

# 发动机连杆轴承异响故障分析研究\*

张玲玲<sup>1,2</sup>, 任金成<sup>1</sup>, 张海峰<sup>2</sup>, 肖 静<sup>1</sup>

(1. 军事交通学院汽车工程系 天津, 300161) (2. 96274 部队 洛阳, 471002)

**摘要** 从动力学角度对发动机连杆轴承异响故障进行研究, 以某军车发动机为研究对象, 采用汉氏法求解雷诺方程, 计算分析了在相同的润滑条件下, 不同工况、不同转速以及轴承配合间隙下连杆轴承的负荷和轴心轨迹。分析结果表明: 相同工况下, 作用在活塞顶部的压力是影响连杆轴颈负荷的主要因素, 连杆轴承的横向运行轨迹会随着轴承间隙的增大而扩大, 连杆轴承异响最佳诊断转速为中速 1 200~1 600 r/min, 最佳诊断部位是发动机的右侧曲轴轴颈对应的缸体处。

**关键词** 轴心轨迹; 汉氏法; 异响故障; 发动机

**中图分类号** TK428

## 引 言

汽车发动机因磨损而引起的异响有很多种, 如发动机的运动副的撞击声、敲击声、摩擦声、啮合声、突爆声和漏气声等。连杆轴承异响主要是由于轴承间隙过大、轴承合金脱落、润滑不良等原因引起, 它是汽车发动机中的恶性故障, 一旦发现异响应立即检修与排除<sup>[1]</sup>。

对于往复式发动机连杆轴承异响故障的研究, 国内外许多学者已经进行了较为深入的工作<sup>[2-8]</sup>, 主要是采用振动分析方法, 针对发动机缸体表面振动信号, 使用不同的信号处理和模式识别方法进行故障诊断, 研究内容偏重于试验分析和信号处理。对于一些问题: 例如连杆轴承高低速异响不明显, 而中速异响明显、故障缸断火(或断油)后连杆轴承异响减轻或消失、诊断连杆轴承异响时最佳传感器的安放位置, 没有从异响内部激励源上进行探讨。

文中以某型号军车发动机连杆轴承异响故障为研究对象, 采用汉氏法利用 Matlab 语言编程, 计算不同工况下连杆轴承相对于轴颈的运行轨迹, 分析了在相同的润滑状态下, 连杆轴颈负荷、不同转速、连杆轴承配合间隙各因素的改变对运行轨迹及油膜厚度发生的影响, 从动力学原理上为异响故障诊断进行了初步研究。

## 1 汉氏法求解轴心轨迹的计算方法

国外对轴心轨迹的研究是从 50 年代开始的, 分别从轴承的变形、动力学条件、油膜演变、边界条件及热平衡等方面入手。目前比较普遍的轴心轨迹计算方法有荷氏法(HOLLAND)、汉氏法(HAMN, H. W)和迁移法(MOBILITY)。汉氏法相对于其他方法在求解雷诺方程上更复杂, 但它忽略的因素较少, 求解得到的结果与实际情况比较吻合<sup>[9]</sup>。

在轴承内流动的润滑油, 其压力满足流体动力学的普遍方程——雷诺方程

$$\psi^2 \left[ \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{\lambda^2} \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = -6\epsilon(\omega_1 + \omega_2 - 2\dot{\delta}) \sin\theta + 12\dot{\epsilon} \cos\theta \quad (1)$$

其中:  $\omega_1$  为轴颈旋转角速度, 顺时针为正;  $\omega_2$  为轴承的旋转角速度, 顺时针为正;  $\omega^* = \omega - 2\dot{\delta}$  为有效角速度,  $\omega = \omega_1 + \omega_2$ ;  $P$  为分布压力;  $r_1$  为轴颈半径;  $r_2$  为轴承半径;  $e$  为偏心距;  $\epsilon$  为相对偏心率,  $\epsilon = e/(r_2 - r_1)$ ;  $h$  为油膜厚度,  $\bar{h} = (1 + \epsilon \cos\theta)$  为无量纲油膜厚度;  $\delta$  为最大油膜厚度方向与固定轴的夹角;  $\psi$  为相对间隙,  $\psi = (r_2 - r_1)/r_1$ ;  $B$  为轴承宽度;  $D$  为轴承直径;  $\lambda$  为轴承宽径比,  $\lambda = B/D$ ;  $\bar{z}$  为沿轴承宽度方向的坐标,  $\bar{z} = \frac{2z}{B}$ ;  $\theta$  为最大油膜方向起算的角度;  $\dot{\epsilon}$

