

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ДИНАМИКИ БАРАБАННОГО СЕПАРАТОРА С КАРДАННЫМ ПРИВОДОМ

Пановко Г.Я.¹, Шохин А.Е.²

¹

gpanovko@yandex.ru

²

shohinsn@mail.ru

Аннотация. В настоящей работе рассматриваются особенности проведения и анализа результатов экспериментальных исследований динамических характеристик барабанного сепаратора. Определены собственные частоты сепаратора. Установлено влияние взаимного расположения вилок карданного вала привода барабана на вибрационные силы, возникающие при работе сепаратора.

Ключевые слова. Вибрация, карданный привод, сепаратор, виброзащита, вибрационные испытания.

Введение. Одной из проблем, возникающих при разработке и эксплуатации различных технологических машин вибрационного принципа действия, является их виброизоляция. При проектировании таких машин обычно предполагается, что они будут установлены на виброизолирующих опорах. Однако, введение дополнительного конструктивного элемента, в частности виброизолирующей опоры, 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, обычно на основе предельно упрощенных расчетных схем 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.

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 барабана 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 фундаменте. Рабочим органом сепаратора является сетчатый барабан, вращающийся в закрытом цилиндрическом корпусе 1, жестко установленном 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 α верхней рамы относительно нижней, что позволяет варьировать угол наклона оси вращения барабана 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 барабана 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. Величина неравномерности скорости вращения барабана зависит от угла между поперечными осями ведущей и ведомой вилками карданного вала [6].

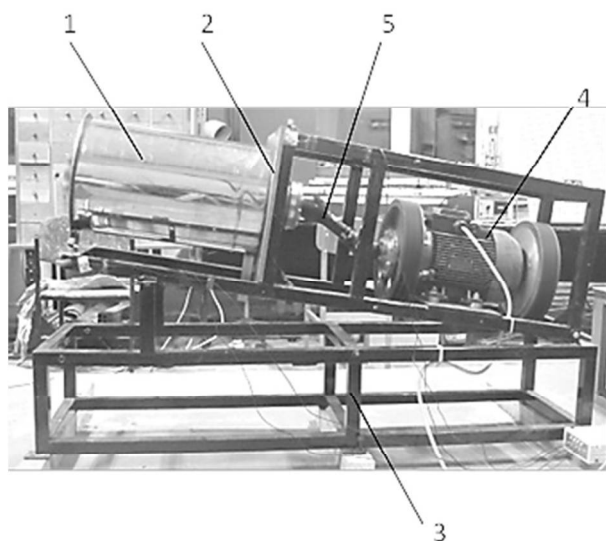


Рис. 1. Сепаратор



Рис. 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 точках, 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 усиливаются с помощью многоканального согласующего усилителя заряда и передаются на универсальный модуль АЦП/ЦАП E14-440D. В 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).

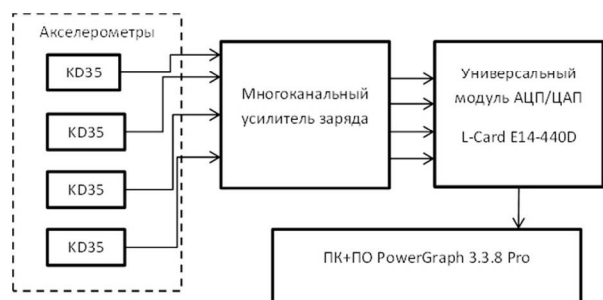


Рис. 3. Схема измерительной системы

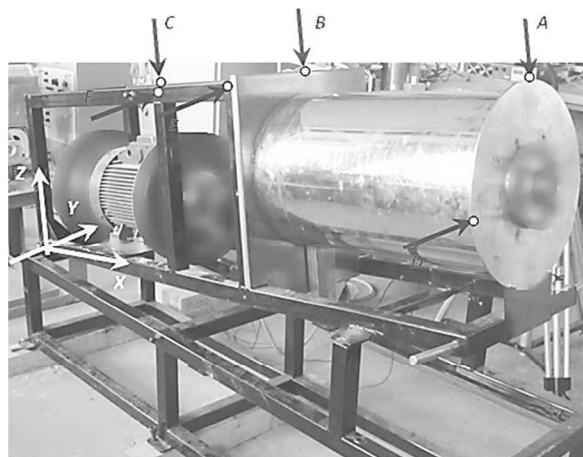


Рис. 4. Точки и направления нанесения ударов

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.

