



Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Д.Д. Хамидулина

**РАСЧЕТ И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ
ПРЕДПРИЯТИЙ СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ**

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве практикума*

Магнитогорск
2015

УДК 666.98.02 (075)
ББК 38.626.2 я 7

Рецензенты:

Кандидат технических наук,
директор управления технической экспертизы,
ООО «ВЕЛД»
М.В. Нащёкин

Доктор технических наук,
заведующий кафедрой проектирования зданий и строительных конструкций,
ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»
А.Л. Кришан

Хамидулина Д.Д.

Расчет и выбор оборудования предприятий строительной индустрии [Электронный ресурс] : практикум / Даля Дагатовна Хамидулина ; ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова». – Электрон. текстовые дан. (1,63 Мб). – Магнитогорск : ФГБОУ ВПО «МГТУ», 2015. – 1 электрон. опт. диск (CD-R). – Систем. требования : IBM PC, любой, более 1 GHz ; 512 Мб RAM ; 10 Мб HDD ; MS Windows XP и выше ; Adobe Reader 8.0 и выше ; CD/DVD-ROM дисковод ; мышь. – Загл. с титул. экрана.

В практикуме приведены технологические конструктивные и кинематические схемы и расчеты основного оборудования, используемого на предприятиях строительной индустрии.

Практикум предназначен для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 270800.62 «Строительство» (профиль подготовки «Производство строительных материалов, изделий и конструкций») и 240100.62 «Химическая технология» (профиль подготовки «Технология тугоплавких неметаллических и силикатных материалов»).

УДК 666.98.02 (075)
ББК 38.626.2 я 7

© Хамидулина Д.Д., 2015
© ФГБОУ ВПО «Магнитогорский
государственный технический
университет им. Г.И. Носова», 2015

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	4
1 РАСЧЕТ УСТАНОВКИ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ АРМАТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫТЯЖКОЙ.....	5
1.1 Последовательность и методика расчета основных параметров	5
1.2 Пример расчета стенда для механического уплотнения арматурной стали вытяжкой	8
1.2.1 Кинематический расчет передачи	9
2 РАСЧЕТ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКОГО НАТЯЖЕНИЯ АРМАТУРЫ.....	10
2.1 Последовательность и методика расчета основных параметров	11
2.2 Пример расчета основных параметров установки электротермического натяжения	18
3 РАСЧЕТ БЕТОНОУКЛАДЧИКОВ С ВИБРИРУЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ.....	20
3.1 Расчет вибронасадки	20
3.2 Расчеты питателей бетоноукладчиков	23
4 РАСЧЕТ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ МНОГОПУСТОТНЫХ ИЗДЕЛИЙ	26
4.1 Определение мощности электродвигателя для перемещения тележки с траверсой вибропуансонов	28
4.2 Пример расчета установки для формования многопустотных изделий.....	30
5 ОСНОВЫ ВЫБОРА И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И УЗЛОВ ВИБРОПЛОЩАДКИ.....	33
5.1 Типовой расчёт виброплощадки с вертикально направленными колебаниями	34
5.2 Последовательность расчёта и расчётные формулы	35
5.2.1 Определение грузоподъемности виброплощадки.....	35
5.2.2 Выбор частоты и амплитуды колебаний.....	36
5.2.3 Определение суммарного веса и массы колеблющихся частей виброплощадки	36
5.2.4 Определение собственной частоты колебаний колеблющейся системы виброплощадки и суммарной жесткости упругих опор (пружин)	37
5.2.5 Определение необходимого кинетического момента колеблющейся системы и вибраторов	37
5.2.6 Расчёт узлов и деталей виброплощадки.....	39
5.2.7 Пример расчета унифицированной виброблочной виброплощадки вертикально направленных колебаний.....	43
5.2.8 Расчет нижней (большой) и верхней (малой) пружин.....	45
6 ЦЕНТРИФУГИ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ НАПОРНЫХ И БЕЗНАПОРНЫХ ВОДОВОДОВ, ТРУБ, ОПОР ЛЭП.....	47
6.1 Определение основных расчетных зависимостей и параметров	47
6.1.1 Определение количества бетона, необходимого для формования изделия	48
6.1.2 Определение скоростей вращения формы на различных режимах.....	49
6.1.3 Определение необходимой мощности центрифугирования, приведенной к оси центрифуги и мощности электродвигателя	50
6.1.4 Определение суммарного момента сопротивления вращению формы для различных типов центрифуг	51
6.2 Пример расчета осевой центрифуги	54
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	58

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплины «Механическое оборудование предприятий строительной индустрии» и «Оборудование и основы проектирования» являются основными в формировании специалистов по технологии для производства строительных материалов, и дает им подготовку для проектной и научной работы и работы по эксплуатации этого оборудования.

Практикум предусматривает, главным образом, разработку оборудования заводов ЖБИ, т.е. смесительного, формовочного, бетоноукладочного и т.п., но не исключает и проектирования оборудования силикатной и керамической промышленности.

В практикуме содержатся сведения об устройстве и работе машин и оборудования заводов ЖБИ, т.е. смесительного, формовочного, бетоноукладочного и т.п., а также расчетные формулы для определения технологических параметров машин. Машин и оборудование рассмотрены с позиций их использования в интенсивных и ресурсосберегающих технологиях.

Данный электронно-образовательный ресурс предназначен для выполнения обучающимися курсовых проектов по дисциплинам «Механическое оборудование предприятий строительной индустрии» и «Оборудование и основы проектирования». Выполнение курсового проекта имеет своей целью закрепить теоретические и практические знания студентов по слушаемому курсу, привить им способности критической оценки выбираемого и рассчитываемого оборудования, научить пользоваться каталогами, справочниками и различной информационной литературой, научить выполнять кинематические, эксплуатационные и механические расчёты проектируемой машины, применить на практике умение чертить и оформлять чертежи.

Все расчёты, производимые в ходе работы над проектом, имеют прикладной характер – это, главным образом, расчёты передач, привода рабочих органов, фундаментов, необходимой мощности, производительности и т.п.

1. РАСЧЕТ УСТАНОВКИ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ АРМАТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫТЯЖКОЙ

Механическое упрочнение мягких малоуглеродистых и низколегированных арматурных сталей, типа СТ5 или 25Г2С (классы А-300, А-400), являются одним из способов осуществления рассматриваемого в сопротивлении материалов так называемого наклепа, в результате которого повышается прочность стали, и ее предел пропорциональности за счет структурной перестройки кристаллической решетки стали без изменения ее химического состава.

Так, если металлический стержень подвергнуть напряжению σ , превышающему предел текучести, то последующая разгрузка произойдет по кривой A_1O_1 и стержень получит остаточное удлинение (рис. 1.1.).

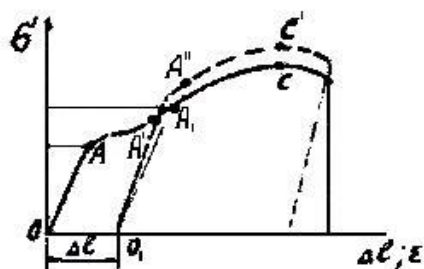


Рис. 1.1. Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

Если этот же стержень через некоторое время вновь подвергнуть нагрузке, то кривая растяжения пройдет по точкам O_1, A', C_1 , предел пропорциональности переместится из точки A в точку A'' , предел прочности из точки C в точку C' , т.е. механическая прочность образца возрастает и сталь, в дальнейшем, может быть подвергнута большему предварительному напряжению в пределах ее нового значения предела пропорциональности.

Среди большого количества различных натяжных стенов для механического упрочнения вытяжкой рассмотрим расчет стенов с приводом через клиноременную и цепную передачу и винт (рис. 1.2).

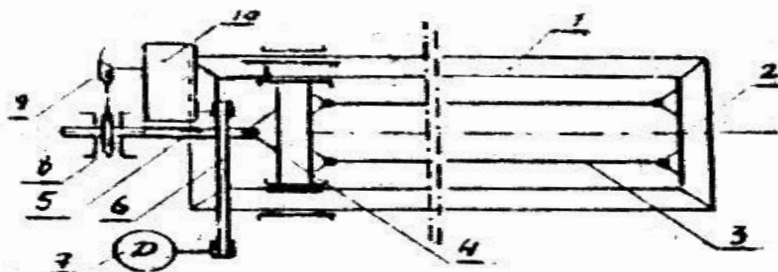


Рис. 1.2. Схема стенов с приводом через клиноременную и цепную передачу и винт:
 1 – рама; 2 – неподвижная траверса; 3 – растягиваемые стержни; 4 – подвижная траверса;
 5 – винт; 6 – клиноременная передача; 7 – эл. двигатель; 8 – гайка звездочка;
 9 – цепная передача; 10 – редуктор.

1.1. Последовательность и методика расчета основных параметров

Из технологических соображений для упрочнения арматурной стали класса А-300 удлинение ее при вытяжке не должно превышать 6,5%, класса А-400 – 2,5-4,5%. Это соответствует расчетным напряжениям вытяжки для СТ5 - $[\sigma_p] = 5500 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$, для стали 25Г2С - $[\sigma_p] = 4500 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Соответственно этим расчетным напряжением вытяжки усиление натяжения каждого вытягиваемого стержня будет:

$$P' = \sigma_p \cdot F \quad [H] \quad (1.1)$$

Усилие на винте, растягивающем одновременно все стержни,

$$P = \sigma_p \cdot F \cdot i \quad [H], \quad (1.2)$$

где F – площадь поперечного сечения стержня, m^2 ;

i – количество одновременно растягиваемых стержней.

Расчетное усилие на винте с учетом и возникающих в нем деформаций кручения следует брать несколько больше:

$$P_p = k \cdot P \quad [H], \quad (1.3)$$

где коэффициент $k=1,2-1,3$.

Внутренний диаметр тягового винта из расчета на растяжение будет:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P_p}{\pi \cdot [\sigma]_p}} \quad [M], \quad (1.4)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения для материала винта, H/m^2 .

По найденному внутреннему диаметру резьбы винта d_1 , приняв тип резьбы (метрическая основная, трапециевидная или прямоугольная), устанавливаются по таблицам резьб ГОСТ 11708-82 наружный диаметр резьбы d_2 , средний диаметр d_{cp} и шаг резьбы S .

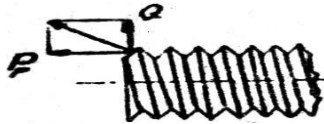


Рис. 1.3. Схема определения окружного усилия

Найденное ранее расчетное усилие винта P_p есть его осевое усилие, тогда окружное усилие, действующее на гайке, отнесенное к оси винта (рис. 1.3.)

$$Q = P_p \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho) \quad H, \quad (1.5)$$

где λ – угол подъема винтовой линии;

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi \cdot d_{cp}}; \quad \operatorname{tg} \rho = f; \quad (1.6)$$

где d_{cp} – средний диаметр резьбы винта; f – коэффициент трения в винтовой паре, в который можно принимать $f=0,1$.

Винт натяжного стенда должен быть самотормозящийся, поэтому необходимо провести проверку на выполнение условия:

$$\operatorname{tg} \lambda \leq \operatorname{tg} \rho, \quad (1.7)$$

Определив окружное усилие Q , находим крутящий момент на валу винта

$$M_{кр} = \frac{Q \cdot d_{cp}}{2} \quad [H \cdot M] \quad (1.8)$$

и мощность, отнесенную к оси винта

$$N = \frac{M_{кр} \cdot n}{9554} \quad [кВт]. \quad (1.9)$$

Число оборотов винта в минуту:

$$n = \frac{60 \cdot V}{S} \quad [об / мин], \quad (1.10)$$

где V – скорость подачи стержня при растяжении, $m/сек$.

Во избежание динамического обрыва стержней скорость V не должна превышать:

$$V = 0,05 - 0,1 \quad [m / мин]. \quad (1.11)$$

Мощность электродвигателя:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}}} \quad [\text{кВт}], \quad (1.12)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – к.п.д. привода.

В данном случае

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{р.п.}} \cdot \eta_{\text{ред.}} \cdot \eta_{\text{ц.п.}}, \quad (1.13)$$

где $\eta_{\text{ред.}}$ – к.п.д. редуктора; $\eta_{\text{р.п.}}$ – к.п.д. ременной передачи; $\eta_{\text{ц.п.}}$ – к.п.д. цепной передачи.

Проверка резьбы гайки-звездочки проводится определением необходимого числа витков из условий невыдавливания смазки и прочности витка резьбы на изгиб.

В первом случае требуемое число витков из условия невыдавливания смазки:

$$Z = \frac{4P_p}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot [q]}, \quad (1.14)$$

где $[q]$ – допускаемое удельное давление из условия невыдавливания смазки:

$$[q] = 100 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 - 50 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Требуемое число витков из условия прочности на изгиб:

$$Z = \frac{3P_p}{\pi \cdot d_2 \cdot a \cdot [\sigma]_u}, \quad (1.15)$$

где $[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение изгиба: $[\sigma]_u = 800 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$;

a – высота витка резьбы, взятая по основанию.

Приняв большее из двух полученных значений число витков, определяем необходимую длину резьбовой части гайки-звездочки привода:

$$L = Z \cdot S \quad (1.16)$$

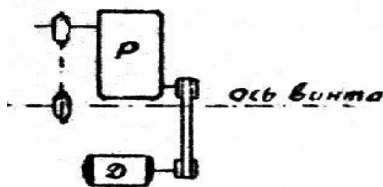


Рис. 1.4. Кинематическая схема привода

Кинематический расчет привода установки заключается в подборе передаточных чисел звеньев кинематической цепи и выборе редуктора (рис. 1.4.).

Приняв по расчетному значению мощности двигателя соответствующий электродвигатель из числа асинхронных двигателей переменного трехфазного тока, установим его синхронное число оборотов n_c об/мин.

Общее передаточное число привода:

$$i_o = \frac{n_{\text{д}}}{n} = i_{\text{р.п.}} \cdot i_{\text{ред.}} \cdot i_{\text{ц.п.}} \quad (1.17)$$

Из условий удобства монтажа и эксплуатации цепного привода, чтобы не увеличивать диаметр гайки-звездочки, передаточное число цепной передачи целесообразно принимать не более 2.

Передаточное число редуктора:

$$i_{\text{ред.}} = \frac{i_o}{i_{\text{р.п.}} \cdot i_{\text{ц.п.}}} \quad (1.18)$$

По найденному передаточному числу редуктора и передаваемой им мощности подбирается серийный двухступенчатый редуктор.

1.2 Пример расчета стэнда для механического уплотнения арматурной стали ВЫТЯЖКОЙ

Исходные данные для расчета:

Марка стали25Г2С;
Количество одновременно растягиваемых стержней3;
Диаметр стержня $d_1 = 22$ мм;
Площадь поперечного сечения $F = 380$ мм².

При удлинении вытяжкой 3,5% расчетное напряжение вытяжки: $\sigma_p = 4500 \cdot 10^5$ Н/м².

Растягивающее усилие на винте:

$$P = \sigma_p \cdot F \cdot i = 4500 \cdot 10^5 \cdot 380 \cdot 10^{-6} \cdot 3 = 510 \text{ кН}.$$

Расчетное растягивающее усилие

$$P_p = k \cdot P = 1,2 \cdot 510 = 600 \text{ кН}.$$

Внутренний диаметр винта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P_p}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 600 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 800 \cdot 10^5}} = 0,08 \text{ м} = 80 \text{ мм}.$$

Винт СТ4: $[\sigma]_p = 800 \cdot 10^5$ Н/м².

Принимаем резьбу трапецеидальную.

По ГОСТ 9484 ближайший внутренний диаметр принимаем $d_1 = 78$ мм, что допустимо за счет некоторого незначительного снижения коэффициента запаса К.

Тогда наружный диаметр $d = 100$ мм, средний диаметр $d_{cp} = 90$ мм, шаг резьбы $S = 20$ мм.

Угол подъема винтовой линии:

$$\lambda = \arctg \frac{S}{\pi \cdot d_{cp}} = \arctg \frac{20}{3,14 \cdot 90} = 4^\circ 30',$$

угол трения $\rho = \arctg f = \arctg 0,1 = 5^\circ 50'$

$$\operatorname{tg}(\lambda + \rho) = \operatorname{tg} 10^\circ 20' = 0,182.$$

Окружное усилие:

$$Q = P_p \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho) = 600 \cdot 0,182 = 109 \text{ кН}.$$

Проверка на самоторможение винтовой пары:

$$\operatorname{tg} \lambda = \operatorname{tg} 4^\circ 30' < \operatorname{tg} \rho = \operatorname{tg} 5^\circ 50',$$

условие самоторможения выдержано.

Крутящий момент на валу винта

$$M_{кр.} = 109 \cdot 10^3 \cdot 0,045 = 4900 \text{ Нм}.$$

Число оборотов винта в минуту:

$$n = \frac{60 \cdot V}{S} = \frac{60 \cdot 0,0017}{0,02} = 5 \text{ об/мин.}$$

при $V = 0,00168$ м/с.

Мощность на валу винта:

$$N = \frac{M_{кр.} \cdot n}{9554} = \frac{4900 \cdot 5}{9554} = 2,56 \text{ кВт}.$$

к.п.д. привода: $\eta_{np.} = \eta_{ред.} \cdot \eta_{р.н.} \cdot \eta_{ц.н.} = 0,9 \cdot 0,94 \cdot 0,9 = 0,76$

Мощность электродвигателя:

$$N_{\delta} = \frac{N}{\eta_{np.}} = \frac{2,56}{0,76} = 3,22 \text{ кВт} .$$

Принимаем двигатель АО2-42-6: $N_{\delta}=4$ кВт, $n_{\delta}=955$ об/мин.

