

УДК 621.01, 534.1

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ БАРАБАННОГО СЕПАРАТОРА

© Григорий Яковлевич Пановко<sup>1</sup>, Александр Евгеньевич Шохин<sup>1</sup>,

Михаил Петрович Алексеев<sup>2</sup>, Виктор Михайлович Лепехин<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Федеральное государственное бюджетное учреждение науки "Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН", Москва

<sup>2</sup>ООО «Криотрейд», Москва

[shohinsn@mail.ru](mailto:shohinsn@mail.ru), Россия

***Аннотация.** В работе представлены результаты экспериментальных исследований основных динамических характеристик барабанного сепаратора. Обсуждаются конструктивные особенности сепаратора, связанные с использованием карданного привода вращения барабана. Подробно описывается методика проведения экспериментов. Установлено влияние взаимного расположения вилок карданного вала на амплитуды вынужденных колебаний рамы сепаратора.*

***Ключевые слова:** барабанный сепаратор, карданный привод, вибрация, собственные частоты, вынужденные колебания, возмущающие усилия.*

## EXPERIMENTAL STUDY VIBRATION ACTIVITY OF DRUM SEPARATOR

© Grigory Panovko, Alexander Shohin, Mikhail Alekseev, Vladimir Lepchin

IMASH RAS, Moscow, Russia

***Abstract.** The work presents the results of experimental studies of basic dynamic characteristics of the separator drum. The design features of the separator related to the use of the PTO drive of drum rotation are discussed. The methodology of the experiments is described in detail. The effect of the interposition of the forks of cardan shaft on the amplitude of the forced oscillation of the separator frame is specified.*

***Key words:** drum separator, cardan drive, vibration, natural frequencies, forced oscillations, disturbing force.*

**Предварительные замечания.** Одной из сопутствующих проблем, возникающих при разработке и эксплуатации различных технологических агрегатов, является их виброизоляция. Особенно остро эта проблема возникает при эксплуатации машин вибрационного принципа действия, для которых принципиальным является снижение динамических воздействий, передаваемых на фундамент, при одновременном обеспечении требуемых значений параметров вибрации рабочего органа. При проектировании таких машин обычно предполагается, что они будут установлены на виброизолирующих опорах (виброизоляторах, виброопорах). Существующая номенклатура конструкций и типоразмеров виброизоляторов для технологических агрегатов чрезвычайно обширна, и их выбор сопряжен с определенными трудностями. Введение дополнительного конструктивного элемента может изменить динамику всей машины, что должно учитываться при подборе схемы виброизолирующей системы [1].

С целью создания эффективной системы виброизоляции предварительно проводится оценка динамических характеристик технологической машины и, прежде всего, собственных частот, спектрального состава генерируемых ею возмущающих воздействий, амплитуд колебаний рабочего органа, сил, передаваемых на фундамент. Обычно такая оценка проводится на основе предельно упрощенных расчетных схемах технологического агрегата, который часто моделируется в виде системы с одной или двумя степенями свободы. Однако, для конструктивно неоднородных машин, к которым относятся и машины вибрационного принципа действия, состоящих из различных парциальных колебательных подсистем, приходится учитывать большое число возможных форм вынужденных колебаний [2]. В любом случае для получения достоверных результатов математического моделирования и оценки виброактивности машинного агрегата необходимо располагать данными о значениях упруго-вязко-инерционных параметрах его элементов. Эта информация, как правило, имеет весьма приближенный характер, что может привести (и часто приводит) к существенным ошибкам при последующем решении задачи виброизоляции.

Для уточнения значений параметров расчетных схем проводят экспериментальные исследования динамического поведения агрегатов с последующей верификацией математической модели.

В настоящей работе рассматриваются особенности проведения и анализа результатов экспериментальных исследований динамических характеристик барабанного сепаратора, являющегося одним из распространенных типов вибрационных технологических машин.

**Особенности конструкции.** В сепараторах рассматриваемого типа разделение обрабатываемого материала происходит под действием центробежных сил, возникающих при вращении рабочего органа сепаратора [3-5]. Специфическая особенность сепаратора, исследуемого в настоящей работе, состоит в том, что с целью повышения эффективности процесса сепарирования в исследуемой конструкции на вращение питателя с заданной угловой скоростью дополнительно накладывается периодическая составляющая, которая создается благодаря использованию в приводе вращения карданной передачи.

На рисунке 1 представлен испытуемый сепаратор, закрепленный на бетонном основании. Рабочим органом сепаратора является сетчатый барабан, вращающийся в закрытом цилиндрическом корпусе 1. Короб жестко установлен на верхней раме 2 сепаратора, которая закреплена на нижней раме 3. В свою очередь нижняя рама установлена на фундаменте. Конструкция сепаратора позволяет изменять угол наклона  $\alpha$  верхней рамы относительно нижней, что позволяет варьировать угол наклона оси вращения питателя относительно горизонтальной плоскости и, соответственно, изменять проекции сил инерции и силы тяжести, действующие на обрабатываемый материал. Приводной электродвигатель 4 жестко установлен на верхней раме. В рассматриваемой конструкции сепаратора оси вращения электродвигателя и питателя расположены параллельно друг другу на заданном расстоянии. Вращение ротора электродвигателя передается барабану через карданную передачу 5. Подобная конструкция привода создает неравномерность скорости вращения барабана, которая происходит с удвоенной частотой постоянной скорости вращения ротора электродвигателя. Амплитуда этой составляющей зависит от установочного угла между поперечными осями ведущей и ведомой вилок карданного вала. Если вилки карданного вала установлены по отношению друг к другу под углом в  $90^0$ , то достигается максимальная амплитуда переменной составляющей угловой скорости вращения барабана при заданном угле между осями карданного вала и двигателя [6]. В противном случае, когда вилки расположены в одной плоскости, возбуждения периодической составляющей не происходит.

