

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФГБОУ ВО «БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ В АГРОБИЗНЕСЕ, ПРИРОДООБУСТРОЙСТВЕ  
И ДОРОЖНОМ СТРОИТЕЛЬСТВЕ

В.Н. Ожерельев, Г.В. Орехова

# **ТЕОРИИ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

**ПРАКТИКУМ  
(ЧАСТЬ ПЕРВАЯ)**

Для студентов очного и заочного обучения по направлению бакалавриата  
23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы  
Профиль: «Машины и оборудование природообустройства и дорожного строительства»

Квалификация – бакалавр

Брянская область - 2018

УДК 629.11 (076.5)  
ББК 39.311-06-5  
О 45

Ожерельев, В. Н. **Теория наземных транспортно-технологических машин:** практикум для студентов очного и заочного обучения по направлению бакалавриата 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы Профиль: «Машины и оборудование природообустройства и дорожного строительства» Квалификация – бакалавр Ч. 1 / В. Н. Ожерельев, Г. В. Орехова. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2018. – 86 с.

Практикум представлен в двух частях, для выполнения практических работ по дисциплине «Теория наземных транспортно-технологических машин» для студентов очной и заочной формы обучения по направлению 23.03.02 - «Наземные транспортно-технологические комплексы» инженерно-технологического института. Целью практических занятий является освоения методик расчетов основных параметров транспортно-технологических машин.

Рецензент к.т.н., доцент кафедры технического сервиса Никитин В.В.

*Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического института Брянского ГАУ, протокол № 9 от 19.04.2018 г.*

© Брянский ГАУ, 2018  
© Ожерельев В.Н., 2018  
© Орехова Г.В., 2018

## Оглавление

Введение	4
Общие замечания по выполнению работы	4
1. Основы расчета ходового оборудования строительных машин	7
2. Основные расчеты бульдозера и его рабочего оборудования	21
3. Расчет основных параметров одноковшовых экскаваторов	28
4. Расчет основных параметров прицепного скрепера и его рабочих органов	33
5. Расчёт сопротивления резания грунта рыхлителями статического действия	40
6. Тяговый расчёт самоходного скрепера с элеваторной загрузкой	47
7. Тяговый расчёт автогрейдера	55
Примерные тесты по дисциплине	64
Список литературы	85

## **Введение**

Практикум включает расчетные работы по дисциплине «Теория наземных транспортно-технологических машин», выполнение которых позволит обучающимся закрепить знания, полученные на лекциях, а также приобрести навыки осуществления технологических, технических и прочностных расчетов и ознакомиться со спецификой проектирования, как отдельных рабочих органов, так и машин в целом. В результате каждый обучающийся должен, в необходимой для практической работы степени, овладеть приемами основных расчетов соответствующих машин и оптимальной технологии их использования.

В конечном итоге в результате выполнения всех расчетных заданий обучающийся должен приобрести следующие компетенции:

ПК-6 способностью в составе коллектива исполнителей участвовать в разработке программ и методик испытаний наземных транспортно-технологических машин и их технологического оборудования.

ПК-7: способностью участвовать в разработке методов поверки основных средств измерений при производстве и эксплуатации наземных транспортно-технологических машин.

ПК-8: способностью в составе коллектива исполнителей участвовать в разработке технологической документации для производства, модернизации, эксплуатации и технического обслуживания наземных транспортно-технологических машин и их технологического оборудования.

ПК-11: способностью в составе коллектива исполнителей участвовать в разработке документации для технического контроля при исследовании, проектировании, производстве и эксплуатации наземных транспортно-технологических машин и их технологического оборудования.

ПК-14: способностью в составе коллектива исполнителей участвовать в организации производства и эксплуатации наземных транспортно-технологических машин и их технологического оборудования.

### **Общие замечания по выполнению работы**

1. Обучающийся должен владеть соответствующим материалом описательного курса, то есть знать устройство, принцип работы и основные технологические регулировки рассчитываемой машины.

2. Обучающийся должен прослушать лекцию по теории разрабатываемой машины и освоить основные моменты, на которых акцентировал внимание преподаватель; в полной мере представлять себе характер взаимодействия рабочих органов с грунтом или иной средой (материалом), подвергающимся технологическому воздействию рабочих органов машины.

3. Обучающийся должен владеть основами общеинженерных и общеобразовательных дисциплин (математика, теоретическая механика, детали машин, сопротивление материалов).

4. Исходные данные для расчета представлены в таблицах, следующих за описанием его последовательности по каждой машине.

5. В необходимых случаях расчет должен сопровождаться схемой, например – действующих сил либо эпюр моментов, напряжений и т.п.

6. При выполнении расчета давать постановку задачи (фразу), формулу в общем виде, с расшифровкой компонентов и единиц их измерения, затем формулу с подстановкой численных значений всех компонентов. Каждый результат должен также сопровождаться единицей измерения (например, Вт – для мощности).

7. Расчет должен быть выполнен на листах А4 (без рамок).

Таблица 1 - Варианты заданий

Номер варианта	Тип ходового оборудования	Тип грунта основания	Масса машины, G, т	Наибольший угол подъема, $\alpha$ , град.	Скорость передвижения, $v$ , км/ч	Координаты центра тяжести, см	
						$\ell_1$	$\ell_2$
Гусеничное ходовое оборудование							
1	А	6	10	15	4,5	10	5
2	А	1	12	25	4,0	20	8
3	Б	2	14	25	3,5	25	10
4	Б	3	16	22	3,4	30	12
5	Б	2	18	22	3,2	35	14
6	А	2	20	20	3,0	40	16
7	А	2	24	20	2,8	45	12
8	Б	1	28	18	2,6	50	10
9	Б	2	32	18	2,4	55	8
10	А	6	36	16	2,2	40	10
11	А	3	40	15	2,0	30	12
12	Б	1	42	14	1,8	20	14
13	Б	2	46	12	1,6	30	10
14	А	1	48	12	1,4	40	15
15	Б	2	50	10	0,9	50	10
16	А	2	55	8	1,0	55	8
17	А	2	60	6	1,2	50	15
18	Б	3	65	6	1,3	55	10
19	Б	3	70	5	1,4	60	12
20	Б	3	75	10	1,1	65	14
21	А	4	80	10	1,2	70	10
22	А	4	85	8	1,1	60	15
23	Б	4	90	8	1,0	40	12
24	Б	5	95	5	0,8	50	10
25	Б	5	100	5	0,8	50	8

Номер варианта	Тип ходового оборудования	Тип грунта основания	Масса машины, G, т	Наибольший угол подъема, $\alpha$ , град.	Скорость передвижения, $v$ , км/ч	Координаты центра тяжести, см	
						$\ell_1$	$\ell_2$
Пневмоколесное ходовое оборудование							
1	В, Д	1	6	10	50	35	20
2	В, Д	2	8	12	48	40	30
3	В, Е	3	10	14	46	60	40
4	В, Д	4	12	12	44	30	50
5	Г, Е	5	14	14	42	40	50
6	Г, Е	1	16	16	40	45	45
7	Г, Д	2	18	18	36	50	40
8	В, Д	3	20	20	50	55	35
9	В, Е	4	22	25	48	60	30
10	Г, Е	5	24	20	46	65	28
11	В, Д	1	26	18	44	70	26
12	Г, Д	1	28	16	42	75	24
13	Г, Д	2	30	14	40	80	30
14	Г, Е	2	32	12	38	85	22
15	В, Е	3	34	10	36	90	20
16	В, Е	3	36	8	32	45	18
17	В, Д	4	38	10	30	50	15
18	В, Д	5	40	12	35	55	10
19	В, Е	5	8	18	40	60	20
20	В, Е	3	10	18	42	70	25
21	Г, Е	3	12	16	44	80	30
22	Г, Д	3	14	16	46	30	36
23	Г, Д	2	16	14	50	25	40
24	Г, Е	2	18	14	52	15	45
25	Г, Е	1	20	12	54	10	50

Тип А – многоопорное, тип Б – малоопорное гусеничное ходовое оборудование. Тип В – с рулевым управлением, тип Г – шарнирно-сочлененные машины, тип Д – с одной задней ведущей осью, тип Е – с двумя ведущими осями пневмоколесное ходовое оборудование.

Типы грунтов: 1 – рыхлый грунт; 2 – плотный грунт; 3 – рыхлый песок; 4 – асфальтобетонное покрытие; 5 – цементнобетонное покрытие; 6 – заболоченный грунт.

## Задание 1

### *Основы расчета ходового оборудования строительных машин*

Задание. Изучить способы расчета двухгусеничного и двухосного двухколейного пневмоколесного ходового оборудования строительных машин. Данные для расчета даны в таблице (варианты заданий).

#### Последовательность выполнения задания

##### I Основы расчета двухгусеничного ходового оборудования

1.1 Определяем основные параметры двухгусеничного ходового оборудования. Линейные размеры гусеничного оборудования определяются уравнением регрессии:

$$\lambda = \kappa \cdot \sqrt[3]{G}, \text{ м} \quad (1)$$

где  $\kappa$  – коэффициент, определяемый по таблице 2,

$G$  – масса машины, т.

Толщина звена гусеницы:

$$h_3 = (0,10 \div 0,13) \cdot t, \text{ м} \quad (2)$$

Расстояние между осями опорных катков:

$$t_k = (1,5 \div 1,7) \cdot t, \text{ м} . \quad (3)$$

Колея гусеничного хода:

$$B_1 = B - b, \text{ м} \quad (4)$$

Соотношение размеров гусеничного хода:

для обычной модификации  $\alpha / b = 7 - 8$

для болотной модификации  $\alpha / b = 4,8 - 5,2$

Выбранные размеры опорной поверхности уточняют по средним удельным машинам на грунт:

$$p = \frac{G}{2 \cdot b \cdot \alpha} \leq [p], \text{ Н/см}^2 \quad (5)$$

где  $G$  – сила тяжести машины, Н;

$b, \alpha$  – ширина и длина опорной поверхности гусеницы, см;

$[p]$  – допускаемое удельное давление на грунт,  $\text{Н/см}^2$  .

В случае, если  $p > [p]$ , следует изменить параметры опорной поверхности, сохранив соотношение размеров.

В соответствии с выбранными размерами начертить расчетную схему гусеничного хода с указанием размеров и силовых факторов.

Таблица 2 - Коэффициент К основных размеров двухгусеничного ходового оборудования массой до 100 т

Показатели	Коэффициент К для	
	многоопорных гусениц	малоопорных гусениц
Ширина хода, В (м)	0,86 – 0,90	0,91 – 0,96
Опорная длина гусеницы, α (м)	1,10 – 1,15	1,10 – 1,15
Ширина звена, в (м)	0,17 – 0,20	0,18 – 0,20
Шаг звена, t (м)	0,07 – 0,09	0,08 – 0,10
Высота гусеницы h (м)	0,30 – 0,36	0,32 – 0,38
Диаметр опорного катка D (см)	0,08 – 0,11	0,20 – 0,30
Диаметр ведущего колеса D <sub>1</sub> (см)	0,25 – 0,32	0,27 – 0,34
Диаметр направляющего колеса D <sub>2</sub> (см)	0,23 – 0,30	0,25 – 0,31
Диаметр поддерживающего катка D <sub>3</sub> (см)	0,05 – 0,10	D <sub>3</sub> = D

1.2 Определяем суммарное сопротивление движению гусеничного хода:

$$\sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 \quad (6)$$

где  $W_1$  - внутреннее сопротивление ходового механизма и движителя;

$W_2$  – сопротивление инерции при разгоне;

$W_3$  – сопротивление подъему;

$W_4$  – сопротивление движению на горизонтальном участке;

$W_5$  – сопротивление ветра;

$W_6$  – сопротивление при движении по кривой (повороту).

Внутреннее сопротивление ходового механизма:

$$W_1 = W_1' + W_2' + W_3' + W_4' + W_5' + W_6' + W_7' \quad (7)$$

где  $W_1'$  - сопротивление в подшипниках опорных катков;

$W_2'$  - сопротивление в подшипниках ведущих колес;

$W_3'$  - сопротивление в подшипниках направляющих колес;

$W_4'$  - сопротивление катанию опорных катков;

$W_5'$  - сопротивление изгибанию гусеничных цепей на ведущих колесах;

$W_6'$  - сопротивление изгибанию гусеничных цепей на направляющих колесах;

$W_7'$  - сопротивление движению верхней части гусеничной цепи по поддерживающим каткам.

Для предварительных расчетов, когда неизвестны размеры деталей гусеничного хода, отдельные составляющие сопротивления можно принимать из таблицы 3.

