

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Кафедра М и ОЦБП

А.А. Санников
Н.В. Куцубина

ВИБРОЗАЩИТА МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

Методические указания
для студентов очной и заочной форм обучения
Направление 150400 – «Технологические машины и оборудование»
«Виброзащита и акустическая динамика машин»,
«Колебания и динамическая прочность»,
«Теория механизмов и машин»

Екатеринбург
2009

Печатается по рекомендации методической комиссии лесомеханического факультета, протокол № 1 от 25 сентября 2008 г.

Рецензент профессор, д-р техн. наук В.П. Сиваков

Редактор Р.В. Сайгина
Оператор Г.И. Романова

Подписано в печать 02.06.09

Плоская печать

Заказ №

Формат 60×84 1/16

Печ. л. 1,16

Поз. 15

Тираж 200 экз.

Цена 3 руб. 60 коп.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

ВВЕДЕНИЕ

В развитии машиностроения имеет место общая тенденция - повышение рабочих параметров машин, увеличение единичной мощности машинных агрегатов. Эта тенденция в полной мере присуща технологическим машинам и оборудованию отраслей лесного комплекса. Увеличение рабочих параметров оборудования, снижение его удельной металлоемкости приводит к увеличению его виброактивности. Надежность эксплуатации машин неразрывно связана с их виброактивным состоянием, поскольку повышенная вибрация увеличивает динамические нагрузки на конструктивные элементы, интенсифицирует износ и повреждение машин и поддерживающих конструкций, нередко отрицательно воздействует на качественные показатели продукции.

В настоящих методических указаниях изложены сущность и методы виброизоляции машин, приведены теоретические основы виброизоляции, изложена методика расчета виброизоляции однороторного агрегата с периодической возмущающей нагрузкой.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

1.1. Сущность и методы виброизоляции

Виброизоляция – это наиболее распространенный метод виброзащиты технологических машин и оборудования лесного комплекса*. Под виброизоляцией понимается метод виброзащиты, заключающийся в уменьшении передачи вибрации от источника возбуждения защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними. Устройства, осуществляющие виброизоляцию, называются виброизоляторами.

Виброизоляция объектов осуществляется в двух вариантах:

опорном (рис. 1, а), когда виброизоляторы расположены непосредственно под корпусом изолируемой машины или под жестким постаментом (фундаментным блоком), на котором укреплена машина;

подвесном, когда изолируемый объект подвешен на виброизоляторах, закрепленных выше подошвы постамента и работающих на сжатие (рис. 1, б) или растяжение (рис. 1, в).

Если в изолируемом объекте преобладают горизонтальные возмущающие силы, то применяются схемы, при которых изолируемый объект крепится на тросах или стержнях с шарнирами к несущим строительным конструкциям (рис. 1, г). Эту схему виброизоляции применяют для объектов при низкочастотном воздействии.

* Куцубина Н.В. Виброзащита технологических машин и оборудования лесного комплекса [Текст]: монография / Н.В. Куцубина, А.А. Санников. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. – 212 с.

Методы виброизоляции подразделяются:

по использованию дополнительного источника энергии на методы пассивной и активной виброизоляции;

по виду снижаемого динамического воздействия на методы силовой и кинематической виброизоляции;

по характеру динамического воздействия на методы виброизоляции при гармоническом импульсном (ударном) и случайном динамических воздействиях;

по виду виброизолируемого объекта на методы виброизоляции машин и оборудования, рабочих мест, строительных конструкций, составных частей машин, например валов;

по типу применяемых виброизоляторов - виброизоляция с простыми и составными виброизоляторами с последовательным, параллельным или комбинированным включением простых виброизоляторов.

Для виброизоляции в опорном варианте применяют следующие типы виброизоляторов:

виброизолирующие резинометаллические опоры;

резиновые виброизоляторы (коврики);

пневматические виброизоляторы;

виброизоляторы в виде пружин, а также в виде различных гидропневматических, металлических, торсионных и иных устройств.

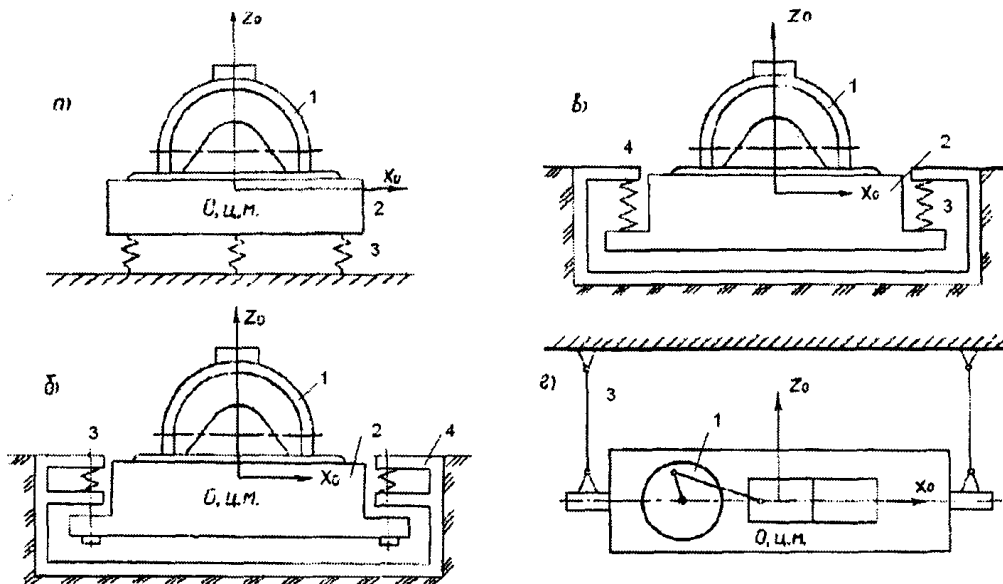


Рис. 1. Схема виброизоляции машин:

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 (фундаментальный блок); 3 – виброизоляторы;

4 – подфундаментный короб

При активной виброизоляции используются активные средства с управлением параметрами по динамическим характеристикам источника возбуждения колебаний и объекта виброзащиты, по допустимым значениям динамических характеристик объекта виброзащиты. Активные средства виброизоляции могут быть с постоянными и переменными параметрами.

Регулирование пассивными и управление активными средствами виброизоляции осуществляется изменением - в первом случае и регулированием - во втором случае характеристик инерционных, упругих или демпфирующих элементов, а также применением или регулированием кинематических характеристик направляющих устройств или механизмов преобразования движения инерционного элемента.

Наиболее распространенным и эффективным мероприятием по уменьшению вредной вибрации, передающейся строительным конструкциям и на рабочие места, является виброизоляция машин и оборудования, возбуждающих колебания, при которых динамическая нагрузка, передающаяся опорной конструкции, уменьшается в несколько раз. Колебания конструкции уменьшаются. При правильно выполненной виброизоляции уменьшается также вибрация виброизолируемой машины. Для снижения вибрации машины до допустимых уровней в отдельных случаях применяют фундаментный блок, увеличивающий массу изолируемой установки.

Постамент или фундаментный блок под виброизолируемой машиной устраивают также в случаях, когда:

- корпус машины имеет недостаточную жесткость;
- размещение виброизоляторов непосредственно на корпусе машины конструктивно затруднено;
- изолируется агрегат, состоящий из отдельных машин на общем постаменте.

Для достижения эффекта виброизоляция должна быть рассчитана. Применение виброизоляции без расчетов может привести в отдельных случаях к увеличению вибрации машин и опорных конструкций.

1.2. Теоретические основы виброизоляции машин и оборудования

1.2.1. Моделирование виброизоляции

Машинный агрегат, установленный на виброизоляторы, в общем случае представляет собой систему с шестью степенями свободы. Математическая модель таких колебаний - система шести взаимосвязанных дифференциальных уравнений. При определенном виде динамических нагрузок и при той или иной симметрии конструкции машины и расположения виброизоляторов динамические и математические модели упрощаются. Например, машины, у которых гармоническая возмущающая сила имеет вертикальное направление и приложена к точке, находящейся на одной верти-

кали, проходящей через центры масс виброизолированной установки и жесткости виброизоляторов, можно рассматривать как системы с одной степенью свободы, колеблющиеся только в вертикальном направлении.

В тех случаях, когда произвольно направленные силы и моменты сил, возбуждающие колебания, приложены к произвольным точкам машины, но центры масс O_m и жесткости виброопор O_v лежат на одной вертикали, виброизолированная машина имеет четыре взаимно независимых вида колебаний:

- вертикальные по оси Z ;
- горизонтально-поворотные в плоскости ZOY ;
- горизонтально-поворотные в плоскости ZOX ;
- вращательные относительно оси Z .

При расчете виброизоляции определяются параметры вибрации машины и поддерживающей конструкции. Но в большинстве случаев при большой массе или большой жесткости поддерживающих конструкций определяются только параметры вибрации виброизолированной машины и нагрузки, действующие на поддерживающую конструкцию.

Динамическая модель виброизоляции машины при вертикальных колебаниях с учетом вибрации поддерживающей конструкции, например, междуэтажного перекрытия, показана на рис. 2. Массы m_1 и m_2 связаны между собой упругодемпфирующей связью с коэффициентами жесткости C_{12} и неупругого сопротивления b_{12} , а масса m_2 связана со стойкой связью с соответствующими коэффициентами C_2 и b_2 . На массы в общем случае действуют гармонические возбуждающие силы:

$$F_1 = m_{B1} e_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t; \quad F_2 = m_{B2} e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t,$$

где m_{B1} , m_{B2} - неуравновешенные массы с удельными дисбалансами соответственно e_1 , e_2 ;

ω_1 , ω_2 - угловые частоты вращений неуравновешенных масс.

