

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ –
МСХА имени К.А. ТИМИРЯЗЕВА

Н.Б. Мартынова
Х.А. Абдулмажидов
В.И. Балабанов

РАСЧЕТ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА

Учебно-методическое пособие

Москва - 2020

УДК 621.878/.879(075.8)

ББК 38.623.031Я73

М294

Рецензент:

Кизяев Б.М., академик РАН, доктор технических наук, научный руководитель
ФБГНУ ВНИИГиМ имени А.Н. Костякова

Мартынова, Н.Б., Абдулмажидов Х.А., Балабанов В.И.

М294 Расчет машин и оборудования природообустройства: учебно-методическое пособие – М. : МЭСХ, 2020. – 86 с.

ISBN 978-5-604-41-37-4-6

Учебно-методическое пособие предназначено для организации самостоятельной работы студентов в процессе изучения дисциплин «Машины и оборудование природоохранного обустройства территорий», «Машины и оборудование для природообустройства и водопользования». Содержит методику и рекомендации по выполнению расчётов параметров технологических машин природообустройства.

Для бакалавров направлений 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» и 20.03.02 «Природообустройство и водопользование».

УДК 621.878/.879(075.8)

ББК 38.623.031Я73

ISBN 978-5-604-41-37-4-6

© Мартынова Н.Б., © Абдулмажидов Х.А., © Балабанов В.И., 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Методика № 1. Расчет сопротивления резания грунта рыхлителями статического действия	5
Методика № 2. Расчет виброударного механизма для разрушения мерзлого грунта	15
Методика № 3. Определение основных параметров и подбор дробильно-сортировочных машин для дробильно-сортировочной установки	26
Методика № 4. Расчет основных параметров бетоно-растворосмесительных установок	40
Методика № 5. Подбор оборудования для пневматического способа транспортирования бетонной смеси и растворов	45
Методика № 6. Расчет основных параметров поршневого бетононасоса с механическим приводом	54
Методика № 7. Расчет основных параметров вибрационных машин для уплотнения бетонных смесей	60
Методика №8. Расчет основных параметров свайных молотов и вибропогружателей	70
Тестовый контроль	77
Контрольные задания	84
Библиографический список	86

Введение

Учебно – методическое пособие является частью учебного процесса и предназначено для практического освоения дисциплины, изучения конструкций основных типов машин природообустройства, методов их расчета.

Выполнение расчетных заданий должно способствовать формированию у студентов навыков проектирования, решению конструкторских задач, направлено на развитие творческого мышления. расчетные задания нацелены на ознакомление обучающимися с особенностями конструкций технологических машин природообустройства, их технологическими параметрами и особенностями эксплуатации.

В приведенных заданиях изложены методики расчета основных параметров технологических машин природообустройства для ознакомления обучающихся с общими принципами конструирования на основе унификации, стандартизации, обеспечения в конструкции машин долговечности и надежности, технологичности, рентабельности, заменяемости сборочных единиц, снижения энергоемкости, металлоемкости и обеспечения удобства эксплуатации.

Методика № 1.

Расчет сопротивления резания грунта рыхлителями статического действия

(2 часа)

Задание: Определить сопротивление грунта резанию, расходуемую мощность и эксплуатационную производительность навесного рыхлителя. Данные для расчета даны в табл. 1.1

Последовательность выполнения упражнения:

1. Начертить схему сечения зоны разрушения грунта (рис. 1.1).
2. Определить среднемаксимальные касательные силы резания.
3. Определить нормальную составляющую сопротивления грунта резанию рыхлителем.
4. Проверить работоспособность машины по сцеплению и тяговому усилию.
5. Определить эксплуатационную производительность рыхлителя.

1. Начертить схему сечения зоны разрушения грунта с обозначением размеров при заданных параметрах рыхлителя и количестве зубьев (рис. 1.1). Расширение прорези начинается с глубины $h_1 = k \cdot h$, где h - глубина рыхления (табл. 1.1); k - коэффициент глубины расширяющейся части прорези, зависит от угла резания α и хрупкости грунта, при $\alpha = 45^\circ$,
 $k = 0,80 \dots 0,85$ - для глины, $k = 0,90 \dots 0,95$ - для песка, $k = 0,85 \dots 0,90$ - для супеси и суглинка. Угол наклона расширяющейся прорези к горизонту $\gamma = 30 \dots 60^\circ$, меньшие значения для песка, большие - для глины.

2. Определить среднемаксимальные касательные силы резания:

а) по формуле А.Н. Зеленина при $b = 0,01 \dots 0,1$ м, Н; [46]:

$$P_1 = 10 \cdot C \cdot h (1 + 0,55b) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{150^\circ}\right) \cdot \mu \cdot \Delta \cdot \beta \cdot z ; \quad (1.1)$$

б) при $b > 0,1$ м, Н; [46]:

$$P_2 = 10 \cdot C \cdot h \cdot \sqrt{b} \left(1 + \frac{\alpha - 30^\circ}{80^\circ}\right) \cdot \mu \cdot \Delta \cdot \beta \cdot z ; \quad (1.2)$$

в) с учетом зон разрушения, Н; [46];

при $b = 0,01 \dots 0,1$ м:

$$P_3 = \left[\zeta \cdot h \cdot b \cdot \sigma_p \cdot \sin \alpha + 10 \cdot C \cdot h_2 \cdot (1 + 0,55b) \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{150^\circ}\right) \cdot \mu \cdot \Delta \cdot \beta \right] \cdot z; (1.3)$$

г) при $b > 0,1$ м:

$$P_4 = \left[\zeta \cdot h \cdot b \cdot \sigma_p \cdot \sin \alpha + 10 \cdot C \cdot h_2 \cdot \sqrt{b} \cdot \left(1 + \frac{\alpha - 30^\circ}{80^\circ}\right) \cdot \mu \cdot \Delta \cdot \beta \right] \cdot z; (1.4)$$

д) по формуле Ю.А. Ветрова, Н; [16, 18]:

$$P_5 = m_{св} \cdot (\varphi \cdot F_{своб} + \eta_{бок} \cdot F_{бок} + \eta_{бок.ср.} \cdot L_{бок.ср.} + \eta_{пл.изн.} \cdot h \cdot L_{пл.изн.}); (1.5)$$

где C - число ударов ударника ДорНИИ; между числом C и σ_p (предельное напряжение на растяжение, приводящее к разрыву разрабатываемого материала, определяется по рис. 2 по характеристике грунта) существует корреляционная зависимость:

$$C = (0,8 \div 1,2) \cdot \sigma_p ; \sigma_p - в \frac{H}{см^2} ;$$

b - ширина наконечника зуба (табл. 1.1) в форм. (1.1), (1.2) - b в м; в форм. (1.3), (1.4) в первом слагаемом в см, во втором слагаемом - b в м; в форм. (1.5) - b в см;

h - глубина рыхления, см (табл. 1.1);

α - угол рыхления, град (табл. 1.2), при четырехзвенной параллелограммной подвеске угол α не зависит от глубины рыхления, при трехзвенной подвеске угол α изменяется с изменением h (модель МГ -1-40^х);

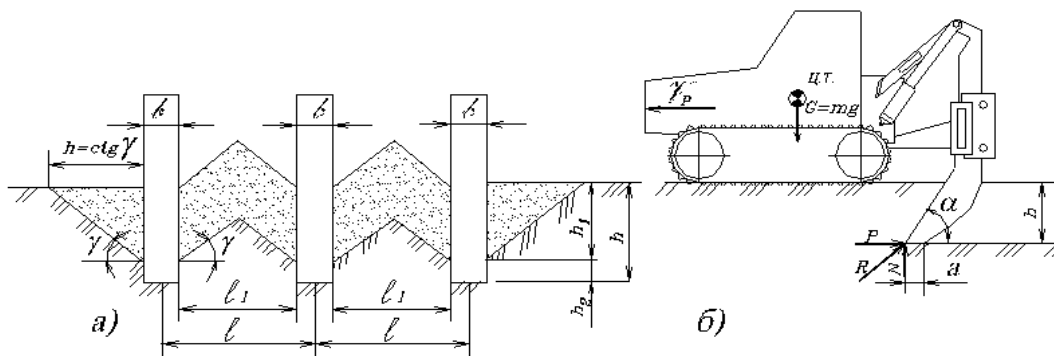


Рис. 1.1. Схемы к расчету сопротивления грунта резанию рыхлителем статического действия: а)-схема сечения зоны разрушения грунта при первых проходах; б)-схема основных конструктивных параметров рыхлителя и действующих усилий; h -глубина рыхления; h_1 - глубина начала расширения прорези; h_2 - глубина неразрушенной прорези; G - сила тяжести рыхлителя; N, P - нормальная, касательная составляющая сопротивления грунта резанию рыхлителем; α - угол резания; γ - угол наклона расширяющейся прорези к горизонту; b - ширина наконечника зуба; l - расстояние между осями зубьев; l_1 - расстояние между зубьями.

Задание к упражнению

№ вар.	Модель рыхлителя (табл. 1.2)	Глубина рыхления h , см	Кол-во зубьев Z	Износ a , см	Длина гопа L , м	Параметры грунта ^{xx)}			
						Наименование	ω , %	$-T^{\circ}C$	$m_{сб} H/cm^2$
1	МГ-1-40	20	1	2	300	Песок	15	10	95
2	ДП-26С	25	1	2	400	Супесь	10	15	35
3	ДП-22С	30	1	3	500	Суглинок	10	10	16
4	Д-671С	35	1	3	600	Глина	15	15	30
5	ДП-9С	50	1	4	700	Песок	10	15	54
6	ДП-10С	60	1	4	800	Супесь	15	5	20
7	ДП-11С	70	1	5	900	Суглинок	20	10	20
8	МГ-1-40	25	1	3	500	Суглинок	15	15	50
9	ДП-26С	35	1	3	400	Супесь	15	5	20
10	ДП-22С	20	2	4	300	Глина	15	15	30
11	Д-671С	25	2	4	800	Песок	15	5	45
12	ДП-9С	30	2	2	700	Глина	10	20	10
13	ДП-10С	40	2	5	600	Суглинок	10	15	25
14	ДП-11С	50	1	3	300	Песок	15	20	95
15	МГ-1-40	35	1	5	400	Глина	25	10	35
16	ДП-26С	55	1	5	500	Супесь	10	18	40
17	ДП-22С	20	3	2	600	Песок	10	16	55
18	Д-671С	20	3	2	700	Глина	30	18	20
19	ДП-9С	30	3	3	800	Супесь	10	15	32
20	ДП-10С	40	3	3	900	Суглинок	15	8	25
21	ДП-11С	60	1	4	500	Глина	40	20	40
22	МГ-1-40	30	1	2	200	Песок	10	10	30
23	ДП-26С	25	1	2	300	Супесь	15	8	30
24	ДП-22С	35	3	2	400	Суглинок	20	12	12
25	Д-671С	20	2	4	500	Глина	25	10	30
26	ДП-9С	30	3	4	600	Песок	10	15	50
27	ДП-10С	40	1	5	800	Супесь	10	16	55
28	ДП-11С	50	1	3	400	Суглинок	10	20	32
29	ДП-26С	30	1	3	300	Глина	25	15	50
30	ДП-11С	20	2	5	200	Песок	15	12	97

^{x)} - угол резания регулируется гидроцилиндром, в расчетах принимать $\alpha = 45^{\circ}$.), при $h = 0$ $\alpha = 32...62^{\circ}$, при $h = h_{max} = 0,45$ м $\alpha = 32...53^{\circ}$;

^{xx)} ω , % - весовая влажность грунта, %; $-T^{\circ}C$ - отрицательная температура, $^{\circ}C$;

$m_{св}$ - удельная сила резания в лобовой части прорези при угле резания 45° ; μ - коэффициент, учитывающий степень блокирования; для заблокированного резания $\mu = 1$, для полублокированного $\mu = 0,75$, для свободного резания $\mu = 0,5$; Δ - коэффициент, учитывающий затупление режущего наконечника (табл. 1.3);

β - коэффициент, учитывающий угол заострения профиля (табл. 1.4);

наконечники рыхлителей обычно имеют угол заострения 180° ; Z - количество зубьев (табл. 1.1);

Таблица №1.2.

Техническая характеристика рыхлителей статического действия

Показатели	Модель рыхлителя						
	МГ-1-40	ДП-26С	ДП-22С	Д-671С	ДП-9С	ДП-10С	ДП-11С
Наибольшее заглубление h_{max} , м	0,46	0,45	0,5	0,5	0,7	0,7	1,0
Количество зубьев Z , шт	1	1	1...3	1...3	1...3	1...3	1
Расстояние между осями зубьев l , м	-	-	0,8	0,96	1,02	0,85	-
Ширина наконечника зуба b , см	6,6	6,6	8,6	10,4	10,5	10,5	12,4
Угол рыхления (при h_{max}) α , град	32-53	45	45	45	45	45	45
Скорость передвижения, км/ч Вперед v_p	2,36-10,15	3,17-10,45	2,86-11,96	2,67-17,9	2,3-20	0-16,4	0-16,2
Назад v_x	2,8-7,61	3,05-8,5	3,21-7,49	1,78-14,2	2,3-2,0	0-13,7	0-13,5
Общая масса G , т	15,4	17,3	23,0	23,3	37,46	43,4	40,0
Базовая модель	Т-10М-1	Т-10М-1	Т-10М	Т-220	ДЭТ-250М	Т-330	Т-500
Мощность двигателя N , кВт	103	103	132	162	220	243	368
Наибольшее тяговое усилие P_{max} , кН	95	95	168	141	257	361	500

ζ - коэффициент, характеризующий отношение истинной площади отрыва одним зубом к площади вертикальной проекции рабочего органа (табл. 1.5);

$$\zeta = \frac{F_{\phi}}{b \cdot h}; F_{\phi} - \text{действительная площадь отрыва грунта}; b \cdot h - \text{площадь вер-}$$

тикальной проекции рабочего органа;

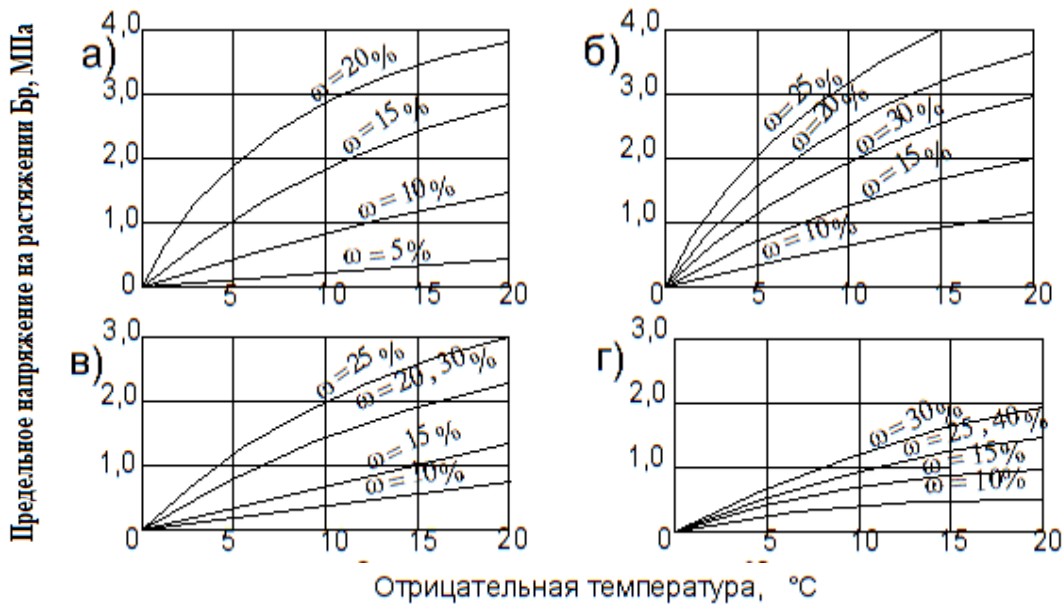


Рис.1.2. Влияние влажности (ω , %) и отрицательной температуры ($^{\circ}\text{C}$) на сопротивление мерзлых грунтов разрыву: а) - песок, б) - супесь, в) - суглинок, г) - глина.

h_2 - высота ярко выраженной прямоугольной прорези грунта, см; $h_2 = h - h_1$; σ_p - предельное напряжение на растяжение, H/cm^2 (рис. 2); m_{CB} - удельная сила резания в лобовой части прорези при угле резания $\alpha = 45^{\circ}$, H/cm^2 (табл. 1.1); φ - коэффициент влияния угла резания; $\varphi = 0,85$ при $\alpha = 40^{\circ}$; $\varphi = 1,0$ при $\alpha = 45^{\circ}$; $\varphi = 1,55$ при $\alpha = 50^{\circ}$. $\eta_{бок}, \eta_{бок.ср.}, \eta_{пл.изм.}$ - коэффициенты, характеризующие разрушение грунта в боковых расширениях прорези; разрушение по боковым срезам и затупление (износ) режущих зубьев. Для плотных грунтов: $\eta_{бок} = 0,52$; $\eta_{бок.ср.} = 76$ см; коэффициент $\eta_{пл.изм.}$ зависит от глубины резания, радиуса затупления или ширины площадки износа a (табл. 1.1) и выбирается по табл. 1.6; $F_{св}$ - площадь лобовой части поперечного сечения прорези, cm^2 ; $F_{св} = b \cdot h \cdot Z$; $F_{бок}$ - площадь разрушенного грунта в боковых расширениях прорези, cm^2 ; $F_{бок} = h_1^2 \cdot ctg\gamma + l_1 \cdot h_1 \cdot (z - 1)$, где l_1 - расстояние между соседними зубьями, см; $l_1 = l - b$, l - расстояние между осями зубьев, см (табл. 1.2); $\gamma = 30 \dots 60^{\circ}$ - угол наклона расширяющейся прорези к горизонту;

$L_{бок.ср.}$ - суммарная длина линий бокового среза грунта, см;

$$L_{бок.ср.} = 2 \cdot Z \cdot h_2 ;$$

$L_{пл.изм.}$ - длина затупленной или изношенной режущей кромки, см;

$$L_{пл.изм.} = Z \cdot b .$$

Таблица № 1.3

Значение коэффициента Δ (при $h > 30$ см^{х)}) [46] и коэффициента ψ .

Общий показатель износа a , см	0	0,6	1	2	3	4	5
Коэффициент Δ для мерзлого грунта	0,85	1,0	1,15	1,35	1,6	1,85	2,1
Коэффициент ψ	0,1	0,15	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0

^{х)} при $h = 20 \dots 50$ см - указанные значения Δ увеличиваются в 1,25-1,5 раза; при $h = 10 \dots 20$ см - в 1,5...2,0 раза.

Таблица № 1.4.

Значение коэффициента β [46].

Угол заострения зуба, град	180	120	90	60	50-15
Коэффициент β	1	0,96	0,90	0,83	0,81

Таблица № 1.5

Значения коэффициента ζ [46].

Отношение h/b	1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент ζ	2	3	3,7	4,2	4,2	3,9	3,4

Таблица № 1.6

Значение величины $\frac{\eta_{пл.изм.}}{a}$, где a в см. [18].

Глубина рыхления, h , см	10	20	30	40	50	60
Отношение $\eta_{пл.изм.} / a$, см	0,224	0,137	0,116	0,100	0,091	0,071

Свести определенные по форм. (1.1) - (1.5) значения среднемаксимальных касательных сил резания в табл.1.7 и определить среднеарифметическое значение силы P .

Таблица № 1.7

Сводная таблица расчетных величин среднемаксимальных касательных сил резания статическими рыхлителями.

При $b=0,01-0,1\text{м}$	$P_1=\dots\text{Н}$	$P_3=\dots\text{Н}$	$P_5=\dots\text{Н}$	$P = \frac{P_1 + P_3 + P_5}{3} = \dots\text{Н}$
При $b>0,1\text{м}$	$P_2=\dots\text{Н}$	$P_4=\dots\text{Н}$	$P_5=\dots\text{Н}$	$P = \frac{P_2 + P_4 + P_5}{3} = \dots\text{Н}$

3. Определить нормальную составляющую сопротивления грунта резанию рыхлителем, N :

$$N = P \cdot \psi; \quad (1.6)$$

где ψ - коэффициент, соответствующий отношению нормальной составляющей грунта резанию к касательной, зависит в основном от степени затупления рабочего органа (табл. 1.3).

4. Проверить работоспособность машины по сцеплению и тяговому усилию, N :

$$P \leq P_{\max}; \quad P \leq (G - N)(\varphi_{\text{сц}} - f - i); \quad (1.7)$$

где P_{\max} - наибольшее тяговое усилие базового трактора по мощности, N (см. табл. 1.2);

G - сила тяжести рыхлителя, N (см. табл. 1.2);

$\varphi_{\text{сц}}$ - коэффициент сцепления, принять $\varphi_{\text{сц}} = 0,6 \dots 0,8$;

f - коэффициент сопротивления передвижению;

$f = 0,10 \dots 0,15$;

i - уклон поверхности движения; $i = 0,05 \dots 0,10$.

В случае если одно из указанных неравенств (1.7) не выполняется, необходимо для заданных грунтовых условий уменьшить глубину рыхления.

5. Определить эксплуатационную производительность рыхлителя, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$П_3 = 3600 \frac{V}{T_{ц}} \cdot k_B; \quad (1.8)$$

где V - объем разрыхленного грунта за цикл, m^3 , $V = b \cdot h_{эф} \cdot L$;

b - средняя ширина полосы рыхления за один проход, м; $h_{эф}$ - эффективная глубина рыхления с учетом неточности управления рабочим органом и наличия гребешков не разрыхленного грунта, м;

$$h_{эф} = (0,6 \dots 0,8) h;$$

L - длина пути рыхления, м (табл. 1.1);

$T_{ц}$ - продолжительность цикла, с; при челночной схеме производства работ

$$\text{(при } L \text{ до } 500 \text{ м)}, \text{ с: } T_{ц} = \frac{L}{v_p} + \frac{L}{v_x} + t_c + t_0;$$

при продольно-поворотной схеме производства работ (при L свыше 500 м), с:

$$T_{ц} = \frac{L}{v_p} + t_c + t_0 + t_n;$$

v_p - средняя скорость рыхлителя при рабочем процессе, м/с;

$v_p = (0,6 \dots 0,7) v_1$; v_1 - скорость движения рыхлителя на первой пере

че, м/с (табл. 1.2); для тракторов с гидромеханической и электромеханической трансмиссией $v_1 = 0,5 \dots 0,75$ м/с; v_x - средняя скорость рыхлителя при холостом ходе (задняя скорость трактора, табл. 1.2), м/с; t_c - время на переключение коробки перемены передач, с;

$t_c = 3 \dots 6$ с; t_0 - время на управление рабочим органом, с; $t_0 = 2 \dots 3$ с; t_n - время на разворот в конце участка, с; $t_n = 5 \dots 12$ с;

k_B - коэффициент использования рыхлителя по времени,

$$k_B = 0,85 \dots 0,90.$$

Средняя ширина полосы рыхления за один проход при числе зубьев больше одного или между двумя проходами при рыхлении одним

$$\text{зубом, м: } B \cong K_n [b \cdot Z + 2h_{эф} \text{ctg} \gamma + l_1 (Z - 1)]; \quad (1.9)$$

где K_n - коэффициент перекрытия, $K_n = 0,75 \dots 0,80$.