Таблица 3 - Зависимость отдельных сопротивлений  $W_i$  (Н), % от силы тяжести машины  $G$  (Н)

Сопротивления	Гусеничное ходовое оборудование	
	многоопорное	малоопорное
$W_1'$	1,6 – 1,8	1,6 – 1,8
$W_2'$	1,1 – 1,2	1,1 – 1,2
$W_3'$	0,1 – 1,6	0,1 – 1,6
$W_4'$	0,8 – 0,9	0,4 – 0,5
$W_5'$	1,3 – 1,6	1,3 – 1,5
$W_6'$	0,4 – 2,5	0,4 – 2,5
$W_7'$	0,1 – 0,2	0,1 – 0,8
$W_1$	5,6 – 9,8	5,0 – 9,4
$W_2$	1 - 2	1 - 2
$W_4$	6,5 – 12,5	8 – 17,5

Если известны размеры деталей гусеничного ходового оборудования, то внутреннее сопротивление определяем по формуле:

$$W_1 = k_1 \cdot \left[ \frac{(G - q_3) \cdot \mu \cdot d}{D} + \frac{R \cdot \mu \cdot d_1}{D_1} + \frac{0,3 \cdot S_m \cdot \mu \cdot d_2}{D_2} + \frac{2(G - q_3) \cdot r}{D} + \frac{1,15 \cdot S_m \cdot \mu' \cdot d_0}{D_1} + \frac{0,3 \cdot S_m \cdot \mu \cdot d_0}{D_2} + \frac{q_3(\mu \cdot d_3 + 2 \cdot r)}{D_3} \right], \text{ Н}$$

где  $k_1$  – коэффициент запаса;  $k_1 \approx 1,1$ ;

$G$  – сила тяжести машины, Н;

$q_3$  – силы тяжести гусеничных звеньев, лежащих на земле, Н;

$q_3 = 2 \cdot \gamma_r \cdot \alpha$ ,  $\gamma_r$  – погонная сила тяжести гусеничной ленты Н/м;

$\gamma_r = 400 - 800$  Н/м при  $G = 10-20$ т;

$\gamma_r = 800 - 1200$  Н/м при  $G = 20-50$ т;

$\gamma_r = 1200 - 2000$  Н/м при  $G = 50-100$ т;

$\alpha$  – опорная длина гусеницы, м;

$D, D_1, D_2, D_3$  – соответственно диаметры: опорного катка, ведущего колеса, направляющего колеса; катка, поддерживающего верхнюю часть гусеничной цепи, см; для малоопорной гусеницы  $D_3 = D_1$ ;

$\mu$  – коэффициент трения в подшипниках;

$d, d_1, d_2, d_3, d_0$  – соответственно диаметры осей: опорного катка, ведущего и направляющего колес, катка, поддерживающего верхнюю часть гусеничной цепи, диаметр пальца шарнира звена гусеницы, см;

$\mu'$  – коэффициент трения скольжения в шарнирах звена цепи;  $\mu' = 0,25 - 0,4$ ;

$r$  – радиус качения опорных катков по звеньям гусеницы;  $r = 0,05 - 0,85$ см; при наличии грязи и земли  $r = 0,10 - 0,15$ см;

$R \approx (1,3 - 1,5) \cdot S_T$ ;  $S_T$  – максимальное тяговое усилие по двигателю, Н;  $S_T =$

$(0,4 - 0,6) \cdot G$ ;  $G$  в Н.

Таблица 4 - Коэффициент трения в подшипниках  $\mu$

Состояние поверхностей	Подшипники						
	Скольжения				Качения		
	бронза	баббит	чугун	капрон	шариковые	роликовые	игольчатые
Новые	0,06-0,1	0,03-0,1	0,12-0,18	0,05-0,08	0,004	0,005	0,004
После приработки	0,02-0,06	0,015-0,05	0,06-0,10	0,01-0,02	0,0015	0,002	0,007

Таблица 5 - Ориентировочные значения диаметров осей катков, колес, звеньев

Диаметр, см	Масса машины, т		
	10 - 30	30 - 60	60 - 100
$d$	4-6 (10-12)	6-8 (12-14)	8-10 (14-16)
$d_1$	10-15	15-20	20-30
$d_2$	6-10	10-14	14-20
$d_3$	3-5 (10-12)	5-7 (12-14)	7-9 (14-16)
$d_0$	3-4	4-5	5-7

В скобках даны значения для малоопорного гусеничного хода.

Сопротивление инерции при работе:

$$W_2 = \mu \cdot G \cdot \frac{v}{t_p}, \text{ Н} \quad (8)$$

где  $\mu$  – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс;  $\mu = 1,0 - 1,1$ ;

$v$  – скорость передвижения, м/с;

$t_p$  – время разгона, с;  $t_p = 2 - 4$  с;

$G$  – масса машины, кг.

Сопротивление подъему:

$$W_3 = G \cdot \sin \alpha, \text{ Н} \quad (8)$$

где  $\alpha$  – наибольший угол подъема машины, град;

$G$  в Н.

Сопротивление движению на горизонтальном участке:

$$W_4 = G \cdot f, \text{ Н} \quad (9)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления движению гусеничных машин, зависит от состояния поверхности движения.

При движении по грунтовым деформируемым основаниям сопротивление  $W_4$  может быть определено по формулам:

- для гусениц с опущенным передним колесом:

$$W_4 = \frac{2 \cdot n \cdot v \cdot k_2^2 \cdot p^2}{3 \cdot p_0} \cdot \sqrt{\frac{D_1}{D_1 - h_1}}, \text{ Н}$$

- для гусениц с поднятыми передними колесами:

$$W_4 = \frac{n \cdot v \cdot k_2^2 \cdot p^2}{2 \cdot p_0}, \text{ Н}$$

где  $n$  – число гусениц;  $n = 2$ ;

$v$  – ширина гусеницы, см;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий неравномерность соприкосновения гусеницы с грунтом;  $k_2 = 1,0 - 1,5$  – для многоопорной гусеницы;  $k_2 = 1,8 - 2,5$  – для малоопорной гусеницы;

$p$  – среднее удельное давление машины на грунт,  $\text{Н/см}^2$ ;

$p_0$  – коэффициент сопротивления смятию грунта, соответствующий погружению опорной поверхности в  $1 \text{ см}^2$  на глубину в  $1 \text{ см}$ ,  $\frac{\text{Н/см}^2}{\text{см}}$ ;

$D_1$  – диаметр ведущего колеса, см;

$h_1$  – глубина погружения гусеницы в грунт, см;

$$h_1 = \frac{(1,5 \div 2,0) \cdot p}{p_0} \quad (10)$$

Таблица 6 - Значения коэффициента сопротивления смятию  $p_0$  и опускаемые удельные давления на грунт  $[p]$

Тип грунта	$p_0, \text{Н/см}^3$	$[p], \text{Н/см}^2$
1. (рыхлый грунт)	3-6	40-70
2. (плотный грунт)	5-13	80-150
3. (рыхлый песок)	2-3	20-40
4. (заболоченный грунт)	1,0-1,5	1-3

Сопротивление ветра:

$$W_5 = q \cdot F \quad (11)$$

где  $q$  – удельное давление ветра,  $\text{Н/м}^2$ ; по ГОСТ 1451-42,  $q = 250 \text{ Н/м}^2$ ;

$F$  – лобовая наветренная площадь машины,  $\text{м}^2$ .

Сопротивление ветра для гусеничных машин вследствие малых рабочих и транспортных скоростей не учитывается;  $W_5 = 0$ .

Сопротивление при движении по кривой:

$$W_6 = \frac{(M_1 + M_2) \cdot \omega}{v} = (M_1 + M_2) \cdot \frac{1}{r}, \text{ Н} \quad (12)$$

где  $M_1$  – момент трения гусеницы об основание, Н·м;

$M_2$  – момент скалывающих усилий, Н·м;

$\omega$  – угловая скорость поворота машины, рад/с;

$v$  – скорость движения незаторможенной гусеницы (скорость машины), м/с;

$r$  – радиус, описываемый наружной гусеницей, м; в действительности поворот машины происходит относительно центра тяжести машины, условно за центр поворота машины принимают середину опорной поверхности заторможенной гусеницы, поэтому  $r = v$ .

Момент трения гусеницы о основание (при  $\frac{\alpha}{v} < 5$ ).

$$M_1 = R_1 \cdot f_{mp} \cdot \frac{\alpha}{4}, \text{ Н·м} \quad (13)$$

где  $R_1$  – реакция на наиболее загруженную гусеницу, Н.

$$R_1 = G \cdot \left(0,5 + \frac{\lambda_2}{B_1}\right) \quad (14)$$

$G$  в Н;

$\lambda_2$  – координата центра тяжести от продольной оси машины, м;

$f_{тр}$  – коэффициент трения основания о сталь, для болотно-торфяного грунта  $f_{тр} = 0,5 - 0,65$ .

Момент трения гусеницы о основание (при  $\frac{\alpha}{v} > 5$ ):

$$M_1 = \kappa_3 \cdot f_{mp} \cdot p \cdot \frac{v \cdot \alpha^2}{4} = \kappa_3 \cdot f_{mp} \cdot \frac{G \cdot \alpha}{8}, \text{ Н·м.}$$

где  $\kappa_3$  – поправочный коэффициент;  $\kappa_3 = 1,6$  при  $\frac{\alpha}{v} = 5,75$ ;  $\kappa_3 = 1,46$  при  $\frac{\alpha}{v} = 10,0$ ;

$p$  – среднее удельное давление машины на основание Н/м<sup>2</sup>;

$\alpha, v$  – в м;

$G$  – в Н.

Приняв, что сопротивление сдвигу распределяется по длине гусеницы по закону треугольника, получим (при угле скола  $\beta = 35^\circ$ ):

$$M_2 = \frac{P}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \alpha = \frac{P \cdot \alpha}{3} = 0,29 \cdot \kappa_c \cdot h_1 \cdot \alpha^2, \text{ Н·м} \quad (15)$$

где  $P$  – сопротивление грунта сдвигу краем гусеницы, Н;

$k_c$  – коэффициент сдвига грунта, Н/м<sup>2</sup>, для болотно-торфяного грунта  $k_c = (1,0-2,5) \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup>;

$h_1$  – глубина погружения гусеницы в грунт, м.

При движении машины по твердым покрытиям  $M_2 = 0$ .

Так как одновременное действие всех указанных сопротивлений при их предельных значениях не имеет места, то в расчет принимают большее из значений: максимальное сопротивление подъема при движении по прямой

$\sum W' = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$  или максимальное сопротивление повороту при движении по горизонтали  $\sum W'' = W_1 + W_2 + W_4 + W_6$ .

В случае, если гусеничная машина агрегатируется прицепными, навесными и другими рабочими органами, совершающими производственные технологические операции во время рабочего передвижения, то суммарное сопротивление движению гусеничного хода дополнится реакциями со стороны внешней среды на рабочие органы, при этом обязателен учет перераспределения центра тяжести и центра давления машины.

В данном расчетном упражнении реакция со стороны внешней среды на рабочий орган отсутствует.

1.3 Строим эпюру удельных давлений машины на основание. Так как в общем случае центр тяжести машины смещен относительно середины опорной поверхности, эпюру удельных давлений строим для наиболее загруженной гусеницы.

Смещение реакции  $R_1$  относительно середины опорной поверхности гусеницы определяется координатой  $\ell_1$ ; предположив, что распределение давления по длине опорной поверхности гусениц происходит по прямолинейному закону, определим величину удельных давлений на концах опорной площади (при  $\ell_1 < \frac{\alpha}{6}$ ).

$$p_{\min}^{\max} = \frac{R_1}{b \cdot \alpha} \cdot \left(1 \pm \frac{6 \cdot \lambda_1}{\alpha}\right), \text{ Н/см}^2. \quad (16)$$

где  $R_1$  – в Н;

$b, \alpha, \ell_1$  – в м;

эпюра – трапеция.

В частном случае:

при  $\ell_1 = 0$   $p_{\min}^{\max} = \frac{R_1}{b \cdot \alpha}$  - эпюра прямоугольник

при  $\lambda_1 = \frac{\alpha}{6}$   $p_{\min} = 0$   $p_{\max} = \frac{2R_1}{b \cdot \alpha}$  - эпюра треугольник

при  $\lambda_1 > \frac{\alpha}{6}$   $p_{\min} = 0$   $p_{\max} = \frac{2R_1}{3b \cdot \left(\frac{\alpha}{2} - \lambda_1\right)}$  - эпюра треугольник, но с осно-

ванием меньше  $\alpha$ .

1.4 Определяем мощность, потребную для передвижения машины:

$$N = (1,3 \div 1,5) \cdot \frac{\Sigma W \cdot v_1}{10^3 \cdot \eta} \quad (17)$$

где  $\Sigma W = \Sigma W'$  или  $\Sigma W = \Sigma W''$  - максимальное сопротивление движению, Н;  
 $v_1$  - максимальная скорость движения машины, м/с; при движении на подъемах или при повороте на горизонтальном участке  $v_1 = (0,25-0,50)v$ ;  
 $\eta$  - К.П.Д. привода ходового механизма;  $\eta = 0,75-0,8$ .

В случае, если в рабочем режиме на машину действует внешнее сопротивление (например, сопротивление грунта копанию, сопротивление передвижению прицепного оборудования и др.), мощность, потребную для передвижению машины, определяем по формуле:

$$N = (1,3 \div 1,5) \cdot \frac{\Sigma W + W_p}{10^3 \cdot \eta} \cdot v_1$$

где  $W_p$  - внешнее сопротивление, действующее на машину, Н; в данном расчетном упражнении  $W_p = 0$ .

По значению  $N$  подбираем необходимый двигатель.

1.5 Проверяем работоспособность по сцеплению:

$$\Sigma W \leq \frac{10^3 \cdot N_{\text{двиг}} \cdot \eta}{v_1} \leq G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_{\text{сц}} \quad (18)$$

где  $\varphi_{\text{сц}}$  - коэффициент сцепления гусеничного ходового оборудования, для болотно-торфяного грунта  $\varphi_{\text{сц}} = 0,35-0,5$ .

## II Расчет двухосного двухколейного пневмоколесного оборудования

1. Определяем суммарное сопротивление движению машины на пневматическом ходу:

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \text{ Н}$$

где  $W_1$  - сопротивление качению колес машины, Н;

$$W_1 = G \cdot f \cdot \cos \alpha, \text{ Н};$$

где  $G$  - сила тяжести машины, Н;

$f$  - коэффициент сопротивления движению;

$\alpha$  - наибольший угол подъема машины, град;

$W_2$  - сопротивление подъему, Н;

$$W_2 = G \cdot \sin \alpha;$$

$W_3$  - сопротивление инерции при разгоне, Н;

$$W_3 = \eta \cdot G \cdot \frac{v}{t_p}$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс,  $\eta = 1,1 - 1,3$ ;

$v$  – скорость движения наибольшая, м/с;

$t_p$  – время разгона, с;  $t_p = 10 - 30$ с;

$G$  в кг.

