

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ПОЖАРНОГО НАСОСА С ПРОСЛАБЛЕННОЙ ПОСАДКОЙ ВАЛА В ПОДШИПНИКАХ

д.т.н. ¹ Ларин А.Н., к.т.н. ² Ларин А.А., асп. ² Водка А.А., ³ Ущипивский И.Л.

¹ Национальный университет гражданской защиты Украины, Харьков

² Национальный технический университет «ХПИ», Харьков

³ Главное управление государственной службы по чрезвычайным ситуациям Украины во Львовской области, Львов, Украина

Введение. Центробежные насосы являются важной частью пожарного оборудования, работа которых существенно влияет на эффективность выполнения операций по ликвидации чрезвычайных ситуаций подразделениями государственной службы по чрезвычайным ситуациям.

На сегодняшний день на вооружении соответствующих служб в странах СНГ имеется большое число единиц пожарной техники, которые находятся уже в длительной эксплуатации. Установленные на них центробежные насосы уже близки к исчерпанию своего проектного ресурса. Тем не менее Указанная ситуация приводит к тому, что существует высокая вероятность наличия в центробежных насосах скрытых дефектов, которые могут привести к выходу из строя насосов и таким образом снизить эффективность работы подразделений при оперативных действиях по ликвидации чрезвычайной ситуации. Кроме того, некоторые дефекты способны проявляться негативным образом на тактико-технических показателях работы насоса (например уменьшать напор), что также негативно отражается на эффективности его использования.

Существующая система контроля надежности насосов базируется на системе технических осмотров и планово-предупредительных ремонтных работах. Такой подход эффективен если существуют качественные методики диагностики, особенно такие, которые не требуют проведения операций их разборки. Опыт эксплуатации насосов указывает на то, что дефекты, которые приводят к выходу из строя насосов, обычно, приводят к повышению вибрационного уровня, который сопровождает работу насоса. В этой связи, применение вибрационной диагностики, инструмента определения технического состояния центробежных пожарных насосов может быть эффективным способом повышения надежности и эффективности их использования.

Постановка задачи. В основе данной работы лежит проведение серии экспериментальных исследований, направленных на определение закономерностей изменения вибрационных характеристик насоса вследствие наличия дефекта. Таким образом, сравнительный анализ изменения в динамике системы по сравнению с эталоном позволяет сформировать признаки скрытого дефекта внутри насоса, а следовательно позволяет проводить диагностирование его технического состояния.

Условия и средства проведения экспериментальных исследований. В данной работе рассмотрены экспериментальные испытания центробежного пожарного насоса ПН-40УВ для подачи огнетушащих веществ, который установлен на аварийно-спасательном автомобиле.

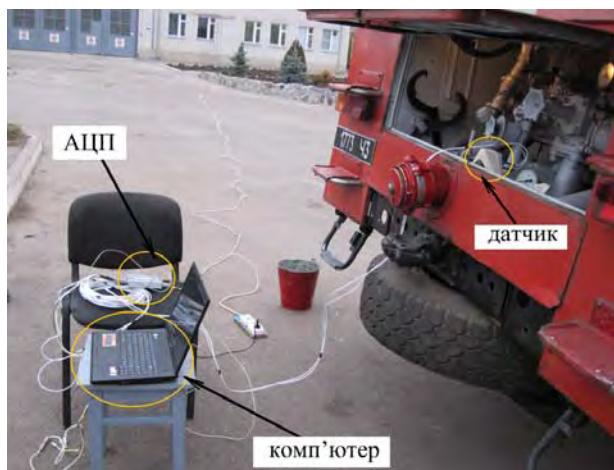


Рисунок 1. – Измерительный комплекс «Ультра-В-И» при экспериментальных исследованиях

Экспериментальные исследования проводились с использованием измерительного комплекса «Ультра-В-И» [1,2], который разработан на кафедре динамики и прочности машин Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (Харьков, Украина). Измерительный комплекс состоит из (рис. 1): датчика виброускорений; аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и портативного компьютера. «Ультра-В-И» имеет действительное свидетельство о государственной метрологической аттестации и позволяет проводить измерения виброускорений в точке конструкции.

В рамках натурных испытаний с данным измерительным комплексом использовался датчик виброускорений, который оснащен микроэлектромеханическим сенсором ADXL250 (производство Analog Device, США). Датчик является емкостным и позволяет проводить замеры виброускорений с амплитудами в диапазоне 0.5 до 40 м/с² и в частотном диапазоне от 1 до 400 Гц. Испытания вибраций насоса на пожарном автомобиле проводились на корпусе всасывающего патрубка в трех направлениях: осевом (Z), вертикальном (Y) и горизонтальном (X).