Методика №2.

Расчет виброударного механизма для разрушения мерзлого грунта.

(4 часа)

Задание. Определить основные параметры, мощность, потребную для работы виброударного механизма и производительность. Данные для расчета в табл. №2.1.

Последовательность выполнения упражнения:

1. В соответствии с заданием начертить принципиальную схему виброударного механизма (рис.2.1).
2. Определить максимально возможный объем глыб, отделяемых от массива.
3. Определить ширину клина рабочего органа.
4. Определить минимальное значение энергии одного удара.
5. Определить массу ударной части вибромолота.
6. Определить массу рабочего органа (наковальня и клин).
7. Назначить режим работы вибромолота.
8. Определить угловую частоту вращения дебалансных валов.
9. Определить амплитудное значение вынуждающей силы по формуле Зеленина А.Н.
10. Определить статический момент массы дебалансов.
11. Определить максимальное значение размаха колебаний ударной части.
12. Определить абсолютную скорость движения ударной части в момент удара.
13. Определить действительное значение энергии удара вибромолота.
14. Определить мощность привода вибромолота.
15. Определить суммарную жесткость пружин вибромолота.
16. Определить момент инерции площади сечения дебаланса.
17. Определить эксплуатационную производительность виброударного механизма при циклическом рыхлении мерзлого грунта.
18. Определить удельную энергоемкость процесса разрушения мерзлого грунта виброударным механизмом.
19. Анализ полученных результатов.

Данные для расчета

№ варианта.	Глубина промерзания Н, м	Вместимость ковша q, м ³	Число ударов ударника ДорНИИ, С	Наименование грунта.	Число клиньев на рабочем органе, м.
1	0,8	0,3	80	Глина	3
2	0,9	0,4	80	-/-	3
3	1,0	0,5	80	-/-	3
4	1,1	0,6	100	-/-	2
5	1,2	0,8	100	-/-	2
6	1,3	1,0	100	Суглинок	2
7	1,4	1,0	120	-/-	2
8	1,5	1,0	120	-/-	2
9	1,6	1,25	120	-/-	3
10	1,7	1,25	160	-/-	3
11	1,8	1,25	180	-/-	3
12	1,9	1,5	190	Супесь	3
13	2,0	1,5	200	-/-	3
14	1,9	1,5	200	-/-	3
15	1,8	1,25	180	-/-	2
16	1,7	1,0	160	Глина	2
17	1,6	1,0	150	-/-	2
18	1,5	1,0	150	-/-	2
19	1,4	1,0	150	-/-	2
20	1,3	1,0	140	Суглинок	2
21	1,2	0,6	120	-/-	2
22	1,1	0,6	100	-/-	2
23	1,0	0,6	100	-/-	2
24	0,9	0,6	100	Супесь	2
25	0,8	0,6	100	Супесь	2
26	1,0	0,6	150	Супесь	2
27	1,2	0,8	200	Глина	2
28	1,4	1,0	160	Глина Суглинок	3
29	1,6	1,25	230	Суглинок	3
30	1,8	1,5	200	Супесь	1

1. Вибромолот представляет собой многорегимную ударно-резонансную систему, нуждающуюся в настройке как в начальной стадии погружения инструмента, так и в течение всего периода работы, так как при этом резко изменяются условия взаимодействия инструмента с грунтом: от пластично-упругого до упругого состояния. Величина погружения клина за удар, состоящая из остаточной и упругой составляющих, зависит от массы ударной части, с уменьшением которой возрастает время погружения инструмента, а с увеличением уменьшается долговечность.

В соответствии с заданием начертить принципиальную схему виброударного механизма (рис.3).

2. Определить максимально возможный объем глыб, отделяемых от массива. Этот объем зависит от вместимости ковша экскаватора, которым предусматривается последующая экскавация разрушенного мерзлого грунта, м³;

$$V = A \cdot q; \quad (2.1)$$

где A – коэффициент, учитывающий степень дробления мерзлоты и способность ковшей захватывать глыбы: ($A = 0,2 \dots 0,3$ при $m = 1$; $A = 0,5 \dots 0,7$ при $m = 2$; $A = 0,7 \dots 0,9$ при $m = 3$; m – число рабочих клиньев); q – объем ковша, м³ (таб. 2.1).

1. Определить ширину клина рабочего органа ^{x)}, м:

$$b = \sqrt{\frac{V}{H \cdot (1 + 2ctg\alpha_1) \cdot (6m - 4,5)}}; \quad (2.2)$$

^{x)} Формула получена из предположения оптимального расстояния между клиньями и клиньев от края забоя: $a = (2 \dots 3)$ в; $\ell = (3 \dots 4)$ в.

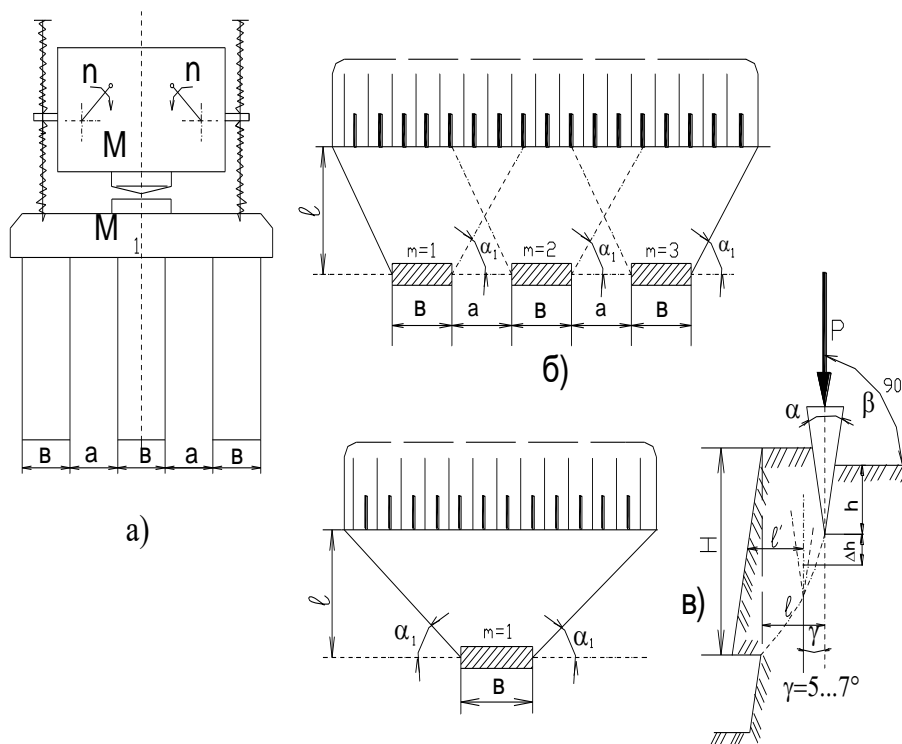


Рис.2. Схема к расчету виброударного механизма для разрушения мерзлого грунта: а) - вибромолот с рабочими клиньями; б) - скол грунта у края забоя тремя клиньями; в) - скол грунта одним клином.

где H – глубина промерзания, m (см. задание); α_1 - угол скола грунта; $\alpha_1 = 30 \dots 40^\circ$;

m - число клиньев на рабочем органе, $m = 1, 2, 3$.

4. Определить минимальное значение энергии одного удара, Дж:

$$A_{\min} = a_{\text{уд}} \cdot b \cdot m ; \quad (2.3)$$

где $a_{\text{уд}}$ - удельное значение энергии удара, при котором начинается процесс внедрения инструмента в мерзлый грунт и образование лидирующей трещины, Дж/пог.м (табл.2.2).

**Сопrotивляемость мерзлых грунтов разрушению виброударной нагрузкой, Дж / пог. м
(по данным М.А. Гурина)**

Число ударов ударника ДорНИИ, С			Удельная энергия удара $a_{уд}$, Дж / пог. м
Глина	Суглинок	Супесь	
40...110	40...130	40...150	(1...2) 10^3
110...170	130...210	150...230	(2...3) 10^3
170...220	210...270	230...300	(3...4) 10^3
220...260	270...320	300...360	(4...5) 10^3

5. Определить массу ударной части вибромолота, $\frac{H \cdot c^2}{m}$ (кг):

$$M = \frac{2 \cdot A_{\min}}{v^2}; \quad (2.4)$$

где v - скорость движения ударной части вибромолота в момент удара, м/с;
предварительно из условия долговечности оборудования принимают:

$$v = (1,0 \dots 2,5) \text{ м/с}; A_{\min} \text{ в Дж.}$$

6. Определить массу рабочего органа (наковальня и клин):

$$M_1 = (1,0 \dots 2,0) \cdot M \quad (2.5)$$

7. Назначить режим работы вибромолота. Устойчивая работа вибромолота осуществляется при настройке на нулевой зазор и соотношения частот собственных колебаний к вынужденным, равном 0,5; 0,25.

Число ударов вибромолота: $n_1 = 7 \dots 15$ уд/с.

Коэффициент трансформации (режим работы вибромолота):

$$I = \frac{n}{n_1} = 1, 2, 3 \text{ и т.д.}$$

где n – частота вращения дебалансных валов, c^{-1} .

8. Определить угловую частоту вращения дебалансных валов, рад/с:

$$\omega = 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot i \cdot n_1; \quad (2.6)$$

9. Определить амплитудное значение вынуждающей силы по формуле Зеленина А.Н.[46], Н:

$$P = m_i \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{\omega \cdot A_{\min}}{v}; \quad (2.7)$$

Принятые значения P проверяем по рекомендуемым соотношениям:

$$\frac{9,81 \cdot M}{P} = K;$$

$K = 0,07 \dots 0,15$ при $C = 100 \dots 200$ уд.

$K = 0,15 \dots 0,30$ при $C = 50 \dots 100$ уд.

10. Определить статический момент массы дебалансов, $H \cdot c^2$ ($кг \cdot м$):

$$m_i \cdot r = \frac{P}{\omega^2}; \quad (2.8)$$

11. Определить максимальное значение размаха колебаний ударной части, м:

$$a_1 = \beta \cdot \frac{m_i \cdot r}{M}; \quad (2.9)$$

где β - коэффициент, учитывающий возрастание амплитуды колебаний
(табл.2.3)

Значение коэффициента.

$I = \frac{n}{n_1}$	Коэффициент восстановления скорости		
	$R' = 0$	$R' = 0,1$	$R' = 0,2$
1	3,5	4,0	4,7
2	5,1	6,0	7,1
3	7,0	8,1	10,1

Коэффициент восстановления скорости R определяет область существования устойчивых периодических движений вибромолота и изменяется в широких пределах на различных стадиях одного цикла разрушения. Для практических расчетов принимают $R=0,1 \dots 0,3$.

$$R' = \frac{R \frac{M_1}{M} - 1}{\frac{M_1}{M} - 1}; \quad (2.10)$$

12. Определить абсолютную скорость движения ударной части в момент удара, м/с:

$$v_1 = \frac{2 \cdot m_i \cdot r \cdot \omega}{M \cdot (1 - R')}; \quad (2.11)$$

13. Определить действительное значение энергии удара вибромолота, Дж:

$$A_1 = \frac{M \cdot v_1^2}{2} \geq A_{\min}; \quad (2.12)$$

В случае если $A_1 < A_{\min}$, необходимо принятые параметры вибромолота изменить и сделать пересчет параметров v_1 и A_1 .

14. Определить мощность привода вибромолота, кВт:

$$N = (1,2 \div 1,3) \cdot 10^{-3} \cdot A_1 \cdot n_1 \cdot \frac{1}{\eta}; \quad (2.13)$$

где η - К.П.Д. привода вибромолота, $\eta=0,46 \dots 0,72$; A_1 в Дж; n_1 – уд/с.

15. Определить суммарную жесткость пружин вибромолота, Н/м:

$$C = K_1 \cdot \left(\frac{\omega}{2 \cdot i}\right)^2 \cdot M \quad (2.14)$$

где K_1 – коэфф., учитывающий повышение жесткости пружин из-за смещения оптимальных ударных скоростей в сторону отрицательных зазоров; $K_1=1,1 \dots 1,2$, ω - рад/с, M – масса, кг.

По значению C и a_1 рассчитывают по формулам сопромата на прочность пружины, принимая допускаемые касательные напряжения не более $2,6 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$, с увеличением диаметра прутка пружины допускаемое напряжение уменьшают. Принятые параметры вибромолота сравниваем с технической характеристикой вибромолотов, выпускаемых промышленностью (табл.2.4).

16. Определить момент инерции площади сечения дебаланса.

Оптимальной формой дебаланса является такая, которая при минимальном моменте инерции обеспечивает максимальный статический момент.

Момент инерции площади сечения дебаланса, см^4 :

$$I = F(r^2 + \rho^2); \quad (2.15)$$

где I – момент инерции площади сечения дебаланса относительно оси вращения, см^4 ;

r - расстояние от центра тяжести сечения дебаланса до оси вращения, см ;

ρ - радиус инерции площади сечения дебаланса относительно его центра тяжести, см ;

F - площадь сечения дебаланса, см^2 .

Момент инерции будет иметь минимальное значение при условии:

$$r = \rho \cdot \sqrt{2};$$

17. Определить эксплуатационную производительность виброударного механизма при циклическом рыхлении мерзлого грунта, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$\Pi_3 = \frac{3600}{T_{\text{ц}}} \cdot V \cdot m \cdot K_{\text{в}}; \quad (2.16)$$

где $T_{\text{ц}}$ – продолжительность одного цикла, с ;

V – объем глыбы, отделяемой от массива, м^3 (форм. 2.1);

m - число клиньев на рабочем органе (табл. 2.1);

$K_{\text{в}}$ – коэффициент использования оборудования по времени, с ; $K_{\text{в}} = 0,8$.

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4; \quad (2.17)$$

Технические характеристики вибромолотов

Параметры	Ед. изм.	С-883	С-402А	С-834	С-835	ВМ-7Н	ВМ-9	С-836	ВМД-56	С-467М	ВМС-1
1 Энергия удара	2 Дж	3 160	4 500	5 1200	6 1650	7 620	8 800	9 2850	10 3000	11 4000	12 5000
Число ударов.	уд/ мин	705	480	480	480	1450	1440	485	980	490	730
Статический момент дебалансов.	кг·см	54	220	536	500	322	604	1440	1660	-/-	-/-
Вынуждающая сила	кН	11	22,5	50	112,5	70	140	145	176	218	125
Масса ударной части	т	0,1	0,28	0,65	0,7	0,67	0,7	1,4	1,65	2,1	2,85
Жесткость пружины	кН/ см	1,35	2,16	4,95	4,90	10,0	14,4	8,5	35	-/-	25,6
Установленная мощность	кВт	2,2	6,0	11	14	14	28	28	44	44	56

где t_1 – продолжительность заглубления виброклина, с;

$$t_1 = \frac{10 \cdot C \cdot h}{n_1}; \quad (2.18)$$

C – число ударов ударника ДорНИИ, h – глубина погружения клина до образования лидирующей трещины, м; $h = (0,5 \dots 0,6)$ Н – для супеси; $h = (0,6 \dots 0,7)$ Н – для суглинка; $h = (0,7 \dots 0,8)$ Н – для глины; H – глубина промерзания, м; n_1 – число ударов вибромолота, уд/с. Принято считать, что к началу следующего удара перемещение прекращается, а величина остаточной деформации от удара к удару уменьшается вплоть до лавинообразного образования лидирующей трещины;

t_2 – время, затрачиваемое на откол глыбы и подъем рабочего органа в транспортное положение, с; $t_2 = 5 \dots 10$ с.

t_3 – время, затрачиваемое на переезд на новую позицию, с;

$$t_3 = \frac{\ell}{v_1}; \quad (2.19)$$

ℓ - расстояние клина от края забоя, м; v_1 - скорость рабочего хода, м/с; $v_1 = 0,15 \dots 2,5$ м/с;

t_4 – время установки рабочего органа на грунт, с; $t_4 = 2 \dots 5$ с.

18. Определить удельную энергоёмкость процесса разрушения мерзлого грунта виброударным механизмом, кВт·ч/м³:

$$\mathcal{E} = \frac{N}{P_{\mathcal{E}}}; \quad (2.20)$$

Таблица № 2.5.

Технические характеристики низкочастотных вибропогружателей типа ВРП с регулируемыми параметрами

Параметры \ Индекс машины	ВРП-15/60	ВРП-30/132	ВРП-70/200
Статический момент дебалансов, т·см	0...15	0...30	23...70
Частота колебаний, Гц	0...7,8	0...8,7	0...8,3
Максимальная вынуждающая сила, кН	348	890	1900
Мощность электродвигателя, кВт	60	132	200
Амплитуда колебаний(без свай), мм	0...30	0...40	18...50
Габаритные размеры, м	1,24x1,00x2,04	1,44x1,44x2,24	1,70x1,60x3,50
Общая масса, кг	5000	7250	13000
Погружаемый элемент и его Максимальные размеры в плане до, м	Сваи 0,45x0,45 Сваи-оболочки Ø 1,2	Трубчатые сваи Ø 0,6 Сваи-оболочки Ø 1,2; 1,6	Сваи-оболочки Ø 1,6; 3,0
Глубина погружения до, м	15	25	40

Технические характеристики низкочастотных вибропогружателей

Параметры \ Индекс машины	СП-42Б ВП-1	ВУ-1,6	В1-722	ВПМ-170	ВП-3М
Статический момент дебалансов, кг·м	93	345	500	224; 290	263
Частота колебаний, Гц	7	8,25	7,9; 9,3	7,3; 9,3	6,8
Вынуждающая сила, кН	250	958	1250 1700	480,620	440
Электродвигатели: Мощность, кВт Количество, шт.	60 1	150 2	200 1	120 2	100 1
Амплитуда колебаний (без сваи), мм	20	28	50	28; 36	36
Габаритные размеры, мм	1321 x 1290 x 2778	3068 x 2618 x 1930	1435 x 1800 x 3400	2000x 2000x 3420	1550 x 1410 x 2130
Масса вибропогружателя (без наголовника и пульта), кг	4560	11700	15600	8000	7200
Погружаемый элемент и его Максимальные размеры в плане до, м	Сваи 0,4x0,4 Сваи- оболочки Ø 1,0	Сваи- оболочки Ø 1,6	Сваи- оболочки Ø 1,6	Сваи- оболочки Ø 2,0	Сваи 0,45 x 0,45 Сваи- оболоч ки Ø 1,2

Технические характеристики высокочастотных вибропогружателей

-	ВПП-2А	ВПП-4А	ВПП-5	ВПП-6
Статический момент дебалансов, кг·м	10	5,5	3,5	2,5
Частота колебаний, Гц	25	22...25	25	20...25
Наибольшая вынуждающая сила, кН	250	140	83	62
Амплитуда колебаний (без сваи), мм	14,3	13,8	10	10
Мощность электродвигателя, кВт	40	28	16	11
Погружаемый элемент и его Максимальные размеры в плане до, м	1270 x 800	1000 x 960	1250 x 680	830 x 760
Высота(без наголовника), мм	2250	1500	1250	1380
Масса вибрирующих частей, кг	700	400	350	250
Масса пригруза (с электродвигателем), кг	1500	800	850	500
Масса вибропогружателя, кг	2200	1200	1200	750

Технические характеристики вибромолотов

Параметры \ Индекс машины	C-835	C-836	C-467M	BM-7У	BMC-1	BMC-2
1	2	3	4	5	6	7
Суммарная мощность электродвигателей, кВт	14	26	44	14	60	80
Число электродвигателей	2	2	2	2	2	2
Частота ударов, Гц	8	8	8	24	12,2	10
Максимальный статический момент дебалансов, кг·м	5	14,40	3,00	23,00	45,00	9,00
Макс.вынуждающая сила, кН	112,5	145	218	84	140	180
Общая масса вибромолота (с наголовником), кг	1100	4600	6500	1300	5100	8000
В том числе вибровозбудителя (ударной части)	700	1400	2200	650	2850	5000
Габаритные размеры, мм	1360 x 1800 x 1030	3200 x 1400 x 1050	3000 x 1500 x 1300	1150 x 1050 x 1100	1570 x1560 x1370	1700 x1760 x1670

Таблица №2.9.

Технические характеристики виброударных шпунтовдёргивателей

Параметры \ Индекс машины	СП-58	МШ-2, МШ-2а	СП-83
Суммарная мощность Электродвигателей, кВт	15(7,5x2)	44(22x2)	34(17x2)
Энергия удара, Дж	740	2200	2850
Частота ударов, Гц	8	16	8
Вынуждающая сила, кН	100	134	240
Длина шпунта, м	10	15	20
Тип наголовника	клиновой	гидравлический	клиновой
Масса ударной части, кг	700	2000	2400
Габаритные размеры, мм	2700x1300x720	2290x1210x1175	2750x960x1370
Общая масса, кг	1500	4200	4975

Методика №3.

Определение основных параметров и подбор дробильно-сортировочных машин для дробильно-сортировочной установки (4 часа)

Задание: Определить основные параметры дробильно-сортировочных машин и произвести подбор оборудования для дробления и сортировки материала.

Данные для расчета даны в таблице 3.1 и 3.2

Последовательность выполнения упражнения:

1. Определить общую степень дробления, назначить количество стадий дробления, степень дробления и вид дробилки, для каждой стадии и для всего технологического процесса по характеристикам материала и нижеприведенным рекомендациям.
2. Рассчитать основные параметры дробилки первой стадии.
3. Выбрать марку дробилки и определить расчетную эксплуатационную производительность и потребное количество дробилок для первой стадии.
4. Определить гранулометрический состав продукции после первой стадии дробления.
5. Составить принципиальную конструктивно-технологическую схему процесса дробления.
6. Подобрать модели дробилок для последующих стадий дробления.
7. Рассчитать основные параметры и подобрать грохоты.
8. Анализ полученных результатов.

Таблица № 3.1.

