

6. Собственные колебания пластин и оболочек: Справочник / Гонткевич В.С.; Под ред. член-кор. АН УССР А.П. Филиппова. -Киев: Наукова думка, 1964. – 288 с.
7. Бородинский А.С., Спиридонов К.М. Снижение структурного шума в судовых помещениях. -Ленинград: Судостроение, 1974. – 221 с.
8. Ключкин И.И. К определению частот резонанса совпадения и звукоизолирующей способности перегородки с массивными накладками // Материалы VI Всесоюзной акустической конференции. -М.: Изд-во акустического ин-та, 1968. -С. 57-59.
9. Заборов В.И., Клячко Л.Н, Росин Г.С. Борьба с шумом методами звукоизоляции. -М.: Стройиздат, 1964. –122 с.
10. Ковригин С.Д., Косьмин Г.Т., Росин Г.С. Об оценке звукоизолирующих свойств полов из рулонных материалов // Материалы VI Всесоюзной акустической конференции. -М.: Изд-во акустического института, 1968. -С. 24-32.

УДК 678.4:539.3

Дырда В.И., Лисица Н.И., Заболотная Е.Ю.,
Твердохлеб Т.Е.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ПРИБОРА

Наведені основні результати по визначенню раціональних параметрів віброзахисних систем приборів, встановлених на транспортних засобах. Здійснена оцінка ефективності віброзахисту приборів при використанні віброізоляторів з суттєво нелінійними характеристиками.

DEFINITION OF RATIONAL ARGUMENTS OF VIBROISOLATING SYSTEM OF THE INSTRUMENT

The basic results on definition of rational arguments of vibrodefensive systems of instruments set on transportation facilities are given. The estimation of performance of vibrosecurity of instruments is realized at use of vibroisolators with essential by the nonlinear performances.

Приборы, установленные в транспортных средствах, подвергаются комплексному ударному и вибрационному воздействию со стороны последних в процессе их эксплуатации. Ударно-вибрационное воздействие носит характер кинематического возбуждения опоры, передаваемое через систему виброизоляции на приборы. В результате такого воздействия они испытывают смещение относительно опоры и силовое инерционное воздействие — реакция системы виброизоляции. Основными задачами противоударной и вибрационной защиты являются:

- снижение вибрационно-силового воздействия на приборы до безопасного уровня, обеспечивающего их нормальное функционирование;
- уменьшение величины смещения приборов относительно опор (прогиб виброизоляторов) до значений, обусловленных конструкционными и функциональными требованиями.

Как показывают исследования по противоударной виброизоляции, эти требования, при определенных условиях, могут стать несовместимыми. Эта несовместимость носит принудительный характер. В таких случаях возникает необходимость в проведении ряда дополнительных исследований и мероприятий с целью корректировки требований, предъявляемых к виброизолирующей системе приборов.

Целью настоящей статьи является определение оптимальных параметров виброизоляции по величинам допустимых виброускорений и смещений центра масс прибора.

Динамическая схема взаимодействия транспортного средства с прибором представлена на рисунке 1. Прибор общей массой m через виброизолятор G прикрепляется к опоре транспортного средства (точка A). Опора испытывает смещение $u = u(t)$. Это смещение посредством реакции виброизолятора G вызывает кинематическое возбуждение прибора, абсолютное смещение которого описывается параметром $x = x(t)$. Реакция виброизолятора обусловлена относительным смещением: $\delta(t) = x(t) - u(t)$ (прогиб виброизолятора).

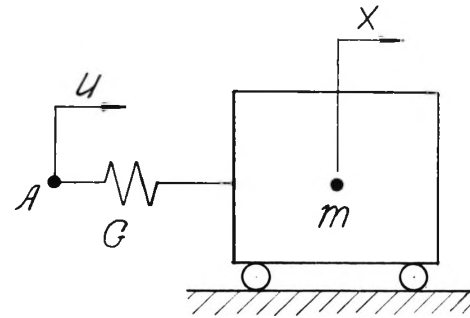


Рис. 1 – Система без демпфирования с упругой опорой

Движение прибора описывается уравнением

$$m\ddot{x}(t) + c[x(t) - u(t)] = 0,$$

где $u = u(t)$ – уравнение движения опоры при $0 \leq t < \infty$;
 c – жесткость виброизолятора.

При гармоническом возбуждении опоры на частоте ν с виброускорением a она совершает гармоническое колебание

$$u(t) = u_0 \sin(2\pi\nu t),$$

где $u_0 = a/(2\pi\nu)^2$, $\omega = 2\pi\nu$.

Верхнее ограничение на собственную частоту

$$\omega_0 \leq \sqrt{(2\pi\nu)^2 - a/\delta_g}, \quad (1)$$

где δ_g – допустимый прогиб.

