

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПЬЕЗОРЕЗИСТИВНЫЙ ДАТЧИК ДАВЛЕНИЯ

© 2022 г. Cao Yuxiao^a, Chen Chunjun^{a,b,*}, Deng Chao^a

^a School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

^b Technology and Equipment of Rail Transit Operation and Maintenance Key Laboratory of Sichuan province, Chengdu 610031, China

*e-mail: cjchen@swjtu.edu.cn

Поступила в редакцию 07.01.2022 г.

После доработки 23.01.2022 г.

Принята к публикации 15.03.2022 г.

Измеренная величина бокового давления на корпус высокоскоростного поезда будет зависеть от вибраций поезда в условиях сложной испытательной среды. Данная статья посвящена исследованию влияния виброускорения на измерение бокового давления, воздействующего на поверхность стен кузова высокоскоростных поездов. С целью изучения влияния вибраций на пьезорезистивные датчики давления создана лабораторная платформа с соединительной муфтой вибрационного давления. С экспериментальной платформы собираются данные выходного сигнала пьезорезистивного датчика давления при вибрационных нагрузках различной частоты. Выходные сигналы датчика вибрации и давления разделяются с помощью метода, основанного на принципе EEMD (Ensemble Empirical Mode Decomposition). Путем анализа различных вибрационных нагрузок и выходного сигнала датчика давления получены их внутренние соотношения. Кроме того, результаты данного исследования дают теоретические рекомендации для измерения как бокового давления, оказываемого на стенки высокоскоростного поезда, так и давления, оказываемого на поверхность транспортных средств в других условиях ускоренной нагрузки.

DOI: 10.31857/S0032816222040176

1. ВВЕДЕНИЕ

С быстрым развитием высокоскоростных железных дорог скорость поездов продолжает увеличиваться, а аэродинамический эффект усиливаться [1]. Взаимодействие поезда с воздухом становится все более интенсивным, в результате создаются колебания бокового давления, действующего на подвижной состав, что является основной причиной аэрошума высокоскоростного поезда. Когда скорость превышает 300 км/ч, сопротивление, преодолеваемое поездом, в основном исходит от окружающей воздушной среды. В этом случае аэрошум превышает шум тяги, и механический шум становится основным источником акустического шума [2]. Резко возросший аэрошум не только влияет на комфорт пассажиров в вагонах и людей, проживающих вдоль железной дороги, но и увеличивает энергопотребление поезда, а также, что наиболее важно, снижает безопасность эксплуатации поездов.

Источником давления на поверхность поезда являются аэродинамическая и производственная вибрации [3]. Чтобы обеспечить теоретическую основу снижения вибрации и шума высокоскоростных поездов, необходимо точно измерить ко-

лебания давления на поверхности высокоскоростного поезда. Пульсирующее давление на поверхность корпуса поезда характеризуется малой амплитудой и широкой полосой частот, а его основная энергия сосредоточена на низких частотах [4]. Поэтому к измерительным характеристикам датчика давления предъявляются более высокие требования. Пьезорезистивный датчик на основе микроэлектромеханических систем (МЭМС), обладающий такими преимуществами, как высокая точность, малый размер и широкая полоса частот [5], широко используется при измерении пульсирующего давления на поверхность высокоскоростных поездов. Однако на высокоскоростные поезда действуют еще и такие факторы, как аэродинамические нагрузки и неровности рельсов во время фактической эксплуатации, которые также будут влиять на структурную характеристику пьезорезистивного датчика. Таким образом, вибрационное ускорение будет влиять на результаты измерения бокового давления на корпус высокоскоростного поезда [6].

В настоящее время уже было проведено несколько исследований о влиянии вибрации на работу датчиков давления. Например, было проанализирова-

но влияние больших ускорений и вибрационных нагрузок на микросхему пьезорезистивного датчика и его компоненты на примере среды лопасти несущего винта вертолетов [7]. Толщина мембраны и герметизация соединительной проволоки должны быть тщательно подобраны, чтобы уменьшить влияние ускорения и вибрации на работоспособность датчика и тем самым повысить его надежность. В статье [8], посвященной негативному влиянию низкочастотной вибрационной среды на конструкцию аэрокосмических устройств, был предложен метод испытания на вибрацию, основанный на низкочастотном динамическом эффекте пьезоэлектрических датчиков, в результате низкочастотная характеристика датчика была динамически компенсирована. В работе [9] показатель качества, называемый коэффициентом полезного действия (КПД), был определен как количественный показатель для описания всесторонних характеристик датчика, включая чувствительность, резонансную частоту и помехи при ускорении. Были предложены две конфигурации, и выходные параметры датчика в статических и динамических условиях показали, что конфигурация с четырьмя островами имеет лучшие общие характеристики для альтиметрии. В работе [10] простая модель вибрационных помех была создана с использованием моделирования поезда и программного обеспечения вычислительной гидродинамики (CFD – Computational Fluid Dynamics) для устранения вибрационных помех в тестовом сигнале. В работе [11] влияние виброускорения различной частоты на выходной сигнал пьезорезистивного датчика исследовался с помощью программного обеспечения конечных элементов, а модель вибрационных помех, связанная с частотой виброускорения, определялась путем моделирования соединения электрической структуры. В этой статье представлена структура микропьезорезистивного датчика давления и в первую очередь проанализированы вибрационные помехи при измерении бокового давления на поверхность высокоскоростного поезда. Затем была создана лабораторная платформа с соединительной муфтой вибрационного давления и проведены эксперименты при различных гармонических вибрационных нагрузках. В соответствии с измеренными данными, полученными с помощью экспериментальной платформы, для разделения выходных сигналов вибрации и давления необходимо использовать метод множества эмпирических модовых декомпозиций (EEMD – Ensemble Empirical Mode Decomposition). В конечном итоге, модель выходного сигнала давления, вызванного вибрацией, была установлена.

Структура данной статьи выглядит следующим образом. В разд. 2 описывается структура микропьезорезистивного датчика давления, а в разд. 3 – вибрационные помехи этого датчика. В

разд. 4 описывается лабораторная платформа с соединительной муфтой вибрационного давления и разделение выходного сигнала с помощью метода EEMD. В разд. 5 анализируется взаимосвязь между вибрацией и давлением при различных вибрационных нагрузках. Выводы статьи кратко изложены в разд. 6.

2. СТРУКТУРА И ПРИНЦИП ТЕСТИРОВАНИЯ ПЬЕЗОРЕЗИСТИВНОГО МЭМС-ДАТЧИКА ДАВЛЕНИЯ

Типичная конструкция пьезорезистивного МЭМС-датчика давления состоит из подвижной диафрагмы, четырех пьезорезисторов и соединительных частей, которые образуют мост Уитстона [12, 13], как показано на рис. 1. Чтобы максимально повысить чувствительность пьезорезистивного датчика давления, пьезорезисторы обычно размещают в том месте, где напряжение на эластичной чувствительной диафрагме является наибольшим, а именно в центрах четырех сторон диафрагмы. На сопротивление пьезорезисторов влияет давление, которое определяется по выходному сигналу моста Уитстона на диафрагме [14]. Таким образом, значение внешнего давления может быть рассчитано путем измерения напряжения. Соотношение между структурными напряжениями и изменениями сопротивления для каждой точки пьезорезистора имеет вид [15]:

$$\frac{\Delta R}{R} = \sigma_x \pi_x + \sigma_y \pi_y, \quad (1)$$

где σ_x , σ_y – продольное и поперечное напряжения; π_x , π_y – продольный и поперечный пьезорезистивный коэффициент.

