,并分析了各特征参数与活塞-缸套磨损状态的相关性。机体表面振动信号受多种因素的影响,且各因素的响应存在相互耦合。目前,关于各因素间耦合关系的研究尚不多见,而各影响因素的关联性是利用振动信号提取活塞-缸套磨损状态的基础。为此,笔者围绕影响机体振动信号各因素的影响规律展开研究,并对不同因素的关联性进行分析。

1 试验条件

1.1 试验台介绍

为了分析机体振动信号各因素的影响规律,笔者搭建了柴油机试验台架,发动机主要参数如表1所示。机体表面振动信号主要受燃烧压力、活塞往复惯性力、润滑油膜阻尼以及配缸间隙等因素的影响^[11]。通过改变发动机转速、转矩、润滑油温度及配缸间隙实现各影响因素的状态调整,用于研究各影响因素的关联性。

* 内燃机可靠性国家重点实验室开放课题资助项目(skler-202008);汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室开放课题基金资助项目(2021KLMT01);山东省自然科学基金资助项目(ZR2020ME180);中国汽车技术研究中心有限公司重大研发专项基金资助项目(ZX20220002)

收稿日期:2022-07-20;修回日期:2022-09-01

表 1 发动机主要参数

Tab.1 Basic engine parameters

参数	描述
型号	LC1115
形式	单缸、卧式、四冲程
缸径×行程/mm×mm	115×115
排量/L	1.194
标定转速/(r·min ⁻¹)	2 200
1 h 功率/kW	16.2
12 h 功率/kW	14.7

图 1 为柴油机试验台架示意图,包括柴油机、测功机及其测控系统。通过瞬态参数采集系统测试燃烧压力、机体振动加速度信号及相位信号,各通道的采集频率为 50 kHz。通过稳态参数采集系统测试冷却水温度/压力、机油温度/压力、测功机出水温度/压力等参数。燃烧压力通过在缸盖上加工取压通道,并安装压电式缸压传感器获得。活塞敲击力在主推力面的上止点附近有最大值^[12],为此,在发动机机体的对应位置通过螺钉固定方式安装振动加速度传感器,测得机体振动信号。

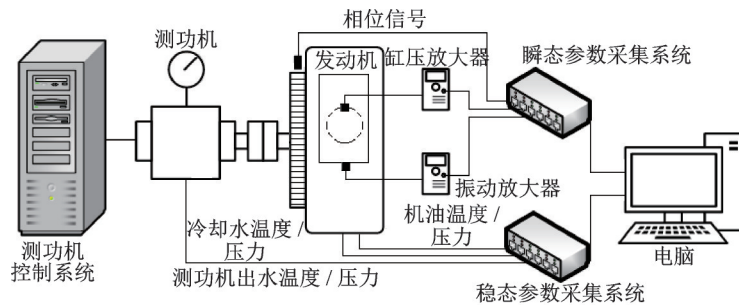


图 1 柴油机试验台架示意图

Fig.1 The schematic illustration of the experimental setup

1.2 试验工况设置

试验过程中,每个工况点只改变转速、转矩、润滑油温度及配缸间隙中的一个参数,而维持其他参数不变。试验工况参数值如表 2 所示。研究用发动机的配缸间隙为 0.8 mm,通过改变活塞环槽深度调整配缸间隙,在环槽正常深度的基础上,将环槽深度分别增加 0.5,1.0 和 1.5 mm,用于模拟活塞-缸套的不同磨损状态,后续直接用 0.5,1.0,1.5 mm 表征活塞-缸套的配缸间隙。随着配缸间隙的增加,发动机高温运行时出现故障概率增加,为了保证试验安全进行,将最高润滑油温度设定为 60℃。

表 2 试验工况参数值

Tab.2 Test conditions parameters values

参数	数值
转速/(r·min ⁻¹)	1 000,1 200,1 400,1 600
扭矩/(N·m)	10,20,30,40
润滑油温度/℃	20,30,40,50,60
配缸间隙/mm	0.5,1.0,1.5

