

ВЛИЯНИЕ ЖЁСТКОСТИ РЕЗИНЫ НА ВИБРОИЗОЛЯЦИОННЫЕ СВОЙСТВА РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОПОР КАБИНЫ ТРАКТОРА

А. Ф. БЕЗРУЧКО, В. Г. КОСТЕНИЧ, И. И. БОНДАРЕНКО

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь, 220023, e-mail: irina-mi-k@yandex.ru

В. А. БЕЛОУСОВ

УО «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции
и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия»,
г. Горки, Республика Беларусь, 213407, e-mail: ktrauto@tut.by

(Поступила в редакцию 31.03.2023)

Общеизвестны свойства вибрации, как физического фактора, оказывающего негативное влияние на здоровье человека и надёжность машин. Вибрация является также источником структурного шума, снижающего потребительские качества машин. Проблемы вибрации существуют во всех отраслях машиностроения. Известные способы борьбы с ней – снижение уровней вибрации источника (балансировка, уравнивание, уменьшение возбуждающих сил) и виброизоляция объектов, подвергающихся её вредному воздействию. Практическое решение задачи заключается в оптимальном использовании обоих методов для получения максимального эффекта с минимальными затратами.

В данной работе выполнен анализ эффективности наиболее распространённых виброизолирующих устройств – резино-металлических опор, при изменении твёрдости применяемой в них резины. Резина – наиболее распространённый материал виброизоляторов, применяемых в конструкциях мобильных машин, поскольку имеет ряд преимуществ, которыми не обладают другие виброгасители: способность воспринимать разнонаправленные нагрузки, долговечность, простота, низкая стоимость. Резинометаллические опоры применяют как опоры кабин, двигателей, карданных валов и других агрегатов.

В статье исследована возможность улучшения виброизоляции кабины трактора за счёт изменения жёсткости её резино-металлических опор. Представлен спектральный анализ виброизолирующих свойств этих опор. Полученные результаты исследований показывают, что изменение жёсткости резино-металлических опор даёт различный эффект в низкочастотной и высокочастотной частях спектра. Жёсткая опора эффективна для гашения низкочастотных колебаний, но ухудшает свойства опоры при гашении высокочастотных колебаний. Мягкая опора наоборот – эффективнее на высоких частотах и снижает эффективность опоры на низких частотах.

Приведены математические зависимости для приближённого расчёта опор низкочастотного и высокочастотного спектра вибрации, позволяющие оптимизировать работы по разработке новых и модернизации применяемых конструкций резино-металлических опор.

Ключевые слова: вибрация, резино-металлическая опора, виброизоляция, трактор, кабина, спектр частоты.

The properties of vibration as a physical factor that has a negative impact on human health and the reliability of machines are well known. Vibration is also a source of structural noise, which reduces the consumer qualities of machines. Vibration problems exist in all branches of engineering. Known ways to combat it are to reduce the levels of vibration (balancing, equalizing, reducing exciting forces) and vibration isolation of objects exposed to its harmful effects. The practical solution of the problem lies in the optimal use of both methods to obtain the maximum effect with minimal costs.

In this paper, an analysis of the effectiveness of the most common vibration isolating devices – rubber-metal bearings – is carried out with a change in the hardness of the rubber used in them. Rubber is the most common material for vibration isolators used in the construction of mobile machines, since it has a number of advantages that other vibration dampers do not have: the ability to perceive multidirectional loads, durability, simplicity, and low cost. Rubber-metal supports are used as supports for cabs, engines, cardan shafts and other units.

The article explores the possibility of improving the vibration isolation of the tractor cab by changing the rigidity of its rubber-metal supports. A spectral analysis of the vibration isolation properties of these supports is presented. The obtained research results show that changing the rigidity of rubber-metal bearings has a different effect in the low-frequency and high-frequency parts of the spectrum. A rigid support is effective for damping low-frequency vibrations, but worsens the properties of the support when damping high-frequency vibrations. Soft support, on the contrary, is more effective at high frequencies and reduces the effectiveness of support at low frequencies.

Mathematical dependences are given for the approximate calculation of supports of the low-frequency and high-frequency vibration spectrum, which make it possible to optimize the work on the development of new and modernization of the used structures of rubber-metal supports.