$W_4$  – сопротивление ветра, Н;

$$W_4 = \frac{k \cdot F \cdot v^2}{3,6^2}$$

где  $k$  – коэффициент обтекаемости;  $K = 0,6 - 0,7$  – для грузовых автомобилей и тракторов,  $K = 1 - 2$  – для строительных машин;

$F$  – лобовая наветренная площадь машины, м<sup>2</sup>;

$v$  – в км/ч;

$W_5$  – сопротивление повороту машины, Н.

При повороте колесных машин сопротивление повороту образуется силами трения скольжения, развиваемыми на контакте с поверхностью дороги, и силами сопротивления перекачиванию. В рабочем режиме при агрегатировании с рабочими органами в процессе взаимодействия со средой поворота машины запрещены, поэтому  $W_5 = 0$ .

В транспортном режиме:

- для машин с рулевым управлением:

$$W_5 = \frac{1}{\rho} \cdot 2 \cdot (M_1 + M_2) = \frac{2}{\rho} \cdot (R_A \cdot f \cdot r + R_A \cdot f_{mp} \cdot \frac{D_k}{2}) = \frac{2R_A}{\rho} \cdot (f \cdot r + 0,5 \cdot f_{mp} \cdot D_k)$$

- для шарнирно-сочлененных машин:

$$W_5 = \frac{R_A \cdot f}{\rho \cdot \eta_p} \cdot (0,1 \cdot L + 0,6) \cdot (0,3\beta^2 + 0,1\beta + 2,6)$$

где  $\rho$  – радиус поворота машины, м;  $\rho = 20 - 60$ м;

$M_1$  – момент от сил трения перекачиванию управляемых колес, Н·м;

$M_2$  – момент от сил трения скольжения или на поверхности контакта, Н·м;

$R_A$  – нагрузка на управляемое колесо, Н; предварительно принимаем  $R_A = (0,15 - 0,2) \cdot G$ ;  $G$  в Н;

$f$  – коэффициент сопротивления движению;

$r$  – радиус поворота колеса относительно шкворня, м; ориентировочно  $r = 0,4 - 0,8$  м;

$D_k$  – диаметр колеса, м; в предварительных расчетах  $D_k = 1,0 - 1,6$  м, далее уточняется после подбора колес;

$f_{тр}$  – коэффициент трения скольжения шины о поверхность основания (при

трогании с места  $f_{тр} = \varphi_{сц}$ ,  $\varphi_{сц}$  – коэффициент сцепления);

$\eta_p$  – Общий К.П.Д. поворотного механизма и дифференциала;  $\eta_p = 0,87 - 0,92$ ;

$L$  – продольная база машины, м;

$\beta$  – угол складывания, рад;  $\beta = 0,4 - 0,6$  рад.

Таблица 7 - Значения параметров пневмоколесного ходового оборудования

Параметры	Сила тяжести машины G, кН			
	50-120	120-200	200-300	300-400
Продольная база $\alpha$ , м	1,8-2,6	2,4-3,2	3,0-4,5	4,0-5,5
Колея; м				
- передних колес B	1,5-1,8	1,8-2,2	2,2-2,4	2,4-3,0
- задних колес $B_1$	1,6-2,2	2,0-2,7	2,6-3,0	3,0-3,6
- наружных колес задней оси $B_2$	1,9-2,5	2,5-3,2	3,2-3,6	3,8-4,2
Ветровая площадь F, м <sup>2</sup>	4-6	6-8	8-10	10-12

2. Определяем мощность двигателя, потребную для перемещения машины с заданной скоростью. По значению N подбираем необходимый двигатель.

3. Определяем нагрузки на наиболее загруженные колеса передней и задней оси. Нагрузки на оси AB и CD.

$$R_{AB} = \frac{G}{\alpha} \cdot [\cos \alpha \cdot (\frac{L}{2} - \lambda_1) - h \cdot \sin \alpha],$$

$$R_{CD} = \frac{G}{\alpha} \cdot [\cos \alpha \cdot (\frac{L}{2} + \lambda_{21}) + h \cdot \sin \alpha],$$

где  $\alpha$  – наибольший угол подъема, град;

$\ell$  - смещение центра тяжести относительно поперечной оси машины, м;

$L$  – продольная база машины, м;

$h$  – координата центра тяжести от поверхности земли, м;

$$h = (0,5 - 0,9) \cdot B_1$$

Так как машина может перемещаться по основанию с продольным и поперечным уклоном, определим наибольший возможный угол поперечного уклона  $\gamma$ , из условия предельной поперечной устойчивости машины при смещении центра тяжести в сторону поперечного уклона:

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{B_1 - 2 \cdot \lambda_2}{2 \cdot h},$$

где  $\lambda_2$  – смещение центра тяжести относительно продольной оси машины, м;

$B_1$  – колея задних колес, м.

При определении реакций на колеса в расчет принимаем угол поперечного уклона  $\gamma = 0,7 - 0,8) \cdot \gamma_1$ .

$$\gamma = 0,7 \cdot 0,625 = 0,437$$

Нормальные реакции на наиболее загруженные колеса А (оси АБ) и С оси (СД) определим:

$$R_A = \frac{R_{AB}}{B} \cdot \left[ \left( \frac{B}{2} + \lambda_2 \right) \cdot \cos \gamma + h \cdot \sin \gamma \right],$$

$$R_C = \frac{R_{CD}}{B_2} \cdot \left[ \left( \frac{B_2}{2} + \lambda_2 \right) \cdot \cos \gamma + h \cdot \sin \gamma \right],$$

где В и В<sub>2</sub> – колея соответственно передних колес и наружных колес задней оси.

4. Подбираем пневматические шины по наиболее загруженным колесам А и С, в случае если  $R_A \geq (0,65-0,75)R_C$  с целью унификации ходового оборудования все пневматические колеса выбирают одинаковыми по максимальной нормальной реакции на колесо;  $R_{A(C)} \leq [R]$ , где  $[R]$  – допустимая нагрузка на колесо.

Из таблицы выписываем основные параметры выбранных пневматических шин.

5. Определяем величину деформации шины:

$$\lambda = \frac{R_{A(C)} \cdot (1 - \mu)}{\pi \cdot p \cdot \sqrt{D_k \cdot B_k}} \leq \left[ \frac{D_k}{2} - r_{cm} \right] \text{ см}$$

где  $\lambda$  – нормальная деформация шины, см;

$\left[ \frac{D_k}{2} - r_{cm} \right]$  – допускаемая величина деформации шины, см;

$D_k, B_k, r_{ст}$  – соответственно наружный диаметр колеса, ширина профиля и статический радиус под нагрузкой, см.

$R_{A(C)}$  – нормальная реакция на колесо А или С, Н;

$\mu$  – коэффициент жесткости каркаса покрышки;

$p$  – давление воздуха в шине, Н/см<sup>2</sup>.

Таблица 8 - Значения коэффициентов сцепления  $\varphi_{сц}$ , сопротивления движению  $f$ , трения  $f_{тр}$  и сдвига грунта  $k_c$ .

Тип грунта	Поверхность движения	Коэффициенты								
		Сцепления $f_{сц}$			Сопротивления движению $f$			Трения $f_{тр}$		Сдвига грунта, $N/cm^2 K_c$
		Шины		Гусеничного хода	Шины		Гусеничного хода	Стали	Резины	
		Низкого давления	Высокого давления		Низкого давления	Высокого давления				
1	Рыхлый грунт	0,85- -0,90	0,75- -0,80	0,90- -1,08	0,15- -0,20	0,15- -0,18	0,10- -0,15	0,35- -0,65	0,4	
2	Плотный грунт	0,90- -0,93	0,80- -0,85	0,95- -1,05	0,05- -0,1	0,07- -0,1	0,08- -0,1	0,5- -0,8	0,4	12-25
3	Рыхлый песок	0,4- -0,6	0,4- -0,6	0,40- -0,55	0,30- -0,35	0,30- -0,35	0,15	0,35- -0,50	0,4	2,5-5
4	Асфальтобетонное покрытие	0,30- -0,45	0,45- -0,55	0,50- -0,60	0,01- -0,02	0,015	0,03	0,8- -1,0	0,6	-
5	Цементнобетонное покрытие	0,35- -0,45	0,60- -0,75	0,50- -0,60	0,01- -0,02	0,015	0,03	0,6- -0,8	0,6	-

Таблица 9 - Основные параметры пневматических шин, применяемых на строительных машинах

Параметры	Модель												
	180-508 (6,50-20)	240-508 (8,25-20)	308-508 (12,0-20)	370-508 (14,0-20)	430-610 (16,0-24)	500-635 (18,0-25)	500-711 (18,0-28)	570-635 (21,0-25)	570-711 (21,0-28)	670-635 (26,5-25)	760-838 (27,0-33)	950-1041 (37,5-39)	1130-1143 (44,5-45)
Норма слойности	8	12	14	16	24	28	20	24	24	26	30	42	44
Наружный диаметр $D_k$ , мм	868	988	1124	1275	1500	1605	1725	1785	1790	1825	2235	2850	3270
Ширина профиля $B_k$ , мм	180	240	325	390	450	510	505	575	565	695	750	900	1130
Допустимая нагрузка $[R]$ , кН	10,0	17,0	25,0	38,0	55,0	70,0	75,0	87,0	100	105	150	266	410
Статический радиус под нагрузкой $r_{ст}$ , мм	400	455	527	586	683	745	794	812	810	835	1030	1325	1488
Давление в шине $P$ , мПа	0,45	0,6	0,55	0,42	0,50	0,50	0,42	0,35	0,35	0,35	0,35	0,30	0,30
Масса, кг	40	55	70	75	180	400	380	450	360	550	850	1400	1600

Таблица 10 - Коэффициент жесткости каркаса покрышки  $\mu$

Давление воздуха в шине, $p$ , МПа	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Коэффициент $\mu$	0,6	0,5	0,4	0,32	0,25	0,20	0,15

6. Проверяем пневматическое ведущее колесо на условие передачи максимальной окружной силы без проворота покрышки относительно обода колеса.

Условие непроворачиваемости покрышки:

$$[k] \cdot M_3 \leq M_4$$

где  $M_3$  – момент, определяемый условиями сцепления шины с поверхностью качения;

$M_4$  – максимальный момент от сил трения между покрышкой и ободом колеса;

$[k]$  – коэффициент запаса, учитывающий возможность неравномерного проскальзывания бортов и покрышки,  $[k] = 2-3$ .

$$M_3 = R_{A(C)} \cdot \varphi_{\text{сц.мах}} \cdot r_{\text{ст}}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

где  $R_{A(C)}$  – нагрузка, действующая на колесо А или С, Н;

$\varphi_{\text{сц.мах}}$  – максимальный коэффициент сцепления колеса с основанием,  $\varphi_{\text{сц.мах}} = 1,0$ ;

$$r_{\text{ст}} = \frac{D_{\text{к}}}{2} - \lambda \cong \frac{D_{\text{к}}}{2}, \text{ м} \quad (\text{с учетом запаса})$$

$$M_4 = \frac{\pi \cdot p \cdot (D_{\text{к}}^2 - d_{\text{к}}^2) \cdot f_{\text{тр}} \cdot d_1}{4}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

где  $D_{\text{к}}$ ,  $d_{\text{к}}$ ,  $d_1$  – соответственно наружный диаметр колеса, номинальный посадочный диаметр на ободе, средний диаметр закраины (борта), м;  $d_1 = (1,05-1,1)d$ ;

$f_{\text{тр}}$  – коэффициент трения резины по металлу;

$f_{\text{тр}} = 0,3 \div 0,4$ ;  $p$  – в  $\text{Н}/\text{м}^2$ .

7. Проверка работоспособности машины по сцеплению и по максимальной окружной силе на шинах ведущих колес:

$$\sum W \leq G_{\text{сц}} \cdot \varphi_{\text{сц}},$$

$$\sum W \leq P_{\text{мах}}$$

где  $G_{\text{сц}}$  – сцепная сила тяжести машины (сила тяжести, приходящаяся на ведущие колеса машины); для типа Д –  $G_{\text{сц}} = R_{\text{СД}}$ ; для типа Е –  $G_{\text{сц}} = R_{\text{СД}} + R_{\text{АБ}}$ ;

$\varphi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления;

$P_{max}$  – максимальная окружная сила тяги на ведущих колесах.

$$P_{max} = \frac{2M_{\partial} \cdot i \cdot \eta}{D_k}, \text{ Н}$$

где  $M_{\partial}$  – крутящий момент на валу двигателя, Н·м;

$$M_{\partial} = \frac{10^3 \cdot N_{\partial\partial}}{\omega} = \frac{10^3 \cdot N_{\partial\partial} \cdot 30}{\pi \cdot n_{\partial\partial}}, \text{ Н·м;}$$

$N_{\partial\partial}$  – мощность двигателя, кВт;

$\omega$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с;

$n_{\partial\partial}$  – обороты двигателя, об/мин;

$i$  – общее передаточное число трансмиссии от двигателя до ходовых колес;

$$i = \frac{n_{\partial\partial}}{n_k}$$

$n_k$  – обороты колеса, об/мин;

при отсутствии пробуксовки колес:

$$n_k = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_k}$$

где  $v$  – в м/с;

$D_k$  – в м;

$\eta$  – механический К.П.Д. силовой передачи.

