

# 小波变换的齿轮泵故障分析

杨明轩<sup>1,2</sup>

(1. 电子科技大学电子工程学院 成都 610054; 2. 南充职业技术学院机电系 四川 南充 637000)

**【摘要】**通过对齿轮油泵结构、性能的分析,以泵在正常运行和不同的故障状态下输出压力为信号,提出了基于小波变换的方法来提取和分离输出压力信号,并利用小波分解的方法诊断输出压力信号中包含的故障信息。以此对常用齿轮泵作仿真和试验,所呈现的压力信号三层小波分解系数均不相同,而第三层小波分解系数的差异尤其明显。因此,可利用第三层小波分解系数有效地诊断或甄别齿轮泵运行的状态和隐匿的故障,有利于掌握诊断的主动性,具有较强的实用性。

**关键词** 故障分析; 齿轮泵; 信号处理; 小波变换

**中图分类号** O332; TN918

**文献标识码** A

## A Wavelet-Based Method of Fault Analysis for Gear Pump

YANG Ming-xuan<sup>1,2</sup>

(1. School of Electronic Engineering, University of Electronic Science and Technology of China Chengdu 610054;

2. Department of Electronic Engineering, Nan Chong Vocational Technical College Nanchong Sichuan 637000)

**Abstract** Based on the analysis of gear pump structure and capability, the wavelet transform method is proposed to detect the fault information in the pressure signal from the outlet port of the pump. According to simulation, the third level wavelet coefficients decomposed from the pressure signal in fault state are significantly different from those in normal state and can be used to effectively diagnose whether the working state of gear pump is normal or not. The results show that the wavelet transform is a practical method for fault analysis of gear pump.

**Key words** fault analysis; gear pump; wavelet coefficient; wavelet transform

液压泵是液压系统的关键元件,齿轮泵以其成本低、回路简单、过滤要求不高等特性被广泛使用。液压(齿轮)泵的故障诊断一般采用加速度传感器,通过测量、分析壳体振动信号,确定其工作状态。工程中常用快速傅里叶分析法(FFT)。而实际的液压(齿轮)泵振动情况相当复杂,不仅有简谐振动、周期振动,而且还伴有冲击振动、瞬态振动和随机振动,快速傅里叶变换的谱分析法及其多种变形在频率域和时间域的处理或数学求解方面存在着不足<sup>[1]</sup>。

小波分析(Wavelet Analysis)作为信号分析,尤其对非平稳信号分析提供了新的工具,它用一簇函数的线性组合表示一个信号,这些簇函数称为小波函数系,它通过对一个基本小波函数在不同时间和尺度上进行平移和伸缩构成,既保持了傅里叶分析的优点,又能从不同的尺度上分析信号。

### 1 小波变换

对于函数 $\psi(t) \in L^2(R)$ ,只要满足振动性、正则性、能量零均值,其波形表现为两端衰减为零的小

的波形,则称为基本小波函数,引进尺度参数 $a$ 和时间参数 $b$ 对其进行伸缩和平移就得小波函数<sup>[2]</sup>:

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (1)$$

式中  $a$ 、 $b$  分别用来调整子波覆盖的频率范围和时域位置;  $1/\sqrt{a}$  用来实现子波能量的归一化。对于任意一个函数  $x(t) \in L^2(C)$ , 其连续小波变换为:

$$W(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi_{a,b}^*(t) dt = \langle x(t), \psi_{a,b}(t) \rangle \quad (2)$$

式中  $\psi_{a,b}^*(t)$  为  $\psi_{a,b}(t)$  的复共轭;  $\langle x(t), \psi_{a,b}(t) \rangle$  表示  $x(t)$  与小波函数  $\psi_{a,b}(t)$  的内积<sup>[3]</sup>。从式(2)可知,连续小波变换  $W(a,b)$  所反映的信号是  $x(t)$  在点  $x=b$  附近的时频信息<sup>[4]</sup>。而小波变换的实质是函数  $x(t)$  在小波函数簇上的分解,若分解满足:

$$c_\psi = \int_{-\infty}^{+\infty} |\hat{\psi}(\omega)/\omega|^2 d\omega < +\infty \quad (3)$$