Требующееся число витков гайки-звездочки:

Из условия невыдавливания смазки:

$$Z = \frac{4 \cdot P_p}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot [q]} = \frac{4 \cdot 600 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,078^2) \cdot 50 \cdot 10^5} = 3$$

из условия прочности на изгиб:

$$Z = \frac{3P_p}{\pi \cdot d_2 \cdot a \cdot [\sigma]_p} = \frac{4 \cdot 600 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,011 \cdot 800 \cdot 10^5} = 8$$

$$a = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{100 - 78}{2} = 11 \text{ мм} = 0,011 \text{ м} .$$

Принимаем число витков гайки-звездочки: $Z=8$,

длина резьбовой части гайки: $L = Z \cdot S = 8 \cdot 20 = 160 \text{ мм} .$

1.2.1 Кинематический расчет передачи

Общее передаточное число привода:

$$i = \frac{n_o}{n} = i_{р.н.} \cdot i_{ред.} \cdot i_{ц.н.} = \frac{955}{5} = 191 .$$

Примем: $i_{ц.н.} = 2$; $i_{р.н.} = 3$.

Передаточное число редуктора:

$$i_{ред.} = \frac{i_o}{i_{р.н.} \cdot i_{ц.н.}} = \frac{190}{3 \cdot 2} = 31,7 .$$

Выбираем редуктор РМ-350 с передаточным числом $i_p=31,5$.

2. РАСЧЕТ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКОГО НАТЯЖЕНИЯ АРМАТУРЫ

Способ электротермического натяжения арматуры основан на свойстве температурного расширения (удлинения) стали при прохождении по ней электрического тока. Арматурный элемент, удлинившийся при прохождении через него электрического тока большой силы и малого напряжения, укладывается в горячем состоянии в упоры формы, фиксируясь в них, заранее заготовленными анкерными головками и при остывании напрягается на величину, соответствующую полученному удлинению.

Принципиальная технологическая схема электротермического натяжения представлена на рисунке 3.1.

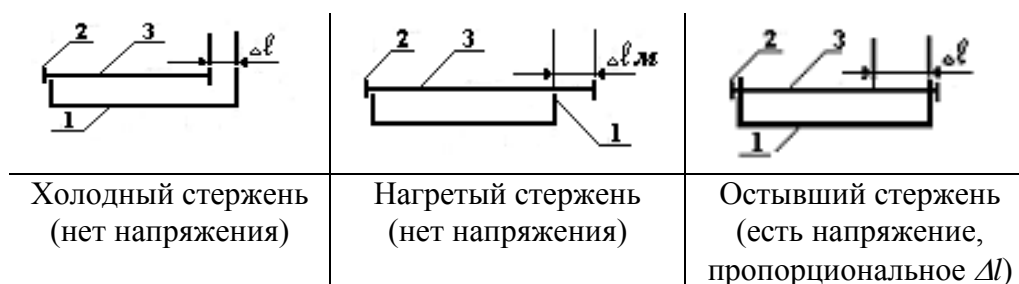


Рис. 2.1. Принципиальная технологическая схема электротермического натяжения: 1 - форма; 2 - анкерные головки; 3 - нагреваемый стержень; Δl – расчетное упругое удлинение; Δl_m – дополнительное монтажное удлинение.

Принципиальная схема последовательного включения арматурных стержней в сеть переменного электрического тока (рис. 2.2):

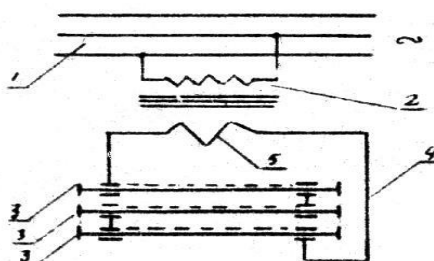


Рис. 2.2. Принципиальная схема последовательного включения арматурных стержней в сеть переменного электрического тока: 1 – сеть переменного трехфазного тока; 2 – трансформатор; 3 – нагреваемые стержни; 4 – цепь вторичной обмотки; 5 – вторичная обмотка трансформатора

Примечание: в качестве источника тока наиболее целесообразно применение, ввиду их удобной пологой характеристики, обычных сварочных трансформаторов типа СТЭ, СТАН, СТН, ТСД и др.

Рекомендуемые параметры электронагрева:

Напряжение	$U = 35 - 50 \text{ В}$
Сила тока	$I = 350 - 1500 \text{ А}$
Температура нагрева	$t_n = 350 - 450^\circ \text{ С}$
Время нагрева	от нескольких секунд до 2-3 минут
Затрата эл. энергии	$3 - 6 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{м}^3 \text{ -бетона}$

Примечания. 1. При электронагреве арматуры из высокоуглеродистой холоднотянутой проволоки, в целях снижения отрицательного влияния нагрева, время нагрева не более 15-20 сек. 2. Время нагрева для стержневой арматуры необходимо подбирать исходя из скорости нагрева 4-5⁰С в секунду, но не более 2-3 минут.

Расчет основных параметров электротермического натяжения содержит:

Определение необходимого расчетного напряжения арматуры.....	σ_p [н/м ²]
Определение необходимого расчетного удлинения арматурного элемента.....	Δl_p [м, см]
Определение необходимой температуры нагрева.....	t_n [°С]
Определение необходимой средней силы тока для нагрева.....	I [А]
Определение напряжения тока	U [В]
Определение необходимой мощности трансформаторов	P [квт]

В расчетном задании обычно дается:

1. Марка арматурной стали;
2. Количество одновременно нагреваемых стержней;
3. Характеристика стержней: длина l и диаметр поперечного сечения d .

Примечание. Технические характеристики арматурных сталей.

2.1 Последовательность и методика расчета основных параметров

1. Определение необходимого расчетного напряжения арматурной стали:

для мягких пластичных сталей: $\sigma_p = 0,9 \sigma_m$;

для жестких и упрочненных сталей: $\sigma_p = 0,65 \sigma_в$;

где σ_m и $\sigma_в$ – пределы текучести и прочности удлиняемых сталей, [Н/м²].

2. Определение необходимого упругого удлинения арматурного стержня при нагреве:

$$\Delta l = \frac{\sigma_p \cdot l_p}{E}, \quad (2.1)$$

где l_p – нагреваемая длина стержня, измеряемая между контактными зажимами;

E – модуль упругости I рода нагреваемой стали.

В среднем для арматурных сталей можно принимать: $E = 2,1 \times 10^6$ кг/см²; ($2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м²).

Расчетное удлинение стержня должно быть несколько больше с учетом податливости системы (игра упоров, осадка бетона и т.п.), что учитывается введением коэффициента податливости K и необходимого монтажного удлинения, для облегчения свободной укладки нагретого стержня в упоры. Поэтому:

$$\Delta l_p = K \frac{\sigma_p \cdot l_p}{E} + \Delta l_m. \quad (2.2)$$

Коэффициент податливости принимается в пределах: $K = 1,1-1,5$.

Монтажное дополнительное удлинение Δl_m принимается из расчета 1 мм на каждый погонный метр расчетной длины арматурной заготовки.

3. Принятое окончательное расчетное удлинение позволяет определить требующуюся температуру нагрева стержня (без учета температуры стержня до его нагревания, принимаемый обычно равной температуре окружающей среды – $t_{o.c.}$)

$$t_n = \frac{\Delta l_p}{\alpha \cdot l_p} [^{\circ}\text{C}], \quad (2.3)$$

где α - коэффициент линейного температурного расширения арматурной стали.

В среднем можно принимать $\alpha=13,0 \times 10^{-6}$ [м/1 $^{\circ}$ С].

Более точные значения коэффициента α , зависящие от температуры стержня, принимаются по таблице 2.1.

Таблица 2.1

Точные значения коэффициента α в зависимости от температуры стержня

Вид стали	α при температуре, $^{\circ}\text{C}$			
	200	300	400	500
Малоуглеродистая и низколегированная	$12,5 \times 10^{-6}$	$12,9 \times 10^{-6}$	$13,6 \times 10^{-6}$	$14,2 \times 10^{-6}$
Высокопрочная холоднотянутая проволока	$12,7 \times 10^{-6}$	$13,2 \times 10^{-6}$	$14,3 \times 10^{-6}$	15×10^{-6}

Полная температура нагрева стержня будет:

$$t = t_n + t_{o.c.} [^{\circ}\text{C}] \quad (2.4)$$

Необходимо проверить, чтобы эта температура не превышала в среднем 400-450 $^{\circ}\text{C}$, выше которой происходит разупрочнение, рекристаллизации стали.

Так, для сталей типа СТ5-25Г2С оптимальная температура нагрева 400 $^{\circ}\text{C}$, выше 450 $^{\circ}\text{C}$ уже происходит разупрочнение:

Для легированных сталей типа 20ХГ2Ц оптимальная температура нагрева составляет 400-450 $^{\circ}\text{C}$, выше 500 $^{\circ}\text{C}$ происходит разупрочнение.

4. Средняя сила тока, необходимая для нагрева стержня до расчётной температуры, определяется по формуле:

$$I = \sqrt{\frac{C_o \cdot C \cdot t_n + \beta \cdot F \cdot t_{cp.} \cdot T}{0,86 \cdot R_c \cdot T}} [A], \quad (2.5)$$

где C_o - общая масса всех одновременно нагреваемых стержней, кг;

C - коэффициент удельной теплоёмкости стали: $C= 0,11-0,12$ ккал/кг град.;

t_n - рассчитанная температура нагрева, [$^{\circ}\text{C}$];

$t_{cp.}$ - средняя, в процессе нагревания, температура стержня:

$$t_{cp.} = \frac{t_n + t_{o.c.}}{2} [^{\circ}\text{C}]; \quad (2.6)$$

β - коэффициент удельной теплопередачи в окружающую среду:

на открытом воздухе $\beta = 10$ ккал/ $\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град.}$,

в каналах $\beta = 5$ ккал/ $\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град.}$;

F - суммарная наружная поверхность всех одновременно нагреваемых стержней, м^2 ;

T - время нагрева, ч;

R_c - среднее омическое активное сопротивление всех последовательно включенных стержней, Ом:

$$R_c = K' \frac{\rho_{20^{\circ}}}{S} (1 + \psi \cdot t_{cp.}) \cdot l_{pc}, \quad (2.7)$$

где $\rho_{20^{\circ}}$ - удельное омическое сопротивление стали при 20 $^{\circ}$: $\rho_{20^{\circ}} = 0,13 - 0,15$ [Ом $\cdot \text{мм}^2 / \text{м}$];

S – площадь поперечного сечения нагреваемой арматуры (принимается по одному какому-либо стержню), мм²;

K' – коэффициент, зависящий от диаметра нагреваемого стержня, учитывающий изменение омического сопротивления стержня за счет поверхностного эффекта;

Таблица 2.2

Коэффициент изменения омического сопротивления стержня								
Диаметр стержня, см	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5
K'	1,42	1,67	1,82	2,04	2,24	2,37	2,45	2,76

$\psi = 0,0048-0,00625$ – температурный коэффициент электросопротивления стали, - показывающий насколько увеличивается электросопротивление при повышении температуры на 20°C на каждый градус;

l_{pc} – расчетная длина всех последовательно соединенных стержней, м;

t_{cp} – средняя температура нагрева, °C.

5. Напряжение во вторичной цепи трансформатора:

$$U = I \cdot R_c [B]. \quad (2.8)$$

Необходимо проследить, чтобы это напряжение, в целях электробезопасности, не превышало 30-50 В. В случае превышения этого напряжения необходимо уменьшить силу тока или сопротивление, или то и другое вместе, - увеличивая время нагрева и уменьшая количество одновременно нагреваемых стержней.

6. Необходимая активная мощность трансформатора:

$$P_a = \frac{U \cdot I}{\eta_T} [кВт]. \quad (2.9)$$

Полная мощность трансформатора:

$$P = \frac{U \cdot I}{\eta_T \cdot \cos \varphi} [кВт], \quad (2.10)$$

где η_T - коэффициент полезного действия трансформатора (принимается по характеристике выбранного трансформатора);

$\cos \varphi$ - коэффициент мощности на стороне потребителя, т.е. системы, подключенной к низкой стороне трансформатора (включая и нагреваемые стержни).

Для проектного расчета можно принимать: $\cos \varphi = 0,85-0,86$.

Определив требующуюся мощность, выбирается какой либо из сварочных трансформаторов. При недостатке мощности одного трансформатора включается параллельно два или, при необходимости, три однотипных трансформатора.

Данные для расчетов электротермического натяжения арматуры

Диаметр арматуры, мм	Площадь поперечного сечения, мм ²	Активное сопротивление 1 пог. метра, Ом 10 ⁻⁴ при °С				Полное сопротивление 1 пог. метра, Ом 10 ⁻⁴ при °С			
		300°	350°	400°	450°	300°	350°	400°	450°
10	78	51,4	58,5	61,2	65,7	58	63,3	68,8	74,2
12	113	40	43,8	47,6	51,2	47	51,3	54,8	60,2
14	154	33,2	36,7	39,5	42,5	38,4	41,8	45,6	49,2
16	201	28,5	31,2	34	36,5	33,2	36,2	39,4	42,4
18	254	25,2	27,6	30	32,6	29,4	32,1	34,9	37,6
20	314	22,6	24,8	26,9	29	26,4	28,8	31,3	33,8
22	380	20,7	22,7	24,6	26,5	24,4	26,6	29	31,2
25	491	18	19,7	21,4	23,1	21,2	23,1	25,2	27,1
28	616	16,2	17,7	19,3	20,7	18,9	20,7	22,5	24,3
32	804	14,2	15,5	16,8	18,2	16,7	18,2	19,8	21,3
36	1018	12,6	13,8	15,1	16,2	14,9	16,2	17,7	19,1

Принципиальная схема включения установки электротермического натяжения стержневой арматуры приведена на рисунке 2.3.

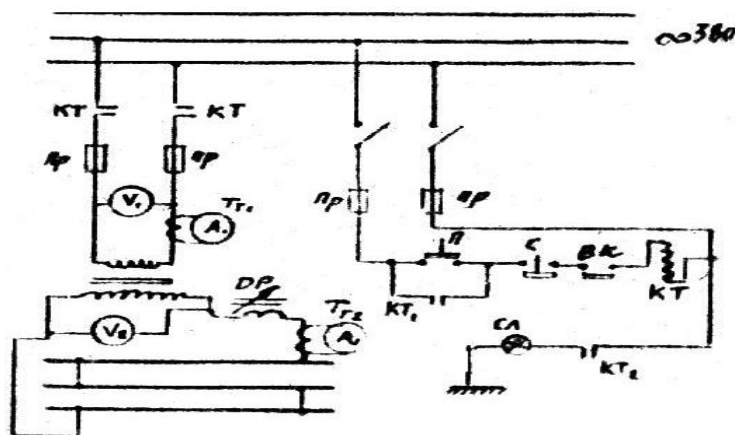


Рис. 2.3. Принципиальная схема включения установки электротермического натяжения стержневой арматуры: ДР – дроссельный регулятор; СЛ – сигнальная лампа; КЛ – электромагнитный включатель (ЭМК)

Процесс работы на установке: Стержни укладываются в плотные контактные зажимы подвижной и неподвижной стоек. Кнопкой КП включается через понижающий трансформатор контактор включения КЛ, и в цепь сварочного трансформатора поступает ток.

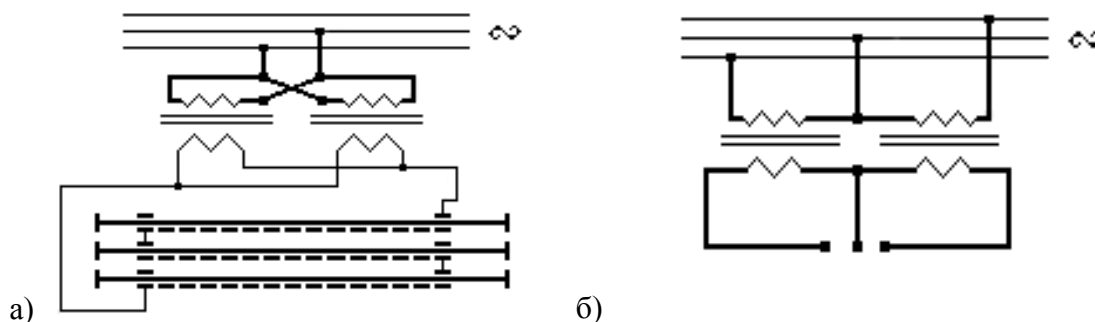
По мере нагревания стержни удлиняются, и подвижная стойка передвигается. По достижении заданной температуры, соответствующей требуемому удлинению стержня, рычаг, закрепленный на подвижной стойке, нажимает на конечный выключатель КВ, который разрывает электрическую цепь катушки контактора КЛ, и трансформатор отключается от сети. Одновременно включается сигнальная лампа ЛС, показывающая готовность стержня.

Нагретые стержни снимаются со стоек и укладываются в форму, а подвижная стойка, под действием пружин, возвращается в исходное положение, после чего цикл повторяется.

Существуют следующие схемы включения одновременно нескольких трансформаторов (при недостаточной мощности одного трансформатора):

1. Последовательное включение стержней с подключением двух трансформаторов в две фазы, допустимое для нагрева стержней диаметром до 18 мм (рис. 3.4, а);

2. При организации нагрева стержней с диаметром более 18 мм потребная мощность, количество трансформаторов и время нагрева возрастают, что вызывает серьезный перекося фаз в заводской электросети. В этом случае, для обеспечения равномерной нагрузки всех фаз, два трансформатора включаются по схеме (рис. 3.4, б).



Включение стержней может быть осуществлено «звездой» (рис. 3.5, а) или «треугольником» (рис. 2.5, б).