Пьезорезистивный эффект может быть описан относительным изменением удельного сопротивления $\Delta R/R$, которое связано с напряжением матрицей π_j элементов, называемых пьезорезистивными коэффициентами (эта матрица имеет размеры 6×6). Когда симметрия кубическая, число независимых пьезорезистивных коэффициентов уменьшается до трех: π_{11} , π_{12} и π_{44} [15]. Продольный и поперечный пьезорезистивные коэффициенты в этом случае могут быть выражены как

$$\pi_x = (\pi_{11} + \pi_{12} + \pi_{44})/2, \quad (2)$$

$$\pi_y = (\pi_{11} + \pi_{12} - \pi_{44})/2. \quad (3)$$

Изменение отношения сопротивления $\Delta R_n/R$ каждого пьезорезистора можно рассчитать путем интегрирования напряжений по площади его поверхности:

$$\frac{\Delta R_n}{R} = \frac{\pi_x + \pi_y}{A} \int (\sigma_x + \sigma_y) dA. \quad (4)$$

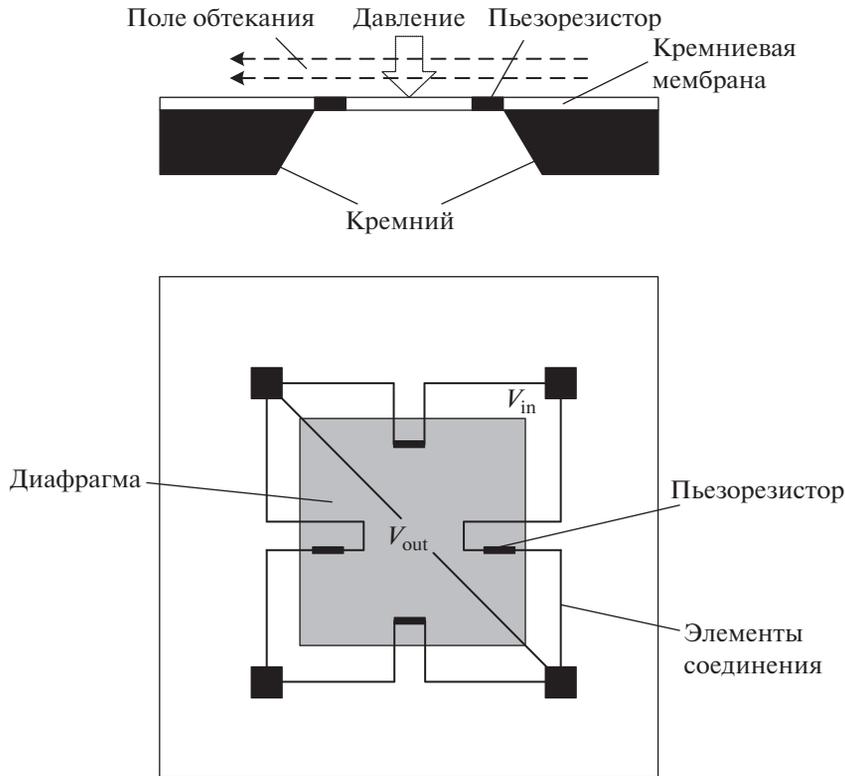


Рис. 1. Типичная структура микросхемы микропьезорезистивного датчика давления.

Здесь A – площадь поверхности пьезорезистора; R_n – сопротивление при нулевом напряжении, идентичное для каждого пьезорезистора, где $n = 1, 2, 3, 4$ – положения сопротивлений на полном контуре моста Уитстоуна, как показано на рис. 1.

С помощью следующего уравнения можно получить выходное напряжение датчика U_d благодаря соответствующим изменениям сопротивления каждого пьезорезистора $\Delta R_n/R$:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)}, \quad (5)$$

где V_{in} – напряжения питания, V_{out} – выходное напряжение датчика.

3. ВИБРАЦИОННЫЕ ПОМЕХИ ПЬЕЗОРЕЗИСТИВНОГО ДАТЧИКА ДАВЛЕНИЯ

Когда скоростной поезд движется по настоящей железной дороге, ему будут мешать неровности пути и аэродинамическая нагрузка, поэтому поезд будет испытывать вибрацию с несколькими степенями свободы, а на пьезорезистивный датчик давления, прикрепленный к поверхности поезда, будет влиять вибрация кузова транспортного средства. Когда вибрация передается на диа-

фрагму, действие силы инерции заставляет диафрагму генерировать вибрационное давление [11]. Микропьезорезистивный датчик давления преобразует сигнал давления в ложный электрический сигнал как часть выходного сигнала датчика. В реальном процессе измерения на датчик действуют давление воздуха, вибрационное ускорение и электромагнитные помехи, поэтому сигнал выходного напряжения включает в себя не только измеренное давление воздуха, но и другие сигнальные помехи. Выходная модель может быть выражена следующим образом [15]:

$$P(t) = P_0(t) + P_a(t) + n_a(t) + n(t), \quad (6)$$

где $P(t)$ – общее выходное давление датчика; $P_0(t)$ – атмосферное давление; $P_a(t)$ – помехи, вызванные изменениями структуры датчика из-за вибрации кузова поезда, которые называются вибрационным давлением; $n_a(t)$ – помехи, вызванные нарушением потока из-за вибрации датчика, которые называются вибрационными помехами; $n(t)$ – электромагнитные помехи.

Согласно формуле (5), когда скоростной поезд движется по реальной железной дороге, вибрация создает два вида помех: вибрационное давление $P_a(t)$ и вибрационные помехи $n_a(t)$.

Из вышесказанного очевидно, что пьезорезистивный МЭМС-датчик давления, прикреплен-

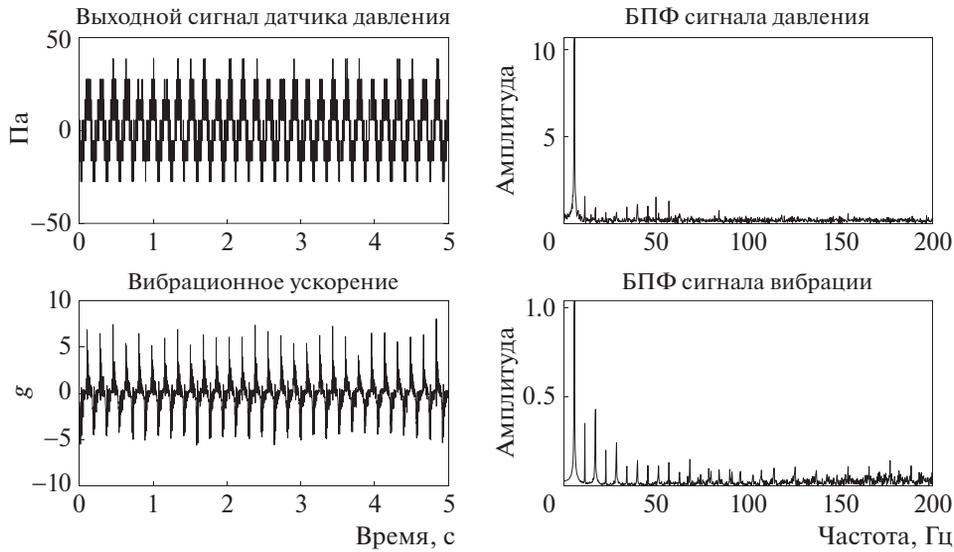


Рис. 4. Вверху – выходной сигнал датчика давления, внизу – гармоническая вибрационная нагрузка с частотой 5.7 Гц.

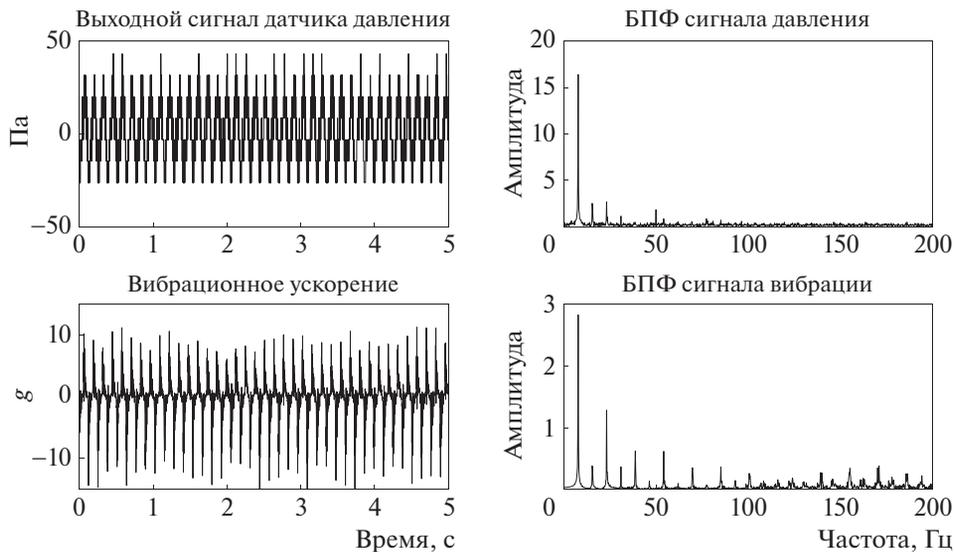


Рис. 5. Вверху – выходной сигнал датчика давления, внизу – гармоническая вибрационная нагрузка с частотой 7.75 Гц.

ции тонкой пластины выглядят следующим образом [16, 17]:

$$P_a(t) = \rho h \ddot{W}_a(t), \tag{7}$$

$$D \nabla^4 \omega(t) = P_a(t), \tag{8}$$

где ρ – плотность мембраны датчика, h – толщина диафрагмы, $\ddot{W}_a(t) = a(t)$.

Из-за небольшого размера пьезорезистивного МЭМС-датчика давления считается, что ускорение вибрации на диафрагме одинаковое, тогда формулы эквивалентного выходного давления и напряжения выглядят следующим образом:

$$P_a = \rho h a, \tag{9}$$

$$V_a = m P_a, \tag{10}$$

где m – коэффициент чувствительности пьезорезистивного МЭМС-датчика давления.