则  $\psi(t)$  称为可允许小波,并且具有可逆的特性。其中  $\hat{\psi}(\omega)$  为小波函数  $\psi(t)$  的傅里叶变换;  $W(a,b)$  为  $x(t)$  的连续小波变换。由小波变换能重构出它的原始

时域信号 $x(t)$ , 即:

$$x(t) = \frac{1}{C_p} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} w(a,b) \hat{w}_{a,b}(t) \frac{1}{a^2} da db \quad (4)$$

## 2 齿轮泵性能分析

### 2.1 齿轮泵定性分析

齿轮泵由装在壳体內的齿轮系所组成, 齿轮两端由端盖密封, 而壳体、端盖和齿轮的各个间隙共同形成密封的工作空间。当齿轮旋转时, 吸油腔的牙齿逐渐分离, 工作空间的容积逐渐增大, 形成部分真空, 油液在外界大气压力作用下, 进入吸油腔, 吸入到齿间的油液在密封的工作空间中随齿轮旋转带到压油腔, 因压油腔的牙齿逐渐啮合, 工作空间的容积逐渐减小, 齿间的油液被挤压出齿轮泵。

假设对齿轮泵产生的振动信号简化成多自由度的离散线性定常系统<sup>[5]</sup>, 可得系统的运动方程<sup>[6]</sup>:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K(t)x = K(t)E_1 + K(t)E_2(t) \quad (5)$$

式中  $M$ 、 $C$ 、 $K(t)$  分别是系统质量、阻尼和刚度矩阵;  $\ddot{x}$ 、 $\dot{x}$ 、 $x$  分别为系统加速度、速度和位移向量;  $E_1$ 、 $E_2(t)$  分别是齿轮静、动弹性变形。

式(5)表明: 齿轮泵在无异常的情况下也存在振动(脉动), 其振源为  $K(t) \cdot E_1$ , 它与齿轮的误差和故障无关(即常规啮合振动)。而  $K(t) \cdot E_2(t)$  取决于齿轮啮合刚度  $K(t)$  和故障函数  $E_2(t)$ 。啮合刚度  $K(t)$  为周期性变量, 振动主要由  $K(t)$  的周期性变化引起, 但  $K(t)$  的变化一是随着啮合点位置的变化而变化, 二是随参加啮合的齿数的变化而变化(即动态振动)。

振动和噪声是齿轮故障信息的主要载体。在单齿啮合区载荷由一对齿副承担, 而进入双齿啮合区, 载荷由两对齿副按其啮合刚度的大小分别承担。在单、双齿啮合区的交变位置, 每对齿副所承受的载荷将发生突变, 激发齿轮产生振动。齿轮泵在传动过程中每个轮齿的啮合点均从齿根向齿顶或齿顶向齿根逐渐移动, 由于啮合点沿齿高不断变化, 各啮合处齿副的啮合刚度随之变化, 相当于变刚度弹簧。

(1) 齿轮泵容易泄漏(主要是齿轮和端盖间存在着轴向间隙), 压力不均匀(作用在齿轮外圆的压力不等), 吸油腔压力最低(一般低于大气压), 压油腔的压力最高(为工作压力), 在齿轮外圆上从压油腔到吸油腔油压逐渐降低, 轴承承担的压力很大; (2) 齿轮受载容易变形, 引起基节发生变化, 在轮齿进入和退出啮合时, 将产生齿入和齿出冲击, 加剧了齿轮振动; (3) 油压脉动(泵在每个瞬时所挤压出的油量不等); (4) 困油现象(齿轮啮合的重叠系数均  $\geq 1$ ,

同时啮合的齿至少有两对, 留在齿间的油液困在两对齿所形成的封闭腔之中, 在齿轮旋转时封闭腔变小, 油液可压缩性很小, 压力急剧上升时出现真空, 使混在油液中的空气分离出来, 形成空穴, 油液从零件接合面缝隙处强行挤出, 更是加剧齿轮泵的振动和噪声)。

