

Кашура М. А.

Пшеничный И. Н.

*Восточноукраинский  
национальный  
университет имени  
Владимира Даля*

УДК 621.9.048

## К ВОПРОСУ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ В КОНСТРУКЦИЯХ ДЕБАЛАНСНЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ СТАНКА УВИ-25

*Проведено експериментальні дослідження з роботи підшипникового вузла. Отримані результати підтвердили можливість використання для діагностики підшипникового вузла вібраційного верстата методів, заснованих на аналізі й порівнянні вузькосмугових складових спектрів.*

*Experimental researches on work of bearing knot are conducted. The possibility of using diagnostics methods, based on an analysis and comparison of narrow-band making spectrums for bearing knot of oscillation machine-tool is confirmed by the results of experimental researches.*

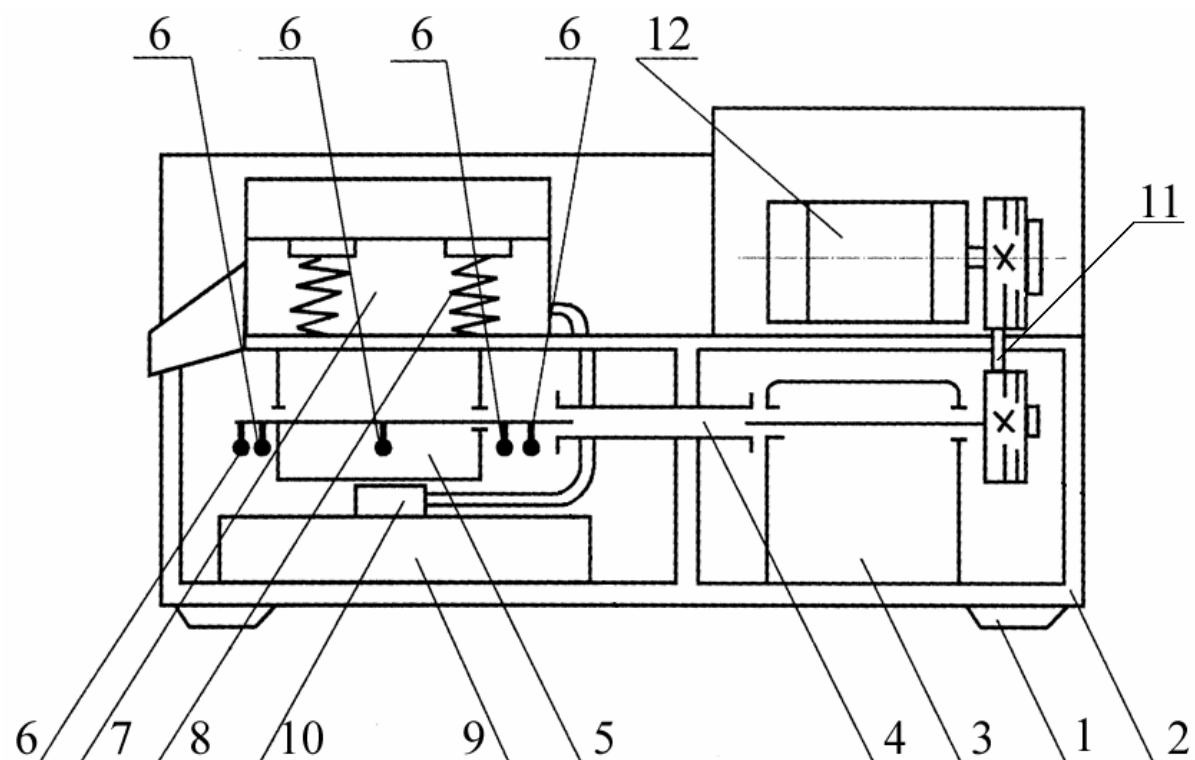
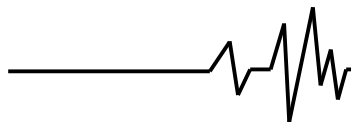
«... Инерционный вибратор выполнен в виде вала, установленного на мощных двухрядных сферических роликоподшипниках, на котором расположены четыре пары неуравновешенных дисков. ... Стойкость подшипников при работе с наибольшей возмущающей силой составляет 2000 ч, для средних ее значений до 3000 ч и более...».

*Шаинский М. Е.*

В конструкциях дебалансных вибровозбудителей подшипники являются наиболее ответственными и наиболее нагруженными узлами. В условиях значительной частоты вращения валов и собственных колебаний в пространстве они непосредственно воспринимают центробежную силу, развиваемую дебалансами. При таких условиях работы применяют подшипники качения с большими коэффициентами работоспособности: двухрядные роликовые сферические и однорядные роликовые с короткими цилиндрическими роликами [1]. Например, в вибрационном станке УВИ-25, схема которого представлена на рис. 1, в конструкции дебалансного вибровозбудителя (рис. 2) используется шарикоподшипник 310 (табл. 1).

Принцип работы вибростанка УВИ-25 заключается в следующем. В контейнер помещают рабочую среду, состоящую из абразивных гранул и рабочего раствора, а также обрабатываемые детали и приводят его в колебательное движение жестко закрепленным на нем вибровозбудителем, который получает движение через муфту от привода, связанного через клиноременную передачу с асинхронным электродвигателем. Сам контейнер смонтирован на пружинной подвеске и совершает движение по круговой или эллиптической траекториям.

Этот станок серийно выпускается Ивановским станкостроительным заводом. За время его эксплуатации завод не получил рекламаций по поводу непредвиденного выхода из строя подшипникового узла, что говорит о верном конструкторском выборе.

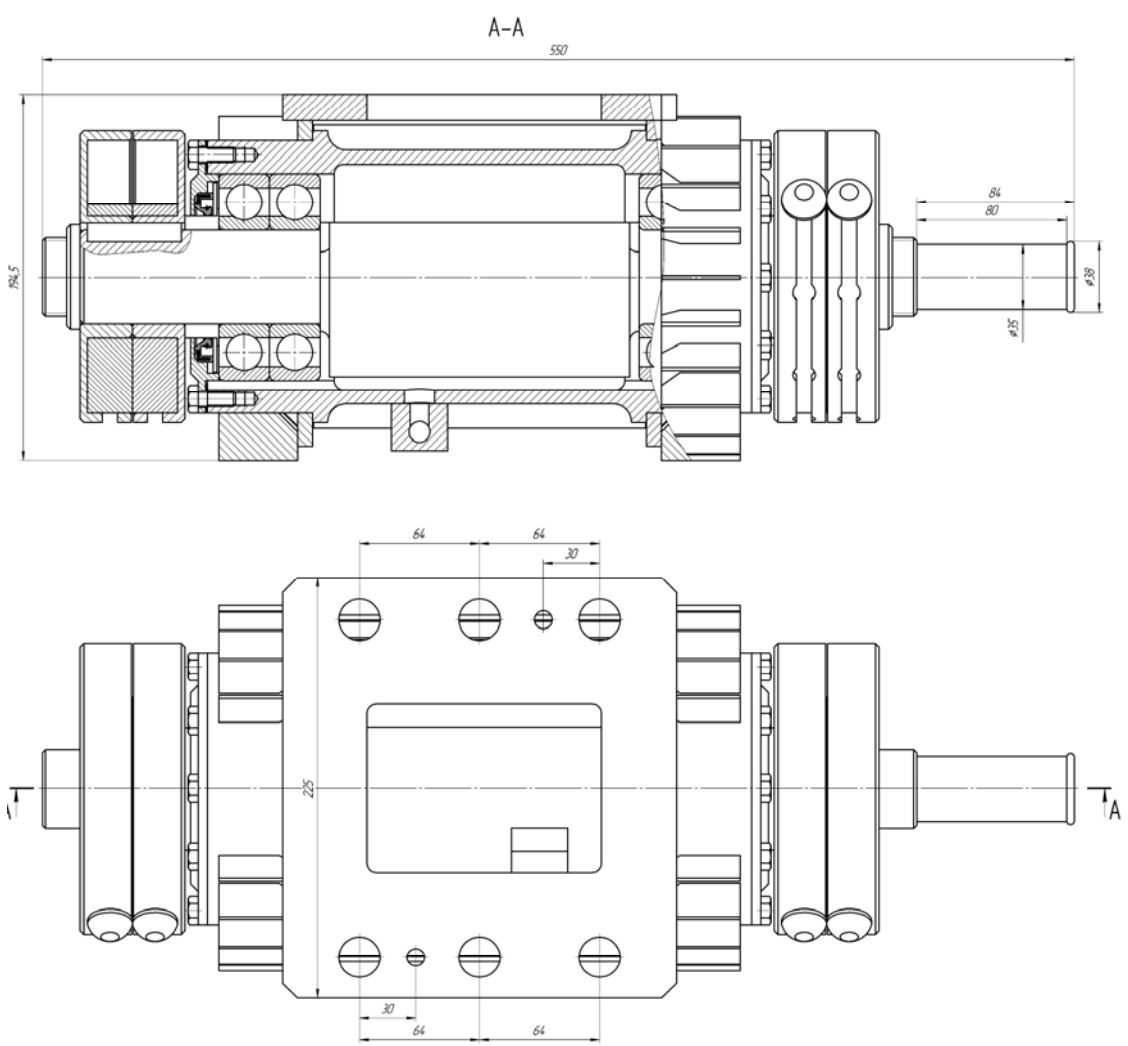
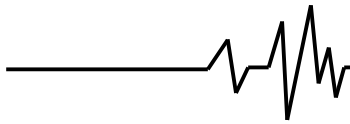