Характеристика горных пород

Горная порода	Характеристика материала			Тип породы по заданию
	Объемная масса γ , кг/м ³	Предел прочности на сжатие $\sigma_{сж}$, МПа	Модуль упругости E, МПа	
Щебень базальтовый	2800	200...300	$(56...97) \cdot 10^3$	1
Порфир	2700	150...280	$(68...80) \cdot 10^3$	2
Диабаз	2700	190...250	$(61...79) \cdot 10^3$	3
Гранит мелкозернистый	3300	180...200	$(60...70) \cdot 10^3$	4
Гранит крупнозернистый	2700	120...140	$(52...62) \cdot 10^3$	5
Известняк прочный	270	100...120	$(34...50) \cdot 10^3$	6
Песчаник серый	2700	100...120	$(34...50) \cdot 10^3$	7
Песчаник	2000	50...80	$(34...50) \cdot 10^3$	8
Известняк мягкий	1400	40...60	$(34...50) \cdot 10^3$	9
Сланец глинистый	1200	25...40	$(11...19) \cdot 10^3$	10

Данные для расчета

№ вар.	Тип породы (табл.3.1)	Максимальная крупность исходного продукта, м	Конечный продукт *	Фракция
1.	1	1,1	I	20-40
2.	1	1,25	II	40-70
3.	1	1,20	---	5-10
4.	2	1,15	---	20-40
5.	2	0,90	I	5-10
6.	2	0,80	---	40-70
7.	3	0,75	--	20-40
8.	3	1,00	II	10-20
9.	3	1,10	---	5-10
10.	4	0,60	I	20-40
11.	4	0,95	---	10-20
12.	4	0,70	---	20-40
13.	5	0,85	---	10-20
14.	5	0,90	II	10-20
15.	5	0,95	---	40-70
16.	6	1,20	---	5-10
17.	6	1,05	---	20-40
18.	6	0,50	I	40-70
19.	7	0,40	---	5-10
20.	7	0,35	---	10-20
21.	7	0,45	---	5-10
22.	8	0,15	III	5-10
23.	8	0,10	---	5-10
24.	8	0,45	I	5-10
25.	9	0,30	---	5-10
26.	9	1,35	---	20-40
27.	9	0,55	---	10-20
28.	10	0,95	II	20-40
29.	10	0,60	I	10-20
30.	10	0,70	---	20-40

* I – щебень; II – бутовый камень; III– дроблёный песок + щебень

1.1 Определить общую степень дробления.

$$i_{\text{общ}} = \frac{D_{\text{max}}}{d_{\text{max}}} = i_1 \cdot i_2 \dots i_n \quad (3.1)$$

где D_{max} – максимальный диаметр исходного продукта, загружаемого в камнедробилку, м, (табл.3.1);

d_{max} – максимальный диаметр готового продукта, м;

$i_{1...n}$ – степень дробления на n-ой стадии.

ГОСТ 8267-70 предусматривает стандартные фракции мм: 5(3)...10; 10...20(25); 20...40; 40...70.

Кроме того, получают дробленый песок и бутовый камень. Таким образом, d_{max} равно максимальному размеру готового продукта.

1.2 Назначить количество стадий дробления, степень дробления и вид дробилки для каждой стадии по нижеприведенным рекомендациям (табл. 3.3) и характеристикам исходного дробления (табл. 3.1).

Таблица № 3.3.

Область применения дробилок

Дробилки	Дробление			Прочность, $\sigma_{сж}$, МПа				Степень дробления, i_n
	Крупное d=100... 350мм	Среднее d=40... 100 мм	Мелкое d=5...40мм	Мягкие <80 мм	Средней прочности 80...150 мм	Прочные 150... 250 мм	Особо прочные >250мм	
Щековые	+	+	-	-	+	+	+	3...4
Конусные	+	+	+	-	+	+	+	До 8.. 10
Валковые	-	+	+	+	+	-	-	3..6
Роторные	+	+	+	+	+	+	-	До 10 ..18

Большей степени дробления $i_n = 10$ добиваться невыгодно, так как это значительно снижает производительность дробилки. При $i_{общ*} > 10$ принимается двух и многоступенчатая схема дробления.

2.1 Рассчитать техническую производительность дробилки для первой стадии дробления, исходя из ее вида и характеристики исходного материала и принятой степени дробления.

2.1.1. Назначить угол захвата дробимого материала (рис. 3-1)

$\alpha'_1 = (0,45 \dots 0,7)\alpha$ - щековые дробилки;

$\alpha'_1 = \alpha_1 + \alpha_2 = 0,7\alpha$ - конусные дробилки;

$\alpha' = (0,5 \dots 0,7)\alpha$ - валковые дробилки;'

α - теоретический угол захвата;

$\alpha = \text{arcctg } f = 2\varphi$; φ - угол трения; $f = \text{tg } \varphi = 0,35 \dots 0,45$ – коэффициент трения.

* В роторных дробилках может достигать 40...50, однако диаметр продукта при этом не велик, ($D_{max} = 200...250$ мм). 2.1.2. Определить угловую скорость приводного вала для щековых дробилок, рад/с:

$$\omega = k\pi\sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg}\alpha'}{2S}}; \quad (3.2)$$

конусных дробилок

КДС

$$\omega = 47,0 \cdot \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{D_H}}; \quad (3.3)$$

КМД

$$\omega = 33,4 \cdot \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{D_H}}; \quad (3.4)$$

валковых дробилок:

$$\omega = \frac{12...21}{D_B}; \quad (3.5)$$

где k - коэффициент, учитывающий выталкивание материала; $k = 0,75$ для дробилок с простым качанием щеки, $k = 1,15$ для дробилок со сложным качанием щеки.

$g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести;

$S = d/2$ – ход щеки, м (табл.3.4);

$\gamma = 40^\circ$ – угол наклона образующей конуса;

D_H - диаметр основания подвижного конуса, м (табл.3.5);

D_B – диаметр валка, м (табл.3.6);

$v = 20...35$ м/с - окружная скорость ротора, м/с (меньшие значения – для крупного дробления, большие – для среднего и мелкого дробления);

2.1.3. Определить техническую производительность камнедробилки, м³/час:

щековой:

или
$$\Pi_T = 3,6 \cdot 10^3 \frac{2d_1 + S}{2} \cdot \frac{S}{\operatorname{tg}\alpha_1} \cdot L \cdot \omega \cdot k_p; \quad (3.6-1)$$

$$\Pi_T = 3600 \cdot V \cdot n \cdot k_p; \quad (3.6-2)$$

конусной:

$$\text{КДС} \quad \text{Пт} = 150 \cdot D_H^2 \cdot \omega \cdot d_2 \cdot k_p; \quad (3.7)$$

$$\text{КМД} \quad \text{Пт} = 300 \cdot D_H^2 \cdot \omega \cdot d_2 \cdot k_p; \quad (3.8)$$

$$\text{валковой:} \quad \text{Пт} = 1800 \cdot D_B \cdot L \cdot d_3 \cdot \omega \cdot k_p; \quad (3.9)$$

$$\text{роторной:} \quad \text{Пт} = k_p \cdot \frac{k_b \cdot \alpha \cdot D_p^{1.5}}{\nu^{0.35} \cdot z^{0.5}} \cdot 3600; \quad (3.10)$$

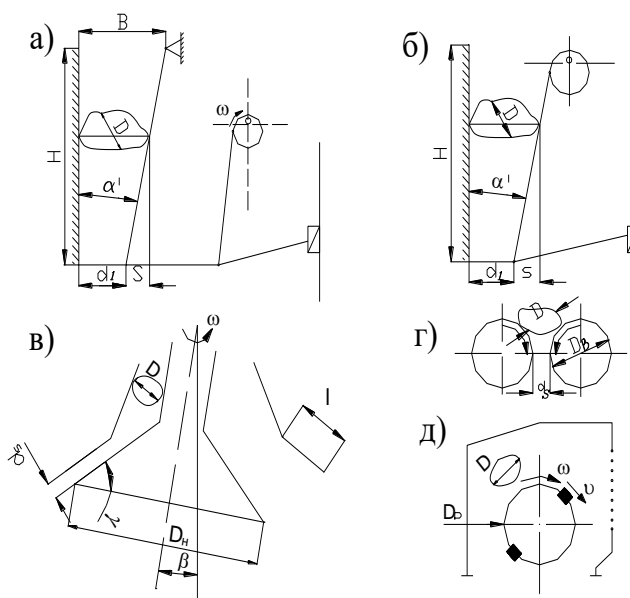


Рис.3.1. Схемы к определению основных параметров камнедробилок: а)-щековых с простым движением щеки; б)-щековых со сложным движением щеки;в)-конусных; г)-валковых; д)-роторных; В-ширина уплотняемой полосы; D-средний диаметр исходного материала; D_р-диаметр ротора; D_б-диаметр валка; l-длина зоны параллельности; d-средний диаметр готового продукта; S-ход щеки; ω-угловая скорость приводного вала; γ-угол наклона образующей конуса; β-угловая скорость приводного вала; α-теоритический угол захвата; ν-окружная скорость ротора.

где D_p – диаметр ротора, м ;

V -объем призмы, м³;

n - частота вращения эксцентрикового вала ($n = \frac{\omega}{2\pi}$) с⁻¹;

d_3 - расстояние между валками (максимальная ширина щели, табл. 3.6) м;

L - длина зева камнедробилки, валка, ротора, м; (табл. 3.4; 3.5; 3.6; 3.7)

$k_p = 0,3 \dots 0,6$ – коэффициент разрыхления породы;

d_2 – ширина параллельной зоны при максимальном сближении конусов (табл. 3.5), м;

z – число бил; $z = 4$;

k_b – коэффициент, зависящий от положения отражательной плиты;

$k_b = 1,3$ - при опущенной первой плите;

$k_b = 5,2$ - при полностью приподнятой первой плите;

v - окружная скорость ротора, м/с; $v = \omega \cdot \frac{D_p}{2}$. (3.11)

2.2. Определить мощность привода камнедробилки для каждой стадии, кВт:
щековой:

$$N = \frac{\sigma_{сж}^2 \cdot \omega \cdot L \cdot (D^2 - d^2)}{24 \cdot E \cdot \eta \cdot 1000}; \quad (3.12)$$

конусной:

$$\text{КСД и КМД: } N = 2,0 \cdot D_H^2 \cdot \omega \quad (3.13)$$

валковой:
$$N = 14,3 \cdot L \cdot \omega \left(\frac{D_B}{D} + 0,25 \right) \frac{1}{\eta}; \quad (3.14)$$

роторной:

$$N = W_{DP} \cdot \frac{П_{T(i-1)}}{D \cdot \eta}; \quad (3.15)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности при растяжении, МПа;

E – модуль упругости, МПа;

ω - рад/с; L, D, d – в м; $П_T$ – в м³/ч;

η – механический КПД дробилки; $\eta = 0,8 \dots 0,85$;

W_{DP} – энергетический показатель для дробления различных материалов, кВт·ч/м²;

$$W_{DP} = 0,014 \dots 0,024 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{м}^2;$$

3. На основании расчетных значений технической производительности и установочной мощности подобрать марку дробилки и определить потребное количество дробилок для первой стадии.

3.1 Определить расчетную эксплуатационную производительность дробилок, м³/ч:

$$П_{ЭР} = П_T \cdot k_B \cdot k_{ТД}; \quad (3.16)$$

где k_B – коэффициент использования по времени, $k_B = 0,8 \dots 0,85$,

$k_{ТД}$ – коэффициент трудности дробления,

$k_{ТД} = 1$ для легких условий дробления

$k_{ТД} = 0,8$ для средних условий дробления

$k_{ТД} = 0,6$ для тяжелых условий дробления.

легкими условиями дробления можно считать дробление:

мягких пород, предел прочности на сжатие $\sigma_{СЖ} = 118$ МПа в кусках любой крупности;

пород средней твердости $\sigma_{СЖ} < 118 \dots 178$ МПа в кусках размером $(0,5 \dots 0,7) \cdot v$, где v – размер загрузочного отверстия;

Твердых пород в кусках $\sigma_{СЖ} > 178$ МПа в кусках меньше $0,5 \cdot v$.

средними условиями дробления считать дробление:

твердых пород в кусках размером $(0,5 \dots 0,7) \cdot v$;

пород средней твердости в кусках размером $(0,7 \dots 0,9) \cdot v$;

Трудными условиями дробления считается дробление твердых пород в кусках размером $(0,7 \dots 0,9) \cdot v$;

В таблицах 3.4...3.7 дана средняя эксплуатационная производительность дробилок при легких условиях дробления. Для выбора камнедробилки необходимо ее производительность привести к данным условиям дробления:

$$P_{\text{Эпр}} = P_{\text{Э}} \cdot k_{\text{ТД}}, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (3.17)$$

где $P_{\text{Эпр}}$ – приведенная эксплуатационная производительность дробилки;

$P_{\text{Э}}$ – эксплуатационная производительность дробилки, $\text{м}^3/\text{ч}$, (см. табл. 3.4, 3.5, 3.6, 3.7).

$$\text{Выбор дробилки по условию } 1,0 \leq \frac{P_{\text{Э.пр}}}{P_{\text{Эр}}} \leq 1,3; \quad (3.18)$$

В случае, если $P_{\text{Эпр}}$ выбранной дробилки больше $P_{\text{Эр}}$ более, чем в 1,3 раза, принимаем дробилку с меньшей производительностью или разделяем стадию дробления на две.

4. Определить гранулометрический состав продукта после первой стадии дробления по графику на рис. 3.2

Аналогично определяется гранулометрический состав готового продукта и на последующих стадиях.

5. Составить принципиальную конструктивно-технологическую схему процесса дробления.

Количество стадий дробления и тип дробилок для каждой стадии определены ранее. В завершение процесса производится грохочение. Задача сводится к определению необходимости применения промежуточных грохотов (рис. 3.3 а,в). Условно считаем, что целесообразно ставить промежуточный грохот при наличии щебня после первичного дробления в пределах 20% и выше (иногда допускается постановка промежуточного грохота и при меньшем выходе щебня). Окончательно уточняем схему после определения гранулометрического состава продукта на каждой стадии дробления. Некоторые возможные варианты изображены на рис.3.3 а

6. Подобрать марку дробилки и определить их потребное количество для последующих стадий дробления. Выбрать марки и определить потребное количество дробилок аналогично пункту 3. Однако при наличии грохота общая производительность дробилок на следующей стадии меньше, общей производительности дробилок на предыдущей стадии, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$$P_{п.с.} = P_{пр.с.}(1 - y); \quad (3.19)$$

где $P_{п.с.}$ – общая производительность дробилок последующей стадии, $\text{м}^3/\text{ч}$,

$P_{пр.с.}$ – общая производительность дробилок на предыдущей стадии, $\text{м}^3/\text{ч}$,

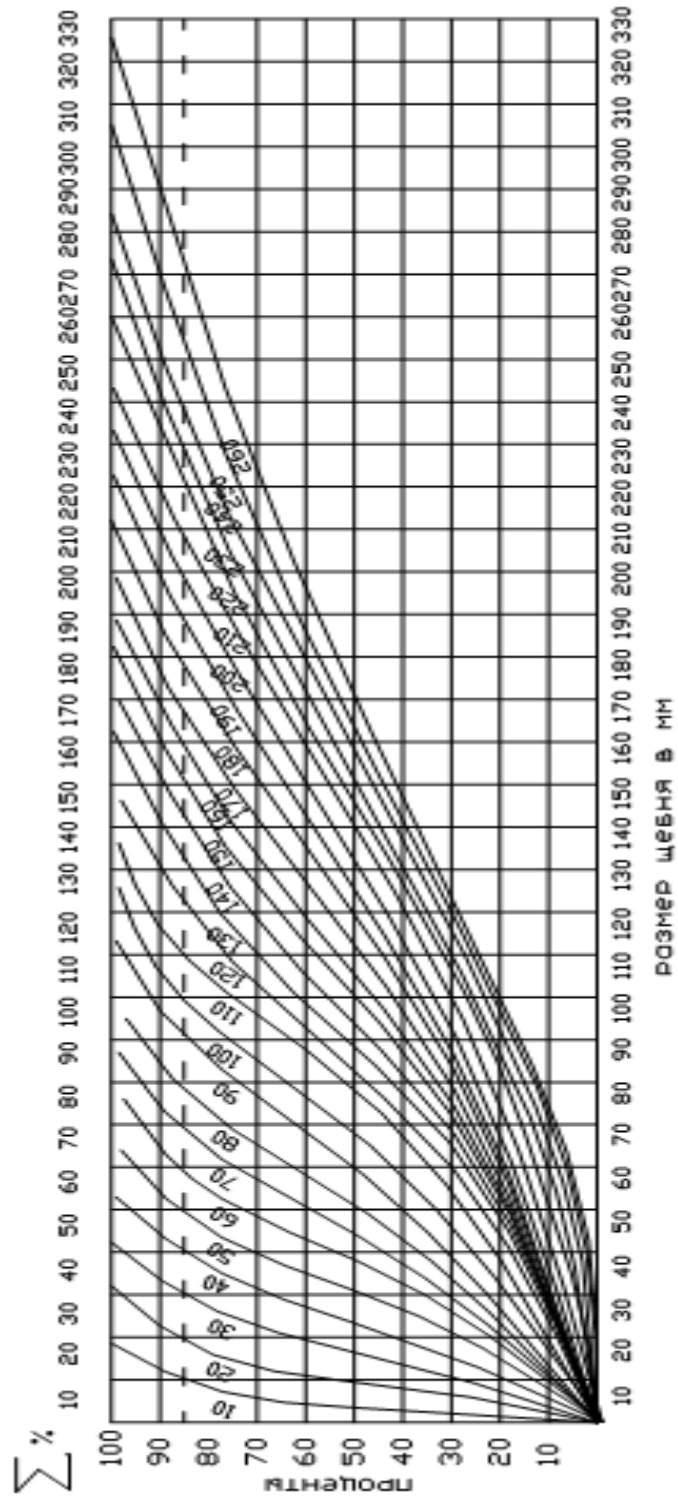
y – доля щебня товарной фракции в продукции предыдущей стадии, ($d \leq 70$ мм);

$$y = \frac{\sum_{i=1}^n \%}{100\%} \quad (3.20)$$

где $\sum \%$ - сумма процентного содержания товарных фракций в готовом

продукте.

a)



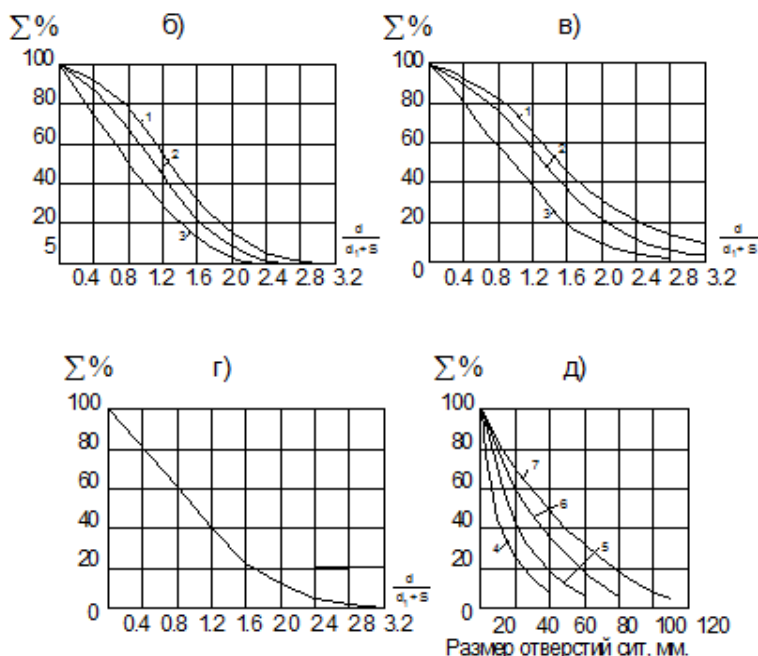


Рис. 3.2 Гранулометрия продуктов дробления: а - щёковых дробилок; б - конусных среднего дробления; в - конусных мелкого дробления; г - валковых дробилок; д - роторных дробилок; 1 - для пород прочностью более 150 МН/м²; 2 - то же при 80 - 150 МН/м²; 3 - то же при 30 - 80 МН/м²; 4 - размер щели между плигой и ротором - 12 мм; 5 - то же 22 мм; 6 - то же 33 мм; 7 - то же 46 мм.

7. Расчет грохотов сводится к определению площади отдельных сит грохотов. Выбор типа и марки грохота производится по наибольшей расчетной согласно табл. 2.8 и 2.9.

Производительность грохотов при сухом грохочении дробленого материала соответственно на горизонтальных и наклонных грохотах, м³/ч:

$$\Pi = 0,65q k_2 k_3 \quad (\text{горизонтальные грохоты}); \quad (3.21)$$

$$\Pi = 0,4 \cdot F \cdot q \cdot k_2 \cdot k_3; \quad (\text{наклонные грохоты}); \quad (3.22)$$

где Π – производительность сита, м³/ч;

F – площадь сита, м²;

q – производительность 1 м² сита в м³/ч (график на рис.3.3 б),

k_2 – коэффициент, учитывающий процентное содержание зерен нижнего класса в продукте питания (график на рис.3.3 в), k_3 – коэффициент, учитывающий процентное содержание в нижнем классе зерен, размеры которых меньше 0,5 размера отверстия сита (график на рис. 3.3 г).

8. Анализ полученных данных

Составляем окончательную конструктивно-технологическую схему процесса (пример на рис.3.7). Технические характеристики выбранного оборудования сводим в табл. 3.10. Определяем итоговый гранулометрический состав готового продукта.

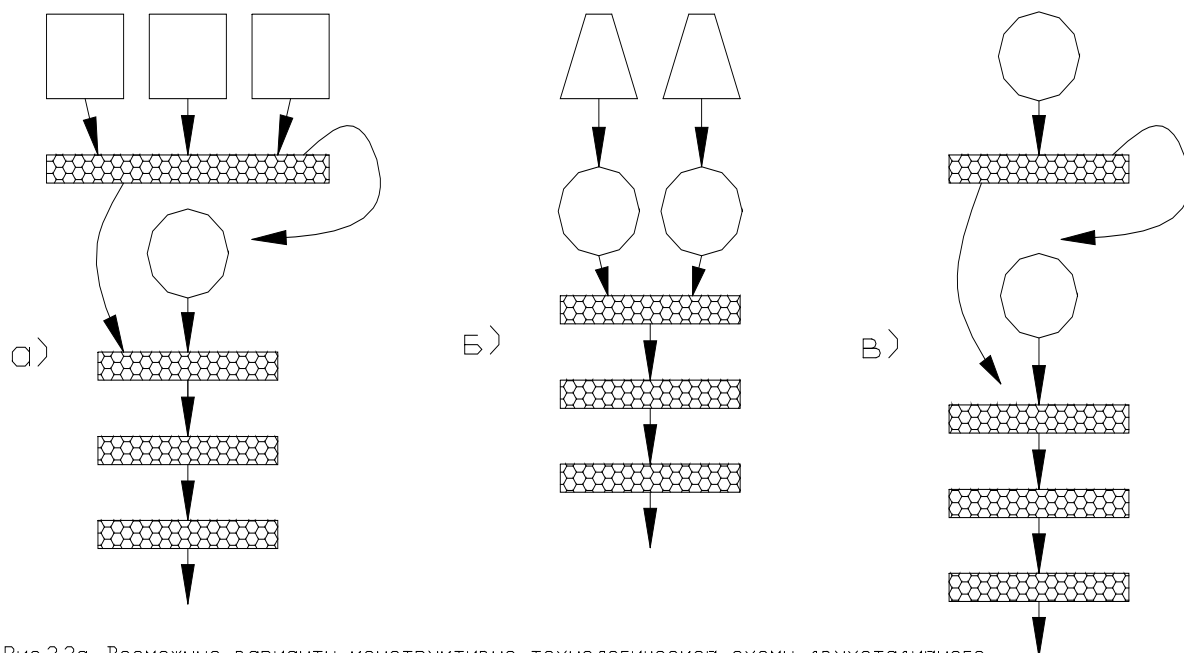


Рис.3.3а. Возможные варианты конструктивно-технологической схемы двухстадийного процесса дробления: а) 1 стадия-3 щековых дробилки, грохот, 2 стадия-1 роторная дробилка, грохот; б) 1 стадия-2 конусные дробилки, 2 стадия-2 роторные дробилки; в) 1 стадия-1 роторная дробилка, грохот, 2 стадия-1 роторная дробилка, грохот.