В реальной конструкции всегда присутствует определенное демпфирование, которое влияет на динамические характеристики конструкции. Основное уравнение вынужденной вибрации тонкой пластины с демпфированием и инерцией имеет вид [18]:

$$D \nabla^4 \omega(t) + D \chi \nabla^4 \dot{\omega}(t) + \rho h \ddot{\omega}(t) = P_a(t), \tag{11}$$

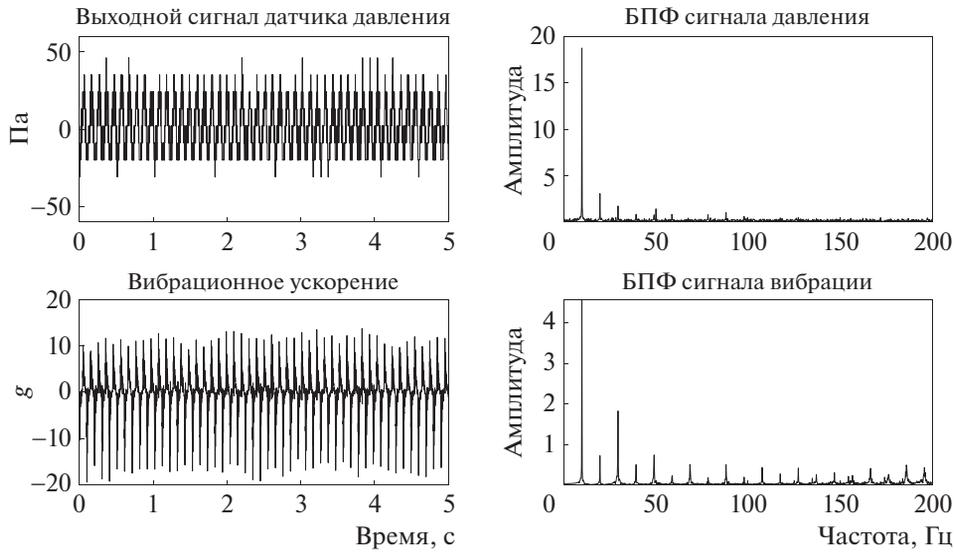


Рис. 6. Вверху – выходной сигнал датчика давления, внизу – гармоническая вибрационная нагрузка с частотой 9.75 Гц.

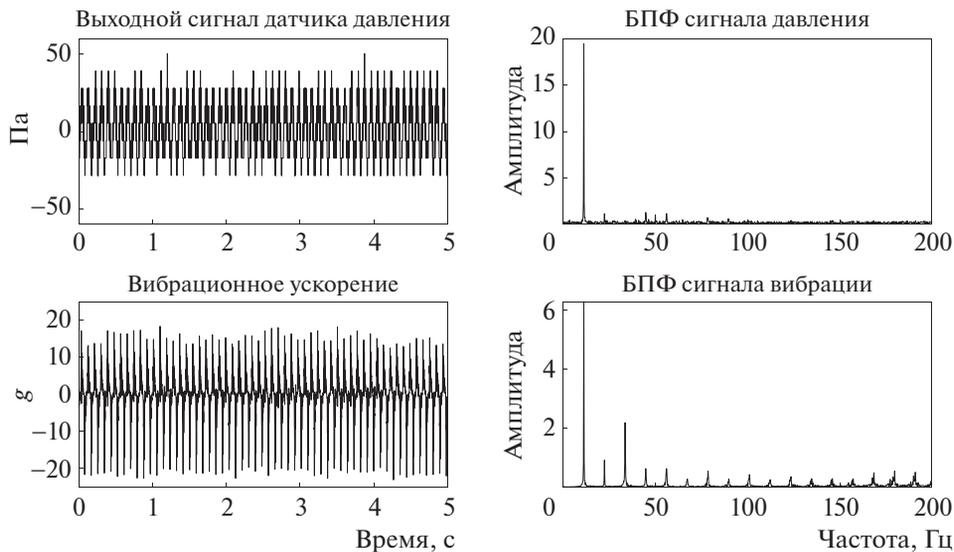


Рис. 7. Вверху – выходной сигнал датчика давления, внизу – гармоническая вибрационная нагрузка с частотой 11.2 Гц.

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}, \quad (12)$$

где E – модуль упругости Юнга, δ – толщина пластины, μ – коэффициент Пуассона, χ – коэффициент вязкого демпфирования.

4. ЭКСПЕРИМЕНТ И ОБРАБОТКА СИГНАЛОВ

Пьезорезистивный датчик давления, прикрепленный к поверхности высокоскоростного поезда, генерирует вынужденное перемещение, получая вибрацию от кузова поезда в реальных усло-

виях движения, тем самым образуя паразитный сигнал датчика. Однако довольно затруднительно измерить только сигнал вибрационных помех на поверхности высокоскоростного поезда. Для анализа влияния вибрации на показания пьезорезистивного датчика давления в данном исследовании была разработана лабораторная платформа с соединительной муфтой вибрационного давления.

4.1. Экспериментальная система и результаты

Основная цель эксперимента заключается в том, чтобы измерить динамическую выходную

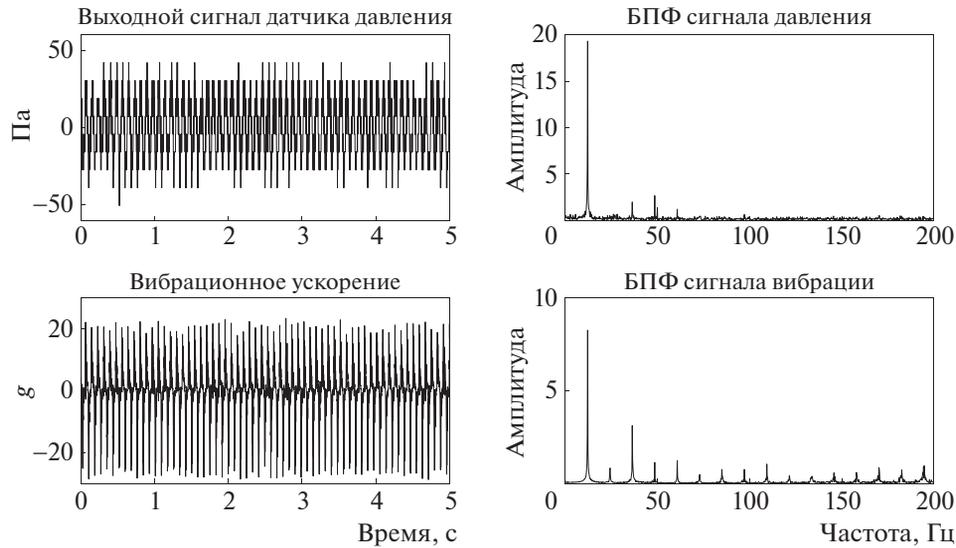


Рис. 8. Вверху – выходной сигнал датчика давления, внизу – гармоническая вибрационная нагрузка с частотой 12.15 Гц.

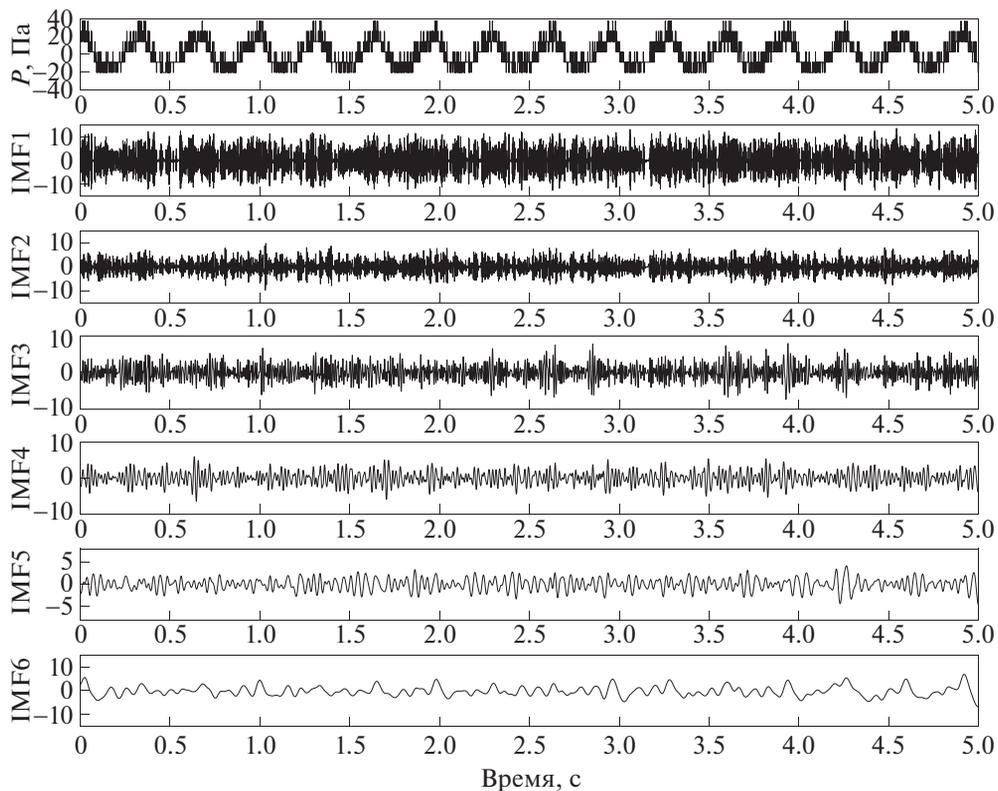


Рис. 9. Часть результатов декомпозиции EEMD сигналов давления, представленных на рис. 3.