2 信号分析方法

为了对比各影响因素的影响规律,采用时域及频域特征参数对机体振动信号进行分析。时域特征参数是表征信号特征的重要指标,根据振动信号不同域特征参数的处理结果,采用峰值、方差、标准

差及均方根进行分析。机体表面振动信号包含多个激励源的影响,在压缩上止点处同时存在活塞敲击和缸内燃烧激励,2 种激励源的出现时刻接近。为了提取活塞敲击激励的响应信号,对机体表面振动信号的频谱特性进行分析。时域特征参数计算公式如表 3 所示。

图 2 为反拖工况缸压与振动信号时域及频域分析结果。图 2(a)为反拖工况时缸压曲线和振动加速度对比曲线。反拖工况缸内没有燃烧过程,缸内压力峰值出现的位置对应于压缩上止点;压缩上止点附近的机体表面振动加速度信号主要由活塞换向敲击激励产生。对实测机体表面振动信号进行频谱分析,反拖工况时活塞敲击激励响应信号的频谱分

表 3 时域特征参数计算公式

Tab.3 Time domain characteristic value calculation formula

符号	含义	计算公式	单位
p_k	峰值	$p_k = x_{\max} - x_{\min}$	m/s ²
D_x	方差	$D_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2$	(m·s ⁻²) ²
x_{st}	标准差	$x_{st} = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sqrt{ x_i - \bar{x} } \right)^2$	m/s ²
x_{rms}	均方根	$x_{rms} = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sqrt{ x_i } \right)^2$	m/s ²

i 为单个采样数据点的序号; N 为总数据点数; x_i 为每个数据点的振动信号数值; x_{\max} 为最大值; x_{\min} 为最小值; \bar{x} 为平均值。

析结果如图2(b)所示。可知,反拖工况时活塞敲击激励产生的振动响应信号主要包含中高频成分,在10 kHz~15 kHz和20 kHz~25 kHz之间有较为集中的能量分布。文献[13]研究表明,燃烧激励的响应信号频带能量主要分布在2 kHz以内。结合上述反拖工况机体表面振动信号的频谱分析结果,笔者对机体表面振动信号提取时域特征参数时,先对振动信号进行高通滤波,滤除2 kHz以下的成分,减小燃烧激励的影响。

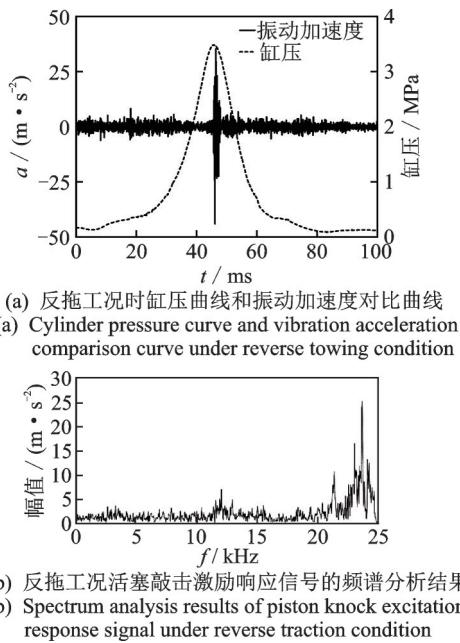


图2 反拖工况缸压与振动信号时域及频域分析结果
Fig.2 Pressure and acceleration in time and frequency domain at motor-driven condition

振动信号频域特征参数通过小波包分解进行,小波包分解通过一系列中心频率不同但带宽相同的滤波器对信号进行多层次分解^[14]。信号 $x(t)$ 的小波包系数 $u_j^m(k)$ 定义为

$$u_j^m(k) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \omega_{j,k}^m(t) dt \quad (1)$$

