ЦНИИСК им. В. А. КУЧЕРЕНКО

РУКОВОДСТВО

ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

gost.e-ecolog.ru

ПРЕДИСЛОВИЕ

Виброизоляция машин — одно из наиболее действенных средств борьбы с колебаниями конструкций зданий и сооружений, вызываемыми работой машин. Виброизоляция применяется либо для уменьшения динамических воздействий, передаваемых машиной на поддерживающие конструкции, либо для снижения уровня вибраций приборов и прецизионных машин — вибраций, вызываемых колебаниями поддерживающих конструкций или основания. Виброизоляция снижает уровень колебаний рабочих мест и, следовательно, устраняет вредное влияние вибраций.

До последнего времени в практике строительного проектирования применялась «Инструкция по проектированию и расчету виброизоляции машин с динамическими нагрузками и оборудования, чувствительного к вибрациям» (И 204-55/МСПМХП), разработанная в лаборатории динамики Центрального научно-исследовательского института промышленных сооружений. Инструкция способствовала внедрению виброизоляции в промышленное и гражданское строительство.

В основу этого Руководства легли принципиальные положения инструкции И 204-55, которые за 16-летний период, прошедший со времени ее выхода в свет, были проверены практикой применения виброизоляции.

В Руководство включены материалы, расширяющие диапазон его применения и детализирующие отдельные расчетные положения. В основном эти дополнения следующие. Учтена возможность возникновения режима импульсного резонанса, уточнены допускаемые амплитуды колебаний для фундаментного блока и подфундаментного короба; введен расчет пружинно-рессорной виброизоляции. Заново написан раздел «Пассивная виброизоляция», в котором рассмотрен расчет виброизоляции оборудования, чувствительного к вибрациям, при периодических и случайных колебаниях осно-

вания. Введен расчет пружин на устойчивость и расчет концентрических пружин, даны рекомендации по расчету пружинно-пластмассовых виброизоляторов и виброизоляторов с гидрошарнирами. Представлены сведения по современным сортам резины, рекомендуемым для виброизоляторов. Даны указания по расчету и проектированию демпферов вязкого трения.

В приложениях приведены примеры расчета активной виброизоляции машины с периодической возмущающей нагрузкой, виброизоляции фундаментов под молоты и пассивной виброизоляции объектов, чувствительных к вибрациям.

Книга подготовлена в лаборатории динамики Центрального научно-исследовательского института строительных конструкций им. В. А. Кучеренко д-ром техн. наук, проф. Б. Г. Кореневым (руководитель), д-ром техн. наук В. А. Ивовичем, кандидатами техн. наук В. А. Ильичевым, Г. Л. Кедровой и Л. С. Максимовым.

При составлении Руководства использованы материалы, представленные институтами: ЦНИИПромзданий (А. Н. Новожилов), Харьковский ПромстройНИИпроект (В. Г. Подольский и И. М. Балкарей), Уральский ПромстройНИИпроект (Н. А. Пикулев и А. Н. Эрделевский), УкрНИИхиммаш (В. А. Воронкин и Л. Ю. Эпштейн), УралНИИстромпроект (Г. С. Росин и Д. Б. Ващук), ЭНИКМАШ (О. И. Курдюмов), ЭНИМС (В. В. Каминская) и другими организациями. При работе над Руководством учтены замечания, сделанные д-ром техн. наук, проф. Е. С. Сорокиным и канд. техн. наук В. С. Глазыриным.

Дирекция ЦНИИСК им. В. А. Кучеренко

Глава 1

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

1.1. В Руководство включены указания по расчету и проектированию виброизоляции:

а) машин, являющихся источниками вибраций, для снижения динамических усилий, передаваемых ими на поддерживающие конструкции или основание, чтобы уменьшить неблагоприятное влияние колебаний на строительные конструкции зданий, обслуживающий персонал и технологическое оборудование, чувствительное к вибрации (активная виброизоляция);

б) измерительных приборов, точных станков и других аналогичных объектов для уменьшения их колебаний, вызванных вибрациями поддерживающих конструкций (пассивная виброизоляция).

1.2. При проектировании виброизоляции рекомендуется использовать имеющиеся типовые решения[1].

Допускается применение отдельных ведомственных нормалей, инструкций и других документов, составленных на основе общих положений данного Руководства.

Для активной и пассивной виброизоляции машин, приборов и оборудования рекомендуется применять преимущественно (там, где это возможно) виброизоляторы, серийно выпускаемые промышленностью[2].

1.3. Указания этого руководства относятся к мащинам и оборудованию, устанавливаемым:

а) на несущих конструкциях зданий;

б) на полах промышленных зданий;

в) на отдельных виброизолированных фундаментах, опирающихся на грунт.

---

[1] См. ссылку в п. 5.15 Руководства.

[2] См. ссылки в пп. 5.15 и 5.30.

1.4. а) Данные о динамических нагрузках, создаваемых машинами, необходимые для расчета виброизоляции (см. пп. 2.1 и 3.4 Руководства), принимают в соответствии с заданием, которое выдается технологической организацией, и паспортными данными; если таких данных нет, их назначают согласно указаниям «Инструкции по определению динамических нагрузок от машин, устанавливаемых на перекрытиях промышленных зданий». Стройиздат, 1966.

б) Предельные значения нагрузок, передаваемых виброизолированными машинами на поддерживающие их перекрытия зданий, а также другие данные, связанные с расчетом перекрытий и используемые при расчете виброизоляции, принимают в соответствии с «Инструкцией по расчету несущих конструкций промышленных зданий и сооружений на динамические нагрузки». Стройиздат, 1970. При опирании виброизолированных машин на фермы покрытий — в соответствии с «Инструкцией по расчету покрытий промышленных зданий, воспринимающих динамические нагрузки». Стройиздат, 1967.

в) Напряжения в грунте при установке на него отдельных виброизолированных фундаментов не должны превышать значений, допускаемых СНиП II-Б. 7-70 «Фундаменты машин с динамическими нагрузками. Нормы проектирования».

г) При бесфундаментной установке машин на полы промышленных зданий расчет последних на усилия, передаваемые машинами, выполняют с использованием «Указаний по проектированию полов производственных, жилых, общественных и вспомогательных зданий» (СН 300-65).

д) При виброизоляции оборудования заводов промышленности сборного железобетона должны быть выполнены указания «Инструкции по устранению вредных воздействий вибраций рабочих мест на предприятиях железобетонных изделий» (СН 190-61).

1.5. Возможны два варианта исполнения виброизоляции: заводской, когда машину (станок, прибор и т. п.) выпускают в комплекте с виброизоляционными устройствами, и строительно-монтажный, при котором виброизоляцию осуществляет строительная организация по проекту, выполненному в процессе строительного проектирования.

Если динамический расчет здания (сооружения) на воздействие виброизолированной машины показывает, что заводской вариант виброизоляции не удовлетворяет требованиям надлежащего снижения динамических усилий, пере-

даваемых на конструкции, то производится перерасчет виброизоляции. Для строительно-монтажного варианта всегда необходим расчет виброизоляции.

Виброизоляция, выполненная в соответствии с рекомендованными настоящим Руководством правилами, гарантирует заданное снижение соответствующих расчетных величин динамических усилий, перемещений и других параметров. Применение виброизоляции без предварительного расчета недопустимо, так как ее эффективность может быть существенно снижена, и нет гарантии, что вместо положительного эффекта не ухудшатся условия эксплуатации машины и сооружения.

Глава 2

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ МАШИН С ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ НАГРУЗКОЙ

Указания по проектированию

2.1. Для проектирования виброизоляции машины с периодической[1] возмущающей нагрузкой необходимы:

а) чертежи машины с указанием расположения анкерных болтов и ее габаритов;

б) данные:

о весе машины и положении ее центра тяжести;

о моментах инерции изолируемой машины[2] относительно ее главных центральных осей;

о числе оборотов в минуту при эксплуатационном режиме;

при переменном режиме работы — сведения о минимальном и максимальном числе оборотов вращающихся частей

---

[1] Здесь и всюду далее предполагается, что периодическая нагрузка близка к гармонической. Если периодическая сила или периодический момент изменяются по более сложным законам, то их следует разложить в ряд Фурье. Для приближенного расчета можно ограничиться только первой гармоникой этого ряда. Другие гармоники учитываются дополнительным проверочным расчетом лишь в случае, когда $j^2P_j > P_1$ или $j^2M_j > M_1$, где P_1, M_1 и P_j, M_j — амплитудные значения первой и j-й гармоник возмущающей силы и возмущающего момента соответственно.

[2] Имеются в виду моменты инерции массы изолируемой машины.

машины или числе циклов в минуту возвратно-поступательно движущихся деталей;

о скорости нарастания числа оборотов машины при пуске и их убывании при остановке;

о величинах, направлениях и координатах точек приложения возмущающих сил машины и необходимые сведения о возмущающих моментах.

При отсутствии этих данных необходимо иметь: кинематическую схему механизмов машины, вес ее движущихся частей, величины эксцентрицитетов вращающихся частей, радиусов кривошипов или ходов возвратно-поступательно движущихся частей и т. п.; геометрические размеры, необходимые для вычисления величин и координат точек приложения инерционных сил;

в) характеристика различных подводок (их назначение, материал, форма, размеры и др.) с указанием мест их присоединения к машине;

г) чертежи строительной конструкции, поддерживающей машину, и ее характеристику (допускаемая статическая нагрузка и др.); в случае установки виброизоляторов на конструкцию, опирающуюся непосредственно на грунт, данные, характеризующие грунт (допускаемое статическое давление, коэффициент упругого равномерного сжатия, уровень грунтовых вод и т. п.), а также сведения о расположении и назначении ближайших фундаментов;

д) требования, предъявляемые к виброизоляции: 1) допускаемые амплитуды колебаний изолируемой машины и 2) допускаемые амплитуды колебаний поддерживающей конструкции (грунта) или допускаемые динамические нагрузки на поддерживающую конструкцию (грунт). Если определение величин допускаемых амплитуд колебаний поддерживающей конструкции или грунта затруднено, то должно быть составлено описание назначения смежных помещений с указанием происходящих в них технологических процессов и оборудования, чувствительных к вибрациям. При оценке допускаемых амплитуд колебаний виброизолированной машины следует учитывать возможность ее колебаний от случайных или временных нагрузок (толчков, сил инерции эксцентрично расположенной тяжелой обрабатываемой детали, силовых воздействий персонала при обслуживании машин и т. п.);

е) физико-механические характеристики материалов, применяемых для изготовления упругих и демпфирующих элементов виброизоляции;

ж) сведения о возможности воздействия на виброизоляторы различных агрессивных веществ (воды, масел, кислот, щелочей и т. п.) и перепадах температуры воздуха в местах установки виброизоляторов;

з) данные о жесткостных характеристиках виброизолируемой машины.

2.2. Виброизоляцию можно осуществить в двух вариантах:

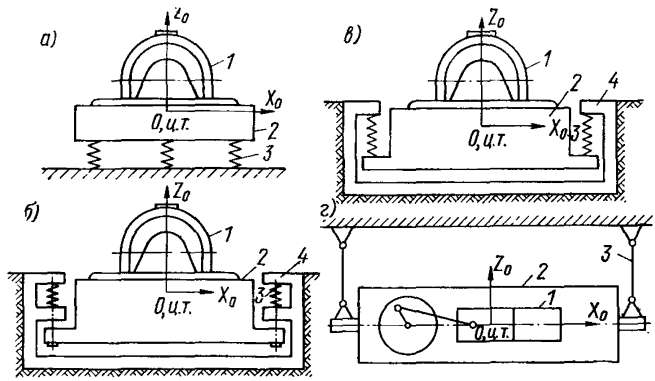


Рис. 2.1. Схемы виброизоляции машин

а — опорный вариант; *б* — вариант с подвесными стержнями и пружинами, работающими на сжатие; *в* — подвесной вариант с пружинами, работающими на растяжение; *г* — подвесной вариант с шарнирными стержнями; *1* — машина; *2* — постамент (фундаментный блок); *3* — виброизоляторы; *4* — подфундаментный короб (корыто)

а) опорном (рис. 2.1, *а*), когда виброизоляторы расположены непосредственно под корпусом изолируемой машины или под жестким постаментом (фундаментным блоком), на котором укреплена сама машина;

б) подвесном, когда изолируемый объект подвешен на виброизоляторах, закрепленных выше подошвы постамента и работающих на сжатие (рис. 2.1, *б*) или растяжение (рис. 2.1, *в*).

2.3. Если в изолируемой машине преобладают горизонтальные возмущающие силы, то в отдельных случаях для выполнения её виброизоляции можно кроме схем, указанных в п. 2.2, применить специальную схему, при которой машина подвешивается на тросах или стержнях с шарнирными присоединениями к несущим строительным конструкциям (рис. 2.1, *г*).

Эту схему рекомендуется применять для низкочастотных

машин (с частотой возмущения до 400 *кол/мин*) в связи с трудностью получения низких частот горизонтальных собственных колебаний виброизолированных установок при использовании пружинных или резиновых виброизоляторов.

2.4. Постамент или фундаментный блок под машиной устраивают в случаях, когда:

а) корпус машины имеет недостаточную жесткость;

б) размещение виброизоляторов непосредственно под корпусом машины встречает конструктивные затруднения;

в) изолируется агрегат, состоящий из отдельных машин, устанавливающихся на одном постаменте;

г) требуется увеличить массу изолируемой установки и моменты инерции, чтобы уменьшить амплитуды ее вынужденных колебаний[1];

д) необходимо увеличить массу и моменты инерции изолируемой установки во избежание повышения частоты ее собственных колебаний, которое вызывается увеличением жесткости виброизоляторов, с тем чтобы устранить недопустимые перекосы установки от временных статических нагрузок (см. п. 2.20) или уменьшить амплитуды собственных колебаний установки, вызванные случайными ударами (например, возможными толчками обслуживающего персонала при выполнении рабочих операций и т. п.).

2.5. При выборе конструктивной формы постамента (фундаментного блока) следует стремиться к уменьшению расстояния между центром тяжести всей установки и линией действия возмущающей силы, так как уменьшение этого расстояния снижает амплитуду вращательных колебаний установки. Уменьшение амплитуды вращательных колебаний изолируемой установки может быть достигнуто также путем увеличения ее момента инерции относительно оси вращения.

2.6. При виброизоляции машины с фундаментом, заглубленным в грунт, необходимо устройство ограждающего короба (корыта), внутри которого размещаются фундаментный блок и виброизоляторы (см. рис. 2.1, *б*, *в*).

---

[1] Этой цели можно достигнуть также: а) уравновешиванием, балансировкой и изменением числа оборотов машины; б) применением виброгасителей.

Для центробежных вентиляторов общего назначения допустимые величины заводской и эксплуатационной неуравновешенности устанавливаются отраслевой нормалью № 0Н2211-001-68. Министерство строительного, дорожного и коммунального машиностроения, М., 1969.

2.7. Подводки к изолируемому объекту должны быть достаточно гибкими, чтобы жесткость их была значительно ниже жесткости виброизоляторов. Если это требование не может быть выполнено, то жесткость подводок должна учитываться при расчете виброизоляции, так как она может существенно снизить эффективность виброизоляции (см. примечание к п. 2.20).

2.8. Расчет виброизоляции машин с периодической возмущающей нагрузкой состоит из следующих этапов:

а) подбор основных параметров виброизоляции;

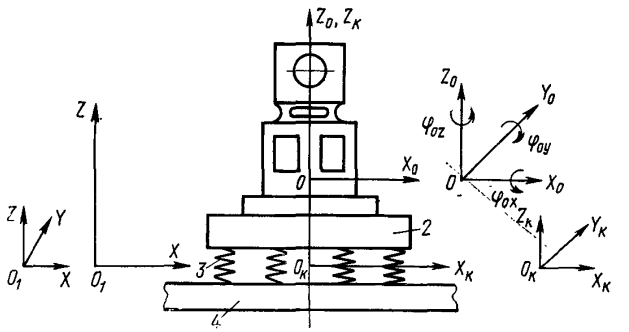


Рис. 2.2. Схема расположения осей координат, принимаемая при расчете виброизоляции машин

1 — изолируемая машина; *2* — постамент; *3* — виброизоляторы; *4* — поддерживающая конструкция; O — центр тяжести установки; O_K — центр жесткости виброизоляторов; O_1 — произвольное начало координат

б) определение характерных размеров упругих элементов;

в) выбор расположения виброизоляторов;

г) проверка выполнения условий, наложенных на частоты собственных колебаний изолируемой установки;

д) проверка выполнения требований, которым должны удовлетворять амплитуды вынужденных колебаний изолируемой установки;

е) определение амплитуд возмущающих сил, передающихся на поддерживающую конструкцию.

Для проведения такого расчета необходимо предварительно определить моменты инерции J_{0x}, J_{0y} и J_{0z} изолируемой установки относительно ее главных центральных осей инерции X_0, Y_0, Z_0 (рис. 2.2).

Подбор значений параметров виброизоляции

2.9. Основными параметрами виброизоляции являются: масса и моменты инерции массы виброизолируемой установки, жесткости и коэффициенты демпфирования виброизоляторов.

2.10. При выборе этих параметров необходимо стремиться к тому, чтобы:

а) динамические нагрузки, передающиеся на поддерживающие конструкции, были снижены до уровня, при котором амплитуды колебаний конструкций не превысят амплитуд, допускаемых требованиями санитарных норм или технологического характера, либо требованиями обеспечения несущей способности конструкций;

б) амплитуды колебаний виброизолированной установки не превышали допускаемых значений, устанавливаемых технологами и заводами—изготовителями машин, что обеспечивало бы нормальную работу виброизолированного агрегата. При отсутствии этих данных можно пользоваться ориентировочными указаниями табл. 4.1.

2.11. Эффективность активной виброизоляции при действии гармонических нагрузок оценивается коэффициентами передачи. При поступательных колебаниях виброизолированной установки в направлении оси X_0 и ее вращательных колебаниях вокруг этой же оси (рис. 2.2) соответствующие коэффициенты передачи определяются формулами:

$$\left.\begin{aligned} \mu_x &= \frac{P_{kx}}{P_x} = \frac{1}{\alpha_x^2 - 1}; \\ \mu_{\varphi x} &= \frac{M_{kx}}{M_{0x}} = \frac{1}{\alpha_{\varphi x}^2 - 1}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.1)$$

При поступательных колебаниях виброизолированной установки в направлении осей Y_0, Z_0 и вращательных колебаниях относительно этих же осей индекс x в формулах (2.1) заменяется соответственно на y или z. Если центр тяжести виброизолированной установки совпадает с центром жесткости виброизоляторов, то формулы (2.1) для всех осей координат остаются точными. В противном случае некоторые из этих формул будут приближенными.

Здесь P_{kx} и M_{kx} — амплитуды гармонической силы и гармонического момента относительно оси X_0, передающиеся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию;

P_x, M_{0x} — амплитуды гармонической силы и момента, воздействующих на изолируемую установку.

Возмущающие моменты M_{0x}, M_{0y}, M_{0z} относительно осей X_0, Y_0, Z_0, воздействующие на виброизолированную установку, в общем случае складываются из моментов, возникающих при эксплуатационном режиме машины и моментов, появляющихся в результате того, что возмущающие силы в том же режиме не проходят через центр тяжести виброизолированной установки.

$\alpha_x = \omega_0/\omega_x$, $\alpha_{\varphi x} = \omega_0/\omega_{\varphi x}$ — отношения круговой частоты вынужденных колебаний ω_0 к круговой частоте ω_x собственных поступательных (вдоль оси X_0) и к круговой частоте $\omega_{\varphi x}$ собственных вращательных колебаний установки относительно той же оси.

Круговую частоту ω_0 определяют из формулы $\omega_0 = 2\pi f_0 \left(\frac{рад}{сек}\right)$, где $f_0 = N/60$ — частота вынужденных колебаний в *гц*; N — число оборотов (циклов) машины в 1 *мин*. Круговые частоты ω_x и $\omega_{\varphi x}$ определяют без учета взаимной связи собственных колебаний по различным направлениям.

При виброизоляции машин по схемам, приведенным на рис. 2.1, *а*, *б*, *в*, необходимо, чтобы отношение

$$\alpha_z = \frac{\omega_0}{\omega_z} \geqslant 4, \tag{2.2}$$

а все остальные величины (α_x, α_y, $\alpha_{\varphi x}$, $\alpha_{\varphi y}$, $\alpha_{\varphi z}$) были бы больше 2,5.

Учитывая, что изготовление виброизоляторов, обеспечивающих частоту собственных колебаний установки ниже 2 *гц*, сопряжено со значительными техническими трудностями, при виброизоляции агрегатов с частотой возмущения менее 500 *кол/мин* можно принимать, как исключение, значение отношения $\alpha_z \geqslant 3$. При этом остальные отношения должны быть по-прежнему больше 2,5.

В случае осуществления виброизоляции по схеме маятникового подвеса (рис. 2.1, *г*) необходимо, чтобы

$$\alpha_x = \frac{\omega_0}{\omega_x} \geqslant 4; \quad \alpha_y = \frac{\omega_0}{\omega_y} \geqslant 4; \quad \alpha_{\varphi z} = \frac{\omega_0}{\omega_{\varphi z}} \geqslant 4. \tag{2.3}$$

Величины отношений α_z, $\alpha_{\varphi x}$ и $\alpha_{\varphi y}$ в этом случае не обязательно ограничивать в виду отсутствия значительных вертикальных гармонических воздействий.

Требуемые значения частот собственных колебаний ω_x, ω_y и $\omega_{\varphi z}$ вычисляются по известной величине ω_0 и заданным значениям отношений α_x, α_y и $\alpha_{\varphi z}$.

2.12. При предварительном подборе необходимых значений массы и моментов инерции изолируемой установки, согласно п. 2.10 Руководства, амплитуды колебаний этой установки допускается определять по приближенным формулам (2.4.) и (2.5.):

$$a_{0x} = \frac{P_x}{m\omega_0^2}; \quad a_{0y} = \frac{P_y}{m\omega_0^2}; \quad a_{0z} = \frac{P_z}{m\omega_0^2}; \tag{2.4}$$

$$\varphi_{0x} = \frac{M_{0x}}{J_{0x}\omega_0^2}; \quad \varphi_{0y} = \frac{M_{0y}}{J_{0y}\omega_0^2}; \quad \varphi_{0z} = \frac{M_{0z}}{J_{0z}\omega_0^2}, \tag{2.5}$$

где a_{0x}, a_{0y}, a_{0z} — амплитуды колебаний центра тяжести установки в направлениях координатных осей X_0, Y_0, Z_0 (в сантиметрах);

φ_{0x}, φ_{0y}, φ_{0z} — амплитуды вращательных колебаний установки относительно осей координат X_0, Y_0, Z_0 (в радианах);

P_x, P_y, P_z — амплитуды возмущающих сил по направлениям осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГ*;

M_{0x}, M_{0y}, M_{0z} — амплитуды возмущающих моментов относительно осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГ·см*;

J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} — моменты инерции виброизолированной установки относительно осей X_0, Y_0, Z_0 в $кГ \cdot см \cdot сек^2$;

$m = \frac{Q}{g}$ — масса всей установки в $кГ \cdot сек^2 \cdot см^{-1}$;

Q — вес виброизолированного объекта вместе с постаментом в *кГ*;

$g = 981$ *см/сек*^{2} — ускорение силы тяжести.

Приближенную оценку наибольших амплитуд колебаний виброизолированного объекта в какой-либо i-й точке можно производить по формулам:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{xi} &= |a_{0x}| + |\varphi_{0y} z_{0i}| + |\varphi_{0z} y_{0i}|; \\ \bar{a}_{yi} &= |a_{0y}| + |\varphi_{0z} x_{0i}| + |\varphi_{0x} z_{0i}|; \\ \bar{a}_{zi} &= |a_{0z}| + |\varphi_{0x} y_{0i}| + |\varphi_{0y} x_{0i}|; \end{aligned} \tag{2.6}$$

где x_{0i}, y_{0i}, z_{0i} — координаты i-й точки в системе осей X_0, Y_0, Z_0 с началом в центре тяжести установки. Прямые скобки обозначают абсолютные значения заключенных в них величин.

Если виброизолированная установка колеблется в одной из плоскостей, образованных осями X_0, Y_0, Z_0, то наибольшие амплитуды колебаний i-й точки определяют по формулам:

а) при колебаниях в плоскости X_0Y_0:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{xi} &= |a_{0x}| + |\varphi_{0z} y_{0i}|; \\ \bar{a}_{yi} &= |a_{0y}| + |\varphi_{0z} x_{0i}|; \end{aligned} \tag{2.7}$$

б) при колебаниях в плоскости X_0Z_0:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{xi} &= |a_{0x}| + |\varphi_{0y} z_{0i}|; \\ \bar{a}_{zi} &= |a_{0z}| + |\varphi_{0y} x_{0i}|; \end{aligned} \tag{2.8}$$

в) при колебаниях в плоскости Y_0Z_0:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{yi} &= |a_{0y}| + |\varphi_{0x} z_{0i}|; \\ \bar{a}_{zi} &= |a_{0z}| + |\varphi_{0x} y_{0i}|. \end{aligned} \tag{2.9}$$

Если вычисленные по формулам (2.6)—(2.9) амплитуды колебаний установки окажутся больше допускаемых, то необходимо увеличить ее массу и соответствующие моменты инерции. Это достигается устройством специального постамента или увеличением его размеров и веса.

2.13. Необходимые величины общих (суммарных) жесткостей всех виброизоляторов (для схем, приведенных на рис. 2.1, *а*, *б*, *в*) вычисляют, в зависимости от направления колебаний, по формулам:

$$\begin{aligned} &K_x = m\omega_x^2; \qquad K_y = m\omega_y^2; \qquad K_z = m\omega_z^2; \\ &K_{\varphi x}^* = J_{0x}\omega_{\varphi x}^2; \quad K_{\varphi y}^* = J_{0y}\omega_{\varphi y}^2; \quad K_{\varphi z}^* = J_{0z}\omega_{\varphi z}^2, \end{aligned} \tag{2.10}$$

где

$$\omega_x = \frac{\omega_0}{\alpha_x}; \quad \omega_y = \frac{\omega_0}{\alpha_y}; \quad \omega_z = \frac{\omega_0}{\alpha_z};$$

$$\omega_{\varphi x} = \frac{\omega_0}{\alpha_{\varphi x}}; \quad \omega_{\varphi y} = \frac{\omega_0}{\alpha_{\varphi y}}; \quad \omega_{\varphi z} = \frac{\omega_0}{\alpha_{\varphi z}}$$

— круговые частоты собственных поступательных и вращательных колебаний виброизолированной установки, определяемые в соответствии с указаниями п. 2.11 Руководства;

m, J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} — см. п. 2.12; K_x, K_y, K_z — общие жесткости виброизоляторов по направлениям осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГ/см*; $K_{\varphi x}^*$, $K_{\varphi y}^*$, $K_{\varphi z}^*$ — общие угловые жесткости

виброизоляторов относительно осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГсм*, определяемые по формулам:

$$K_x = \sum_{i=1}^{n} K_{xi}, \quad K_y = \sum_{i=1}^{n} K_{yi}; \quad K_z = \sum_{i=1}^{n} K_{zi};$$

$$K^*_{\varphi x} = \sum_{i=1}^{n} K_{zi} y_{0i}^2 + \sum_{i=1}^{n} K_{yi} z_{0i}^2;$$

$$K^*_{\varphi y} = \sum_{i=1}^{n} K_{xi} z_{0i}^2 + \sum_{i=1}^{n} K_{zi} x_{0i}^2; \qquad (2.11)$$

$$K^*_{\varphi z} = \sum_{i=1}^{n} K_{yi} x_{0i}^2 + \sum_{i=1}^{n} K_{xi} y_{0i}^2,$$

где K_{xi}, K_{yi}, K_{zi} — жесткости i-го упругого элемента соответственно в направлении осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГ/см*;

x_{0i}, y_{0i}, z_{0i} — координаты центра жесткости i-го упругого элемента в системе координат X_0, Y_0, Z_0 в *см*;

n — число упругих элементов.

Общие жесткости виброизоляторов не должны превышать величин, определяемых по формулам (2.10). При подборе пружин по найденным величинам жесткостей для схем виброизоляции, приведенных на рис. 2.1, *а*, *б*, *в*, удобно исходить из жесткости K_z, определяемой по третьей формуле (2.10). Если все упругие элементы одинаковы, то требуемая жесткость каждого из них в вертикальном направлении будет

$$K_{zi} = K'_z = \frac{K_z}{n}. \qquad (2.12)$$

Жесткость виброизолятора в горизонтальных направлениях K_y' и K_x' определяют по жесткости K_z' в соответствии с указаниями раздела 5 Руководства. Виброизоляторы должны располагаться так, чтобы их общие угловые жесткости не превышали необходимых расчетных величин.

Если для виброизоляции применяются только стальные пружины, то удобной характеристикой их жесткости может служить величина статической осадки виброизоляторов от веса виброизолированной установки. Статическая осадка пружин, при которой виброизолированная установка

будет иметь заданную частоту собственных колебаний $f_z = \omega_z/2\pi$, определяется по формуле

$$\lambda_{ст} = \frac{g}{\omega_z^2} \approx \frac{25}{f_z^2} \qquad (2.13)$$

(здесь f_z в *гц*, $\lambda_{ст}$ в *см*).

Формула (2.13) показывает, что для получения низкой частоты собственных колебаний виброизолированной уста-

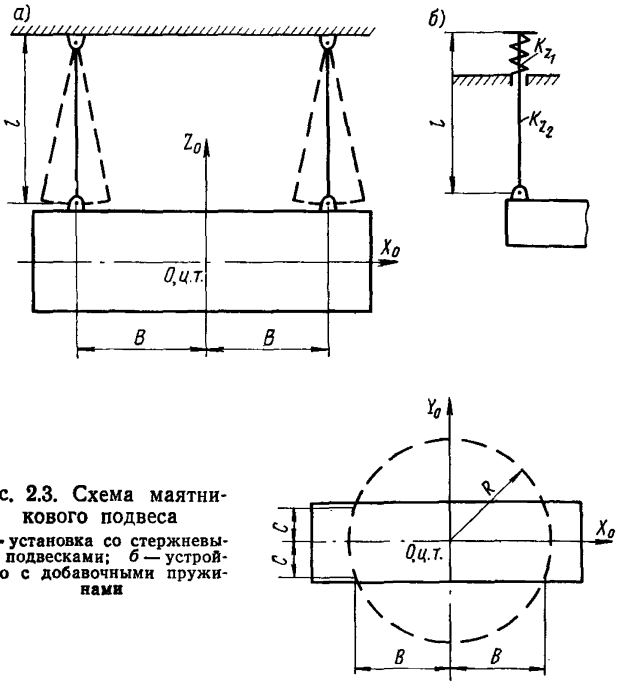


Рис. 2.3. Схема маятникового подвеса

а — установка со стержневыми подвесками; *б* — устройство с добавочными пружинами

новки в вертикальном направлении необходимо иметь пружины, позволяющие получать большие статические осадки.

2.14. В случае выполнения виброизоляции по схеме, показанной на рис. 2.3, *а*, с одинаковыми подвесками, симметрично расположенными относительно центра тяжести установки, круговые частоты собственных колебаний виброизолированной системы определяют по формулам:

а) при колебаниях вдоль осей X_0, Y_0, Z_0:

$$\omega_x = \omega_y = \sqrt{\frac{g}{l}}; \quad \omega_z = \sqrt{\frac{nK_{z1}}{m}}; \tag{2.14}$$

б) при вращательных колебаниях относительно осей X_0, Y_0, Z_0:

$$\omega_{\varphi x} = \sqrt{\frac{nK_{z1}C^2}{J_{0x}}}; \quad \omega_{\varphi y} = \sqrt{\frac{nK_{z1}B^2}{J_{0y}}}; \quad \omega_{\varphi z} = R\sqrt{\frac{mg}{J_{0z}l}}, \tag{2.15}$$

где g — ускорение силы тяжести в *см/сек*^{2};

l — длина подвески в *см*;

n — число подвесок;

m — масса виброизолированной установки в *кГ·сек*^{2}*/см*;

$K_{z1} = EF/l$ — жесткость одной подвески в *кГ/см*;

E — модуль упругости материала подвески в *кГ/см*^{2};

F — площадь поперечного сечения подвески в *см*^{2};

B, C — размеры, указанные на рис. 2.3, *а*, в *см*;

$R = \sqrt{B^2 + C^2}$ — радиус окружности, проведенной через точки крепления виброизолированной установки к подвескам (см. рис. 2.3, *а*), в *см*;

J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} — моменты инерции массы виброизолированной установки относительно осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГ·сек*^{2} *см*.

Если на виброизолированную установку действует вертикальная возмущающая сила, составляющая не менее 5% наибольшей горизонтальной силы, то для снижения жесткости подвесок в вертикальном направлении применяется установка с дополнительными пружинами (см. рис. 2.3, *б*). Частоты собственных колебаний виброизолированной системы в этом случае можно определить по формулам (2.14)—(2.15), заменяя коэффициент жесткости одной подвески K_{z1} величиной

$$\overset{*}{K}_z = \frac{K_{z1}K_{z2}}{K_{z1}+K_{z2}}, \tag{2.16}$$

где K_{z1} и K_{z2} — жесткости в вертикальном направлении соответственно одной пружины и одной подвески.

2.15. Для уменьшения колебаний изолируемой установки при пусках и остановках машины надо предусмотреть применение виброизоляторов, обладающих достаточным

внутренним трением (внутренним демпфированием). Требуемый коэффициент неупругого сопротивления виброизоляторов $\gamma_в$, характеризующий внутреннее трение, опреде-

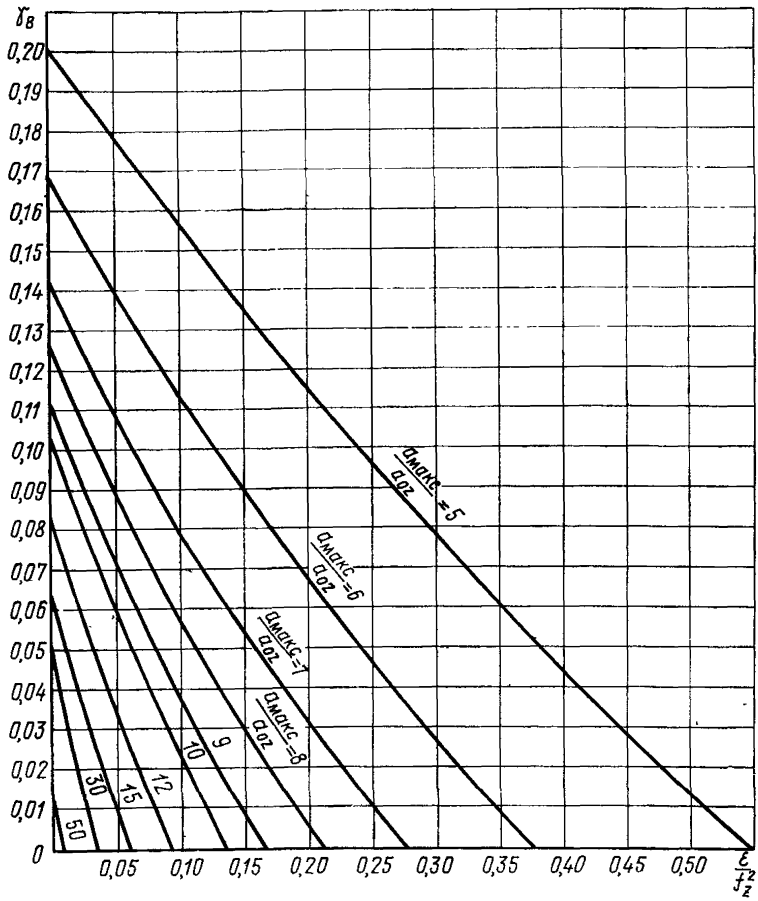


Рис. 2.4. График для определения требуемой величины коэффициента неупругого сопротивления $\gamma_в$, характеризующего затухание виброизоляции

ε — скорость нарастания или убывания числа оборотов машины в *гц/сек*; f_z — частота собственных колебаний машины в *гц*; $a_{макс}$ — максимальная амплитуда колебаний машины при ее пуске или остановке в *см*; a_{0z} — амплитуда вертикальных колебаний машины при рабочем режиме в *см*

ляют по графику, изображенному на рис. 2.4, в зависимости от отношения скорости нарастания или убывания числа оборотов машины ε к квадрату частоты собственных колебаний установки f_z^2 и отношения максимальной допускаемой ам-

плитуды колебаний установки при пуске или остановке машины $a_{макс}$ к амплитуде вертикальных колебаний установки при рабочем режиме машины a_{0z}.

Зная величину ε и отношение $\frac{a_{макс}}{a_{0z}}$, по графику определяют минимально необходимое значение $\gamma_в$. Величина коэффициента неупругого сопротивления $\gamma_в$ связана с логарифмическим декрементом колебаний δ и коэффициентом поглощения энергии колебаний ψ зависимостями

$$\gamma_в = \frac{\delta}{\pi} = \frac{\psi}{2\pi}. \qquad (2.17)$$

Если найденное по графику значение $\gamma_в \leqslant 0{,}03$, то можно применять виброизоляторы из стальных пружин; при $\gamma_в > 0{,}03$ необходимо использовать резиновые, пластмассовые или комбинированные виброизоляторы либо, наконец, виброизоляторы, снабженные специальными демпфирующими устройствами.

Если демпфирование виброизолированной системы определяется силами сухого трения, то коэффициент $\gamma_в$ вычисляется по формуле

$$\gamma_в = \frac{4F_z^*}{\pi K_z a_{макс}}, \qquad (2.18)$$

где F^*_z — величина результирующей силы сухого трения, действующей на виброизолированную установку;

K_z — жесткость всех виброизоляторов по направлению оси Z_0.

Сила F_z^* определяется экспериментальным путем или вычисляется по закону Кулона.

Расположение виброизоляторов

2.16. Виброизоляторы следует располагать так, чтобы был удобен их монтаж и замена, а также была бы возможность наблюдения за их состоянием в процессе эксплуатации. Для этого необходимо предусмотреть зазоры или проходы, обеспечивающие доступ ко всем виброизоляторам.

2.17. Виброизоляторы следует располагать в плане таким образом, чтобы их центр жесткости находился на одной вертикали с центром тяжести установки, т. е. координаты центра жесткости x_k и y_k равнялись соответствующим координатам центра тяжести x_0 и y_0. В этом случае все виброизоляторы будут иметь одинаковую статическую осадку.

Это условие всегда выполняется при симметричном расположении в плане одинаковых виброизоляторов относительно центра тяжести установки. Необходимо стремиться к уменьшению расстояния по высоте между центром жесткости виброизоляторов и центром тяжести установки. При совпадении этих центров поступательные и вращательные колебания виброизолированной установки становятся независимыми. Подбор параметров такой виброизоляции достаточно прост, однако ее практическое осуществление в большинстве случаев вызывает затруднения.

При применении комбинированных виброизоляторов, необходимо, кроме того, выполнение условия, чтобы центр жесткости стальных пружин и центр жесткости резиновых элементов находились на одной вертикали. Это требование должно выполняться также в каждом отдельном кустовом виброизоляторе.

Виброизоляторы, обладающие осевой симметрией упругих характеристик, следует располагать таким образом, чтобы их оси симметрии были параллельны между собой.

2.18. При проектировании виброизоляции следует учитывать, что расположение виброизоляторов влияет на частоты собственных вращательных колебаний изолируемой машины; удаление виброизоляторов в любом направлении от центра тяжести изолируемой установки повышает, а приближение их к центру тяжести понижает эти частоты.

2.19. Координаты центра жесткости виброизоляторов в плоскости XY* определяются формулами:

$$x_k = \frac{1}{K_z} \sum_{i=1}^{n} K_{zi} x_i; \quad y_k = \frac{1}{K_z} \sum_{i=1}^{n} K_{zi} y_i. \qquad (2.19)$$

Вертикальную координату центра жесткости виброизоляторов определяют по одной из формул[1]:

$$z_k = \frac{1}{K_y} \sum_{i=1}^{n} K_{yi} z_i$$

---

* Начало O_1 системы координат X, Y, Z расположено произвольно, а оси координат параллельны соответствующим осям X_0, Y_0, Z_0 (см. рис. 2.2.).

[1] Как правило, жесткости виброизоляторов K_{xi}, K_{yi} и K_{zi} удовлетворяют условию $K_{xi} = \alpha K_{yi} = \beta K_{zi}$, где α и β — постоянные величины. Если это условие не выполняется, то равнодействующие реакций, возникающих в виброизоляторах при перемещениях изолируемой установки по направлению координатных осей, не будут пересекаться в одной точке. В последнем случае центры жесткости определяют отдельно для каждой координатной плоскости.

или

$$z_k = \frac{1}{K_x} \sum_{i=1}^{n} K_{xi} z_i. \qquad (2.20)$$

В формулах (2.19) и (2.20)

K_{xi}, K_{yi}, K_{zi} — жесткости i-го виброизолятора в направлении осей X, Y, Z;

x_i, y_i, z_i — координаты центра жесткости i-го виброизолятора в той же системе координат X, Y, Z;

n — число виброизоляторов.

Координаты центра тяжести установки определяются по формулам:

$$x_0 = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^{n} Q_i x_i; \quad y_0 = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^{n} Q_i z_i; \quad z_0 = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^{n} Q_i z_i, \qquad (2.21)$$

где Q_i — вес i-го элемента установки;

x_i, y_i, z_i — координаты центра тяжести i-го элемента установки в системе координат X, Y, Z;

n — число элементов установки.

Если изолируемая установка имеет плоскость, ось или центр симметрии, то центр тяжести установки лежит соответственно в плоскости симметрии, на оси симметрии или в центре симметрии.

2.20. В тех случаях, когда углы наклона виброизолированной установки, вызванные временными статическими нагрузками, ограничиваются условиями эксплуатации, для их определения следует пользоваться формулами:

$$\varphi_{ст\,x} = \frac{M_{ст\,x}}{K_{\varphi x}}; \quad \varphi_{ст\,y} = \frac{M_{ст\,y}}{K_{\varphi y}}; \quad \varphi_{ст\,z} = \frac{M_{ст\,z}}{K_{\varphi z}}, \qquad (2.22)$$

где

$$K_{\varphi x} = \sum_{i=1}^{n} K_{zi} y_{ki}^2 + \sum_{i=1}^{n} K_{yi} z_{ki}^2;$$

$$K_{\varphi y} = \sum_{i=1}^{n} K_{xi} z_{ki}^2 + \sum_{i=1}^{n} K_{zi} x_{ki}^2;$$

$$K_{\varphi z} = \sum_{i=1}^{n} K_{yi} x_{ki}^2 + \sum_{i=1}^{n} K_{xi} y_{ki}^2;$$

$\varphi_{ст\,x}$, $\varphi_{ст\,y}$, $\varphi_{ст\,z}$ — углы наклона установки при статическом действии нагрузок соответственно относительно

осей X_k, Y_k, Z_k, проходящих через центр жесткости виброизоляторов;

$K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$ — угловые жесткости всех виброизоляторов относительно осей X_k, Y_k, Z_k;

K_{xi}, K_{yi}, K_{zi} — жесткости i-го виброизолятора в направлении осей X_k, Y_k, Z_k;

x_{ki}, y_{ki}, z_{ki} — координаты центра жесткости i-го виброизолятора в системе координат X_k, Y_k, Z_k;

n — общее число виброизоляторов;

$M_{ст\,x}$, $M_{ст\,y}$, $M_{ст\,z}$ — моменты действующих статических сил относительно осей X_k, Y_k, Z_k.