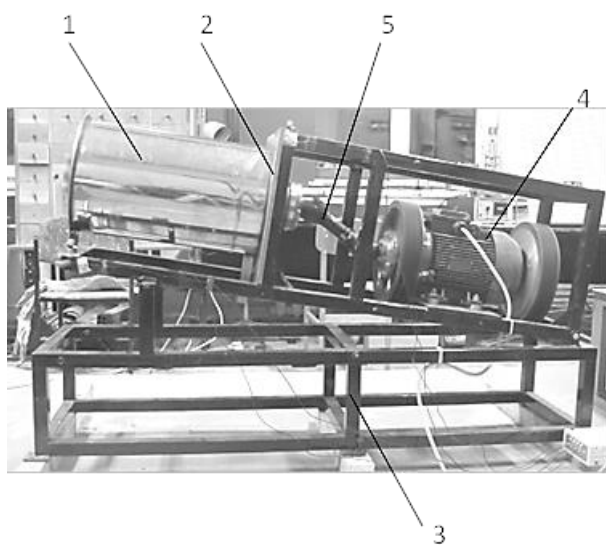


Рисунок 1 – Сепаратор



Рисунок 2 – Точки измерения

Работа сепаратора на номинальном режиме сопровождается возбуждением нежелательных интенсивных поперечных колебаний, которые приводят к значительным динамическим воздействиям на фундамент, затрудняют обслуживание и нарушают условия безопасной эксплуатации сепаратора. Очевидно, что источниками возбуждения колебаний являются неуравновешенность вращающихся элементов и поперечные реакции, возникающие в карданных шарнирах. Выявление и оценка этих сил необходимы для последующего моделирования динамики сепаратора и является одной из основных задач экспериментального исследования. Другой важнейшей задачей экспериментального исследования является определение динамических характеристик всей конструкции сепаратора.

**Измерительная система.** Все измерения колебаний конструкции проводились с помощью пьезоэлектрических акселерометров модели KD35, установленных в наиболее

виброактивных точек, расположенных на верхней раме сепаратора (рисунок 2). Оси чувствительности акселерометров 1 и 3 параллельны оси  $Z$  (ось, перпендикулярная оси вращения сепаратора и лежащая в вертикальной плоскости), а акселерометров 2 и 4 – параллельны оси  $Y$  (ось, перпендикулярная оси вращения сепаратора и лежащая в горизонтальной плоскости).

Для регистрации и анализа колебаний сигналы с акселерометров через согласующий усилитель заряда РШ2734Э (ЗАО «Руднев-Шиляев») с включенным полосовым фильтром 1-100 Гц передаются на универсальный аналого-цифровой преобразователь АЦП/ЦАП Е14-440D (Л-КАРД, Россия). Полосовой фильтр ограничивает исследуемый диапазон частот колебаний. В универсальном модуле АЦП измеряемые сигналы оцифровываются и, далее, поступают на персональный компьютер (ПК) в программный комплекс PowerGraph 3.3.8 Pro, с помощью которого обеспечивается запись сигналов в файл и анализ их спектрального состава (принципиальная схема измерительной системы представлена на рисунке 3).

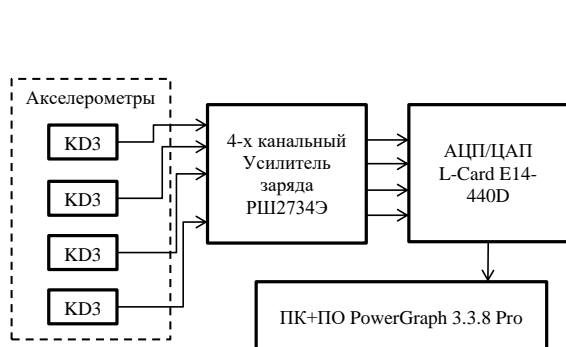


Рисунок 3 – Схема измерительной системы



Рисунок 4 – Точки и направления нанесения ударов

**Определение собственных частот колебаний.** Собственные частоты можно определить как из анализа свободных затухающих колебаний элементов сепаратора, вызванных однократным ударом, так и по характеру вынужденных колебаний при медленном изменении скорости вращения барабана.

В рассматриваемом случае предпочтительнее оказался метод оценки собственных частот по спектральным характеристикам свободных колебаний. Возбуждение колебаний осуществлялось при однократном ударе молотком с резиновым наконечником по различным точкам конструкции. Точки и направления приложения ударов показаны на рисунке 4. Удары в точках A-C прикладывались в направлении, параллельном оси  $Z$ , а в точках D-F – параллельно оси  $Y$ .

На рис. 5-10 представлена типовая осциллограмма (отклик) и спектральные составы затухающих колебаний сепаратора, возбуждаемых при ударе по раме в различных точках и направлениях, показаны на рисунке 2, соответственно. На рисунке 5,а кривая 1, выделенная красным цветом, соответствует отклику системы, измеренному акселерометром 1, кривая 2 (синий цвет) – акселерометром 2, кривая 3 (зеленый цвет) – акселерометром 3, кривая 4 (фиолетовый цвет) – акселерометром 4.

Собственные частоты колебаний конструкции сепаратора определяют по наблюдаемым существенным (выраженным) пикам в спектре сигналов. Сравнение полученных результатов показывает, что направление нанесения удара существенно влияет на спектральный состав сигналов, т.е. в зависимости от направления удара возбуждаются

различные формы колебаний. При этом место нанесения удара оказывает на спектр меньшее влияние. Значения первых пяти собственных частот колебаний конструкции сепаратора, определенные по спектральным характеристикам, представлены в таблице 1.