характеристику датчика при различных частотах возбуждения простой гармонической вибрации и проанализировать влияние вибрации на пьезорезистивный датчик давления. Частота вибрации корпуса высокоскоростного поезда в основном

находится в пределах 20 Гц, поэтому простая экспериментальная система спроектирована следующим образом. Она в основном содержит источник питания, частотный модулятор, механический блок питания, датчики, коллектор, компьютер и др. Меха-

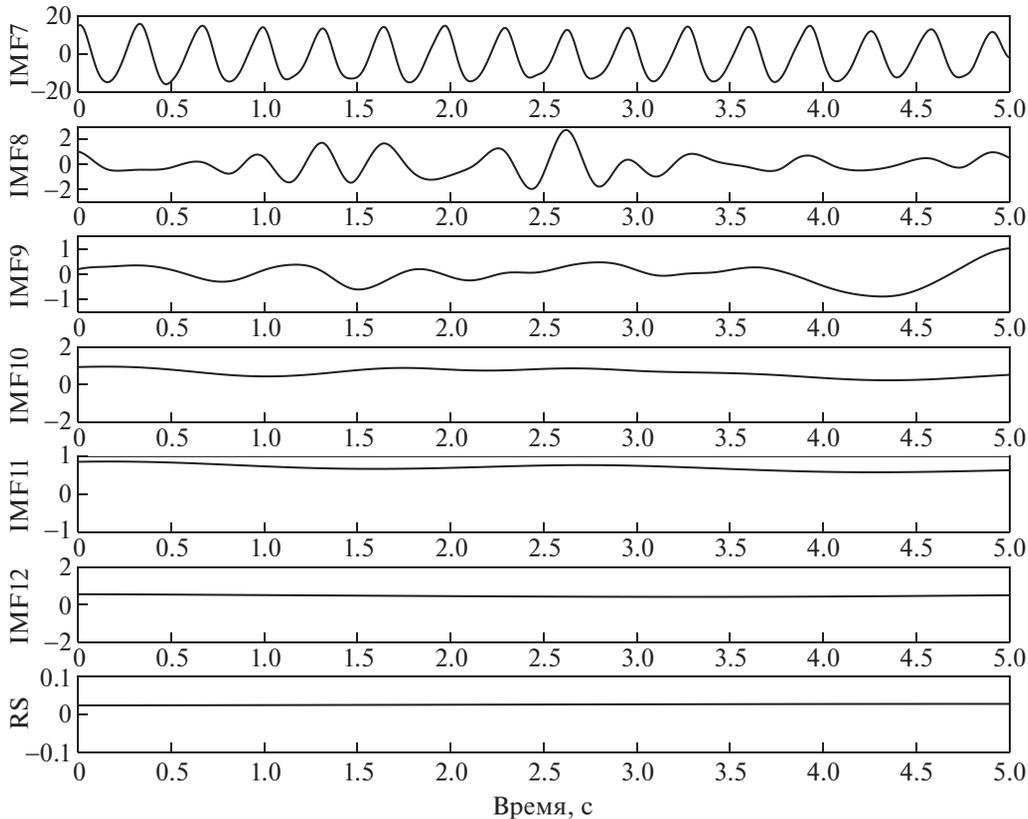


Рис. 10. Оставшаяся часть результатов декомпозиции EEMD сигналов давления, представленных на рис. 3.

ническая силовая установка состоит из двигателя, кривошипа и прямого стержня.

Принцип и структура экспериментальной системы показаны на рис. 2. Когда система включена, скорость двигателя можно регулировать с помощью преобразователя частоты. Двигатель приводит во вращение кривошип, который, в свою очередь, заставляет прямой стержень совершать простое возвратно-поступательное гармоническое движение. Поскольку резистивные элементы на диафрагме расположены в полной компоновке моста Уитстона, только нормальная составляющая вектора нагрузки ускорения пьезорезистивного давления будет влиять на выходное напряжение датчика. Поэтому мы установили пьезорезистивный датчик давления в верхней части прямого стержня (датчик был приклеен к верхней части прямого стержня суперклеем), и это привело к тому, что переходная нагрузка виброускорения была приложена к нормальному направлению диафрагмы. На стержне для измерения его ускорения в горизонтальном направлении был закреплен датчик ускорения, а его сигнальный провод (черный шланг на рисунке) был закреплен на столе так, чтобы длина провода не могла ограничить движение прямого стержня. Измеренный выходной сигнал датчика виброускорения и дав-

ления, а также их частотный спектр при различных частотных гармонических вибрационных нагрузках показаны после быстрого преобразования Фурье (БПФ) на рис. 3–8.

4.2. Устранение помех измеряемого сигнала

Согласно разд. 3, сигнал давления, измеренный в ходе эксперимента, включает в себя вибрационное давление $P_a(t)$, вибрационные помехи $n_a(t)$ и электромагнитные помехи $n(t)$. Вибрационные помехи $n_a(t)$ вызваны возмущением поля потока при возвратно-поступательном движении прямого стержня. Из уравнения Бернулли известно, что

$$P + \rho v^2 / 2 + \rho gh = C, \quad (13)$$

где ρ – плотность текучей среды (плотность воздуха $\rho = 1.293 \text{ кг/м}^3$), v – скорость прямого стержня, h – высота в вертикальном направлении, а C – константа.

Согласно компоновке экспериментальной системы, прямой стержень совершает возвратно-поступательное движение в горизонтальном направлении, поэтому высота почти не меняется. Тогда вибрационные помехи могут быть рассчитаны как

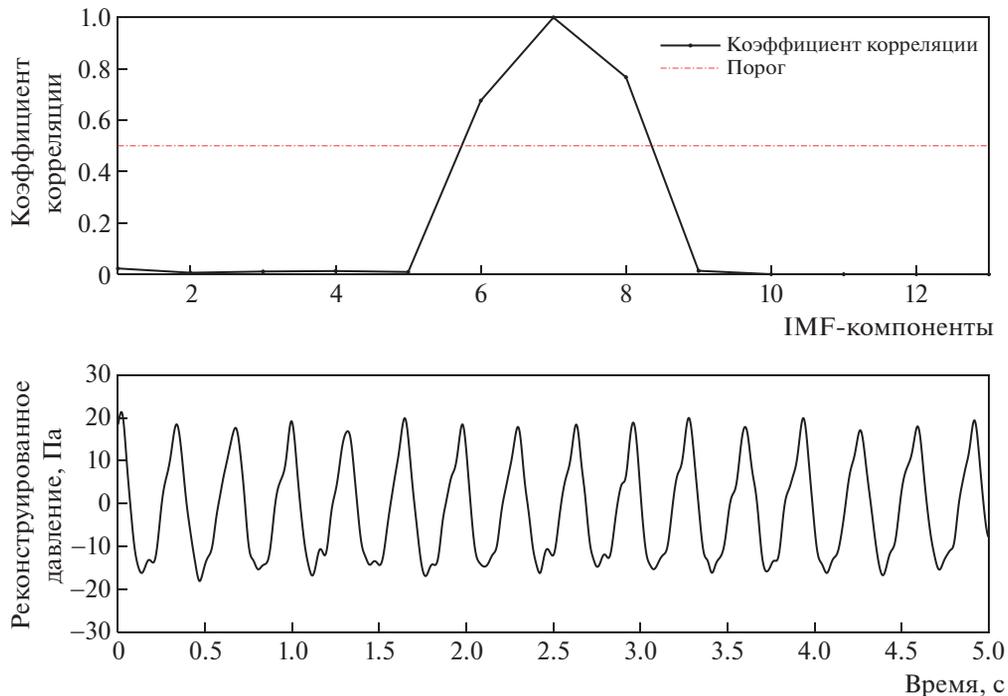


Рис. 11. Вверху – коэффициент корреляции каждой компоненты IMF; внизу – реконструированный сигнал давления сигналов, представленных на рис. 3.

$$n_a(t) = -\rho v^2/2. \quad (14)$$

В соответствии с ходом механической силовой установки, максимальная скорость прямолинейного перемещения стержня была рассчитана как $v_{\max} = 0.916$ м/с. Следовательно, вибрационные помехи, вызванные полем потока, достаточно малы, а значит, могут быть проигнорированы. Чтобы точно изучить влияние вибраций на пьезорезистивное давление, необходимо устранить электромагнитные помехи.