Если величина одного из определяемых по формулам (2.22) углов окажется больше допускаемой, то следует увеличить соответствующие угловые жесткости, изменив расположение виброизоляторов или увеличив их жесткость. В случае увеличения общей угловой жесткости виброизоляторов надо увеличить массу изолируемой установки, причем таким образом, чтобы частоты собственных колебаний ее удовлетворяли условиям п. 2.11. Ограничение перемещений виброизолируемой установки при действии временных статических нагрузок может быть также достигнуто применением упругих ограничителей, устанавливаемых параллельно виброизоляторам с зазором между горизонтальными опорными плоскостями ограничителей и виброизоляторов.

Примечание. В формулах (2.19), (2.20) и (2.22) не учитывается жесткость подводок к виброизолированной установке, поскольку они всегда должны быть гибкими. Если же общая жесткость подводок превышает $^1/_4$ суммарной жесткости виброизоляции, то ее следует учитывать в расчете. Общая жесткость подводок в простейших случаях может быть найдена по жесткости отдельных подводок расчетным путем, а в сложных случаях из сравнения данных статических или динамических испытаний виброизолированной установки без подводок и с подводками.

Определение частот собственных колебаний виброизолированной установки

2.21. Если изолируемая машина с амплитудой возмущающей силы, не превышающей 100 *кг*, устанавливается на постамент, вес которого больше веса самой машины, то частоты собственных поступательно-вращательных колебаний можно не определять в случае, когда жесткость виброизоляторов под нагрузкой в горизонтальном направлении не больше их жесткости в вертикальном направлении, т. е. $K_x \leqslant K_z$ и $K_y \leqslant K_z$ и расстояние S по вертикали между

центром тяжести изолируемой установки (вместе с постаментом) и центром жесткости виброизоляторов отвечает условию

$$S \leqslant 0{,}004\alpha_z^2 l_{\text{мин}} \tag{2.23}$$

где $l_{\text{мин}}$ — наименьший размер постамента в плане,

$$\alpha_z = \frac{\omega_0}{\omega_z},$$

а ω_0 и ω_z — соответственно круговые частоты вынужденных и собственных вертикальных колебаний установки.

2.22. При расположении центра тяжести виброизолированной установки и центра жесткости виброизоляторов на одной вертикали[1] частоты собственных колебаний установки определяются по формулам:

а) при вертикальных колебаниях

$$\omega_z = \sqrt{\frac{K_z}{m}}; \tag{2.24}$$

б) при колебаниях в плоскости X_0Z_0

$$\omega = \omega_x \sqrt{A \pm \sqrt{A^2 - b_{yx}^2}}, \tag{2.25}$$

где

$$\omega_x = \sqrt{\frac{K_x}{m}}; \quad A = \frac{1 + b_{yx}^2 + d_y^2}{2};$$

$$b_{yx}^2 = \frac{L_{yx}^2}{R_y^2}; \quad d_y^2 = \frac{S^2}{R_y^2}; \quad L_{yx}^2 = \frac{K_{\varphi y}}{K_x};$$

в) при колебаниях в плоскости Y_0Z_0

$$\omega = \omega_y \sqrt{B \pm \sqrt{B^2 - b_{xy}^2}}, \tag{2.26}$$

где

$$\omega_y = \sqrt{\frac{K_y}{m}}; \quad B = \frac{1 + b_{xy}^2 + d_x^2}{2};$$

$$b_{xy}^2 = \frac{L_{xy}^2}{R_x^2}; \quad d_x^2 = \frac{S^2}{R_x^2}; \quad L_{xy}^2 = \frac{K_{\varphi x}}{K_y};$$

[1] Для определения частот собственных колебаний виброизолированной установки при отступлениях фактических схем виброизоляции от принятых в настоящем разделе Руководства можно использовать расчетные зависимости приложения 1.

г) при колебаниях в плоскости X_0Y_0 относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести установки:

$$\omega_{\varphi z} = \sqrt{\frac{K_{\varphi z}}{J_{0z}}}. \qquad (2.27)$$

В формулах (2.24)—(2.27) приняты обозначения:

$R_x = \sqrt{\frac{J_{0x}}{m}}$, $R_y = \sqrt{\frac{J_{0y}}{m}}$ — радиусы инерции установки соответственно относительно осей X_0 и Y_0, проходящих через ее центр тяжести, в *см*;

J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} — см. п. 2.12.

L_x, L_y — приведенные плечи жесткости соответственно в плоскостях Y_0Z_0 и X_0Z_0, в *см*;

S — расстояние между центром тяжести установки и центром жесткости виброизоляторов по вертикали;

$K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$ — определяют по формулам (2.22);

K_x, K_y, K_z — определяют по формулам (2.11);

K_{xi}, K_{yi}, K_{zi} — см. п. 2.13.

2.23. Отношение частоты возмущающего воздействия к любой из определяемых по формулам (2.25), (2.26) и (2.27) частот собственных колебаний установки должно быть больше 2,5*. При этом необходимо выполнять требования п. 2.11 относительно величины α_z.

Если какая-либо частота собственных колебаний не удовлетворяет указанному требованию, то ее следует понизить, осуществив для этого одно или несколько следующих мероприятий:

а) уменьшить жесткость виброизоляторов;

б) уменьшить расстояние S;

в) уменьшить приведенные плечи жесткости (приближением в плане виброизоляторов к центру жесткости);

г) увеличить моменты инерции установки путем добавления дополнительных масс и удаления их от общего центра жесткости.

---

* Это требование не распространяется на виброизоляцию, выполняемую по схеме, приведенной на рис. 2.1, *г*. Для этой схемы частоты собственных колебаний определяются по формулам (2.14)—(2.15), а коэффициенты α_x, α_y и $\alpha_{\varphi z}$ — по формулам (2.3).

Определение амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки

2.24. Амплитуды колебаний, найденные по формулам (2.4)—(2.5), надо уточнять согласно указаниям пп. 2.25 и 2.26 Руководства. Если уточненные амплитуды будут превышать допускаемые значения, то следует изменить в соответствующую сторону величины параметров виброизолированной установки (см. пп. 2.9 и 2.11).

2.25. Более точно амплитуды вынужденных поступательных и вращательных колебаний виброизолированной установки определяются по формулам:

$$a_{0x}=\frac{P_x}{m\omega_0{}^2-K_x};\quad a_{0y}=\frac{P_y}{m\omega_0{}^2-K_y};\quad a_{0z}=\frac{P_z}{m\omega_0{}^2-K_z};$$

$$\varphi_{0x}=\frac{M_{0x}}{J_{0x}\omega_0^2-(K_{\varphi x}+S^2K_y)};\quad \varphi_{0y}=\frac{M_{0y}}{J_{0y}\omega_0^2-(K_{\varphi y}+S^2K_x)};\quad (2.28)$$

$$\varphi_{0z}=\frac{M_{0z}}{J_{0z}\omega_0^2-K_{\varphi z}},$$

где P_x, P_y, P_z — амплитуды возмущающих сил в направлении осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГ*;

M_{0x}, M_{0y}, M_{0z} — амплитуды возмущающих моментов относительно осей X_0, Y_0, Z_0 в *кГсм*;

ω_0 — круговая частота вынужденных колебаний в *рад/сек*.

K_x, K_y, K_z и $K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$ определяются соответственно по формулам (2.11) и (2.22).

Для виброизоляции, выполняемой по схеме маятникового подвеса (рис. 2.1, *г*), уточнение амплитуд колебаний, определяемых формулами (2.4) и (2.5), не производится.

В тех случаях, когда найденные амплитуды колебаний близки к допускаемым значениям, а также при фактических схемах виброизоляции, отличных от рассматриваемых в этом разделе Руководства, расчет виброизоляции рекомендуется производить в соответствии с приложением 1.

2.26. Наибольшие возможные значения амплитуд колебаний $\overline{a}_{xi}$, $\overline{a}_{yi}$, $\overline{a}_{zi}$ i-й точки изолируемой установки в направлениях координатных осей определяются без учета разности фаз составляющих колебаний по формулам (2.6). Если эти значения не превышают допускаемых величин, то дальнейшего уточнения их не требуется. В противном слу-

чае их следует определить более точно — с учетом разности фаз составляющих колебаний установки.

Уточненные значения амплитуд вынужденных колебаний (любой) i-й точки виброизолированной установки получают путем геометрического сложения амплитуд колебаний центра тяжести установки и амплитуд колебаний i-й точки, вызванных вращательными колебаниями установки, с учетом разности фаз складываемых колебаний. Эта разность фаз принимается равной разности фаз соответствующих возмущающих сил (с амплитудами P_x, P_y, P_z) и возмущающих моментов (с амплитудами M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}).

Порядок учета разности фаз при определении амплитуд вынужденных колебаний некоторой точки виброизолированной установки изложен в приложении 3.

Если составляющие колебаний изолируемой установки имеют одинаковые фазы, то амплитуды колебаний i-й точки в направлениях осей координат определяются по формулам:

$$\begin{aligned} a_{xi} &= a_{0x} + \varphi_{0y} z_{0i} - \varphi_{0z} y_{0i}; \\ a_{yi} &= a_{0y} + \varphi_{0z} x_{0i} - \varphi_{0x} z_{0i}; \\ a_{zi} &= a_{0z} + \varphi_{0x} y_{0i} - \varphi_{0y} x_{0i}, \end{aligned} \tag{2.29}$$

где x_{0i}, y_{0i}, z_{0i} определены в п. 2.12.

Если возмущающие воздействия обусловлены вращением неуравновешенной массы в плоскости X_0Z_0 вокруг оси Y_0, то фазы силы и момента с амплитудами P_x и M_{0y} отличаются от фазы силы с амплитудой P_z на угол $\pi/2$. В этом случае амплитуды колебаний i-й точки установки в плоскости X_0Z_0 определяют по формулам

$$a_{zi} = \sqrt{a_{0z}^2 + (\varphi_{0y} x_{0i})^2}; \quad a_{xi} = a_{0x} + \varphi_{0y} z_{0i}. \tag{2.30}$$

Если возмущающие воздействия обусловлены вращением неуравновешенной массы в плоскости Y_0Z_0 относительно оси X_0, то фазы силы и момента с амплитудами P_y и M_{0x} отличаются от фазы силы с амплитудой P_z на угол $\pi/2$. В этом случае амплитуды колебаний i-й точки установки в плоскости Y_0Z_0 выражаются формулами

$$a_{zi} = \sqrt{a_{0z}^2 + (\varphi_{0x} y_{0i})^2}; \quad a_{yi} = a_{0y} - \varphi_{0x} z_{0i}. \tag{2.31}$$

При геометрическом сложении двух колебательных движений $\xi_1(t)$ и $\xi_2(t)$, происходящих по одной прямой, с одной

и той же частотой ω_0, но различными амплитудами a_1, a_2 и начальными фазами φ_1, φ_2:

$$\xi_1 = a_1 \cos(\omega_0 t + \varphi_1), \quad \xi_2 = a_2 \cos(\omega_0 t + \varphi_2) \qquad (2.32)$$

результирующим колебанием будет

$$\xi = a \cos(\omega_0 t + \varphi) \qquad (2.33)$$

с амплитудой

$$a = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)} \qquad (2.34)$$

и начальной фазой

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{a_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2}{a_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2}. \qquad (2.35)$$

2.27. В тех случаях, когда преобладающее значение имеют силы и моменты, действующие в одной из координатных плоскостей, амплитуды колебаний центра тяжести изолируемой установки (п. 2.25) и отдельных ее точек (п. 2.26), для которых известны допускаемые значения, можно находить из условия, что виброизолированная установка совершает колебания в этой плоскости.

2.28. Для машин с электромоторами мощностью более 10 *квт* необходимо определять амплитуды колебаний виброизолированной установки, вызываемые включением тока при пусках мотора или коротким замыканием. Возмущающие моменты, возникающие при включении тока или коротком замыкании, могут рассматриваться как внезапно приложенные к установке.

Амплитуды углов поворота виброизолированной установки относительно осей координат X_k, Y_k, Z_k, проходящих через центр жесткости виброизоляторов 0_k, при воздействии момента $M_{\text{п}}$, возникающего при пуске мотора или коротком замыкании, вычисляют по формулам

$$\bar{\varphi}_{kx} = \frac{2M_{\text{пх}}}{K_{\varphi x}}; \quad \bar{\varphi}_{ky} = \frac{2M_{\text{пу}}}{K_{\varphi y}}; \quad \bar{\varphi}_{kz} = \frac{2M_{\text{пz}}}{K_{\varphi z}}, \qquad (2.36)$$

где $M_{\text{пх}}$, $M_{\text{пу}}$, $M_{\text{пz}}$—составляющие момента $M_{\text{п}}$ в направлениях осей координат X_0, Y_0, Z_0.

Значение $M_{\text{п}}$ при пуске мотора ориентировочно принимают равным $M_{\text{п}} \approx 2M'$, где M' — вращающий момент мотора при установившемся рабочем режиме; при коротком

замыкании $M_{\text{п}} \approx 8W$ *кГм*, где W — мощность мотора в *квт*; $K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$ определяют по формулам (2.22).

При действии внезапно приложенного момента $M_{\text{п}}$ амплитуды колебаний $_i$ в центре жесткости i-го виброизолятора по направлениям координатных осей находят по формулам:

$$\begin{aligned} \lambda_{xi} &= \bar{\varphi}_{ky} z_{ki} - \bar{\varphi}_{kz} y_{ki}; \\ \lambda_{yi} &= \bar{\varphi}_{kz} x_{ki} - \bar{\varphi}_{kx} z_{ki}; \\ \lambda_{zi} &= \bar{\varphi}_{kx} y_{ki} - \bar{\varphi}_{ky} x_{ki}. \end{aligned} \qquad (2.37)$$

Здесь x_{ki}, y_{ki}, z_{ki} — координаты центра жесткости i-го виброизолятора в системе координат X_k, Y_k, Z_k (см. рис. 2.2).

Каждая из величин λ_{xi}, λ_{yi} или λ_{zi} при пуске мотора не должна превышать 5 *мм*, а при коротком замыкании — 10 *мм*. Если это условие нарушается, то следует: увеличить жесткость виброизоляторов и соответственно массу изолируемой установки или установить ограничители колебаний, сконструировав их таким образом, чтобы они имели достаточную прочность и устанавливались с зазором, равным 5—8 *мм*.

Для смягчения удара к поверхности ограничителя колебаний, соприкасающейся с изолируемой установкой, следует прикрепить слой резины или пластмассы.

Определение динамических нагрузок, передающихся на поддерживающую конструкцию

2.29. Динамические нагрузки, передающиеся виброизолированной машиной на поддерживающую (несущую) конструкцию, определяют при:

а) рабочем режиме машины; б) режиме прохождения через резонанс во время пуска или остановки машины; в) включении тока и коротком замыкании (в электрических машинах).

При статическом расчете поддерживающей конструкции должен учитываться вес виброизолированной установки.

2.30. При рабочем режиме виброизолированной машины динамические нагрузки, действующие на поддерживающую конструкцию, определяются как совокупность сил, передающихся через i-й виброизолятор с учетом разности фаз этих сил.

Амплитуды проекций на оси X_0, Y_0, Z_0 возмущающей силы P_i, передающейся через i-й виброизолятор, находятся по формулам:

$$\begin{aligned} P_{xi} &= a_{xi} K_{xi} \\ P_{yi} &= a_{yi} K_{yi}; \\ P_{zi} &= a_{zi} K_{zi}, \end{aligned} \tag{2.38}$$

где a_{xi}, a_{yi}, a_{zi} — амплитуды вынужденных колебаний в точке пересечения оси i-го виброизолятора с опорной поверхностью изолируемой установки, определяемые согласно указаниям п. 2.26 настоящего Руководства.

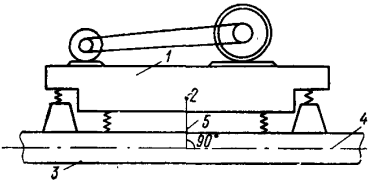


Рис. 2.5. Схема для расчета поддерживающей конструкции на действие возмущающих сосредоточенных сил и моментов

1 — виброизолируемая установка; *2* — центр жесткости виброизоляторов; *3* — поддерживающая конструкция; *4* — ось поддерживающей конструкции; *5* — условный абсолютно жесткий стержень.

Если расстояние между крайними виброизоляторами в направлении длины элемента несущей конструкции меньше $^1/_5$ пролета этого элемента, то совокупность возмущающих сил изолированной установки, передающихся через все виброизоляторы, приближенно можно заменять сосредоточенной возмущающей силой с амплитудой P_k и моментом с амплитудой M_k, приложенными в центре жесткости виброизоляторов. При этом центр жесткости виброизоляторов считается условно соединенным с поддерживающей конструкцией абсолютно жестким стержнем, заделанным в эту конструкцию. Направление стержня принимается перпендикулярным оси или плоскости элемента поддерживающей конструкции (рис. 2.5).

Амплитуды проекций возмущающей силы на оси координат вычисляются в этом случае по формулам:

$$\begin{aligned} P_{kx} &= a_{xk} K_x; \\ P_{ky} &= a_{yk} K_y; \\ P_{kz} &= a_{zk} K_z, \end{aligned} \tag{2.39}$$

где a_{xk}, a_{yk}, a_{zk} — амплитуды вынужденных колебаний точки приложения силы с амплитудой P_k в направлении осей координат, определяемые согласно указаниям п. 2.26 этого Руководства.

K_x, K_y, K_z определяют по формулам (2.11).

Если центр жесткости виброизоляторов расположен вблизи опоры, то допускается учитывать только горизонтальные силы с амплитудами P_{kx} и P_{ky}.

Если виброизолированная установка вызывает изгибные колебания несущей конструкции только в вертикальном направлении и центр жесткости виброизоляторов располагается близко к середине ее пролета, то можно учитывать только вертикальную составляющую сосредоточенной силы с амплитудой P_{kz}.

Амплитуды составляющих возмущающего момента с амплитудой M_k относительно осей координат, проходящих через центр жесткости виброизоляторов, определяются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{kx} &= \varphi_{0x} K_{\varphi x}; \\ M_{ky} &= \varphi_{0y} K_{\varphi y}; \\ M_{kz} &= \varphi_{0z} K_{\varphi z}. \end{aligned} \qquad (2.40)$$

2.31. В режиме прохождения через резонанс во время пуска или остановки машины наибольшая величина вертикальной возмущающей силы $\overline{P}_z$, которая передается поддерживающей конструкции через виброизоляторы, находится по формуле

$$\overline{P}_z = a_{\text{макс}} K_z, \qquad (2.41)$$

где $a_{\text{макс}}$ — максимальная амплитуда вертикальных колебаний изолированной установки в пусковом или остановочном режиме, определяемая по графику, изображенному на рис. 2.4;

K_z — суммарная жесткость виброизоляторов по оси Z_0.

Для виброизолированной установки, рассматриваемой как система с одной степенью свободы, наибольшая величина возмущающей силы $\overline{P}_{kx}$, которая передается поддерживающей конструкции в режимах пуска или остановки в направлении X, может быть также найдена по формуле

$$\overline{P}_{kx} = P_x \sqrt{\left[\frac{f_1}{m_1} \mp \frac{1}{2\left(1+\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)}\right]^2 + \left(\frac{f_2}{m_1}\right)^2}. \qquad (2.42)$$

Аналогично записываются формулы для $\overline{P}_{ky}$ и $\overline{P}_{kz}$.

В формуле (2.42) величина

$$\bar{\omega}_0 = \omega_x \left[1 \pm \frac{1}{(1+0{,}14\gamma_в \sqrt{2\pi q})^2} \sqrt{\frac{3}{4q}} \right] \qquad (2.43)$$

представляет круговую частоту возмущающей силы в момент достижения виброизолированной установкой наибольшей амплитуды колебаний. В формулах (2.42), (2.43) верхние знаки соответствуют пуску, а нижние — остановке машины. Здесь P_x — амплитуда возмущающей силы, развиваемой изолируемой машиной в направлении оси X;

ω_x — частота собственных колебаний виброизолированной установки в направлении оси X;

$$m_1 = \sqrt{\frac{1}{2\pi q} + \gamma_в^2}; \qquad q = \frac{\omega_x^2}{(2\pi)^2 \varepsilon}, \qquad (2.44)$$

где ε — скорость нарастания или убывания оборотов машины в *гц/сек*;

$\gamma_в$ — коэффициент неупругого сопротивления виброизоляторов;

f_1, f_2 — коэффициенты, зависящие от отношения $\frac{\gamma_в}{m_1}$ (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Значения коэффициентов f_1 и f_2

$\frac{\gamma_в}{m_1}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
f_1	1,465	1,349	1,239	1,134	1,045	0,956	0,864	0,765	0,644	0,460	0
f_2	0,035	0,115	0,234	0,328	0,419	0,503	0,585	0,672	0,776	0,890	1

Уменьшение динамических нагрузок, передающихся на несущие конструкции может быть достигнуто увеличением скорости нарастания или убывания числа оборотов машины в процессе пуска или остановки машины. Одним из способов уменьшения амплитуд колебаний виброизолирован-

ной установки может служить сокращение времени остановки машины (например, с помощью электрического торможения и т. п.). Частоту собственных колебаний виброизолированной системы можно изменять путем автоматического включения или выключения дополнительных упругих элементов, масс или связей в системе.

2.32. Возмущающие моменты, возникающие при включении тока или коротких замыканиях, можно определять как статические моменты, равные двукратным величинам соответственно пускового момента или момента при коротком замыкании. Эти моменты полностью передаются поддерживающей конструкции через виброизоляторы или ограничители колебаний, если они имеются.

2.33. Динамические нагрузки, передающиеся на поддерживающую конструкцию в рабочем режиме, с учетом демпфирующих сил определяются по формулам:

$$\begin{aligned} P_{kx} &= P_x \mu_x; \\ M_{kx} &= M_{0x} \mu_{\varphi x}, \end{aligned} \tag{2.45}$$

где P_x — амплитуда силы, действующей на изолируемую установку в направлении оси X_0;

M_{0x} — амплитуда момента, вращающего установку вокруг оси X_0;

P_{kx} — амплитуда силы, передающейся на поддерживающую конструкцию в направлении оси X_0;

M_{kx} — амплитуда момента, передающегося на поддерживающую конструкцию при вращении установки относительно оси X_0;

μ_x, $\mu_{\varphi x}$ — коэффициенты передачи сил и моментов.

Влияние сил внутреннего трения, определяемых по гипотезе Сорокина, на величину коэффициента передачи, можно не учитывать.

Коэффициенты передачи μ_x, $\mu_{\varphi x}$ при учете сил вязкого и сухого затухания в виброизоляторах или в демпфирующих устройствах, для случая жесткого закрепления демпфера между колеблющейся массой и опорным основанием[1], определяют по формулам:

---

[1] Случай виброизолированной системы с упругой вставкой между демпфером и колеблющейся массой или поддерживающей конструкцией рассмотрен в работе Н. А. Пикулева «О роли упругой вставки между демпфером и колеблющейся массой». «Строительная механика и расчет сооружений», 1959, № 2.

а) при учете сил вязкого затухания:

$$\mu_x = \sqrt{\frac{1+\gamma_{вx}^2\left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2}{\left(1-\frac{\omega_0^2}{\omega_x^2}\right)^2+\gamma_{вx}^2\left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2}},$$

$$\mu_{\varphi x} = \sqrt{\frac{1+\gamma_{в\varphi x}^2\left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2}{\left(1-\frac{\omega_0^2}{\omega_{\varphi x}^2}\right)^2+\gamma_{в\varphi x}^2\left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2}}; \qquad (2.46)$$

б) при учете сил сухого трения:

$$\mu_x = \frac{1}{1-\left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2}\sqrt{1-\left(\frac{4F_x^*}{\pi P_x}\right)^2\left(\frac{\omega_0}{\omega_x}\right)^2};$$

$$\mu_{\varphi x} = \frac{1}{1-\left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2}\sqrt{1-\left(\frac{4M_{0x}^*}{\pi M_{0x}}\right)^2\left(\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}}\right)^2}. \qquad (2.47)$$

Здесь $\gamma_{вx} = \frac{\delta_x}{\pi}$, $\gamma_{в\varphi x} = \frac{\delta_{\varphi x}}{\pi}$ — коэффициенты неупругого сопротивления соответственно при поступательных и вращательных колебаниях установки;

δ_x, $\delta_{\varphi x}$ — соответствующие им логарифмические декременты колебаний;

ω_0 — круговая частота возмущения;

ω_x, $\omega_{\varphi x}$ — круговые частоты собственных поступательных и вращательных колебаний;

F^*_x — величина силы сухого трения в направлении оси X_0;

M^*_{0x} — величина момента сил сухого трения относительно оси X_0.

Силы вязкого и сухого трения целесообразно учитывать, если выполняются условия:

$$\gamma_{вx} \geqslant 0{,}05 \quad \gamma_{в\varphi x} \geqslant 0{,}05;$$
$$\frac{4F_x^*}{a_{0x}\pi K_x} \geqslant 0{,}05; \quad \frac{4M_{0x}^*}{\pi\varphi_{0x}K_{\varphi x}^*} \geqslant 0{,}05, \qquad (2.48)$$

где a_{0x}, φ_{0x} — амплитуды поступательных и вращательных колебаний виброизолированной установки;

K_x, $K^*_{\varphi x}$ — жесткости виброизоляторов, определяемые по формулам (2.11).

Формулы, соответствующие направлениям Y_0 и Z_0, получаются из формул (2.45) — (2.48) заменой индекса x на y и z.

Выражения (2.46) показывают, что в области частот возмущения $\frac{\omega_0}{\omega_x} < \sqrt{2}$ и $\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}} < \sqrt{2}$ влияние вязкого затухания сводится к снижению коэффициентов передачи μ_x и $\mu_{\varphi x}$. В области частот $\frac{\omega^0}{\omega_x} > \sqrt{2}$ и $\frac{\omega_0}{\omega_{\varphi x}} > \sqrt{2}$, соответствующей рабочему режиму виброизолированной системы, вязкое затухание оказывает отрицательное влияние на эффективность виброизоляции, поскольку коэффициенты μ_x и $\mu_{\varphi x}$ с увеличением затухания увеличиваются.

При анализе формул (2.47) следует обратить внимание на два обстоятельства:

1) эти выражения имеют смысл, если $F^*_x > \frac{\pi P_x}{4}$ и $M^*_{0x} > \frac{\pi M_{0x}}{4}$, в противном случае выражения (2.47) становятся мнимыми;

2) несмотря на наличие сил сухого трения, резонансные значения коэффициентов передачи, соответствующие частоте $\omega_0 = \omega_x$ или $\omega_0 = \omega_{\varphi x}$, обращаются в бесконечность.

Глава 3

ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ФУНДАМЕНТОВ ПОД КОВОЧНЫЕ И ШТАМПОВОЧНЫЕ МОЛОТЫ

Указания по проектированию

3.1*. Виброизоляция фундаментов под молоты применяется для снижения неблагоприятного влияния колебаний, передающихся через грунт, на строительные конструкции

---

* Этот раздел Руководства может быть также использован с очевидными изменениями для расчета и проектирования виброизоляции фундаментов под другое технологическое оборудование, создающее импульсивые нагрузки, при условии, что виброизолированный фундамент вместе с технологической установкой может рассматриваться как динамическая система с одной степенью свободы, подвергающаяся действию мгновенного импульса.

зданий, обслуживающий персонал и на технологическое оборудование, чувствительное к вибрации.

Применение виброизоляции позволяет существенно уменьшить допускаемые расстояния от молотов до объектов, чувствительных к вибрации, а при слабых грунтах виброизоляция позволяет в ряде случаев избежать устройства свайного основания.

3.2. Виброизолированный фундамент под молот состоит из двух частей — фундаментного блока и подфундаментного короба, заглубленного в грунт. Фундаментный блок опирается на подфундаментный короб посредством виброизоляторов. Установка молота на фундаментный блок производится в соответствии с требованиями СНиП II-Б.7-70 (см. п. 1.4 «в»).

3.3. При снижении частоты собственных колебаний фундаментного блока динамическое воздействие на грунт уменьшается.

Проектируя виброизоляцию, следует иметь в виду, что при одиночном ударе: а) амплитуда динамической нагрузки, передаваемой через виброизоляторы на короб, пропорциональна частоте собственных колебаний фундаментного блока; б) амплитуда скорости колебаний фундаментного блока обратно пропорциональна его массе; в) амплитуда ускорения колебаний фундаментного блока пропорциональна частоте его собственных колебаний, делённой на его массу. Указанные зависимости могут усложниться для серии ударов молота вследствие возможного возникновения импульсного резонанса.

3.4. При проектировании и расчете виброизолированных фундаментов под молоты следует руководствоваться СНиП II-Б.7-70 и изложенными ниже указаниями.

Для проектирования необходимо иметь следующие данные:

а) строительное задание на проектирование;

б) тип и марку молота, чертежи общего вида молота, шабота, подводки пара или воздуха;

в) вес падающих частей — номинальный и действительный;

г) число ударов молота в 1 *мин*;

д) скорость падающих частей в момент соприкосновения с поковкой;

е) сведения о материале поковки;

ж) вес шабота и станины молота;

з) допускаемые амплитуды колебаний фундаментного

блока и грунта под виброизолированным фундаментом (см. п. 3·14«г»);

и) коэффициент упругого равномерного сжатия грунта C_z в основании фундамента.

3.5. Коэффициент условий работы m при проверке среднего статического давления на основание подфундаментного короба для виброизолированных фундаментов принимается равным единице. Расчетные значения C_z — коэффициента упругого равномерного сжатия для естественных оснований принимаются согласно СНиП II-Б.7-70.

3.6. Виброизолированный фундамент может быть выполнен в опорном и подвесном вариантах. В опорном варианте (рис. 3.1, *а*, *б*) виброизоляторы расположены между подошвой фундаментного блока и дном подфундаментного короба, в подвесном варианте — на балках, опирающихся на пилястры стен подфундаментного короба (рис. 3.1, *в*).

При опорном варианте необходимо предусмотреть свободный доступ к виброизоляторам; для молотов с номинальным весом падающих частей до 10 *Т* следует оставлять проходы между боковыми гранями фундаментного блока и стенами подфундаментного короба шириной не менее 50 *см*, а для молотов с номинальным весом падающих частей более 10 *Т* — не менее 80 *см*. Если виброизоляторы в опорном варианте располагаются не по периметру подошвы фундамента, а на железобетонных лентах, устроенных на дне короба, то помимо проходов между стенами подфундаментного короба и боковыми гранями фундаментного блока должен быть предусмотрен зазор между дном короба и подошвой фундаментного блока не менее 80 *см* для молотов с номинальным весом падающих частей до 10 *Т* и не менее 100 *см* для молотов с весом падающих частей 10 *Т* и более. При этом боковые проходы могут быть оставлены только у двух противоположных граней фундаментного блока, расстояние же между двумя другими гранями и стенами подфундаментного короба может быть уменьшено до 10 *см*.

При подвесном варианте расстояние между боковыми гранями фундаментного блока и пилястрами стен подфундаментного короба, поддерживающими балки с виброизоляторами, принимается не менее 10 *см*.

3.7. Центр тяжести системы, состоящей из фундаментного блока, шабота и молота, центр тяжести падающих частей молота и центр жесткости виброизоляторов должны находиться на одной вертикали.

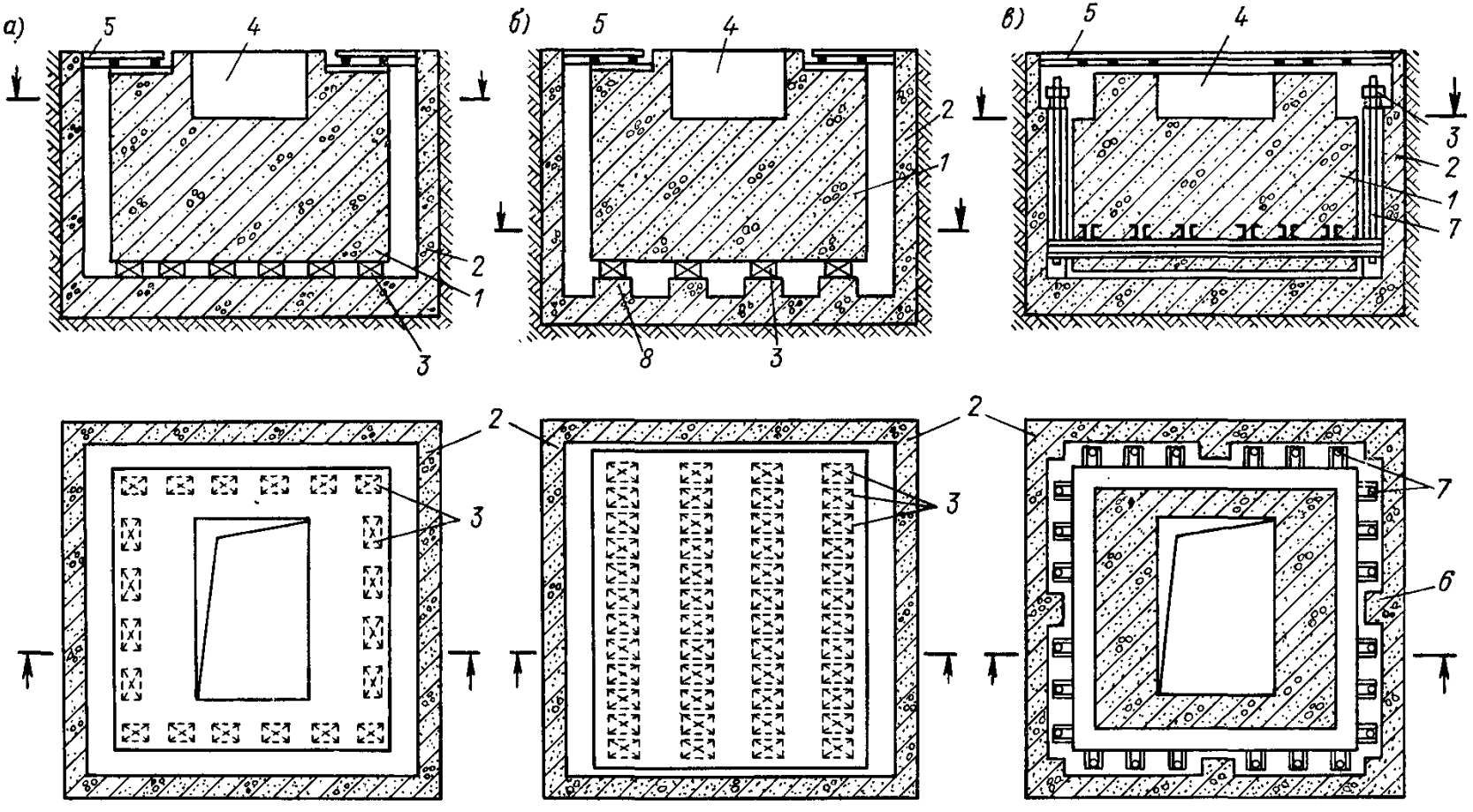


Рис. 3.1. Варианты выполнения виброизоляции под молоты

а — опорный, с расположением виброизоляторов по периметру подошвы фундаментного блока; *б* — опорный, с расположением виброизоляторов под всей площадью фундаментного блока по ленточным выступам на днище подфундаментного короба; *в* — подвесной вариант; *1* — фундаментный блок; *2* — подфундаментный короб; *3* — виброизоляторы; *4* — подшаботная выемка; *5* — настил; *6* — пилястры; *7* — подвесные стержни; *8* — железобетонные ленты (ребра)

3.8. Толщина подшаботной части фундамента, устанавливаемого на виброизоляторы, должна быть не менее указанной в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Минимальная толщина подшаботной части фундаментного блока

Номинальный вес падающих частей в Т	До 1	2	4	6	10	>10
Минимальная толщина подшаботной части фундаментного блока в *м*	1	1,25	1,75	2,5	3,2	4

3.9. Для виброизолированных фундаментов под молоты обязательно устройство вокруг молота рабочего настила, отделенного от шабота и станины и опирающегося на стены подфундаментного короба.

3.10. Для удаления воды и масла, накапливающихся на дне подфундаментного короба, в нем необходимо устраивать выемку и наклонные канавки для стока и удаления жидкости.

3.11. Подводка трубопроводов для воздушных и паровых молотов должна быть сделана гибкой (см. п. 2.7).

3.12. Для выравнивания участков днища подфундаментного короба, на которые устанавливаются виброизоляторы, необходимы закладные детали из полосовой стали, располагающиеся по уровню на одной отметке при бетонировании днища.

Выбор значений параметров виброизоляции

3.13. Значения параметров виброизоляции для молотов с пружинно-резиновыми, пружинно-пластмассовыми виброизоляторами и виброизоляторами с гидравлическими демпферами выбирают согласно пп. 3.14, 3.15, а для пружинно-рессорных виброизоляторов — согласно пп. 3.16 — 3.19.

3.14. Размеры фундаментного блока и подфундаментного короба определяются в следующей последовательности:

а) задают величину коэффициента неупругого сопротивления $\gamma_в$, характеризующего затухание в виброизоляторах. Величина $\gamma_в$ должна быть не менее 0,1.

С увеличением $\gamma_в$, требуемый по расчету вес фундаментного блока уменьшается.

б) выбирают частоту f_z собственных вертикальных колебаний фундаментного блока (вместе с установленными на нем шаботом и молотом) в пределах до 6 *гц* ($\omega_z \leqslant 38$ *рад/сек*); с увеличением выбираемого значения f_z требуемый по расчету вес фундаментного блока уменьшается. Для более мощных молотов (с номинальным весом падающих частей 16—25 *т*) или при наличии вблизи молота помещений с точной аппаратурой, нормальная эксплуатация которой требует существенного ограничения уровня вибраций поддерживающих конструкций выбирают более низкие частоты собственных колебаний (около 3 *гц* и менее).

Для молотов, у которых число ударов N в 1 *мин* постоянно и более 100, частота собственных колебаний фундаментного блока должна быть выбрана заранее с таким расчетом, чтобы последующий удар молота не усиливал колебания, вызванные предшествующим ударом. Поэтому необходимо частоту собственных колебаний фундаментного блока f_z связывать с числом N соотношением

$$f_z = \frac{N}{60}(j + 0{,}5), \tag{3.1}$$

где $j = 0, 1, 2, 3, \ldots$

в) Вес фундаментного блока $Q_ф$ определяют по формуле

$$Q_ф = \frac{(1+\varepsilon_0)\, Q_0\, v_0}{a_ф\, \omega_z}\, \beta - Q_ш - Q_{ст}, \tag{3.2}$$

где Q_0 — действительный вес падающих частей молота;

$Q_ш$, $Q_{ст}$ — вес шабота и станины соответственно;

$a_ф$ — допускаемая амплитуда колебаний фундаментного блока, которая при отсутствии необходимых данных может приниматься по табл. 3.2. По согласованию с заводом—изготовителем молота $a_ф$ может быть принята большей, чем указано в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Допускаемые амплитуды колебаний фундаментного блока $a_ф$

Номинальный вес падающих частей в T	До 5	10	16	25
$a_ф$, *мм*	3	5	7	8

Примечание. Для штамповочных молотов с номинальным весом падающих частей до 5 T $a_ф = 4$ *мм*.

$\omega_z = 2\pi f_z$ — круговая частота собственных вертикальных колебаний фундаментного блока (вместе с установленными на нем шаботом и молотом);

ε_0 — коэффициент восстановления при ударе, принимаемый равным: $\varepsilon_0 = 0{,}7$ — при штамповке изделий из высокопрочных сталей; $\varepsilon_0 = 0{,}5$ — при штамповке изделий из обычных сталей; $\varepsilon_0 = 0$ — при штамповке изделий из цветных металлов; $\varepsilon_0 = 0{,}25$ — для ковочных молотов независимо от материала поковки;

v_0 — скорость в *м/сек* падающих частей, определяемая для молотов свободно падающих (фрикционных и одностороннего действия пара или воздуха) по формуле

$$v_0 = (0{,}90 \div 0{,}95)\sqrt{2gh}, \qquad (3.3)$$

а для молотов двойного действия пара или воздуха — по формуле

$$v_0 = 0{,}65\sqrt{\frac{2gh\,(pf_{\text{п}} + Q_0)}{Q_0}}, \qquad (3.4)$$

где h — рабочая высота падения падающих частей молота в *м*;

$f_{\text{п}}$ — площадь сечения поршня сверху в цилиндре в $м^2$;

p — среднее давление пара или воздуха в $Т/м^2$;

$g = 9{,}81$ $м/сек^2$;

β — безразмерный коэффициент, зависящий от $\gamma_{\text{в}}$.

Значения $\beta = \beta_{\text{од}}$ для молотов с постоянной частотой ударов принимают по табл. 3.3; значения $\beta = \beta_{\text{рез}}$ для молотов с непостоянной частотой ударов также принимают по табл. 3.3. В табл. 3.3 n_k означает ближайшее целое число, большее, чем $\frac{60f_z}{N_{\text{макс}}}$, где $N_{\text{макс}}$ — максимально возможное число ударов молота в 1 *мин*.

Коэффициенты $\beta_{\text{од}}$ и $\beta_{\text{рез}}$ для значений $\gamma_{\text{в}}$, не указанных в табл. 3.3, берут по интерполяции.

После определения веса $Q_{\text{ф}}$ устанавливают необходимые размеры фундаментного блока, а также (с учетом указаний п. 3.6. этого Руководства) размеры подфундаментного короба и находят площадь $F_{\text{к}}$ подошвы последнего.

Таблица 3.3

Коэффициенты $\beta_{од}$ и $\beta_{рез}$

$\gamma_в$	$\beta_{рез}$ при n_k							$\beta_{рез}$ при n_k	$\beta_{од}$
	1	2	3	4	5	6	7	$\geqslant 8$	
0,1	3,42	1,97	1,51	1,29	1,16	1,09	1,03	0,92	
0,14	2,5	1,52	1,21	1,07	1	0,96	0,93	0,89	
0,18	1,99	1,27	1,05	0,96	0,91	0,89	0,87	0,86	
0,22	1,66	1,1	0,95	0,88	0,85	0,84	0,83	0,83	
0,26	1,42	0,99	0,87	0,83	0,81	0,8	0,79	0,79	
0,3	1,25	0,9	0,81	0,78	0,77	0,77	0,76	0,76	
0,34	1,12	0,83	0,76	0,74	0,74	0,73	0,73	0,73	
0,38	1,01	0,77	0,72	0,71	0,71	0,7	0,7	0,7	

г) Производят поверочный расчет, заключающийся в определении амплитуды колебаний $a_к$ подфундаментного короба по формуле

$$a_к = \frac{(1+\varepsilon_0)\, Q_0\, v_0\, \omega_z}{\varkappa F_к C_z\, g}\,\beta. \qquad (3.5)$$

Значение $a_к$ не должно превышать допускаемой амплитуды колебаний $a_т$ грунта под виброизолируемой установкой. В противном случае следует или увеличивать площадь подошвы подфундаментного короба $F_к$ или уменьшать f_z, или увеличивать $\gamma_в$. Эти меры можно совмещать.

При отсутствии специальных ограничений допускаемую амплитуду колебаний грунта определяют следующим образом. Для молотов с номинальным весом падающих частей 10 *Т* и менее коэффициент $\varkappa$, учитывающий увеличение жесткости грунта под фундаментами виброизолированных молотов, принимают равным 1,7, а амплитуда колебаний грунта $a_т$ может быть принята равной 0,15—0,25 *мм* независимо от величины f_z.

