

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ КАЛИБРОВКИ АКСЕЛЕРОМЕТРОВ

© 2019

М.Ю. Захарченко, кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой «Технология и системы управления в машиностроении»

А.О. Кузнецов, аспирант

А.С. Яковичин, ассистент кафедры «Технология и системы управления в машиностроении»

В.П. Батищев, магистрант

Б.Н. Костянчук, магистрант

О.В. Захаров, доктор технических наук, доцент, профессор

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., Саратов (Россия)

Ключевые слова: акселерометр; калибровка акселерометров; вращение в поле силы тяжести; калибровочный стенд; калибровочный вибростенд; виброметр; АЧХ; ФЧХ.

Аннотация: Существующие на сегодняшний день средства и методы вибрационных испытаний находят свое применение во многих областях науки и техники, особенно в приборостроении, где требуется испытательное или калибровочное воздействие на испытуемый прибор или детали узлов машин. При инженерно-сейсмологических исследованиях для мониторинга технического состояния и изучения характеристик сооружений и конструкций наибольшее применение получили измерительные приборы – сейсмоакселерометры с пределами измеряемых ускорений от 10^{-3} м/с² до нескольких м/с², характеризующиеся диапазоном измеряемых частот от 0,1 до 100 Гц. Изменение вибраций этого диапазона частот предъявляет особые требования к характеристикам средств измерений, а также к методам их испытаний и калибровки. Однако на практике наибольшее распространение получили электродинамические калибровочные вибростенды, работающие в частотном диапазоне от 5 Гц до 20 кГц с амплитудой до нескольких десятков м/с². В статье рассмотрены особенности методики калибровки индукционных и пьезоэлектрических акселерометров путем поворота оси чувствительности испытуемого прибора в гравитационном поле Земли, приведены примеры средств и методов испытаний иными способами на электродинамических, механических и гидравлических вибростендах. Проанализированы достоинства и недостатки рассматриваемой методики испытаний и калибровки по сравнению с аналогичными. Описана конструкция и работа калибровочного стенда, основанная на повороте оси чувствительности испытуемого прибора в гравитационном поле Земли; приведены формулы для расчета входного ускорения, действующего вдоль оси чувствительности прибора. На основании этого предложена кинематическая схема стенда, математическая модель методики калибровки в виде структурной схемы. В статье представлены экспериментальные полученные данные испытуемого прибора: амплитудно-частотная характеристика и фазо-частотная характеристика датчика. Проведено сравнение экспериментальных данных с данными, полученными из математической модели процесса калибровки.

ВВЕДЕНИЕ

Методы и средства для вибрационных испытаний находят свое применение во многих областях техники, например в приборостроении при создании сейсмических датчиков [1; 2]. Для этого требуется испытательное или калибровочное воздействие на испытуемый прибор с пределами измеряемых ускорений от 10^{-3} м/с² до нескольких единиц м/с², характеризующийся диапазоном измеряемых частот 0,1÷100 Гц [3–5]. Изменение вибраций этого диапазона частот предъявляет особые требования к характеристикам средств измерений, а также к методам их калибровки [6–8]. Измерение вибраций актуально и для других областей техники [8; 9].

На практике наибольшее распространение получили электродинамические калибровочные вибростенды [10–12], работающие в частотном диапазоне от 5 до 20 кГц с амплитудой до нескольких десятков м/с². Конструктивно электродинамические вибростенды схожи с динамиком громкоговорителя акустической системы. Поэтому при низкой частоте воспроизводимого ускорения ток, протекающий в обмотке актуатора, изменяется медленно, в результате чего происходит интенсивный нагрев обмотки и изменяется ее внутреннее сопротивление, что приводит к нестабильности заданной амплитуды. Данный недостаток не позволяет использовать электродинамические вибростенды для калибровки

низкочастотных сейсмоакселерометров с точностью задания входного ускорения не хуже 10^{-3} м/с² в области низких частот [13; 14]. Указанного недостатка лишены механические вибростенды, которые обычно обеспечивают нижнюю границу частоты порядка 1–3 Гц при перемещении платформы в пределах нескольких сантиметров [15]. Однако они не позволяют задать амплитуду воздействующего ускорения выше нескольких сотых м/с².

Таким образом, существующие средства испытаний в области низких частот не способны обеспечить величину задаваемой амплитуды порядка 9,8 м/с² и одновременно высокую стабильность амплитуды и частоты. К сожалению, вопросам теории и практики калибровки и испытаний сейсмоакселерометров в области низких частот в литературе уделяется недостаточное внимание [16; 17]. Настоящая работа является попыткой заполнить этот пробел.

Цель исследования – экспериментальное обоснование методики калибровки акселерометров для области низких частот путем поворота оси вращения в поле силы тяжести и разработка стенда для калибровки.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Известно, что ускорение a , развиваемое подвижной частью калибровочных стендов (электродинамических,

механических и гидравлических), связано с частотой входного воздействия через следующее соотношение [2]:

$$a = \frac{2S\omega}{1000}, \quad (1)$$

где $\omega = \pi f$ – циклическая частота, рад/с;

S – перемещение подвижной части калибровочного стенда, м;

f – частота входного воздействия, Гц.

Для поддержания амплитуды испытательного воздействия на постоянном уровне с уменьшением частоты f необходимо увеличивать перемещение S . На рис. 1 приведен график зависимости перемещения S от частоты f при постоянной величине ускорения $a = 9,8 \text{ м/с}^2$. Из рис. 1 видно, что для поддержания заданной величины ускорения $9,8 \text{ м/с}^2$ на частоте 1 Гц перемещение подвижной части калибровочного вибростенда должно составлять примерно 250 мм. Среди известных производителей испытательного оборудования величина свободного перемещения подвижной части калибровочного вибростенда обычно не превышает 25 мм ввиду конструктивных ограничений [16].