Эмпирическая модовая декомпозиция (EMD) и улучшенный метод множества эмпирических модовых декомпозиций (EEMD) широко используются при обработке нелинейных временных рядов и показывают хорошую результативность. EMD – это адаптивный метод нелинейной декомпозиции сигнала, впервые предложенный Huang в 1996 г. [19], который адаптивно раскладывает сложные сигналы на множество внутренних компонентов IMF (Intrinsic Mode Functions). Каждый компонент IMF представляет собой простой колебательный режим, встроенный в сигнал, поскольку EMD разлагает сигнал по характерной временной шкале самого сигнала. Позднее, чтобы решить проблему модальной ступенчатости метода EMD, Wu и Huang предложили эффективный вспомогательный метод для помех, названный EEMD [20], в котором белый шум, заполняющий частотно-временное пространство, добавляется равномерно, чтобы способствовать естественному раз-

делению частотных шкал. В данной статье метод, основанный на EEMD, используется для устранения электромагнитных помех [21]. Конкретные этапы устранения экспериментального сигнала заключаются в следующем (в качестве примера возьмем выходной сигнал давления на рис. 3).

Шаг 1. Разложение сигнала давления методом EEMD, в результате чего получены 13 компонент IMF, как показано на рис. 9 и 10. Среди них 13-я компонента IMF является оставшимся элементом (RS). Каждая IMF-компонента имеет соответствующую основную частоту, но амплитуды всех полос частот совершенно различны. Результат разложения показывает, что давление, вызванное вибрацией, не распределено равномерно во всей полосе частот, а сосредоточено в нескольких полосах частот.

Шаг 2. Вычисление автокорреляционной функции каждой IMF-компоненты $R_{IMF1}, \dots, R_{IMF13}$ и автокорреляционной функции исходного сигнала R_x , которая может быть выражена как

$$R_x(m) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} (x(i)x(i+m)), \quad (15)$$

где N – длина данных.

Шаг 3. Нормализация автокорреляционной функции, а затем вычисление коэффициента корреляции между автокорреляционной функцией исходных данных и автокорреляционной

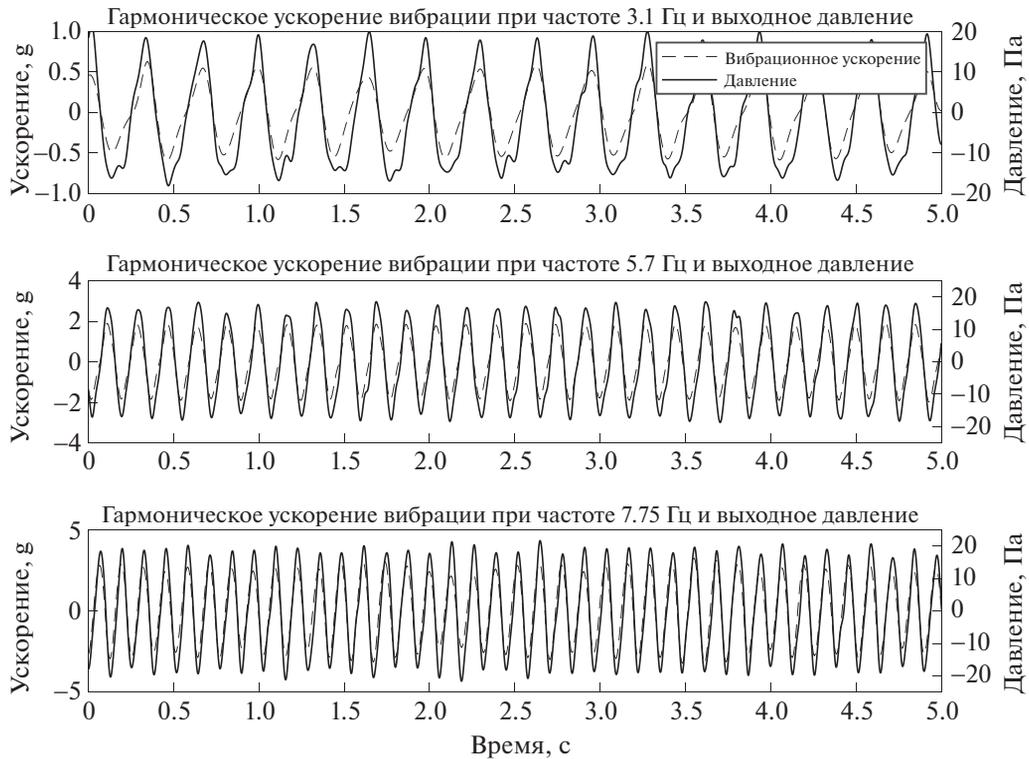


Рис. 12. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 3.1–7.75 Гц (штриховая кривая) и выходное давление (после обработки) (сплошная кривая).

функцией каждой компоненты IMF. В этом случае коэффициент корреляции выражен как

$$\rho(j) = \frac{\sum_{i=2}^{2N-1} (R_{\text{IMF}_j}(i)R_0(i))}{\sqrt{\sum_{i=2}^{2N-1} R_{\text{IMF}_j}^2(i) \sum_{i=1}^{2N-1} R_0^2(i)}}. \quad (16)$$

Шаг 4. Пороговое значение устанавливается равным 0.5, и компоненты IMF, превышающие пороговое значение, принимаются за эффективные компоненты (это означает хорошую корреляцию с исходным сигналом). Поэтому мы реконструируем эффективные компоненты IMF для получения сигнала давления, вызванного вибрацией.

Таблица 1. Коэффициент аппроксимации k при различных частотах гармонической вибрации

	Частота, Гц					
	3.1	5.7	7.75	9.95	11.2	12.15
k	—	0.9333	0.8651	0.7706	0.6558	0.5318
R^2	0.9307	0.9637	0.9611	0.9434	0.9498	0.9666
RMSE	3.0194	2.2417	2.5216	3.2251	3.2208	2.7683

После проведения вышеописанных шагов мы видим, что коэффициенты корреляции IMF₆, IMF₇ и IMF₈ намного превышают пороговое значение 0.5, а значит, эти три компоненты IMF имеют очень сильную корреляцию с исходным сигналом. Поэтому эти компоненты IMF суммируются во временной области для восстановления сигнала бокового давления. Коэффициент корреляции каждой компоненты IMF и восстановленный сигнал давления показаны на рис. 11.

Аналогично, выходные сигналы датчика давления с разными вибрационными частотами, которые показаны на рис. 4–8, могут быть также использованы для устранения электромагнитных помех этим методом, точно так же как и обработка сигнала ускорения может тоже осуществляться этим способом.

5. АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Полученные после обработки вышеуказанным способом несколько переходных нагрузок с гармоническим ускорением и соответствующие выходные сигналы давления представлены на рис. 12, 13. На рис. 14 показан выходной сигнал датчика давления. В случае статичной экспериментальной системы этот сигнал указывает на то, что пьезоре-