Исследование вибраций на всасывающем патрубке пожарного насоса. Первоочередной задачей экспериментальных исследований был анализ вибрационного состояния пожарного насоса ПН-40УВ, который не имеет дефектов. Для проявления различного рода особенностей в вибрации анализировалась работа насоса на наиболее динамически нагруженном режиме, т.е. во время работы насоса с водой без ее подачи.

При этих испытаниях частота вращения ротора удерживалась у максимального значения несколько более 2000 об/мин. Следует отметить, что вращение ротора не является четко зафиксированным вследствие существования неравномерности хода двигателя, кроме того управление скоростью вращения ротора пожарного насоса реализуется в ручном режиме, то есть присутствует человеческий фактор. В связи с этим при анализе вибраций необходимо контролировать значения частоты вращения ротора. В рамках данных исследований использовался частотомер, который был установлен у соединения ротора насоса с валом отбора мощности автомобиля. Данные в режиме реального времени параллельно с виброускорениями передавались на АЦП и сохранялись на компьютере. Так, например, при испытаниях насоса с удержанием наибольшей скорости вращения ротора средняя частота нагрузки составила $\langle \omega \rangle = 37,73$ Гц, что соответствует 2264 об/мин. Разброс значений частоты был зафиксирован в пределах от 35,67 Гц до 39 Гц (2140 об/мин - 2340 об/мин) с дисперсией $\sigma_{\omega}^2 = 0,71$ Гц².

С целью более детальных исследований спектральных показателей вибраций насоса уместно анализировать вибрации на других скоростях вращения ротора. Обобщением этих результатов является «прогонка» насоса с постепенным непрерывным увеличением частоты возмущения. И так был проведен тест при котором скорость вращения насоса постепенно увеличивалась начиная от 800 об/мин до 2100 об/мин. Зарегистрирован сигнал, демонстрирующий изменение во времени частоты вращения ротора представлен на рис. 2,а, а временной сигнал с виброускорения на рис. 2,б. Разгон проводился в течение 30 секунд

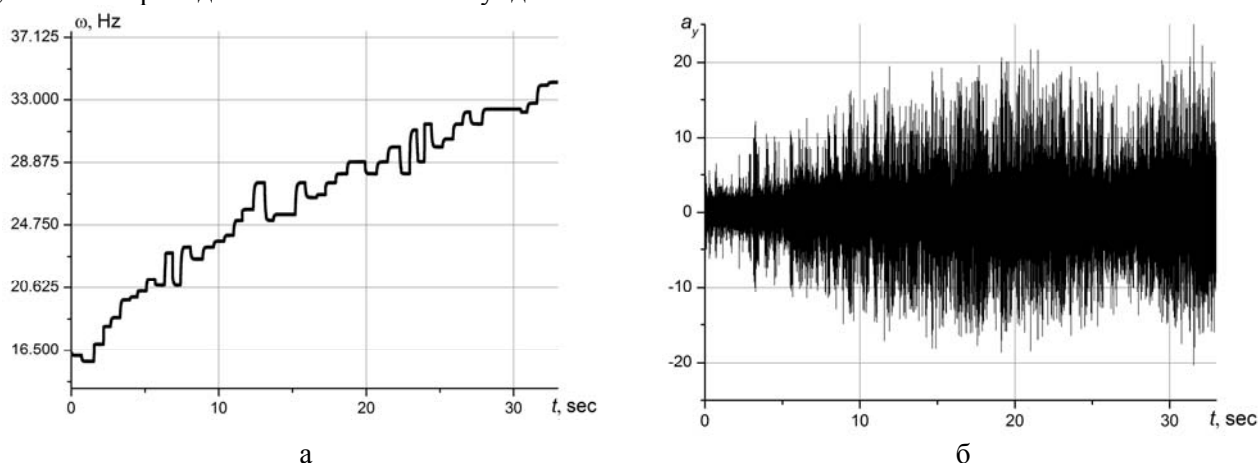


Рисунок 2 – «Прогонка» насоса а – зарегистрированный сигнал с тахометра (частота вращения ротора во времени), б - зарегистрированный сигнал виброускорений в вертикальном направлении