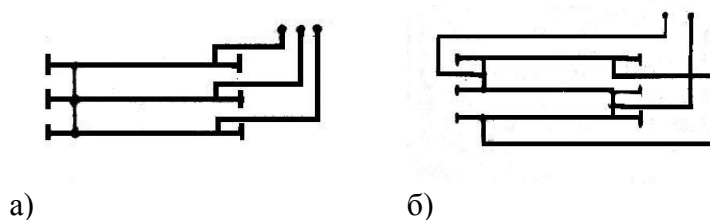


Таблица 2.4

Характеристика проволочной и стержневой арматуры

Условный диаметр стержня или проволоки, мм	Масса одного метра q , кг/м	Площадь поверхности одного метра f , м ²	Площадь поперечного сечения S , мм ²
3	0,056	0,0123	7,1
4	0,099	0,0165	12,6
5	0,155	0,020	19,6
10	0,62	0,041	78
12	0,89	0,049	113
14	1,21	0,058	154
16	1,58	0,065	201
18	2,0	0,075	254
20	2,47	0,082	314
22	2,98	0,092	380
25	3,85	0,103	491
28	4,83	0,114	616
32	6,31	0,131	804
36	7,99	0,147	1018

Таблица 2.5

Технические характеристики стандартных сварочных трансформаторов

Наименование показателей	Единица измерения	Тип трансформатора											
		С отдельным регулятором					С регулятором, объединенным в одной конструкции						
		СТЭ-23	СТЭ-24	СТЭ-32	СТЭ-34	ТС-100	СТН-500	СТН-700	СТН-1000	ТСД-1000	ТСД-2000	СТНД-500	СТНД-1000
Номинальная мощность	кВт	-	24,9	29	30	65	30	42	65	65	180	30	69
Первичное напряжение	В	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380	220-380
Вторичное напряжение при холостом ходе	В	65	65	65	65	65	65	65	65	65; 70	72; 80	60	69; 80
Номинальный коэффициент $P_{Вном}$	%	65	65	65	65	65	65	60	60	65	50	65	60
Номинальный сварочный ток при $P_{Вном}$	А	-	350	450	500	1000	500	700	1000	1000	2000	500	1000
Пределы регулируемого тока	α	50-420	100-500	100-700	150-700	100-1200	150-700	225-900	250-1200	400-1200	600-2800	175-800	400-1200
К.П.Д.	%	-	-	86	85	-	85	85	85	87	90	87	86
Коэффициент мощности		-	-	0,43	0,52	-	0,54	0,66	0,61	0,5	0,65	0,55	0,61

2.2 Пример расчета основных параметров установки электротермического натяжения

Исходные данные для расчета:

Марка арматурной стали20ХГ2Ц (класс IV);

Количество одновременно нагреваемых стержней3;

Диаметр стержня $d = 22$ мм;

Полная длина стержня $l = 6000$ мм;

Схема включения – последовательное включение стержней.

1. Необходимое расчетное напряжение арматурной стали и расчетного удлинения стержня

Предел прочности стали 20ХГ2Ц: $\sigma_g = 900 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

Расчетное напряжение:

$$\sigma_p = 0,72 \cdot \sigma_g = 0,72 \cdot 900 \cdot 10^6 = 650 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

Упругое удлинение стержня:

$$\Delta l = \frac{\sigma_p \cdot l_p}{E} = \frac{650 \cdot 10^6 \cdot 5,4}{2,1 \cdot 10^{11}} = 0,0168 \text{ м} = 16,8 \text{ мм}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2;$$

расчетная длина стержня $l_p = 6 - 2 \cdot 0,3 = 5,4 \text{ м}$.

Расчетное удлинение стержня

$$\Delta l_p = K \frac{\sigma_p \cdot l_p}{E} + \Delta l_m = 1,3 \cdot 0,0168 + 0,0054 = 0,027 \text{ м} = 27 \text{ мм},$$

где K – коэффициент податливости, принимаемый $= 1,3$;

Δl_m – монтажное удлинение, принимаемое из расчета 1 мм на каждый погонный метр расчетной длины стержня.

2. Необходимая температура нагрева

$$t_n = \frac{\Delta l_p}{\alpha \cdot l_p} = \frac{0,027}{13 \cdot 10^{-6} \cdot 5,4} = 383^\circ \text{C},$$

что не превышает предельно допустимой для стали 20ХГ2Ц температуры 450°C .

Полная температура нагрева:

$$t = t_n + t_{o.c.} = 383 + 17 = 400^\circ \text{C},$$

где $t_{o.c.}$ – температура окружающей среды в цехе, принимаемая 17°C .

Средняя сила активного тока в амперах:

$$I = \sqrt{\frac{G \cdot C \cdot t + \beta \cdot F \cdot t_{cp.} \cdot T}{0,86 \cdot R_c \cdot T}} = \sqrt{\frac{49,5 \cdot 0,12 \cdot 383 + 10 \cdot 1,49 \cdot 200 \cdot 0,05}{0,86 \cdot 0,0296 \cdot 0,05}} = 1420 \text{ А},$$

где G – общая масса всех одновременно нагреваемых стержней: $G = 3 \cdot 2,98 \cdot 5,4 = 49,5 \text{ кг}$;

C – коэффициент удельной теплоемкости: $C = 0,12 \text{ ккал/кг}^\circ \text{град}$;

$$t_{cp.} = \frac{t_n + t_{o.c.}}{2} = \frac{383 + 17}{2} = 200^\circ \text{C};$$

F – суммарная наружная поверхность всех одновременно нагреваемых стержней

$$F = 3 \cdot f \cdot l_p = 3 \cdot 0,092 \cdot 5,4 = 1,49 \text{ м}^2;$$

$\beta = 10 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}}$ - коэффициент удельной теплопередачи в окружающую среду;

T – время нагрева в часах, принимаем 0,05 часа (три минуты).

Среднее омическое активное сопротивление всех последовательно включенных стержней:

$$R_{cp.} = K \cdot \frac{\rho_{20^\circ}}{S} \cdot (1 + \psi \cdot t_{cp.}) \cdot l_p \cdot 3$$

$$R_{cp.} = 2,37 \frac{0,15}{380} \cdot (1 + 0,0048 \cdot 200) \cdot 5,4 \cdot 3 = 0,0296 \text{ Ом.}$$

Площадь поперечного сечения, принимаемая по одному из стержней: $S=380 \text{ мм}^2$.

Напряжение во вторичной цепи трансформатора: $U = I \cdot R_{cp.} = 1420 \cdot 0,0296 = 42 \text{ В}$, что допустимо.

Полная мощность трансформатора:

$$P = \frac{U \cdot I}{\eta_T \cdot \cos \varphi} = \frac{42 \cdot 1420}{0,9 \cdot 0,65 \cdot 1000} = 100 \text{ кВт.}$$

Принимаем два трансформатора СТН-1000, соединяемые параллельно.

3. РАСЧЕТ БЕТОНОУКЛАДЧИКОВ С ВИБРИРУЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Таблица 3.1

Технические характеристики бетоноукладчиков с ленточными питателями и вибрирующими устройствами

Показатели	7151/3СА	СМЖ-162	СМЖ-3507
Наибольшая ширина формуемых железобетонных изделий, мм	3300	3600	3600
Количество бункеров, шт	3	3	1
Суммарная емкость бункеров, м ³	4,9	4,0	4,0
Суммарная ширина ленты питателей большого бункера в мм	3160	1400	1400
Ширина ленты питателя малых бункеров, мм	650	650	-
Скорость движения ленты питателей, м/мин: - большого бункера - малого бункера	2,9 6,0	6,0 6,8	6,0 -
Скорость передвижения бетоноукладчика, м/мин	1,9-11,7	1,45-9,05	1,71-10,71
Установленная мощность, кВт	23,9	26,5	19,5
Ширина колеи рельс, мм	4500	4500	4500
Габаритные размеры, мм: длина ширина высота	4960 5980 3000	4460 5770 3050	3500 5840 3400
Масса, кг	15400	15770	14500

В бетоноукладчиках, в зависимости от конструкции, расчету подвергается: вибронасадка, механизм передвижения, механизм привода питателей, механизм подъема стрелы питателя и др.

3.1 Расчет вибронасадки

При прохождении бетонной смеси через вибронасадку во время его вибрирования, вибрирует бетонная смесь в объеме насадки, присоединенная часть бетонной смеси в форме и присоединенная часть формы (рис. 3.1.).

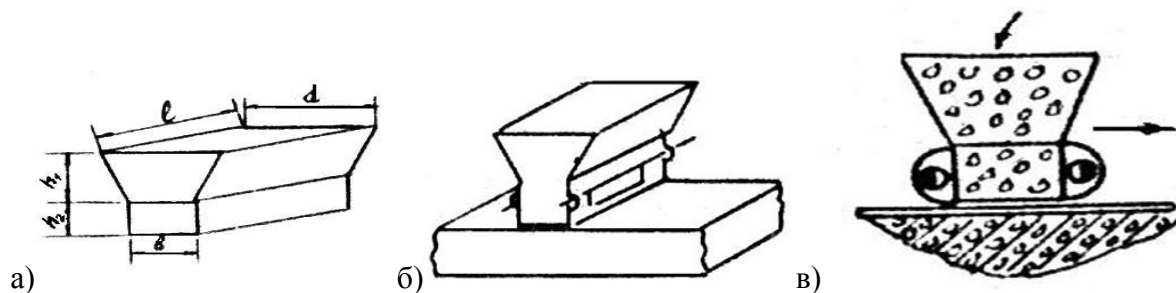


Рис. 3.1. Схема вибронасадки: а) основные размеры; б) общий вид; в) прохождение бетонной смеси через вибронасадку

Объем бетона в насадке составляет:

$$V_n = \left(\vartheta \cdot h_1 + \frac{a + \vartheta}{2} \cdot h_2 \right) \cdot l \quad [M^3] \quad (3.1)$$

Масса бетона в насадке:

$$M_{\text{б.н.}} = V_n \cdot \rho_{\text{б.}}, \quad (3.2)$$

где $\rho_{\text{б.}}$ – плотность бетонной смеси, кг/м³и, соответственно, его сила тяжести

$$G_{\text{б.н.}} = M_{\text{б.н.}} \cdot g \quad [H]$$

Суммарная сила тяжести колеблющихся частей при работе вибронасадки:

$$G = k_1 \cdot G_{\text{б.н.}} + k_2 (G_{\text{б.ф.}} + G_{\text{ф.}}) \quad [H] \quad (3.3)$$

где $G_{\text{б.ф.}}$ - вес бетона в форме;

k_1 – коэффициент присоединения бетона, находящегося в насадке;

k_2 - коэффициент присоединения бетона в форме, учитывающий и присоединенный вес самой формы;

$G_{\text{ф.}}$ – вес формы в H .

В ориентировочном расчете можно принять: $k_1=0,5-0,6$;

$k_2=0,10-0,11$.

Задавшись амплитудой колебания вибронасадки A , определяем необходимый кинетический момент его вибраторов:

$$M_k = G \cdot A \quad [H \cdot м] \quad (3.4)$$

Таблица 3.2

Техническая характеристика вибронасадок

Показатели	Тип вибронасадки	
	СМ-387	СМ-858
Частота колебаний в минуту	2930	2930
Амплитуда колебаний, мм	0,3-0,5	0,3-0,5
Вес в кН	17,5	12,9
Кинетический момент дебалансов, Н·м	8,8	6,6
Мощность, кВт	20	14

Привод дебалансных валов вибронасадки может быть осуществлен по следующей схеме (рис. 3.2.):

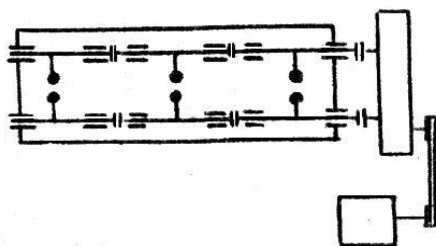


Рис. 3.2. Кинематическая схема привода вибронасадка

Мощность электродвигателя вибратора вибронасадки определяется по формуле:

$$N = \frac{M_k \cdot \omega^3}{4 \cdot 10^3 \cdot \eta_{cp} \cdot \eta_c} (A + 2 \cdot d \cdot \mu) \text{ [кВт]} \quad (3.5)$$

где M_k – кинетический момент дебалансов, *Н·м*;

ω – угловая частота колебаний, рад/с;

A – амплитуда колебаний, *м*;

d – диаметр шейки вала, *м*;

μ – приведенный коэффициент трения в подшипниках качения, принимаемый:

для шариковых подшипников $\mu=0,003-0,005$,

для роликовых подшипников $\mu=0,005-0,008$;

η_{mp} – к.п.д. трансмиссии, принимаемый 0,94-0,98;

η_c – к.п.д. синхронизатора, принимаемый равным 0,9.

Мощность на передвижение самоходного бетоноукладчика с вибронасадкой определяется по формуле:

$$N = \frac{W \cdot V}{1000 \cdot \eta_{np}} \text{ [кВт]} \quad (3.6)$$

где W – суммарное сопротивление передвижению, *Н*;

V – скорость передвижения, *м/сек*;

η_{np} – к.п.д. привода от двигателя к ведущим колесам бетоноукладчика.

Суммарный момент сопротивления передвижению бетоноукладчика:

$$W = W_k + W_e \text{ [Н]} \quad (3.7)$$

где W_k – сопротивление перекачиванию бетоноукладчика по рельсам;

W_e – сопротивление перемещения вибронасадки по поверхности бетона и бортам формы

$$W_k = (G_{\delta} + G_{соб.}) \cdot \frac{2 \cdot f_k + \mu \cdot d}{D_k} \cdot \beta \text{ [Н]} \quad (3.8)$$

где G_{δ} – вес бетона в бункерах укладчика, *Н*;

$G_{соб.}$ – собственный вес бетоноукладчика, *Н*;

f_k – коэффициент трения качения колес укладчика по рельсам, *см*;

μ – коэффициент трения в подшипниках колес;

d – диаметр цапфы вала колес в месте посадки подшипников, *см* (для подшипников качения диаметр беговой дорожки внутреннего кольца подшипника);

D_k – диаметр ходового колеса, *см*;

β – коэффициент, учитывающий трение реборды колеса о головку рельса: $\beta = 1,5-2,5$.

$$W_e = G \cdot f_2 \text{ [Н]} \quad (3.9)$$

где G – вес вибронасадки с бетоном, *Н*;

f_2 – коэффициент трения бетонной смеси по стали $f_2=0,45-0,5$.

Таблица 3.3

Коэффициент трения в подшипниках колес

Тип подшипника	μ
Подшипники скольжения открытого типа	0,10
для букс с жидкой смазкой	0,08
Шариковые и роликовые подшипники качения	0,015
Конические подшипники качения	0,02

Таблица 3.4

Коэффициент трения качения

Тип рельса	Диаметр ходового колеса, мм				
	200-300	400-500	600-700	800	900-1000 и более
для стальных колес, см					
Плоский с выпуклой головкой	0,03	0,05	0,06	0,06	0,07
	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
для чугунных колес, см					
Плоский с выпуклой головкой	0,04	0,06	0,08	0,08	0,09
	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14

3.2 Расчеты питателей бетоноукладчиков

Шнековый питатель

Производительность шнекового питателя определяется по формуле:

$$П = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varepsilon \cdot \frac{S \cdot n}{60} \cdot k \cdot \rho_{б.с.} \quad [m/час] \quad (3.10)$$

где D – наружный диаметр винта шнека, м;

ε – коэффициент заполнения шнека бетонной смесью, $\varepsilon = 0,15-0,4$;

S – шаг винта шнека, м;

n – число оборотов вала винта в минуту;

k – коэффициент пересыпания (коэффициент частичного возврата), $k = 0,5-0,6$;

$\rho_{б.с.}$ – плотность неуплотненной бетонной смеси, в среднем $2,0-2,1$ т/м³.

Мощность привода шнекового питателя:

$$N = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \varepsilon \cdot c \cdot S \cdot n \cdot \gamma_{б.с.} (L \cdot \omega + H) \cdot k_1 \cdot k_2}{4 \cdot 10^3 \cdot 60 \cdot \eta} \quad [кВт] \quad (3.11)$$

где c – коэффициент, учитывающий влияние наклона питателя, принимаемый $c = 0,6-1,0$;

L – длина шнекового питателя между осями загрузочного бункера и разгрузочной воронки, м;

ω – коэффициент сопротивления перемещению материала, принимаемый $\omega = 3,5-4,0$;

H – величина вертикальной проекции шнека, м, в случае его наклонного расположения;

k_1 – коэффициент, учитывающий давление бетонной смеси на шнек из бункера, принимаемый $k_1 = 1,2$;

k_2 – коэффициент, учитывающий пересыпание материала по шнеку, принимаемый $k_2 = 1,4-1,5$.

Ленточный питатель бетоноукладчиков отличается от обычных ленточных транспортеров наличием бортов и копильника, создающих дополнительные сопротивления движению бетонной смеси, что и учитывается в расчете (рис. 3.3.).



Рис. 3.3. Схема конструкции ленточного питателя

Производительность ленточного питателя:

$$P = 3600 \cdot B \cdot V \cdot h_1 \cdot \rho_{б.с.} \quad [m/час] \quad (3.12)$$

где B – ширина выходного отверстия питателя, м (если питатель трех- или двухленточный, то B принимается как сумма ширины всех лент);

V – скорость ленты, м/с;

h_1 – высота входного отверстия бункера, регулируемая заслонкой, м;

$\rho_{б.с.}$ – плотность неуплотненной бетонной смеси, т/м³;

Мощность электродвигателя ленточного питателя:

$$N_{д.} = \frac{N}{\eta_{пр.}} k \quad [кВт] \quad (3.13)$$

где N – суммарная мощность привода ленты, кВт;

k – коэффициент запаса, принимаемый равным 1,2-1,5;

$\eta_{пр.}$ – к.п.д. привода.

Суммарная мощность на валу приводного барабана:

$$N = N_1 + N_2 + N_3; \quad (3.14)$$

где N_1 – мощность, идущая на преодоление всех сопротивлений, кроме сопротивлений, требующих мощности N_2 и N_3 ;

N_2 – мощность, расходуемая на преодоление сопротивления трения бортов о движущуюся бетонную смесь;

N_3 – мощность, расходуемая на преодоление трения в зоне активного давления бетонной смеси на ленту в зоне бункера и копильника.