PowerGraph: D:\Alex\Проекты РФФИ, РНФ и др\Вибросепаратор с карданом 2015\Испытания\test\_udar\_29012016.pgc

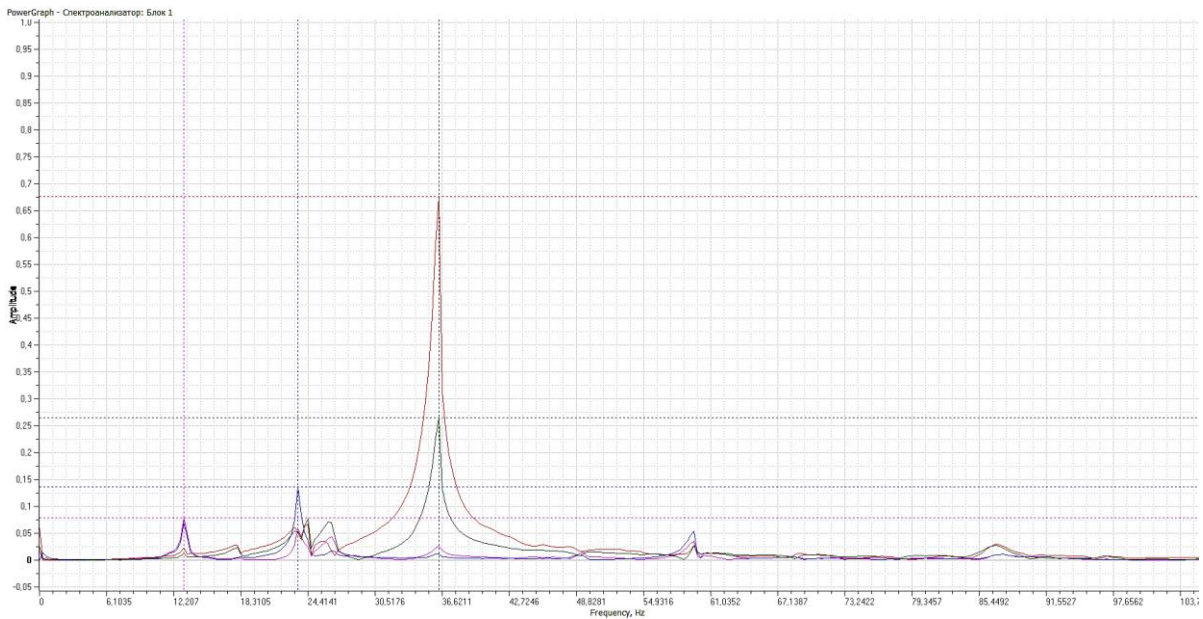
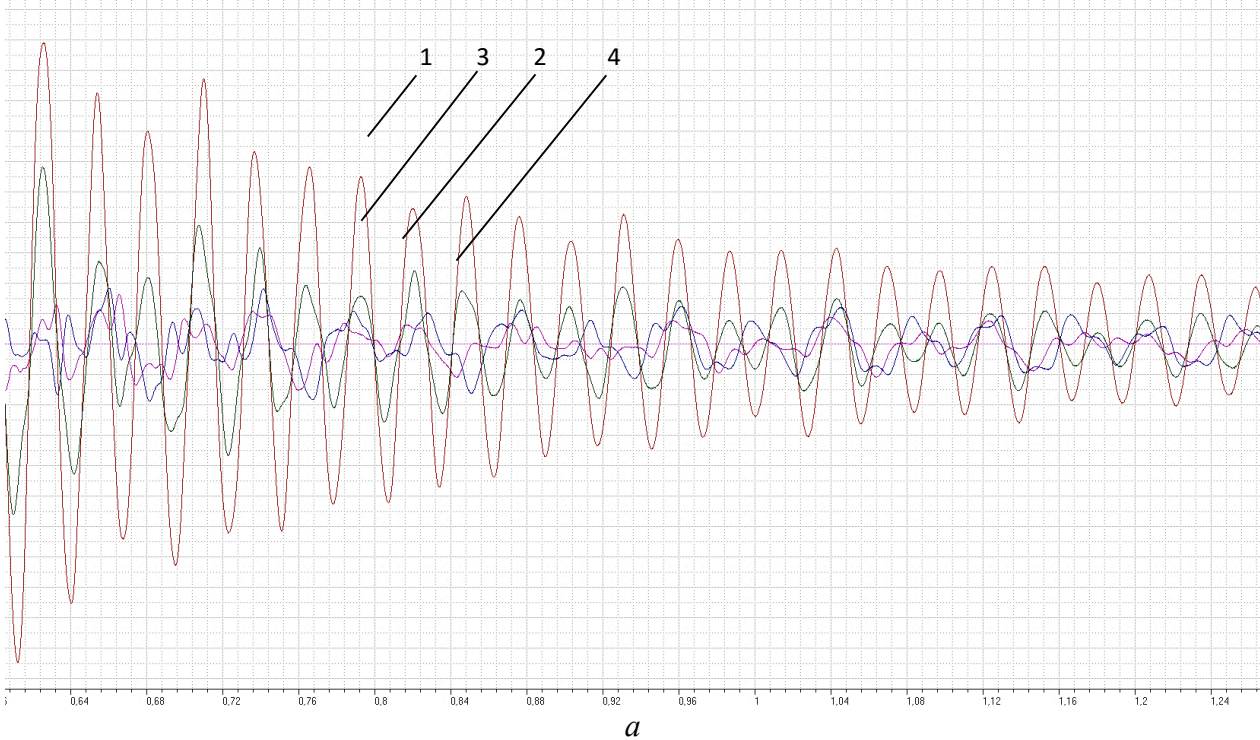


Рисунок 5 – Отклик системы (*a*) и частотный спектр вибрации (*b*) при ударе в точке А