Все полученные сигналы анализировались по их спектральному составу. При этом использовалась процедура быстрого преобразования Фурье [4,5]. Сигналы виброускорения, полученные при тестах с постепенным непрерывным увеличением частоты возбуждения анализировались с помощью спектрограмм [6]. Для построения спектрограмм сигнал делился на отдельные фрагменты (окна), в пределах каждого из которых проводилась классическая процедура быстрого преобразования Фурье. Далее происходила построение карты полученных результатов: по осям координат отложены время зарегистрированного сигнала однозначно соответствует скорости вращения ротора, а второй оси частоты на которой происходит вибрации насоса - уровень амплитуды колебаний на этих частотах отличался цветом (крупнейшие амплитуды

черным цветом, а наименьшие - белым). Такая процедура называется оконного преобразования Фурье.

Ширина окна задавалась равной 0,5 секунды. Такое значение с одной стороны является достаточным для получения корректных результатов с быстрого преобразования Фурье в рамках каждого окна (учитывая, что наименьшая рабочая частота сигнала соответствует 800 об/мин есть 13,3 Гц, а это 10 периодов на низкой частоте в окне). С другой стороны указанная ширина окна позволяет получить результаты по более 60 окнам и, таким образом, построить непрерывное поле изменения спектра вибраций во времени с увеличением частоты нагрузки.

На рис. 3 сведены спектры вибраций и поля их изменения с ростом частоты вращения ротора (спектрограммы). Анализируя приведенные спектры следует отметить наличие существенных амплитуд со старшими гармониками. В-первую очередь это касается 7 гармоника, что хорошо просматривается на спектрограммах. Указанная гармоника превосходит все другие в спектрах на всем диапазоне значений частоты возмущения, особенно для вертикального и осевого направлений. Проявление 7 гармоника связан с турбулентными течениями в рабочей камере насоса, которые образуются как кромочные следы вокруг лопастей рабочего колеса. В данной конструкции 7 лопастей. Кроме этого можно видеть на спектре и 14 гармонику с частоты вращения ротора, которая является второй кратностью частоты пульсаций кромочный следа.