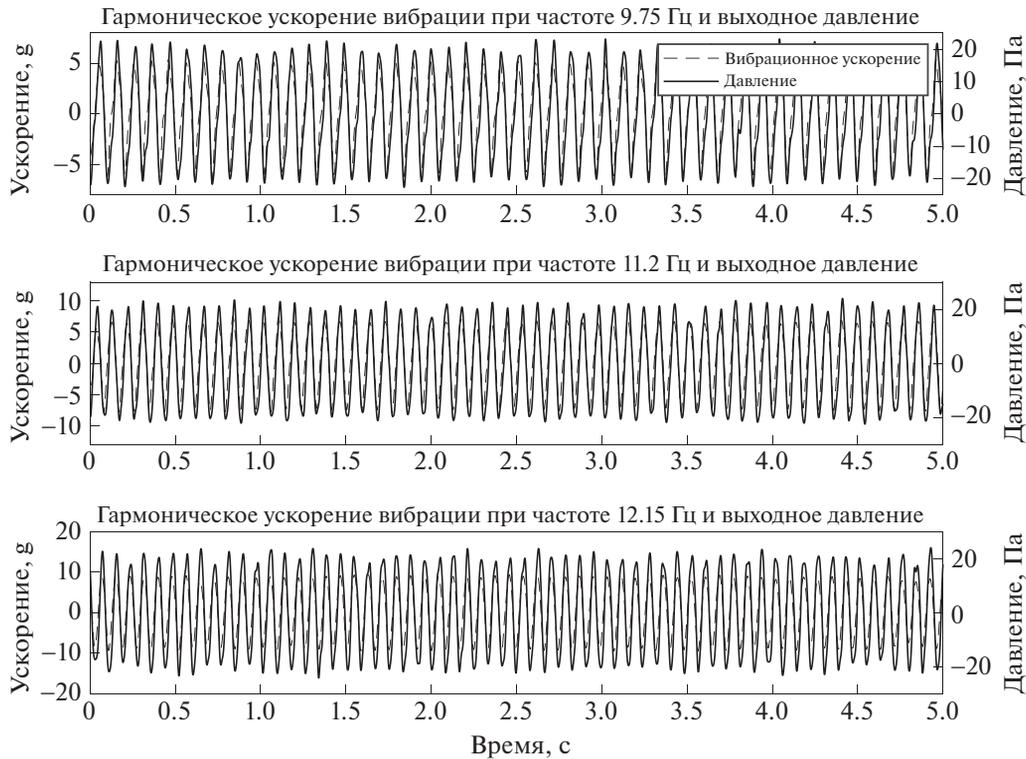


Рис. 13. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 9.75–12.15 Гц (штриховая кривая) и выходное давление (после обработки) (сплошная кривая).

зистивный датчик давления создает определенный фоновый шум во время измерений. Согласно рис. 12, ускорение очень мало при простой гармонической динамической нагрузке с частотой 3.1 Гц, а максимальная амплитуда ускорения составляет 0.5 g. Таким образом, мы можем считать, что выходной сигнал давления в это время – всего лишь фоновый шум. Фоновый шум может быть описан как гармонический сигнал, модулированный гармонической вибрацией с определенной амплитудой, и с одинаковой основной частотой и формой волны. Этот сигнал может быть также выражен как

$$P_{a,\text{noise}} = ba_{\text{norm}}, \tag{17}$$

где $P_{a,\text{noise}}$, Па – фоновый шум выходного давления, b – амплитуда фонового шума, a_{norm} является нормализованным ускорением и описывается как

$$a_{\text{norm}} = \frac{a - \mu}{\delta}, \tag{18}$$

где a , g – вибрационное ускорение, μ – среднее значение ускорения, δ – стандартное отклонение ускорения.

Были выбраны выходные сигналы давления и ускорения в течение одной секунды при гармонич-

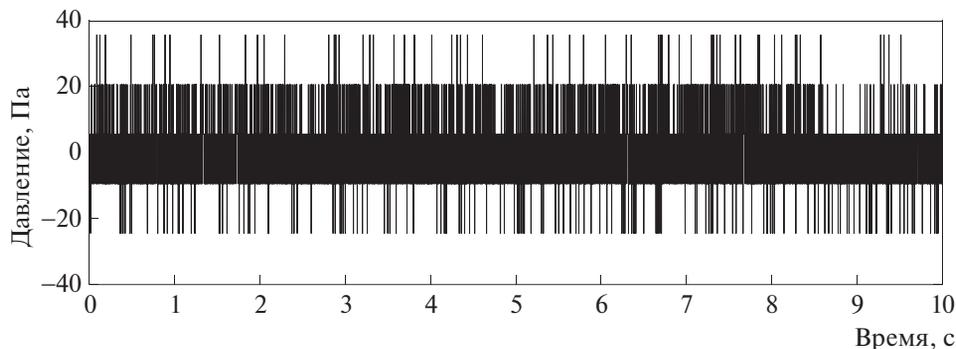


Рис. 14. Сигнал давления на выходе в случае статичной экспериментальной системы.

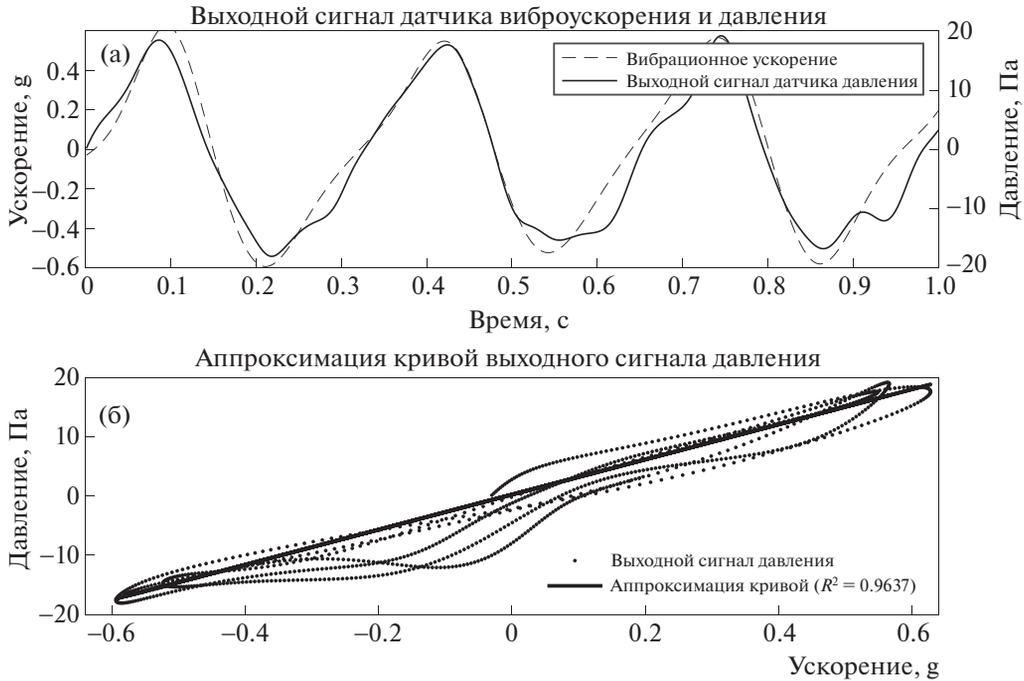


Рис. 15. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 3.1 Гц (а) и сигнал давления на выходе (б).

ческой вибрации с частотой 3.1 Гц. Результат линейной подгонки по формуле (16) показан на рис. 15 ($b = 10.84$).

Следовательно, согласно формулам (8) и (16), вибрационное давление при вибрационных нагрузках других частот может быть описано как

$$P_a = P_{a,noise} + ka, \tag{19}$$

где k – коэффициент подгонки кривой.

Линейный регрессионный анализ используется для изучения количественной взаимосвязи между виброускорением и выходными сигналами

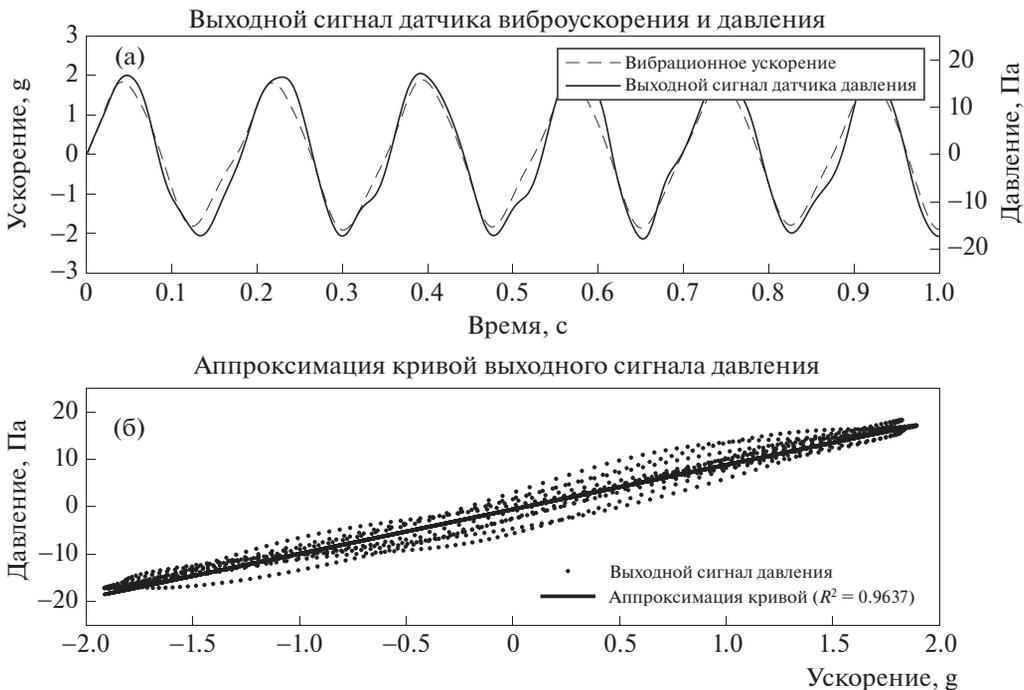


Рис. 16. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 5.7 Гц (а) и сигнал давления на выходе (б).