为  $\varepsilon$  对时间的一阶导数;  $\dot{\delta}$  为  $\delta$  对时间的一阶导数。

引进无量纲压力  $\bar{p} = (P\phi^2)/(6\mu\omega^*)$  和动力参数  $q = 2\varepsilon/\omega^*$ , 则雷诺方程可简化为

$$\frac{\partial}{\partial\theta} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial\theta} \right) + \frac{\bar{h}^3}{\lambda^2} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{z}^2} = -\varepsilon \sin\theta + q \cos\theta \quad (2)$$

利用式(2)解关于  $\bar{z} = 0$  的对称性, 将求解区域缩减为一半, 即:  $0 \leq \theta \leq 2\pi, 0 \leq \bar{z} \leq 1$ 。其边界条件为

$$\begin{cases} \bar{P} \Big|_{\bar{z}=1} = 0 & \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=0} = 0 \\ \bar{P}(\theta + 2\pi) = \bar{P}(\theta) \end{cases} \quad (3)$$

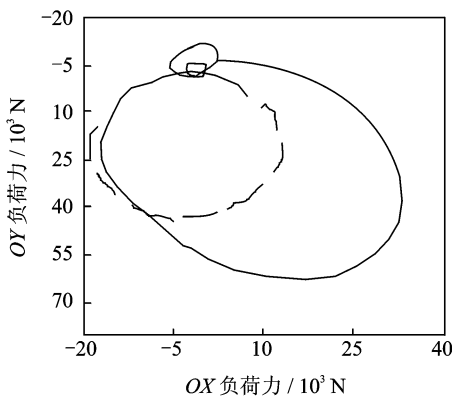
这种边界表明: 油膜腔内充满着润滑油, 油膜是连续的; 并且油膜压力分布是随转角  $\varphi$  的一个连续周期函数。这种假设在数学处理上比较方便, 实际油膜腔扩展段中会产生负压, 使油膜破裂, 但计算出的结果不会产生太大误差。

式(2)右端是两项之和, 令  $\bar{P} = \bar{P}_1 + q\bar{P}_2$ ,  $\bar{P}_1$  为旋转效应产生的油膜压力分量,  $\bar{P}_2$  为纯挤压效应产生的油膜力分量。

汉氏法通过差分法计算  $\bar{P}_1, \bar{P}_2$ , 将解得的  $\bar{P}_1$  和  $q\bar{P}_2$  迭加后, 令所得的负压为零, 即在周向取半 Sommerfeld 边界条件, 求出压力分布和相应的油膜承载力的数值解, 然后根据轴承在一个循环过程中已知的负荷大小和油膜承载力的平衡, 确定出轴心在每一瞬间的位置, 即可得出轴心轨迹图, 具体计算方法见参考文献[10]。

## 2 连杆轴承运行轨迹的计算分析

为了比较不同转速、不同负荷、不同配合间隙下



(a) 轴承坐标系下连杆轴颈负荷图

(a) Load figure in bearing coordinate system

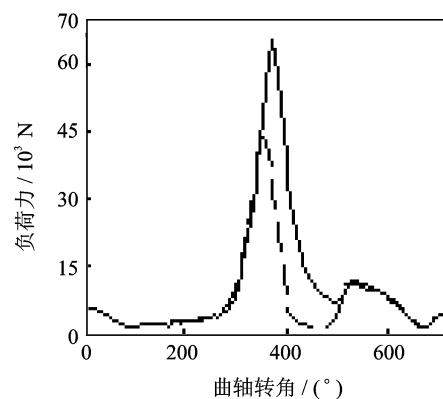
轴心轨迹的差别, 文中测取了发动机未加载条件下不同转速下的气缸压力值。气缸压力测量的转速为: 500, 800, 1 200, 1 600, 2 000, 2 400 r/min。负荷取正常工况和发动机断火两种工况, 配合间隙取正常(0.08 mm)和异常(0.12, 0.16, 0.20, 0.24 mm)等5种情况, 润滑油动力黏度系数在文中取  $0.0745 \text{ (N} \cdot \text{s)/cm}^2$ 。