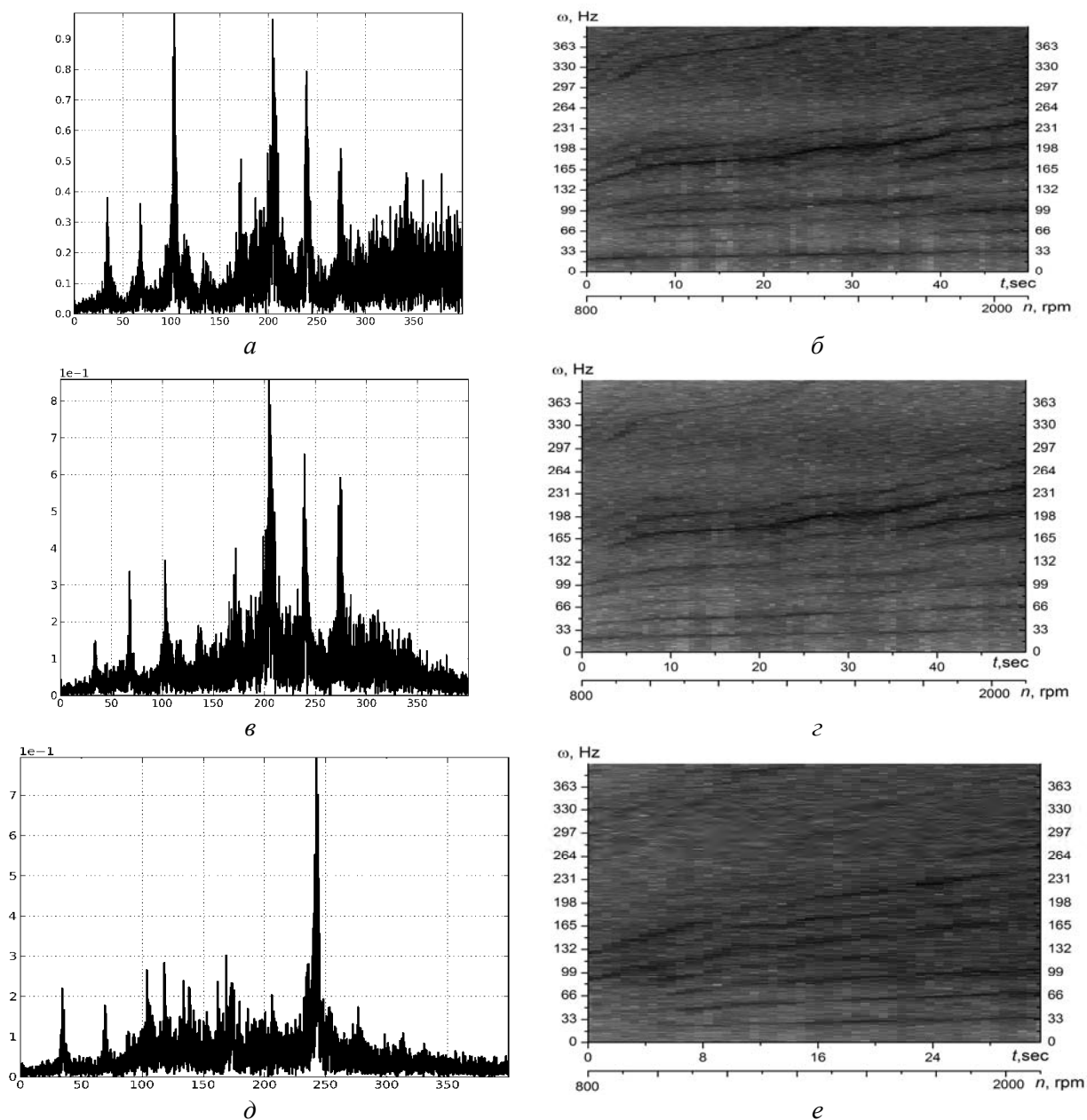


Рисунок 3 – Спектры (а,в,д) и спектрограммы (б,г,е) вибраций насоса в вертикальном (а, б), осевом (в, г) и горизонтальном (д, е) направлениях

Сравнительный анализ количественных показателей вибраций в разных направлениях указывает на то, что наибольшие вибрации наблюдаются в вертикальном направлении, а в горизонтальном наименьшие.

Детальный анализ направленности вибраций в точке насоса можно сделать по пространственной траектории вектора виброускорений. Соответствующие результаты графически представлены на рис. 4. Все проекции траектории образуют эллиптические фигуры. Присутствует эффект наклона большей оси эллипса в проекции траектории вектора виброускорений на плоскость YZ. Угол наклона к осевому направлению составляет 55° .

