

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет транспортных коммуникаций
Кафедра «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса»

ЭЛЕКТРОННЫЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

ВИБРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

для специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование (по направлениям)»
и 1-36 11 01 «Инновационная техника для строительного комплекса
(по направлениям)»

Составитель: А.А. Шавель

Перечень материалов

Учебно-методический комплекс состоит из взаимосвязанных основных методических материалов: опорного конспекта лекций, тем для самостоятельной работы, вопросов для самостоятельной проработки, списка рекомендуемой литературы.

Предложенные материалы являются теоретической основой для изучения дисциплины «Вибрационные машины в строительстве» для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (по направлениям)»

Пояснительная записка

Цели ЭУМК

Целью ЭУМК является формирование у студентов знаний и практических навыков, необходимых для выполнения инженерных методов расчета вибрационных машин, обеспечивающих их работоспособность, при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

ЭУМК включает теоретический раздел (опорный конспект лекций, темы для самостоятельной работы), практический раздел (перечень тем практических занятий), раздел контроля знаний и вспомогательный раздел, включающий учебную программу и перечень учебных изданий.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

Электронный документ открывается в среде Windows на IBM PC – совместимом персональном компьютере стандартной конфигурации.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	4
1.1. Опорный конспект лекций.....	4
ВВЕДЕНИЕ	4
Раздел I. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВИБРАЦИОННЫХ МАШИНАХ	4
Тема 1.1. Общие положения	4
Тема 1.2. Способы возбуждения вибрации и динамического	9
управления ею	9
Раздел II. ВИБРОВОЗБУДИТЕЛИ	12
Тема 2.1. Электромагнитные вибровозбудители (ЭВВБ).....	12
Тема 2.2. Центробежные вибровозбудители (ЦВВБ) общего назначения	17
Раздел III. ВИБРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ	24
Тема 3.1. Вибрационные грохоты (ВГ)	24
Тема 3.2. Глубинные вибровозбудители для уплотнения бетонных смесей (ГВ).....	36
Тема 3.3. Вибрационные площадки и установки для формирования железобетонных изделий	39
Тема 3.4. Вибрационные машины для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий.....	47
- определяются по ранее приведенным формулам. Тема 3.5. Вибрационные конвейеры, питатели.....	63
Тема 3.6. Вибропогрузатели (ВП).....	75
Тема 3.7. Вибромолоты (ВМ)	80
Тема 3.8. Общие вопросы расчета и конструирования.....	86
Раздел IV. ЗАЩИТА ОТ ВРЕДНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ	86
Тема 4.1. Защита персонала и сооружений от действия вибрации	86
Тема 4.2. Виброизмерительные приборы.....	88
1.2 ТЕМЫ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ.....	91
2. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	91
2.1. Перечень тем практических занятий	91
3. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ	91
3.1. Средства диагностики результатов учебной деятельности.....	91
3.2. Вопросы к зачету	92
4. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ.....	93
4.1. Учебная программа.....	93
4.2. Список рекомендуемой литературы	100

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1. Опорный конспект лекций

ВВЕДЕНИЕ

Целью изучения дисциплины «Вибрационные машины и процессы в строительстве» является приобретение студентами знаний конструкций, рабочих процессов, методов расчета технологических и конструктивных параметров, нагрузок в вибрационных машинах, применяемых для формирования железобетонных изделий, для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий, для забивки свай и бурения скважин и т.п.

В процессе обучения студенты получают знания по вопросам защиты персонала и сооружений от действия вибраций и виброизмерительным приборам.

Материал дисциплины изучается в лекционном курсе, и на практических занятиях.

Раздел 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВИБРАЦИОННЫХ МАШИНАХ

Тема 1.1. Общие положения

Вибрационные машины и процессы получили широкое и разнообразное применение в строительстве, производстве строительных материалов и во многих других отраслях.

Вибрационная машина характеризуется тем, что ее рабочему органу сообщается колебательное движение, целесообразное или необходимое для осуществления того процесса, который машина должна выполнять.

Классификация вибрационных машин

Вибрационная машина можно классифицировать по следующим признакам.

1. По назначению: ВМ уплотняющие, разрыхляющие, смешивающие, сепарирующие, транспортирующие и т.д.

2. По типу привода: электрические, гидравлические, пневматические от двигателя внутреннего сгорания.

3. По типу преобразования подводимой энергии в энергию механических колебаний рабочего органа-центробежные, поршневые, кулачковые, кривошипно-шатунные, электромагнитные, пульсационные, возбуждаемые пневматических и т.д.

4. По числу колеблющихся твердых тел - одномассные, двухмассные, трехмассные и т.д.

5. По форме колебаний рабочего органа - с прямолинейно направленными колебаниями, с эллиптическими колебаниями, с винтовыми колебаниями, с различными комбинированными колебаниями.

6. По периодичности колебаний - с простыми периодическими колебаниями, с непериодическими колебаниями (хаотическими, случайными).

7. По спектральному составу периодических колебаний рабочего органа - с синусоидными колебаниями, с полигармоническими колебаниями, с бигармоническими колебаниями.

8. По наличию ударов-вибрационные безударные, ударно-вибрационные.

9. По соотношению вынуждающей и собственной частот - дорезонансные, резонансные, околорезонансные, межрезонансные.

10. По количеству вибровозбудителей: с одним ВВБ, с двумя и т.д.

11. По диапазону частот: высокочастотные, среднечастотные, низкочастотные.

12. По методу регулирования: нерегулируемые, с ручным регулированием, с механическим регулированием, с автомат. регулированием, с программным управлением, с самонастройкой на оптимальный режим.

Основные понятия

Колебания - движения (изменения состояния) обладающие той или иной степенью повторяемости.

Колебательные движения тел называют механическими колебаниями или вибрацией (Мех. колебания как понятие шире термина «вибрация»). Вибрация-колебательное движение точек и ограниченных тел. Механическое колебание-кроме упомянутого включает колебания любых иных механических величин: массы, деформации, коэф. жесткости, коэф. сопротивления и т.д.)

Колебания, совершаемые системой однажды возбужденной начальным толчком, называются свободными. Частота свободных колебаний зависит от свойств самой системы: массы, возвращающей силы и сопротивления. Частота свободных колебаний называется собственной частотой, если в системе отсутствует затухание.

Система, управляемая внешней силой, совершает свои колебания с той частотой, с которой эта внешняя сила действует.

Среди колебательных движений важно выделить периодические колебания, когда движения полностью повторяется через равные промежутки времени. Функцию $f(t)$, описывающую какой-либо процесс, называют периодической, если существует постоянная величина T , называемая периодом, для которой

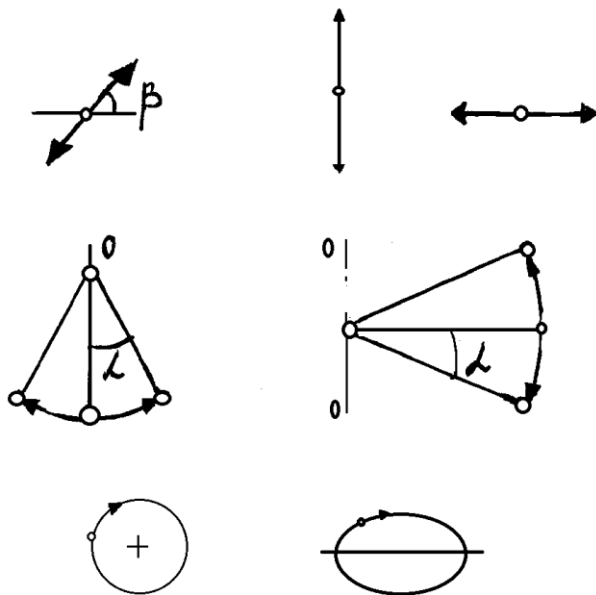
$$f(t) = f(t \pm T) = f(t \pm 2T) = \dots f(t \pm nT), \text{ где } n - \text{ целое положительное число.}$$

Период колебаний-время в течение которого переменная величина проходит полной цикла изменений.

Механические колебания классифицируют по виду и характеру движения рабочего органа. По виду движения механические колебания различаются на:

*Колебательные прямолинейно направленные,
угловые,
циркуляционные,
смешанные.*

Колебательными прямолинейно направленными называют колебания, когда рабочий орган совершает возвратно-поступательное движение вдоль прямой. Различают три направления движения рабочего органа:



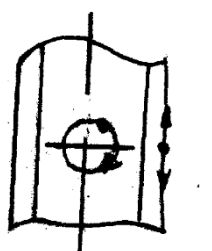
под углом к горизонту, в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Угловыми (поворотными) называют такие колебания рабочего органа, когда он совершает возвратно-поступательные движения относительно оси. Различают два вида угловых колебаний: относительно горизонтальной и вертикальной осей.

При циркуляционных колебаниях рабочий орган вибромашин совершает перемещение в одном направлении по замкнутой кривой.

Смешанные колебания характеризуются тем, что рабочий орган совершает одновременно колебатель-

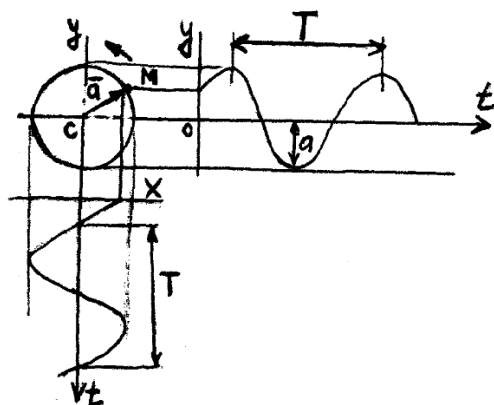
ное и циркуляционное движение.



Прямолинейное и круговое или угловое и круговое.

Смешанные колебания позволяют повысить эффективность

Среди периодических колебаний особое место занимают синусоидальные или гармонические колебания, когда колеблющаяся величина описывается синусоидальной функцией времени



$$y = a \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T} \cdot t + \varphi\right), \text{ где :}$$

y - координата колеблющейся точки, отсчитываемая от ее среднего положения ;

a - амплитуда колебаний;

T - период колебаний (время обхода т.м. полной окружности)

t - текущее значение времени,

φ - начальная фаза колебаний.

Амплитуда колебаний – это абсолютная величина наибольшего отклонения от среднего положения при синусоидальных колебаниях .

Размах колебаний -при синусоидальных колебаниях $=2a$

По отношению к несинусоидальным колебаниям термин «амплитуда» не употребляют. В этом случае говорят о пиковом значении колеблющейся величины или о полуразмахе колебаний.

Фазой колебаний называют аргумент синусоидальной функции

$$\left(\frac{2\pi}{T} \cdot t + \varphi\right).$$

Начальная фаза – значение этого аргумента при $t=0$,т.е. φ

Частота колебаний – $f = \frac{1}{T}$ гц (колебания в секунду)

Угловая частота колебаний $\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}, \frac{\text{рад}}{\text{сек}}, \text{с}^{-1}$

При исследовании колебаний удобно пользоваться угловой частотой ,тогда

$$y = a \sin (\omega t + \varphi)$$

$$x = a \cos (\omega t + \varphi)$$

Одновременно протекающие колебания одинаковой частоты называют синхронными . Синхронные колебания с совпадающими фазами называют синфазными. Два синхронных колебания с фазами отличающимися на π , называют антифазами.

Если два или несколько колебаний совершаются вдоль одной прямой линии, их называют коллинеарными. Если они совершаются в одной плоскости- компланарными.

Схематизация работы вибромашин

При теоретических исследованиях сложных объектов, обычно прибегают к схематизации (идеализации).Сложный объект заменяется упрощенной схемой, изучить которую можно доступными математическими средствами.

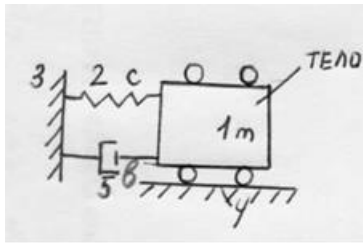
Под понятием система будем называть совокупность предметов (элементов),выделяемых для решения какой либо задачи.

Положение системы определяется значениями ее координат в данный момент времени, а состояние системы -значением координат скоростей..

Линейные системы описываются линейными уравнениями относительно координат и их производных. Если коэффициент при координатах и их производных зависит от времени , система называется параметрической. Нелинейные системы описываются нелинейными уравнениями.

Свободные движения линейных систем с одной степенью свободы

Рассмотрим систему:



Тело 1 постоянной массы соединено с неподвижной стойкой 3 линейными пружинами 2 (коэф. жёсткости c) и демпфером 5 (с коэф. сопротивления b). Поскольку пружина и демпфер линейны, то c и $b = const$. Движение осуществляется в идеальных направляющих 4. Система не подвергается внешним воздействиям, и поэтому ее движение называют свободным.

Дифур-ние свободных движений системы

(1) $m \ddot{x} + b \dot{x} + cx = 0$, где x - координата тела 1, отсчитываемая от положения равновесия.

Тело является носителем (накопителем) кинетической энергии системы

$$T = \frac{m \dot{x}^2}{2}$$

Пружина является носителем (накопителем) потенциальной энергии

$$U = c \frac{x^2}{2}$$

Демпфер осуществляет диссипацию (рассеяние) энергии системы. За время t система теряет энергию

$$D = b \int_0^t \dot{x}^2 dt$$

В зависимости от отсутствия или наличия обмена энергией с окружающим миром системы делят на консервативные, которые энергетически изолированы (не обмениваются энергией с окружающей средой) и неконсервативные, у которых обмен энергией с окружающей средой имеет место. Т.е. диссипативные системы - неконсервативные системы.

При отсутствии демпфера, $b=0$, уравнение будет

$$(2) \quad m \ddot{x} + cx = 0,$$

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad \text{где } \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ - собственная угловая частота}$$

Решение уравнения 2 имеет вид $x = X_a \cdot \cos(\omega_0 \cdot t - \varphi_0)$, где

$$X_a = \sqrt{x_0^2 + \frac{\dot{x}_0^2}{\omega_0^2}}, \quad \varphi_0 = \arctg \frac{\dot{x}_0}{x_0 \omega_0}.$$

Вывод: свободное движение консервативной линейной системы, обладающей накопителями потенциальной и кинетической энергии, осуществляется в виде незатухающих гармонических колебаний, с собственной угловой частотой ω_0 , зависящей от параметров системы и не зависящей от начальных условий, с амплитудой X_a и начальной фазой φ_0 , зависящими от начальных условий x_0 , \dot{x}_0 и от параметров системы c и m . ω_0 не зависит от амплитуды. Системы, обладающие таким свойством, называют *изохронными*.

Дифур-ние 1 диссипативной системы можно записать

$$(3) \quad \ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = 0, \quad \text{где } \ddot{x} + \frac{b}{m}\dot{x} + \frac{c}{m}x = 0$$

$h = \frac{b}{2m}$ - коэф. демпирования

Решение уравнения 3 имеет различный вид в зависимости от соотношения h и ω_0 .

Энергетические соотношения при колебаниях

В системе с одной степенью свободы, описываемой уравнением 1 или 3 кинетическая энергия определяется выражением $T = \frac{1}{2} m\dot{x}^2$

Потенциальная энергия

$$П = \frac{1}{2} cx^2$$

В консервативной системе в соответствии с законом сохранения энергии

$$T + П = E = \text{const},$$

где E - полная энергия системы.

Тема 1.2. Способы возбуждения вибрации и динамического управления ею

Колебания динамических систем могут возбуждаться:

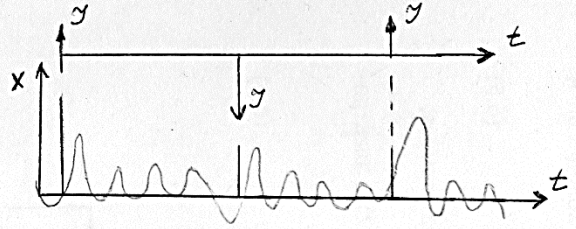
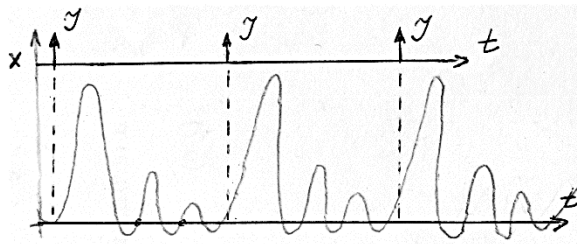
А). Внешними, т.е. не зависящими от состояния системными силами $F(t)$ или моментами $M(t)$, приложенными к инерционным элементам (силовое возбуждение колебаний);

Б). Кинетическое возбуждение вибрации, осуществляется сообщением извне толчка системы не зависящих от ее состояния поступательных $x(t)$ или угловых $\varphi(t)$ перемещений;

В). Параметрическое возбуждение колебаний, осуществляемое путем сообщений извне не зависящих от состояния системы изменений ее параметров, например, массы $m(t)$, момента инерции $J(t)$, коэффициента жесткости $c(t)$, коэффициента сопротивления $b(t)$;

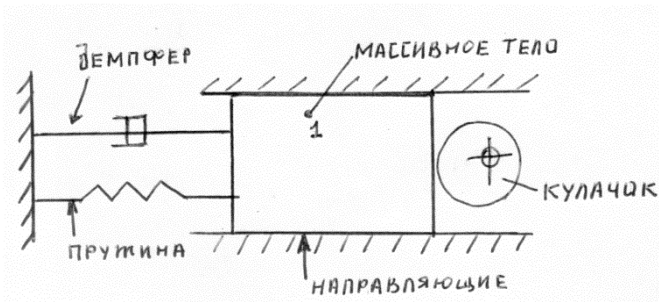
Г). Самовозбуждение колебаний, которое может возникать в некоторых нелинейных системах за счет потребления ими порций энергии от неколебательного источника; такие самовозбужденные колебания называют автоколебаниями.

В динамических системах с достаточно малым рассеянием энергии могут использоваться затухающие собственные колебания возобновляемые периодическими односторонними импульсами J , прикладываемыми к инерционному элементу через целое число n циклов свободных колебаний, или периодическими чередующимися по направлению импульсами J и J , прикладываемыми через $n + \frac{1}{2}$ циклов, или иными периодическими внешними воздействиями.

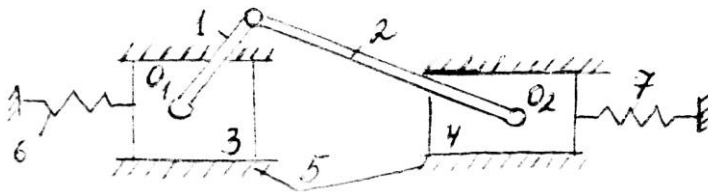


Иногда в вибрационных машинах используют жесткий привод с принудительным движением рабочего органа. В таких системах колебания обычно создаются кривошипно-шатунными, эксцентриковыми, кулачковыми и т.п. механизмами.

Однако гораздо чаще вибрационные машины представляют собой динамические системы.



Пример 1. Если скорость вращения кулачка не зависит от усилия, передаваемого на него телом 1, и поджатие пружины достаточно, чтобы предотвратить отрыв тела 1 от кулачка, то мы будем иметь систему с принудительным движением. Если же какое-либо из этих условий не выполняется, система становится динамической.



Пример 2.: ось O_1 кривошипа 1 жестко связана с телом 3, а палец O_2 , шатуна 2- с телом 4. Если вращение кривошипа не зависит от развивающихся в приводе усилий, то относительное движение тел 3 и 4 оказывается заданным, но абсолютное движение зависит от трения в направляющих 5, усилий в пружинах 6 и 7 и сил инерций, развиваемых телами 3,4. Следовательно- это случай кинематического возбуждения колебаний динамической системы.

Типы вибровозбудителей

Вибровозбудитель - это устройство, предназначенное для возбуждения механического колебательного движения.

Известно много типов и разновидностей возбудителей механических колебаний.

1. Электромеханические преобразователи, в которых подводимая электрическая энергия преобразуется в энергию механических колебаний.
2. Пневмо- и гидромеханические преобразователи, в которых энергия газообразного или жидкого рабочего тела преобразуется в энергию механических колебаний.
3. Механические преобразователи вращательного движения в колебательное.

4. Инерционные вибровозбудители, вынуждающая сила которых вызывается колебательным или вращательным движением инерционных элементов.

К числу механических преобразователей вращательного движения в возвратно-поступательное относятся КШ, эксцентриковые, кулачковые механизмы, отдельные звенья которых могут быть деформируемыми.

К числу пневмо-и гидромеханических преобразователей относятся: поршневые, диафрагмовые, сильфонные, балонные, вибровозбудители: гидроударные ВВБ ; сирены; свистки; язычковые автоколебательные устройства.

В гидроударных ВВБ колебания рабочего органа возбуждаются инерционными силами потока жидкости, который периодически быстро перекрывается. Такой способ возбуждения ударных колебаний был использован в ряде машин для бурения скважин в твердых породах.

Электродинамические ВВБ, главным недостатком которых считают их большую массу при малой грузоподъемности, применяются исключительно в испытательных и калибровочных вибрационных стендах, а также в качестве электроакустических преобразователей в громкоговорителях -динамиках.

Электромагнитные и центробежные возбудители колебаний применяются в ВМ производственного назначения гораздо шире всех остальных типов ВВБ .

Динамические управления вибрацией

Для усиления колебаний ВМ, например, с целью уменьшения размеров и сложности ВВБ, а также для регулирования или стабилизации режимов вибрации рабочих органов машин, для борьбы с вредной вибрацией, передаваемой на опорные конструкции или на операторов , и для различных преобразований колебательного движения используют динамическое управление вибрацией.

Различают:

- а) динамическое управление размахом вибрации;
- б) динамическое управление формой траектории и ее ориентации в пространстве

Рассмотрим способы управления в линейных системах .

Динамическое управление вибрацией (ДУВ) осуществляется выбором надлежащей структуры колеблющейся системы и установлением некоторых ее определяющих параметров.

Различают три вида задач динамического управления размахом

- 1 динамическое усиление;
- 2 динамическая стабилизация;
- 3 динамическое гашение вибрации

Динамическое усиление осуществляется настройкой системы на работу в малой окрестности максимума амплитуды -частотой характеристики, т.е. вблизи резонанса. Это возможно в системах как с одной, так и со многими степенями свободы при достаточно низких диссипативных сопротивлениях. Существенным недостатком систем с одной степенью свободы работающих в околорезонансной зоне ,может оказаться возникновение больших переменных усилий, передаваемых

на неподвижное основание упругим элементом при больших амплитудах вибрации инерционного элемента. Для избежания их усложняют систему введением одной или нескольких дополнительных степеней свободы.

Под динамической стабилизацией понимают поддержание постоянной амплитуды вибрации какого либо инерционного элемента системы при более или менее значительных изменениях его массы (момента инерции для угловой вибрации) и параметров некоторых других непосредственно связанных с ним элементов.

При динамическом гашении вибрации решается задача минимизации (а при возможности-доведения до нулевого уровня) амплитуды одного из инерционных элементов системы. Динамическое гашение может быть частным случаем динамической стабилизации, при котором амплитуду вибрации одного из инерционных элементов стабилизируют на нулевом уровне.

Раздел II. ВИБРОВОЗБУДИТЕЛИ

Тема 2.1. Электромагнитные вибровозбудители (ЭВВБ)

Нашли широкое применение в ВМ производственного назначения. Следует отметить, что по величине амплитуды вынуждающей силы, отнесенной к единице массы, ЭВВБ уступают центробежным и поршневым.

Достоинство ЭВВБ:

- простота конструкции;
- отсутствие вращающихся и трущихся пар;
- повышенная надежность и долговечность;
- отсутствие необходимости в периодической смазке; замене изношенных частей;

- отсутствие текущего ухода;

- возможность главного регулирования амплитуды колебаний;

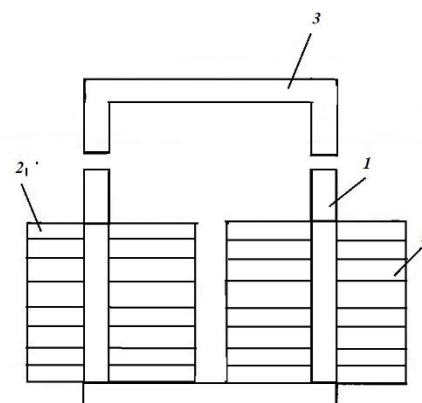
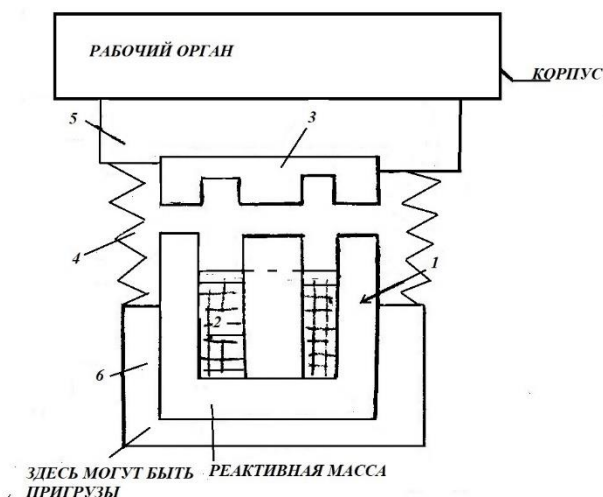
- постоянство частоты колебаний при любых нагрузках;

- бесшумность в работе

ЭВВБ широко применяются в питателях для насыпных материалов, в том числе работающих в составе весовых дозаторов, ВК малых и средних размеров, вибрационных бункерах и наполнителях систем питания заготовками автоматических станков и линий, машинах для вибрационной обработки поверхности деталей, вибрационных насосах небольшой производительности, некоторых конструкциях вибрационных грохотов, формовочных машин и в других случаях.

Практически все современные ЭВВБ работают в околорезонансном режиме, причем амплитуда силы, развиваемой резонансной упругой подвесной, в 5...20 раз превышает амплитуду вынуждающей электромагнитной силы (отношение этих сил называют коэф. Усиления).

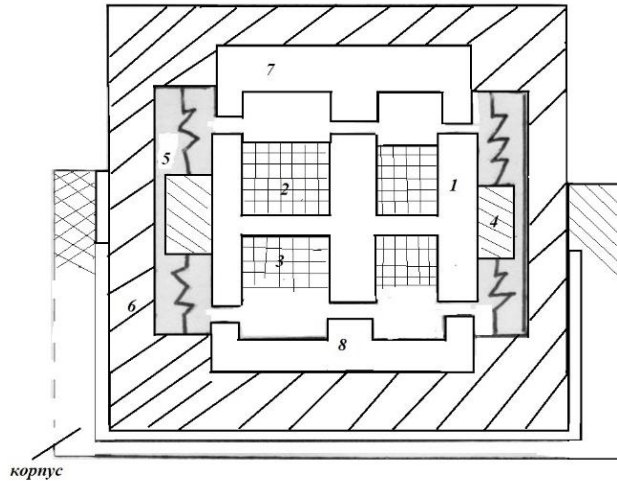
Различают: одноктактные и двухтактные ЭВВБ



Однотактный ЭВВБ состоит из магнитно-мягкого сердечника 1.Ш или П образной формы с одной или двумя 2 или 2_1 обмотками и магнитно-мягкого якоря 3.Якорь и сердечник рас положены в корпусах 5 и 6, связанные между собой пружинами 4 .К концам обмотки прикладывается переменное или пульсирующее напряжение и ток в обмотке порождает пульсирующую силу взаимного притяжения сердечника и якоря, вызывающую их сближение и деформацию пружин. Обратный ход осуществляется за счет потенциальной энергии пружин, запасенной при прямом ходе

Если ток в обмотке пульсирующий ,частота возбужденных им механических колебаний равна частоте пульсаций. Если же ток в обмотке переменный, частота механических колебаний в два раза выше частоты тока, т.е. наблюдается эффект квадрирования, поскольку сила притяжения является прямой функцией квадрата силы тока с обмотке. Вынуждающие силы в ЭВВБ малы. Поэтому с целью получения достаточных амплитуды колебаний вибрирующие массы и коэффициент жесткости пакета пружин подбираются обычно таким образом, чтобы колебания осуществлялись в резонансном или достаточно близком к резонансному режиме.

Двухтактный ВВБ, состоит из двойного сердечника 1 с двумя обмотками 2 и 3. Сердечник заключен в каркасе 4, который пружинами 5 соединен с корпусом 6, содержащим два якоря 7 и 8. Обмотки подключаются к сети таким образом, что по одну из них подается ток в течении одного периода, на другую – в течении следующего и т.д. в порядке чередования.

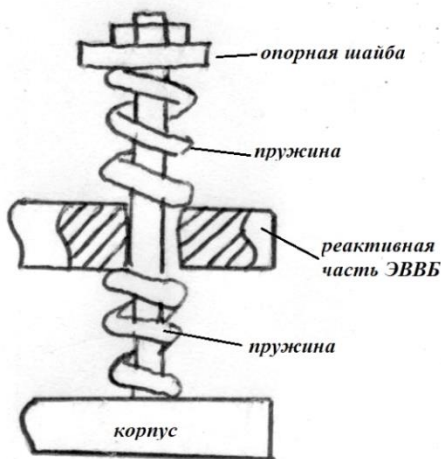


Двухтактный ВВБ отличается тем, что развивает не пульсирующую а знакопеременную вынуждающую силу.

подавляющее большинство выпускаемых ЭВВБ рассчитано на частоты вибрации 50 или 100 гц (частота в сети электрической 50гц) Поскольку ЭВВБ представляют собой резонансные системы ,очень важной их частью являются упругие элементы-пружины, которые могут быть: винтовые цилиндрические, пластинчатые, торсионные, резиновые упругие элементы.

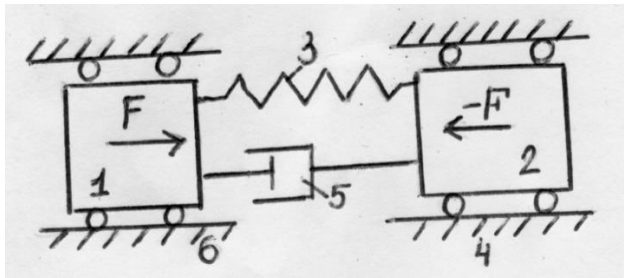
Чаще применяют винтовые цилиндрические пружины, поскольку они обеспечивают стабильность настройки, имеют меньшие габариты и массу, просты в изготовлении и сборке.