Мощность N_1 определяется по формуле:

$$N_1 = \frac{P \cdot L}{1500} \quad [кВт] \quad (3.15)$$

где P – производительность питателя, т/час;

L – длина ленточного питателя между осями барабанов, м.

Мощность N_2 определяется по формуле:

$$N_2 = 10 \cdot h_2^2 \cdot l \cdot \rho_{б.с.} \cdot f \cdot \delta \cdot V \quad [кВт] \quad (3.16)$$

где h_2 – высота щели бункера, м;

l – расчетная длина бортов, м;

$\rho_{б.с.}$ – плотность бетонной смеси, т/м³;

f – коэффициент трения бетонной смеси о стальные стенки бункера, принимаемый 0,84;

δ – коэффициент бокового давления, принимаемый 0,75-0,76;

V – скорость ленты питателя, м/с.

Мощность N_3 определяется по формуле:

$$N_3 = f_1 \frac{PV}{1000} \quad [\text{кВт}] \quad (3.17)$$

где f_1 - коэффициент трения ленты о поддерживающий стальной лист, принимаемый $f_1 = 0,5$;
 P - суммарная сила активного давления бетонной смеси на ленту, H ;
 F - площадь активного давления бетонной смеси, m^2 .

Учитывая, что активное давление на ленту возникает как в зоне бункера, так и в зоне копильника:

$$P = \sum q \cdot F = q_{\delta} \cdot F_{\delta} + q_{\kappa} \cdot F_{\kappa} \quad [H] \quad (3.18)$$

где q_{δ} - удельное давление бетонной смеси на ленту в бункере;
 q_{κ} - удельное давление бетонной смеси на ленту в копильнике;
 F_{δ} и F_{κ} - площади активного давления бетонной смеси на ленту в бункере и копильнике;

$$q_{\delta} = \frac{\gamma_{\delta} \cdot R \cdot 10^4}{f_2 \cdot m} \quad [H / m^2] \quad (3.19)$$

где γ_{δ} - плотность бетонной смеси, m/m^3 ;

$$R = \frac{a \cdot b}{2(a + b)} \quad [m] \quad (3.20)$$

R - гидравлический радиус прямоугольного сечения бункера, m ;
 a, b - стороны нижнего отверстия;
 f_2 - коэффициент внутреннего трения бетонной смеси, $f_2 = 1$;
 m - коэффициент подвижности материала, $m = 0,6-0,66$.

Удельное давление в зоне копильника:

$$q_{\kappa} = 10^4 \cdot H_{\kappa} \cdot \gamma_{\delta} \quad [H / m^3] \quad (3.21)$$

где H_{κ} - высота копильника, равная высоте слоя бетонной смеси в копильнике, m .

Площадь активного давления в бункере:

$$F_{\delta} = \Delta \cdot l \quad [m^2] \quad (3.22)$$

Площадь активного давления в копильнике:

$$F_{\kappa} = B(l - a) \quad [m^2] \quad (4.23)$$

где B - ширина выходного отверстия в копильнике, m ;
 l - расстояние от приводного барабана до задней стенки, m (принимаемы равным расчетной длине бортов питателя).

4. РАСЧЕТ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ МНОГОПУСТОТНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Машина для формирования многопустотных изделий плоской формы (настилов, панелей) состоит из набора пустоотообразующих пуансонов, оснащенных вибраторами, самоходной или буксируемой канатной тягой при помощи электролебедки, тележки с траверсой для крепления пуансонов (вибровкладышей) и опорной балки или валика, на которой располагаются задние концы пуансонов при их извлечении из формы.

Обычно машина многопустотного формования работает в комплексе с виброплощадкой вертикально направленных колебаний, вибропригрузом и самоходным бетоноукладчиком.

Исходными данными для расчета являются:

- а) размер изделия: $l \cdot b \cdot h$ (рис. 4.1, а)
- б) форма (в поперечном сечении) и размер пустоотообразователей: диаметр d при круглом пустоотообразователях (рис. 4.1, б); полуоси a и b при овальном пуансоне (рис. 4.1, в);
- в) амплитуда колебаний вибровкладышей A мм (рекомендуется принимать = 0,4-0,8 мм).

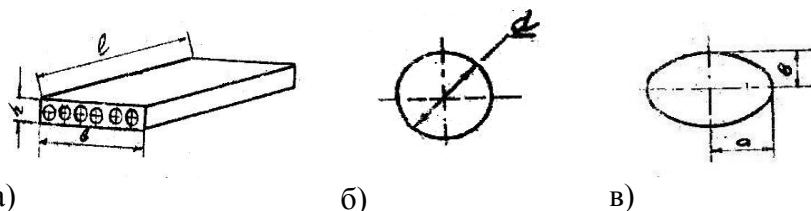


Рис. 4.1. Схема многопустотного настила: а) основные размеры плиты; б) пустоотообразователь круглого сечения; в) пустоотообразователь овального сечения

В расчете машины для формирования многопустотных изделий требуется определить:

- а) кинетический момент вибросистемы и, соответствующий ему, суммарный кинетический момент вибраторов пуансонов (вкладышей);
- б) кинетический момент одного вибропуансона;
- в) мощность электродвигателя вибратора вибропуансона;
- г) кинематику привода извлечения и закладки в форму вибропуансонов;
- д) мощность электродвигателя для извлечения вибропуансонов из формы;
- е) производительность машины.

Определение кинетического момента вибросистемы машины:

$$M_c = G_{в.ч.} \cdot A \quad [H \cdot м] \quad (4.1)$$

где A – заданная амплитуда колебаний вибропуансонов в м;

$G_{в.ч.}$ – вес всех вибрирующих частей в Н;

$$G_{в.ч.} = m \cdot G_{енл.} + k \cdot G_{б.} \quad [H] \quad (4.2)$$

где m – число вибропуансонов;

$G_{енл.}$ – вес одного вибропуансона, Н;

k – коэффициент присоединения бетона;

$G_{б.}$ – вес бетона в форме, Н.

Число вибропуансонов определяется геометрически, с таким расчетом, чтобы между пустотами и боковой гранью изделия оставались достаточные стенки a и b (рис. 4.2, а).

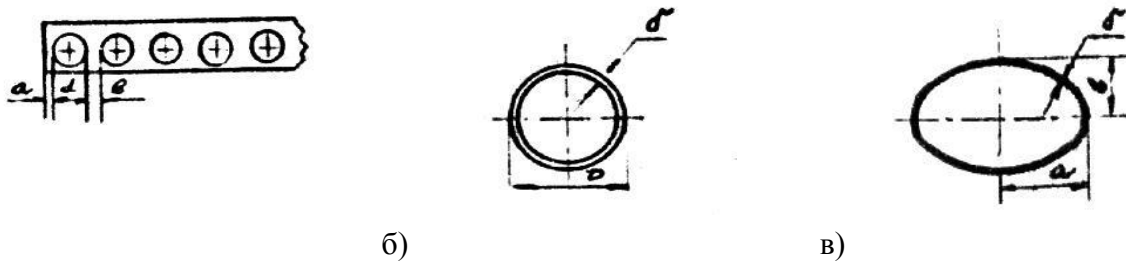


Рис. 4.2. Схема вибропуансона: а) схема расположения отверстий; б) круглый пуансон; в) овальный пуансон

Сила тяжести вибропуансона определяется приближенно по формулам:

- для круглого пуансона (рис. 4.2, б):

$$G_{в.п.1} = \pi \cdot d \cdot l \cdot \rho_{ст.} \cdot k \cdot \delta \quad [H]; \quad (4.3)$$

- для овального (рисунок 5.2, в):

$$G_{в.п.1} = L \cdot l \cdot \rho_{ст.} \cdot k \quad [H]; \quad (4.4)$$

где d – наружный диаметр круглого вибропуансона, м;

δ – толщина стенки вибропуансона, м;

l – длина вибропуансона, м;

$\rho_{ст.}$ – плотность стали, принимаемый $= 78 \text{ кН/м}^3$;

k – коэффициент, учитывающий вес внутреннего содержания вибропуансона, который при проектном расчете можно принимать $k = 1,2-1,5$;

L – периметр овального вибропуансона:

$$L = \pi \cdot [1,5(a+e) - \sqrt{a \cdot e}] \quad [м] \quad (4.5)$$

a и e – полуоси эллипса, м.

Примечание. В том случае, когда проводится поверочный расчет серийной машины многопустотного формования, вес вибропуансонов принимается по технической характеристике.

Сила тяжести бетона в форме принимается по габаритным размерам изделия за вычетом объема пустот:

$$G_{б.} = (l \cdot e \cdot h - m \cdot V) \cdot \rho_{б.} \cdot g \quad [H]; \quad (4.6)$$

где V – объем вибропуансона, м^3 ,

$\rho_{б.}$ – плотность бетона $= 2400 \text{ кг/м}^3$.

Кинетический момент вибратора одного вибропуансона:

$$M_{ен1} = \frac{M_c}{m} \quad [H \cdot м]; \quad (4.7)$$

где m – число вибропуансонов.

Определение мощности электродвигателя одного вибропуансона:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta_{сп}} \quad [кВт]; \quad (4.8)$$

где N_1 – мощность, затрачиваемая на уплотнение бетона (на придание колебаний вибропуансону).

$$N_1 = \frac{Q \cdot A \cdot \omega}{2 \cdot 1000} \cdot \beta \quad [H]; \quad (4.9)$$

где Q – возмущающая сила вибраторов одного вибропуансона,

$$Q = \frac{M_{\text{enl}} \cdot \omega^2}{g} \quad [\text{H}], \quad (4.10)$$

где ω - угловая частота колебаний,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad [\text{с}^{-1}], \quad (4.11)$$

где n – число оборотов вибратора, мин;

A – амплитуда колебаний, м;

β – коэффициент затухания колебаний, принимаемый по таблице 4.1.

Таблица 4.1

Значения коэффициент затухания β , в зависимости от принятой частоты колебаний и подвижности

Частота, кол/мин	Бетон на портландцементе при подвижности, см		Бетон на пуццолановом портландцементе при подвижности, см
	2-4	4-6	4-6
3000	0,1	0,07	0,19
4500	0,09	0,06	0,16
6000	0,08	0,05	0,12
12000	-	-	0,15

N_2 – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках вибратора вибропуансона

$$N = \frac{M_{mp} \cdot n}{9554} \quad [\text{кВт}], \quad (4.12)$$

где M_{mp} – момент трения, приведенный к оси вибратора, Нм,

$$M_{mp} = Q \cdot \mu \cdot \frac{d_k}{2} = \frac{M_{\text{enl}} \cdot \omega^2}{g} \cdot \mu \cdot \frac{d_k}{2} \quad [\text{H} \cdot \text{м}], \quad (4.13)$$

где μ - приведенный коэффициент трения качения, $\mu = 0,003$;

d_k – диаметр опорного кольца подшипника, м;

$\eta_{\text{пр}}$ – к.п.д. привода от двигателя к вибратору.

4.1 Определение мощности электродвигателя для перемещения тележки с траверсой вибропуансонов

Мощность, необходимая для перемещения тележки при извлечении вибропуансонов из формы, затрачивается на:

- отрыв вибропуансонов от бетона;
- преодоление сил трения пуансонов о бетон при их вытаскивании из формы.

Усилие отрыва одного вибропуансона от бетона:

$$P = F \cdot q \quad [\text{H}], \quad (4.14)$$

где F – площадь соприкосновения одного вибропуансона с бетоном:

- при круглом пуансоне $F = \pi \cdot d \cdot l$;
- при овальном $F = \pi \cdot [1,5 \cdot (a + \epsilon) - \sqrt{a \cdot \epsilon}] \cdot l$;

q – удельное усилие отрыва стального пуансона от бетона:

- без вибрирования $q = 0,5-0,6 \text{ н/см}^2$,
- при вибрировании $q = 0,05-0,12 \text{ н/см}^2$.

По аналогичной формуле вычисляется усилие вытаскивания пуансона из формы:

$$P_1 = F \cdot q_1 \quad [H] \quad (4.15)$$

где q_1 - удельное усилие скольжения металла пуансона по бетону:

- без вибрирования $q_1 = 0,25-0,30 \text{ н/см}^2$,
- при вибрировании $q_1 = 0,025-0,06 \text{ н/см}^2$.

Примечание. Отрыв и вытаскивание вибропуансонов с вибрированием допустимо только при достаточно жестких бетонах.

Суммарное усилие отрыва и перемещение вибропуансонов будет соответственно:

$$\begin{aligned} \Sigma P &= P \cdot m \quad [H]; \\ \Sigma P_1 &= P_1 \cdot m \quad [H] \end{aligned} \quad (5.16)$$

где m – число вибропуансонов.

Расчетное сопротивление перекатыванию тележки с траверсой вибропуансонов по направляющим рельсам будет:

$$W = (G_T + m \cdot G_1) \cdot \frac{2f_k + \mu \cdot d_u}{D_k} \cdot \beta \cdot k \quad [H] \quad (4.17)$$

где G_T – сила тяжести тележки, H ; m – число вибропуансонов;

G_1 – доля силы тяжести одного вибропуансона, H , приходящая на опору тележки.

Можно принять

$$G_1 = \frac{G_{en1}}{2} \quad [H], \quad (4.18)$$

где G_{en1} – сила тяжести одного вибропуансона в H ;

f_k – коэффициент трения колес тележки по рельсам (рис. 4.3); $f_k = 0,07-0,08 \text{ см}$;

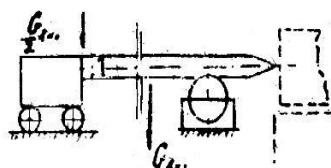


Рис. 4.3. Схема извлечения пуансона

μ - коэффициент трения в подшипниках колес тележки;

при подшипниках скольжения: $\mu = 0,11-0,13$;

D_k – диаметр колес тележки, $м$;

d_u – диаметр цапфы оси колеса тележки, $м$;

β - коэффициент, учитывающий трение реборд колес о рельсу: $\beta = 1,5-1,25$;

k - коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление на преодоление инерции тележки с вкладышами.

Суммарное усилие для передвижения тележки:

$$\text{при отрыве } R = W + \Sigma P \quad [H] \quad (4.19)$$

$$\text{при скольжении } R = W + \Sigma P_1 \quad [H] \quad (4.20)$$

Необходимая мощность электродвигателя для передвижения тележки с пуансонами:

$$N_d = \frac{R \cdot V}{1000 \cdot \eta_{np}} \quad [кВт], \quad (4.21)$$

где V – скорость передвижения тележки,

$$V = 0,1-0,2 \text{ м/с}$$

$\eta_{\text{пр}}$ – к.п.д. привода = 0,85-0,9.

Перемещение тележки с траверсой пустообразователей осуществляется, большей частью, с помощью электролебедки с системой канатных полиспастов или же с помощью цепочного зацепления.

Схема запасовки канатов приведена на рис. 4.4:

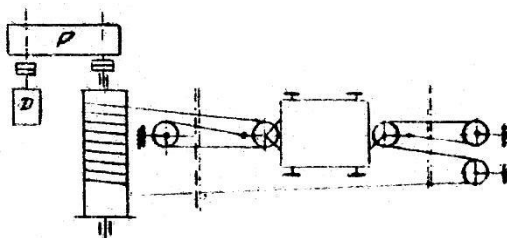


Рис. 4.4. Схема запасовки канатов

Схема самоходной тележки с цепочным зацеплением (рис. 4.5):

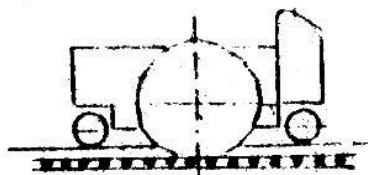


Рис. 4.5 Схема самоходной тележки с цепочным зацеплением

4.2 Пример расчета установки для формирования многопустотных изделий

Исходные данные для расчета:

Размер изделия $l \cdot v \cdot h = 6 \times 1,8 \times 0,3 \text{ м}$;

Форма пустообразователя – круглая, $d = 165 \text{ мм}$;

Количество пустообразователей 6; вес $G_{\text{вн1}} = 1840 \text{ Н}$;

Амплитуда колебаний пустообразователя $A = 0,8 \text{ мм}$;

Частота колебаний = 3000 кол/мин.

Суммарный кинетический момент установки:

$$M_{\kappa} = G_{\text{вч}} \cdot A = (m \cdot G_{\text{вн1}} + k \cdot G_{\text{б}}) \cdot A$$

$$M_{\kappa} = (6 \cdot 1840 + 0,15 \cdot 58000) \cdot 0,0008 = 15,8 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Сила тяжести бетона:

$$G_{\text{б}} = (l \cdot v \cdot h - mV) \cdot \rho_{\text{б}} \cdot g = (6 \cdot 1,8 \cdot 0,3 - 6 \cdot 0,13) \cdot 2400 \cdot 9,81 = 58000 \text{ [Н]}$$

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = \frac{3,14 \cdot 0,165^2}{4} \cdot 6 = 0,13 \text{ [м}^3\text{]}$$

Коэффициент присоединения $k=0,15$.

