

*Гибадулин Руслан Рашитович,
студент, 4 курс, Институт цифровых интеллектуальных систем,
направления подготовки 15.03.04 «Автоматизация технологических
процессов и производств»
ФГАОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН»*

Россия, г. Москва

*Сидоренко Максим Сергеевич,
студент, 4 курс, Институт цифровых интеллектуальных систем
направления подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника»
ФГАОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН»*

Россия, г. Москва

*Колесников Евгений Александрович,
студент, 4 курс, Институт цифровых интеллектуальных систем
направления подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника»
ФГАОУ ВО «МГТУ «СТАНКИН»*

Россия, г. Москва

СИСТЕМА АКТИВНОГО ПОДАВЛЕНИЯ ВИБРАЦИЙ В МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЯХ СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Аннотация: В статье рассматривается построение системы активного подавления вибраций для мехатронных модулей металлорежущего станочного оборудования. Предложена замкнутая структура, объединяющая датчик вибрации, цифровую обработку сигнала, регулятор и исполнительный активный привод. Сформирована упрощенная динамическая модель модуля и показан принцип формирования компенсирующего воздействия по обратной связи по скорости колебаний. Для оценки потенциальной эффективности выполнено расчетное моделирование

амплитудно-частотной характеристики без заявления о проведении натурального эксперимента.

Ключевые слова: мехатронный модуль, станочное оборудование, активное виброгашение, вибрация, обратная связь, акселерометр, исполнительный привод.

Annotation: The article considers an active vibration suppression system for mechatronic modules of metal-cutting machine tools. A closed-loop architecture combining a vibration sensor, digital signal processing, a controller and an active actuator is proposed. A simplified dynamic model is formulated and the principle of compensating force generation using vibration-velocity feedback is described. A numerical frequency-response example is provided only as a simulation estimate and not as a report of physical experiments.

Key words: mechatronic module, machine tool, active vibration suppression, vibration, feedback, accelerometer, actuator.

Точность и производительность современных металлорежущих станков определяются не только геометрической точностью направляющих и качеством систем числового программного управления, но и динамическими свойствами узлов, непосредственно участвующих в формировании движения инструмента и заготовки. Вибрации шпиндельных узлов, суппортов, приводов подачи и инструментальных систем вызывают относительные перемещения в зоне резания, повышают шероховатость поверхности, ускоряют износ режущего инструмента и ограничивают допустимые режимы обработки. Действующий ГОСТ Р 72040.1-2025 специально выделяет измерение и оценку вибрационного состояния шпинделей металлорежущих станков, а общее руководство по измерению вибрации машин установлено ГОСТ Р ИСО 20816-1-2021 [1, 2].

Для станочного оборудования традиционно применяются балансировка вращающихся частей, повышение жесткости, пассивное демпфирование,

виброизоляция и динамические виброгасители. Эти методы сохраняют практическую ценность, однако их параметры после настройки обычно меняются ограниченно. При изменении положения подвижных масс, вылета инструмента, режима резания или жесткости закрепления детали собственные частоты технологической системы смещаются. В результате средство, эффективное в одной рабочей точке, может оказаться недостаточным в другой. Именно поэтому для мехатронных модулей представляет интерес активное виброгашение, при котором компенсирующее воздействие формируется автоматически по измеренному состоянию объекта [4, с. 65–70].

Источники вибраций и требования к измерительному каналу

В процессе механической обработки колебания имеют смешанную природу. К вынужденным составляющим относятся дисбаланс шпинделя и инструментальной оправки, периодическое изменение сил резания, возбуждение от зубьев фрезы, работа приводов и внешние колебания, передаваемые через основание. Дополнительно возможны самовозбуждающиеся колебания, связанные с регенеративным эффектом при резании. П. Г. Королев и Е. В. Балашов показывают, что вибрационные характеристики могут применяться не только для оценки текущего состояния станка, но и для выявления изменения режима обработки и состояния инструмента [5, с. 74–77].

Для активной системы особенно важна не сама регистрация превышения допустимого уровня, а получение сигнала с малой задержкой. В качестве первичного преобразователя целесообразно использовать акселерометр, устанавливаемый максимально близко к контролируемому узлу. Сигнал виброускорения удобен для регистрации высокочастотных составляющих; при необходимости оценка виброскорости и виброперемещения может быть получена цифровым интегрированием после фильтрации. Общие подходы к организации вибрационного контроля и диагностике определены ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009 [3].