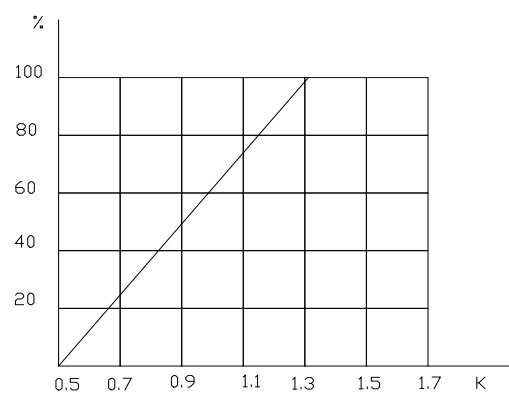


Рис.3.3б. График удельной производительности сита, м/ч

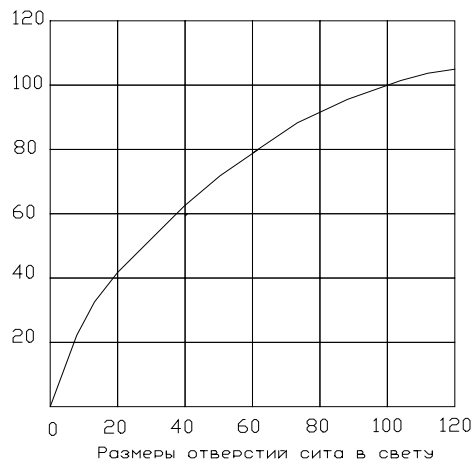


Рис.3.3в. График значения коэффициента K_2

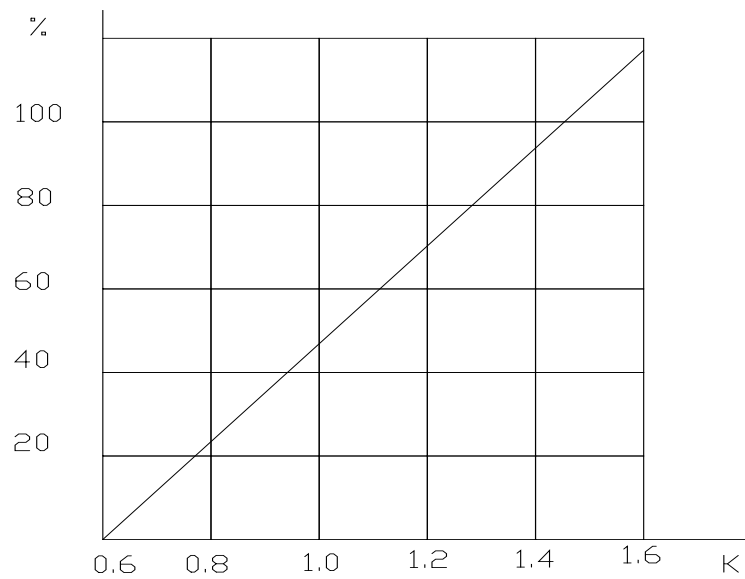


Рис.3.3г.График значения коэффициента K_3

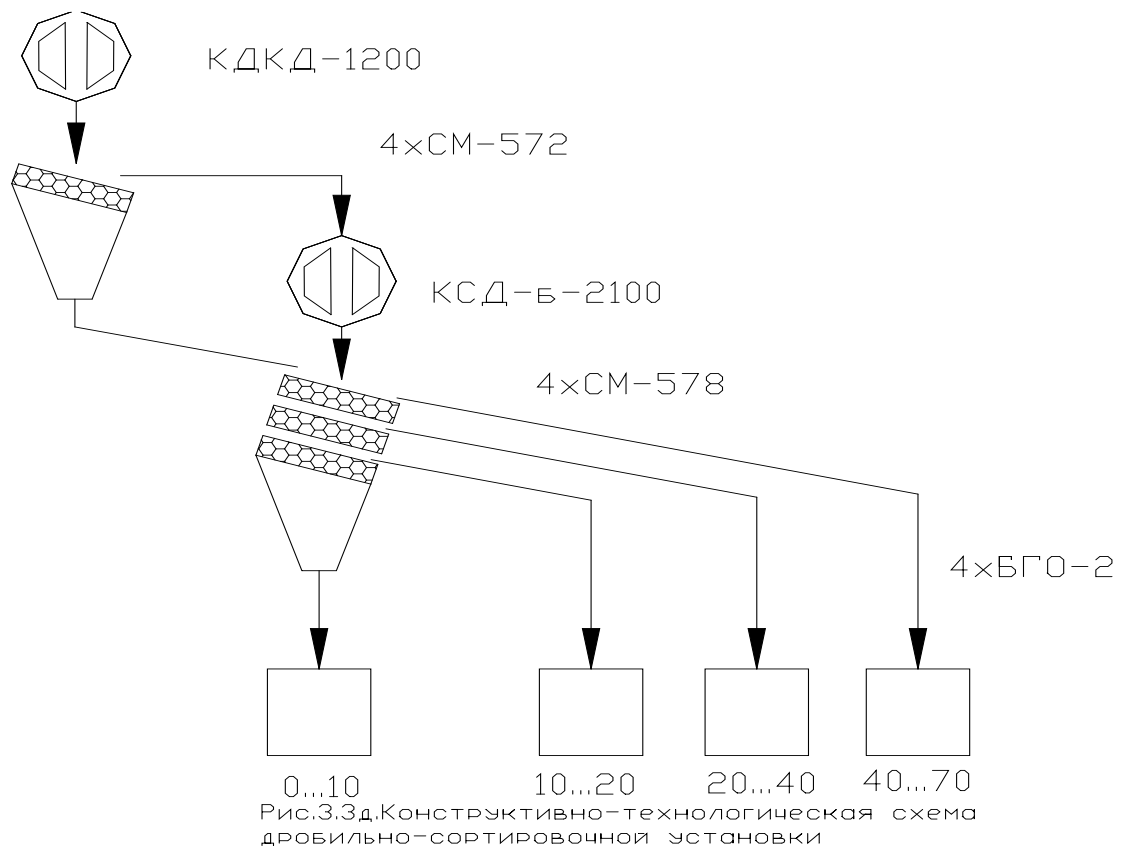


Рис.3.3д.Конструктивно-технологическая схема дробильно-сортировочной установки

Таблица № 3.4.

Основные параметры щековых дробилок

Показатели	Размеры приемного отверстия								
	С простым движением щеки			Со сложным движением щеки					
	600 x 900	900 x 1200	1200 x 1500	1500 x 2100	160 x 250	250 x 400	250 x 900	400 x 900	600 x 900
Наибольшая крупность исходного материала D, мм	510	700	1000	1300	140	210	210	340	510
Номинальная исходная щель (d ₁ +S) мм	100	130	150	180	30	40	40	60	100
Диапазон изменения выходной щели %	±25	± 25	± 25	± 25	±50	±50	±50	-30 +50	±50
Производительность при номинальной щеки Пт, м ³ /час	50	160	280	550	2,8	7,0	14,0	25,0	55,0
Мощность электродвигателя, кВт	75	100	160	250	10	17	40	30	75

Основные параметры конусных дробилок среднего и мелкого дробления

Показатели	КСД-600 Гр	КСД-900 Гр	КСД-1200 т	КСД-1200 Гр	КСД-1750 Гр	КСД-2200 т	КСД-2200 Гр	КМД-1200 Гр	КМД-1750 Гр	КМД-2200 Гр
Наибольшая крупность исходного материала D, мм	75	115	100	150	215	250	300	35	85	100
Размер выходной щели d ₂ , мм	12..25	15..50	8..25	20..50	25..60	10..30	30..60	3..15	5..20	5..20
Диаметр основания подвижного конуса D _н , мм	600	900	1200	1200	1750	2200	2200	1200	1750	2200
Производительность Пт, м ³ /час	19-32	38-62	30-85	70-105	160-300	120-340	340-580	12-55	40-120	75-220
Мощность электродвигателя, кВт	28	55	75	75	160	250	250	70	160	250

Основные параметры валковых дробилок

	СМ-165А	СМ-12Б	Уралмаш 1000х400	СМ-201	Уралмаш 1200х500	Уралмаш 1500х600
Наибольшая крупность исходного материала D, мм:						
при гладких валках	20	25	40...50	40...50	56...60	60...75
при рифленых валках	45	62	-	110	-	-
Диаметр валка D _в , мм	400	610	1000	1000	1200	1500
Длина валка L, мм	250	400	400	500	500	600
Максимальная ширина щели, мм	8...9	30	100	100	120	150
Производительность Пт, м ³ /ч	10	30	-	100	-	-
Мощность электродвигателя, кВт	7	20	-	75	-	-

Таблица № 3.7.

Основные показатели роторных дробилок

Показатели	Крупного дробления						Мелкого и среднего дробления				
	ДРК 5х4	ДРК 5х4	ДРК 5х4	ДРК 5х4	ДРК 5х4	ДРК 5х4	ДРС5х5	ДРС5х5	ДРС5х5	ДРС5х5	
Наибольшая крупность исходного материала D, мм	250	300				400	500	600	190	240	300
Диаметр ротора D _р , мм	500	630	800	1000	1250	1600	2000	500	630	800	1000
Длина ротора L, мм	400	500	630	800	1000	1250	1600	500	630	800	1000
Производительность Пт, м ³ /ч	13	25	50	70	125	200	370	25	35	65	125
Мощность электродвигателя, кВт	10	22	40	55	100	160	250	30	40	75	125

Параметры гирационных (эксцентриковых грохотов)

Показатели	С-96А	СМ-60	СМ-61	СМ-570	СМ-571	СМ-572	ГГР
Полезная площадь, м ²	1,5	3,75	3,75	2,5	3,6	5,6	3,75
Число сит	3	2	3	2	2	2	2
Угол наклона, град	17...22	18...22	18...22	0...30	0... 30	0...30	15...25
Крупность зерен, мм	120	120	120	100	100	400	150
Производительность, м ³ /ч	16	40	40	85	130	300	160
Мощность, кВт	4,5	5,8	7,8	4,5	7	7,85	2,36

Параметры инерционных грохотов

Показатели	ВГО-1	ВГО-2	ВГД-1	ВГД-2	ГУП-1
Полезная площадь, м ²	3,1	4,5	3,1	4,5	3,1
Число сит	1	1	2	2	2
Угол наклона, град	15...25	15...25	15...25	15...25	15...20
Крупность зерен, мм	100	100	100	100	100
Производительность, м ³ /ч	110	320	320	480	320
Мощность, кВт	5,5	5,5	5,5	5,5	3,8

Параметры дробильно-сортировочной установки

Стадия Дробления	Дробилка			Грохот		
	Модель	Пт, м ³ /ч	N, кВт	Модель	Пт, м ³ /ч	N, кВт
I						
II						
III						

Методика №4.

Расчет основных параметров бетоно-растворосмесительных установок (2 часа)

Задание: Определить мощность и производительность бетоно-растворосмесительных установок. Данные для расчета взять в табл. № 4.1

Последовательность выполнения упражнения:

1. Начертить расчетную схему заданного оборудования (рис 4.1).
2. Определить геометрические параметры барабана.
3. Определить объем готового замеса.
4. Определить силы тяжести бетонной смеси G_1 и барабана с бетонной смесью $G_1 + G_2$.
5. Определить угловые скорости барабана и лопастей.
6. Определить мощность двигателя привода барабана.
7. Определить мощность двигателя привода лопастей.
8. Определить эксплуатационную производительность смесительной машины.
9. Определить удельную энергоемкость смесителя.
10. Анализ полученных данных

Таблица № 4.1.

Задания к упражнению

№ Вар	Гравитационного перемешивания			№ Вар	Принудительного перемешивания		
	Емкость по загрузке E, л	Осадка конуса, см	Назначение *		Емкость по загрузке E, л	Осадка конуса, см	Назначение *
1	100	8	Б	16	150	2	Б
2	150	10	Б	17	200	2	Р
3	200	2	Б	18	250	4	Б
4	250	4	Б	19	300	6	Р
5	300	8	Р	20	350	4	Б
6	350	8	Б	21	400	10	Р
7	500	12	Б	22	450	8	Б
8	800	10	Р	23	500	12	Р
9	1000	8	Б	24	600	6	Б
10	1200	6	Б	25	700	10	Р
11	1500	5	Б	26	800	8	Б
12	2000	12	Р	27	900	8	Р
13	2400	10	Б	28	1000	10	Б
14	500	8	Б	29	400	8	Р
15	1000	6	Б	30	600	12	Р

* Б - бетоносмесители, Р - растворосмесители.

1. Начертить расчетную схему заданного оборудования (рис 7).

2. Определить геометрический объем барабана, л:

$$V = (2,25 \dots 3,0) \cdot E ; \quad (4.1)$$

где E – емкость барабана по загрузке, л.

Диаметр барабана, м:

$$D = \sqrt{4 \cdot V / \pi \cdot L} ; \quad (4.2)$$

где L – длина барабана, назначается из соотношения L/D , принимаемого по графику (рис 7.в), исходя из емкости по загрузке E , м; V - объем барабана, м³.

3. Определить объем готового замеса:

$Q = E \cdot k_{\text{вых}}$; где $k_{\text{вых}} = 0,65 \dots 0,67$ – коэффициент выхода бетонной смеси.

4. Определить силы тяжести бетонной смеси G_1 и барабана с бетонной смесью $G_1 + G_2$

$$G_1 = Q \cdot \gamma; \quad (4.3)$$

$$G_2 = (0,6 \dots 0,7) \cdot G_1; \quad (4.4)$$

$$G_1 + G_2 = (1,6 \dots 1,7) \cdot Q \cdot \gamma; \quad (4.5)$$

где γ - удельная сила тяжести бетонной смеси, Н/м³, принимаемая по табл. 4.2 в зависимости от жесткости бетонной смеси.

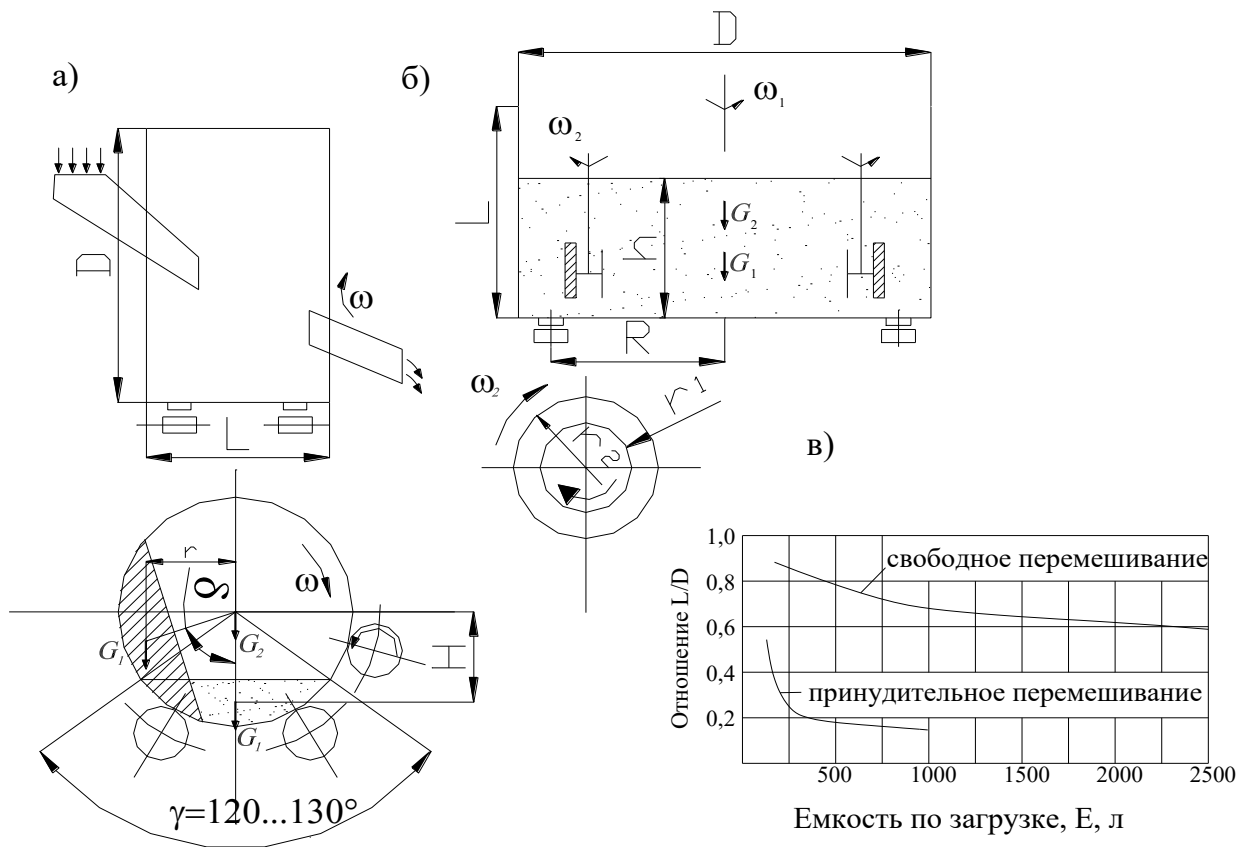


Рис.4. Схемы бетоно-растворосмесительных барабанов: а-гравитационного перемешивания б-принудительного противоточного перемешивания в-графическая зависимость L/D от E ω_1 -угловая скорость барабана ω_2 -угловая скорость лопастей G_1 -сила тяжести бетонной смеси G_2 -сила тяжести барабана

Таблица № 4.2

Удельная сила тяжести бетонной смеси и раствора

Показатели	Бетонная смесь с осадкой конуса, см				Цементный раствор с осадкой конуса СтройНИИЛ			
	0...2	3...5	3...8	9...12	2...4	5...7	8...9	10...12
Удельная сила тяжести γ , Н/м^3	17300	18800	20200	21000	17300	18500	20400	22000

5. Определить угловые скорости барабана и лопастей.

Для гравитационных бетоносмесителей $\omega_1 = 1,2 \dots 1,4$ рад/с ($\omega_1 = 1,2 \dots 1,8$ рад/с при $E = 1000 - 2500$ л; $\omega_1 = 1,8 \dots 2,4$ рад/с при E менее 1000 л).

Для бетоносмесителей принудительного перемешивания $\omega_1 = 0,8 \dots 1,2$ рад/с

Угловая скорость лопастного вала $\omega_2=1,0\dots1,5$ рад/с

Принятые значения проверить:

а) для барабанов из условия предельного значения центробежных сил:

$$\omega_1 \leq 2 \frac{1}{\sqrt{D}} \text{ рад/с} - \text{свободного перемешивания}; \quad (4.6)$$

$$\omega_1 \leq \frac{1}{\sqrt{D}} \text{ рад/с} - \text{принудительного перемешивания}; \quad (4.7)$$

D - диаметр барабана, м;

б) для лопастей – по условиям максимальных окружных скоростей

$$v_{\text{л}} = \omega_2(r_1+r_2)/2 \leq 2,5\dots3,0 \text{ м/с} \quad (4.8)$$

$$\text{Средний радиус лопасти принять: } (r_1+r_2)/2 = D/(6\dots8) \quad (4.9)$$

б. Определить мощность двигателя привода барабана, кВт:

$$N_1=M \cdot \omega_1/10^3 \cdot \eta ; \quad (4.10)$$

где M-вращающий момент на валу барабана, Н·м;

$$\omega_1 - \text{угловая скорость барабана, рад/с; } \eta = 0,85\dots0,9 - \text{КПД привода барабана } M = M_1+M_2+M_3; \quad (4.11)$$

где M_1 – момент трения на опорных роликах;

M_2 – момент от неуравновешенной части бетонной смеси (для бетоносмесителей принудительного перемешивания $M_2=0$);

M_3 – момент сил трения бетонной смеси о барабан (для гравитационных бетоносмесителей $M_3 = 0$);

$$M_1 = (G_1+ G_2) \cdot f \cdot R, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (4.12)$$

$f= 0,02\dots0,03$ – объединенный коэффициент трения качения роликов по беговым дорожкам и в цапфах;

R- радиус бандажа, м; $R = (0,52\dots0,55)D$ – для гравитационных бетоносмесителей;

$R = (0,4\dots0,45)D$ – для бетоносмесителей принудительного перемешивания;

$$M_2=G_1' \cdot r = G_1' \cdot H \cdot \sin\delta ; \text{ где } G_1' = (0,7\dots0,8) G_1, \text{ Н}; \quad (4.13)$$

H – расстояние от оси барабана до центра тяжести бетонной смеси, м;

$$H = (0,3\dots0,35)D;$$

δ - угол трения смеси о стенки барабана; $\text{tg}\delta = \mu = 0,7\dots0,85$.

Условно принять, что внутренние вращающиеся лопасти останавливают 2/3 массы бетонной смеси или раствора относительно барабана, но так как барабан вращается, то возникает дополнительный момент от сил трения, Н·м:

$$M_3 = \frac{2}{3} G_1 \cdot \mu \cdot D/4; \quad (4.14)$$

7. Определить мощность двигателя привода лопастей, кВт:

$$N_2 = \frac{M_4 \cdot \omega_2 \cdot z}{10^3 \eta_2}; \quad (4.15)$$

где M_4 -вращающий момент на лопадном валу, Н·м;

ω_2 – угловая скорость лопадного вала, рад/с;

(обычно $z = 3$); z – количество лопадных валов;

$\eta_2 = 0,65 \dots 0,75$; η_2 – КПД привода лопадных валов;

$$M_4 = \frac{k \cdot b \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot n \cdot m}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (4.16)$$

где k – коэффициент сопротивления движения лопасти в смеси, Н/м² (табл. 4.3);

$b = (0,6 \dots 0,8)L$ – проекция высоты лопасти на вертикальную ось, м;

n – количество лопастей на валу; $n=3$; $r_2-r_1 = 0,05 \dots 0,07$ м – ширина лопасти; m –

коэффициент, учитывающий погружение лопастей в смесь при перемешивании;

$m = 0,6 \dots 0,7$.