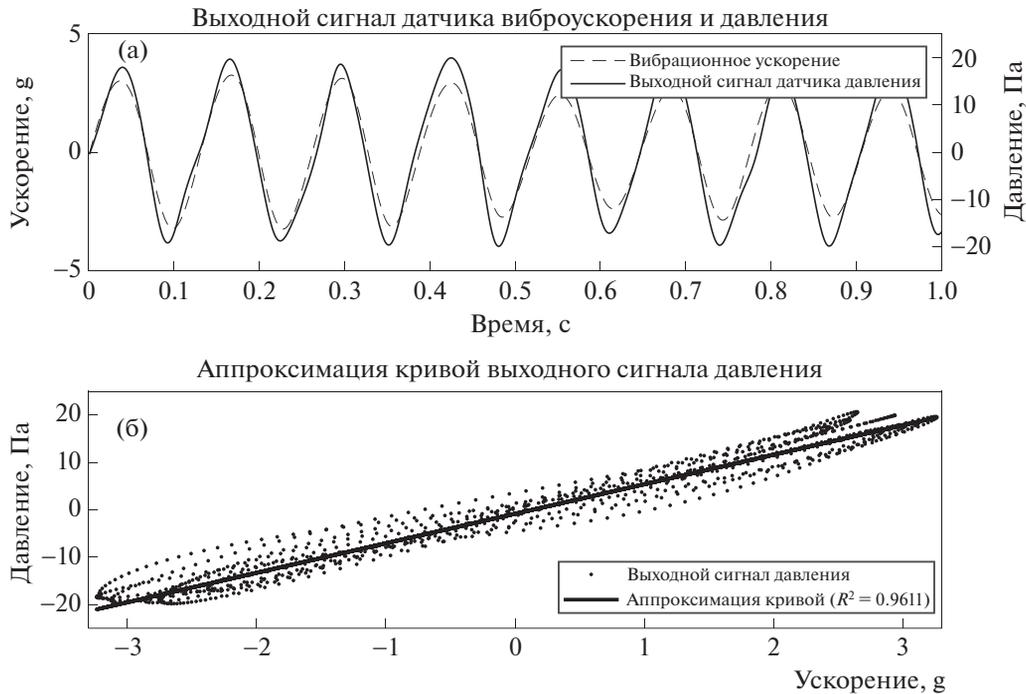


Рис. 17. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 7.75 Гц (а) и сигнал давления на выходе (б).

давления. Закономерный результат при гармонических колебаниях других различных частот показан на рис. 16–20. Высокая точность аппроксимации прямой линией (19) определяется R^2 и кор-

нем из среднеквадратичной ошибки (англ. Root Mean Squared Error, RMSE) (табл. 1 и рис. 21). Результаты показывают, что коэффициент аппроксимации уменьшается с увеличением резонансной

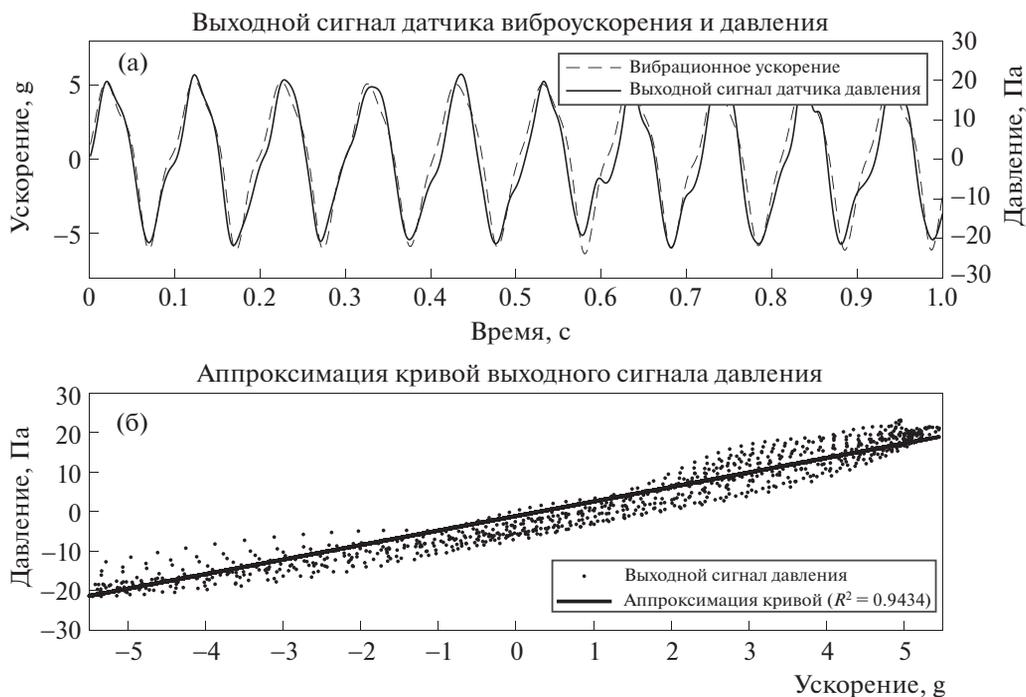


Рис. 18. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 9.75 Гц (а) и сигнал давления на выходе (б).

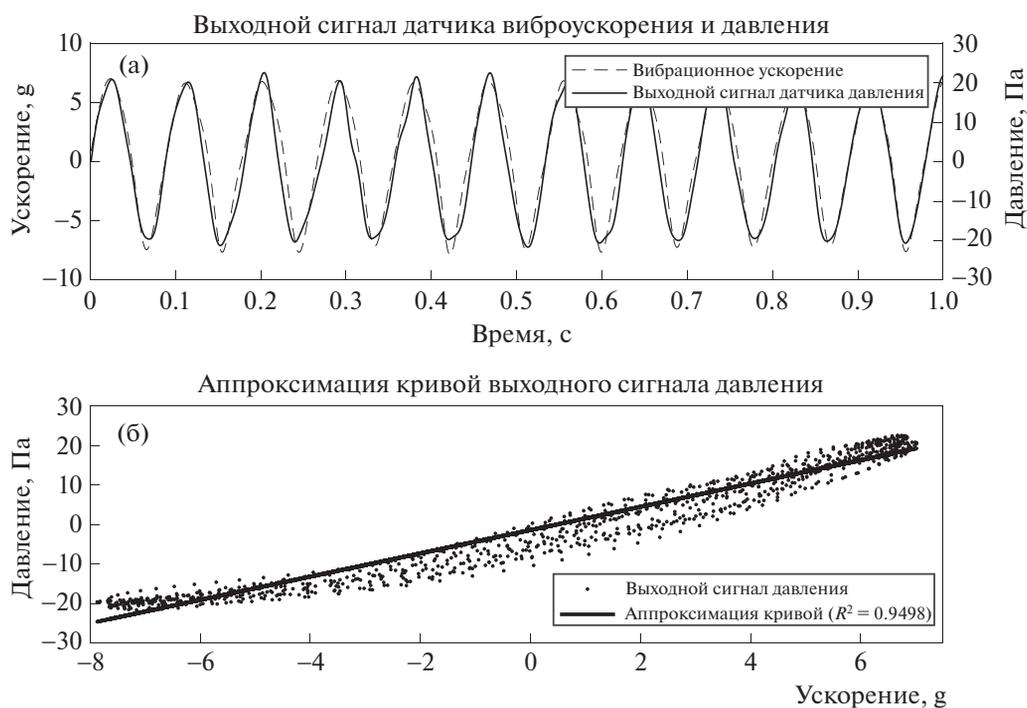


Рис. 19. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 11.2 Гц (а) и сигнал давления на выходе (б).