Таблица 1.

Источники вибраций и реакция системы управления

Источник	Наблюдаемый признак	Предпочтительная реакция
Дисбаланс вращающегося узла	Устойчивая гармоника, связанная с частотой вращения	Компенсация узкополосной составляющей и сигнал диагностики
Прерывистость резания	Гармоники зубцовой частоты и ее кратных	Адаптивная настройка фильтра и ограниченное активное воздействие
Резонанс мехатронного модуля	Резкий рост амплитуды в узкой полосе	Увеличение активного демпфирования
Внешнее возмущение	Низкочастотный спектр, не связанный с программой ЧПУ	Подавление в пределах хода и силы активатора
Развитие автоколебаний	Рост амплитуды и изменение спектра во времени	Совместное воздействие: активное гашение и коррекция режима резания

Структура системы активного виброгашения

Предлагаемая система строится как дополнительный быстродействующий контур, не подменяющий штатные контуры положения и скорости приводов станка. Ее назначение - сформировать малое корректирующее силовое воздействие, уменьшающее вибрационную составляющую движения. Это позволяет разделить функции: ЧПУ задает требуемую траекторию и режим обработки, а локальный виброконтур подавляет динамическое отклонение в ограниченном частотном диапазоне.

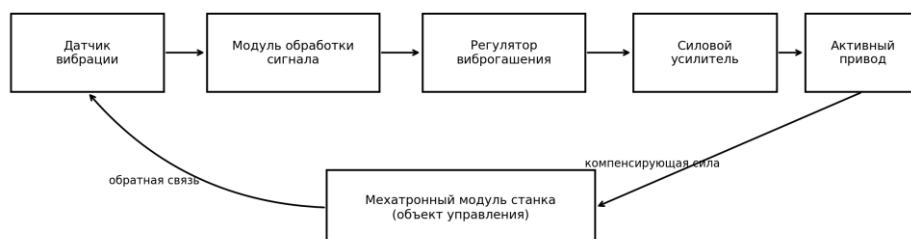


Рисунок 1. Структурная схема системы активного подавления вибраций

Сигнал датчика после аналого-цифрового преобразования поступает в модуль цифровой обработки. В нем удаляется постоянная составляющая, выполняется полосовая фильтрация и вычисляются текущая среднеквадратическая величина, доминирующая частота и фаза колебаний.

Регулятор формирует требуемую компенсирующую силу. Через силовой усилитель команда подается на активный элемент, которым в зависимости от конструкции могут быть электродинамический линейный привод, пьезоэлектрический пакет или иной быстродействующий исполнительный элемент. Сила вводится в конструкцию в точке, где обеспечивается высокая управляемость выбранной формы колебаний.

Для предварительного синтеза алгоритма один из доминирующих колебательных режимов мехатронного модуля можно представить одномассовой моделью. Координата x характеризует вибрационное отклонение контролируемого элемента относительно положения, задаваемого основным приводом. Тогда динамика описывается уравнением

$$m \cdot x'' + c \cdot x' + k \cdot x = F_d(t) + F_a(t),$$

где m - приведенная масса; c - коэффициент конструкционного демпфирования; k - приведенная жесткость; $F_d(t)$ - возмущающая сила; $F_a(t)$ - активная компенсирующая сила. Для подавления резонансного роста амплитуды целесообразно увеличить эквивалентное демпфирование. Простейший вариант - отрицательная обратная связь по виброскорости:

$$F_a(t) = -K_v \cdot x'(t),$$

где K_v - коэффициент активного демпфирования. После подстановки в исходное уравнение коэффициент при скорости становится равным $c + K_v$. Следовательно, при корректном выборе знака и величины K_v система сохраняет собственную жесткость, но снижает добротность резонансного режима. Для более сложного объекта могут применяться многоканальные регуляторы, наблюдатели состояния и адаптивные алгоритмы, однако уже скоростная обратная связь позволяет показать ключевой принцип.

Если на модель действует гармоническая сила $F_0 \cdot \sin(\omega t)$, установившаяся амплитуда перемещения определяется выражением

$$A(\omega) = F_0 / \sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + ((c + K_v)\omega)^2]}.$$

Из выражения следует, что максимальный эффект активного демпфирования проявляется вблизи собственной частоты, где упругая и

инерционные составляющие почти компенсируются. Одновременно увеличение K_v нельзя считать безусловно полезным: реальный привод имеет ограниченную силу, а измерительный тракт - фазовый сдвиг. При росте частоты запаздывание может превратить отрицательную обратную связь в положительную. Поэтому значение коэффициента следует назначать вместе с полосовым ограничением и проверкой запасов устойчивости.