Известно, что данного недостатка лишен метод калибровки путем вращения в поле силы тяжести [1; 6]. В этом случае происходит поворот оси чувствительности испытательного прибора Z_{II} , а проекция вектора ускорения силы тяжести изменяется по гармоническому закону, создавая переменное гармоническое воздействие (рис. 2). Однако такой способ калибровки подходит для типов низкочастотных акселерометров, нечувствительных к центробежным силам, например электродинамических и пьезоэлектрических.

Амплитудное значение воздействия калибровочного сигнала равно проекции вектора ускорения силы тяжести на ось чувствительности калибруемого прибора:

$$Z_{II} = g \cdot \cos(\varphi), \quad (2)$$

где g – ускорение силы тяжести;

φ – угол наклона оси чувствительности прибора.

При равномерном вращении испытательного прибора с постоянной угловой скоростью ω входное ускорение изменяется по следующему гармоническому закону [1]:

$$a_{вх}(t) = g \cdot \cos(\varphi) \sin(\theta), \quad (3)$$

где $a_{вх}$ – входное ускорение, действующее вдоль оси чувствительности прибора.

Таким образом, при вращении оси чувствительности испытательного прибора в поле силы тяжести амплитуда входного ускорения выдерживается постоянной и не зависит от частоты. Используя выражение (3), составим математическую модель процесса калибровки. Полученная структурная схема математической модели процесса калибровки приведена на рис. 3 и состоит из трех основных элементов. Слева расположены элементы, задающие входное воздействие, которое поступает на вход передаточной функции акселерометра “*Accel*”, выходной сигнал масштабируется в блоке “*K_accel*” в соответствии с коэффициентом преобразования калибруемого датчика $K_p = 10 \text{ мВ/г}$.

В математической модели, приведенной на рис. 3, не учтено влияние, вызванное разбалансировкой. Так как подвижная часть закреплена жестко и не имеет люфта, то влияние несбалансированности составляет не более 1 % от выходного сигнала.

В качестве испытательного прибора в данной работе используется виброметр KD45. Ускорение, формируемое вращением оси чувствительности испытательного прибора в поле силы тяжести, является входным воздействием. Зависимость входного воздействия от времени приведена на рис. 4. На рис. 4 видно, что с ростом частоты входного воздействия амплитуда входного ускорения не изменяется и равна ускорению силы тяжести, определенной для местности, в которой проходят испытания. При этом выходной сигнал испытательного прибора, приведенный на рис. 5, изменяется нелинейно. Нелинейность выходного сигнала испытательного прибора обусловлена его конструкцией и особенностями построения измерительного канала. Как правило, при разработке новых систем на базе различных виброметров требуется не только теоретический расчет, но и экспериментальное подтверждение получаемых результатов.

На рис. 6 приведены амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) и фазо-частотная характеристика испытательного прибора (ФЧХ) (виброметра KD45), полученные при математическом моделировании в среде MATLAB [18–20]. Из графиков видно, что нижняя граница частоты полученного измерительного канала (частота среза) составляет 2,91 Гц.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для экспериментальной проверки полученных результатов и отработки методики проверки и получения АЧХ был разработан макетный образец калибровочного стенда, общий вид которого приведен на рис. 7.

Структурная схема калибровочного стенда приведена на рис. 8. Экспериментальный образец калибровочного стенда построен на базе Arduino (микроконтроллер Atmega 328p), он имеет возможность подключения к персональному компьютеру для передачи данных.

Низкочастотный стенд для калибровки и испытаний акселерометров и сейсмоприемников состоит из корпуса 1, выполненного в виде массивной станины, на котором посредством шарикоподшипниковой опоры 2 и двух полуосей закреплена подвижная вращающаяся платформа 3, которая приводится в движение бесконтактным электроприводом 4. На подвижной вращающейся части располагается исследуемый датчик 5, подключенный к аналого-цифровому преобразователю (АЦП) 7 через сопротивление нагрузки 6; также на подвижной вращающейся платформе 3 расположены балансирующие грузы 12 (m_1) для грубой балансировки и 13 (m_2) для точной балансировки. На подвижной вращающейся платформе для контроля стабильности вращения располагается блок микромеханических гироскопов и акселерометров (MPU6050) 8.

Аналого-цифровой преобразователь 7 и блок микромеханических гироскопов и акселерометров 8 подключены параллельно к цифровой шине данных I^2C и соединены с цифровым входом микроконтроллера 11, электрические сигналы с подвижной платформы 3 проходят через узел скользящих токоподводов 9. Помимо механической части низкочастотный стенд содержит

