

# 宝钢集团公司线材高速轧机故障振动信号的诊断与分析

宝钢集团公司条钢部 线材设备车间 余良栋

## 摘要

利用振动信号的检测、诊断方法,对线材高速轧机的振动状态进行分析,并对典型的线材高速轧机故障振动信号举例,介绍了传统的振速 FFT 频域分析方法对高速轧机低频振动的诊断、先进的峰值能量谱 (Spike/Energy) 对轴承故障振动信号的诊断。反映了线材高速轧机故障振动信号的特点,对开展高速轧机的振动诊断工作有现实意义。

线材高速轧机具有运转速度高、载荷变化频繁的特点,从线材高速轧机设备的状态管理来看,几乎所有的高线厂都存在着同样的故障特点,即主传动设备的轴承、齿轮失效故障占了总设备故障时间的 50%以上。单从这一点来看传统的计划维修方式在高线设备有其的不足之处,而使用振动信号的诊断方法,在传动零件失效早期发现问题是一种降低故障时间的有效方法。振动诊断的理论、技术不仅复杂而且种类繁多,本文通过对线材高速轧机在实际正常工况条件下所采集的一些典型的振动故障信号举例分析,来说明振动诊断技术在线材高速轧机状态监测上的现场实际应用意义、适应性与重要性。

## 一、预精轧机螺旋伞齿轮故障振动分析:

一般标准渐开线直齿齿轮其传动特点：在齿轮节圆附近是单齿啮合，在节圆的两侧至齿顶、齿根两个区域内是双齿啮合，每个轮齿产生周期的啮合、退出。在单、双齿啮合区产生变化时，轮齿上的载荷分配也同样产生变化，引起轮齿的弹性变形量的变化，从而引发齿轮的振动。这种振动以每齿啮合为基本频率进行，即啮合频率。其会在振动频谱图上出现啮合频率及其各次谐波成分。对于螺旋伞齿轮其产生啮合振动原因与渐开线直齿齿轮基本相同，但由于其传动时可以同时有多齿啮合传递力矩，传动平稳性强，产生的振动较小。并且螺旋伞齿轮在啮合传递力矩时会产生较高的轴向力，其轴向的振动信号应该明显大于水平径向。通过对预精轧机 18V 轧机输入轴的振动信号测量来分析其输入轴螺伞齿的振动信号特点。