Максимальное ускорение

$$\ddot{x}_m = \frac{a}{m(2\pi\nu)^2 / c - 1}.$$

С учетом критериального условия $\ddot{x}_g \geq \ddot{x}_m$ имеем ограничение на собственную частоту ω_0 по величине допустимых ускорений \ddot{x}_g :

$$\omega_0 \leq \frac{2\pi\nu}{\sqrt{1 + a/\ddot{x}_g}}. \quad (2)$$

В реальных условиях выбор собственной частоты осуществляется из условия

$$\omega_0 \leq \min \left\{ \sqrt{(2\pi\nu)^2 - a/\delta_g}; \frac{2\pi\nu}{\sqrt{1 + a/\ddot{x}_g}} \right\} \quad (3)$$

При ударном возбуждении опора испытывает ускорение $\ddot{u}(t)$ в течение некоторого периода времени $0 \leq t \leq \tau_p$.

Для прямоугольного импульса с эффективной длительностью τ [1]:

$$\tau = \frac{1}{\ddot{i}_{\max}} \int_0^{\tau_p} \ddot{i}(t) dt,$$

где $\ddot{i}_{\max} = a$ — максимальное ускорение.

Интервал допустимых значений для собственной частоты ω_0 :

$$\frac{a\tau}{\delta_g} \leq \omega_0 \leq \frac{\ddot{x}_g}{a\tau}. \quad (4)$$

Пусть транспортное средство в процессе эксплуатации генерирует гармонические колебания на опоре прибора в частотном интервале $V = V_1 \div V_2$ и с амплитудой виброускорений a_1 .

Допустимые ускорения на приборе и смещение его относительно точек крепления виброизоляторов соответственно \ddot{x}_{g1} и δ_{g1} .

Согласно (1) и (2) наиболее жесткие требования по ω_0 предъявляются на нижнюю границу частотного интервала V . При этом допустимые значения ω_0 определяются условием, аналогичным (3):

$$\omega_0 \leq \min \left\{ \sqrt{(2\pi\nu_1)^2 - a_1 / \delta_{g1}}; \frac{2\pi\nu}{\sqrt{1 + a_1 / \ddot{x}_{g1}}} \right\}. \quad (5)$$

На транспортное средство в различные моменты времени воздействуют ударные импульсные нагрузки с максимальными значениями ускорений a_i с эффективной длительностью импульса τ_i ($i = 2, 3, 4, \dots$).

Допустимые значения ускорений на приборе и его смещения относительно точек крепления виброизоляторов, соответственно \ddot{x}_{gi} и δ_{gi} .

Согласно (4) интервал допустимых значений ω_0 определяется условием

$$\frac{a_i\tau_i}{\delta_{gi}} \leq \omega_0 \leq \frac{\ddot{x}_{gi}}{a_i\tau_i}, \quad i = 2, 3, 4, \dots \quad (6)$$

Очевидно, что учет гармонических возбуждений и ударных нагрузок, возникающих на транспортном средстве в процессе его эксплуатации, согласно (5) и (6) накладывает следующие ограничения на допустимые значения ω_0 :

$$\max \left\{ \frac{a_i\tau_i}{\delta_{gi}} \right\} \leq \omega_0 \leq \min \left\{ \sqrt{(2\pi\nu_1)^2 - \frac{a_1}{\delta_{g1}}}, \frac{2\pi\nu_1}{\sqrt{1 + \frac{a_1}{\ddot{x}_{g1}}}}, \frac{\ddot{x}_{gi}}{a_i\tau_i} \right\} \quad (7)$$

где $i = 2, 3, 4, \dots$

Определив интервал допустимых частот ω_0 согласно (7) и воспользовавшись соотношением $c = m\omega_0^2$, можно определить допустимый интервал жесткости c виброизолятора для прибора массой m .

Для ударных нагрузок эффективная ударозащищенность прибора будет достигнута при выполнении условий (4). Эти условия ограничивают допусти-

мую величину ω_0 как сверху, так и снизу. Очевидно, что совместность этих условий и существование допустимых частот ω_0 определяется условием

$$\ddot{x}_g \cdot \delta_g \geq (a\tau)^2. \quad (8)$$

Это условие можно трактовать как ограничение по приросту скорости [1]:

$$i_0 = a\tau \leq \sqrt{\ddot{x}_g \cdot \delta_g}, \quad (9)$$

или как ограничение на эффективную длительность импульса τ при фиксированном значении максимального ускорения

$$\tau \leq \sqrt{\ddot{x}_g \delta_g / a}. \quad (10)$$

В общем случае [1] для различных противоударных виброизоляторов с нелинейными характеристиками допустимые значения \ddot{x}_g и δ_g на приборе и параметры ударного нагружения связаны между собой соотношением

$$\ddot{x}_g \cdot \delta = k(a\tau)^2, \quad (11)$$

где $k \in (1/2; +\infty)$.