8. Уточняем значение коэффициента сопротивления движению  $f$  и коэффициента сцепления  $\varphi_{сц}$ .

Коэффициент сопротивления движения пневматического хода (при движении по рыхлому грунту):

$$f = 0,04 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{p \cdot h_r}{D_k}\right)^2}$$

где  $h_r$  – толщина слоя рыхлого грунта, см;

$h_r = 10 - 60$  см;

$p$  – в Н/см<sup>2</sup>;

$D_k$  – в см.

Коэффициент сцепления определяется при коэффициенте буксования, стремящемся к единице:

$$\varphi_{сц} \cdot (A + B \cdot \varphi_{сц}^{n-1}) = 1$$

где А, Б, n – постоянные коэффициенты, зависящие от типа шин, рисунка протектора и влажности грунта.

Таблица 11 - Значение коэффициента А, Б, n

Состояние грунта	$\omega/\omega_0$	n	А	Б, при давлении в шине, мПа				
				0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Рыхлый (насыпной)	0,76	6	0,11	2,79	5,15	7,82	10,24	12,31
	1,00	6	0,12	2,97	6,58	11,13	14,74	18,10
	1,17	5	0,13	2,73	6,29	10,06	14,15	18,88
	1,33	4	0,14	2,53	6,68	11,72	19,14	24,96
Плотный (сважесрезанный)	0,67	8	0,09	1,50	2,34	2,81	3,38	3,73
	1,00	8	0,10	2,31	5,48	9,25	14,40	18,10
	1,17	6	0,12	2,56	7,76	14,79	24,47	42,18
	1,33	4	0,15	2,81	10,03	27,35	70,82	210,38

$\omega$  – влажность грунта;  $\omega_0$  – оптимальная влажность грунта.

## Задание 2

### *Основные расчеты бульдозера и его рабочего оборудования*

Цель работы – приобретение студентами навыков в расчёте и обосновании основных параметров отвала бульдозера, определение суммарного сопротивления движению бульдозера, необходимую мощность двигателя базовой машины и эксплуатационную производительность при резании и перемещении грунта, а также при планировочных работах.

#### Содержание работы

При выполнении практической работы необходимо:

1. Рассчитать и обосновать выбор основных параметров отвала.
2. Определить суммарное сопротивление бульдозера, возникающее при рабочем режиме.
3. Рассчитать эксплуатационную производительность при резании и перемещении грунта при планировочных работах.

#### Указания по выполнению работы

1 Задание на практическую работу составлено в 10 вариантах и выбирается студентом по последней цифре зачётной книжки. При совпадении варианта условия работы бульдозера устанавливает преподаватель.

Таблица 1 - Исходные данные для определения параметров бульдозера

Последняя цифра зачётной книжки	Базовый трактор	Класс тяги	Условия работы		
			Категория грунта	Дальность перемещения грунта	Коэффициент $K_{укл}$
1	Т-100М	60	II	30	0,5
2	Т-130Г	100	II	40	0,52
3	Т-180Г	150	II	50	0,55
4	ДТ-75Б	30	I	20	0,6
5	ДЭГ-250	250	III	60	0,63
6	Т-220	250	II	50	0,65
7	Т-330	350	III	70	0,68
8	Т-500	350	III	80	0,7
9	Т-4АПГ	40	I	40	0,75
10	Т-74	30	I	30	0,8

2 К определяемым параметрам бульдозера относятся: масса рабочего оборудования, масса машины, номинальное тяговое усилие, геометрические размеры отвала.

2.1 Массу рабочего оборудования (кг) выбирают в пределах

$$M_{PO} = (0,18 - 0,23) \cdot M_{BT}, \quad (1)$$

где  $M_{BT}$  – масса базового трактора, кг.

Масса бульдозера (кг)

$$M_B = M_{PO} + M_{BT}, \quad (2)$$

3.2.2 Длина отвала должна превышать ширину машины не менее чем на 100 мм с каждой стороны. Высоту отвала  $H$  следует выбирать в зависимости от номинальной силы тяги  $T_H$  и вида грунта. При этом для средних грунтовых условий можно пользоваться данными, приведёнными в табл. 1,2.

Таблица 2 - Зависимость высоты отвала  $H$  от номинальной силы тяги  $T_H$

Класс базового трактора по номинальному тяговому усилию $T_H$ , кН	$H$ , мм
40	700-750
60	800-900
100	900-1100
150	1100-1200
250	1200-1300
350	1300-1400

Высота козырька  $H_k$  может быть принята равной  $(0,1 - 0,2) \cdot H$ .

2.3 Основными параметрами поперечного профиля отвала бульдозера (рис.1) являются:

угол резания  $\gamma = 55^\circ$ ; угол опрокидывания  $\psi = 75^\circ$ ; угол наклона  $\varepsilon = 75^\circ$ ; угол установки козырька  $\beta_k = 90 - 100^\circ$ ; радиус кривизны отвальной поверхности для неповоротного отвала  $R = H$ , а для поворотного отвала  $R = 0,81 \cdot H$ , длина прямой части отвальной поверхности  $\alpha$ . Обычно величина  $\alpha$  выбирается равной высоте ножа.

Угол резания  $\gamma$ , угол заострения  $\delta$  и задний угол  $\rho$  связаны между собой зависимостью

$$\gamma = \rho + \delta \quad (3)$$

Рекомендуется принимать задний угол  $\rho = 30 - 35^\circ$ .

В пояснительной записке необходимо привести схему поперечного профиля отвала и указать на ней численные значения величин выбранных параметров (рис. 1).

2.4 Сопротивление в конце процесса зарезания грунта неповоротного бульдозера находится по формуле:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \quad (4)$$

где  $W_1$  - сопротивление резанию;

$W_2$  - сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу;

$W_3$  - сопротивление перемещению призмы волочения грунта перед отвалом;

$W_4$  - сопротивление перемещению бульдозера.

Сопротивление грунта резанию ( $H$ ) определяется по формуле

$$W_1 = K_o \cdot L \cdot h, \quad (5)$$

где  $K_o$  - удельное сопротивление грунта лобовому резанию, Па;

$L$  - длина отвала, м;

$h$  - толщина стружки, м;  $h = 0,08 - 0,12$  м.

Удельное сопротивление грунта лобовому резанию (Па):

для грунта I категории -  $(0,7 - 1,0) \cdot 10^5$ ;

для грунта II категории -  $(1,0 - 1,8) \cdot 10^5$ ;

для грунта III категории -  $(1,8 - 2,0) \cdot 10^5$ .

Сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу ( $H$ )

$$W_2 = G_{пр} \cdot f_1 \cdot \cos^2 \gamma, \quad (6)$$

где  $G_{пр}$  - сила тяжести грунта в призме волочения, Н;

$f_1$  - коэффициент трения грунта о сталь, который равен 0,5-0,6;  
 $\gamma$  - угол резания, равный  $55^\circ$  для неповоротного отвала и  $50...55^\circ$  для поворотного.

Сила тяжести призмы волочения определяется по формуле:

$$G_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \cdot \gamma_{\text{об}} \cdot q, \quad (7)$$

где  $V_{\text{об}}$  - объём призмы волочения,  $\text{м}^3$ ;

$\gamma_{\text{об}}$  - объёмная масса грунта, которая может быть принята равной силы  $1400-1500 \text{ кг/м}^3$ ;

$q$  - ускорение силы тяжести,  $\text{м/с}^2$ .

Объём призмы волочения находится по формуле

$$V_{\text{пр}} = \frac{L \cdot H^2}{2} \cdot K_{\text{пр}}, \quad (8)$$

где  $K_{\text{пр}}$  - поправочный коэффициент.

В зависимости от вида грунта и отношения  $H/L$  коэффициент  $K_{\text{пр}}$  может иметь значения, приведённые в табл. 3.

Таблица 3 - Зависимость коэффициента  $K_{\text{пр}}$  от вида грунта и отношения  $H/L$

H/L	K <sub>пр</sub> для категорий грунта	
	I-II	III
0,15	0,9	1,3
0,30	0,8	1,3
0,45	0,7	1,2

Сопротивление от перемещения призмы волочения грунта перед отвалом (H)

$$W_3 = G_{\text{пр}} \cdot f_2, \quad (9)$$

Здесь  $f_2$  - коэффициент трения грунта о грунт, который может быть принят в пределах 0,8-1,0.

Сопротивление перемещению бульдозера (H) может быть рассчитано по формуле

$$W_4 = G_{\text{б}} \cdot (f + i), \quad (10)$$

где  $G_{\text{б}}$  - сила тяжести бульдозера, H;

$f$  - коэффициент сопротивления передвижению, который может быть принят равным 0,1-0,15;

$i$  - угол местности;  $i = 0,1-0,3$ .

3.2.5 При расчёте суммарного сопротивления движению бульдозера с поворотным отвалом, кроме рассмотренных видов сопротивления, необходимо учитывать влияние угла поворота отвала в плане. Величина такого сопротивления определяется по формуле:

$$W_{\text{оп}} = W'_1 + W'_2 + W'_3 + W_4 + W_5, \quad (11)$$

$$\text{где } W'_1 = W_1 \cdot \sin\alpha; \quad W'_2 = W_2 \cdot \sin\alpha; \quad W'_3 = W^3 \cdot \sin\alpha.$$

$W_5$  - сопротивление перемещению грунта вдоль отвала. Его значение можно найти по формуле:

$$W_5 = Q_{\text{гр}} \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot \cos\alpha, \quad (12)$$

Для нормальной работы бульдозера необходимо соблюдение условия

$$T \geq W_1. \quad (13)$$

где  $T$  - касательная силы тяги (Н), которая может быть получена при помощи двигателя

$$T = \frac{N_{\text{н}} \cdot \eta}{V_{\text{р}}}, \quad (14)$$

где  $N_{\text{н}}$  - номинальная мощность двигателя, Вт;

$\eta$  - к.п.д. силовой передачи,  $\eta = 0,80-0,85$ ;

$V_{\text{р}}$  - рабочая скорость бульдозера при резании грунта, м/с, принимаемая по данным табл. 1.

Касательная силы тяги по двигателю должна быть проверена на возможность её обеспечения по сцеплению с грунтом.

Касательная силы тяги по двигателю может быть реализована, если имеет место условие

$$T \leq T_{\text{н}} = G_{\text{сц}} \cdot \phi \quad (15)$$

где  $T_{\text{н}}$  - номинальная сила тяги бульдозера, Н;

$G_{\text{сц}}$  - сцепная сила тяжести бульдозера, Н;

$\phi$  - коэффициент сцепления ведущих органов трактора с грунтом, который может быть принят равным 0,9 для гусеничных машин и 0,6 для колёсных.

Сцепная сила тяжести бульдозера

$$G_{\text{сц}} = \lambda_{\text{сц}} \cdot G_{\text{б}} = \lambda_{\text{сц}} \cdot M_{\text{б}} \cdot q \quad (16)$$

где  $\lambda_{\text{сц}}$  - коэффициент использования массы базового трактора с оборудованием по сцеплению.

Для колёсных тракторов с задними ведущими колёсами можно принимать коэффициент

$$\lambda_{\text{сц}} = 0,75-0,8.$$

Для трактора с четырьмя ведущими колёсами и гусеничных тракторов принимать  $\lambda_{\text{сц}} = 1$ .

3.2.6 Эксплуатационная производительность ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) бульдозера при резании и перемещении грунта определяется по формуле

$$P_{\text{э}} = \frac{3600 \cdot V_{\text{пр}} \cdot K_{\text{в}} \cdot K_{\text{укл}}}{t_{\text{ц}}} \quad (17)$$

где  $V_{\text{пр}}$  – объём призмы волочения,  $\text{м}^3$ ;

$K_{\text{в}}$  - коэффициент использования бульдозера по времени, обычно равный 0,8-0,9;

$K_{\text{укл}}$  - коэффициент, учитывающий влияние на производительность уклона местности, принимаемый по табл. 1;

$t_{\text{ц}}$  - время цикла, с.

Длительность цикла определяется по формуле

$$t_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{р}}}{V_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} + \frac{l_{\text{о}}}{V_{\text{о}}} + t_{\text{с}} + t_{\text{о}} + 2 \cdot t_{\text{пов}}, \quad (18)$$

где  $l_{\text{р}}, l_{\text{п}}, l_{\text{о}}$  - длина пути резания, перемещения и обратного хода, м;  
 $l_{\text{п}} = l_{\text{о}}$ .

$V_{\text{р}}, V_{\text{п}}, V_{\text{о}}$  – соответствующие им скорости движения, м/с;

Значения приведены в табл. 4.

$t_{\text{с}}$  – время, затрачиваемое на переключение передачи, равное 3-5 с.

$t_{\text{о}}$  - время опускания отвала, равное 2-3 с.

$t_{\text{пов}}$  - время на поворот трактора, с.  $t_{\text{пов}} = 10$  с.

Длину пути резания (м) определяют по формуле

$$l_{\text{р}} = \frac{K_{\text{о}} \cdot U_{\text{пр}}}{T - G_{\text{б}} \cdot (f + i)}, \quad (19)$$

где  $U_{\text{пр}}$  - объём призмы волочения,  $\text{м}^3$ ;

$T$  - касательная силы тяги, Н.

При планировочных работах производительность  $\text{м}^2/\text{ч}$  бульдозера определяют по формуле

$$\Pi = \frac{3600 \cdot l \cdot (L \cdot \sin \varphi - 0,5) \cdot K_B}{n \cdot \left( \frac{l}{V} + t_n \right)}, \quad (20)$$

где  $l$  – длина планируемого участка, м;  
 $L$  – длина отвала, м;  
 $\varphi$  – угол поворота отвала в плане;  
 $V$  – рабочая скорость движения бульдозера, м/с;  
 $n$  – число проходов по одному месту;  $n = 1-2$ .