Схема установки винтовых пружин



В последнее время распространяются прорезные винтовые пружины растяжения -сжатия. Они обеспечивают больший коэффициент резонансного усиления, чем витые пружины, бесшумную работу машины и более компактную конструкцию ее. Прорезную винтовую пружину выполняют из трубчатой заготовки путем прорезания в ней сквозного винтового паза ЭВВБ с такими пружинами выпускаются с наибольшей амплитудой импульса (произведением массы реактивной части на ее амплитуду скорости) от 10 до $80 \frac{\text{кг.м.}}{\text{с}}$. Двухтактные ВВБ выпускаются с наибольшей амплитудой импульса от 40 до $630 \frac{\text{кг.м.}}{\text{с}}$.

Характерной особенностью динамики, ЭВВБ является взаимная связь механических колебаний и электромагнитной вынуждающей силы.



- 1. реактивная часть
- 2. корпусная часть
- 3. пружина
- 5. демпфер
- 4,6 -идеальные СВЯЗИ

простейшая расчетная схема одноконтурной системы

Дифференциальные уравнения этой электромеханической системы имеют вид:

$$1 \begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + c (x_1 - x_2) = F \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - b \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - c (x_1 - x_2) = -F \\ \frac{d}{dt} (Li) + Ri = U \end{cases} \quad \begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c(x_1 - x_2) = F \\ m_2 \ddot{x}_2 - b(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c(x_1 - x_2) = -F \\ \frac{d}{dt} (Li) + R \cdot i = U \end{cases}$$

где: $m_{1,2}$ - массы реактивной и корпусной частей;

$x_{1,2}$ - координаты реактивной и корпусной частей; отсчитываемые от положения равновесия;

b - коэффициент сопротивления демпфера;

c - коэффициент жесткости пружины;

i - сила тока в обмотке;

L - индуктивность обмотки;

R - электрическое сопротивление обмотки;

U - напряжение подаваемое на концы обмотки;

F - электромагнитная сила притяжения;

t - время.

Введя относительную координату $x = x_1 - x_2$, уравнение 1 будет иметь вид

$$2 \begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + cx = F \\ \frac{d}{dt} (Li) + Ri = U \end{cases}$$

где $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ - приведенная масса системы

В положении статистического равновесия $x=0$. Сила притяжения электромагнита $F = -\frac{\partial W}{\partial x}$ где $W = \frac{1}{2} Li^2$ - потенциальная энергия магнитного поля.

Приняв для индуктивности

$$L = \frac{L_0}{\alpha} \left(1 + \frac{x}{x_0} \right)^{-1}, \text{ где}$$

α - коэффициент учитывающий рассеяние магнитного потока

x_0 - начальный воздушный зазор,

x_0

получим

$$F = - \frac{L_0 i^2}{2 \lambda \chi_0} \left(1 + \frac{\chi}{\chi_0} \right)^{-1}$$

Расчет электромагнитных вибраторов

Состоит из определения жесткости упругой системы и расчета электромагнита по заданному присоединяемому к вибратору весу G_{np} и амплитуде колебаний рабочего органа a . Расчет электромагнита включает в себя определение сечения магнитопровода, числа витков катушки и сечения провода. На практике подбор электромагнита осуществляется опытным путем.

Расчет упругой системы вибраторов по заданному присоединяемому весу G_{np} и амплитуде колебаний рабочего органа a производится следующим образом:

1. Определяем вибрируемый вес

$$G_{\text{в}} = G_{np} + G - G_c$$

где G -полный вес вибратора ;

G_c -вес сердечника вибратора с присоединенными к нему деталями и половиной веса упругой системы(на сердечной части закреплен элетромагнит)

Весами G и G_c задаются на основании предварительной конструктивной проработки вибратора с таки расчетом, чтобы выдержать следующие соотношения колеблющихся масс $n = \frac{G_{\text{в}}}{G_c}$

а) для одноктактных вибраторов $n=2 \dots 4$;

б) для двухтактных вибраторов $n=0,35 \dots 0,9$.

2. Определяется необходимая жесткость упругой системы вибратора

$$C = \frac{n G_c \omega^2}{g K_p (1+n)}, \omega - \text{угловая частота. Для вибраторов имеющих } 3000 \frac{\text{кол}}{\text{мин}}$$

$$\omega = 314 \frac{\text{рад}}{\text{сек}};$$

$K_p=0,9 \dots 0,95$ - коэф резонансной настройки.

3.Находится величина воздушного зазора магнитной системы

$$\delta = (1,2 \dots 1,3) (n+1) \cdot a.$$

4.Определяется максимальная деформация упругой системы

Для вибраторов с витыми цилиндрическими пружинами сжатия

$$h_{\text{max}} = (2,4 \dots 2,6) (n+1) \cdot a.$$

Для вибраторов с плоскими рессорами

$$h_{\text{max}} = (n+1) \cdot a.$$

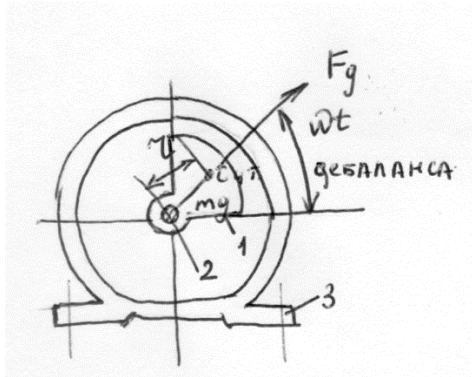
По найденным c и h_{max} производится расчет упругой системы.

После окончательной конструктивной проработки вибратора необходимо скорректировать вес вибратора таким образом , чтобы было выдержано рекомендуемое соотношение колеблющихся масс n коэффициент резонансной настройки K_p .

Тема 2.2. Центробежные вибровозбудители (ЦВВБ) общего назначения

Являются наиболее распространенными ВВБ, представляющие собой инерционные ВВБ с вращательным движением инерционного элемента. Вообще инерционные ВВБ подразделяют на две группы: центробежные, которые развивают инерционные силы за счет вращения неуравновешенных массивных элементов, и иные инерционные возбудители колебаний, у которых инерционные силы развиваются от невращательного движения неуравновешенных массивных элементов.

ЦВВБ подразделяются на дебалансные, поводковые и планетарные.



Дебалансный ВВБ состоит из неуравновешенного элемента- дебаланса 1, вал 2 которого вращается в подшипниках качения, смонтированных в корпусе 3. Крутящий момент дебалансному валу передается от двигателя, встроенного в корпус. Статический момент массы дебаланса

$$S_g = m_g \cdot r;$$

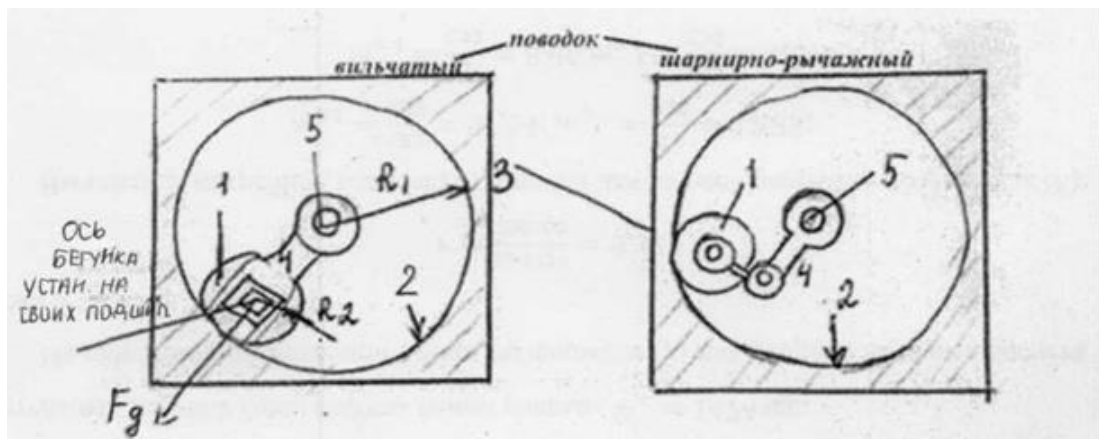
Центробежная (инерционная) сила $F_g = S_g \cdot \omega^2 = m_g \cdot r \cdot \omega^2$, где ω – угловая частота вынуждающей силы.

Дебаланс может представлять собой ротор, неуравновешенный статически или динамически, или же и статически и динамически. Если главный вектор момента от сил инерции вала равен 0, то этот вал полностью уравновешен.

В центрированной системе [в которой F_g , равнодействующая упругих сил, прилож. к рабочему органу и равнод. диссипат. сил. прилож. к раб. органу проходят через ц.т. раб.органа] в первом случае возникнут поступательные колебания, во втором случае-поворотные, в третьем случае, в частности,- винтовые.

В случае чисто динамической неуравновешенности $m_g \cdot r = 0$].

В этой схеме вся F_g передается на корпус 3 через подшипниковые узлы.

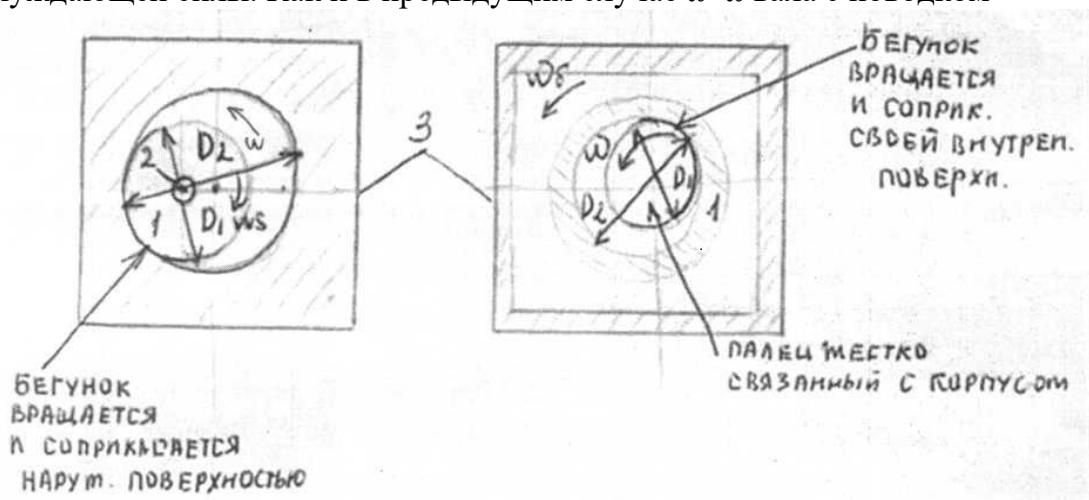


Поводково-планетарные ВВБ с наружной обкаткой: 1 -бегунок; 2- беговая дорожка; 3- корпус; 4-поводок; 5-вал

Статический момент массы бегунка

$$S_{пл} = m_{\delta} \cdot z = m_{\delta} (R_1 - R_2)$$

В месте контакта бегунка с беговой дорожкой на корпусе передается нормальная реакция, а через подшипник поводка (полагая, что подшипник жестко связан с корпусом) - тангентальная реакция. Здесь подшипники разгружены от передачи вынуждающей силы. Как и в предыдущим случае $\omega = \omega$ вала с поводком



ВВБ планетарные

с внешней

внутренней

обкаткой бегунка

1.бегунок; 2-вал; 3-корпус

при внутренней обкатке

при наружной обкатке

Центробежная сила

$$F_g = m_{\delta} \cdot r \cdot \omega^2;$$

m_{δ} - масса бегунка

$$\omega = i \cdot \omega_8 ;$$

i - передаточное отношение угловой скорости обкатки (ω) к угловой скорости собственного вращения бегунка (ω_8)

$$\begin{array}{l} \text{при внутренней обкатке} \\ i = \frac{D_2/2}{D_2/2 - D_1/2} = \frac{R_2}{R_2 - R_1} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{при наружной обкатке} \\ i = \frac{D_2/2}{D_1/2 - D_2/2} = \frac{R_2}{R_1 - R_2} . \end{array}$$

Отсюда видно, что передаточное отношение отрицательно в случае наружной обкатки (т.е. направления собственного вращения и обкатки противоположны) и положительно при внутренней обкатке .

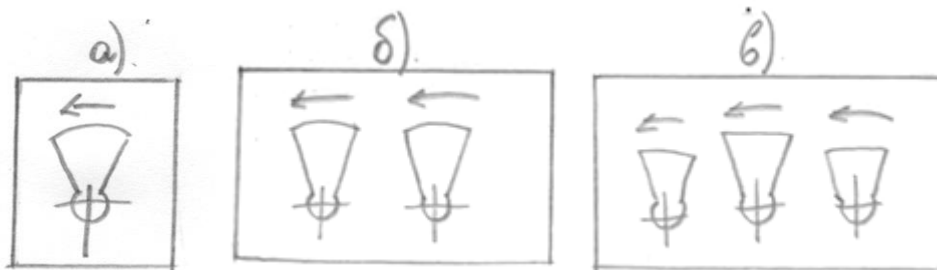
Если обмотка осуществляется за счет сил трения, ВВБ называют фрикционно-планетарными. Если же с этой целью применена зубчатая передача, ВВБ называют зубчато-планетарными У фрикционно- планетарных ВВБ в месте контакта бегунка с беговой дорожкой на корпус передается как нормальная так и тангенциальная составляющая реакция, а у зубчато-планетарных-только нормальная реакция. Тангенциальная же реакция передается через зубчатое зацепление.

Из рассмотренных схем ясно, что вектор F_g вращается и поэтому все центробежные ВВБ генерируют круговую вынуждающую силу. При , установке их на какие-либо вибрационные машины, если точка приложений равнодействующей вынуждающей силы совпадает с ее центром тяжести, то рабочий орган машины совершает круговые циркуляционные движения, а если не совпадает , то эллиптические.

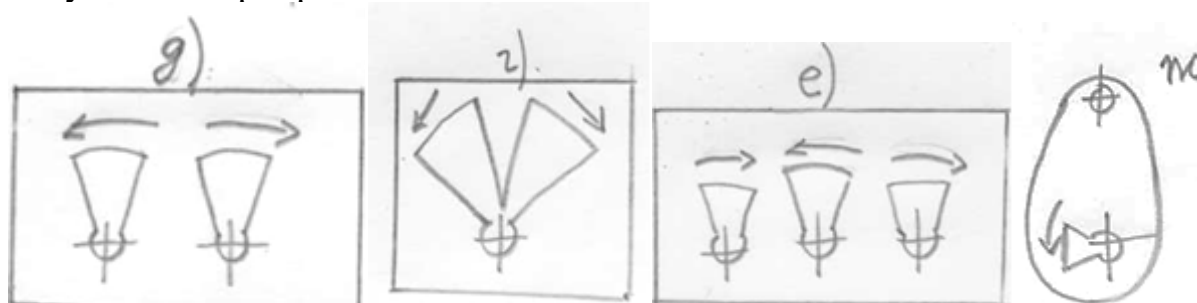
На примере ДВВБ рассмотрим различные схемы центробежного генерирования одночастотных вынуждающих воздействий. Будем считать, что дебалансы вращаются равномерно, а при наличии двух или большего числа дебалансов-синхронно (одновременно протекающие колебания одинаковой частоты) .

Схемы центробежного генерирования одночастотных вынуждающих воздействий

Круговую вынуждающую силу (вращающуюся), лежащую в плоскости рисунка дают схемы а), б) при синфазном вращении (синхронные колебания с совпадающими фазами) вокруг параллельных осей; в) при симметричном расположении дебалансов, причем крайние имеют равные S_g



Синусоидально колеблющуюся прямолинейно направленную вынуждающую силу, лежащую в плоскости рисунка дают схемы г). при синфазном (относительно направления силы) вращении в противоположные стороны двух одинаковых Д вокруг одной оси; д) вокруг двух параллельных осей, е) как и в случае в) , но с разницей в направлении вращения и при условии, что $S_{cp} = S_{кр1} + S_{кр2}$; ж) можно получить в шарнире маятникового ВВБ.



Характер движения системы определяется не только видом вынуждающего воздействия, но и структурой и параметрами этой системы. Более того, абсолютная величина, пространственная ориентация и характер изменения во времени вынуждающих сил и моментов ЦВВБ сами зависят от движения тех тел, которые ими приводятся в колебания, а также от свойств двигателя, вращающего дебалансы. Движения же вибрируемого тела определяется, в частности, местом расположения ВВБ, типом связей между ним и ВВБ, взаимодействиями со средой, с которой тело контактирует непосредственно или через промежуточные элементы.

Для того чтобы определить движение, необходимо рассмотреть динамику всей системы.

Дебалансное ВВБ общего назначения (мотор-вибраторы)

Их также называют прикрепляемыми ДВВБ и используют в довольно больших количествах для различных целей. Подавляющее большинство этих ВВБ выпускают со встроенными трехфазными асинхронными эл. двигателями с короткозамкнутым ротором. Большая часть ДВВБОН, выпускаемых серийно, имеют частоту (номинальную) 2800 кол/мин. Одновальные ВВБ с круговой вынуждающей силой и указанной частотой колебаний выпускаются с эл. двигателями мощностью от 0,27 до 1,5 кВт с $S_{g_{max}} = 0,023 \dots 0,34$ кгм, чему соответствует максимальная вынуждающая сила от 2000 до 30000 н, массой от 12 до 80 кг. У маятниковых ВВБ, выпускаемых серийно, все то же но масса от 15 до 105 кг.

ДВВБОН широко применяются в качестве вибропривода механизмов, служащих для уплотнения бетонных смесей при изготовлении бетонных и железобетонных изделий, сооружении дорожных и аэродромных покрытий; устанавливаются на бункерах воронках и т.п. устройствах с целью улучшения выгрузки материалов из них, устанавливаются по вибропитателям различных типов, а также используются во многих отраслях народного хозяйства для интенсификации различных технологических процессов, облегчения условий труда и повышения его производительности.

Проектирование основных узлов вибраторов ОН (ВОН)

Основные параметры ВОН: мощность ЭЛ-двигателя, частота колебаний, величина \max вынуждающей силы и соотношение между ними устанавливаются на основании имеющегося опыта применения вибраторов.

Расчет подшипниковых узлов и др. элементов конструкций ВОН производится общепринятыми методами. Опыт эксплуатации ВОН показывает, что частой причиной выхода из строя ВОН является разрушение их подшипников и сгорание эл-двелей. L_h подшипников часто в несколько раз меньше по сравнению с расчетным сроком. Для повышения L_h применяют подшипники с повышенным радиальным зазором и массивным сепаратором, опирающимся на наружное кольцо подшипника. Применение графитомолибденовой смазки ВНИИПП-242 вместо ЦИАТИМ -202 увеличивает срок службы подшипников в 1,5...2 раза. Затрудненный отвод тепла от подшипников уменьшает их L_h .

Основные правила выбора и установки ВОН

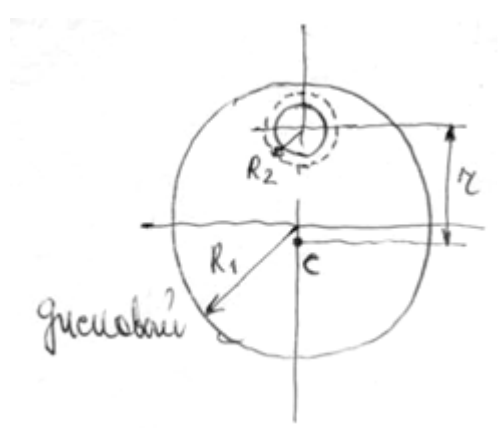
Во избежание ошибок при выборе вибраторов, что приводит к неполадкам или выходу их из строя, рекомендуются некоторые основные правила:

1. очень легкие, упругие или слипающиеся при деформациях материалы легче поддаются вибрационному воздействию с большой амплитудой при малой частоте, чем колебаниям с высокой частотой и малой амплитудой.
2. для вибротранспортирующих устройств в большинстве случаев целесообразно применять низкочастотные вибраторы с частотой колебаний от 500 до 1500 в минуту, исключения составляют ЭВВБ с частотой колебаний 3000 в минуту, применяемые на вибропитателях там, где необходимо регулирование производительности, легко осуществляемое системами регулирования.
3. жестко закреплять вибратор на месте его установки, чтобы избежать лишних потерь энергии и наиболее полно использовать мощность вибратора для выполнения полезной работы.
4. элементы машин, приводимые в колебания, должны обладать максимальной жесткостью при минимальном весе, в противном случае снижается эффективность вибропроцесса и возникает необходимость применять вибраторы большей мощности и веса.
5. части машины или механизма, приводимые в колебания вибратором, должны быть хорошо изолированы от машинных рам, опор, фундаментов и т.п. при помощи амортизаторов: в виде пружин, резиновых прокладок и т.п. - для того чтобы уменьшить потери энергии и предотвратить вредное влияние вибрации на опорные части конструкций машины или механизма.
6. предусмотреть все меры по защите обслуживающего персонала от вредного влияния вибрацией и шума, которые не должны превышать установленных санитарных норм.
7. при выборе того или иного типоразмера вибратора для его установки на каком-либо механизме, с целью получения при этом заранее заданной амплитуды колебаний механизма, ее упрощенно можно определить по формуле

$$A = \frac{K}{m_1 + m_2},$$

где K – момент массы D вибратора, по технической характеристике;
 m_1 – масса частей механизма, приводимых в колебания и жестко связанных с вибратором;
 m_2 – масса вибратора.

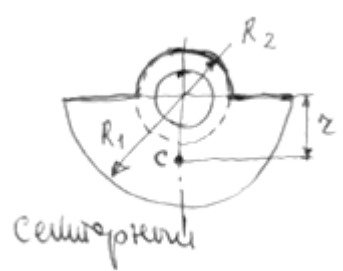
Центробежные дебалансные вибраторы



Площадь

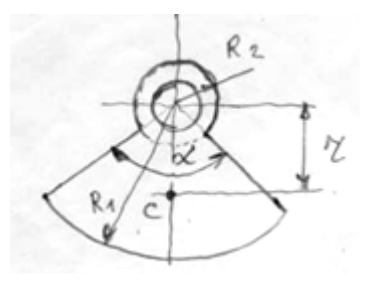
$$F = \pi (R_1^2 - R_2^2)$$

$$z = \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} - R_2$$



$$F = \frac{\pi}{2} (R_1^2 - R_2^2)$$

$$z = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2}$$



$$F = \frac{\pi}{2} (R_1^2 - R_2^2) \frac{\alpha}{180}$$

$$z = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \cdot \frac{180}{\alpha} \sin \frac{\alpha}{2}$$

$\alpha \approx 145-160^\circ$ -рекомендуется

Величина вынуждающей силы центробежного вибратора

$$F_4 = mg r \omega^2$$

$$m = \frac{P}{g}; \quad \omega = \frac{\pi n}{30}$$

$$mg = F \cdot \delta \cdot p$$

$$P = F \cdot \gamma$$

- вес дебаланса ;

F- полезная площадь торца дебаланса ;

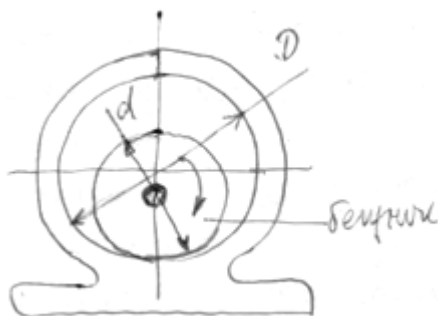
γ - удельный вес материала дебаланса.

Вопрос: 1) Определить статические моменты

$$S = m \cdot r$$

2) Определить вынуждающую силу

Планетарные вибраторы Центробежная сила



$$F_u = m \delta \cdot r \cdot \omega^2$$

$$\omega = i \cdot \omega_{\delta}$$

- угловая скорость обкатки

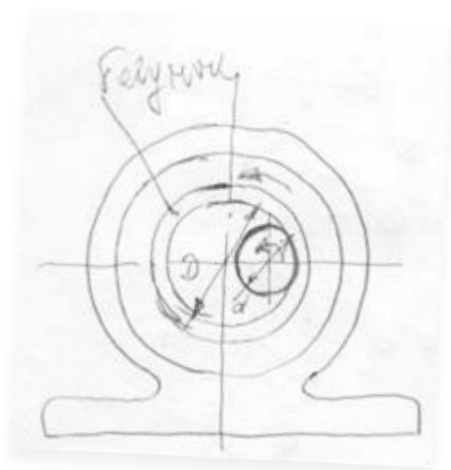
ω_{δ} - угловая скорость собственного вращения бегунка

$$i = \frac{R_2}{R_1 - R_2}; \quad R_2 = \frac{D}{2}; \quad R_1 = \frac{d}{2} \quad [i = \frac{D}{D-d}]$$

Эксцентриситет $r = \frac{D-d}{2};$

$$m \delta = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \delta \cdot p \cdot \frac{1}{g}$$

$$m \delta = \frac{\pi d^2}{4} \delta \cdot p$$



$$i = \frac{R_2}{R_2 - R_1} \quad [i = \frac{D}{D-d}]$$

Мощность необходимая для перекатывания ролика

$$P = F_4 \cdot f \cdot v;$$

f — коэф. сопротивления качению

$$v = \frac{\omega D}{2};$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

Раздел III. ВИБРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

Тема 3.1. Вибрационные грохоты (ВГ)

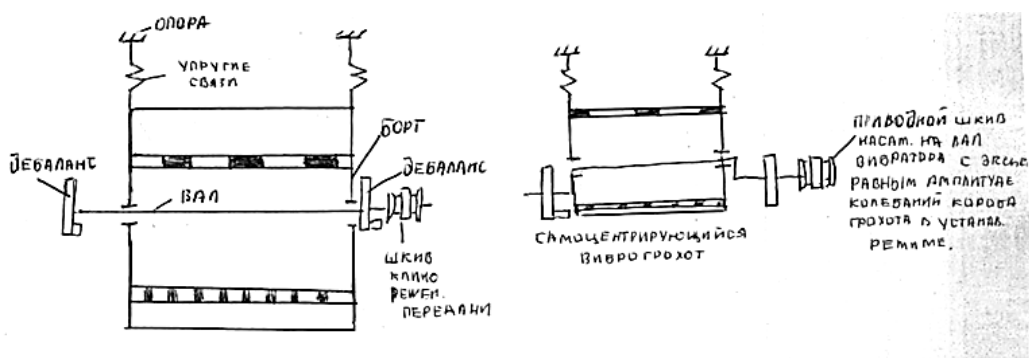
Предназначены для разделения сыпучих материалов (щебень, гравийно-песчаная масса и др). по крупности материалов на классы, а также для удаления из материалов примесей и включений, снижающих их качество. Разделение материалов по крупности (сортировка) происходит на просеющей поверхности (сите, решете, колосниках) ВГ. Грохочение-сортировка производимая механическим способом.

ВГ в нерудной промышленности предназначены:

- 1) для предварительного грохочения исходной горной массы с кусками крупностью до 1,5 м с целью выделения из нее мелких кусков, не требующих измельчения в первичных дробилках;
- 2) для промежуточного грохочения с целью распределения дробленых и других кусковых материалов крупностью до 400 мм по различным технологическим линиям (в дробилки последующих стадий дробления, моечные машины и др).
- 3) для окончательного грохочения (сортировки) щебня и гравия на товарные фракции с границами от 5 до 80 ... 100 мм;
- 4) для грохочения мелкозернистых материалов 0,3 ... 12 мм.

По конструктивным признакам и роду приводных механизмов ВГ подразделяют на следующие основные типы: гирационные (эксцентрикковые) наклонные; инерционные наклонные; инерционные горизонтальные (самобалансные); электромагнитные.

Схемы грохотов широко распространены в строительной индустрии: гирационный грохот четырехподшипниковый, в котором контргрузы со смещенным центром масс уравнивают центробежные силы инерции колеблющегося корпуса грохота. Амплитуда колебаний корпуса ГГ, к которому прикреплены просеивающие поверхности, задается жесткими кинематическими связями, всегда остается постоянной, равной эксцентризму валу при любых нагрузках на сито, рис.б)



а) Инерционный наклонный ВГ

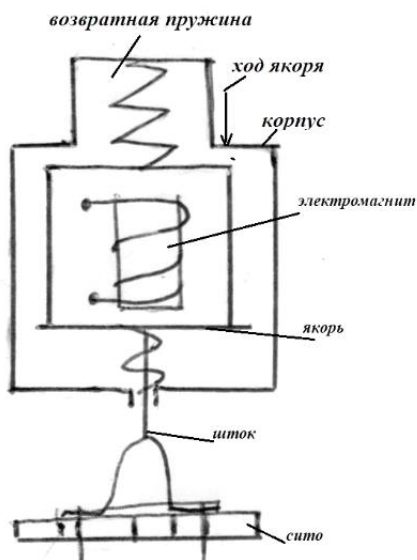
б)

К зависимости от режима работы грохоты бывают нерезонансного и резонансного действия. При резонансной настройке у грохотов гирационных (ГГ) значительно уменьшается мощность приводного двигателя, а у инерционных грохотов (ИГ) уменьшается вынуждающая сила и мощность приводного эл-двигателя.

Различают легкие, средние и тяжелые виброгрохоты. В промышленности строительных материалов для промежуточного и окончательного грохочения применяются виброгрохоты среднего и тяжёлого типов.

Наиболее распространены инерционные наклонные грохоты с круговыми колебаниями среднего (ГИС) и тяжелого (ГИТ) типа и инерционные горизонтальные грохоты с направленными колебаниями (ГСС) .

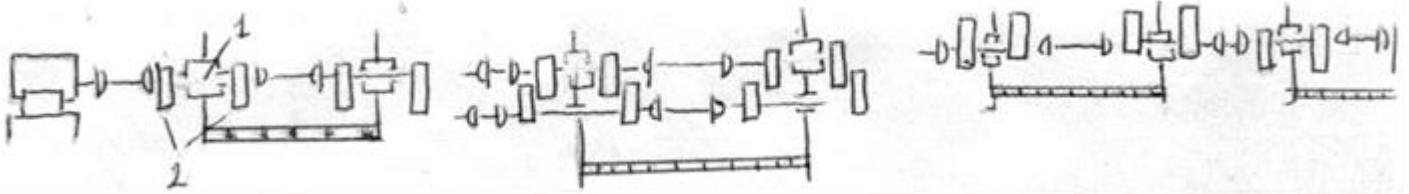
При грохочении мелких материалов применяются также грохоты у которых- в качестве ВВБ используются ЭВВБ.



Преимущество электромагнитных грохотов является отсутствие вращающихся и трущихся частей.