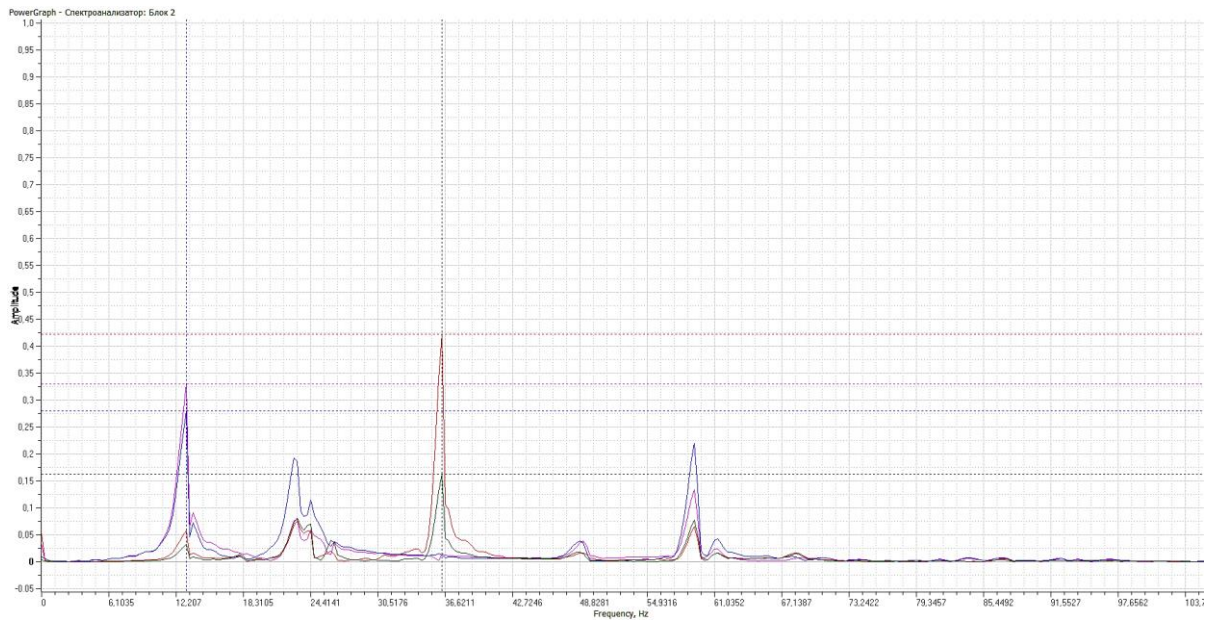


Рисунок 6 – Частотный спектр вибрации при ударе в точке В

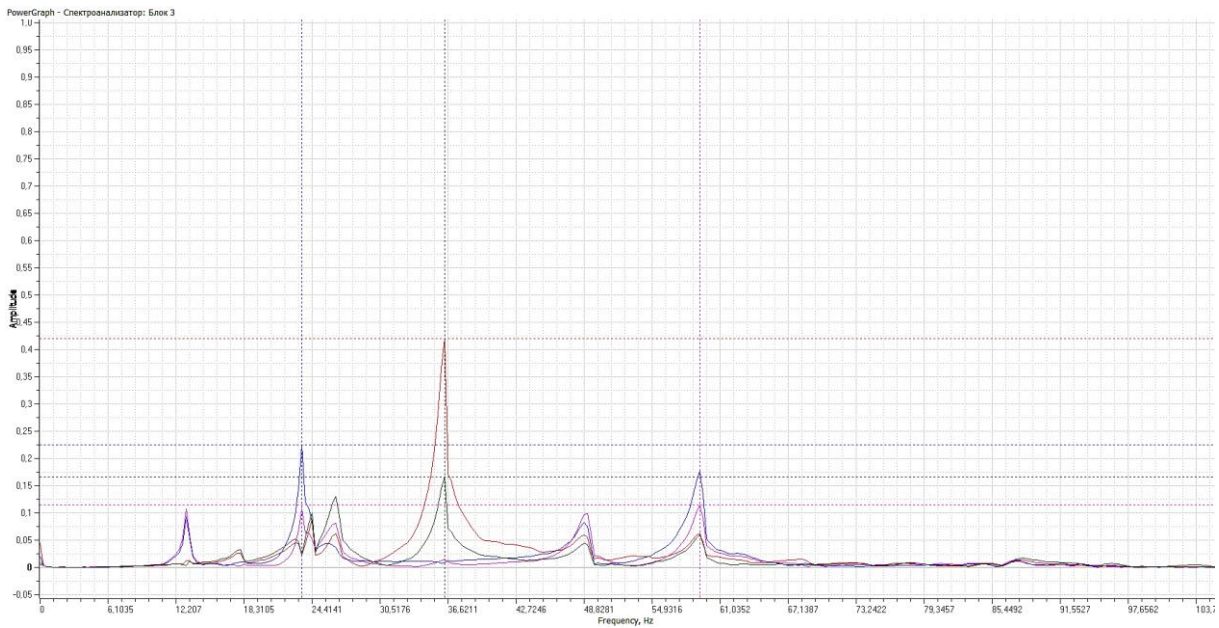
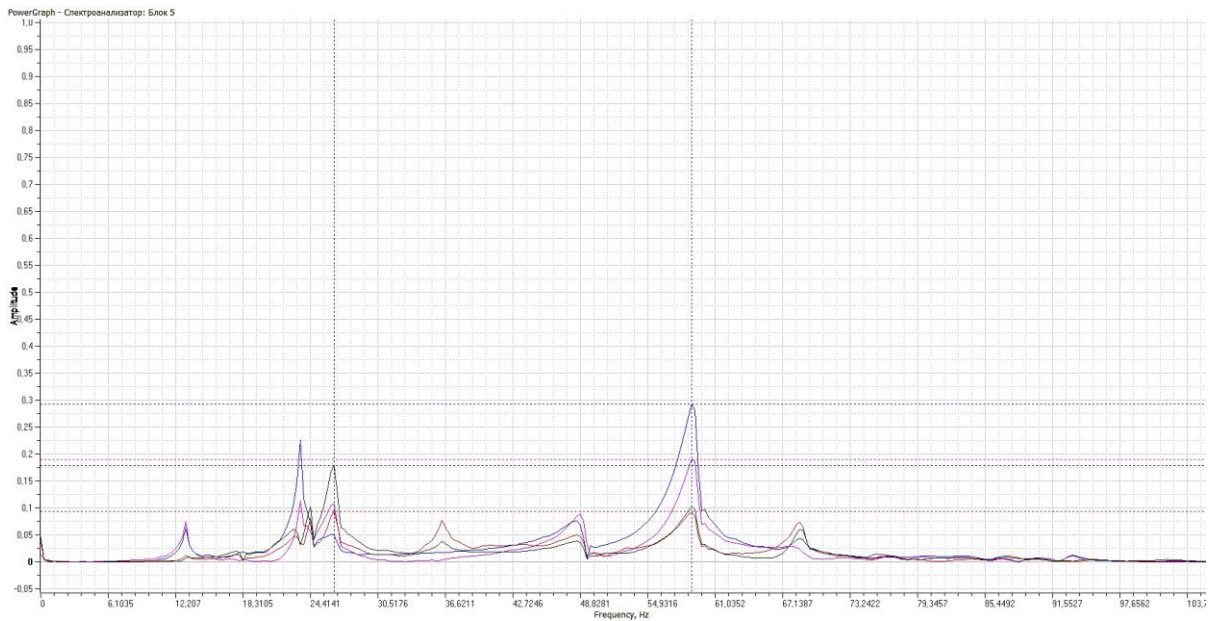