而齿轮泵振动是以每齿啮合为基本频率的, 啮合频率为<sup>[7]</sup>:

$$f = Nz_1n_1/60 = Nz_2n_2/60 \quad N=1,2,3,\dots \quad (6)$$

式中  $z_1(z_2)$ 、 $n_1(n_2)$  即为主(从)动轮齿数与转速。

式(6)表明: 齿轮泵处于正常或异常时, 啮合频率振动成分及其谐波分量总是存在的。制造或使用维护不当都会导致油压更大脉动, 泄漏量增加, 振动和噪声加剧, 出现温升、有气味等异常现象。

### 2.2 液压(齿轮)泵的技术分析

齿轮泵流量 $q$ 的理论计算式<sup>[7]</sup>:

$$q = 6.66Zm^2bn\eta \times 10^{-3} \quad (\text{L/min}) \quad (7)$$

齿轮泵流量的关系式<sup>[1]</sup>:

$$\begin{cases} q = q_{av} + A \sin \omega t - q' \\ q' = q'_{av} \sqrt{p/p_{av}} \end{cases} \quad (8)$$

式中  $m$ 、 $Z$  为齿轮模数与齿数;  $n$ 、 $\eta$  为泵的转速 (r/min) 与容积效率;  $b$  为齿宽;  $p$ 、 $p_{av}$  为泵出口压力与平均压力;  $q_{av}$ 、 $q'_{av}$  为泵平均流量与平均泄漏量;  $q'$ 、 $A$  为泵泄漏流量与流量脉动幅值, 则:

$$q - q_{av} + q'_{av} = A \sin \omega t - q'_{av} (p - p_{av}) / (2p_{av}) \quad (9)$$

$$\Delta q + q'_{av} = A \sin \omega t - q'_{av} * \Delta p / (2p_{av}) \quad (10)$$

式(10)表明: 当负载趋于恒定(即  $p_{av} = \text{const}$ ) 时, 泵输出压力  $p$  的波动  $\Delta p$  与泵的泄漏流量  $q'$ 、泵流量的脉动幅值  $A$  及波动(脉动)频率  $\omega$  有关<sup>[1]</sup>。

## 3 仿真与试验

### 3.1 液压(齿轮)泵的仿真模型

通过对液压(齿轮)泵的技术分析, 可以得出齿轮泵的仿真模型和频率模型, 如图1、图2所示。当齿轮泵存在加工和装配误差, 出现精度恶化与损伤等故障时都会引起泵脉动流量  $Q$  和内泄量增大。设泵的液压阻抗为  $Z$ , 而  $Z$  的变化会引起泵出口压力  $p$  和流量  $q$  发生变化,  $Q$  与系统的负载形式有关。  $Q$ 、 $Z$ 、 $p$ 、 $q$  有如下的关系

式<sup>[1]</sup>:

$$Q = p/Z + q \quad (11)$$

在上述模型中,  $\omega$ 、 $\omega_1$  分别是泵固有工作频率和脉动频率;  $\omega_2$ 、 $\omega_3$  分别是齿轮泵主要零件加工与装配误差和精度恶化与损伤时对流量的干扰频率。

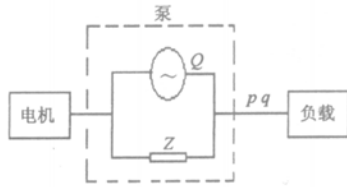


图1 齿轮泵频率脉动模型

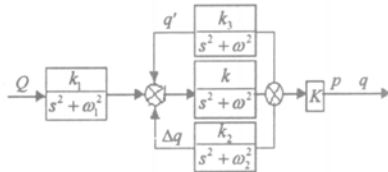


图2 齿轮泵仿真模型

3.2 液压(齿轮)泵的仿真试验

现选用KCB型齿轮油泵作试验，检测振动加速度信号。泵的口径 $\phi 20$  mm，流量33.3 L/min，输出压力14.5 MPa，油泵转速为1 450 r/min。