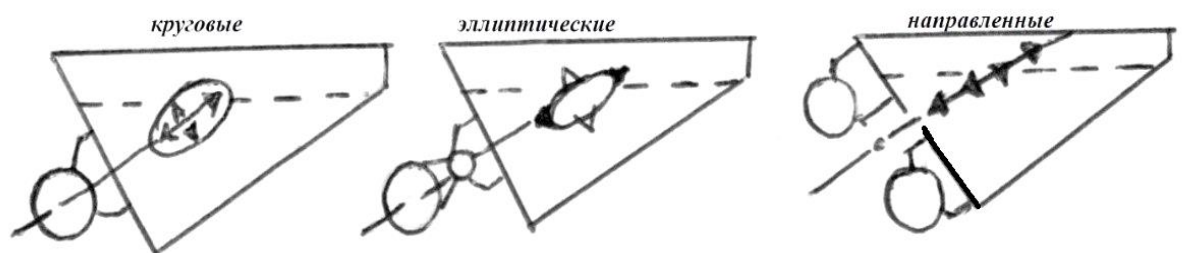
Недостаток-неравномерное распределение амплитуды колебаний по поверхности сита: большая – в средней части и меньшая -по краям.

Для повышения производительности ВГ рационально увеличивать площадь просеивающей поверхности, но тогда применение ранее рассмотренных ВВБ затруднено из-за возрастающей длины приводного вала, увеличивающей его прогиб, снижающей жесткость и уменьшающей частоту собственных колебаний вала. В этом случае на грохоты устанавливаются виброблоки, состоящие из короткого вала 1 с дебалансами 2 по концам. Вал установлен в радиальных подшипниках.



С помощью виброблоков можно получать круговые и направленные колебания. Достоинство виброблоков (по сравнению с обычными ВВБ) являются: повышенная долговечность подшипников, высокая собственная частота колебаний вала, возможность регулировки величины возмущающей силы путем замены дисбалансов и различной схемы установки виброблоков, простота обслуживания и замены виброблоков.

За рубежом кроме виброблоков на грохотах в качестве ВВБ устанавливаются мотор-вибраторы, крепящиеся непосредственно к корпусу грохота. В зависимости от способа крепления мотор-вибратора к корпусу могут быть получены круговые, эллиптические и направленные колебания. К недостаткам мотор-вибраторов относят их увеличенную массу и сложность конструкции.



Основные показатели и параметры ВГ

Смеси, подлежащие грохочению, называют исходным материалом, последний перемещаясь по вибрируемой просеивающей поверхности, делится на надрешетный (верхний) класс и подрешетный (нижний) класс. Верхний класс обозначается знаком «плюс», нижний – «минус». Так если смесь разделяется на поверхности с отверстиями 20 мм, то верхний класс обозначается +20, нижний – 20. При последовательном грохочении на n поверхностях получается $n+1$ классов.

Процесс грохочения оценивается двумя показателями: производительностью, т.е. количеством поступающего на грохот исходного материала в единицу времени, и эффективностью, характеризующей полноту разделения исходного материала

$$E_2 = \frac{m_{1H}}{m_1} \cdot 100\% \quad , \quad E_c = \frac{C_\Phi}{c} \cdot 100\%$$

где m_{1H} , C_Φ - масса, вес зерен нижнего класса, прошедших через просеивающую поверхность, кг;

m_1 , C

– масса, вес зерен нижнего класса, содержащихся в исходном материале, кг.

Важным показателем, характеризующим качество продуктов грохочения (фракций - каждая часть из рассортированного исходного материала, засоренная зернами других классов) является их засоренность, которая выражается процентным содержанием (по весу) посторонних зерен в получаемых продуктах (фракциях). Согласно существующим ГОСТам, засоренность фракций гравия и щебня не должна превышать 5%

Расчет основных параметров режима работы ВГ

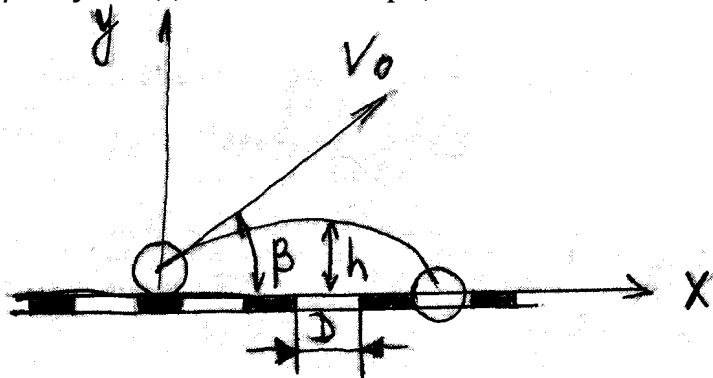
К основным параметрам, определяющим эффективность и производительность грохочения, относятся размеры просеивающих поверхностей, частота и амплитуда колебаний, угол наклона грохота, направления вращения вала ВВБ и траектория движения сита.

Эксперименты показывают, что наилучшая E_2 происходит при соотношении ширины и длины просеивающей поверхности 1: 2,5, при этом же соотношении производительность грохота прямо пропорциональна площади сита. У колосниковых грохотов тяжелого типа это соотношение 1:2.

Оптимальное значение амплитуды и частоты колебаний сита зависят от формы траектории его движения. Совокупность этих факторов влияет на производительность, эффективность грохочения и способность грохота к самоочищению отверстий сита от застрявших в них зерен. Процесс самоочищения отверстий сита зависит от скорости, формы, траектории и направления движения сита. С увеличением V самоочищение улучшается, но E_2 снижается в результате уменьшения числа соприкосновений зерен с просеивающей поверхностью по ее длине. Практика показала, что самоочищение происходит при высоте подбрасывания зерна $h \geq 0,4 D$. Исходя из этого условия определяется V_{\max} движения сита. В грохотах с направленными колебаниями $F_{\text{инерц.}}$ действует под постоянным углом β и плоскости сита. Траектория движения зерна описывается $x = V_0 t \cos \beta$; $Y =$

$V_0 \sin \beta - \frac{gt^2}{2}$, где x и y - координаты подбрасываемого зерна, V_0 - max скорость по направлению движения;

β - угол действия инерционной силы к плоскости сита.



Решая совместно эти два уравнения (относительно t), получим

$$Y = X \operatorname{tg} \beta - \frac{gX^2}{2V_0^2 \cos^2 \beta} \quad (1)$$

Значение X_1 при $Y_{\max} = h$ получим, приравняв производную уравнения нулю, т.е.

$$\operatorname{tg} \beta - \frac{2gX_1}{2V_0^2 \cos^2 \beta} = 0 \rightarrow X_1 = \frac{V_0^2 \operatorname{tg} \beta \cdot \cos^2 \beta}{g}, \text{ подставив } X_1 \text{ в уравнение 1 получим}$$

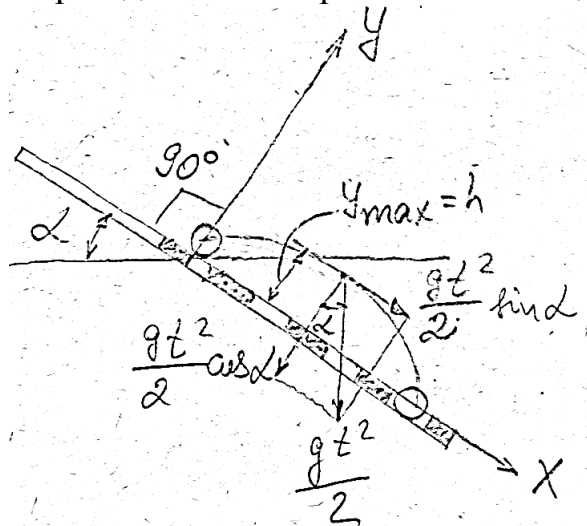
$$Y_{\max} = h = \frac{V_0^2 \cdot \sin^2 \beta}{2g}.$$

Наибольшая скорость движения сита (при, обычно, $\beta = 35^\circ$)

$$V_0 = 7,72 \sqrt{h} \text{ или } V_0 = 7,72 \sqrt{0,4D} = 4,9 \sqrt{D},$$

здесь V_0 - м/с; h, D - в м.

Для грохотов с круговыми колебаниями и наклонными ситами, уравнение траектории движения зерна имеет сл. вид:



$$X = \frac{g t^2}{2} \sin \alpha; Y = V_0 t - \frac{g t^2}{2} \cos \alpha$$

, где α - угол наклона просеивающей поверхности.

Решая совместно эти уравнения

$$Y = V_0 \sqrt{2x / (g \sin \alpha)} - \frac{x}{\tan \alpha}.$$

Как и в предыдущем случае находят X_1 , при котором $Y = Y_{\max}$, принимая $Y = h$ и

$$X = X_1, \text{ ТОГДА } V_0 = \sqrt{2gh \cos \alpha}$$

— начальная скорость зерна.

Учитывая, что обычно $\alpha = 20^\circ$, находим $V_0 = 4,28\sqrt{h} = 2,73\sqrt{D}$.

Если на грохоте установлено несколько ярусов сит, то V_0 рассчитывают для сита с наибольшим размером отверстий. По вычисленной скорости колебаний сит определяют основные параметры колебаний грохота $V_0 = a \cdot \omega$, где a — амплитуда колебаний, м; ω — угловая частота колебаний, c^{-1} .

Величину V_0 необходимо устанавливать исходя из условия наилучшей самоочистки сит, т.к. повышенное значение V_0 снижает эффективность сортировки и создает более высокие динамические нагрузки. При ускорении $j > 8g$ происходит быстрый выход из строя элементов грохота и появление трещин в коробе.

Ускорение грохота $j = a \cdot \omega^2$, поэтому скорость движения сита выгоднее повышать за счет увеличения амплитуды колебаний (a), которая должна быть такой, чтобы ускорение грохота находилось в пределах 45...65 m/c^2 .

Для определения частоты и амплитуды колебаний грохота используют эмпирические формулы:

$$f = 44 \sqrt{\frac{D}{A}}, c^{-1} \text{ - для наклонных грохотов с круговыми колебаниями;}$$

$f = (1 + 12,5 D) / (12A), c^{-1}$ - для горизонтальных грохотов с направленными колебаниями.

Обычно для наклонных грохотов $D \leq 0,07$ м, для горизонтальных $D \leq 0,04$ м

Угол наклона грохота

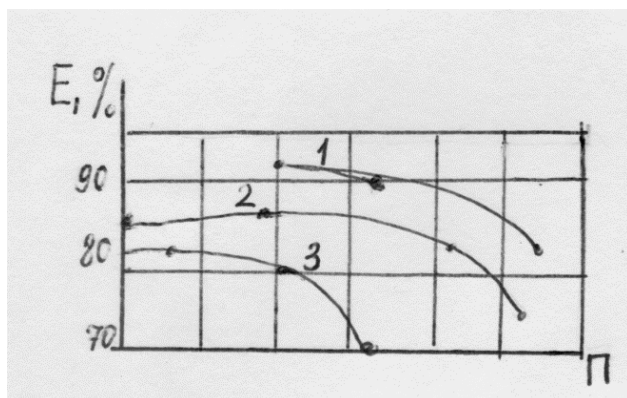
Угол наклона α обеспечивает относительное перемещение зерен по ситам.

С уменьшением α скорость перемещения зерен снижается, при этом повышается эффективность сортировки, но снижается производительность грохота. Обычно для ситовых грохотов, $\alpha = 0 \dots 30^\circ$, для колосниковых $\alpha = 0 \dots 25^\circ$.

Направление вращения вала ВВБ оказывает влияние на эффективность грохочения. При вращении вала в направлении, совпадающем с движением материала по ситам, происходит увеличение скорости перемещения зерен, что ведет к снижению E_2 . Однако при этом увеличивается Π и улучшаются условия очистки просеивающей поверхности. При вращении вала в обратном направлении — E_2 повышается, Π снижается. Обратное вращение вала ВВБ рекомендуется для грохотов, сита которых имеют отверстия $D \leq 0,06$ м.

Производительность и эффективность грохочения

Максимальную производительность грохота устанавливают, обеспечивая необходимую эффективность грохочения. Исследованиями установлено, что до определенного момента рост Π грохота происходит при неизменной E_2 , далее увеличение Π сопровождается резким падением E_2 .



- 1- содержание нижнего класса 60%;
- 2- то же, 40%;
- 3- то же, 20 %.

Это явление объясняется характером процесса грохочения, который по В.А. Бауману, состоит из двух стадий, происходящих одновременно и непрерывно. На первой стадии мелкие зерна подлежащие просеву, должны пройти сквозь толщу материала и войти в сопри-

косновение с поверхностью сита. На второй стадии мелкие зерна должны пройти сквозь ячейки сита.

При толщине H слоя материала, близкой к критической, Π будет оптимальной, т.е., будет иметь наибольшее значение, при которой E_2 максимально или близка к ней. Следовательно, до достижения слоев материала на сите $H_{крит}$ Π повышается при неизменной E_2 , а после превышения $H_{крит}$ — увеличение Π сопровождается снижением эффективности процесса. Поэтому режим питания грохота должен быть таким, чтобы $H \leq H_{кр}$.

Для расчета производительности товарного и промежуточного грохочения получена формула.

$$\Pi = c \cdot q \cdot s \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где c — коэф, учитывающий неравномерность, питания, форму зерен материала и тип грохота, Значения c

	гравий	щебень
горизонтальный ВГ	0,8	0,65
наклонный ВГ	0,6	0,5

q — удельная Π сита с отверстиями квадратного сечения, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^2\text{ч}}$;

при D от 5 до 70мм $q = 12 \dots 82$, табл. 5 (В. А. Бауман)

S — площадь сита, м^2 .

k_1 — коэффициент учитывающий процентное содержание нижнего класса в материале, поступающем на рассчитываемое сито (в исход. материале) [0,58...1,25];

k_2 — коэффициент учитывающий содержание в нижнем классе зерен размером $\frac{1}{2}$ отверстия сита; [0,63...1,37];

k_3 — коэффициент угла наклона грохота (для горизонтального $k_3=1$)

$k_{1,2,3}$ — по таблице 5 [0,5...1,0].

Ожидаемое значение эффективности при оптимальных размерах отверстий сит и определенной таким образом Π рассчитывают по формуле

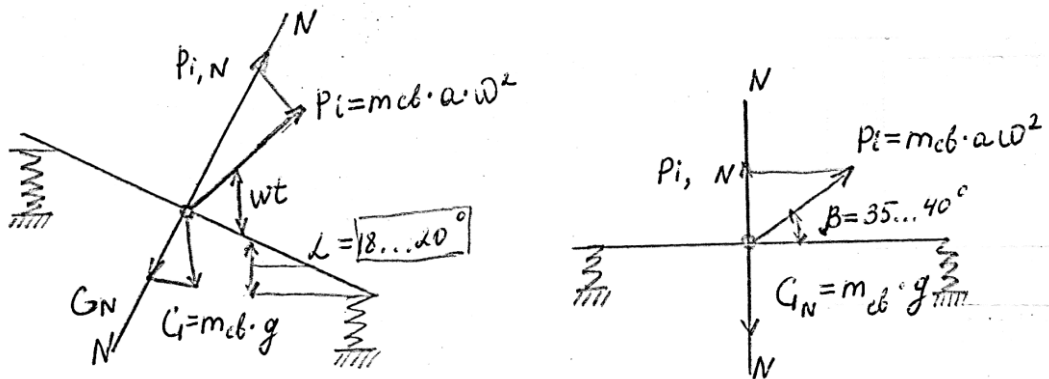
$$E = e \cdot k'_1 \cdot k'_2 \cdot k'_3, \text{ где}$$

е- эталонное значение Е(для средних условий),%

$k'_{1,2,3}$ - подобны $k_{1,2,3}$. 0,86...1,03; 0,9...1,04; 1...0,88;

Значения е%	щебень	гравий
гориз.Г с направ. колебаниями	89	91
накл .Г с круговыми колебаниями	86	87

Влияние колебательных параметров грохота (амплитуда и частота колебаний) на Π и E_2 учитывается динамическим коэф. режима работы (К)



$$K = \frac{P_{i,N}}{G_N} = \frac{m_{cb} \cdot a \cdot \omega^2 \sin \omega t}{m_{cb} \cdot g \cos \alpha} = \frac{a \omega^2 \sin \omega t}{g \cos \alpha}$$

$P_i = m_{cb} \cdot a \cdot \omega^2$ – инерционная сила ,возникающая от действия ВВБ и обеспечивающая отрыв смеси от сита;

$G = m_{cb} \cdot g$ – сила тяжести частицы; m_{cb} – масса частицы;

a – амплитуда колебаний ;

ω – угловая частота колебаний , c^{-1}

α – угол наклона сита, град.

Сила P_i , как круговой вектор, достигает мах при $\omega \cdot t = 90^\circ$, т.е.

$$K_{кр} = \frac{a \omega^2}{g \cos \alpha}$$

Для грохотов с направленными колебаниями и горизонтальными ситами угол

$$\omega t = \beta = const, \alpha = 0^\circ$$

, тогда

$$K_H = \frac{a \omega^2 \sin \beta}{g}$$

При расчете грохота с несколькими ситами К назначается по ситу с наибольшим размером отверстий.

Приведенные выше формулы для Π и E_2 справедливы, если грохочение осуществляется при К оптимальном. Для определения оптимального режима грохота обычно задаются двумя параметрами и по ним определяют и третий : для грохотов с принудительной кинематикой обычно задаются значениями α и К; для грохотов с силовым приводом – значениями η и К .

Граничные значения

а, n и K (n – частота вращения вала вибратора приведены В.П. Сергеев: Строительные машины и оборудование, стр. 98) [K= 2,2 ...5,6; a = 2,5 ... 12 мм; n = 8,3 ... 20, $\frac{об}{с}$]= f (тип грохота) .

Конструктивный расчет ВГ

включает определение параметров деталей вибропривода (ВПВ) (дебалансов, подшипников, вала), опорных амортизационных устройств (пружин), мощности эл-для привода, а также массы опорного основания, исходя из условий виброизоляции рабочих мест обслуживающего персонала. Работа ВГ происходит, как правило, в зарезонансном режиме, при частоте вынужденных колебаний f, значительно превышающих частоту собственных колебаний $f_0 (f \gg f_0)$

Грохоты с круговыми колебаниями

При вращении дебалансов (D) – вынуждающая сила вибратора

$$F_g = mg(e - a)\omega^2$$

m – суммарная масса D грохота; e – эксцентриситет D, м; a – амплитуда колебаний грохота, м; f – частота вынужденных колебаний, Гц.

Расчет D (определение их размеров)

Инерционная сила, H

$$F_i = m_b \cdot a \omega^2, \text{ где}$$

$$m_b = m_k + K m_M \quad \text{вибрируемая масса;}$$

m_k – масса короба грохота с закрепленными в нем ситами;

m_M – масса материала, находящегося на ситах грохота;

K = 0,15 ... 0,2 – коэф. присоединения сортируемого материала.

Пренебрегая силами сопротивления упругих опор грохота F_{ci} так как

$F_{ci} \ll F_g$, то в каждый момент $F_g = F_i$. Откуда

$$mg(e - a)\omega^2 = m_b \cdot a \omega^2, \text{ что обеспечивает неподвижность}$$

точки С. Поскольку $m_g \ll m_b$ в дальнейшем при расчете F_i ей пренебрегают

$$m_g e \omega^2 = (m_g + m_b) a \omega^2 \rightarrow m_g e \omega^2 = m_b a \omega^2 \rightarrow g m_g e = m_b \cdot a \cdot g \quad 1)$$

Левую часть 1 можно представить, как суммарный статический момент, установленных на валу дебалансов (n- число дебалансов грохота)

$$n S_g = m_g e g$$

Правая часть 1

$$m_b \cdot a g = K \quad \text{ - кинетический момент виброгрохота.}$$

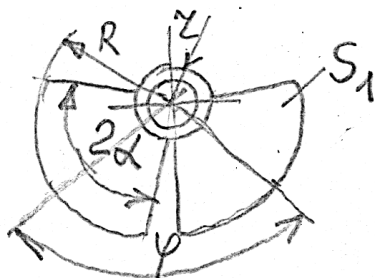
Обычно из условия, что дебаланс должен обладать наибольшим статическим

моментом при минимальном момента инерции, его изготавливают в виде сектора с центральным углом $2\alpha = 96^\circ$.

Суммарный статический момент такого дебаланса

$$S_g = 2S_1 \cdot \cos \frac{\varphi}{2}$$

где S_1 - стат. момент массы одной части дебаланса; φ - угол поворота частей дебаланса относительно друг друга



Статический момент S_1 массы кольцевого секторного дебаланса

$S_1 = \frac{2}{3} (R^3 - r^3) \sin \alpha \cdot \delta \cdot \rho$; где δ - толщина дебаланса; ρ - кг/м³ - плотность материала.

Конструктивно, как правило, один дебаланс неподвижный, а второй может проворачиваться и фиксироваться в нужном положении. Таким образом изменяя φ можно регулировать S_g . При $\varphi=0$ $S_g = S_{g \max}$ который определяется из условия, что значения динамического коэф. режима работы грохота будет принято по верхнему пределу, а частота вращения вала - по нижнему.

Правда, S_g можно изменять и постановкой дополнительных съемных D , которые крепятся болтами к основному. Тогда $S_{\text{сум}} = S_g + S_{g \text{ доп.}}$

Размеры дополнительных D выбираются из условия, что каждый $D_{\text{доп}}$ должен увеличивать амплитуду колебаний на (1...2)мм.

В.А. Бауман [стр.136] рекомендует массу материала на сите грохота определить по формуле

$$m_M = 0,287 \rho \Pi \lambda (1 - 0,65 C_H) / V, \text{ кг,}$$

где ρ - объемная масса материала, т/м³;

Π - производительность грохота по питанию, м³/ч

[$\Pi = S \cdot c q k_1 k_2 k_3$, где

S - площадь сита;

$C = 0,6 \dots 0,8$ коэф. неравномерности питания q - удельная Π сита] ;

C_H - содержание нижнего класса в исходном продукте в долях единицы;

V - скорость движения материала по ситам, м/с.

Скорость

V для наклонных грохотов с круговой вибрацией определяется

$$V = 2 \cdot 10^{-8} K_Q \cdot K_\alpha \cdot a \cdot n^2$$

a – амплитуда перемещения короба, мм;

n – угловая скорость вращения вала ВВБ, об/мин

$K_\alpha = \varphi(\alpha) = 0,96 \dots 10$ при $\alpha = 8 \dots 24^\circ$ (α – угол наклона грохота)

K_Q – поправочный коэф. учитывающий Π одного метра ширины грохота

$K_Q = 0,9 \dots 1,2$ при $\Pi = 20 \dots 40 \frac{\text{м}^3}{\text{ч} \cdot \text{м}}$;

$K_Q = 0,7 \dots 0,9$ при $\Pi = 60 \dots 200 \frac{\text{м}^3}{\text{ч} \cdot \text{м}}$.

Для горизонтальных грохотов

$V = 0,74 (V_{\text{гр}} - 0,23)$, где амплитуда скорости колебаний корпуса

$$V_{\text{гр}} = \frac{\pi n a}{3 \cdot 10^4} .$$

Расчет пружинных амортизаторов сводится к расчету жесткости опорных конструкций и рабочих мест обслуживающего персонала. Для этого необходимо, чтобы сила, передаваемая через опорные пружины была малой величиной. При применении винтовых пружин, их упругая сила

$$F_{c,a} = C_n \cdot a, \quad C_n = m_e \cdot \omega_0^2, \quad 1)$$

C_n – общая жесткость опорных пружин грохота, н/м,

ω_0 – частота собственных колебаний грохота на опорных пружинах, с^{-1}

a – амплитуда колебаний, м.

Из формулы 1 видно, чтобы $F_{c,a}$ была малой необходимо чтобы ω_0 имело малую величину.

На основе опыта конструирования и эксплуатация ВГ значение ω_0 выбирают равным $12,56 \dots 22 \text{с}^{-1}$ или $\omega_0 = \frac{\omega}{4 \dots 6}$.

$F_{c,a}$ связана с кинетическим моментом K_ϕ фундамента формулой

$$F_{c,a} = \frac{K_\phi}{g} \omega^2 \rightarrow K_\phi = \frac{F_{c,a} \cdot g}{\omega^2}$$

$$K_\phi = G_\phi \cdot a_{\text{сан}}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где G_ϕ – см. выше (сила тяжести фундамента);

$a_{\text{сан}}$ – амплитуда колебаний, допускаемая санитарными нормами м (значения $a_{\text{сан}} = 0,6 \dots 0,04$ мм при частотах $1 \dots 10$ гц по В.А. Бауману стр.241)

$$a_{\text{сан}} = f(f), \phi \uparrow \rightarrow a_{\text{сан}} \downarrow$$

По C_n (общая жесткость пружин) подбирают количество Z – пружин и параметры пружины.

Мощность двигателя, кВт привода ВГ расходуется на колебания короба грохота с материалом и на преодоление сопротивлений в подшипниках грохота, т.е.

$P_{\text{дв}} = (P_1 + P_2) / \eta_{\text{пр}}$ – КПД привода;

$P_1 = F_g \cdot a \omega / 1000$ – работа вынуждающей силы в единицу времени

ω - угловая скорость, c^{-1}

$$P_a = T_{тр} \cdot \omega / 1000 = F_g \cdot \mu \cdot \frac{D}{2} \omega / 1000$$

- мощность расходуемая на преодоление сопротивлений в подшипниках

$\mu = (0,005, \dots 0,001)$ - приведенный коэф. трения для подшипников качения.

D- диаметр вала.

В инженерной практике для определения Р используют экспериментально найденную удельную энергоёмкость

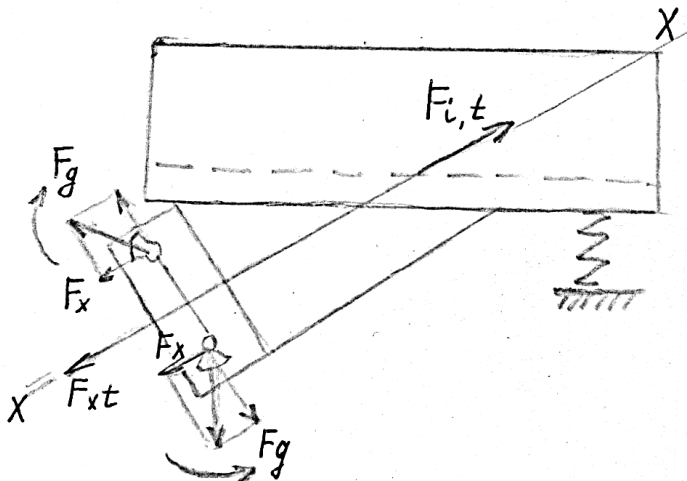
$$\Delta P = (150 \dots 200) \frac{Bm}{H \cdot m}$$

, т.е. затратой мощности на единицу кинетического момента виброгрохота, тогда

$$P = \frac{\Delta P \cdot K_{max}}{1000}, \text{ кВт} \quad K_{max} = m_b \cdot a \cdot g, \text{ Нм}$$

, где

Грохоты с направленными колебаниями



Синхронно – синфазное вращение дебалансов создаёт вынуждающую силу F_{xt} , равную сумме составляющих центробежных сил дебалансов в направлении оси колебаний (F_x)

$$F_{xt} = n F_g \cos \omega t, \text{ где } n - \text{число дебалансов двухвального вибратора}$$

Под действием вынуждающей силы в колеблющейся системе (короб грохота с материалом) возникает сила инерции

$$F_{i,t} = -m_b \cdot \ddot{x}, \text{ где } \ddot{x} - \text{виброускорение.}$$

$$\ddot{x} = -a \omega^2 \cos \omega t, \text{ т.е. } F_{i,t} = m_b \cdot a \omega^2 \cos \omega t$$

Пренебрегая упруговязкими силами сопротивления опор и рабочего органа условие равновесия

$$n F_g \cos \omega t - a \omega^2 \cos \omega t \cdot m_f = 0$$

или по амплитудному значению

$$F_{a,x} + m_f a \omega^2 = 0$$

Отсюда $F_{a,x} = -m_f \cdot a \omega^2$, где знак «-» означает, что принятое направление силы F_{xt} будет обратным, так как колебательная система работает на мягких опорах в зарезонансной области, когда вынужденные колебания совершаются в противофазе с вынуждающей силой. Методика расчета остальных параметров аналогична приведенной выше, кроме расчетной схемы нагружения вала вибратора. Для обеспечения синхронно-синфазной работы обоих вибраторов обычно применяется зубчатая пара в закрытом исполнении и на вал будут действовать следующие силы: вынуждающая – F_a , радиальное усилие зубчатой передачи – F_r , окружное усилие ременной передачи.

Тема 3.2. Глубинные вибровозбудители для уплотнения бетонных смесей (ГВ)

Широко применяются при сооружении монолитных железобетонных конструкций, а также при изготовлении крупногабаритных изделий сборного железобетона.

По характеру выполняемой работы ГВ бывают:

-ручные, подвесные.

В зависимости от вида привода:

-электромеханический (в большинстве случаев от 3-х фазного асинхронного с короткозамкнутым ротором);

-пневматический;

-от ДВС;

-гидравлический.

По принципу действия все ГВ

-дебалансные с ВВБ в виде дебаланса, вращающегося в подшипниках;

-планетарные, в которых колебания создаются тяжелым элементом-бегунком, планетарно обкатывающимся по беговой дорожке, закрепленной в корпусе вибратора.

По расположению двигателя ГВ с электрическим приводом разделяют на три вида:

- с внешним вынесенным двигателем, передающим вращение через гибкий вал;

- с двигателем, пристроенным в верхней части корпуса ВВБ ;

- со встроенным в корпус двигателем, питаемым током повышенной частоты.

Наиболее распространенными во всем мире являются ручные глубинные вибраторы, которые должны обладать небольшим весом, не превышающим 20-25 кг при обслуживании вибратора одним рабочим.

Вибрирующий корпус возбудителя приводит в колебательное движение прилегающую к нему бетонную смесь, и эти колебания распространяются во все стороны в бетонной смеси, но преимущественно в радиальных направлениях. Вибрационное уплотнение бетонной смеси достигается за счет удаления части пузырьков воздуха и более компактной укладки зерен заполнителя.