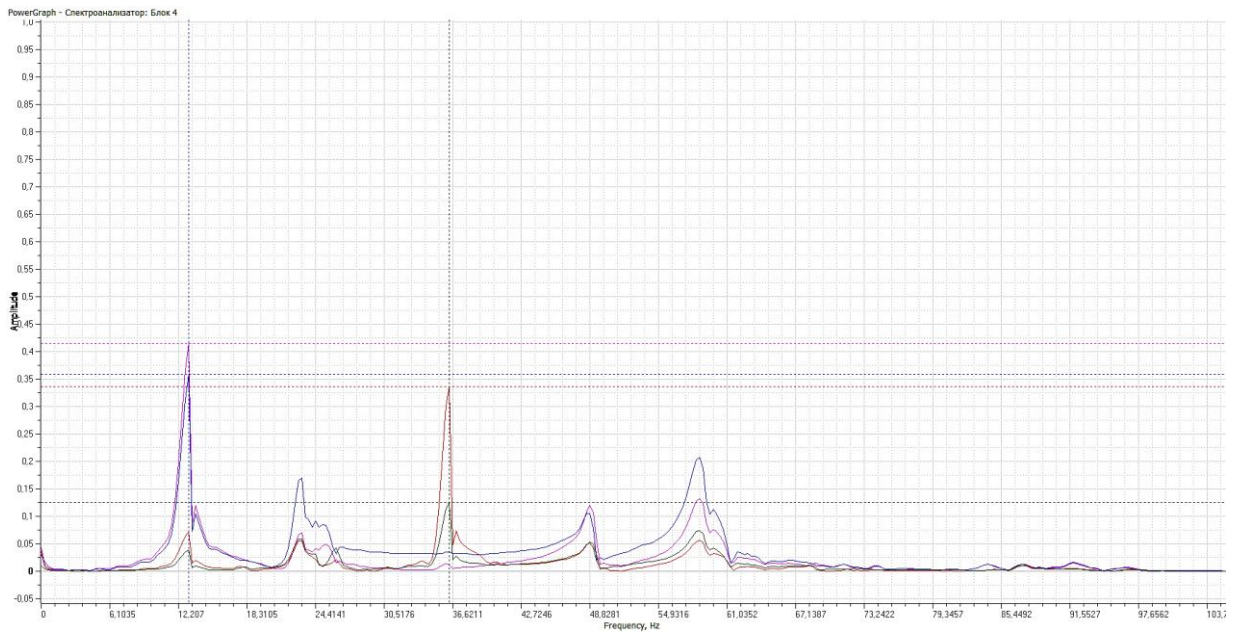


Рисунок 7 – Частотный спектр вибрации при ударе в точке С



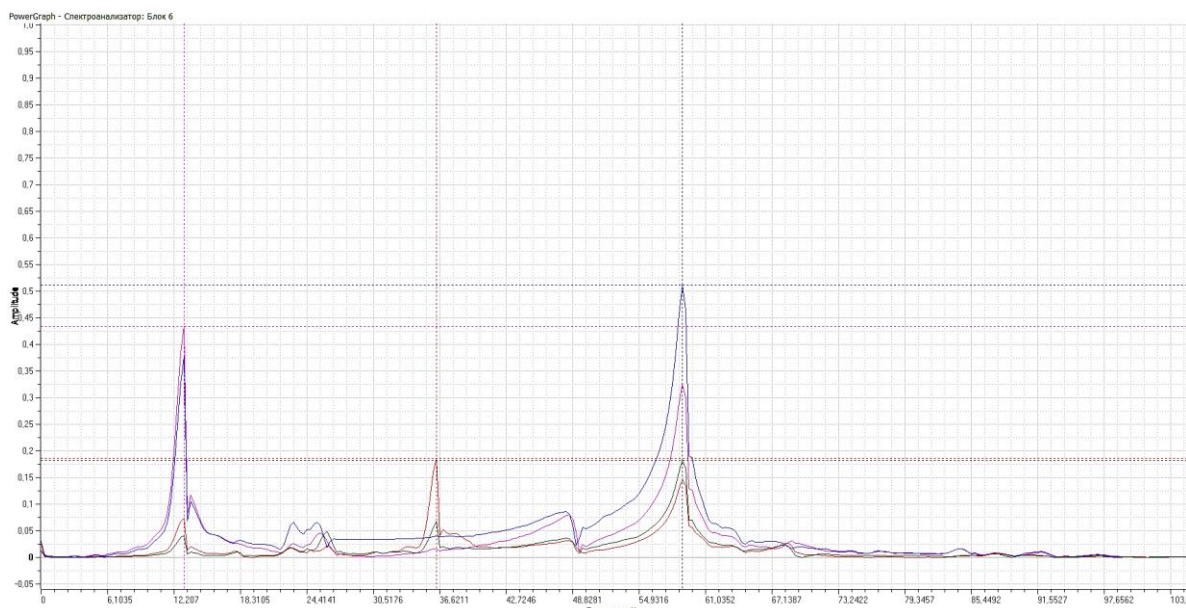
Рисунок 10 – Частотный спектр вибрации при ударе в точке  $F$ 