Key words: vibration, rubber-metal support, vibration isolation, tractor, cab, frequency spectrum.

Введение

Общеизвестны свойства вибрации, как физического фактора, оказывающего негативное влияние на здоровье человека [1] и надёжность машин. Также общеизвестно, что основными её источниками на мобильных машинах являются силовые агрегаты и ходовая часть. Вибрация является также источником структурного шума, снижающего потребительские качества машин. Проблемы вибрации существуют во всех отраслях машиностроения. Общеизвестные способы борьбы с ней – это снижение

уровней вибрации источника (т. е. балансировка, уравнивание, уменьшение возбуждающих сил) и виброизоляция объектов, подвергающихся её вредному воздействию. Практическое решение задачи заключается в оптимальном использовании обоих методов для получения максимального эффекта с минимальными затратами. В данной работе не производился анализ методик снижения вибрации источника, произведен только анализ эффективности наиболее распространенных виброизолирующих устройств – резинометаллических опор, при изменении твёрдости применяемой в них резины. Резина наиболее распространенный материал виброизоляторов, применяемых в конструкциях мобильных машин, поскольку имеет ряд преимуществ, которыми не обладают другие виброгасители: способность воспринимать разнонаправленные нагрузки, долговечность, простота, низкая стоимость. Резинометаллические опоры применяют как опоры кабин, двигателей, карданных валов и т.д.

В данной статье использованы теоретические разработки, взятые из работ М. А. Разумовского [2], И. И. Клюкина [3]. В этих работах представлены оценочные характеристики изоляторов, даны математические зависимости для расчёта виброизоляторов в одномерных схемах, авторы анализируют не только конструкции виброизоляторов, но и схемы их установки на машинах. Несмотря на различие областей исследований (судостроение, тракторостроение), предложенные авторами оценочные параметры и математические зависимости весьма схожи. Теоретические расчёты характеристик виброизоляторов, по мнению самих авторов, применимы на стадии начального проектирования для приблизительного расчета упрощенных моделей. Авторы отмечают, что действительную эффективность виброизоляторов можно определить лишь при экспериментальном исследовании. Представленные авторами [2, 3] математические зависимости не подтверждены в полном объёме результатами экспериментальных исследований, приведенными в данной статье.

В работе Разумовского М.А. приведены некоторые результаты экспериментальных исследований вибрации кабины трактора МТЗ-80. Автор провел исследования выпускаемых серийно в 70-х годах виброизоляторов кабин и дал рекомендации по схемам их расположения, но рассматривал влияние твёрдости резины на свойства виброизолятора только теоретически. В теоретических разработках автора утверждается, что применение резинометаллических виброизоляторов позволяет снижать вибрацию только в зонах спектра, удалённых от резонансной частоты опоры, дана следующая зависимость:

$$VI = 20 \cdot \lg \left| 1 - \left(\frac{f}{f_0} \right)^2 \right|, \quad (1)$$

где VI – виброизоляция, дБ; f – частоты исследуемого спектра, Гц; f_0 – резонансная частота, Гц.

При выполнении исследований на современных тракторах «Беларус» данный тезис не подтвердился. Следует отметить, что за прошедшее время конструкция трактора существенно модернизирована, некоторые системы и их компоновка изменились принципиально. Изменились конструкция кабины, мощность силовых агрегатов, компоновка, вес узлов и т.д. Как следствие, изменились силы и их векторы, воздействующие на виброизолятор. Сам виброизолятор изготавливают из резины с иными качествами, он получил другие размеры и формы.

В книге Клюкина [3] можно отметить некоторые противоречащие друг другу зависимости. В одном выражении показано, что виброизоляция VI во всем спектре увеличивается с ростом частоты f

$$VI = 20 \cdot \lg \frac{2f}{\pi \sqrt{C/m}}, \quad (2)$$

где C – твёрдость резиновой прокладки, Па·м; m – масса демпфируемого объекта, кг.

И в той же главе, в другом выражении утверждается обратное

$$VI = 20 \cdot \lg \frac{1}{E(1 + a \cdot f)}, \quad (3)$$

где E – статический модуль упругости, Па; a – некоторое положительное число.