Ручные глубинные ВВБ со встроенным эл.дв-лем выпускают в диапазоне диаметров корпуса от 35 до 140 мм, массой удерживаемых в руках частей от 2 до 30 кг, со скоростью вращения дв-лей (равной частоте вибрации) от 12000 до 6000 об/мин и мощностью дв-лей от 0,25 до 2,5 кВт. Амплитуда ускорения корпуса в воздухе (на уровне центра тяжести корпуса) составляют от 80 до 25 ускорений свободного падения.

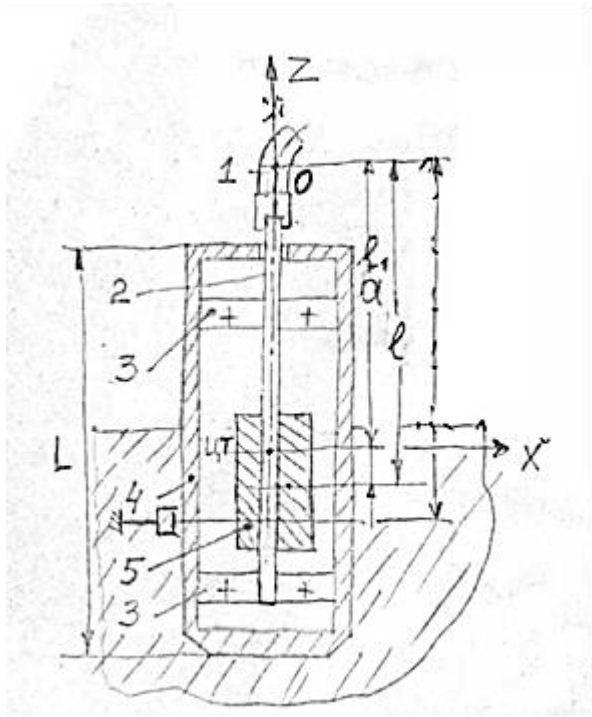
Ручные глубинные ВВБ с гибким валом и вынесенным дв-лем выпускают в диапазоне диаметров корпуса от 25 до 95 мм, массой от 1,2 до 16 кг, с частотой от 24000 до 8500 кол/мин, скоростью вращения дв-лей от 9000 до 1400 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$, мощностью дв-лей от 0,8 до 4 кВт. Амплитуда ускорения корпуса в воздухе составляет от 120 до 50 ускорений свободного падения.

Ручные пневматические глубинные ВВБ выпускаются в диапазоне диаметров корпуса от 25 до 140 мм, массой от 2,5 до 45кг, с номинальной частотой при работе в воздухе от 20000 до 7000 $\frac{\text{кал}}{\text{мин}}$ и номинальным расходом воздуха от 0,4 до 3 м³/мин. номинальное давление воздуха 5...6 атм. Амплитуда ускорения корпуса в воздухе составляет от 140 до 20 ускорений свободного падения.

Ручная длина корпуса различных ручных глубинных ВВБ колеблется в пределах от 300 до 500 мм. Поэтому при их использовании бетонирование необходимо производить слоями соответствующей толщины. Радиусы действия ручных ВВБ обычно лежат в пределах от 0,15 до 0,4 м. Поэтому при бетонировании больших массивов значительные преимущества по производительности имеют подвесные глубинные ВВБ, у которых длина рабочей части корпуса составляет от 0,75 до 2,3м.

Подвесные глубинные ВВБ имеют: $d_k = 120...195\text{мм}$, $m = 70... 350 \text{ кг}$, $\vartheta = 10500 \dots 5500 \frac{\text{кал}}{\text{мин}}$, $n_{\text{дв-ля}} = 2880...1440 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$, $N_{\text{дв}} = 3...6 \text{ кВт}$.

Расчетная схема глубинного ВВБ (ГВВБ) имеет вид:



Гибкий вал 1 соединен с валом 2, опирающимся на подшипники 3, установленные в цилиндрическом корпусе 4. Вал 2 приводит во вращение дебаланс 5. корпус ВВБ удерживается таким образом, что он не может поворачиваться относительно своей оси.

Расчет и проектирование глубинных вибраторов для уплотнения бетона
 Важнейшей характеристикой ГВ является частота их колебаний. Частота дебалансных вибраторов ν равна числу оборотов в минуту дебалансного вала. Частота колебаний планетарных вибраторов в минуту

с наружной обкаткой бегунка

с внутренней обкаткой бегунка

1 - бегунок;
 2 - цилиндрический вал;
 3 - корпус вибратора.

$$\nu_1 = \frac{n}{\frac{D}{d} - 1}; \quad \gamma = \frac{D-d}{2}$$

$n \sim \text{об/мин}$

1 - бегунок;
 3 - корпус вибратора;
 4 - серьезчик (планета)

$$\nu_1 = \frac{n}{1 - \frac{d}{D}}$$

$$\gamma = \frac{D-d}{2}$$

При разработке конструкции нового ГВ, как правило, должно быть заданы следующие основные исходные данные:

1. Наружной диаметр корпуса вибратора (D_v) задается исходя из назначения и области применения вибратора .
2. Длина рабочей части вибратора (L) .
3. Определяем статический момент массы дебаланса

$$S_g = m_0 z = - \frac{A F' (m_1 + m_0 + m_{s.c.})}{\cos \varphi}$$

φ - угол между перемещением корпуса вибратора и направлением его вынуждающей силы.

$$\text{где } m_{s.c.} = \frac{2}{3} \pi D_k L \rho h; h = 0,04 \dots 0,05 \text{ м}$$

- толщина бетонной смеси

, колеблющийся вместе с ВВБ.

4. Определяем величину вынуждающей силы

$$F_a = m_0 z \omega^2$$

$$\omega = 2\pi f = 2 \cdot 5,14 \cdot 185 = 1162 \text{ с}^{-1}$$

5. Определяем мощность в Вт, необходимую для поддержания колебаний

$$N = - \frac{m_0^2 z \omega^3}{4(m_1 + m_0 + m_{s.c.})} \cdot \sin 2f$$

6. Мощность (Вт), рассеиваемая в подшипниках дебалансных ВВБ

$$N_{тр.} = m_0 z \omega^3 \mu d b / 2$$

7. С учетом пространственного движения глубинного ВВБ мощность приводного дв-ля

$$N_{гв} = (2N + N_{тр.}) / \eta$$

8. Рассчитываем производительность техническую глубинного вибратора

$$P_T = 2K \cdot R^2 \cdot H \frac{3600}{t_0 + t_1}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

где K- коэффициент использования вибратора, K=0,85

R- радиус действия вибратора;

R= (4...6) D_к;

H-толщина прорабатываемого слоя бетонной смеси

H=L -(0,05...0,15);

t₀= (15...30) с - оптимальная продолжительность вибрирования бетонной смеси в каждом месте погружения вибратора;

t₁= (5...10) с- время перемещения вибратора с одной позиции в другую.

Тема 3.3. Вибрационные площадки и установки для формирования железобетонных изделий

На заводах сборного железобетона применяют различные способы уплотнения бетона. Основными из них являются вибрирование, вибропрокат,

виброштампование, прессование, центрифугирование, трамбование и в ограниченной мере вакуумирование.

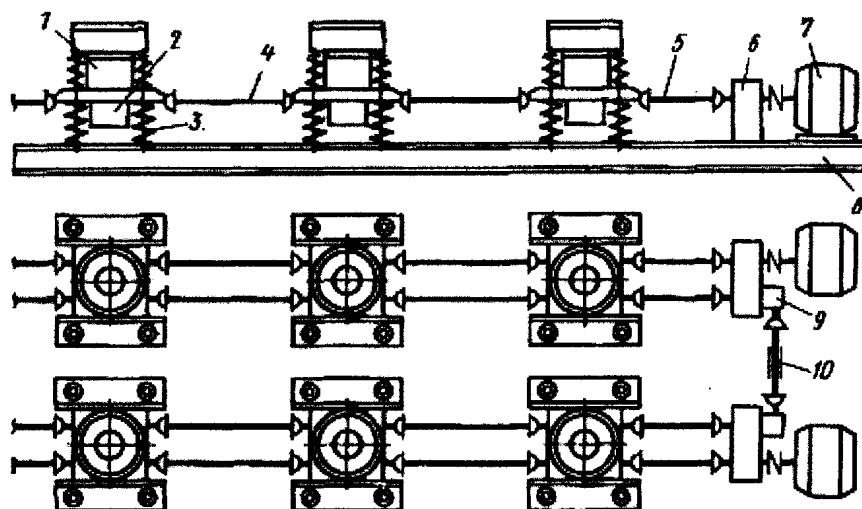
Работа машин по уплотнению бетонной смеси основана на одном из этих способов или их комбинации.

Наиболее распространение получил способ уплотнение бетонных и железобетонных изделий путем вибрирования. На этом принципе основана работа вибрационных площадок, вибраторов и формующих машин.

Вибрационные площадки применяют при изготовлении различных плит, настилов, панелей, балок и других изделий. Они являются стационарным формующим оборудованием на заводах железобетонных изделий и полигонах.

Общие сведения о виброплощадках

Изготовление железобетонных изделий на вибрационных виброплощадках и установках осуществляется в специальных формах. Разница между вибрационной площадкой и вибрационной формовочной установкой в том, что первая имеет один или несколько столов, на которые ставят форму, воспринимающую от них колебания, а вторая таких столов не имеет — форму ставят на виброизолирующие опоры и приводят в действие непосредственно вибрационным приводом. Преимущество вибрационных площадок заключается в универсальности, что предопределяет их широкое применение при производстве железобетонных изделий: плоские (стенные панели, плиты, перекрытия и др.), протяженные профильные (балки, опоры, сваи и др.), с криволинейным профилем и трубчатые (тубинги, лотки, трубы и др.). Одним из существенных недостатков вибрационных площадок является необходимость колебать большие массы, включающие массу конструкции виброплощадки, массу формы и пригруза.



Классификация виброплощадок

Вибрационные площадки один из основных видов оборудования для уплотнения бетона при изготовлении бетонных и железобетонных деталей.

Вибрационные площадки классифицируют по характеру колебаний, типу применяемых вибраторов, грузоподъемности, способу крепления формы или поддона.

По характеру колебаний различают виброплощадки с круговыми гармоническими колебаниями (рис. 35, а), с вертикально направленными колебаниями рамной (рис. 35, б) и блочной (рис. 35, д) конструкции, с горизонтально направленными колебаниями (рис. 35, г), ударно-резонансные с вертикально (рис. 35, в) и горизонтально (рис. 35, е) направленными колебаниями.

По типу вибраторов различают виброплощадки: с дебалансными (эксцентриковыми) бегунками, электромагнитными и гидравлическими вибраторами.

Для крепления формы к раме виброплощадки применяют механические, электромагнитные и пневматические устройства.

По грузоподъемности виброплощадки подразделяют на малой грузоподъемности — до 2 т, средней — 2 ... 50 т и большой — свыше 50 т. Различаются они также амплитудой и частотой колебаний, бывают одно- и многочастотными.

По воздействию на бетонную смесь бывают безударными, когда форма с бетонной смесью не испытывает ударных нагрузок, и ударновибрационными, когда вибрация сопровождается регулярными соударениями элементов вибромашины или ее элементов с формой и эти соударения воздействуют на бетонную смесь. Виброплощадки могут иметь приводы различных типов, резонансные и зарезонансные режимы работы, а также различные конструкции опорных и формоудерживающих устройств.

Вибрационная площадка с круговыми гармоническими колебаниями (рис. 35, а) состоит из вибрирующей рамы 1, установленной на упругих опорах 2, с одним рядом вибраторов 3, приводимых во вращение от электродвигателя. Такие виброплощадки удовлетворительно уплотняют бетонную смесь жесткостью до 30 с при изготовлении плоских и нешироких изделий.

Виброплощадками называют стационарные вибрационные машины, предназначенные для уплотнения бетонной смеси в формах при изготовлении на заводах сборных железобетонных изделий.

Виброплощадка представляет собой виброраму, опирающуюся на пружины, резиновые или пневматические амортизаторы, укрепленные на фундаментной раме. Снизу виброрама имеет вибровозбудитель, приводимый в действие вынесенным в сторону электродвигателем, а сверху — устройство для крепления форм, выполненное в виде клиновых зажимов, пневматических захватов или электромагнитов.

По траектории колебания вибрирующих частей виброплощадки бывают с круговыми, крутильными, вертикально и горизонтально направленными колебаниями.

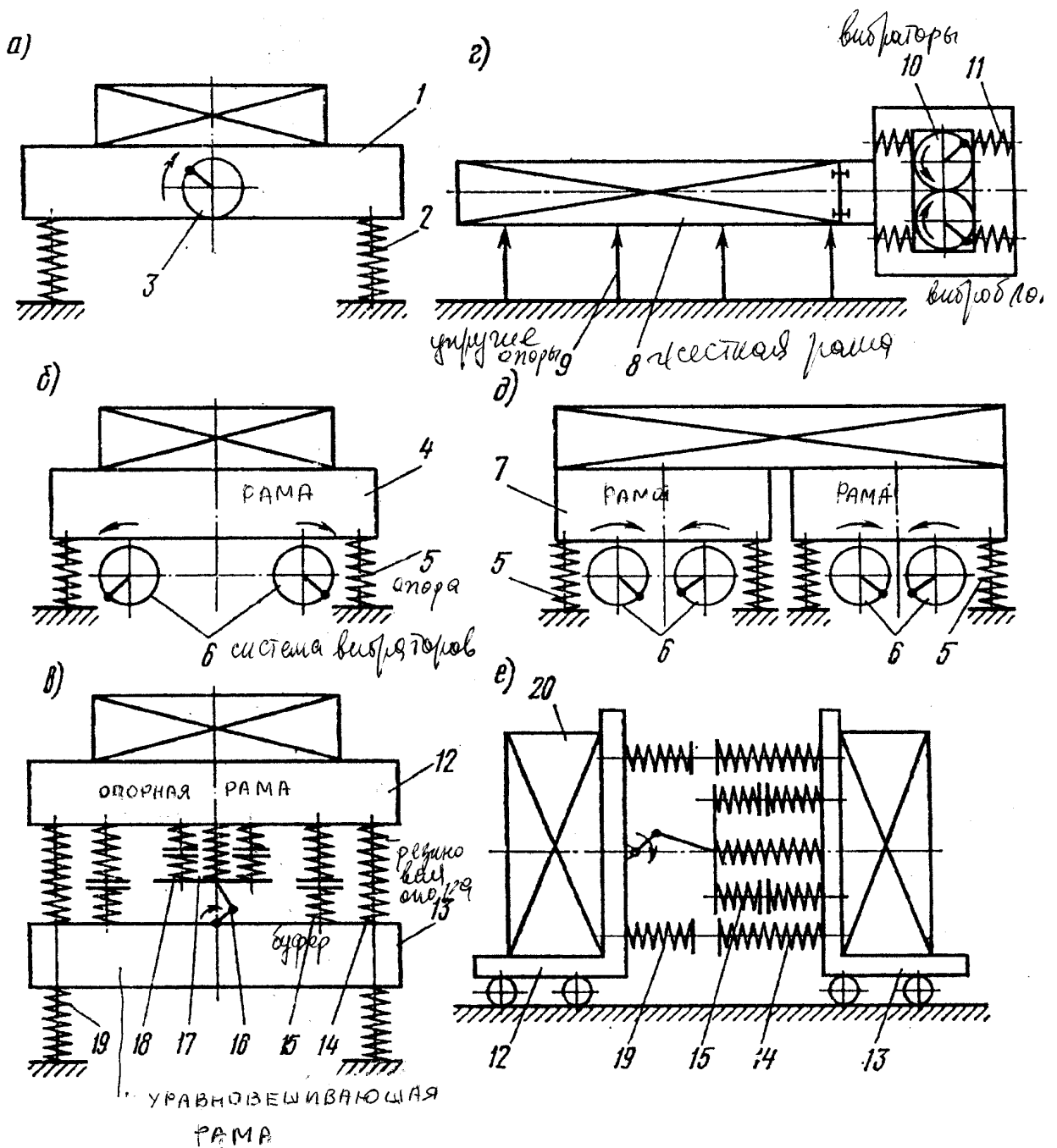


Рис. 35. Схемы виброплощадок с различными видами колебаний: а - виброплощадка с круговыми гармоническими колебаниями; б — виброплощадка с вертикально направленными гармоническими колебаниями рамной конструкции; г - то же, блочной конструкции; д - с горизонтальными направленными гармоническими колебаниями; е - ударно-резонансная вертикальная; е - то же, горизонтальная.

Простота их конструкции и надежность в работе обеспечили им широкое распространение.

Виброплощадки с вертикально направленными колебаниями (рис. 35, б, д) состоят из жесткой рамы 4 размером на всю виброплощадку или рам 7 для отдельных виброблоков, установленных на упругих опорах 5 с системой вибраторов 6. Силы инерции создаются четным количеством параллельно установленных вибраторов с одинаковыми характеристиками. В виброплощадках с направленными

колебаниями вибраторы работают синхронно и синфазно. Если валы вращать в разные стороны, то колебания принимают направленный характер. Наибольшее распространение получили виброплощадки, дебалансные валы которых вращаются в противоположные стороны с одинаковой угловой скоростью. Валы между собой соединяются зубчатыми передачами, что позволяет соблюдать синхронное и синфазное вращение валов.

При вертикально направленных колебаниях сообщается прямолинейное в вертикальной плоскости движение бетонной смеси. На таких площадках можно формировать плоские, широкие и длинные изделия высотой до 50 см, благодаря чему они получили большое распространение.

Для вибрирования изделий значительной массы и габарита последовательно и параллельно соединяют несколько виброплощадок (виброблоков). Выбор виброплощадки зависит от формы и размеров изделий, а также от жесткости бетонной смеси.

Виброплощадка с горизонтально направленными колебаниями (рис. 35, г) представляет собой жесткую раму 8, опирающуюся на фундамент через упругие опоры 9, на торце которой установлен виброблок, состоящий из вибраторов 10 с пружинами 11.

При горизонтально направленных колебаниях бетонная смесь получает движение в касательном к поддону направлении. Такие виброплощадки пригодны для формирования плоских или протяженных изделий толщиной до 30...35 см.

По принципу действия вертикальные (рис. 35, в) и горизонтальные (рис. 35, е) ударно-резонансные площадки отличаются от ранее описанных, но по схеме и конструктивному решению они близки друг к другу.

Ударно-резонансная площадка (рис. 35, в, е) состоит из опорной 12 и уравновешивающей 13 рам, между которыми расположены предварительно поджатые резиновые элементы 14 и установленные с зазором буфера 15, соударяющиеся при встречном движении рам. На уравновешивающей раме смонтирован привод 16 с кривошипно-шатунным механизмом, связанный с опорной рамой шатуном 17 через приводные упругие связи 18. Уравновешивающая рама выполняет функцию виброизолированного фундамента и

установлена на амортизаторы 19. Для крепления формы 20 используются электромагниты или механические зажимы.

В технических характеристиках промышленных установок главными параметрами виброплощадок являются: статический момент дебалансов, частота колебаний и амплитуда колебаний, мощность электродвигателя, производительность.

Процесс уплотнения бетонных смесей состоит из трех стадий: переукладка составляющих, стадия сближения составляющих и существенное уплотнение.

Расчёт основных параметров виброплощадки

Исходными данными для расчёт являются

- масса изделия ,кг,
- толщина изделия .

Расчет ведут в следующей последовательности.

1. По формуле Десова определяем амплитуду колебаний виброплощадки

$$a = a_0 \cdot e^{\frac{\beta}{2} h}, \text{ см}$$

где a_0 – минимальная амплитуда колебаний , при которой бетонная смесь начинает переходить в состояние «тяжелой жидкости»;

$\nu = 3000 \frac{\text{кол}}{\text{мин}}$	$a_0 = 0,014 \text{ см}$	$\beta = 01 (0,07)$
4500	= 0,005	$\beta = 0,09 (0,06)$
6000	0,004	0,08 (0,05)

- β - коэффициент затухания колебаний в бетоне;
- h - толщина вибрируемого слоя бетона ,см;
- e - основание натуральных алгоритмов ,=2,718.

2. Определяют величину вибрируемой массы по формуле

$$m_b = m_k + m_f + K_1 \cdot m_{б.с} + K_2 \cdot m_{п},$$

где m_k -масса колеблющихся частей ВП (суммарная масса стола,виброблоков,опор,карданных валов);

m_f - масса формы ;

$m_{б.с}$ - масса бетонной смеси;

$m_{п}$ – масса пригруза;

$K_1 = 0,2 \dots 0,35$;

K_1 - коэффициент присоединения бетонной смеси;

K_2 -коэффициент присоединения пригруза ,=0,1;

При предварительных расчетах принимают

$m_f = m_{б.с}, a$

$m_k = (0,2 \dots 0,4) (m_f + m_{б.с})$

3. Определяют суммарный статистический момент дебалансов вибровозбудителей

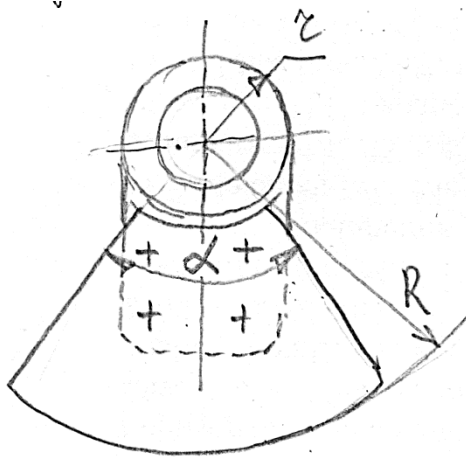
$$S = m_0 \cdot e = - \frac{a \cdot m_b}{\cos \varphi^0}, \text{ кг.м.}$$

где m_0 -масса дебалансов, кг; $\varphi = 145^0 - 160^0$ - угол сдвига фаз между вынуждающей силой и перемещением плиты (формы).

4. Рассчитывают параметры основного и дополнительного дебалансов

$$S_g = \frac{S}{n} = S_{оч} + S_{доп},$$

где n – количество дебалансов.



$S_{\text{осн}}$ - статистический момент основного дебаланса;

$S_{\text{доп.}}$ - статический момент дополнительного дебаланса.

Принимая, что основной дебаланс имеет прямоугольную форму имеем

$$S_{\text{осн}} = r \cdot \delta^2 (R^2 - r^2) \cdot \rho \approx \frac{2}{3} S g;$$

$$S_{g\text{осн}} = \frac{2}{3} (R^3 - r^3) \delta \cdot \rho \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \approx \frac{1}{3} S g.$$

5. Определяют усилие необходимое для жесткого соединения вибрблоков с формой со столом

$$F_3 = F_u - G,$$

где, F_u - сила инерции формы и части массы бетонной смеси;

G - вес формы и части бетонной смеси.

$$F_u = (m_{\text{ф}} + k_1 \cdot m_{\text{б.с}}) \cdot a \omega^2,$$

где $a \omega^2$ - ускорение формы при колебаниях.

$$G = (m_{\text{ф}} + k_1 \cdot m_{\text{б.с}}) \cdot g$$

- вес формы и части бетон. смеси.

Чтобы при гармонических колебаниях не происходило расслоение бетонной смеси.

$$a \omega^2 \leq 7g$$

тогда

$$F_3 = 6g (m_{\text{ф}} + k_1 \cdot m_{\text{б.с}}) \cdot \beta$$

где β - коэффициент запаса; $\beta = 1,25$ - при механическом, гидравлическом, пневматическом креплении;

$\beta = 1,4$ - при электромагнитном креплении.

6. Определяют мощность приводного электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{S \omega^3}{2 \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{с}}} (\mu d_{\text{в}} + a \cdot \sin \varphi),$$

где $d_{\text{в}}$ - диаметр вала вибровозбудителя ;

μ - приведенный коэффициент трения в подшипниках: при консистентной смазке $\mu = 7 \cdot 10^{-3}$; при жидкой $\mu = 5 \cdot 10^{-3}$

$\eta_{\text{т}}$ - КПД трансмиссии ; $\eta_{\text{т}} = 0,96$,

η_c - КПД синхронизаторов; $\eta_c = 0,9$.

$\varphi = 30 \dots 35^\circ$ - угол сдвига фаз между F_0 и перемещением.

7. Определяем суммарную жесткость упругих элементов опор

$$C = \omega_0^2 \cdot m_e,$$

где ω_0 - собственная угловая частота.

Существуют рекомендации по рациональному соотношению частоты вынужденных колебаний и собственной частотой, при которой обеспечивается надежная изоляция опорных элементов.

$$K = \frac{\omega_0}{\omega} = \frac{1}{10} \dots \frac{1}{12} \quad \text{при частоте вынужденных колебаний 50 гц.}$$

8. Определяют жесткости верхних и нижних пружин по соотношению

$$\frac{C_H}{C_B} = 3 \dots 4,$$

где C_H - жесткость нижних пружин,

C_B - жесткость верхних пружин,

зная, что $C_B + C_H = C$.

9. Определяем max деформацию верхних пружин

$$f_{\max.в.} = \frac{(m_\varphi + m_{\delta.c})g}{C} + 5a + f_r,$$

где f_r - гарантированный натяг верхних пружин. $f_r \approx 3 \text{ мм}$.

10. Определяем max деформацию нижних пружин

$$f_{\max.н.} = \frac{(m_k + m_\varphi + m_{\delta.c})g}{C} + 5a + \frac{C_H}{C_B} \cdot f_r.$$

Далее задаются количеством пружин и исходя из условия их прочности выбирают геометрические параметры пружин.

11. Находим массу фундамента, кг, при которой обеспечиваются санитарные нормы его вибрации

$$m_{\text{фун.}} = \frac{C \cdot a}{\omega^2 [a_{\text{сан}}]}$$

$$\text{при } \omega \approx 300 \text{ с}^{-1} \quad [a_{\text{сан}}] = 9 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

12. Определяем производительность виброплощадки

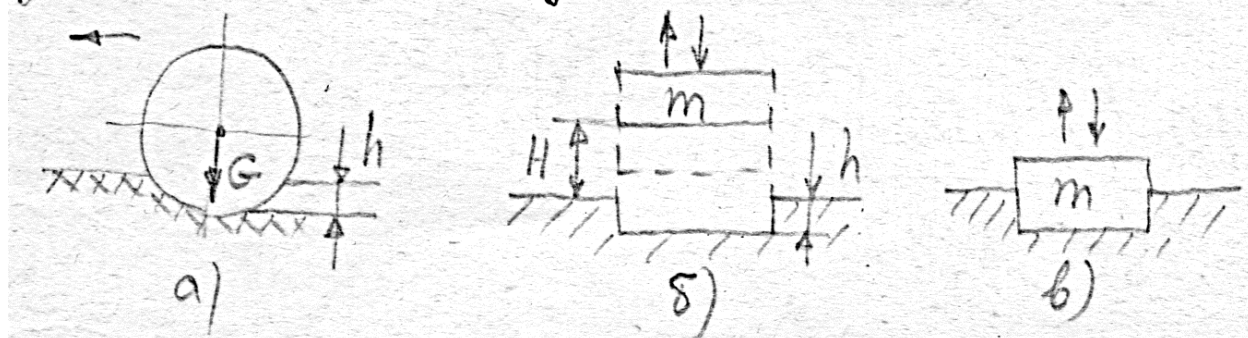
$$\Pi = \frac{3600}{t_1 + t_2 + t_3} \cdot V \cdot K_6, \text{ м}^3/\text{ч}$$

t_1 - время необходимое на установку формы с изделием на стол виброплощадки, с
 t_2 - время уплотнения бетонной смеси, с: (20...100) с,
 t_3 - время необходимое для снятия формы со стола, с .
 $K_в$ - коэф., учитывающий использование виброплощадки по времени : $K_в=0,7...0,85$;
 V =объем формуемого изделия, м³.

Тема 3.4. Вибрационные машины для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий.

Метод вибрации широко применяется для уплотнения грунтов и дорожных покрытий. Процесс уплотнения материалов сводится к приложению тем или иным способом к поверхности конструктивного слоя дороги нагрузки, под воздействием которой происходит сближение минеральных частиц, их более компактное расположение и сокращение пор. В рабочих органах уплотняющих машин используются следующие основные методы: укатка, трамбование, вибрирование.

При укатке по поверхности уплотняемого слоя перекачивается валец, под действием силы тяжести которого слой материала приобретает остаточную деформацию. Эта деформация по мере увеличения плотности будет уменьшаться и к концу укатки будет приближаться к нулю. Дальнейшее увеличение плотности материала может быть достигнуто лишь увеличением нагрузки на валец (а).



Трамбование осуществляется периодическим поднятием какой-либо массы m на высоту H и ее последующим свободным падением на поверхность уплотняемого слоя (б). Сущность виброуплотнения сводится к тому, что колеблющаяся с большой частотой масса m (в) сообщает кинетическую энергию частицам материала, расположенным в зоне действия вибратора, и приводит их в колебательное состояние, при этом в частицах грунта будут развиваться инерционные силы, пропорциональные массам этих частиц. Чем больше разница в размерах этих частиц, тем большие за счет разницы инерционных сил возникнут напряжения на их гранях. Как только эти напряжения превысят силы сцепления и трения между частицами, произойдет отрыв частиц друг от друга и начнется их относительное перемещение.

При трамбовании могут быть достигнуты высокие напряжения в уплотняемом слое, и этот метод может быть эффективным при уплотнении связных материалов (суглинистые, тяжело суглинистые, глинистые). Вибрационный метод применим для уплотнения малосвязных материалов. Особенно этот метод

эффективен при уплотнении таких материалов, как цементобетонные смеси, в состав которых входят отличающиеся по крупности и массе частицы щебня и песка.

При воздействии высокочастотных колебаний в смеси наблюдается явление тиксотропии, которое заключается в разжижении смеси при встряхивании.

Для упруговязкопластических материалов, к которым можно отнести большинство дорожно-строительных материалов и смесей, важным фактором при их уплотнении является длительность приложения нагрузки : при кратковременном-большая часть деформации восстанавливается, тогда как при увеличении длительности при той же нагрузке достигается более значительная остаточная деформация уплотняемого слоя материала. Однако, если влажность грунта менее $(0,7...0,8) W_0$, то возможность доведение грунта до плотности $0,95 \rho_{max}$ становится сомнительной даже в случае продолжительного вибрирования и применения тяжелых вибраторов.

Важнейшей частью всякой вибромашины является возбудитель колебаний-вибратора. Амплитуда и характер колебаний вибраторов зависит от отношении возмущающей силы F и их весу Q . Под возмущающей силой, понимается та сила, которая отрывает вибратор от поверхности уплотняемого материала. Эта сила развивается соответствующим механизмом и изменяясь по периодическому закону перемена по времени.