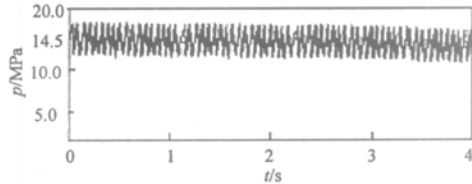
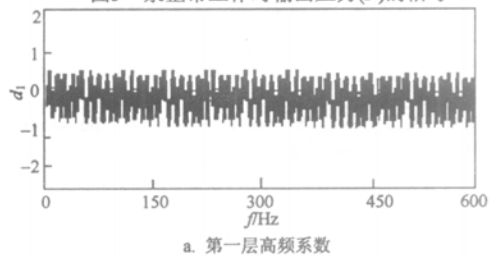
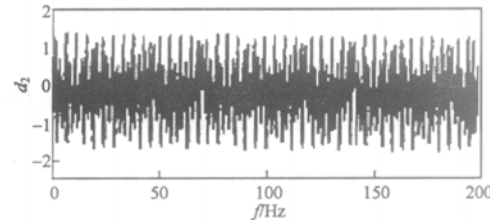


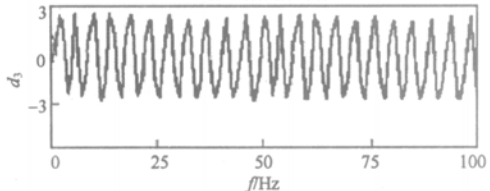
图3 泵正常工作时输出压力(P)的信号



a. 第一层高频系数



b. 第二层高频系数

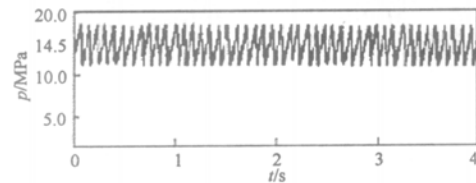


c. 第三层高频系数

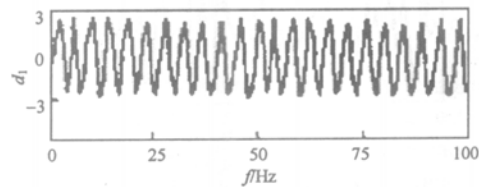
图4  $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$ 为油泵正常输出压力(p)信号的三层小波分解系数

图3所示为齿轮泵正常工作时输出压力的信号。图4所示为其各子带小波重构后的第一、二、三层高频分解系数 $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$ 。选 $N=3$ 的db小波，变换尺度取 $2^3$ 。

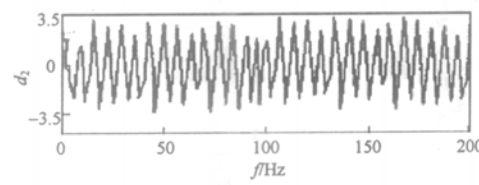
图5所示为模拟轴、轴承和齿轮出现精度恶化、损伤(如磨损、疲劳、齿面塑性变形、齿根弯曲、断裂等)故障时，齿轮泵输出压力及其三层db小波的分解系数。



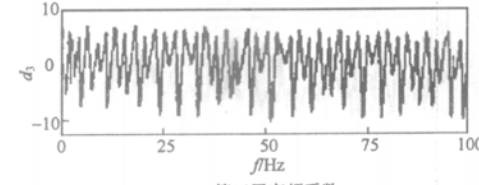
a. 模拟故障齿轮泵时的输出压力(P)信号



b. 第一层高频系数



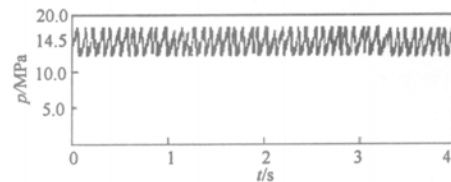
c. 第二层高频系数



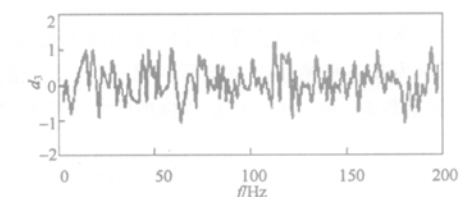
d. 第三层高频系数

图5 模拟齿轮泵(轴、轴承和齿轮等磨损)出现故障时输出压力(p)信号及其三层小波分解系数 $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$