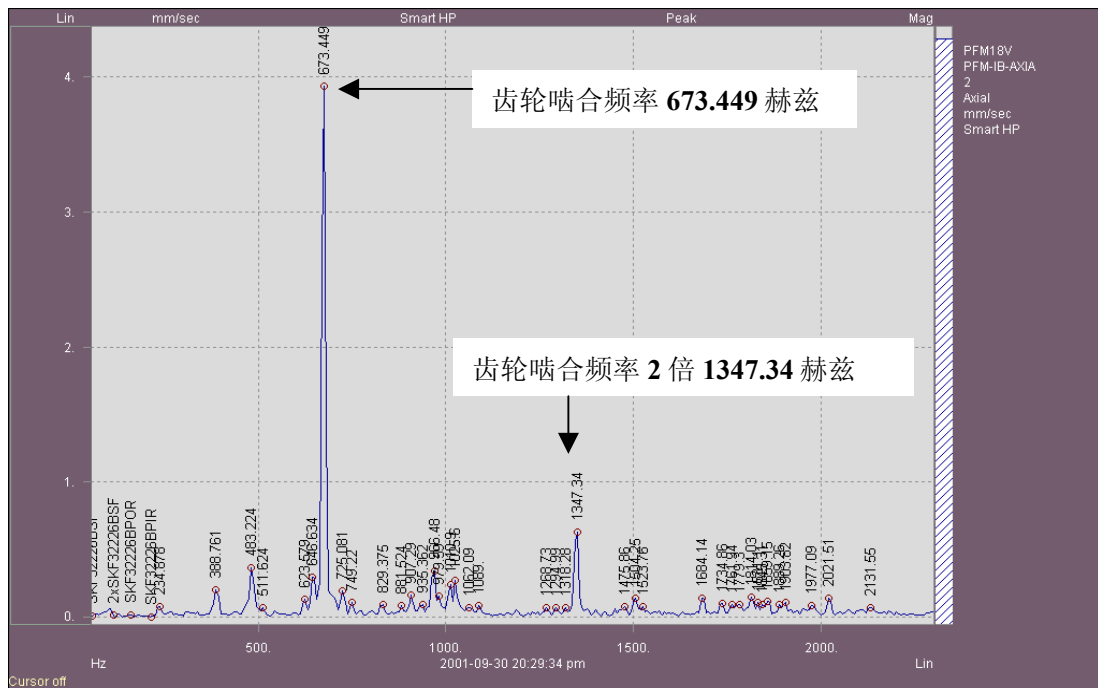
#### [1] 设备简介：

预精轧机输入轴是一根带有 26 齿右旋螺伞齿的传动轴，测点选择在轴的输入端轴承座上。使用在线 ICP 加速度传感器由水平径向与水平轴向两个方向进行测量，轴的转速为 1556RPM。由于发现此传动轴的振动速度总幅值已经达到 5MM/S 左右，根据 IS03495 旋转机械的振动烈度标准已进入危险区。

#### [2] 振动信号测量与分析：

- 由于螺伞齿在传动时传递较大的轴向力，其齿轮产生的为轴向振动，所以水平径向的测量值信号弱于水平轴向的测量值信号，选取水平轴向的测量值信号进行分析。

- 预精轧机齿轮产生的啮合振动频率及其二、三次谐波都小于 2000HZ。由于齿轮啮合振动频率不算很高，选择了振动速度为测量单位，并取其峰值，经过带通滤波得到振动信号。见下图经过快速傅立叶变化（FFT）后的振动频谱图；从频谱图中可以看见最右侧剖面线处总的振动速度幅值为 4.3MM/S，而在 673.449HZ 的频率处其振速值达 3.9MM/S。



- 振动啮合频率验算：

齿轮啮合频率计算公式： $f_m = n \cdot N / 60 \cdot Z$

式中  $n$ —自然数 1, 2, 3..., 表示各次谐波,  $N$ —齿轮转速 (RPM),  $Z$ —齿轮的齿数。现已知齿轮转速 1556RPM, 齿数 26 齿, 计算后得到齿轮啮合的一次基波频率 674HZ, 二次谐波频率 1348HZ, 三次谐波频率 2022HZ。

对应图中各频率项的值进行比较可以发现, 理论计算所得的齿轮啮合各次频率与实际测得的振动信号频率几乎完全可以对应上, 这说明 18V 轧

机输入轴振动的主要原因来自于齿轮的啮合不良，或是齿轮存在某种情况的失效。

### [3] 齿轮实际使用状态：

对 18V 轧机螺伞齿的齿啮合状态与齿面状态进行检查，发现以下问题：

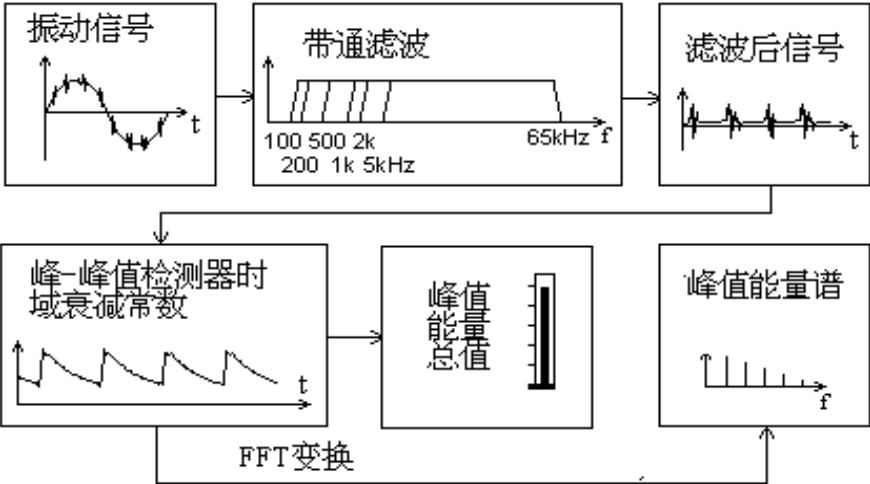
- 原本六级制造精度经渗碳淬火的硬齿面齿轮表面产生明显大面积磨损迹象。
- 齿轮啮合位置明显产生变化，并且齿轮啮合位置分别偏于齿顶与齿根。
- 齿轮在载荷变化时产生两齿轮齿顶与齿根接触的痕迹。