### 2.1 连杆轴颈负荷在不同工况下的变化

连杆轴颈的负荷是连杆力与连杆大头集中质量产生的离心力的合力, 具体受力分析见文献[10], 文中选择轴承坐标系, 原点在轴承孔中心,  $OY$  轴沿连杆中心线,  $OX$  轴与之垂直, 极坐标的极点在轴承孔中心, 极轴与  $OY$  轴正向一致, 极角定义在  $\pm 180^\circ$  区间内。根据实测的气缸压力和发动机结构参数: 连杆长度为 190 mm, 曲柄半径为 57 mm、连杆轴承宽为 32 mm, 连杆轴承直径为 65.5 mm, 连杆小头和大头的分配质量为 0.447 8 和 1.112 2 kg, 活塞质量为 0.899 kg, 活塞销质量 0.236 kg, 活塞环质量 0.092 5 kg, 计算轴承孔作用于轴颈的负荷大小和方向。不同工况下的轴颈负荷变化如图 1 所示。试验缸在同一转速条件不同工况(正常或断火)下, 连杆轴颈负荷在做功行程中发生了较大变化。由于在同一转速下活塞组和连杆小端往复惯性力和连杆大头旋转离心力相同, 所以作用在活塞顶部的气体压力是影响连杆轴颈的负荷的主要因素。

### 2.2 不同配合间隙下连杆轴承运行轨迹分析

在各种转速处于相同的工况下, 随着配合间隙增大, 轴承与轴颈之间的最小油膜厚度逐渐减小。



(b) 连杆轴颈负荷展开图

(b) Load developed view of bearing

(—— 正常; - - - - 断火)

图 1 连杆轴颈负荷图(转速 500 r/min)

Fig. 1 Load chart of connecting rod bearing (rotation speed 500 r/min)

当试验缸不工作即出现断火工况时,转速处于高速(2 000 r/min 以上时),油膜厚度趋于一定的范围,如图 2 所示。当最小油膜厚度减小到一定程度,如小于润滑油内杂质颗粒的直径或小于轴颈和轴瓦表面的粗糙凸起时,轴颈与轴瓦间的润滑油膜将被破坏,造成轴颈与轴瓦之间直接摩擦,形成烧瓦现象,导致瓦片脱落,异响故障加剧。

### 2.3 不同转速下连杆轴承运行轨迹分析

1) 转速为 500~800 r/min,试验缸断火与否,轴心轨迹纵向无显著差别,但试验缸断火时,轴心轨迹横向运动幅度有所减小,图 3 所示为 500r/min 时发动机连杆轴承运行轨迹。

图 4 表示 500,800 r/min 时连杆轴承运行轨迹按曲轴转角的展开图。在相同配合间隙下,做功行程阶段偏心率的变化在断火与否的工况下无明显差别,可以说明在低速条件下,连杆轴承与轴颈的冲击不强烈,表现为低速异响不明显。

2) 发动机 1 200~1 600 r/min 时,在正常配合间隙下,发动机点火或断火时,运行轨迹均在中心附近。随着配合间隙增大,做功行程中的燃烧气体推动活塞下行,轨迹向右偏斜,断火后,运行轨迹横向冲击幅度减小,如图 5 所示。若将运行轨迹随曲轴转角展开,可以更清楚地看出轴承偏心率随配合间隙变化情况,如图 6 所示。发动机保持在中速即 1 200~1 600 r/min 时,配合间隙异常的情况下,轴承偏心率在做功行程中变化的速度剧烈,对连杆轴颈的冲击大,在断火的工况下,轴承偏心率变化较为缓和。图 7 为两种转速下配合间隙为 0.24 mm 的最大油膜压力图,从中可以明显看出断火工况下连杆轴承与轴颈之间的最大油膜压力远低于正常工况时的压力值,它们之间的冲击远远小于正常工况下的冲击,表现为发动机在中速运转时,某缸配合间隙超出正常范围后,连杆轴承异响明显,但断火后连杆轴承异响减轻或消失。