**Рис. 1. Принципиальная схема вибрационного станка УВИ-25:**  
 1 – амортизаторы; 2 – каркас; 3 – электромеханический привод; 4 – гибкая муфта;  
 5 – вибровозбудитель; 6 – дебалансные грузы; 7 – контейнер; 8 – пружинная подвеска;  
 9 – отстойник; 10 – электромагнитный клапан; 11 – клиноременная передача;  
 12 – электродвигатель

**Характеристика подшипника по ГОСТ 8338-75**

**Таблица 1**

| Обозначение подшипника | d  | D   | B  | r   | Шарики         |   | Масса, кг | C, Н  | C <sub>0</sub> , Н | N   |
|------------------------|----|-----|----|-----|----------------|---|-----------|-------|--------------------|-----|
|                        |    |     |    |     | D <sub>w</sub> | z |           |       |                    |     |
| 310                    | 50 | 110 | 27 | 3,0 | 19,05          | 8 | 1,08      | 61800 | 36000              | 6,3 |



**Рис. 2. Вибровозбудитель УВИ-25**

Как уже указывалось, от этого узла зависит качество обработки деталей и практически обеспечение неаварийной работы станка. Поэтому его работоспособности (т.е. состоянию) должно уделяться значительное внимание – необходимо проводить строгий мониторинг. В настоящее время предлагается рассматривать весь период службы подшипников в виде пяти этапов (рис. 3) [2]. Считаем, что до начала первого этапа общее техническое состояние нового подшипника – «идеальное».

Первый этап – подшипник в «идеальном» состоянии устанавливается в вибровозбудитель, после чего начинается работа, во время которой не проявляются какие-либо дефекты или неисправности. Второй этап – приработка и начало развития какого-либо дефекта, возникают ударные виброимпульсы, растущие по величине. Третий этап – ударные импульсы в подшипнике

достигают по своей энергии практически максимального значения. Четвертый этап – зона развития дефекта становится настолько большой, что подшипник начинает «терять» свое основное назначение – обеспечивать вращение валов с минимальным трением. Пятый этап – это этап ожидания аварии.

Благодаря работам М. Д. Генкина, А. Г. Соколовой, В. В. Яблонского были достигнуты значительные успехи в области контроля машин по вибрации с применением виброакустической диагностики машин и механизмов [3], анализ которых позволяет оперативно обнаружить развивающуюся неисправность, оценить степень ее значимости и предпринять меры по предотвращению незапланированной остановки производственного процесса. Практически все известные виброакустические методы контроля основаны на анализе либо самого сигнала,

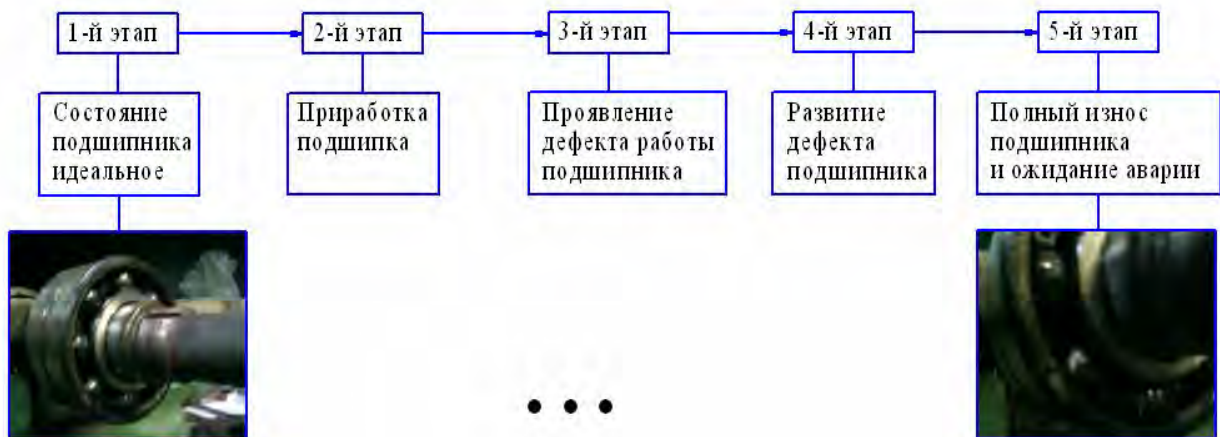
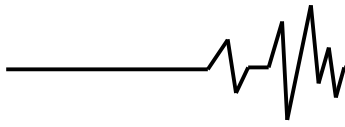


Рис. 3. Блок-схема этапов работы подшипника

либо на анализе его частотных характеристик. В большинстве случаев вибрация подшипника регистрируется вибрационным датчиком, установленным на корпусе подшипника, который к тому же дополнительно собирает сигналы и с других механических компонентов – источников вибрации. В данном случае исследуемые подшипники станка УВИ-25 во время работы находятся в постоянной вибрации, что, в свою очередь, не позволяет применять вибрационные датчики. Работа подшипника в составе механизма предполагает сигнал с большим уровнем шума, поэтому вибрационная характеристика подшипника распределена в относительно широкой полосе частот, на которую накладываются шум и низкочастотные эффекты.

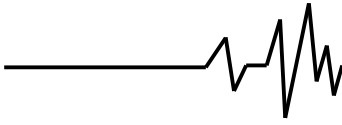
В последнее время активно развиваются методы контроля подшипников качения, основанные на анализе и сравнении узкополосных составляющих спектров. В то же время в работе Явленского К. Н., Явленского А. К. [4] показана возможность применения непрерывного вейвлет преобразования для анализа вибрационных сигналов подшипников качения.

Анализ литературных данных [4] показал, что вибродиагносты ожидают наибольшей достоверности и наибольшего эффекта при внедрении диагностики подшипников качения по спектрам вибросигналов. Спектр – это распределение мощности исходного временного вибросигнала в частотной области. Поэтому ранее считалось, что появление явно выраженных узких пиков на спектре в зоне характерных частот того или иного элемента подшипника качения, имеющих не только большую амплитуду, но и существенную

мощность, следует ожидать только в том случае, когда дефект разовьется до такой степени, что его мощность будет соизмерима с мощностью четко диагностируемых пиков на спектре. Другими словами, дефект будет видно на спектре только тогда, когда он будет достаточно развитым [2].

Возвращаясь к станку УВИ–25, была поставлена задача исследовать работу подшипников в дебалансных вибровозбудителях. Так как станок во время работы выделяет большое количество шумов, а шум в вибрационных машинах является следствием изгибных или поршневых колебаний поверхностей конструктивных элементов, он имеет в основном механическое происхождение. Соударения в приводе машины (подшипники качения дебалансных вибровозбудителей, шарнирные сочленения), отдельных ее частей также являются непосредственным источником возникновения вибрации и шума, спектр которых охватывает широкий диапазон частот [5, 6].