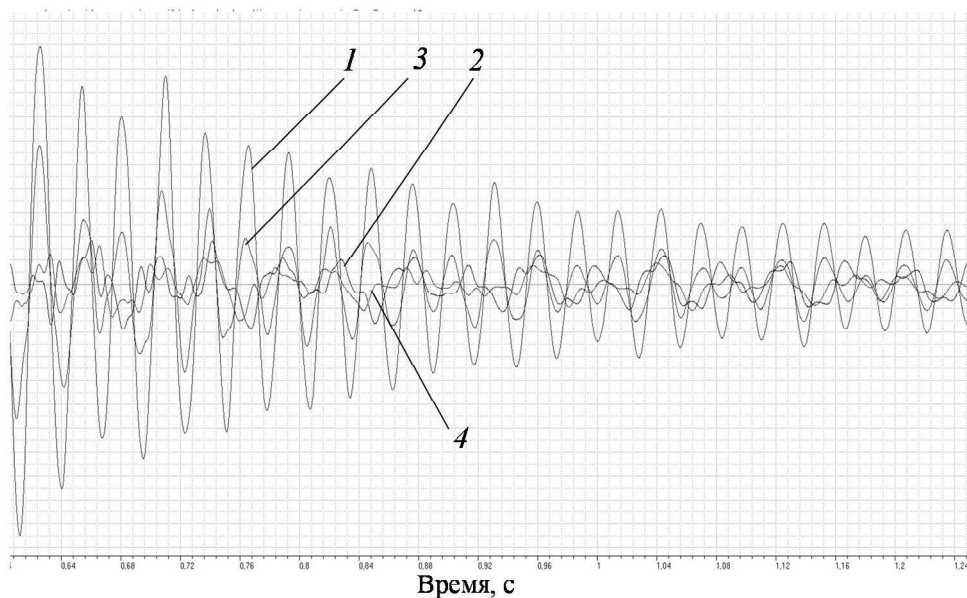
В рассматриваемом случае предпочтительнее оказался метод оценки собственных частот по спектральным характеристикам свободных колебаний. Возбуждение колебаний осуществлялось при однократном ударе молотком с резиновым наконечником по различным точкам конструкции. Точки и направления приложения ударов показаны 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 представлены, типовая осциллограмма (рис. 5,а) и спектральные составы (рис. 5,б) затухающих колебаний сепаратора, возбуждаемых при ударе по раме в точке *A* в направлении показанном на рис. 4. Кривая 1, соответствует отклику системы, измеренному акселерометром 1, кривая 2 – акселерометром 2, кривая 3 – акселерометром 3, кривая 4 – акселерометром 4 (рис. 2). Аналогичные измерения проводились при ударе по раме в других точках и направлениях, соответствующие точки и направления ударов в них представлены на рис. 4.