Под действием этих сил массы m_1 и m_2 совершают колебания вдоль оси Z , дифференциальные уравнения которых имеют вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + b_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + C_{12}(z_1 - z_2) &= m_{B1} e_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t; \\ m_2 \ddot{z}_2 + b_2 \dot{z}_2 + b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + C_2 z_2 + C_{12}(z_2 - z_1) &= m_{B2} e_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t. \end{aligned} \quad (1)$$

Обозначив $\mathfrak{A}_{1,2} = \frac{m_{B1,2} e_{1,2}}{m_{1,2}}$; $\mu = \frac{m_1}{m_2}$; $\lambda_1^2 = \frac{C_{12}}{m_1}$; $\lambda_2^2 = \frac{C_{12} + C_1}{m_2}$ и приняв $\mathfrak{A}_{p1} = \frac{\lambda_1 m_1}{b_{12}}$; $\mathfrak{A}_{p2} = \frac{\lambda_2 m_2}{b_{12} + b_2}$,

где λ_1 , λ_2 - парциальные собственные частоты колебаний масс m_1 и m_2 или собственные частоты колебаний одной массы при условно закрепленной второй массе;

ν_1, ν_2 - меры уровня возбуждающих колебания сил парциальных систем;
 α_{p1}, α_{p2} - коэффициенты динамического усиления колебаний парциальных систем при резонансах;
 μ - отношение масс,
получим дифференциальные уравнения (1) в виде:

$$\ddot{z}_1 + \frac{\lambda_1}{\alpha_{p1}}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \lambda_1^2(z_1 - z_2) = \nu_1 \omega_1^2 \cos \omega_1 t; \quad (2)$$

$$\ddot{z}_1 + \frac{\lambda_2}{\alpha_{p2}}\dot{z}_2 - \frac{\lambda_1}{\alpha_{p1}}\mu\dot{z}_1 + \lambda_2^2 z_2 - \lambda_1^2 \mu z_1 = \nu_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t.$$

Собственные частоты колебаний системы находим из однородной части дифференциальных уравнений (2) без учета рассеивания энергии, т.е. при $\nu_1, \nu_2 = 0$ и $\alpha_{p1} = \alpha_{p2} = \infty$

$$\ddot{z}_1 + \lambda_1^2(z_1 - z_2) = 0; \quad \ddot{z}_2 + \lambda_2^2 z_2 - \lambda_1^2 \mu z_1 = 0. \quad (3)$$

Решение уравнений (3) ищем в виде

$$z_1 = S_{a1} \cos \omega_0 t; \quad z_2 = S_{a2} \cos \omega_0 t, \quad (4)$$

где S_{a1}, S_{a2} - амплитуды виброперемещений масс m_1 и m_2 ;
 ω_0 - собственная частота колебаний системы.

Подставив решение (4) в (3) и полагая, что уравнение (2) удовлетворяется тождественно, приняв $\omega_0 t = 0$, получим следующую систему алгебраических уравнений:

$$(\lambda_1^2 - \omega_0^2)S_{a1} - \lambda_1^2 S_{a2} = 0;$$

$$-\lambda_1^2 \mu S_{a1} + (\lambda_2^2 - \omega_0^2)S_{a2} = 0.$$

Из равенства нулю главного определителя этой системы уравнений находятся собственные частоты колебаний системы:

$$\omega_{01,2} = \frac{\lambda_1^2(1 + \mu) + \lambda_2^2}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\lambda_1^2(1 + \mu) + \lambda_2^2}{2} \right]^2 - \lambda_1^2 \lambda_2^2}. \quad (5)$$

Низшая форма ω_{01} меньше каждой из парциальных частот и соответствует форме колебаний, когда движение обеих масс совпадают по направлению (колебания синфазны). Высшая частота ω_{02} - колебания масс противофазны.

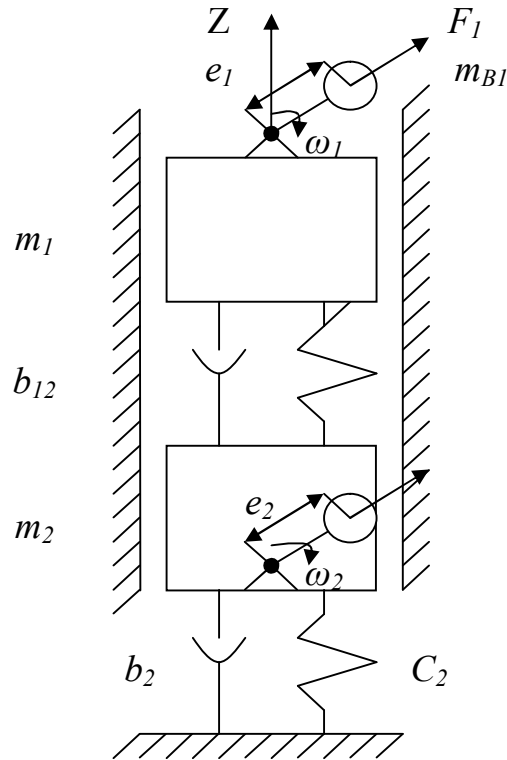


Рис. 2. Динамическая модель виброизоляции машины при вертикальных колебаниях с учетом вибрации поддерживающей конструкции