其中: ω 为小波基函数; j,k 分别为频率定位参数和时间定位参数; m 为平移参数。

小波包分解得到的各频带能量 $E_{j,k}$ 为

$$E_{j,k} = \sum_{k=1}^n |u_j^m(k)|^2 \quad (2)$$

其中: n 为小波包分解的总层数。

小波基函数对振动信号的分析结果存在影响,需结合待分析振动信号的特点,合理选择小波基函数。常用的小波基函数包括 Daubechies (dbN) 系列、Biorthogonal (biorNr, Nd) 系列、Symlets 系列及 Coiflets 系列等。进行小波包分解时,随着分解层数的增加,计算量相应增大,且分解得到频带的范围变

窄,不利于提取信号特征参数。为此,笔者通过香农熵 (Shannon entropy, 简称 SE) 确定最佳的小波基函数及分解层数。香农熵越小,代表小波包分解的结果包含更多的有用信息,即选择的小波基函数及分解层数越适合于待分析信号^[15]。

香农熵的定义为

$$SE_{jk} = - \sum_{k=0}^{2^j-1} P_{jk} \ln P_{jk} \quad (3)$$

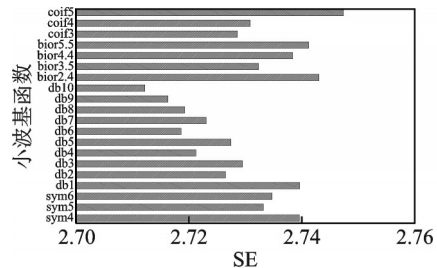
其中: P_{jk} 为小波包分解结果的相对能量。

P_{jk} 的计算公式为

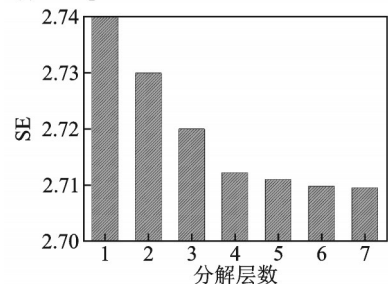
$$P_{jk} = E_{jk} / E_j \quad (4)$$

其中: E_j 为信号的总能量,且 $E_j = \sum_{k=0}^{2^j-1} E_{jk}$ 。

图3为不同小波基及分解层数对应的香农熵对比。图3(a)为不同小波基函数对比,可见, Daubechies 小波基中 db10 具有最小值,更适合对机体振动信号进行处理。在此基础上,计算了 db10 小波基采用不同分解层数时的香农熵,图3(b)为不同分解层数对比。可见,随着分解层数的增加,香农熵呈降低的趋势,当分解层数高于4层后,香农熵的降低幅度较小。随着分解层数的增加,频段数量呈指数增加,计算量相应提高,且各频段的频率范围变窄,反而不利于振动信号频谱特性的分析,为此将分解层数定为4层。研究中振动信号的采样频率为50 kHz,根据采样定理,奈奎斯特采样频率为25 kHz。对信号进行4层小波包分解,最后1层分解为16个频段,每个频段的频率为1 562.5 Hz。