Таблица 1 – Первые пять собственных частот колебаний барабанного сепаратора

№ п/п	1	2	3	4	5
Частота, Гц	12,5	22,9	26,5	36,3	58,9

**Исследование вынужденных колебаний барабанного сепаратора на номинальном режиме работы.** При подаче на электродвигатель напряжения номинальный режим работы сепаратора со средней скоростью вращения 750 об/мин (12,5 Гц). Исследования проводились в естественных условиях окружающей среды без загрузки обрабатываемого материала. Все измерения и последующий анализ колебаний проводился в точках сепаратора, показанных на рисунке 2, с помощью измерительной системы, блок-схема которой представлена на рисунке 3. Регистрация и анализ осциллограмм проводился после выхода системы на установившийся номинальный режим работы.

Для идентификации возмущающих усилий эксперименты проводились для двух случаев установки взаимного расположения вилок карданного вала привода питателя.

В первом случае, когда вилки карданного вала лежат в одной плоскости, обеспечивается равенство скоростей вращения вала электродвигателя (ведущий вал) и питателя (выходной вал). При этом основным источником возбуждения колебаний сепаратора является несбалансированность вращающихся частей. Дисбаланс вращающихся частей приводит к возникновению круговых центробежных сил, направленных перпендикулярно осям вращения карданного вала и барабана. Соответствующие этому случаю установки карданных шарниров осциллограммы колебаний и их амплитудные спектры представлены на рисунках 11 и 12. Здесь кривые красного цвета (1) соответствует сигналу акселерометра 1, синего (2) – акселерометра 2, зеленого (3) – акселерометра 3, фиолетового (4) – акселерометра 4 (расположение акселерометров представлено на рисунке 2). Из анализа представленных на рисунке 11 осциллограмм видно, что колебания сепаратора представляют собой установившиеся периодические процессы. Спектральный анализ (рисунок 12) показывает, что основная гармоническая составляющая сигнала проявляется на частоте 12,5 Гц, что соответствует частоте вращения вала электродвигателя. Кроме того, в спектре проявляются и составляющие с кратными частотами 25 Гц, 37,5 Гц, 50 Гц и т.д. Возбуждение дополнительных



высших гармоник указывает на возникновение динамических реакций в опорах барабана, вызванных вращением карданных шарниров, а также на наличие нелинейностей в системе.

Из приведенных рисунков 11 и 12 видно, что амплитуды колебаний, измеренные в разных точках рамы в горизонтальном направлении, оказываются практически одинаковыми и превышают примерно в два раза амплитуды колебаний в вертикальном направлении.

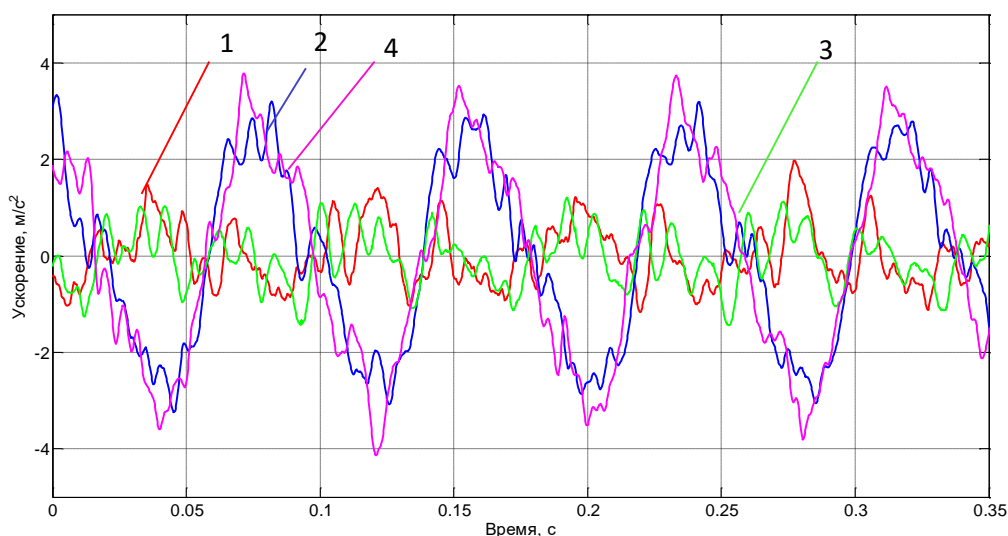


Рисунок 11 – Осциллограммы установившихся колебаний сепаратора в случае, когда вилки карданного вала привода лежат в одной плоскости: кривые красного цвета соответствуют сигналам, измеренным акселерометром 1, синего – акселерометром 2, зеленого – акселерометром 3, фиолетового – акселерометром 4