При $\frac{F}{Q} = K_0$, называемое практическим, колебания претерпевают качественные изменения. При $K > K_0$ происходит отрыв плит о поверхность грунта и затем удары ее от поверхность грунта.

Машины у которых $K < K_0$ относятся к вибрационным, а при $K < K_0$ K вибротрамбующим (ВТМ) .При ВТМ уплотнение грунта происходит как в виду развивающихся при ударе напряжений так и за счет колебательных движений частиц грунта. От трамбовок эти машины отличаются малыми импульсами ударов и высокими частотами их.

Для уплотнения грунтов как правило применяются вибротрамбующие машины. Они также как и вибрационные применяются для уплотнения только несвязных и малосвязных грунтов.

В настоящее время для уплотнения грунтов, дорожных оснований и покрытий применяются следующие вибромашины:

- а) прицепные катки с гладкими, кулачковыми и решетчатыми вальцами (ПВК) ;
- б) самоходные катки с гладкими вальцами; (СВП)
- в) самопередвигающиеся , прицепные, крановые и навесные плиты;
- г) вибробрусья для уплотнения цементобетонных оснований и покрытий (ВБ)

Вообще ВМ классифицируют:

по назначению- для грунтов; щебеночных и гравийных покрытий;
асфальтобетонных покрытий ;
цементобетонных покрытий ;

по форме рабочей поверхности ВМ-
ВМ с плоской рабочей поверхностью;

ВМ с цилиндрической рабочей поверхностью в виде вибровальца;

глубинные ВМ, рабочие органы которых вводятся внутрь уплот.материала;

в зависимости от характера создав.ВМ колебаний –
с ненаправленным действием возмущающей силы;
с направленным действием возмущающей силы;
по способу перемещения во время работы ВМ;
самоходные (за счет горизон. состав. силы создав.вибратором):
прицепные (применяют тягачи ,снабженные ходоуменьшителем;
переносные (используются краны или экскаватора).

При работе ВТМ напряжение на поверхности грунта обычно не превышает 0,05...0,08 МПа ,но ввиду тиксотропных превращений грунтов даже такие незначительные нагрузки при благоприятных условия приводят к получению высокого эффекта.

К главным параметрам ВТМ относятся:

их вес;

возмущающая сила;

частота колебаний;

размеры рабочего органа- плиты, в случаи вибрации катка -диаметр и ширина вальца.

Получаемые плотности грунтов находятся в зависимости от массы вибратора, с ростом последней плотность грунтов увеличивается.

Общие характеристики ВМ

ПВК с гладкими ,кулачковыми и решетчатыми вальцами (Д-480,Д-603, Д-631).

ПВК предназначены для уплотнения грунтов в дорожном, гидротехническом ,аэродромном и др.областях строительства при возведении насыпей ,дамб, плотин, устройстве оснований и др.земляных сооружений.

Эффективность ПВК по глубине и степени уплотнении грунтов превышает эффективность катков статического действия в несколько раз, и поэтому они могут иметь гораздо меньший вес (отсюда меньший вес и размеры, мощность тягачей, высокая их маневренность).

ВК подразделяют :

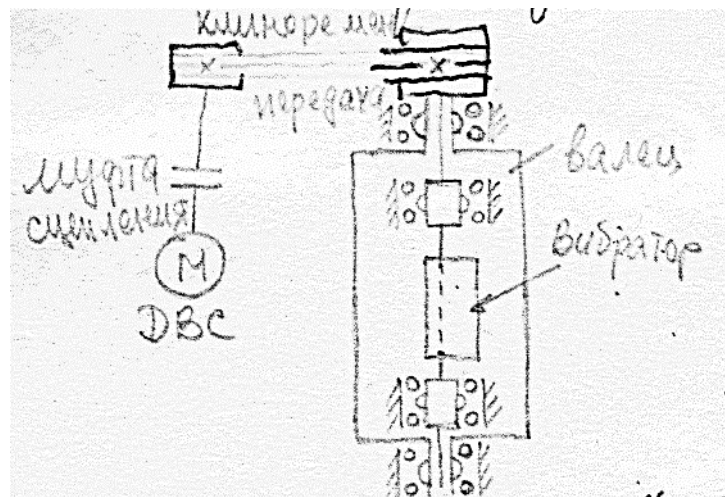
по весу- на легкие до 4 тонн, средние-4-8 тонн, тяжелые -8 и более тонн.

по конструкции вальца- на одно (с одним вальцом на оси)- и двухсекционные, расположенные на одной общей оси;

по типу привода вибратора-с механическим приводом от ДВС, установ. на раме катка, от вала отбора мощности тягача с механическим, гидравлическим и электрическим приводом;

по характеру колебаний-

с круговыми и с вертикально направленными колебаниями.



Наибольшее распространение получили односекционные ВК с механическим приводом вибратора от ДВС.

На ВК в основном устанавливается одновальный дебалансный возбудитель с круговыми колебаниями. Исследования показывают, что уплотняющая способность катков, с круговыми и вертикально направленными колебаниями практически одинаков, а конструктивно последние более сложны.

Выбор основных параметров прицепных ВК производится на основании экспериментальных данных:

с увелич. диаметра вальца, увеличивается глубина уплотнения, но одновременно увеличиваются габариты и вес катка, а также повышается центр тяжести. Поэтому диаметр валцов обычно определяется типом и конструкцией катка. Ширина вальца устанавливается, исходя из условий устойчивости и маневренности.

Существуют прицепные ВК массой от 1,5 до 12 т, мощность двигателя от 10 до 90 кВт, с частотой от 3000 до 1000 кол/мин, диаметром вальца от 0,7 до 1,8 м, шириной вальца от 1,1 до 2,1 м. Глубина уплотнения несвязных и маловязных грунтов лежит в пределах от 0,5 до 1,2 м. Высший предел достигается тяжелыми катками с большим диаметром вальца при направленном выбранном отношении веса катка к амплитуде вынуждающей силы. Наиболее эффективная работа ПВК при скорости движения до 1,5 км/ч.

Кулачковые ПВК предназначены для послойного уплотнения связных грунтов, особенно они эффективны при уплотнении связных комковатых грунтов. Кулачки в шахматном порядке привариваются к наружной поверхности цилиндрического барабана вальца. Кулачкам придают такую форму, чтобы при выходе из грунта они производили минимальное рыхлящее действие.

В последнее время выявлено целесообразность создания ПВК с решетчатой обечайкой на укатывающих вальцах. Обечайка представляет плетеную сетку, выполненную из круглого пруткового материала 35-40 мм. Такие катки предназначены для дробления и уплотнения сухих комковатых насыпных и смерзшихся грунтов и разрушение старых грунтовых, стабилизированных и гравийно-щебеночных оснований и покрытий.

Самоходные катки (Д-684, Д-455, Д-613, Д-634)

СВК предназначены для уплотнения дорожных оснований и покрытий из гравия, щебня, черных и асфальтобетонных смесей при строительстве и ремонте

дорог. СВК по глубине и степени уплотнения дорожных оснований и покрытий равноценны каткам статического действия, нагрузка на вальцы которых превосходят в 8...10 раз. СВК изготавливают преимущественно двухвальцовыми двухосными, хотя известны конструкции одновальцовых и трехвальцовых катков. В трехвальцовых катках вибрац. валец. обычно является дополнительным прицепным или навесным. В вибрационных двухвальцовых катках, вибрационным может быть любой из вальцов или даже оба вальца.

При ведущем ВВ резко снижаются условные коэф. трения и сцепления его с поверхностью движения, что снижает силу тяги по сцеплению и затрудняет передвижение на уклонах. Если ВВ- ведомый, то затрудняется его управляемость. Значительным недостатком СВК является трудность создания надежной защиты оператора от вредного воздействия вибрации.

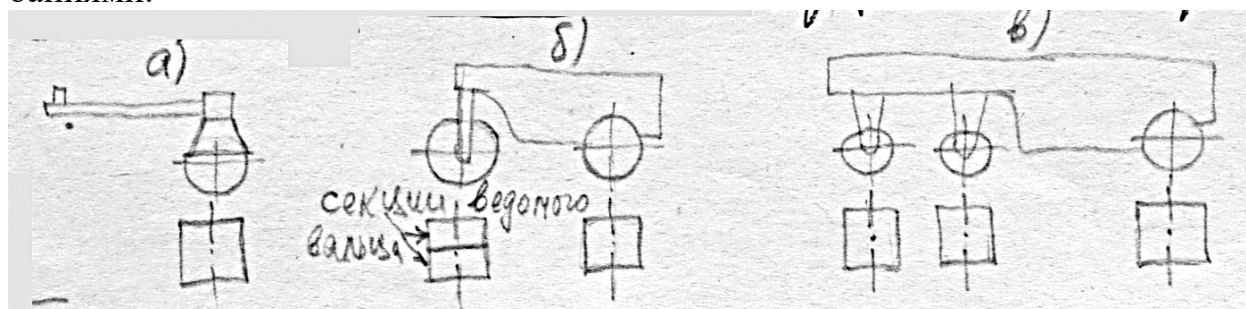
В значительной степени эти недостатки устранены в ВК с 2-мя ВВ которые работают в противоположных фазах и являются ведущими и управляемыми. СВК подразделяют:

по весу-на легкие 0,5...4,0 т, средние -4 -8 т., -тяжелые 8...12 т.;

по числу и взаимному расположению вальцев: а) - одновальцевые с ручным управлением, б) 2х-вальцовые 2-х осные, в) 3х вальц. 3- осные; по числу ведущих вальцов -одним и двумя вальцами;

по типу трансмиссии -с механич., гидромехан. и гидростатической;

по характеру колебаний- с круговыми и вертикально направленными колебаниями.



СВК имеют следующие механизмы и приспособления:

-уплотняющие вальцы;

-двигатель;

- силовую трансмиссию;

-амортизационную подвеску ВВ;

-рулевое управление, тормоза, приспособ. для очистки и мачивания поверхности вальца и раму, которая служит для монтажа на ней всех механизмов катка.

В силовую трансмиссию входят:

-муфта сцепления, КП;

-реверсивный механизм;

- муфта включения вибратора;

-бортовая или конечная передача;

-привод вибратора (для катков с гидроприводом -насосы и гидромоторы).

Вальцы изготавливаются в основном сварными из листовой стали.

В ВК применяются ,как правила, цепная передача .

Вальцы могут иметь балласт: вода, песок, или песок с водой ; рабочие поверхности их механически обрабатывают. Разностенность обода ≤ 5 мм, не цилиндричность обода ≤ 3 мм. В ВК ВВБ встраиваются внутрь . Чистота колебаний ВВБ составляет 1200..4500 кол/мин, размах 0,4... 0,8 мм. На многих катках частоту колебаний можно изменять путем изменения числа оборотов двигателя или специальными вариаторами .Масса современным СВК лежит в пределах от 0,12 до 10 т, но иногда даже самые тяжелые катки до 18т комплектуются ВВ. Диаметры вальцов 0,35...1,35 м ,ширина от 0,35 до 1,4 м; рабочие скорости ВК назначают обычно от 1,2 ...2,2 км/ч. При уплотнении асфальтобетонных смесей первые один-два прохода рекомендуется выполнять с выключенным вибратором.

Комбинированные катки имеют рабочие органы с различным способом их воздействия на уплотняемый материал. Для уплотнения дорожных оснований и покрытий известны комбин. катки со следующими сочетаниями вальцов: пневмоколеса с гладким статистическим вальцом; пневмоколеса с гладким ВВ; ВВ с разными параметрами вибрации. Наиболее эффективным является сочетание пневмоколес с гладким ВВ. ВВ располагается спереди ,а ведущие пневмоколеса-сзади. Рама-шарнирно-сочлененная.

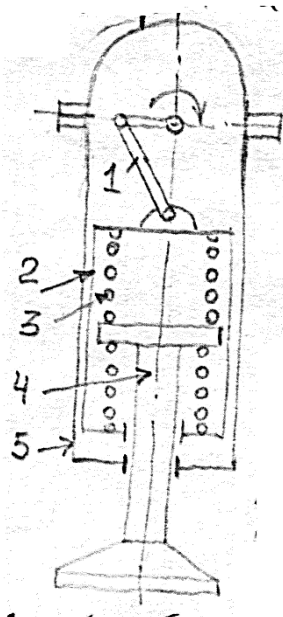
Считают, что рационально на таких катках применять объемный гидропривод на ведущие колеса и ВВБ с использованием насоса переменной передачи, что дает возможность изменять параметры и режим работы катков с целью наиболее эффективного уплотнения материала.

Виброплиты и вибротрамбовки (ВП и ВТ)

Их работа заключается в том ,что рабочий орган приводится в колебательное движение и ударяясь об обрабатываемую среду приводит к ее уплотнению.

ВП и ВТ делится на ручные ,крановые, прицепные, навесные и самопередвигающиеся.

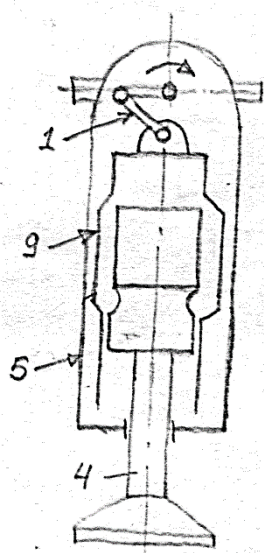
Легкие ручные ВТ выпускаются с электрическим и пневмотическим приводом, а средние и тяжелые- с электрическим приводом и приводом от ДВС .



Ручная ВТ с КШМ1 пружинного типа

- 2- подвижный стакан;
- 3-пружины;
- 4- трамбуемый орган;
- 5-корпус .

Вращение КШМ вызывает колебания стакана относительно удерживаемого за рукоять корпуса , и через пружины колебания сообщаются трамбуемому органу 4.



Ручная ВТ компрессионно-вакуумного типа

- 1- КШМ;
- 9-подвижный цилиндр.

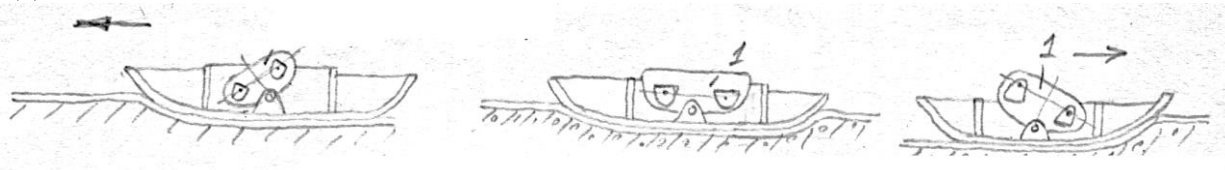
При ходе цилиндра 9 вверх, в его полости над поршнем образуется вакуум, тянущий рабочий орган 4. При ходе цилиндра вниз в этой полости возникает компрессия, толкающая трамбуемый орган 4 вниз. Отсутствие пружин позволяет облегчить машину и повысить ее надежность.

Эти трамбовки благодаря подпрыгиванию трамбуем. органа перемещаются после каждого удара в сторону наклона корпуса. Поэтому нет нужды приподнимать их и переставлять на новое место. ВТ уплотняет связные грунты на глубину от 0,4...до 0,7 м. Высота прыжков от 0,25 до 0,4 м при каждом прыжке ВТ продвигаются вперед на 0,1...0,15 м. Частота ударов в минуту от 120 до 80 .

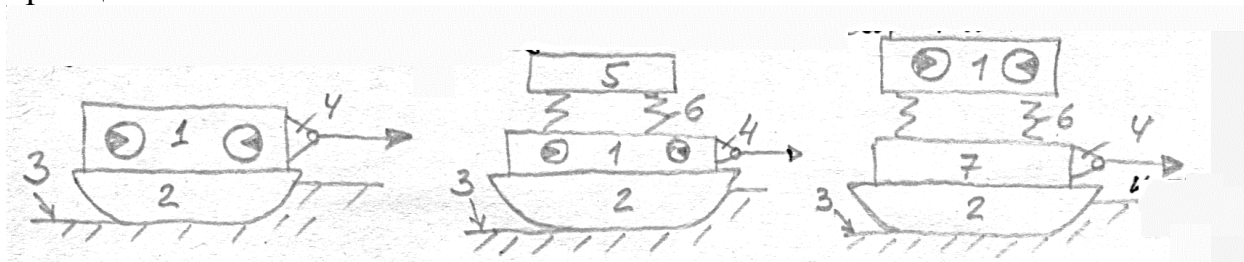
ВП по характеру колебаний бывают- с круговыми и направленными колебаниями; по весу- легкие (0,1...2 т), средние-(2...4)т, тяжелые- (4...8) т. Основными частями самопередвиг. ВП (СВП) являются : рабочая плита ,вибратор, подмоторная рама ,двигатель ,трансмиссия ,система подвески , механизмы управления. Плиты изготавливаются из стали литыми или сварными . Самопередвижение плиты происходит за счет наклона к вертикали суммарной вынуждающей силы вибратора . Центробежная сила дебалансов раскладывается на две составляющие

: горизонтальную и вертикальную. под действием вертикальной силы плита поднимается вверх, а под действием горизонтальной -перемещается вперед. Во втором положении возникает только вертикальная сила, вызывающ. колебания вверх-вниз.

1-дебалансы



В большей группе ВП и ВТ используют центробежные ВВБ .Известно много принципиальных схем таких машин.



- 1- вибровозбудитель ;
- 2- трамбующий поддон;
- 3-грунт;
- 4- сцепное устройство;
- 5,7 -дополнительный груз ;
- 6- пружины.

Обычно конструкция ВВБ обеспечивает возможность на ходу изменять направление вынуждающей силы с целью реверса, а иногда с целью изменения скорости самопередвижения.

СВП чаще всего применяют поодиночно, но иногда в сцепе от 2-х до 4-х плит, расположенных параллельно одна другой. Масса СВП от 0,1 до 4 т., частота ВВБ от 700 до 4000 $\frac{\text{КОЛ}}{\text{МИН}}$, $V_{\text{max}}=0,5...1,5 \frac{\text{КМ}}{\text{ЧАС}}$, максимальная амплитуда вынуждающей силы от 10 до 200кН .

Вибробрусья (ВБ) -применяются для уплотнения оснований под бетонные покрытия и бетонных покрытий .ВБ входят в состав профилировочных и бетоноотделочных машин. Габаритные размеры.

$$l \times v = 7\text{м} \times 0,3...0,7\text{м} \text{ (ВП-1,2...2,5м} \times 0,5 ...1,7\text{м)}$$

Бетоноотдельные машины предназначены для уплотнения и отделки цементобетона, уложенного на предварительно уплотненное и выравненное основание. Профилировочные машины предназначены для отрывки корыта в целинном грунте и профилирования его дна.

ВБ связаны с рамой машины посредством двух подвесок, представляющих собой обоймы с резино-металлическими амортизаторами.

К расчету вибромашин

Прицепные виброкатки

Максимальная сила тяги тягача должна быть достаточной для преодоления суммы всех сопротивлений, возникающих при работе катка, т.е.

$$F_{max} \geq \sum W$$

При трогании тягача с места на подъеме

$$\sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

$W_1 = Q \cdot f_1$ - сила сопротивления качению катка по грунту при первом проходе.

Q-вес катка;

f_1

- коэф. сопротивления качению при первом проходе.

$$f_1 = \frac{1,4}{D} \sqrt[4]{p \cdot D};$$

D – диаметр вальца катка; см

p – линейное удельное давление в КГ на погонный см ширины вальца;

$f_1 \approx 0,1 \dots 0,2$.

При работе катка с включенным вибратором f_1 увеличивается на 20...25 %.

W_2 - сила сопротивления движению катка на подъем,

$$W_2 = Q \cdot \alpha$$

α - подъем в рад;

$W_3 = Q \cdot k$ - сопротивление от трения в подшипниках.

k- коэффициент трения, обычно равный -0,02.

$W_4 = \frac{Q}{g} \cdot \frac{V^2}{t}$ - сила инерции при разгоне.

g- 9,81 м/с²;

V- скорость движения катка в м/с;

t- время разгона (2-3с).

Следовательно

$$1. F_{max} \geq Q(f_1 + \alpha + k) + \frac{Q}{g} \cdot \frac{V^2}{t}$$

Вес катка

Максимальный вес катка, который должен быть при уплотнении связного грунта, определяется из условия эффективной реализации тяговых качеств тягача при работе катка в тяжелых и типичных условиях эксплуатации, а именно:

1. необходимо, чтобы тягач работал на первой передаче и на режиме, близком к максимальной тяговой мощности;

2. максимальная сила тяги тягача на первой передаче должна быть достаточной для преодоления наибольших, кратковременных сопротивлений, возникающий при работе катка.

Для определения максимального веса катка (на пневмошинах) необходимо построить тяговую характеристику при работе на рыхлом насыпном грунте. По ней

следует определить силу тяги, соответствующую максимальной тяговой мощности (F_{max}), а затем рассчитать вес катка (Q) по формуле

$$Q = \frac{c F_{max}}{f + i}, \text{ кг}$$

где $f_1 = 0,12 \dots 0,22$ - коэф. сопротив. качению катка при первом проходе;
 α - уклон местности.

c - коэф. использования силы тяги, принимаемый для колесных тягачей 0,85-0,95, а для гусеничных 0,8...0,9.

Если условие (1) соблюдено, то максимальный вес катка рассчитан правильно в противном случае необходимо уменьшить максимальный вес катка. При повторных проездах по одному месту, когда сопротивление движению катка снижается целесообразно использовать более высокие передачи.

Диаметр вальца катка может быть определён по формуле, предложенной А.М.Холодовым (стр.368 спр.констр.ДМ).

$$D = 17,2 \sqrt{q}, \text{ см}$$

где : q - линейное удельное давление в кг/ пог.см (21,4...67).

Полученное значение можно согласовать с табличными значениями существующих катков. [1000; 1300; 1600; 1200; 900].

$q = 7 \dots 10 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$ - для однавальцовых катков с ручным управ. с $Q=0,6$.

$q = 10 \dots 30 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$ - для легких двухосных двухвальцовых;

$q = 35 \dots 60 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$ - для средних двухосных двухвальцовых;

$q = 60 \dots 80 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$ - для тяжелых катков.

По конструктивным соображениям диаметр ведущего вальца принимают больше диаметра ведомого

Ширину вальцов обычно принимают

$$B = (1,1 \dots 1,25) D.$$

Глубина уплотнения и необходимое число проходов катка по одному месту зависит главным образом от вида уплотняемого грунта

По конструктивным соображениям диаметр ведущего вальца, принимает больше диаметра ведомого.

Ширину вальца обычно принимают

$$B = (1,1 \dots 1,25) D.$$

Глубина уплотнения и необходимое число проходов катка по одному месту зависит главным образом от вида уплотняемого грунта и должны

устанавливаются в результате пробной укатки. С повыш. степени связности грунта они увеличиваются. Оптимальная длина слоя уплотняемого (10..12).

Катки без вибрации

$$H_0' = 0,3 \frac{\omega}{\omega_0} \sqrt{qR}, \text{ см}$$

Катки с вибрацией

$$H_0 = (1,2 \dots 1,3) H_0'$$

Катки без вибрации

$$H_0' = 0,35 \frac{\omega}{\omega_0} \sqrt{qR}, \text{ см}$$

Катки с вибрацией

$$H_0 = (1,4 \dots 1,5) H_0'$$

R-радиус вальца катка в см:

ω и ω_0 - влажность и оптимальная влажность грунта в %.

Производительность катка определяется по формуле

$$\Pi = \frac{L(B-A) \cdot H_0}{\left(\frac{L}{V} + t\right) n} \cdot K_B, \text{ м}^3/2$$

L- длина укатываемого участка в м (обычно не менее 100 м);

B- ширина укатываемой полосы (ширина вальца) в (м);

A- величина перекрытия смеж.проходов (A=0,1 м);

H_0 - глубина уплотнения в м;

K_B - коэффициент использ.рабочего времени;

V- скорость движения катка, м/ч;

t- время разворота тягача с катком на конце участка (t=0,02 ч);

n- необходимое число проходов по одному месту.

Параметры	Вес катка в т, кН		
Глубина уплотнения в м	50	60	120
Необходимо число проходов	0,5-0,6 6-8	0,8 4-5	1,0-1,2 4-5

Мощность двигателя для привода ВВБ

Определяется по формуле

$$N_{6g} = \frac{(0,88 \dots 1,16) \cdot 10^{-8} (Gr)^2 n^3}{Q_6 \eta_6}, \text{ кВт}$$

Gz - статистический момент веса дебалансов вибраторов, Нм;

n - число оборотов дебалансов в минуту;

n - вес вибровальца в (н);

Q_6 - к.п.д. привода вибратора.

η_6 При отношении $\sqrt{\frac{c}{M_k}} = 2$ мощность будет

$$N_{6g} = \frac{0,39 \cdot 10^{-8} (Gz)^2 n^3}{Q_6 \cdot \eta_6}, \text{ кВт},$$

ω - угловая скорость, $\frac{\text{рад}}{\text{сек}}$

$\sqrt{\frac{c}{M_k}}$ - собственная частота колебаний системы;

M_k - масса колеблющихся частей;

c - жесткость колеблющейся системы.

Мощность, необходимая для преодоления трения в опорах вала вибратора

$$N_{TP} = \frac{0,57 \cdot 10^{-9} M_n Gz d n^3}{\eta_6}, \text{ кВт},$$

- приведенный коэф. трения подшипника качения;

M_n - диаметр посадочного места вала под подшипник в м.

d При проектировании виброкатков рекомендуется принимать частоту колебаний в пределах 3000...4500 кол/мин, амплитуду колебаний 0,4...0,8 мм.

При этих параметрах катков обеспеч. хорошее качество уплотнения и требуемую ровность асфальтобетонного покрытия.

Расчет подшипников качения, клиноремennых и других передач производится обычными методами.

Величину вынуждающей силы определяют по формуле

$F = m \cdot r \cdot \omega^2$, где

m - масса дебалансов ;

r - эксцентриситет их массы, т.е. расстояние от оси вращения до ц.т. дебал.;

ω - угловая скорость вращения дебалансов;

ω

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ рад/сек}$$

- число оборотов дебалансов в минуту.

Расчет производительности и потребной силы тяги для передвижения прицепных кулачковых и решетчатых ВК производится по тем же формулам, что и для ПВК с гладкими вальцами. Для кулачковых ВК при первом проходе $f_1 = 0,25 \dots 0,3$.

Максимальная величина контактного давления может быть определена по формуле

$$\sigma_{max} = 0,5 \sqrt{\frac{q_B E_0}{R}}$$

где

q_B - линейное давление, определяемое с учетом действия возмущ. силы,

$$q_B = K_{np} \frac{P+Q}{B};$$

P - амплитудное значение возмущающей силы;

Q - приходящаяся на валец сила тяжести катка;

B - ширина вальца;

K_{np} - коэф. превышения.

Лучшей эффект уплотнения имеет место в случае, когда

$$\sigma_{max} = (0,8 \dots 0,9) \delta_p,$$

$\delta_p = 0,3 \dots 0,6$ МПа - при уплотнении маловязких грунтов катками с гладкими вальцами (песчаные, супесчаные, пылеватые);

$E_0 (10 \dots 15)$ МПа - модуль деформации для маловязких грунтов.

R - радиус вальца катка.

Относительную величину возмущающей силы следует назначать с учетом неравенства $P \geq (3,5 \dots 4) Q$.

Линейное давление следует выбирать в зависимости от вида грунта, для уплотнения которого каток предназначен. Для супесчатых грунтов

$$q = (150 \dots 300) \frac{H}{cm}$$

Баловнев В.И. «ДСМ и комплексы», 1988 г. стр.275

Мощность привода вибровозбудителя вибрационного гладкого вальца (Вт)

$$P_B = (P_{кол} + P_{т.в}) \cdot K_T / \eta,$$

где $P_{кол}$ - полезная мощность колебаний;

$P_{т.в}$ - мощность на преодоление сил трения в опорах ВВБ;

K_T - коэф. учета доли мощности на преодоление сил трения в грунте, а также поглощение энергии материалом,

$$K_T = 1,4 \dots 1,5;$$

η - суммарный КПД привода.

Мощность, необходимая для уплотнения

$$P_y = 0,3 (P_{\text{кол}} + P_{\text{Т.В}}).$$

Полезная мощность колебаний

$$P_{\text{кол}} = 0,5 F_{\text{вын}} \cdot \omega \cdot a \cdot \sin \alpha,$$

где $F_{\text{вын}}$ - вынуждающая сила, Н,

$$F_{\text{вын}} = M_g \cdot \eta^2 (C_p + C_m) / (\omega_b^2 + m_m),$$

где

M_g - момент дебаланса, кг.м;

$\eta = \frac{\omega}{\omega_b}$ - частота собственных вынужденных колебаний, гц;

C_p, C_m - жесткость соответственно рамы катка и колеблющегося материала, н/м;

m_b - масса вальца, кг;

m_m - масса уплотняемого грунта;

a - вертикальная амплитуда вальца, м;

α - угол фазы между амплитудой вынуждающей силы и вертикальной амплитудой вальца.

L - Мощность (Вт), затрачиваемая на преодоление сил трения в опорах ВВБ

$$P_{\text{Т.В.}} = 0,5 F_{\text{вын}} \cdot \omega \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot d_{\text{вн}},$$

где

$\mu_{\text{тр}}$ - коэф. характеризующий трение в поршниках качения; $\mu_{\text{тр}} = 0,005 \dots 0,007$;

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр подшипника.

Жесткость материала

$$C_m \approx E_m \sqrt{S_k},$$

где S_k - площадь контактной поверхности виброуплотняющего элемента;

E_m - модуль упругости материала.

Масса материала (кг), вовлекаемого в колебание

$$m_m = (C_p - C_m) / \omega_b^2 - m_{\text{в.э}}$$

C_p - жесткость рамы катка, н/м;

$m_{\text{в.э}}$ - масса вибрирующего элемента, кг;

ω_b - собственная круговая частота системы материал - вибрирующий элемент,

$$\omega_b^2 = \frac{C_m}{m_m + m_k},$$

где m_k - масса вибрационной машины (виброкатка, кг)

Виброплиты (ВП)

К основным параметрам ВП относят размеры рабочей площади плиты, все ВП, частоту колебаний, величину вынуждающей силы, скорость передвижения и мощность двигателя.