(a) Comparison of different wavelet basis functions



(b) Comparison of different decomposition layers

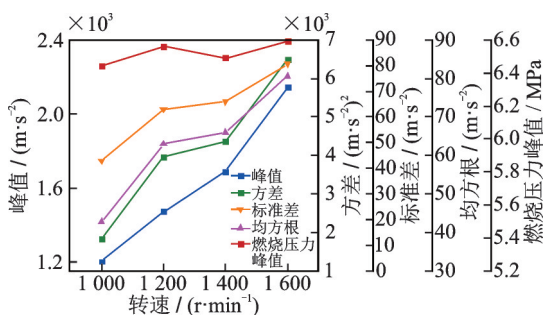
图3 不同小波基及分解层数对应的香农熵对比

Fig.3 Comparison of wavelet packet function and decomposition level

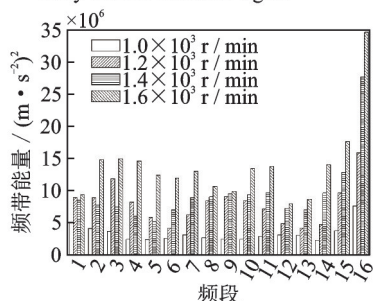
3 振动信号时域及频域特征参数对比

3.1 转速

随着发动机转速的增加,活塞惯性力相应增大,燃烧压力会相应改变,为此研究了不同转速时活塞惯性力和燃烧压力对机体表面振动加速度信号的影响规律。研究工况条件设置如下:扭矩为 30 N·m,润滑油温度为 60℃,配缸间隙为 0.5 mm,转速分别为 1 000,1 200,1 400 和 1 600 r/min。不同转速下振动信号时域、频域特征参数及燃烧压力峰值的对比如图 4 所示。可见,随着转速的升高,燃烧压力峰值呈现波动的趋势,但总体上呈增大的趋势。振动信号的时域特征参数均随着转速呈增加的趋势。振动信号频段 5(频率约为 8 kHz)以下频率成分的能量与燃烧压力峰值的变化趋势相近,频段 6~16 的能量则随着转速增加呈增大的趋势。其中,频段 16 的增加幅度最为明显,当转速从 1 200 r/min 增加到 1 600 r/min 时,频带能量从 7.62×10^6 增加到 $34.7 \times 10^6 (\text{m}^2/\text{s}^2)$ 。由此可见,频段 6~16 的频率成分主要受活塞惯性力的影响。由于该频率范围的能量在信号总能量的占比较高,导致振动信号时域特征参数呈增加的趋势。



(a) 机体表面振动信号时域特征值对比
(a) Time domain eigenvalue comparison curve of body surface vibration signal



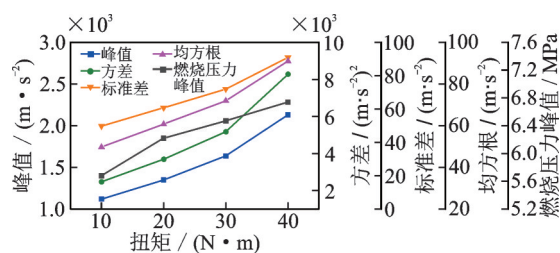
(b) 振动信号各频段能量对比
(b) Energy comparison of various frequency bands of vibration signal

图 4 不同转速下振动信号时域、频域特征参数及燃烧压力峰值的对比

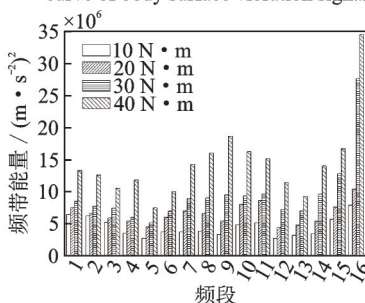
Fig.4 Comparison of time and frequency vibration eigenvalue and peak combustion pressure at different engine speed

3.2 扭矩

图 5 为不同扭矩下振动信号时域、频域特征参数及燃烧压力峰值的对比结果。工况条件设置如下:转速为 1 400 r/min,润滑油温度为 60℃,配缸间隙为 0.5 mm,扭矩分别为 10,20,30 和 40 N·m。可见,随着扭矩的增大,燃烧压力峰值呈增大的趋势,从 10 N·m 时的 5.73 MPa 增大到 40 N·m 的 6.86 MPa。这是因为发动机输出扭矩增加时,需要提高循环喷油量以满足负载的需求,这将增加循环燃烧放热量,使得缸内燃烧压力呈增大的趋势。缸内燃烧压力增加,能够加快活塞侧向运动速度,使活塞敲击力增大,机体表面振动信号的时域特征参数及各频段的能量均呈现增加的趋势。振动信号各频段的能量均随着扭矩的增加而增大,且频段 16 的能量增加幅度最大,从 7.89×10^6 增加到 $34.5 \times 10^6 (\text{m}^2/\text{s}^2)$ 。



(a) 机体表面振动信号时域特征值对比
(a) Time domain eigenvalue comparison curve of body surface vibration signal