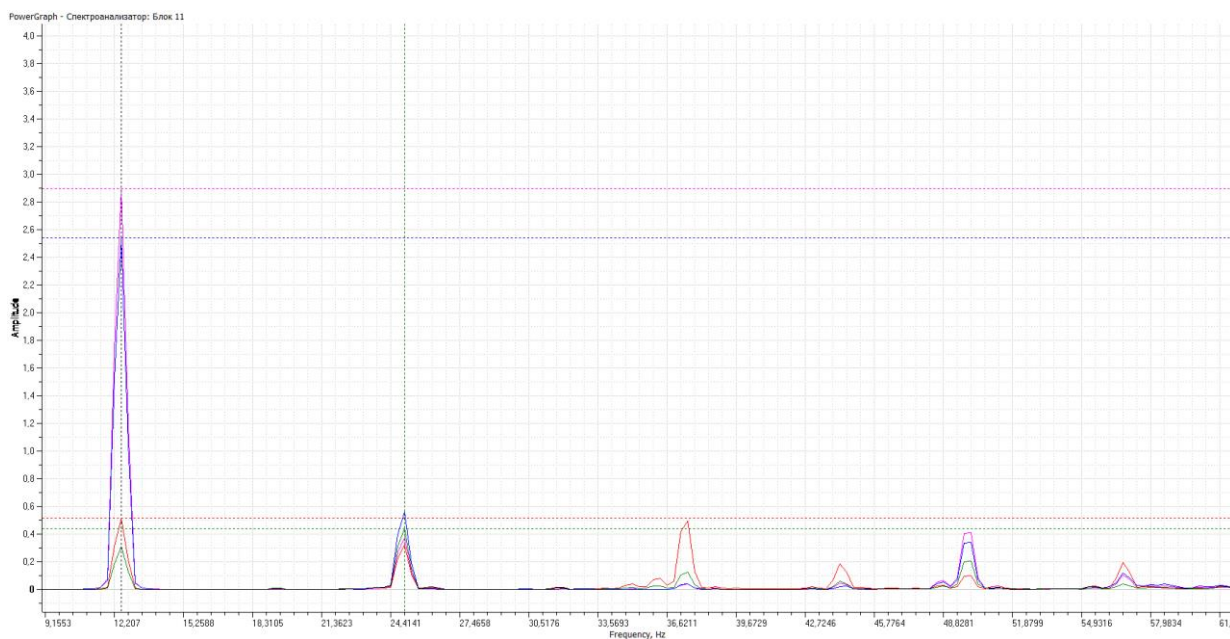


Рисунок 12 – Амплитудный спектр сигналов сепаратора в случае, когда вилки карданного вала привода питателя лежат в одной плоскости

Следует отметить, что из-за наклона оси карданного вала его несбалансированность должна приводить к возникновению осевой составляющей сил инерции. Однако результаты

предварительных испытаний показали, что колебания в направлении оси вращения сепаратора оказались на порядок меньшими по сравнению с поперечными колебаниями. Этот экспериментальный факт говорит об относительной сбалансированности карданного вала по сравнению с барабаном и, что основным источником возбуждения колебаний является исходная неуравновешенность барабана.

Во втором случае, когда вилки карданного вала повернуты друг относительно друга, вращение барабана с угловой скоростью электродвигателя сопровождается дополнительной периодической составляющей с ее удвоенной частотой. Очевидно, что при развороте вилок на  $90^0$  периодическая составляющая будет иметь максимальную амплитуду. Для оценки виброактивности сепаратора все измерения проводились при развороте вилок карданного вала относительно друг друга на  $26^0$ .

На рисунках 13 и 14 представлены соответственно осциллограммы колебаний и их амплитудные спектры: цвета кривых соответствуют, указанным на рисунках 11 и 12. Из рассмотрения представленных на рисунке 13 осциллограмм следует, что измеряемые колебания являются установившимися и представляют собой периодические процессы. Спектральный анализ колебаний (рисунок 14) показывает, что в спектрах сигналов содержатся три доминирующих составляющих на частотах 24.9 Гц, 49.8 Гц и 74.6 Гц, которые являются практически кратными по отношению к частоте вращения электродвигателя на холостом ходу, равной 12,5 Гц (об/с). Амплитуды на частоте вращения электродвигателя и других составляющих оказываются существенно (на порядок и более) меньшими. Отсутствие выраженной составляющей колебаний на частоте вращения электродвигателя в 12,5 Гц связано с тем, что в спектре возмущающего усилия доминирует составляющая с удвоенной частотой вращения карданного вала, обусловленная кинематикой карданной передачи.

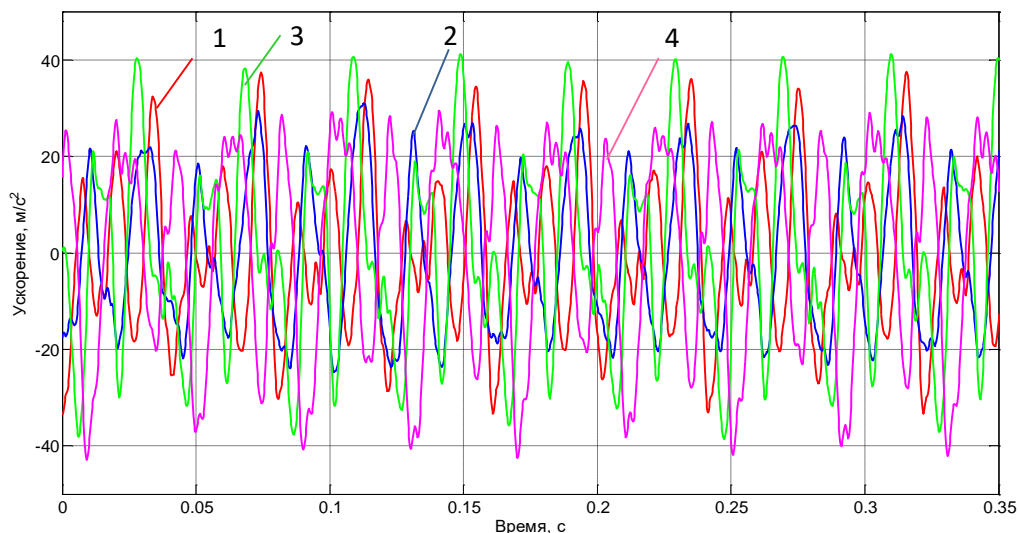


Рисунок 13. Осциллограммы установившихся колебаний сепаратора при развороте вилок карданного вала относительно друг друга на  $26^0$