Параметры вынужденных вертикальных колебаний виброизолированной машины и поддерживающей конструкции находятся из системы алгебраических уравнений, представленных в матричной форме. После некоторых преобразований эта система уравнений приобретает вид:

$$\begin{vmatrix} (1-\eta_1^2) & \frac{\eta_1}{\Delta_{P1}} & -1 & -\frac{\eta_1}{\Delta_{P1}} \\ -\frac{\eta_1}{\Delta_{P1}} & (1-\eta_1^2) & \frac{\eta_1}{\Delta_{P1}} & -1 \\ \alpha^2 \mu & -\frac{\alpha \mu \eta_2}{\Delta_{P1}} & (1-\eta_2^2) & \frac{\eta_2}{\Delta_{P2}} \\ \frac{\alpha \mu \eta_2}{\Delta_{P1}} & -\alpha^2 \mu & -\frac{\eta_2}{\Delta_{P2}} & (1-\eta_2^2) \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} S_{11} \\ S_{12} \\ S_{21} \\ S_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 9\eta_1^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}, \quad (6)$$

где η_1 – отношение частоты возбуждающих колебания сил к собственной парциальной частоте колебаний виброизолируемого объекта на виброизоляторах, $\eta_1 = \omega/\lambda_1$;

η_2 – отношение частоты возбуждающих колебания сил к собствен-

ной парциальной частоте колебаний поддерживающей конструкции, $\eta_2 = \omega/\lambda_2$;

α – отношение собственных парциальных частот колебаний виброизолированного объекта и поддерживающей конструкции,

$$\alpha = \lambda_1/\lambda_2 = \eta_2/\eta_1.$$

Из решения (6) находятся гармонические коэффициенты S_{11} ; S_{12} ; S_{21} и S_{22} , а по ним – амплитуды виброперемещений и углы сдвига фаз виброизолированного объекта S_{a1} и β_1 и поддерживающей конструкции S_{a2} и β_2 :

$$S_{a1} = \sqrt{S_{11}^2 + S_{12}^2}; \operatorname{tg} \beta_1 = S_{12} / S_{11}; S_{a2} = \sqrt{S_{21}^2 + S_{22}^2}; \operatorname{tg} \beta_2 = S_{22} / S_{21}. \quad (7)$$

Амплитуды относительных виброперемещений виброизолированного объекта и поддерживающей конструкции, необходимые для расчета виброизоляторов, определяются по формуле

$$S_{a1,2} = \sqrt{(S_{11} - S_{21})^2 + (S_{12} - S_{22})^2}. \quad (8)$$

1.2.2. Рекомендации по виброизоляции

На практике встречаются случаи, когда приведенные массы поддерживающих конструкций, например междуэтажного перекрытия, опорных металлических рамных конструкций и т.п., соизмеримы или меньше массы виброизолируемой машины и имеют порой незначительную жесткость. Не исключена вероятность их резонансных или окolorезонансных колебаний.

Численное исследование системы уравнений (6), описывающих колебания при вертикальной виброизоляции машины, показало, что вблизи от резонанса поддерживающей конструкции эффективность виброизоляции резко падает: заметно увеличиваются виброперемещения виброизолируемой машины и существенно, в несколько раз, возрастают амплитуды виброперемещений поддерживающей конструкции. При остром резонансе поддерживающей конструкции возникает эффект динамического виброгашения, при котором амплитуды виброперемещений виброизолированной машины падают до нуля при существенном увеличении параметров вибрации поддерживающей конструкции. Увеличение массы поддерживающей конструкции при прочих равных условиях приводит к уменьшению ее параметров вибрации.

Из сказанного вытекает практический вывод: при проектировании виброизоляции необходимо знать динамические характеристики поддерживающих конструкций. В случае приближения их собственных частот к частотам возбуждающих колебания динамических воздействий необходимо принять меры по выводу конструкции из резонанса.

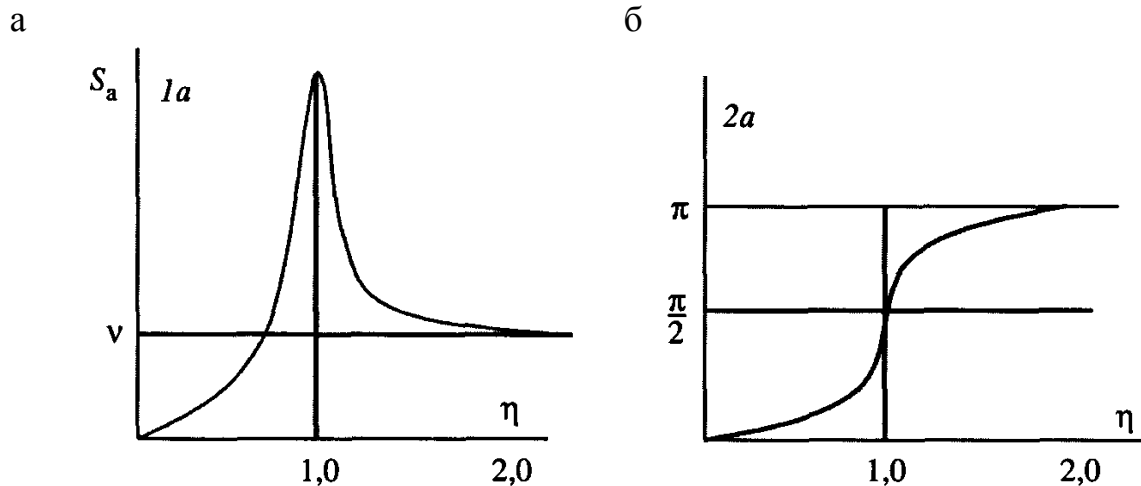


Рис. 3. Амплитудно-частотная (а) и фазочастотная (б) характеристики одномассовой модели виброизоляции

В тех случаях, когда поддерживающая конструкция имеет массу, превышающую массу виброизолированной машины в несколько раз, и ее собственные частоты колебаний находятся вдали от резонанса ($0,7\omega \geq \lambda_2 \geq 1,3\omega$), расчетная модель виброизоляции может быть сведена к одномассовой модели, амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики которой показаны рис. 3.