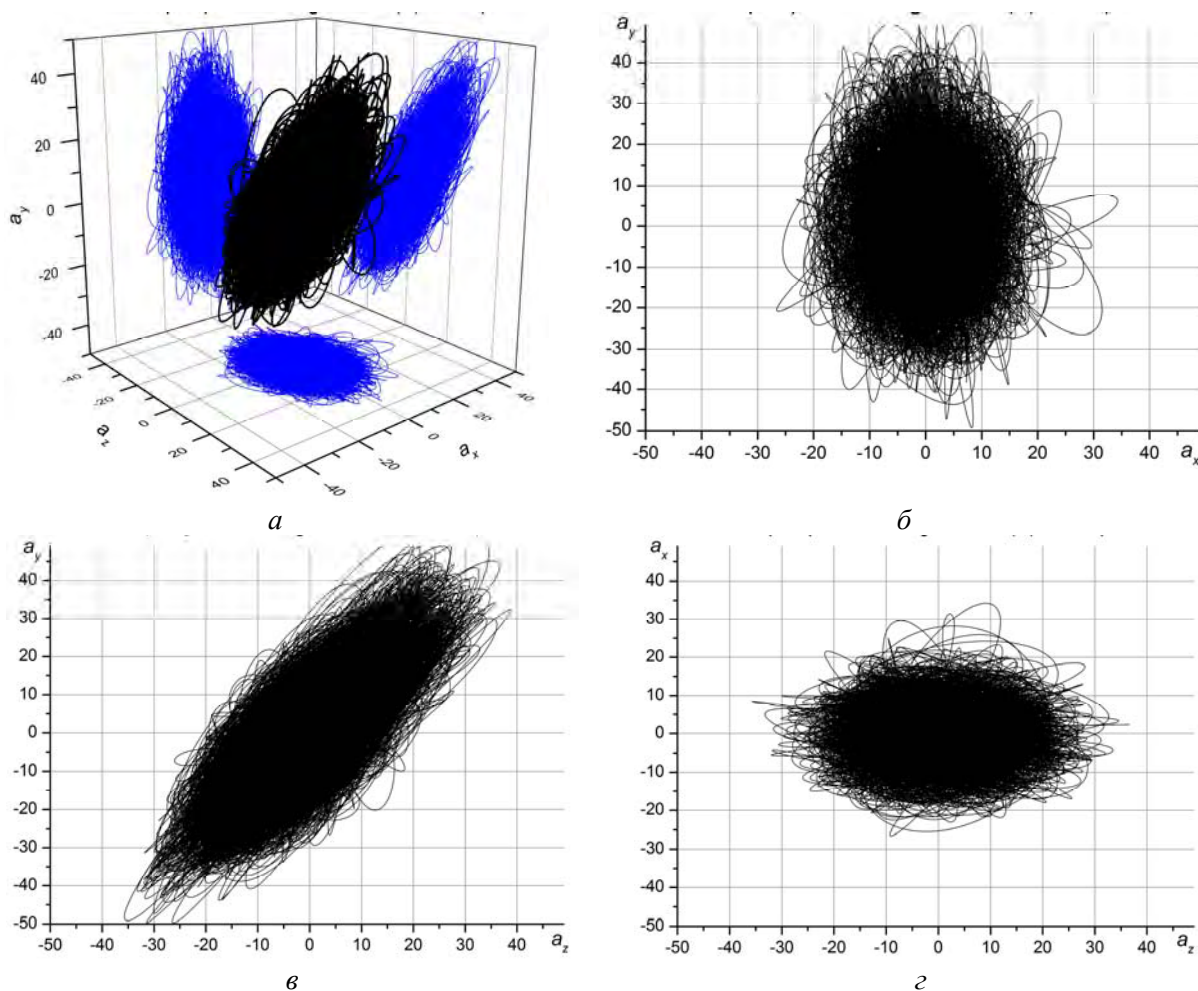
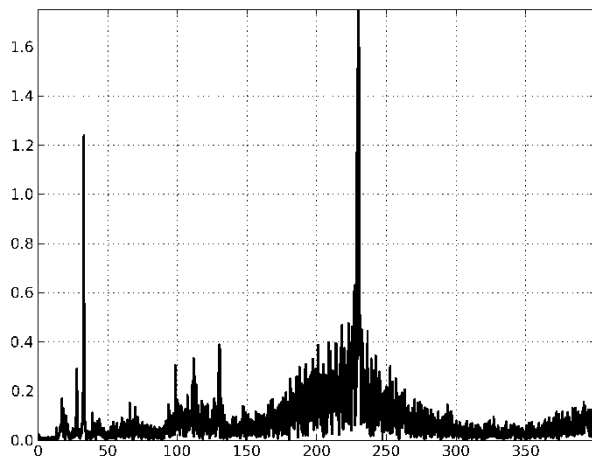


Рисунок 4 – Пространственная траектория вектора виброускорений (частота вращения ротора 2000 об/мин)
 а – траектория в пространстве; б, в, г – ее проекции на плоскости XY; YZ; XZ

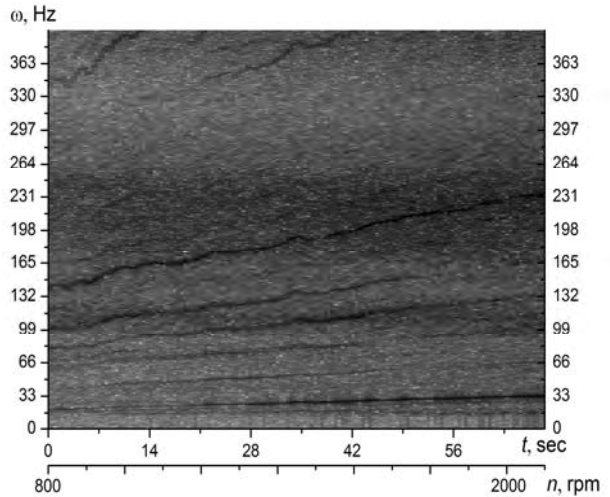
Исследование вибраций пожарного насоса ПН-40УВ, который имеет ослабление крепления вала в подшипниках. Среди характерных дефектов, сопровождающий работу центробежных пожарных насосов является дефект ослабление посадки вала в подшипниковом узлу. С целью исследования вибраций насоса с указанным дефектом, было собрано новый насос вал рабочего колеса которого меньший радиус на 0.03мм в месте его посадки на первый подшипник. Спектры и спектрограммы вибраций показаны на рис. 5. Анализ спектра вибраций в вертикальном направлении (рис. 5,а) показывает присутствие 1й, 3й, 4й и 7ой гармоник с частотами кратными частоте вращения ротора (это частоты 33 Гц, 99 Гц, 133 Гц и 233 Гц). Однако наиболее важным является наличие в спектре суб-гармоник, которые указывают на присутствие в системе нелинейностей, вызванных наличием дополнительных контактов или ударов через люфт в посадке вала. К ним относятся гармоники с 0,5 и 3,5 кратности частоты вращения ротора (16,5 Гц и 116 Гц).