3) 连杆轴承运行轨迹在 2 000 r/min 时发生了

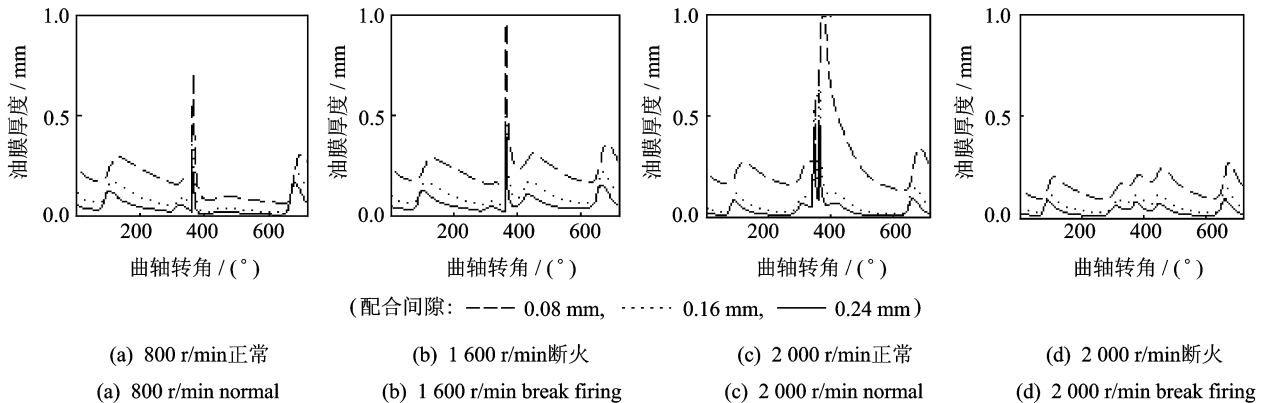


图 2 不同转速下油膜厚度展开图

Fig. 2 Oil film thickness developed view in different rotation speed

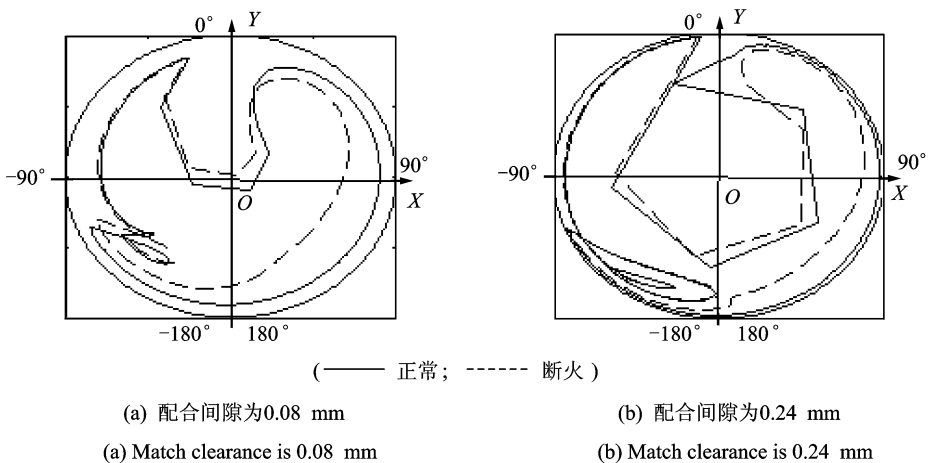


图 3 连杆轴承运行轨迹(转速 500 r/min)

Fig. 3 Center movement track of connecting rod bearing (rotation speed 500 r/min)