Шум станка в значительной степени определяется отношением площадей поверхностей излучения металлических листов и элементов тонкостенного проката, колеблющихся в воздухе. Поршневые колебания форм имеют преобладающее влияние на излучение шума на технологических частотах вибрационных площадок [7], поэтому применялся микрофон направленного действия (за основу которого был взят микрофон Philips SBC MD110), который записывал звук интересующих нас элементов станка и передавал его на персональный компьютер со специальной программой для записи звука. Затем полученные данные обрабатывались



при помощи программы MATLAB и написанного для нее специального приложения SPECTROGRAM, которые позволяют произвести спектральный анализ записи работы узла. Полученный результат выводится в виде графика (рис. 1-12), где по оси X отображается время записи, по оси Y частота, а цветом показана сила звука в определенный момент времени на определенной частоте.

Для того чтобы определить целесообразность использования микрофона направленного действия и его способность улавливать шумы и звуки с необходимого узла, исследовался весь рабочий узел станка, а именно: 1-я и 2-я пары подшипников, дебалансный вал, гибкая муфта, дебалансные грузы, движение рабочей среды и колебание контейнера на пружинной подвеске. При исследованиях изменялись все возможные параметры работы станка: частота вращения вала вибровозбудителя (от 50 до 66,7 Гц); амплитуда колебаний контейнера (от 0,2 до 4 мм); тип, масса рабочей среды и степень ее загрузки.

На первом этапе исследований снимались показания со станка, на котором были установлены подшипники, находящиеся на 3-м этапе своего разрушения.

Так как подшипники и вал находятся в одном рабочем узле (вал установлен на подшипники), то можно предположить, что звуки от их работы будут сливаться (смешиваться), в результате чего не будет видно разницы между сигналом подшипника, вала и т.д. Поэтому приводится сравнительный результат записи сигнала работы подшипника (рис. 1, 3) и дебалансного вала (рис. 2, 4).

На рисунках, которые представлены ниже, показаны результаты обработки звуков подшипника, находящегося на разных этапах своего срока службы. Сравнивая рис.1 и рис. 2, невооруженным глазом можно наблюдать четко выраженный спектр, находящийся в частотном диапазоне от 10 до 11,5 кГц.

На втором этапе работы были установлены новые подшипники, находящиеся в идеальном состоянии (1-й этап жизни подшипника), на станок УВИ-25, и в течение всего срока работы данного подшипникового узла систематически производилась запись его работы и обработка результатов указанным выше оборудованием и способом. В результате были получены графики (приведенные ниже), а весь период службы подшипника был разбит на пять

этапов, которые приведены ниже.

На рис. 5 и 6 представлены результаты обработки полученных звуков работы вала и нового подшипника. Зная это, можно сделать вывод, что на первом этапе работы узла не наблюдается никаких изменений.

Пятый этап на данных рисунках не представлен, так как этот этап по времени не продолжителен и его довольно непросто зафиксировать. Проведя анализ полученных данных, было установлено, что спектр, отвечающий за качество работы подшипника, находится в частотном диапазоне от 10 до 11,5 кГц. Сравнив выше изложенные результаты, можно утверждать, что с ухудшением состояния подшипника «звук», сопровождающий работу, усиливается.

1-й этап – спектр не наблюдается;

2-й этап – спектр проявляется, на рисунке желтого цвета;

3-й этап – спектр желто-красного цвета;

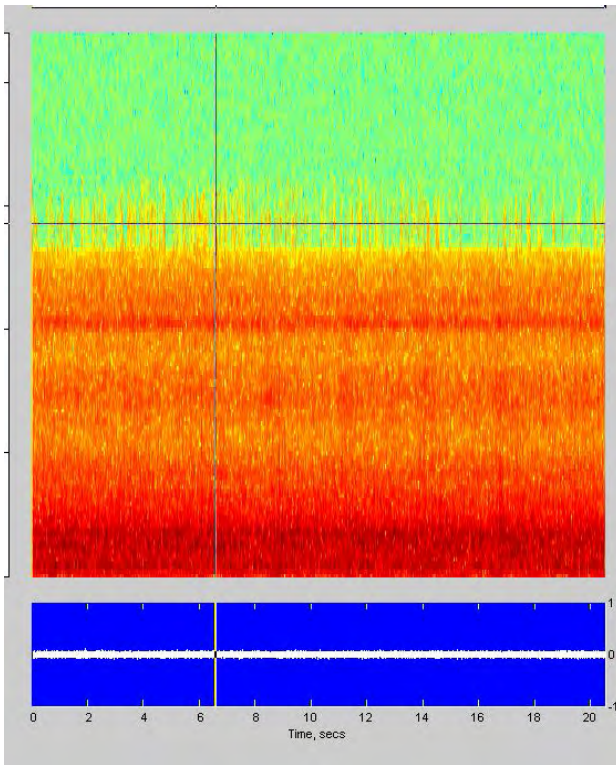
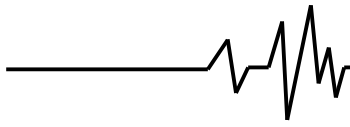
4-й этап – спектр красного цвета;

5-й этап – спектр темно-красного цвета.

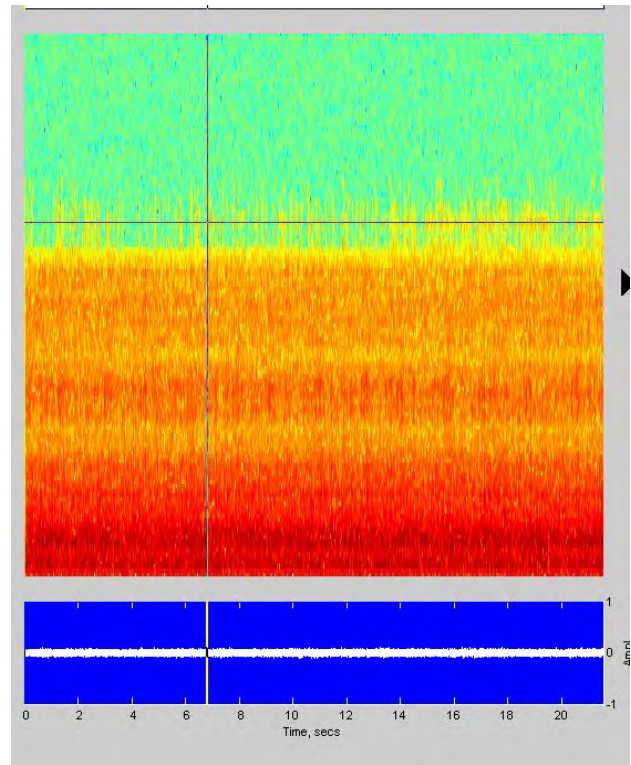
В процессе исследований работы подшипникового узла также были изучены и моменты включения и выключения станка, т.е. моменты, в которые станок проходит через резонансы: 1-й – включение, 2-й – выключение (рис. 9 – 12). Анализируя информацию, представленную на рис. 9 – 12, следует отметить, что напряжения, которые возникают в подшипнике в момент второго резонанса (первый резонанс по своей силе в сравнении со вторым значительно слабее), по времени незначительны и при спектральном анализе четко видно, что значительно не сказываются на загруженности подшипникового узла. Появление низкочастотных шумов отражает повышение перемещений элементов рабочей среды и обрабатываемых изделий, что проявляется в значительном изменении их амплитуды, приводящем очень часто к усиленному взаимодействию с повреждением поверхности.

На рис. 13 и 14 представлен спектр распределения частот резонанса, который возникает после выключения станка. По силе звука можно сделать вывод, что нагрузка на подшипник в указанный момент не превышает «нормальную» нагрузку, с которой он работает.