Длина поддона плиты в направлении движения

$$L = \frac{V \cdot t}{n}, \text{ м}$$

где V - скорость движения ВП в м/мин, (5...10 м/мин, до 20...30);

t - время, необходимое для полного уплотнения материала, мин;

n - необходимое число проходов по одному месту (3...4);

$t = \frac{C}{V}$ - число повтор. приложения нагрузки, необход. для довед. грунта до требуемой плотности (C=1500...5000-для несвяз. грунта)

V - частота колебаний вибратора в минуту.

$$V = 2000 \dots 1200 \frac{\text{кол}}{\text{мин}}$$

- при удельном статическом давлении 5...10 $\frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$;
(для песков средней влажности)

$$V = 1200 \dots 900 \frac{\text{кол}}{\text{мин}}$$

- при удельном статическом давлении 10...20 $\frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$ -
для супесчаных грунтов средней влажности.

Ширина поддона B = (0,95...0,85)L.

Вес ВП выбирают по удельному статическому давлению

$$G = p \cdot F = p B L, \text{ кН}$$

$$p = 3 \dots 4 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$$

- для весьма влажных песков;

$$p = 6 \dots 10 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$$

- для песков средней влажности;

$$p = 10 \dots 20 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$$

- для супесчаных грунтов средней влажности.

Средняя скорость передвижения ВП приблизительно равна

$$V_{cp} = \frac{\pi i \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\pi^2 i^2 + 1}};$$

$$V_{cp} < 20 \text{ м/мин}$$

i - число оборотов дебалансов, за которое происходит один удар ВП

α - угол наклона суммарной возмущающей силы. Наибольшая скорость передвижения ВП происходит при $\alpha = 45 \dots 50^\circ$. (вообще $\alpha = 15 \dots 55^\circ$).

Скорость передвижения ВП по грунту с влажностью близкой к оптимальной определяют по номограмме (в функции n^{об/мин} дебалансов и Q, кг - вынуждающая сила).

Движение ВП происходит, когда возмущающая сила Q превышает статическую

нагрузку P и собственный вес G, т.е. $\frac{P+G}{Q} > \frac{1}{\sqrt{1+(\pi n)^2}}$, где n тоже, что и i.

Откуда

$$Q = (p + c) \cdot \sqrt{1 + (\tan \alpha)^2}$$

При конструировании значением p обычно задаются (справочник констр. ДМ стр.401)

Тяговый расчет ВП.

Суммарное сопротивление движению вибромашины

$$W_{\Sigma} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

где $W_1 = \mu_1 \cdot G$ - сопротивление передвижению ВП по поверхности грунта. G - вес вибромашины.

μ_1 - коэф. трения КП о грунт.

$\mu_1 = 0,13$ - при уплотнении цементно-бетонных смесей.

$\mu_1 = 0,615$ - при уплотнении асфальтобетонных смесей.

$\mu_1 = 0,6 \dots 0,7$ - при уплотнении грунтов смесей.

$W_1 = \mathcal{L}G$ - сопротивление на преодоление подъема уплотняемой поверхности.

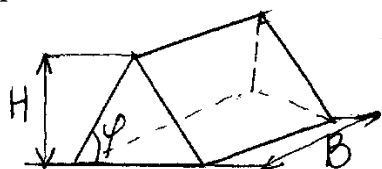
\mathcal{L} - подъем в рад.

$W_3 = \mu_2 \mu_3 G_1$ - сопротивление призмы волочения уплотняемого материала перед площадкой ВП.

μ_2 - коэф. внутреннего трения уплотняемого материала (для несвязных грунтов

$\mu_2 = 0,6 \dots 0,8$)

μ_3 - коэф. сопротивления перемещению призмы грунта по грунту G_1 - вес призмы волочения.



$H = (0,6 \dots 0,8)$ высота площади ВП.

$\varphi = 45^\circ$ - угол естественного откоса.

$$W_4 = \frac{G \cdot V}{g t}$$

- сопротивление на преодоление сил инерции.

V - скорость перемещения ВП в м/с

$t = (1 \dots 2)$ с - время разгона.

Мощность двигателя ВП

$$N_{gb} = N_{пер} + N_{bg} + N_{тр}$$

$N_{пер}$ - мощность на передвиж. плиты;

N_{bg} - мощность на поддержание колебаний ВП;

$N_{тр}$ - мощность, необходимая для преодоления трения в опорах вала ВВБ;

$N_{тр}$

$$N_{пер} = \frac{W_{\Sigma} \cdot V_{ср}}{\eta}$$

η - общий КПД передач от двигателя и ВВБ;

$N_{вг}$ и $N_{тр}$

- определяются по ранее приведенным формулам.

Тема 3.5. Вибрационные конвейеры, питатели

Вибрационные транспортирующие машины относятся к машинам непрерывного транспорта.

Наиболее оптимальной областью применения вибрационных конвейеров следует считать герметичное транспортирование пылящих, горячих, газифицируемых ядовитых, химически агрессивных насыпных грузов в условиях полной изоляции от окружающей среды на предприятиях химической и металлургической промышленности, при производстве строительных материалов и т.п.

В вибрационных машинах перемещение материала происходит инерционным способом, в результате вибрационного движения грузонесущего органа. Такой грузонесущий орган выполняется чаще всего в виде трубы или открытого желоба, которым от какого-либо вибрационного привода сообщаются чаще всего направленные под некоторым углом к их оси гармонические колебания. Например, на рис.1.

траектории точек поверхности (направляющей плоскости, поступательные колебания точек которой обозначены буквой S) наклонены под углом β к поверхности 2. На рис.2, приведен пример, когда точки поверхности 2 совершают циркулярное движение.

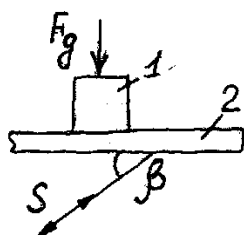


Рис. 1

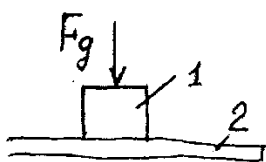


Рис. 2

В обеих схемах основание 2 совершает одновременно продольные колебания параллельно плоскости, по которой движется тело 1, и перпендикулярные этой плоскости колебания. Различие заключается в том, что в первом случае указанные компоненты вибрации синфазны и траектория точек основания прямолинейна, а во втором случае компоненты вибрации не синфазны и точки основания описывают замкнутые траектории (эллипсы при гармонических колебаниях).

Преимущество вибротранспортирующих машин:

1. Простота герметизации транспортных линий при перемещении пылящих, газовыделяющих и других токсичных материалов;
2. Возможность транспортирования материалов с температурой до 500-700°C;
3. Возможность совмещения транспортирования материалов с рядом технологических операций (подогрев, сушка, грохочение, увлажнение, охлаждения и др.);
4. Надежность и долговечность;
5. Простота обслуживания.

Классификация вибрационных и транспортирующих машин (ВТМ)

1. По виду и агрегатному состоянию перемещаемых грузов ВТМ можно подразделить на машины для транспортирования материалов:

- а) Штучных грузов ;
- б) насыпных материалов ;
- в) пластично-вязких материалов;
- г) жидкостей.

Вибрационное транспортирование (ВТ) штучных грузов применяется в машиностроительной, приборостроительной, электротехнической, радиоэлектронной, легкой, кондитерской, фармацевтической и др. отраслях промышленности.

(ВТ) насыпных материалов применяется: в горно-обогатительной, химической, металлургической, пищевой промышленности при производстве строительных материалов, зерновых продуктов, сельском хозяйстве и т.д. Вибрационные насосы небольшой производительности за последние годы находят различные применения.

(ВТМ) для насыпных грузов подразделяют на :

вибрационные конвейеры ВК и вибрационные питатели ВП и грохоты.

ВК предназначены для перемещения грузов обычно на расстояние единиц или десятков метров.

ВП предназначены для выдачи материалов из бункеров, причем одновременно они могут выполнять функции затворов бункеров, для подачи материалов в зону осуществления технологического процесса или в транспортные средства и резервные емкости.

Конвейеры-грохоты предназначены для одновременного транспортирования и распределения частиц груза по их крупности или отделения, например, литников или литья от земли ;

Виброгрохоты для грохочения груза.

2. По направлению транспортирования ВК подразделяются на горизонтальные (ВКГ) и вертикальные (ВКВ).

По форме поперечного сечения грузонесущего органа ВТ машин, зависящих от свойств перемещаемого материала и от специальных требований, бывают:

а) с открытым контуром поперечного сечения

Криволинейное



Прямоугольное



Трапеция



Угловое со скруглением



и т.д.

б) с замкнутым контуром

Круглое



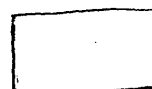
Овальное



Полукруглое



Прямоугольное



и т.д.

4) По частотной настройке (по характеристике и настройке упругих опорных элементов)

ВК бывают:

- с резонансной настройкой упругой системы;
- с дорезонансной настройкой упругой системы;
- с зарезонансной настройкой упругой системы.

При резонансной настройке частота возмущающей силы вибровозбудителя (ВВБ) ω и основная частота собственных колебаний упругой системы конвейера ω_0 одинаковы или приблизительно равны (практически для устойчивой работы принимают $0,85 < \frac{\omega}{\omega_0} \leq 1,1$).

При дорезонансной настройке частота возмущающей силы ВВБ значительно меньше частоты собст. колебаний $\omega \ll \omega_0$.

При зарезонансной настройке $\omega \gg \omega_0$.

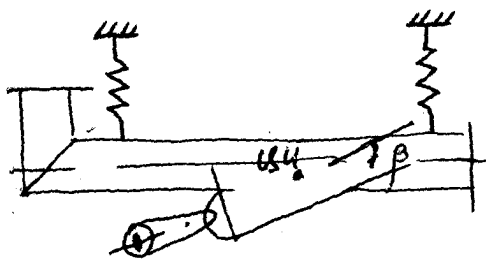
Резонансная настройка упругой системы конвейера обеспечивает: малых расход энергии при установившейся работе конвейера; возможность создания конвейера высокой производительности, но требует значительных пусковых усилий из-за большой жесткости упругой системы. Резонансная настройка упругой системы получила преимущественное распространение на конвейерах среднего и тяжелого типов.

При зарезонансной настройке упругой системы ее жесткость невысокая, пусковые усилия снижаются, но повышается расход энергии при установившейся работе конвейера; возможна длительная устойчивая работа машины при различных изменениях нагрузки. Основной недостаток зарезонансной настройки - возможность значительного увеличения напряжений в упругих элементах из-за кратковременного увеличения амплитуды колебаний при проходе через область резонанса при пуске и главным образом при остановке конвейера (в периоды нарастания и снижения частоты возмущающей силы и ее совпадения с частотой собственных колебаний системы). Кроме того, малая жесткость упругих элементов вызывает их значительные деформации (осадку) под действием силы тяжести, поэтому зарезонансную настройку применяют главным образом для подвесных и опорных конвейеров сравнительного легкого типа.

5) По числу колеблющихся инерционных элементов в динамической схеме эти машины делаются на

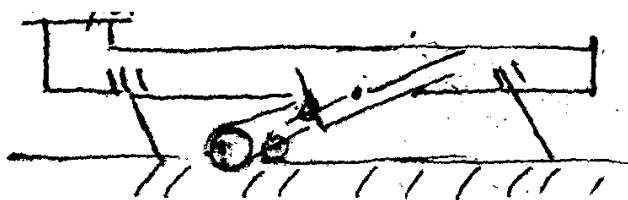
- одномассные;
- двухмассные;
- многомассные.

Наиболее простыми в конструктивном отношении являются одномассные виброконвейеры подвесного типа.



Для привода этих машин обычно используются двухвальные дебалансные или маятниковые вибраторы. Вибраторы обоих типов создают направленные колебания. Эти машины, как правило, подвешиваются на очень мягких упругих элементах, что обеспечивает виброизоляцию несущих конструкций. Их недостаток - малая длина транспортирования (до 6 м). По такой схеме чаще всего выполняются короткие виброконвейеры или питатели. Опорные упругие элементы, обычно выполненные в виде плоских рессорных пакетов или резино-металлических упругих элементов, работающих на сдвиг, применяются в одномассных ВК опорной конструкции.

Такие машины могут иметь большую длину транспортирования (10-15 м). Для привода ВК опорной конструкции чаще всего применяют дебалансные вибраторы с направленными колебаниями, однако применяются и кривошипно-шатунные приводы. Недостаток этих ВК: передача относительно больших динамических нагрузок на несущие конструкции.



6. По числу грузонесущих органов:

- однотрубные или отнотковые (одноэлементные);
- двухтрубные или двухлотковые (двухэлементные).

Одноэлементные конвейеры могут иметь одинарный или сдвоенный грузонесущий элемент (две параллельные трубы, жестко соединенные друг с другом, для одновременного транспортирования различных грузов)

7. По числу вибрационных приводов

- одноприводные,
- двухприводные.

8. По характеру динамической уравновешенности:

- уравновешенные,
- неуравновешенные.

Требования, предъявляемые к ВК

1. Минимальная передача динамических нагрузок на опорные конструкции и возможность установки опорной рамы конвейера не только на фундамент, но и на междуэтажные перекрытия.

2. Полная герметичность при транспортировании, в том числе и в местах концевой и промежуточных загрузок и разгрузок;

3. Возможность промежуточной загрузки и разгрузки конвейера и автоматического управления этими операциями;

4. Наименьшая общая масса и масса колеблющихся частей на единицу производительности конвейера;

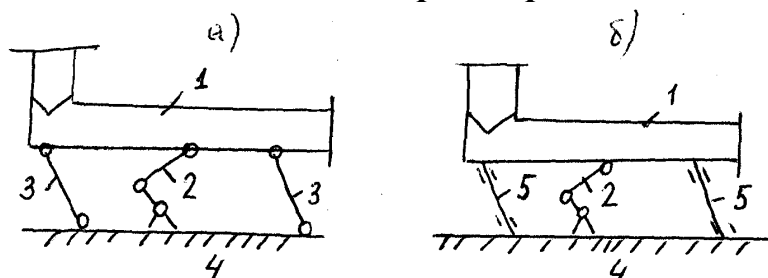
5. Наибольшая оптимальная длина на привод;

6. Малые габариты по высоте;

7. Высокая надежность упругих элементов и привода-коэффициент готовности не менее 0,98; ресурс до первого капитального ремонта не менее 8000 часов;

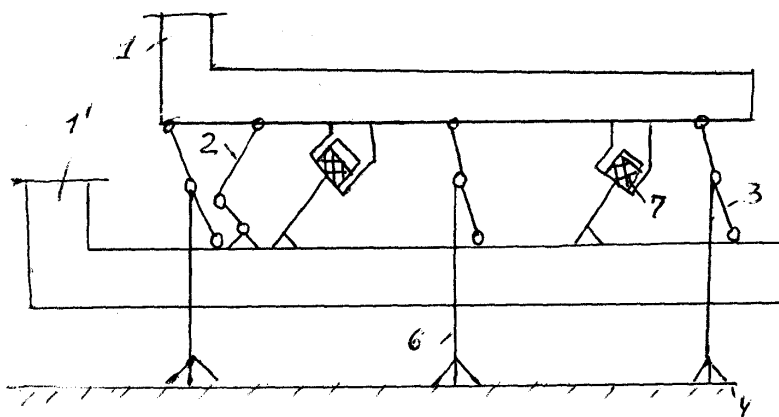
8. Малый уровень шума при работе конвейера- 80...85Дб. Технические требования на горизонтальные и пологонаклонные ВК регламентированы ГОСТ.

Конструктивные особенности и параметры ВК



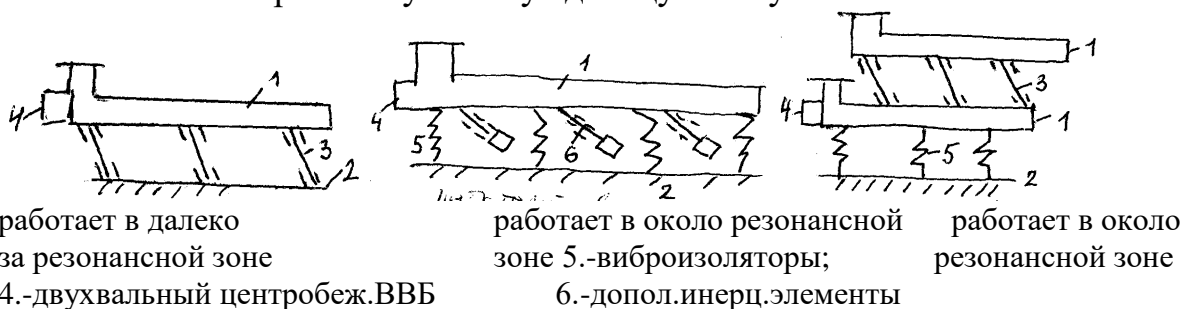
Для того, чтобы грузонесущий орган 1, приводимый КШМ или эксцентриковым механизмом 2 совершал приблизительно прямолинейные колебания, применяют систему жестких тяг 3(а), шарнирно сочлененных с грузонесущим органом и основанием 4 и образующих четырехзвенник, или пластинчатых пружин 5 (б), заделанных на грузонесущем органе и основании. Наличие указанных направляющих устройств дает возможность строить ВКГ довольно большой длины с одним приводом.

Крупные горизонтальные ВК целесообразно выполнять с двумя колеблющимися антифазно взаимно-уравновешенными грузонесущими органами 1 и 1¹, приводимыми КШМ2. Стойки 6, опирающиеся на основание 4, шарнирно соединены с направляющими стержнями 3 в неподвижных точках последних. Жесткость упругих элементов 7 обеспечивает работу в околорезонансном режиме.



В машинах с грузонесущим органом значительной длины необходимо ставить несколько ВВБ, выбирая их шаг таким образом, чтобы амплитуды изгибных колебаний грузонес.органа были достаточно малы.

Существуют конструкции ВКГ, у которых при больших длинах грузонесущих органов последние совершают прямолинейные колебания под углом к горизонту под действием одного центробежного ВВБ, расположенного на торце и развивающего горизонтальную направленную вынуждающую силу.



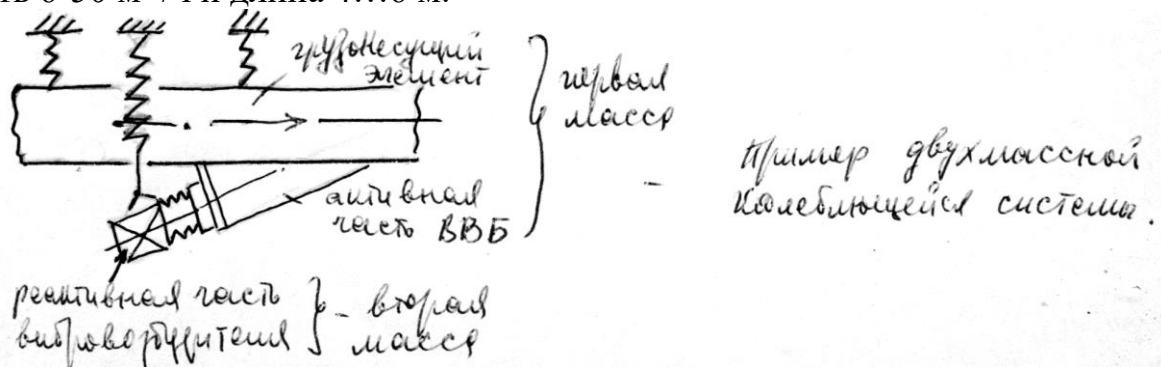
В мировой практике ВКГ выпускаются в широком диапазоне параметров: l от нескольких метров до 80 м, шириной лотка от 0,05 до 2 м или диаметра трубы от 0,08 до 1,2 м, производительностью от 1 до 200 м³/ч. Частоты грузонесущего органа лежат в пределах 300 ... 3600 кол/мин, а полуразмах колебаний - в пределах 0,3 ... 20 мм. Низкочастотные (40 ... 120 кол/мин) ВКГ называют качающимися. Полуразмах колебаний у них от 50 до 200 мм.

Для обеспечения перемещения груза в заданном направлении привод устанавливают таким образом, чтобы линия действия направленной возмущающей силы, развиваемой им, составляла угол $\beta = 20 \dots 30^\circ$ с продольной осью конвейера, называемый углом направления колебания. Поскольку в процессе колебания частицы груза совершают микрополеты (микроброски), груз транспортируется в направлении, совпадающем с линией действия возмущающей силы над продольной осью контейнера. Для обеспечения строго прямолинейных направленных колебаний грузонесущего элемента привод конвейера должен располагаться так, чтобы линия действия возмущающей силы (или равнодействующая двух сил от двух мотор-вибраторов) проходила через центр инерции (ЦИ) всей колебательной системы.

При полной симметричности системы в поперечной плоскости ЦИ совпадает с ЦТ системы, координаты которой в пространственной системе определяются по общеизвестным законам теоретической механики. В противном случае образуется

момент и система получает не только прямолинейные, но и дополнительные крутильные колебания, неблагоприятно воздействующие на процесс перемещения груза.

У подвесных конвейеров диаметр трубы 160; 200; 320 и 400 мм производительность 6-50 м³/ч и длина 4...6 м.



Для увеличения амплитуды колебаний грузонесущего элемента в некоторых конструкциях двухмассных опорных конвейеров центробежный привод располагают на тяжелой опорной раме. Поскольку в замкнутой колебательной системе амплитуды колебаний обратно пропорциональны колеблющимся массам, то при малых амплитудах колебаний тяжелой рамы более легкий грузонесущий элемент будет иметь увелич. амплитуду колебаний.

Элементы конвейеров

Трубы и желоба ВК изготавливают из листовой высококачественной малоуглеродистой или специальной стали толщиной 3-5 мм, по секциям длиной 4...6 м, соединяемым болтами с надежными замками против самоотвертывания. Для повышения износостойкости трубы и желоба изнутри покрывают резиной, полиуретаном, пластмассой и др. подобными материалами. При транспортировании горячих грузов применяют воздушное охлаждение.

Приводы: В общем понятии вибрационным приводом ВБ называется совокупность устройств для возбуждения механич. колебаний, их преобразования и передачи рабочему элементу машины. Приводом ВК служит комплект ВВБ и электродвигателя с соответствующей связью между ними или без нее: Возможно также применение пневматического или гидравлического двигателя.

В электромагнитном приводе – возбудителе электродвиг. отсутствует.

Эксцентриковый привод представляет собой разновидность шатунно-кривошипного привода, в котором кривошип малого радиуса заменен диском, эксцентрично расположенным на приводном валу.

В ВК наибольшее распространение получили электромагнитные, центробежные и эксцентриковые приводы.

Упругие связи: основной колебательной системы выполняют из стальных листовых рессор, цилиндрических спиральных пружин, или резинометаллических пакетов. К упругим элементам относятся также резинометаллические шарниры (втулки), устанавливаемые в шарнирных узлах опорных коромысел. Рессоры и пружины изготавливают из высококачественной термически обработанной пружинной стали

55С2, 60С2 и 60С2Н2А; рессоры рассчитывают на изгиб с пониженным допускаемым напряжением для стали до 100-120 МПа для обеспечения повышенного срока службы.

Преимуществами рессор является простота и экономичность конструкции, а недостатками - высокие напряжения при больших амплитудах колебания, и сравнительно небольшой срок службы (1-2 года) из-за высокочастотных знакопеременных нагрузок. Известно также применение рессор из древеснослоистых пластиков и стеклопластиков. Значительные перспективы имеют пневмат. упругие связи однако они не получили распространение из-за сложности.

Резина металлические пакеты работают на сдвиг и обеспечивают большие амплитуды колебания и высокий срок службы, поэтому их применение наиболее перспективно; однако они не могут работать при повышенных температурах (более 100°С)

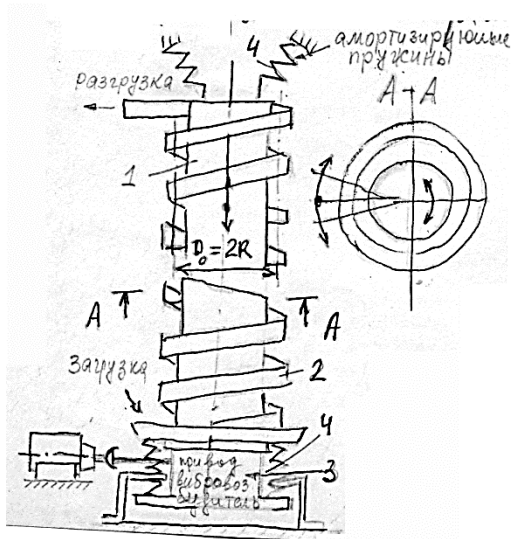
В упругих шатунах, как правило, применяют резинометаллические пакеты.

Вертикальные виброконвейеры (ВВК)

ВВК предназначаются для подъема сыпучих материалов и штучных грузов. Они позволяют совместить транспортирование материала с его технологической обработкой -подогревом, сушкой, увлажнением и т.п. ВВК, как правило, представляет собой вертикально установленную несущую трубу, на наружной стенке которой приварен по винтовой линии желоб с углом подъема до 8° (иногда с внутренней стороны; вместо желоба может быть герметичная труба). На несущей трубе, вверху или внизу, устанавливается вибропривод, сообщающий каркасу направленные колебания вдоль и вокруг вертикальной оси (т.е. продольные и крутильные колебания), которые обеспечивают движение частиц транспортируемого груза вверх по спирали..

В свободно подвешенной конструкции каркас конвейера прикрепляют к опорным частям здания или фундаменту сверху и снизу при помощи амортизирующих пружин или резиновых амортизаторов малой жесткости, благодаря которым исключается передача вибрационных нагрузок на опорные конструкции (зарезонансная настройка упругих связей).

По типу привода ВВК могут быть разделены на машины с дебалансным, кривошипно-шатунным и электромагнитными приводами. Для перемещения сыпучих материалов чаще применяют первые два типа привод. По числу колеблющихся масс



ВВК делятся на одномассные (более широко) и двухмассные.

ВВК с электромагнитными ВВБ имеют частоту колебаний 3000 1/мин., с центробежными 1000-1500 1/мин, с эксцентриковыми 600-700 1/мин, суммарные амплитуды колебаний соответственно

$$a = 0,5 \dots 8 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр трубы $D_k \geq \frac{H}{10}$, H - высота подъема, $D_k \approx 300 \dots 900 \text{ мм}$, Ширина желоба $100 \dots 400 \text{ мм}$, $P \leq 20 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 6 \dots 12 \text{ м}$.

Двухмассные ВВК позволяют снизить динамические нагрузки, передаваемые на несущие конструкции и в тоже время сохранить преимущества резонансных ВК.

Расчет конвейеров

Теория и расчет ВК включает три взаимосвязанные задачи: 1) расчет колебательной системы конвейера; 2) определение размеров сечения грузонесущего элемента на основе расчета средней скорости перемещения груза и производительности; 3) определение мощности привода конвейера для преодоления инерционных усилий, сопротивлений перемещению груза и потерь в упругих связях колебательной системы.

Расчет двухмассных резонансных виброконвейеров с линейным упругим элементом в приводе

Исходные данные : П- производительность, в $\text{м}^3/\text{ч}$

L-длина транспортирования, м .

Последовательность расчета .

Примечание: на основании экспериментальных работ с учетом конструктивных особенностей двухмассных горизонтальных виброконтейнеров были определены оптимальные параметры колебаний их грузонесущих органов, которых следует придерживаться при проектировании.

Динамический коэффициент виброконвейера

$$\Gamma = \frac{aw^2}{g} \cdot \frac{\sin\beta}{\cos\alpha},$$

ГДЕ : a - амплитуда колебаний;

w - угловая скорость;

g - ускорение силы тяжести;

β - угол между осью грузонесущего органа и направлением колебаний;

α - угол наклона конвейера к горизонту.

Значение Γ даются в таблицах для горизонтальных и вертикальных конвейеров :
 $\Gamma \geq 1,5$ для горизонтальных; $\Gamma \geq 2 \dots 4$ для вертикальных конвейеров.

Динамический коэффициент виброконвейера -это отношение максимальной нормальной составляющей ускорения желоба (числитель) к составляющей ускорения силы тяжести.

1. Находим амплитуду колебаний

$$a = \frac{Tg \cdot \cos \alpha}{\omega^2 \sin \beta}$$

здесь $\beta = 25 \dots 30^\circ$

Вообще Спиваковский А.О. дает рекомендации амплитуды a и частоты колебаний ω .

В зависимости от типа привода и транспортируемого материала $a = 0,75 \dots 15 \text{ мм}$ при $\omega = 3000 \dots 450 \text{ ,1/мин.}$

2. Определяют площадь сечения потока материала

$$S_M = 278 \frac{\Pi}{V_M}, \text{ см}^2,$$

где V_M - скорость движения материала в см/сек,

$$V_M = \frac{\pi n}{30} \cdot a \cdot \cos \beta \cdot K_{п.с} \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ см/сек}$$

где $n - \frac{\text{кол}}{\text{мин}}$

$K_{п.с}$ -коэффициент передачи скорости $0,45 \dots 0,9$ -табл.95,стр.396 Бауман- В.А.- «Вибрационные машины».

K_1 - коэффициент ,учитывающий толщину слоя транспортируемого материала (0,75...1) ;

K_2 - коэффициент ,учитывающий наклон грузонесущего органа к горизонту :при $\alpha \leq 8^\circ K_2 = 0,75$; при $\alpha \leq S K_2 = 0,85$.

По найденной площади сечения потока материала и рекомендуемой толщине слоя транспортируемого материала рекомендуют ,чтобы высота борта желоба h была на 30-50 мм больше максимальной толщины слоя материала.

Для трубчатых грузонесущих органов диаметр трубы

$$D_{тр} \approx 1,35 \sqrt{S_M}, \text{ см.}$$

3. По эскизной проработке определяют веса обеих колеблющихся частей
 G_{K1} -вес грузонесущего органа , без учета транспортируемого материала,

G_{K2} – вес опорной части (реактивной массы), причем обычно принимают $G_{K1} = G_{K2}$.

4. Определяют жесткость основной упругой системы

$$C_1 = m \cdot \omega^2$$

где- $m = \frac{G_{K1} \cdot G_{K2}}{G_{K1} + G_{K2}}$ - приведенная масса.

5. Определяют мощность привода по удельной энергоемкости, равной отношению мощности привода к произведению производительности на длину транспортирования, в установившемся режиме

$$\Delta N = (2,5 \dots 3) \frac{B_{m.ч}}{T_{M}}$$

$$N = \frac{\Pi \cdot L \cdot \Delta N}{1000}, \text{ кВт}$$

здесь Π - производительность в м/ч,

L -длина транспортирования в м.