В этом случае силы, действующие на поддерживающую конструкцию, определяются по формуле

$$F_{zn} = C z_b + b \dot{z}. \quad (9)$$

Амплитуда этих сил равна

$$F_{za} = \sqrt{(CS_a)^2 + (bS_{a1}\omega)^2}. \quad (10)$$

Динамические нагрузки, передающиеся на поддерживающую конструкцию при горизонтально-поворотных колебаниях виброизолированного объекта, определяются при рабочем режиме машины, а также при прохождении через резонанс при пуске и останове машины, по формулам:

$$F_x = S_{ax} K_x ; \quad M_x = S_{a\psi} K_\psi, \quad (11)$$

где S_{ax} - амплитуда горизонтальных виброперемещений виброизолированной конструкции на уровне ее опирания на виброизоляторы;

$S_{a\psi}$ - амплитуда поворотных колебаний опорных конструкций;

K_x ; K_ψ - коэффициенты жесткости виброизоляторов при горизонтальном и поворотном перемещениях виброизолируемого объекта.

1.2.3. Порядок расчета и размещение виброизоляторов

Виброизоляторы располагаются так, чтобы был удобен их монтаж, регулирование и замена, а также была бы возможность наблюдения за их состоянием в процессе эксплуатации. Для этого предусматриваются площадки обслуживания и проходы, обеспечивающие доступ ко всем виброisolяторам.

Виброизоляторы располагаются в плане симметрично относительно центра масс установки, обычно в 4 точки по углам прямоугольника, т.е. так, чтобы центр жесткости находился на одной вертикали с центром масс установки. Это условие выполняется при симметричном расположении в плане одинаковых виброизоляторов относительно центра масс установки.

При проектировании виброизоляции машин целесообразно центр масс виброизолированной установки размещать ниже плоскости, проходящей по опорным поверхностям виброизоляторов. При расположении центра масс выше этой плоскости возможны интенсивные горизонтально-вращательные колебания. По этой причине подвесной вариант виброизоляции предпочтительней опорного. При совпадении центров масс и центров жесткости поступательные и поворотные колебания становятся независимыми.

Основными параметрами, характеризующими функциональные свойства виброизоляторов, являются их суммарный коэффициент жесткости и масса виброизолированной установки.

Требуемая масса виброизолированной установки определяется в зависимости от величины возбуждающих колебания сил и от допустимой амплитуды виброперемещений центра масс установки по формулам:

$$m_1 \geq m_e \frac{e}{[S_a]} \quad \text{или} \quad m_1 \geq F_a / (\omega^2 [S_a]), \quad (12)$$

где m_e – масса ротора;

e – удельный дисбаланс ротора;

$[S_a]$ – допустимая амплитуда виброперемещения центра масс установки;

F_a – амплитуда нормативной гармонической возмущающей силы.

Если масса машины меньше требуемой, необходимо увеличить ее до требуемого значения путем установки на железобетонной плите.

Необходимая величина суммарного коэффициента жесткости и виброизоляторов в вертикальном направлении определяется по формуле

$$K_z \leq m_1 \omega_{z0}^2, \quad (13)$$

где ω_{z0} – собственная частота вертикальных колебаний виброизолированной установки.

По суммарному коэффициенту жесткости K_z находится требуемый коэффициент жесткости отдельного упругого элемента (виброизолятора):

$$K_{z\delta} = K_z / n, \quad (14)$$

где n – количество виброизоляторов.

Затем выбирается тип и конструктивное исполнение виброизоляторов, их размещение, находятся суммарные коэффициенты жесткости всех виброизоляторов при горизонтальном и поворотном смещениях виброизолированной установки.

После выбора виброизоляторов производится проверочный расчет виброизолированной установки, который заключается в определении:

собственных частот колебаний виброизолированной установки;
амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки;
динамических нагрузок, передающихся на поддерживающие конструкции, и в ряде случаев, амплитуд колебаний поддерживающей конструкции.

2. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ОДНОРОТОРНОГО АГРЕГАТА С ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ СИЛОЙ. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

При виброизоляции однороторного машинного агрегата (рис. 4) решаются следующие задачи:

- снижение динамических нагрузок от машины на поддерживающие конструкции (фундамент, междуэтажное перекрытие, строительную конструкцию);

- уменьшение параметров вибрации агрегата на уровне подшипниковых опор ротора.