Таблица № 4.3

Значения коэффициента k , Н/м²

Смеси	Осадка конуса, см				
	0...2	2...4	5...7	8...10	10...12
Бетонная	50000	45000	40000	35000	30000
Раствор	2900	2550	2200	1600	7000
	0	0	0	0	

8. Определить эксплуатационную производительность смесительной машины, м³/час:

$$a) \text{ циклического действия } P_{\Sigma} = (3,6 \cdot E \cdot k_{\text{вых}}) \cdot k_{\text{в}} / (t_1 + t_2 + t_3 + t_4); \quad (4.17)$$

где E – емкость барабана по загрузке, л; t_1 - время загрузки, с; $t_1=10 \dots 15$ с – при

бункерном питании, $t_1=15 \dots 20$ с – при загрузке скиповым ковшом; t_2 – время

перемешивания, зависит от смеси, типа машины; $t_2=100 \dots 300$ с (устанавливается)

технологически); t_3 – время разгрузки; $t_3=10 \dots 30$ с; время возврата барабана в исходное положение, с; $t_4=0$; $k_B=0,8$ – коэффициент использования машины по времени;

б) непрерывного действия $\Pi_{\text{Э}} = 3600 \cdot F \cdot v \cdot k_4 \cdot k_B$; (4.18)

где F – площадь сечения материала в смесителе, м^2 ;

v – осевая скорость перемешивания материала, м/с ; $v=0,05 \dots 0,10$ м/с ; k_4 – коэффициент неравномерности смеси по длине барабана; $k_4 = 0,9$;

9. Определить удельную энергоёмкость смесителя, $\text{кВт} \cdot \text{ч/м}^3$:

$\text{Э} = (N_1 + N_2) / \Pi_{\text{Э}}$. (4.19)

Методика №5.

Подбор оборудования для пневматического способа транспортирования бетонной смеси и растворов

Задание: Определить основные параметры установки для пневматического транспортирования бетонной смеси и растворов по трубам. Данные для расчета даны в табл. 5.1.

Последовательность выполнения упражнения:

1. Определить общую длину бетоновода.
2. Определить приведенную длину бетоновода.
3. Определить внутренний диаметр бетоновода D_T и по нему в соответствии с ГОСТ 8732 -70 (табл №5.3) подобрать бесшовную стальную трубу.
4. Определить среднюю скорость движения бетонной смеси по бетоноводу.
5. Определить значение избыточного давления в нагнетателе.
6. Определить эксплуатационную производительность пневмотранспортной установки.
7. Выбрать по величине V_H бетоносмеситель.
8. Определить объем ресивера.
9. Определить удельный расход воздуха на транспортирование 1 м^3 бетонной смеси.
10. Определить требуемую расчетную производительность компрессора.
11. Определить требуемую мощность пневмотранспортной установки.
12. Подобрать тип передвижного или стационарного компрессора.
13. Определить объем бункера.
14. Выбрать марку компрессорной установки по условию из таблиц 5.13 и 5.14.
15. Определить энергоемкость процесса транспортирования бетонной смеси.
16. Изобразить схему пневмотранспортной установки (рис. 5.1) и нанести на нее полученные параметры.

1. Определить общую длину бетоновода, м:

$$\ell=L+H; \quad (5.1)$$

где L, H - соответственно длина горизонтального и высота вертикального участка транспортирования (рис 5.1).

2. Определить приведенную длину бетоновода, м:

$$L_{\text{пр}} = \ell_1 + \ell_2 + \ell_3; \quad (5.2)$$

где $L_{\text{пр}}$ – приведенная длина бетоновода, м;

ℓ_1 – длина горизонтального участка, м;

ℓ_2 – эквивалентная длина вертикального участка, м;

$$\ell_2 = K_0 \cdot H; \quad (5.3)$$

K_0 – коэффициент эквивалентности; $K_0 = 8 \dots 10$;

H – длина вертикального участка;

ℓ_3 – длина, эквивалентная коленам, м;

$$\ell_3 = \sum_{i=1}^n \ell_{\text{ми}} \cdot K_{\text{ми}}, \text{ м}; \quad (5.4)$$

$\ell_{\text{ми}}$ – длина отрезка, эквивалентная одному колену, м;

$K_{\text{ми}}$ – количество колен соответствующего типа

Таблица №5.1.

Задание к упражнению

№ Вар.	Техническая производительность Π_T , м ³ /час	Крупность заполнителя d , мм	Подвижность смеси Δ , см	Длина по горизонтали L , м	Высота подъема H , м	Давление в нагнетателе P , МПа
1	8	35	8	140	15	0,4
2	10	40	8	160	10	0,4
3	12	45	8	180	8	0,5
4	14	45	8	150	12	0,5
5	16	50	6	140	16	0,6
6	18	50	6	120	18	0,3
7	20	50	6	130	20	0,3
8	22	44	10	110	10	0,4
9	24	40	10	100	20	0,5
10	26	45	10	150	30	0,6
11	28	50	10	180	40	0,7
12	30	50	14	270	30	0,6
13	32	60	14	300	20	0,4
14	34	60	12	280	15	0,7
15	36	30	12	260	10	0,7
16	38	38	8	240	18	0,7
17	40	45	8	220	12	0,5
18	42	40	10	200	20	0,5
19	44	50	10	200	30	0,5
20	46	60	12	100	40	0,4
21	48	40	6	90	40	0,4
22	50	30	6	80	20	0,6
23	20	50	8	120	15	0,6
24	30	60	8	160	25	0,7
25	40	80	10	180	30	0,7
26	20	30	8	120	20	0,5
27	25	30	8	100	40	0,6
28	30	40	10	150	30	0,6
29	35	40	10	200	20	0,7
30	40	50	6	160	40	0,7

Значение длины эквивалентных отрезков

Угол поворота, закругление радиусом 0,7...1,0 м, град. (принимать по принятой схеме транспортных участков).	22°30'	45°	90°
Длины эквивалентных отрезков коленам, м, ℓ_{mi}	4	7	12

3. Определить внутренний диаметр бетоновода D и по нему в соответствии с ГОСТ 8732-70 (табл № 5.3) подбираем бесшовную стальную трубу.

$$D_T \geq 3d; \quad (5.5)$$

где d – диаметр наибольших кусков щебня, мм.

Значение S

Наружный диаметр, D_H , мм	108	114	121	127	133	140	146	152	159	168	180	194	203	219
Толщина стенки, S , мм	4,5,6,7,8				5,6,7,8			6,7,8,9,1			6,7,8,9,10			

$$D_T = D_H - 2S, \text{ мм}; \quad (5.6)$$

4. Определить среднюю скорость движения бетонной смеси по бетоноводу, м/с:

$$v = (P_T \cdot \ell) / (3,6 \cdot V_H - P_T \cdot T_{всп}); \quad (5.7)$$

P_T - техническая производительность установки, м³/час, (табл. №5.1);

ℓ - общая длина бетоновода, м;

$T_{всп}$ - вспомогательное время, затрачиваемое на погрузку и разгрузку, с (табл. № 5.9);

V_H – полезный объем нагнетателя, л.

Полезный объем нагнетателя V_H и $T_{всп}$ предварительно принимаем по табл. № 5.9, задаваясь соответствующей длительностью одного цикла – 1...3 мин.

Примечание. Если предварительно известны: подвижность бетонной смеси, объем нагнетателя V_H , приведенная длина бетоновода $L_{пр}$, давление в нагнетателе P_H , диаметр бетоновода D_T , тогда средняя скорость движения бетонной смеси может быть определена по формуле:

$$v = 2,5k_1k_2k_3k_4k_5; \quad (5.8)$$

где k_1 - коэффициент влияния подвижной бетонной смеси (табл.5.4)

k_2 – коэффициент влияния объема транспортируемой порции бетонной смеси (табл.5.5)

k_3 – коэффициент влияния длины бетоновода (табл.5.6);

k_4 – коэффициент влияния давления сжатого воздуха в нагнетателе (табл.5.7);

k_5 – коэффициент влияния внутреннего диаметра бетоновода (табл.5.8).

Таблица №5.4.

Значение K_1

Подвижность Δ , см	6	8	10	12	14
K_1	0,82	0,91	1,00	1,09	1,13

Таблица №5.5

Значение K_2

Полезный объем нагнетателя V_H , л	250	300	400	500	800	1000
k_2	1,00	0,75	0,6	0,5	0,35	0,30

Таблица № 5.6.

Значение K_3

Длина бетоновода l , м	40	60	80	100	120	140	160	180
k_3	0,75	0,9	1,04	1,2	1,34	1,48	1,64	1,8

Таблица № 5.7.

Значение K_4

Давление в нагнетателе P_H , МПа	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
k_4	0,82	1,49	2,0	2,35	2,5	2,84

Таблица № 5.8.

Значение K_5

Диаметр бетоновода D_T , мм	100	120	140	160	180	200
k_5	0,55	0,72	0,91	1,10	1,3	1,46

Технические параметры пневмотранспортных установок

Параметры	Модель						
	250	300	400	500	800	1000	
Полезный объем нагнетателя $V_H, \text{л}$	250	300	400	500	800	1000	
Геометрический объем $V_{\text{нг}}, \text{л}$	300	450	600	620	1000	1200	
Производительность при длительности 1 цикла $P_T, \text{м}^3/\text{ч}$	1 мин	15	18	25	30	48	60
	2 мин	7,5	9	12	15	24	30
	3 мин	5	6	8	10	16	20
Вспомогательное время $T_{\text{всп}}$, с	30	35	40	45	50	60	
Дальность транспортирования, м:							
По горизонтали, L	300	300	300	300	350	350	
По вертикали, H	35	35	35	35	40	40	
Рабочее давление P, МПа	0,3...0,7						
Удельный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$ на транспортирование 1 м^3 стега	10...	10	0,5	9	8	7,5	
	50	
Диаметр трубопровода $D_T, \text{мм}$		125		150...	180		
		150		180	...	200	
Максимальный размер заполнителя d, мм		40		60...	70		
		...		70	...	80	
		60		80			

5. Определить значение избыточного давления в нагнетателе $P_H, \text{Н}/\text{м}^2$.

Оно должно быть больше или равно давлению, при котором начинается трогание с места бетонной смеси или раствора – P' :

$$P_H \geq P' = (a\sqrt{v} + P_0) \cdot K; \quad (5.9)$$

где a – коэффициент, зависящий от состава смеси и ее реологических характеристик:

$a = (17...22) \cdot 10^3$ - для растворов;

$a = (11...14) \cdot 10^3$ – для бетонной смеси;

P_0 – давление, необходимое для преодоления трения смеси в момент трогания с места, $\text{Н}/\text{м}^2$;

$P_0 = 9000...14000 \text{ Н}/\text{м}^2$ – для растворов;

$P_0 = 6000...11000 \text{ Н}/\text{м}^2$ – для бетонной смеси;

K – коэффициент, зависящий от диаметра бетоновода.

Значение К

D _Г , мм	69	100	120	140	160	180	200
К	1,000	0,690	0,575	0,493	0,431	0,383	0,345

Кроме того, P_H должно быть больше или равно давлению P'' , которое обусловлено необходимостью преодолевать гидростатическое давление от столба бетонной смеси P_C , давление от инерционных сил $P_{И}$ и давление на преодоление гидравлических сопротивлений $P_{Г}$.

$$P_H \geq P'' = P_C + P_{И} + P_{Г}, \text{ Н/м}^2; \quad (5.11)$$

$$\text{где } P_C = \gamma_{\delta} \cdot g \cdot H, \text{ Н/м}^2; \quad (5.12)$$

γ_{δ} - плотность бетонной смеси (табл.№ 5.11)

g – ускорение силы тяжести; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

H – длина участка, м;

Плотность бетонной смеси и раствора

Показатели	Бетонная смесь с осадкой конуса, см.		Раствор с осадкой конуса, см.					
	0...2	3...5	5...8	9...12	2...4	5...7	8...9	10...12
γ_{δ} , кг/м ³	1760	1920	2060	2150	1750	1880	2080	2240

$$P_{И} = \frac{1}{2} \cdot \gamma_{\delta} \cdot \frac{l \cdot v_p}{t_p}, \text{ Н/м}^2; \quad (5.13)$$

где t_p - время разгона бетонной смеси; $t_p = 5 \dots 10 \text{ с}$;

v_p - в м/с; γ_{δ} - в кг/ м³;

$P_{Г}$ – давление на преодоление гидравлических сопротивлений, Н/м²:

$$P_{Г} = (2 \dots 4) 10^5, \text{ Н/м}^2. \quad (5.14)$$

Из двух значений (P' и P'') выбирается большее и по нему назначаем P_H

6. Определить эксплуатационную производительность пневмотранспортной установки, м³/час:

$$P_{\Theta} = \frac{3,6 \cdot V_H}{\frac{l_{ПР}}{v} + T_{ВСП}} \cdot k_B; \quad (5.15)$$

где V_H – в л., $l_{\text{пр}}$ – в м.; v – в м/с; $T_{\text{всп}}$ – вспомогательное время, затрачиваемое на погрузку и разгрузку, с; k_B – коэффициент использования установки по времени, $k_B = 0,8$;

В случае, если фактическая производительность установки получается меньше заданной в задании, то необходимо принять увеличенный объем нагнетателя V_H и выполнить соответствующий перерасчет v и P_0 .

7. Выбрать по величине V_H , л бетоносмеситель (марку):

$$Q \geq V_H; \quad (5.16)$$

где Q – объем готового замеса (таб.5.12).

Таблица № 5.12.

Характеристика бетоносмесителей

Показатели	Гравитационные				Принудительного действия			
	СБ-15	СБ-91	СБ-10А	СБ-10А	СБ-80	СБ-35	СБ-79	С-951
Геометрическая емкость, л	500	750	1200	1500	250	500	750	1200
Объем готового замеса, л	330	500	800	1000	165	330	500	800

8. Определить объем ресивера V_P , м³:

$$V_P = 1,2 \cdot V_{\text{н.г.}} + 0,85 D_T^2 \cdot \ell; \quad (5.17)$$

где $V_{\text{н.г.}}$ – геометрический объем нагнетателя, м³;

$$V_{\text{н.г.}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot V_H, \text{ м}^3; \quad (5.18)$$

D_T – в м; ℓ – в м.

9. Определить удельный расход воздуха на транспортирование 1 м³ бетонной смеси, м³/м³:

$$A = \frac{P_H - P_1}{P_0} \cdot \frac{0,85 \cdot D_T^2 \cdot \ell + V_{\text{н.г.}}}{V_H}; \quad (5.19)$$

где P_H – рабочее давление в нагнетателе, МПа;

P_1 – давление сжатого воздуха в нагнетателе и бетоноводе в конце цикла транспортирования при V_H и $V_{\text{н.г.}}$ – в м³;

$V_H = 0,25 \dots 0,4 \text{ м}^3$ $p_1 = 0,15 \text{ МПа}$; $V_H = 0,5 \dots 1,0 \text{ м}^3$ $p_1 = 0,17 \text{ МПа}$;

P_0 – атмосферное давление, МПа; $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$;

10. Определить требуемую расчетную производительность компрессора, м³/мин;

$$\Pi_{\text{компр.р}} = \frac{A \cdot \Pi_{\text{э}}}{60}; \quad (5.20)$$

11. Определить требуемую мощность пневмотранспортной установки (компрессора), кВт;

$$N_{\text{компр.}} = \frac{P_{\text{н}} \cdot \Pi_{\text{компр}}}{60 \cdot \eta} \cdot K_3; \quad (5.21)$$

где η - КПД привода; $\eta = 0,70 \dots 0,80$; K_3 - коэффициент запаса; $K_3 = 1,2$.

12. Подобрать тип передвижного (таб. 5.13) или стационарного (таб. 5.14) компрессора по требуемой мощности, производительности компрессора, и давлению в нагнетателе, м³/мин.

Таблица № 5.13.

Характеристика передвижных компрессорных станций

Показатели	Модель						
	ПП-1,5	ПКС-3,5	ПКС-5,25	ПКС-5	ЭК-9М	МВ-107	ПР-16
Производительность, м ³ /мин	1,5	3,5	5,25	5,0	9,0	10,0	16,0
Давление, МПа	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6	0,8	0,7
Мощность двигателя, кВт	14,7	30	40	44,8	75	75	176,5

Таблица №5.14.

Характеристика стационарных компрессорных установок

Показатели	Марка										
	Поршневые									Винтовые	
	ВУ-3/8	ПК-3,5	2ГП-415	КСЭ-5М	2ГП-6/18	202ВП-12,3	202ВП-20/2	ВП-20/8М	305ВП-30/8	6ВКМ-13/8	6ВКМ-25/8
Производительность, м ³ /мин	3	3,5	4	5	6	10	12	20	30	13	25
Давление, МПа	0,8	0,7	0,5	0,8	1,8	0,8	0,35	0,2	0,8	0,8	0,8
Мощность двигателя, кВт	20	20	23	34	60	75	75	75	200	125	200

13. Определить объем бункера, м³:

$$V_{\text{ПР}} = 3 \cdot V_{\text{Н}}; \quad (5.22)$$

14. Выбрать марку компрессорной установки по условию (5.23) из таблиц 5.13 и 5.14:

$$\Pi_{\text{компр}} \geq \Pi_{\text{компр.р}}; \quad P_{\text{компр}} \geq P_{\text{н}}; \quad (5.23)$$

где $P_{\text{компр}}$ и $R_{\text{компр}}$, соответственно, производительность и давление выбранного компрессора.

15. Определить энергоёмкость процесса транспортирования бетонной смеси –

$$\Theta, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}; \quad \Theta = \frac{N_{\text{дв.компр}}}{P_{\Theta}};$$

(5.24)

где $N_{\text{дв.компр}}$ - мощность выбранного компрессора, кВт;

P_{Θ} - эксплуатационная производительность пневмотранспортной установки, $\text{м}^3/\text{ч}$.

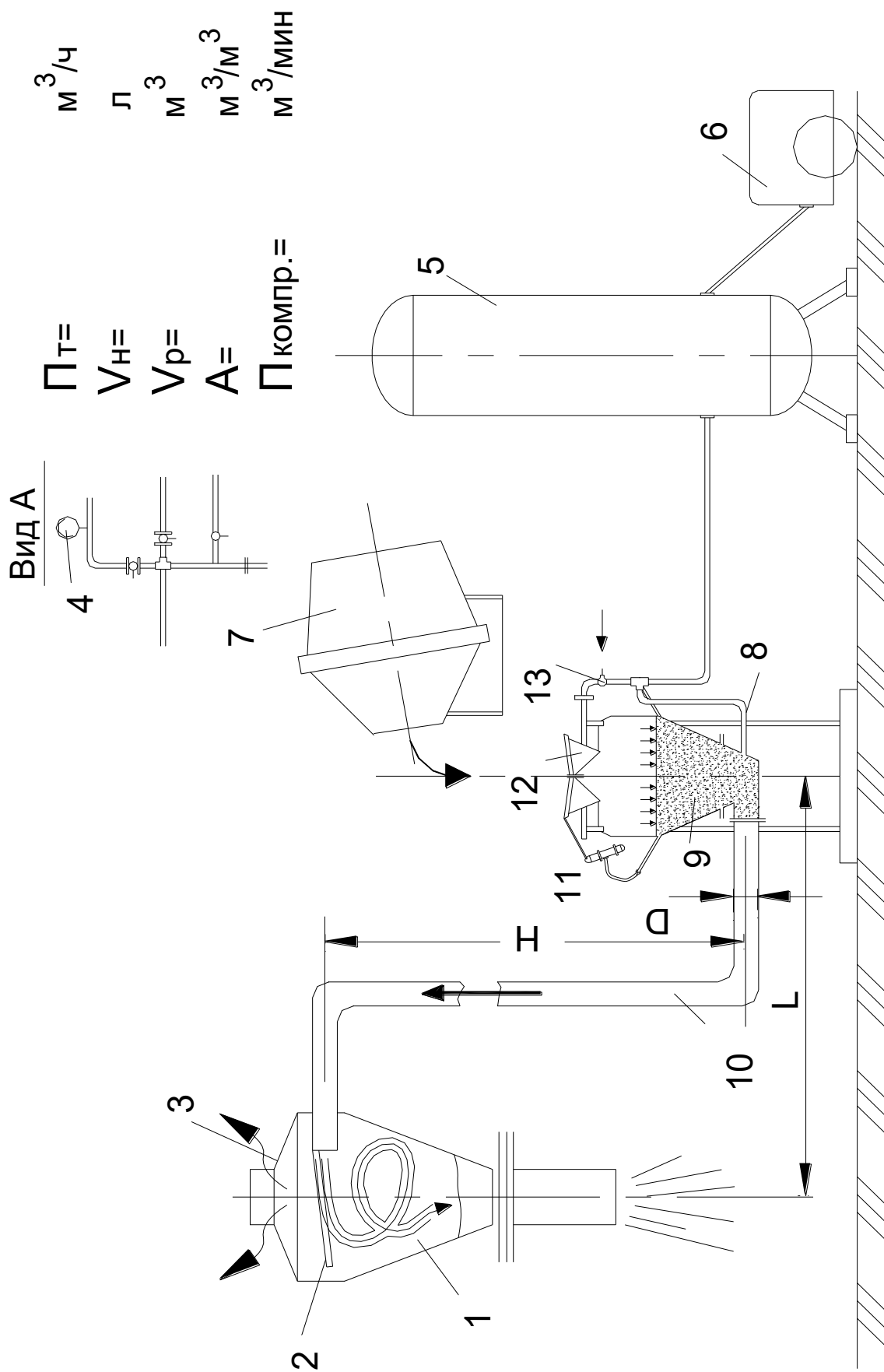


Рис.5. Схема пневматической установки для транспортирования бетонных смесей и растворов: 1- гаситель; 2- отбойный лист; 3- верхние жалюзи; 4- манометр; 5- ресивер; 6- компрессор; 7- бетоносмеситель; 8- выходное колено; 9- пневмонагнетатель; 10- бетоновод; 11- пневмоцилиндр; 12- загрузочная воронка; 13- распределительный кран.

16. Изобразить схему пневмотранспортной установки (рис. 8) и нанести на нее полученные параметры.

Методика №6.