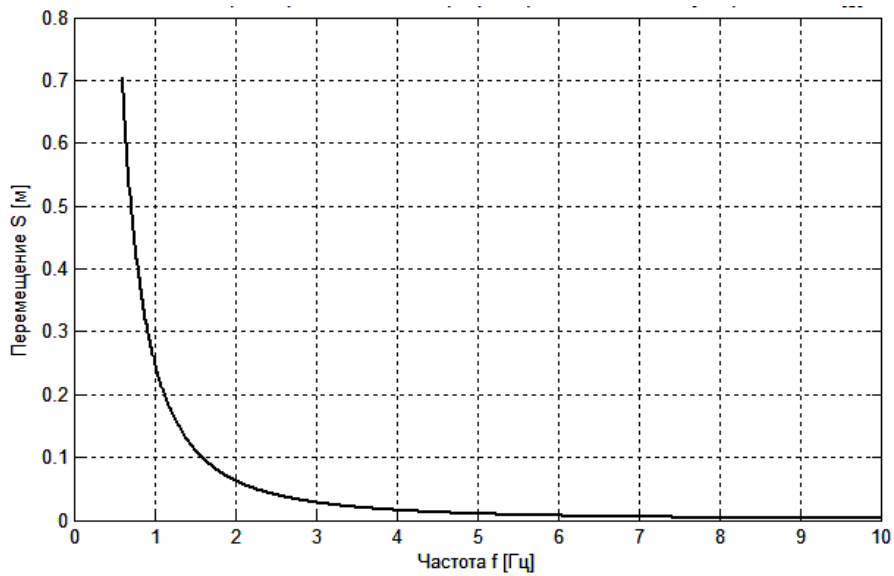


Рис. 1. Зависимость амплитуды перемещения от частоты

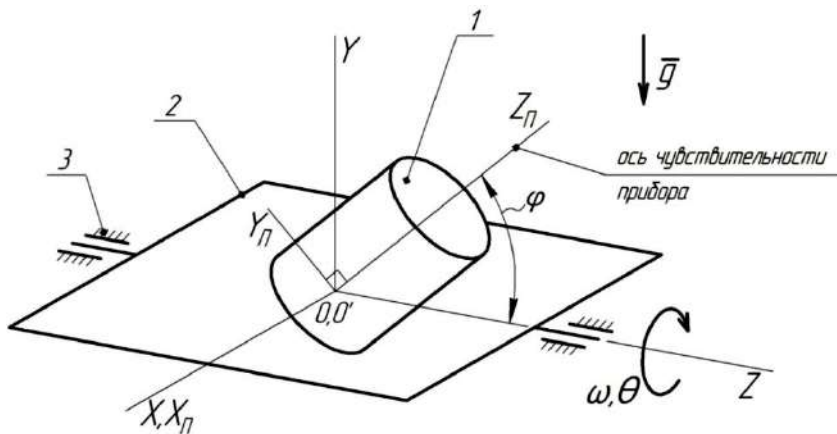


Рис. 2. Кинематическая схема устройства калибровки путем поворота в гравитационном поле