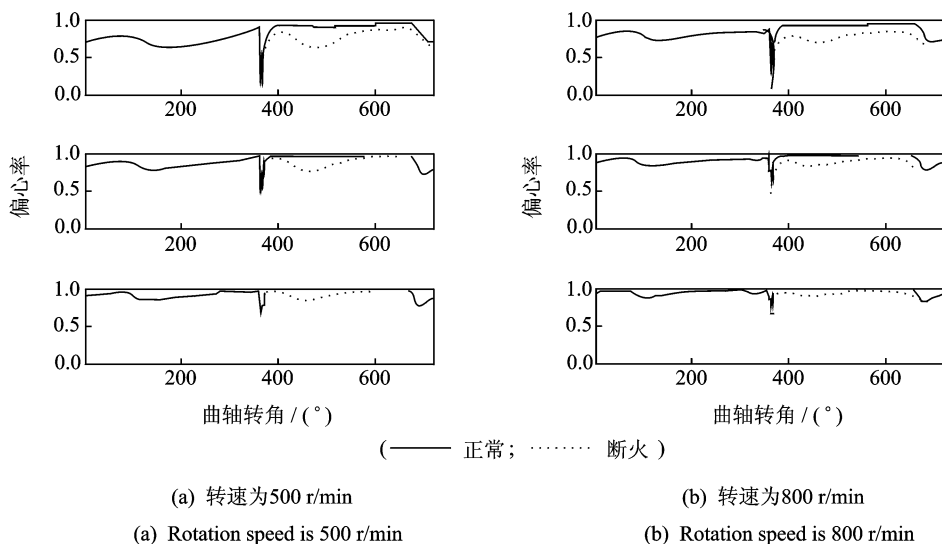


图4 连杆轴承偏心率

Fig. 4 Eccentricity ratio of connecting rod bearing

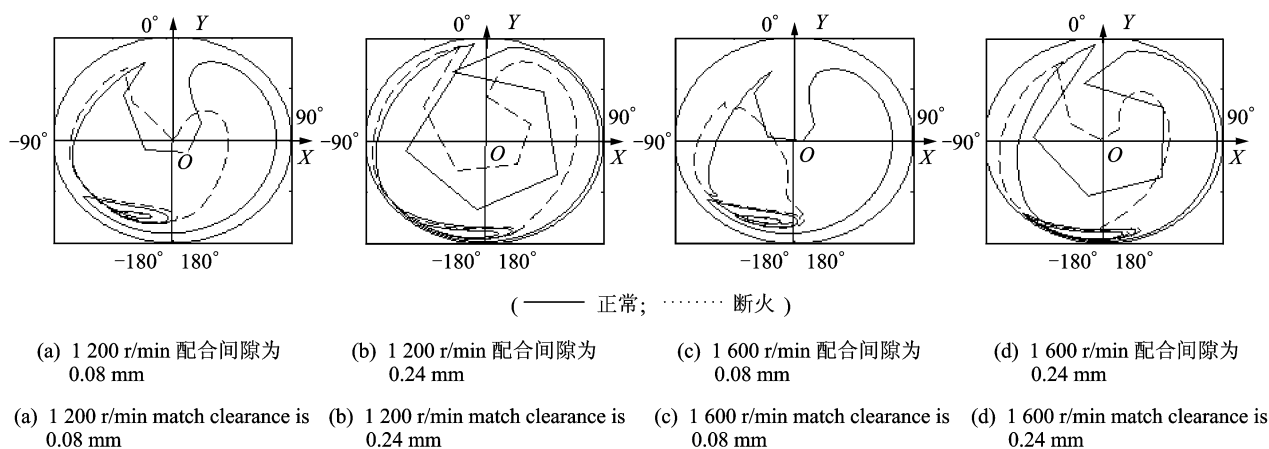


图5 连杆轴承运行轨迹

Fig. 5 center movement track of connecting rod bearing

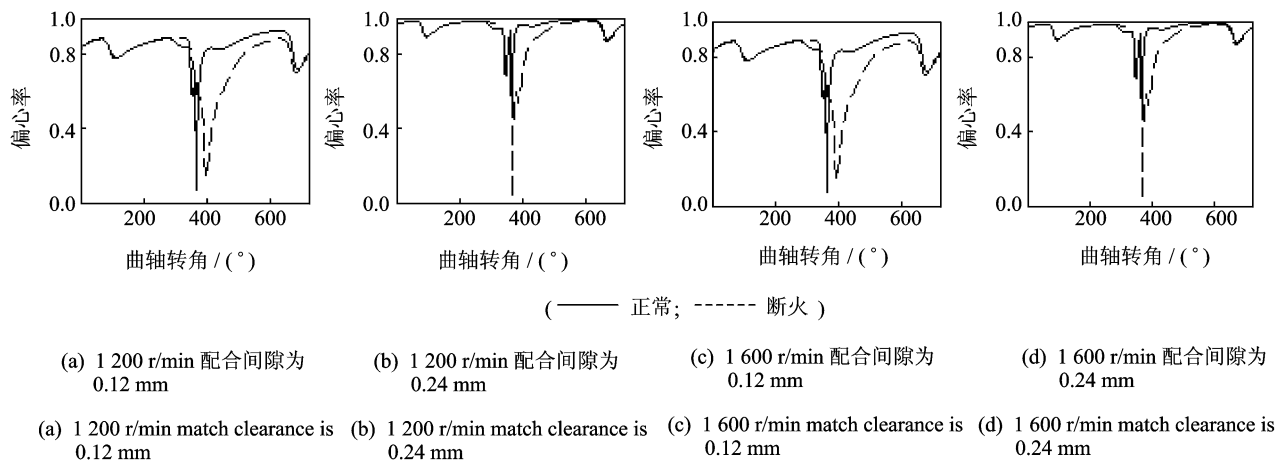


图6 连杆轴承偏心率

Fig. 6 Eccentricity ratio of connecting rod bearing

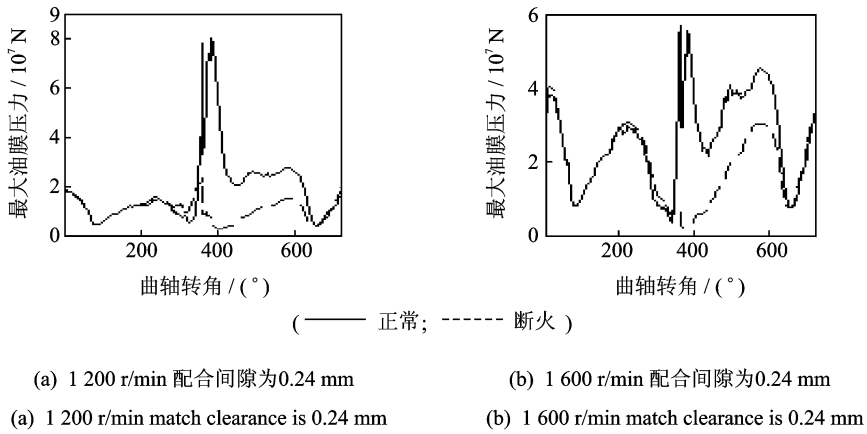


