

# C6132 车床振动噪声的试验研究

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON VIBRATION AND NOISE BY C6132 LATHE

①  
92, 15(5)  
1-7

TG510.2

王延春      丁康      谢明  
Wang Yanchun      Ding Kang      Xie Ming

(重庆大学汽车工程系)

黄强      伊柱林  
Huang Qiang      Yi Zhulin

(重庆第二机床厂)

**摘要** 本文论述了高通绝对值解调分析原理及实现方法,并应用此方法及频谱分析技术对C6132普通车床空运转振动噪声进行研究和分析,找出车床的主要噪声源,从而为该型车床降噪减振的改进设计提供可靠依据。

**关键词** 车床;振动控制;信号分析;故障诊断

中国图书资料分类法分类号 TP206

**ABSTRACT** This paper presents the principle of high-pass-absolute-value demodulation technique which is applied with spectrum analysis to investigate the vibration and noise produced by the C6132 Lathe. The main noise source is found out and some reliable data are provided to decrease the noise and vibration and to improve the dynamic performance of the c6132 Lathe.

**KEYWORDS** Lathe; vibration control; signal analysis; fault diagnosis

## 0 前 言

当前,车床仍然是一般机械制造工厂的主要加工设备。因此,如何进一步提高车床性能指标,对于车床制造厂和使用厂都是十分关心的问题,C6132型普通车床是早期设计的,经过多次改进之后至今仍在批量生产,它也是应用最广泛的定型车床之一。其主轴正反转各18级,转速范围14~2000r/min,主电机功率4kw,该型车床可靠、耐用、适用性强;但振动大,噪声也大它的主要缺点。

## 1 C6132车床振动噪声的频谱分析

C6132车床的噪声较大,用声级计根据标准 JB/GQ. Z1123-87的规范对某台新装配完

成的车床进行噪声的声压级测量,其最高噪声声压级在2000r/min时高达88dB,甚至在较低的转速档250r/min时,其噪声声压级仍高至83.5dB,已超出标准中三级车床允许的范围(83dB)。图1和图2分别为当转速为250r/min和1120r/min时的噪声谱,该测试车床在主轴转速为250r/min时,在未进行处置之前,存在明显的周期轰鸣噪声,噪声声压级为87dB。

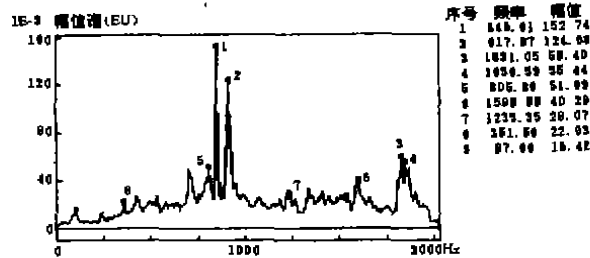


图1 主轴转速250r/min 车床噪声谱

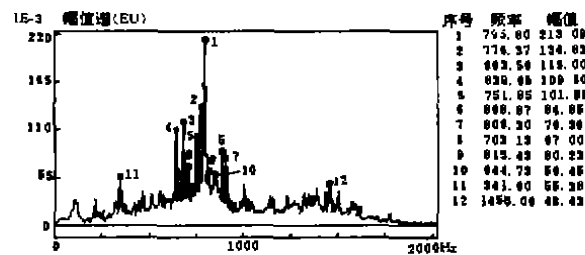


图2 主轴转速1120r/min 车床噪声谱

表1、表2为主轴转速分别为250r/min和1120r/min时从I轴到主轴的各级传动,各传动轴转频及各对啮合齿轮的啮合频率。

表1 主轴250r/min时各轴转频及啮合频率(实测为255.5r/min)

轴序号	传动	转速	转频	啮合频率
I		1252.72	20.879	
II	41/35	1467.47	24.458	856.03
III	54/30	2641.5	44.024	1320.73
IV	154/200	2033.98	33.899	
V	27/63	871.7	14.528	915.26
主轴	17/58	255.5	4.258	246.97

表2 主轴1120r/min时各轴转频及啮合频率(实测为1154r/min)

轴序号	传动	转速	转频	啮合频率
I		1276.67	21.28	
II	30/46	832.61	13.88	638.34
III	54/30	1498.7	24.98	749.35
IV(主轴)	154/200(皮带传动)	1154	19.23	