Для молотов с номинальным весом падающих частей более 10 *Т* рекомендуются частоты $f_z \leqslant 4$ *гц*. Коэффициент $\varkappa = 1{,}1$, допускаемые амплитуды колебаний грунта $a_т$ принимают равными: 0,25 *мм* для $f_z = 4$ *гц*; 0,4 *мм* для $f_z \leqslant 3$ *гц*. Для промежуточных значений f_z величину $a_т$ берут по линейной интерполяции.

3.15. Пружинно-резиновые виброизоляторы могут обеспечивать значение $\gamma_в$ не выше 0,2. Для достижения значений $\gamma_в > 0{,}2$ можно применять пружинно-пластмассовые

виброизоляторы (пп. 5.40—5.43), а также дополнительно использовать специальные демпферы (глава 6).

Цилиндрические пружины и резиновые элементы рассчитывают в соответствии с пп. 5.1—5.34. В комбинированных виброизоляторах, состоящих из пружинных и резиновых элементов, пружины должны быть проверены на прочность согласно п. 5.38.

Общую жесткость виброизоляторов K_z определяют по формуле (2.10).

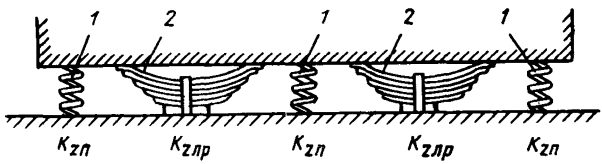


Рис. 3.2. Схема комбинированного виброизолятора при параллельном соединении пружин и листовых рессор
1 — пружины; *2* — листовые рессоры

3.16. Значения параметров пружинно-рессорной виброизоляции (рис. 3.2) подбирают в следующей последовательности. Сначала выбирают частоту f_z собственных вертикальных колебаний фундаментного блока аналогично пункту 3.14 «б». Затем определяют требуемый коэффициент относительного трения φ в виброизоляторах по формуле

$$\frac{a_\Phi \omega_z^2}{2g(1+\varepsilon_0)} > \varphi \geqslant \frac{a_\Phi \omega_z^2}{2g\sqrt{m_1(m_1+2)}}, \quad (3.6)$$

где

$$m_1 = \frac{120 f_z}{N}. \quad (3.7)$$

Остальные обозначения прежние.

Число m_1, полученное по (3.7), округляется до меньшего целого числа.

Величину a_Φ берут из табл. 3.2.

Вес фундаментного блока устанавливают по формуле

$$Q_\Phi = \frac{(1+\varepsilon_0) Q_0 v_0}{a_\Phi \omega_z \sqrt{1+\varphi}} - Q_ш - Q_{ст}. \quad (3.8)$$

3.17. Производят поверочный расчет, заключающийся в определении амплитуды колебаний подфундаментного короба, по формуле

$$a_к = \frac{Q_0 v_0 (1+\varepsilon_0)\omega_z \sqrt{1+\varphi}}{\varkappa F_к C_z g} \qquad (3.9)$$

и сравнении ее с допускаемой амплитудой колебаний грунта $a_т$ согласно п. 3.14 «г».

3.18. Время, в течение которого происходят колебания фундаментного блока при выбранном значении φ, определяют по формуле

$$t_{дв} = \frac{1}{4f_z} + \frac{m_2}{2f_z}, \qquad (3.10)$$

где m_2 — наименьшее целое число, удовлетворяющее неравенству (3.11):

$$m_2 > \sqrt{1+\left[\frac{a_ф \omega_z^2}{2g\varphi}\right]^2} - 1. \qquad (3.11)$$

Если неравенство

$$t_{дв} - \frac{1}{4f_z} \leqslant \frac{60}{N} \qquad (3.12)$$

выполняется с большим запасом, то можно уменьшить (если это желательно по конструктивным соображениям) принятое значение φ, причем неравенство (3.6) не должно нарушаться.

3.19. Общую жесткость виброизоляторов K_z определяют по формуле (2.10).

Подбор пружин, рессор и листов в рессоре производят так, чтобы удовлетворялись равенства:

а) при параллельном соединении пружин и рессор:

$$K_z = K_{zп} + K_{zл.р}; \qquad (3.13)$$

$$\varphi = \frac{\varphi_п K_{zп} + \varphi_{лр} K_{zл.р}}{K_{zп} + K_{zл.р}}; \qquad (3.14)$$

б) при последовательном соединении пружин и рессор

$$K_z = \frac{K_{zп} K_{zл.р}}{K_{zп} + K_{zл.р}}; \qquad (3.15)$$

$$\varphi = \frac{\varphi_п K_{zл.р} + \varphi_{л.р} K_{zп}}{K_{zп} + K_{zл.р}}, \qquad (3.16)$$

где

$$K_{z\,п} = \sum_{n_п} K'_{zп}; \quad K_{zл.\,р} = \sum_{n_{л.р}} K'_{zл.\,р};$$

$K'_{zп}$ и $K'_{zл.р}$ — жесткость пружины и рессоры соответственно;

$n_п$ — число пружин;

$n_{л.р}$ — число рессор;

$\varphi_п$ — коэффициент относительного трения пружины, при отсутствии опытных данных может быть принят равным 0,01;

$\varphi_{л.р}$ — коэффициент относительного трения листовой рессоры; для рессоры с одним коренным листом определяют по формуле

$$\varphi_{л.\,р} = 2\mu (n_л - 1)\frac{h_л}{L}, \qquad (3.17)$$

где μ — коэффициент трения между листами рессоры, при графитной смазке $\mu = 0{,}3$;

$h_л$, L — толщина листа и длины рессоры;

$n_л$ — число листов незамкнутой рессоры или половины эллиптической рессоры;

Пружинно-рессорные виброизоляторы с требуемыми K_z и φ можно подобрать комбинированием серийно выпускаемых пружин и рессор. При необходимости расчета и проектирования рессоры используют специальную литературу.

Конструктивные указания

3.20. Фундаментный блок, устанавливаемый на виброизоляторы, (за исключением его подошвы) армируют по СНиП II-Б.7-70. Фундаментный блок для молотов с номинальным весом падающих частей более 3 *Т* дополнительно армируют пространственной сеткой из стержней периодического профиля диаметром 16—20 *мм*, установленных через 60 *см*.

Подошву фундаментного блока армируют в соответствии со специальным расчетом. При этом фундаментный блок условно рассматривается как плита со свободными краями, к середине которой сверху приложена сосредоточенная сила

$$P_z = \sigma F_ш, \qquad (3.18)$$

уравновешенная снизу нагрузкой, передающейся на блок от виброизоляторов. Расчетная нагрузка от виброизоляторов

в зависимости от их расположения может быть принята либо в виде четырех сосредоточенных сил в углах блока, либо сил, равномерно распределенных по периметру подошвы блока, или сил, равномерно распределенных по подошве блока.

Арматура в подошве фундаментного блока распределяется равномерно.

В формуле (3.18) приняты обозначения:

$F_{ш}$ — площадь подошвы шабота;

σ — напряжения в подшаботной прокладке при ударе молота, определяемые по СНиП II-Б.7-70.

3.21. Производят проверочный расчет вертикальной арматуры выступающих (вокруг подшаботной выемки) бетонных частей фундаментного блока на действие отрывающей силы, направленной вверх и равной весу выступающей части, умноженной на коэффициент α:

$$\alpha = \frac{Q_0 v_0 (1+\varepsilon_0)}{Q_{ф}} \sqrt{\frac{E_{п} F_{ш}}{b (Q_{ш}+Q_{ст}) g}} - 1, \qquad (3.19)$$

где $E_{п}$ и b — модуль упругости материала подшаботной прокладки и ее толщина.

Остальные обозначения прежние.

3.22. Толщину днища подфундаментного короба определяют из статического расчета, в котором днище рассматривается как плита на упругом основании. Силы, передающиеся через виброизоляторы на днище, принимают:

а) для виброизоляторов пружинно-резиновых и пружинно-пластмассовых — равными весу виброизолированной установки плюс сила, определяемая по формуле

$$P_1 = a_{ф} K_z; \qquad (3.20)$$

б) для пружинно-рессорных — равными:

$$P = w_{полн} K_z (1+\varphi); \qquad (3.21)$$

$$w_{полн} = \frac{g}{(1+\varphi)\omega_z^2} + \sqrt{\left[\frac{2g\varphi}{\omega_z^2}\right]^2 + a_{ф}^2}. \qquad (3.22)$$

Глава 4

ПАССИВНАЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

4.1. Цель пассивной виброизоляции объектов, чувствительных к вибрациям (например, измерительных приборов, высокоточных станков, стендов и т. д.), заключается в снижении уровня колебаний этих объектов, вызываемых колебаниями их основания или поддерживающей конструкции[1].

4.2. Ниже в пп. 4.4—4.12 рассматривается пассивная виброизоляция при детерминированных колебаниях основания, в пп. 4.13—4.19 показан расчет пассивной виброизоляции при случайных перемещениях основания. В тех случаях, когда виброизолируемый объект является источником неуравновешенных переменных сил, учет их влияния производится в соответствии с пп. 4.20—4.21.

4.3. Пассивную виброизоляцию выполняют, так же как и активную, путем установки или подвески приборов и машин на виброизоляторах (рис. 2.1, *а—в*) или, в случае необходимости погашения только горизонтальных колебаний, путем подвески приборов и машин на стержнях или на тросах (рис. 2.1, *г*)[2].

Расчет виброизоляции при периодических поступательных и угловых колебаниях основания

4.4. Расчетная модель виброизолированного объекта представляет собой линейную колебательную систему с шестью степенями свободы, причем центр жесткости виброизоляторов находится на одной вертикали с центром тяжести виброизолируемой установки.

Периодическая функция, характеризующая поступательные или угловые колебания основания, разлагается в тригонометрический ряд, из которого для расчета виброизоляции используется первая, а иногда и последующие

---

[1] Далее для краткости всюду пишется только «основание».

[2] В тех случаях, когда по условиям эксплуатации виброизолируемого объекта периодически бывает необходима его жесткая установка (например, для юстировки), целесообразно по отдельному проекту предусматривать специальное устройство, позволяющее по желанию отключать виброизоляцию, т. е. переходить от упругой установки объекта, обеспечивающей его виброизоляцию, к жесткой.

гармоники. Разрешается не учитывать вторую и последующие гармоники в случаях:

а) если нормируются амплитуды перемещения некоторых точек виброизолируемого объекта или амплитуды его угловых перемещений и

$$b_{kj} < b_{l1}/j^2; \quad b_{\varphi kj} < b_{\varphi l1}/j^2; (j = 2, 3, \ldots), \qquad (4.1)$$

где b_{kj} — амплитуда j-й гармонической составляющей поступательного перемещения основания по направлению k ($k = x, y, z$);

b_{l1} — наибольшее значение из b_{x1}, b_{y1}, b_{z1};

$b_{\varphi kj}$ — амплитуда j-й гармонической составляющей углового перемещения основания относительно оси k ($k = x, y$);

$b_{\varphi l1}$ — наибольшее значение из $b_{\varphi x1}$ и $b_{\varphi y1}$;

б) если нормируются амплитуды скорости некоторых точек виброизолируемого объекта и

$$b_{kj} < b_{l1}/j^3 \quad (j = 2, 3, \ldots); \qquad (4.2)$$

в) если нормируются амплитуды ускорения некоторых точек виброизолируемого объекта и

$$b_{kj} < b_{l1}/j^4 \quad (j = 2, 3, \ldots), \qquad (4.3)$$

В отдельных случаях, когда по условиям технологического процесса нормируется уровень колебаний виброизолируемой установки в определенном ограниченном диапазоне частот, специально учитывают гармонические составляющие колебаний, лежащие в этом диапазоне.

4.5. Ожидаемая эффективность применения пассивной виброизоляции может быть оценена до расчета и проектирования виброизоляции по значению коэффициента передачи μ_k, который равен отношению амплитуды колебаний центра тяжести виброизолированной установки по направлению k ($k = x, y, z$) к амплитуде колебаний основания по этому же направлению. В случае гармонических колебаний основания с круговой частотой ω коэффициент передачи определяют приближенно по формуле

$$\mu_k = \frac{1}{\alpha_k^2 - 1} \quad (\alpha_k = \omega/\omega_k). \qquad (4.4)$$

Значения ω_z, ω_x и ω_y вычисляют по формулам, указанным в п. 2.22, или по формуле (2.14).

Во всех случаях проектирования пассивной виброизоляции следует иметь в виду, что с помощью этого метода принципиально невозможно бороться с колебаниями основания, частоты которых близки к частотам собственных колебаний виброизолированной установки или меньше их. В случаях, когда основание совершает полигармонические колебания с частотой первой гармоники порядка 2—3 *гц*, чтобы уменьшить амплитуды скорости или ускорения колебаний защищаемого объекта, виброизоляцию проектируют с расчетом гашения не первой, а второй и последующих гармонических составляющих.

4.6. Для проектирования пассивной виброизоляции необходимо иметь следующие исходные данные:

а) кинематические характеристики колебаний основания:

круговые частоты гармонических составляющих ω_j, значения амплитуд b_{xj}, b_{yj}, b_{zj}, $b_{\varphi xj}$, $b_{\varphi yj}$[1];

эти данные могут быть получены в результате динамического расчета здания или сооружения, который выполняется по инструкциям, указанным в разделе 1;

для однотипных производств, объектов (например, механических цехов машиностроительных заводов, исследовательских лабораторий определенного профиля и т. п.) возможно использование некоторых осредненных данных, характеризующих колебания основания;

если виброизоляция проектируется для действующего объекта или известно местоположение площадки, где будет находиться виброизолируемая установка, и есть уверенность в том, что уровень колебаний в дальнейшем существенно не возрастет, то данные по колебаниям основания могут быть получены с помощью измерения вибраций на месте;

б) параметры предельно допустимых вибраций оборудования, которые должны быть оговорены в задании на проектирование виброизоляции. Требования, предъявляемые к уровню колебаний виброизолированного объекта, могут быть представлены в виде следующих критериев:

$[c_i]$ — предельно допустимые амплитуды ускорения в n_c точках ($i = 1, 2, 3, \ldots, n_c$) виброизолируемого объекта или

$[v_i]$ — предельно допустимые амплитуды скорости в n_v точках объекта ($i = 1, 2, 3, \ldots, n_v$) или

---

[1] Начало координат находится в центре тяжести виброизолированного объекта.

$[a_i]$ — предельно допустимые амплитуды перемещения в n_a точках объекта ($i = 1, 2, 3, \ldots, n_a$)[1] или

$[\varphi_x]$ и $[\varphi_y]$ — предельно допустимые амплитуды угловых перемещений объекта относительно горизонтальных осей, проходящих через его центр тяжести;

при отсутствии специальных указаний о допустимых вибрациях оборудования можно руководствоваться ориентировочными данными табл. 4.1;

Таблица 4.1

Ориентировочное деление машин и приборов на классы по чувствительности к гармоническим колебаниям основания

Класс машин и приборов	Характеристика машин и приборов по чувствительности к гармоническим колебаниям основания	Наименование машин и приборов	Допускаемая амплитуда	
			ускорения $[c_i]$ в *мм/сек²* для частот 1—10 *гц*	скорости $[v_i]$ в *мм/сек* для частот 10—100 *гц*
I	Высокочувствительные	Особо точные делительные машины и автоматы. Установки для выверки оптических приборов и тарировки точных измерительных приборов. Микроскопы и измерительные микроскопы. Электронные микроскопы. Интерферометры, оптиметры и другие точные оптические приборы. Высокоточные фотоштампы. Микроаналитические весы. Механические контрольно-измерительные приборы при допусках порядка нескольких микрон. Установки для динамической балансировки роторов. Металлорежущие станки особо высокой точности шлифовальной группы с направляющими качения; тяжелые высокоточные станки; мастер—станки и т. п.	6,3	0,1

[1] Во всех случаях точки считают условно соединенными с центром тяжести виброизолированной установки абсолютно жесткими стержнями.

Продолжение табл. 4.1

Класс машин и приборов	Характеристика машин и приборов по чувствительности к гармоническим колебаниям основания	Наименование машин и приборов	Допускаемая амплитуда	
			ускорения $[c_i]$ в *мм/сек²* для частот 1—10 *гц*	скорости $[v_i]$ в *мм/сек* для частот 10—100 *гц*
II	Среднечувствительные	Металлорежущие станки средних размеров: внутришлифовальные, круглошлифовальные с направляющими скольжения, плоскошлифовальные, координатно-расточные и т. п.	25	0,4
	То же	Металлорежущие станки средних размеров: отделочные токарные, алмазно-расточные. Координатно-расточные станки небольших размеров и т. п. Автоматы для точки лезвий бритв и другие точные автоматы	63	1
III	Малочувствительные	Токарные, фрезерные, сверлильные и другие металлорежущие станки нормальной точности. Прядильные машины. Ткацкие станки. Типографские машины. Швейные машины и т. п.	250	4
IV	Нечувствительные	Вентиляторы, центрифуги, электромоторы, штампы и прессы металлообрабатывающей и легкой промышленности. Сотрясатели. Вибростолы. Виброгрохоты. Рассевы и т. п.	Более 250	Более 4

Примечание. Сведения, касающиеся металлорежущих станков, уточнены по данным «Рекомендаций по установке металлорежущих станков» (ОНТИ ЭНИМС, М., 1969).

в) $[\varphi_{ст\ x}]$ и $[\varphi_{ст\ y}]$ — предельно допустимые углы наклона виброизолированного объекта под воздействием временных статических нагрузок;

г) сведения, указанные в подпунктах «а», «б», «в», «г», «ж», «з» пункта 2.1.

4.7. Постамент (фундаментный блок) устраивают в случаях, предусмотренных в п. 2.4.

4.8. При проектировании пассивной виброизоляции следует учитывать указания и рекомендации пп. 2.6 и 2.7 настоящего Руководства.

4.9. Виброизоляторы располагают в соответствии с указаниями пп. 2.16—2.20.

Расчетные величины углов наклона виброизолированной установки от действия временных статических нагрузок определяют по формулам (2.22). Собственные частоты виброизолированной установки находят по формулам (2.24)—(2.26) или (2.14) и (2.15), а амплитуды ее колебаний, вызванных неуравновешенными силами, действующими на виброизолируемый объект, — по формулам (2.4)—(2.9).

4.10. При гармонических колебаниях основания с круговой частотой ω наибольшие значения амплитуд перемещения a_i, скорости v_i и ускорения c_i i-й точки виброизолированного объекта, а также амплитуд угловых перемещений φ_x и φ_y объекта определяют по следующим формулам:

$$a_i = a_i' + \bar{a}_{li}; \tag{4.5}$$

$$a_i' = \sqrt{(a_{xi}')^2 + (a_{yi}')^2 + (a_{zi}')^2}; \tag{4.6}$$

$$v_i = \omega a_i' + \omega_0 \bar{a}_{li}; \tag{4.7}$$

$$c_i = \omega^2 a_i' + \omega_0^2 \bar{a}_{li}; \tag{4.8}$$

$$\varphi_x = \varphi_x' + \varphi_{0x}; \quad \varphi_y = \varphi_y' + \varphi_{0y}. \tag{4.9}$$

Здесь a'_{xi}, a'_{yi}, a'_{zi} — наибольшие амплитуды поступательного перемещения i-й точки виброизолированного объекта в направлении осей координат, которое вызвано колебаниями основания;

φ_x', φ'_y — амплитуды угловых перемещений объекта относительно соответствующих осей, обусловленные колебаниями основания;

$\bar{a}_{li}$ — наибольшее значение из $\bar{a}_{xi}$, $\bar{a}_{yi}$, $\bar{a}_{zi}$ — наибольших амплитуд поступательного перемещения i-й точки объекта в направлении осей координат, которое обусловлено воздействием неуравновешенных сил и моментов с частотой ω_0, приложенных к объекту; значения $\bar{a}_{ki}$ находят по формулам (2.6)—(2.9);

φ_{0x}, φ_{0y} — амплитуды угловых перемещений объекта, которые вызваны воздействием периодических сил и момен-

тов с частотой ω_0, приложенных к объекту; эти значения определяют по формулам (2.5).

$$a_{zi}' = A_z + |x_{0i}(b_{\varphi y} + \varphi_y')| + |y_{0i}(b_{\varphi x} + \varphi_x')|; \quad (4.10)$$

$$a_{xi}' = |b_x + A_x| + |z_{0i}(b_{\varphi y} + \varphi_y')|; \quad (4.11)$$

$$A_z = \frac{b_z}{\alpha_z^2 - 1}; \quad (4.12)$$

$$A_x = \frac{B_{3x} b_x - B_{2x} R_y^2 b_{\varphi y}}{\Delta_x}; \quad (4.13)$$

$$\varphi_y' = \frac{B_{1x} R_y^2 b_{\varphi y} - B_{2x} b_x}{\Delta_x}; \quad (4.14)$$

$$\Delta_x = B_{1x} B_{3x} - B_{2x}^2. \quad (4.15)$$

В формулах (4.12)—(4.14) обозначено:

$$B_{1x} = \frac{1}{\alpha_x^2} - 1; \quad B_{2x} = \frac{S}{\alpha_x^2}; \quad B_{3x} = \frac{K_{\varphi y}}{m\omega^2} + \frac{S^2}{\alpha_x^2} - R_y^2. \quad (4.16)$$

$$\alpha_z = \omega/\omega_z; \quad \alpha_x = \omega/\omega_x; \quad \alpha_y = \omega/\omega_y. \quad (4.17)$$

Выражения для a'_{yi}, A_y, φ'_x и Δ_y получают заменой индекса x на y и y на x в соответствующих формулах.

4.11. При периодических колебаниях основания, если кроме первой учитываются и последующие гармоники, значения амплитуд a'_{xi}, a'_{yi}, a'_{zi}, φ'_x и φ'_y, входящих в формулы (4.6) и (4.9), получаются как суммы амплитуд соответствующих гармонических составляющих, а для определения v_i и c_i вместо формул (4.7) и (4.8) пользуются выражениями:

$$v_i = \sqrt{(v_{xi}')^2 + (v_{yi}')^2 + (v_{zi}')^2} + \omega_0 \bar{a}_{li}; \quad (4.18)$$

$$c_i = \sqrt{(c_{xi}')^2 + (c_{yi}')^2 + (c_{zi}')^2} + \omega_0^2 \bar{a}_{li}, \quad (4.19)$$

где

$$v_{ki}' = \sum_{j=1}^{n_1} \omega_j a_{kij}'; \quad c_{ki}' = \sum_{j=1}^{n_1} \omega_j^2 a_{kij}'. \quad (4.20)$$

Здесь n_1 — номер наивысшей учитываемой гармоники.

4.12. Порядок расчета пассивной виброизоляции:

а) если виброизолируемый объект не является источником неуравновешенных переменных сил и моментов и если в соответствии с п. 2.4 предусматривается устройство постамента (фундаментного блока), то его размеры назначают по конструктивным соображениям;

если виброизолируемый объект является источником указанных нагрузок, то размеры и массу постамента устанавливают в соответствии с указаниями пп. 2.5, 4.20 и 4.21;

б) в зависимости от нормируемой характеристики колебаний задаются значением ω_z, исходя из следующих условий[1]:

$$\omega_z < \omega_q \sqrt{\frac{[a_l]}{B_{lq} + [a_l]}}, \tag{4.21}$$

или

$$\omega_z < \omega_q \sqrt{\frac{[v_l]}{\omega_q B_{lq} + [v_l]}}, \tag{4.22}$$

или

$$\omega_z < \omega_q \sqrt{\frac{[c_l]}{\omega_q^2 B_{lq} + [c_l]}}, \tag{4.23}$$

где

$$B_{lq} = \sqrt{b_{xq}^2 + b_{yq}^2 + \left(b_{zq} + \frac{C_x}{2} b_{\varphi yq} + \frac{C_y}{2} b_{\varphi xq}\right)^2}, \tag{4.24}$$

q — номер первой подлежащей гашению гармоники;

C_x, C_y — линейные размеры виброизолируемого объекта в направлении осей X_0 и Y_0;

$[a_l]$, $[v_l]$, $[c_l]$ — наибольшие значения соответственно из $[a_i]$, $[v_i]$, $[c_i]$; если виброизоляцию проектируют с расчетом гашения не первой, а второй или последующих гармонических составляющих, то значение ω_z выбирают с учетом следующего дополнительного условия:

$$\omega_z \neq \omega_j \pm 25\ \%; \tag{4.25}$$

если предполагается применение схемы виброизоляции с подвеской на тросах или стержнях (рис. 2.1, *г*), то вместо ω_z задаются значением ω_x, исходя из тех же условий;

---

[1] Формулы (4.21)—(4.23) относятся к случаю, наиболее часто встречающемуся в практике проектирования виброизоляции, когда нормируют амплитуды перемещения, скорости или ускорения в отдельных точках объекта.

в) согласно рекомендациям пп. 2.13, 2.14, 2.16—2.20 определяют конструктивные характеристики, число и расположение виброизоляторов;

г) по формулам (2.24)—(2.26) или (2.14) уточняют значение ω_z и определяют значения ω_x и ω_y;

д) по формулам (4.5), (4.7) — (4.9) или (4.18) и (4.19) определяют амплитудные характеристики колебаний виброизолируемого объекта;

е) в случае, если расчетные значения амплитуд a_i, v_i, c_i, φ_x и φ_y превысят соответствующие предельно допустимые амплитуды $[a_i]$, $[v_i]$, $[c_i]$, $[\varphi_x]$ и $[\varphi_y]$, то уменьшают жесткость виброизоляторов или увеличивают массу постамента (либо его момент инерции), и весь расчет выполняют, начиная с подпункта «в»;

уменьшение жесткости виброизоляторов производят в том случае, если величина амплитуд a_i, v_i, c_i, φ_x и φ_y колебаний виброизолированной установки обусловлена главным образом колебаниями основания (первое слагаемое в правых частях формул (4.5), (4.7)—(4.9), (4.18), (4.19) больше второго);

увеличение массы постамента (или его момента инерции) производят тогда, когда величина амплитуд a_i, v_i, c_i, φ_x и φ_y обусловлена в основном неуравновешенными периодическими силами и моментами, приложенными к виброизолируемому объекту (второе слагаемое в правых частях формул (4.5), (4.7)—(4.9), (4.18), (4.19) больше первого).

Расчет виброизоляции при случайных вертикальных или горизонтальных колебаниях основания

4.13. Расчетная модель виброизолированного объекта представляет собой линейную колебательную систему с одной степенью свободы, имеющую затухание. Ниже рассмотрен расчет пассивной виброизоляции при вертикальных случайных колебаниях, однако все формулы и рекомендации могут быть применены и для расчета виброизоляции при колебаниях основания по горизонтальным направлениям.

Случайные колебания основания характеризуются средним квадратическим перемещением b_σ, а также параметрами α и β, которые входят в корреляционную функцию вида:

$$R(\tau) = b_\sigma^2 e^{-\alpha|\tau|}\left(\cos\beta\tau + \frac{\alpha}{\beta}\sin\beta|\tau|\right) \qquad (4.26)$$

$$(\alpha \leqslant \beta).$$

4.14. Ожидаемая эффективность применения пассивной виброизоляции может быть оценена до расчета и проектирования виброизоляции по значениям коэффициентов передачи (см. п. 4.18).

4.15. Для проектирования виброизоляции при случайных колебаниях основания необходимо иметь следующие исходные данные:

а) значения b_σ [*мм*] и параметров α [1/*сек*] и β [1/*сек*], которые характеризуют колебания основания;

б) параметры предельно допустимых вибраций оборудования, которые должны быть оговорены в задании на проектирование виброизоляции;

требования, предъявляемые к уровню колебаний виброизолированного объекта, могут быть представлены в виде таких критериев:

$[c_\sigma]$ — предельно допустимое среднее квадратическое ускорение колебаний центра тяжести виброизолированной установки или

$[v_\sigma]$ — предельно допустимая средняя квадратическая скорость колебаний центра тяжести установки или

$[a_\sigma]$ — предельно допустимое среднее квадратическое перемещение центра тяжести установки;

при отсутствии специальных указаний о допустимых вибрациях оборудования можно руководствоваться ориентировочными данными табл. 4.1, причем в расчетах принимается

$$[v_\sigma] = 0{,}7\,[v_t], \tag{4.27}$$

где $[v_t]$ — допускаемая амплитуда скорости по табл. 4.1;

в) сведения, указанные в подпунктах «а», «б», «в», «г», «ж», «з», пункта 2.1 и в подпункте «в» пункта 4.6.

4.16. Проектирование и расчет пассивной виброизоляции при случайных колебаниях основания выполняют с учетом указаний и рекомендаций пп. 2.6, 2.7, 4.7 и 4.9 этого Руководства.

4.17. Расчетные среднеквадратичные значения ускорения c_σ, скорости v_σ и перемещения a_σ колебаний виброизолированного объекта, обусловленных случайными колебаниями основания, определяют по следующим формулам[1]:

---

[1] Формулой (4.28) можно пользоваться лишь при $u < 1$ и $D < 1$.

$$c_\sigma = b_\sigma \Omega^2 \sqrt{\frac{M_c(u)}{N(u)}}; \tag{4.28}$$

$$v_\sigma = b_\sigma \Omega \sqrt{\frac{M_v(u)}{N(u)}}; \tag{4.29}$$

$$a_\sigma = b_\sigma \sqrt{\frac{M_a(u)}{N(u)}}, \tag{4.30}$$

где

$$\Omega = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}, \tag{4.31}$$

а многочлены $M_c(u)$, $M_v(u)$, $M_a(u)$ и $N(u)$ выражаются, в зависимости от конструктивных особенностей виброизоляции, следующим образом:

в случае использования пружинных, резиновых и комбинированных виброизоляторов без демпферов вязкого трения:

$$M_c(u) = u^4 r + f u^5; \tag{4.32}$$

$$M_v(u) = u^4 r + f u^3; \tag{4.33}$$

$$M_a(u) = 4 f u^3 r^2 + (u^4 + s u^2) r + f u; \tag{4.34}$$

$$N(u) = 4 u^2 r^3 + 4 f (u^3 + u) r^2 + (u^4 + 2 q u^2 + 1) r, \tag{4.35}$$

где

$$r = \frac{1}{\sqrt{1 + 4/\gamma_B^2}}; \tag{4.36}$$

при использовании виброизоляторов с демпферами вязкого трения:

$$M_c(u) = 16 f u^3 D^4 + 4 (s u^4 + u^2) D^3 + 4 f u^5 D^2 + u^4 D + f u^5; \tag{4.37}$$

$$M_v(u) = 4 u^2 D^3 + 4 f u^3 D^2 + u^4 D + f u^3; \tag{4.38}$$

$$M_a(u) = 4 u^2 D^3 + 4 f (u^3 + u) D^2 + (u^4 + s u^2) D + f u; \tag{4.39}$$

$$N(u) = 4 u^2 D^3 + 4 f (u^3 + u) D^2 + (u^4 + 2 q u^2 + 1) D, \tag{4.40}$$

где D — относительный коэффициент затухания, определяемый по формуле

$$D = \frac{1}{\sqrt{1 + 4\pi^2/\delta^2}}. \tag{4.41}$$

Здесь δ — логарифмический декремент колебаний виброизолированной установки.

В формулах (4.32)—(4.40) использованы следующие обозначения:

$$f = \alpha/\Omega;\ s = 4f^2;$$
$$2q = s - 2;\ u = \omega_z/\Omega. \tag{4.42}$$

В приложении 2 приведены оптимальные значения относительных коэффициентов затухания $D_{\text{опт } a}$, $D_{\text{опт } v}$ и $D_{\text{опт } c}$, при которых в зависимости от параметров α/β и u обеспечивается наименьшее среднеквадратичное значение перемещения (скорости, ускорения) виброизолированного объекта по сравнению со среднеквадратичными значениями перемещения (скорости, ускорения) при меньших и бóльших значениях D.

4.18. Для предварительной оценки ожидаемой эффективности пассивной виброизоляции при случайных колéбаниях основания можно пользоваться табл. 1—3 приложения 2, в которых приведены коэффициенты передачи:

по смещению

$$\mu_a = \frac{a_\sigma}{b_\sigma}; \tag{4.43}$$

по скорости[1]

$$\mu_v = \frac{v_\sigma}{b_\sigma \Omega}, \tag{4.44}$$

а также условные коэффициенты передачи по ускорению

$$\mu_c = \frac{c_\sigma}{b_\sigma \Omega^2}. \tag{4.45}$$

В таблицах даны две группы значений коэффициентов передачи — для случаев использования виброизоляторов с демпферами вязкого трения (значения μ_a, μ_v и μ_c вычислены при $D = D_{\text{опт}}$) и использования резиновых или комбинированных виброизоляторов с большим коэффициентом неупругого сопротивления (значения μ_a, μ_v и μ_c вычислены при $\gamma_в = 0{,}22$).

4.19. Виброизоляцию рассчитывают в следующем порядке:

---

[1] Величина $b_\sigma\Omega$ определяет среднюю квадратическую скорость колебаний основания.

а) выполняют указания п. 4.12«а»;

б) пользуясь табл. 1—3 приложения 2 и формулами (4.43) — (4.45), задаются значением u, исходя из условия, чтобы расчетные значения a_σ, v_σ или c_σ не превышали соответствующих предельно допустимых величин;

для расчета виброизоляции при горизонтальных колебаниях основания вместо ω_z задаются значением ω_x (или ω_y), исходя из тех же условий;

в) согласно рекомендациям пп. 2.13, 2.14, 2.16—2.20 определяют конструктивные характеристики, число и расположение виброизоляторов;

если значение $\omega_z/2\pi(\omega_x/2\pi$ или $\omega_y/2\pi)$ более 5 *гц*, то целесообразно использовать резиновые или комбинированные виброизоляторы с возможно более высоким коэффициентом неупругого сопротивления;

если значение $\omega_z/2\pi(\omega_x/2\pi$ или $\omega_y/2\pi)$ менее 5 *гц*, то имеет смысл применить пружинные виброизоляторы с демпферами вязкого трения;

г) по формулам (2.24)—(2.26) или (2.14) уточняют значение $\omega_z(\omega_x$ или $\omega_y)$;

д) в случае применения демпферов вязкого трения уточняют по таблицам приложения 2 оптимальное значение относительного коэффициента затухания, после чего согласно рекомендациям раздела 6 определяют конструктивные характеристики, число и расположение демпферов;

е) по формулам (4.28) — (4.30) определяют характеристики колебаний виброизолируемого объекта, вызванных случайными колебаниями основания;

ж) если виброизолируемый объект является источником неуравновешенных переменных сил, то по формулам (2.4) определяют a_0 — амплитуду перемещения центра тяжести объекта под воздействием этих сил;

з) в зависимости от нормируемой характеристики колебаний проверяют выполнение условий:

$$\sqrt{c_\sigma^2 + \omega_0^4 \frac{a_0^2}{2}} \leqslant [c_\sigma], \tag{4.46}$$

или

$$\sqrt{v_\sigma^2 + \omega_0^2 \frac{a_0^2}{2}} \leqslant [v_\sigma], \tag{4.47}$$

или

$$\sqrt{a_\sigma^2 + \frac{a_0^4}{2}} \leqslant [a_\sigma]; \tag{4.48}$$

при невыполнении требуемого из условий (4.46)—(4.48) уменьшают жесткость виброизоляторов или увеличивают массу постамента и весь расчет выполняют, начиная с подпункта «в»;

жесткость виброизоляторов уменьшают в том случае, если первое слагаемое в подкоренном выражении в формулах (4.46)—(4.48) больше второго; в обратном случае увеличивают массу постамента.

Учет неуравновешенных периодических нагрузок действующих на виброизолируемый объект

4.20. При возбуждении неуравновешенных периодических сил и моментов в самом виброизолируемом объекте массу постамента выбирают с таким расчетом, чтобы в зависимости от нормируемой характеристики колебаний выполнялись соотношения:

$$a_{0x},\ a_{0y},\ a_{0z} \leqslant [a_l]; \tag{4.49}$$

$$\omega_0 a_{0x},\ \omega_0 a_{0y},\ \omega_0 a_{0z} \leqslant [v_l]; \tag{4.50}$$

$$\omega_0^2 a_{0x},\ \omega_0^2 a_{0y},\ \omega_0^2 a_{0z} \leqslant [c_l]; \tag{4.51}$$

$$\varphi_{0x} \leqslant [\varphi_x],\ \varphi_{0y} \leqslant [\varphi_y]; \tag{4.52}$$

$$a_{0x},\ a_{0y},\ a_{0z} \leqslant [a_\sigma]; \tag{4.53}$$

$$\omega_0 a_{0x},\ \omega_0 a_{0y},\ \omega_0 a_{0z} \leqslant [v_\sigma]; \tag{4.54}$$

$$\omega_0^2 a_{0x},\ \omega_0^2 a_{0y},\ \omega_0^2 a_{0z} \leqslant [c_\sigma]. \tag{4.55}$$

Значения амплитуд a_{0x}, a_{0y}, a_{0z}, φ_{0x}, φ_{0y} вычисляют по формулам (2.4) и (2.5).

4.21. Если виброизолируемый объект содержит источник гармонических сил, то во время прохождения через резонанс при пуске и остановке амплитуды колебаний объекта могут возрасти по сравнению с рабочим режимом.

Приближенное определение максимальной амплитуды колебаний $a_{\text{макс}}$ при прохождении через резонанс объекта, изолированного с помощью пружинных, резиновых и комбинированных виброизоляторов без применения демпферов вязкого трения, производят по графику, изображенному на рис. 2.4. Этот график используется также для определения $a_{\text{макс}}$ виброизолированного объекта, в котором кроме виброизоляторов имеются демпферы вязкого трения. Однако в этом случае вместо значения $\gamma_{\text{в}}$ следует брать сумму $\gamma_{\text{в}} + \gamma_{\text{д}}$,

где $\gamma_д$ — условный дополнительный коэффициент неупругого сопротивления, связанный с наличием демпферов и вычисляемый по формуле

$$\gamma_д = \frac{2D}{\sqrt{1-D^2}}. \qquad (4.56)$$

Здесь D — относительный коэффициент затухания демпферов.

При $\gamma_в + \gamma_д \geqslant 0{,}2$ определение $a_{макс}$ можно не производить.

Глава 5.
РАСЧЕТ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

Пружинные виброизоляторы

5.1. Для устройства пружинных виброизоляторов пригодны как одиночные цилиндрические пружины, так и составные (концентрические) пружины сжатия. Число пружин n для виброизоляции данного объекта выбирают из соображений удобства их размещения и установки. Общая жесткость всех пружинных виброизоляторов $K_{zп}$ в вертикальном направлении должна быть не более величины K_z, определенной по третьей из формул (2.10).

Ниже даны указания по расчету цилиндрических пружин, изготавливаемых из прутка круглого сечения.

А. Расчет одиночных цилиндрических пружин

5.2. Исходными данными при расчете пружины, предназначенной для виброизоляции, являются:

1) статическая нагрузка $P'_{ст}$, определяемая по формуле

$$P'_{ст} = \frac{Q}{n}, \qquad (5.1)$$

где Q — общий вес изолируемой установки;

n — число всех однотипных пружин в виброизолируемой установке;

2) жесткость пружины в вертикальном направлении $K'_{zп}$, определяемая по формуле

$$K'_{zп} = \frac{K_{zп}}{n}; \tag{5.2}$$

3) амплитуда вертикальных колебаний объекта a_{0z} при рабочем числе оборотов в минуту;

4) марки сталей для пружин, рекомендуемые ГОСТ 2052—53 и ГОСТ 2590—57.

Для выбранных сталей допускаемое напряжение на кручение материала пружины $[\tau]$ и модуль сдвига G определяют по табл. 5.1.

5.3. Диаметр прутка d определяют по формуле

$$d \geqslant 1{,}6\sqrt{\frac{kP'c}{[\tau]}}; \tag{5.3}$$

он может изменяться в широких пределах — от 3 до 40 *мм*.

Расчетную нагрузку на одну пружину P' принимают равной

$$P' = P'_{ст} + 1{,}5P'_{дин}, \tag{5.4}$$

где $P'_{дин}$ — динамическая нагрузка на одну пружину в рабочем режиме изолируемого объекта, определяемая по формуле

$$P'_{дин} = a_{0z}K'_{zп}; \tag{5.5}$$

1,5 — коэффициент, учитывающий усталость материала пружин;

$c = \frac{D}{d}$ — индекс пружины,

где D — средний диаметр пружины (см. рис. 5.1).

Значения c рекомендуется принимать от 4 до 10.

Таким образом

$$D = cd; \tag{5.6}$$

k — коэффициент, учитывающий повышение напряжений в точках сечения прутка, лежащих на поверхности цилиндра диаметром $D - d$, определяют по графику, изображенному на рис. 5.1.

5.4. Число рабочих витков i находят по формуле

$$i = \frac{Gd}{8c^3K'_{zп}}. \tag{5.7}$$

Таблица 5.1

Допускаемые напряжения для пружинных сталей

Сталь		Модуль сдвига G в $кГ/мм^2$	Допускаемые напряжения		Назначение
группа	марка		режим работы	$[\tau]$, $кГ/мм^2$	
Углеродистая	65 70	8000	Легкий Средний Тяжелый	42 35 28	Для пружин с относительно низкими напряжениями при диаметре проволоки менее 8 *мм*.
Хромованадиевая, закаленная в масле	50ХФА	7850	Легкий Средний Тяжелый	56 50 40	Для пружин, воспринимающих динамическую нагрузку, при диаметре прутка менее 12,5 *мм*
Кремнистая	55С2 60С2 60С2А 63С2А	7600	Легкий Средний Тяжелый	56 45 35	Для пружин, воспринимающих динамическую нагрузку, при диаметре прутка более 10 *мм*, а также для рессор

Примечание. Легкий режим работы. Пассивная виброизоляция объектов, чувствительных к вибрациям; активная виброизоляция машин I категории динамичности (среднечастотные, высокочастотные) и II категории (высокочастотные).

Средний режим работы. Активная виброизоляция машин I категории динамичности (среднечастотные) и III категории (высокочастотные).

Тяжелый режим работы. Активная виброизоляция машин III категории (среднечастотные) и IV категории (среднечастотные, высокочастотные).

(Категории динамичности и характеристику частотности см. в «Инструкции по расчету несущих конструкций промышленных зданий и сооружений на динамические нагрузки». Стройиздат, 1970).

Полное число витков

$$i_1 = i + i_2, \tag{5.8}$$

где i_2 — число мертвых витков, принимаемое равным 1,5 на оба торца пружины, если $i < 7$, и 2,5, если $i > 7$.

5.5. Для предварительной оценки шага пружины h можно пользоваться формулой

$$h \approx \frac{D}{4} \div \frac{D}{2}\ ; \tag{5.9}$$

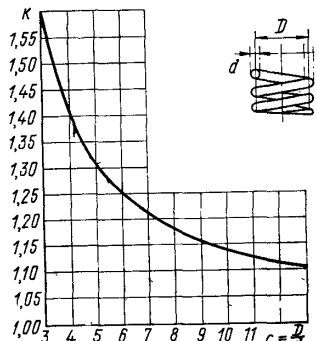


Рис. 5.1. График определения коэффициента k

более точное значение h вычисляют по формуле

$$h = d + \frac{\lambda}{i} + \delta_р, \tag{5.10}$$

где $\delta_р \geqslant 0{,}1d$ — зазор между витками при максимальной рабочей нагрузке P';

λ — осадка пружины от нагрузки P'.