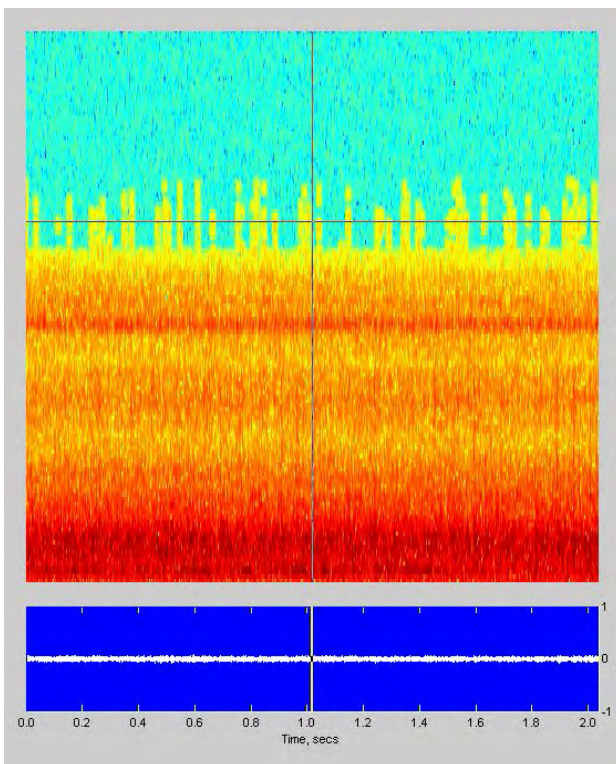
На рис. 15 и 16 представлен также спектр распределения частот резонанса, который возникает при включении станка. По силе звука на соответствующих частотах можно сделать



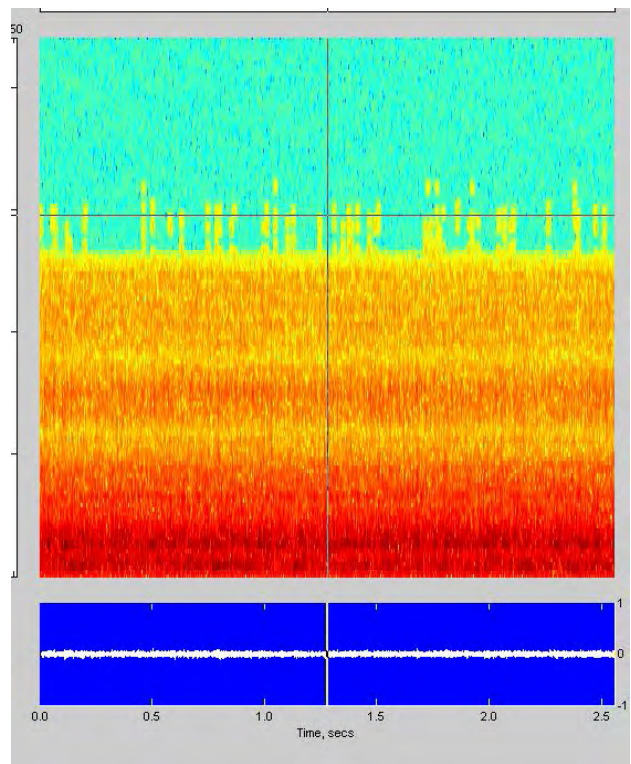
**Рис. 1.** Запись сигнала работы подшипника через 20 с с момента включения



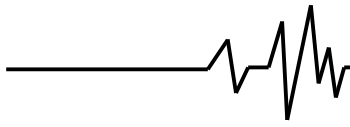
**Рис. 2.** Запись сигнала работы вала через 20 с с момента включения



**Рис. 3.** Запись сигнала работы подшипника через 2,5 с с момента включения



**Рис. 4.** Запись сигнала работы вала через 2 с с момента включения



1-й етап

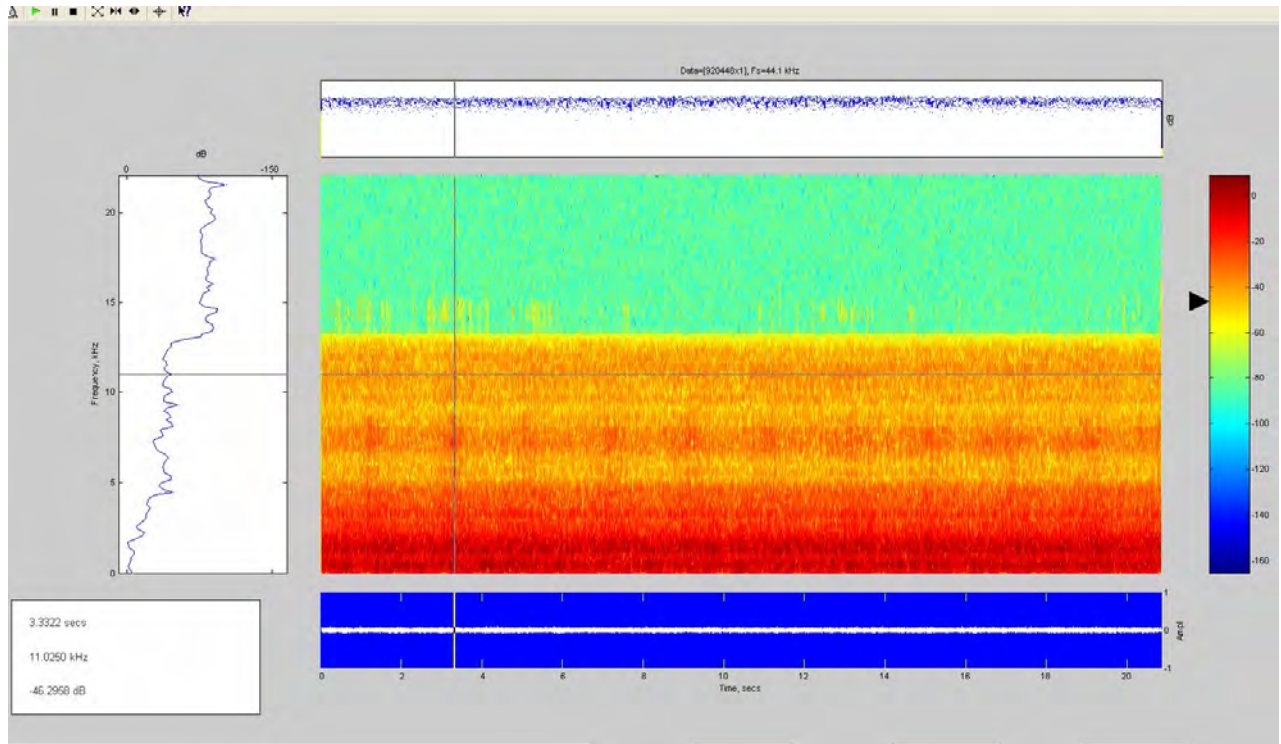


Рис. 5. Запись сигнала работы подшипника

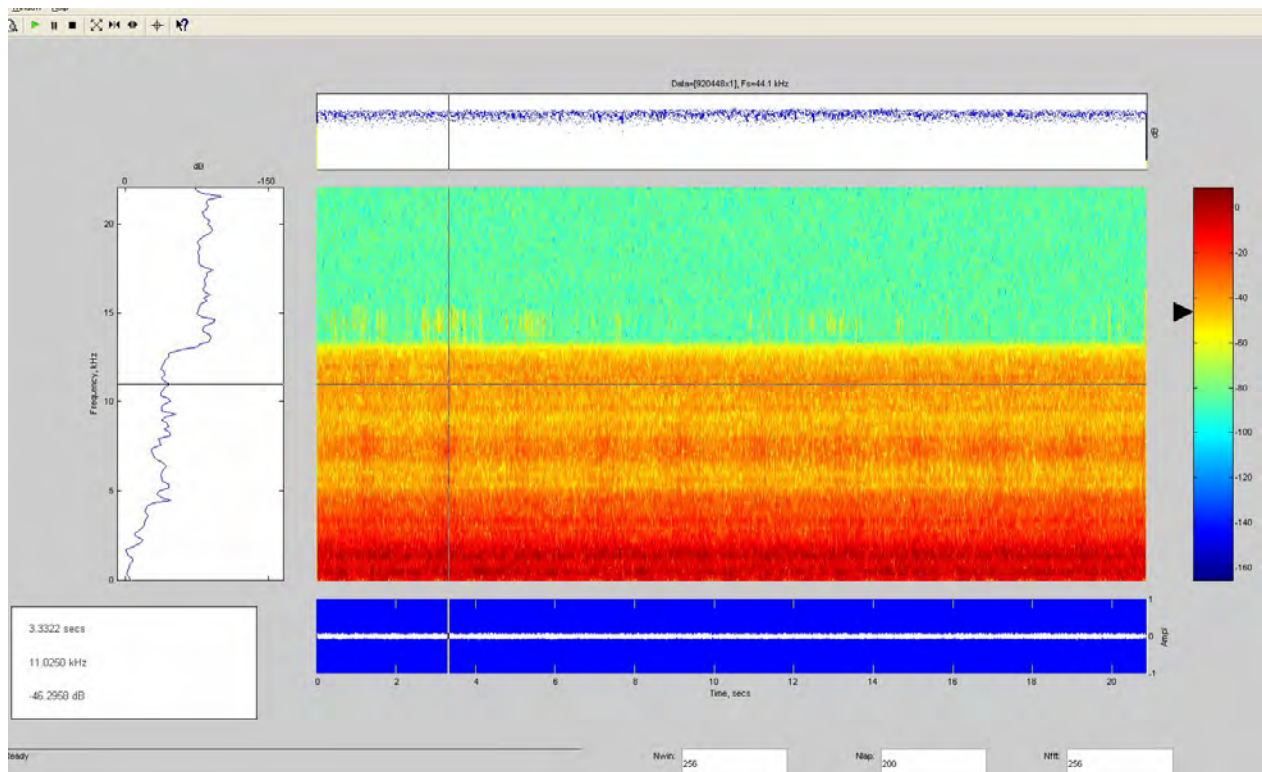
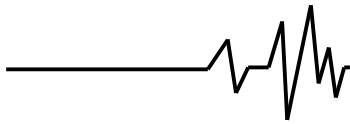