Кинетический момент одного вибропуансона:

$$M'_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{m} = \frac{15,8}{6} = 2,64 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мощность электродвигателя одного вибропуансона:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta_{np}} = \frac{0,326 + 0,15}{0,9} \approx 0,6 \text{ [кВт]},$$

N_1 – мощность, затрачиваемая на уплотнение бетона:

$$N_1 = \frac{Q \cdot A \cdot \omega}{2 \cdot 1000} \beta = \frac{26000 \cdot 0,0008 \cdot 314}{2 \cdot 1000} \cdot 0,07 = 0,0326 \text{ [кВт]}$$

Возмущающая сила:

$$Q = \frac{M'_k \cdot \omega^2}{g} = \frac{2,64 \cdot 314^2}{9,81} = 26000 \text{ [Н]},$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{130} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ [рад/с]}$$

N_2 – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в подшипниках вибратора пусто-тообразователя

$$N_2 = \frac{M_{mp} \cdot n}{9554} = \frac{M'_k \cdot \omega^2 \cdot \mu \cdot d_u \cdot n}{g \cdot 2 \cdot 9554}$$

$$N_2 = \frac{2,64 \cdot 314^2 \cdot 0,003 \cdot 0,002 \cdot 3000}{9,81 \cdot 2 \cdot 9554} = 0,15 \text{ [кВт]}$$

Мощность электродвигателей всех вибропуансонов:

$$N_c = m \cdot N = 6 \cdot 0,6 = 3,6 \text{ [кВт]}$$

Мощность, необходимая для перемещения тележки с траверсой при извлечении пуансонов из формы:

Усилие отрыва одного пуансона от бетона:

$$P = q \cdot F = 0,5 \cdot 31200 = 15600 \text{ [Н]}$$

$$q = 0,5 \text{ Н/см}^2,$$

$$F = \pi \cdot d \cdot l = 3,14 \cdot 16,5 \cdot 600 = 31200 \text{ [см}^2\text{]}$$

Суммарное усилие отрыва:

$$\sum P = m \cdot P = 6 \cdot 15600 = 93500 \text{ [Н]}.$$

Сопротивление перекачиванию тележки:

$$W = (G_m + m \cdot G'_{enl}) \cdot \frac{2 \cdot f_k + \mu \cdot d_u}{D_k} \cdot \beta \cdot k \text{ [Н]}$$

$$W = (1000 + 6 \cdot 920) \cdot \frac{2 \cdot 0,0008 + 13 \cdot 0,05}{0,2} \cdot 2,5 \cdot 1,2 = 780 \text{ [Н]}$$

Сила тяжести тележки: $G_m = 1000 \text{ Н}$;

$$G'_{enl} = \frac{G_{enl}}{2} = 920 \text{ [Н]},$$

Коэффициент трения качения $f_k = 0,0008$;

Коэффициент трения в подшипниках $\mu = 0,13$;

Диаметр цапфы от тележки $d_u = 0,05 \text{ м}$;

Диаметр колеса тележки $D_k = 0,20 \text{ м}$;

Коэффициент, учитывающий трение реборды колеса о рельс $\beta = 2,5$;

Коэффициент, учитывающий сопротивление сил инерции $k = 1,2$.

Суммарное усилие для передвижения тележки:

$$R = W + \sum P = 780 + 93500 = 94280 \text{ [H]}$$

Скорость извлечения пуансонов примем:

$$V = 0,2 \text{ [м/с]}$$

Мощность электродвигателя для передвижения тележки с пуансонами:

$$N = \frac{R \cdot V}{1000 \cdot \eta_{np}} = \frac{94280 \cdot 0,2}{1000 \cdot 0,8} = 23,6 \text{ [кВт]} \sim 25 \text{ [кВт]}$$

5. ОСНОВЫ ВЫБОРА И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И УЗЛОВ ВИБРОПЛОЩАДКИ

Виброплощадки являются одним из самых распространенных видов виброформовочного оборудования, применяемых на заводах бетонных и железобетонных изделий.

Существует большое число различных конструкций, видов виброплощадок, но наиболее применяемыми в настоящее время, служат виброплощадки:

А. С круговыми гармоническими колебаниями, работающие с частотой колебаний 1500-3000 кол/мин и амплитудой 0,3-0,4 мм. Большая простота конструкции, что обуславливается наличием одного вибростала, позволяет применять их при уплотнении малогабаритных невысоких изделий с жесткостью до 30 секунд. (рис. 5.1, а);

Б. С вертикально направленными колебаниями, работающие с частотой 3000 кол/мин и амплитудой 0,4-0,6 мм и прорабатывающие бетонную смесь жесткостью 60-120 секунд (рис. 5.1, б);

В. Виброплощадки с горизонтально направленными (вдоль длинной оси изделия) колебаниями:

- а) без вибростала, работающие при частоте 3000 кол/мин, при амплитуде формы 0,6-0,8 мм и прорабатывающие смесь жесткостью до 30 секунд (рис. 5.1, в);
- б) с вибростолом применяются для формования тонких, плоских или фигурных изделий большой протяженности (рис. 5.1, г).

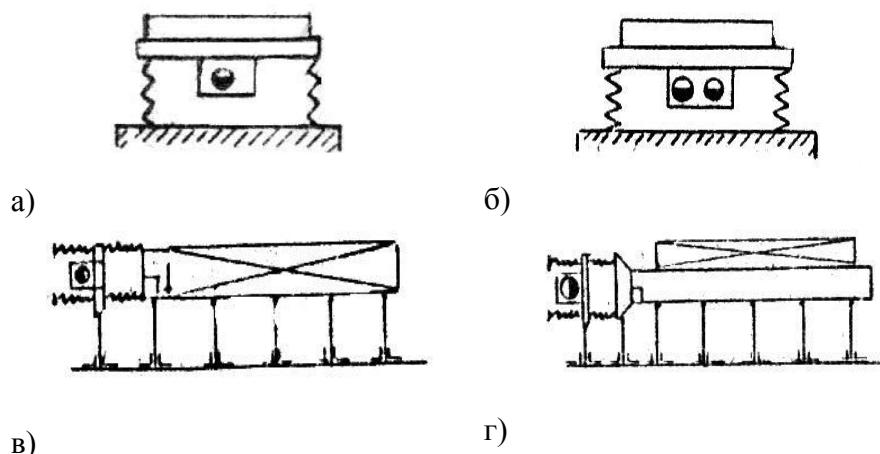


Рис. 5.1. Виброплощадки: а) с круговыми гармоническими колебаниями;
б) с вертикально направленными колебаниями;
в) с горизонтально направленными колебаниями (без вибростала)
г) с горизонтально направленными колебаниями (с вибростолом)

Приведенная выше классификация виброплощадок по характеру и направленности колебаний является основной для выбора виброплощадки в конкретных производственных условиях.

Одновальные виброплощадки с круговыми гармоническими колебаниями не могут быть рекомендованы для формирования достаточно габаритных высоких изделий как не обеспечивающие стабильности колебаний по всей плоскости изделия и не гарантирующих от возникновения дополнительных турбулентных колебаний, грубо нарушающих заданий режим колебаний.

Применение околорезонансных горизонтальных виброплощадок, продольно направленных вдоль оси изделия колебаний, небольшой высоты, изделий со значительным пери-

метром поперечного сечения (стеновые панели, плиты перекрытий и т.п.) из умеренно жестких бетонных смесей.

Наиболее универсальными и имеющими, в силу этого, наибольшее распространение, прорабатываемыми весьма жесткие смеси (до 120 секунд), являются виброплощадки вертикально направленных колебаний.

Из многочисленных конструкций виброплощадок с вертикально направленными колебаниями наиболее эффективными являются унифицированные виброблочные площадки, выпускаемые Челябинским заводом «Строймашина». Указанные виброплощадки состоят из набора отдельных унифицированных виброблоков, грузоподъемностью 1 тонна (при амплитуде колебаний 0,6 мм) каждый, позволяющих смонтировать агрегаты различной грузоподъемности для изделий различных габаритов, укомплектованных электромагнитными креплениями:

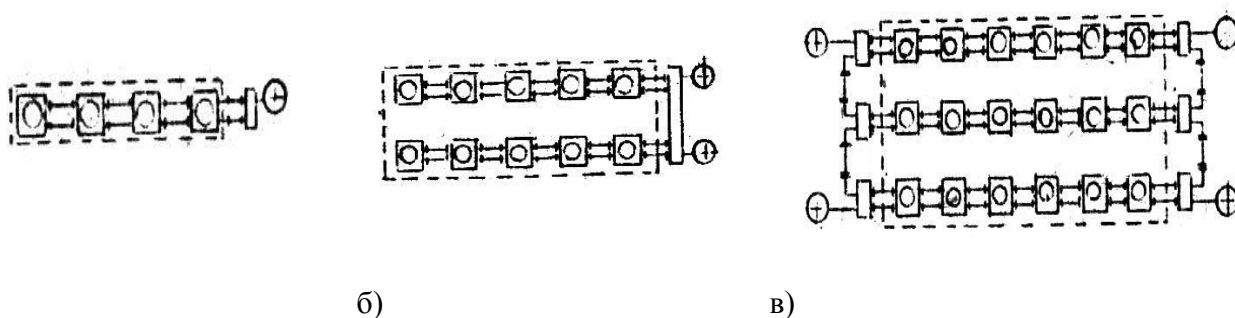


Рис.5.2. Схемы виброплощадок: а) однорядная; б) двухрядная; в) трехрядная

Привод унифицированной виброблочной виброплощадки с вертикально направленными колебаниями осуществляется от 2 или 4 (в случае большой протяженности виброплощадки) электродвигателей через синхронизаторы и карданные валы, передающие вращение всем 4 валам двухрядной виброплощадки. Уравнивание оборотов всех вибраторов (в противном случае одинаковый режим колебаний по всей плоскости изделия не выдерживался бы и направление колебаний отклонялось бы от вертикали) достигается применением синхронизатора, встроенного в кинематическую цепь привода.

5.1 Типовой расчёт виброплощадки с вертикально направленными колебаниями

Исходные данные для расчета:

- а) размеры и вес формуемого изделия;
- б) заданный режим колебаний (вынужденная частота и амплитуда колебаний).

Задачей расчёта является определение:

- а) необходимой грузоподъемности виброплощадки;
- б) кинетического (статического) момента виброплощадки и вибраторов;
- в) необходимой мощности электродвигателей виброплощадки;
- г) необходимых усилий крепления формы;
- д) опасной резонансной зоны колебаний.

Кроме этого, в курсовом проекте, по указанию руководителя проекта, могут быть проведены выборочные расчёты на прочность и определение размеров узлов и деталей привода, крепления формы и упругой опоры виброплощадки.

В этом разделе проекта целесообразно рассчитать на прочность и размеры:

- а) карданный вал привода;
- б) дебалансный вал вибратора;
- в) подобрать по коэффициенту работоспособности подшипники дебалансного вала вибратора;

- г) соединительные муфты карданных валов;
- д) узел крепления формы (клиновое, пневматическое или электромагнитное);
- е) пружины упругой опоры виброплощадки;
- ж) основные размеры фундамента виброплощадки.

5.2 Последовательность расчёта и расчётные формулы

5.2.1 Определение грузоподъемности виброплощадки

Под грузоподъемностью виброплощадки понимается суммарная сила тяжести формуемого изделия, формы и пригруза (если пригруз применяется)

$$\Gamma = G_{\sigma} + G_{\phi} + G_{np} [H], \quad (5.1)$$

где $G_{\sigma}, G_{\phi}, G_{np}$ - соответственно сила тяжести бетона, формы и пригруза, Н.

Сила тяжести изделия G_{σ} может быть установлен в задании по номенклатуре изделий в строительном каталоге или определён приблизительно по заданным габаритам изделия (рис. 5.5.)

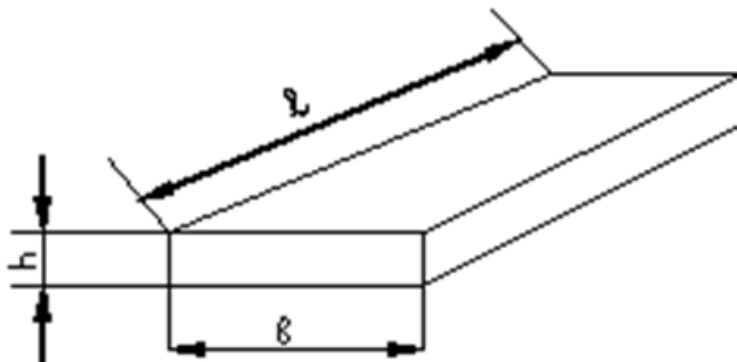


Рис. 5.5 Основные размеры изделия

Если, например, задано формирование изделия размерами l, b, h и наличием пустот, то сила тяжести изделия может быть определён по формуле:

$$G_{\sigma} = l \cdot b \cdot h \cdot \rho_{\sigma} \cdot k_1 \cdot g [H] \quad (5.2)$$

где l, b, h – соответственно длина, ширина и высота изделия, м.;

ρ_{σ} – плотность бетона, т/м³;

k_1 – коэффициент пустотности, принимаемый в среднем равным 0,75–0,85.

Сила тяжести формы G_{ϕ} , по отношению к весу изделия, колеблется в значительных размерах, в среднем в проектном расчёте можно принимать

$$G_{\phi} = (0,3 - 0,5) \cdot G_{\sigma}. \quad (5.3)$$

По полученной расчётом грузоподъемности виброплощадку можно отнести к трем категориям (таблица 5.1)

Таблица 5.1

Грузоподъемность виброплощадки	
Категория грузоподъемности	Грузоподъемность, кН
Малая	2,5-10
Средняя	10-50
Большая	50 и более

5.2.2 Выбор частоты и амплитуды колебаний

Частота и амплитуда колебаний, в соответствии с типом формуемого изделия и маркой бетона, могут быть установлены в задании на проектирование по технологическим признакам. Если эти данные не задаются, то частота и амплитуда колебаний могут быть приняты в зависимости от категории грузоподъёмности виброплощадки и гранулометрического состава крупного заполнителя бетонной смеси.

Амплитуда колебаний может быть выбрана по таблице 5.2.

Таблица 5.2

Амплитуда колебаний		
Категория грузоподъёмности	Рекомендуемая амплитуда (см.)	Примечание
Малая	0,07	При частоте 3000 кол/мин
Средняя	0,06	
Большая	0,05	

Вынужденная частота колебаний виброплощадки с вертикально направленными колебаниями преимущественно принимается:

$$\omega=3000 \text{ кол/мин.}$$

или выбирается по таблице 5.3, в зависимости от крупности заполнителя.

Таблица 5.3

Частота колебаний			
Крупности заполнителя, мм	10	20	40
Оптимальная частота, кол./мин	6000	3000	2000

При выборе частоты вынужденных колебаний виброплощадки необходимо помнить, что в дебалансных, инерционных вибраторах вынужденная частота колебаний равна числу оборотов дебалансного вала и, следовательно, должна быть увязана с числом оборотов электродвигателя привода.

5.2.3 Определение суммарного веса и массы колеблющихся частей виброплощадки

Суммарный вес всех колеблющихся (подпружиненных) частей виброплощадки

$$\sum G_{кч} = G_k + G_\phi + K_{np} \cdot G_\delta + G_{np}, [H], \quad (5.3)$$

где G_k – сила тяжести всех колеблющихся частей самой виброплощадки, H

для виброплощадок малой грузоподъёмности $G_k=0,5*G$;

для виброплощадок средней и большой грузоподъёмности $G_k=0,4*G$;

G – грузоподъёмность виброплощадок, H ;

G_ϕ – сила тяжести формы, равный (по предыдущему)

$G_\phi = 0,3-0,5$ силы тяжести изделия, т.е. $G_\phi = (0,3-0,5) G_\delta, H$;

$K_{np} G_\delta$ – присоединённая сила тяжести бетона, H .

K_{np} – коэффициент присоединения, учитывающий, что во время вибрирования определённая часть бетона находится во взвешенном состоянии и не опирается на пружины.

K_{np} берётся равным 0,2–0,4; меньшие значения принимаются для более пластичных и малонасыщенных арматурой изделий, большие для более жёстких бетонов

G_δ – сила тяжести бетона (формула 5.2);

Суммарная масса всех колеблющихся частей виброплощадки:

$$\sum M_{кч} = \frac{\sum G_{кч}}{g}, [кг] \quad (5.4)$$

где $g = 9.81 \text{ м/с}^2$.

5.2.4 Определение собственной частоты колебаний колеблющейся системы виброплощадки и суммарной жесткости упругих опор (пружин)

Как и во всех случаях колебания подпружиненных масс появление собственных колебаний системы, наряду с приданными вынужденными колебаниями, является неизбежным.

Угловая частота собственных колебаний системы может быть определена по известной формуле:

$$\omega = \sqrt{\frac{\sum C}{\sum M_{кч}}} [с^{-1}], \quad (5.5)$$

где $\sum C$ – суммарная жесткость упругих опор (в данном случае пружин), Н/м.

$\sum M_{кч}$ – суммарная масса всех колеблющихся частей виброплощадки, кг.

Для пректного расчёта виброплощадки с вертикально направленными колебаниями целесообразно предварительно задаться отношением вынужденных колебаний ω к собственным ω_c , рад/с;

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_c}, \quad (5.6)$$

и тогда собственные колебания системы будут:

$$\omega_c = \frac{\omega}{\alpha} \quad (5.7)$$

Значение коэффициента α , в целях надёжной виброизоляции виброплощадки, при экономически целесообразных размерах фундамента, рекомендуется принимать $\alpha=7-10$.

При определении угловой частоты собственных колебаний через коэффициент α необходимая суммарная жесткость всех опорных пружин будет:

$$\sum C = \sum M_{кч} \cdot \omega_c^2, [Н / м] \quad (5.8)$$

или

$$\sum C = \frac{\omega^2}{\alpha^2} \cdot \sum M_{кч}, [Н / м], \quad (5.9)$$

где ω – угловая частота вынужденных (заданных) колебаний, рад/с:

$\sum M_{кч}$ – суммарная масса всех колеблющихся частей, кг.

5.2.5 Определение необходимого кинетического момента колеблющейся системы и вибраторов

1. Определение возмущающей силы виброплощадки

Суммарный кинетический момент всех вибраторов виброплощадки равен кинетическому моменту колеблющейся системы и определяется по формуле:

$$M_{\partial} = \frac{A \cdot \sum G_{кч} \cdot (\omega_c^2 - \omega^2)}{\omega^2}, [Н \cdot м], \quad (5.10)$$

где A – принятая амплитуда колебаний виброплощадки, м;

$\sum G_{кч}$ – суммарная сила тяжести всех колеблющихся частей виброплощадки, Н;

ω_c и ω – собственная и вынужденная частота колебаний в $рад/с$.