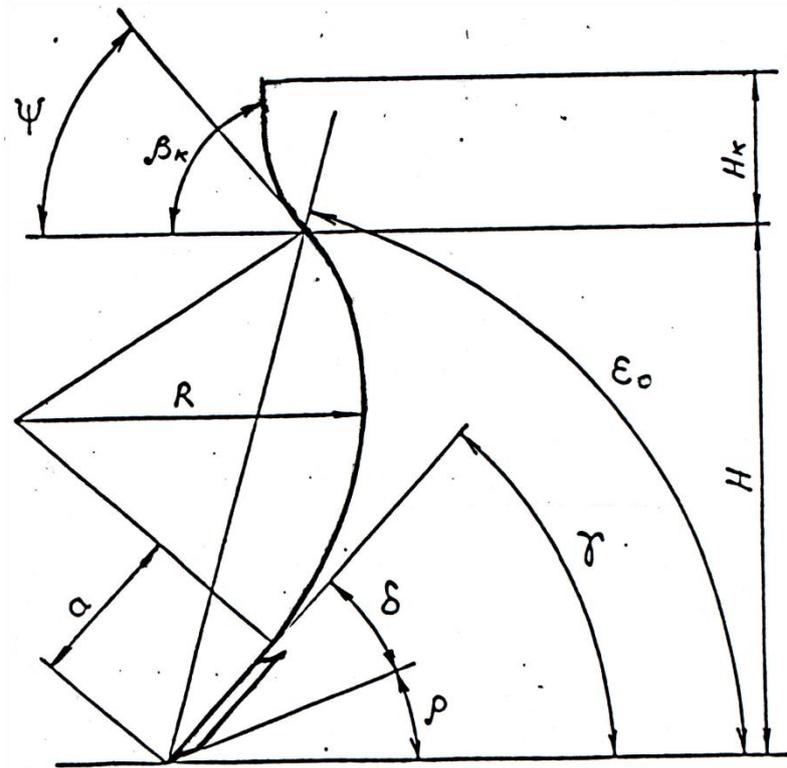


Рис. 1. Параметры профиля отвала бульдозера

Таблица 4 - Технические характеристики тракторов, принимаемых для бульдозеров

Показатели	Марка трактора									
	Т-100М	Т-130Г	Т-180Г	ДТ-75Б	ДЭТ-250	Т-220	Т-330	Т-500	Т-4АПГ	Т-74
Масса, кг	11800	14500	15700	7300	26700	20700	29200	40000	8200	6000
Габаритные размеры, мм:										
Длина	4250	5420	5420	4575	6230	5500	6000	6500	4475	4225
Ширина	2460	2470	2740	1740	3220	2850	2900	2950	1952	1045
Высота	3040	2800	2820	2304	3180	2900	3150	3240	2568	2325
Номинальная мощность двигателя, кВт	79,5	103	132	55	200	161,5	242	368	95,6	
Частота вращения, с <sup>-1</sup>	19	21	19	30	25	25	28	32	25	23
Расчётные скорости движения, м/с При резании грунта	0,8	0,89	0,95	1	0,64	0,95	0,92	1	1,25	1,15
При перемещении грунта	1,59-2,17	1,59-2,17	1,81-2,47	1,65-2,25	1,87-2,55	1,81-2,47	1,92-2,62	1,92-2,62	1,43-1,95	1,65-2,25
При обратном ходе	2,17-2,46	2,17-2,46	2,47-2,80	2,25-2,55	2,55-2,89	2,47-2,80	2,62-2,97	2,62-2,97	1,95-2,21	2,25-2,55

### Задание 3

#### *Расчет основных параметров одноковшовых экскаваторов*

Цель работы - приобретение студентами навыков в определении усилий на зубьях ковша, в расчёте мощности, затрачиваемой на процесс копания и эксплуатационной производительности одноковшового экскаватора.

#### Содержание работы

Практическая работа включает в себя решение следующих задач:

- 1.1 Определение усилий на зубьях ковша прямой лопаты.
- 1.2 Рассчитать мощность, затрачиваемую на процесс копания.
- 1.3 Определить эксплуатационную производительность машины.

#### Указания по выполнению работы

Задание на практическую работу составлено в 25 вариантах. Студент выполняет вариант задания, номер которого устанавливает преподаватель. Исходные данные для выполнения задания приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Исходные данные для выполнения практической работы №3

Вариант	Марка экскаватора	Категория грунта
1	Э-1514	I
2	ЭО-2621	I
3	Э-302БС	II
4	Э-302Б	II
5	Э-303Б	III
6	Э-303В	III
7	Э-652Б	III
8	Э-10011А	IV
9	Э-1251Б	IV
10	ЭО-6112БС	IV
11	Э-1514	III
12	ЭО-2621	III
13	Э-302БС	IV
14	Э-302Б	IV
15	Э-303Б	I
16	Э-303В	I
17	Э-652Б	I
18	Э-10011А	II
19	Э-1251Б	II
20	ЭО-6112БС	II
21	ЭО-2621	IV
22	Э-302БС	III
23	Э-303Б	IV
24	Э-652Б	IV
25	Э-1514	II

1. Для решения первой задачи необходимо рассчитать:

- толщину срезаемой стружки  $C$ ;
- касательную составляющую  $P_1$  сопротивления грунта копанию;
- нормальную составляющую  $P_2$  сопротивления грунта копанию.

Исходные данные для расчёта приведены в табл. 3.

Толщину стружки  $C$  находим из условия, что ковш ёмкостью  $q$  наполняется грунтом с коэффициентом разрыхления  $K_p$  при движении ковша из положения I в положение II, т.е. за время его подъёма до уровня напорного вала с высотой  $H_H$  (см. схему). Тогда толщина стружки (м)

$$C = \frac{q}{B \cdot H_H \cdot K_p}; \quad (1)$$

где  $q$  - ёмкость ковша,  $m^3$ ;

$B$  – ширина ковша, м;

$H_H$  - высота копания, равная высоте напорного вала, м;  
 $K_p$  - коэффициент разрыхления, принимаемый в соответствии с табл. 2.  
 Высота напорного вала определяется по формуле

$$H_H = (1 \div 1,15)^3 \cdot \sqrt{m_э} \quad (2)$$

где  $m_э$  - масса экскаватора, т.

По величине  $C$  определяется касательная составляющая общего сопротивления (Н)

$$P_1 = K_0 \cdot b \cdot C; \quad (3)$$

где  $K_0$  - удельное сопротивление грунта копанию, Па.

Удельное сопротивление грунта копанию (Па):

для грунта I категории	$1,2 \cdot 10^5$
для грунта II категории	$1,6 \cdot 10^5$
для грунта III категории	$2,5 \cdot 10^5$
для грунта IV категории	$3,5 \cdot 10^5$

Нормальная составляющая  $P_2$  (Н) может быть выражена через касательную силу  $P_1$ :

$$P_2 = \psi \cdot P_1 \quad (4)$$

где  $\psi = 0,2 \div 0,5$  - коэффициент, зависящий от вида грунта, состояния режущей кромки и т.п.

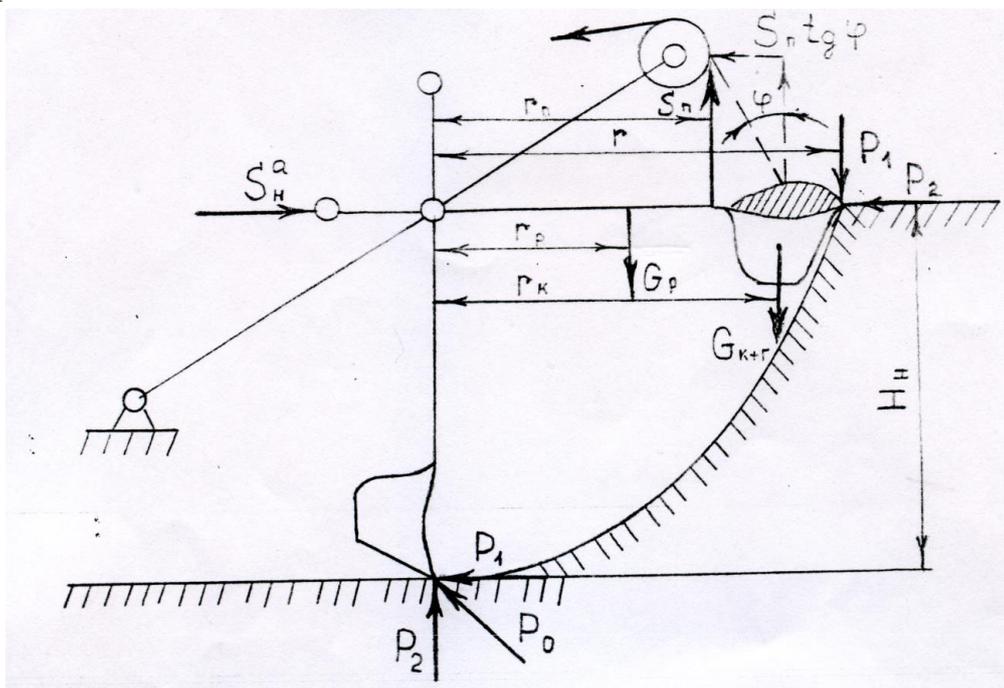


Рис. 2. Схема к определению усилий подъема и напора

2. Решение второй задачи предусматривает определение мощности, затрачиваемой на процесс копания. Для решения этой задачи необходимо рассчитать:

подъёмное усилие полиспаста  $S_n$  ;

скорость подъёма ковша  $V_n$  ;

мощность, расходуемую на подъём  $N_n$  ;

активное напорное усилие  $S_H^a$  ;

скорость усилия напора  $V_H^a$  ;

мощность напорного механизма.

Для решения второй задачи необходимо привести схему к определению усилий подъёма и напора (рис. 2).

Подъёмное усилие  $S_n$  (Н) определяют в положении II, когда зубья ковша находятся на уровне оси напорного вала, при этом рукоятка приблизительно горизонтальна.

Определяя сумму моментов всех сил относительно оси напорного вала, можно получить:

$$S_n = (P_1 \cdot r + G_{к+г} \cdot r_k + G_p \cdot r_p) \cdot \frac{1}{r_n}; \quad (5)$$

где  $r, r_k, r_n, r_p$  - плечи сил, действующих относительно оси напорного вала, м;

$P_1$  - касательная, составляющая сопротивление грунта копанию, Н;

$G_{к+г}$  - сила тяжести ковша с грунтом, Н;

$G_p$  - сила тяжести рукоятки, Н.

Мощность (Вт), необходимая для работы механизма подъёма определяется по формуле

$$N_n = \frac{S_n \cdot V_n}{\eta_n}; \quad (6)$$

где  $S_n$  - усилие подъёма, Н;

$V_n$  - скорость подъёма, м/с;

$\eta_n$  - к.п.д. полиспаста,  $\eta_n = 0,96 \div 0,98$ .

При определении усилия напора  $S_H^a$  (Н) предполагается, что рукоятка полностью выдвинута и находится в горизонтальном положении. Активное напорное усилие должно преодолевать силы  $P_2$  и составляющую силы натяжения полиспаста подъёма

$$S_H^a = P_2 + S_n \cdot \operatorname{tg}\varphi; \quad (7)$$

где  $\varphi = 7 \div 10^\circ$  - угол наклона каната подъёма относительно вертикали.

Скорость выдвижения рукоятки  $V_H^a$  принимается равной  $V_H^a = (0,6 \div 0,9) \cdot V_n$ .

Мощность напорного механизма (Вт)

$$N_n = \frac{S_H^a \cdot V_H^a}{\eta_H}, \quad (8)$$

где  $\eta_H = 0,94 \div 0,96$  - к.п.д. механизма напора.

Мощность, затрачиваемая на процесс копания прямой лопаты

$$N = N_n + N_H. \quad (9)$$

3. Эксплуатационная производительность  $\text{м}^3/\text{ч}$  экскаватора может быть определена по формуле

$$П_э = 3600 \cdot \frac{q \cdot K_H \cdot T \cdot K_{CM}}{t_{ц} \cdot K_p}, \quad (10)$$

где  $q$  – геометрическая ёмкость ковша,  $\text{м}^3$ ;

$K_H$  - коэффициент наполнения ковша (табл. 2);

$K_p$  - коэффициент рыхления грунта (табл. 2);

$T$  – продолжительность смены, час;

$K_{CM}$  - коэффициент использования времени смены, равный  $0,86 - 0,92$ ;

$t_{ц}$  - продолжительность рабочего цикла.

На лёгких грунтах он составляет  $16 - 18$  сек., а на тяжёлых –  $20 - 24$  сек.