Определённый интерес представляют теоретические исследования демпфирования вибрации резиновыми пластинами китайских ученых [4], но в данной работе авторы ограничились только изучением скорости затухания колебаний в зоне резонансной частоты. Работа [5] посвящена исследованию гистерезисных явлений на резонансной частоте в абсолютно жёстких опорах.

Работы [4, 5] – это фундаментальные теоретические исследования и их применение на практике ограничивается только отдельными явлениями – резонансной частотой и гистерезисом. Разработки, приведенные в источниках [4, 5], применимы только для идеальных моделей и охватывают очень уз-

кую область проблемы виброизоляции.

Анализ последних работ авторов, занимающихся прикладными исследованиями вибрации мобильных машин, показывает, что в основном они исследуют влияние вибрации на шум в кабине, не проводя какого-либо анализа эффективности виброизолирующих устройств [6, 7]. В работе А.В. Васильева [6] рассмотрены связи шума и вибрации в кабине автомобиля, но рассматривается эта связь только под компоновочную схему автомобиля. В статьях [7] приведены экспериментальные и теоретические исследования вибрации в кабине козловых кранов. Результаты, приведенные в указанных статьях [6, 7], применимы только для соответствующих типов машин, их авторы не проводят анализ свойств демпирующих устройств.

В статьях [8] сделана попытка изучить вибрационные характеристики кабины грузового автомобиля с целью повышения комфорта езды. Предложена динамическая модель жёстко-гибкой муфты коммерческого автомобиля для расчета вклада в вибрацию кабины различных источников. Окончательный подбор виброизоляторов производился экспериментально. Авторы отнесли резинометаллические изоляторы к неэффективным и не исследовали причины их низкой эффективности.

Цель данной работы – анализ работы резинометаллических опор кабины трактора, влияние твёрдости их резиновой составляющей на распространение вибрации и представление математических зависимостей, позволяющих оптимизировать разработку резинометаллических опор.

Основная часть

При установке кабин тракторов массового производства применяют резинометаллические виброгасители. Данный тип опор применяется, поскольку, кроме функции гашения вибрации от источника, он должен соответствовать требованиям безопасности – обеспечивать достаточную прочность при воздействии на кабину поперечных сил.

Исследования проводились на тракторе «Беларус-1221» на стоянке, при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, без нагрузки. Кабина установлена на резинометаллические виброгасители серийной конструкции с различной твёрдостью резины. Методика измерений разработана, основываясь на рекомендациях ведущего производителя виброакустического оборудования Bruel&Kjaer [9]. Измерения производились поверенным прибором первого класса Октава 101ВМ с регистрацией среднеквадратических значений ускорений, выраженных в дБ, в диапазоне частот 8–1000 Гц. Прибор настраивался в режим «локальная вибрация». Датчик AP2082М крепился в соответствующих точках измерений на клей. Выбранный прибор и датчик позволили проводить измерения в режиме реального времени. На всех ниже приведенных спектрограммах уровни вибрации представлены в виде векторной суммы ускорений, измеренных по трём осям в октавных полосах. На рис. 1 приведены результаты проверки виброизоляционных свойств серийной опоры кабины (твёрдость резины 50 единиц по Шору).