Для станочного оборудования рабочая частота вибраций изменяется при переходе между технологическими операциями, разгоне шпинделя и изменении конфигурации подвижных узлов. Поэтому фиксированный регулятор желательно дополнить блоком определения текущей резонансной зоны. В предлагаемом алгоритме окно последних измерений преобразуется в частотную область методом быстрого преобразования Фурье. В заданном диапазоне выбирается спектральный максимум, после чего центральная частота полосового фильтра плавно перестраивается. Это снижает влияние широкополосного шума на исполнительный канал и позволяет сосредоточить управляющее воздействие на наиболее опасной составляющей.

Таблица 2.

Основные элементы предлагаемой системы

Элемент	Назначение	Ключевое требование
Акселерометр	Измерение локального виброускорения	Полоса выше целевого диапазона, жесткое крепление
АЦП и фильтрация	Формирование цифрового сигнала	Малая задержка и отсутствие насыщения
Вычислительный модуль	FFT, оценка RMS, регулятор	Детерминированное время цикла
Силовой усилитель	Преобразование команды в ток/напряжение	Ограничение тока и защита
Активный привод	Создание компенсирующей силы	Достаточная сила и ход в рабочей полосе
Интерфейс ЧПУ	Обмен режимами и диагностикой	Разделение функций с основным контуром движения

Расчетная оценка эффективности

Для иллюстрации принципа выполнено численное моделирование одномассовой системы. Приняты приведенная масса $m = 12$ кг и собственная частота 55 Гц. Коэффициент конструкционного демпфирования соответствует

относительному демпфированию 0,025. Активная скоростная обратная связь выбрана так, чтобы эквивалентное относительное демпфирование в идеализированной модели составляло 0,15. Возмущающая гармоническая сила имеет амплитуду 100 Н. Эти параметры не относятся к конкретной модели станка и используются исключительно как расчетный пример.

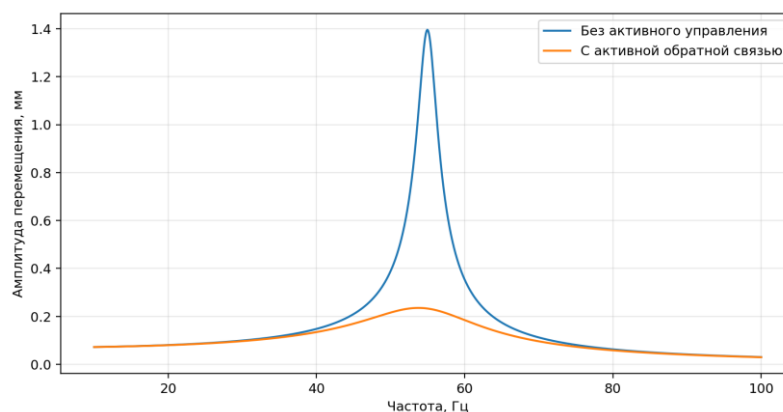


Рисунок 2. Расчетная амплитудно-частотная характеристика модели

Вблизи 55 Гц пассивная модель имеет выраженный резонансный пик. Добавление скоростной обратной связи уменьшает расчетную амплитуду в резонансной области примерно в шесть раз. Вдали от резонанса различие значительно меньше, что соответствует назначению активного демпфирования: оно не заменяет жесткость конструкции, а уменьшает динамическое усиление в критической зоне. Полученный результат следует рассматривать как оценку принципиальной возможности. Для реального узла необходимо идентифицировать собственные формы, учесть многомерность объекта, дискретность регулятора, нелинейность привода и связь с процессом резания.

Таблица 3.

Параметры и результаты расчетного примера

Показатель	Без активного контура	С активным контуром
Приведенная масса, кг	12	12
Собственная частота, Гц	55	≈55
Относительное демпфирование	0,025	0,15
Амплитуда возмущающей силы, Н	100	100
Относительная амплитуда в резонансной зоне	1,00	≈0,17

Интерпретация	Базовая расчетная модель	Расчет с идеализированной скоростной ОС
---------------	--------------------------	---

С практической точки зрения наиболее важным является выбор места установки датчика и активатора. Если контролируется шпиндельный узел, датчик следует располагать на корпусе в направлении доминирующей формы колебаний, а активный привод - так, чтобы создаваемая им сила имела значимый коэффициент участия в той же форме. Для линейного модуля подачи датчик может быть установлен на каретке или корпусе опоры, а исполнительный элемент - между неподвижной и подвижной частями. Разнесение датчика и активатора требует дополнительного анализа передаточной функции, поскольку между точками измерения и воздействия возникают собственные фазы и антирезонансы.