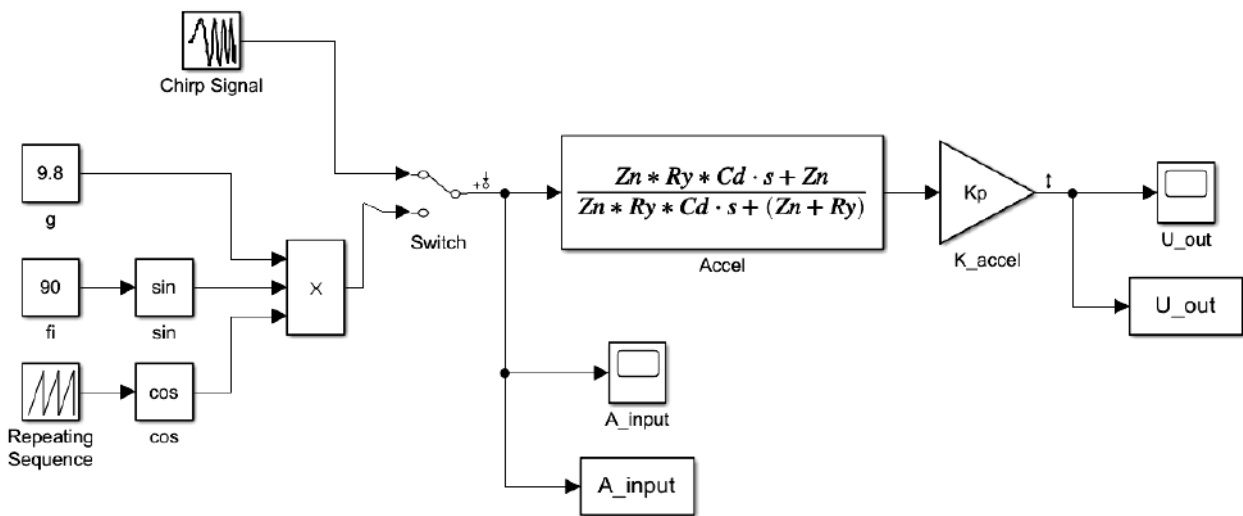


Рис. 3. Структурная схема математической модели, построенная в Matlab

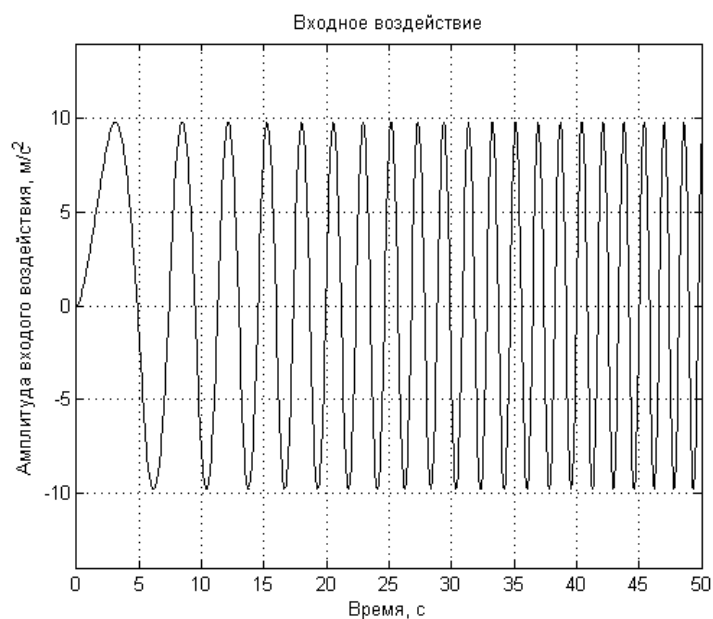


Рис. 4. Входное воздействие

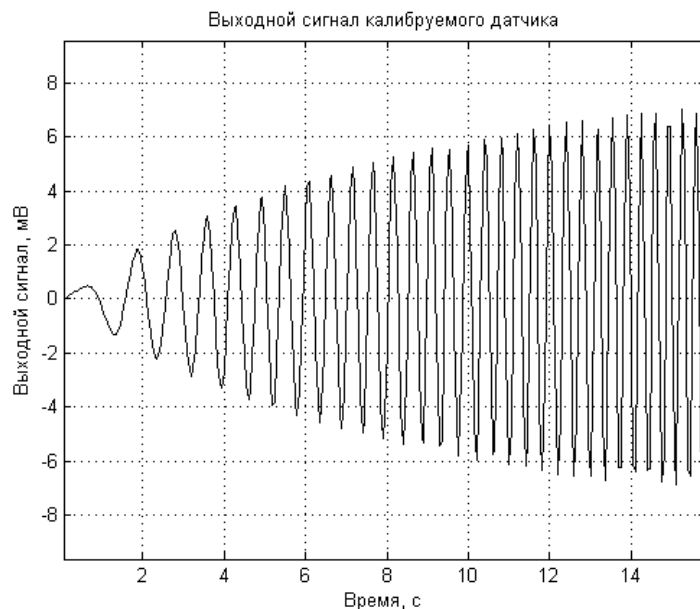


Рис. 5. Выходной сигнал

блок электроники 10, содержащий внутренний источник питания 14, понижающий преобразователь 16, микроконтроллер 11, датчик температуры и влажности 17, информационный дисплей 18 и цифровой вход для подключения к компьютеру 19. Питание осуществляется от сети 220 В переменным напряжением частотой 50 Гц и подводится к входу питания 15 внутреннего источника питания 14. Программное обеспечение, находящееся в памяти микроконтроллера 11, способно выполнять ряд команд, поступающих на цифровой вход 19, позволяющих осуществлять управление калибровочным стендом и производить различные операции калибровки и испытаний датчика.

Работа калибровочного стенда осуществляется следующим образом. После подключения исследуемого

датчика 5 и подачи питания 15 на внутренний источник питания 14 калибровочный стенд готов к работе и ожидает команд управления от компьютера через цифровой вход 19. При получении микроконтроллером 11 на цифровой вход 19 команды, означающей начало работы, производится проверка работы аналого-цифрового преобразователя 7, блока микромеханических гироскопов и акселерометров 8 и датчика температуры и влажности 17. Затем микроконтроллер 11 подает напряжение широтно-импульсной модуляции на вход бесконтактного электропривода 4. При этом скорость вращения вала бесконтактного электропривода 4 пропорциональна длительности управляющих импульсов напряжения широтно-импульсной модуляции. При вращении вала бесконтактного электропривода 4 приводится

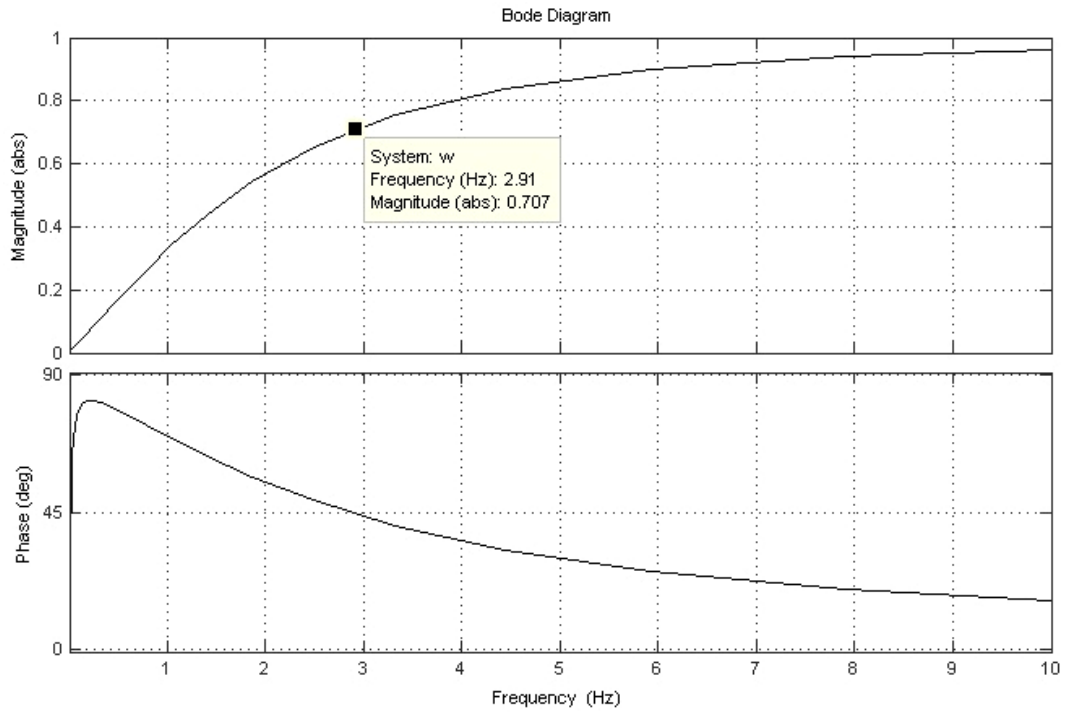


Рис. 6. АЧХ и ФЧХ виброметра KD45 ($R_H=5,5$ МОм, $C_Z=11,2$ нФ)