5.6. Высоту пружины, сжатой до соприкосновения ее витков нагрузкой $P_{пред}$, определяют по формуле

$$H = (i_1 - 0{,}5)\, d. \tag{5.11}$$

Высоту ненагруженной пружины H_0 определяют по формуле

$$H_0 = H + i\,(h - d). \tag{5.12}$$

Ориентировочная величина нагрузки $P_{пред}$ равна

$$P_{пред} = (1{,}1 \div 1{,}25)\, P'. \tag{5.13}$$

5.7. Жесткость пружины $K'_{хп} = K'_{уп}$ в горизонтальном направлении определяют по графику рис. 5.2.

5.8. Расчетную величину коэффициента неупругого сопротивления для стальных пружин принимают равной $\gamma_п = \frac{\delta}{\pi} = 0{,}01$, где δ—логарифмический декремент колебаний.

5.9. Пружины сжатия в некоторых случаях должны быть проверены на устойчивость,

В табл. 5.2 даны формулы для критической осадки $\lambda_{кр}$, при которой пружины малого угла подъема теряют устойчивость, и предельные значения гибкости H_0/D, при которых устойчивость пружин еще обеспечена. Пружины с гибкостью меньшей предельной на устойчивость не проверяют.

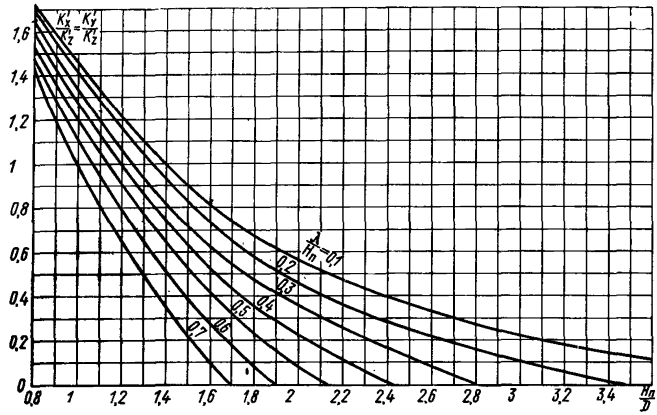


Рис. 5.2. График для определения жесткости пружины в горизонтальном направлении

$H_п$ — высота пружины под нагрузкой P; λ — прогиб пружины под нагрузкой P

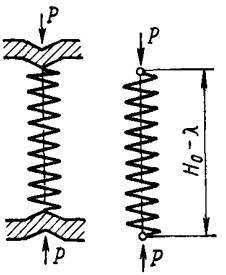
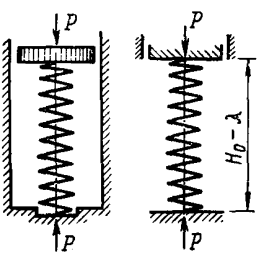
5.10. Учитывая возможную начальную кривизну пружины, несоосность ее витков и эксцентрицитет, с которым может быть приложена сила, необходимо рабочую нагрузку сделать в 2—2,5 раза меньше критической $P_{кр}$, вычисляемой по формуле

$$P_{кр} = \lambda_{кр} \frac{Gd}{8c^3 i}. \qquad (5.14)$$

5.11. Длинные пружины при значениях гибкости $H_0/D > 3$ ставят на оправках или монтируют в гильзах. При гибкости $H_0/D > 5$ пружины целесообразно составлять из отдельных секций с малой гибкостью ($H_0/D < 3$) поочередно правого и левого угла подъема. Составляющие пружины применяют только с направляющими и соединяют центрирующими кольцами.

Таблица 5.2

К расчету пружин на устойчивость

Условия закрепления пружин	Критическая осадка $\lambda_{кр}$, при которой пружина теряет устойчивость	Предельные значения гибкости H_0/D
	$\frac{5}{6} H_0 \left(1-\sqrt{1-6{,}5\left(\frac{D}{H_0}\right)^2}\right)$	2,55
	$\frac{5}{6} H_0 \left(1-\sqrt{1-26\left(\frac{D}{H_0}\right)^2}\right)$	5,1

Б. Расчет составных (концентрических) пружин сжатия

5.12. В пружинный виброизолятор могут входить одна или несколько пружин, состоящих из двух-трех концентрически расположенных пружин сжатия, совместно воспринимающих нагрузку P. Пружины, размещаемые одна в другой, подбирают последовательно то правого, то левого углов подъема. При назначении радиальных зазоров между пружинами δ_r необходимо учитывать допуски на диаметры пружин и принимать во внимание изменение диаметров пружин при их деформации.

5.13. Для согласованной работы концентрических пружин должны соблюдаться следующие условия:

1) одинаковая высота пружин в предельно сжатом состоянии

$$i_1 d_1 = i_2 d_2 = i_3 d_3, \tag{5.15}$$

где i_j и $d_j (j = 1, 2, 3)$ — число и диаметр рабочих витков обычной пружины;

2) одинаковые напряжения, возникающие вследствие кручения составляющих пружин:

$$\tau_1 = \tau_2 = \tau_3 \leqslant [\tau]; \tag{5.16}$$

3) одинаковые индексы составляющих пружин

$$c = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = \frac{D_3}{d_3}, \tag{5.17}$$

где D_j — средние диаметры составляющих пружин.

5.14. Полная нагрузка P (обычно задаваемая), приходящаяся на одну составную пружину, равна сумме нагрузок, воспринимаемых составляющими пружинами:

$$P = \sum_{j=1}^{3} P_j, \tag{5.18}$$

где P_j определяют по формулам, применяемым для расчета цилиндрических винтовых пружин круглого сечения:

$$P_j = \frac{\pi d_j^3}{8kD_j} [\tau] \quad (j = 1, 2, 3). \tag{5.19}$$

Отсюда

$$\frac{P_j}{P_i} = \frac{d_j^3 D_i}{d_i^3 D_j} = \frac{d_j^2}{d_i^2} = \frac{D_j^2}{D_i^2}. \tag{5.20}$$

5.15. Если пружина состоит из двух концентрических пружин, то при $\delta_r = 0{,}5\ (d_1 - d_2)$ справедливы соотношения

$$D_1 = D_2 + 2d_1; \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{D_1^2}{(D_1 - 2d_1)^2} = \frac{1}{\left(1 - \frac{2}{c}\right)^2},$$

откуда

$$P_1 = \frac{P}{\left(1 - \frac{2}{c}\right)^2 + 1}. \tag{5.21}$$

Определив оптимальные нагрузки P_1 и P_2, воспринимаемые соответственно наружной и внутренней пружинами, их параметры подбирают по «Каталогу пружинных виброизоляторов и пружин для виброизоляторов»[1]. Возможен другой вариант, когда для одной из пружин определяют d и i по формулам (5.3)] и (5.7) при данном значении c, а параметры другой пружины — по отношению

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{i_2}{i_1} = \frac{c}{c-2}. \qquad (5.22)$$

В. Подбор пружинных виброизоляторов

5.16. Ниже рассмотрены случаи, когда можно использовать для виброизоляции стандартные пружины и типовые пружинные виброизоляторы из ассортимента, выпускаемого промышленностью (п.5.15). В этом случае заранее известны все параметры пружин и виброизоляторов, в том числе жесткости виброизоляторов в вертикальном направлении $K'_{z\text{в}}$, наибольшие рабочие нагрузки $P_{\text{в}}'$ на виброизоляторы и т. д.

Расчет сводится к определению необходимого количества пружинных виброизоляторов $n_{\text{в}}(n_{\text{в}} \geqslant 4)$ по требуемой суммарной жесткости виброизоляции $K_{z\text{п}}$.

5.17. Число пружинных виброизоляторов $n_{\text{в}}$ определяют по их общей жесткости из условия

$$n_{\text{в}} \leqslant \frac{K_{z\text{п}}}{K'_{z\text{в}}}. \qquad (5.23)$$

Здесь $K'_{z\text{в}}$ — жесткость одного пружинного виброизолятора, при определении которой следует иметь в виду, что:

1) при параллельном соединении пружин

$$K'_{z\text{в}} = \sum_{i=1}^{n} K'_{z\text{п},\, i};$$

---

[1] Типовые конструкции и детали зданий и сооружений. Серия 3.001-1. Виброизолирующие устройства фундаментов и оснований под машины с динамическими нагрузками, вып. 1. Каталог пружинных виброизоляторов и пружин для виброизоляторов.

Здесь же помещены паспорта утвержденных типовых проектов виброизолированных фундаментов и постаментов, а также паспорта проектов, рекомендованных для экспериментального строительства.

2) при последовательном их соединении

$$\frac{1}{K'_{zв}} = \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{K'_{zп,j}},$$

где $K'_{zпj}$ — жесткость отдельных пружин.

5.18. Определяемое в п. 5.17 число пружинных виброизоляторов проверяют по условию прочности

$$n_в \geqslant \frac{Q}{P'_{ст.в}} = \frac{Q}{P'_в - 1{,}5a_{0z}K'_{zв}}. \qquad (5.24)$$

Значение $n_в$, удовлетворяющее условиям (5.23) и (5.24), окончательно корректируют в соответствии с конструктивными соображениями.

Резиновые виброизоляторы

5.19. Резиновые виброизоляторы имеют форму прямоугольных параллелепипедов или сплошных и пустотелых круглых цилиндров. Расчет таких виброизоляторов приведен ниже. В некоторых случаях при небольших динамических воздействиях, обладающих высокой частотой, можно использовать рифленые или перфорированные резиновые пластины и коврики. Указания по расчету и конструированию виброизоляторов из резиновых ковриков, применяемых обычно в станкостроении, имеются в литературе[1].

К исходным данным при расчете резиновых элементов виброизоляторов относятся следующие механические характеристики: твердость резины, расчетное статическое напряжение σ, динамические и статические модули упругости резины и коэффициенты неупругого сопротивления.

5.20. Определение твердости резины регламентировано стандартами:

1) ГОСТ 253—53. Определение твердости резины твердомером ТШМ-2;

2) ГОСТ 263—53. Определение твердости резины твердомером ТМ-2;

---

[1] Виброизолирующие опоры и коврики для установки металлорежущих станков. Проспект № 10, ЭНИМС, 1966.

Ривин Е. И. Новые конструкции виброизолирующих опор и ковриков. «Вестник машиностроения», 1967.

Рекомендации по установке металлорежущих станков. ОНТИ, 1969.

3) ГОСТ 13331—67. Резина. Метод определения твердости резины в международных единицах[1].

Сопоставление твердости резины по ТШМ-2, ТМ-2 и ИСО приведено на рис. 5.3[2]. В большинстве случаев разница между твердостью по ТМ-2 и ИСО не превышает 2—3%, что позволяет с достаточной для практических целей точностью считать эти методы равнозначными.

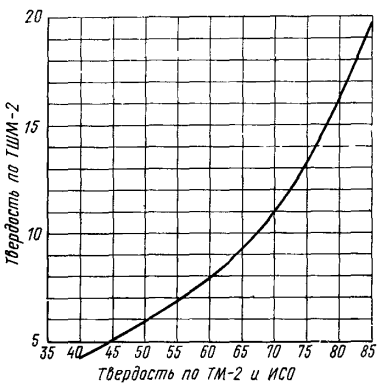


Рис. 5.3. Соотношение твердости резин по ИСО, ТМ-2 и ТШМ-2

5.21. Расчетное статическое нормальное напряжение, отнесенное к площади поперечного сечения недеформированного резинового элемента, рекомендуется принимать равным $\sigma = 2 \div 4$ *кГ/см*^{2} для мягких и средних резин (твердость по ТМ-2 и ИСО от 30 до 70 условных единиц) и $\sigma = 5$ *кГ/см*^{2} для твердых резин (твердость выше 70 условных единиц).

5.22. Статический ($E_{ст}$) и динамический ($E_д$) модули упругости резины при сжатии определяют экспериментальным путем. В табл. 5.3 приведены значения $E_{ст}$ и $E_д$ для резины различных марок, полученные экспериментально на резиновых элементах с сухими опорными поверхностями. Эти же значения модулей пригодны для виброизоляторов с привулканизованными к металлическим пластинам опорными поверхностями. Ориентировочные значения $E_{ст}$ и $E_д$ для резины на натуральном и синтетических каучуках могут быть определены по графикам, изображенным на рис. 5.4, в зависимости от твердости резины.

---

[1] По этому методу, основанному на рекомендациях ИСО (ISO/TC-45. Rubber Recomendation R-48), твердость резины измеряют с помощью прибора ИСО.

[2] Кучерский А. М., Сокольская В. Д. К вопросу о соотношении твердости резин по ИСО, ТМ-2 и ТШМ-2. «Каучук и резина», 1967, № 8.

Таблица 5.3

Характеристики резины

Марка резины	Динамический модуль упругости $E_д$ в кГ/см²	Статический модуль упругости $E_{ст}$ в кГ/см²	Коэффициент неупругого сопротивления $\gamma_р$	Марка резины	Динамический модуль упругости $E_д$ в кГ/см²	Статический модуль упругости $E_{ст}$ в кГ/см²	Коэффициент неупругого сопротивления $\gamma_р$
3311	25	16	0,038	ИРП-1347	54	33	0,09
7-120с	112	66	0,08	2566	38	24	0,11
2959	63	30	0,14	СУ-363	153	51	0,15
56	72	37	0,16	8508	126	31	0,15
112А	60	44	0,16	4326	226	60	0,16
194	46	24	0,17	Н068	166	39	0,17
93	200	61	0,19	199	196	40	0,208
1992	100	37	0,19	122	206	73	0,21
КР-407	100	42	0,21	9831	166	36	0,25
135	125	37	0,22	3826	236	46	0,30
2462	170	52	0,31	2542Н	314	56,5	0,32
ИРП-1346	39	31	0,035				

Для резиновых элементов со смазанными опорными поверхностями значения модулей упругости резины должны быть уменьшены в два раза. Для динамических модулей сдвига резины ориентировочно можно принимать значение

$$G_д = \frac{E_д}{3}. \quad (5.25)$$

5.23. Коэффициенты неупругого сопротивления $\gamma_р$, характеризующие демпфирующие свойства резиновых виброизоляторов, зависят от сорта применяемой резины.

Ориентировочные значения $\gamma_р$ для различных сортов резины приведены в табл. 5.3.

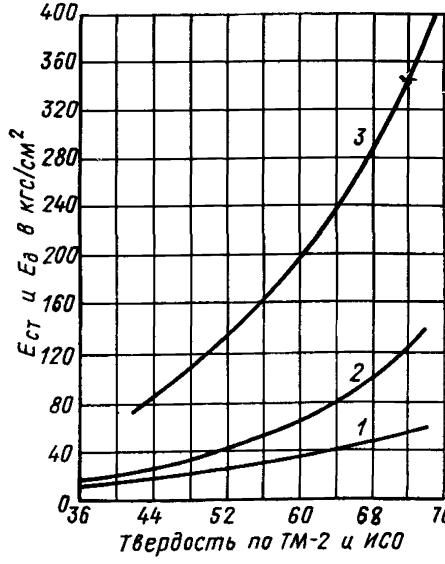


Рис. 5.4. Статические (1) и динамические (2) модули упругости резины на натуральном каучуке и $E_д$ резины на синтетических каучуках (3)

5.24. При расчете резиновых виброизоляторов определяют высоту, общую площадь поперечного сечения и количество резиновых элементов. Суммарная жесткость K_{zp} резиновых элементов виброизоляционного устройства должна быть не более величины K_z, определяемой по третьей из формул (2.10).

5.25. Площадь поперечного сечения F_p всех резиновых элементов выбирают по условию прочности

$$F_p \geqslant \frac{Q_p}{\sigma}, \tag{5.26}$$

где Q_p — вес изолируемой установки (для комбинированных виброизоляторов — часть веса, передающаяся на резиновые элементы);

σ — расчетное статическое напряжение (см. п. 5.21).

5.26. При определении высоты резинового элемента необходимо учитывать, что трение на его опорных поверхностях (торцах) препятствует поперечной деформации, вследствие чего часть резины, прилегающая к торцам, практически не участвует в образовании осадки резинового элемента. Поэтому в расчет вводят рабочую высоту элемента H_{1p}, которая меньше его полной высоты H_p.

Между полной и рабочей высотами имеется зависимость

$$H_p = H_{1p} + \frac{A}{8}, \tag{5.27}$$

где A — характерный размер поперечного сечения элемента, определяемый в п. 5.27.

Рабочую высоту резинового элемента H_{1p} вычисляют по формуле

$$H_{1p} = \frac{E_д F_p}{K_{zp}}, \tag{5.28}$$

где $E_д$ определяют согласно п. 5.22.

5.27. Размер поперечного сечения A резинового элемента (диаметр D или сторону квадрата b) назначают исходя из условия, что

$$H_{1p} \leqslant A \leqslant 8H_{1p}. \tag{5.29}$$

Для экономии резины A выбирают в пределах

$$H_{1p} \leqslant A \leqslant 1{,}5H_{1p}. \tag{5.30}$$

5.28. Жесткость одного резинового элемента в горизонтальном направлении определяют по формуле

$$K'_{xp} = K'_{yp} = \frac{F_p' G_д}{H_p}, \qquad (5.31)$$

где F'_p — площадь поперечного (квадратного, круглого, кольцевого) сечения одного резинового элемента.

5.29. Общее число резиновых элементов виброизоляционного устройства определяют по формуле

$$n = \frac{F_p}{F_p'}. \qquad (5.32)$$

Оно должно находиться в пределах

$$\frac{sF_p}{64H_{1p}^2} \leqslant n \leqslant \frac{sF_p}{H_{1p}^2}, \qquad (5.33)$$

где $s = 1$ для квадратного и $s = 1{,}27$ для круглого сечений.

5.30. При подборе резиновых элементов заданных размеров[1] с круглым, кольцевым или квадратным сечениями общее число резиновых элементов определяют в следующей последовательности.

1. Находят рабочую высоту резинового элемента по формуле (5.27).

2. Определяют жесткость одного резинового элемента в вертикальном направлении по равенству

$$K'_{zp} = \frac{F_p' E_д}{H_{1p}}. \qquad (5.34)$$

3. Устанавливают количество резиновых элементов n, которое должно быть не менее четырех, из условия

$$n \leqslant \frac{K_{zp}}{K'_{zp}}. \qquad (5.35)$$

5.31. Найденное в п. 5.30 число резиновых элементов проверяют на прочность

$$n \geqslant \frac{Q}{Q_p'}. \qquad (5.36)$$

---

[1] Типовые конструкции и детали зданий и сооружений. Серия 3.001-1. Виброизолирующие устройства фундаментов и оснований под машины с динамическими нагрузками, вып. 2. Каталог резиновых виброизоляторов и резины для виброизоляторов.

Здесь

$Q'_{\text{р}}$ — статическая нагрузка на один элемент, определяемая по формуле

$$Q'_{\text{р}} = \frac{\Delta_{\text{ст. р}} E_{\text{ст}} F'_{\text{р}}}{H_{1\text{р}}}; \qquad (5.37)$$

$\Delta_{\text{ст. р}}$ — задаваемая статическая осадка резиновых элементов.

Сжимающее напряжение в элементах должно удовлетворять условию

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{Q'_{\text{р}}}{F'_{\text{р}}} \leqslant \sigma,$$

где σ определяют по 5.21.

5.32. В случае необходимости использования резиновых виброизоляторов в помещениях с температурой ниже 0 или выше 50° С, а также при агрессивном влиянии на резиновые виброизоляторы масел, кислот, щелочей следует предусматривать применение резины соответствующих специальных сортов, характеристики которых могут быть получены от завода-изготовителя.

5.33. При затруднениях в изготовлении монолитных резиновых элементов последние можно набирать из листовой резины и рассчитывать по формулам для монолитных элементов, имеющих ту же высоту. Для обеспечения надежного крепления элементов к конструкциям применяют резинометаллические виброизоляторы, у которых резина привулканизована или приклеена к металлическим пластинам, имеющим крепежные отверстия.

Способы крепления листов резины друг к другу и к металлическим опорным деталям, а также пределы достигаемой прочности крепления и рецепты применяемых клеев изложены в литературе[1].

5.34. При расчете виброизоляторов из резин со значениями коэффициентов Пуассона $\mu = 0{,}25 \div 0{,}35$ во всех формулах следует полагать $H_{1\text{р}} = H_{\text{р}}$.

---

[1] Клеи для крепления резин. ЦНИИЭнефтехим, 1969. Григорьев Е. Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. Машгиз, 1960. Жеребков С. К. Крепление резины к металлам, Госхимиздат, 1956.

Комбинированные виброизоляторы

А. Пружинно-резиновые виброизоляторы

5.35. Комбинированные виброизоляторы, состоящие из стандартных витых пружин и резиновых элементов, применяют в тех случаях, когда затухание в виброизоляторах из одних стальных пружин недостаточно. Коэффициент не-

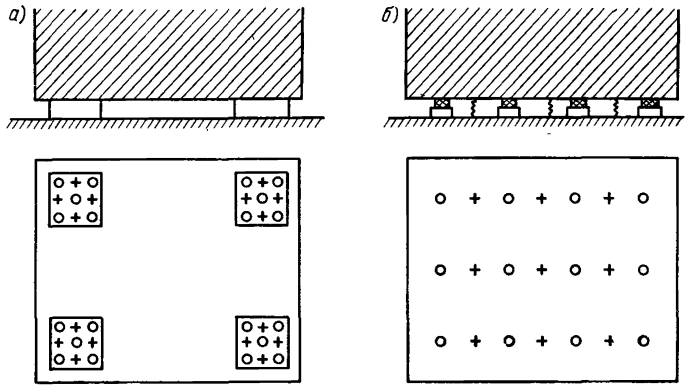


Рис. 5.5. Схемы комбинированных виброизоляторов из пружин и резиновых элементов

а — кустовое расположение пружин и резиновых элементов (кустовые комбинированные виброизоляторы); *б* — раздельное расположение пружин и резиновых элементов рядами; + — пружины; О — резиновые элементы

упругого сопротивления комбинированных виброизоляторов $\gamma_в$ должен быть в пределах $0{,}1 \leqslant \gamma_в \leqslant 0{,}2$.

Комбинированные виброизоляторы можно выполнять в виде «кустов» из пружин и резиновых элементов (кустовые виброизоляторы) или в виде отдельных пружин и резиновых элементов, устанавливаемых под агрегаты [машины] (рис. 5.5)

5.36. При расчете комбинированного виброизолятора жесткости в вертикальном направлении всех пружинных $K_{zп}$ и резиновых виброизоляторов $K_{zр}$, соответствующие требуемому коэффициенту неупругого сопротивления $\gamma_в$, могут быть определены:

1) при параллельном соединении стальных пружин и резиновых элементов (рис. 5.6, *а*, *б*) по формулам:

$$K_{z\text{п}} = K_z - K_{z\text{р}};$$
$$K_{z\text{р}} = K_z \frac{\gamma_\text{в} - \gamma_\text{п}}{\gamma_\text{р} - \gamma_\text{п}}; \qquad (5.38)$$

2) при последовательном соединении стальных пружин и резиновых элементов (рис. 5.6, *в*) по формулам:

$$K_{z\text{п}} = K_z \frac{\gamma_\text{п} - \gamma_\text{р}}{\gamma_\text{в} - \gamma_\text{р}};$$
$$K_{z\text{р}} = \frac{K_z K_{z\text{п}}}{K_{z\text{п}} - K_z}, \qquad (5.39)$$

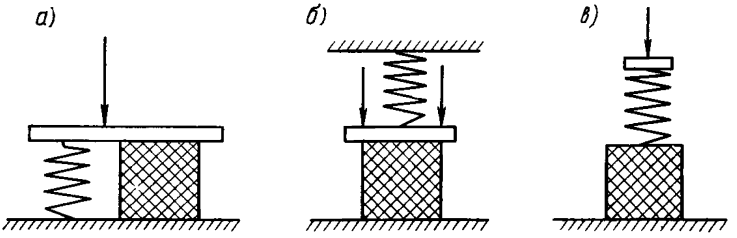


Рис. 5.6. Схемы комбинированных виброизоляторов из стальных пружин и резиновых элементов
а, б — параллельное соединение; *в* — последовательное соединение

где K_z — общая жесткость пружинных и резиновых виброизоляторов, определяемая по третьей из формул (2.10);

$\gamma_\text{в}$, $\gamma_\text{п}$, $\gamma_\text{р}$ — коэффициенты неупругого сопротивления соответственно комбинированных виброизоляторов, стальных пружин и резиновых элементов.

Параллельное соединение стальных пружин и резиновых элементов предпочтительнее не только по конструктивным соображениям, но и с точки зрения повышения устойчивости комбинированных виброизоляторов, а также снижения статической нагрузки, воспринимаемой резиновыми элементами.

5.37. В комбинированном виброизоляторе статическая осадка резиновых элементов при параллельном соединении их со стальными пружинами должна быть больше макси-

мальной амплитуды колебаний изолируемого объекта. Для этого величина статической нагрузки $Q_р$, передаваемой на резиновые элементы, должна удовлетворять условию

$$Q_р \geqslant a_{макс} K_{zp}, \qquad (5.40)$$

где $a_{макс}$ — максимальная амплитуда колебаний установки при остановках и пусках машины.

Нагрузка $Q_п$, передаваемая на пружины, равна

$$Q_п = Q - Q_р. \qquad (5.41)$$

5.38. По найденным величинам $K_{zп}$ и $Q_п$ определяют число и размеры стальных пружин согласно указаниям пп. 5.1—5.18; по величинам K_{zp} и $Q_р$ определяют число и параметры резиновых элементов в соответствии с пп. 5.19—5.34.

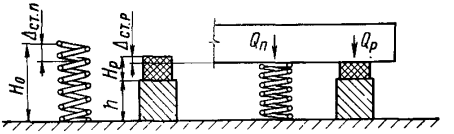


Рис. 5.7. Схема для определения высоты подставки при параллельном соединении виброизоляторов

Стальные пружины должны быть проверены на прочность с учетом того, что на них передается вес всей установки. Это связано с тем обстоятельством, что в процессе монтажа комбинированных виброизоляторов с параллельным соединением стальных пружин и резиновых элементов нередко вес изолируемой установки полностью передается на стальные пружины. По окончании монтажа происходит некоторая разгрузка пружин с включением в работу резиновых элементов.

5.39. Расчетная высота резиновых элементов в комбинированных виброизоляторах обычно бывает меньше высоты пружин. Поэтому резиновые элементы необходимо устанавливать на специальные подставки, высоту которых определяют по формуле

$$h = H_0 - H_р - \Delta_{ст.\,п} + \Delta_{ст.\,р}, \qquad (5.42)$$

где H_0, $H_р$ — полные высоты пружины и резинового элемента в ненагруженном состоянии;

$\Delta_{ст.\,п}$ и $\Delta_{ст.\,р}$ — статические деформации пружин и резиновых элементов под нагрузками $Q_п$ и $Q_р$ соответственно (рис. 5.7).

Б. Пружинно-пластмассовые виброизоляторы

5.40. Комбинированные виброизоляторы, состоящие из параллельно соединенных стальных пружин и пластмассовых элементов, могут быть выполнены в виде единой конструкции, изображенной на рис. 5.8. Пружинно-пластмассовый виброизолятор (рис. 5.8, *а*) представляет собой несущую стальную пружину, внутри которой расположен с некоторым радиальным зазором пластмассовый круглый цилиндр. На рис. 5.8, *б* несущие стальные пружины вставлены в гнезда, вырезанные в блоке полимерного материала. Этот вид пружинно-пластмассовых виброизоляторов предпочтительнее использовать для виброизоляции наиболее тяжелых машин с гармоническими нагрузками.



Рис. 5.8. Схемы комбинированных пружинно-пластмассовых виброизоляторов

Конструктивная особенность рассматриваемых виброизоляторов состоит в наличии зазора h между верхними уровнями стальных пружин и пластмассовых элементов, величина которого должна находиться в пределах

$$a_{0z} \leqslant h < a_{\text{макс}}, \qquad (5.43)$$

где $a_{\text{макс}}$ — амплитуда колебаний машины при ее пуске или остановке;

a_{0z} — амплитуда вертикальных колебаний установки в рабочем режиме.

Условие (5.43) означает, что в рабочем режиме машина совершает колебания на одних лишь пружинах, практически без затухания. Пластмассовые элементы включаются в работу только в пуско-остановочных режимах при значительном росте амплитуд колебаний установки. Отдельные виды пластмасс обладают высоким внутренним трением, что способствует быстрому затуханию колебаний.

5.41. Пластмассовые элементы в комбинированных виброизоляторах могут быть изготовлены из эластичного винипора (ПХВЭ) и пенополиуретана (ППУ), коэффициенты неупругого сопротивления которых равны соответственно $\gamma_{\text{пл}} = 0{,}4 \div 0{,}6$ и $\gamma_{\text{пл}} = 0{,}2 \div 0{,}4$. Интервал рабочих температур для ПХВЭ составляет от —8 до +60° С, интервал рабочих температур для ППУ от —25 до +120° С.

5.42. В комбинированных виброизоляторах подобного типа расчет стальных пружин, воспринимающих полный вес Q изолируемой установки, и пластмассовых элементов выполняют в следующей последовательности.

1. Определяют число пружин n, подобранных по «Каталогу пружинных виброизоляторов и пружин для виброизоляторов», по формуле (5.24).

2. Находят общую жесткость пружин в комбинированных виброизоляторах $K_{z\text{п}}$ по формуле (5.23) при сохранении в ней знака равенства.

3. Жесткость всех пластмассовых элементов в пружинно-пластмассовых виброизоляторах определяют по формуле

$$K_{z\,\text{пл}} = K_z - K_{z\text{п}}. \qquad (5.44)$$

4. Площадь поперечного сечения всех пластмассовых элементов комбинированных виброизоляторов вычисляют по формуле

$$F_{\text{пл}} = \frac{K_{z\,\text{пл}} H_{\text{пл}}}{E_{\text{пл}}}, \qquad (5.45)$$

где $E_{\text{пл}}$ — динамический модуль упругости пенопластов, ориентировочно равный

$$E_{\text{пл}} = 2 \div 6 \ кГ/см^2,$$

$H_{\text{пл}}$ — высота пластмассового элемента, определяемая по формуле

$$H_{\text{пл}} = H_{\text{п}} - h; \qquad (5.46)$$

$H_{\text{п}}$ — высота нагруженной пружины.

5.43. Величину наибольшей возмущающей силы, которая передается поддерживающей конструкции в режимах пуска или остановки, определяют по формуле (2.42). Входящие в нее значения коэффициентов неупругого сопротивления пружинно-пластмассовых виброизоляторов вычисляют по формуле

$$\gamma_{\text{в}} = \frac{K_{z\text{пл}}\,\gamma'_{\text{пл}} + K_{z\text{п}}\,\gamma_{\text{п}}}{K_z}, \qquad (5.47)$$

где $\gamma'_{\text{пл}} = 0{,}2 \div 0{,}3$ для пружинно-пластмассовых виброизоляторов с элементами из ПХВЭ;

$\gamma'_{\text{пл}} = 0{,}1 \div 0{,}2$ для пружинно-пластмассовых виброизоляторов с элементами из пенополиуретана.

Равенство $\gamma'_{\text{пл}} = \gamma_{\text{пл}}/2$ учитывает работу пластмассовых элементов в течение одного полуцикла. Коэффициент

неупругого сопротивления пружинно-пластмассовых виброизоляторов должен находиться в пределах $\gamma_в = 0{,}15 \div 0{,}25$. В противном случае расчет надо повторить при увеличенной площади поперечного сечения пластмассовых элементов.

Опорные виброизоляторы с гидрошарнирами[1]

5.44. Виброизоляцию некоторых видов промышленного оборудования (тяжелых машин с горизонтальными нагрузками, в частности конусных и щековых дробилок) можно выполнять с помощью виброизоляторов с гидрошарнирами, конструкция которых изображена на рис. 5.9. Гидравлические шарниры расположены на концах жесткого стержня *1* и состоят из одной или нескольких линз. Линза образована двумя кольцевыми пластинами, соединенными по периметру жестким кольцом. Радиус галтели при переходе кольцевых пластин в наружное кольцо и внутренний стержень принимают равным толщине пластины. Пространство между пластинами заполняют жидкостью, например маслом с низкой температурой застывания. Виброизолятор обеспечивает низкую частоту собственных колебаний установки в горизонтальном направлении при одновременной малой деформации в вертикальном направлении. Увеличение количества линз гидрошарнира при той же несущей способности, что и для одной линзы, приводит к уменьшению горизонтальной жесткости виброизолятора.

Коэффициент неупругого сопротивления виброизолятора с гидрошарнирами принимают таким же, как для стальных пружин ($\gamma = 0{,}01$).

5.45. Несущую способность виброизолятора с гидрошарнирами в *кГ/см²* определяют по величине максимальных напряжений в кольцевой пластине

$$\sigma = \pm 7{,}4 P_т \frac{M_а + M_б}{t^2}\left(1 - \frac{r}{R}\right)^2 \leqslant [\sigma], \qquad (5.48)$$

где $P_т$ — нагрузка на один виброизолятор;

r — внутренний радиус кольцевой пластины;

R — наружный радиус кольцевой пластины;

t — толщина кольцевой пластины;

$$M_а = -0{,}0364\,[79{,}57(\ln 0{,}1R - 0{,}5) + 0{,}5c_1 - 187{,}2];$$

[1] Авторское свидетельство № 244023 В. Г. Подольского. И. М. Балкарея, С. М. Григорьянца.

$$M_б = -79{,}57\,[1{,}3\ln(0{,}55R) + 0{,}35] - 0{,}65c_1 + 15{,}54;$$

$$c_1 = 159{,}15\,(0{,}5 - \ln R) + 36{,}05.$$

Значения r, R, t выражены в *см*.

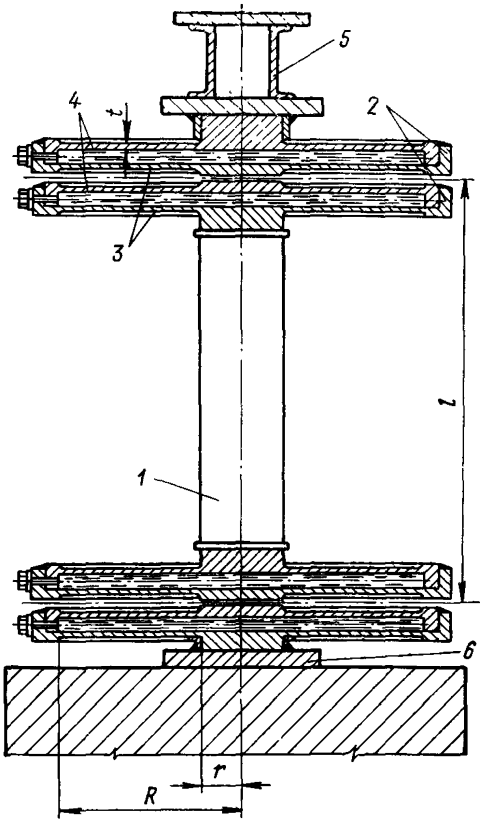


Рис. 5.9. Схема опорного виброизолятора с гидрошарнирами:

1 — жесткий стержень; *2* — жесткое кольцо; *3, 4* — кольцевые пластины; *5* — опора машины; *6* — опора виброизолятора

5.46. Горизонтальную жесткость виброизолятора с гидрошарнирами в *кГ/см* определяют по формуле

$$K_x = K_y = \frac{1}{l}\left(\frac{K_{из}}{nl} - Q\right), \qquad (5.49)$$

где Q — статическая нагрузка на виброизолятор;

l — расстояние между центрами верхнего и нижнего гидрошарниров;

n — число линз на одном конце стержня (две на рис. 5.9);

$K_{из}$ — изгибная жесткость одной кольцевой пластины, вычисляемая по формуле

$$K_{из} = \frac{\pi D}{R^{1,6} - r^{1,6}} [41,47R^{3,2}(R^{3,2} - r^{3,2}) + 43,26(R^{6,4} - r^{6,4}) - 79,87R^{1,6}(R^{4,8} - r^{4,8})] \frac{кГ \cdot см}{рад}; \quad (5.50)$$

$D = \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость пластины;

$\mu = 0,3$ — коэффициент Пуассона.

5.47. Вертикальную жесткость виброизолятора в *кГ/см* находят по формуле

$$K_z = \frac{63150 \cdot 10^3 t^3}{n(W_a + W_б)(1 - r/R)^4}, \quad (5.51)$$

где

$$W_a = 0,0183R^2[79,57(\ln 0,1R - 0,5) + 0,5c_1 - 187,2];$$

$$W_б = (0,1R)^2[39,73(\ln 0,1R - 1) + 0,25c_1 - 187,2 \ln 0,1R + c_3/(0,1R)^2 - 0,0495];$$

$$c_3 = R^2[39,73(1 - \ln R) - 0,25c_1 + 4,95] + 1,87R^2 \ln R.$$

5.48. Амплитуду гармонического напряжения в *кГ/см²* в кольцевой пластине при амплитуде горизонтальных колебаний установки a в *см* определяют по формуле

$$\sigma_д = \pm \frac{3Da}{nt^2 l\left[R^{1,6} - \left(\frac{R+r}{2}\right)^{1,6}\right]^2} \times \left\{ - 9,28\left(\frac{R+r}{2}\right)^{0,6}\left[R^{1,6} - \left(\frac{R+r}{2}\right)^{1,6}\right[+ 5,12\left(\frac{R+r}{2}\right)^{2,2}\right\}. \quad (5.52)$$

5.49. Для обеспечения устойчивости виброизолятора должно соблюдаться условие

$$\frac{K_{из}}{nlQ} \geqslant 1,2. \quad (5.53)$$

Глава 6. ДЕМПФЕРЫ ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ

6.1. Демпферы вязкого трения, а также демпферы сухого трения, представляющие собой емкости с вязкой жидкостью, в которых размещены элементы трения, вводят в виброизолированную систему в тех случаях, когда внутреннего трения в материале виброизолятора недостаточно, чтобы обеспечить требуемую амплитуду колебаний установки, (при переходных режимах, ударных воздействиях и др.). В этой главе рассматриваются только демпферы вязкого трения.

6.2. Расчетной величиной для демпфера вязкого трения является относительный коэффициент затухания D, определяемый по формуле

$$D = \frac{\varkappa}{\omega_k}, (k = x, y, z), \quad (6.1)$$

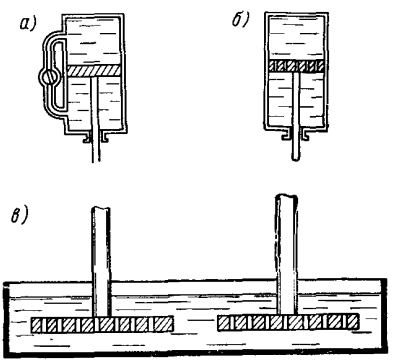


Рис. 6.1. Схемы различных конструктивных решений элементов трения в демпферах вязкого трения

где $\varkappa$ — постоянный коэффициент затухания, зависящий от конструкции демпфера и свойств заполняющей его вязкой жидкости;

$\omega_k = \sqrt{\frac{K_k}{m}}$ — частота свободных колебаний системы.

Коэффициенты D и γ связаны зависимостью

$$D = \frac{\gamma}{\sqrt{4+\gamma^2}}. \quad (6.2)$$

Коэффициент $\varkappa$ для демпфера вязкого трения обычно получают экспериментальным путем.

6.3. Варьировать значение $\varkappa$ в достаточно широких пределах можно путем конструктивных изменений элементов трения, например, изменением диаметра отверстия в кране соединительной трубки (рис. 6.1, *а*), числа сквозных отверстий в теле поршня (рис. 6.1, *б*), количества сплошных или перфорированных пластин, их размеров, количества и размеров отверстий в пластинах (рис. 6.1, *в*).

Элемент трения может быть выполнен в виде гребенки со штырьками, основание которой установлено в корпусе (рис. 6,2, слева). Возможен также элемент трения в виде входящих один в другой сетчатых цилиндров, между которыми имеются зазоры (рис. 6.2, справа).

Коэффициент $\varkappa$ во многом зависит от температуры вязкой жидкости, уменьшаясь с ее повышением.

6.4. Во многих конструкциях пластинчатых или поршневых демпферов вязкого трения затухание вызвано возникновением в жидкости вихревых движений. В этом случае

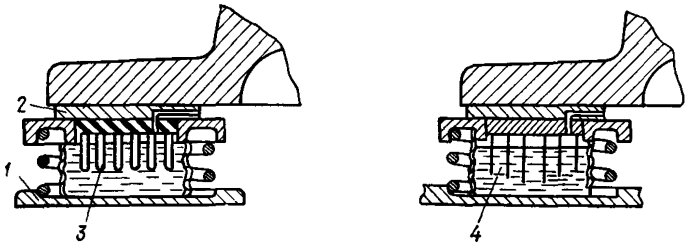


Рис. 6.2. Схемы различных конструктивных решений элементов трения

1 — корпус; *2* — крышка; *3* — элемент трения в виде штырьков; *4* — элемент трения в виде цилиндров

сила вязкого сопротивления не будет пропорциональна первой степени скорости движения тела и не может быть определена расчетом с достаточной точностью. Пропорциональное первой степени скорости затухание можно осуществить с помощью одной или нескольких пластинок, движущихся параллельно своей поверхности (рис. 6.3).

Пластины, жестко скрепленные с телом, перемещаются в вязкой жидкости; каждая подвижная пластина находится на одинаковом расстоянии Δh от соседней неподвижной.

Полный тормозящий момент сил, действующих на обе стороны всех пластин при вращательных перемещениях установки, определяют по формуле

$$Q_{\text{т}} = -2\mu \frac{NS}{\Delta h} (L_1^2 + q)\,\dot{\theta}, \qquad (6.3)$$

где μ — коэффициент вязкости жидкости;

N — число пластин;

S — площадь одной стороны пластины;

L_1 — расстояние от центра тяжести погруженной в жидкость части пластины до оси вращения тела;

$\dot{\theta}$ — угловая скорость движения тела;

q — величина, зависящая от формы пластин.

Для прямоугольных пластин со сторонами a и b

$$q = \frac{a^2 + b^2}{12}. \qquad (6.4)$$

После вычисления D по формуле (6.2), в которой требуемое затухание системы $\gamma > 0{,}2$, определяют размеры и

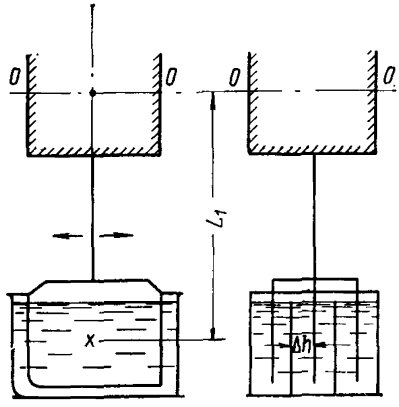


Рис. 6.3. Демпфер вязкого трения

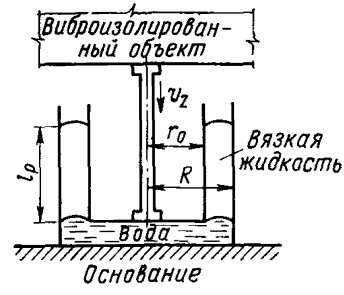


Рис. 6.4. Схема демпфера вязкого трения с двухкомпонентной жидкостью

число пластин, их взаимные расстояния, расстояния от оси вращения и коэффициенты μ из выражения.

$$D = \frac{\varkappa}{\omega_{\varphi k}} = \frac{Q_т}{2J_{0k}\,\omega_{\varphi k}} = \frac{\mu \dfrac{NS}{\Delta h}(L_1^2 + q)}{J_{0k}\,\omega_{\varphi k}} \quad (k = x, y), \qquad (6.5)$$

где J_{0k} — момент инерции тела относительно оси вращения;

$\omega_{\varphi k} = \sqrt{\dfrac{K_{\varphi k}}{J_{0k}}}$ — круговые частоты собственных вращательных колебаний тела;

$K_{\varphi k}$ — угловая жесткость системы.