Встраивание в систему управления станком целесообразно выполнять на двух уровнях. На нижнем уровне локальный контроллер с высокой частотой дискретизации реализует фильтрацию и силовое управление. На верхнем уровне ЧПУ передает признаки текущего технологического режима: частоту вращения шпинделя, номер инструмента, подачу и состояние программы. Эти данные позволяют заранее менять допустимый диапазон настройки виброконтура. В обратном направлении передаются RMS-вибрация, доминирующая частота, факт насыщения активатора и диагностический статус.

Главное ограничение активного виброгашения - зависимость результата от корректности модели и фазовых характеристик. Контур должен отключаться при неисправности датчика, потере синхронизации, перегреве усилителя или достижении предельного тока. Отдельно требуется контролировать дрейф нулевой линии и интегральную составляющую, если из ускорения вычисляется скорость. Низкочастотный дрейф необходимо удалять высокочастотным фильтром, иначе исполнительный элемент будет расходовать ход на компенсацию несуществующего статического смещения.

При проектировании измерительной части следует руководствоваться не только амплитудой сигнала, но и воспроизводимостью условий измерения. ГОСТ Р ИСО 20816-1-2021 требует учитывать тип измеряемой величины, положение датчика и режим машины [2]. Для шпиндельных узлов дополнительные условия измерения заданы ГОСТ Р 72040.1-2025 [1]. Эти требования важны и для активного управления: если положение датчика изменено после настройки, передаточная функция канала также может измениться.

Предлагаемая структура отличается от автономного динамического виброгасителя тем, что параметр компенсации задается программно и может изменяться во время технологического цикла. Работы А. Н. Гаврилина и соавторов показывают эффективность автоматической перенастройки динамического виброгасителя на изменяющуюся частоту технологического оборудования [6, с. 26–29]. В предлагаемой системе аналогичная идея перенастройки переносится в информационно-управляющий контур: текущая частота определяется по сигналу датчика, а регулируемым параметром становится закон силового воздействия.

Разработана концепция системы активного подавления вибраций в мехатронных модулях станочного оборудования. Предложена замкнутая структура «датчик - обработка сигнала - регулятор - силовой усилитель - активный привод - объект», работающая как дополнительный быстродействующий контур относительно штатной системы ЧПУ. Для доминирующего колебательного режима сформирована одномассовая модель и показано, что отрицательная обратная связь по виброскорости эквивалентна увеличению демпфирования.

Расчетный пример при собственной частоте 55 Гц показал снижение резонансной амплитуды примерно в шесть раз при идеализированном увеличении относительного демпфирования с 0,025 до 0,15. Этот результат является результатом моделирования, а не натурного эксперимента. Для практического внедрения необходимо идентифицировать динамику

конкретного станочного узла, подобрать расположение датчиков и активаторов, оценить задержки и устойчивость, а затем провести стендовые испытания.

Использованные источники:

1. ГОСТ Р 72040.1-2025/ISO/TR 17243-1:2014. Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния металлорежущих станков. Часть 1. Вибрация шпинделей с встроенным электродвигателем на подшипниках качения с номинальной частотой вращения от 600 до 30 000 мин⁻¹. — М.: Российский институт стандартизации, 2025.

2. ГОСТ Р ИСО 20816-1-2021. Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Часть 1. Общее руководство. — М.: Российский институт стандартизации, 2022.

3. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 1. Общие методы. — М.: Стандартинформ, 2010.

4. Ивович, В. А. Защита от вибраций в машиностроении / В. А. Ивович, В. Я. Онищенко. — М.: Машиностроение, 1990. — 272 с.

5. Королев, П. Г. Анализ характеристик вибрации инструмента металлорежущего станка / П. Г. Королев, Е. В. Балашов // Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ». — 2015. — № 7. — С. 74–77.

6. Гаврилин, А. Н. Динамический виброгаситель с системой автоматической настройки на частоту колебаний / А. Н. Гаврилин, П. С. Рожков, О. О. Ангаткина, Б. Б. Мойзес // Известия Томского политехнического университета. — 2011. — Т. 316, № 2. — С. 26–29.