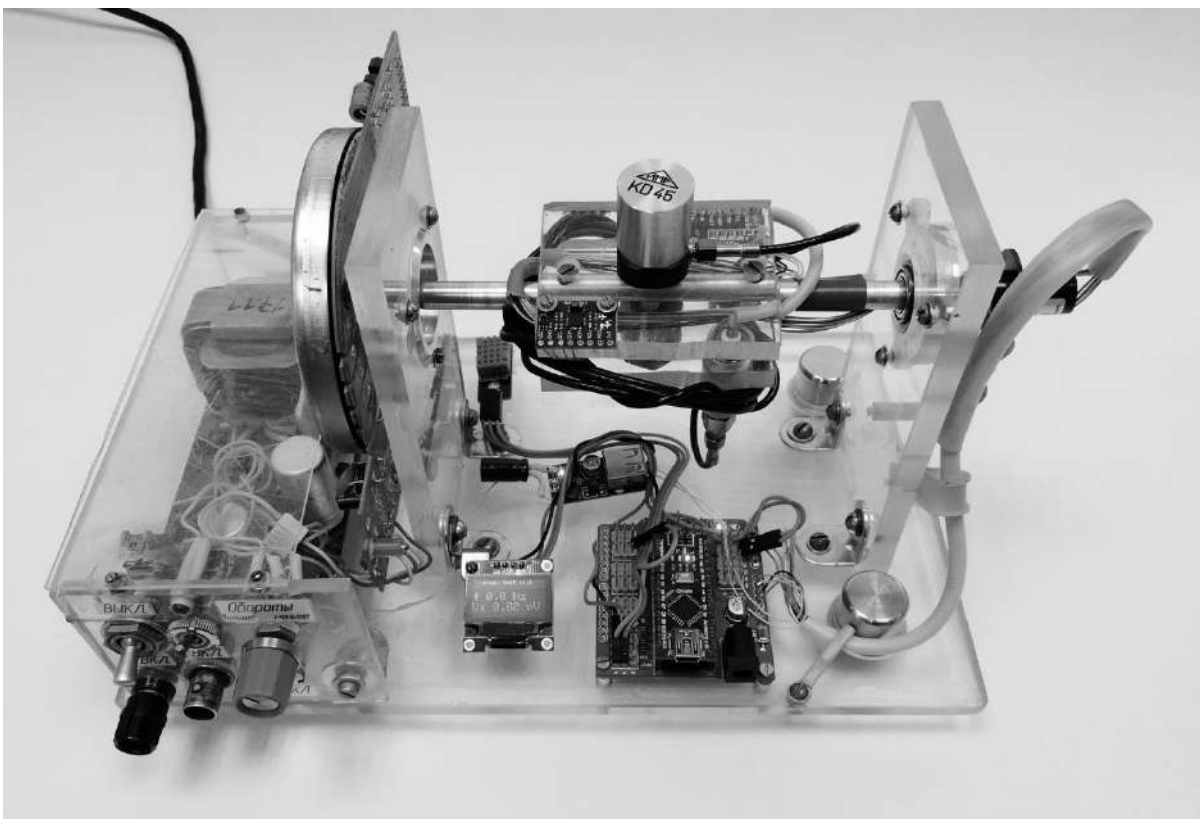


Рис. 7. Экспериментальный образец калибровочного стенда

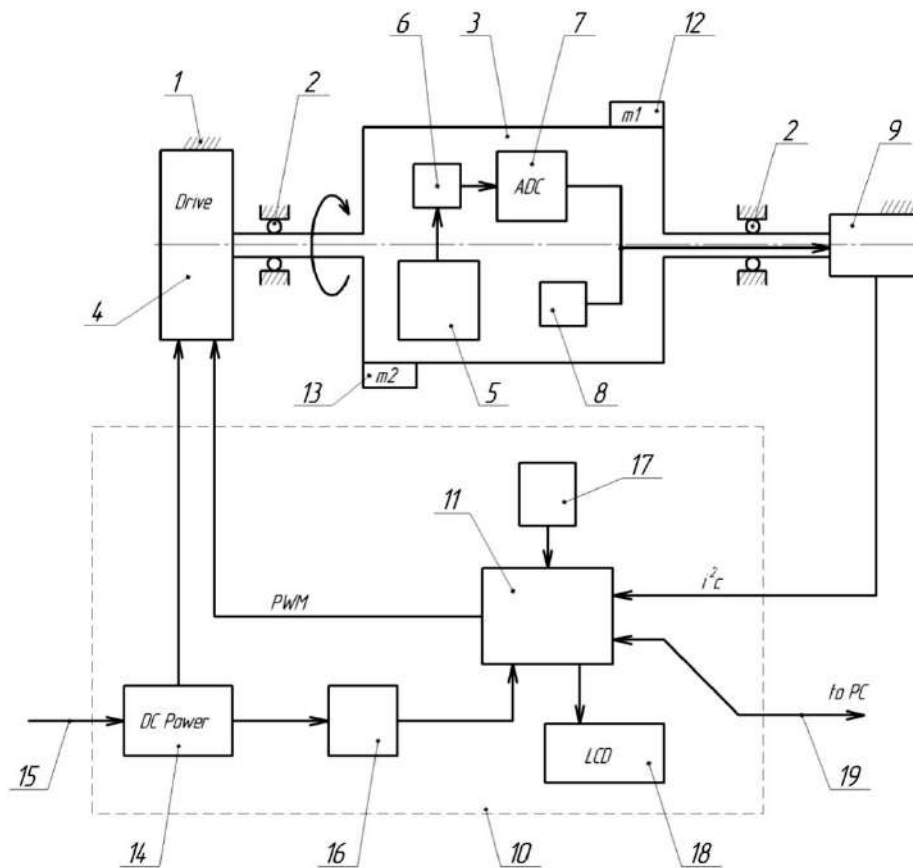


Рис. 8. Кинематическая схема калибровочного стенда:

- 1 – корпус; 2 – шарикоподшипниковая опора; 3 – подвижная вращающаяся платформа; 4 – бесконтактный электропривод; 5 – исследуемый датчик; 6 – сопротивление нагрузки; 7 – АЦП; 8 – блок микромеханических гироскопов и акселерометров; 9 – скользящие токоподводы; 10 – блок электроники; 11 – микроконтроллер; 12 – балансировочный груз для грубой балансировки; 13 – балансировочный груз для точной балансировки; 14 – внутренний источник питания; 15 – вход питания; 16 – понижающий преобразователь; 17 – датчик температуры и влажности; 18 – информационный дисплей; 19 – цифровой вход

в движение подвижная вращающаяся платформа 3, на которой установлен исследуемый датчик 5 и блок микромеханических гироскопов и акселерометров 8; за счет изменения проекции вектора ускорения силы тяжести на ось чувствительности исследуемого датчика 5 на его выходе появляется электрический сигнал, пропорциональный величине действующего ускорения, но при этом зависящий от частоты вращения подвижной вращающейся платформы 3. Электрический сигнал, полученный на выходе исследуемого датчика 5, поступает на сопротивление нагрузки 6 и измеряется аналого-цифровым преобразователем 7, после чего цифровое значение выходного напряжения исследуемого датчика 5 считывается микроконтроллером 11, обрабатывается заложенным в памяти микроконтроллера алгоритмом и выводится на информационный дисплей 18, а также отправляется на компьютер посредством цифрового входа 19. Микроконтроллер 11 выполняет функцию стабилизации вращения подвижной вращающейся платформы 3 в заданном диапазоне. Для этого микроконтроллер 11 получает информацию с блока микромеханических гироскопов и акселерометров 8 о действующей угловой скорости вокруг оси вращения подвижной вращающейся платформы 3, при помощи за-

ложенного в памяти алгоритма производит компенсацию длительности управляющих импульсов напряжения широтно-импульсной модуляции пропорциональной скорости вращения вала бесконтактного электропривода 4.