Первая задача решается подбором количества и коэффициентов жесткости виброизоляторов, их размещением под машиной или виброизолированным блоком, на котором устанавливается машина. При решении второй задачи подбирается масса виброизолированного блока, обеспечивающего уменьшение вибрации до допустимых уровней.

Исходные данные для расчета

Частота вращения ротора машины при установившемся движении n , об/мин;

масса ротора машины m_r , кг;

расстояние между опорами l_B , м.

По заданным исходным данным определяются:

масса машинного агрегата $m_M \approx 5 m_r$;

расчетные габаритные размеры виброизолированного блока (рис. 4)

$a \approx 1,5 l_B$; $b \approx 0,6 a$; $h_F \approx 0,8 b$; $h_\Phi \approx 0,4 b$; $h_C \approx 0,8 h_\Phi$.

Все размеры округлить.

По частоте вращения ротора n , об/мин, по табл. 1 принимаются допустимая амплитуда виброперемещений машинного агрегата на подшипниковых опорах $[S_a]$, мкм, и степень точности балансировки

Таблица 1

Допустимая амплитуда виброперемещений
и степень точности балансировки ротора

n , об/мин	≤ 500	$600 \dots < 750$	$750 \dots < 1000$	$1000 \dots 2000$	≥ 2000
$[S_a]$, мкм	250	160	100	63	40
Степень точности балансировки	8..9	7	6	5	3..4

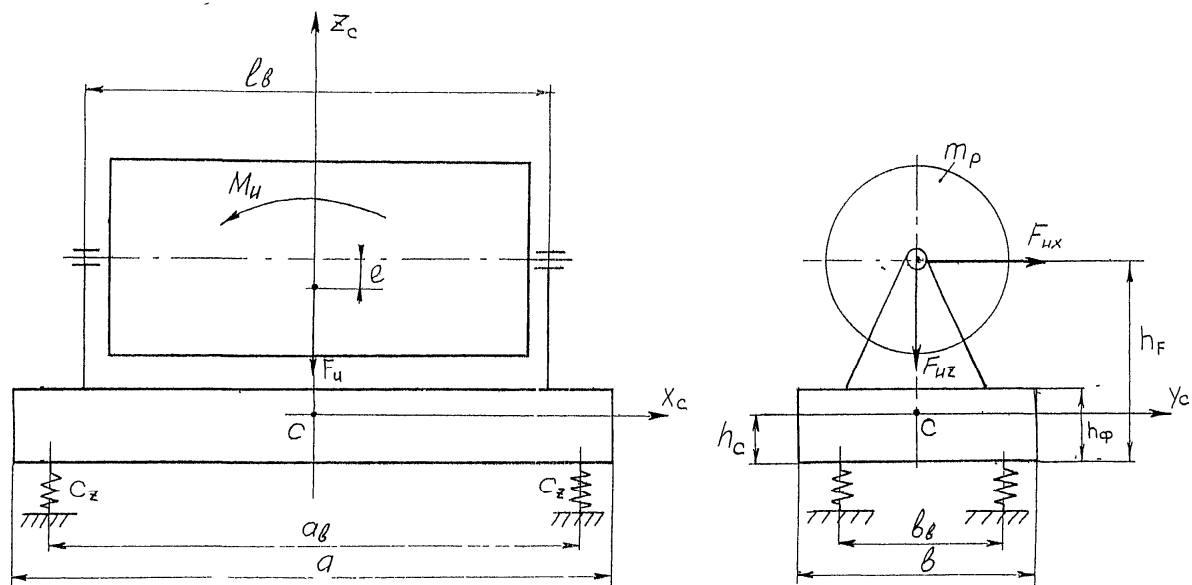


Рис. 4. Схема однороторного агрегата

По степени точности балансировки ротора по табл.2 находится произведение $[e\omega]$ удельного дисбаланса ротора e , мм, на максимальную угловую частоту вращения ротора ω , рад/с.

Таблица 2

Степень точности балансировки ротора и значения $[e\omega]$

Степень точности балансировки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$[e\omega]$, мм рад/с	0,4	1,0	2,5	6,25	16,0	40	100	250	625

Методика расчета

1. Определение сил, возбуждающих колебания машины

1.1. Угловая скорость вращения ротора ω , рад/с,

$$\omega = \pi n/30 .$$

1.2. Удельный дисбаланс ротора

$$e = [e\omega]/\omega.$$

1.3. Расчетная динамическая нагрузка на корпус машины от центробежных сил инерции неуравновешенных масс ротора $F_{И}$, Н,

$$F_{И} = k_3 m_p e \omega^2,$$

где $k_3 = 2,5 \dots 4,0$ – коэффициент запаса, учитывающий возможность увеличения неуравновешенности.

m_p – масса ротора.

1.4. Расчетный динамический момент от центробежных сил инерции неуравновешенных масс, действующий на корпус машины $M_{И}$, Н·м,

$$M_{И} = 0,25 k_3 m_p e \omega^2 l_B,$$

где l_B – расстояние между опорами ротора, м.