图 7 最大油膜压力展开图  
Fig. 7 Maximum film pressure developed view

较大变化。试验气缸正常工作时,随着配合间隙增大,油膜厚度逐渐减薄,轴心轨迹向右上侧靠近,轴承偏心率的变化在做功行程中变化不剧烈。当该缸

断火时,配合间隙达到一定程度,油膜厚度趋于一恒定的值,轴心轨迹如图 8 所示,表现为连杆轴承在高速运转异响不明显。

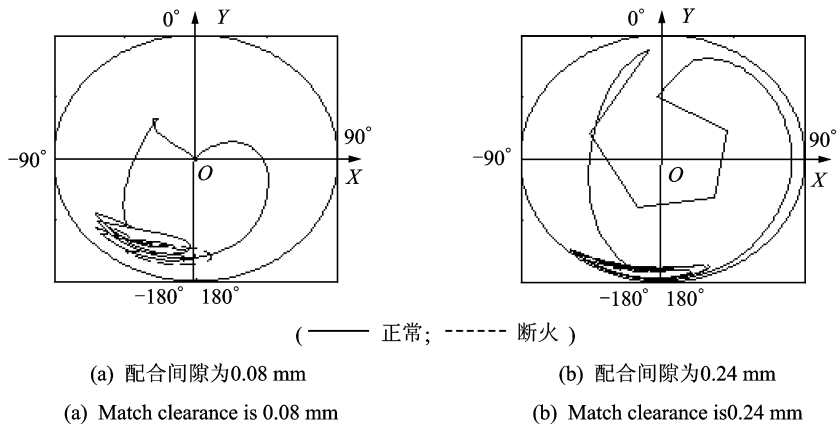


图 8 连杆轴承运行轨迹(转速 2 000 r/min)  
Fig. 8 Center movement track of connecting rod bearing (rotation speed 2 000 r/min)