При разгоне подвижной платформы происходит поворот оси чувствительности испытуемого прибора, проекция ускорения силы тяжести изменяется по гармоническому закону, при этом выходной сигнал изменяется нелинейно. На рис. 9 представлена запись выходного сигнала испытуемого прибора KD45 ($R_H=5,5 \text{ МОм}$, $C_Z=11,2 \text{ нФ}$), полученная в ходе эксперимента.

Из диаграммы на рис. 9 видно, что с ростом скорости вращения подвижной платформы экспериментального образца калибровочного стенда выходной сигнал испытуемого прибора изменяется нелинейно; при низкой скорости вращения подвижной платформы частота входного воздействия низкая, следовательно, и амплитуда выходного сигнала должна быть низкой, а с ростом частоты (скорости вращения) должна возрастать. АЧХ, полученная в ходе математического моделирования (рис. 6), подтверждается экспериментальными данными, представленными на рис. 9.

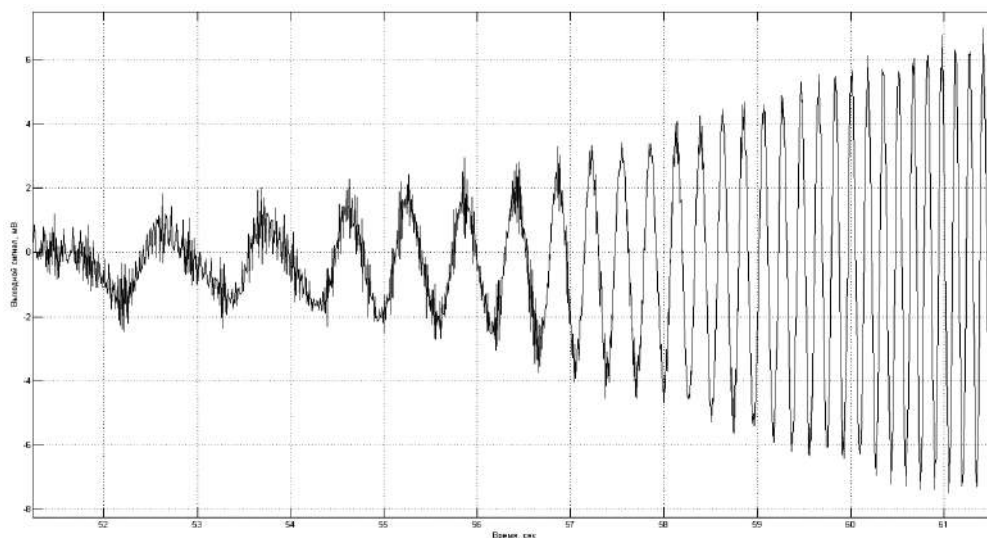


Рис. 9. Выходной сигнал испытуемого прибора при разгоне подвижной платформы

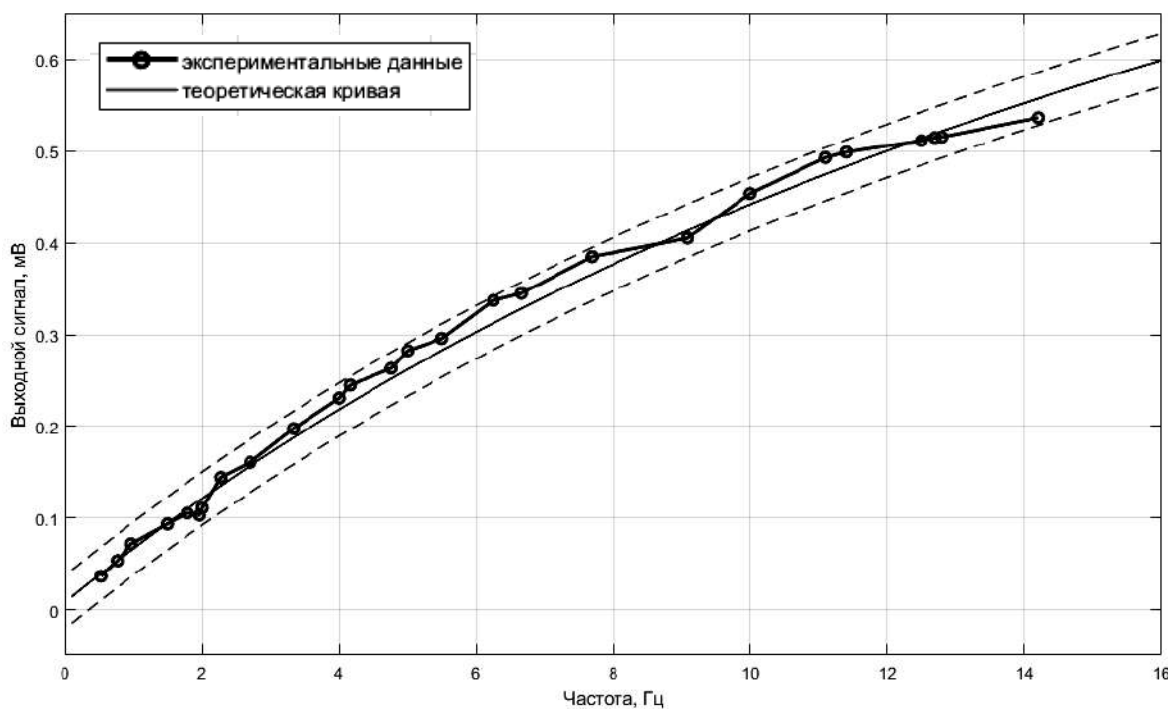


Рис. 10. Экспериментальная и расчетная АЧХ виброметра KD45

Используя данные, полученные в ходе эксперимента, построим экспериментальную АЧХ испытуемого прибора, для этого составим автоматический алгоритм обработки данных. Суть автоматического алгоритма заключается в измерении периода каждого оборота подвижной платформы, вычислении частоты и измерения амплитуды выходного сигнала для каждого оборота. На рис. 10 приведена теоретическая кривая, а также АЧХ, полученная по математической модели (рис. 3, рис. 6). Пунктирной линией показано 5 %-ное поле допуска. Из рис. 10 видно хорошее совпадение теоретических и экспериментальных данных. Отклонение экспериментальных данных от теоретических составляет не более 5 % от установившегося значения.

ретических составляет не более 5 % от установившегося значения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Таким образом, в ходе проведенной работы была экспериментально подтверждена теоретическая модель процесса калибровки путем поворота оси вращения в поле силы тяжести, в результате чего доказана эффективность предлагаемого метода калибровки в области низких частот. С использованием разработанного экспериментального образца калибровочного стенда проведены экспериментальные исследования виброметра KD45, подтвердившие правильность теоретических положений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фремд В.М. Инструментальные средства и методы регистрации сильных землетрясений. М.: Наука, 1978. 176 с.
2. Иориш Ю.И. Виброметрия. Измерение вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы. М.: Машгиз, 1963. 771 с.
3. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Ермошенко Ю.В. Системный анализ и математическое моделирование в механотронике виброзащитных систем. Иркутск: Ир-ГУПС, 2012. 288 с.