2. Предварительный подбор параметров виброизоляции и размещение виброизоляторов

2.1. Масса фундаментного блока совместно с массой машины

$$m_{\Phi} \geq k_3 \frac{m_p e}{[S_a]}, \text{ но не менее } m_M,$$

где $[S_a]$ – допустимая амплитуда вертикальных виброперемещений машины, регламентируемая нормами.

2.2. Моменты инерции виброизолированной установки относительно осей X_C и Y_C , проходящих через центр масс установки $\Theta_{C X, Y}$, кг·м²,

$$\Theta_{C X} \approx 2 m_{\Phi} \frac{b^2 + h_{\Phi}^2}{12}; \quad \Theta_{C Y} \approx 1,5 m_{\Phi} \frac{a^2 + h_{\Phi}^2}{12} .$$

2.3. Радиусы инерции масс $r_{C X, Y}$, м,

$$r_{C X} = \sqrt{\Theta_{C X} / m_{\Phi}}; \quad r_{C Y} = \sqrt{\Theta_{C Y} / m_{\Phi}} .$$

2.4. Требуемая собственная частота вертикальных колебаний фундаментного блока ω_{OZ} , рад/с

$$\omega_{OZ} \leq \omega/4.$$

2.5. Требуемый суммарный коэффициент жесткости виброизоляторов в вертикальном направлении ΣK_{zi} , Н/м

$$\sum_{i=1}^N K_{zi} = \omega_{OZ}^2 m_{\Phi} .$$

2.6. Требуемый коэффициент жесткости одного виброизолятора

$$K_{zi} = \sum_{i=1}^N K_{zi} / N,$$

где N – число виброизоляторов.

2.7. Суммарные коэффициенты жесткости виброизоляторов в горизонтальных направлениях $\Sigma K_{x,y i}$, Н/м

$$\sum_{i=1}^N K_{xi} = \sum_{i=1}^N K_{yi} = (0,5 \dots 0,8) \sum_{i=1}^N K_{zi}.$$

Пример размещения виброизоляторов ($N = 4, 6, 8, 10$) приведен на рис. 5.

2.8. Суммарные коэффициенты угловой жесткости виброизоляторов $K_{\phi x, y}$, Н·м/рад

$$K_{\phi x} = \sum_{i=1}^N (K_{zi} y_i^2); \quad K_{\phi y} = \sum_{i=1}^N (K_{zi} x_i^2).$$

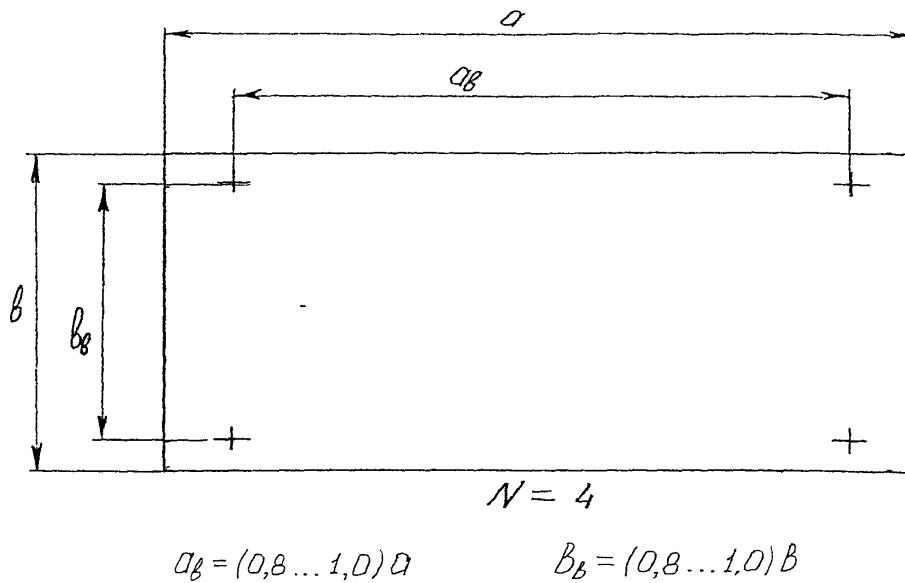


Рис. 5. Схема размещения виброизоляторов

3. Определение собственных частот колебаний виброизолированной установки

1) в вертикальном направлении ω_{OZ} , рад/с

$$\omega_{OZ} = \sqrt{\Sigma K_{zi} / m_{\phi}};$$

2) в горизонтальных направлениях ω_{OX} , ω_{OY} , рад/с

$$\omega_{OX} = \omega_{OY} = \sqrt{\Sigma K_{xi} / m_{\phi}};$$

3) поворотных относительно оси X_C $\omega_{\text{офх}}$, рад/с

$$\omega_{\text{офх}} = \sqrt{\frac{K_{\phi x}}{m_{\phi} h_c^2 + \Theta_{\text{сх}}}} ;$$

4) поворотных относительно оси Y_C $\omega_{\text{офу}}$, рад/с

$$\omega_{\text{офу}} = \sqrt{\frac{K_{\phi y}}{m_{\phi} h_c^2 + \Theta_{\text{сy}}}} ;$$