Рис. 6. Запись сигнала работы вала



2-й етап

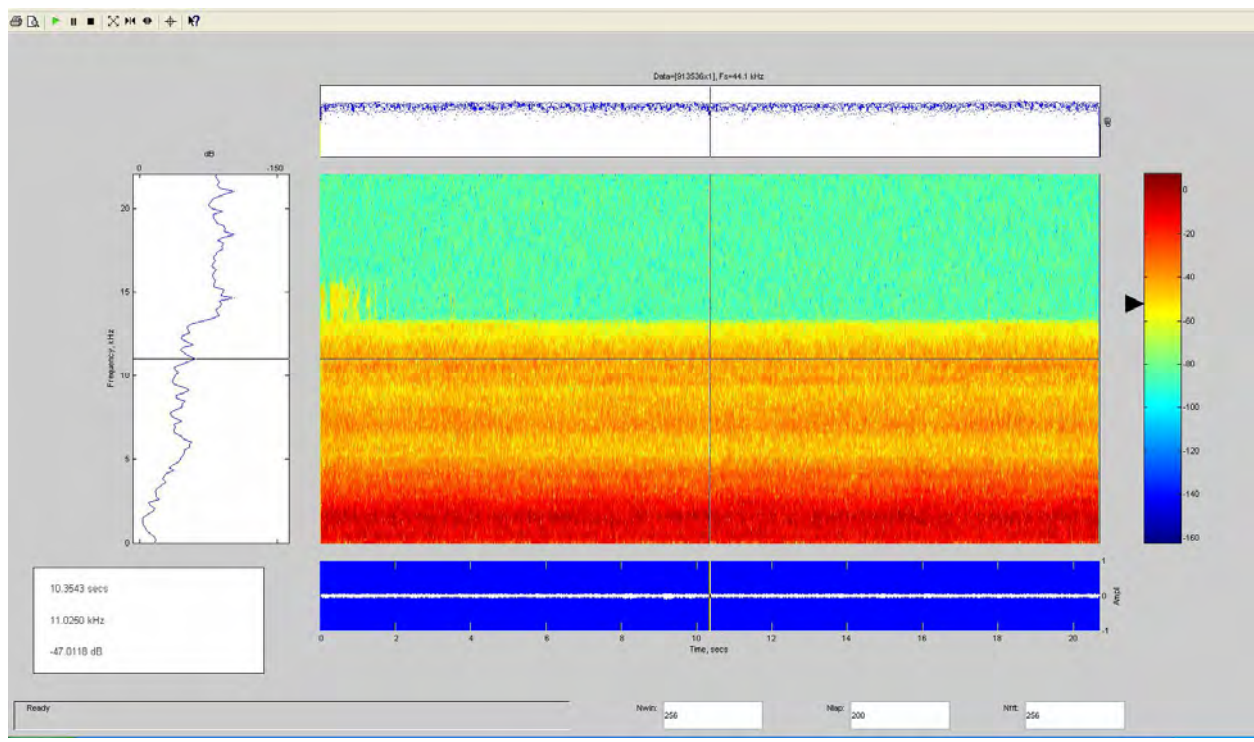


Рис. 7. Запись сигнала работы вала

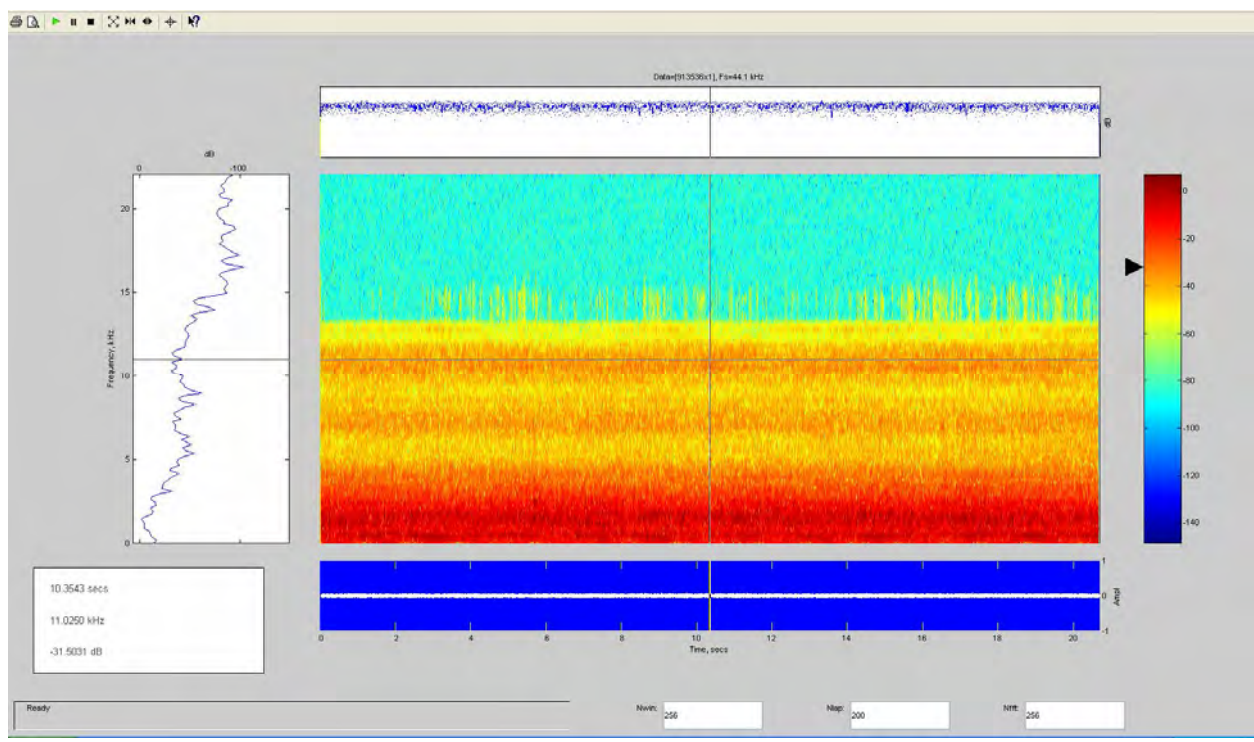
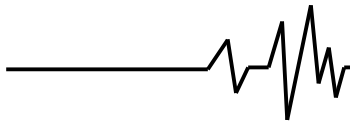