4) 转速为 2 400 r/min 时,连杆轴承的运行轨迹发生了较大变化,试验气缸正常工作或断火工况下,轴心轨迹以及油膜厚度的变化规律与转速 2 000 r/min 时基本一致。

1 200~1 600 r/min,此种转速下轴承偏心率在作功行程中变化的速度剧烈,且与配合间隙成线性关系,异响故障随着配合间隙的增大而表现明显。

3) 连杆轴承异响的最佳诊断部位是面对发动机的右侧曲轴轴承对应的缸体处。发动机中速运转下,随着配合间隙增大,作功行程中的燃烧气体推动活塞下行,连杆轴承运行轨迹向右偏斜,横向冲击幅度大。

### 3 结 论

1) 连杆轴承的运行轨迹与异响故障直接相关,运行轨迹偏心率越大,轴颈对轴承直接冲击的可能性越大;在相同工况下,连杆轴承的横向运行轨迹会随着轴承间隙的增大而扩大,最小油膜厚度随之减小。

2) 连杆轴承异响的最佳诊断转速为中速即

### 参 考 文 献

[1] 肖云魁. 汽车故障诊断学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 213-215.

[2] 孔凡让, 贾继德, 李志远, 等. 连杆轴承故障的诊断研究

- [J]. 中国机械工程, 2003, 14(6): 494-496.
- Kong Fanrang, Jia Jide, Li Zhiyuan, et al. Fault diagnosis research on connecting rod bearing of engine[J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(6): 494-496. (in Chinese)
- [3] Barell L, Bidini G, Buratti C, et al. Diagnosis of internal combustion engine through vibration and acoustic pressure non-intrusive measurements [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(9): 1707-1713.
- [4] Randall R B. The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2001, 15(5): 945-962.
- [5] 郑海波, 李志远, 陈心昭, 等. 基于时频分布的发动机异响特征分析及故障诊断研究[J]. 内燃机学报, 2002, 20(3): 267-272.
- Zheng Haibo, Li Zhiyuan, Chen Xinzhaoh, et al. Engine knock signature analysis and fault diagnosis based on time-frequency distribution[J]. Transactions of Csice, 2002, 20(3): 267-272. (in Chinese)
- [6] Dusan K, Radoslav S. Order bispectrum; a new tool for reciprocated machine condition monitoring [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2000, 14(6): 871-890.
- [7] 肖云魁, 李世义. 基于粗糙集近似逼近理论提取发动机振动故障特征[J]. 振动、测试与诊断, 2004, 24(4): 262-265.
- Xiao Yunkui, Li Shiyi. Feature extraction of diesel engine vibration signal based on the rough set approximation theory[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2004, 24(4): 262-265. (in Chinese)
- [8] 臧玉萍, 张德江, 王维正. 基于小波变换技术的发动机异响故障诊断[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 239-245.
- Zang Yuping, Zhang Dejiang, Wang Weizheng. Fault diagnosis of engine abnormal sound based on wavelet transform technique[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 239-245. (in Chinese)
- [9] 王晓力, 温诗铸, 桂长林. 内燃机轴承润滑设计的现状及展望[J]. 内燃机工程, 1998, 19(4): 20-25.
- Wang Xiaoli, Wen Shizhu, Gui Changlin. Present status and future of research on bearing lubrication design of internal combustion engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 1998, 19(4): 20-25. (in Chinese)
- [10] 柴油机设计手册编辑委员会. 柴油机设计手册[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1984: 824-832.



第一作者简介: 张玲玲, 女, 1978年2月生, 博士。主要研究方向为载运工具运用工程。曾发表《基于小包-AR谱的变速器轴承故障特征提取》(《振动、测试与诊断》2011年第31卷第4期)等论文。  
E-mail: sjztjzll@163.com