Таблица 2 - Значения коэффициентов рыхления и наполнения ковша для одноковшового экскаватора

Группа	Коэффициенты рыхления	Коэффициенты наполнения	
		прямой и обратный ковш	драглайн
Супесчаный	1,0 – 1,09	0,95 – 1,02	0,8 – 0,9
Суглинок	1,14 – 1,17	1,0 – 1,18	0,9 – 1,08
Тяжёлая глина	1,16 – 1,28	1,3 – 1,42	1,18 – 1,126
Торф растительный	1,13 – 1,15	1,15 – 1,23	1,0 – 1,22

Таблица 3 - Технические характеристики одноковшовых экскаваторов с прямой лопатой

Показатели	Марки экскаваторов									
	Э-1514	ЭО-2621	Э-302БС	Э-302Б	Э-303Б	Э-303В	Э-652Б	Э-10011А	Э-1251Б	ЭО-6112Б
Ёмкость ковша $q$ , м <sup>3</sup>	0,15	0,25	0,4	0,4	0,4	0,5	0,65	1,0	1,25	1,25
Ширина ковша $B$ , м	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,8	0,8	0,8	0,85	0,9
Скорость подъёма ковша $V_{II}$ , м/с	0,4	0,5	0,55	0,6	0,65	0,72	0,75	0,83	0,85	0,95
Масса ковша $m_k$ , т	0,3	0,4	0,6	0,65	0,7	0,8	0,85	1,0	1,3	1,5
Масса рукоятки $m_p$ , т	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,9	1,0
Плечи сил, м:										
$r$	2,6	2,8	3	3	3,1	3,1	4,8	4,9	4,95	5
$r_x$	2,3	2,5	2,65	2,62	2,7	2,7	4,4	4,5	4,55	4,6
$r_p$	1	1,1	1,15	1,15	1,15	1,5	2,25	2,45	2,45	2,5
$r_n$	2	2,2	2,3	2,3	2,3	2,3	4	4,1	4,1	4,15
Продолжительность одного цикла $T$ , с	13	14,9	15	15	15	15	15	17	21	21
Общая масса экскаватора $m_s$ , т	5,1	5,4	12,74	11,7	11,6	12,07	21,26	35,0	40,6	41,0

#### Задание 4

##### *Расчет основных параметров прицепного скрепера и его рабочих органов*

Цель работы - приобретение студентами навыков в расчёте и обосновании выбора основных параметров, определении оптимального режима работы и производительности скрепера.

##### Содержание задания

Практическая работа включает в себя решение следующих задач:

- 1.1 Рассчитать и обосновать выбор основных параметров рабочего органа и машины.
- 1.2 Рассмотреть суммарное сопротивление, возникающее при рабочем режиме.
- 1.3 Определить эксплуатационную производительность машины.

### Методические указания

Задание на практическую работу составлено в 25 вариантах. Студент выполняет вариант задания, номер которого устанавливает преподаватель. Исходные данные для выполнения задания приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Исходные данные для выполнения практической работы №3

Вариант	Базовый трактор	Условия работы скрепера	
		Категория грунта	Дальность транспортирования грунта $l_2$ , м
1	Т-100М	II	200
2	Т-130Г	II	300
3	Т-180Г	II	300
4	ДТ-75Б	I	100
5	ДЭТ-250	III	500
6	Т-220	II	300
7	Т-330	III	400
8	Т-500	III	500
9	Т-4А III	I	100
10	Т-74	I	100
11	ДЭТ-250	II	450
12	Т-220	I	400
13	Т-330	I	500
14	Т-500	II	600
15	ДЭТ-250	I	550
16	Т-500	I	450
17	Т-100М	I	300
18	Т-130Г	I	200
19	Т-180Г	I	400
20	ДТ-75Б	II	150
21	ДЭТ-250	III	600
22	Т-220	III	500
23	Т-330	II	600
24	Т-500	III	700
25	Т-4А III	II	200

1. Для решения первой задачи необходимо рассчитать:

ширину  $B$ , высоту  $H$ , длину  $L$  и высоту задней стенки  $H_3$  ковша; геометрическую ёмкость ковша; массу скрепера. Исходные данные для расчёта приведены в табл.7.

Минимальная ширина (мм) ковша  $B$ , измеренная по поверхности его наружных стенок (см. схему) определяется по формулам:

при одиночных колёсах скрепера

$$B = B_T + B_{ш} + 2 \cdot \Delta B; \quad (1)$$

при сдвоенных колёсах скрепера

$$B = B_T + 2 \cdot B_{ш} + 2 \cdot \Delta B, \quad (2)$$

где  $B_T$  - ширина колеи трактора, мм;

$B_{ш}$  - ширина профиля пневматической шины, мм (табл.2);

$\Delta B$  - необходимый зазор между внутренней поверхностью шины и боковой стенкой ковша,  $\Delta B = 30 \div 60$  мм.

Таблица 2 - Шины, устанавливаемые на прицепных скреперах

Мощность двигателя базового трактора, кВт	Обозначения шины в дюймах или мм
40 – 60	260 – 508
95 – 105	370 – 508
150 – 165	18 – 25
220 – 250	27 - 33

Примечание. При мощности двигателя базового трактора свыше 150 кВт предусматривается установка на заднюю ось скрепера колёс.

При выборе высоты ковша  $H$  ориентировочно можно полагать

$$H = m \cdot B \quad (3)$$

причём  $m \approx 0,4 \div 0,6$ .

Между длиной ковша и его высотой может быть принято соотношение

$$L = (1,4 \div 1,8) \cdot H. \quad (4)$$

Здесь меньшее значение коэффициента соответствует ковшам средней ёмкости, а большее – ковшам малой ёмкости.

Высоту задней стенки обычно выбирают в пределах

$$H_3 = (0,4 \div 0,5) \cdot H. \quad (5)$$

Геометрическая ёмкость ковша ( $m^3$ )

$$q = B \cdot H \cdot L. \quad (6)$$

Полученную расчётом геометрическую ёмкость ковша  $q$  следует округлить до стандартной, указанной в табл. 3.

Таблица 3 - Типоразмеры скреперов по ГОСТ 5738-73

Геометрическая ёмкость ковша, м <sup>3</sup>	Типоразмеры					
	3	4,5	8(7)	10	15	25

Масса прицепного скрепера с дышлом в сборе (т) может быть определена приближённо по формуле

$$M_C = (1,1 \div 1,4) \cdot q, \quad (7)$$

В конце первой задачи необходимо привести схему ковша и указать на ней численные значения величин выбранных параметров.

2. Решение второй задачи предусматривает определение всех сопротивлений, возникающих при наполнении ковша.

Сопротивление, возникающее при рабочем режиме скрепера, определяется по формуле

$$W_{РАБ} = W_T + W_P + W_H + W_{II}, \quad (8)$$

где  $W_T$  - сопротивление перемещению скрепера как тележки;

$W_P$  - сопротивление грунта резанию;

$W_H$  - сопротивление наполнению ковша;

$W_{II}$  - сопротивление перемещению призмы волочения.

Сопротивление перемещению гружёного скрепера (Н)

$$W_T = (G_C + G_T) \cdot (f + i), \quad (9)$$

где  $G_C = M_C \cdot g$  - сила тяжести скрепера, Н;

$g$  - ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$G_T$  - сила тяжести грунта в ковше;

$f$  – коэффициент сопротивления перекачиванию скрепера,  $f = 0,10 \div 0,70$ ;

$i$  - уклон местности,  $i = 0,1 \div 0,3$ .

Сила тяжести грунта в ковше (Н)

$$G_T = q \cdot K_H \cdot \gamma_{об} \cdot g, \quad (10)$$

где  $q$  - геометрическая ёмкость ковша, м<sup>3</sup>;

$K_H$  - коэффициент наполнения, который может быть принят равным единице;

$\gamma_{об}$  - объёмная масса грунта, кг/м<sup>3</sup>

$g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>.

Сопротивление грунта резанию (Н)

$$W_p = R = K_o \cdot B \cdot h, \quad (11)$$

где  $K_o$  - удельное сопротивление грунта резанию, Па;

$B$  - ширина резания, равная ширине ковша, м;

$h$  - толщина стружки, м.

Таблица 4 - Удельное сопротивление грунта резанию (Па):

для грунта I категории	$(0,5 \div 0,7) \cdot 10^5$
для грунта II категории	$(0,7 \div 1,0) \cdot 10^5$
для грунта III категории	$(1,0 \div 1,5) \cdot 10^5$

Таблица 5 - При выборе величины  $h$  можно руководствоваться следующими данными:

Ёмкость ковша скрепера $q, \text{ м}^3 \dots$	3 – 4,5	7 – 8	10	15	25
$h$ в см:					
для III категории	2 – 3	3 – 5	6 – 8	8 – 10	12 – 14
для II категории	3 – 4	4 – 6	8 – 10	12 – 14	16 – 18
для I категории	4 – 5	6 – 8	10 – 12	14 – 16	18 – 20

Сопротивление наполнению ковша (Н)

$$W_H = \varepsilon \cdot q, \quad (12)$$

где  $\varepsilon$  - удельное сопротивление при наполнении,  $\text{Н}/\text{м}^3$ ;

$q$  - ёмкость ковша,  $\text{м}^3$ .

Таблица 6 - Значения удельных сопротивлений  $\varepsilon \text{ Н}/\text{м}^3$  могут быть приняты следующими:

Ёмкость ковша скрепера, $\text{м}^3 \dots$	3 – 4,5	7 – 8	10	15	25
$\varepsilon$ для III категории грунта	11000	7500	6500	5500	4500
$\varepsilon$ для II категории грунта	9500	6500	3500	4700	3900
$\varepsilon$ для I категории грунта	6500	5500	4500	3500	2800

Сопротивление перемещению призмы волочения (Н)

$$W_{II} = y \cdot B \cdot H^2 \cdot \gamma_{об} \cdot g \cdot f_2, \quad (13)$$

где  $y$  - коэффициент объёма призмы волочения,  $y = 0,5 \div 0,7$ ;

$H$  - высота ковша, м;

$f_2$  - коэффициент трения грунта о грунт,  $f_2 = 0,8 \div 1,0$ .

Работа прицепного скрепера без толкача становится возможной при условии

$$T_{кр} \geq W_{РАБ}, \quad (14)$$

где  $T_{кр} = T - G_{БТ} \cdot (f_0 + i)$  – составляющая силы тяги на крюке базового трактора, Н;

$T$  - касательная силы тяги базового трактора, Н;

$G_{БТ}$  - сила тяжести базового трактора, Н.

$$G_{БТ} = M_{БТ} \cdot g, \quad (15)$$

где  $f_0$  - коэффициент сопротивления передвижению базового трактора,  $f_0 = 0,1 \div 1,15$ ;

$M_{БТ}$  - масса базового трактора, кг;

$g$  - ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ .

Касательная сила тяги базового трактора

$$T = \frac{N_H \cdot \eta}{V_1}, \quad (16)$$

где  $N_H$  - номинальная мощность двигателя, Вт;

$\eta$  - к.п.д. силовой передачи,  $\eta = 0,80 \div 0,85$ ;

$V_1$  - скорость движения скрепера при заполнении ковша грунтом, м/с.

Если применяется толкач, то должно быть соблюдено неравенство

$$(T_{кр} + T_T) \cdot K_{од} \geq W_{РАБ}, \quad (17)$$

где  $T_T$  - толкающее усилие толкача, Н;

$K_{од}$  - коэффициент одновременности работы толкача и скрепера,

$K_{од} = 0,85 \div 0,90$ ;

Необходимо также произвести проверку возможности реализации силы тяги по сцеплению

$$G_{сц} \cdot \phi \geq T_{кр}, \quad (18)$$

где  $G_{сц} = \lambda_{сц} \cdot G_{БТ}$  - сцепная сила тяжести базового трактора, Н;

$\phi$  – коэффициент сцепления,  $\phi = 0,9$ ;

$\lambda_{сц}$  - коэффициент использования массы базовой машины по сцеплению, для гусеничных тракторов  $\lambda_{сц} = 1$ .

3. Эксплуатационная производительность  $\text{м}^3/\text{ч}$  скрепера определяется по формуле

$$\Pi_{\text{э}} = \frac{60 \cdot q \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{в}}}{K_{\text{р}} \cdot T_{\text{ц}}}, \quad (19)$$

где  $q$  - геометрическая ёмкость ковша,  $\text{м}^3$ ;

$K_{\text{н}}$  - коэффициент наполнения скрепера,  $K_{\text{н}} = 0,8 \div 1,1$ ;

$K_{\text{в}}$  - коэффициент использования рабочего времени,  $K_{\text{в}} = 0,85 \div 0,9$ ;

$K_{\text{р}}$  - коэффициент разрыхления грунта,  $K_{\text{р}} = 1,0 \div 1,4$ ;

$T_{\text{ц}}$  - продолжительность рабочего цикла, мин.

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_1}{V_1} + \frac{l_2}{V_2} + \frac{l_3}{V_3} + \frac{l_4}{V_4} \cdot n \cdot t_n + 2 \cdot t_{\text{пов}}, \quad (20)$$

где  $l_1, l_2, l_3, l_4$  - длина путей заполнения ковша грунтом, транспортирования грунта, разгрузки и движения порожнего скрепера, м, ( $l_2 = l_4$ );

$V_1, V_2, V_3, V_4$  - соответствующие этим длинам путей скорости движения скрепера, м/мин ( $V_2 = V_3$ );

$t_n$  - время, необходимое для переключения скорости, мин; ( $t_n = 0,08 \div 1,0$ );

$n$  - число переключения скоростей за время рабочего цикла (обычно  $n = 4 \div 5$ );

$t_{\text{пов}}$  - время, затраченное на один поворот, мин; ( $t_{\text{пов}} = 0,3$ ).

Длина пути наполнения скрепера

$$l_1 = \frac{q \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{пов}}}{B \cdot h \cdot K_{\text{р}}}, \quad (21)$$

где  $K_{\text{пов}}$  - коэффициент, учитывающий потери грунта за счёт образования боковых валиков и призмы волочения, ( $K_{\text{пов}} = 1,2 \div 1,5$ );

$B$  - ширина резания, м;

$h$  - средняя толщина стружки, м.

Длина пути разгрузки  $l_3 = 3 \div 10$  м.