从图1和图2的车床空运转噪声谱和表1、表2的车床运动参数可知：噪声谱中声压级能量较大的多数谱峰均是齿轮的啮合频率。如图1所示，当主轴转速为250r/min时，噪声谱图中有一能量最大的917.97HZ谱峰，表1中N轴与V轴之前27齿/63齿的齿轮啮合频率为915.26HZ；当主轴转速为1120r/min时，图2中两个较大的谱峰639.65HZ和751.95HZ，对应于表2中I轴与II轴之间30齿/46齿及I轴与III轴之间54齿/30齿的齿轮啮合频率分别为638.34HZ和749.35HZ。

图3给出了当主轴转速为250r/min时用加速度传感器测得主轴箱部位空运转振动速度频谱。从图3我们可以发现存在以啮合频率为917.97HZ的边频带。为了进一步观察这一啮合频率及其边频带，我们对当主轴转速为250r/min时的空运转噪声信号及主轴箱部位的空运转绝对振动速度信号进行细化谱分析。细化倍数为30倍，分别得到图4和图5的细化谱。

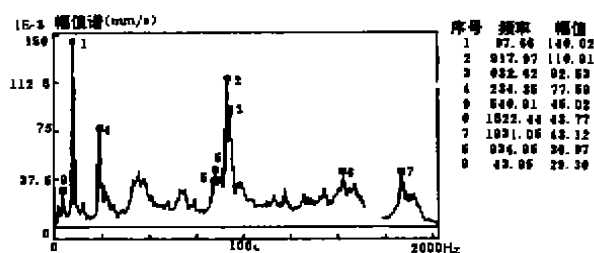


图3 250r/min 车床主轴箱部位绝对振动速度频谱

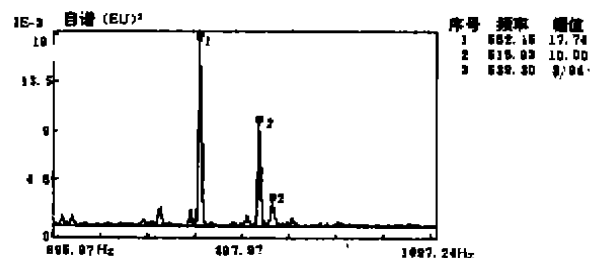


图4 250r/min 车床空运转细化噪声谱

从图4和图5都可清楚地看出存在以啮合频率916Hz为中心频率的边频带，调制频率为14.65Hz。

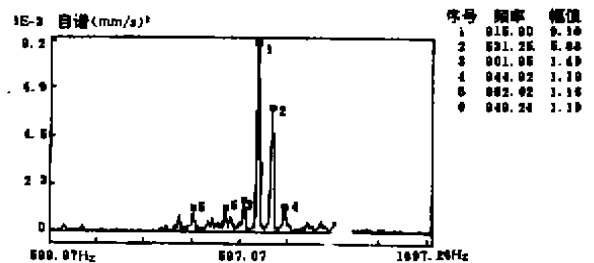


图5 250r/min 车床空运转振动速度细化谱

## 2 齿轮振动信号的调制与高通绝对值分析解调技术

### 2.1 齿轮振动信号的调制

我们知道,对于齿轮啮合传动,当齿轮存在集中缺陷或是分布缺陷时,一般可以在齿轮振动信号的频谱中观察到以啮合频率  $f_s$  为中心,以调制频率  $f_c$  (齿轮所在旋转轴转频) 为间隔形成多对的调制边带<sup>[1]</sup>(图5)。

齿轮具有一定的质量,轮齿可看作是弹簧,所以若以一对齿轮作为研究对象,则该齿轮副可以看作一个质量、弹簧、阻尼振动系统,其振动方程可描述为<sup>[1]</sup>,

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K(t)x = K(t)E_1 + K(t)E_2(t) \quad (1)$$

式中  $x$ —沿啮合线上齿轮的相对位移

$M$ —换算质量

$C$ —齿轮啮合阻尼

$K(t)$ —齿轮啮合刚度

$E_1$ —齿轮受载后的平均静弹性变形

$E_2(t)$ —齿轮的误差和故障造成的两个齿轮间的相对位移,也称故障函数。

由式(1)可知,齿轮的振动为自激振动。公式左端代表齿轮副本身的振动特征,右端为激振函数。由激振函数可以看出,齿轮的振动来源于两部分:一部分为  $K(t)E_1$ ,它与齿轮的误差和故障无关,称之为常规振动,另一部分为  $K(t)E_2(t)$ ,它取决于齿轮的综合刚度和故障函数。由这一部分可以较好地解释齿轮信号中边频的存在以及它们与故障的关系。