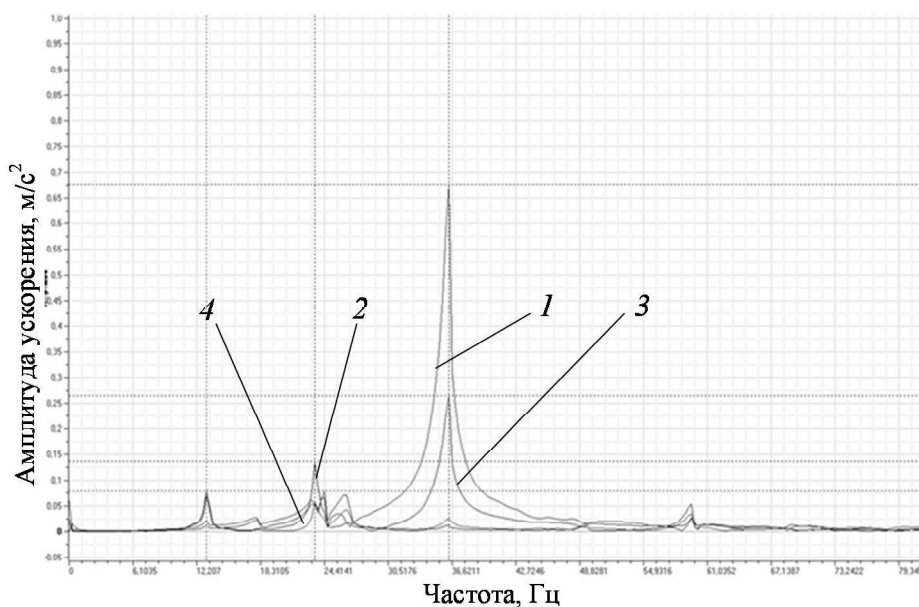
Собственные частоты колебаний конструкции сепаратора определяют по наблюдаемым существенным (выраженным) пикам в спектре сигналов. Сравнение полученных результатов показывает, что в зависимости от направления удара возбуждаются различные формы колебаний, при этом место нанесения удара оказывает на спектр меньшее влияние. Значения первых пяти собственных частот колебаний сепаратора, определенные по спектральным характеристикам, представлены в табл. 1.

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



а



б

Рис. 5. Отклик системы (а) и частотный спектр вибрации (б) при ударе в точке А

Исследование вынужденных колебаний барабанного сепаратора на номинальном режиме работы. При подаче на электродвигатель напряжения реализуется номинальный режим работы сепаратора со средней скоростью вращения 750 об/мин (12,5 Гц). Исследования проводились при нормальных условиях без загрузки обрабатываемого материала. Все измерения и последующий анализ колебаний проводился в точках сепаратора, показанных на рис. 2, с помощью измерительной описанной выше. Регистрация и анализ осциллограмм проводился после выхода системы на установившийся режим работы.

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

В первом случае, когда вилки карданного вала лежат в одной плоскости, обеспечивается равенство скоростей вращения вала электродвигателя (ведущий вал) и барабана (выходной вал). При этом основным источником возбуждения колебаний сепаратора является несбалансированность вращающихся частей, которая 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 6 и 7. Здесь номера кривых соответствуют номерам акселерометров на рис. 2. Из анализа представленных на рисунке 6 осциллограмм видно, что колебания сепаратора представляют собой установившиеся периодические процессы. Спектральный анализ (рисунок 7) 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.