## 二、吐丝机大轴承振动信号分析：

在轴承的振动信号采集上使用了目前较新的峰值能量法，目的是检测滚动轴承元件的缺陷发出的信号。峰值能量常被描述为那种很短的脉冲，比如：有滚动元件上的小坑在运动过程中产生的冲击能量。峰值能量是反映瞬间的重复机械冲击产生的能量强度。峰值能量测试利用加速度传感器检测高频范围的振动能量。机械冲击会激发加速度传感器的固有频率、机械部件和结构在高频范围内的固有频率。而这些固有频率担当载波信号，轴承的缺陷频率调制这些固有频率。通过对加速度传感器采集的信号进行特有的滤波和检测

电路处理，计算出轴承缺陷信号的峰值能量，这种检测信号的幅值单位为” gSE”。在轴承、齿轮失效的初期阶段，类似的冲击能量会产生 20k 至 60kHz 的高频信号，此时使用 gSE 峰值能量法来诊断轴承、齿轮初期的故障是最行之有效的方法。

峰值能量信号处理方法的流程图：



[1] 设备简介：

吐丝机振动情况相对比较复杂，其在振动的原因中往往会夹杂动平衡、转子擦碰产生的振动，所以用 gSE 峰值能量法能很好的去处其因动平衡、转子擦碰产生的低频振动。吐丝机大轴承为特制的圆柱滚子轴承，轴承节圆直径  $D=550\text{MM}$ ，滚动体直径  $d=20\text{MM}$ ，滚动体个数  $Z=30$ ，其外圈固定内圈旋转。轴承转速最高达 2400RPM，使用在线 ICP 加速度传感器在轴承座水平径向进行测量。

[2]轴承各元件故障特征频率验算:

以转速为 1HZ 时计算各元件单位单一缺陷的故障特征频率:

● 轴承滚动体故障特征频率:

$$f_b = D/2d * f_r (1 - d^2/D^2 * \cos^2 \alpha) = 550/40 * 1 (1 - 400/302500 * 1) = 13.73 \text{HZ}$$

● 轴承内圈故障特征频率:

$$f_i = z/2 * f_r (1 + d/D * \cos \alpha) = 15 * 1 * (1 + 20/550 * 1) = 15.545 \text{HZ}$$

● 轴承外圈故障特征频率:

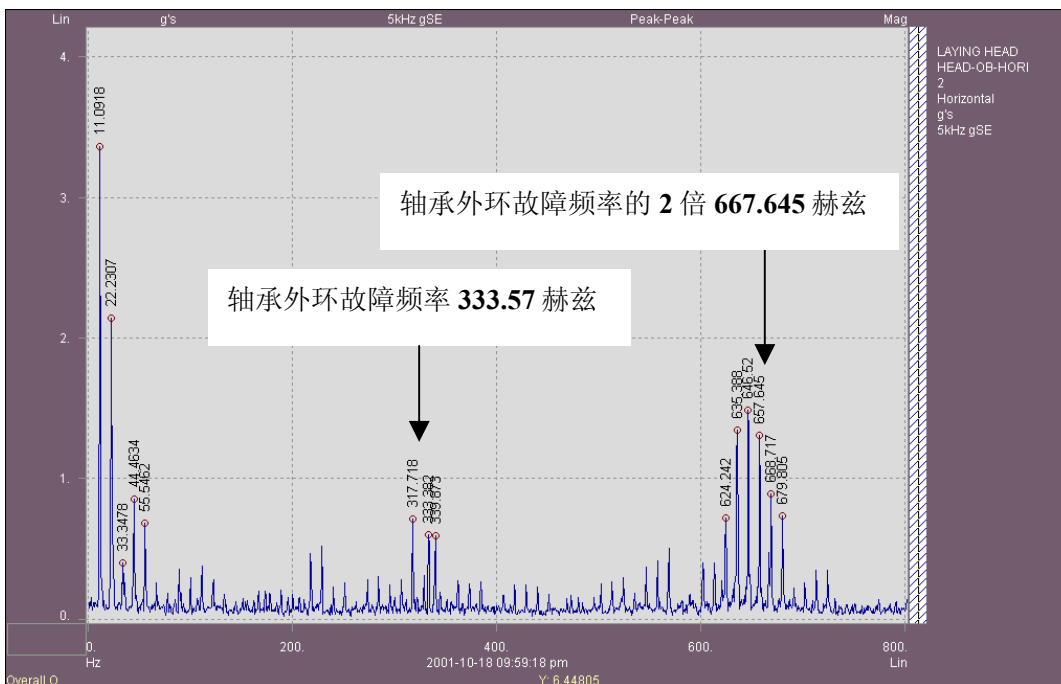
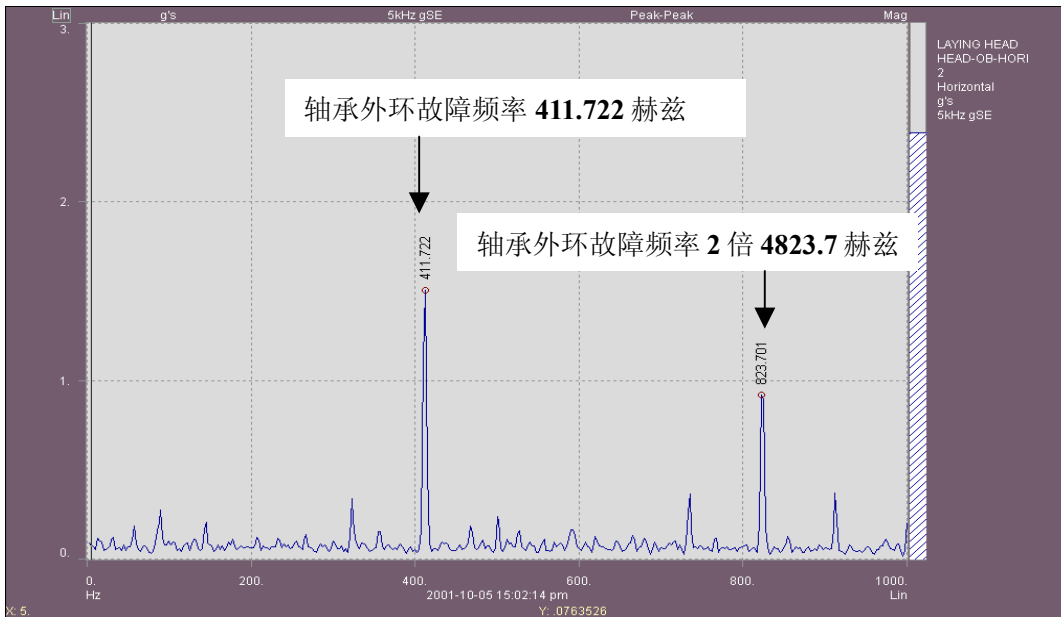
$$f_o = z/2 * f_r (1 - d/D * \cos \alpha) = 15 * 1 * (1 - 20/550 * 1) = 14.454 \text{HZ}$$

● 轴承保持架故障特征频率:

$$f_c = 1/2 * f_r (1 - d/D * \cos \alpha) = 1/2 * (1 - 20/550 * 1) = 0.48 \text{HZ}$$

[3]轴承故障频谱分析:

下面为典型的轴承初期故障的振动峰值能量频谱,可以发现其峰值能量的变化状况与故障发展速度。在其通频能量幅值与频谱各次谐波的变化上都可以清晰反映轴承运转状态。



- 第一张频谱图采用了 1000HZ400 线的采集定义，可以发现其总的峰值能量为 2.4gSE，在 411.722HZ 处的峰值能量为 1.6gSE，在 823.7HZ (正好为前者的 2X) 处峰值能量为 0.9gSE，这说明此两处为轴承振动的原因所在。此时轴承的转速为 1710.2RPM，根据计算的轴承单位故障特征频率值可以得到轴承外圈的故障特征频率=411.98HZ，显然轴承外圈产生了一处缺

陷，引起了振动能量变化，并且已经出现了外圈故障特征频率的 2 次谐频。

- 第二张频谱图采用了 1000HZ1600 线的采集定义，时隔 13 天后再次测量所得。可以发现此时频率成分更加丰富，而且谐频成分显然增加，总的峰值能量达到 6.45gSE，说明劣化趋势发展迅速。此时轴承转速为 1384.7RPM，于是可得轴承各元件的故障特征频率分别为：滚动体特征频=316.9HZ、内圈特征频=358.75HZ、外圈特征频=333.57HZ、保持架特征频=11.08HZ。频谱图上可见理论计算的轴承各元件特征频基本与实际测量值相等，保持架特征频（11.09HZ/11.08HZ）已经出现 5 次谐频，其中 1 倍特征频能量已经达到 3.4gSE，滚动体的特征频（316.9HZ/317.718HZ）也开始出现，并在 635.388HZ 处其 2 次谐频达到了 1.3gSE，且 2 次谐频处能量值大于 1 倍特征频能量，2 次谐频处两边边频成分丰富，说明滚动体已经出现故障。内圈似乎比较正常，未出现故障特征。外圈特征频（333.39HZ/333.57HZ）仍然存在，其一倍频能量减小，而二次谐频 667.645HZ 处能量增加到了 1.3 gSE，这也同样说明外圈状态在进一步恶化。