Расчет основных параметров поршневого бетононасоса с механическим приводом (3 часа)

Задание. Рассчитать основные параметры поршневого бетононасоса.
Данные приведены в табл.6.1.

Последовательность выполнения упражнения:

1. Определить потребную мощность на привод бетононасоса.
 2. Определить эксплуатационную производительность бетононасоса и энергоемкость процесса.
 3. Расчет и подбор бетоновода.
 4. Анализ полученных данных.
- 1.1 Определить мощность, потребную на привод поршневого бетононасоса, кВт:

$$N = \frac{1}{\eta_1}(N_1 + N_4) + \frac{1}{\eta_2}(N_2 + N_3); \quad (6.1)$$

где N_1 - мощность, расходуемая на привод вала побудителя кВт;

N_2 - мощность, расходуемая на привод клапанов кВт;

N_3 - мощность, расходуемая на привод поршня кВт;

N_4 - мощность, расходуемая на привод лопастного вала кВт;

η - механический КПД кривошипного вала; $\eta = 0,70...0,80$;

$$N_{1...4} = M_{1...4} \times \omega_{1...4} \times Z \times 10^{-3}; \quad (6.2)$$

где $M_{1...4}$ - вращающий момент на лопастном валу, Н·м;

$\omega_{1...4}$ - угловая скорость лопастного вала; $\omega_{1...4} = 1,0...2,5$ рад/с;

Z - количество лопастных валов;

η_1 - КПД привода лопастных валов; $\eta_1 = 0.65...0.75$;

Задание к методике

№ вар.	Техническая я производит	Диаметр цилиндра Д, мм	Ход поршня S _п , мм	Количество цилиндров, шт.	Осадка конуса □ □ см	Максималь ный диаметр заполнителя	Длина горизонтал ьного участка L,	Высота вертикальн ого участка H, м
1	12	150	270	1	8	40	100	10
2	15	160	270	1	10	40	80	12
3	18	170	280	1	8	50	120	8
4	20	180	300	2	4	50	20	15
5	21	190	310	2	6	40	50	15
6	25	200	310	1	8	40	150	2
7	27	200	310	2	8	60	130	3
8	30	210	320	1	10	60	30	15
9	32	210	320	1	10	40	40	15
10	35	220	320	2	6	50	50	20
11	38	220	340	2	8	70	60	12
12	40	220	350	2	12	70	10	18
13	42	225	370	1	12	40	10	20
14	40	225	400	2	6	50	10	25
15	36	230	400	2	6	60	5	20
16	28	230	300	2	8	70	5	25
17	20	230	350	2	10	70	5	22
18	25	240	350	2	4	70	100	8
19	36	245	300	2	4	75	100	5
20	31	245	300	2	6	80	50	10
21	33	250	250	2	5	80	70	7
22	24	240	250	2	5	70	70	5
23	27	150	250	2	6	60	75	10
24	38	155	200	2	7	50	75	12
25	45	160	220	2	8	50	5	20
26	27	200	300	2	10	60	5	25
27	38	270	400	2	4	60	25	30
28	39	280	400	2	5	70	5	15
29	40	280	310	2	6	80	20	15
30	42	280	320	2	6	80	40	10

$$M_{1...4} = \frac{kb_{1,2}(r_2^2 - r_1^2)n \times m}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (6.3)$$

где k - коэффициент сопротивления движению лопасти в смеси, $\text{Н}/\text{м}^2$ (табл.6.3);

$b_{1,2}$ - проекция высоты лопасти L на ось вращения, м;

$b_{1,2} = (0,6...0,8) \times L_{1,2}$; $L_1 = 2 \times r_K = S_{\text{П}}$; $L_2 = (2,0...3,0) \times L_1$;

n - количество лопастей на валу; $n = 3$;

$r_2 - r_1 = 0,02...0,05$ м;

$m_{1,2}$ - коэффициент учитывающий погружение лопастей в смесь при перемешивании; $m_1 = 1,0$; $m_2 = 0,7...0,8$.

$$N_2 = 10^{-3} M_2 \cdot \omega_{14} \cdot \sum_{i=1}^{i=2} F_i l_i, \text{ кВт}; \quad (6.4)$$

где M_2 - момент на коленчатом валу от усилий в тягах привода клапанов, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

ω_{14} - угловая скорость коленчатого вала, $\text{рад}/\text{с}$;

F_i - усилие в соответствующей тяге (принимается по характеристике пружины, размещенной в теле), Н;

l_i - плечи действия сил F_i , м.

Принять $N_2=(0,05...0,10) \cdot N_1$, кВт;

$$N_3=10^{-3} \cdot S_{\Pi} \cdot D_{\Pi}^2 \cdot p \cdot \omega_k \cdot r_k \cdot K_{\text{вс}}, \text{ кВт}; \quad (6.5)$$

где D_{Π} - диаметр цилиндра, м;

r_k - радиус кривошипа, м; $r_k=0,5S_{\Pi}$, м;

S_{Π} - ход поршня, м;

Z - количество цилиндров;

ω_k - угловая скорость кривошипа, рад/с;

$K_{\text{вс}}$ - коэффициент, учитывающий затраты мощности на всасывание;

$K_{\text{вс}} = 1$ при $z=1$; $K_{\text{вс}}=1,1...1,2$ при $z=2$;

$$r_k = \frac{P_T}{900 D_{\Pi}^2 Z S_{\Pi}}, \text{ рад/с}; \quad (6.6)$$

где P_T - техническая производительность, м³/ч;

p - давление на поршень, Н/м²;

$$p = p_1 + p_2 + p_3, \text{ Н/м}^2; \quad (6.7)$$

где p_1 - гидростатическое давление от столба бетонной смеси на вертикальном участке, Н/м²;

$$p_1 = \rho_6 \times H, \text{ Н/м}^2; \quad (6.8)$$

ρ_6 - удельная сила тяжести бетонной смеси и раствора, Н/м³; (табл.6.4)

H - высота вертикального участка, м;

p_2 - давление от инерционных сил, сообщаемых поршнем бетонной смеси, Н/м².

Принято считать, что эти силы действуют на половине длины бетоновода;

$$p_2 = 0,5 \rho_6 l \omega_k^2 r_k g^{-1}, \text{ Н/м}^2;$$

$$l = L + H - \text{длина бетоновода, м}; \quad (6.9)$$

g - ускорение свободного падения, м/с², $g = 9,81$ м/с².

p_3 - давление, обусловленное гидравлическими сопротивлениями, Н/м²;

$$p_3 = \frac{2Lp}{R} \left(\tau'' + \frac{2\mu U}{R} \right), \text{ Н/м}^2; \quad (6.10)$$

где τ'' - напряжение сдвига, Н/м²;

для бетонов $\tau_o = 20...40 \text{ Н/м}^2$;

μ - опытный коэффициент, $\text{Н}\cdot\text{с/м}^2$;

$\mu = 1,0...2,2$, $\text{Н}\cdot\text{с/м}^2$;

R - радиус трубы, м;

$$R = \frac{D_6}{2}; \quad (6.11)$$

D_6 - внутренний диаметр бетоновода, м;

Диаметр бетоновода D_6 определяется предварительно из условия:

$$D_6 = D_T L_{\text{пр}} 3d, \text{ мм}; \quad (6.12)$$

D_T - внутренний диаметр трубы, мм;

d - размер наибольших кусков заполнителя, мм;

$L_{\text{пр}}$ - приведенная длина бетоновода, м.

1.2 Определить требуемую мощность двигателя $N_{\text{дв}}$, кВт:

$$N_{\text{дв}} = (1,2...1,3)N; \quad (6.13)$$

2.1 Определить эксплуатационную производительность бетононасоса, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$П_{\text{Э}} = 1200 D_{\text{ц}}^2 S_{\text{п}} r_k L K_{\text{Н}} K_{\text{В}}; \quad (6.14)$$

где $K_{\text{Н}}$ - коэффициент объемного наполнения цилиндра.

$K_{\text{Н}} = 0,70...0,80$ - для бетонных смесей

$K_{\text{Н}} = 0,80...0,85$ - для строительных растворов

$K_{\text{В}}$ - коэффициент использования бетононасоса по времени, $K_{\text{В}} = 0,50...0,75$.

2.2 Определить энергоемкость процесса транспортирования бетонной смеси -

Э_6 , $\text{кВт}\cdot\text{ч/м}^3$:

$$\text{Э}_6 = \frac{N_{\text{дв}}}{П_{\text{В}}}; \quad (6.15)$$

3. Определить внутренний диаметр бетоновода.

Внутренний диаметр трубы D_T назначается по ГОСТу 8732-70.

Толщина стенки трубы (S) насчитывается по формуле, м:

$$S = \sigma D_m P' / 2 [\sigma_p], \quad (6.16)$$

где P' - избыточное внутреннее давление в трубе, Н/м^2 ; $P' = 0,5P$, Н/м^2 ;

$[\sigma_p]$ - допустимое избыточное давление в трубе, Н/м²;

$[\sigma_p] = 120...180$, МН/м²;

v -скорость ядра течения бетонной смеси в бетоноводе, м/с;

$$v = r_k \sigma_p r_k \sin(\alpha), \text{ м/с}; \quad (6.17)$$

α - угол поворота коленчатого вала (отсчитывается от начала нагнетательного хода), градус; $\sin(\alpha) = 1$.

Окончательный бетоновод подобрать с учетом данных табл. 6.4.

Таблица № 6.2.

Характеристика стационарных компрессорных установок

Показатели	Модель										
	Поршневые									Винтовые	
	ВУ-3/8	ПК-3,5	2ГП-415	КСЭ-5М	2ГП-6/18	202ВП-12,3	202ВП-20/2	ВП-20/8М	305ВП-30/8	6ВКМ-13/8	6ВКМ-25/8
Производительность, м ³ /мин	3	3,5	4	5	6	10	12	20	30	13	25
Давление, МПа	0,8	0,7	0,5	0,8	1,8	0,8	0,35	0,2	0,8	0,8	0,8
Мощность двигателя, кВт	20	20	23	34	60	75	75	75	200	125	200

Таблица № 6.3

Значение коэффициента К, Н/м²

Смеси	Осадка конуса, см				
	0...2	2...4	5...7	8...10	10...12
Бетонная	50000	45000	40000	35000	30000
Раствор	29000	25500	22000	16000	7000

Таблица № 6.4.

Удельная сила тяжести бетонной смеси и раствора

Показатели	Бетонная смесь с осадкой конуса, см				Цементный раствор с осадкой конуса, см			
	0...2	3...5	6...8	9...12	2...4	5...7	8...9	10...12
Удельная сила тяжести γ_6 , Н/м ³	17300	18800	20200	21000	17300	18500	20400	22000

Характеристика трехметровых звеньев бетоноводов

Внутренний диаметр бетоновода, мм.	Масса звена бетоновода с зажимом, кг.	Масса бетонной смеси в звене, кг.	Масса звена с бетонной смесью, кг.
280	250	390	640
207	170	260	430
150	65	115	180

Техническая характеристика бетононасосов (поршневых)

Показатели	Марка	
	СБ-9	СБ-7
Производительность, м ³ /ч	10	40
Дальность подачи, м:	по вертикали	40
	по горизонтали	15
Диаметр цилиндра, мм	250	250
Число цилиндров	150	280
Внутренний диаметр бетоновода, мм	1	2
Ход поршня, мм	150	283
Наибольшая крупность заполнителя, мм	250	400
Осадка конуса перекачиваемой смеси, см	40	70
Емкость приемного бункера, м ³	6...12	6...12
Мощность двигателя, кВт	0,45	2,8
Габаритные размеры, мм:	16,8	64,0
	длина	2460
	ширина	5940
Масса (без бетоновода), кг	1700	2040
	высота	3175
	2850	12000

4.4 Полученные параметры сравнить с характеристикой промышленных бетононасосов (табл.6.6) и проставить под схемой бетононасоса рисунок 6.

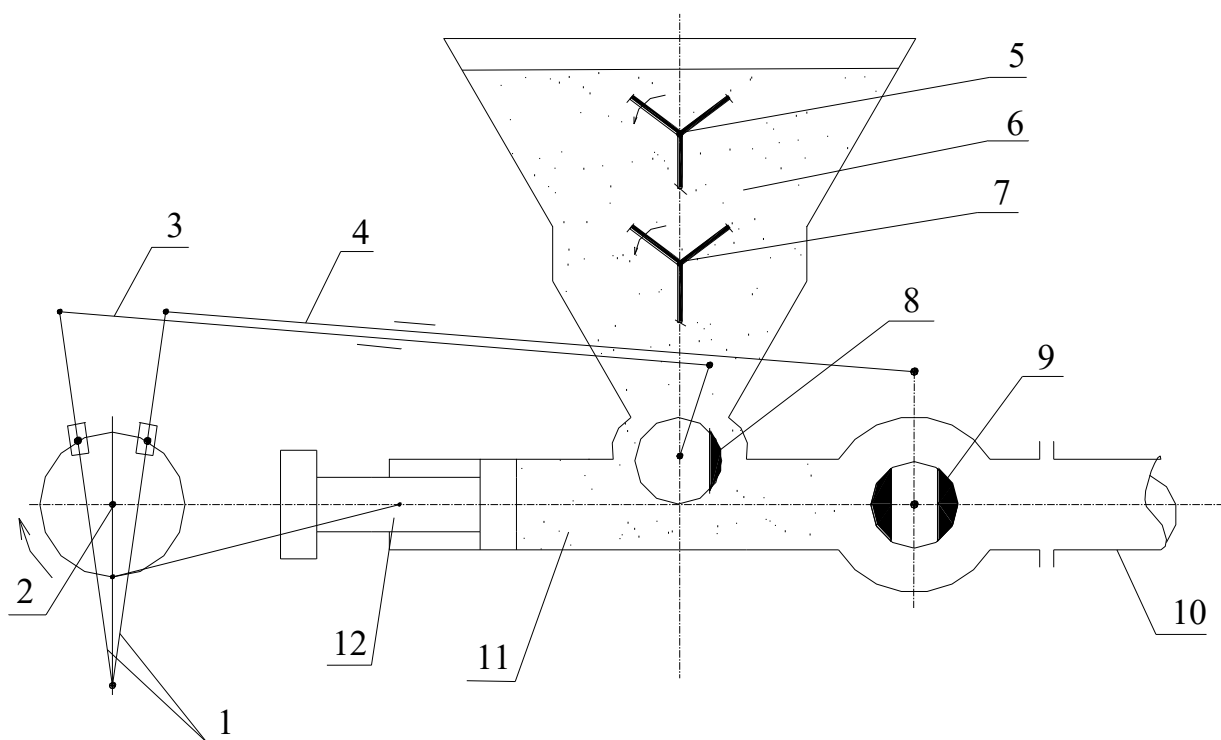


Рис.6. Поршневой бетононасос с механическим приводом:
 1 - кулисный механизм привода клапанов; 2 - коленчатый вал;
 3,4 - пружинные тяги; 5 - лопастной вал; 6 - приемный бункер;
 7 - вал побудителя; 8 - всасывающий клапан; 9 - нагнетательный
 клапан; 10 - бетоновод; 11 - рабочий цилиндр; 12 - поршень.

Методика №7.

Расчёт основных параметров вибрационных машин для уплотнения бетонных смесей (6 часов)

Задание: Назначить режим работы, определить мощность, производительность и эффективность вибраторов. Данные для расчётов даны в табл.7.1 и на рис.7.1.

Последовательность выполнения упражнения:

1. Определить геометрические параметры вибратора (внешние).
 - 1.1 Определить длину рабочей части вибратора.
 - 1.2 Определить активную площадь вибратора.
2. Определить внутренние характеристики вибратора.
 - 2.1 Определить амплитуду колебания вибратора.
 - 2.2 Определить угол сдвига фаз.
 - 2.3 Определить потребную мощность вибратора.
 - 2.4 Определить максимальную мощность проектируемого вибратора.
3. Определить эксплуатационные характеристики вибратора и технологического процесса.
 - 3.1 Выбрать двигатель по расчётному значению мощности.
 - 3.2 Определить радиус действия вибратора.
 - 3.3 Определить эксплуатационную производительность глубинного вибратора.
 - 3.4 Энергоёмкость процесса уплотнения смеси глубинными вибраторами.
4. Анализ полученных результатов.
 - 4.1 Полученные расчетные параметры вибратора свести в таблицу №7.4.
 - 4.2 Изобразить схему вибратора в масштабе и схему технологического процесса.

Задание к упражнению

№ вар.	Диаметр корпуса вибратора D, мм	Толщина перерабатываемого слоя H, см	Масса вибратора M+m, кг	Жесткость смеси, С	Тип вибратора (рис. 10)
1	40	30	2	100	№2
2	65	30	4	120	№3
3	50	40	6	130	№2
4	55	40	8	140	№3
5	60	50	10	150	№2
6	65	50	4	160	№3
7	70	60	6	170	№2
8	75	60	8	180	№3
9	80	70	10	190	№2
10	85	70	12	200	№3
11	90	60	8	210	№1
12	95	50	10	220	№1
13	100	50	12	80	№2
14	105	40	12	70	№3
15	100	40	16	60	№2
16	125	50	18	50	№3
17	120	50	18	90	№1
18	125	60	16	80	№1
19	130	60	14	70	№1
20	135	70	15	60	№2
21	140	70	16	50	№1
22	80	60	15	120	№1
23	100	60	18	90	№1
24	120	70	20	90	№1
25	140	70	25	80	№1
26	60	40	8	70	№2
27	70	45	10	60	№3
28	80	50	12	70	№3
29	90	55	16	60	№1
30	100	60	18	50	№1

1. Определить геометрические параметры вибратора: длину рабочей части и основную площадь. Диаметр корпуса вибратора задан.

1.1 Определить длину рабочей части вибратора, м:

$$L=H+\Delta h \quad (7.1)$$

где H – толщина прорабатываемого слоя бетонной смеси, м;

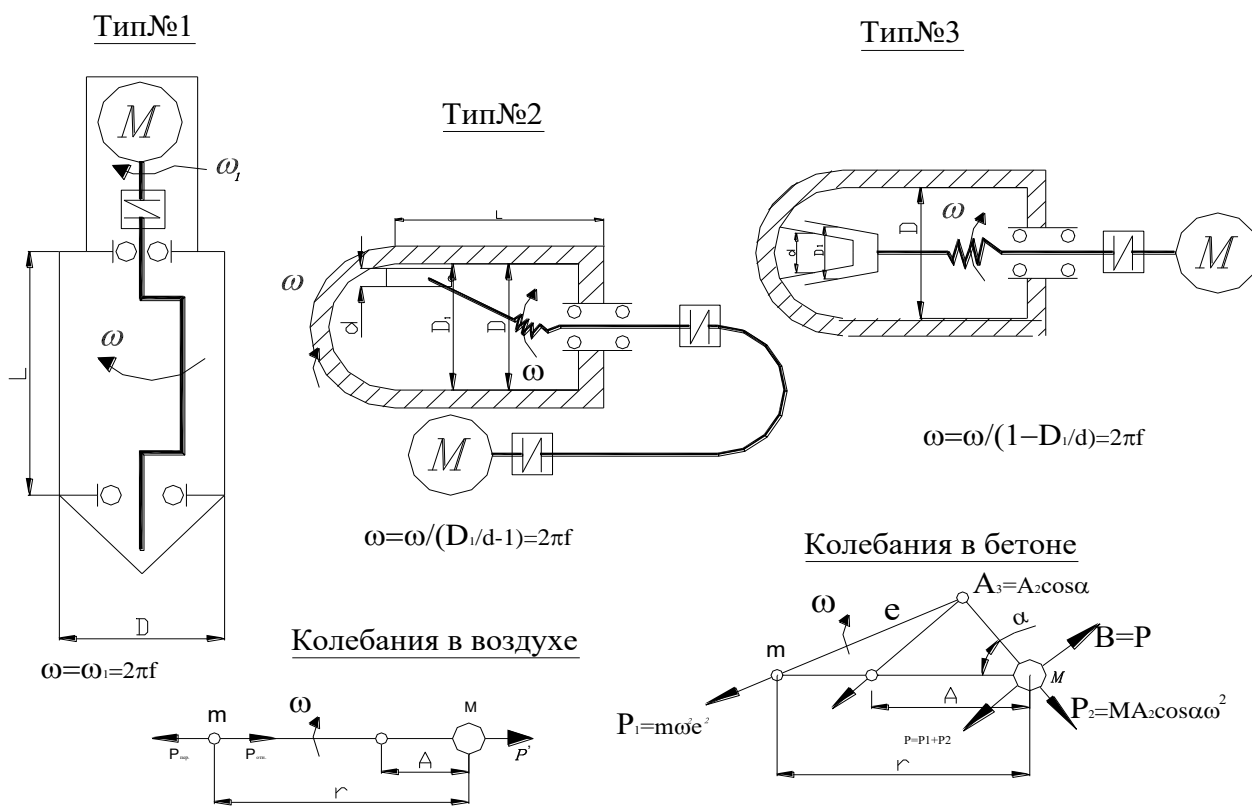
Δh – глубина проникновения вибратора в предыдущий слой при проработке очередного слоя бетонной смеси, м; $\Delta h = 0,05 \dots 0,15$ м.

1.2 Определить активную площадь вибратора, м²:

$$F=D \cdot L; \quad (7.2)$$

где D – диаметр корпуса, м.

2. Определить внутренние характеристики вибратора: статический момент дебалансов, их частоту вращения, возмущающую силу, амплитуду



$$P_{отн} = m r^2 \omega^2$$

$$P_{пер} = m A_1 \omega^2$$

$$m(r - A_1)\omega = M A_1 \omega^2$$

$$P = P_{отн} + P_{пер} = m(r - A_1)\omega^2$$

$$A = m r / (M + m)$$

$$A_3 = A_2 \cos \alpha = \cos \alpha [m r / M + m + m_1]$$

Рис.7.1. Схемы глубинных вибраторов для уплотнения бетонных смесей: Тип 1- дебалансный со встроенным двигателем; Тип 2-планетарный наружной обкатки с гибким валом; Тип 3-планетарный внутренней обкатки со встроенным двигателем ω -угловая скорость D-диаметр корпуса вибратора A-принятое значение амплитуды колебания A₁-амплитуда колебаний в воздухе A₂-амплитуда колебаний в среде A₃-амплитуда в среде с учетом угла сдвига фаз m₁-дополнительная масса колеблющейся смеси P- максимальное значение возмущающей силы f-условный коэффициент трения ц/б смеси по стали L-длина рабочей части вибратора

колебаний корпуса, частоту колебаний и угол сдвига фаз, потребляемую мощность.