5) главных горизонтально-вращательных колебаний виброизолированного блока относительно осей X_C и Y_C

$$\lambda_{1,2x}^2 = \frac{\omega_{\text{оу}}^2 (1 + h_c^2 / r_{\text{сy}}^2) + \omega_{\text{офх}}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{\text{оу}}^2 (1 + h_c^2 / r_{\text{сy}}^2) + \omega_{\text{офх}}^2}{2} \right)^2 - \omega_{\text{оу}}^2 \omega_{\text{офх}}^2} ;$$

$$\lambda_{1,2y}^2 = \frac{\omega_{\text{ох}}^2 (1 + h_c^2 / r_{\text{сx}}^2) + \omega_{\text{офу}}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{\text{ох}}^2 (1 + h_c^2 / r_{\text{сx}}^2) + \omega_{\text{офу}}^2}{2} \right)^2 - \omega_{\text{ох}}^2 \omega_{\text{офу}}^2} .$$

Проверка найденных частот по неравенствам:

$$\frac{\omega}{\omega_{\text{оз}}} \geq 4,0 ; \quad \frac{\omega}{\lambda_{1x}} \geq 3,0 ; \quad \frac{\omega}{\lambda_{1y}} \geq 3,0 ;$$

$$\lambda_{2x} \neq (0,7 \dots 1,3) \omega ; \quad \lambda_{2y} \neq (0,7 \dots 1,3) \omega .$$

Если эти неравенства не удовлетворяются, следует уменьшить жесткость виброизоляторов.

4. Определение амплитуд виброперемещений подшипниковых опор ротора

1) вертикальных колебаний относительно центра масс $S_{\text{азс}}$, м

$$S_{\text{азс}} = \frac{F_{\text{и}}}{m_{\phi} \omega^2 - \Sigma K_{\text{zi}}} ;$$

2) горизонтальных колебаний центра масс вдоль оси Y_C $S_{\text{ауц}}$, м

$$S_{\text{ауц}} = \frac{F_{\text{и}}}{m_{\phi} \omega^2 - \Sigma K_{\text{xi}}} ;$$

3) вращательных колебаний относительно оси X_C $S_{a\varphi x}$, рад

$$S_{a\varphi x} = \frac{F_{и}(h_F - h_c)}{\Theta_{cx}\omega^2 - K_{\varphi x}} ;$$

4) вращательных колебаний относительно оси Y_C $S_{a\varphi y}$, рад

$$S_{a\varphi y} = \frac{M_{и}}{\Theta_{cy}\omega^2 - K_{\varphi y}} ;$$

5) вертикальных колебаний подшипниковой опоры $S_{азп}$, м

$$S_{азп} = S_{азс} + S_{a\varphi y} \frac{\ell b}{2} \leq [S_a] ;$$

6) горизонтальных колебаний подшипниковой опоры $S_{ауп}$, м

$$S_{ауп} = S_{аус} + S_{a\varphi x} (h_F - h_c) \leq [S_a] .$$

Если эти неравенства не удовлетворяются, следует увеличить массу фундамента m_f .

5. Определение динамических нагрузок на поддерживающую конструкцию

1) амплитуды силы в вертикальном направлении F_z , Н

$$F_z = S_{азс} \Sigma K_{zi} ;$$

2) амплитуды силы F_y , Н, в горизонтальном направлении по оси Y_C

$$F_y = (S_{аус} - h_c S_{a\varphi x}) \Sigma K_{yi} ;$$

3) амплитуды силы F_x , Н, в горизонтальном направлении по оси X_C

$$F_x = (S_{ахс} - h_c S_{a\varphi y}) \Sigma K_{xi} ; S_{ахс} = 0 ;$$

4) амплитуды момента сил M_y , Н м, относительно оси Y_C

$$M_y = S_{a\varphi y} K_{\varphi y} ;$$

5) амплитуды момента сил M_x , Н м, относительно оси X_C

$$M_x = S_{a\varphi x} K_{\varphi x} .$$

6. Определение коэффициентов уменьшения динамических нагрузок, достигаемых при виброизоляции

1) в вертикальном направлении

$$\alpha_z = F_{и}/F_z ;$$

2) в горизонтальном направлении по оси Y_C

$$\alpha_y = F_{и}/F_y ;$$

3) моментов сил относительно направления X_C

$$\alpha_{\phi x} = F_{\text{и}} h_{\text{F}} / M_x ;$$

4) моментов сил относительно направления X_y

$$\alpha_{\phi y} = M_{\text{и}} / M_y .$$

7. Сделать выводы по расчету.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

№ варианта	Частота вращения ротора n , об/мин	Масса ротора машины m_p , кг	Расстояние между опорами l_B , м
1	333	1600	3,2
2	360	1600	3,2
3	400	1600	3,2
4	460	1200	3,0
5	500	1200	3,0
6	600	1200	3,0
7	750	800	2,8
8	800	800	2,8
9	900	800	2,8
10	1000	800	2,8
11	1200	600	2,8
12	1500	600	2,5
13	1800	600	2,5
14	2000	600	2,5
15	2500	500	2,0
16	2800	500	2,0
17	3000	500	2,0
18	3600	500	2,0
19	4000	400	2,0
20	3000	400	2,0
21	2600	400	2,0
22	1600	400	2,0
23	1600	500	2,5