#### [4]轴承实际状态：

对吐丝机整机解体后发现此处轴承已经失效，其实际失效部位分别是外圈上的一处凹坑与一粒滚动体表面剥落，而内圈与保持架仍完好无缺。

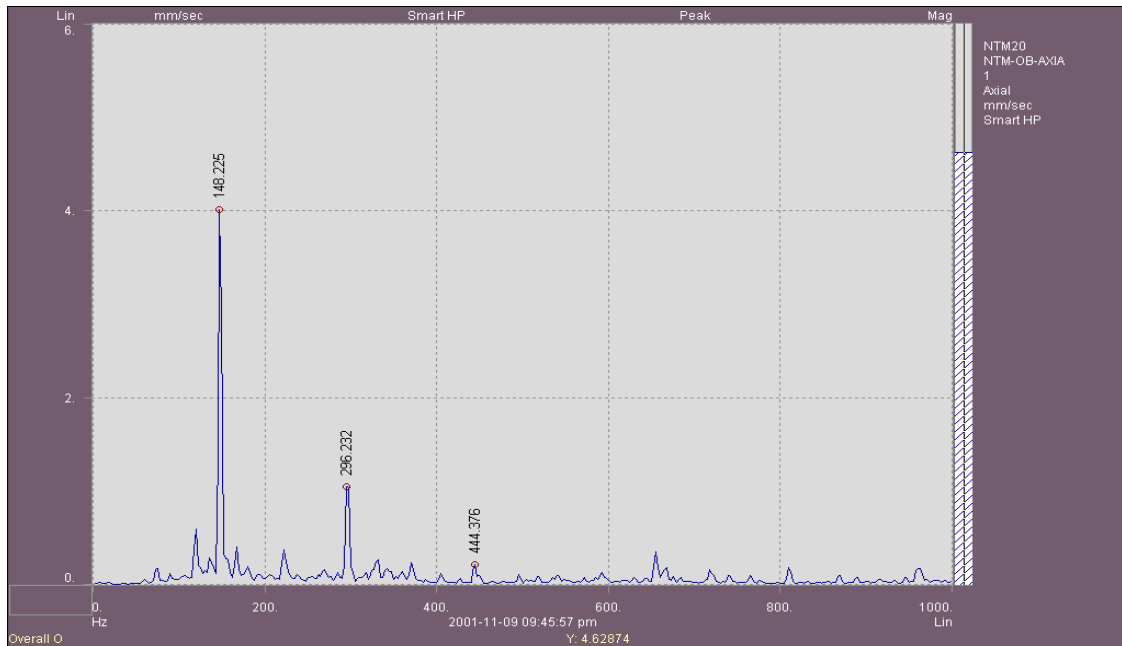


### 三、轴承内部游隙变化产生的振动信号分析：

在高速轧机的精轧机组中由于轧机轴承的转速经常处于 4000 至 5000RPM，而且载荷的冲击性与不稳定性会使轧机轴承在使用到近 2 年半左右的时间段时产生轴承内部游隙的变化。这时在轴承高速运转时其内部游隙不能达到理想的最佳状态，而多余的内部游隙会引起轴承运转时的振动。这种振动在频域上一般表现为轴承转速的整数倍即  $nfr$ 。下面以精轧机 20 架振速频谱、24 架的 gSE 频谱来分别说明轴承径向游隙、轴向游隙变化后产生的振动。

#### [1]20 机架振动原因分析：

- 20 机架输入轴的输出侧安装了三联的特殊角接触止推球轴承，用于承受双向轴向负荷，此处分别在轴承座的轴向与水平径向安装了在线 ICP 加速度传感器，轴承转速=4445.3RPM。
- 在实际的运转中，其表现为轴向振动速度峰值（Peak）明显大于径向振动速度峰值，振速总幅值已经达到 4.6MM/S。