2.1 Определить амплитуду колебания вибратора:

$$\text{в воздухе: } A_1 = (m \cdot r) / (M + m); \quad (7.3)$$

$$\text{в среде: } A_2 = (m \cdot r) / (M + m + m_1); \quad (7.4)$$

$$\text{в среде с учётом угла сдвига фаз: } A_3 = A_2 \cdot \cos \alpha; \quad (7.5)$$

где m_1 – дополнительная присоединительная масса колеблющейся бетонной смеси; $m_1 = 0,3 \cdot (M + m);$ (7.6)

α – угол сдвига фаз; $\alpha = 0 \dots 45^\circ$ (обычно $\alpha = 7 \dots 15^\circ$);

$$m \cdot r - \text{статический момент массы дебаланса, кг} \cdot \text{м; } m \cdot r = P / \omega^2; \quad (7.7)$$

P – максимальное значение вынуждающей силы, Н;

$$P = v \cdot F \cdot \omega \cdot A; \quad (7.8)$$

где $v = (3 \dots 5) \cdot 10^{-2} \text{ с/см}^3$ – удельный коэффициент сопротивления бетонной смеси колебаниями глубинного вибратора (коэффициент вязкого сопротивления);

F – активная площадь вибратора, см^2 ;

f – частота колебаний корпуса вибратора, Гц; $f = 80 \cdot (1 + (10/D));$

A – амплитуда колебания, см;

ω – угловая скорость вращения дебаланса или бегунка, рад/с: для дебалансного вибратора (тип №1);

$$\omega = \omega_1 = 2\pi \cdot f; \text{ рад/с} \quad (7.9)$$

для планерного вибратора с наружной обкаткой (тип №2):

$$\omega_1 = 2\pi \cdot f \cdot ((D_1/d) - 1); \text{ рад/с; } D_1/d = 1,1 \dots 1,3; \quad (7.10)$$

для планетарного с внутренней обкаткой (тип №3):

$$\omega_1 = 2\pi \cdot f (1 - (d/D_1)), \text{ рад/с; } d/D_1 = 0,7 \dots 0,9. \quad (7.11)$$

Амплитуда колебаний вибратора в среде (в бетонной смеси) с учётом угла сдвига фаз A^3 , во избежание возникновения опасности расслоения бетонной смеси и перехода на нерациональный виброударный режим работы, не должна превышать $1,2 \dots 1,3$ мм, т.е. $A_{\max} = 1,2 \dots 1,3$ мм.

С другой стороны, по условию обеспечения максимальной производительности и наименьшей энергоёмкости A_3 должно быть больше минимального допустимого значения, в зависимости от диаметра корпуса вибратора, т.е. $A_3 \geq A_{\min}$, мм.

$$(7.12)$$

Частота колебаний корпуса вибратора также должна лежать в оптимальном интервале для диаметра корпуса (табл. 7.2).

Таблица № 7.2.

Рекомендуемая частота и амплитуда колебаний

Диаметр корпуса вибратора D, см	2,5...3,5	3,5...5,0	6,0...7,5	7,5...12,5	Свыше 12,5
Частота f, Гц	300...200	200...150	150...100	100...50	50...25
Амплитуда A _{min} , см	0,3...0,5	0,3...0,5	0,3...0,5	0,5...0,7	0,5...0,7

Выражение (7.5) можно записать в виде:

для дебалансного вибратора (тип №1)

$$A_3 = \frac{v \cdot F \cdot A \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot (M + m + m_1)}, \text{ мм}; \quad (7.13)$$

для планетарного вибратора с наружной обкаткой (тип №2)

$$A_3 = \frac{v \cdot F \cdot A \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \left(\frac{D_1}{d} - 1 \right) \cdot (M + m + m_1)}, \text{ мм} \quad ; \quad (7.14)$$

для планетарного с внутренней обкаткой (тип №3)

$$A_3 = \frac{v \cdot F \cdot A \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \left(1 - \frac{D_1}{d} \right) \cdot (M + m + m_1)}, \text{ мм}; \quad (7.15)$$

Назначив максимальное значение для $A_3 = 1, 2 \dots 1, 3$ мм и, задав по табл. 7.2 значение A, можно определить требуемую частоту колебаний корпуса вибратора:

$$f = \frac{v \cdot F \cdot A \cdot \cos \alpha}{A_{3 \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot (M + m + m_1)}, \text{ Гц}; \quad (\text{тип №1}) \quad (7.16)$$

$$f = \frac{v \cdot F \cdot A \cdot \cos \alpha}{A_{3 \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_1}{d} - 1 \right) \cdot (M + m + m_1)}, \text{ Гц}; \quad (\text{тип №2}) \quad (7.17)$$

$$f = \frac{v \cdot F \cdot A \cdot \cos \alpha}{A_{3 \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{D_1}{d} \right) \cdot (M + m + m_1)}, \text{ Гц}; \quad (\text{тип №3})$$

Полученное значение f следует согласовать с табличными. Если значение больше или меньше допустимого, то следует, варьируя значения A в допустимых пределах, сделать пересчет.

После этого, окончательно назначить значения A и f , произвести расчет угловой скорости вращения дебаланса или бегунка ω (ω_1), максимального значения вынуждающей силы P , статического момента дебалансов $m \cdot r$

2.2 Определить угол сдвига фаз, град:

$$\alpha = \text{arctg} \cdot (b \cdot F) / (10^{-2} \cdot \omega \cdot (M + m + m_1)); \quad (7.18)$$

2.3 Определить потребную мощность вибратора, Вт:

$$N = 1/\eta \cdot (N_1 + N_2 + N_3); \quad (7.19)$$

где N_1 – полезная мощность, расходуемая вибратором на уплотнение бетонной смеси;

N_2 – дополнительная мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения корпуса вибратора о бетонную смесь;

N_3 – суммарные потери мощности внутри вибратора и элементах привода;

η – механический К.П.Д. двигателя, $\eta = 0,8$

$$N_1 = 10^{-4} / 2 \cdot (m \cdot r)^2 / (M + m + m_1) \cdot \omega^3 \cdot \sin 2\alpha ;$$

(7.20)

где $m \cdot r$ – кг·см; ω – рад/с; $M + m + m_1$ – кг.

$$N_2 = N_1 \cdot f ;$$

(7.21)

где f – условный коэффициент трения цементно-бетонной смеси по стали (принимается при вибрации $f = 0,015 \dots 0,018$)

$$N_3 = (M_1 + M_2 + M_3) \cdot \omega_1 ; \quad (7.22)$$

где M_1 – момент трения в подшипниках дебалансного вала, Н·м ;

M_2 – момент трения качения (момент сопротивления планетарному обкатыванию), Н·м;

M_3 – суммарный момент трения гибкого вала о броню, Н·м;

ω_1 – угловая скорость вращения дебаланса или бегунка, рад/с

$$M_1 = f_2 \cdot (d_1 / 2) \cdot m \cdot r \cdot \omega^2, \quad \text{Н} \cdot \text{м}; \quad (7.23)$$

где f_2 – условный коэффициент трения в подшипниках качения, $f_2 = 0,003$.

d_1 – номинальный диаметр шейки дебалансного вала на месте сопряжения с внутренними кольцами подшипника, м $d_1 = 0,03 \dots 0,05$ м;

$P = m r \cdot \omega^2$ – максимальное значение вынуждающей силы, Н

$$M_2 = K \cdot P,$$

(7.24)

где K – условный коэффициент трения качения при планетарном обкатывании, м

$$K = (3 \dots 5) \cdot 10^{-5} \text{ м};$$

$$M_3 = (1 - \eta_2) \cdot (M_1 + M_2), \text{ Н} \cdot \text{м},$$

(7.25)

где η_2 – механический К.П.Д. гибкого вала, для модели В-127, В-128 и В-123 длиной 3,3...3,9 с диаметром сердечника 10, 12, 15 мм.

$$\eta_2 = 0,85 \dots 0,85 \dots 0,90.$$

2.4 Определить максимальную мощность проектируемого вибратора, Вт: максимальная мощность, которая может быть разбита вибратором в среде с сопротивлениями при угле сдвига фаз $\alpha_{\max} = 45^\circ$

$$N_{\max} = (N_1 \cdot \sin^2 \alpha_{\max}) / \sin 2\alpha; \quad (7.26)$$

3. Определить эксплуатационные характеристики вибратора – выбрать мощность двигателя, определить радиус действия и эксплуатационную производительность вибратора; а также энергоёмкость процесса.

3.1 Выбрать двигатель по расчётному значению мощности.

Мощность выбранного двигателя должна быть больше значений, определяемых по пунктам 6 и 7, т.е. $N_{\text{двиг.}} = 1,2 N$; $N_{\text{двиг.}} = 1,2 N_{\max}$ – большее значение является основанием для подбора двигателя.

3.2 Определить радиус действия вибратора. Максимальный радиус определяется минимальной амплитудой колебания, при которой ещё происходит разжижение бетонной смеси. Связь между амплитудами колебаний в различных точках, удалённых от оси вибратора, выражается формулами:

при $L/D = 3 \dots 6$ (сферические волны)

$$a_2/a_1 = (r_1/r_2) \cdot e^{-(\gamma c/2) \cdot (r_2 - r_1)} \quad (7.27)$$

при $L/D = 6 \dots 10$ (кольцевые волны)

$$a_2/a_1 = \sqrt{(r_1/r_2) \cdot e^{-(\gamma_k/2) \cdot (r_2 - r_1)}} \quad (7.28)$$

где a_2 – минимальная амплитуда, при которой ещё происходит смещение частиц относительно друг друга, т.е. уплотнение бетонной смеси (принимается по табл. 7.2);

a_1 – амплитуда колебаний бетонной смеси у поверхности вибратора (колебания пограничного слоя); $a_1 = (0,56 \dots 0,62) \cdot A_3$;

r_1 – наружный радиус корпуса вибратора; $r_1 = D/2$;

r_2 – расчётный радиус действия глубинного вибратора;

γ_c, γ_k – коэффициенты затухания колебаний в бетонной смеси соответственно для сферических и кольцевых волн, см^{-1} (табл. 7.3).

Таблица №7.3.

Значение a_2, γ_c и γ_k ; (бетонная смесь с осадкой конуса 4...6 см)

Частота колебаний f , Гц	Минимальная амплитуда колебаний A_2 , см	Коэффициент затухания, см^{-1}	
		Для сферических волн γ_c	Для кольцевых волн γ_k
50	0,006...0,01	0,08	0,02
100	0,004	0,06	0,04
150	0,003	0,055	0,055
200	0,002	0,05	0,07
300	0,0015	0,045	0,09
400	0,001	0,04	0,1

Данные уравнения (7.27), (7.28) являются алгебраическими трансцендентными уравнениями, которые решаются методом подбора или графически.

На рис. 7.2 представлены графические зависимости расчетных параметров для кольцевых и сферических волн, построенные с использованием ЭВЦМ методом итераций с допустимой ошибкой менее 0,5%. Для пользования графиками по оси абсцисс отложить полученную при расчете величину a_2/a_1 и найти соответствующее ей отношение r_2/r_1 при заданном значении $\gamma_c r_1$ ($\gamma_k r_1$).

3.3 Определить эксплуатационную производительность глубинного вибратора, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$P_3 = \pi \cdot r_2^2 \cdot H \cdot (3600 / (t_1 + t_2)) \cdot K_{\text{п}} \cdot K_{\text{в}} \quad (7.29)$$

где r_2 – расчётный радиус действия глубинного вибратора, м;

H – заданная толщина перерабатываемого слоя, м;

t_1 – оптимальная продолжительность вибрирования смеси в каждом месте погружения вибратора, с;

$$t_1 = 2Ж \cdot \sqrt{I_{cm} / I_{\phi}} \quad (7.30)$$

где Ж – жёсткость бетонной смеси, с;

$I_{ст}$ – стандартная интенсивность бетонирования, $м^2/с^3$;

I_{ϕ} – фактическая интенсивность бетонирования, $м^2/с^3$;

$I_{\phi,ст} = A_{\phi,ст}^2 \cdot \omega^3 = A_{\phi,ст}^2 \cdot (2\pi \cdot f_{\phi,ст})^3$, $м^2/с^3$;

где $A_{\phi,ст}$ – принятая (или стандартная – $A_{ст}$) амплитуда колебаний, м;

$A_{ст} = 0,5$ мм;

$f_{\phi,ст}$ – принятая (стандартная $f_{ст}$) частота колебаний, Гц; $f_{ст} = 46,5$ Гц;

t_2 – время перемещения вибратора с одной позиции на другую, с;

$t_2 = 45 \dots 60$ с;

$K_{в}$ – коэффициент использования вибратора по времени,

$K_{в} = 0,8 \dots 0,85$;

$K_{п}$ – коэффициент перекрытия (зависит от схемы уплотнения бетонной смеси); $K_{п} = 0,7$.

3.4 Энергоёмкость процесса уплотнения смеси глубинными вибраторами: $\mathcal{E} = N_{двиг} \cdot \Pi_{\mathcal{E}}$, кВт·ч/м³ (7.31)

4. Анализ полученных результатов.

4.1 Полученные расчетные параметры вибратора свести в табл. 7.4 и сравнить их с аналогичным серийным вибратором (табл.7.5).

4.2 Изобразить схему вибратора в масштабе и схему технологического процесса (пример на рис. 10).

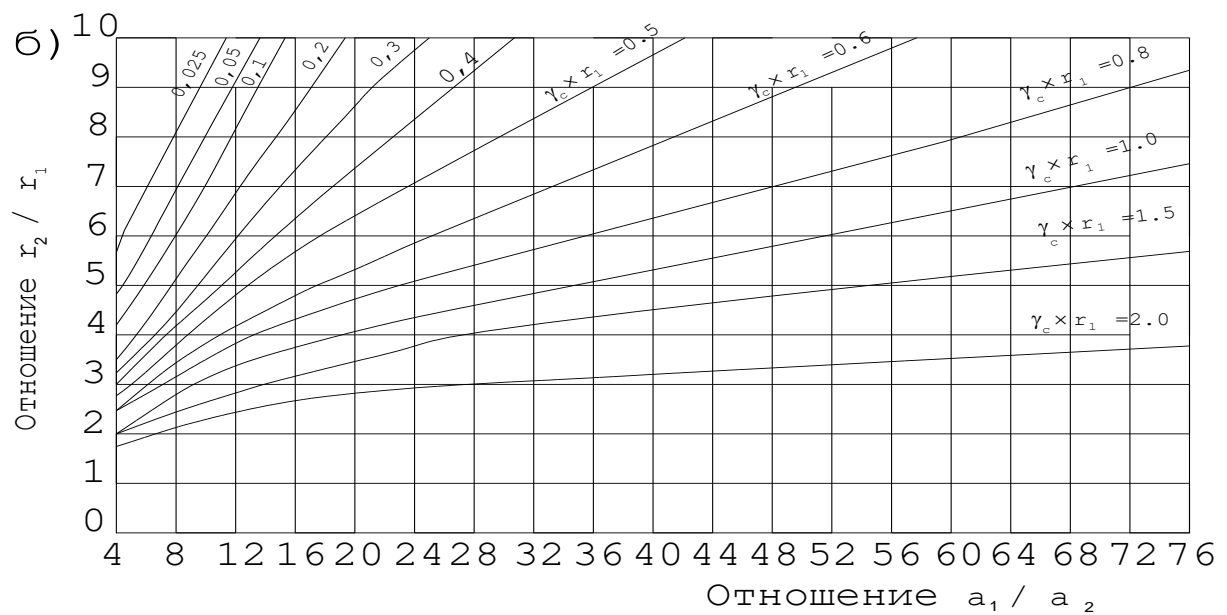
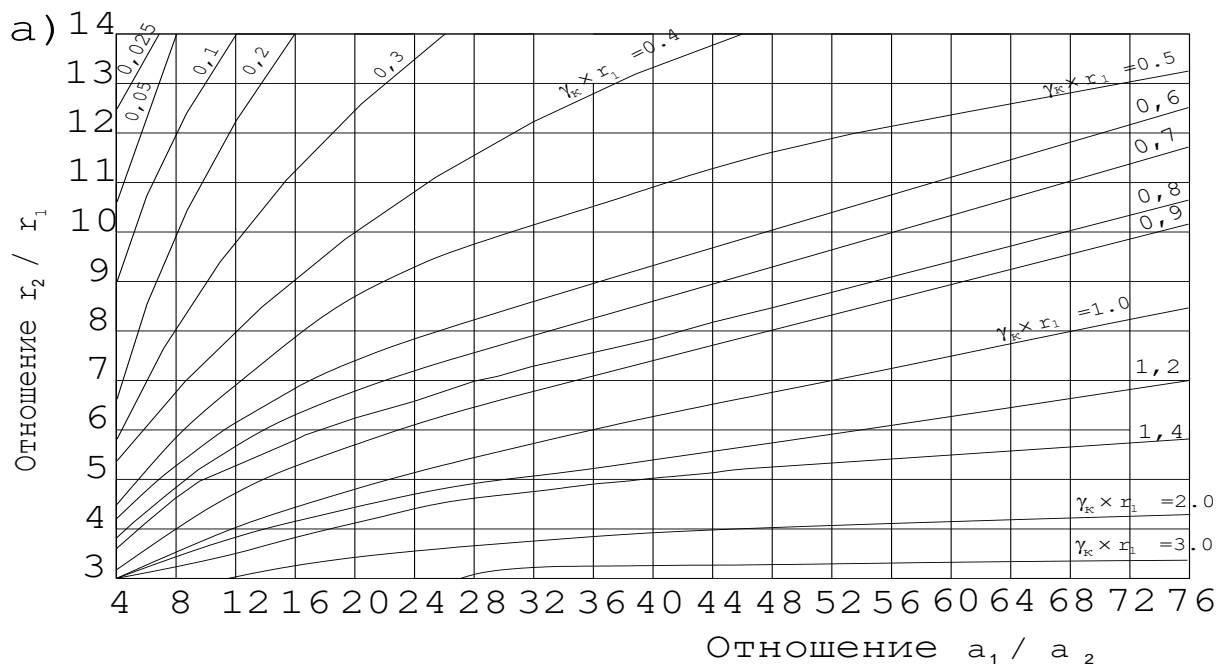


Рис.7.2. Графические зависимости к расчёту радиуса действия глубинного вибратора по затуханию: а - кольцевых волн; б - сферических волн

Таблица №7.4.

Техническая характеристика вибратора

Вибратор	Тип, марка	Наружный диаметр, мм	Длина рабочей части, мм	Частота колебаний, с ⁻¹	Вынуждающая сила, Н	Статический момент дебалансов, кг·см	Масса, кг	Радиус действия, см
Проектируемый								
Серийный								

Техническая характеристика глубинных вибраторов (серийных)

Параметры	Ручные										Подвесные				
	ИВ-27	ИВ-47	ИВ-47А	ИВ-59	ИВ-66	ИВ-67	ИВ-102	ИВ-103	ВП-1	ВП-3	ИВ-34	ИВ-34А	ИВ-90	В1-612	В1-631
Нарудный диаметр, мм	51	76	76	114	38	51	75	110	50	100	133	133	133	146	194
Длина рабочей части, мм	450	510	440	520	360	410	485	485	300	450	750	100	110	125	160
Частота колебаний, с ⁻¹	1500	1000	1000	5700	2000	1500	1100	100	1200	800	8000	8000	8000	4500	3000
Вынуждающая сила, кН	-	4,0	4,0	5,0	1,5	3,0	5,5	6,5	0,5*	0,5*	2,0	2,0	21,0	32,5	4,0
Статический момент дебаланса, кг·см	0,0001	0,35	0,35	0,013	0,034	0,113	0,45	0,53	0,10	1,25	-	-	3,3	-	-
Мощность двигателя, кВт	-	1,2	1,2	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7	1,0***	3,2	3,2	2,8	4,0	4,0
Масса, кг вибронаконечника	-	8,7	8,7	-	2,4	4,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Общая	-	39,0	35,5	22,0	26,0	29,0	16,0	24,0	5,6	19,5	130	132	130	125	250
Радиус действия*, см	25...30	25...30	не менее	30...35	не менее	Не менее	-	-	-	-	50...70	45...65	-	70...90	80...100
Ресурс работы вибратора, ч	-	500	500	1000	500	500	1000	1000	1500	1500	400	300	-	500	500

* При осадке конуса 1...5 см;

** Рабочее давление воздуха, МПа;

*** Расход воздуха, м³/мин

Вибратор с гибким валом, планетарный (графы 2...7).

Вибратор со встроенным электродвигателем, дебалансный (графы 8...9).

Методика №8.

Расчет основных параметров свайных молотов и вибропогружателей

Задание: Определить основные параметры трубчатого дизель-молота и вибропогружателя свай (рис.8). Данные для расчета даны в табл.8.1.

Последовательность выполнения упражнения:

1. Определить энергию удара трубчатого дизель-молота.
2. Определить температуру воздуха в начале сжатия.
3. Определить коэффициент заполнения.
4. Определить давление газа при сжатии.
5. Определяем температуру газа при сжатии.
6. Вычислить максимальное и среднее индикаторное давление при сгорании.
7. Определить среднее эффективное давление.
8. Определить рабочий объем цилиндра.
9. Определить диаметр цилиндра D и ход поршня S .
10. Определить объем продувочного воздуха.
11. Выбрать применительно к параметрам заданной сваи по табл. 8.2 необходимую частоту и амплитуду колебаний вибропогружателя свай, а по табл. 8.3 назначить критическое сопротивление срыву.
12. Определить полное критическое сопротивление движению сваи или шпунта.
13. Определить необходимую величину вынуждающей силы вибропогружателя.
14. Назначить начальное давление p_0 , создаваемое тяжестью сваи и вибропогружателя на лобовую поверхность сваи.
15. Определить необходимое давление сваи и вибропогружателя на грунт.
16. Определить суммарную силу тяжести сваи и вибропогружателя.
17. Определить статический момент дебаланса вибропогружателя.
18. Определить угловую скорость вращения дебалансных валов вибропогружателя.
19. Определить максимальную мощность привода вибровозбудителя.