Рис. 8. Запись сигнала работы подшипника





3-й етап

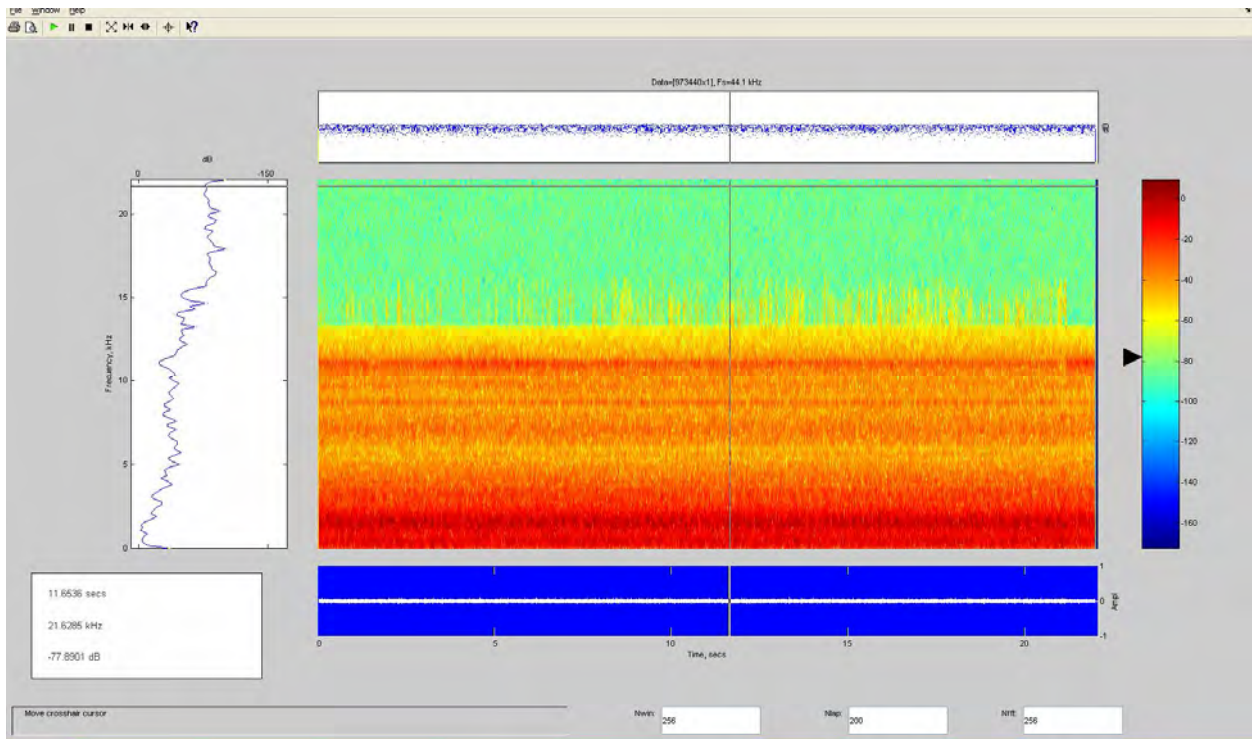


Рис. 9. Запись сигнала работы подшипника

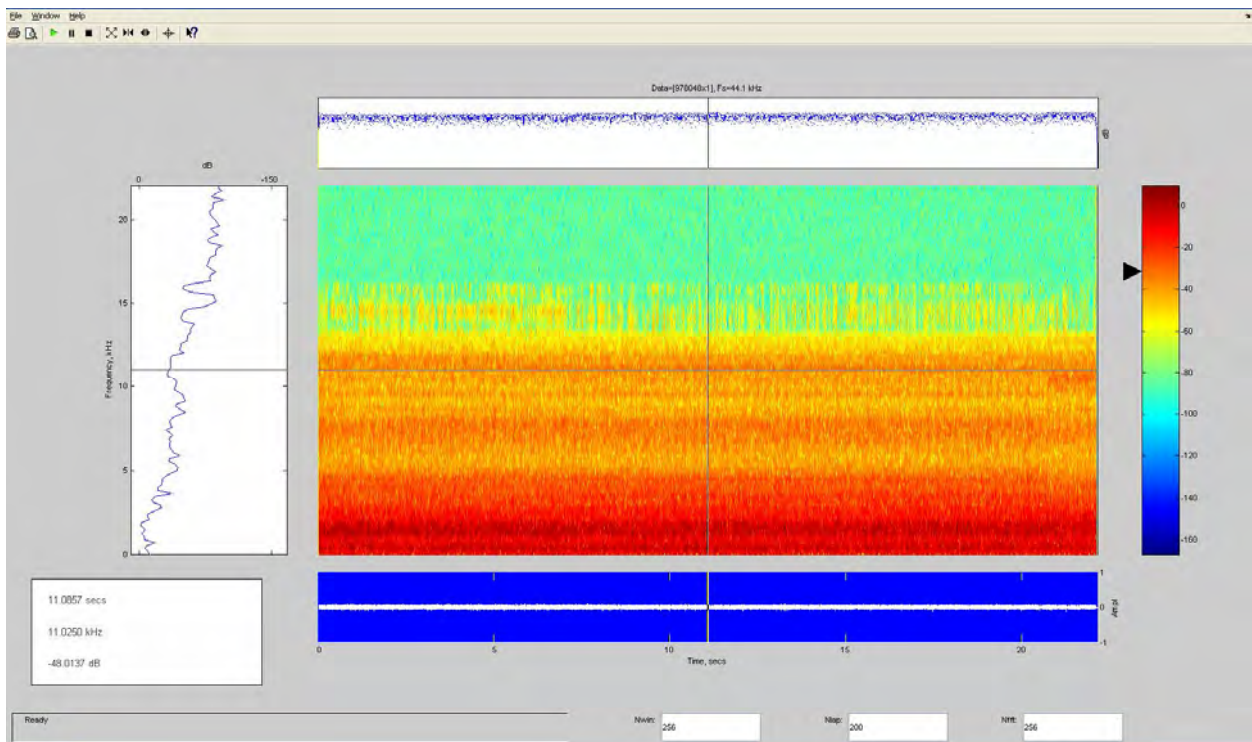
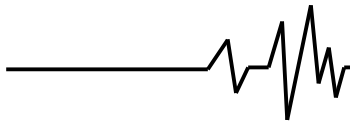