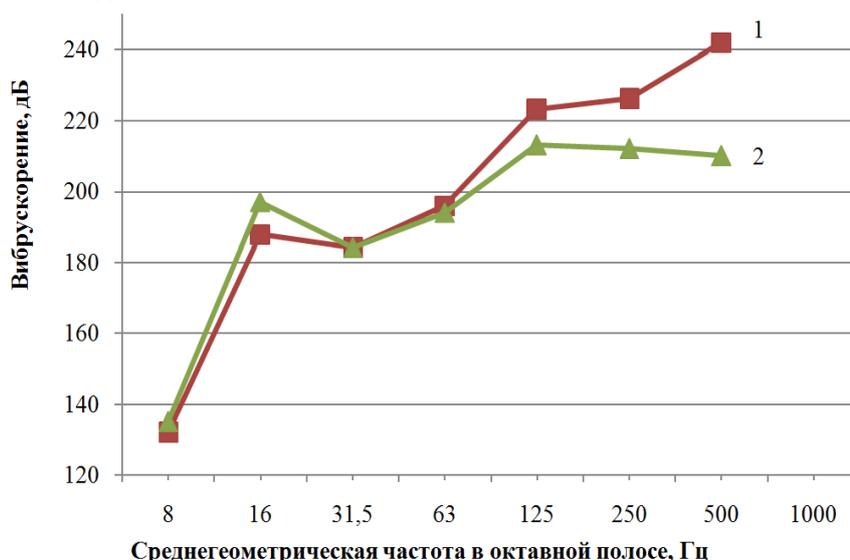


Рис. 1. Спектр виброускорений перед и за виброизолятором кабины: 1 – виброускорение на остова трактора перед задней опорой кабины; 2 – виброускорение на кронштейне крепления кабины к задней опоре

Как видно на представленных спектрограммах, резинометаллические опоры кабины гасят вибрацию на частотах в октавных полосах 125 Гц и выше. В низкочастотной области (63 Гц и ниже) необ-

ходимого эффекта снижения нет, а в октавной полосе 16 Гц отмечено увеличение вибрации при прохождении её через опору. Причинами усиления вибрации опорами могут являться: специфические свойства резины, недостатки в способе установки на четыре опорные точки [2], резонансные явления или возможное совместное воздействие вышеуказанных причин. Основываясь на теоретических исследованиях выше указанных источников, можно утверждать, что увеличение вибрации происходит только вследствие резонансных явлений. В рассматриваемом случае могут быть два типа резонансных явлений: резонанс в резиновой прокладке (волновой резонанс) и резонанс в системе «кабина-виброизолятор-остов трактора». Волновой резонанс возникает при выполнении следующего условия:

$$h = n \cdot \lambda = n \cdot \frac{c}{f}; n = 1, 2, 3, \dots, \quad (4)$$

где c – скорость распространения волны в среде, м/с; λ – длина волны, м; f – частота, Гц; h – один из геометрических размеров опоры.

Длина волны в резине на частоте 16 Гц, в зависимости от ряда внешних факторов, составляет 40–100 м. Сопоставив эту величину с размерами виброизолятора, можно утверждать, что волновой резонанс в опоре отсутствует. Резонансная частота системы «кабина-виброизолятор-остов трактора» определяется по формуле [3]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot S}{m \cdot h}}, \quad (5)$$

где E – статический модуль упругости, Па; S – площадь поперечного сечения резиновой прокладки, м²; h – высота резиновой прокладки, м; m – масса кабины, действующая на одну опору, кг.

Подставив в формулу (5) значения, соответствующие параметрам проверяемого трактора «Беларус-1221», получим $f_0 = 15 \dots 22$ Гц. Т.е. рассчитанная резонансная частота находится в октавной полосе 16 Гц, а отмеченное усиление вибрации является следствием резонанса системы «кабина-виброизолятор-остов трактора». Все колебательные системы обладают собственной резонансной частотой, на которой колебания от источника теоретически могут усиливаться до бесконечности. В данном случае усиление колебаний наблюдается, но относительно невелико, что обусловлено физическими свойствами резины, высокими механическими потерями при деформации.

Используя выражение (5), можно определить конструкции опор с различными резонансными частотами. И, таким образом, решается проблема повышенного шума в кабине, если частота резонансных колебаний системы совпадает со звуковой частотой, определяющей шум в кабине.

На высоких частотах, в октавных полосах выше 63 Гц, вибрацию можно представить как распределенную нагрузку и её виброизолирующий эффект определяется волновым сопротивлением материала прокладки ($\rho \cdot c$) [2]. Математически это можно представить выражением (6) [3]:

$$VI = 10 \cdot \lg \left(1 + \left(\pi \cdot f \cdot (\rho \cdot c)_1 \cdot h / E_3 \right)^2 \right), \quad (6)$$

где VI – виброизоляция, дБ; $(\rho \cdot c)_1$ – волновое сопротивление звукопровода, Па·с/м; E_3 – эквивалентный модуль упругости резины, Па.