6. Определяют жесткость пружин шатунов виброконвейера

$$C_2 = K_{\Pi} \frac{2,76 \frac{M_{\text{пуск}}}{\text{с}^2} \cdot C_1}{C_1 - 2,76 \frac{M_{\text{пуск}}}{\text{с}^2}}, \frac{\text{кг}}{\text{см}}$$

где K_{Π} - коэффициент, учитывающий потери мощности в системе; при запуске $K_{\Pi} = 0,65 \dots 0,75$.

r - эксцентриситет кривошипного вала в см.

Для ВК с двумя грузонесущими органами принимается $r = 2a$,

для ВК с одним грузонесущим органом принимается $r = a_1 + a_2$,

где a_1 и a_2 - амплитуды колебаний соответственно G_{K1} и G_{K2} .

Если $C_2 < 0,3 C_1$ необходимо выбрать другой элдрв-ль с большим M пуск и получить $C_2 \geq 0,3 C_1$, если $C_2 > 2 C_1$, то принимается $C_2 = 2 C_1$.

7. Определяют приведенную массу m' виброконвейера при максимальной его загрузке

ВК с двумя рабочими органами

$$m' = \frac{G_K + \varepsilon G_M}{2g}$$

ВК с одним грузонесущим органом

$$m' = \frac{(G_{K1} + \varepsilon G_M) \cdot G_{K2}}{g (G_{K1} + G_{K2} + \varepsilon G_M)},$$

где G_M -вес материала, находящегося на одном грузонесущем органе.

ε - коэффициент приведения $\varepsilon = 0,1 \dots 0,2$.

8. Определяют амплитудное значение относительного перемещения грузонесущих органов

$$a_1 + a_2 = z \cdot \frac{\xi_2^2}{\sqrt{(1-\xi_2^2)^2 + 4\rho^2\xi_2^2}}, \text{ см}$$

где

$$\xi_2^2 = \frac{C_2}{C_1 + C_2}; \quad \xi^2 = \frac{m' \omega^2}{C_1 + C_2}$$

ρ – относительное затухание.

Для ВК с плоскими рессорами $2 \rho = 0,15 \dots 0,25$.

В результате расчета должны быть обеспечены следующие два условия:

$$a_1 + a_2 = (0,9 \dots 1,2) z; \quad \xi \leq 0,95;$$

Если $a_1 + a_2 > 1,2 z$ или $\xi > 0,95$,

, необходимо повысить мощность приводного электродвигателя и, увеличив в соответствии с изложенным величину C_2 , произвести расчет заново.

9. Определяют амплитудное значение усилия, действующего в приводе

$$F_a = C_2 \cdot z \cdot \sqrt{1 - \frac{\xi_2^2 (\xi_2^2 - 2\xi^2 + 2)}{(1-\xi^2)^2 + 4\rho^2\xi^2}}, \text{ кг}$$

10. Проверяют мощность приводного электродвигателя

$$N^1 = \frac{F_a \cdot \omega (a_1 + a_2) \cdot \sin(\psi + \varphi)}{2,04 \cdot 10^4}, \text{ кВт}$$

где φ – угол сдвига фаз между перемещением грузонесущих органов и кривошипом;

ψ – угол сдвига фаз между положением кривошипа и усилием в шатуне;

$$\varphi = \arctg \frac{2\rho\xi}{1-\xi^2}; \quad \psi = \arctg \frac{2\rho\xi\xi_2^2}{(1-\xi^2)^2 + 4\rho^2\xi^2 - \xi_2^2(1-\xi^2)}$$

Для обеспечения нормальной работы ВК необходимо, чтобы

$$N^1 \leq N.$$

Расчет легких виброконвейеров и питателей

Исходные данные для расчета П и Л.

Пункты 1 и 2 выполняются аналогично с предыдущим расчетом.

3. Вынуждающая сила выбранного вибратора должна удовлетворять условию

$$F_a \geq G_B \cdot \Gamma \frac{\cos \alpha}{\sin \beta}, \text{ кг}$$

где G_B – вибрируемый вес (для дебалансных вибраторов направленного действия)

$$G_B = G_K + \varepsilon G_M + G,$$

где G_k -вес лотка, кг

G -вес вибратора ,кг.

При подборе однотактных электромагнитных вибраторов для привода питателей должны быть выдержаны два условия

$$G_b \leq G_{np} + G - G_{я}, \text{ кг} \quad *$$

$$1,2(n+1) \cdot a \leq \delta^2,$$

где : G_{np} - максимальный присоединяемый к вибратору вес в кг (по технической характеристике);

δ -воздушный зазор в магнитной системе вибратора (по технической характеристике) в см;

$$n = \frac{G_b}{G_{я}}$$

- отношение весов;

$G_{я}$ - вес якорной части вибратора (по технической характеристика)

В формуле *

$$G_b = G_k + \epsilon G_m + G - G_{я}$$

Вибропогружатели и вибромолоты

Вибрационные машины для погружения в грунт свай, труб, шпунта и др. элементов и для извлечения этих элементов принято подразделять на безударные вибрационные -вибропогружатели, сообщаемые погружаемому элементу обычно вертикально направленные колебания, создаваемые жестко соединенным с ним ВВБ;

ударно-вибрационные-вибромолоты, у которых на погружаемый элемент осуществляются периодические удары корпуса ВВБ о наголовник погружаемого элемента.

Тема 3.6. Вибропогружатели (ВП)

Предназначены для погружения различных элементов в слабые ,главным образом несвязные, водонасыщенные грунты , а также для извлечения шпунта ,труб, свай, и т.д. из грунта. ВП погружают с большей скоростью, чем ВМ,в слабых водонасыщенных грунтах. ВП с центробежным ВВБ жестко соединяется с погружаемым элементом. Вынуждающая сила изменяется приблизительно по синусоидальному закону и заставляет сваю совместно с ВП совершать колебания , амплитуда и форма которых зависят от амплитуды и частоты вынуждающей силы, параметров ВП, веса и формы погружаемого элемента и свойств грунта.

ВП могут быть классифицированы:

по форме возбуждаемых колебаний-на машины продольного и продольно вращательного действия;

по схеме устройства – машины простейшего типа и с подрессоренной пригрузкой;

по виду используемой энергии -на машины с электрическим и гидравлическим приводом;

по наличию трансмиссии – на трансмиссионные и бестрансмиссионные ВП;

по назначению и области применения – на высокочастотные (частота $700 \dots 1500 \frac{\text{КОЛ}}{\text{МИН}}$) для элементов, с относительно малым лобовым сопротивлением и небольшого веса (трубы, балки) и низкочастотные для погружения элементов с большим лобовым сопротивлением и значительного веса (частота $300 \dots 500 \frac{\text{КОЛ}}{\text{МИН}}$) [железобетонные оболочки]

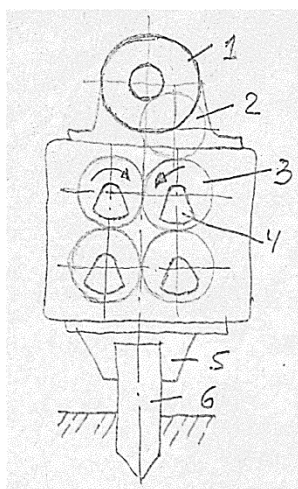


Рис.1 . ВП с жесткой связью между электродвигателем и виброорганом:

1. эл-дв-ль;
2. промежуточная шестерня;
3. система синхронизирующих цилиндр.шестерен;
4. дебалансные валы, вращающиеся синхронно и синфазно;
5. наголовивник ;
- 6.-свая.

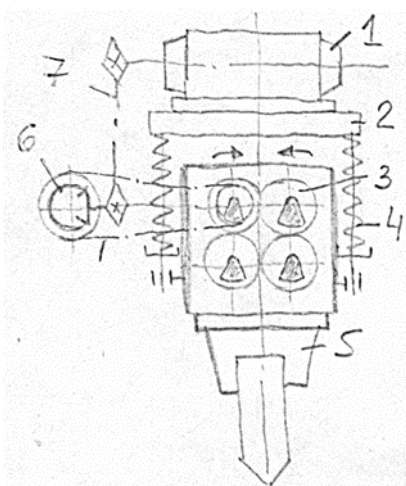


Рис.2. ВП с упругой связью между электродвигателем и виброорганом :

- 1- эл-дв-ль;
- 2- пригрузочная плита;
3. виброорган с дебалансными валами;
4. амортизирующие пружины;
- 5.наголовник;
- 6.конический редуктор;
- 7.цепная передача.

Наличие между двигателем и виброорганом амортиз.пружин малой жесткости позволяет существенно уменьшить вредное влияние вибрации на электродвигатель: в процессе погружения колебания совершают только свая и виброорган. При такой конструкции увеличение массы пригрузочных плит практически не влияет на амплитуду колебаний свай. Меняя массу пригрузочных плит, можно получить оптимальный вибрационный режим для наиболее эффективного погружения свай (шпунта).

Главным недостатком ВП является невозможность применения их в связных и плотных маловлажных грунтах. Использование ВП в благоприятных

грунтовых условиях позволяет повысить производительность труда в 2,5 раза и снизить стоимость свайных работ 1,5...2 раза по сравнению с вариантами применения паровоздушных и дизельных молотов.

Масса тяжелых ВП лежит в пределах от 2 до 15 т, статический момент массы дебалансов от 40 до 1000 кг.м., частота от 500 до 250 $\frac{\text{кол}}{\text{мин}}$, мощность элд-ля от 20 до 150 кВт.

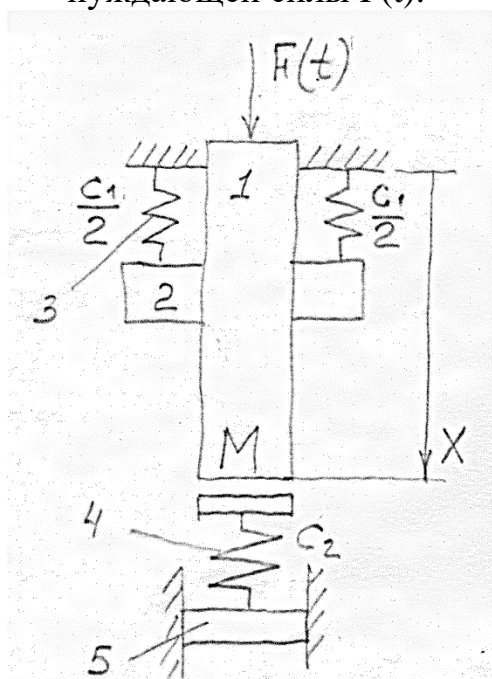
Масса ВП по рис.2 лежит в пределах от 0,15 до 1200 $\frac{\text{кол}}{\text{мин}}$, мощность элдв-ля – от 4 до 40 кВт.

В настоящее время получают широкое распространение модульные ВП, ВВБ которых собирается из отдельных двухвальных блоков (модулей). Количество модулей ВВБ зависит от условий и вида выполняемых свайных работ. Такие ВП способны заменить несколько различных по конструкции обычных ВП, работа которых ограничена в зависимости от вида погружаемого элемента и плотности грунта.

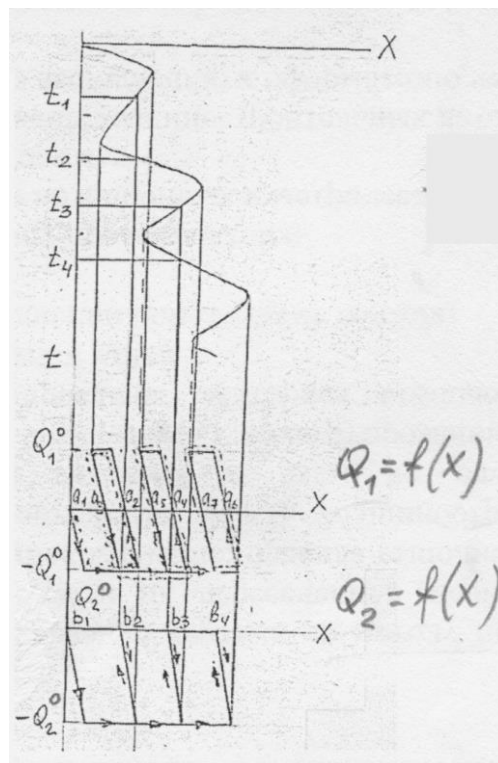
Расчет вибропогружателей

Аналитический расчет ВП весьма сложен даже при далеко идущей схематизации процесса. Одна из простейших динамических моделей, отражающ. основные особенности процесса виброционного погружения имеет вид:

Осциллограмма перемещения сваи под действием гармонической вынуждающей силы $F(t)$.



$$Q_1 = f(x)$$



Свая 1, рассматриваемая, как абсолютно твердое тело, зажата между колодками 2, которые подвешены на пружинах 3. Между сваем и колодками 2 действует сила сухого трения, абсолютная величина которой равна Q_1^0 . Так моделируется боковое сопротивление, а лобовое сопротивление моделируется пружиной 4, расположенной под торцом сваи и опирающейся на пробку 5, причем между пробкой и направляющими развивается сила трения, абсолютная величина которой равна Q_2^0 .

Пружина 4 работает на сжатие. Поэтому на осциллограмме отмечены интервалы перемещения между моментами времени t_1 и t_2 , а также между t_1 и t_4 и т.д. когда лобовое сопротивление равно нулю.

Определение основных параметров ВП ведется по упрощенной методике, основанной на линеаризации дифференциального уравнения колебаний ВП со сваем и использования критерия максимальной мощности. Линеаризованное дифференциальное уравнение колебаний ВП со сваем можно записать

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + cx = m_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t, \quad \text{где}$$

- m - масса колебл. частей, приведенная в свае;
 - x - координата сваи, отсчит. от среднего положения при колебаниях;
 - t - время;
 - b - линеаризованный коэф. диссипативного сопротивления;
 - c - линеаризованный коэф. жесткости грунта;
 - ω - угловая частота вынуж. колебаний вибратора;
 - $m_0 \omega^2$ - статистический момент массы дебалансов.
- Воспользуемся безразмерными переменными для удобства расчета

$$\tau = \omega_0 t = t \sqrt{\frac{c}{m}};$$

$$\epsilon = \frac{m x}{m_0 \omega^2}, \quad \text{тогда исходное уравнение записывается}$$

$$\textcircled{1} \quad \ddot{\epsilon} + 2\beta \dot{\epsilon} + \epsilon = \cos \gamma \tau, \quad \text{где}$$

$$* \begin{cases} \beta = \frac{b}{2} \sqrt{\frac{m}{c}} & \text{- относительное демпфирование;} \\ \gamma = \omega \sqrt{\frac{m}{c}} & \text{- относительная угловая частота вибровозбудителя.} \end{cases}$$

Решение этого (1) уравнения имеет вид $\epsilon = \epsilon_a \cos(\gamma \tau - \varphi)$.

Амплитуда безразмерного перемещения (или безразмерная амплитудно-частотная характеристика)

$$\epsilon_a = \sqrt{\frac{f^2}{(1-f^2)^2 + 4\beta^2 f^2}},$$

амплитуда безразмер. скорости

$$\varphi = \arctg \frac{2\beta f}{1-f^2}$$

фаза - частотная характеристика

$$\dot{\epsilon}_a = \frac{f^3}{\sqrt{(1-f^2)^2 + 4\beta^2 f^2}}$$

Максимальная мощность, которая может быть развита ВВБ

② $N_{max} = (m_0 z)^2 \omega^5 / (4/c - m\omega^2)$, этот максимум достигается при значении коэф. сопротивления

③ $\beta_m = c - m\omega^2 / \omega$

с учетом зависимостей * вместо равенств 2 и 3 записывают

$$N_{max} = (m_0 z)^2 \cdot \omega^3 f^2 / (4m/1-f^2)$$

$$\beta_m = 1 - f^2 / 2f.$$

При вибрационном погружении $f > 2$ всегда, поэтому можно принять $f = 2$ тогда $\beta_m = \frac{3}{4}$; $\epsilon_a = \frac{2\sqrt{2}}{3}$; $\dot{\epsilon}_a = \frac{4\sqrt{2}}{3}$; $N_{max} = (m_0 z)^2 \omega^3 / 3m$.

При предварительном (прикидочном) расчете основных параметров ВП следует задать приближенное значение массы вибрируемых частей m (ВП со сваей), минимальную амплитуду перемещения сваи X_a , обеспечивающую проскальзывание сваи в данном грунте при данных условиях, и минимальную амплитуду скорости колебаний \dot{X}_a , обеспечивающую заданное (требуемое) снижение сопротивления действию постоянной силы (силы тяжести mg и пригрузки). Подлежащими определению параметрами являются статический момент массы дебалансов $m_0 g$, угловая частота колебаний ω и требуемая мощность N :

$$\begin{aligned} \text{из } \epsilon = \frac{m x}{m_0 z} \rightarrow m_0 z &= \frac{m x_a}{\epsilon_a} = \frac{3}{2\sqrt{2}} m x_a = 1,06 m x_a \\ \omega &= \frac{\dot{X}_a}{X_a}; \quad \dot{X}_a = \frac{V}{X_a} \\ N &= (m_0 z)^2 \omega^3 / 3m = \frac{1,06^2 m^2 x_a^2 \cdot \dot{X}_a^3}{3m x_a^3} = N_m = 0,374 m \dot{X}_a^3 / X_a \end{aligned} \quad **$$

Полученное значение мощности дв-ля назначается с учетом всех потерь. После этого уточняют массу m и производят перерасчет по формулам. **

Пример: Необходимо погрузить сваи весом 2,5 т. Пусть $X_a = 6$ мм

$$\dot{X}_a = 0,45 \text{ м/с}$$

Решение : приблизительно принимаем $G=5\text{т}$

$$m_0 \gamma = \frac{1,06 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{9,81} \cdot 0,006 = 32 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 = 32 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

$$W = \frac{0,45}{0,006} = 75 \text{ с}^{-1}$$

число оборотов дебалансов

$$n = \frac{30W}{\pi} = \frac{30 \cdot 75}{3,14} = 720 \text{ об/мин}$$

Амплитуда вынуждающей силы

$$F_a = m_0 \gamma W^2 = 32 \cdot 75^2 = 180000 \text{ Н}$$

$$N_m = 0,374 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 0,45^3 / 0,006 = 28400 \text{ мощность развиваемая дебалансами.}$$

Учитывая потери в механизме (подшипники, трансмиссия) ,которые могут для получения частоты составлять около 40% от максимальной мощности, расходуемой на колебание, получим мощность эл-дв-ля.

$$N = 28 \cdot 1,4 \approx 40 \text{ кВт}$$

Тема 3.7. Вибромолоты (ВМ)

Это машины, передающие погружаемому(извлекаемому)элементу колебательные и ударные импульсы, что обеспечивает их погружения в несколько более сопротивляющиеся грунты. Для погружения в еще более крепкие грунты применяют ударные машины: дизельные и паровоздушные молоты.

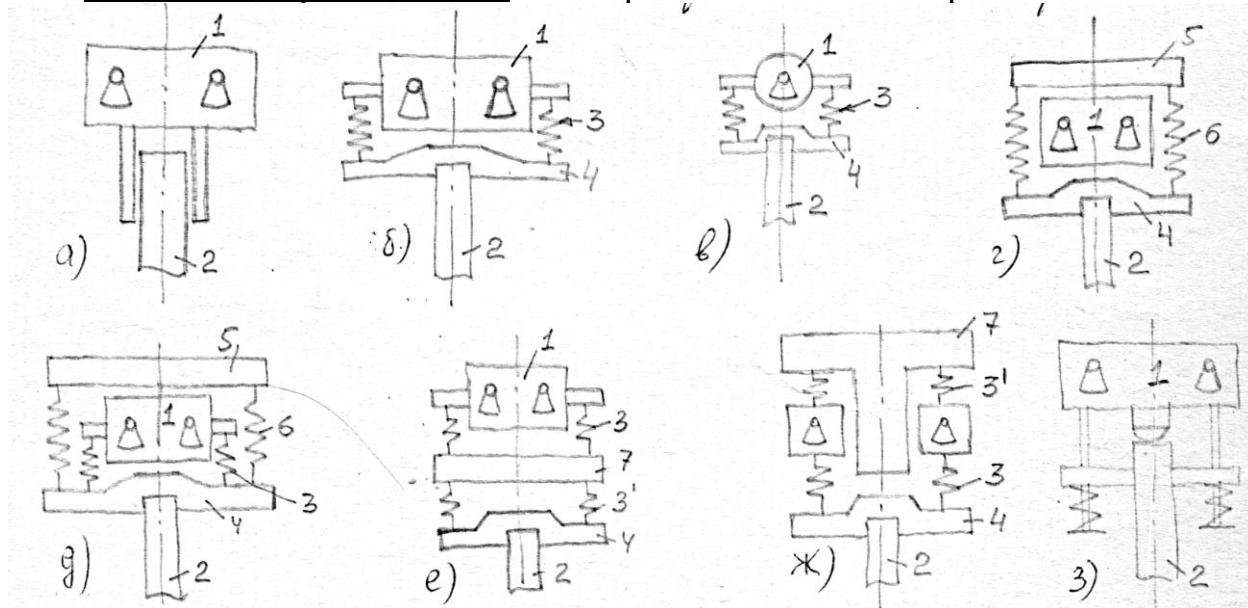
ВМ классифицируют:

по виду используемой энергии- на машины электрические, с ДВС и гидравлические ;

по виду связи ВВБ с наголовником- на машины пружинные и бес пружинные;

по типу ВВБ- на машины с двухвальными возбудителями и с одновальным;

по наличию трансмиссии -на бестрансмиссионные и трансмиссионные.



На рис.а) ВВБ направленного действия 1 свободно лежит на верхнем торце сваи 2., подпрыгивает под действием вынуждающей силы и, падая сообщает свае ударные импульсы. На рис.б) ВВБ1 связан с наголовником 4 пружинами 3, жесткость которых подбирается из условий осуществления одного из резонансов, возможных в этой системе. Рис.в).показан ВВБ кругового действия. На рис.г) и д) показаны пригрузочные плиты 5, расположенные на податливых пружинах 6. На рис.е) и ж) удары наносятся не ВВБ, а дополнительной болванкой 7, причем вводятся дополнительные пружины 3¹. Это освобождает ВВБ от ударных нагрузок, но усложняет конструкцию и утяжеляет машины.

Масса ВМ лежит в пределах от 0,05 ... 6 т., статический момент массы дебалансов - от 0,25...30 кг.м, чистота вынуж. силы - 680...1500 кол/мин, чистота ударов 450... 1500 уд/мин, энергия одного удара 0,12 ... 17 кДж.

Пределы массы машины и энергия одного удара различаются более чем в 100 раз, ударная скорость ВМ не превышает 2 м/с. При более высоких ударных скоростях резко снижается долговечность встроенных эл-дв-ей, а также подшипников дебалансных валов.

На рис. а-ж показаны ВМ с полож.(или нулевым) зазором. Это наиболее распространенные схемы при этом ВМ могут работать в ударном и безударном режимах.

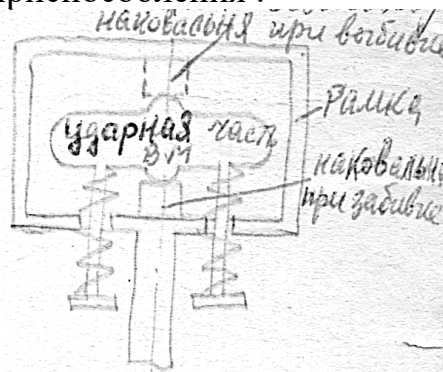
При предварительной затяжке рабочих пружин (отриц. зазоре между молотом и наголовником) рис.3. режим работ ВМ зависит от параметров самой машины (F_a, X_a, v).

Преимуществом этой схемы является значительная в (3 раза) снижение массы пружины, а недостатком – повышенное потребление электроэнергии.

Для повышения эффективности работы ВМ увеличивают значение сил, статически действующих в направлении погружения, путем введения пригрузочных плит, массы которых определяется видом погружаемого элемента и характеристикой грунта.

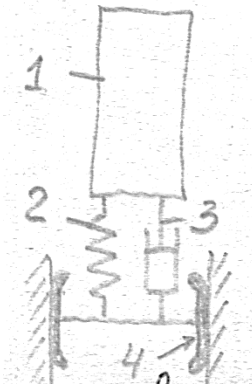
ВМ могут работать при «+,о-» зазорах. Исследованиями установлено, что оптимальным является нулевой зазор, при котором режим работы ВМ не зависит от вида грунта, глубины погружения элемента и соотношения массы молота и погружаемого элемента .

ВМ работают в комплекте с копровой установкой или самоходным краном соответствующей грузоподъемности. Переход от забивки к выбивке может осуществляться при помощи приспособления .



Расчет вибромолотов

Рассмотрим следующую расчетную схему .



К свае 1 приложены упругая сила грунта, схематизируемая пружиной 2, диссип. сила грунта (типа вязкого трения) схематизируемая катарактом 3. После того как $F_{пр} + F_{кат}$ достигнет определенной величины , при дальнейшем продвижении сваи это суммарная сила будет оставаться постоянной. Это обстоятельство схематизируется салазками 4, к которым со стороны направляющих приложена сила типа сухого трения или сопротивления пластической деформации.

После остановки салазков свая, под действие $F_{пр} + F_{кат}$ несколько приподнимается и ее движ. прекратится в полож. статического равновесия, где она ожидает следующего удара.

Сопротивление грунта подразделяют на лобовое и боковое

$$F_L = a_{b1} S (1 + a_2' H^2) \quad \text{- лобовое сопротивление}$$

$$F_B = a_2'' \rho H^2 \quad \text{- боковое сопротивление}$$

$$F_{2р} = F_L + F_B = a_{b1} S (1 + a_2' H^2) + a_2'' \rho H^2 = a_{b2} S + a_2 H^2 \quad \text{- полное сопротивление грунта}$$

$$a_{b2} = a_{b1} a_2' S + a_2'' \rho$$

где

S - площадь поперечного сечения сваи;

ρ - периметр поперечного сечения сваи;

H - глубина погружения сваи.

Коэффициенты

$$a_1 = a_{01} e^{-\frac{\alpha_1 \omega}{2\pi V}} (1 - \beta_1 e^{-\delta_1 V_c})$$

$$a_2 = a_{02} e^{-\frac{\alpha_2 \omega}{2\pi V}} (1 - \beta_2 e^{-\delta_2 V_c})$$

где $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2, a_{01}, a_{02}$ - коэффициенты;

ϑ - число оборотов дебалан. на один

удар;

V_c - скорость сваи непосред. после ударам;

ω - угловая скорость вращ. дебалансов;

V - скорость ударной части непосред. перед ударом;

ром;

$$e = 2,718.$$

Предельная глубина погружения

$$H_{пр} = \sqrt{\frac{m_c \omega_0 V_c - (a_1 S - a_n)}{a_2}}$$

Средняя скорость погружения

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\omega \sqrt{m_c^2 \omega_0^2 V_c^2 - (a_1 S - Q_n + a_2 H^2)^2}}{4\pi \sqrt{m_c \omega_0^2 (a_1 S - Q_n + a_2 H^2)^2}}$$

Продолжительность погружения сваи

$$t_n = \frac{2\pi \sqrt{m_c \omega_0^2}}{a_2 \omega} \left(\frac{1}{2H_{np}} \ln \frac{H_{np} + H_p}{H_{np} - H_p} - \frac{1}{H_a} \operatorname{arctg} \frac{H_p}{H_a} \right), \quad \text{где}$$

$$H_a = \sqrt{\frac{m_c \omega_0 V_c + (a_1 S - Q_n)}{a_2}}$$

Здесь: m_c - масса сваи; m - масса ударной части ВМ;

Q_n - постоянная составляющая силы давления сваи на грунт, складывающаяся из веса сваи с ВМ и безинерционной пригрузки;

H_p - расчетная глубина погружения;

ω_0 - собственная частота.

$$\omega_0 = K_0 \frac{S}{\sqrt{m_c}} + \frac{K_1 R H_p}{\sqrt{m_c}}$$

В этих формулах V_c и ω_0 приняты постоянными.

Значения коэффициентов:

$$K_0 = 20000 \dots 50000 \text{ кг}^{1/2} \text{ м}^{-5/2},$$

$$K_1 = 50 \dots 200 \text{ кг}^{1/2} \text{ м}^{-5/2}$$

$$a_m = 300000 \dots 1200000 \text{ кг м}^{-2}, \quad a_2 = 0,003 \dots 0,005 \text{ м}^{-2},$$

$$a_2'' = 200 \dots 300 \text{ кг м}^{-3}$$

Предварительно можно рекомендовать

$$\alpha_1 \text{ и } \alpha_2 = 0,01 \dots 0,03 \text{ сек}, \quad \beta_1 \text{ и } \beta_2 = 0,2 \dots 0,4^\circ, \quad \gamma_1 \text{ и } \gamma_2 = 0,4 \dots 0,6 \text{ сек} \cdot \text{м}^{-1}$$

При определении массы ударной части ВМ (m) используют классическую теорию удара и используя предпосылку, что свая перед ВМ неподвижна

$$\frac{m_{\text{сваи}}}{m_{\text{удар}}} = \frac{V}{V_c} \quad \text{ударная скорость (в начале удара)}$$

$$V_c \text{ - скорость сваи после удара}$$

где R - коэффициент восстановления скорости при ударе ($=0 \dots 1$)

значения $\frac{m_{\text{сваи}}}{m_{\text{удар}}}$ для различных R и $\frac{V_{\text{сваи после удара}}}{V \text{ в начале удара}}$ - см. стр. 357

«Справочника по ВМ»

Обычно из условий прочности и долговечности ВМ $V \leq 2 \text{ м/с}$.

Скорость сваи после удара

$$v_e = \frac{a_1 S - Q_n + a_2 H_p^2 \lambda^2}{m_c \omega_0} \sqrt{1 + \frac{4 f \nu m_c \omega_0^2 H_p}{\omega \tau_n (a_1 S - Q_n + a_2 \lambda^2 H_p^2)}}$$

$\lambda = 0,6 \dots 0,8$ по табл. стр 357 в зависимости от заданного времени погружения (t погруж. $\leq 5 \dots \geq 15$ мин).

Некоторые рекомендации : 1) отношение $\frac{m}{m_c} = 1$ - берется при относительно легких погружаемых элементах (деревянных сваях, шпунте, трубах).

$\frac{m}{m_c} = 0,5$ - при тяжелых погружаемых элементах, типа железобетонных свай.