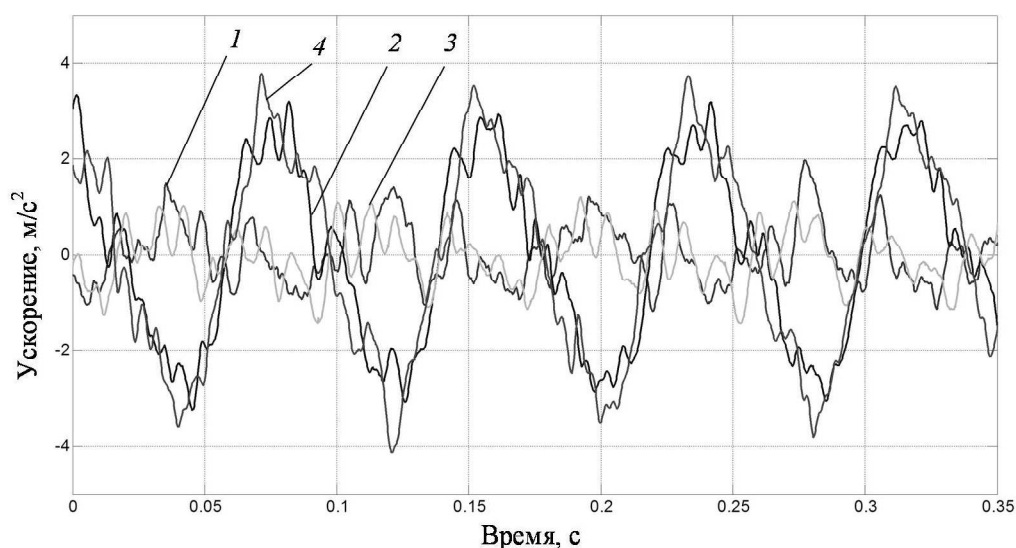


Рис. 6. Осциллограммы установившихся колебаний сепаратора в случае, когда вилки карданного вала лежат в одной плоскости

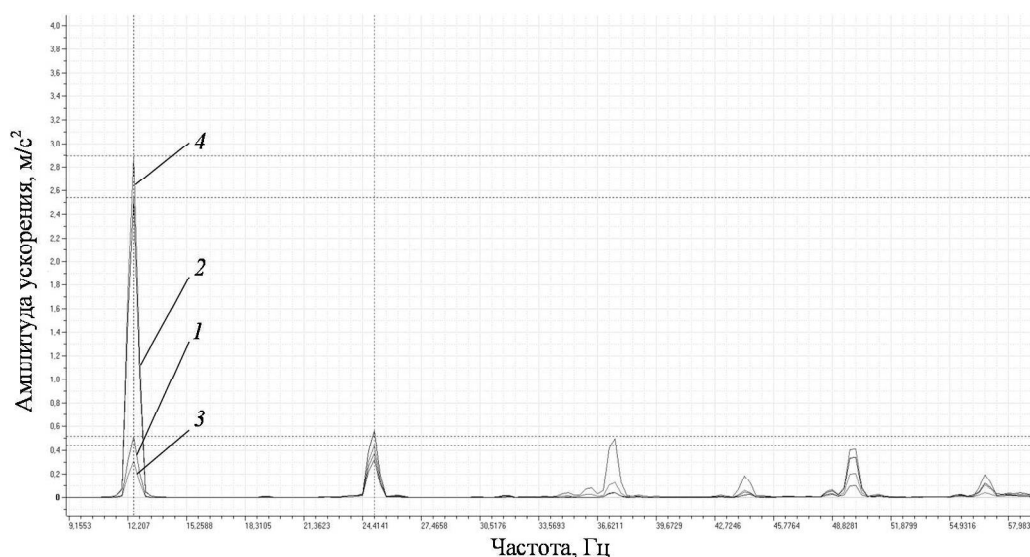


Рис. 7. Амплитудный спектр сигналов сепаратора в случае, когда вилки карданного вала лежат в одной плоскости

Из рисунков 6 и 7 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.

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. Для оценки виброактивности сепаратора в этом случае измерения проводились при развороте вилок карданного вала друг относительно друга на 26° .