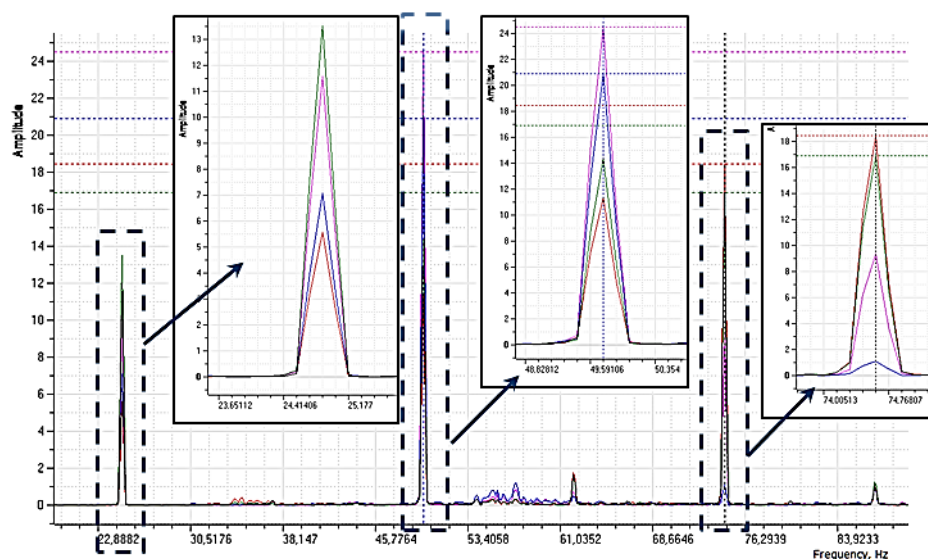


Рисунок 14. Амплитудный спектр сигналов сепаратора при развороте вилок карданного вала относительно друг друга на  $26^0$

**Заключение.** Полученные результаты показывают, что сепаратор имеет пять выраженных собственных частот: 12,5 Гц; 22,9 Гц; 26,5 Гц; 36,3 Гц и 58,9 Гц. На номинальном режиме работы сепаратора при расположении вилок карданных шарниров в одной плоскости проявляется основная гармоника с частотой 12,5 Гц; при развороте вилок на  $26^0$  проявляется на частоте 24,9 Гц. В обоих случаях в спектре колебаний присутствуют составляющие с кратными частотами. Таким образом, при номинальных скоростях вращения сепаратор работает в резонансном режиме, что предопределяет его высокую виброактивность.

Значения максимальных амплитуд виброускорения (виброперемещения) на основной частоте возбуждения 12,5 Гц приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения максимальных амплитуд виброускорения (виброперемещения)

Взаимное расположение вилок карданного вала	Область максимальной виброактивности верхней рамы	Максимальная амплитуда виброускорения (виброперемещения) по направлениям колебаний	
		горизонтальное	вертикальное
в одной плоскости	вблизи оконечного крепления корпуса питателя	3,8 м/с <sup>2</sup> (0,62 мм)	1,6 м/с <sup>2</sup> (0,26 мм)
при развороте на $26^0$	вблизи крепления карданного вала к валу питателя	28 м/с <sup>2</sup> (4,5 мм)	40 м/с <sup>2</sup> (6,5 мм)

Отметим, что амплитуды колебаний, измеренные в одной точке, но в разных направлениях, различаются примерно в два раза.

Взаимное положение вилок карданного вала оказывает существенное влияние не только на амплитуды колебаний, но и на расположение зон максимальной виброактивности. Так, когда вилки карданного вала закреплены в одной плоскости, максимальные виброускорения наблюдаются вблизи оконечного крепления корпуса барабана, тогда как при развороте вилок на  $26^0$  максимальные виброускорения оказываются вблизи зоны крепления карданного вала к валу барабана. Кроме того, при расположении вилок карданного вала в одной плоскости, максимальные ускорения возникают в горизонтальном направлении, а при

развороте вилок на  $26^0$  наоборот, максимальные ускорения возникают в вертикальном направлении. Все эти особенности объясняются тем, что в первом случае источником вибрации является несбалансированность барабана, дебаланс которого расположен вблизи оконечного крепления, а во втором случае – значительные поперечные реакции, возникающие в карданном шарнире с удвоенной частотой вращения электродвигателя (карданного вала).

Отметим, что идентификация возмущающих усилий возможна лишь на основе математического моделирования расчетной схемы сепаратора, что является предметом дальнейших исследований.

#### Список литературы

1. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах. Том 6. Защита от вибрации и ударов. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.
2. Пановко Г.Я., Шохин А.Е., Еремейкин С.А. Экспериментальный анализ колебаний механической системы с самосинхронизирующимися инерционными вибровозбудителями // Проблемы машиноведения и надежности машин, 2015, № 4, с. 11-15.
3. Верхотуров М.В. Гравитационные методы обогащения: учеб. для вузов. – М.: МАКС Пресс, 2006. – 352 с.
4. Анахин В. Д., Плисс Д.А. К теории вибросепараторов. Новосибирск. Изд-во Новосиб. ун-та, 1992, 125 с.
5. Анахин В. Д. Вибрационные методы классификации и обогащения М., ВИНТИ, № 1162-В93 Деп., 243 с.
6. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1994.- 438 с.

*Дата поступления статьи: 20 марта 2016 года.*