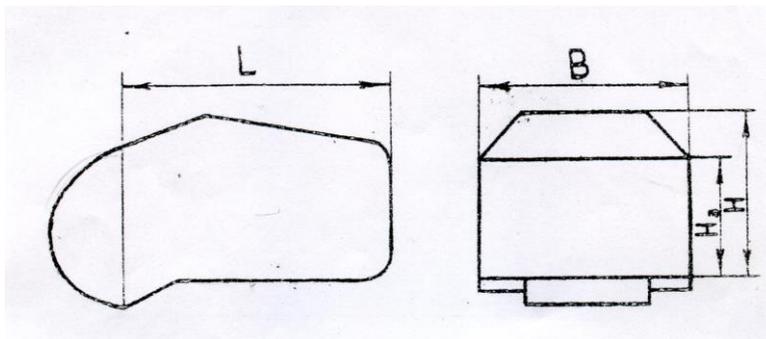


Рис. 3. Схема ковша скрепера

Таблица 7 - Технические характеристики базовых тракторов скреперов

Показатели	Марка трактора									
	Т-100М	Т-130Г	Т-180Г	ДТ-75Б	ДЭТ-250	Т-220	Т-330	Т-500	Т-4АШ	Т-74
Масса, кг	11800	14500	15700	7300	26700	20700	29200	40000	8200	6000
Номинальная мощность двигателя, кВт	79,5	103	132	55	220	161,5	242	368	95,6	55
Габаритные размеры, мм: Длина	4250	5420	5420	4575	6236	5500	6000	6500	4475	4225
Ширина	2460	2475	2740	1740	3220	2850	2900	2950	1952	1845
Высота	3040	2800	2820	2304	3180	2900	3150	3240	2568	2325
Колея, мм	1880	1880	2040	1330	2450	2200	2250	2300	1384	1435
Расчётные скорости движения, м/с: При заполнении ковша скрепера грунтом, $U_1$	0,57	0,7	0,67	0,77	0,64	0,8	0,90	0,95	1,1	0,8
При транспортировании гружёного скрепера, $U_2$	1,59 – 2,17	1,59 – 2,17	1,81 – 2,47	1,65 – 2,25	1,87 – 2,55	1,81 – 2,47	1,92 – 2,62	1,92 – 2,62	1,43 – 1,95	1,65 – 2,25
При транспортировании порожнего скрепера, $U_3$	2,17 – 2,46	2,17 – 2,46	2,74 – 2,80	2,25 – 2,56	2,55 – 2,89	2,47 – 2,80	2,62 – 2,97	2,62 – 2,94	1,95 – 2,21	2,25 – 2,55

### Задание 5

#### *Расчёт сопротивления резания грунта рыхлителями статического действия*

Задание. Определить сопротивление грунта резанию, расходуемую мощность и эксплуатационную производительность навесного рыхлителя. Данные для расчёта даны в табл. 16.

#### Последовательность выполнения упражнения:

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

2) Определяем среднемаксимальные касательные силы резания:

а) по формуле А.Н. Зеленина (при  $b = 0,01 \div 0,1$  м):

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

б) по формуле А.Н. Зеленина (при  $b > 0,1$ , м):

$$P_2 = 10 \cdot C \cdot h \cdot \sqrt{b} \cdot \left(1 + \frac{\alpha - 30^\circ}{80^\circ}\right) \cdot \mu \cdot \Delta \cdot \beta \cdot Z \quad \text{Н}, \quad (2)$$

в) по формуле А.Н. Зеленина с учётом зон разрушения:  
при  $b = 0,01 \div 0,1$  м:

$$P_3 = \left[ \zeta \cdot h \cdot b \cdot \sigma_p \cdot \sin \alpha + 10 \cdot C \cdot h_2 \cdot (1 + 0,55 \cdot b) \cdot \left(1 - \frac{90^\circ - \alpha}{150^\circ} \cdot \mu \cdot \Delta \cdot \beta \right) \right] \cdot Z \quad \text{Н}, \quad (3)$$

при  $b > 0,1$  м:

$$P_4 = \left[ \zeta \cdot h \cdot b \cdot \sigma_p \cdot \sin \alpha + 10 \cdot C \cdot h_2 \cdot \sqrt{b} \cdot \left(1 + \frac{\alpha - 30^\circ}{80^\circ} \cdot \mu \cdot \Delta \cdot \beta \right) \right] \cdot Z \quad \text{Н}, \quad (4)$$

г) по формуле Ю.А. Ветрова:

$$P_5 = m_{св} \cdot (\varphi \cdot F_{своб} + \eta_{бок} \cdot F_{бок} + \eta_{бок.ср.} \cdot L_{бок.ср.} + \eta_{пл.изн.} \cdot h \cdot L_{пл.изн.}) \quad \text{Н}, \quad (5)$$

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

$$C = (0,8 \div 1,2) \cdot \sigma_p, \quad \sigma_p - \text{в Н/см}^2;$$

$b$  - ширина наконечника зуба (табл.), в формулах (1), (2) -  $b$  в м; в формулах (3), (4) в первом слагаемом в см, во втором слагаемом -  $b$  в м; в формуле (5) -  $b$  в см;

$h$  - глубина рыхления, см (табл.);

$\alpha$  - угол рыхления, град (табл.), при четырёхзвенной параллелограммной подвеске угол  $\alpha$  не зависит от глубины рыхления, при трёхзвенной подвеске угол  $\alpha$  изменяется с изменением  $h$  (модель МГ – I – 40<sup>X</sup>) при  $h=0$ ,  $\alpha = 32 \div 62^\circ$ , при  $h = h_{\max} = 0,45$  м,  $\alpha = 32 \div 53^\circ$ );

х) угол резания регулируется гидроцилиндром, в расчётах принимать  $\alpha = 45^\circ$ .

$\mu$  - коэффициент, учитывающий степень блокирования; для заблокированного резания  $\mu = 1$ , для полублокированного резания  $\mu = 0,75$ , для свободного резания  $\mu = 0,5$ ;

$\Delta$  - коэффициент, учитывающий затупление режущего наконечника (табл. );

$\beta$  - коэффициент, учитывающий угол заострения профиля (табл.); наконечники рыхлителей обычно имеют угол заострения  $180^\circ$ ;

$Z$  - количество зубьев (табл. );

$\zeta$  - коэффициент, характеризующий отношение истинной площади отрыва одним зубом к площади вертикальной проекции рабочего органа (табл. 3);

$\zeta = \frac{F_\phi}{b \cdot h}$ ,  $F_\phi$  - действительная площадь отрыва грунта;  $b \cdot h$  - площадь вертикальной проекции рабочего органа;

$h_2$  - высота ярко выраженной прямоугольной прорези грунта, см;

$h_2 = h - h_1$ ;

$\sigma_p$  - предельное напряжение на растяжение, Н/см<sup>2</sup> (рис. 2);

$m_{св}$  - удельная сила резания в лобовой части прорези при угле резания  $\alpha = 45^\circ$ , Н/см<sup>2</sup> (табл.);

$\varphi$  - коэффициент влияния угла резания;  $\varphi = 0,85$  при  $\alpha = 40^\circ$ ;  $\varphi = 1,0$  при  $\alpha = 45^\circ$ ;  $\varphi = 1,35$  при  $\alpha = 50^\circ$ ;

$\eta_{бок}$ ,  $\eta_{бок.ср.}$ ,  $\eta_{пл.изн.}$  - 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  $\eta_{пл.изн.}$  зависит от глубины резания, радиуса затупления или ширины площадки износа  $a$  (табл. ) и выбирается по табл.;

$F_{св}$  - площадь лобовой части поперечного сечения прорези, см<sup>2</sup>;

$F_{св} = b \cdot h \cdot Z$ ;

$F_{бок}$  - площадь разрушенного грунта в боковых расширениях прорези, см<sup>2</sup>;

$F_{бок} = h_1^2 \cdot ctg\gamma + l_1 \cdot h_1 \cdot (Z - 1)$ , где  $l_1$  - расстояние между соседними зубьями, см;  $l_1 = l - b$ ;  $l$  - расстояние между осями зубьев, см (табл. );  $\gamma = 30 \div 60^\circ$  - угол наклона расширяющейся прорези к горизонту;

$L_{бок.ср.}$  - суммарная длина линий бокового среза грунта, см;  $L_{бок.ср.} = 2 \cdot Z \cdot h_2$ ;

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

$L_{пл.изн.} = Z \cdot b$ .

Таблица 1 - Значение коэффициента  $\Delta$  (при  $h \geq 30$  см<sup>х)</sup>) и коэффициента  $\psi$

Общий показатель износа $a$ , см	0	0,6	1	2	3	4	5
Коэффициент $\Delta$ для мёрзлого грунта	0,85	1,0	1,15	1,35	1,6	1,85	2,1
Коэффициент $\psi$	0,1	0,15	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0

х) при  $h = 20-30$  см – указанные значения  $\Delta$  увеличиваются в 1,25 – 1,5 раза; при  $h = 10-20$  см – в 1,5 – 2,0 раза.

Таблица 2 - Значение коэффициента  $\beta$

Угол заострения зуба, град	180	120	90	60	50 – 15
Коэффициент $\beta$	1	0,96	0,90	0,83	0,81

Таблица 3 - Значения коэффициента  $\zeta$

Отношение $h/b$	1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент $\zeta$	2	3	3,7	4,2	4,2	3,9	3,4

Таблица 4 - Значение величины  $\frac{\eta_{пл.изн.}}{a}$

Глубина рыхления $h$ , см	10	20	30	40	50	60
Отношение $\frac{\eta_{пл.изн.}}{a}$ , ( $a$ в см)	0,224	0,137	0,116	0,100	0,091	0,071

Таблица 5 - Сводная таблица расчётных величин среднемаксимальных касательных сил резания статическими рыхлителями

при $b = 0,01-0,1$ м	$P_1 = K K H$	$P_3 = K K$	$P_5 = K K H$	$P = \frac{P_1 + P_3 + P_5}{3} = K K H$
при $b > 0,1$ м	$P_2 = K K H$	$P_4 = K K H$	$P_5 = K K H$	$P = \frac{P_2 + P_4 + P_5}{3} = K K H$

3) Определяем нормальную составляющую сопротивления грунта резанию рыхлителем:

$$N = P \cdot \psi \quad H, \quad (6)$$

где  $\psi$  - коэффициент, соответствующий отношению нормальной составляющей грунта к касательной, зависит в основном от степени затупления рабочего органа (табл. ).

4) Проверка работоспособности машины по сцеплению и тяговому усилию:

$$P \leq P_{\max}$$

$$P \leq (G - N) \cdot (\varphi_{\text{сц}} - f - i), \quad (7)$$

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

$G$  - сила тяжести рыхлителя, Н (см. табл. ),

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

$f$  - коэффициент передвижения;  $f = 0,1 \div 0,15$ ;

$i$  - уклон поверхности движения;  $i = 0,05 \div 0,1$ .

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

5) Определяем эксплуатационную производительность рыхлителя:

$$П_э = 3600 \cdot \frac{V}{T_{\text{ц}}} \cdot K_{\text{в}} \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (8)$$

где  $V$  - объём разрыхлённого грунта за цикл,  $\text{м}^3$ ;  $V = B \cdot h_{\text{эф}} \cdot L$ ;  $B$  - средняя ширина полосы рыхления за один проход, м;  $h_{\text{эф}}$  - эффективная глубина рыхления с учётом неточности управления рабочим органом и наличия гребешков неразрыхлённого грунта, м;  $h_{\text{эф}} = (0,6 - 0,8) \cdot h$ ;  $L$  - длина пути рыхления, м (табл. );

$T_{\text{ц}}$  - продолжительность цикла, с; при челночной схеме производства работ (при  $L$  до 500 м):

$$T_{\text{ц}} = \frac{L}{v_p} + \frac{L}{v_x} + t_c + t_o, \quad \text{с}$$

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

$$T_{\text{ц}} = \frac{L}{v_p} + t_c + t_o + t_n, \quad \text{с}$$

$v_p$  - средняя скорость рыхлителя при рабочем процессе, м/с;  
 $v_p = (0,6 - 0,7) \cdot v_1$ ;  $v_1$  - скорость движения рыхлителя на первой передаче, м/с (табл.); для тракторов с гидромеханической и электромеханической трансмиссией  $v_1 = 0,5 - 0,75$  м/с;  $v_x$  - средняя скорость рыхлителя при холостом ходе (задняя скорость трактора, табл.), м/с;  $t_c$  - время на переключение коробки переме-

ны передач, с;  $t_c = 3-6$  с;  $t_o$  - время на управление рабочим органом, с;  $t_o = 2-3$  с;  $t_n$  - время на разворот в конце участка, с;  $t_n = 5-12$  с;

$K_b$  - коэффициент использования рыхлителя по времени,  $K_b = 0,85-0,9$ .