Если на виброплощадке установлено n инерционных дебалансных вибраторов, то кинетический момент одного вибратора (необходимо знать для подбора или расчета вибратора):

$$M'_\partial = \frac{M_\partial}{n} [H \cdot м]. \quad (5.11)$$

Возмущающая сила всех вибраторов виброплощадки:

$$Q_\partial = \frac{\sum G_{кч} \cdot A}{g} \cdot (\omega_c^2 - \omega^2), [H], \quad (5.12)$$

где $\sum G_{кч}$ – суммарный вес колеблющихся частей, H ;

A – амплитуда колебаний, $м$;

ω_c – угловая частота собственных колебаний, $рад/с$;

ω – то же вынужденных колебаний, $рад/с$;

2. Определение мощности потребляемой виброплощадкой

Мощность, расходуемая виброплощадкой с вертикально направленными колебаниями:

$$N = N_{унл} + N_{мп} + N_{нр} [кВт] \quad (5.13)$$

где $N_{унл}$ – мощность, расходуемая виброплощадкой на уплотнение бетонной смеси;

$N_{мп}$ – мощность, расходуемая на преодоление трения в подшипниках;

$N_{нр}$ – мощность, расходуемая на диссипативные потери, гистерезисные потери в пружинах, прочие (кроме подшипников) потери на трение.

Мощность $N_{нр}$ невелика и может быть учтена коэффициентом увеличения мощности на трение в подшипниках:

$$N_{нр} = K N_{мп},$$

где $K = 1,15-1,3$ (большие значения K принимаются при недостаточном креплении формы к виброблоку или вибростолу).

Тогда рекомендуемая для виброплощадки мощность:

$$N = N_{унл} + K \cdot N_{мп} = \frac{M_\partial^2 \cdot \omega^3 \cdot \sin \delta}{2 \sum G_{кч} \cdot 10^4} + K \cdot \frac{M_\partial \cdot \omega^3 \cdot \mu \cdot d}{2 \cdot 10^6} [кВт] \quad (5.14)$$

где M_∂ – суммарный кинетический момент дебалансов вибраторов, $H \cdot м$.

ω – вынужденная частота колебаний, $рад/с$,

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} с^{-1}$, где n число оборотов дебалансного вала в минуту.

$\sum G_{кч}$ – суммарный вес всех колеблющихся частей виброплощадки, H .

δ – угол сдвига фаз между направлением возмущающей силы и направлением перемещения виброплощадки (для виброплощадки с вертикально направленными колебаниями $\delta = 20-24^\circ$)

μ – приведённый к валу дебалансов коэффициент трения в подшипниках качения (для подшипников качения $\mu = 0,005-0,001$, при консистентной смазке подшипников качения в среднем $\mu = 0,003$).

d – диаметр цапфы дебалансного вала, $м$.

Для виброплощадок с круговыми гармоническими колебаниями (одновальный вибратор)

$$N' = \frac{M_\partial^2 \cdot \omega^3 \cdot \sin \delta}{2 \sum G_{кч} \cdot 10^4} + K \cdot \frac{M_\partial \cdot \omega^3 \cdot \mu \cdot d}{2 \cdot 10^6} [кВт] \quad (5.15)$$

Угол сдвига фаз в этом случае: $\delta = 30-35^\circ$.

3. Определение усилий, необходимых для крепления формы
Усилие, необходимое для закрепления формы

$$Q_{кр} = \left(\frac{G_{np}}{g} \cdot \omega^2 \cdot A - G \right) \cdot K \text{ [H]}, \quad (5.16)$$

где G_{np} - приведённая сила тяжести бетона с формой

$$G_{np} = K_{np} G_3 + G_\phi \text{ [H]},$$

$$G = G_3 + G_\phi \text{ [H]}$$

ω – угловая частота вынужденных колебаний, $рад/с$; A – амплитуда колебаний, $м$;
 K - коэффициент запаса 1,4-1,6.

При m точек крепления формы усилие, приходящиеся на одно крепление:

$$Q'_{кр} = \frac{Q_{кр}}{m} \text{ [H]} \quad (5.16)$$

Для виброплощадок, состоящих из отдельных виброблоков, усилие закрепления формы можно рассчитать по упрощённой форме:

$$Q_{кр} = (0,7 - 0,8) \cdot Q_v, \quad (5.17)$$

где Q_v – возмущающая сила виброплощадки.

5.2.6 Расчёт узлов и деталей виброплощадки

1. Расчёт вибровозбудителя

В расчете вибровозбудителя необходимо правильно определить мощность и крутящий момент, воспринимаемый каждым вибровозбудителем виброплощадки.

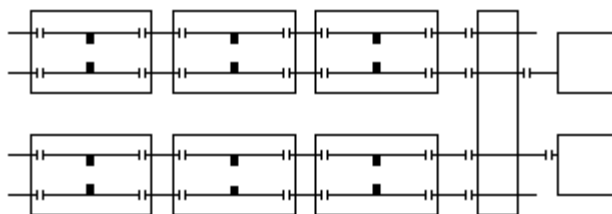


Рис. 5.6 Схема двухрядной виброплощадки

Так, например, на рисунке 5.6 виброплощадка скомплектована из шести унифицированных виброблоков, имеющих дебалансные вибровозбудители, укомплектованные двумя дебалансами каждая. Расчетная полная мощность виброплощадки N восполняется двумя электродвигателями, расчетная мощность каждого из них составляет соответственно $0,5 \cdot N$. Мощность воспринимаемая каждым виброблоком, составляет $\frac{N}{M}$, где m – число виброблоков виброплощадки, в данном случае шесть.

Крутящий момент, создаваемый каждым электродвигателем:

$$M_{кр} = 9554 \cdot \frac{N}{2 \cdot n} [H \cdot м], \quad (5.18)$$

где n – число оборотов двигателя и каждого вала виброблоков (передаточное число синхронизатора равно единице).

Крутящий момент каждого вала того или другого ряда виброблоков будет равен половине

$$M_{кр}' = \frac{M_{кр}}{2} [H \cdot м], \quad (5.19)$$

причем наибольший крутящий момент будет на валах виброблоков, ближайших к электродвигателям, так как по мере удаления от двигателей он уменьшается.

Если полная возмущающая сила виброплощадки Q_s (формула 5.12), то возмущающая сила на каждом виброблоке будет

$$Q_{bl} = \frac{Q_s}{m} [H], \quad (5.13)$$

а на каждом из валов двухвального вибровозбудителя виброблока:

$$Q_s' = \frac{Q_{bl}}{2} [H], \quad (5.14)$$

Расчет дебалансного вала, подшипников дебалансного вала, а так же карданных валов каждого ряда вибраторов, в соответствии с приведенным выше распределением крутящих моментов и возмущающих сил, проводится по методике, излагаемой в курсах и пособиях деталей машин.

2. Расчет опорных пружин виброплощадки

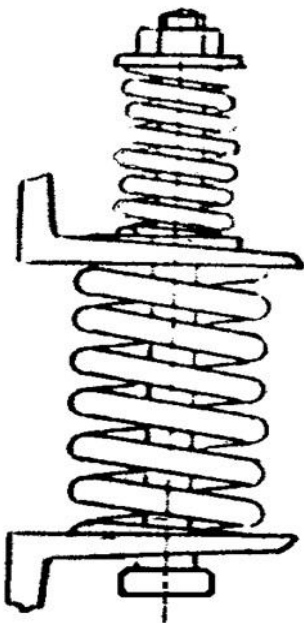


Рис. 5.7 Опорная пружина виброплощадки

Количество опорных пружин виброплощадки (рис. 5.7) устанавливается конструктивно с таким расчетом, чтобы нагрузка на все пружины распределялась равномерно.

Так, при проектировании виброблочной виброплощадки на каждый унифицированный виброблок необходимо, очевидно, установить по 4 опорных пружины.

Над каждой большой опорной пружиной устанавливается дополнительно малая пружина.

Выше уже была определена суммарная жесткость всех опорных пружин

$$\sum C = \frac{\omega^2}{\alpha^2} \cdot \sum M_{кв} [H / м]. \quad (5.15)$$

Жесткость одной опорной пружины:

$$Z = \frac{\sum C}{m_n}, \quad (5.16)$$

где m_n – количество опорных пружин виброплощадки.

Расчетная нагрузка на все опорные пружины P_0 принимается равной:

$$P_0 = P_{cm} + \beta \cdot P_{он} [H], \quad (5.17)$$

где P_{cm} – статическая нагрузка на опорные пружины;

$P_{дн}$ – динамическая нагрузка, передаваемая на опорные пружины при колебаниях вибро-системы;

β – коэффициент, учитывающий усталостные явления материала пружин (рекомендуется принимать $\beta=1,5$).

Статистическая нагрузка на пружины определяется по следующему методу.

При m_n пружин деформация одной опорной пружины от постоянно действующей силы тяжести колеблющихся частей виброплощадки будет:

$$\Delta_1 = \frac{G_k}{m_n \cdot Z} [M], \quad (5.18)$$

Соответственно от силы тяжести формы с бетонной смесью деформация опорной пружины будет

$$\Delta_2 = \frac{G_\phi + G_\sigma}{m_n \cdot Z} [M], \quad (5.19)$$

Малую дополнительную пружину необходимо натянуть предварительно так, чтобы она работала с большой пружиной, тогда деформация малой пружины

$$\Delta_m = \Delta_1 \cdot \varphi [M], \quad (5.20)$$

где $\varphi=1,25$ – коэффициент запаса.

При такой затяжке малой пружины большая деформируется на величину

$$\Delta_3 = \Delta_m \cdot \frac{Z_m}{Z} [M], \quad (5.21)$$

где Z_m – жесткость малой пружины, принимаемая: $Z_m = 0,8Z$.

Общая статическая деформация большой опорной пружины:

$$\Delta_{cm} = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 \quad (5.22)$$

и максимальная статическая нагрузка на большую пружину

$$P'_{cm} = \Delta_{cm} \cdot Z [H] \quad (5.23)$$

динамическая нагрузка на опорную пружину

$$P'_{дн} = A \cdot Z [H], \quad (5.24)$$

где A – амплитуда колебаний виброплощадки, M .

Расчетная нагрузка на одну большую пружину

$$P'_0 = P'_{cm} + \beta P'_{дн} = \Delta_{cm} \cdot Z + \beta \cdot A \cdot Z = Z \cdot (\Delta_{cm} + \beta \cdot A) [H]. \quad (5.25)$$

Выбираем материал пружины (ст.60; 70; 75; 65Г; 55ГС; и др.).

Устанавливаем для выбранного материала модули упругости первого рода E H/M^2 , второго рода G H/M^2 и допускаемое напряжение кручения $[\tau]_{кр}$.

Устанавливаем индекс пружины $C = \frac{D}{d}$.

Диаметр проволоки пружины для стальных пружин:

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot P'_0 \cdot C}{[\tau]_{кр}}} [M], \quad (5.26)$$

где k – коэффициент, учитывающий кривизну витков.

Индекс пружины и соответствующий ему коэффициент кривизны выбираются по таблице 5.4.

Таблица 5.4

Индекс пружины и соответствующий ему коэффициент кривизны

$C = \frac{D}{d}$	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Диаметр пружины:

$$D = C \cdot d \text{ [м]}. \quad (5.27)$$

Число рабочих витков пружины определяется из ее расчетной жесткости.

Так как жесткость

$$Z = \frac{E \cdot d}{8 \cdot C^3 \cdot i} \text{ [Н/м]} \quad (5.28)$$

то число рабочих витков

$$i = \frac{E \cdot d}{8 \cdot C^3 \cdot Z} \quad (6.29)$$

Малая дополнительная пружина рассчитывается так же, как и большая, но максимальная расчетная нагрузка на пружину принимается равной:

$$P''_0 = \Delta_m \cdot Z_m + A \cdot Z_m = Z_m \cdot (\Delta_m + A) \text{ [Н]}. \quad (5.30)$$

3. Выбор и проверочный расчет устройства для закрепления формы

Наиболее удобным устройством для закрепления формы являются притяжные электромагниты, работающие на постоянном токе. Наиболее усовершенствованными конструкциями притяжных электромагнитов являются эл.магниты 2ЭМА Челябинского завода “Строммашина”, имеющие характеристику:

индекс	2 ЭМА
сила притяжения, кг	6000
род и напряжение тока, В	постоянный 110
сила тока, А	2,9
потребляемая мощность, кВт	0,32
масса эл.магнита, кг	143

Для определения количества электромагнитов в рамной виброплощадке необходимо полное усилие крепления ($Q_{кр}$, кг) разделить на притяженную силу магнита

$$m_m = \frac{Q_{кр}}{6000} \text{ [шт.]}, \quad (5.31)$$

На виброблочной виброплощадке на каждый виброблок монтируется один или два электромагнита.

4. Определение минимально необходимой массы фундамента виброплощадки

Минимально необходимая масса фундамента виброплощадки с вертикально направленными колебаниями, обеспечивающая неперевышение установленных норм колебания рабочих мест, при частоте колебаний – 3000 код/мин и выше может быть определена по упрощенной формуле:

$$G_{\text{фунд}} = (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{g \cdot A \cdot \sum C}{A_{\phi} \cdot \omega^2} \quad [\text{кг}], \quad (5.32)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

A – амплитуда колебаний виброплощадки, см ;

C – суммарная жесткость опорных пружин, кг/см ;

ω – вынужденная частота колебаний виброплощадки, рад/с ;

A_{ϕ} – амплитуда вынужденных колебаний фундамента, см ;

A_{ϕ} – следует принимать: при частоте колебаний $n=1500 \text{ кол/мин}$, $A_{\phi} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ см}$;

при $n = 3000 \text{ кол/мин}$, $A_{\phi} = 1,75 \cdot 10^{-4} \text{ см}$;

при $n = 6000 \text{ кол/мин}$ $A_{\phi} = 0,75 \cdot 10^{-4} \text{ см}$.

При соблюдении условия, что амплитуда колебания на рабочих местах не будет превышать подсчитанные, величины значения A_{ϕ} могут быть увеличены:

$n = 1500 \text{ кол/мин}$ – не более чем в 2 раза,

$n = 3000 \text{ кол/мин}$ – не более чем в 4 раза.

Объем фундамента

$$V_{\text{фунд}} = \frac{G_{\text{фунд}}}{G_{\sigma}} [\text{м}^3], \quad (5.33)$$

где G_{σ} – усредненная сила тяжести бетона, кг/м^3

5.2.7 Пример расчета унифицированной виброблочной виброплощадки вертикально направленных колебаний

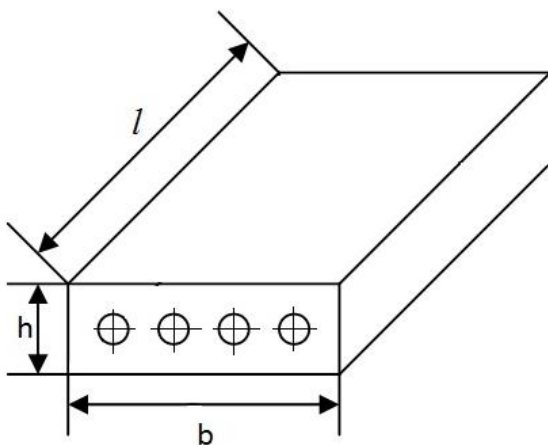


Рис.6.8 Основные размеры изделия

Исходные данные для расчета:

Изделие: длина $l = 6000 \text{ мм}$

ширина $b = 2200 \text{ мм}$

высота $h = 350 \text{ мм}$

Объем: $V = l \cdot b \cdot h = 6 \cdot 2,2 \cdot 0,35 = 4,6 \text{ м}^3$

Коэффициент пустотности $K = 0,85$.

Масса бетона:

$$G_{\sigma} = l \cdot b \cdot h \cdot \rho_{\sigma} \cdot K \cdot g =$$

$$= 4,6 \cdot 2,1 \cdot 0,85 \cdot 0,81 = 8,05 \text{ кг}$$

Плотность бетона $\rho_{\sigma} = 2,1 \text{ т/м}^3$

Сила тяжести формы:

$$G_{\phi} = 0,3 G_{\sigma} = 80 \cdot 0,3 = 24 \text{ кН}.$$

Грузоподъемность виброплощадки:

$$\Gamma = G_{\sigma} + G_{\phi} = 80,5 + 24 = 104,5 \sim 100 \text{ кН}.$$

Принимаем 10 однотонных унифицированных виброблоков.

Выбираем амплитуду и частоту колебаний:

$$A = 0,05 \text{ см} = 0,5 \text{ мм};$$

$$n = 3000 \text{ кол/мин}.$$

$$\text{Угловая частота } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ рад/с.}$$

Суммарный вес колеблющихся частей:

$$\sum G_{к.ч} = G_k + G_\phi + K_n \cdot G_o = 50 + 24 + 0,25 \cdot 80 = 94000 \text{ Н (9400 кг);}$$

G_k – вес кол. частей = 0,5 Г = 50 кН;

коэффициент присоединения $K_n = 0,25$.

Суммарная масса колеблющихся частей:

$$\sum M_{кч} = \frac{\sum G_{кч}}{g} = \frac{94000}{10} = 9400 \text{ кг.}$$

Задаемся угловой частотой собственных колебаний

$$\omega_o = \frac{\omega}{\alpha} = \frac{314}{10} = 31,4 \text{ рад/с; } \alpha = 10.$$

Суммарная жесткость опорных пружин:

$$\sum C = \sum M_{кч} \cdot \omega_o^2 = 9400 \cdot 31,4^2 = 92,5 \cdot 10^5 \text{ Н / м.}$$

Суммарный кинетический момент всех вибраторов:

$$M_o = \frac{A \cdot \sum G_{нч} \cdot (\omega_c^2 - \omega^2)}{\omega^2} = \frac{0,0005 \cdot (31,4^2 - 314^2) \cdot 94 \cdot 10^2}{314^2} = 44 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Количество сдвоенных дебалансных вибраторов – 10 (виброплощадка скомплектована из 10 виброблоков).