Величина k не может быть меньше $1/2$ в соответствии с законом сохранения энергии. Для виброизоляторов с ужесточающейся характеристикой $k \in (1; +\infty)$. Для линейных виброизоляторов $k = 1$, в соответствии с (8). Для смягчающихся виброизоляторов $k \in (1/2; 1)$. Значение $k = 1/2$ соответствует идеальному противоударному виброisolлятору, который при деформировании имеет постоянную силовую характеристику: $F(\delta) = m\ddot{x}_g$ при $\delta \leq \delta_g$.

Различие между описанными выше виброизоляторами определяется таким показателем, как энергоемкость: $W(\delta) = \int_0^{\delta} F(\Delta) d\Delta$. Чем выше энергоемкость виброизолятора в интервале $F < m\ddot{x}_g$ и $\delta \leq \delta_g$, тем лучше его противоударные свойства. Однако использование виброизолятора большой энергоемкости при защите приборов от гармонического возбуждения не эффективно. Величина передаваемых через виброизолятор усилий растет пропорционально с увеличением энергоемкости. Таким образом, гармоническое возбуждение и ударная нагрузка предъявляют к виброisolлятору противоречивые требования. Действительно, если на систему виброизоляции накладывается ограничение по допустимому прогибу виброisolлятора, то его жесткость ограничивается снизу, т.е. не может быть сколь угодно малой. С другой стороны, гармонические колебания эффективно гасятся мягкими виброisolляторами, которые передают наименьшие усилия на прибор. Использование чисто противоударных виброisolляторов в условиях, когда допустимые ударные ускорения в несколько раз превышают допустимые ускорения от гармонического возбуждения становится невозможным.

Альтернативным для существенно нелинейных виброisolляторов различных типов является виброisolлятор, позволяющий решать как задачу гашения гармонических колебаний, где он себя хорошо зарекомендовал, так и задачу противоударной защиты. В последнем случае его эффективность определяется

значением $k = 1$ по условию (11), что является хорошей основой для создания такой защиты.

Существует возможность использования виброизоляторов со слабонелинейными характеристиками. Однако такие виброизоляторы не могут существенно изменить условия удара- и виброзащиты, их возможности ограничивают некоторой корректировкой удара- и виброн нагруженности прибора [1, 3]. Например, если при использовании линейного виброизолятора в условиях ударного нагружения достигается одна из допустимых величин δ_g или \ddot{x}_g и остается некоторый запас по другой величине, соответственно по \ddot{x}_g и δ_g , то появляется возможность использования виброизолятора с нелинейной характеристикой. Например, при запасе по ускорениям: $\ddot{x}_g / \ddot{x}_m > \delta_g / \delta_m$ для линейного виброизолятора перспективным становится замена его на ужесточающиеся виброизоляторы: $d^2F(\delta)/d\delta^2 > 0$ и, наоборот, при запасе прогиба виброизолятора $\ddot{x}_g / \ddot{x}_m < \delta_g / \delta_m$ могут быть рекомендованы смягчающиеся нелинейные виброизоляторы $d^2F(\delta)/d\delta^2 < 0$. Поскольку нелинейность не носит универсальный характер, то построение общего алгоритма расчета и выбора параметров виброизолятора не представляется возможным. Этот вопрос может быть решен с учетом конкретных условий вибро- и ударонагруженности или численными методами математики. Некоторые виды нелинейных виброизоляторов для ударных нагрузок рассмотрены в работе [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харрис С.М., Крид Ч.И. Справочник по ударным нагрузкам. — Л.: Судостроение, 1980. — 360 с.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. — М.: Наука, 1969. — 340 с.
3. Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамического воздействия. — М.: Энергия, 1979. — 320 с.

УДК 678.065.004.12

Растеряев Ю.К., Агальцов Г.Н.

РАСЧЕТ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ШИН

В статті наведено основні вимоги та спосіб розрахунку екологічно безпечних шин для тракторів та транспортно технологічних машин.

CALCULATION OF ECOLOGICALLY SECURE TIRES

In a paper are reduced the base requirements and expedient of calculation of ecologically secure tires for tractors and transport-technological machines.

Інтенсифікація сільськогосподарського господарства неможлива без застосування тракторів і сільськогосподарських машин великої одиничної потужності, що призводить до переуплотнення ґрунту. Зростаючі екологічні вимоги в відношенні захисту ґрунту від переуплотнення ходовими системами сільськогосподарських машин обумовили необхідність розробки нового класу шин колесних двигачів.

Розглянемо вимоги до вище вказаних шин для тракторів і сільськогосподарських машин великої одиничної потужності.