Аналогичный результат можно наблюдать на поле изменения во времени спектра вибраций, показанный на рис. 5,б. Анализ спектрограммы указывает на существенное доминирование 1 - й (основной) и 7 - й гармоник вибраций. Подтверждается также наличие эффекта сопровождающей суб-гармоники с кратностью 0,5 от частоты вращения ротора, которая

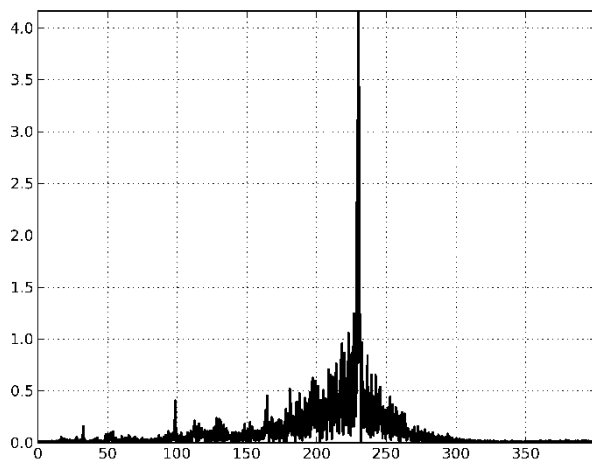
наблюдается во всем частотном диапазоне вибраций. Суб-ультра гармоника с кратностью 3,5 от частоты вращения ротора проявляется только на больших уровнях вибраций т.е. при самых высоких скоростях вращения ротора. Спектр и спектрограмма в осевом направлении (рис. 5, в, з) является качественно близким к соответствующим характеристикам вибраций насоса без внутренних дефектов. Проявляется больше доминирование у 7 гармонике и на спектрограмме можно видеть суб-гармонику с частотой 0,5 от частоты вращения ротора. Спектр вибраций в горизонтальном направлении (рис. 5, д, е) довольно похож на шум. Возбуждается первая основная гармоника и суб-гармоники.