2) вибромолоты эффективно работают при частоте ударов 450...750 в минуту.

Для получения числа ударов в пределах 450...470 в минуту, наиболее целесообразно использовать асинхронные элдв-ли на 1500 и 1000 об/мин с использованием режима с отношением числа оборотов к числу ударов $\nu = 2$ или $\nu = 3$.

Мощность электродвигателей ВМ расходуется на удары, сообщаемые свае и на потери в самом молоте: в подшипниках, пружинах и др. Мощность расходуется на удар может быть выражена через энергию единичного удара

$$N_{уд} = \frac{m V^2}{2} (1 - R'^2) \cdot f_{уд}$$

где $f_{уд} = \frac{\omega}{2\pi\nu} = \frac{n}{60\nu}$ - число ударов в секунду [n - об/мин]

Полная механическая мощность

$$N_{мех} = \frac{N_{уд}}{\eta}; \quad \text{где } \eta - \text{КПД} \begin{matrix} \approx 0,8 \dots 0,85 & \text{н/м} & n_{дв} = 1000 \text{ об/мин} \\ \approx 0,7 \dots 0,75 & \text{н/м} & = 1500 \text{ об/мин} \\ \approx 0,4 \dots 0,5 & \text{н/м} & = 3000 \text{ об/мин} \end{matrix}$$

Неточность схематизации сваи в виде неподвижного ограничителя компенсируют заменой R на R' (приведенный коэф. восстановления)

$$R' = \frac{R \frac{m_c}{m} - 1}{\frac{m_c}{m} + 1} \quad \text{на практике } | -0,2 < R' < 0,2$$

↑
масса сваи относительно мала.

Статический момент массы дебалансов

$$m_0 \tau = (1 - \gamma^2) \sqrt{\frac{102 f \nu N_{уд} m}{\omega^3} \left(\frac{1 - R'}{1 + R'} \right)}, \text{ кг} \cdot \text{сек}^2$$

где γ отношение частот собственной и вынужденной

$$\gamma \approx 0,125 \dots 0,25$$

$$N - \sqrt{\text{кг} \cdot \text{м}}; \quad m - \text{кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}; \quad \omega - \text{с}^{-1}$$

Размах колебаний ударной части

$$A = \frac{\alpha m_0 \lambda}{m}, \text{ м}$$

здесь $\lambda = 2,5 \dots 10 = f(R', v, \gamma)$ - стр. 364 «Справочник ВМ»

Пределы регулирования зазора для ВМ, работающего при нулевом зазоре, рекомендуется брать такими:

$$a = \frac{m_0 \lambda}{m}; \quad \text{максимальный положительный зазор};$$

$$b = 2a. \quad \text{Жесткость пружинной подвески}$$

$$C = \beta m \left(\frac{\omega}{2\delta} \right)^2 - \text{при оптимальном нулевом зазоре по величине ударной скорости. Вес } \leq 2\text{т ударной части.}$$

$\beta = 1,2$ - эмпирический коэф. вносящий поправку на продолжительность удара.

m - должна включать приведенную массу пружин $= \frac{1}{3}$ их массы

$$\left\{ \begin{array}{l} c = m \omega^2 \gamma^2 - \text{при отрицательных зазорах. Вес ударной части } > 2\text{т} \\ \gamma - \text{по графику, стр. 363 «Справочник по ВМ»} \\ \gamma = f(v, \gamma \text{ctg} \nu \text{ctg} \nu); \\ \gamma \text{ctg} \nu \text{ctg} \nu = \frac{1}{V(1+R')}; \quad V = \frac{V_{\max} \omega}{2\delta}; \quad \text{т.е. } V_{\max} - \text{м/с} \\ \text{При этом } R' = 0; \quad V_{\max} = 1,6 \text{ м/с} \text{ и тогда } \omega = \text{с}^{-1} \\ m_0 \lambda = \frac{V_{\max} (1-\gamma^2) (1-R') m}{2\omega} \end{array} \right.$$

При расчете на прочность деталей ВМ необходимо знать инерционные силы, возникающие во время удара. Эти силы в большинстве случаев составляют основную нагрузку на которую ведется расчет. Ускорения соответствующих частей (деталей) опред. по формулам:

для ударной части

$$a = \frac{F}{2t_1} \frac{1+R'}{1+\frac{m}{m_0}} V_1$$

для наголовника и погруж. элемента

$$a = \frac{F}{2t_1} \frac{\frac{m}{m_0} (1+R)}{1+\frac{m}{m_0}} V_1$$

$t_1 = 0,002$ с при весе ударной части ≈ 100 кг и при ударной скорости $V_1 \approx 2$ м/с.

$t_1 = 0,004$ с при весе ударной части ≈ 1000 кг и при ударной скорости $V_1 \approx 2$ м/с.

Суммарная возмущающая сила, развиваемая дебалансами

$$F = (1-\gamma^2) \sqrt{\frac{m}{m_0} \omega \left(\frac{1-R'}{1+R'} \right)}, \text{ Н}$$

здесь $N_{уд}$ -Вт; m -кг, ω -с⁻¹.

$$f = \frac{\sqrt{c/m}}{\omega}, \text{ где } c \text{ - жесткость комплекта пружин.}$$

Тема 3.8. Общие вопросы расчета и конструирования

Раздел IV. ЗАЩИТА ОТ ВРЕДНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ

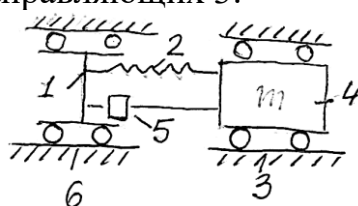
Тема 4.1. Защита персонала и сооружений от действия вибрации

Вибрация оборудования, передающаяся на обслуживающий персонал, здания и сооружения, вредна и подлежит ограничению. Если вибрация, воспринимаемая человеком, превышает определенные пределы, то его самочувствие ухудшается, а работоспособность понижается. При чрезмерно интенсивном и длительном воздействии вибрации возникает так называемая вибрационная болезнь. Защиту персонала, сооружений и прочих объектов от вредного воздействия вибрации называют вибрационной защитой. Вибрационная защита может осуществляться следующими путями : 1) предотвращением или снижением вибрации в ее источнике; 2) виброизоляцией; 3) динамическим гашением вибрации.

Первый путь неприемлем, так как приводит к прекращению функционирования машины.

Виброизоляцией называют метод вибрационной защиты, заключающийся в том, что между источником вибрации и защищаемым объектом устанавливают деформируемое устройство, называемое виброизолятором, которое в необходимой степени снижает передаваемую вибрацию. Виброизолятор называют активным, если в него подается энергия для автоматической виброизоляции защищаемого объекта. В противном случае виброизолятор называют пассивным. При виброизоляции вибрационных машин используют только пассивные виброизоляторы.

Деформируемыми звеньями пассивных виброизоляторов служат упругие элементы (металлические, резиновые, пневматические), а в некоторых случаях параллельно с упругими элементами устанавливают демпферы. Чтобы установить основные возможности виброизоляции, рассмотрим схему: источник вибрации-поводок 1, совершает гармонические колебания с амплитудой перемещения a и угловой частотой ω в направляющих 6. Он соединен с защищаемым телом 4, обладающим массой m , виброизолятором, состоящим из упругого элемента 2, имеющего коэф. жесткости c , и демпфера 5, имеющего коэф. сопротивления v . Защищаемое тело перемещается в направляющих 3.



То есть, это частный случай кинематического возбуждения колебаний в системе с одной степенью свободы. Для защищаемого тела можно записать, что его амплитуда перемещения

$$X_a = a \sqrt{\frac{c^2 + b^2 \omega^2}{(c - m\omega^2)^2 + b^2 \omega^2}} \quad (1)$$

Качество виброизоляции определяется коэффициентом передачи ε , который равен модулю отношения амплитуды X_a защищаемого тела к амплитуде a источника вибрации. Из равенства (1) получаем

$$\varepsilon = \frac{X_a}{a} = \sqrt{\frac{c^2 + b^2 \omega^2}{(c - m\omega^2)^2 + b^2 \omega^2}} = \sqrt{\frac{\omega_0^4 + 4h^2 \omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2 \omega^2}}, \quad (2)$$

а при отсутствии демпфирования

$$\varepsilon = \frac{c}{|c - m\omega^2|} = \frac{\omega_0^2}{|\omega_0^2 - \omega^2|}, \quad (3)$$

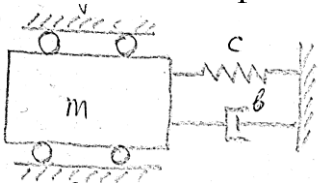
Здесь ω_0 - собственная угловая частота недемпфированных колебаний тела 1. на пружине 2 и коэф. демпфирования h определяются формулами

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}; \quad h = b/2m.$$

Чем меньше по сравнению с единицей коэф. передачи, тем совершенней виброизоляция. Говорить о виброизоляции можно только при $\varepsilon < 1$, а это наступает при $\frac{\omega^2}{\omega_0^2} > 2$, что следует из выражения

$$\left[\varepsilon = \frac{1}{|1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}|} \right]$$

Коэф. передачи тем ниже, т.е. виброизоляции тем, лучше, чем больше отношение вынуждающей частоты к собственной и чем меньше коэф. демпфирования.



В случае силового возбуждения колебаний, когда задана амплитуда вынуждающей силы F_a практически независимая от параметров виброизоляции, тогда в качестве коэф. передачи используют отношение

$$\varepsilon = \frac{Q_a}{F_a} \text{ - амплитуда силы с которой виброрейтер действует на защищаемый объект.}$$

ε определяется по тем же зависимостям 2 и 3, только m здесь масса источника вибрации. Введение демпфирования ухудшает виброизоляцию установившейся периодической вибрации, но его вводят во многих случаях, так как оно полезно в переходных режимах при прохождении через промежуточные резонансы, а также в установившихся около резонансных режимах.

В машиностроительной практике чаще всего применяются жидкостные демпферы. За последние годы начали распространяться и фрикционные демпферы. При конструировании демпферов, в которых рассеивается большая энергия, необходимо предусматривать отвод выделяющейся тепловой энергии в избежание перегрева.

Амплитуда резонансных колебаний может быть существенно снижена путем введения надлежащего демпфирования

$$X_a = \frac{F_a}{b \cdot \omega_0} - \text{амплитуда вынужд. силы}$$

← амплитуда защищаемого тела

← резонансная частота

← коэф. сопротив. демпфера

Введение демпфирования ускоряет протекание переходных процессов. В частности, время, за которое размах свободных колебаний системы с одной степенью свободы уменьшится в 10 раз, может быть определено выражением

$$t_{10} = \frac{4,6 m}{b} - \text{МАССА ПОСТУП. КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ ТЕЛА}$$

← коэф. сопротив. демпфера

Существуют санитарные нормы, ограничивающие вибрацию, передаваемую на руки работающих, и санитарные нормы, ограничивающие вибрацию рабочих мест: первые устанавливают предельно допустимые величины среднеквадратичных значений виброскорости, передаваемой на руки при работе с ручными машинами, механизмами и т.д. в полосе частот до 2800 гц.

(при $f \leq 1000$ гц, $S_v = 100 \dots 120 \text{ Фб}$).

$$S_v = \sqrt{S_v^2}; \quad S_v^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=K} n_i (V_i - \bar{V})^2}{n-1} - \text{дисп.}; \quad \bar{V} = \frac{\sum_{i=1}^{i=K} n_i V_i}{n}$$

вторые - предельно допустимые величины вибрации рабочего места.

Тема 4.2. Виброизмерительные приборы

Перемещение, скорость и ускорение при вибрации — величины переменные. Если необходимо рассмотреть весь процесс их изменения, производят регистрацию на осциллограмме или магнитограмме. В обоих случаях регистрируемую величину фиксируют как функцию времени. Осциллограмма удобна своей наглядностью, возможностью геометрических сопоставлений и графической обработки. Преимуществом магнитограммы является возможность многократного воспроизведения электрического сигнала, пропорционального зарегистрированной величине, с целью автоматического анализа и обработки, а также записи осциллограммы. Иногда бывает желательно воспроизвести траектории точек колеблющегося тела или траектории состояния изображающих точек, т. е. кривые зависимости скорости от перемещения. Как отмечалось в разделе 3, траектория состояния периодического процесса представляет собой замкнутую кривую, наглядно

показывающую его основные особенности. Осциллограмма потенциально содержит большую количественную информацию о процессе колебаний, но для выявления этой информации требуется трудоемкая, длительная и дорогостоящая обработка. Поэтому нередко стремятся получить важнейшую количественную информацию непосредственно в процессе измерения, например при помощи стрелочного или цифрового указывающего прибора. В зависимости от решаемой задачи возникает необходимость получить значения одной или нескольких следующих величин, характеризующих вибрацию: пикового (положительного или отрицательного) значения, полуразмаха, среднеквадратического значения, среднего значения модуля, амплитуд нескольких первых гармоник перемещения, скорости или ускорения; основной частоты вибрации, начальных фаз нескольких первых гармоник, среднеквадратических значений в некоторых частотных полосах и т. д. Виброизмерительные приборы — это приборы, предназначенные для измерения кинематических параметров вибрации: перемещения, скорости, ускорения. Их можно классифицировать по различным признакам. По принципу измерения виброизмерительные приборы можно подразделить на два класса: 1) осуществляющие измерение относительно неподвижной или движущейся системы координат, принятой в качестве базы отсчета; 2) инерционные (сейсмические), связанные только с колеблющимся телом и содержащие упруго подвешенный инерционный элемент, причем измерению подлежит деформация упругой подвески. По принципу преобразования колебаний механических величин в другие виды колебаний виброизмерительные приборы делят на: 1) генераторные (энергетические), в которых энергия механических колебаний непосредственно преобразуется в другие виды энергии, преимущественно в энергию электрических колебаний; 2) параметрические (модуляторы), в которых измеряемые колебания механических величин либо вызывают колебания наложенного постоянного потока энергии, либо модулируют наложенные периодические колебания (преимущественно электрические), частота которых (несущая частота) гораздо выше частоты измеряемых колебаний. По физическому явлению, положенному в основу преобразования механических колебаний в другие виды колебаний, виброизмерительные приборы можно подразделить, в частности, на следующие группы: 1) механические с различного рода механическими преобразованиями измеряемого колебательного движения или без преобразования; 2) оптические; 3) с механоэлектрическими преобразователями (резистивными, емкостными, индуктивными, индукционными, пьезоэлектрическими и др.); 4) электроконтактные (предельные) с разрывом или замыканием электрической цепи при достижении измеряемой величиной заданного предела. Преимущественное распространение имеют инерционные виброизмерительные приборы. При пользовании ими необходимо учитывать систематические погрешности, вызванные несовершенством их амплитудно-частотной и фазо-частотной характеристик. Идеальным был бы прибор с так называемой плоской амплитудно-частотной характеристикой, представляющей собой прямую, параллельную оси частот. Такой прибор измерял бы амплитуды вибрации всех частот в диапазоне плоской части характеристики в одинаковом масштабе. Идеальный прибор должен иметь нулевую фазочастотную характеристику, т.е. сдвиг

фазы зарегистрированной величины относительно измеряемой во всем частотном диапазоне равен нулю. В этом случае измеряемая вибрация воспроизводится без запоздания и без опережения по фазе, а следовательно без искажения формы осциллограммы несинусоидальной вибрации. Такое отсутствие искажений достигается также при линейной фазочастотной характеристике, которая (или ее продолжение) проходит через начало координат. Инерционные виброизмерительные приборы могут работать в трех различных режимах: 1. Если собственная частота инерционного элемента на упругой подвеске значительно ниже частоты измеряемой вибрации, то при малом относительном демпфировании в приборе амплитуда деформации упругого элемента приблизительно равна амплитуде перемещения измеряемых колебаний. 2. Если собственная частота приблизительно равна частоте измеряемой вибрации, то при не очень малом относительном демпфировании в приборе амплитуда деформации упругого элемента приблизительно пропорциональна амплитуде скорости измеряемых колебаний. 3. Если собственная частота значительно выше частоты измеряемой вибрации, то при малом относительном демпфировании амплитуда деформации упругого элемента приблизительно пропорциональна амплитуде ускорения измеряемых колебаний. Инерционные виброизмерительные приборы, работающие во втором режиме, встречаются редко. Их основным недостатком является узость частотного диапазона внутри околорезонансной зоны. Обычно применяют приборы, работающие в первом или третьем режиме. У приборов, работающих в первом режиме, инерционный элемент при измерении периодической вибрации остается почти неподвижным, в то время как корпус прибора совершает измеряемую вибрацию. Поэтому размах относительной вибрации инерционного элемента почти равен размаху измеряемой вибрации и габаритные размеры прибора зависят от ее максимального размаха. У этих приборов обычно устанавливают упругие ограничители хода инерционного элемента для предотвращения жестких разрушающих ударов, когда размах вибрации объекта измерений превышает допустимый предел. Инерционные виброизмерительные приборы, работающие в третьем режиме, находят все более широкое применение. У них размах вибрации инерционного элемента практически равен размаху измеряемой вибрации, т. е. размаху корпуса прибора. Следовательно, сила, развиваемая упругим элементом, равна произведению массы инерционного элемента на его ускорение. Достоинствами этих приборов являются принципиальная возможность проводить измерения в широком диапазоне частот, нижней границей которого является 0 Гц (если это допускает преобразователь прибора), точно воспроизводить низкочастотные переходные процессы, а также простота конструкции датчика и его высокая надежность.

1.2 ТЕМЫ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1. Способы возбуждения вибрации и динамического управления ею.
2. Электромагнитные вибровозбудители .
3. Центробежные вибровозбудители.
4. Вибраторы вибрационных машин для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий.
5. Вибрационные вальцы.
6. Вибрационные катки.
7. Вибрационные машины различного назначения.
8. Изучение патентных материалов для подготовки рефератов и анализа состояния изучаемых вопросов.

2. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1. Перечень тем практических занятий

1. Вибровозбудители.
2. Вибрационные конвейеры.
3. Вибрационные грохоты.
4. Глубинные вибровозбудители для уплотнение бетонных смесей.
5. Вибрационные площадки.
6. Вибрационные машины для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий.
7. Вибропогружатели.
8. Вибромолоты.
9. Расчет дебалансов, упругих элементов.

3. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

3.1. Средства диагностики результатов учебной деятельности

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- устный и письменный опрос во время практических занятий;
- проведение текущих контрольных работ (заданий) по отдельным темам;
- защита выполненных на практических занятиях индивидуальных заданий;
- выступление студента на конференции по подготовленному реферату;
- сдача зачета.

3.2. Вопросы к зачету

1. Классификация вибрационных машин.
2. Сущность расчета вибро конвейеров.
3. Основные понятия колебательного движения.
4. Вертикальные виброконвейеры.
5. Свободные движение линейных систем с одной степенью свободы.
6. Конструктивные особенности и параметры виброконвейеров.
7. Способы возбуждения вибрации. Привести примеры.
8. Сущность расчета вибромолотов.
9. Типы вибровозбудителей механического колебательного движения.
10. Сущность расчета вибропогружателей.
11. Динамическое управление вибрацией.
12. Сущность расчета вибромашин для уплотнения грунтов.
13. Динамическое усилие вибрацией.
14. Вибромолоты : назначение, классификация, схемы.
15. Динамическая стабилизация вибрацией
16. Сущность конструктивного расчета виброгрохотов.
17. Динамические гашение вибрацией.
18. Сущность расчета глубинных вибровозбудителей.
19. Электромагнитные вибровозбудители: типы, преимущества, недостатки, применение.
20. Вибрационные конвейеры: классификация, преимущества, недостатки, характеристики.
21. Сущность расчета электромагнитных вибраторов.
22. Вибрационные площадки: классификация, характеристики.
23. Центробежные вибровозбудители: типы, преимущества, недостатки, применение.
24. Основные показатели и параметры виброгрохочения.
25. Схемы центробежного генерирования одночастотных вынужденных воздействий.
26. Прицепные виброкатки и их характеристики.
27. Основные правила выбора и установки вибраторов общего назначения
28. Виброплиты и вибротрамбовки.
29. Глубинные вибровозбудители для уплотнения бетонных смесей: классификация, характеристики.
30. Самоходные катки: схемы, характеристики.
31. Вибрационные грохоты: назначение, классификация, характеристики.
32. Основные эксплуатационные параметры виброплощадок.
33. Вибрационные машины для уплотнения грунтов, дорожных оснований и покрытий: классификация, основные параметры, преимущества, недостатки.
34. Требования ,предъявляемые к виброконвейерам.
35. Способы изготовления бетонных и железобетонных изделий.
36. Вибропогружатели: назначение, классификация, схемы.

- 37. Комбинированные катки.
- 38. Защита персонала и сооружений от действия вибрации.

4. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1. Учебная программа

Учебная программа по учебной дисциплине «Вибрационные машины в строительстве» разработана на основании образовательного стандарта ОСВО 1-36 11 01 2013

Целью изучения учебной дисциплины является приобретение студентами знаний конструкций, рабочих процессов, методов расчета технологических и конструктивных параметров, нагрузок в вибрационных машинах, применяемых для формирования железобетонных изделий, для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий и т.п.

Основными задачами преподавания учебной дисциплины являются:

– изучение инженерных методов расчета вибрационных машин, применяемых в строительной отрасли.

В результате изучения учебной дисциплины «Вибрационные машины в строительстве» студент должен:

знать:

- способы возбуждения вибрации и динамического управления ею;
- защиту персонала и сооружений от действия вибрации;
- методы снижения вредной вибрации;

уметь:

- выбирать и рассчитывать электромагнитные и центробежные вибраторы, грохоты, виброкатки, вибромолоты, виброконвейеры и др., производить технико-экономическую оценку этих машин.

владеть:

- основами проектирования вибрационных машин применяемых в строительстве;
- методами технического диагностирования.

Освоение данной учебной дисциплины обеспечивает формирование следующих компетенций:

АК-1. Уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач.

АК-6. Владеть междисциплинарным подходом при решении проблем.

АК-7. Иметь навыки, связанные с использованием технических устройств, управлением информацией и работой с компьютером.

АК-11. Применять соответствующий физико-математический аппарат, методы математического анализа и моделирования, теоретического и экспериментального исследования в физике, химии, экологии для решения проблем, возникших в ходе профессиональной деятельности.

СЛК-5. Быть способным к критике и самокритике (критическое мышление).

СЛК-6. Уметь работать в команде.

СЛК-7. Самостоятельно приобретать и использовать в практической деятельности новые знания и умения, в том числе в новых областях знаний, непосредственно не связанных со сферой деятельности.

ПК-8. Владеть методами расчета энергетических, кинематических, динамических и силовых параметров ПТМ и СДМ и их проектирования.

ПК-15. В составе группы специалистов по проектированию ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников или самостоятельно разрабатывать перспективный план развития отдельных машин, выполнять технико-экономическое обоснование структурной единицы машины или машины в целом.

ПК-16. Рассчитывать и проектировать ПТМ и СДМ, лифты и подъемники общего и специального назначения, работающих в условиях динамического нагружения в повторно-кратковременном режиме.

Согласно учебным планам на изучение учебной дисциплины отведено: - для очной формы получения высшего образования всего 110 ч., из них аудиторных - 70 часов;

- для заочной формы получения высшего образования всего 140 ч., из них аудиторных - 14 часов;

Распределение аудиторных часов по курсам, семестрам и видам занятий приведено в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Очная форма получения высшего образования					
Курс	Семестр	Лекции, ч	Лабораторные занятия, ч	Практические занятия, ч	Форма текущей аттестации
2	4	52		18	зачет

Таблица 2

Заочная форма получения высшего образования					
Курс	Семестр	Лекции, ч	Лабораторные занятия, ч	Практические занятия, ч	Форма текущей аттестации
3	6	8		6	зачет

СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

Раздел I. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВИБРАЦИОННЫХ МАШИНАХ

Тема 1.1. Общие положения

Классификация вибрационных машин. Основные понятия. Схематизация работы вибромашин.

Тема 1.2. Способы возбуждения вибрации и динамического управления ею

Типы вибровозбудителей. Динамическое управление вибрацией. Динамическое усиление. Динамическое управление траекторией вибрации.

Раздел 2. ВИБРОВОЗБУДИТЕЛИ

Тема 2.1. Электромагнитные вибровозбудители (ЭВВБ)

Классификация ЭВВБ. Схемы питания. Характеристики. Расчет электромагнитных вибраторов.

Тема 2.2. Центробежные вибровозбудители (ЦВВБ) общего назначения

Классификация ЦВВБ. Схемы центробежного генерирования одночастотных вынужденных воздействий. Дебаласные ВВБ общего назначения их характеристики. Основные правила выбора и установки вибраторов общего назначения. Расчет параметров маятников ВВБ.

Раздел 3. ВИБРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ

Тема 3.1. Вибрационные грохоты (ВГ)

Назначение, конструктивные схемы, характеристики. Расчет основных параметров режима работы ВГ. Производительность и эффективность грохочения. Конструктивный расчет ВГ.

Тема 3.2. Глубинные вибровозбудители для уплотнения бетонных смесей

Классификация, характеристики. Расчет и проектирование глубинных вибраторов для уплотнения бетона.

Тема 3.3. Вибрационные площадки и установки для формирования железобетонных изделий

Основные типы, характеристики. Расчет основных параметров, режима работы.

Тема 3.4. Вибрационные машины для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий

Классификация, характеристика. Катки, виброплиты, вибротрамбовки, вибробрусья. Расчет вибромашин. Вибраторы дорожных катков и плит. Определение мощности двигателя привода вибраторов.

Тема 3.5. Вибрационные конвейеры (ВК) и питатели

Классификация вибрационных и транспортирующих машин. Требования, предъявляемые к ВК. Конструктивные особенности и параметры ВК. Элементы конвейеров. Вертикальные ВК. Расчет конвейеров.

Тема 3.6. Вибропогружатели

Классификация, характеристики, основные типы. Расчет.

Тема 3.7. Вибромолоты

Классификация, характеристики, основные типы. Расчет.

Тема 3.8. Общие вопросы расчета и конструирования вибрационных машин

Конструкции и расчет дебалансов, упругие элементы, виброустойчивые подшипники, виброудароустойчивые электродвигатели. Приведение параметров системы.

Раздел 4. ЗАЩИТА ОТ ВРЕДНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ

Тема 4.1. Защиты персонала и сооружений от действия вибрации

Санитарное нормирование вибрации. Методы снижения вредной вибрации. Пространственная виброизоляция.

Тема 4.2. Виброизмерительные приборы

Классификация, измеряемые величины. Инерционные. Механо-электрические датчики: принцип их действия.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
очная форма получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов УСР	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	4 семестр							
1	Основные сведения о вибрационных машинах							
1.1.	Общие положения	2						
1.2.	Способы возбуждения вибрации и динамического управления ею	4						
2	Вибровозбудители							
2.1.	Электромагнитные вибровозбудители (ЭВВБ)	2	2					
2.2.	Центробежные вибровозбудители (ЦВВБ) общего назначения	2	2					
3	Вибрационные машины							
3.1.	Вибрационные грохоты (ВГ)	4	2					
3.2.	Глубинные вибровозбудители для уплотнения бетонных смесей	4	2					
3.3.	Вибрационные площадки и установки для формирования железобетонных изделий.	4	2					
3.4.	Вибрационные машины для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий	10	4					
3.5.	Вибрационные конвейеры (ВК) и питатели	6	2					
3.6	Вибропогружатели	2						
3.7	Вибромолоты	4	2					
3.8	Общие вопросы расчета и конструирования вибрационных машин	6						
4	Защита от вредного действия вибрации							

4.1.	Защиты персонала и сооружений от действия вибрации	2							
4.2.	Виброизмерительные приборы								
	Итого за семестр	52	18					зачет	
	Всего аудиторных часов	70							

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
заочная форма получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов УСР	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	5 семестр							
1	Установочная лекция	2						
	6 семестр							
1	Основные сведения о вибрационных машинах	1						
1.1.	Общие положения							
1.2.	Способы возбуждения вибрации и динамического управления ею							
2	Вибровозбудители	1						
2.1.	Электромагнитные вибровозбудители (ЭВВБ)							
2.2.	Центробежные вибровозбудители (ЦВВБ) общего назначения							

3	Вибрационные машины	5,5	6					
3.1.	Вибрационные грохоты (ВГ)							
3.2.	Глубинные вибровозбудители для уплотнения бетонных смесей							
3.3.	Вибрационные площадки и установки для формирования железобетонных изделий.							
3.4.	Вибрационные машины для уплотнения грунта, дорожных оснований и покрытий: классификация, характеристика							
3.5.	Вибрационные конвейеры (ВК) и питатели							
3.6	Вибропогрузатели							
3.7	Вибромолоты							
3.8	Общие вопросы расчета и конструирования вибрационных машин							
4	Защита от вредного действия вибрации	0,5						
4.1.	Защиты персонала и сооружений от действия вибрации							
4.2	Виброизмерительные приборы							
	Итого за семестр	8	6					зачет
	Всего аудиторных часов		14					

4.2. Список рекомендуемой литературы

Основная литература

1. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве М.: Высшая школа, 1977.
2. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник (под ред. В.А. Баумана и др.) М.: Машиностроение, 1970
3. В.П. Сергеев Строительные машины и оборудование. М.: Высшая школа, 1987
4. Н.Я. Хархута и др. Дорожные машины. Л. Машиностроение, 1968
5. Бауман В.А. Клушанцов Б.В., Мартынов В.Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. Машиностроение, 1981.
6. Горбовец М.Н. Вибрационная техника строительной индустрии. Машиностроение, 1979 г.
7. Вавилов А.В. Вибрационная техника для уплотнения и устройства дорожных оснований и покрытий: пособие для студентов специальностей 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» и 1-70 03 01 «Автомобильные дороги» /сост: А.В. Вавилов [и др.]. – Минск :БНТУ, 2021.-66с.
8. Спиваковский А.О., В.К. Дьячков. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983.

Дополнительная литература

1. Теория, конструкция и расчет дорожных машин. Под ред. М.А. Гобермана, М.: Машиностроение, 1979г.
2. Морозов М.К. Механическое оборудование заводов строительных материалов. Киев: Вища школа. 1986г.
3. Морозов М.К. Механическое оборудование заводов сборного железобетона. Расчетно-практические упражнения и курсовое проектирование. Киев: Вища школа. 1982г.
4. Журналы «Строительные и дорожные машины»
«Механизация строительства»
«Механизация и автоматизация производства».