6.5. Ниже описывается демпфер вязкого трения[1] с жидкостью, состоящей из двух компонентов, один из которых имеет большую вязкость, но малый удельный вес, другой — малую вязкость, но большой удельный вес (рис. 6.4).

[1] Авторское свидетельство № 247727 В. С. Мартышкина и Е. М. Миронова.

Демпфер состоит из цилиндрического корпуса (статора), внутри которого с некоторым зазором размещен поршень (вибратор), выполненный в виде стакана, который установлен соосно с корпусом и обращен дном ко дну корпуса. Статор жестко крепят к поддерживающей конструкции, а вибратор — к виброизолируемой установке. Между боковыми стенками статора и вибратора находится вязкая жидкость; полость между днищами корпуса и поршня заполнена жидкостью с малой вязкостью, которая не растворяет рабочую жидкость, например, водой.

Силу вязкого трения $P_{тk}$, возникающую при движении поршня в рабочей среде со скоростью v_k, находят по формуле

$$P_{т\,k} = h_k v_k \quad (k = x, y, z), \tag{6.6}$$

где h_k — необходимый коэффициент сопротивления вязких демпферов, определяемый по формуле

$$h_k = 2m\varkappa = 2\omega_k mD. \tag{6.7}$$

При движении вибратора в вертикальном направлении со скоростью v_z коэффициент сопротивления h_z определяют по формуле

$$h_z = \mu l_p \psi(\alpha). \tag{6.8}$$

При движении вибратора в горизонтальном направлении со скоростью v_x коэффициент сопротивления h_x определяют по формуле

$$h_x = \frac{12\pi\mu l_p{}^3 r_0{}^3}{(12r_0{}^2 + l_p{}^2)\,\delta^3}, \tag{6.9}$$

где μ — динамический коэффициент вязкости в *кГ·сек/см²*;

l_p — рабочая высота слоя вязкой жидкости в *см*;

r_0 — наружный радиус вибратора в *см*;

R — внутренний радиус статора в *см*;

$\delta = R - r_0$ — боковой зазор между статором и вибратором в *см*;

$\psi(\alpha)$ — функция, определяемая по графику на рис. 6.5;

$\alpha = R/r_0$.

Вычислив по формуле (6.2) требуемое значение D, определяют по формулам (6.7)—(6.9) значение μ демпфирующей жидкости и по нему подбирают вязкую жидкость; предполагают, что геометрические параметры, входящие в формулы (6.8), (6.9), известны.

Величина динамического давления, возникающего внутри вязкой жидкости при движении вибратора, не должна превышать атмосферного давления. В противном случае при движении вибратора вверх под его днищем будет образовываться вакуум.

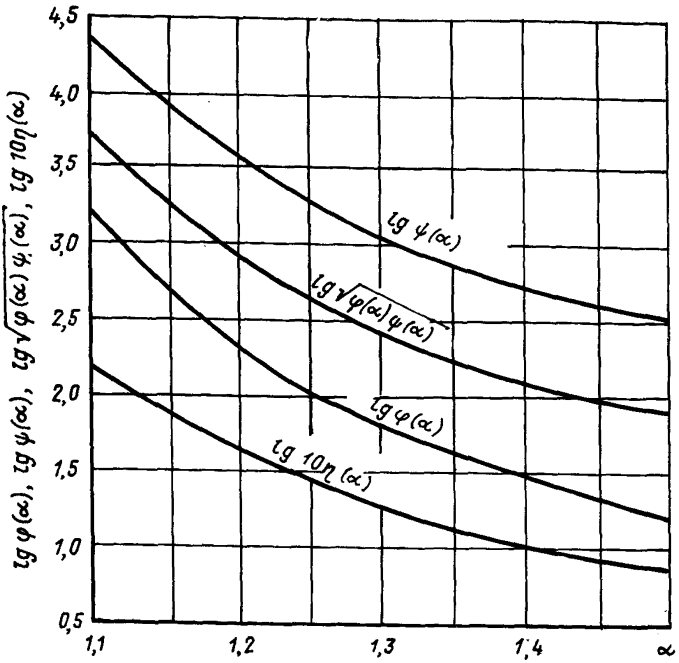


Рис. 6.5. Графики к расчету демпфера с двухкомпонентной жидкостью

Разность давлений между верхним и нижним уровнями вязкой жидкости определяют по формуле

$$\Delta p = \frac{4 v_z \mu l_p \varphi(\alpha)}{r_0^2} \leqslant 0{,}95 \ \kappa Г/см^2, \qquad (6.10)$$

где $\varphi(\alpha)$ — функция, значения которой определяют по графику, изображенному на рис. 6.5.

При заданных величинах μ, v_z, вертикальной силы вязкого трения $P_{тz}$, отношения $\beta = l_p/r_0$ и разности давлений

$[\Delta p] = 0{,}95$ *кГ/см*^{2} значение α определяют по графику, изображенному на рис. 6.5, в зависимости от выражения

$$\sqrt{\varphi(\alpha)\psi(\alpha)} = \frac{\sqrt{P_{Tz}\Delta p}}{2v_z\mu\beta}. \qquad (6.11)$$

В случае длительных гармонических вертикальных колебаний вибратора с амплитудой скорости v_z установившийся

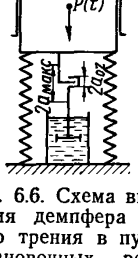


Рис. 6.6. Схема включения демпфера вязкого трения в пускоостановочных режимах



Рис. 6.7. Схема соединения через упругую вставку демпфера вязкого трения с колеблющейся массой

перепад температуры ΔT внутри вязкой жидкости определяют по формуле

$$\Delta T = \frac{\mu v_z^2}{2A\lambda}\eta(\alpha), \qquad (6.12)$$

где $A = 42{,}7$ *кГ·см/кал* — механический эквивалент теплоты;

λ — коэффициент теплопроводности вязкой жидкости в *кал/град·см·сек*;

$\eta(\alpha)$ — функция, определяемая по графику, изображенному на рис. 6,5.

Значение ΔT должно соответствовать интервалу рабочих температур применяемой вязкой жидкости. В качестве рабочей вязкой жидкости можно использовать кремнийорганические жидкости, в частности полиметилсилоксановые. Промышленность выпускает жидкости ПМС-10000, ПМС-15000, ПМС-20000, ПМС-50000, ПМС-100000, ПМС-1000000 (числа в обозначениях марок указывают вязкость жидкости в сантипуазах). Коэффициент теплопроводности этих жидкостей возрастает с увеличением вязкости в пределах от $2{,}3\cdot10^{-4}$ до $3{,}8\cdot10^{-4}$ *кал/град·см·сек*.

6.6. С целью уменьшения неблагоприятного влияния демпферов вязкого трения на коэффициент передачи и расход мощности в рабочем режиме (п. 2.32) прибегают к различным конструктивным мероприятиям, не препятствующим, однако, нормальной работе демпферов в переходных режимах. Одним из таких приемов является создание специальных люфтов и зазоров в узле прикрепления демпфера к системе. Величина люфтов и зазоров должна быть подобрана так, чтобы в рабочем режиме демпфер выключался из работы (рис. 6.6). В качестве другого можно использовать подключение демпферов вязкого трения к колеблющейся массе через упругую вставку (рис. 6.7).

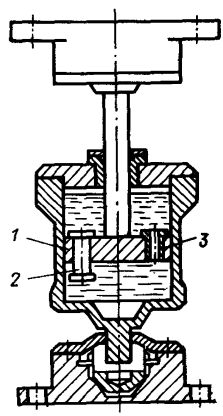


Рис. 6.8. Демпфер вязкого трения со свободным ходом

1 — поршень; *2* — плунжеры; *3* — втулка с дроссельным отверстием

6.7. По схеме, показанной на рис. 6.6, работают демпферы вязкого трения со свободным ходом[1], серийно выпускаемые Сумским машиностроительным заводом им. Фрунзе для систем виброизоляции центрифуг (рис. 6.8). Легкие плунжеры, снабженные с двух сторон упорами, перемещаются в каналах основного поршня. В поршне имеется дроссельное отверстие, отношение площади которого к площади поперечного сечения всех плунжеров равно 0,01—0,02. Такое устройство позволяет демпфировать колебания, амплитуды $a_{макс}$ которых превосходят a_{0z}. Двойная величина последних определяет свободный ход демпфера.

Свободный ход демпфера (b) вычисляют из соотношения между перемещаемыми объемами жидкости

$$(F - ks)\, b = ks\,(l - b), \qquad (6.13)$$

где F и s — площади поперечных сечений основного поршня и плунжера;

k — число плунжеров (перепускных поршней);

l — ход перепускного поршня относительно основного.

[1] Авторское свидетельство № 177235 В. А. Воронкина и Л. Ю. Эпштейна.

Коэффициент, характеризующий увеличение амплитуд при резонансных колебаниях:

$$\nu = \frac{a_{\text{макс}}}{a_{0z}} \approx \frac{1}{2D}, \tag{6.14}$$

для демпфера со свободным ходом выражается таким образом:

$$\nu^* = \frac{1}{2D\left[\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi}\arcsin\frac{\nu^* - \psi}{\nu^*} + \frac{1}{\pi}\frac{\nu^* - \psi}{\nu^*}\sqrt{1 - \frac{(\nu^* - \psi)^2}{\nu^{*2}}}\right]}, \tag{6.15}$$

где $\psi = b/a_{0z}$.

6.8. Для эффективной работы устройства по схеме рис. 6.7 необходимо принять следующие параметры жесткости и трения в системе с упругой вставкой:

$$\begin{aligned} K_2 &= 2m\omega_0^2\gamma_0 = 2K\gamma_0; \\ K_1 &= m\omega_0^2(1-\gamma_0) = K(1-\gamma_0); \\ 2n_2 &= 2\frac{K}{\omega_0}\gamma_0 = 4n_1, \end{aligned} \tag{6.16}$$

где K — жесткость виброизоляторов в случае жесткого присоединения демпферов между колеблющейся массой и фундаментом;

m — масса машины;

$\gamma_0 = \frac{2n_1}{m\omega_0} = \frac{h}{m\omega_0}$ — затухание в системе с жестким присоединением демпфера при резонансной частоте;

$\omega_0^2 = K/m$.

Амплитуды колебаний и силы, передаваемой на фундамент, и амплитуду расхода мощности, рассеиваемой в демпфере, для установившегося режима колебаний системы с упругой вставкой определяют по формулам.

Амплитуда колебаний

$$a_2 = \frac{M}{m} r_0 \alpha^2 \sqrt{\frac{1+\alpha^2}{(1-\gamma_0-\alpha^2)^2 + \alpha^2(1+\gamma_0-\alpha^2)^2}}. \tag{6.17}$$

Амплитуда силы, передаваемой на фундамент

$$P_2 = M r_0 \omega_0^2 \alpha^2 \sqrt{\frac{[1-\gamma_0+\alpha^2(1+\gamma_0)]^2+4\alpha^2\gamma_0^2}{(1-\gamma_0+\alpha^2\gamma_0-\alpha^4)^2+4\alpha^2\gamma_0^2}}. \quad (6.18)$$

Мощность, рассеиваемая в демпфере

$$N_2 = \frac{M^2 r_0^2 \omega_0^3 \alpha^6 \gamma_0}{m[(1-\gamma_0-\alpha^2)^2+\alpha^2(1+\gamma_0-\alpha^2)^2]}. \quad (6.19)$$

Здесь $\alpha = \frac{\omega}{\omega_0}$;

M — масса эксцентрично вращающегося груза;

r_0 — эксцентрицитет;

ω — угловая скорость дебалансного элемента.

Значения, определяемые формулами (6.17)—(6.19), намного меньше соответствующих величин при жестком прикреплении демпфера к колеблющейся массе[1].

---

[1] См. сноску на стр. 33.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ И АМПЛИТУД ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРОИЗОЛИРОВАННОЙ УСТАНОВКИ ПО УТОЧНЕННЫМ РАСЧЕТНЫМ СХЕМАМ

1. В тех случаях, когда расчетные значения амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки, найденные по приближенным формулам, близки к допускаемым, а также при отступлении фактических схем виброизоляции от расчетных, уточняют расчетные значения частот собственных и амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки в соответствии с расчетными схемами и формулами настоящего приложения.

1. Определение частот собственных колебаний виброизолированной установки

2. Виброизолированный объект, рассматриваемый как твердое тело, в общем случае (когда центр жесткости не находится ни на одной из главных центральных осей инерции и ни на одной из плоскостей, образованных этими осями) представляет собой систему с шестью степенями свободы, описываемую шестью зависимыми между собой уравнениями. Частоты собственных колебаний такой виброизолированной системы могут быть найдены как корни уравнения[1]

$$\begin{vmatrix} K_x-m\omega^2 & 0 & 0 & 0 & f & -e \\ 0 & K_y-m\omega^2 & 0 & -a & 0 & b \\ 0 & 0 & K_z-m\omega^2 & c & -d & 0 \\ 0 & -a & c & h+l-J_{0x}\omega^2 & -v & -u \\ f & 0 & -d & -v & p+s-J_{0y}\omega^2 & -w \\ -e & b & 0 & -u & -w & j+q-J_{0z}\omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (1)$$

Здесь

$$K_x=\sum_{i=1}^{n} K_{xi}; \qquad K_y=\sum_{i=1}^{n} K_{yi}; \qquad K_z=\sum_{i=1}^{n} K_{zi};$$

$$a=\sum_{i=1}^{n} K_{yi}\,z_{0i}; \quad b=\sum_{i=1}^{n} K_{yi}\,x_{0i}; \quad c=\sum_{i=1}^{n} K_{zi}\,y_{0i}; \quad d=\sum_{i=1}^{n} K_{zi}\,x_{0i};$$

$$f=\sum_{i=1}^{n} K_{xi}\,z_{0i}; \quad e=\sum_{i=1}^{n} K_{xi}\,y_{0i}; \quad p=\sum_{i=1}^{n} K_{zi}\,x_{0i}^2; \quad s=\sum_{i=1}^{n} K_{xi}\,z_{0i}^2; \quad (2)$$

[1] В уравнении (1) для соответствующих столбцов условно показаны амплитуды поступательных a_{0x}, a_{0y}, a_{0z} и вращательных φ_{0x}, φ_{0y}, φ_{0z} колебаний, совершаемых виброизолированной установкой.

$$h=\sum_{i=1}^{n} K_{yi} z_{0i}^2;\quad j=\sum_{i=1}^{n} K_{yi} x_{0i}^2;\quad l=\sum_{i=1}^{n} K_{zi} y_{0i}^2;\quad q=\sum_{i=1}^{n} K_{xi} y_{0i}^2;$$

$$u=\sum_{i=1}^{n} K_{yi} z_{0i} x_{0i};\qquad v=\sum_{i=1}^{n} K_{zi} y_{0i} x_{0i};\qquad w=\sum_{i=1}^{n} K_{xi} y_{0i} z_{0i},$$

где m — масса объекта;

J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} — главные центральные моменты инерции для массы установки относительно осей X_0, Y_0, Z_0 (рис. 2,2);

K_{xi}, K_{yi}, K_{zi} — жесткости i-го виброизолятора в направлении главных центральных осей X_0, Y_0, Z_0;

x_{0i}, y_{0i}, z_{0i} — координаты центра тяжести i-го виброизолятора в системе координат X_0, Y_0, Z_0, имеющей начало в центре тяжести объекта; n — общее число виброизоляторов, оси симметрии которых параллельны осям координат.

После раскрытия определителя в равенстве (1) получается алгебраическое уравнение шестой степени относительно ω^2

$$A_0\omega^{12}+A_1\omega^{10}+A_2\omega^8+A_3\omega^6+A_4\omega^4+A_5\omega^2+A_6=0, \qquad (3)$$

где A_0, A_1, ..., A_6 — постоянные коэффициенты.

Корни его ω_1, ω_2, ..., ω_6 определяют шесть значений круговых частот собственных колебаний виброизолированной системы. Для решения уравнения (1) рекомендуется применять электронные вычислительные машины.

3. Для того чтобы колебания виброизолированной установки по каждой из обобщенных координат были независимы друг от друга, необходимо, чтобы выполнялись условия

$$a=b=c=d=e=f=u=v=w=0. \qquad (4)$$

Упругий подвес с раздельным возбуждением колебаний упрощает подбор параметров, обеспечивающих эффективную виброзащиту. Условия (4) дают девять зависимостей для $3n$ координат x_{0i}, y_{0i}, z_{0i} при $i = 1, 2, ..., n$, где n — число виброизоляторов, на которых закрепляется изолируемая установка. Для большинства виброизоляторов существует симметрия упругих свойств относительно осей, параллельных оси Z_0, т. е. соблюдается условие

$$K_{xi}=K_{yi}. \qquad (5)$$

Кроме того, для виброизоляторов одного и того же типа с достаточной степенью точности можно принять

$$K_{xi}=K_{yi}=\beta K_{zi}, \qquad (6)$$

где β — постоянный коэффициент.

С учетом соотношений (5)—(6) остается только шесть условий в равенствах (4), при которых обеспечивается раздельное возбуждение колебаний

$$\sum_{i=1}^{n} K_{zi} x_{0i}=0;\qquad \sum_{i=1}^{n} K_{zi} y_{0i}=0;\qquad \sum_{i=1}^{n} K_{zi} z_{0i}=0;$$

$$\sum_{i=1}^{n} K_{zi} x_{0i} y_{0i}=0;\qquad \sum_{i=1}^{n} K_{zi} y_{0i} z_{0i}=0;\qquad \sum_{i=1}^{n} K_{zi} x_{0i} z_{0i}=0. \qquad (7)$$

Первые два условия (7) обычно выполняются, так как они выражают требование, чтобы в состоянии статического равновесия изолируемая установка не имела перекосов, т. е. осадка всех виброизоляторов была одинаковой. Первые три условия (7) можно рассматривать как требование совпадения центра тяжести установки с центром жесткости виброизоляторов.

Схему виброизоляции, при которой выполняются все шесть условий (7), а также условие $K_z = \sum_{i=1}^{n} K_{zi}$, в дальнейшем будем называть рациональной. При рациональной схеме частотные уравнения получают путем приравнивания нулю каждого диагонального

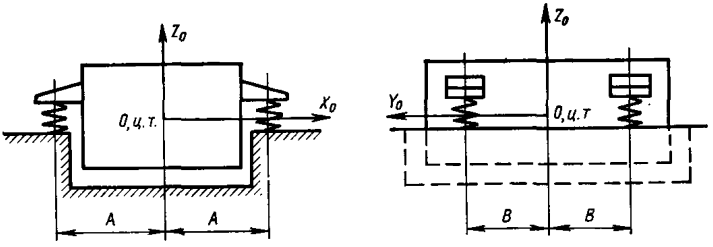


Рис. 1. Схема виброизоляции с симметричным расположением упругих элементов относительно плоскостей X_0Z_0, X_0Y_0, Y_0Z_0

элемента определителя уравнения (1). Частоты собственных колебаний виброизолированной установки для этого случая вычисляют по формулам

$$\omega_x^2 = \frac{K_x}{m}; \qquad \omega_y^2 = \frac{K_y}{m}; \qquad \omega_z^2 = \frac{K_z}{m};$$

$$\omega_{\varphi x}^2 = \frac{h+l}{J_{0x}}; \qquad \omega_{\varphi y}^2 = \frac{p+s}{J_{0y}}; \qquad \omega_{\varphi z}^2 = \frac{j+q}{J_{0z}}. \tag{8}$$

Входящие сюда величины определяются зависимостями (2).

Если изолируемую установку монтируют на одинаковых виброизоляторах, то совмещение центра тяжести установки с центром жесткости виброизоляторов может быть достигнуто их симметричным расположением относительно плоскостей X_0Z_0, Y_0Z_0, X_0Y_0.

Одна из возможных схем совмещения центра тяжести виброизолированного объекта с центром жесткости виброизоляции приведена на рис. 1.

4. Если виброизолированная установка смонтирована по схеме, которой соответствуют равенства

$$b = d = u = v = 0, \tag{9}$$

то собственные колебания системы распадаются на две группы не связанных между собой колебаний: колебания в плоскости Y_0Z_0 и колебания, характеризуемые поступательным перемещением уста-

новки вдоль оси X_0 и ее вращением вокруг осей Y_0, Z_0. Частоты собственных колебаний виброизолированной установки в этом случае определяют по формулам:

а) для колебаний в плоскости Y_0Z_0

$$\begin{vmatrix} a_{0y} & a_{0z} & \varphi_{0x} \\ K_y - m\omega^2 & 0 & -a \\ 0 & K_z - m\omega^2 & c \\ -a & c & h + l - J_{0x}\omega^2 \end{vmatrix} = 0; \qquad (10)$$

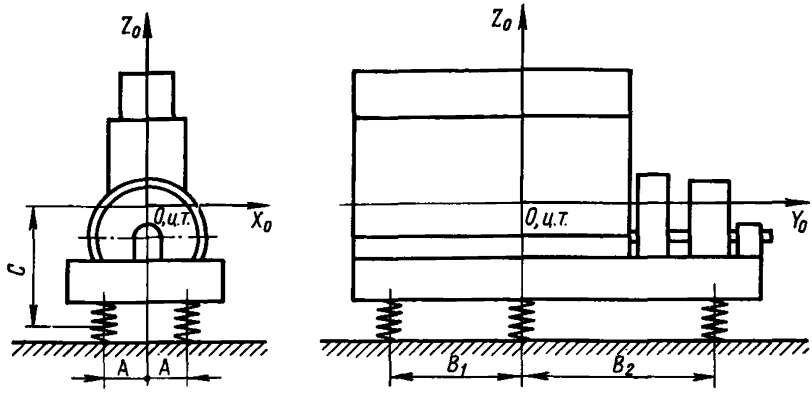


Рис. 2. Схема виброизолированной установки с симметричным расположением виброизоляторов относительно плоскости Y_0Z_0

б) для взаимосвязанных колебаний, поступательных по оси X_0 и вращательных вокруг осей Y_0 и Z_0

$$\begin{vmatrix} a_{0x} & \varphi_{0y} & \varphi_{0z} \\ K_x - m\omega^2 & f & -e \\ f & p + s - J_{0y}\omega^2 & -w \\ -e & -w & j + q - J_{0x}\omega^2 \end{vmatrix} = 0. \qquad (11)$$

Если изолируемая установка смонтирована на одинаковых виброизоляторах, то условия (9) отвечают их симметричному расположению относительно плоскости Y_0Z_0 (рис. 2). Частотное уравнение, соответствующее этому случаю, после раскрытия определителя (10) приобретает вид:

$$\omega^6 - \left(\omega_y^2 + \omega_z^2 + \omega_{\varphi x}^2\right)\omega^4 + \left(\omega_y^2\omega_z^2 + \omega_z^2\omega_{\varphi x}^2 + \omega_y^2\omega_{\varphi x}^2 - \nu_a\nu_b - \nu_c\nu_d\right)\omega^2 - \left(\omega_y^2\omega_z^2\omega_{\varphi x}^2 - \omega_z^2\nu_a\nu_b - \omega_y^2\nu_c\nu_d\right) = 0, \qquad (12)$$

где ω_y, ω_z, $\omega_{\varphi x}$ — парциальные частоты виброизолированной установки, вычисляемые по формулам (8) настоящего приложения;

ν_a, ν_b, ν_c, ν_d — коэффициенты связи, определяемые соотношениями вида

$$\nu_a = \frac{K_{y1}\sum_{i=1}^{n} z_{0i}}{m}; \quad \nu_b = \frac{K_{y1}\sum_{i=1}^{n} z_{0i}}{J_{0x}};$$

$$\nu_c = \frac{K_{z1}\sum_{i=1}^{n} y_{0i}}{m}; \quad \nu_d = \frac{K_{z1}\sum_{i=1}^{n} y_{0i}}{J_{0x}};$$

K_{y1}, K_{z1} — жесткости одного виброизолятора в направлении осей Y_0 и Z_0 в *кГ/см*;

n — число виброизоляторов;

m — масса установки в *кГ·сек²/см*;

J_{0x} — главный центральный момент инерции установки относительно оси X_0 в *кГ·см·сек²*;

y_{0i}, z_{0i} — координаты центра тяжести i-го упругого элемента в системе координат X_0, Y_0, Z_0 в *см*; коэффициенты ν_a, ν_c имеют размерность *см/сек²*, коэффициенты ν_B, ν_d — $1/см \cdot сек^2$.

После раскрытия определителя частотное уравнение (11) для виброизолированной установки, смонтированной на n одинаковых виброизоляторах, приобретает вид:

$$\omega^6 - \left(\omega_x^2 + \omega_{\varphi y}^2 + \omega_{\varphi z}^2\right)\omega^4 + \left(\omega_x^2\,\omega_{\varphi z}^2 + \omega_x^2\omega_{\varphi y}^2 + \omega_{\varphi y}^2\omega_{\varphi z}^2 - \nu_e\nu_f - \nu_g\nu_h - \nu_s\nu_j\right)\omega^2 - \left(\omega_x^2\omega_{\varphi y}^2\omega_{\varphi z}^2 + 2\nu_f\nu_g\nu_s - \omega_x^2\nu_s\nu_j - \omega_{\varphi z}^2\nu_e\nu_f - \omega_{\varphi y}^2\nu_g\nu_h\right) = 0, \qquad (13)$$

где ω_x, $\omega_{\varphi y}$, $\omega_{\varphi z}$ — парциальные частоты виброизоляционной установки, вычисляемые по формулам (8);

ν_j, ν_e, ν_f, ν_g, ν_h, ν_s — коэффициенты связи, определяемые зависимостями:

$$\nu_j = \frac{K_{x1}\sum_{i=1}^{n} y_{0i}\,z_{0i}}{J_{0y}}; \quad \nu_e = \frac{K_{x1}\sum_{i=1}^{n} z_{0i}}{m}; \quad \nu_f = \frac{K_{x1}\sum_{i=1}^{n} z_{0i}}{J_{0y}};$$

$$\nu_g = \frac{K_{x1}\sum_{i=1}^{n} y_{0i}}{m}; \quad \nu_h = \frac{K_{x1}\sum_{i=1}^{n} y_{0i}}{J_{0z}}; \quad \nu_s = \frac{K_{x1}\sum_{i=1}^{n} y_{0i}\,z_{0i}}{J_{0z}};$$

K_{x1} — жесткость одного виброизолятора в направлении оси X_0 в *кг/см*;

n — число виброизоляторов,

y_{0i}, z_{0i} — координаты средней точки i-го упругого элемента в системе координат X_0, Y_0, Z_0 в *см*;

m — масса установки в $кГ \cdot сек^2/см$;

J_{0y}, J_{0z} — главные центральные моменты инерции массы установки относительно осей Y_0, Z_0 в $кГ \cdot см \cdot сек^2$.

Частотные уравнения для виброизолированной установки с симметричным расположением виброизоляторов относительно плоскости X_0Y_0 или X_0Z_0 по форме аналогичны уравнениям (12) и (13) и могут быть получены из уравнений (1) подобно тому, как это выполнено для рассмотренного случая.

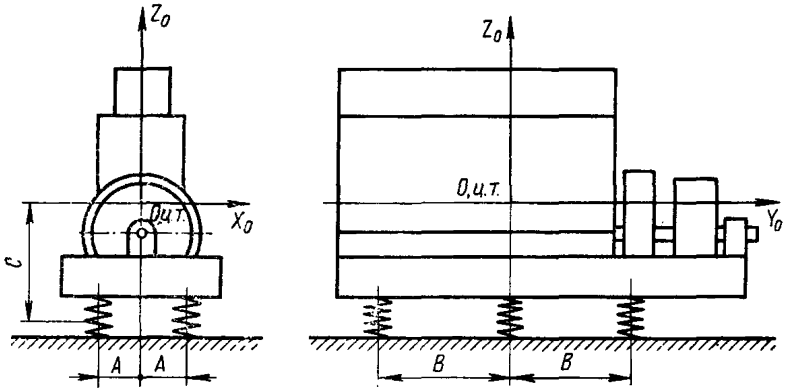


Рис. 3. Схема виброизолированной установки с симметричным расположением виброизоляторов относительно плоскостей Y_0Z_0 и X_0Z_0

5. Если виброизолированная установка смонтирована по схеме, при которой выполняются равенства

$$b = d = u = v = c = e = w = 0, \tag{14}$$

то ее собственные колебания и соответствующие им частоты можно разбить на следующие четыре независимые группы:

1) поступательные колебания в направлении оси Z_0;
2) вращательные колебания вокруг оси Z_0;
3) поступательно-вращательные колебания в плоскости X_0Z_0;
4) поступательно-вращательные колебания в плоскости Y_0Z_0.

Если все виброизоляторы одинаковы, то условия (14) отвечают их симметричному расположению относительно плоскостей X_0Z_0 и Y_0Z_0. Тогда центр тяжести виброизолированной установки и центр жесткости виброизоляторов располагаются на одной вертикали. Одна из возможных схем виброизолированной установки с симметричным расположением виброизоляторов относительно плоскостей X_0Z_0 и Y_0Z_0 приведена на рис. 3. Частотные уравнения здесь можно образовать из уравнений (10) и (11), полагая в них коэффициенты c, e, w, равными нулю. Формулы, определяющие частоты собственных колебаний виброизолированной установки для рассматриваемого случая, приведены в п. 2.22 Руководства.

6. Если для виброизолированной установки выполняются условия

$$a=b=d= \quad =u=v=w=0, \tag{15}$$

то ее собственные колебания распадаются на следующие четыре независимые группы:

1) поступательные колебания в направлении оси Y_0;
2) вращательные колебания вокруг оси Y_0;
3) поступательно-вращательные колебания в плоскости Y_0Z_0;
4) поступательно-вращательные колебания в плоскости X_0Y_0. Если все виброизоляторы одинаковы, то равенства (15) отвечают их симметричному расположению относительно плоскостей X_0Y_0 и Y_0Z_0. В этом случае центр тяжести установки и центр жесткости виброизоляторов располагаются на горизонтальной оси Y_0. Одна из возможных схем виброизолированной установки с симметричным расположением виброизоляторов относительно плоскостей X_0Y_0 и Y_0Z_0 приведена на рис. 4.

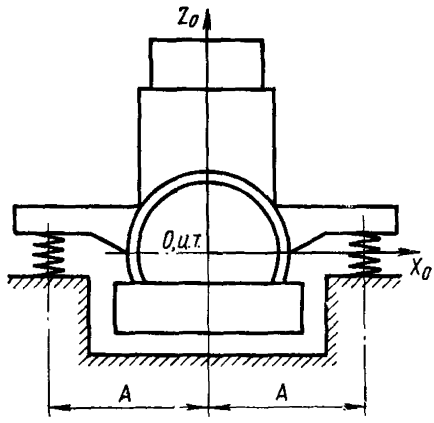


Рис. 4. Схема виброизолированной установки с симметричным расположением виброизоляторов относительно плоскостей X_0Y_0 и Y_0Z_0

В рассматриваемом случае частоты собственных колебаний виброизолированной установки определяют формулами:

а) для поступательных колебаний по оси Y_0

$$\omega_y^2=\frac{K_y}{m}; \tag{16}$$

б) для вращательных колебаний относительно оси Y_0

$$\omega_{\varphi y}^2=\frac{K_{\varphi y}}{J_{oy}}; \tag{17}$$

в) для поступательно-вращательных колебаний в плоскости X_0Y_0

$$\omega^2=\omega_x^2\left(G\pm\sqrt{G^2-b_{zx}^2}\right), \tag{18}$$

где

$$\omega_x^2=\frac{K_x}{m}; \quad G=\frac{1+b_{zx}^2+d_z^2}{2}; \quad b_{zx}^2=\frac{L_{zx}^2}{R_z^2};$$

$$L_{zx}^2=\frac{K_{\varphi z}}{K_x}; \quad d_z^2=\frac{s^2}{R_z^2}; \quad R_z=\sqrt{\frac{J_{oz}}{m}};$$

г) для поступательно-вращательных колебаний в плоскости $Y_0 Z_0$

$$\omega^2 = \omega_z^2 \left(H \pm \sqrt{H^2 - b_{xz}^2}\right), \tag{19}$$

где

$$\omega_z^2 = \frac{K_z}{m}; \qquad H = \frac{1 + b_{xz}^2 + d_x^2}{2}; \quad b_{xz}^2 = \frac{L_{xz}^2}{R_x^2};$$

$$L_{xz}^2 = \frac{K_{\varphi x}}{K_z}; \qquad d_x^2 = \frac{s^2}{R_x^2}; \qquad R_x = \sqrt{\frac{J_{0x}}{m}}.$$

В формулах (16)—(19) приняты обозначения:

R_x и R_z — радиусы инерции установки соответственно относительно осей X_0 и Z_0, проходящих через ее центр тяжести, в *см*;

L_{xz}, L_{zx} — приведенные плечи жесткости соответственно в плоскостях X_0Y_0 и Y_0Z_0 в *см*.

Значения остальных буквенных обозначений, входящих в формулы (16)—(19), указаны в п. 2 приложения.

7. Если для виброизолированной установки выполняются условия

$$a = c = e = f = u = v = w = 0, \tag{20}$$

то ее собственные колебания распадаются на следующие четыре независимые группы:

1) поступательные колебания в направлении оси X_0;
2) вращательные колебания вокруг оси X_0;
3) поступательно-вращательные колебания в плоскости X_0Y_0;
4) поступательно-вращательные колебания в плоскости X_0Z_0.

Если все виброизоляторы одинаковы, то условия (20) соответствуют их симметричному расположению относительно плоскостей X_0Y_0 и X_0Z_0. Тогда центр тяжести установки и центр жесткости виброизоляторов будут располагаться на оси X_0.

Частоты собственных колебаний виброизолированной установки вычисляют по формулам:

а) для поступательных колебаний по оси X_0

$$\omega_x^2 = \frac{K_x}{m}; \tag{21}$$

б) для вращательных колебаний относительно оси X_0

$$\omega_{\varphi x}^2 = \frac{K_{\varphi x}}{J_{0x}}; \tag{22}$$

в) для поступательно-вращательных колебаний в плоскости X_0Y_0

$$\omega^2 = \omega_y^2 \left(Q \pm \sqrt{Q^2 - b_{zy}^2}\right), \tag{23}$$

где

$$Q=\frac{1+b_{zy}^2+d_z^2}{2}; \quad \omega_y^2=\frac{K_y}{m}; \quad b_{zy}^2=\frac{L_{zy}^2}{R_z^2};$$

$$L_{zy}^2=\frac{K_{\varphi z}}{K_y}; \quad R_z=\sqrt{\frac{J_{0z}}{m}}; \quad d_z^2=\frac{s^2}{R_z^2};$$

г) для поступательно-вращательных колебаний в плоскости $X_0 Z_0$

$$\omega^2=\omega_z^2\left(N\pm\sqrt{N^2-b_{yz}^2}\right), \tag{24}$$

где

$$\omega_z^2=\frac{K_z}{m}; \quad N=\frac{1+b_{yz}^2+d_y^2}{2}; \quad d_y^2=\frac{s^2}{R_y^2};$$

$$b_{yz}^2=\frac{L_{yz}^2}{R_y^2}; \quad L_{yz}^2=\frac{K_{\varphi y}}{K_z}; \quad R_y=\sqrt{\frac{J_{0y}}{m}}.$$

В формулах (21)—(24) приняты обозначения:

R_y, R_z — радиусы инерции установки соответственно относительно осей Y_0 и Z_0, проходящих через ее центр тяжести, в *см*;

L_{yz}, L_{zy} — приведенные плечи жесткости соответственно в плоскостях X_0Y_0 и X_0Z_0 в *см*;

s — расстояние между центром тяжести установки и центром жесткости виброизоляторов в *см*.

Значения остальных буквенных обозначений, входящих в формулы (21)—(24), указаны в п. 2 этого приложения.

8. Если направления осей неподвижной прямоугольной системы координат X'_0, Y'_0, Z'_0 с началом в центре тяжести виброизолированной установки не совпадают с направлениями ее главных центральных осей инерции X_0, Y_0, Z_0, а ось Z'_0 вертикальна и параллельна осям виброизоляторов, то частоты собственных колебаний установки определяют уравнением[1]

$$\begin{vmatrix}
a'_{0x} & a'_{0y} & a'_{0z} & \varphi'_{0x} & \varphi'_{0y} & \varphi'_{0z} \\
K_x'-m\omega^2 & 0 & 0 & 0 & f' & -e' \\
0 & K_y'-m\omega^2 & 0 & -a' & 0 & b' \\
0 & 0 & K_z'-m\omega^2 & c' & -d' & 0 \\
0 & -a' & c' & h'+l'-J'_{0x}\omega^2 & -v'+J'_{xy}\omega^2 & -u'+J'_{xz}\omega^2 \\
f' & 0 & -d' & -v'+J'_{xy}\omega^2 & p'+s'-J'_{0y}\omega^2 & -w'+J'_{yz}\omega^2 \\
-e' & b' & 0 & -u'+J'_{xz}\omega^2 & -w'+J'_{yz}\omega^2 & j'+q'-J'_{0z}\omega^2
\end{vmatrix}=0. \tag{25}$$

[1] В уравнении (25) для соответствующих столбцов условно показаны амплитуды поступательных колебаний a'_{0x}, a'_{0y}, a'_{0z} в направлении координатных осей X'_0, Y'_0, Z'_0 и амплитуды вращательных колебаний φ'_{0x}, φ'_{0y}, φ'_{0z} виброизолированной установки относительно тех же осей.

Здесь

$$K'_x = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi}; \qquad K'_y = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi}; \qquad K_z' = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi};$$

$$a' = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi}\, z'_{0i}; \qquad b' = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi}\, x'_{0i}; \qquad c' = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi}\, y'_{0i};$$

$$d' = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi}\, x'_{0i}; \qquad f' = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi}\, z'_{0i}; \qquad e' = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi}\, y'_{0i}; \qquad (26)$$

$$p' = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi} x'^{2}_{0i}; \qquad s' = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi}\, z'^{2}_{0i}; \qquad h' = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi}\, z'^{2}_{0i};$$

$$j' = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi} x'^{2}_{0i}; \qquad l' = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi}\, y'^{2}_{0i}; \qquad q' = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi}\, y'^{2}_{0i};$$

$$u' = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi}\, z'_{0i}\, x'_{0i}; \qquad v' = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi}\, y'_{0i}\, x'_{0i}; \qquad w' = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi}\, y'_{0i}\, z'_{0i},$$

где J'_{0x}, J'_{0y}, J'_{0z} — моменты инерции массы установки относительно центральных осей X'_0, Y'_0, Z'_0 (с вертикальным направлением оси Z'_0) в $кГ \cdot см \cdot сек^2$;

J'_{xy}, J'_{xz}, J'_{yz} — центробежные моменты инерции для массы установки относительно осей X'_0, Y'_0, Z'_0 в $кГ \cdot см \cdot сек^2$;

K'_{xi}, K'_{yi}, K'_{zi} — жесткости i-го виброизолятора по направлениям соответствующих осей координат в $кГ/см$;

x'_{0i}, y'_{0i}, z'_{0i} — координаты центра тяжести i-го упругого элемента в системе координат X'_0, Y'_0, Z'_0 в $см$;

m, n — см. п. 2.13 Руководства.

Частотные уравнения для различных частных случаев, встречающихся на практике, можно образовывать аналогично тому, как это выполнено в пп. 3—7 настоящего приложения.

9. Отношение частоты возмущающей силы или момента к любой из определяемых по формулам (1)—(25) частот собственных колебаний виброизолированной установки должно быть не менее 2,5. При этом должны выполняться требования п. 2.11 относительно величины α_z.

Если какая-нибудь из частот собственных колебаний не удовлетворяет указанному требованию, то ее уменьшают (см. п. 2.23 «а», «б», «г»).

2. Определение амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки

10. Если центр тяжести изолируемой установки и центр жесткости виброизоляторов совпадают, то при действии на установку возмущающей силы в направлении любой из осей координат или

момента относительно некоторой оси амплитуды колебаний могут быть найдены по соответствующим формулам (2.28)*. При этом виброизолированный объект будет колебаться только в направлении возмущающего воздействия.

11. В случае, когда центр тяжести виброизолированной установки и центр жесткости виброизоляторов лежат на одной вертикали, а действующие возмущающие силы и моменты после приведения их к центру тяжести установки дают шесть составляющих с амплитудами P_x, P_y, P_z, M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}, то амплитуды поступательных a_{0x}, a_{0y}, a_{0z} и вращательных φ_{0x}, φ_{0y}, φ_{0z} колебаний установки определяют по формулам:

а) для поступательно-вращательных колебаний в плоскости X_0Z_0

$$\left.\begin{aligned} a_{0x} &= \frac{fM_{0y} - P_x(p + s - J_{0y}\omega_0^2)}{\Delta_{x\varphi y}}; \\ \varphi_{0y} &= \frac{fP_x - M_{0y}(K_x - m\omega_0^2)}{\Delta_{x\varphi y}}, \end{aligned}\right\} \tag{27}$$

где

$$\Delta_{x\varphi y} = mJ_{0y}(\omega_0^2 - \omega_1^2)(\omega_0^2 - \omega_2^2);$$

б) для поступательно-вращательных колебаний в плоскости Y_0Z_0

$$\left.\begin{aligned} a_{0y} &= \frac{aM_{0x} - P_y(h + l - J_{0x}\omega_0^2)}{\Delta_{y\varphi x}}; \\ \varphi_{0x} &= \frac{aP_y - M_{0x}(K_y - m\omega_0^2)}{\Delta_{y\varphi x}}, \end{aligned}\right\} \tag{28}$$

где

$$\Delta_{y\varphi x} = mJ_{0x}(\omega_0^2 - \omega_3^2)(\omega_0^2 - \omega_4^2);$$

в) поступательные колебания вдоль оси Z_0;

$$a_{0z} = \frac{P_z}{m\omega_0^2 - K_z}; \tag{29}$$

г) вращательные колебания относительно оси Z_0

$$\varphi_{0z} = \frac{M_{0z}}{J_{0z}\omega_0^2 - (j + q)}. \tag{30}$$

---

* Формулы (2.28) записаны для случая, когда центр тяжести установки и центр жесткости виброизоляторов лежат на одной вертикали, поэтому некоторые из указанных формул приближенные. Применительно к условиям п. 10 настоящего приложения вычисления по формулам (2.28) будут давать точные значения.

В формулах (27)—(30) приняты следующие обозначения:

$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ — круговые частоты собственных колебаний виброизолированной установки, вычисляемые по формулам (2.25) и (2.26);

ω_0 — круговая частота возмущающего воздействия (остальные обозначения указаны в п. 2 этого приложения).