(b) 振动信号各频段能量对比
(b) Energy comparison of various frequency bands of vibration signal

图 5 不同扭矩下振动信号时域、频域特征参数及燃烧压力峰值的对比结果

Fig.5 Comparison of time and frequency vibration eigenvalue and peak combustion pressure at different engine torque

3.3 润滑油温度

润滑油膜在活塞和缸套间产生阻尼,能够抑制活塞敲击的能量,进而降低机体表面振动信号^[16]。随着润滑油温度的升高,润滑油膜的黏度减小,使得润滑油的摩擦阻力降低,进而影响燃烧压力。笔者在发动机转速为 1 400 r/min、扭矩为 30 N·m、配

缸间隙为0.5 mm, 20, 30, 40, 50及60℃共5种润滑油温度下, 分析了振动信号时域、频域特征参数及燃烧峰值压力的变化趋势, 如图6所示。可见, 随着润滑油温度的升高, 燃烧压力峰值呈减小的趋势, 从20℃时的7.02 MPa减小到60℃时的6.31 MPa, 这是由于随着润滑油温度的升高, 润滑油膜黏度降低, 活塞摩擦损失减小, 在同样的工况下需要较少的循环供油量即可满足负载需要。循环供油量减少导致燃烧压力降低, 使得活塞敲击力减小。随着润滑油温度的升高, 润滑油膜阻尼减小, 对活塞敲击能量的衰减量减小, 这有助于增强活塞敲击的能量。因此, 随着润滑油温度升高, 燃烧压力降低及润滑油膜阻尼减小对机体表面振动信号有相反的作用效果, 振动信号的时域特征参数整体呈减小的趋势。从振动信号各频段能量结果看: 频段12(频率约为18 kHz)以下频率成分由于上述2种因素相反的作用, 变化趋势没有明显规律; 频段12以上频率成分的能量随着润滑油温度的升高呈增加的趋势, 这部分能量对润滑油阻尼的变化更为敏感。

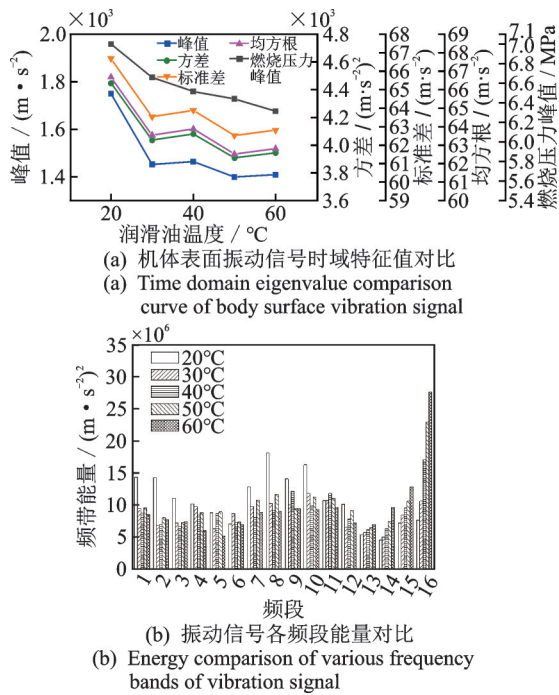


图6 不同润滑油温度下振动信号时域、频域特征参数及燃烧峰值压力的变化趋势
Fig.6 Comparison of time and frequency vibration eigenvalue and peak combustion pressure at different oil temperature