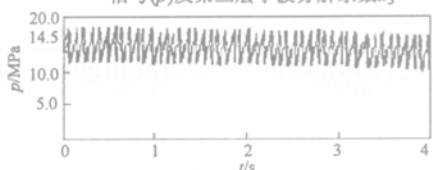
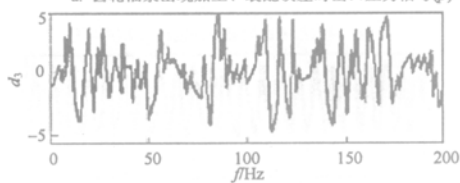
比较图4和图5得：当齿轮油泵发生故障时，输出压力信号各层高频分解系数均发生了变化，而第三层高频分解系数变化最为明显。因此，从比较第三层高频分解系数来判断齿轮泵是否发生故障<sup>[8-10]</sup>。



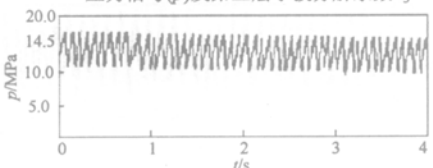
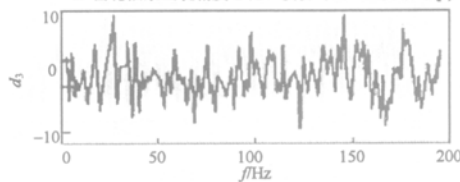
a. 齿轮油泵正常工作时出口压力信号(p)



b. 第三层小波分解系数

图6 齿轮油泵正常工作时出口压力信号( $p$ )及第三层小波分解系数 $d_3$ a. 齿轮油泵出现加工、装配误差时出口压力信号( $p$ )

b. 第三层小波分解系数

图7 齿轮油泵出现加工、装配误差时出口压力信号( $p$ )及第三层小波分解系数 $d_3$ a. 齿轮油泵出现精度恶化、损伤时出口压力信号( $p$ )

b. 第三层小波分解系数

图8 齿轮油泵出现精度恶化、损伤时出口压力信号( $p$ )及第三层小波分解系数图6是齿轮油泵正常工作时, 出口压力信号( $p$ )

及第三层小波分解系数 $d_3$ 。图6b中 $d_3$ 的变化幅度小于1, 说明齿轮泵正常工作压力和第三层小波分解系数均在较小的范围内变化, 泵流量脉动较小。当泵出现故障时, 输出压力和第三层小波分解系数变化明显增大, 如图7和8图所示, 对比强烈, 可用此诊断和识别齿轮泵是否存在故障。

实际上, 往往应用小波分解的第一层可滤除信号中的高频噪声信号, 而第三层则显示了信号中瞬态变化分量, 其结果明显优于其他滤波方法。利用小波及其变换对齿轮泵出口压力信号进行去噪和分形, 特别是利用第三层小波高频分解系数的幅值来判断有无故障, 既方便又容易, 还很实用。

### 参考文献

- [1] 杨铁林, 高英杰, 孔祥东. 基于小波变换的柱塞泵故障诊断方法[J]. 机械工程学报, 2005, 2(41): 112-116.
- [2] 林京, 屈梁生. 基于连续小波变换的信号检测技术与故障诊断[J]. 机械工程学报, 2000, 12(36): 95-100.
- [3] 侯敬宏, 黄树红, 申弢, 等. 基于小波分析的旋转机械振动信号定量特征研究[J]. 机械工程学报, 2004, 1(40): 131-135.
- [4] 马瑞恒, 王新晴, 王耀华, 等. 基于连续小波变换的气密性故障诊断[J]. 内燃机学报, 2003, 1(21): 91-95.
- [5] 陈国金. 基于小波分析及ITD法识别气缸内气体压力[J]. 内燃机工程, 2002, 3(23): 71-75.
- [6] 黄文虎, 夏松波, 刘瑞岩, 等. 设备故障诊断原理、技术及应用[M]. 北京: 科学出版社, 1996.
- [7] 章宏甲, 黄谊. 液压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [8] MIHA B, JANKO S. Enhancements to the continuous wavelet transform for damping identifications on short signals[J]. Mechanical systems and signal Processing, 2004, 18: 1065-1076.
- [9] GURLEY K, KAREEM A. Application of wavelet transforms in earthquake, wind and ocean engineering[J]. Engineering Structures, 1999, 21: 149-167.
- [10] KHALIL M I, BAYOUMI M M. Invariant 2D object recognition using the wavelet modulus maxima[J]. Pattern Recognition Letters, 2000, 21: 863-872.

编辑 张俊