Кинетический момент одного вибратора:

$$M'_o = \frac{M_o}{10} = \frac{44}{10} = 4,4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Возмущающая сила всех вибраторов виброплощадки:

$$Q = \frac{\sum G_{кч} \cdot A}{g} \cdot (\omega_c^2 - \omega^2) = \frac{94000 \cdot 0,0005}{10} \cdot (314^2 - 31,4^2) = 455 \text{ кН}$$

Мощность виброплощадки:

$$\begin{aligned} N &= N_{унл} + K \cdot N_{мп} = \frac{M_o^2 \cdot \omega^3 \cdot \sin \delta}{2 \sum G_{кч} \cdot 10^4} + K \cdot \frac{M_o \cdot \omega^3 \cdot \mu \cdot d}{2 \cdot 10^6} = \\ &= \frac{44^2 \cdot 314^3 \cdot 0,9}{2 \cdot 94 \cdot 10^3 \cdot 10^4} + 1,3 \cdot \frac{44 \cdot 210^3 \cdot 0,0005 \cdot 0,05}{2 \cdot 10^6} = 12 + 4,42 = 16,42 \text{ кВт} \end{aligned}$$

принимаем 16 кВт

Усилие, необходимое для крепления формы

$$Q_{кр} = \left(\frac{G_{np}}{g} \cdot \omega^2 \cdot A - G \right) \cdot K = \left(\frac{94000}{0,81} \cdot 314^2 \cdot 0,0005 - 104000 \right) \cdot 1,2 = 43,5 \text{ кН}$$

$K=1,2$.

$$G_{np} = K_{np} G_s + G_\phi = 0,25 \cdot 80 = 94 \text{ кН}$$

$$G = G_s + G_\phi = 80 + 24 = 104 \text{ кН}$$

Предполагая электромагнитное крепление формы, при установке на каждый виброблок по одному электромагниту, получаем усилие одного магнита

$$q = \frac{44}{10} = 4,4 \text{ кН.}$$

5.2.8 Расчет нижней (большой) и верхней (малой) пружин

Количество пружин

$$10 \times 4 = 40 .$$

Жесткость одной большой пружины

$$Z = \frac{\sum C}{40} = \frac{92,5 \cdot 10^5}{40} = 230000 \text{ Н/м.}$$

Жесткость одной малой пружины

$$Z_{,m} = 0,8Z = 0,8 \cdot 2310^4 = 184000 \text{ Н/м.}$$

Деформация большой пружины от статической нагрузки:

$$\begin{aligned} \Delta_{cm} &= \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = \frac{G_{\kappa}}{40Z} + \frac{G_{\phi} + G_{\delta}}{40Z} + \frac{G_{\kappa}}{40Z} \cdot \varphi \cdot \frac{Z_{,m}}{Z} = \\ &= \frac{50000}{40 \cdot 230000} + \frac{24000 + 80000}{40 \cdot 230000} + \frac{50000}{40 \cdot 230000} \cdot 1,25 \cdot \frac{18400}{230000} = \\ &= 0,0054 + 0,00114 + 0,00543 = 0,012 \text{ м} \end{aligned}$$

Статическая нагрузка на одну большую пружину

$$P'_{cm} = \Delta_{cm} \cdot Z = 0,012 \cdot 230000 = 2760 \text{ Н.}$$

Динамическая нагрузка на большую пружину

$$P'_{он} = A \cdot Z = 0,0005 \cdot 230000 = 115 \text{ Н.}$$

Расчетная нагрузка на большую пружину

$$P'_0 = P'_{cm} + P'_{он} = 2760 + 115 = 2875 \text{ Н.}$$

Материал пружины ст 65Г.

Модули: $E = 2,2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2,$

$$G = 8,5 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2.$$

Допускаемое напряжение сдвига

$$[\tau]_c = \frac{\sigma_T}{1,25} = \frac{40 \cdot 10^7}{1,25} = 32 \cdot 10^7 \text{ Н / м}^2$$

Принимаем индекс пружины $C = 8,$

коэффициент K при $C = 8$ равен 1,17,

диаметр проволоки пружины

$$\begin{aligned} d &= 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot P'_0 \cdot c}{[\tau]_c}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,17 \cdot 2875 \cdot 8}{32 \cdot 10^7}} = \\ &= 1,6 \cdot 0,0092 = 0,0147 \text{ м} = 14,7 \text{ мм} \approx 15 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Диаметр пружины

$$D = c \cdot d = 8 \cdot 15 = 120 \text{ мм} = 12 \text{ см.}$$

Число рабочих витков пружины

$$i = \frac{E \cdot d}{8 \cdot C^3 \cdot Z} = \frac{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,015}{8 \cdot 8^3 \cdot 23 \cdot 10^4} = 4.$$

Малая пружина рассчитывается аналогично.

Определение минимально необходимой массы фундамента виброплощадки проводим по упрощенной формуле, что допустимо, так как вынужденная частота колебаний составляет 3000 *кол/мин*:

$$G_{\text{фунд}} = (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{g \cdot A \cdot \sum C}{A_{\phi} \cdot \omega^2} = 1,1 \cdot \frac{981 \cdot 0,05 \cdot 92,5 \cdot 10^2}{1,75 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot 314^2} = 7250 \text{ кг (7,5 м)}$$

Если принять плотность бетона, идущего на заливку фундамента 2400 *кг/м³*, то объем фундамента под рассчитываемой виброплощадкой будет:

$$V_{\phi} = \frac{7250}{2400} = 3 \text{ м}^3.$$

6. ЦЕНТРИФУГИ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ НАПОРНЫХ И БЕЗНАПОРНЫХ ВОДОВОДОВ, ТРУБ, ОПОР ЛЭП

6.1 Определение основных расчетных зависимостей и параметров

Центрифуги – оборудование для уплотнения бетонной смеси за счет центробежных сил, возникающих в бетоне, при вращении цилиндрической формы с бетоном, интенсивно отнимающих излишки воды и пузырьки воздуха из смеси. Применяются для изготовления цилиндрических длинномерных бетонных изделий (безнапорные трубы, опоры ЛЭП, сердечники напорных труб и т. п.).

Конструктивно центрифуги различаются:

1. Осевые, где форма зажимается с двух сторон во вращающиеся планшайбы (рис. 6.1). Позволяет осуществлять весьма высокие обороты и, соответственно, высокую степень уплотнения

К недостаткам относятся – невозможность загрузки во вращающуюся форму и отсутствие промежуточных опор, что не позволяет центрифугировать изделия большой длины.

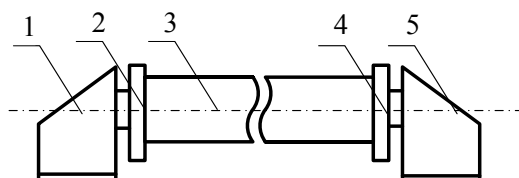


Рис. 6.1 Осевая центрифуга:

1 – передняя бабка; 2 – планшайба передняя; 3 – форма;
4 – планшайба задняя; 5 – задняя бабка

2. Свободно роликовые, где форма опирается на необходимое число промежуточных опор, привод осуществляется через ряд опорных фрикционных роликов, возможна загрузка во вращающуюся форму, через открытые торцы формы (рис.6.2.).

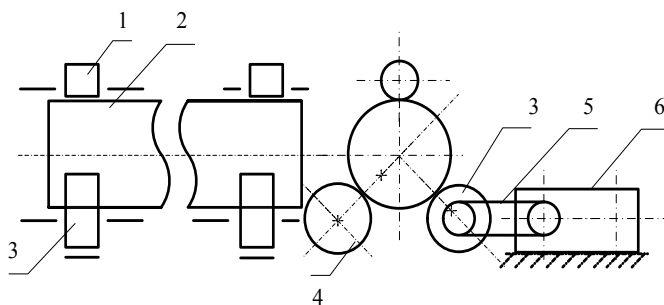


Рис. 6.2. Свободно роликовая центрифуга:

1 – предохранительный ролик; 2 – форма; 3 – опорный ведущий ролик;
4 – опорный ролик; 5 – ременная передача; 6 – редуктор и двигатель

Свободная укладка формы на роликоопоры не позволяет осуществлять большое число ее оборотов, что снижает степень уплотнения бетона.

3. Роликовые, где один конец формы зажат в планшайбу, передающую вращение от коробки скоростей, второй открыт для загрузки на ходу, форма опирается на необходимое число опор. Является промежуточным типом между осевой и свободно роликовой центрифугой (рис.6.3)

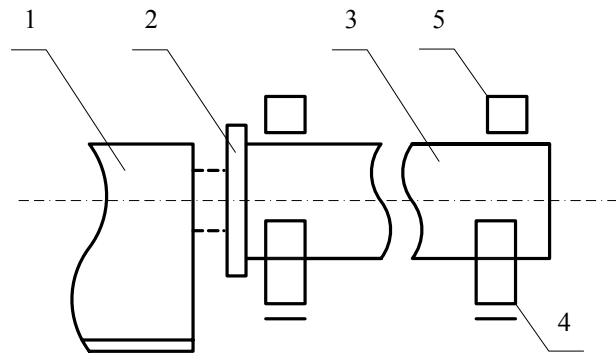


Рис. 6.3. Роликовая центрифуга:
 1 – коробка скоростей; 2 – планшайба;
 3 – форма; 4 – опорный ролик; 5 – предохранительный ролик.

К разряду свободно роликовых центрифуг относится подвесная центрифуга, опирающаяся на бесконечные тикстропные ремни, здесь не рассматриваемая.

Процесс центрифугирования состоит из следующих операций:

- 1) разгон формы до загрузочной скорости;
- 2) загрузка во вращающуюся форму бетона и ее распределение (за исключением тех случаев, когда бетон загружается во невращающуюся форму);
- 3) разгон формы от оборотов распределения до оборотов уплотнения;
- 4) вращение формы на оборотах уплотнения, снижение оборотов вращения формы до ее остановки.

Как видно из этого, в процессе центрифугирования требуются последовательно различные обороты формы, для чего в качестве эл. двигателя на центрифугах чаще всего применяются электродвигатели постоянного тока, позволяющие плавное регулирование оборотов, асинхронные трехфазного переменного тока с фазовым ротором или асинхронные короткозамкнутые многоскоростные (ступенчатые) двигатели переменного трехфазного тока. В последнем случае режимы оборотов формы центрифуги должны быть кратны возможным ступеням оборотов электродвигателя (с учетом, в случае необходимости, передаточных чисел коробки скоростей).

Расчет центрифуги заключается в следующем:

1. Разработка и изображение, по заданному типу центрифуги и размерам изделия, кинематической и конструктивной схемы центрифуги;
2. Определение режимных чисел оборотов формы; - критических, распределения, уплотнения, загрузки;
3. Определение количества бетона, необходимого для формирования изделия заданного размера;
4. Определение мощности для режимов: загрузки (запуска), распределение бетона, разгона от оборотов распределения бетона;
5. Выбор типа, количества и серии электродвигателей;
6. Расчет отдельных узлов и деталей центрифуги и ее привода на прочность.

6.1.1 Определение количества бетона, необходимого для формирования изделия

Площадь сечения изделия, после формования (рис.6.4.)

$$F = \pi \cdot (R^2 - Z^2) [M^2] \quad (6.1)$$

где R и Z - наружный и внутренний радиусы изделия в м.

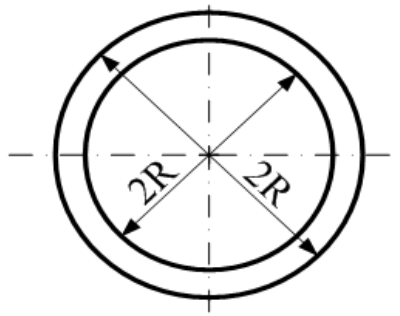


Рис. 6.3. Площадь сечения изделия

Объем изделия:

$$V = F \cdot Z = \pi \cdot (R^2 - Z^2) \cdot L \text{ [м}^3\text{]} \quad (6.2)$$

где L - длина изделия, м.

Масса бетона, необходимого для формования:

$$G_{\sigma} = V \cdot \rho_{\sigma} \cdot K = \pi \cdot (R^2 - Z^2) \cdot L \cdot \rho_{\sigma} \cdot K \text{ [т]} \quad (6.3)$$

где ρ_{σ} - плотность бетона, т/м³;

K - коэффициент, учитывающий уплотнение бетона при его центрифугировании.

Можно принимать $K = 1,15-1,25$.

Сила тяжести бетона, необходимого для формования

$$Q_{\sigma} = G_{\sigma} \cdot g \text{ [Н]}, \quad (6.4)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

6.1.2 Определение скоростей вращения формы на различных режимах

Критические обороты формы, ниже которых частицы бетона, при центрифугировании, у стенок формы в верхнем положении удерживаться не будут и центрифугирование будет невозможно (рис.6.4.).

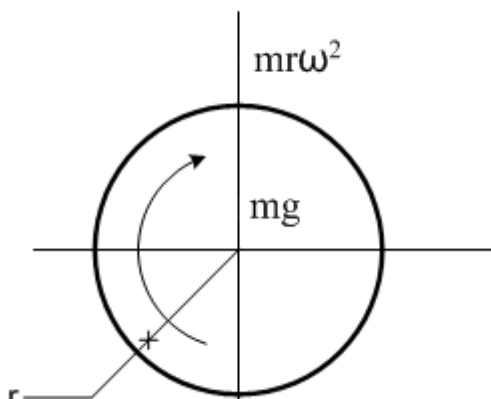


Рис.6.4.

$$n_{кр} = \frac{30}{\sqrt{R}} = \frac{42,4}{\sqrt{D}} \text{ [об/мин]}, \quad (6.5)$$

где R и D - внутренний радиус и диаметр формы, соответствующий наружному R и D изделия;

m - масса бетона, кг;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Обороты распределения бетона, обеспечивающие отсутствие расслоения бетонной смеси на составные части:

$$n_{распр} = K \cdot n_{кр} = K \cdot \frac{30}{\sqrt{R}} = K \cdot \frac{42,4}{\sqrt{D}} \text{ [об/мин]}; \quad (6.6)$$

K - коэффициент запаса, учитывающий влияние вязкости бетонной смеси: $K = 1,4-1,6$, не более 1,8.

Обычно число оборотов распределения

$$n_{распр} = 60-140 \text{ об/мин},$$

в зависимости от размеров формуемого изделия.

Число оборотов формы для уплотнения бетона:

$$n_{упл} = 52 \cdot \sqrt{\frac{P_n \cdot R}{\rho_6 \cdot (R^3 - r^3) \cdot g}} \text{ [об / мин]}, \quad (6.7)$$

где R и r - наружный и внутренний радиус формуемого изделия, м;

ρ_6 - усредненная масса бетонной смеси, $т/м^3$

$$(\rho_6 = 2,4 \text{ т/м}^3 = 2400 \text{ кг/м}^3);$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

P_n - величина удельной центробежной силы, приходящейся на единицу наружной поверхности изделия, $Н/м^2$

$$P_n = (1,0-4,0) 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Большие значения брать для осевых и роликовых центрифуг. Число оборотов формы для периода загрузки бетона принимается в среднем равным среднеарифметическому значению между начальным числом оборотов и оборотами распределения:

$$n_{загр} = \frac{0 + n_{расн}}{2} = \frac{n_{расн}}{2} \text{ [об / мин]}. \quad (6.8)$$

6.1.3 Определение необходимой мощности центрифугирования, приведенной к оси центрифуги и мощности электродвигателя

Мощность центрифуги для всех режимов вращения формы определяется по формуле:

$$N = \frac{M_c \cdot n}{9554} \text{ [кВт]}; \quad (6.9)$$

мощность электродвигателя

$$N_g = \frac{M_c \cdot n}{9554 \cdot \eta_{пр}} \text{ [кВт]}; \quad (6.10)$$

где M_c - суммарный момент сопротивления вращению формы, $Н\cdot м$;

n - скорость вращения формы на данном режиме, $об/мин$;

$\eta_{пр}$ - к.п.д. привода от электродвигателя до оси вращения формы.

По данной формуле, учитывая различные режимы вращения формы, определяем мощности:

режима загрузки

$$N_{загр} = \frac{M_c \cdot n_{загр}}{9554} \text{ [кВт]}; \quad (6.11)$$

режима распределения

$$N_{расн} = \frac{M_c \cdot n_{расн}}{9554} \text{ [кВт]}; \quad (6.12)$$

режима уплотнения

$$N_{упл} = \frac{M_c \cdot n_{упл}}{9554} \text{ [кВт]}. \quad (6.13)$$

Кроме того, ввиду кратковременности перевода от оборотов распределения к оборотам уплотнения требуется еще затрата дополнительной мощности разгона, расходуемой на преодоление сил инерции вращающихся масс. Эта мощность определяется по формуле:

$$A_{разг} = \frac{A}{1000 \cdot t} [\text{кВт}], \quad (6.14)$$

где A – работа, затрачиваемая на разгон формы от оборотов распределения $n_{расн}$ до оборотов уплотнения $n_{упл}$

$$A = 0,0055 \cdot J \cdot (n_{упл}^2 - n_{расн}^2) [H \cdot м^2]; \quad (6.15)$$

t – задаваемое время разгона, с; (практически $t = 60-120$ с).

Величина J в формуле представляет суммарный момент инерции вращающихся масс формы и изделия:

$$J = J_{\phi} + J_{мп} = G_{\phi} \cdot \left(R_c^2 + \frac{b^2}{4} \right) + G_{мп} \cdot \frac{R^2 + r^2}{2} [\text{кг} \cdot м^2], \quad (6.16)$$

где G_{ϕ} – масса формы, кг; приближенно: $G_{\phi} = \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot L \cdot \rho_{ст} \cdot k [\text{кг}];$

R_c – средний радиус формы;

R_1 – наружный радиус формы, м;

R_2 – внутренний радиус формы, м;

b – толщина стенки формы, м;

$b = R_1 - R_2$ (можно принимать $b = 8-10$ мм);

G_{ϕ} – масса бетона изделия (трубы), кг;

R – наружный радиус изделия, м;

r – внутренний радиус изделия, м;

L – длина формы, м;

$\rho_{ст}$ – плотность материала формы (принимается стальная), $\text{кг}/\text{м}^3$;

k – коэффициент, учитывающий наличие реборд и фланцев формы $k = 1,25-1,5$.