12. При расположении центра тяжести изолируемой установки и центра жесткости виброизоляторов на оси Y_0 и наличии всех шести составляющих главного вектора возмущающих сил (P_x, P_y, P_z) и главного вектора возмущающих моментов (M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}) амплитуды поступательных a_{0x}, a_{0y}, a_{0z} и вращательных φ_{0x}, φ_{0y}, φ_{0z} колебаний установки определяют по формулам:

а) поступательно-вращательные колебания в плоскости X_0Y_0

$$a_{0x} = \frac{-P_x (j + q - J_{0z}\omega_0^2) - eM_{0z}}{\Delta_{x\varphi z}}; \qquad (31)$$

$$\varphi_{0z} = \frac{-eP_x - M_{0z}(K_x - m\omega_0^2)}{\Delta_{x\varphi z}},$$

где

$$\Delta_{x\varphi z} = mJ_{0z}(\omega_0^2 - \omega_1^2)(\omega_0^2 - \omega_2^2);$$

б) поступательно-вращательные колебания в плоскости Y_0Z_0

$$\left.\begin{aligned} a_{0z} &= \frac{-P_z (h + l - J_{0x}\omega_0^2) + cM_{0x}}{\Delta_{z\varphi x}}; \\ \varphi_{0x} &= \frac{cP_z - M_{0x}(K_z - m\omega_0^2)}{\Delta_{z\varphi x}}, \end{aligned}\right\} \qquad (32)$$

где

$$\Delta_{z\varphi x} = mJ_{0x}(\omega_0^2 - \omega_3^2)(\omega_0^2 - \omega_4^2);$$

в) поступательные колебания вдоль оси Y_0

$$a_{0y} = \frac{P_y}{m\omega_0^2 - K_y}; \qquad (33)$$

г) вращательные колебания относительно оси Y_0

$$\varphi_{0y} = \frac{M_{0y}}{J_{0y}\omega_0^2 - (p + s)}. \qquad (34)$$

В формулах (31)—(34) приняты следующие обозначения:

$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ — круговые частоты собственных колебаний виброизолированной установки, вычисляемые по формулам (18)—(19);

ω_0 — круговая частота возмущающего воздействия.

Остальные буквенные обозначения указаны выше.

13. В случае, когда центр тяжести виброизолированной установки и центр жесткости виброизоляторов лежат на оси X_0, а действующие силы и моменты после приведения их к центру тяжести уста-

новки дают шесть составляющих с амплитудами P_x, P_y, P_z, M_{0x}, M_{0y}, M_{0z}, амплитуды поступательных a_{0x}, a_{0y}, a_{0z} и вращательных φ_{0x}, φ_{0y}, φ_{0z} колебаний установки определяют по формулам:

а) поступательно-вращательные колебания в плоскости X_0Y_0

$$\left.\begin{aligned} a_{0y} &= \frac{bM_{0z} - P_y(j+q-J_{0z}\omega_0^2)}{\Delta_{y\varphi z}}; \\ \varphi_{0z} &= \frac{bP_y - M_{0z}(K_y - m\omega_0^2)}{\Delta_{y\varphi z}}, \end{aligned}\right\} \qquad (35)$$

где

$$\Delta_{y\varphi z} = mJ_{0z}(\omega_0^2 - \omega_1^2)(\omega_0^2 - \omega_2^2);$$

б) поступательно-вращательные колебания в плоскости X_0Z_0

$$\left.\begin{aligned} a_{0z} &= \frac{-dM_{0y} - P_z(p+s-J_{0y}\omega_0^2)}{\Delta_{z\varphi y}}; \\ \varphi_{0y} &= \frac{-dP_z - M_{0y}(K_z - m\omega_0^2)}{\Delta_{z\varphi y}}, \end{aligned}\right\} \qquad (36)$$

где

$$\Delta_{z\varphi y} = mJ_{0y}(\omega_0^2 - \omega_3^2)(\omega_0^2 - \omega_4^2);$$

в) поступательные колебания вдоль оси X_0

$$a_{0x} = \frac{P_x}{m\omega_0^2 - K_x}; \qquad (37)$$

г) вращательные колебания относительно оси X_0

$$\varphi_{0x} = M_{0x}/[J_{0x}\omega_0^2 - (h+l)]. \qquad (38)$$

В формулах (35)—(38) обозначено:

ω_1, ω_2 и ω_3, ω_4 — круговые частоты собственных колебаний виброизолированной установки, вычисляемые соответственно по формулам (23) и (24);

ω_0 — круговая частота возмущающего воздействия.

Остальные обозначения указаны выше.

14. Если жесткости и расположение виброизоляторов удовлетворяют условиям п. 4 настоящего приложения, то при действии в центре тяжести установки шести составляющих возмущающих сил и моментов с амплитудами P_x, P_y, P_z, M_{0x}, M_{0y}, M_{0z} искомые амплитуды колебаний виброизолированной установки распадаются на две независимые группы: 1) a_{0y}, a_{0z}, φ_{0x} (поступательные колебания вдоль осей Y_0Z_0 и вращательные колебания вокруг оси X_0); 2) a_{0x}, φ_{0y}, φ_{0z} (поступательные колебания по оси X_0 и вращательные колебания вокруг осей Y_0, Z_0).

Амплитуды колебаний первой группы определяют по формулам

$$a_{0y}=\frac{D_{1y}}{D_1};\quad a_{0z}=\frac{D_{1z}}{D_1};\quad \varphi_{0x}=\frac{D_{1\varphi x}}{D_1}, \tag{39}$$

где

$$D_1=\begin{vmatrix} K_y-m\omega_0^2 & 0 & -a \\ 0 & K_z-m\omega_0^2 & c \\ -a & c & h+l-J_{0x}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

$$D_{1y}=\begin{vmatrix} -P_y & 0 & -a \\ -P_z & K_z-m\omega_0^2 & c \\ -M_{0x} & c & h+l-J_{0x}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

$$D_{1z}=\begin{vmatrix} K_y-m\omega_0^2 & -P_y & -a \\ 0 & -P_z & c \\ -a & -M_{0x} & h+l-J_{0x}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

$$D_{1\varphi x}=\begin{vmatrix} K_y-m\omega_0^2 & 0 & -P_y \\ 0 & K_z-m\omega_0^2 & -P_z \\ -a & c & -M_{0x} \end{vmatrix}.$$

Амплитуды колебаний второй группы определяют по формулам:

$$a_{0x}=\frac{D_{2x}}{D_2};\quad \varphi_{0y}=\frac{D_{2\varphi y}}{D_2};\quad \varphi_{0x}=\frac{D_{2\varphi z}}{D_2}, \tag{40}$$

где

$$D_2=\begin{vmatrix} K_x-m\omega_0^2 & f & -e \\ f & p+s-J_{0y}\omega_0^2 & -w \\ -e & -w & j+q-J_{0z}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

$$D_{2x}=\begin{vmatrix} -P_x & f & -e \\ -M_{0y} & p+s-J_{0y}\omega_0^2 & -w \\ -M_{0z} & -w & j+q-J_{0z}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

$$D_{2\varphi y}=\begin{vmatrix} K_x-m\omega_0^2 & -p_x & -e \\ f & -M_{0y} & -w \\ -e & -M_{0z} & j+q-J_{0z}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

$$D_{2\varphi z}=\begin{vmatrix} K_x-m\omega_0^2 & f & -P_x \\ f & p+s-J_{0y}\omega_0^2 & -M_{0y} \\ -e & -w & -M_{0z} \end{vmatrix}.$$

В формулах (39)—(40) обозначено:

ω_0 — круговая частота возмущающего воздействия.

Остальные обозначения приняты те же, что и в соотношениях (2) настоящего приложения.

15. Для виброизолированной установки, у которой центр жесткости не лежит ни на одной из главных центральных осей инерции и плоскостей, образованных этими осями, и при действии на установку возмущающих сил и моментов с амплитудами P_x, P_y, P_z, M_{0x}, M_{0y}, M_{0z} амплитуды колебаний установки определяют формулами:

$$\left.\begin{aligned} a_{0x}&=\frac{D_x}{D}; \quad a_{0y}=\frac{D_y}{D}; \quad a_{0z}=\frac{D_z}{D}; \\ \varphi_{0x}&=\frac{D_{\varphi x}}{D}; \quad \varphi_{0y}=\frac{D_{\varphi y}}{D}; \quad \varphi_{0z}=\frac{D_{\varphi z}}{D}, \end{aligned}\right\} \qquad (41)$$

где D—определитель системы,

$$D=\begin{vmatrix} K_x-m\omega_0^2 & 0 & 0 & 0 & f & -e \\ 0 & K_y-m\omega_0^2 & 0 & -a & 0 & b \\ 0 & 0 & K_z-m\omega_0^2 & c & -d & 0 \\ 0 & -a & c & h+l-J_{0x}\omega_0^2 & -v & -u \\ f & 0 & -d & -v & p+s-J_{0y}\omega_0^2 & -w \\ -e & b & 0 & -u & -w & j+q-J_{0z}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

D_x, D_y, D_z, $D_{\varphi x}$, $D_{\varphi y}$, $D_{\varphi z}$ — определители шестого порядка, получающиеся из определителя системы D путем замены столбцов соответственно первого, второго и т. д. столбцом, составленным из амплитуд возмущающих воздействий, образующих матрицу

$$\begin{vmatrix} -P_x \\ -P_y \\ -P_z \\ -M_{0x} \\ -M_{0y} \\ -M_{0z} \end{vmatrix}.$$

Здесь ω_0 — круговая частота возмущающего воздействия.

Остальные обозначения в приведенных формулах приняты те же, что и в зависимостях (2) этого приложения.

16. Амплитуды поступательных колебаний виброизолированной установки вдоль осей X'_0, Y'_0, Z'_0 и вращательных относительно осей X'_0, Y'_0, Z'_0 при условиях п. 8 настоящего приложения определяют формулами:

$$\left.\begin{aligned} a'_{0x} &= \frac{D_x'}{D'}; \qquad a'_{0y} = \frac{D_y'}{D'}; \qquad a'_{0z} = \frac{D_z'}{D'}; \\ \varphi'_{0x} &= \frac{D'_{\varphi x}}{D'}; \qquad \varphi'_{0y} = \frac{D'_{\varphi y}}{D'}; \qquad \varphi'_{0z} = \frac{D'_{\varphi z}}{D'}, \end{aligned}\right\} \tag{42}$$

где D' — определитель системы;

$$D' = \begin{vmatrix} K'_x - m\omega_0^2 & 0 & 0 & 0 & f' & -e' \\ 0 & K'_y - m\omega_0^2 & 0 & -a' & 0 & b' \\ 0 & 0 & K'_z - m\omega_0^2 & c' & -d' & 0 \\ 0 & -a' & c' & h'+l'-J'_{0x}\omega_0^2 & -v'+J'_{xy}\omega_0^2 & -u'+J'_{xz}\omega_0^2 \\ f' & 0 & -d' & -v'+J'_{xy}\omega_0^2 & p'+s'-J'_{0y}\omega_0^2 & -w'+J'_{yz}\omega_0^2 \\ -e' & b' & 0 & -u'+J'_{xz}\omega_0^2 & -w'+J'_{yz}\omega_0^2 & j'+q'-J'_{0z}\omega_0^2 \end{vmatrix};$$

D_x', D_y', D_z', $D'_{\varphi x}$, $D'_{\varphi y}$, $D'_{\varphi z}$ — определители шестого порядка, получающиеся из определителя системы D' заменой соответственно столбцов первого, второго и т. д. столбцом, составленным из амплитуд возмущающих воздействий, образующих матрицу

$$\begin{vmatrix} -P_x' \\ -P_y' \\ -P_z' \\ -M'_{0x} \\ -M'_{0y} \\ -M'_{0z} \end{vmatrix}.$$

В формулах (42) приняты те же обозначения, что и в зависимостях (25)—(26) этого приложения.

17. Уточненные значения амплитуд возмущающих сил, передающихся на поддерживающую конструкцию, определяют по найденным амплитудам поступательных и вращательных колебаний установки в соответствии с пп. 2.29—2.33.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ТАБЛИЦЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАТУХАНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТОВ ПЕРЕДАЧИ ПРИ РАСЧЕТЕ ПАССИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ НА СЛУЧАЙНЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Таблица 1

Оптимальные относительные коэффициенты затухания $D_{\text{опт}\,a}$ и коэффициенты передачи по перемещению μ_a

$\frac{a}{\beta}$	$f=\frac{a}{\Omega}$	u = 0,5			u = 0,2		
			μ_a при			μ_a при	
		$D_{\text{опт}\,a}$	$D=D_{\text{опт}\,a}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$	$D_{\text{опт}\,a}$	$D=D_{\text{опт}\,a}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$
1	0,70711	1,330	0,977	1,739	0,610	0,718	1,136
0,5	0,44721	0,889	0,950	1,613	0,515	0,610	0,925
0,2	0,19612	0,490	0,850	1,230	0,407	0,439	0,622
0,1	0,099504	0,342	0,736	0,933	0,342	0,334	0,446
0,05	0,049938	0,254	0,627	0,708	0,284	0,256	0,317
0,02	0,019996	0,181	0,514	0,518	0,219	0,183	0,203
0,01	0,0099995	0,143	0,455	0,434	0,177	0,145	0,147

Продолжение табл. 1

$\frac{a}{\beta}$	$f=\frac{a}{\Omega}$	u = 0,1			u = 0,05		
			μ_a при			μ_a при	
		$D_{\text{опт}\,a}$	$D=D_{\text{опт}\,a}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$	$D_{\text{опт}\,a}$	$D=D_{\text{опт}\,a}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$
1	0,70711	0,543	0,521	0,804	0,519	0,373	0,569
0,5	0,44721	0,498	0,426	0,643	0,497	0,300	0,453
0,2	0,19612	0,434	0,294	0,428	0,459	0,203	0,300
0,1	0,099504	0,384	0,218	0,305	0,423	0,148	0,214
0,05	0,049938	0,331	0,163	0,216	0,379	0,109	0,152
0,02	0,019996	0,264	0,113	0,137	0,313	0,0739	0 0959
0,01	0,0099995	0,217	0,0872	0,0971	0,263	0,0560	0,0678

Продолжение табл. 1

$\frac{\alpha}{\beta}$	$f=\frac{\alpha}{\Omega}$	u					
		0,02			0,01		
		$D_{\text{опт}\,a}$	μ_a при		$D_{\text{опт}\,a}$	μ_a при	
			$D=D_{\text{опт}\,a}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$		$D=D_{\text{опт}\,a}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$
1	0,70711	0,507	0,237	0,360	0,504	0,168	0,254
0,5	0,44721	0,498	0,189	0,286	0,499	0,134	0,202
0,2	0,19612	0,481	0,127	0,189	0,490	0,0890	0,134
0,1	0,099504	0,461	0,0912	0,135	0,479	0,0638	0,0954
0,05	0,049938	0,432	0,0658	0,0956	0,460	0,0457	0,0676
0,02	0,019996	0,378	0,0435	0,0605	0,420	0,0297	0,0428
0,01	0,0099995	0,329	0,0323	0,0428	0,378	0,0217	0,0302

Примечание. Промежуточные значения $D_{\text{опт}\,a}$ определять линейной интерполяцией по u и f.

Таблица 2

Оптимальные относительные коэффициенты затухания $D_{\text{опт}\,v}$ и коэффициенты передачи по скорости μ_v

$\frac{\alpha}{\beta}$	$f=\frac{\alpha}{\Omega}$	u					
		0,5			0,2		
		$D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при		$D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при	
			$D=D_{\text{опт}\,v}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$		$D=D_{\text{опт}\,v}$	$\gamma_{\text{в}}=0,22$
1	0,70711	0,446	0,549	0,829	0,261	0,185	0,223
0,5	0,44721	0,387	0,574	0,800	0,221	0,166	0,186
0,2	0,19612	0,276	0,560	0,656	0,167	0 131	0,130
0,1	0,099504	0,207	0,513	0,537	0,134	0,108	0,0975
0,05	0,049938	0,159	0,463	0,450	0,107	0,0889	0,0752
0,02	0.019996	0,114	0,412	0,384	0,0789	0,0711	0,0575
0,01	0,0099995	0,0899	0,385	0,358	0,0626	0,0618	0,0502

Продолжение табл. 2

$\frac{\alpha}{\beta}$	$f=\frac{\alpha}{\Omega}$	u = 0,1			u = 0,05		
		$D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $D=D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $\gamma_{\text{в}}=0,22$	$D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $D=D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $\gamma_{\text{в}}=0,22$
1	0,70711	0,202	0,0740	0,0798	0,160	0,0292	0,0283
0,5	0,44721	0,173	0,0641	0,0645	0,139	0,0250	0,0227
0,2	0,19612	0,133	0,0490	0,0437	0,106	0,0190	0,0152
0,1	0,099504	0,106	0,0394	0,0320	0,0846	0,0152	0,0110
0,05	0,049938	0,0848	0,0318	0,0238	0,0674	0,0121	0,00797
0,02	0,019996	0,0627	0,0243	0,0170	0,0498	0,00906	0,00541
0,01	0,0099995	0,0498	0,0202	0,0140	0,0396	0,00735	0,00421

Продолжение табл. 2

$\frac{\alpha}{\beta}$	$f=\frac{\alpha}{\Omega}$	u = 0,02			u = 0,01		
		$D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $D=D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $\gamma_{\text{в}}=0,22$	$D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $D=D_{\text{опт}\,v}$	μ_v при $\gamma_{\text{в}}=0,22$
1	0,70711	0,119	0,00852	0,00718	0,0949	0,00336	0,00254
0,5	0,44721	0,103	0,00729	0,00572	0,0819	0,00288	0,00202
0,2	0,19612	0,0783	0,00552	0,00381	0,0623	0,00218	0,00134
0,1	0,099504	0,0626	0,00440	0,00273	0,0498	0,00174	0,000959
0,05	0,049938	0,0498	0,00350	0,00195	0,0396	0,00138	0,000683
0,02	0,019996	0,0368	0,00259	0,00127	0,0292	0,00102	0,000439
0,01	0,0099995	0,0292	0,00207	0,000945	0,0232	0,000811	0,000319

Примечание. Промежуточные значения $D_{\text{опт}\,v}$ определять линейной интерполяцией по u и f.

Таблица 3

Оптимальные относительные коэффициенты затухания $D_{\text{опт с}}$ и условные коэффициенты передачи по ускорению μ_c

$\frac{\alpha}{\beta}$	$f=\frac{\alpha}{\Omega}$	u = 0,5			u = 0,2		
		$D_{\text{опт с}}$	μ_c при $D=D_{\text{опт с}}$	μ_c при $\gamma_B=0,22$	$D_{\text{опт с}}$	μ_c при $D=D_{\text{опт с}}$	μ_c при $\gamma_B=0,22$
1	0,70711	0,209	0,424	0,457	0,0872	0,0732	0,0586
0,5	0,44721	0,200	0,440	0,461	0,0759	0,0677	0,0540
0,2	0,19612	0,161	0,434	0,422	0,0581	0,0588	0,0479
0,1	0,099504	0,127	0,412	0,386	0,0464	0,0533	0,0450
0,05	0,049938	0,0991	0,389	0,361	0,0369	0,0494	0,0434
0,02	0,019996	0,0719	0,366	0,343	0,0272	0,0460	0,0423
0,01	0,0099995	0,0567	0,355	0,336	0,0216	0,0445	0,0420

Продолжение табл. 3

$\frac{\alpha}{\beta}$	$f=\frac{\alpha}{\Omega}$	u = 0,1			u = 0,05		
		$D_{\text{опт с}}$	μ_c при $D=D_{\text{опт с}}$	μ_c при $\gamma_B=0,22$	$D_{\text{опт с}}$	μ_c при $D=D_{\text{опт с}}$	μ_c при $\gamma_B=0,22$
1	0,70711	0,0443	0,0184	0,0126	0,0222	0,00460	0,00285
0,5	0,44721	0,0381	0,0167	0,0118	0,0191	0,00415	0,00273
0,2	0,19612	0,0290	0,0143	0,0109	0,0145	0,00355	0,00261
0,1	0,099504	0,0232	0,0129	0,0105	0,0116	0,00321	0,00256
0,05	0,049938	0,0184	0,0120	0,0103	0,00921	0,00297	0,00253
0,02	0,019996	0,0136	0,0112	0,0102	0,00679	0,00277	0,00252
0,01	0,0099995	0,0108	0,0109	0,0101	0,00539	0,00268	0,00251

Продолжение табл. 3

$\frac{\alpha}{\beta}$	$f=\frac{\alpha}{\Omega}$	u			
		0,02			0,01
		$D_{\text{опт с}}$	μ_c при		μ_c при $\gamma_B=0,22$
			$D=D_{\text{опт с}}$	$\gamma_B=0,22$	
1	0,70711	0,00891	0,000736	0,000424	0,000103
0,5	0,44721	0,00765	0,000664	0,000415	0,000102
0,2	0,19612	0,00581	0,000568	0,000407	0,000101
0,1	0,099504	0,00463	0,000513	0,000404	0,000100
0,05	0,049938	—	—	0,000402	0,000100
0,02	0,019996	—	—	0,000401	0,000100
0,01	0,0099995	—	—	0,000400	0,000100

Примечание. Промежуточные значения $D_{\text{опт }c}$ определять линейной интерполяцией по u и f.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПОД ВЕНТИЛЯТОР

1. Исходные данные и схема виброизолированной установки

Полный вес вентилятора $Q_в = 180$ *кГ*. Число оборотов главного вала $N = 1450$ *об/мин*. Вентилятор динамически отбалансированный. При рабочем режиме вентилятора возникает центробежная сила, действующая в плоскости, перпендикулярной оси вращения рабочего колеса. Центробежная сила, равная $P = 90$ *кГ*, приложена к центру тяжести рабочего колеса. Расстояние от горизонтальной опорной плоскости вентилятора (рис. 5) до его вала составляет 65 *см*.

Центр тяжести вентилятора смещен на 100 *мм* ниже оси главного вала, на 55 *мм* от вертикальной плоскости, проходящей через вал вентилятора, в сторону выходного отверстия улитки и на 70 *мм* в сторону электродвигателя от вертикальной плоскости, расположенной между электродвигателем и коробом вентилятора (рис. 5).

При рабочем режиме вентилятора в месте его установки возникают вертикальные колебания несущей конструкции с амплитудой $z_0 = 0{,}187$ *мм*, что недопустимо. Дозволенная амплитуда колебаний несущей конструкции составляет $a_0 = 0{,}01$ *мм*. Допустимая амплитуда колебаний (по данным технологов) для вала вентилятора должна быть 0,22 *мм*. Скорость убывания ε частоты возмущения в режиме остановки вентилятора равна 0,75 *гц/сек*. Мощность электродвигателя — 3 *квт*.

Вентилятор предполагается установить на железобетонную плиту размером $100 \times 100 \times 15$ *см*. Вес плиты $Q_п = 330$ *кГ*. Монтаж установки на пружинных виброизоляторах будет производиться согласно эскизу, представленному на рис. 6. При таком расположении виброизоляторов центры тяжестей вентилятора и плиты будут находиться в одной вертикальной плоскости, проходящей перпендикулярно главному валу вентилятора, но на разных вертикалях.

Координаты центра тяжести всей установки относительно координатных осей X_1, Y_1, Z_1, имеющих начало посередине основания плиты (рис. 5), составляют [по формуле (2.21)]

$$x_{ц.т} = \frac{330 \cdot 0 - 180 \cdot 5{,}5}{510} = -2 \text{ см},$$

$$y_{ц.т} = 0, \quad z_{ц.т} = \frac{330 \cdot 7{,}5 + 180 \cdot 70}{510} = 28{,}6 \text{ см}.$$

Моменты инерции всей виброизолированной системы относительно осей X_0, Y_0, Z_0, проходящих через центр тяжести установки, составляют:

$$J_{0x} = 808 \text{ кГ} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2; \quad J_{0y} = 826 \text{ кГ} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2;$$

$$J_{0z} = 634 \text{ кГ} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2.$$

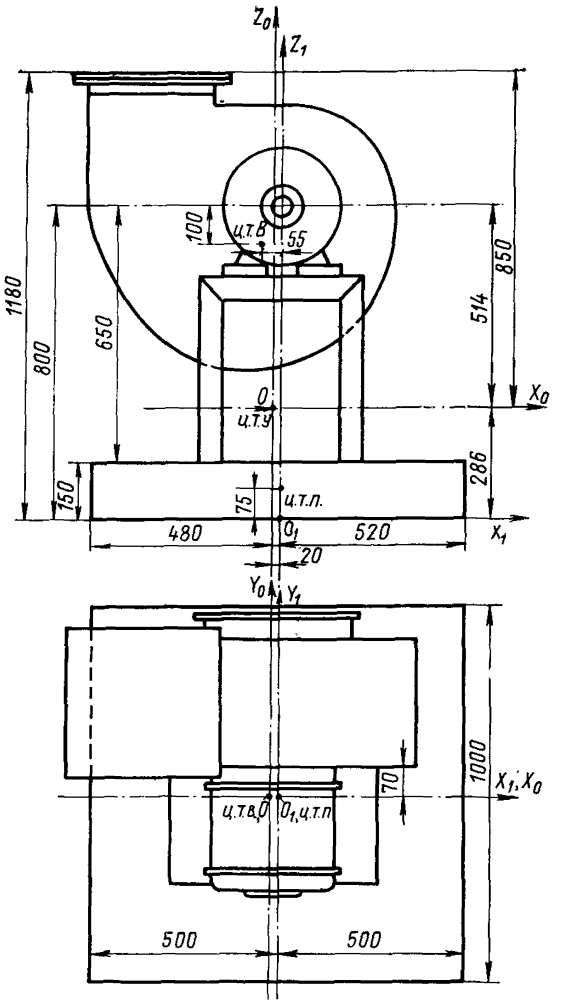


Рис. 5. Эскиз вентилятора, установленного на железобетонную плиту

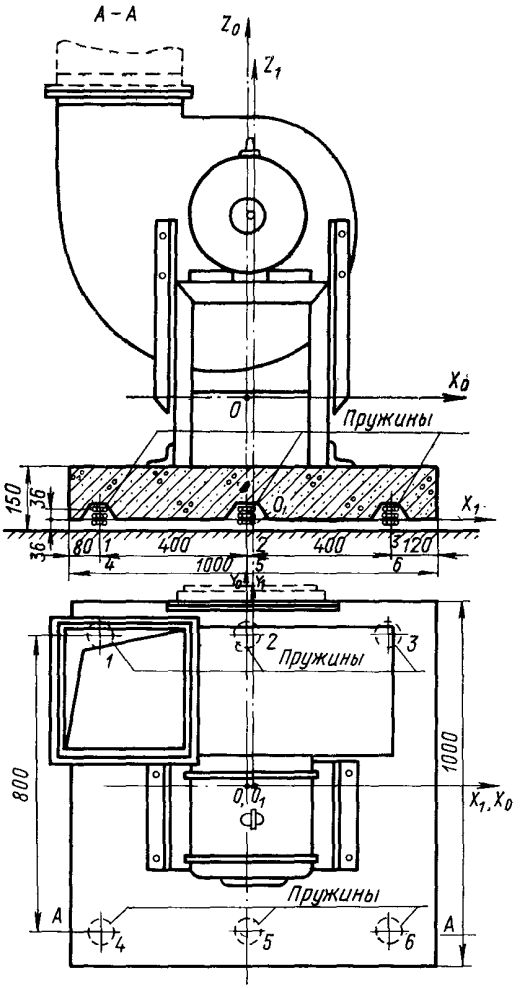


Рис. 6. Схема расположения пружинных виброизоляторов

2. Подбор значений параметров виброизоляции

Масса всей установки равна:

$$m = \frac{Q_в + Q_п}{g} = \frac{180 + 330}{981} = 0{,}52 \ кГ \cdot сек^2/см.$$

Круговая частота возмущения будет

$$\omega_0 = \frac{2\pi N}{60} = \frac{6{,}28 \cdot 1450}{60} = 152 \ рад/сек.$$

Амплитуды возмущающей силы по направлениям осей X_0, Y_0, Z_0 составляют:

$$P_x = P_z = 90 \ кГ; \quad P_y = 0.$$

Амплитуды возмущающих моментов относительно осей X_0, Y_0, Z_0 равны:

$$M_{0y} = P_x h_1 = 90 \cdot 51{,}4 = 4626 \ кГ \cdot см,$$

$$M_{0x} = M_{0z} = 0,$$

где $h_1 = 51{,}4$ *см* — расстояние между осью главного вала вентилятора и центром тяжести установки.

Приближенные значения амплитуд поступательных колебаний центра тяжести установки определяют по формулам (2.4)

$$a_{0x} = a_{0z} = \frac{90}{0{,}52\,(152)^2} = 0{,}0076 \ см; \quad a_{0y} = 0.$$

Приближенные значения амплитуд вращательных колебаний установки относительно осей координат X_0, Y_0, Z_0 определяют по формулам (2.5)

$$\varphi_{0x} = \varphi_{0z} = 0; \quad \varphi_{0y} = \frac{4626}{826\,(152)^2} = 0{,}00024 \ рад.$$

Ориентировочное значение амплитуды колебаний вала вентилятора по оси X_0 вычисляют по формуле (2.30)

$$a_{x1} = a_{0x} + \varphi_{0y} h_1 = 0{,}0076 + 0{,}00024 \cdot 51{,}4 = 0{,}0199 \ см.$$

Амплитуда колебаний $a_{x1} = 0{,}0199$ *см* оказалась меньше допустимой амплитуды колебаний для вентилятора, составляющей 0,022 *см*.

Определим требуемый коэффициент эффективности виброизоляции и нужную жесткость пружин из условия, чтобы амплитуда колебаний несущей конструкции не превышала допустимой величины. Для этого необходимо уменьшить амплитуду вертикальных колебаний конструкции в отношении

$$\frac{z_0}{a_0} = \frac{0{,}187}{0{,}01} = 18{,}7.$$

В этом случае амплитуда динамической силы, передающейся на несущую конструкцию при рабочем режиме вентилятора, должна быть равной:

$$P_{kz} = \frac{P_z}{18{,}7} = \frac{90}{18{,}7} = 4{,}8 \ кГ.$$

Требуемый коэффициент виброизоляции будет выражен равенством (2.1)

$$\mu_z = \frac{P_{kz}}{P_z} = \frac{a_0}{z_0} = \frac{1}{\alpha_z{}^2 - 1} = \frac{1}{18{,}7} = 0{,}0535.$$

Отсюда находим требуемое значение коэффициента

$$\alpha_z = \sqrt{\frac{1}{\mu_z} + 1} = \sqrt{18{,}7 + 1} = 4{,}44.$$

Отношение круговой частоты возмущения к круговой частоте собственных колебаний установки принимаем равным:

$$\alpha_z = \frac{\omega_0}{\omega_z} = 4{,}85.$$

Тогда круговой частотой собственных вертикальных колебаний установки ω_z будет

$$\omega_z = \frac{\omega_0}{\alpha_z} = \frac{152}{4{,}85} = 31{,}4 \ 1/сек;$$

$$f_z = \frac{\omega_z}{2\pi} = \frac{31{,}4}{6{,}28} = 5 \ гц.$$

Жесткость виброизоляции в направлении оси Z_0 вычисляют по третьей из формул (2.10)

$$K_z = m\omega_z{}^2 = 0{,}52\,(31{,}4)^2 = 512 \ кГ/см.$$

Для определения максимальной амплитуды колебаний установки $a_{z\,макс}$ при прохождении через резонанс в режиме остановки

предварительно находим отношение скорости убывания числа оборотов ε к квадрату частоты собственных колебаний f_z

$$\frac{\varepsilon}{f_z^2} = \frac{0{,}75}{5^2} = 0{,}03.$$

Расчетную величину коэффициента неупругого сопротивления для стальных пружин принимают равной $\gamma_в = 0{,}01$. В этом случае по графику (см. рис. 2.4) находим

$$\frac{a_{z\ макс}}{a_{0z}} = 18.$$

Максимальной величиной амплитуды колебаний вентилятора при его остановке будет

$$a_{z\ макс} = 18 a_{0z} = 18 \cdot 0{,}0076 = 0{,}137\ см.$$

Наибольшую амплитуду вертикальной силы, передающейся через виброизоляторы на несущую конструкцию при остановке вентилятора, определяют по формуле (2.41)

$$\overline{P}_z = a_{z\ макс} K_z = 0{,}137 \cdot 512 = 70\ кГ.$$

При рабочем режиме амплитуда вертикальной силы равна:

$$P_{kz} = a_{0z} K_z = 0{,}0076 \cdot 512 = 3{,}9\ кГ.$$

3. Расчет пружинных виброизоляторов

Зададимся числом пружин $n = 6$, исходя из конструктивных соображений.

Статическую нагрузку, приходящуюся на одну пружину, определяют по формуле (5.1)

$$P'_{ст} = \frac{Q}{n} = \frac{510}{6} = 85\ кГ.$$

Жесткость одной пружины, найденная по формуле (5.2), равна:

$$K'_{zп} = \frac{K_{z\,п}}{n} = \frac{512}{6} \approx 85{,}5\ кГ/см.$$

Динамическую нагрузку, передаваемую на одну пружину в рабочем режиме изолируемого объекта, устанавливают по формуле (5.5)

$$P'_{дин} = 0{,}0076 \cdot 85{,}5 = 0{,}65\ кГ.$$

Расчетную нагрузку на одну пружину определяют по формуле (5.4)

$$P' = 85 + 1{,}5 \cdot 0{,}65 = 86\ кГ.$$

Выбирая для пружин углеродистую сталь марки 70, имеем для нее модуль упругости при сдвиге $G = 800\,000\ кГ/см^2$, допускаемое напряжение в среднем режиме работы $[\tau] = 3500\ кГ/см^2$ (см. табл. 5.1).

Примем индекс пружины $c = 5{,}5$, что соответствует коэффициенту $k = 1{,}275$ (см. рис. 5.1). Тогда диаметр прутка равен [формула (5.3.)]:

$$d \geqslant 1{,}6 \sqrt{\frac{1{,}275 \cdot 86 \cdot 5{,}5}{3500}} = 0{,}665 \text{ см}.$$

Принимая $d = 0{,}8$ *см*, находим средний диаметр пружины по формуле (5.6)

$$D = 4{,}4 \text{ см}.$$

Число рабочих витков пружины вычисляют по формуле (5.7)

$$i = \frac{800\,000 \cdot 0{,}8}{8 \cdot 5{,}5^3 \cdot 85{,}5} = 5{,}6.$$

Примем $i = 6$. Тогда число мертвых витков $i_2 = 1{,}5$; полное число витков определяют по формуле (5.8)

$$i_1 = i + i_2 = 7{,}5.$$

Осадка пружины от действия нагрузки P' составляет

$$\lambda = \frac{86}{85{,}5} = 1 \text{ см}.$$

Шаг пружины, вычисляемый по формуле (5.10):

$$h = 0{,}8 + \frac{1}{6} + 0{,}3 \cdot 0{,}8 = 1{,}2,$$

находится в указанных пределах

$$h \approx \frac{D}{4} \div \frac{D}{2}.$$

Высоту пружины, сжатой до соприкосновения витков предельной нагрузкой $P_{\text{пред}}$, устанавливают по формуле (5.11)

$$H = (7{,}5 - 0{,}5)\, 0{,}8 = 5{,}6 \text{ см}.$$

Высоту ненагруженной пружины определяют по формуле (5.12)

$$H_0 = 5{,}6 + 6\,(1{,}2 - 0{,}8) = 8 \text{ см}.$$

Высота пружины под нагрузкой P' равна:

$$H_{\text{п}} = H_0 - \lambda = 7 \text{ см}.$$

Жесткость пружины $K'_{\text{хп}} = K'_{\text{уп}}$ в горизонтальном направлении определяют по графику рис. 5.2 на основе отношений

$$\frac{H_{\text{п}}}{D} = \frac{7}{4{,}4} = 1{,}59; \qquad \frac{\lambda}{H_{\text{п}}} = \frac{1}{7} = 0{,}143.$$

Имеем

$$\frac{K'_{xп}}{K'_{zп}} = \frac{K'_{yп}}{K'_{zп}} = 0{,}76.$$

Жесткость пружины в горизонтальном направлении

$$K'_{xп} = K'_{yп} = 65 \text{ кГ/см}.$$

Пружины, работающие на сжатие, должны быть проверены на устойчивость в том случае, если их гибкости больше или равны предельным, приведенным в табл. 5.2.

В нашем примере

$$\frac{H_0}{D} = \frac{8}{4{,}4} = 1{,}82 < 2{,}55.$$

Выбранное число пружинных виброизоляторов, необходимое для обеспечения прочности, проверяют по формуле (5.24)

$$n \geqslant \frac{Q}{\frac{\pi d^2 [\tau]}{8kc} - 1{,}5P_{дин}} = \frac{510}{125 - 0{,}975} = 4{,}1.$$

Расстановку пружин производим согласно рис. 6.

4. Определение частот собственных поступательно-вращательных колебаний виброизолированной установки

В рассматриваемом случае центр тяжести виброизолированной установки и центр жесткости виброизоляторов расположены на одной вертикали. Центр жесткости виброизоляторов будет находиться в плоскости основания железобетонной плиты, так как каждая пружина на половину своей высоты входит в углубление железобетонной плиты. Координаты центра жесткости x_k, y_k, z_k в системе координат X_0, Y_0, Z_0 (см. рис. 5) согласно формулам (2.20) принимают следующие значения:

$$x_k = \frac{K'_{zп}(2x_1 + 2x_2 + 2x_3)}{K_z} = \frac{85{,}5(-80 + 0 + 80)}{512} = 0;$$

$$y_k = \frac{K'_{zп}(3y_1 - 3y_4)}{K_z} = \frac{85{,}5(3 \cdot 40 - 3 \cdot 40)}{512} = 0;$$

$$z_k = -S = \frac{K'_{xп} \cdot 6z_1}{K_x} = \frac{65(-6 \cdot 28{,}6)}{6 \cdot 65} = -28{,}6 \text{ см},$$

где S — расстояние между центром жесткости и центром тяжести установки по вертикали

Частота собственных вертикальных колебаний не изменяет своей величины

$$\omega_z = \sqrt{\frac{K_z}{m}} = \sqrt{\frac{512}{0{,}52}} = 31{,}4 \ 1/сек.$$

Частоты собственных поступательно-вращательных колебаний виброизолированной установки в плоскости X_0Z_0 определяют по формулам (2.25) или (2.22). Численные значения величин, входящих в формулу (2.25) , приведены ниже:

$$\omega_x^2 = \frac{K_x}{m} = \frac{6 \cdot 65}{0{,}52} = 750 \ 1/сек^2; \quad R_y^2 = \frac{J_{oy}}{m} = \frac{826}{0{,}52} = 1\,588{,}4 \ см^2;$$

$$K_{\varphi y} = \sum_{i=1}^{n} K_{xi} z_{ki}^2 + \sum_{i=1}^{n} K_{zi} x_{ki}^2 = 85{,}5 \cdot 4 \cdot 40^2 = 5472 \cdot 10^2 \ кГ \cdot см;$$

$$L_{yx}^2 = \frac{K_{\varphi z}}{K_x} = \frac{5472 \cdot 10^2}{6 \cdot 65} = 1403 \ см^2;$$

$$b_{yx}^2 = \frac{L_{yx}^2}{R_y^2} = \frac{1403}{1588{,}4} = 0{,}88; \qquad d_y^2 = \frac{S^2}{R_y{}^2} = \frac{28{,}6^2}{1588{,}4} = 0{,}51;$$

$$A = \frac{1 + b_{yx}^2 + d_y^2}{2} = \frac{1 + 0{,}88 + 0{,}51}{2} = 1{,}2;$$

$$\omega_{1,2}^2 = \omega_x^2 \left(A \pm \sqrt{A^2 - b_{yx}^2} \right) = 750 \left(1{,}2 \pm \sqrt{1{,}2^2 - 0{,}88} \right);$$

$$\omega_1 = 18{,}4 \ 1/сек; \quad \omega_2 = 38{,}1 \ 1/сек.$$

Частоты собственных поступательно-вращательных колебаний виброизолированной установки в плоскости Y_0Z_0 определяют по формулам (2.26) и (2.22):

$$\omega_y{}^2 = \frac{6 \cdot 65}{0{,}52} = 750 \ 1/сек^2; \quad R_x{}^2 = \frac{808}{0{,}52} = 1554 \ см^2;$$

$$K_{\varphi x} = 85{,}5 \cdot 6 \cdot 40^2 = 8208 \cdot 10^2 \ кГ \cdot см;$$

$$L_{xy}^2 = \frac{8208 \cdot 10^2}{6 \cdot 65} = 2104 \ см^2; \qquad d_x^2 = \frac{28{,}6^2}{1554} = 0{,}53;$$

$$b_{xy}^2 = \frac{2104}{1554} = 1{,}35; \qquad B = \frac{1 + 1{,}35 + 0{,}53}{2} = 1{,}44;$$

$$\omega_{3,4}^2 = 750 \left(1{,}44 \pm \sqrt{1{,}44^2 - 1{,}35} \right);$$

$$\omega_3 = 21{,}1 \ 1/сек; \quad \omega_4 = 41{,}4 \ 1/сек.$$

Частоту собственных вращательных колебаний объекта относительно вертикальной оси Z_0 вычисляют по формуле (2.27) с учетом формулы (2.22)

$$\omega_{\varphi z}^2 = \frac{K_{\varphi z}}{J_{0z}} = \frac{6 \cdot 65 \cdot 40^2 + 4 \cdot 65 \cdot 40^2}{634} = 1640 \ 1/сек^2;$$

$$\omega_{\varphi z} = 40{,}5 \ 1/сек.$$

Отношения частоты возмущения к частотам собственных колебаний виброизолированной установки должны быть не менее 2,5. В данном случае это требование выполняется. Отношения частоты возбуждения к частотам собственных колебаний виброизолированной установки составляют:

$$\frac{\omega_0}{\omega_z} = \frac{152}{31{,}4} = 4{,}8; \quad \frac{\omega_0}{\omega_1} = \frac{152}{18{,}4} = 8{,}2; \quad \frac{\omega_0}{\omega_2} = \frac{152}{38{,}1} = 4;$$

$$\frac{\omega_0}{\omega_3} = \frac{152}{21{,}1} = 7{,}2; \quad \frac{\omega_0}{\omega_4} = \frac{152}{41{,}4} = 3{,}67; \quad \frac{\omega_0}{\omega_{\varphi z}} = \frac{152}{40{,}5} = 3{,}75.$$

5. Определение амплитуд колебаний виброизолированной установки

Возмущающая сила вентилятора, подвергавшегося динамической балансировке, действует в плоскости, перпендикулярной оси вращения вала, и приложена на оси главного вала вентилятора в центре тяжести вращающихся частей. После приведения к центру тяжести установки образуются вертикальная $P \sin \omega_0 t$ и горизонтальная $P \cos \omega_0 t$ составляющие, а также момент $Ph_1 \cos \omega_0 t$.

Поскольку ориентировочное значение расчетной амплитуды колебаний $a_{x1} = 0{,}0204$ *см* оказалось близким к допускаемой величине $[a_x] = 0{,}022$ *см*, произведен уточненный расчет амплитуд колебаний.

Амплитуду вертикальных колебаний a_{0z} определяют только с учетом вертикальной составляющей возмущающей силы по формуле (2.28)

$$a_{0z} = \frac{P_z}{m\omega_0^2 - K_z} = \frac{90}{0{,}52\,(152)^2 - 512} = 0{,}0078 \ см.$$

Определение амплитуд горизонтальных поступательных колебаний центра тяжести установки a_{0x} и вращательных колебаний установки φ_{0y} производят по формулам (1) и (27) приложения 1. Входящие в них численные значения отдельных параметров были определены выше.