设  $\Gamma(t) = K(t)E_2(t)$ ,则  $K(t)$  为载波信号,它包含齿轮啮合频率及其倍频成份; $E_2(t)$  为调制信号,反映齿轮的误差与故障情况。由于齿轮周而复始地运转,所以齿轮每转一周  $E_2(t)$  变化一次, $E_2(t)$  包含齿轮轴旋转频率及其倍频成分。

$$\text{在时域上} \quad \Gamma(t) = K(t)E_2(t) \quad (2)$$

$$\text{在频域上} \quad S_\Gamma(f) = S_K(f) * S_E(f) \quad (3)$$

式中  $S_\Gamma(f)$ 、 $S_K(f)$  和  $S_E(f)$  分别为  $\Gamma(t)$ 、 $K(t)$  和  $E_2(t)$  的频谱,\* 表示卷积。由于在时域上载波信号  $K(t)$  和调制信号  $E_2(t)$  为相乘,在频域上调制的效果相当于它们幅值频谱的卷积。即近似于一组频率间隔较大的脉冲函数和一组频率间隔较小的脉冲函数的卷积,从而在频谱上形成若干组以啮合频率及其倍频成分为中心的边频族,如图3所示。载波频率(啮合频率)及其倍频分别为 917.97Hz 和 1831.05Hz,以及分布在两侧的边频带。

### 2.2 高通绝对值分析原理

如前所述,齿轮的故障会在齿轮振动信号的频谱中以调制边频带的形式表现出来。随着齿轮故障形式的不同,其边频带呈现的形式将不同<sup>[1]</sup>。将频谱图中的边频带辨认出,并用解调方法求出调制信号即可找到存在故障的齿轮。本文在此介绍所应用的一种解调方法,即高通绝对值分析方法。

近似地说,在齿轮箱上测得的振动信号为:

$$\Gamma(t) = G(t) + \sum K_c(t)E_c(t) + \sum K_b(t)E_b(t) + n(t) \quad (4)$$

式中  $G(t)$ —与各旋转轴转频相关的频率较低的振动信号

- $\sum K_c(t) \cdot E_n(t)$ — 齿轮异常振动信号
- $\sum K_b(t) \cdot E_n(t)$ — 轴承异常振动信号
- $n(t)$ — 其它振动与噪声信号
- $K(t)$ — 为载波信号,  $E(t)$ — 为调制信号

2.2.1 高通滤波

高通绝对值分析方法的第一步是进行高通滤波,其目的是滤掉式(4)中与各旋转轴频相关的频率较低的振动信号,经过高通滤波之后得到的测量振动信号为

$$Y_1(t) = \sum K_{c'}(t)E_{c'}(t) + \sum K_{b'}(t)E_{b'}(t) + n'(t) \tag{5}$$

2.2.2 取绝对值

第二步为对  $Y_1(t)$  取绝对值,由此可以得到包络线更清晰的单向包络曲线,为此信号变成

$$Y'_1(t) = \sum K'_{c'}(t)E'_{c'}(t) + \sum K'_{b'}(t)E'_{b'}(t) + n'(t) \tag{6}$$