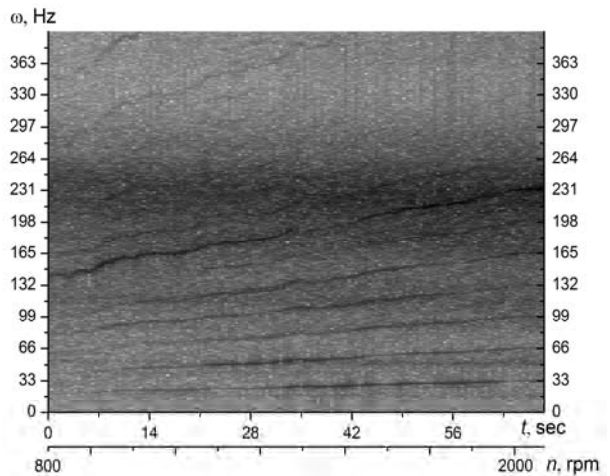
а



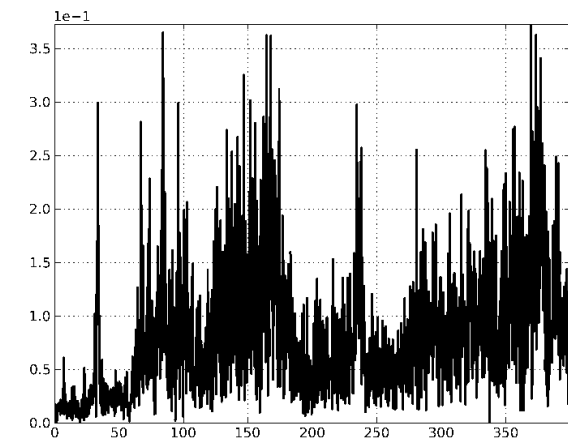
б



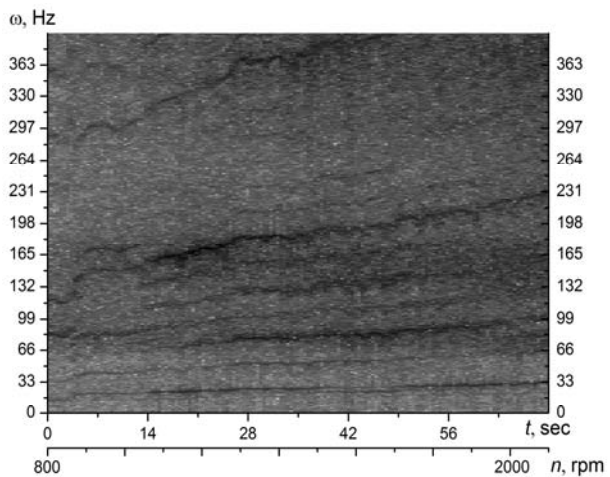
в



г



д



е

Рисунок 5. – Спектры (а, в, д) и спектрограммы (б, г, е) вибраций насоса, который имеет ослабление крепления вала в подшипниках в вертикальном (а, б), осевом (в, г) и горизонтальном (д, е) направлениях

Сравнение количественных показателей вибраций в разных направлениях указывает на то, что наибольший уровень вибраций наблюдаются в осевом направлении, а в горизонтальном – наименьший.

Сравнение вибраций насоса с дефектом посадки вала и без него указывает, на то что дефект ослабляет в первую очередь осевое направление, что приводит к существенному увеличению вибраций в этом направлении на 80% в то время как вибрации в других направлениях остаются почти такими же как и у насоса без указанного дефекта.

Следующим признаком, сопровождающим наличие дефекта типа ослабления посадки вала в подшипниках является изменение в пространственной форме вибрации. Действительно, вследствие наличия дефекта происходит перераспределение жесткости системы и как следствие меняется пространственная форма колебаний. Исследование указанного явления может быть реализовано при анализе ориентации результирующего вектора виброускорения. На рис. 6 представлено пространственная траектория вектора виброускорения в точке насоса с наличием внутреннего дефекта.

Кроме выраженного доминирования вибраций в осевом направлении интересно изменение угла ориентации эллипса проекции траектории на плоскость YZ. Так, при рассмотрении ориентации вектора вибраций в предыдущем случае угол ориентации составлял около 55° в то время как при наличии дефекта этот угол достигает 80° .