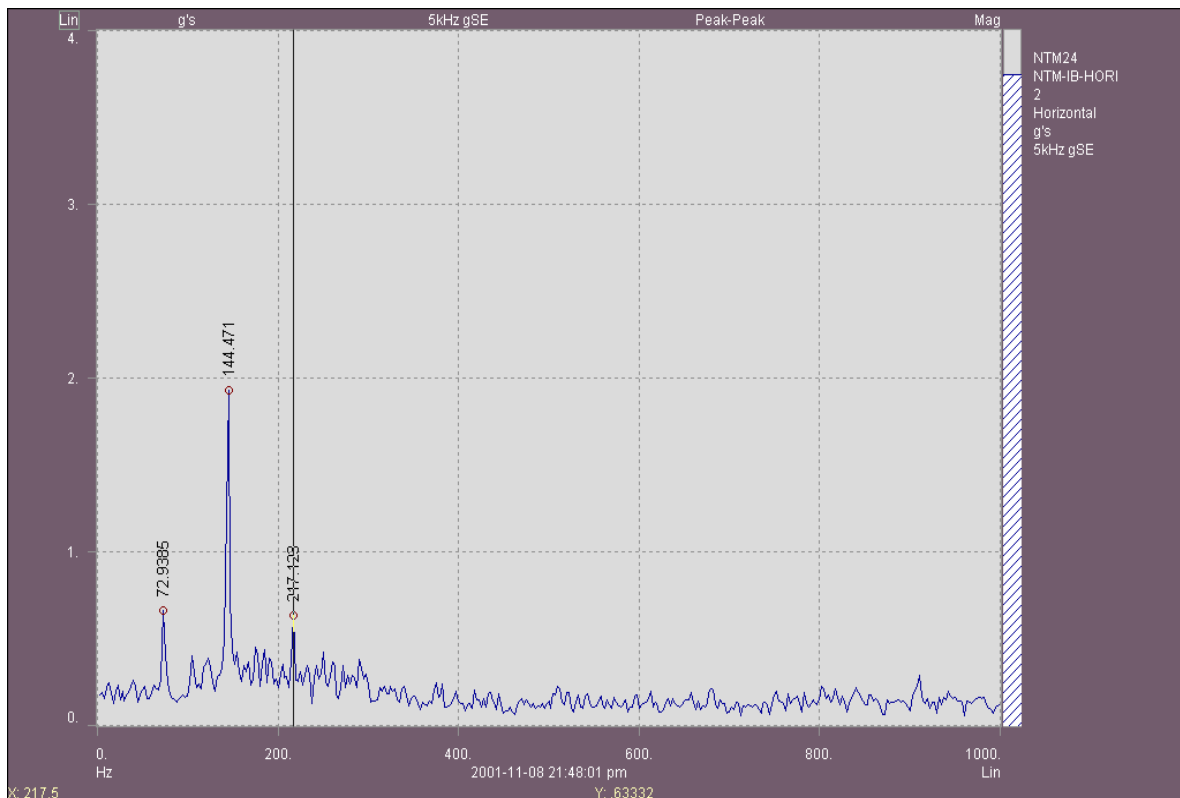


从频谱中可见，在 148HZ、296HZ 处的振动值最大，根据轴承转速可以得到其基频=74.1HZ，而频谱图中的频率分别为 2X、4X、6X 倍频。显然由于轴承磨损后游隙变大，运转中产生的振动是其振动的主要原因。

#### [2]24 机架振动原因分析：

- 24 机架输入轴的输入侧安装了单列圆柱滚子轴承，用于承受径向负荷，此处在此轴承座的水平径向安装了在线 ICP 加速度传感器，轴承转速=4354.1RPM。
- 在实际运转中此处轴承的振动峰值能量在轧机负载时要大于空载时 3-4 倍，总的峰值能量达到 3.8gSE。下面频谱图中可见在 72.9HZ、144.4HZ、217HZ 振动较明显。而轴承旋转基频=72.57HZ，所以频谱图中的三个值就是 1X、2X、3X 倍频，可以认为由于单列圆柱滚子轴承的磨损游隙变大，