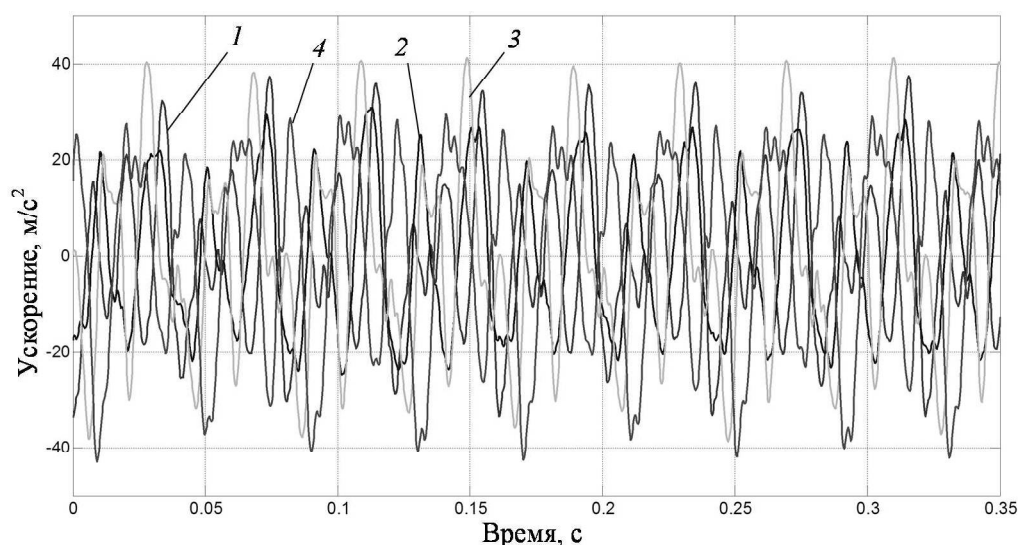


Рис. 8. Осциллограммы установившихся колебаний сепаратора при развороте вилок карданного вала относительно друг друга на 26°

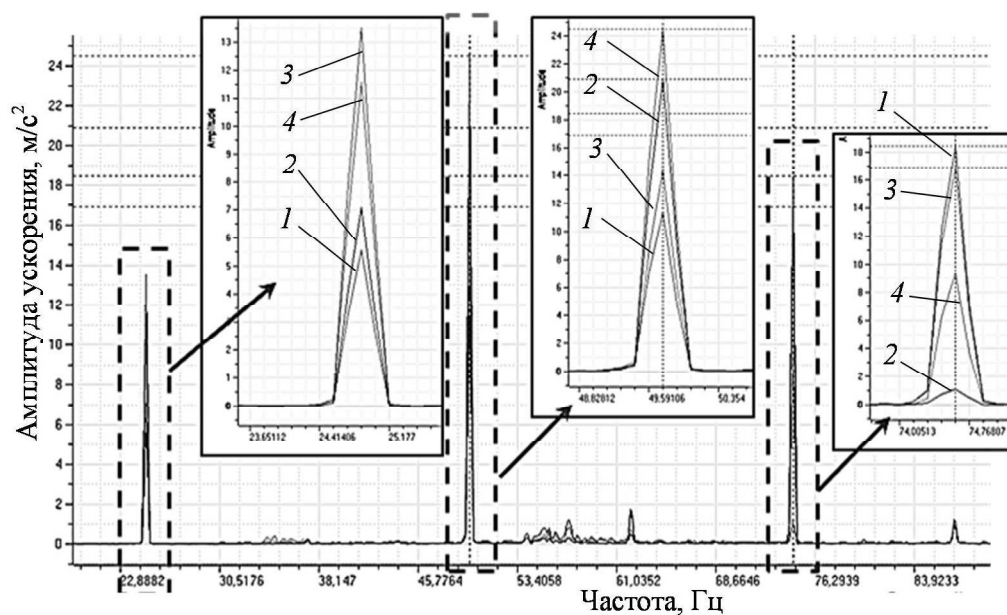


Рис. 9. Амплитудный спектр сигналов сепаратора при развороте вилок карданного вала относительно друг друга на 26°

На рисунках 8 и 9 представлены соответственно осциллограммы колебаний и их амплитудные спектры: номера кривых соответствуют номерам акселерометров, указанным на рис. 2. Из рис. 8 следует, что измеряемые колебания являются установившимися и представляют собой периодические процессы. Спектральный анализ колебаний (рисунок 9) 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.

Закключение. 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.

Взаимное положение вилок карданного вала оказывает существенное влияние не только на амплитуды колебаний, но и на расположение зон максимальной виброактивности. При расположении вилок карданного вала в одной плоскости, максимальные виброускорения наблюдаются вблизи окончного крепления корпуса барабана, а при развороте вилок на 26^0 максимальные виброускорения оказываются вблизи зоны крепления карданного вала к валу барабана. Эти особенности объясняются тем, что в первом случае источником вибрации является несбалансированность барабана, а во втором случае – значительные поперечные реакции, возникающие в карданном шарнире с удвоенной частотой вращения карданного вала.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 15-19-30026).

Литература

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.