Имеем:

$$f = \sum_{i=1}^{6} K_{xi} z_{0i} = 6 \cdot 65 \,(-28{,}6) = -11150 \ кГ;$$

$$K_x = \sum_{i=1}^{6} K_{xi} = 6 \cdot 65 = 390 \ \kappa\Gamma/см;$$

$$s = \sum_{i=1}^{6} K_{xi} z_{0i}^2 = 6 \cdot 65 \cdot 28{,}6^2 = 0{,}319 \cdot 10^6 \ \kappa\Gamma \cdot см;$$

$$p = \sum_{i=1}^{4} K_{zi} x_{0i}^2 = 4 \cdot 85{,}5 \cdot 40^2 = 0{,}547 \cdot 10^6 \ \kappa\Gamma \cdot см;$$

$$a_{0x} = \frac{-4610 \cdot 11\,150 - 90\,(-826 \cdot 152^2 + 0{,}319 \cdot 10^6 + 0{,}547 \cdot 10^6)}{0{,}52 \cdot 826\,(152^2 - 18{,}4^2)\,(152^2 - 38{,}1^2)} =$$
$$= 0{,}00755 \ см;$$

$$\varphi_{0y} = \frac{-90 \cdot 11150 - 4610\,(-0{,}52 \cdot 152^2 + 390)}{0{,}52 \cdot 826\,(152^2 - 18{,}4^2)(152^2 - 38{,}1^2)} = 0{,}000248 \ рад.$$

Амплитуды колебаний

$$a_{0y} = \varphi_{0z} = \varphi_{0x} = 0$$

в связи с тем, что центр тяжести виброизолированного объекта и центр жесткости виброизоляторов расположены на главной центральной оси Z_0, а возмущающие воздействия находятся в плоскости X_0Z_0. Для нахождения амплитуды горизонтальных колебаний оси главного вала вентилятора следует иметь в виду следующие положения:

1) горизонтальная составляющая возмущающей силы по оси X_0 и момент относительно оси Y_0 имеют одинаковую фазу;

2) вертикальная составляющая возмущающей силы сдвинута по фазе относительно момента M_{0y} на угол $\pi/2$.

Таким образом, суммарную амплитуду колебаний оси главного вала вентилятора в горизонтальном направлении определяют алгебраическим сложением составляющих

$$a_{x1} = a_{0x} + \varphi_{0y} h_1 = 0{,}00755 + 0{,}000248 \cdot 51{,}4 = 0{,}0203 \ см.$$

Как видим, в рассматриваемом случае уточненный подсчет амплитуд колебаний вентилятора мало повлиял на ее численное значение. Расчетная величина амплитуды колебаний оказалась меньше допустимого значения.

6. Определение возмущающих усилий, передающихся на поддерживающую конструкцию

Вычисляем результирующие амплитуды вынужденных колебаний i-го виброизолятора в направлении оси X_0 по формуле (2.29)

$$a_{x1} = a_{x2} = \ldots = a_{x6} = a_{0x} + \varphi_{0y} z_{0i} =$$
$$= 0{,}00755 - 28{,}6 \cdot 0{,}000248 = 0{,}00045 \ см.$$

Определяем результирующие амплитуды вынужденных колебаний i-го виброизолятора в вертикальном направлении по формуле (2.30)

$$a_{z1} = a_{z3} = a_{z4} = a_{z6} = \sqrt{a_{0z}^2 + \varphi_{0y}^2 x_{0i}^2} =$$

$$= \sqrt{0{,}0078^2 + 0{,}000248^2 \cdot 40^2} = 0{,}0127 \text{ см};$$

$$a_{z2} = a_{z5} = a_{0z} = 0{,}0078 \text{ см}.$$

Амплитуды проекций на оси X_0, Y_0, Z_0 возмущающей силы с амплитудой P_i, передающейся через i-й виброизолятор, находят по формулам (2.38)

$$P_{x1} = P_{x2} = \ldots = P_{x6} = a_{xi} K_{xi} = 0{,}00045 \cdot 65 = 0{,}029 \text{ кГ};$$

$$P_{z1} = P_{z3} = P_{z4} = P_{z6} = a_{zi} K_{zi} = 0{,}0127 \cdot 85{,}5 = 1{,}08 \text{ кГ};$$

$$P_{z2} = P_{z5} = 0{,}0078 \cdot 85{,}5 = 0{,}667 \text{ кГ}.$$

Результирующее воздействие возмущающей силы на поддерживающую конструкцию определяют как совокупность сил, передающихся через каждый i-й виброизолятор, с учетом разности фаз этих сил.

Нагрузки, передающиеся на поддерживающую конструкцию при включении тока и коротких замыканиях электродвигателя, можно не вычислять, поскольку мощность электродвигателя вентиляционной установки меньше 10 *квт*.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРУЖИННО-РЕЗИНОВОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ФУНДАМЕНТА ПОД ПЯТИТОННЫЙ ПАРОВОЗДУШНЫЙ ШТАМПОВОЧНЫЙ МОЛОТ

1. Задание на проектирование

а) Молот СКМЗ паровоздушный штамповочный двойного действия модели 17КП.

б) Молот предназначен для штамповки стальных изделий из обычных сталей.

в) Действительный вес падающих частей $Q_0 = 5\ т$.

г) Скорость падающих частей в момент удара $v_0 = 7\ м/сек$.

д) Число ударов молота в минуту $N = 40$.

е) Вес шабота и станины молота $Q_{ш} + Q_{ст} = 140,7\ т$.

ж) Площадь подошвы шабота $F_{ш} = 5,6\ м^2$.

з) Отметка подошвы шабота относительно пола цеха 2,125 *м*.

и) Допускаемая амплитуда колебаний фундаментного блока $a_{ф} = 4\ мм$.

к) Толщина подшаботной прокладки из дубовых брусьев $b = 0,4\ м$.

л) Допускаемая амплитуда колебаний грунта или подфундаментного короба $a = 0,25\ мм$.

м) Нормативное сопротивление грунта $R^{н} = 2\ кГ/см^2$.

н) Коэффициент упругого равномерного сжатия грунта в основании фундамента $C_z = 4000\ т/м^3$.

о) Объемный вес сухого грунта $\gamma_z = 1800\ кГ/м^3$.

п) Угол естественного откоса грунта $\varphi = 25°$.

р) Уровень грунтовых вод принят на 2 *м* ниже пола цеха.

с) Временная нагрузка на пол цеха и перекрытие подфундаментного короба $P = 2\ т/м^2$.

2. Проверка напряжений в подшаботной прокладке

Напряжение, возникающее в деревянной подшаботной прокладке при ударе падающих частей, определяют по формуле (39) СНиП II-6.7-70.

$$\sigma = 0,5 Q_0 v_0 \sqrt{\frac{E}{Q_1 F_{ш} b}} = 0,5 \cdot 5 \cdot 7 \sqrt{\frac{50\,000}{140,7 \cdot 5,6 \cdot 0,4}} =$$

$$= 221\ т/м^2 < 400\ т/м^2.$$

3. Определение веса и размеров фундамента

Ориентировочный вес фундаментного блока определяем по формуле (3.2) этого Руководства, принимая коэффициент неупругого сопротивления $\gamma_в = 0,12$, частоту собственных колебаний установ-

ленного на виброизоляторы фундаментного блока $f_z = 4{,}5$ *гц*. Коэффициент β, зависящий от $\gamma_в$, берем по табл. (3.3).

Производим проверку возможности возникновения резонанса при работе молота с непостоянной частотой ударов

$$n_k = \frac{60 f_z}{N_{макс}} = \frac{60 \cdot 4{,}5}{40} = 6{,}75.$$

Округляем значение n_k до ближайшего большего целого числа. Принимаем $n_k = 7$. Величину β принимаем по графе $\beta_{рез}$. При $\gamma_в = 0{,}12$ $\beta_{рез} = 0{,}98$

$$Q_ф = \frac{(1+\varepsilon_0)\, Q_0\, v_0}{a_ф\, \omega_z} \beta_{рез} - (Q_ш + Q_{ст}) =$$

$$= \frac{(1+0{,}5)\, 5{\cdot}7}{0{,}004{\cdot}6{,}28 \cdot 4{,}5} 0{,}98 - 140{,}7 = 455{,}1 - 140{,}7 = 314{,}4\ т.$$

При глубине подшаботной выемки, равной 1 *м*, и размерах ее в плане 3,2×2,4 *м* получим объем фундаментного блока вместе с объемом подшаботной выемки

$$v_ф = \frac{314{,}4}{2{,}4} + 3{,}2{\cdot}2{,}4{\cdot}1 = 131 + 7{,}7 = 138{,}7\ м^2.$$

Приняв минимальную толщину подшаботной части фундаментного блока, согласно табл. (3.1), равной 2,2 *м*, получим высоту блока равной 3,2 *м* и площадь подошвы блока

$$F_ф = \frac{139}{3{,}2} = 43{,}3\ м^2.$$

Размеры фундаментного блока в плане берем 7,2×6 *м*. $F_ф = 43{,}2\ м^2$.

При принятой толщине стен подфундаментного короба 0,4 *м* и проходами между боковыми гранями фундаментного блока и стенами подфундаментного короба равными 1 *м*, площадь подошвы подфундаментного короба $F_к = 10{\cdot}8{,}8 = 88\ м^2$. Амплитуду колебаний подфундаментного короба проверяем по формуле (3.5)

$$a_k = \frac{(1+\varepsilon_0)\, Q_0\, v_0\, \omega_z}{\varkappa F_к\, c_z\, g} \beta_{рез} = \frac{(1+0{,}5)\, 5{\cdot}7{\cdot}6{,}28{\cdot}4{,}5}{1{,}7{\cdot}88{\cdot}4000{\cdot}9{,}81} 0{,}98 =$$

$$= 0{,}000248\ м = 0{,}248\ мм < 0{,}25\ мм.$$

4. Расчет виброизоляторов

Выбираем опорный вариант осуществления виброизоляции (см. рис. 3.1, *б*). Принимаем комбинированные виброизоляторы, состоящие из стандартных составных (концентрических) витых пру-

жин и резиновых элементов. Виброизоляторы подбираем по серии 3.001-1 «Виброизолирующие устройства фундаментов и оснований под машины с динамическими нагрузками», вып. 1. «Каталог пружинных виброизоляторов и пружин для виброизоляторов» и вып. 2. «Каталог резиновых виброизоляторов и резины для виброизоляторов».

Принимаем пружинный виброизолятор марки ВП-8 с вертикальной жесткостью $K'_{zв} = 3724$ *кГ/см* и максимальной рабочей нагрузкой $P'_в = 13\,400$ *кГ*. Резиновые элементы принимаем в виде

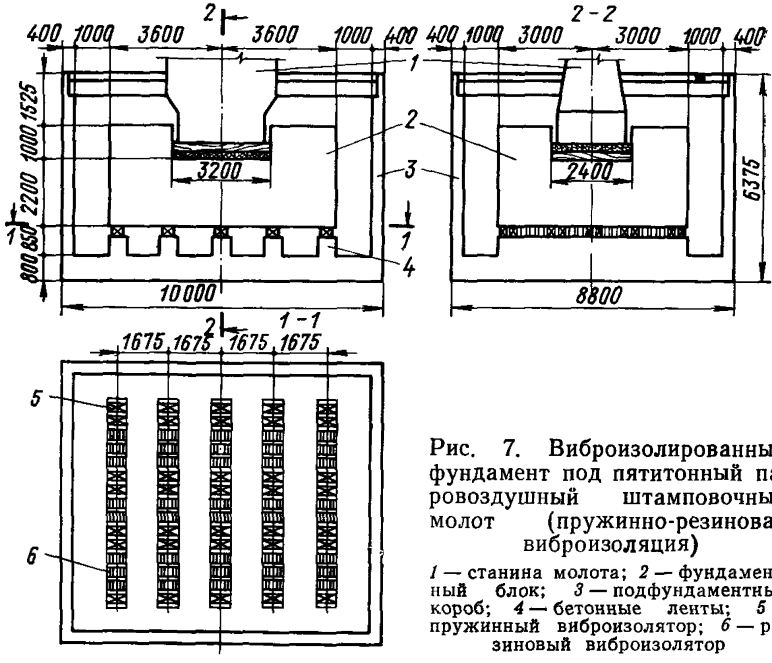


Рис. 7. Виброизолированный фундамент под пятитонный паровоздушный штамповочный молот (пружинно-резиновая виброизоляция)

1 — станина молота; *2* — фундаментный блок; *3* — подфундаментный короб; *4* — бетонные ленты; *5* — пружинный виброизолятор; *6* — резиновый виброизолятор

столбиков с квадратным поперечным сечением из резины марки КР-407 с динамическим модулем упругости $E_д = 100$ *кГ/см*^{2} и коэффициентом неупругого сопротивления $\gamma_р = 0{,}21$. Общую жесткость всех виброизоляторов находим по формуле (2.10)

$$K_z = m\omega_z^2 = \frac{455\,100}{981}(6{,}28 \cdot 4{,}5)^2 = 370\,000 \text{ кГ/см}.$$

Число пружинных виброизоляторов определяем по формуле (5.24), соблюдая условия прочности и учитывая, согласно указаниям п. 3.15 Руководства, вес установки $Q_у = 455{,}1$ *т*.

$$n_в = \frac{Q_у}{P'_{ст.в}} = \frac{455\,100}{13\,400 - 1{,}5 \cdot 0{,}4 \cdot 3724} = 41 \text{ шт.}$$

Принимаем 42 пружинных виброизолятора. Жесткость всех пружинных виброизоляторов

$$K_{z\text{п}} = 3724 \cdot 42 = 156\,000 \ кГ/см.$$

Жесткость резиновых элементов

$$K_{z\text{р}} = K_z - K_{z\text{п}} = 370\,000 - 156\,000 = 214\,000 \ кГ/см.$$

Коэффициент неупругого сопротивления всех виброизоляторов определяем из формулы (5.38), принимая, согласно указаниям п. 5.8 Руководства, $\gamma_\text{п} = 0{,}01$,

$$\gamma_\text{в} = \frac{K_{z\text{п}}\gamma_\text{п} + K_{z\text{р}}\gamma_\text{р}}{K_z} = \frac{156\,000 \cdot 0{,}01 + 214\,000 \cdot 0{,}21}{370\,000} = 0{,}125.$$

Часть веса установки, передающая на резиновые виброизоляторы, определяем по формуле (5.40)

$$Q_\text{р} = a_\text{ф} K_{z\text{р}} = 0{,}4 \cdot 214\,100 = 85\,640 \ кГ.$$

Часть веса установки, передающая на пружинные виброизоляторы

$$Q_\text{п} = Q_\text{у} - Q_\text{р} = 455\,100 - 85\,640 = 369\,500 \ кГ.$$

Статическая осадка пружинных виброизоляторов

$$\Delta_{\text{ст. п}} = \frac{Q_\text{п}}{K_{z\text{п}}} = \frac{369\,500}{156\,000} = 2{,}37 \ см.$$

Площадь поперечного сечения всех резиновых элементов получаем по формуле (5.26), приняв $\sigma = 4 \ кг/см^2$

$$F_\text{р} = \frac{Q_\text{р}}{\sigma} = \frac{85\,640}{4} = 21\,400 \ см^2.$$

Рабочую высоту резинового элемента находим по формуле (5.28)

$$H_{1\text{р}} = \frac{E_\text{д} F_\text{р}}{K_{z\text{р}}} = \frac{100 \cdot 21\,400}{214\,000} = 10 \ см.$$

Поперечный размер A резинового элемента в целях экономии резины рекомендуется выбирать с соблюдением условия (5.30)

$$H_{1\text{р}} \leqslant A \leqslant 1{,}5 H_{1\text{р}}.$$

Принимаем поперечный размер резинового элемента 12×12 *см*. Полная высота резинового элемента

$$H_\text{р} = H_{1\text{р}} + \frac{A}{8} = 10 + \frac{12}{8} = 11{,}5 \ см.$$

Выбираем по каталогу резиновый виброизолятор марки ВР-3, состоящий из четырех резиновых элементов размером $12 \times 12 \times 12$ *см*. Жесткость виброизолятора $K'_{z\text{р}} = 5480 \ кГ/см$, наибольшая рабочая нагрузка $P'_\text{р} = 2304 \ кГ$.

Число резиновых виброизоляторов находим:

а) из условия жесткости, определяемого формулой (5.35)

$$n \leqslant \frac{K_{zp}}{K'_{zp}} = \frac{214\,000}{5480} = 39 \text{ шт.};$$

б) из условия прочности, определяемого формулой (5.36):

$$n \geqslant \frac{Q_p}{P'_p} = \frac{85\,640}{2304} = 37 \text{ шт.}$$

Принимаем 38 резиновых виброизоляторов.

Осадку резиновых виброизоляторов от статической нагрузки находим по формуле (5.37)

$$\Delta_{ст.\,р} = \frac{Q_p H_{1р}}{F_р E_{ст}} = \frac{85\,640 \cdot 10{,}5}{12 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 38 \cdot 42} = 0{,}977 \text{ см}.$$

5. Расчет арматуры, расположенной в нижней части фундаментного блока

Расчетную нагрузку, возникающую при ударе падающих частей, определяем по формуле (3.18).

$$P_z = \sigma F_ш = 221 \cdot 5{,}6 = 1240 \text{ т}.$$

Расчетный изгибающий момент в направлении длинной стороны фундаментного блока

$$M_1 = \frac{P_z}{4} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{2} = \frac{1240 \cdot 7{,}2}{12} = 742 \text{ т}\cdot\text{м}.$$

Расчетный изгибающий момент в направлении короткой стороны фундаментного блока

$$M_2 = \frac{1240 \cdot 6}{12} = 620 \text{ т}\cdot\text{м}.$$

Для фундаментного блока берем бетон марки 200. Арматура горячекатаная периодического профиля класса А-II.

В соответствии с указаниями СНиП II-В.1-62:

а) расчетное сопротивление бетона на сжатие при изгибе $R_и$ = = 100 кГ/см²;

б) расчетное сопротивление арматуры $R_а = 2\,700$ кГ/см²;

в) коэффициенты условия работы при расчете на прочность: для бетона $m_б = 1$ и для арматуры $m_а = 1$;

г) коэффициент перегрузки $k = 1$.

Определим площадь сечения нижней арматуры фундаментного блока.

Для арматуры, укладываемой по длинной стороне фундаментного блока по табл. 3.8 «Руководства по проектированию железобетонных конструкций» 1968 г. при

$$A=\frac{M_1}{bh_0^2}=\frac{74\,200\,000}{600\cdot 215^2}=2{,}7;$$

для стали класса А-II $\mu = 0{,}11$,

$$F_{а.д}=\frac{\mu b h_0}{100}=0{,}0011\cdot 600\cdot 215=142\ см^2.$$

Для арматуры, укладываемой в направлении короткой стороны фундаментного блока, — по той же таблице при

$$A=\frac{6\,200\,000}{720\cdot 215^2}=2 \quad \mu=0{,}076;$$

$$F_{а.к}=0{,}00076\cdot 720\cdot 215=118\ см^2.$$

Стержни диаметром 22 А-II располагаются вдоль длинной стороны с шагом 150 *мм*, вдоль короткой стороны с шагом 200 *мм*.

Проведем расчет вертикальной арматуры, выступающей вокруг подшаботной выемки бетонных частей фундаментного блока, на действие отрывающей силы, направленной вверх и равной весу выступающей части, умноженной на коэффициент α.

Вес выступающей части фундаментного блока равен:

$$Q_{в.ч}=(7{,}2\cdot 6-3{,}2\cdot 2{,}4)1\cdot 2{,}4=85{,}2\ т.$$

Определим коэффициент α по формуле (3.19)

$$\alpha=\frac{(1+\varepsilon_0)\,Q_0\,v_0}{Q_ф}\sqrt{\frac{E_{ст}F_ш}{b\,(Q_ш+Q_{ст})\,g}}-1=$$

$$=\frac{(1+0{,}5)\,5\cdot 7}{314{,}4}\sqrt{\frac{50\,000\cdot 5{,}6}{0{,}4\cdot 140{,}7\cdot 9{,}81}}-1=2{,}75.$$

Отрывающая сила

$P_{отр}=Q_{в.ч}\,\alpha=85{,}2\cdot 2{,}75=235{,}1\ т.$

На 1 *пог. м* выступающей части фундаментного блока

$$P'_{отр}=\frac{235{,}1}{7{,}2\cdot 2+6\cdot 2}=8{,}9\ т.$$

Площадь сечения вертикальной арматуры на 1 *пог. м*

$$F_а=\frac{P'_{отр}}{R_а}=\frac{8900}{2700}=3{,}3\ см^2.$$

Принимаем арматуру диаметром 10 А-II с шагом 200 *мм*.

6. Указания по производству работ

Здесь предусматриваются дополнительные требования к производству работ по возведению виброизолированного фундамента, которые необходимо выполнять наряду с требованиями соответствующих разделов СНиП III-В.1-62.

1. Подфундаментный короб бетонируют после технической приемки основания; о результатах приемки должен быть составлен акт.

2. Если на уровне заложения подошвы подфундаментного короба будут обнаружены неоднородные, слабые или сильно сжимаемые грунты, то вопрос о глубине заложения или размерах подфундаментного короба обязательно пересматривают совместно с проектной организацией.

3. Закладные детали устанавливают с особой тщательностью, в полном соответствии с проектом; во время укладки бетона они должны быть надежно закреплены.

4. После бетонирования и распалубки подфундаментного короба устанавливают предварительно сжатые пружинные виброизоляторы. Высота предварительно сжатого пружинного виброизолятора должна быть равна его высоте в нагруженном состоянии под действием веса фундаментного блока, шабота и станины молота.

5. Перед устройством опалубки фундаментного блока уточняют модель молота и сверяют габариты верхней части фундамента со строительным заданием на фундамент, высылаемым заводом-изготовителем вместе с молотом.

6. Бетонную смесь для фундаментного блока следует укладывать горизонтальными слоями без перерывов.

7. Дно подшаботной выемки должно быть строго горизонтальным. Эту поверхность выравнивают в массиве фундаментного блока до начала схватывания бетона. Оштукатуривание дна подшаботной выемки не допускается.

8. По достижении бетоном фундаментного блока 70%-ной прочности болты пружинных виброизоляторов освобождают и производят распалубку фундаментного блока.

9. После монтажа молота устанавливают и регулируют резиновые виброизоляторы путем подвертывания опорных болтов с проверкой сжатия резиновых элементов шаблоном, изготовленным из стальной полосы. Ширина (в рабочем положении — высота) шаблона должна быть на амплитуду колебаний фундаментного блока больше статической осадки резиновых элементов. При проверке шаблон вводят в зазоры между стальными листами опорного «столика» и фундаментным блоком.

10. При сооружении фундамента необходимо промежуточное освидетельствование основания, опалубки, арматуры и закладных деталей. Результаты промежуточного освидетельствования отмечают в актах.

11. После установки молота на фундаментный блок и регулирования резиновых виброизоляторов на верхнюю часть стены подфундаментного короба укладывают металлические балки и по ним настил из металлических плит.

12. Перед пробной штамповкой или ковкой необходимо убедиться в том, что между фундаментным блоком и подфундаментным коробом нет жестких связей (бетона, остатков опалубки, случайных предметов и т. п.).

В процессе эксплуатации необходимо следить, чтобы на резиновые элементы не попадало масло. Если масло будет обнаружено, надо сделать над резиновыми виброизоляторами зонты из тонкой листовой стали.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРУЖИННО-РЕССОРНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ФУНДАМЕНТА ПОД 16-ТОННЫЙ ПАРОВОЗДУШНЫЙ ШТАМПОВОЧНЫЙ МОЛОТ

1. Задание на проектирование

а) молот НКМЗ паровоздушный штамповочный двойного действия модели ПШМ-16;

б) молот предназначен для штамповки изделий из обычных сталей;

в) действительный вес падающих частей $Q_0 = 16$ *т*;

г) скорость падающих частей $v_0 = 7{,}81$ *м/сек*;

д) число ударов в минуту $N = 45$;

е) вес станины и шабота $Q_{ст} + Q_ш = 450$ *т*;

ж) площадь подошвы шабота $F_ш = 11{,}25$ *м*^{2};

з) отметка подошвы шабота относительно пола цеха равна 3,71 *м*;

и) толщина подшаботной прокладки из дубовых брусьев $b = 0{,}96$ *м*;

к) допускаемая амплитуда колебаний фундаментного блока $a_ф = 7$ *мм*;

л) частота собственных вертикальных колебаний виброизолированной установки $f_z \leqslant 3$ *гц*;

м) допускаемая амплитуда колебаний грунта или подфундаментного короба $a_к = 0{,}4$ *мм*;

н) нормативное сопротивление грунта $R^н = 2$ *кГ/см*^{2};

о) коэффициент упругого равномерного сжатия грунта в основании фундамента $C_z = 6000$ *т/м*^{3};

п) объемный вес сухого грунта $\gamma_z = 1800$ *кГ/м*^{3};

р) временная нагрузка на пол цеха и перекрытие подфундаментного короба $P = 2$ *т/м*^{2};

2. Проверка напряжений в подшаботной прокладке

Напряжение, возникающее в дубовой подшаботной прокладке при ударе падающих частей, определяют по формуле (39) СНиП II-Б.7-70

$$\sigma = 0{,}5 Q_0 v_0 \sqrt{\frac{E}{(Q_{ст} + Q_ш) F_ш b}} =$$

$$= 0{,}5 \cdot 16 \cdot 7{,}81 \sqrt{\frac{50\,000}{450 \cdot 11{,}25 \cdot 0{,}96}} = 201 \text{ т/м}^2 < 400 \text{ т/м}^2.$$

Так как возникающее напряжение значительно меньше допустимого, то в целях экономии дуба уменьшаем толщину подшаботной

прокладки, что уменьшит глубину подшаботной выемки, а следовательно, и высоту фундаментного блока.

Согласно ГОСТ 8486—57 «Рекомендуемый сортамент пиломатериалов» принимаем высоту подшаботной прокладки из трех брусьев сечением 20×20 *см*.

Тогда напряжение

$$\sigma = 0{,}5 Q_0 v_0 \sqrt{\frac{50\,000}{450 \cdot 11{,}25 \cdot 0{,}6}} = 254 \ т/м^2 < 400 \ т/м^2.$$

3. Определение веса и размеров фундаментного блока

Принимаем частоту собственных вертикальных колебаний виброизолированной установки $f_z = 3$ *гц*.

Тогда $\omega_z = 2\pi f_z = 6{,}28 \cdot 3 = 18{,}84$ *рад/сек*.

Определяем требуемую величину коэффициента относительного трения φ в виброизоляторах по формуле (3.6) Руководства

$$\frac{a_\Phi \omega_z^2}{2g(1+\varepsilon_0)} > \varphi \geqslant \frac{a_\Phi \omega_z^2}{2g\sqrt{m_1(m_1+2)}};$$

$$\frac{a_\Phi \omega_z^2}{2g(1+\varepsilon_0)} = \frac{0{,}7 \cdot 18{,}84^2}{2 \cdot 981(1+0{,}5)} = 0{,}0845;$$

$$\frac{a_\Phi \omega_z^2}{2g\sqrt{m_1(m_1+2)}} = \frac{0{,}7 \cdot 18{,}84^2}{2 \cdot 981\sqrt{8(8+2)}} = 0{,}0142,$$

где

$$m_1 = \frac{120 f_z}{N} = \frac{120 \cdot 3}{45} = 8.$$

Значение φ должно быть в пределах $0{,}0845 > \varphi \geqslant 0{,}0142$. Принимаем $\varphi = 0{,}033$.

Вес фундаментного блока находим по формуле (3.8)

$$Q_\Phi = \frac{(1+\varepsilon_0) Q_0 v_0}{a_\Phi \omega_z \sqrt{1+\varphi}} - (Q_{ст} + Q_ш) =$$

$$= \frac{(1+0{,}5)\,16 \cdot 7{,}81}{0{,}007 \cdot 18{,}84\sqrt{1+0{,}033}} - 450 = 1400 - 450 = 950 \ т.$$

При глубине подшаботной выемки, равной 1,6 *м*, и размерах в плане 5,3×3,3 *м* объем фундаментного блока вместе с объемом подшаботной выемки

$$v_\Phi = \frac{950}{2{,}4} + 5{,}3 \cdot 3{,}3 \cdot 1{,}6 = 396 + 28 = 424 \ м^3.$$

Приняв размеры фундаментного блока в плане 9,6×7,6 *м*, получим высоту фундаментного блока

$$H_{\Phi} = \frac{424}{9{,}6 \cdot 7{,}6} = 5{,}8 \text{ м}.$$

Высота подшаботной части блока

$$H_{\text{подш}} = 5{,}8 - 1{,}6 = 4{,}2 \text{ м}.$$

При принятой толщине стен подфундаментного короба, равной 1,3 *м*, и проходами между боковыми гранями фундаментного блока и стенами подфундаментного короба, равными 0,9 *м*, площадь подошвы подфундаментного короба

$$F_{\text{к}} = 14 \cdot 12 = 168 \text{ м}^2.$$

Производим проверочный расчет определения амплитуды колебаний подфундаментного короба по формуле (3.9)

$$a_{\text{к}} = \frac{Q_0 v_0 (1 + \varepsilon_0) \omega_z \sqrt{1 + \varphi}}{\varkappa F_{\text{к}} C_z g} =$$

$$= \frac{16 \cdot 7{,}81 (1 + 0{,}5) 18{,}84 \sqrt{1 + 0{,}033}}{1{,}1 \cdot 168 \cdot 6000 \cdot 9{,}81} =$$

$$= 0{,}00033 \text{ м} = 0{,}33 \text{ мм} < 0{,}4 \text{ мм}.$$

Время, в течение которого происходят колебания фундаментного блока при выбранном значении φ, определяют по формуле (3.10)

$$t_{\text{дв}} = \frac{1}{4f_z} + \frac{m_2}{2f_z},$$

где m_2 — наименьшее целое число, удовлетворяющее неравенству (3.11)

$$m_2 > \sqrt{1 + \left(\frac{a_{\Phi} \omega_z^2}{2g\varphi}\right)^2} - 1 = \sqrt{1 + \left(\frac{0{,}7 \cdot 18{,}84^2}{2 \cdot 981 \cdot 0{,}033}\right)^2} - 1 =$$

$$= \sqrt{1 + 3{,}84^2} - 1 = 3{,}97 - 1 = 2{,}97; \quad m_2 = 3;$$

$$t_{дв}=\frac{1}{4\cdot 3}+\frac{3}{2\cdot 3}=0{,}58\ сек.$$

Следовательно, молот будет находиться в состоянии покоя примерно в течение половины интервала времени между ударами.

4. Расчет пружинно-рессорных виброизоляторов

Общую жесткость виброизоляторов определяют по формуле (2.10)

$$K_z=m\omega_z^2=\frac{1\,400\,000\cdot 18{,}84^2}{981}=506\,200\ кГ/см.$$

Принимаем параллельное соединение пружин и рессор. Тогда должны быть удовлетворены равенства (3.13) и (3.14)

$$K_z=K_{zп}+K_{z\,л.\,р}\quad и\quad \varphi=\frac{\varphi_п K_{zп}+\varphi_{л.\,р}K_{zл.\,р}}{K_z},$$

где $\varphi = 0{,}033$;

$\varphi_п$ — коэффициент относительного трения пружин принимают равным 0,01;

$\varphi_{л.\,р}$ — коэффициент относительного трения листовой рессоры определяют по формуле (3.17)

$$\varphi_{л.\,р}=2\mu\,(n_л-1)\,\frac{h_л}{L};$$

μ — коэффициент трения между листами при графитной смазке равен 0,3;

$n_л$ — общее число листов одной половины эллиптической рессоры;

$h_л$ — толщина листа;

L — хорда рессоры.

В качестве рессорных виброизоляторов берем рессоры эллиптические пятилистовые с вертикальной жесткостью $K'_{z\,л.р}=2500\ кГ/см$ и допускаемой рабочей нагрузкой $P_2=5000\ кГ$.
Тогда

$$\varphi_{л.\,р}=2\cdot 0{,}3\,(5-1)\,\frac{1{,}2}{57{,}1}=0{,}05.$$

Из неравенства (3.14) определим соотношение жесткостей пружинных и рессорных виброизоляторов:

$$0{,}033 = \frac{0{,}01K_{z\text{п}} + 0{,}05\,(506\,200 - K_{z\text{п}})}{506\,200};$$

$$16\,750 = 0{,}01K_{z\text{п}} + 25\,375 - 0{,}05K_{z\text{п}};$$

$$K_{z\text{п}} = 216\,000\ кГ/см.$$

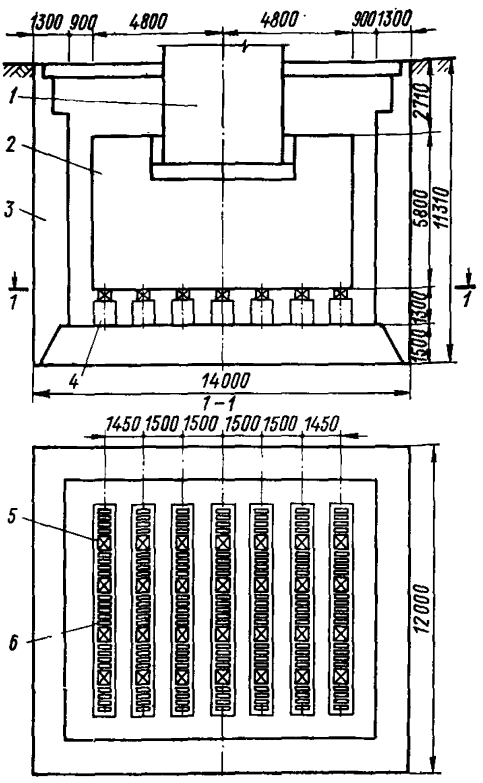


Рис. 8. Виброизолированный фундамент под 16-тонный паровоздушный штамповочный молот (пружинно-рессорная виброизоляция):

1 — шабот молота; *2* — фундаментный блок; *3* — подфундаментный короб; *4* — бетонные ленты; *5* — рессорный виброизолятор; *6* — пружинный виброизолятор

По «Каталогу пружинных виброизоляторов и пружин для виброизоляторов» (серия 3.001-1, выпуск 1) подбираем виброизолятор, состоящий из двух комплектов составных пружин с вертикальной жесткостью $K'_{z\text{в}} = 1484\ кГ/см^2$ и расчетной нагрузкой $P'_{\text{в}} = 16\,260\ кГ$. Марка виброизолятора ВП-6.

Число пружинных виброизоляторов из условия обеспечения прочности

$$n_{\text{в}} \geqslant \frac{Q_{\text{у}}}{P'_{\text{ст}}} = \frac{Q_{\text{у}}}{P'_{\text{в}} - 1{,}5a_{\text{ф}}K'_{z\text{в}}} = \frac{1\,400\,000}{16\,260 - 1{,}5 \cdot 0{,}7 \cdot 1484} = 95\ \text{шт.}$$

Число пружинных виброизоляторов находим, исходя из условия обеспечения жесткости

$$n_{\text{в}} \leqslant \frac{K_{z\text{п}}}{K'_{z\text{в}}} = \frac{216\,000}{1484} = 146\ \text{шт.}$$

Для удобства расположения виброизоляторов на семи бетонных лентах берем 147 шт. пружинных виброизоляторов.

Общая жесткость пружинных виброизоляторов

$$K_{z\text{п}} = 1484 \cdot 147 = 218\,000\ кГ/см.$$

Общая жесткость рессорных виброизоляторов

$$K_{z\ \text{л.р}} = 506\,200 - 218\,000 = 288\,200\ кГ/см.$$

Определяем число рессор исходя из условия жесткости

$$n_{л.р} = \frac{288\,200}{2500} = 116 \text{ шт.}$$

Учитывая расположение рессор на лентах, принимаем 112 рессор, объединяем их в блоки по 4 рессоры в каждом. На каждой ленте устанавливаем по $\frac{112}{7 \cdot 4} = 4$ блока.

Фактическая жесткость всех рессорных виброизоляторов

$$K_{z\,л.р} = 2\,500 \cdot 112 = 280\,000 \ кГ/см.$$

Общая жесткость пружин и рессор

$$K_z = 218\,000 + 280\,000 = 498\,000 \ кГ/см < 506\,200 \ кГ/см.$$

Определим фактическую частоту собственных колебаний блока

$$\omega_z^2 = \frac{498\,000 \cdot 981}{1\,400\,000} = 349 \ рад^2/сек^2; \qquad \omega_z = \sqrt{349} = 18{,}7 \ рад/сек;$$

$$f_z = \frac{18{,}7}{6{,}28} = 2{,}98 \ гц.$$

Проверим величину коэффициента относительного трения по формуле (3.6) Руководства

$$\frac{a_ф \omega_z^2}{2g(1+\varepsilon)} = \frac{0{,}7 \cdot 18{,}7^2}{2 \cdot 981 (1+0{,}5)} = 0{,}083;$$

$$\frac{a_ф \omega_z^2}{2g\sqrt{m_1(m_1+2)}} = \frac{0{,}7 \cdot 18{,}7^2}{2 \cdot 981\sqrt{7(7+2)}} = 0{,}0157;$$

$$m_1 = 7, \text{ так как } \frac{120 \cdot 2{,}98}{45} = 7{,}95.$$

Следовательно, принятое значение $\varphi = 0{,}033$ удовлетворяет полученным пределам.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПАССИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОБЪЕКТА ПРИ ГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЯХ ОСНОВАНИЯ

1. Задание на проектирование

Требуется рассчитать пассивную виброизоляцию некоторого объекта, чувствительного к вибрациям, основание которого совершает гармонические колебания: поступательные по трем направлениям и угловые относительно двух горизонтальных осей, лежащих в плоскости основания.

Общий вид объекта и положение его центра тяжести показаны на рис. 9. Вес объекта $Q_{об}=500$ *кг*. Моменты инерции относительно горизонтальных осей, проходящих через его центр тяжести, $J_{об\,x}=250$ *кГ · см · сек*^{2}, $J_{об\,y}=500$ *кГ·см·сек*^{2}. Частота колебаний основания $f=\frac{\omega}{2\pi}=40$ *гц*. Амплитуды колебаний основания: $b_x=b_y=2\cdot10^{-4}$ *см*; $b_z=4\cdot10^{-4}$ *см*; $b_{\varphi x}=b_{\varphi y}=2\cdot10^{-6}$ *рад*.

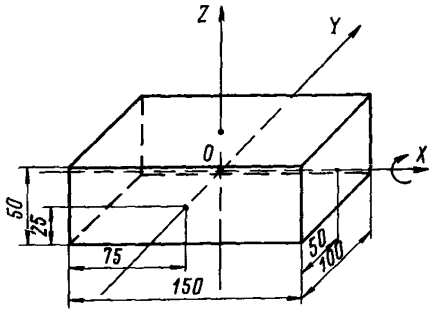


Рис. 9. К примеру расчета пассивной виброизоляции. Общий вид объекта и расположение координатных осей

O — центр тяжести объекта (размеры даны в *см*)

Предельно допустимая амплитуда перемещения в любой точке объекта $[a_i]=[a]=0{,}5\cdot10^{-4}$ *см*.

Предельно допустимый угол наклона виброизолируемого объекта относительно каждой из горизонтальных координатных осей при приложении к любой точке объекта (или его постамента, если он будет предусмотрен) постоянной вертикальной силы 150 *кг* не должен превышать 3′.

Виброизолируемый объект имеет вращающуюся часть — ротор, ось вращения которого совпадает с осью *X* (рис. 9). В стационарном режиме $N=20\,000$ *об/мин*. Переходные режимы (запуск и остановка ротора) являются для объекта нерабочими.

Хотя ротор номинально уравновешен, тем не менее при неблагоприятных условиях он может возбуждать неуравновешенную периодическую нагрузку, которая характеризуется вектором силы $P\leqslant 70$ *кг*, вращающимся в плоскости *YZ* с частотой

$$\frac{\omega_0}{2\pi}=N/60=333{,}3\ гц.$$

2. Учет неуравновешенной периодической нагрузки, действующей на виброизолируемый объект

По формуле (2.4) определим амплитуду вертикальных колебаний центра тяжести виброизолируемого объекта под воздействием переменной силы $P_z = 70$ *кГ* в предположении, что постамент отсутствует. При массе объекта $m_{об} = 500 : 981 = 0{,}5097$ *кГ·сек²/см*

$$a_{0z} = \frac{P_z}{m_{об}\,\omega_0^2} = \frac{70}{0{,}5097 \cdot 4\pi^2 \cdot 333{,}3^2} = 0{,}313 \cdot 10^{-4}\ см.$$

Таким образом, расчетное значение a_{0z} имеет тот же порядок, что и предельно допустимое $[a]$. Поэтому, чтобы удовлетворить условию (4.49), необходимо увеличение массы виброизолированной установки путем устройства постамента.

Задаемся размерами постамента из армированного бетона, как показано на рис. 10. Вес постамента $Q_п$ равен:

$Q_п = 1{,}7 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}5 \cdot 2{,}3 = 2{,}346$ $T = 2346$ *кГ*, а его масса $m_п = 2346 : 981 = 2{,}391$ *кГ·сек²/см*.

Вес Q виброизолированной установки составляет

$$Q = Q_{об} + Q_п = 500 + 2346 = 2846\ кг.$$

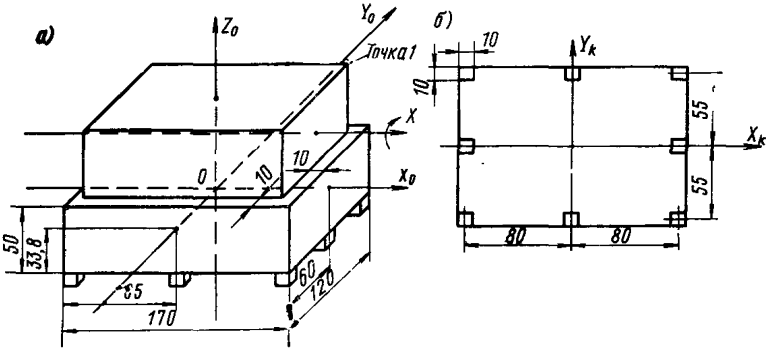


Рис. 10. К примеру расчета пассивной виброизоляции

а — общий вид виброизолированной установки, включающей в себя виброизолированный объект, постамент и виброизоляторы; *б* — план расположения резиновых виброизоляторов под постаментом; *О* — центр тяжести виброизолированной установки

Масса виброизолированной установки равна:

$$m = \frac{2846}{981} = 2{,}901\ кГ \cdot сек^2/см.$$

При условии использования этого постамента амплитуда колебаний a_{0z} будет

$$a_{0z} = \frac{70}{2{,}901 \cdot 4\pi^2 \cdot 333{,}3^2} = 0{,}055 \cdot 10^{-4}\ см \ll [a].$$

3. Выбор конструктивных характеристик количества и расположения виброизоляторов

По формуле (4.24) определяем значение B_{lq}:

$$B_{lq}=\sqrt{(2\cdot10^{-4})^2+(2\cdot10^{-4})^2+\left(4\cdot10^{-4}+\frac{150}{2}2\cdot10^{-6}+\frac{100}{2}2\cdot10^{-6}\right)^2}=$$

$$=7{,}089\cdot10^{-4}\ см.$$

При выборе значения собственной частоты ω_z следует исходить из условия (4.21), согласно которому

$$\frac{\omega_z}{2\pi}<\frac{\omega}{2\pi}\sqrt{\frac{[a]}{B_{lq}+[a]}}=$$

$$=40\sqrt{\frac{0{,}5\cdot10^{-4}}{7{,}089\cdot10^{-4}+0{,}5\cdot10^{-4}}}=10{,}27\ гц.$$

Задаваясь значением $\omega_z/2\pi = 7$ *гц*, находим требуемую суммарную жесткость виброизоляции по третьей из формул (2.10)

$$K_z=2{,}901\cdot4\pi^2\cdot7^2=5612\ кГ/см.$$

Виброизоляцию данного объекта осуществим с помощью резиновых изоляторов. Выбираем резину марки ИРП-1347, изготовляемую из синтетических каучуков и имеющую, согласно паспортным данным, твердость по ТМ-2 (ИСО) 50—60 условных единиц. В табл.5.3 находим для данной марки резины следующие динамические и статические характеристики: $E_д = 54\ кГ/см^2$, $E_{ст} = 33\ кГ/см^2$, $\gamma_р = 0{,}09$.