引起轴承振动。

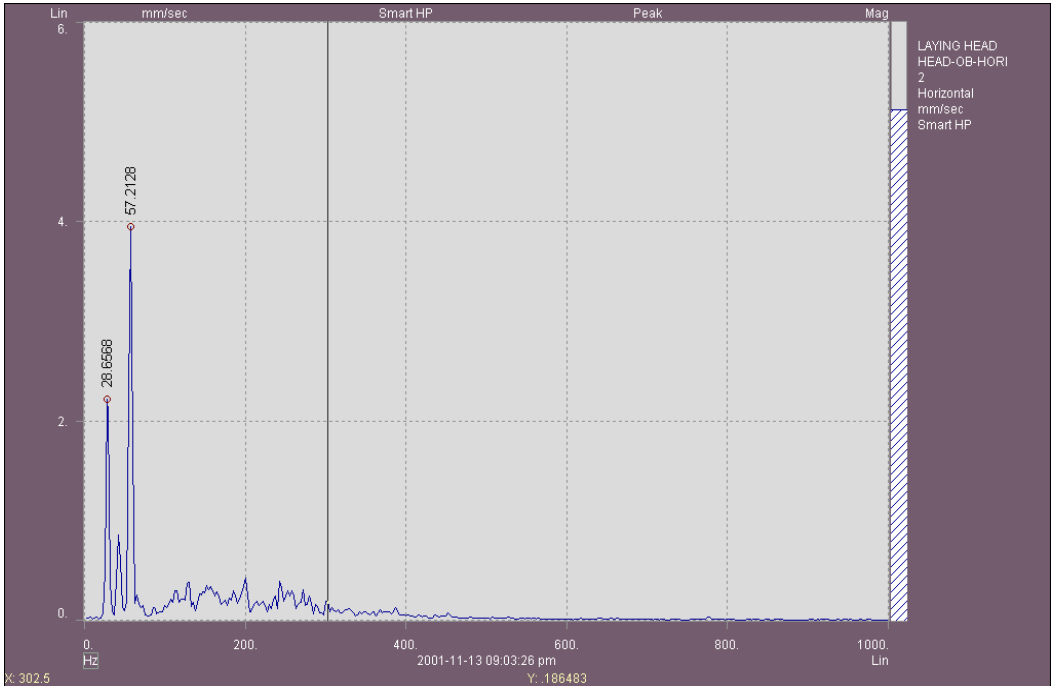


- 前面 20 机架的止推轴承承受双向的轴向负荷，所以在轴承运转的周期中其产生冲击的频率是轴承运转基频的偶数倍，后者 24 机架的单列圆柱滚子轴承承受单向的径向负荷，所以在轴承运转的周期中其产生冲击的频率是轴承运转基频的奇数倍。

#### 四、吐丝机低频振动信号的分析：

吐丝机低频振动主要产生于其转子不平衡、转子与机罩擦碰。其中不平衡量发生在最常规的转子转速一倍频处，转子与机罩擦碰产生的振动信号在转子转速二倍频处。由于这些振动信号都小于 100HZ，所以使用振动速度频

谱与振动位移频谱最能反映问题。下面用吐丝机的振动速度频谱图来说明其低频振动特点。测量使用的传感器类型与安装位置同前面所提到测量轴承振动的为同一个。转子转速=1680RPM，振速通频幅值=5.1MM/S。



从图中可见，转子转速一倍频（28.65HZ）处振速为 2.2MM/S，而二倍频（57.2HZ）处振速为 4MM/S，可见由于转子受热膨胀后与机罩擦碰产生的低频振动危害要比不平衡量更大。所以在吐丝机的振动判断上只有根据其振动信号特点，选择适当的测量单位、滤波方式才能正确发现振动原因。

### 五、结论：

从对以上这些发生在线材高速轧机上各种典型振动信号的分析可以得

出以下结论：

[1]这些典型振动信号只有将高频加速度传感器用钢螺栓固定在适当位置才能获取可靠的信号，而利用离线磁座式高频加速度传感器在故障征兆初期是无法发现其振动特征信号的。

[2]测量发现轴承的振动时，利用峰值能量法配以高通滤波，对峰值能量频谱中的轴承故障频率进行分析，是发现早期轴承故障最有效的一种方法。但是峰值能量谱中的故障特征频率及其谐波是调制频率，这些频率与其高频载波有关，如轴承故障频率的高次谐波、机体的振动响应频率、传感器自振频率等有关。所以无法检查低频振动故障。

[3]测量低频故障振动使用振动速度有较好的测量效果，特别在对吐丝机的动平衡、擦碰故障的区别，齿轮啮合产生的振动信号。

[4]对被检测设备的结构要进行仔细分析，了解各测点位置的受力方向，来使用合适的传感器安装位置，从举例中显然可见并不是按常规水平径向的振动信号最明显。