4. Смирнов В.В., Симчук А.А., Кирпичев А.А. Способ градуировки пьезоэлектрических акселерометров путем поворотов в гравитационном поле: патент РФ № 2519833, 2014.
5. Гросул А.Б., Некрасов В.Н., Сергеев С.В. Применение метода динамических наклонов в поле силы тяжести для градуировки вертикальных сейсмоприемников акселерометрического типа // Сейсмические приборы. 1990. № 21. С. 175–177.
6. Абрамов О.К. Устройство для калибровки акселерометров в поле земного тяготения // Вестник РГРТУ. 2008. № 4. С. 35–41.
7. Захаров О.В. Измерение отклонения от круглости с использованием гармонического анализа // Контроль. Диагностика. 2006. № 1. С. 49–51.
8. Иванов О.И., Драчев О.И. Модели динамических явлений процесса механической обработки длинномерных осесимметричных деталей // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2013. № 2. С. 140–143.
9. Новичков С.В., Попова Т.И. Технико-экономическая оптимизация площади котла-утилизатора с учетом условий эксплуатации в составе бинарной ПГУ-ТЭЦ // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2012. № 11-12. С. 41–48.
10. Иванов В.В., Васин А.Н., Изнаиров Б.М. Методика моделирования параметров турбулентности двухфазной турбулентной струи // Исследование сложных технических и технологических систем: сборник научных трудов. Саратов: СГТУ, 2017. С. 53–57.
11. Балаев А.Ф. Анализ механизма вибромеханической релаксации остаточных напряжений // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2016. № 14. С. 10–14.
12. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. 400 с.
13. Епишкин А.Е. Стабилизация амплитуды колебаний автоматизированных вибрационных установок // ХХІХ Неделя науки СПбГТУ: материалы межвузовской научной конференции. СПб.: СПбГТУ, 2001. С. 141–142.
14. Шестаков В.М., Алексеев Д.В., Епишкин А.Е., Нагибина О.Л. Оптимизация динамических режимов работы взаимосвязанных электромеханических систем испытательных вибростендов // Электротехника. 2003. № 5. С. 25–30.
15. Дмитриев В.Н., Горбунов А.А. Исследование пусковых режимов асинхронного дебалансного вибродвигателя // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2008. № 1-2. С. 119–122.
16. Распопов В.Я. Микромеханические приборы. М.: Машиностроение, 2007. 400 с.
17. Тараненко П.А., Пронина Ю.О., Березин И.Я., Абызов А.А. Стендовые исследования виброзащитных устройств при случайном внешнем нагружении // Вестник Южно-Уральского университета. Серия: Математика. Механика. Физика. 2018. № 10. С. 58–64.
18. Андриевский Б.Р., Фрадков А.Л. Избранные главы теории автоматического управления с примерами на языке MATLAB. СПб.: Наука, 1999. 467 с.
19. Дьяконов В.П. Matlab 6.0/6.1/6.5/6.5 + SP1 + Simulink 4/5. Обработка сигналов и изображений. М.: Солон-Пресс, 2004. 592 с.
20. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. СПб.: Питер, 2006. 751 с.