3.4 配缸间隙对振动加速度的影响

配缸间隙的改变能够影响活塞二次运动及燃烧压力, 在发动机转速为1 400 r/min、扭矩为30 N·m、

润滑油温度为60℃时, 分析了3种配缸间隙时振动信号时域特征值及燃烧压力峰值的相关性。图7分别为3种配缸间隙下, 振动信号时域、频域特征参数及燃烧压力峰值对比曲线。可见, 随着配缸间隙的增大, 燃烧压力峰值呈减小的趋势, 这是由于随着配缸间隙的增大, 活塞-缸套摩擦副的密封性下降, 使燃烧压力的峰值呈持续降低的趋势。燃烧压力的降低会减小活塞所受的侧向力, 从而降低活塞敲击力。同时, 随着配缸间隙的增大, 活塞的二次运动加剧, 又会增加活塞敲击力。当配缸间隙改变时, 导致燃烧压力和活塞二次运动对机体表面振动信号产生相反的作用效果。从振动信号各频段能量看: 频段5(频率约为8 kHz)以下频率成分的能量呈先增加后减小的趋势; 频段5以上频率成分的能量始终呈增加的趋势, 这部分能量成分主要与活塞二次运动密切相关。由于频段5以上频率成分的能量在信号总能量中的占比较大, 使得振动信号的各时域特征参数随着配缸间隙增大呈增加的趋势。

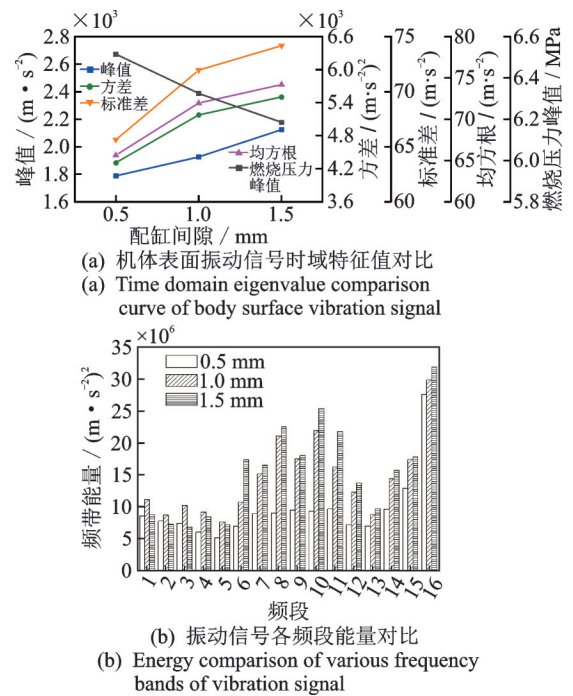


图7 3种配缸间隙下振动信号时域、频域特征参数及燃烧压力峰值对比曲线
Fig.7 Comparison of time and frequency vibration eigenvalue and peak combustion pressure at different piston liner clearance

4 结论

1) 燃烧压力峰值随着转速升高呈波动的趋势, 由于活塞惯性力随着转速的升高而增加, 在惯性力的作用下, 振动信号时域特征参数及频段6~16的

能量随着转速增加呈现增大的趋势。

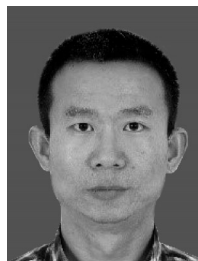
2) 随着扭矩的增加,燃烧循环放热量增加,燃烧压力峰值增大,活塞敲击力增加,使机体表面振动信号时域特征值及各频段的能量均呈增加的趋势。

3) 随着润滑油温度的升高,润滑油的阻尼对活塞敲击力的衰减减小,燃烧峰值压力减小导致活塞敲击力减小,在2种因素相反的作用效果下,振动信号时域特征值均呈现减小的趋势,频段12以上频率成分的能量呈增加趋势。

4) 随着配缸间隙的增大,由于密封性降低,燃烧峰值压力减小,但由于活塞二次运动加剧增加了活塞敲击力,导致振动信号时域特征参数及频段5以上频率成分的能量呈增加的趋势。