Здесь предполагается, что вибрация в резиновой прокладке распространяется как звуковая волна. E_3 и $(\rho \cdot c)_1$ характеризуют физические свойства резины, определить их точные значения весьма проблематично, а следовательно, рассчитать при практическом применении значение VI невозможно. Выражение (6) полезно при разработке резиноталлических опор, используя его можно сказать, что виброизоляция на высоких частотах будет выше, если применять резиновые прокладки: с большей высотой h ; с меньшим значением модуля упругости; с большими значениями плотности резины ρ .

Низкую эффективность гашения на низких частотах можно объяснить тем, что в этом диапазоне частот резиновая прокладка воспринимает вибрацию, как сосредоточенную нагрузку, т.е. ведёт себя как упругость [2]. Передачу вибрации в данном случае определяют параметры колебательной системы, для рассматриваемого примера это «кабина-виброизолятор-остов трактора». Приближённый расчёт виброизоляции можно производить по уравнению (2). Для проверки этого предположения выполнен эксперимент с опорами разной жёсткости, результаты которого представлены на рис. 2.



Рис. 2. Спектр виброускорений за виброизолятором кабины при её установке на опоры из резины различной твёрдости: 1 – твёрдость резины 50 единиц по Шору; 2 – твёрдость резины 40 единиц по Шору

Анализ спектрограммы действительно подтверждает, что на низких частотах у жёсткой резины виброизоляция улучшается, а на высоких частотах ухудшается. Для низкочастотного диапазона также подтверждается справедливость уравнения (2).

Заключение

1. Изменение жёсткости резинометаллических опор даёт различный эффект в низкочастотной и высокочастотной частях спектра. Жёсткая опора эффективна для гашения низкочастотных колебаний, но ухудшает свойства опоры при гашении высокочастотных колебаний. Мягкая опора наоборот – эффективнее на высоких частотах и снижает эффективность опоры на низких частотах.

2. Изменяя свойства применяемой в опоре резины существенно повысить эффективность резинометаллических опор по всему спектру вибрации невозможно.

3. Приближённый расчёт опор для низкочастотного спектра рекомендуется проводить по уравнению (2), для высокочастотного спектра по уравнению (6).

ЛИТЕРАТУРА

1. H Seidel, R Heide. Long-term effects of whole-body vibration: a critical survey of the literature. *Int Arch Occup Environ Health*.1986; 58(1): p. 1–26.
2. Разумовский, М. А. Борьба с шумом на тракторах / М. А. Разумовский. – Минск: Наука и техника, 1973. – 208 с.
3. Клюкин, И. И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах / И. И. Клюкин. – 2 изд. – Л., 1971. – 416 с.
4. Au-Yeung, KY, Yang, B., Sun, L. et al. Super Damping of Mechanical Vibrations., Article number: 17793–2019, *Scientific Reports* volume 9 Mode of access: <https://doi.org/10.1038/s41598-019-54343-3>. Date of access: 28. 10. 2019 г.
5. Carpineto N., Lacarbonara W., Vestroni F., Hysteretic Tuned Mass Dampers For Structural vibration mitigation, *J. Sound Vib.* 333, 2014. – p. 1302–1318.
6. Васильев, А. В. Расчёт и снижение внутреннего шума и вибрации автомобилей / А. В. Васильев // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук.* – Т. 6. – 2004. – № 2. – С. 390–398.
7. Кобзев, К. О. Обоснование параметров системы снижения вибрации на рабочем месте оператора козловых кранов / К. О. Кобзев // *Интернет журнал «Науковедение»* том 8. – 2016. – № 5 – 7 с.
8. Li-ya Wang, Yang Zhao, Lan-ping Li, Zheng-yin Ding. Research on the vibration characteristics of the commercial-vehicle cabin based on experimental design and genetic algorithm. // *Journal of Vibroengineering* Vol. 18, Issue 7, p. 4664–4677. Mode of access: <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17161> – Date of access: 15.10.2016 г.
9. By Mark Serridge and Torben R. Licht. Theory and Application handbook. Piezoelectric accelerometer and vibration preamplifiers. *Bruel&Kjaer*, 1987. – 150 s.