REFERENCES

1. Fremd V.M. *Instrumentalnye sredstva i metody registratsii silnykh zemletryasenyi* [Tools and methods of registration of large earthquakes]. Moscow, Nauka Publ., 1978. 176 p.
2. Iorish Yu.I. *Vibrometriya. Izmerenie vibratsii i udarov. Obshchaya teoriya, metody i pribory* [Vibrometry. Vibrations and shocks measurement. General theory, methods and devices]. Moscow, Mashgiz Publ., 1963. 771 p.
3. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Ermoshenko Yu.V. *Sistemnyy analiz i matematicheskoe modelirovanie v mekhanotronike vibrozashchitnykh sistem* [System analysis and mathematical modeling in mechatronics of vibroprotection systems]. Irkutsk, Ir-GUPS Publ., 2012. 288 p.
4. Smirnov V.V., Simchuk A.A., Kirpichev A.A. *Sposob graduirovki pezoelektricheskikh akselerometrov putem povorotov v gravitatsionnom pole* [Method of calibration of piezoelectric accelerometers by rotating in gravitational field], patent RF no. 2519833, 2014.
5. Grosul A.B., Nekrasov V.N., Sergeev S.V. The application of method of dynamic slopes in gravitational field to calibrate vertical seismic receivers of accelerometer type. *Seysmicheskie pribory*, 1990, no. 21, pp. 175–177.
6. Abramov O.K. The device for calibration of accelerometers in the earth gravity field. *Vestnik RGRU*, 2008, no. 4, pp. 35–41.
7. Zakharov O.V. Circular deviation measurement using Fourier analysis. *Kontrol. Diagnostika*, 2006, no. 1, pp. 49–51.
8. Ivanov O.I., Drachev O.I. Model of dynamic effects of treatment a mechanical long osesimetricnyh parts. *Vektor nauki Tolyattinskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, no. 2, pp. 140–143.
9. Novichkov S.V., Popova T.I. Technical and economic optimization of the area of a heat recovery boiler taking into account operating conditions as a part of binary combined-cycle cogeneration plant. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*, 2012, no. 11-12, pp. 41–48.
10. Ivanov V.V., Vasin A.N., Iznairov B.M. The methodology of modeling turbulence parameters of two-phase turbulent stream. *Issledovanie slozhnykh tekhnicheskikh i tekhnologicheskikh sistem: sbornik nauchnykh trudov*. Saratov, SGTU Publ., 2017, pp. 53–57.
11. Balaev A.F. The analysis of mechanism of vibromechanic relaxation of residual stresses. *Izvestiya*

- Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2016, no. 14, pp. 10–14.
12. Blekhman I.I. *Vibratsionnaya mekhanika* [Vibration mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1994. 400 p.
 13. Epishkin A.E. Stabilization of vibrational amplitude of automated vibration machines. *XXIX Nedelya nauki SPbGTU: materialy mezhvuzovskoy nauchnoy konferentsii*. Sankt Petersburg, SPbGTU Publ., 2001, pp. 141–142.
 14. Shestakov V.M., Alekseev D.V., Epishkin A.E., Nagibina O.L. Optimization of dynamic modes of work of interconnected electromechanical systems of testing vibro-stands. *Elektrotehnika*, 2003, no. 5, pp. 25–30.
 15. Dmitriev V.N., Gorbunov A.A. The studying of starting modes of asynchronous debalanced vibration motor. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki*, 2008, no. 1-2, pp. 119–122.
 16. Raspopov V.Ya. *Mikromekhanicheskie pribory* [Micro-mechanical devices]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2007. 400 p.
 17. Taranenko P.A., Pronina Yu.O., Berezin I.Ya., Abyzov A.A. Benchmark trials of anti-vibration devices under random external loading. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo universiteta. Seriya: Matematika. Mekhanika. Fizika*, 2018, no. 10, pp. 58–64.
 18. Andrievskiy B.R., Fradkov A.L. *Izbrannye glavy teorii avtomaticheskogo upravleniya s primerami na yazyke MATLAB* [Selected chapters of automation control theory with examples on MATLAB language]. Sankt Petersburg, Nauka Publ., 1999. 467 p.
 19. Dyakonov V.P. *Matlab 6.0/6.1/6.5/6.5 + SP1 + Simulink 4/5. Obrabotka signalov i izobrazheniy* [Matlab 6.0/6.1/6.5/6.5 + SP1 + Simulink 4/5. Signal and image processing]. Moscow, Solon-Press Publ., 2004. 592 p.
 20. Sergienko A.B. *Tsifrovaya obrabotka signalov* [Signal digital processing]. Sankt Petersburg, Piter Publ., 2006. 751 p.

TEST STAND FOR LOW-FREQUENCY CALIBRATION OF ACCELEROMETERS

© 2019

M.Yu. Zakharchenko, PhD (Engineering), Associate Professor,
Head of Chair “Technology and Management Systems in Mechanic Engineering”

A.O. Kuznetsov, postgraduate student

A.S. Yakovishin, assistant of Chair “Technology and Management Systems in Mechanic Engineering”

V.P. Batischev, graduate student

B.N. Kostyanchuk, graduate student

O.V. Zakharov, Doctor of Sciences (Engineering), Associate Professor, Professor
Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov (Russia)

Keywords: accelerometer; accelerometer calibration; rotation in gravity field; calibration stand; calibration vibro-stand; vibrometer; amplitude-frequency response characteristic; phase-frequency characteristic.

Abstract: Current tools and techniques of vibration testing are applied in many areas of science and technology, especially in tool engineering where testing or calibrating exposure to the device under test or machine detail components is required. During engineering-seismological study to monitor technical state and analyze characteristics of structures, the authors widely used measuring equipment – seismo-accelerometers with the measured acceleration range from 10^{-3} m/s² to several m/s² and the measured frequency range from 0.1 to 100 Hz. Changes in vibrations of the specified frequency range apply special requirements to the characteristics of measuring tools as well as to the techniques of their testing and calibration. However, in practice, the electrodynamic calibration vibro-stands operating in the frequency range from 5 Hz to 20 kHz with the amplitude up to several tens of m/s² got widespread use. The paper considers special aspects of calibration methodology of inductive and piezoelectric accelerometers by rotating the sensitive axis of the tested device in the earth’s gravitational field, gives the examples of tools and testing techniques by other methods using electrodynamic, mechanical, and hydraulic vibro-stands. The authors analyzed the advantages and disadvantages of the testing and calibration methodology under consideration compared to the analogous ones; described the design and operation of calibration stand based on the rotation of sensitive axis of tested device in the earth’s gravitational field; gave the formulas to calculate incoming acceleration acting along the sensitive axis of the device. For this reason, the authors proposed the stand’s kinematic diagram, the mathematical model of calibration methodology in the form of a structural diagram. The paper presents the experimental data of the tested device: the sensor’s amplitude-frequency response characteristic and phase-frequency characteristic. The authors compared the experimental data with the data obtained from the mathematical model of the calibration process.