参 考 文 献

- [1] 谭旭光,王天友,李志杰,等.高效清洁高可靠重型柴油机开发关键技术研究[J].内燃机学报,2020,38(5):385-391.
TAN Xuguang, WANG Tianyou, LI Zhijie, et al. Research on key technologies for development of high efficiency, clean and reliable heavy duty diesel engine [J]. Journal of Internal Combustion Engines, 2020, 38(5): 385-391. (in Chinese)
- [2] DOLATABADI N, LITTLEFAIR B, DE la CRUZ M, et al. A transient tribodynamic approach for the calculation of internal combustion engine piston slap noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 352: 192-209.
- [3] ZHAO Xiuliang, YANG Zhengyu, PAN Bangxiong, et al. Analysis of excitation source characteristics and their contribution in a 2-cylinder diesel engine [J]. Measurement, 2021, 176(9): 67-72.
- [4] BHAV I, KUPPAST V, CHILLAL D. Experimental investigation of influence of piston pin-offset on reduction of piston slap noise [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2021, 21(4): 1195-1202.
- [5] CAVALLI M, LAVACCHIELLI G, TONELLI R, et al. Comparison of analytical and multibody dynamic approaches in the study of a V6 engine piston [J]. Journal of Multi-body Dynamics, 2017, 231(3): 420-438.
- [6] 段礼祥,张来斌,王朝晖,等.基于特征相位段的柴油机活塞缸套磨损故障诊断[J].润滑与密封,2006(3):44-46,58.
DUAN Lixiang, ZHANG Laibin, WANG Chaohui, et al. Fault diagnosis of diesel engine piston liner wear based on characteristic phase segment [J]. Lubrication and Sealing, 2006(3): 44-46,58. (in Chinese)
- [7] 熊仕涛.柴油机活塞-缸套磨损间隙监测试验研究[J].小型内燃机与摩托车,2002(3):13-15.
XIONG Shitao. Experimental study on the wear clear-
- ance between piston and cylinder liner of diesel engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2002(3): 13-15. (in Chinese)
- [8] 卫海桥,舒歌群.内燃机活塞拍击表面振动与燃烧噪声的关系[J].内燃机学报,2004(1):27-32.
WEI Haiqiao, SHU Gequn. Relationship between piston beating surface vibration and combustion noise of internal combustion engine [J]. Journal of Internal Combustion Engines, 2004(1): 27-32. (in Chinese)
- [9] BUZZONI M, MUCCHI E, DALPIAZ G. A CWT-based methodology for piston slap experimental characterization [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 86: 16-28.
- [10] MOOSAVIAN A, NAJAFI G, GHOBADIAN B, et al. The effect of piston scratching fault on the vibration behavior of an IC engine [J]. Applied Acoustics, 2017, 126: 91-100.
- [11] TAN Y, MOHD R Z. Analysis of piston secondary motion [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013(332): 5162-5176.
- [12] RAMTEKE S, CHELLADURAI H, AMARNATH M. Diagnosis and classification of diesel engine components faults using time-frequency and machine learning approach [J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2022, 10(1):175-192.
- [13] JI S B, LI Y, TIAN G H, et al. Study on the relationship between combustion parameters and cylinder head vibration signal in time domain [J]. Energies, 2021, 14:6421.
- [14] STASIAKIEWICZ P, DOBROWOLSKI A P, TARGOWSKI T, et al. Automatic classification of normal and sick patients with crackles using wavelet packet decomposition and support vector machine [J]. Biomedical Signal Processing and Control, 2021, 67: 102521.
- [15] LIU X L, HAN J, XU H W, et al. An indirect method for rail corrugation measurement based on numerical models and wavelet packet decomposition [J]. Measurement, 2022, 191: 110726.
- [16] KALUŻNY J, WALIGÓRSKI M, SZYMAŃSKI G, et al. Reducing friction and engine vibrations with trace amounts of carbon nanotubes in the lubricating oil [J]. Tribology International, 2020, 151: 36-45.



第一作者简介:王国强,男,1988年6月生,硕士生、高级工程师。主要研究方向为内燃机及动力系统。
E-mail: wangguoqiang@weichai.com

通信作者简介:纪少波,男,1979年11月生,博士、副教授。主要研究方向为动力装置测试及控制技术。
E-mail: jobo@sdu.edu.cn