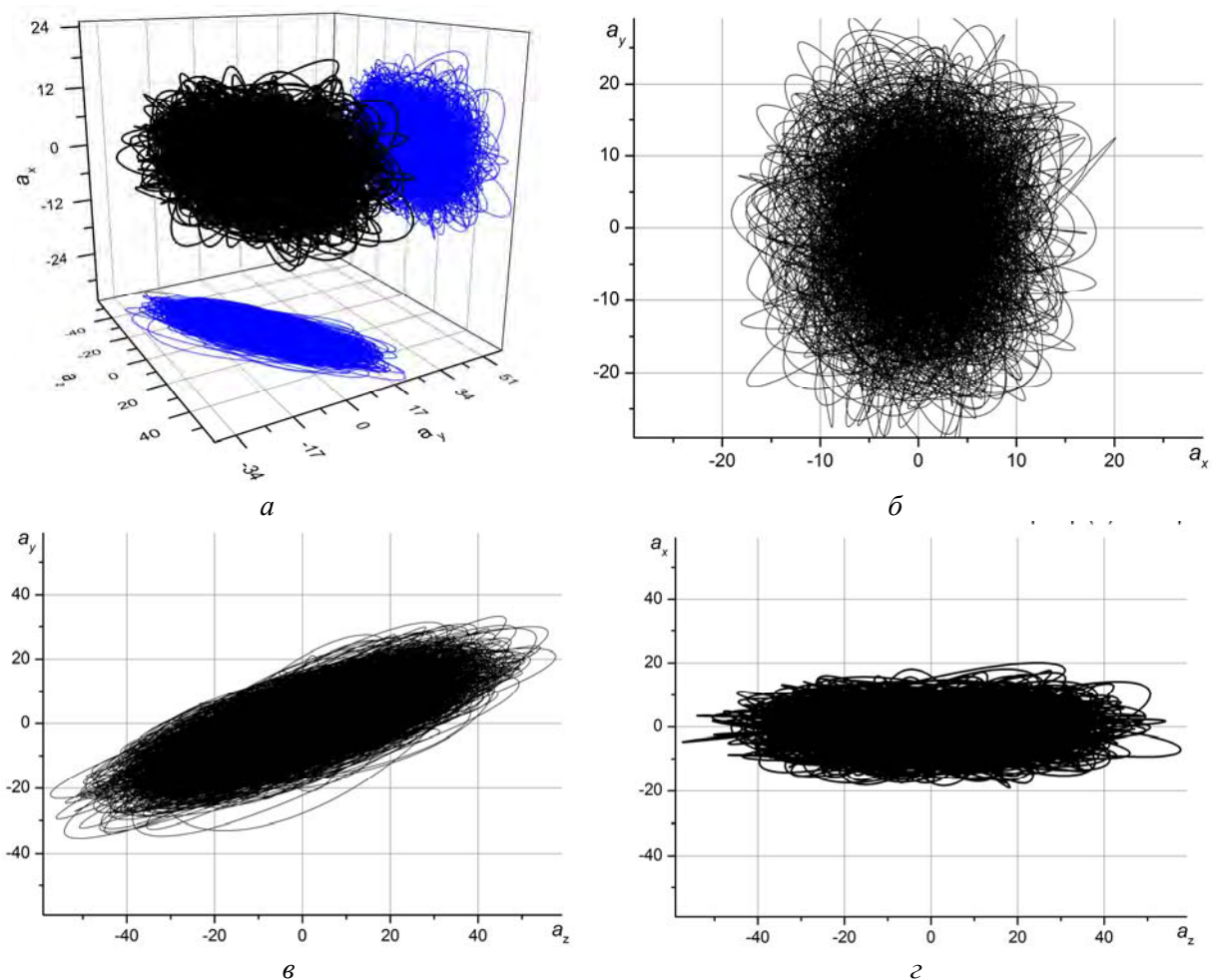


Рисунок 6. – Пространственная траектория вектора виброускорений в точке насоса, который имеет ослабление крепления вала в подшипниках (частота вращения ротора 2000 об/мин)
 а – траектория в пространстве; б, в, г – ее проекции на плоскости XY; YZ; XZ

РЕЗЮМЕ

В работе представлены экспериментальные исследования вибраций центробежного пожарного насоса ПН-40УВ, который не имеет повреждений и с дефектом в виде изношенного подшипникового узла. Проведен спектральный анализ вибраций и построены пространственные траектории вектора виброускорений в точке насоса. Определено, что в спектрах вибраций насоса с повреждением указанного типа присутствуют субгармоники с частотами равными 0,5 и 3,5 кратности частоты вращения ротора. Определено также что наличие дефекта приводит к изменению в пространственной ориентации вибраций. Так у не дефектном насосе доминирует вертикальное направление в то время как насос с дефектом воспроизводит самые вибрации в осевом направлении. Полученные вибрационные признаки наличия скрытого дефекта указанного типа может быть положено в методику технической диагностики пожарных насосов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Водка А.А. Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012.– № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.
2. Ульянов Ю.Н. Комплекс для измерения виброускорений на основе микроэлектромеханического сенсора / А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Материалы III Международной научно-практической конференции «Проблемы развития транспортных систем и логистики», Евпатория, 2012 год. – 2012. – С. 191.
3. Brigham E.O. The fast Fourier transform and its applications / Brigham E. Oran. – Englewood Cliffs, N.J.: Prentice Hall, 1988, 448 p.
4. Oppenheim A.V. Discrete-time signal processing / Alan V. Oppenheim, R. W. Schaffer and J. R. Buck. – Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 3rd edition, 2009, 1120 p.
5. Allen J.B. Short Time Spectral Analysis, Synthesis, and Modification by Discrete Fourier Transform / Jont B. Allen // IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing. ASSP-25 (3), 1977, Pp. 235–238

SUMMARY

The work deals with the experimental studies of vibrations of centrifugal fire pump PN-40UV without defects and with unfasten shaft in a bearing seat. A spectral analysis of vibration and investigation of the forming of spatial trajectory of vibration acceleration vector have been carried out. It was determined that the spectrum of vibrations of the pump with mentioned type of defect have sub-harmonics (with 0.5 and 3.5 factors of the rotor rotation). The changing in the spatial orientation of the vibration of the defected pump have been defined. Non-defected pump has vibrations with domination in vertical direction, but defected pump vibrations are axially oriented.

Поступила в редакцию 16.10.2013