Согласно п. 5.21 принимаем расчетное статическое напряжение в резине $\sigma = 3{,}5\ кГ/см^2$.

Площадь поперечного сечения $F_р$ всех резиновых элементов выбираем по условию (5.26):

$$F_р\geqslant\frac{2846}{3{,}5}=813{,}1\ см^2.$$

Требуемую рабочую высоту резиновых элементов определяем по формуле (5.28):

$$H_{1р}=\frac{54\cdot806{,}2}{5612}=7{,}758\ см.$$

Поперечный размер резинового элемента — длину стороны квадрата b, в соответствии с условием (5.30), принимаем равным

$$b=1{,}3H_{1р}\approx10\ см.$$

Полная высота $H_р$ *резинового элемента может быть определена* по формуле (5.27)

$$H_р = 7{,}758 + \frac{10}{8} = 9{,}008 \text{ см}.$$

Принимая $H_р = 10$ *см*, находим уточненное значение рабочей высоты

$$H_{1р} = H_р - \frac{A}{8} = 10 - \frac{10}{8} = 8{,}75 \text{ см}.$$

Жесткость одного резинового элемента в вертикальном направлении вычисляем по формуле (5.34)

$$K'_{zр} = \frac{100 \cdot 54}{8{,}75} = 617{,}1 \text{ кГ/см}.$$

Общее число резиновых элементов определяем по формуле (5.32)

$$n = \frac{F_р}{F_р'} = \frac{813{,}1}{100} \approx 8.$$

Тогда общая жесткость виброизоляции, согласно формуле (2.11), равна:

$$K_z = 617{,}1 \cdot 8 = 4937 \text{ кГ/см}.$$

Статическая нагрузка, приходящаяся на один резиновый элемент, составляет

$$Q_р' = \frac{Q_р}{n} = \frac{2846}{8} = 355{,}75 \text{ кГ}.$$

Этой нагрузке соответствует статическая осадка резинового элемента, вычисляемая по формуле (5.37),

$$\Delta_{ст.р} = \frac{355{,}75 \cdot 8{,}75}{33 \cdot 100} = 0{,}94 \text{ см}.$$

Сжимающее напряжение в элементах равно:

$$\frac{Q_р'}{F_р'} = \frac{355{,}75}{100} = 3{,}56 \text{ кГ/см} \approx \sigma.$$

Жесткость одного резинового элемента в горизонтальном направлении определяем по формулам (5.25) и (5.31):

$$K'_{xр} = K'_{yр} = \frac{100 \cdot 54}{10 \cdot 3} = 180 \text{ кГ/см}.$$

Общие жесткости виброизоляторов по направлениям осей X_k и Y_k, вычисляемые по формулам (2.11), равны:

$$K_x = K_y = 8 \cdot 180 = 1440 \text{ кГ/см}.$$

Располагаем изоляторы по периметру постамента, как показано на рис. 10.

При выбранном количестве изоляторов значение собственной частоты вертикальных колебаний, определяемое по формуле (2.24), равно:

$$\frac{\omega_z}{2\pi}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_z}{m}}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{4937}{2{,}901}}=6{,}566\ гц.$$

По формулам, указанным в п. 2.22, вычисляем значения ω_x и ω_y

$$\frac{\omega_x}{2\pi}=\frac{\omega_y}{2\pi}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1440}{2{,}901}}=3{,}546\ гц.$$

Угловые жесткости системы виброизоляторов относительно осей X_k и Y_k находим по формулам, указанным в п. 2.20, которые, с учетом того, что все виброизоляторы одинаковы и располагаются на одном уровне, принимают вид:

$$K_{\varphi x}=K'_{zp}\sum_{i=1}^{n}y_{ki}^2,\quad K_{\varphi y}=K'_{zp}\sum_{i=1}^{n}x_{ki}^2;$$

$$K_{\varphi x}=617{,}1\cdot 6\cdot 55^2=11{,}20\cdot 10^6\ кГ\cdot см;$$

$$K_{\varphi y}=617{,}1\cdot 6\cdot 80^2=23{,}70\cdot 10^6\ кГ\cdot см.$$

В случае приложения к одному из углов постамента вертикальной статически действующей силы 150 $кГ$ моменты равны:

$$M_{стх}=150\cdot 60=9000\ кГ\cdot см;$$
$$M_{сту}=150\cdot 85=12750\ кГ\cdot см.$$

По формулам (2.22) определяем статические углы наклона объекта:

$$\varphi_{стх}=\frac{9000}{11{,}2\cdot 10^6}=0{,}0008035\ рад=2'45''<3';$$

$$\varphi_{сту}=\frac{12750}{23{,}7\cdot 10^6}=0{,}0005380\ рад=1'50''<3'.$$

4. Определение амплитуд колебаний виброизолируемого объекта

Находим высоту центра тяжести виброизолированной установки над нижней плоскостью постамента

$$z_{ц.т}=\frac{25\cdot 2346+75\cdot 500}{2846}=33{,}8\ см.$$

Вычисляем моменты инерции постамента относительно горизонтальных осей, проходящих через его центр тяжести:

$$J_{\text{пх}} = \frac{2{,}391}{12}(120^2 + 50^2) = 3368 \ \kappa\Gamma \cdot см \cdot сек^2;$$

$$J_{\text{пу}} = \frac{2{,}391}{12}(170^2 + 50^2) = 6258 \ \kappa\Gamma \cdot см \cdot сек^2.$$

Моменты инерции виброизолированной установки относительно горизонтальных осей X_0 и Y_0, проходящих через центр тяжести виброизолированной установки, равны:

$$J_{0x} = 250 + 0{,}5097 \cdot 41{,}2^2 + 3368 + 2{,}391 \cdot 8{,}8^2 = 4668 \ \kappa\Gamma \cdot см \cdot сек^2;$$

$$J_{0y} = 500 + 0{,}5097 \cdot 41{,}2^2 + 6258 + 2{,}391 \cdot 8{,}8^2 = 7808 \ \kappa\Gamma \cdot см \cdot сек^2.$$

Расстояние S по вертикали между центром тяжести виброизолированной установки и центром жесткости виброизоляторов составляет

$$S = z_{\text{ц. т}} + \frac{H_{\text{р}} - \Delta_{\text{ст.р}}}{2} = 33{,}8 + \frac{10 - 0{,}9}{2} = 38{,}3 \ см.$$

Согласно формулам (4.17):

$$\alpha_z = \frac{\omega/2\pi}{\omega_z/2\pi} = \frac{40}{6{,}566} = 6{,}092;$$

$$\alpha_x = \alpha_y = \frac{\omega/2\pi}{\omega_x/2\pi} = \frac{40}{3{,}546} = 11{,}28.$$

Квадраты радиусов инерции установки R_x^2 и R_y^2 относительно осей X_0 и Y_0 равны:

$$R_x^2 = \frac{J_{0x}}{m} = \frac{4668}{2{,}901} = 1609 \ см^2;$$

$$R_y^2 = \frac{7808}{2{,}901} = 2691 \ см^2.$$

По формуле (4.12) вычисляем A_z — амплитуду вертикального перемещения центра тяжести виброизолированной установки, обусловленного колебаниями основания:

$$A_z = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{6{,}092^2 - 1} = 0{,}1108 \cdot 10^{-4} \ см.$$

В задании указано, что основание совершает кроме поступательных также и угловые колебания относительно осей, лежащих в плоскости основания. Однако в расчетах принято (см. п. 4.6), что начало координат находится в центре тяжести виброизолированного объекта. Поэтому при самом неблагоприятном соотношении фаз горизонтальных и угловых колебаний основания амплитуда горизонтальных колебаний основания, отнесенная, согласно правилам механики, к центру тяжести установки, равна:

$$b_x' = b_x + (z_{ц.т} + H_р - \Delta_{ст.р})\, b_{\varphi y} =$$

$$= 2 \cdot 10^{-4} + (33{,}8 + 10 - 0{,}9)\, 2 \cdot 10^{-6} = 2{,}858 \cdot 10^{-4}\ см.$$

Определяем значения B_{1x}, B_{2x} и B_{3x} по формулам (4.16):

$$B_{1x} = \frac{1}{\alpha_x^2} - 1 = \frac{1}{11{,}28^2} - 1 = -0{,}9921;$$

$$B_{2x} = \frac{S}{\alpha_x^2} = \frac{38{,}3}{11{,}28^2} = 0{,}3010\ см;$$

$$B_{3x} = \frac{K_{\varphi y}}{m\omega^2} + \frac{S^2}{\alpha_x^2} - R_y^2 = \frac{23{,}7 \cdot 10^6}{2{,}901 \cdot 4\pi^2 \cdot 40^2} +$$

$$+ \frac{38{,}3^2}{11{,}28^2} - 2691 = -2550\ см^2.$$

По формуле (4.15) вычисляем значение Δ_x

$$\Delta_x = B_{1x} B_{3x} - B_{2x}^2 = (-0{,}9921)(-2550) - 0{,}301^2 = 2530\ см^2.$$

По формулам (4.13) и (4.14) находим значения A_x и φ_y':

$$A_x = \frac{B_{3x} b_x' - B_{2x} R_y^2 b_{\varphi y}}{\Delta_x} =$$

$$= \frac{(-2550)\, 2{,}858 \cdot 10^{-4} - 0{,}301 \cdot 2691 \cdot 2 \cdot 10^{-6}}{2530} =$$

$$= -2{,}887 \cdot 10^{-4}\ см;$$

$$\varphi_y' = \frac{B_{1x} R_y^2 b_{\varphi y} - B_{2x} b_x'}{\Delta_x} =$$

$$= \frac{(-0{,}9921)\, 2691 \cdot 2 \cdot 10^{-6} - 0{,}301 \cdot 2{,}858 \cdot 10^{-4}}{2530} =$$

$$= -2{,}144 \cdot 10^{-6}\ рад.$$

Далее выполняем аналогичные вычисления для определения значений A_y и φ_x':

$$b_y' = b_x' = 2{,}858 \cdot 10^{-4}\ см;$$

$$B_{1y} = \frac{1}{\alpha_y^2} - 1 = B_{1x} = -0{,}9921;$$

$$B_{2y} = \frac{S}{\alpha_y^2} = B_{2x} = 0{,}3010\ см;$$

$$B_{3y}=\frac{K_{\varphi x}}{m\omega^2}+\frac{S^2}{\alpha_y{}^2}-R_x{}^2=\frac{11{,}2\cdot 10^6}{2{,}901\cdot 4\pi^2\cdot 40^2}+$$

$$+\frac{38{,}3^2}{11{,}28^2}-1609=-1536\ см^2;$$

$$\Delta_y=B_{1y}B_{3y}-B_{2y}^2=(-0{,}9921)(-1536)-0{,}301^2=1524\ см^2;$$

$$A_y=\frac{B_{3y}b_y{}'-B_{2y}R_x{}^2b_{\varphi x}}{\Delta_y}=$$

$$=\frac{(-1536)\,2{,}858\cdot 10^{-4}-0{,}301\cdot 1609\cdot 2\cdot 10^{-6}}{1524}=$$

$$=-2{,}887\cdot 10^{-4}\ см;$$

$$\varphi_x{}'=\frac{B_{1y}R_x{}^2b_{\varphi x}-B_{2y}b_y{}'}{\Delta_y}=$$

$$=\frac{(-0{,}9921)\,1609\cdot 2\cdot 10^{-6}-0{,}301\cdot 2{,}858\cdot 10^{-4}}{1524}=-2{,}151\cdot 10^{-6}\ рад.$$

Наибольшие амплитуды колебаний возможны в верхних угловых точках объекта, поскольку они наиболее удалены от центра тяжести виброизолированной установки. Вследствие симметрии установки относительно плоскостей X_0Z_0 и Y_0Z_0 определение амплитуд колебаний производим лишь для одной из этих точек, которая имеет следующие координаты: $x_{01}=75\ см$, $y_{01}=50\ см$, $z_{01}=66{,}2\ см$ (см. рис. 10).

По формулам (4.11) и (4.10) определяем наибольшие амплитуды поступательного перемещения точки *1* объекта в направлении осей координат, которое обусловлено колебаниями основания:

$$a'_{x1}=|b'_x+A_x|+|z_{01}(b_{\varphi y}+\varphi'_y)|=|2{,}858\cdot 10^{-4}-2{,}887\cdot 10^{-4}|+$$

$$+|66{,}2(2\cdot 10^{-6}-2{,}144\cdot 10^{-6})|=0{,}124\cdot 10^{-4}\ см;$$

$$a'_{y1}=|b'_y+A_y|+|z_{01}(b_{\varphi x}+\varphi'_x)|=|2{,}858\cdot 10^{-4}-2{,}887\cdot 10^{-4}|+$$

$$+|66{,}2(2\cdot 10^{-6}-2{,}151\cdot 10^{-6})|=0{,}129\cdot 10^{-4}\ см;$$

$$a'_{z1}=0{,}111\cdot 10^{-4}+|75(2\cdot 10^{-6}-2{,}144\cdot 10^{-6})|+$$

$$+|50(2\cdot 10^{-6}-2{,}151\cdot 10^{-6})|=0{,}295\cdot 10^{-4}\ см.$$

По формуле (4.6) находим наибольшую амплитуду поступательного перемещения точки *1*, вызванного колебаниями основания:

$$a'_1=10^{-4}\sqrt{0{,}124^2+0{,}129^2+0{,}295^2}=0{,}345\cdot 10^{-4}\ см.$$

Далее необходимо определить амплитудные характеристики колебаний объекта, обусловленных воздействием неуравновешенных периодических сил и моментов, приложенных к объекту.

Поскольку $P_y=P_z=70\ кг$, $a_{0y}=a_{0z}=0{,}055\cdot 10^{-4}\ см$ (см. пункт 2 данного примера).

Амплитуду φ_{0x} угловых перемещений объекта, вызванных воздействием периодического момента с частотой ω_0, приложенного к объекту, определяем по одной из формул (2.5)

$$\varphi_{0x}=\frac{M_{0x}}{J_{0x}\,\omega_0^2}=\frac{70\cdot 41{,}2}{4668\cdot 4\pi^2\cdot 333{,}3^2}=0{,}1409\cdot 10^{-6}\ \textit{рад}.$$

Наибольшие амплитуды поступательного перемещения точки *1* объекта в направлении осей координат, которое обусловлено воздействием неуравновешенных сил и моментов, находим по формулам (2.6), в которых в данном слўчае $a_{0x}=0$ и $\varphi_{0y}=\varphi_{0z}=0$:

$$\bar{a}_{x1}=0;$$

$$\bar{a}_{y1}=|0{,}055\cdot 10^{-4}|+|66{,}2\cdot 0{,}1409\cdot 10^{-6}|=0{,}148\cdot 10^{-4}\ \textit{см};$$

$$\bar{a}_{z1}=|0{,}055\cdot 10^{-4}|+|50\cdot 0{,}1409\cdot 10^{-6}|=0{,}125\cdot 10^{-4}\ \textit{см}.$$

Согласно формуле (4.5), наибольшая возможная амплитуда перемещения точки *1* виброизолированного объекта равна:

$$a_1=0{,}345\cdot 10^{-4}+0{,}148\cdot 10^{-4}=0{,}493\cdot 10^{-4}\ \textit{см}<[a].$$

Таким образом, при выбранных размерах и массе постамента, а также конструкции, числе и расположении виброизоляторов удовлетворяются требования, предъявляемые к системе виброизоляции.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПАССИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОБЪЕКТА ПРИ СЛУЧАЙНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ОСНОВАНИЯ

1. Задание на проектирование

Требуется рассчитать пассивную виброизоляцию некоторого объекта, чувствительного к вибрациям, подверженного случайным колебаниям основания. Общий вид объекта и положение его центра тяжести показаны на рис. 11.

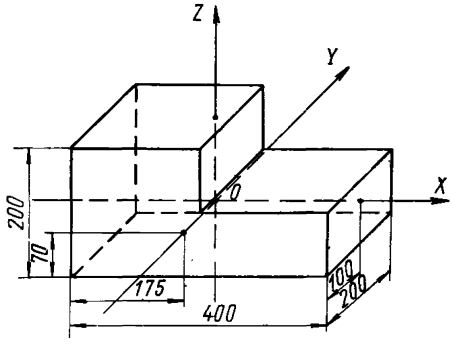


Рис. 11. К примеру расчета пассивной виброизоляции. Общий вид объекта и расположение координатных осей

O — центр тяжести объекта (размеры даны в *см*)

По условиям жесткости и конструктивного исполнения станины объекта возможно крепление виброизоляторов и демпферов непосредственно к объекту (без устройства постамента).

Вес объекта $Q=6\,000$ *кГ*. Колебания основания происходят по вертикальному направлению. Среднее квадратическое перемещение колебаний основания $b_{\sigma z}=0{,}006$ *мм*. Параметры корреляционной функции колебаний основания $\beta/2\pi = 11$ *гц*, $\alpha = 0{,}5\beta$.

Предельно допустимую среднюю квадратическую скорость колебаний центра тяжести виброизолированной установки $[v_\sigma]$ согласно формуле (4.27) и табл. 4.1 принимаем равной 0,07 *мм/сек*. Предельно допустимый угол наклона виброизолируемого объекта относительно каждой из горизонтальных координатных осей при приложении к любой точке объекта постоянной вертикальной силы $P = 100$ *кг* равен 10′. Диапазон изменения температуры, при которой предусматривается эксплуатация объекта, от 0 до +40° С.

2. Предварительная оценка ожидаемой эффективности виброизоляции

По формулам (4.31) и (4.42) определяем значения параметров Ω и f:

$$\frac{\Omega}{2\pi} = \frac{\sqrt{\alpha^2+\beta^2}}{2\pi} = \sqrt{11^2+5{,}5^2} = \sqrt{151{,}25} = 12{,}30 \text{ гц};$$

$$f = \frac{\alpha/2\pi}{\Omega/2\pi} = \frac{5{,}5}{12{,}30} = 0{,}4472,$$

Найдем среднюю квадратическую скорость колебаний основания

$$b_{\sigma z}\Omega = 0{,}006 \cdot 2\pi \cdot 12{,}3 = 0{,}4636 \text{ мм/сек}.$$

Зададимся собственной частотой вертикальных колебаний виброизолированной установки $\omega_z/2\pi = 2$ *гц*. Тогда согласно формуле (4.42)

$$u = \frac{2/2\pi}{12{,}30/2\pi} = 0{,}1626.$$

Пользуясь табл. 2 приложения 2 и применяя линейную интерполяцию по u, найдем при $D = D_{\text{опт } v}$ значение коэффициента передачи по скорости $\mu_v = 0{,}128$. Ожидаемая средняя квадратическая скорость колебаний виброизолированной установки $v_{\sigma z}$ может быть найдена по формуле (4.44)

$$v_{\sigma z} = \mu_v b_{\sigma z}\Omega = 0{,}128 \cdot 0{,}4636 = 0{,}05934 \text{ мм/сек} < [v_\sigma].$$

3. Выбор типа, количества и расположения виброизоляторов

По каталогу пружинных виброизоляторов[1] выбираем серийно выпускаемые пружинные виброизоляторы Д 045 (наибольшая рабочая нагрузка $P_в' = 380$ *кГ*, предельная нагрузка $P_{\text{пред}} = 475$ *кГ*, собственная частота при $P = P_в'$ 1,7 *гц*, жесткость виброизолятора в вертикальном направлении $K_{zв}' = 45$ *кГ/см*, его высота в свободном состоянии $H_0 = 28{,}1$ *см*, осадка при наибольшей рабочей нагрузке $\Delta_{\text{н.раб}} = 8{,}45$ *см*, то же при предельной нагрузке $\Delta_{\text{пред}} = 10{,}6$ *см*, размеры опорных площадок 22×17 *см*).

При $n = 16$ статическая нагрузка на виброизолятор

$$P_{\text{ст.в}}' = \frac{6000}{16} = 375 \text{ кГ} < P_в'.$$

Жесткость всех пружинных виброизоляторов

$$K_{z\text{п}} = K_z = nK_{zв}' = 16 \cdot 45 = 720 \text{ кГ/см}.$$

Уточненное значение собственной частоты вертикальных колебаний находим по формуле (2.24)

$$\frac{\omega_z}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_z}{m}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{720 \cdot 981}{6000}} = 1{,}727 \text{ гц}.$$

[1] См. ссылку в п. 5.15 Руководства.

Поскольку объект имеет эксцентричное распределение масс в направлении оси X, располагаем изоляторы по периметру объекта неравномерно, предусмотрев дополнительные изоляторы в торцевой части, в сторону которой смещен центр тяжести (рис. 12).

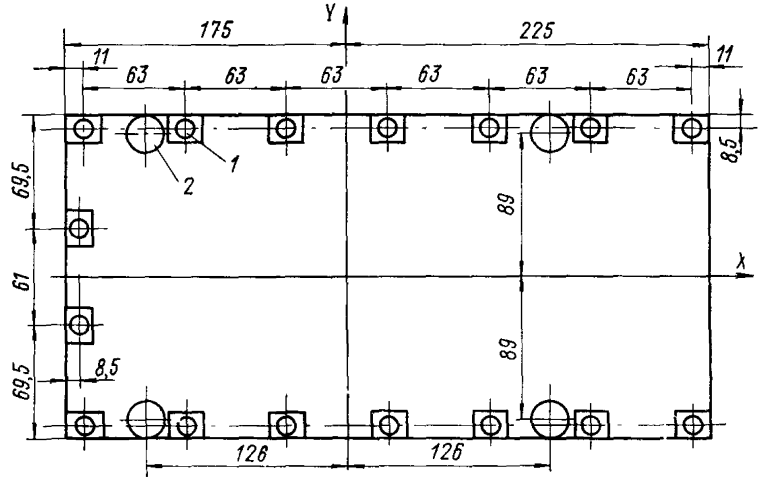


Рис. 12. К примеру расчета пассивной виброизоляции. План расположения виброизоляторов и демпферов под объектом
1 — виброизоляторы; *2* — демпферы

Координаты центра жесткости вычисляем по формулам (2.19), которые, с учетом того что все виброизоляторы одинаковы и располагаются на одном уровне, принимают вид:

$$x_k = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i}{n};$$

$$x_k = \frac{2(-166{,}5 - 164 - 101 - 38 + 25 + 88 + 151 + 214)}{16} = +1{,}1 \text{ см};$$

$$y_k = 0.$$

Ввиду малой величины эксцентрицитета по оси X им можно пренебречь.

Далее необходимо определить углы наклона объекта под воздействием вертикальной статически действующей силы. В случае приложения силы к одному из углов установки (см. рис. 12) моменты равны:

$$M_{ст\,x} = 100 \cdot 100 = 10\,000 \text{ кГ} \cdot \text{см};$$

$$M_{ст\,y} = 100 \cdot 225 = 22\,500 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

Угловые жесткости системы виброизоляторов относительно осей X_k и Y_k находим по формулам, указанным в п. 2.20, которые, с учетом того что все виброизоляторы одинаковы и располагаются на одном уровне, принимают вид:

$$K_{\varphi x}=K'_{z\text{в}}\sum_{i=1}^{n}y_{ki}^2;\quad K_{\varphi y}=K'_{z\text{в}}\sum_{i=1}^{n}x_{ki}^2;$$

$$K_{\varphi x}=45\cdot 2\,(30{,}5^2+7\cdot 91{,}5^2)=5\,358\,000\ \textit{кГ}\cdot\textit{см};$$

$$K_{\varphi y}=45\cdot 2\,(166{,}5^2+164^2+101^2+38^2+25^2+$$

$$+88^2+151^2+214^2)=12\,890\,000\ \textit{кГ}\cdot\textit{см}.$$

По формулам (2.22) определяем статические углы наклона объекта

$$\varphi_{\text{ст}\,x}=\frac{M_{\text{ст}\,x}}{K_{\varphi x}}=\frac{10\,000}{5\,358\,000}=0{,}001866\ \textit{рад}=6'25''<10';$$

$$\varphi_{\text{ст}\,y}=\frac{22\,500}{12\,890\,000}=0{,}001745=6'<10'.$$

Наибольшая осадка виброизолятора при условии наиболее невыгодного приложения постоянной вертикальной силы составит

$$\Delta=\frac{Q+P}{K_z}+\varphi_{\text{ст}\,x}\,l_x+\varphi_{\text{ст}\,y}\,l_y=$$

$$=\frac{6000+100}{720}+0{,}001866\,(100-8{,}5)+0{,}001745\,(225-11)=$$

$$=8{,}472\ \textit{см}+0{,}171\ \textit{см}+0{,}376\ \textit{см}=9{,}013\ \textit{см}<\Delta_{\text{пред}}.$$

4. Уточнение оптимального относительного коэффициента затухания

Уточняем значение u

$$u=\frac{\omega_z/2\pi}{\Omega/2\pi}=\frac{1{,}727}{12{,}3}=0{,}1404.$$

Оптимальное значение относительного коэффициента затухания $D_{\text{опт}\,v}$ находим из табл. 2 приложения 2, пользуясь линейной интерполяцией по u

$$D_{\text{опт}\,v}=0{,}192.$$

5. Расчет демпфера вязкого трения

В виброизолированной установке применим демпфер, описанный в п. 6.5 (рис. 6.4). Необходимый коэффициент сопротивления всех вязких демпферов h_z вычисляем по формуле (6.7), где

$$D = D_{\text{опт } v} - D_{\text{в}}.$$

Здесь $D_{\text{в}} \approx \gamma_{\text{в}}/2$ — относительный коэффициент затухания, обусловленного неупругим сопротивлением виброизоляторов.

Для пружинных виброизоляторов $D_{\text{в}} = 0{,}005$.

Подставляя численные значения в формулу (6.7), получим

$$h_z = \frac{2 \cdot 2\pi \cdot 1{,}727 \cdot 6000\,(0{,}192 - 0{,}005)}{981} = 24{,}82 \ кГ \cdot сек/см.$$

В случае использования четырех демпферов коэффициент сопротивления одного демпфера h'_z равен:

$$h_z' = \frac{h_z}{n} = \frac{24{,}82}{4} = 6{,}205 \ кГ \cdot сек/см.$$

Чтобы разместить демпферы между виброизоляторами, наружный диаметр статора демпфера должен быть (см. рис. 12) меньше 630—220 = 410 *мм*. Для изготовления демпфера выбираем трубы стальные бесшовные по ГОСТ 8734—58: для статора—диаметром 220×210 *мм*, для вибратора—диаметром 190×180 *мм**.

Принимая $l_{\text{р}} = 7{,}5$ *см*, вычислим необходимый динамический коэффициент вязкости демпфирующей жидкости μ по формуле (6.8), где $\psi(\alpha)$ определяется по графику, изображенному на рис. 6.5.

При

$$\alpha = \frac{R}{r_0} = \frac{10{,}5}{9{,}5} = 1{,}105 \qquad \psi(\alpha) = 20\,400.$$

$$\mu = \frac{h_z'}{l_{\text{р}}\,\psi(\alpha)} = \frac{6{,}205}{7{,}5 \cdot 20\,400} = 0{,}4055 \cdot 10^{-4} \ кГ \cdot сек/см^2.$$

В качестве демпфирующей жидкости выбираем полиметилсилоксановую жидкость ПМС-5000, имеющую при 20° С динамический коэффициент вязкости

$$\mu_{t\,20} = 4434 \ спз = 0{,}4520 \cdot 10^{-4} \ кГ \cdot сек/см^2.$$

При температуре 0 и 40° С вязкость этой жидкости характеризуется динамическими коэффициентами соответственно:

$$\mu_{t0} = 0{,}7390 \cdot 10^{-4} \ кГ \cdot сек/см^2;$$

$$\mu_{t\,40} = 0{,}3365 \cdot 10^{-4} \ кГ \cdot сек/см^2.$$

По формуле (6.10) проверяем значение Δp — разности давлений между верхним и нижним уровнем вязкой жидкости. Для этого

---

* При конструировании демпфера можно исходить из имеющегося ассортимента труб.

в качестве максимально возможной скорости движения вибратора в вертикальном направлении $v_{z\,\text{макс}}$ берем пять среднеквадратичных значений скорости колебаний основания:

$$v_{z\,\text{макс}} = 5b_{\sigma z}\Omega = 5 \cdot 0{,}4636 = 2{,}318 \text{ мм/сек} = 0{,}2318 \text{ см/сек};$$

$\varphi(\alpha) = 1445$ (определяется по графику, изображенному на рис. 6.5);

$$\Delta p = \frac{4v_{z\,\text{макс}}\,\mu_{t0}\,l_{\text{р}}\,\varphi(\alpha)}{r_0^2} = \frac{4 \cdot 0{,}2318 \cdot 0{,}7390 \cdot 10^{-4} \cdot 7{,}5 \cdot 1445}{9{,}5^2} \approx$$

$$\approx 0{,}008 \text{ кГ/см}^2 \ll 0{,}95 \text{ кГ/см}^2.$$

Ввиду малых скоростей движения вибратора температуру жидкости при длительном режиме вибрации можно не определять.

Находим относительные коэффициенты затухания виброизолированной установки при крайних значениях температуры:

$$D_{t0} = \frac{n\mu_{t0}\,l_{\text{р}}\psi(\alpha)}{2\omega_z\,m} + D_{\text{в}} =$$

$$= \frac{4 \cdot 0{,}7390 \cdot 10^{-4} \cdot 7{,}5 \cdot 20\,400 \cdot 981}{2 \cdot 2\pi \cdot 1{,}727 \cdot 6000} + 0{,}005 = 0{,}341 + 0{,}005 = 0{,}346;$$

$$D_{t\,40} = 0{,}155 + 0{,}005 = 0{,}160.$$

Для того чтобы равнодействующая диссипативных сил проходила через центр тяжести виброизолированной установки, демпферы располагаем в плане симметрично относительно осей X и Y (рис. 12).

Высоту края статора над свободной поверхностью жидкости и высоту статора H назначаем из условий, чтобы при максимальной деформации виброизолятора не произошло, во-первых, выдавливания жидкости из демпфера и, во-вторых, посадки объекта на статор демпфера.

При приложении постоянной силы к одному из углов объеата вертикальное перемещение вибратора относительно статора составит

$$\Delta_{\text{д}} = \frac{P}{K_z} + \varphi_{\text{ст}x}\,l_{\text{д}x} + \varphi_{\text{ст}\,y}\,l_{\text{д}\,y} =$$

$$= \frac{100}{720} + 0{,}001866 \cdot 89 + 0{,}001745 \cdot 126 = 0{,}5248 \text{ см}.$$

При таком перемещении вибратора подъем уровня демпфирующей жидкости в статоре $H_{\text{ж}}$ будет равен:

$$H_{\text{ж}} = \Delta_{\text{д}} \frac{r_0^2}{R^2 - r_0^2} = 0{,}5249 \frac{9{,}5^2}{10{,}5^2 - 9{,}5^2} = 2{,}369 \text{ см}.$$

Наименьшее расстояние $H'_д$ между объектом и основанием в месте установки демпфера в случае приложения к объекту вертикальной силы P составит

$$H_д' = H_0 - \frac{Q+P}{K_z} - \varphi_{стх}(l_{дх}+R) - \varphi_{сту}(l_{ду}+R) =$$

$$= 28{,}10 - 8{,}47 - 0{,}001866\,(89+11) - 0{,}001745\,(126+11) = 19{,}2 \text{ см}.$$

Принимая $l_2 = 3{,}5$ см $> H_ж$, $l_1 = 5$ см и толщину днища статора $l_{дн} = 0{,}5$ см, получим, с учетом принятого ранее $l_р = 7{,}5$ см, высоту статора H равной:

$$H = l_{дн} + l_1 + l_р + l_2 = 0{,}5 + 5 + 7{,}5 + 3{,}5 = 16{,}5 \text{ см} < H_д'.$$

6. Определение средней квадратической скорости колебаний виброизолированной установки

Предварительно по формулам (4.42) найдем значения параметров s и $2q$:

$$s = 4f^2 = 4 \cdot 0{,}2 = 0{,}8; \quad 2q = s - 2 = -1{,}2.$$

Подставляя значения f, s, $2q$, u и D в формулы (4.29), (4.38), (4.40) и (4.44), получим:

при $D = D_{t0} = 0{,}346$ $\mu_v = 0{,}1186$;

$$v_{\sigma z} = \mu_v\, b_{\sigma z}\, \Omega = 0{,}05500 \text{ мм/сек};$$

при $D = D_{t\,40} = 0{,}16$ $\mu_v = 0{,}1036$;

$$v_{\sigma z} = 0{,}04802 \text{ мм/сек};$$

при $D = D_{опт} = 0{,}192$ $\mu_v = 0{,}1020$;

$$v_{\sigma z} = 0{,}04727 \text{ мм/сек}.$$

Таким образом, в зависимости от температуры, влияющей на вязкость демпфирующей жидкости, средняя квадратическая скорость колебаний виброизолированного объекта $v_{\sigma z}$ будет лежать в пределах 0,047—0,055 *мм/сек*, т. е. меньше предельно допустимой $[v_\sigma] = 0{,}07$ *мм/сек*.

Для сравнения укажем, что при отключении демпферов значение $v_{\sigma z}$, как показывает вычисление по формулам (4.29), (4.33), (4.35) и (4.36) при $\gamma_в = 0{,}01$, возрастает до 0,2335 *мм/сек*, т. е. становится больше предельно допустимого.

В данном примере не нормировались амплитудные характеристики перемещения колебаний виброизолированного объекта. Однако для того чтобы получить представление об их величине, ниже приведены значения $a_{\sigma z}$ — среднего квадратического перемещения центра тяжести объекта, вычисленные по формулам (4.30), (4.34),

(4.35), (4.36), (4.39) и (4.40) для случаев работы виброизоляционного устройства с включенными демпферами, а также при их отключении:

при $D = D_{t0} = 0{,}346$ $a_{\sigma z} = 0{,}003147$ *мм*;

при $D = D_{t\,40} = 0{,}160$ $a_{\sigma z} = 0{,}003993$ *мм*;

при $\gamma_в = 0{,}01$ $a_{\sigma z} = 0{,}02151$ *мм*.

Таким образом, расчеты показывают, что если при заданном спектре колебаний основания в запроектированной установке отключить демпферы вязкого трения, то уровень *скорости* колебаний объекта будет снижен всего лишь в два раза по сравнению с уровнем скорости колебаний основания, а уровень *перемещения* колебаний объекта *возрастет* в 3,6 раза по отношению к уровню перемещения колебаний основания.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПАССИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ И ВЫСОКОТОЧНЫХ[1]

1. При проектировании виброизоляции металлорежущих станков необходимо учитывать указания раздела 4 данного Руководства, а также специальные рекомендации, относящиеся к металлорежущим станкам, которые излагаются ниже[2].

2. Допустимые амплитуды колебаний станин станков конкретных моделей уточняются заводами-изготовителями.

3. Допустимые величины углов наклона станка должны оговариваться в его сопроводительной технической документации.

В большинстве случаев наклоны станков средних размеров, возникающие при перемещении узлов, не препятствуют нормальной работе на станке. Однако большие углы наклона сильно затрудняют сборку и юстировку станков. В этом случае целесообразно применять упруго-жесткие опоры (см. ниже, п.8).

4. Кроме случаев, предусмотренных п. 2.4 Руководства, постамент (фундаментный блок) устраивают также в следующих случаях:

а) когда станок, требующий изоляции, жестко связан с рядом стоящими агрегатами и необходима их совместная установка на общем фундаменте;

б) когда по условиям местной прочности пола или перекрытия невозможна установка станков данного веса на небольшое количество виброизоляторов и необходимо распределение нагрузки на некоторой площади;

в) когда точные станки размещаются на полу с нежестким подстилающим слоем.

Как правило, высокоточные станки устанавливают на отдельные постаменты, если последние предусматриваются.

На общий постамент допустимо устанавливать станки повышенной точности, не имеющие внутренних источников значительных переменных сил и моментов.

5. В большинстве случаев вес постамента (фундаментного блока) можно принимать в 2—3 раза больше веса станка, в отдельных случаях (при $\omega_z/2\pi < 5$ *гц*) — в 4—5 раз.

6. Станки на постаментах (фундаментных блоках), как правило, устанавливают с креплением их фундаментными болтами.

7. Собственные частоты виброизолированного станка должны отличаться не менее чем на 30—40% от частот, определяемых числом оборотов двигателя, числом двойных ходов перемещающихся узлов станка и т. п.

8. Для станков, требующих периодической юстировки, целесообразно использовать упруго-жесткие опорные элементы, позво-

---

[1] При составлении этого приложения использованы «Рекомендации по установке металлорежущих станков», ОНТИ ЭНИМС, М., 1969.

[2] Способы установки станков на фундаментах, располагаемых на естественном и свайном основаниях, здесь не рассматриваются

ляющие быстро переходить от упругой установки станка, обеспечивающей его виброизоляцию, к жесткой. В частности, иногда кроме упругих элементов (виброизоляторов) предусматривают регулируемые жесткие опоры (например, винты), которые при упругом опирании станков выводятся из контакта с его основанием, а при жестком — вводятся в контакт и воспринимают значительную часть нагрузки.

9. В практике виброизоляции станков нашли основное применение следующие схемы.

а) Непосредственно на виброизоляторы обычно устанавливают станки средних размеров с жесткими станинами ($l/h < 4 \div 5$, где l — длина, h — высота сечения станины), не имеющие внутренних источников значительных неуравновешенных переменных сил и допускающие значительные перекосы без ущерба для удобства работы и качества обработки деталей. При этом нагрузка на виброизолятор не должна превышать допустимую по условию местной прочности пола или перекрытия. Эту схему виброизоляции, при которой обычно $10 < \omega_z/2\pi < 15$ *гц*, применяют, в частности, для следующих станков:

токарных (средних размеров с короткими станинами или со сплошными основаниями, если на них не будут обрабатывать неуравновешенные детали);

координатно-расточных, алмазно-расточных, зубофрезерных (средних размеров с жесткими станинами);

резьбошлифовальных, круглошлифовальных, внутришлифовальных, плоскошлифовальных, зубошлифовальных (средних размеров с жесткими станинами, работающих без резких реверсов перемещающихся узлов, в частности, станков, работающих абразивным червяком).

Некоторое расширение области применения этой схемы виброизоляции может быть достигнуто путем специального уменьшения переменных сил в самом станке: регулировкой плавности реверса, балансировкой неуравновешенных деталей и т. п.

Возможность непосредственной установки на виброизоляторы прецизионных станков с возвратно-поступательно перемещающимися узлами определяют с участием завода-изготовителя.

б) Высокоточные станки с недостаточно жесткими станинами или станки, возбуждающие значительные неуравновешенные переменные силы и моменты, обычно устанавливают на специальных постаментах (фундаментных блоках), а в качестве упругих элементов используют резиновые виброизоляторы.

Такую схему виброизоляции, при которой обычно $5 < \omega_z/2\pi < 15$ *гц*, применяют, в частности, для следующих станков:

координатно-расточных (станков с нежесткими станинами);

зубофрезерных (средних размеров с нежесткими станинами и крупных);

круглошлифовальных (средних размеров с нежесткими станинами или станков, работающих при резких реверсах, крупных станков);

внутришлифовальных (работающих при резких реверсах, с тяжелыми подвижными узлами);

плоскошлифовальных (особо точных станков);

резьбошлифовальных (с длинными нежесткими станинами);

зубошлифовальных (с нежесткими станинами, работающих при резких реверсах узлов).

в) Тяжелые станки, не возбуждающие значительных неуравновешенных переменных нагрузок, устанавливают преимущественно на специальных постаментах (фундаментных блоках), а в качестве упругих элементов используют пружинные виброизоляторы[1]. Эту схему виброизоляции, при которой $\omega_z/2\pi < 5$ *гц*, применяют, в частности, для следующих станков:

зубофрезерных (тяжелых высокоточных станков, мастер-станков);

круглошлифовальных (тяжелых станков, в частности, вальцешлифовальных);

внутришлифовальных (особо точных крупных станков).

---

[1] Целесообразно применение демпферов вязкого трения.

Оглавление

Стр.

Предисловие 3

Глава I. Общие указания

Глава 2. Виброизоляция машин с периодической возмущающей нагрузкой

Указания по проектированию 7
Подбор значений параметров виброизоляции 12
Расположение виброизоляторов 20
Определение частот собственных колебаний виброизолированной установки. 23
Определение амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки. 26
Определение динамических нагрузок, передающихся на поддерживающую конструкцию 29

Глава 3. Виброизоляция фундаментов под ковочные и штамповочные молоты

Указания по проектированию 35
Выбор значений параметров виброизоляции 39
Конструктивные указания 45

Глава 4. Пассивная виброизоляциия

Расчет виброизоляции при периодических поступательных и угловых колебаниях основания 47
Расчет виброизоляции при случайных вертикальных или горизонтальных колебаниях основания 55
Учет неуравновешенных периодических нагрузок, действующих на виброизолируемый объект 60

Глава 5. Расчет виброизоляторов

Пружинные виброизоляторы 61
А. Расчет одиночных цилиндрических пружин 61
Б. Расчет составных (концентрических) пружин сжатия . 66
В. Подбор пружинных виброизоляторов 68
Резиновые виброизоляторы 69
Комбинированные виброизоляторы 75
А. Пружинно-резиновые виброизоляторы 75
Б. Пружинно-пластмассовые виброизоляторы 78
Опорные виброизоляторы с гидрошарнирами 80

Стр.

Глава 6. Демпферы вязкого трения

Приложение 1. Определение частот собственных и амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки по уточненным расчетным схемам 92

Приложение 2. Таблицы для определения оптимальных относительных коэффициентов затухания и коэффициентов передачи при расчете пассивной виброизоляции на случайные воздействия 108

Приложение 3. Пример расчета виброизоляции под вентилятор 113

Приложение 4. Пример расчета пружинно-резиновой виброизоляции фундамента под пятитонный паровоздушный штамповочный молот 123

Приложение 5. Пример расчета пружинно-рессорной виброизоляции фундамента под 16-тонный паровоздушный штамповочный молот 132

Приложение 6. Пример расчета пассивной виброизоляции объекта при гармонических колебаниях основания 138

Приложение 7. Пример расчета пассивной виброизоляции объекта при случайных вертикальных колебаниях основания 147

Приложение 8. Рекомендации по пассивной виброизоляции металлорежущих станков повышенной точности и высокоточных. 155

ЦНИИСК им. В. А. КУЧЕРЕНКО
РУКОВОДСТВО ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

* * *

Стройиздат
Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

* * *

Редактор издательства Л. И. Круглова
Технический редактор К. Е. Тархова
Корректор Л. П. Бирюкова

Сдано в набор 18/I—1972 г. Подписано к печати 29/IX—1972 г.
Т-15071 Бумага 84×108¹/₃₂ 2,5 бум. л.
8,4 усл. печ. л. (уч.-изд. 8,52 л.)
Тираж 25 000 экз. Изд. № XII — 3500 Зак. № 721 Цена 43 к.

Московская типография № 4 Главполиграфпрома
Государственного комитета Совета Министров СССР по делам
издательств, полиграфии и книжной торговли
Б. Переяславская, 46.

gost.e-ecolog.ru