6.1.4 Определение суммарного момента сопротивления вращению формы для различных типов центрифуг

В общем случае суммарный момент сопротивления:

$$M_c = M_{тр} + M_b + M_{ст}, \quad (6.17)$$

где $M_{тр}$ – момент трения в подшипниках опор;

M_b – момент трения формы о воздух при вращении;

$M_{ст}$ – пусковой момент; – статический момент, преодолеваемый при подъеме бетона в начале вращения формы.

Момент трения в подшипниках опор для осевой центрифуги:

$$M_{мп} = \sum G \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} [H \cdot м], \quad (6.18)$$

где $\sum G$ – суммарная масса формы, бетона, шпинделей, планшайб, хомутов крепления и др., кг

$$\sum G = G_{\phi} + G_g + G_{ун}, \quad (6.19)$$

μ – приведенный коэффициент трения качения в подшипниках опор, различный для разных типов подшипников качения.

$\mu = 0,003-0,01$;

d - диаметр опорной беговой дорожки подшипника, т.е. наружный диаметр внутреннего кольца подшипника, m
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

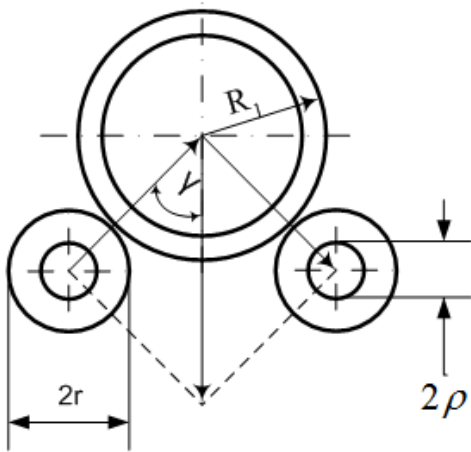


Рис. 6.5. Схема свободно роликовой центрифуги

При подшипниках скольжения в опорных роликах:

$$M'_{mp} = \frac{Q}{\cos \beta} \cdot \frac{R_1}{r} \cdot p \cdot f_c \quad [H \cdot m], \quad (6.22)$$

где Q – сила тяжести формы с бетоном, H ,

$$Q = (G_\phi + G_b) \cdot g [H]; \quad (6.23)$$

β - угол заклинивания формы $\beta = 45^\circ - 55^\circ$;

K – коэффициент трения качения бандажей формы по опорным роликам; $K = 0,0005 \text{ м}$;

R_1 – наружный радиус бандажа формы, m ;

r - радиус опорного ролика, m ;

p – радиус цапфы опорного ролика, m ;

f_c - приведенный коэффициент трения скольжения в цапфах опорных роликов

$$f_c = 0,08 - 0,11$$

f_k - приведенный (к оси центрифуги) коэффициент трения качения в подшипниках опорных роликов

$$f_k = 0,003 - 0,01$$

d - диаметр опорного кольца подшипника, m .

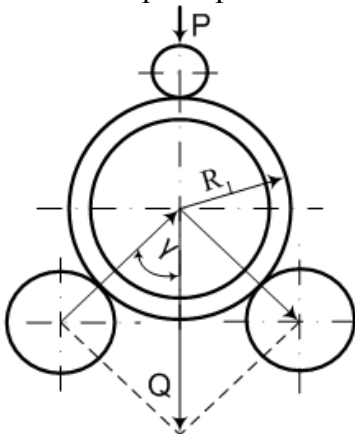


Рис. 6.6. Схема свободно роликовой центрифуги с верхним нажимным роликом

При подшипниках качения (рис. 6.6):

$$M''_{mp} = \frac{Q}{\cos \beta} \cdot \frac{d}{2} \cdot (R_1 + r) \cdot f_k [H \cdot m], \quad (6.24)$$

Примечание.

В том случае, когда в свободно роликовой и роликовой центрифуге имеется верхний нажимной ролик, нагруженный силой P , в суммарный момент трения добавляются дополнительные моменты M_{mp}^{III} и M_{mp}^{IV} , рассчитанные так же, как и M_{mp}^I и M_{mp}^{II} , но с учетом нажимного усилия.

Момент сопротивления от сил трения в роликовой центрифуге определяется по формуле:

$$M_{mp} = G_1 \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} + \frac{Q_1}{\cos \beta} \cdot \frac{R_1}{r} \cdot p \cdot f_c + \frac{Q_1}{\cos \beta} \cdot K \cdot \frac{R_1 + r}{r} \quad [H \cdot m], \quad (6.25)$$

где G_1 – часть суммарной массы формы и трубы, приходящаяся на шпindelную опору формы, Q_1 , часть силы тяжести формы и трубы, приходящаяся на опорные узлы роликов.

Остальные обозначения те же, что и ранее.

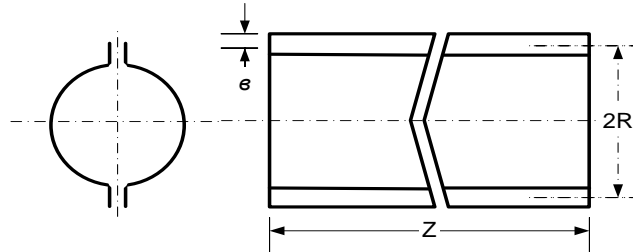


Рис. 6.7. Схема формы для центрифугирования

Момент сопротивления от трения формы о воздух при вращении определяется по формуле:

$$M_c = \lambda \cdot F \cdot V^2 \cdot R_0 \cdot K [H \cdot m], \quad (6.26)$$

где λ - коэффициент обтекания; $\lambda = 0,07-0,1 H/m^2$;

F – лобовая площадь сопротивления воздуху

$$F = 2 \cdot e \cdot \ell [m^2]$$

R_0 – радиус от оси вращения до центра тяжести площади соединительных ребер;

V – окружная скорость вращения центра тяжести площади ребер

$$V = \frac{\pi \cdot R_0 \cdot r}{30} [m/c], \quad (6.27)$$

k – коэффициент дополнительного выступа формы, планшайбы и т.п.; $k = 1,25-1,3$.

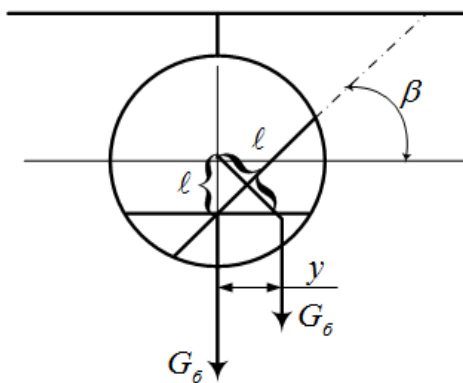


Рис. 6.8. Схема определения пускового момента сопротивления подъему бетона

Момент сопротивления подъему бетона (пусковой момент). В общем случае (рис.6.8):

$$M_n = G_b \cdot y = G_b \cdot \ell \cdot \sin \alpha [H \cdot m], \quad (6.28)$$

где G_b – сила тяжести бетона в форме, поднимаемого за один оборот формы в H ;

ℓ - координата центра тяжести площади кругового сегмента, представляющего собой площадь сечения материала в форме до его подъема;

α - угол естественного откоса бетонной смеси в движении

$$\alpha = 50^\circ-55^\circ.$$

В осевых центрифугах, загружаемых до начала вращения формы, загружаемых до начала вращения формы, G_b – вес всего бетона, расходуемого на изделие, в роликовых и свободнорычковых центрифугах, G_b – вес бетона, загружаемого в форму за один оборот ее.

Координата центра тяжести площади кругового сегмента может быть определена по формуле:

$$l = \frac{a^3}{12 \cdot F_a}, \quad (6.29)$$

где F_m - площадь сегмента, занимаемая бетонной смеси;
 a – хорда этого сегмента.

Площадь сегмента можно определить по равноценной его площади кольца, соответствующего габаритам изделия

$$F_m = \pi \cdot (R^2 + r^2) \cdot K \quad [m^2], \quad (6.30)$$

где K – коэффициент уплотнения (K - коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление при отрыве щита от бетона и инерционные силы при подъеме. В проектном расчете $K = 1,5-1,75$.), для определения величины хорды “ a ” необходимо пользоваться таблицей элементов сегмента круга, приводимой в математических справочниках.

После определения мощностей, необходимых для центрифугирования на различных режимах, по максимальной из них подбирается электродвигатель.

При этом необходимо иметь ввиду, что в осевых центрифугах, как правило, устанавливается два двигателя – пусковой и главный, в роликах и свободно роликовых центрифугах только главный, причем вместо одного двигателя может быть поставлено два, по обе стороны формы, вращающие ее в одном направлении. В этом случае мощность каждого двигателя берется равной половине полной расчетной мощности.

В качестве главных двигателей могут быть использованы эл.двигатели постоянного тока или переменного тока асинхронные с фазовым ротором, позволяющие плавную регулировку оборотов или же переменного тока асинхронные короткозамкнутые со ступенчатым регулированием оборотов. При этом надо иметь ввиду, что синхронное число оборотов асинхронного короткозамкнутого трехфазного электродвигателя переменного тока равно:

$$n = \frac{60 \cdot f}{2p} \quad [об / мин], \quad (6.31)$$

где f – частота тока в сети в герцах;
 $2p$ – число пар полюсов обмотки статора.

Таким образом:

при $2p = 1$	$n = \frac{60 \cdot 50}{1} = 3000$ об/мин;
$2p = 2$	$n = 1500$ об/мин;
$2p = 3$	$n = 1000$ об/мин;
$2p = 4$	$n = 750$ об/мин.

Имея в виду эти интервалы оборотов, необходимо подбирать и интервалы режимных оборотов формы с учетом передаточного числа постоянного привода от электродвигателя и коробки скоростей, если она предусмотрена конструкцией.

6.2 Пример расчета осевой центрифуги

Исходные данные для расчета: $D = 1200$ мм;

$$d = 1000 \text{ мм};$$

$$L = 4000 \text{ мм}.$$

Площадь кольцевого сечения трубы после центрифугирования:

$$F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (1,2^2 - 1^2)}{4} = 0,344 \text{ м}^2$$

Объем трубы:

$$V = F \cdot L = 0,344 \cdot 4 = 1,38 \text{ м}^3$$

Масса бетона, необходимая для формования одной трубы:

$$G_{\bar{o}} = V \cdot \gamma_{\bar{o}} \cdot K = 1,38 \cdot 2200 \cdot 1,25 = 3800 \text{ кг}.$$

Вес бетона, необходимого для формования:

$$Q_{\bar{o}} = G_{\bar{o}} \cdot g = 3800 \cdot 9,81 = 37400 \text{ Н}.$$

Критическое число оборотов формы:

$$n_{кр} = n_{кр} = \frac{42,4}{\sqrt{D}} = \frac{42,4}{\sqrt{1,2}} = 38,5 \text{ об / мин}.$$

Обороты распределения:

$$n_{расп} = n_{кр} \cdot K = 1,6 \cdot 38,5 = 62 \text{ об / мин}.$$

Обороты уплотнения:

$$n_{унл} = 52 \cdot \sqrt{\frac{P_H \cdot R}{\rho_{\bar{o}} \cdot (R^3 - r^3) \cdot g}} = 52 \cdot \sqrt{\frac{1,0 \cdot 10^5 \cdot 0,6}{2,2 \cdot 10^3 \cdot (0,6^3 - 0,5^3) \cdot 9,81}} = 910 \text{ об / мин}$$

P_H принимаем $1,0 \cdot 10^5 \text{ Н / м}^2$.

$\rho_{\bar{o}} = 2200 \text{ кг / м}^3$.

Суммарный момент сопротивления вращению формы при оборотах уплотнения бетона:

$$M_c = M_{mp} + M_g \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент сопротивления от сил трения:

$$M_{mp} = \sum G \cdot g \cdot \mu \frac{d}{2} = 5624 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \frac{0,153}{2} = 42 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\sum G = G_{\phi} + G_{\bar{o}} + G_{mp} = 1520 + 3800 + 304 = 5624 \text{ кг};$$

$$G_{\phi} = \pi \cdot D \cdot L \cdot \delta \cdot \rho_{cm} \cdot K = 3,14 \cdot 1,2 \cdot 4,0 \cdot 0,01 \cdot 7800 \cdot 1,3 = 1520 \text{ кг};$$

$$G_{\bar{o}} = 3800 \text{ кг};$$

$$G_{mp} = 0,2 \cdot G_{\phi} = 0,2 \cdot 1520 = 304 \text{ кг};$$

Момент сопротивления от трения о воздух:

$$b = 0,15 \text{ м}$$

$$F = 2b \cdot L = 2 \cdot 0,15 \cdot 4 = 1,2 \text{ м}^2$$

$$R_0 = R + \frac{b}{2} = 0,6 + 0,075 = 0,675 \text{ м}$$

$$M_g = \lambda \cdot F \cdot V^2 \cdot R_0 \cdot K = 0,1 \cdot 1,2 \cdot 64^2 \cdot 0,675 \cdot 1,25 = 416 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$V = \frac{\pi \cdot R_0 \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,675 \cdot 910}{30} = 64 \text{ м / с}.$$

Суммарный момент сопротивления при оборотах уплотнения:

$$M_c = M_{mp} + M_g = 42 + 416 = 458 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность двигателя при оборотах уплотнения бетона:

$$N_{унл} = \frac{M_c \cdot n_{унл}}{9554 \cdot \eta_{mp}} = \frac{458 \cdot 910}{9554 \cdot 0,9} = 48 \text{ кВт} \approx 50 \text{ кВт},$$

к.п.д. привода принимаем 0,9.

Момент сопротивления при запуске центрифуги при загрузке всего бетона в форму до начала ее вращения:

$$M_c = M_{mp} + M_{пуск}$$

Момент трения M_{mp} остается тем же самым.

Пусковой момент:

$$M_{пуск} = G_6 \cdot \ell \cdot \sin \alpha \cdot g$$

Угол α принимаем равным 50° .

Координату центра тяжести кругового сегмента найдем, пользуясь таблицами элементов сегмента и круга:

$$\ell = \frac{a^3}{12 \cdot F_m}$$

$$F_m = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} K = 0,344 \cdot 1,25 = 0,4 \text{ м}^2.$$

$$\text{Радиус круга } R = \frac{D}{2} = \frac{1,2}{2} = 0,6 \text{ м},$$

$c=0,6$.

$$\text{Табличная площадь } S = \frac{F_m}{c^2} = \frac{0,4}{0,6^2} = 1,12;$$

табличная хорда $a_T = 1,95$;

фактическая хорда $a = a_T \cdot c = 1,95 \cdot 0,6 = 1,17$;

$$\ell = \frac{1,17^3}{12 \cdot 0,4} = 0,334 \text{ м};$$

$$M_{пуск} = 3800 \cdot 9,81 \cdot 0,334 \cdot 0,75 = 9300 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_c = 9300 + 42 = 9432 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пусковая мощность, рассчитанная при среднем числе оборотов:

$$n_{cp} = \frac{O + n_{расп}}{2} = \frac{62}{2} = 31 \text{ об / мин},$$

будет

$$N_{пуск} = \frac{9432 \cdot 31}{9554} = 30,3 \approx 30 \text{ кВт}.$$

Мощность разгона до оборотов уплотнения:

$$N_{разг} = \frac{A}{1000 \cdot t} = \frac{77 \cdot 10^5}{1000 \cdot 120} = 65 \text{ кВт}.$$

Работа, затрачиваемая на разгон формы от оборотов распределения до оборотов уплотнения:

$$A = 0,0055 \cdot J \cdot (n_{упл}^2 - n_{расп}^2) = 0,0055 \cdot 1715 \cdot (910^2 - 62^2) = 77 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент инерции формы и трубы:

$$\begin{aligned} J &= J_{\phi} + J_{mp} = G_{\phi} \cdot \left(R_c^2 + \frac{b^2}{4} \right) + G_g \cdot \frac{R_c^2 + r^2}{2} = \\ &= 1520 \cdot \left(0,605^2 + \frac{0,01^2}{4} \right) + 3800 \frac{0,6^2 + 0,5^2}{2} = 1715 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Средний радиус формы:

$$R_c = \frac{0,6 + 0,61}{2} = 0,605 \text{ м},$$

$$b = 0,010 \text{ м},$$

время разгона $t=120 \text{ с}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Борщевский А.А., Ильин А.С. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий. – Изд. «Альянс», 2009. – 368 с.
2. Технологические комплексы и механическое оборудование предприятий строительной индустрии: Учебник / В. С. Богданов, С. Б. Булгаков, А. С. Ильин. - СПб.: Проспект Науки, 2010. - 624 с. - ISBN 978-5-903090-46-4
3. Богданов, В.С. Механическое оборудование специального назначения и технологические схемы производственных комплексов предприятий строительных материалов: Атлас конструкций: Учеб. пособие для вузов по направлению 270100 "Стр-во" / В.С. Богданов, С.И. Ханин, Р.Р. Шарапов; Белгород. гос. технол. ун-т. – Белгород, 2009. – 231 с.

Учебное текстовое электронное издание

Хамидулина Далия Далгатовна

**РАСЧЕТ И ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ
ПРЕДПРИЯТИЙ СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ**

Практикум

1,63 Мб

1 электрон. опт. диск

г. Магнитогорск, 2015 год

ФГБОУ ВПО «МГТУ»

Адрес: 455000, Россия, Челябинская область, г. Магнитогорск,
пр. Ленина 38

ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»

Кафедра строительных материалов и изделий

Центр электронных образовательных ресурсов и

дистанционных образовательных технологий

e-mail: ceor_dot@mail.ru