Задание к упражнению

№ вар.	Трубчатый дизель-молот		Вибропогружатель		
	Масса ударной части Q, кг	Наибольшая высота подъема ударной части Н, м	Материал свай	Длина L, м	Размеры сечения свай, м
1.	240	2,5	Д ¹⁾	4	∅ 0,2 ²⁾
2.	300	2,5	С	6	∅ 0,165; 0,01 ³⁾
3.	400	2,4	Ж	8	0,4x0,4
4.	500	2,4	Д	5	∅ 0,18
5.	550	2,6	С	9	∅ 0,25; 0,015
6.	600	3,0	Ж	15	0,25x0,25
7.	1200	3,0	Д	3	∅ 0,28
8.	1250	3,0	С	12	∅ 0,3; 0,02
9.	1500	3,0	Ж	14	0,45x0,45
10.	1800	3,0	Д	6	∅ 0,18
11.	1950	2,9	С	10	∅ 0,2; 0,01
12.	2300	2,9	Ж	12	0,45x0,45
13.	2500	2,8	Ж	16	0,3x0,3
14.	2960	2,8	Д	8	∅ 0,34
15.	3100	2,8	Ж	9	0,35x0,35
16.	3500	2,8	Д	7,5	∅ 0,34
17.	3700	2,8	С	5	∅ 0,03; 0,01
18.	4000	2,8	Ж	14	0,2x0,2
19.	4200	2,7	Ж	16	0,35x0,35
20.	4500	2,7	Д	10	∅ 0,28
21.	4800	2,7	С	8	∅ 0,28; 0,01
22.	5000	2,6	Ж	18	0,2x0,2
23.	5200	2,6	Ж	6	0,4x0,4
24.	5500	2,6	Д	12	∅ 0,3
25.	5800	2,6	С	14	∅ 0,15; 0,01
26.	6000	2,5	Ж	9	0,4x0,4
27.	6200	2,5	Ж	22	0,25x0,25
28.	6600	2,4	С	4	∅ 0,26; 0,01
29.	6800	2,4	Ж	21	0,2x0,2
30.	7000	2,4	Ж	14	0,4x0,4

¹⁾ Д-деревянная; С-стальная; Ж-железобетонная

²⁾ ∅ 0,2-свая круглая сплошного сечения диаметром 0,2 м

³⁾ ∅ 0,165; 0,01-труба диаметром 165 мм; толщина стенки 1 см

1. Определить энергию удара трубчатого дизель-молота, Дж:

$$E = 10 \cdot Q \cdot H \cdot \eta; \quad (8.1)$$

где Q – масса ударной части молота, кг (табл. 8.1);

H – высота подъема ударной части молота, м (табл. 8.1);

η – механический КПД молота; η=0,58...0,6;

2. Определить температуру воздуха в начале сжатия, °К:

$$T_a = \frac{T_0 + \nu \cdot T_r}{1 + \nu}; \quad (8.2)$$

где T₀ – температура воздуха при соприкосновении со стенками

цилиндра, °К; $T_0 = T_0 + \Delta T$;

где T_0 - температура окружающего воздуха; $T_0 = 290^\circ\text{К}$;

ΔT - изменение температуры заряда свежего воздуха вследствие теплообмена со стенками; принимаем $\Delta T = 2^\circ\text{К}$ т.е. $T_0 = 290 + 2 = 292^\circ\text{К}$; ν – коэффициент остаточных газов, $\nu = 0,2$;

$T_\Gamma = 400^\circ\text{К}$ – температура остаточных газов;

3. Определить коэффициент наполнения:

$$\eta_\nu = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \nu} \quad (8.3)$$

где ε – степень сжатия; $\varepsilon = 15$ (для трубчатых дизель-молотов);

$p_a = 1 \cdot 10^5$ Па – давление в начале сжатия;

$p_0 = 0,99 \cdot 10^5$ Па – давление окружающего воздуха.

4. Определить давление газа при сжатии:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ где } n_1 \text{ – показатель политропы сжатия, } n_1 = 1,36; \quad (8.4)$$

5. Определяем температуру газа при сжатии, °К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (8.5)$$

6. Вычислить максимальное и среднее индикаторное давление при сгорании,

$$\text{Па: } p_{\max} = \lambda \cdot p_c, \quad (8.6)$$

$$P_{c_p} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \lambda \cdot \rho \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right]; \quad (8.7)$$

где λ – степень повышения давления, $\lambda = 1,8$; ρ – степень предварительного расширения $\rho = 1,3$; δ - степень последующего расширения, $\delta = \varepsilon/\rho$; n_2 – показатель политропы расширения $n_2 = 1,25$;

7. Определить среднее эффективное давление, Па:

$$P_{\text{ср.эф}} = \eta \cdot P_{\text{ср}}; \quad (8.8)$$

8. Определить рабочий объем цилиндра (объем захвата воздуха в начале сжатия), м^3 :

$$V_p = E / P_{\text{ср.эф}}; \quad (8.9)$$

где E – в Дж, $P_{\text{ср.эф}}$ – в Па

9. Определить диаметр цилиндра D и ход поршня S в пределах рабочего объема с учетом, что $S/D = 1$, м:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_p}{0,785}}; \quad (8.10)$$

10. Определить объем продувочного воздуха, m^3 :

$$V_{пр} = 2,9V_p; \quad (8.11)$$

11. Применительно к параметрам заданной сваи выбрать по табл. 8.2 необходимую частоту и амплитуду колебаний вибропогружателя свай, а по табл. 8.3 назначить критическое сопротивление срыву. Принять для вариантов задания: №1...15- глинистые грунты; №16...30- песчаные грунты.

12. Определить полное критическое сопротивление движению сваи или шпунта,

$$H: T_{кр} = \tau_{кр} \cdot S \cdot L; \quad (8.12)$$

где S – периметр поперечного сечения сваи, м; L – длина сваи, м; $\tau_{кр}$ – критическое сопротивление срыву грунта (табл. 8.3).

13. Определить необходимую величину вынуждающей силы вибропогружателя,

$$H: P = m\omega^2 \cong 1,1 \cdot k \cdot T_{кр}; \quad (8.13)$$

где k – коэффициент, учитывающий параметры погружаемого элемента; $k = 0,6$ – для тяжелых свай; $k = 1,0$ – для легких свай.

14. Назначить начальное давление p_0 , создаваемое тяжестью сваи и вибропогружателя на лобовую поверхность сваи, H/m^2 :

- стальные трубы мелкого диаметра и другие элементы площадью поперечного сечения до 150 см^2 - $p_0 = 1500 \dots 3000 \text{ Па}$;
- деревянные и стальные трубчатые сваи (с закрытыми концами) с площадью поперечного сечения до 800 см^2 - $p_0 = 4000 \dots 5000 \text{ Па}$;
- ж/б сваи квадратного и поперечного сечения до 2000 см^2 ;
- $p_0 = 6000 \dots 8000 \text{ Па}$.

15. Определить необходимое давление сваи и вибропогружателя на грунт, Па: $p = (1,2 \dots 1,5)p_0$. (8.14)

16. Определить суммарную силу тяжести сваи и вибропогружателя (при необходимости с пригрузкой), H ;

$$G_c + G_{п} \geq p \cdot F; \quad (8.15)$$

где F - площадь поперечного сечения погружаемой сваи, m^2 ;

G_c – сила тяжести сваи; $G_{п}$ – сила тяжести вибропогружателя.

Необходимо проверить соблюдения условия:

$$v_1 = \frac{G_c + G_{п}}{P} < v_2, \text{ где } v_1 = 0,15; v_2 = 0,50 \text{ – стальной шпунт; } v_1 = 0,30; v_2 = 0,60 \text{ –}$$

легкие сваи, сваи-оболочки; $v_1 = 0,40; v_2 = 100$ – тяжелые сваи, сваи-оболочки.

Таблица №8.2.

Необходимая амплитуда колебаний вибропогружателей свай, мм

Погружаемые элементы	Частота колебаний, мин.		
	400...700	800...700	1200...1500
Стальной шпунт, профили и другие элементы с небольшой площадью поперечного сечения для грунта: глинистого	--	10...12	6...8
	--	8...10	4...6
Металлические трубы (с закрытым концом), деревянные и железобетонные сваи квадратного и поперечного сечения и сваи-оболочки для грунта: глинистого	15...20	6...15	--
	8...15	4...12	--

Таблица №8.3.

Величина критического сопротивления срыву грунта $\tau_{кр}$, H/m^2

Грунт	Сваи			Шпунт	
	деревянные и металлические трубы	Железобетонные	Ж/б сваи-оболочки	легкий	тяжелый
Водо-насыщенный песчаный и слабопластичный глинистый	60	70	50	120	140
То же, но с плотной глинистой или гравелистой прослойкой	80	100	70	170	200
Глинистые тугопластичные	150	180	100	200	250
То же полутвердые и твердые	200	300	200	400	500

17. Определить статический момент массы дебаланса вибропогружателя, $kg \cdot m$:

$$m \cdot r = \frac{A \cdot (G_c + G_n)}{g \cdot \xi}; \quad (8.16)$$

где A - амплитуда колебаний (табл.8.2), м; g – ускорение силы тяжести, м/с², $g = 9,8$ м/с²;

ξ - расчетный коэффициент; $\xi = 0,8$ – для ж/б свай; $\xi = 1,0$ – для прочих погружаемых элементов; m – масса дебаланса, кг; r – эксцентриситет дебаланса, м.

18. Определить угловую скорость вращения дебалансных валов вибропогружателя, 1/с:

$$\omega = \sqrt{\frac{P}{mr}}; \quad (8.17)$$

19. Определить максимальную мощность привода вибровозбудителя, кВт: N_{\max}

$$= 10^{-4} \frac{(mr)^2 \cdot \omega^3}{2 \cdot M \cdot \eta}; \quad (8.18)$$

где $m \cdot r$ – в кг·см; ω в рад/с; $M = (1,2 \dots 1,5)(G_c + G_n) \cdot 1/g$ – общая масса свай, вибропогружателя и соединенных с ними колеблющихся частей грунта, кг; g – м/с²; η - КПД дебалансных валов; $\eta = 0.75 \dots 0.85$.

По значениям N_{\max} и ω выбираем асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором

ТЕСТОВЫЙ КОНТРОЛЬ

1. По режиму работы строительно-дорожные машины работ могут быть:

- а) циклического действия
- б) непрерывного действия
- в) любые, из перечисленных выше

2. К строительно-дорожным машинам циклического действия относят:

- а) бульдозеры, одноковшовые экскаваторы
- б) многоковшовые экскаваторы, оборудование для гидромеханической разработки грунтов
- в) все машины, перечисленные выше

3. К строительно-дорожным машинам непрерывного действия относят:

- а) бульдозеры, одноковшовые экскаваторы
- б) многоковшовые экскаваторы, оборудование для гидромеханической разработки грунтов
- в) все машины, перечисленные выше

4. По степени подвижности строительно-дорожные машины могут быть:

- а) передвижными самоходными
- б) полустационарными
- в) прицепными
- г) любыми, из перечисленных выше

5. К прицепным строительно-дорожным машинам относят:

- а) некоторые виды катков и скреперов
- б) грейдеры и бульдозеры
- в) экскаваторы
- г) все машины, перечисленные выше

6. К самоходным строительно-дорожным машинам относят:

- а) некоторые виды катков и скреперов
- б) грейдеры и бульдозеры
- в) экскаваторы
- г) все машины, перечисленные выше

7. Параметрами режущего клина землеройного рабочего органа являются:

- а) угол заострения
- б) угол резания
- в) задний угол
- г) все углы, перечисленные выше

8. С увеличением толщины среза для одного и того же грунта усилия на рабочем органе:

- а) растут медленнее площади поперечного сечения выемки до определенного предела

- б) растут пропорционально площади поперечного сечения выемки
- в) уменьшаются обратно пропорционально площади поперечного сечения выемки
- г) не изменяются

9. Для снижения энергоемкости разработки грунта толщину среза необходимо поддерживать на уровне:

- а) ее минимального значения
- б) ее критического значения
- в) ее максимального значения
- г) толщина среза на энергоемкость процесса влияния не оказывает

10. Энергоемкость разработки грунта по гребням:

- а) ниже, чем при разработке по впадинам
- б) выше, чем при разработке по впадинам
- в) такая же, как и при разработке по впадинам

11. Касательная составляющая сопротивления грунта копанию зависит от:

- а) удельного сопротивления грунта копанию
- б) ширины стружки
- в) толщины стружки
- г) всех параметров, перечисленных выше

12. Нормальная составляющая сопротивления грунта копанию зависит от:

- а) коэффициента пропорциональности и касательной составляющей
- б) глубины копания
- в) толщины среза
- г) всех параметров, перечисленных выше

13. Кусторезы применяют для расчистки площадей от:

- а) кустарника
- б) кустарника и мелких деревьев
- в) мелких и крупных деревьев
- г) кустарника, мелких и крупных деревьев

14. Рабочий орган кустореза представляет собой:

- а) отвал клинообразной формы
- б) отвал с зубьями в нижней части
- в) бульдозерный отвал

15. Корчеватели применяют для:

- а) корчевки пней
- б) расчистки участков от крупных камней и сваленных деревьев
- в) рыхления плотных грунтов
- г) всех работ, перечисленных выше

16. Рабочий орган корчевателя представляет собой:

- а) отвал клинообразной формы
- б) отвал с зубьями в нижней части
- в) бульдозерный отвал

17. Эффективность работы основных рыхлителей зависит от:

- а) тягово-сцепных свойств базового трактора
- б) количества зубьев рабочего органа
- в) массы рыхлительного оборудования
- г) от всех факторов, перечисленных выше

18. Под эффективной глубиной рыхления понимают:

- а) толщину разрушенного слоя грунта до вершин гребешков ненарушенного массива
- б) максимальную глубину впадины
- в) глубину погружения зуба

19. Рабочий процесс землеройно-транспортных машин циклического действия состоит из операций:

- а) отделения грунта от массива и его транспортирования к месту отсыпки
- б) транспортирования грунта к месту отсыпки и разгрузки
- в) транспортирования грунта к месту отсыпки с последующей разгрузкой и возвратом машины на исходную позицию
- г) всех операций, перечисленных выше

20. К землеройно-транспортным машинам, оборудованным отвальным рабочим органом относят:

- а) бульдозеры
- б) скреперы
- в) автогрейдеры
- г) все перечисленные выше, кроме скреперов

21. К землеройно-транспортным машинам, оборудованным ковшовым рабочим органом относят:

- а) бульдозеры
- б) скреперы
- в) автогрейдеры
- г) все перечисленные выше, кроме скреперов

22. В формуле расчета технической производительности бульдозера при разработке выемок величина V_{np} обозначает:

- а) скорость передвижения
- б) объем грунта в призме волочения
- в) коэффициент разрыхления грунта
- г) коэффициент пропорциональности

23. В формуле расчета сопротивления перемещению призмы волочения перед заслонкой скрепера величиной f обозначен:

- а) коэффициент трения грунта
- б) коэффициент высоты призмы волочения
- в) тангенс угла уклона пути
- г) геометрический размер ковша

24. При колесной формуле автогрейдера 1 х 2 х 3 в формуле расчета сцепления ведущих колес с грунтом учитывается:

- а) вес всей машины
- б) 70 – 75% веса машины
- в) 50 – 60 % веса машины
- г) 80 – 90 % веса машин

25. Грузоподъемность вилочных погрузчиков общего назначения, используемых в строительстве может составлять:

- а) 1 – 3 т
- б) 2 – 4 т
- в) 3,2 – 5 т
- г) 1 – 7 т

26. Управление вилочным автопогрузчиком осуществляется с помощью:

- а) поворотных передних колес
- б) поворотных задних колес
- в) правого и левого фрикциона
- г) поворотной передней и задней оси

27. Краны-манипуляторы монтируют на:

- а) автомобильном шасси
- б) тракторном шасси
- в) специальном шасси
- г) на любом, из перечисленных выше

28. Одноковшовые погрузчики являются машинами:

- а) циклического действия
- б) непрерывного действия
- в) могут быть любыми, их перечисленных выше

29. Основным параметром одноковшовых погрузчиков является:

- а) грузоподъемность
- б) высота разгрузки
- в) мощность двигателя
- г) тяговое усилие

30. Погрузочные машины непрерывного действия состоят из:

- а) питателя и транспортирующего устройства
- б) транспортирующего устройства и ходовой части
- в) питателя, транспортирующего устройства и ходовой части

31. Для устройства свайных фундаментов применяют сваи:

- а) забивные
- б) винтовые
- в) набивные
- г) любые, из перечисленных выше

32. В зависимости от принятой технологии работ копер комплектуют:

- а) свайными молотами
- б) вибропогружателями
- в) вибромолотами
- г) любым оборудованием, из перечисленных выше

33. Свайные молоты могут быть:

- а) дизельными
- б) механическими
- в) паровоздушными
- г) гидравлические
- д) любые, из перечисленных выше

34. Производительность механических свайных молотов составляет:

- а) 4 – 12 ударов в минуту
- б) 3 – 10 ударов в минуту
- в) 5 – 15 ударов в минуту
- г) 5 – 20 ударов в минуту

35. Энергия удара гидромолота составляет:

- а) 10 – 200 кДж
- б) 3,5 – 120 кДж
- в) 2 – 70 кДж
- г) 1 – 50 кДж

36. Масса ударной части трубчатого дизель-молота может составлять:

- а) 0,2 – 2,5 т
- б) 0,3 – 3 т
- в) 0,5 – 5 т
- г) 1 – 7 т

37. Асфальтобетонные смесители какого типа имеют все агрегаты расположенные по технологической линии один над другим:

- а) башенные
- б) полубашенные
- в) партерные

38. Асфальтобетонные смесители какого типа имеют все агрегаты расположенные по площади:

- а) башенные

- б) полубашенные
- в) партерные

39. Автогудронаторы предназначены для:

- а) транспортирования битумных материалов
- б) приготовления битумных материалов
- в) розлива битумных материалов
- г) работ, перечисленных под пунктами а) и в)

40. Нормы розлива битумных материалов с помощью гудронатора при дорожных работах составляют:

- а) 0,1 – 10 л/м²
- б) 0,2 – 15 л/м²
- в) 0,3 – 20 л/м²
- г) 0,5 – 13 л/м²

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

1. Классификация землеройно-транспортных машин.
2. Бульдозеры. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
3. Скреперы. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
4. Самоходные грейдеры. Автогрейдеры. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
5. Охрана труда при работе с землеройно-транспортными машинами.
6. Виды и назначение экскаваторов. Классификация экскаваторов.
7. Одноковшовые строительные экскаваторы. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
8. Многоковшовые траншейные экскаваторы. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
9. Охрана труда при работе с экскаваторами.
10. Виды и назначение грунторезных машин. Принцип действия. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
11. Виды и назначение бурильно-крановых машин. Принцип действия. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
12. Виды и назначение машин для бурения скважин под буронабивные сваи. Принцип действия. Основные параметры. Эксплуатационные характеристики. Определение производительности.
13. Охрана труда при работе с машинами и механизмами.
14. Дизельные молоты. Принцип действия. Основные характеристики.
15. Гидравлические свайные молоты. Принцип действия. Основные характеристики.
16. Охрана труда при работе со свайными молотами.
17. Вибропогружатели. Классификация. Назначение. Принцип действия. Основные характеристики.
18. Вибромолоты. Классификация. Назначение. Принцип действия. Основные характеристики.
19. Шпунтовыдергиватели. Классификация. Назначение. Принцип действия. Основные характеристики.
20. Самоходные копровые установки. Классификация. Назначение. Принцип действия. Основные характеристики.
21. Копры. Классификация. Назначение. Принцип действия. Основные характеристики.
22. Автомобили-самосвалы. Классификация. Назначение. Принцип работы. Основные характеристики. Определение производительности.
23. Фронтальные одноковшовые погрузчики. Классификация. Назначение. Принцип работы. Основные характеристики. Определение производительности.

24. Погрузчики с телескопической стрелой. Классификация. Назначение. Принцип работы. Основные характеристики. Определение производительности.
25. Малогабаритные универсальные погрузчики. Классификация. Назначение. Принцип работы. Основные характеристики. Определение производительности.
26. Вилочные универсальные погрузчики. Классификация. Назначение. Принцип работы. Основные характеристики. Определение производительности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Доценко, А.И. Строительные машины и оборудование: Учебник для строительных вузов/А.И. Доценко, В.Г. Дронов. – М.: ИНФА. -2014. – 533 с.
2. Балабанов, В.И. Технологии, техника и оборудование для координатного (точного) земледелия / В.И. Балабанов и др. -М.: Росинформагротех. -2016. - 240 с.
3. Халанский В.М. Механизация растениеводства/В.М. Халанский и др. -М.: РГАУ-МСХА, -2014. -524с.
4. Балабанов В.И. Навигационные технологии в сельском хозяйстве. Координатное земледелие/В.И. Балабанов и др. -М.: РГАУ-МСХА, -2013. -146с.
5. Поддубный, В.И. Машины и оборудование для свайных работ. Учебное пособие/ В.И. Поддубный, Н.К. Теловов, -М.: РГАУ-МСХА. -2016. -75 с.
6. Балабанов, В.И. Малогабаритные и альтернативные энергетические средства / В.И. Балабанов, Ю.В. Башкирцев С.-Пб.: РИАМиА. -2014. -32 с.
7. Поддубный, В.И. Расчет основных параметров скреперов/В.И. Поддубный, Н.К. Теловов. Учебное пособие. -М.: МГУП, -2009, -56 с.
8. Поддубный, В.И. Машины и средства гидромеханизации в водохозяйственном строительстве/В.И. Поддубный, Н.Б. Мартынова, Н.А. Палкин. - М.: МЭСХ. -2019. -84 с.
9. Поддубный, В.И. Теория, расчет и потребительские свойства технологических машин. Методические указания/В.И. Поддубный, Н.Б. Мартынова, Н.А. Палкин -М.: РГАУ-МСХА. -2017. -29 с.
10. Балабанов В.И. Наноматериалы и нанотехнологии в сельском хозяйстве/В.И. Балабанов, С.А. Ищенко -М.: РГАУ-МСХА, -2011. -290с.
11. Поддубный, В.И. Статический расчет технологических машин природообустройства / В.И. Поддубный, Х.А. Абдулмажидов, М.: ВНИИГиМ, -2019. -30с.
12. Абдулмажидов, Х.А. Трехмерное моделирование элементов машин природообустройства в системе «AutoCAD» / Х.А. Абдулмажидов, М.: МГУП. 2012, 123 с.
13. Русанова, Т.Г. Организация технологических процессов при строительстве, эксплуатации и реконструкции строительных объектов / Т.Г. Русанова, Х.А. Абдулмажидов, М.: Академия, 2015, 352 с.
14. Кизяев Б.М. Рекомендации по методическим основам формирования федеральных регистров технологий и машин для производства мелиоративных работ в современных условиях / Б.М. Кизяев и др., М.: ВНИИГиМ, 2019, 64 с.

Учебное издание

МАРТЫНОВА Наталья Борисовна
АБДУЛМАЖИДОВ Хамзат Арсланбекович
БАЛАБАНОВ Виктор Иванович

РАСЧЕТ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ
ПРИРОДООБУСТРОЙСТВА
Учебно-методическое пособие

Издается в авторской редакции
Техн. редактор *Т.Е. Самсонова*

Подписано в печать 10.09.2020. Формат 60x84/16
Уч.-изд. л. 3,3. Печ. л. 5,4. Тираж 300 экз. Заказ № 500.

Отпечатано в АНО Редакция журнала «МЭСХ»
127412, Москва, ул. Б. Академическая, д. 44, корп. 2, e-mail: t_sams@mail.ru