取绝对值后与  $Y_1(t)$  比较,  $Y'_1(t)$  的基本频率成分并不改变。

2.2.3 低通滤波

第三步进行低通滤波,实质上是取中线包络。由此获得包含载波频率为啮合频率及倍频的转频调制信号,载波频率为轴承固有频率的通过频率调制信号的包络曲线,即

$$Y_2(t) = \sum E_{c'}(t) + \sum E_{b'}(t) \tag{7}$$

2.2.4 重抽并作谱分析

最后对信号  $Y_2(t)$  做谱分析即可得到这两组调制信号的频谱,即

$$S_{Y_2}(f) = \sum S_{Bc}(f) + \sum S_{Bb}(f) \tag{8}$$

图6为以此原理编制的程序框图。

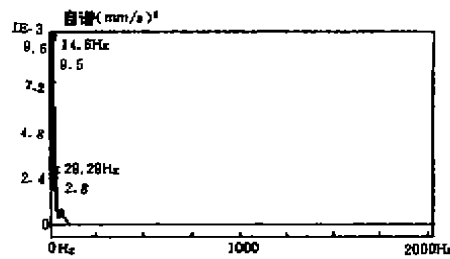


图7 未重抽(细化)时的解调谱

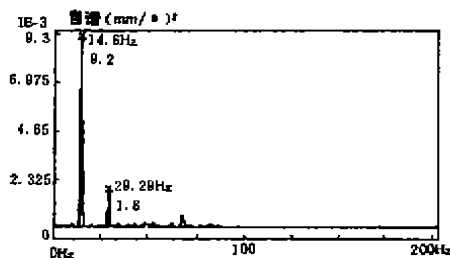


图8 重抽(细化)10倍后的解调谱

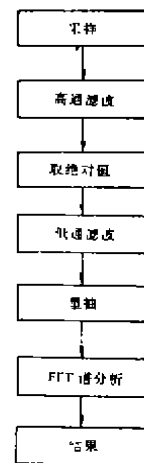


图6 高通绝对值分析框图

在第四步中我们设置了可对滤波后的信号进行重抽采样,然后再对重抽信号作频谱分析,这样可以得到调制信号的细化频谱。

由啮合频率的载波频率的齿轮振动信号通常其频率较高,因此在获得包含齿轮振动信号式(4)时应采用较高的频率采样,而调制信号频率较低。若在第三步低通滤波之后直接做谱,则谱分析结果的频率分辨率很低。如图7所示对车床主轴转速250r/min空运转主轴箱部位振动速度进行高通绝对值解调分析,当重抽倍数为1(即不重抽)时的谱分析结果,其结果难以分辨,尤其是振动信号复杂时。本文采用了重抽(细化)技术,便可得到细化后的调制信号频谱。图8为同一信号细化10倍后的解调谱,图9为细化30倍后得到的结果。

### 2.3 C6132车床空运转振动信号的解调分析

应用上述原理编制的解调分析软件对C6132车床当主轴转速为250r/min时空运转主轴箱部位振动速度信号和空运转噪声信号进行解调分析。取重抽(细化)倍数为30,得到图9、图10所示的分析结果。

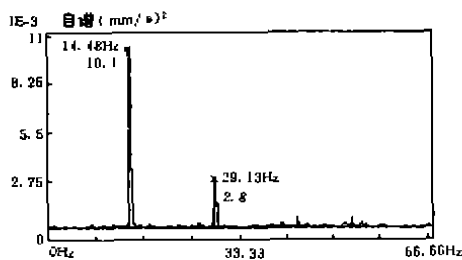


图9 250r/min空运转主轴箱部位  
振动速度解调谱

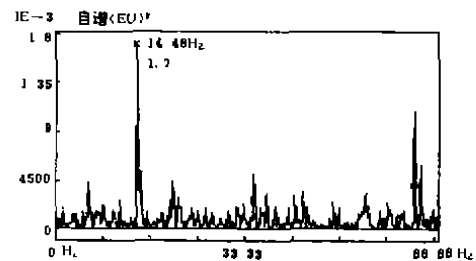


图10 250r/min空运转噪声  
信号解调谱

从图9和图10中可见,无论是对振动速度信号还是噪声信号进行解调分析均得到非常一致的结果。即调制转频为14.48Hz。由表1可知,当主轴转速为250r/min时,V轴的转频为14.528Hz,V轴上由花键联接的是倍轮机构,其63齿齿轮的啮合频率为915.26Hz,即为图5中所示的载波频率,由此我们可以断定:是由于V轴(倍轮轴)上的63齿齿轮的严重故障,从而产生空运转时强烈的周期轰鸣噪声。由于该车床为新生产车床,齿轮故障应为加工误差或装配误差造成。

在测试现场,当技术人员将该倍轮更换之后,周期的强烈轰鸣噪声即消失,噪声声压级降至83.5dB。

## 3 结 论

- 1) 由分析可知,C6132普通车床的主要噪声来源于该机床传动链的齿轮啮合噪声。为了降低噪声级别,有必要对齿轮进行磨削精加工。
- 2) 高通绝对值分析解调技术用于分析车床传动齿轮的异常振动是行之有效的。
- 3) 本文所述的分析齿轮异常振动的方法同样适用于其它类型具有齿轮传动的机床。
- 4) 本文的数据处理与分析软件属于我们研制的“DAS-1动态信号分析与故障诊断系

统”。

### 参 考 文 献

- 1 陈克兴, 李川奇. 设备状态监视与故障诊断技术. 北京, 科学技术文献出版社; 1991. 8.
- 2 丁康等. CDMS 信号处理故障诊断及振动分析系统和四种进口仪器的对比分析. 上海振动与冲击, 1991, NO. 1
- 3 C616—1型普通车床使用说明书. 重庆第二机床厂