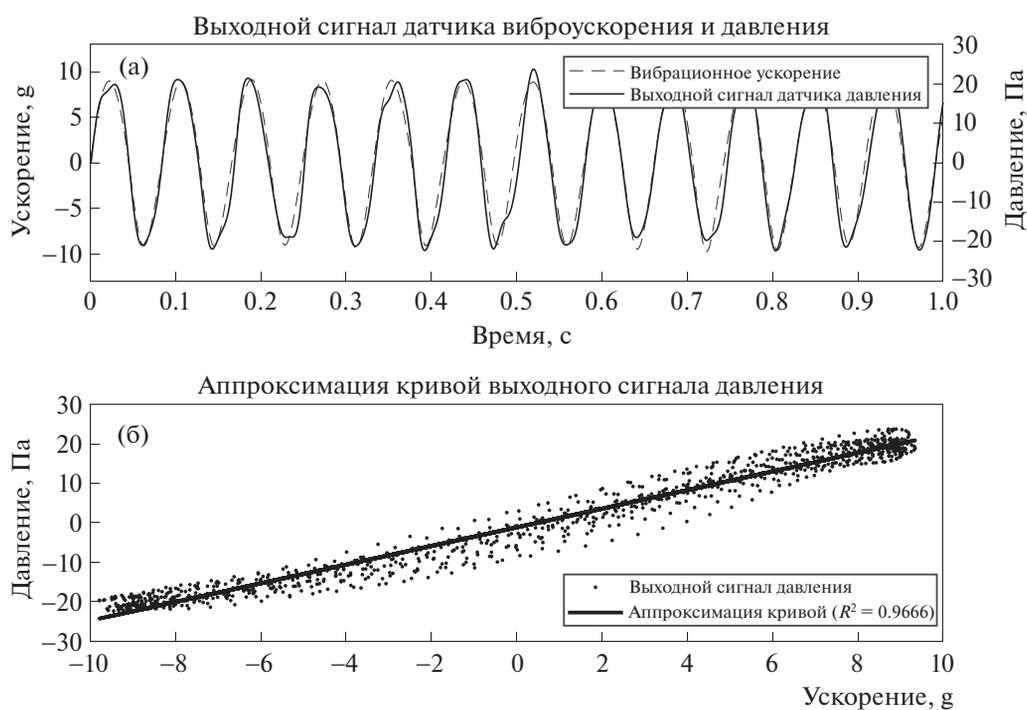


Рис. 20. Гармоническое вибрационное ускорение при частоте 12.15 Гц (а) и сигнал давления на выходе (б).

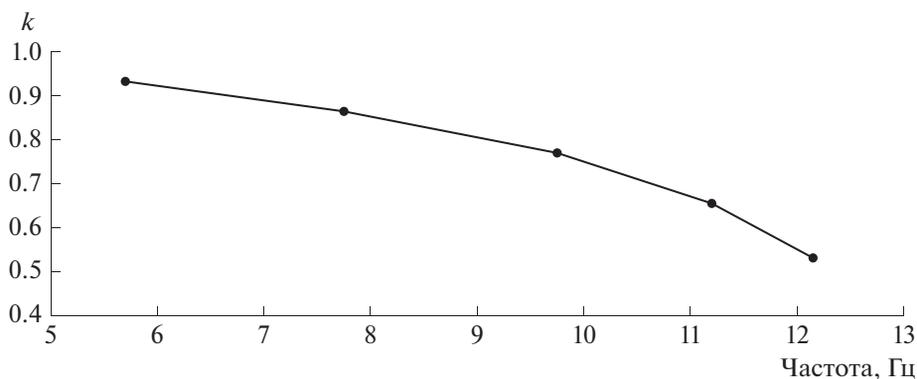


Рис. 21. Коэффициент аппроксимации k в зависимости от разных частот гармонической вибрации.

частоты в определенном диапазоне, что согласуется с результатами моделирования в работе [11].

6. ВЫВОДЫ

Из-за низкой амплитуды и широкого диапазона частот бокового давления высокоскоростных поездов влияние вибрации на измерения пьезорезистивного датчика давления не может быть проигнорировано. В данной статье исследовано влияние вибрационных нагрузок на пьезорезистивный датчик давления, предназначенный для измерения пульсирующего давления. Выходной сигнал пьезорезистивного датчика давления при различных вибрационных нагрузках был получен с помощью лабораторной платформы с соединительной муфтой вибрационного давления. Шесть групп вибрационных нагрузок с различными частотами были проанализированы для изучения влияния вибрации на результат измерения мембранного датчика давления. Выходные сигналы вибрации и давления были разделены с использованием метода, основанного на EEMD; также были проанализированы внутренние взаимосвязи между различными вибрационными нагрузками и выходными сигналами датчика. На одной и той же частоте виброускорение и выходной сигнал датчика давления имеют примерно одинаковую форму волны. Однако из-за внутренней структуры и механизма пьезорезистивного датчика давления во время измерений этот датчик будет создавать фоновый шум с определенной амплитудой. Данный шум можно описать как сигнал, преобразованный гармонической вибрацией с той же формой волны. Была получена модель выходного сигнала муфты вибрационного давления и было установлено, что коэффициент аппроксимации прямой линией уменьшается с увеличением частоты вибрации. Модель выходного сигнала давления, вызванного вибрацией, может быть рассмотрена при измерении бокового давления с помощью пьезорезистивного датчика дав-

ления. Результаты проведенного исследования обеспечивают теоретическое руководство для измерения бокового давления высокоскоростных поездов и других инженерных транспортных средств и устройств.

БЛАГОДАРНОСТИ

Данное исследование было поддержано Национальным фондом естественных наук Китая (№ 51975487 и № 51475387).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Raghu S., Kim H.D., Setoguchi T., *Progress in Aerospace Science*, 2002, vol. 38, p. 469, [https://doi.org/10.1016/S0376-0421\(02\)00029-5](https://doi.org/10.1016/S0376-0421(02)00029-5)
2. Zhiyun Shen, *China Rail. Soc.*, 2006, vol. 28 (4), p. 12.
3. Suzuki M., Tanemoto K., *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2003, vol. 91(1), p. 209, [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(02\)00346-X](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(02)00346-X)
4. Jiali Liu, Jiye Zhang, Weihua Zhang, *Journal of the China Railway Society*, 2011, vol. 33 (9), p. 19.
5. Junhao Peng, Qing Jiang, Jianbin Tang, Qianjun Zhou, *Instrument Technique and Sensor*, 2014, vol. 8, p. 1, p. 9.
6. Chunjun Chen, Hongyang He, Yunlong Shao, *Journal of southwest jiaotong university*, 2015, vol. 50 (3), p. 472.
7. Gradolph C., Freidberger A., Müller G., Wilde J., *J. Sens. Actuators A: Phys.*, 2009, vol. 150, p. 69, <https://doi-org-s.era.lib.swjtu.edu.cn/10.1016/j.sna.2008.12.007>
8. Yupeng Zhai, Zhijie Zhang, Hao Zhang, *Journal of Measurement Science and Instrumentation.*, 2019, vol. 10 (2), p. 176.
9. Zhongliang Yu, Yulong Zhao, Lili Li, Bian Tian, Rongjun Cheng, Cun Li, *Micro & Nano Letters*, 2014, vol. 9, p. 680.
10. Chao Deng, Chunjun Chen, Qi Sun, Dongwei Wang, Zhiying He, *Fluctuation and Noise Letters*, 2020, vol. 19 (2), p. 2050020, <https://doi.org/10.1142/S0219477520500200>

11. Chunjun Chen, Chao Deng, Dongwei Wang, *Measurement*, 2021, vol. 168, p. 108442, <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108442>
12. Maliha Farhath, Mst. Fateha Samad, *Journal of Computational Electronics*, 2020, vol. 19, p. 310, <https://doi.org/10.1007/s10825-019-01429-w>
13. Clark S.K., Wise K.D., *IEEE Transactions on Electron Devices*, 1979, vol. 16 (12), p. 1887, <https://doi.org/10.1109/T-ED.1979.19792>
14. Herrera-May A.L., Soto-Cruz B.S., Lopez-Huerta F., Aguilera Cortes L.A., *Revista Mexicana De Fisica*, 2009, vol. 55 (1), p. 14.
15. Fiorillo A.S., Critello C.D., Pullano S.A., *Sens. Actuators A.*, 2018, vol. 281, p. 156, <https://doi.org/10.1016/j.sna.2018.07.006>
16. Leger P., Ide I.M., Paulter P., *Computers & Structures*, 1990, vol. 36, p. 1153, <https://doi.org/10.1002/sml.201800819>
17. Fei He, Hongqiang Liao, Jihong Zhu, Zhongze Guo, *Chinese Journal of Aeronautics*, 2019, vol. 32 (6), p. 1416, <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.03.031>
18. Stanii M.M., *Quarterly of Applied Mathematics*, 1955, vol. 12 (4), p. 361, <https://doi.org/10.1090/qam/65382>
19. Huang N., Shen Z., Long S., Wu M., Shih H., Zheng Q., Yen N., Tung C., Liu H., *Proc. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, 1998, vol. 454, issue 1971, p. 903, <https://doi.org/10.1098/rspa.1998.0193>
20. Wu Z.H., Huang N.E., *Adv. Adapt. Data Anal.*, 2009, vol. 1 (1), p. 1, <https://doi.org/10.1142/S1793536909000047>
21. Hongyang He, Chunjun Chen, Xiaolang Miao, Fasheng He, *Journal of Vibration and Shock.*, 2015, vol. 34 (19), p. 71.