Рис. 10. Запись сигнала работы вала



4-й етап

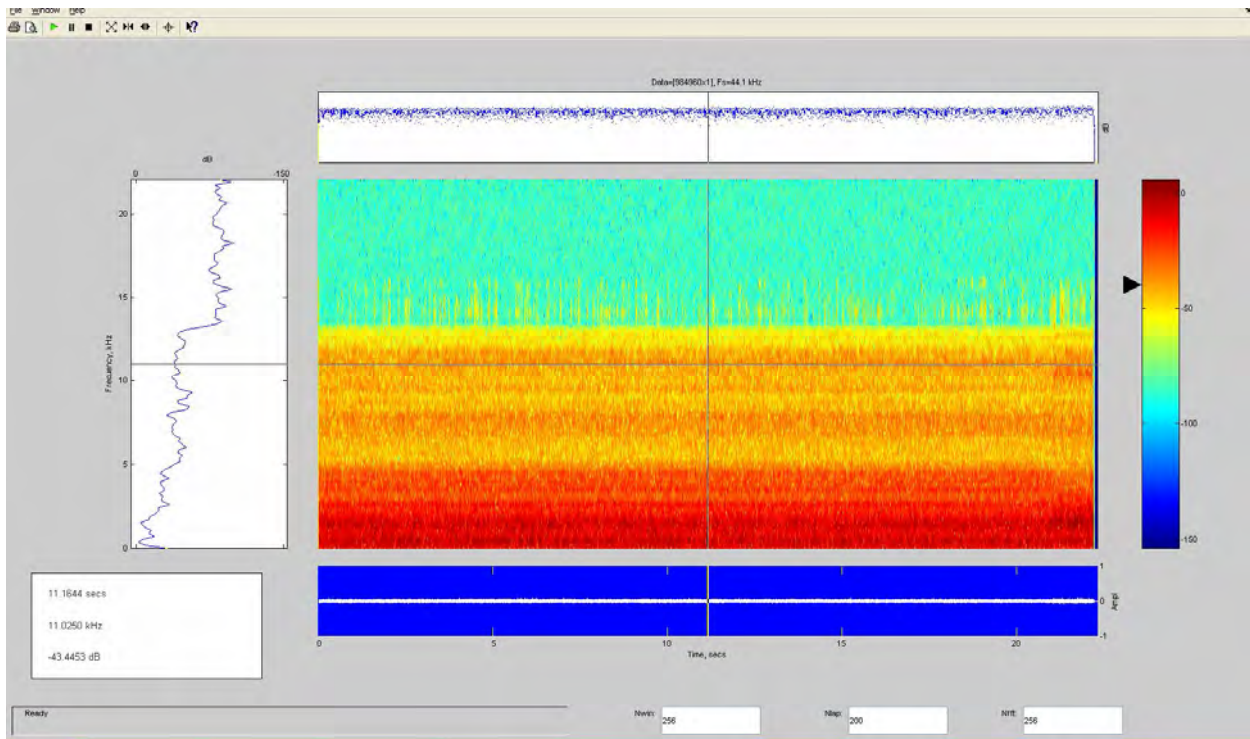


Рис. 11. Запись сигнала работы вала

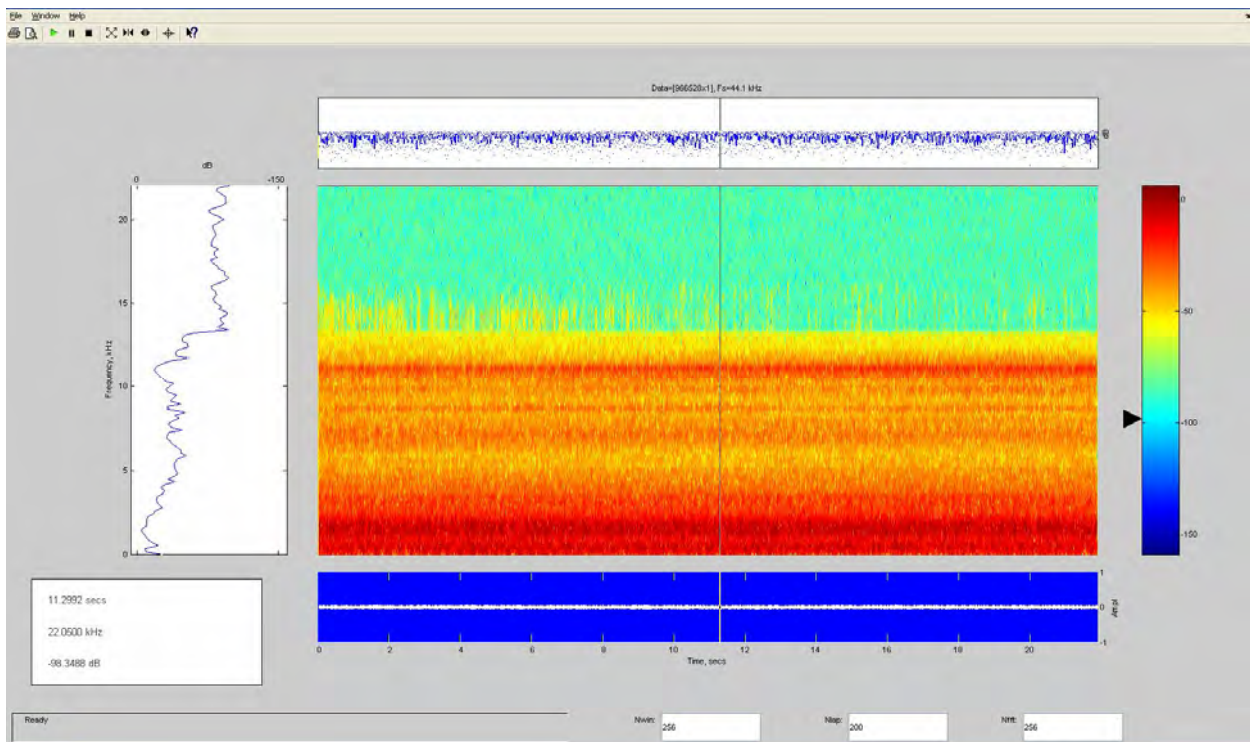


Рис. 12. Запись сигнала работы подшипника

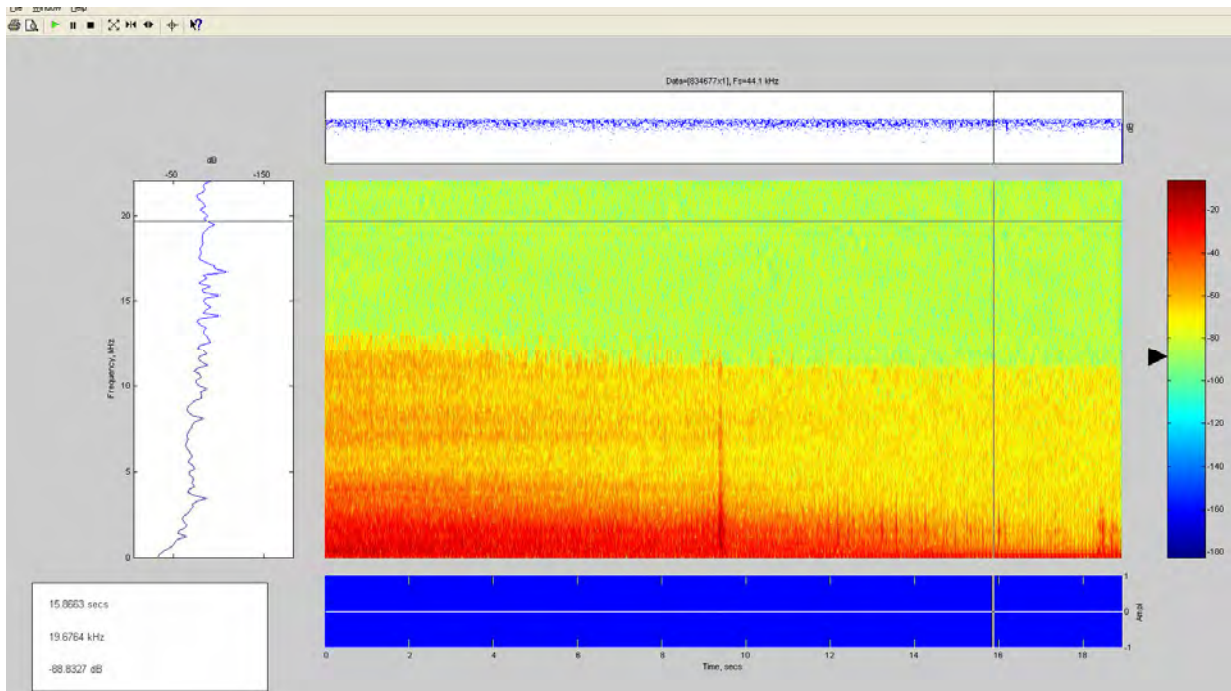
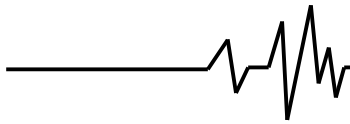


Рис. 13. Резонанс, наблюдаемый при выключении станка

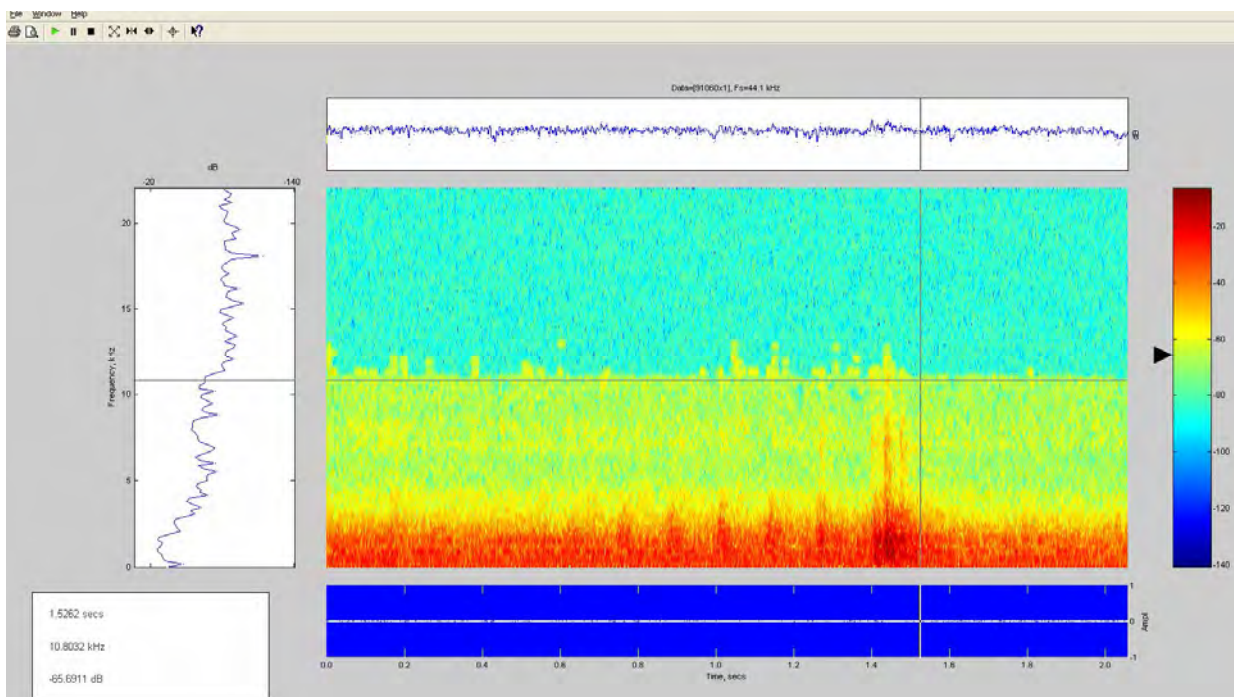
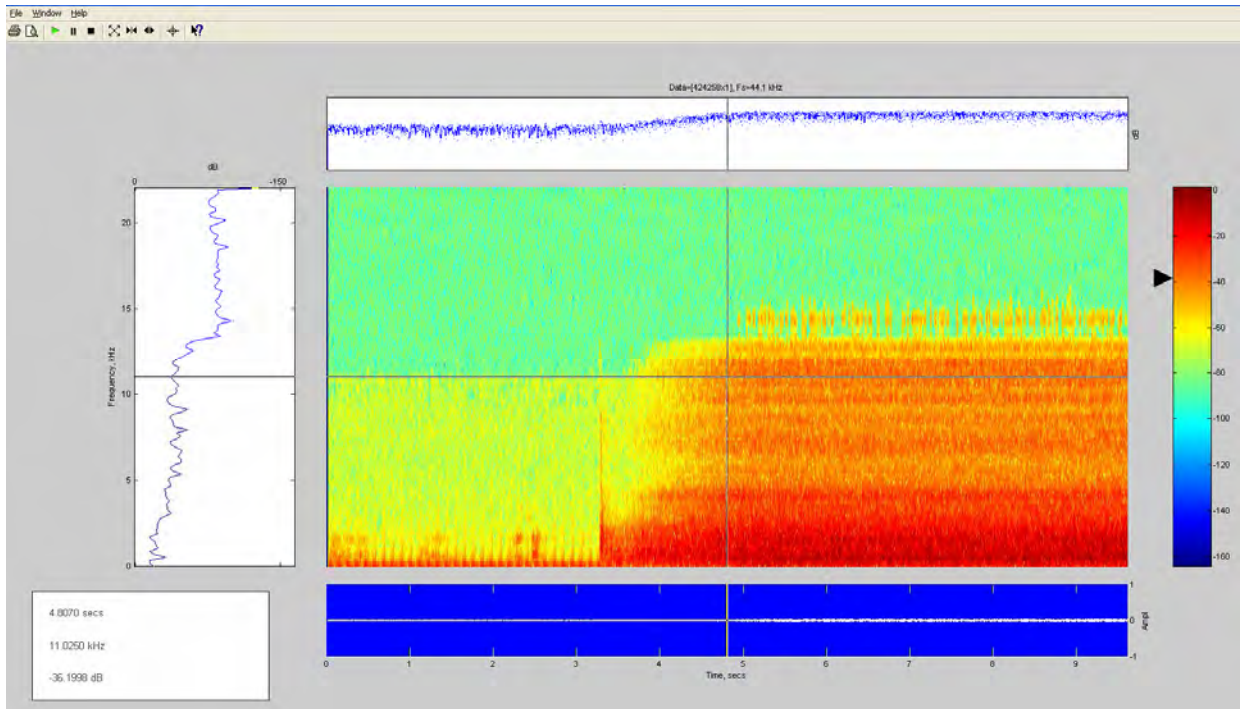
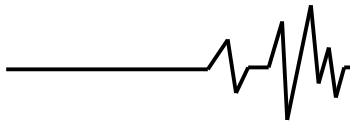
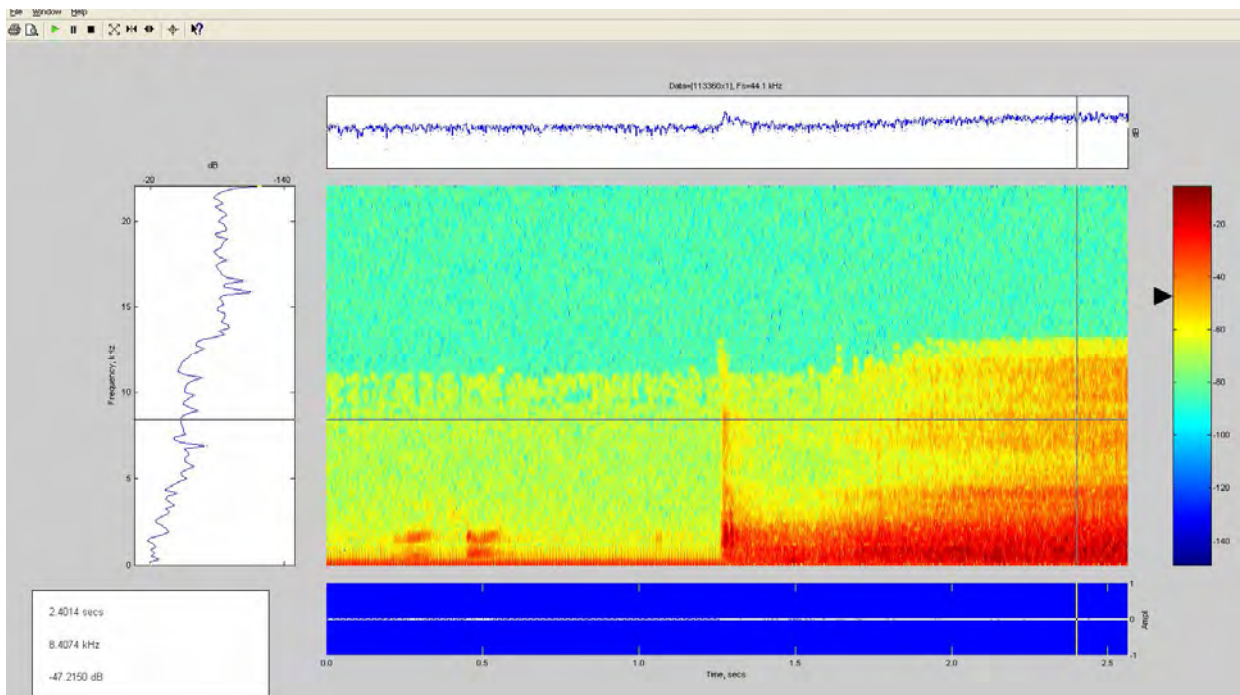


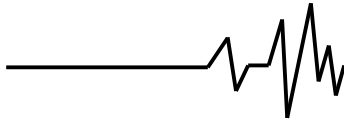
Рис. 14. Резонанс, наблюдаемый при выключении станка (увеличен рис. 13)



**Рис. 15. Резонанс, наблюдаемый при включении станка**



**Рис. 16. Резонанс, наблюдаемый при включении станка**



неожиданный вывод, что нагрузка на подшипник в указанный момент не превышает «нормальную» нагрузку, с которой он работает в течение всего срока своей службы.

**Вывод.** Данный метод позволяет проводить диагностику подшипников вибрационных станков, не прерывая производственного процесса, и определять, в каком состоянии находятся подшипники, не разбирая вибровозбудитель и не дожидаясь аварийной остановки станка. Одновременно такая схема мониторинга может позволить контролировать любые другие узлы станка.

### **Литература**

1. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов / Л. А. Вайсберг. – М.: Недра, 1986. – 143 с.

2. Акутин М. В. Метод контроля состояния подшипников качения на основе сравнения вейвлет скейлограмм: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.11.13. / М. В. Акутин. – Казань, 2009. – 16 с.

3. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М. Машиностроение 1987г. – 288 с.

4. Явленский К. Н. Вибродиагностика и прогнозирование качества систем / К. Н. Явленский, А. К. Явленский. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983. – 239 с.

5. Беневоленская Н. П. Социально-гигиенические аспекты проблемы борьбы с шумом / Н. П. Беневоленская, В. А. Щербаков // Материалы всесоюзного совещания по проблемам улучшения акустических характеристик машин. – М., 1988. – С. 6-11.

6. Заборов В. И. Защита от шума и вибраций в черной металлургии / В. И. Заборов, Л. Н. Клячко, Г. С. Росин. – М.: Металлургия, 1976. – 248 с.

7. Дьяченко Е. А. Повышение эффективности вибрационной обработки с учетом экологических ограничений: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 – Ростов-на-Дону, 2005. – 156 с.