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

$$B \cong K_n \cdot [b \cdot Z + 2 \cdot h_1 \cdot ctgy + l_1 \cdot (Z - 1)] \text{ м,} \quad (9)$$

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

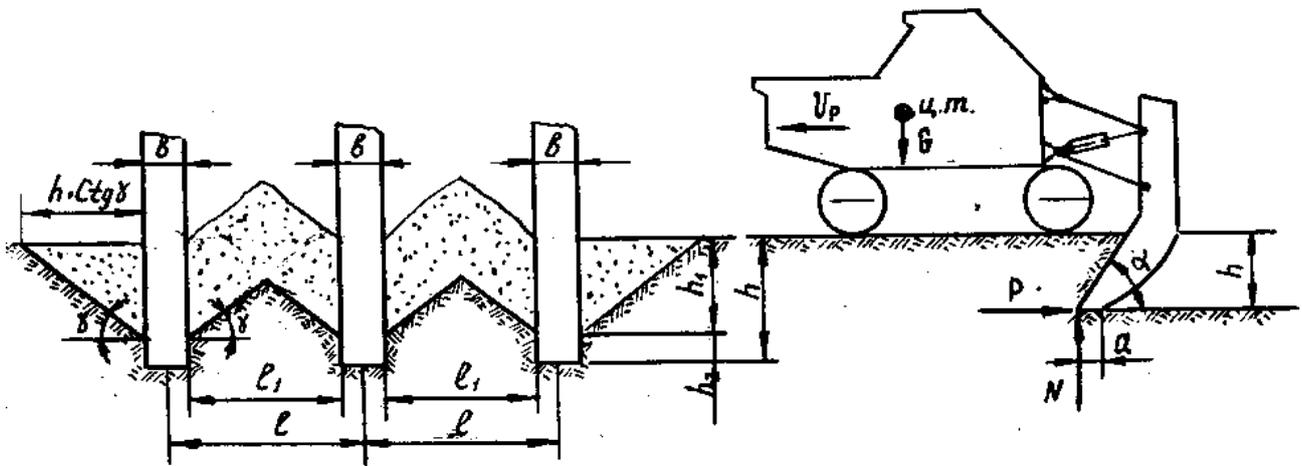


Рисунок 1 – Схемы к расчёту сопротивления грунта резания рыхлителем статического действия: а – схема сечения зоны разрушения грунта при первых проходах; б – схема основных конструктивных параметров рыхлителя и действующих усилий

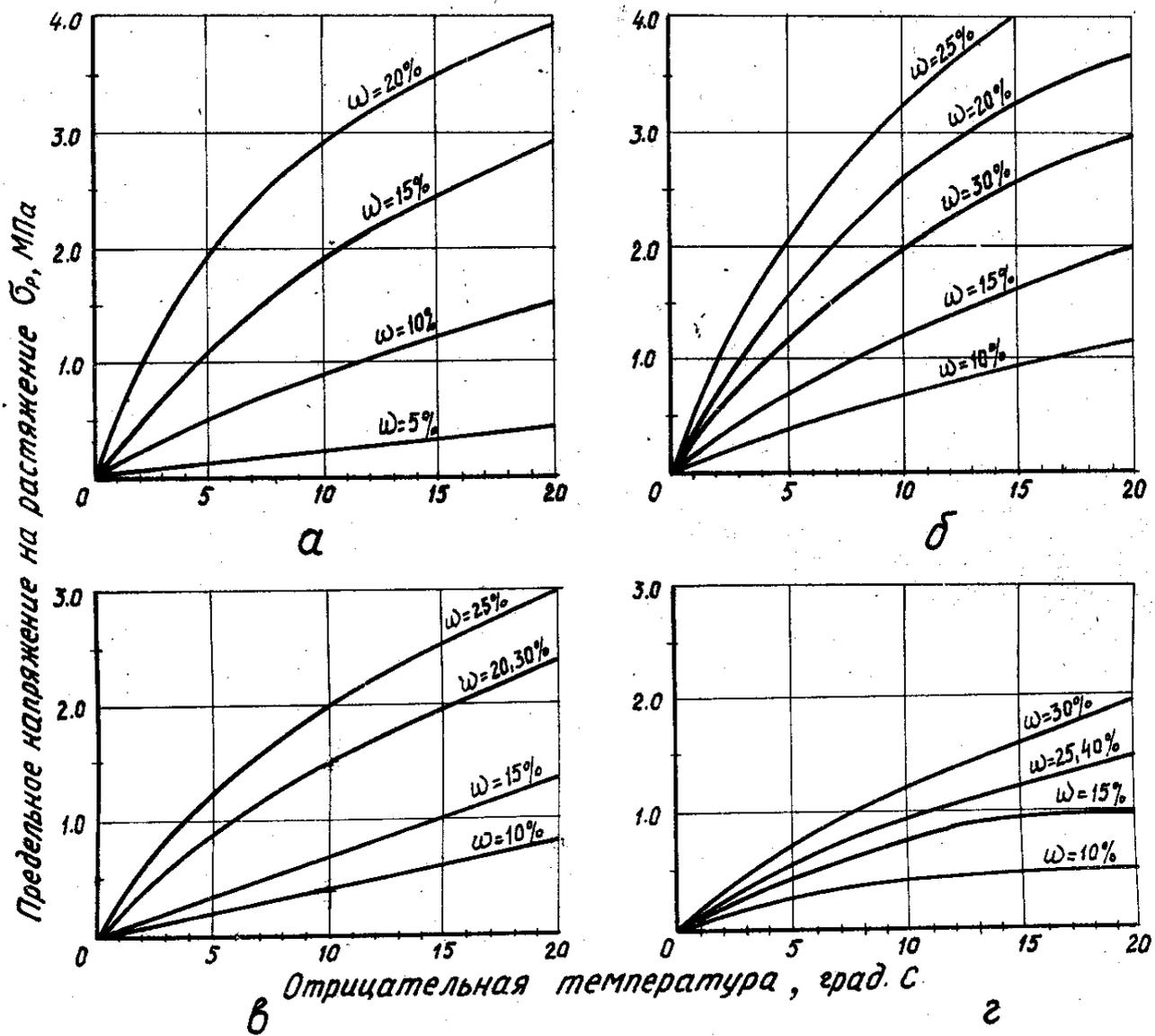


Рисунок 2 – Влияние влажности (%) и отрицательной температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) на сопротивление мёрзлых грунтов разрыву: а – песок; б – супесь; в – суглинок; г - глина

Таблица 6 - Техническая характеристика рыхлителей статического действия

Показатели	Модель рыхлителя						
	МГ – I – 40	ДП – 26С	ДП – 22С	Д – 671С	ДП – 9С	ДП – 10С	ДП – 11С
Наибольшее заглубление зубьев $h_{\max}$ , 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 $h_{\max}$ ) $\alpha$ , град	32 – 53 (трёхзвенная подвеска)	45	45	45	45	45	45 (четырёхзвенная подвеска)
Скорость передвижения, км/ч вперёд $v_p$	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 – 20	0 – 13,7	0 – 13,5
Общая масса $G$ , т	15,4	17,3	23,0	23,3	39,7	43,4	40,0
База	Т – 100М (Т – 130Г – I)	Т – 130Г – I	Т – 180КС	Т – 220	ДЭТ – 250М	Т – 330	Т – 500
Мощность двигателя $N$ , кВт	79,4 (103)	103	132	162	202	243	368
Наибольшее тяговое усилие $P_{\max}$ , кН	95	95	168	14,1	257	380	300

### Задание 6

#### *Тяговый расчёт самоходного скрепера с элеваторной загрузкой (2 часа)*

**Задание:** Определить основные параметры. Произвести тяговый расчёт и баланс мощности. Упражнение выполняется применительно к скреперам на одноосном тягаче с передними ведущими колёсами. Данные для расчёта приведены в табл.

#### Последовательность выполнения упражнения

1. Определяем массу гружёного скрепера. Расчёт ведётся из условия реализации максимальной мощности двигателя при равномерном движении с мак-

симальной транспортной скоростью и суммарном дорожном сопротивлении  $\Psi_1 = 0,025 \div 0,035$  по формуле:

$$m = \frac{367 \cdot \eta_m}{\Psi_1 \cdot v_{p \max}} \cdot \left( K_0 \cdot K_{\text{вых}} \cdot N_{e \max} - \frac{K_\omega \cdot F \cdot v_{p \max}^2}{3,6^2} \cdot \frac{v_{p \max}}{367 \cdot \eta_m} \right) \text{ кг}, \quad (1)$$

где  $\eta_m$  - механический к.п.д. трансмиссии;  $\eta_m = 0,8 \div 0,85$ .

$K_0$  - коэффициент, учитывающий отбор мощности на привод вспомогательных механизмов;  $K_0 = 0,90 \div 0,95$ ;

$K_{\text{вых}}$  - коэффициент выходной мощности двигателя,  $K_{\text{вых}} = 0,9$ ;

$K_\omega$  - коэффициент обтекаемости,  $K_\omega = 0,06 \div 0,07$  кгс  $c^2/m$ ;

$F$  - лобовая площадь одноосного тягача,  $m^2$  (приблизённо произведение ширины колеи на максимальную высоту тягача);  $F \approx 10 m^2$ ;

$v_{p \max}$  - максимальная расчётная транспортная скорость скрепера, км/ч, принимаем  $v_{p \max} = 45 \div 55$  км/ч;

$N_{e \max}$  - максимальная мощность двигателя, кВт.

В формуле (1) имеется ввиду, что:

$$m = m_c + m_r,$$

где  $m_c$  - масса одноосного тягача с седельным оборудованием (т.е. порожнего скрепера);

$m_r$  - масса загруженного грунта.

2. Определяем массу грунта, загруженного в скрепере:

$$m_r = \frac{\eta_G \cdot m}{1 + \eta_G} \text{ кг}, \quad (2)$$

где  $\eta_G$  - коэффициент тары скрепера;  $\eta_G = 0,75 \div 0,85$  - для скрепера с элеваторной загрузкой;  $\eta_G = 0,85 \div 1,15$  - для скрепера, загружаемого тяговым усилием.

3. Определение геометрической ёмкости ковша скрепера:

$$V_k = \frac{K_p \cdot m_r}{K_n \cdot \gamma_r} \text{ м}^3, \quad (3)$$

где  $K_p$  - коэффициент рыхления грунта (табл. 1);

$K_n$  - коэффициент наполнения ковша (табл. 1);

$\gamma_r$  - объёмный вес грунта, кгс/ $m^3$  (табл. 1).

4. Развеска по осям скрепера с элеваторной загрузкой принимается как у обычных скреперов с передними ведущими колёсами:

$$G_1 = (0,50 \div 0,45) \cdot G; \quad G_2 = (0,50 \div 0,55) \cdot G \quad - \text{ для гружёного скрепера}$$

$$G'_1 = (0,60 \div 0,70) \cdot G_c; \quad G'_2 = (0,40 \div 0,30) \cdot G_c; \quad - \text{ для порожнего скрепера}$$

где  $G_1$  и  $G'_1$  - нагрузка на переднюю ось;

$G_2$  и  $G'_2$  - нагрузка на заднюю ось;

$G$  - сила тяжести гружёного скрепера;  $G = m \cdot g$ , Н;

$G_c$  - сила тяжести порожнего скрепера;  $G_c = m_c \cdot g$ , Н;

$g$  - ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>.

5. Для определения расчётной силы тяги необходимо вычертить схему сил, действующих на скрепер (рис. 1). По схеме определить величины нормальных реакций грунта на колёса тягача и скрепера  $R_1$  и  $R_2$ . На скрепер действуют активные и реактивные силы. К активным силам относятся: сила тяжести порожнего скрепера  $G_c$ , грунта, набранного в ковш  $G_r$ , сила тяги одноосного тягача  $T_1$ ;

к реактивным силам относятся: нормальные реакции грунта на колёса тягача  $R_1$  и скрепера  $R_2$ , сила сопротивления качению колёс скрепера  $P_3$ , горизонтальная  $P_1$  и вертикальная  $P_2$  составляющие реакции грунта на ноже скрепера от силы  $P_{\text{коп}}$  сопротивления грунта копанию.

Геометрические параметры скрепера по табл. 1.

При определении  $R_1$  и  $R_2$  рекомендуется учитывать соотношение  $\Psi = \frac{P_2}{P_1} = 0,1 \div 0,5$ , которое растёт с наполнением ковша.

При работе на плотных грунтах принимается  $\Psi = 0,4 \div 0,5$  [58]. Составив уравнения равновесия относительно точки О (рис.1) и суммы проекций всех сил на горизонтальное и вертикальное направления, получим:

$$\begin{aligned} \sum M = 0 & \quad R_1 \cdot (d + a_1) - T_1 \cdot h_p - G_c \cdot (d - a) + G_r \cdot (e - b) - R_2 \cdot (e - a_2) = 0 \\ \sum X = 0 & \quad T_1 - P_3 - P_1 = 0 \\ \sum Y = 0 & \quad R_1 + R_2 + P_2 - G_c - G_r = 0 \end{aligned}$$

Значениями  $a_1$ ,  $a_2$  и величиной  $P_3$  пренебрегаем ввиду их малости по сравнению с  $d$ ,  $e$  и  $T_1$ . Сила тяги одноосного колёсного тягача:

$$T_1 = \theta \cdot \varphi_{\text{сц}} \cdot R_1,$$

где  $\theta$  - коэффициент, учитывающий степень использования максимальной силы тяги одноосного колёсного тягача; при коэффициенте буксования  $\varphi_{\text{сц}}$  - коэффициент сцепления шины с грунтом (табл. 1).

$\delta = 20\%$	$\theta = 0,70 \div 0,73$
$\delta = 30\%$	$\theta = 0,73 \div 0,75$
$\delta = 100\%$	$\theta = 1,0$

Решив совместно полученные уравнения с учётом указанных допущений и значения силы тяги одноосного тягача, получим:

$$R_1 = \frac{G_c \cdot (L - a) + G_p \cdot b}{d - \theta \cdot \varphi_{\text{сн}} \cdot h_p + e \cdot (1 + \psi \cdot \theta \cdot \varphi_{\text{сн}})} \text{ Н}, \quad (4)$$

$$R_2 = G_c + G_r - R_1 \cdot (1 + \psi \cdot \theta \cdot \varphi_{\text{сн}}) \text{ Н}, \quad (5)$$

При определении расчётной силы тяги одноосного тягача в целях повышения производительности расчёт производим при работе скрепера с максимальной тяговой мощностью. Сила тяги на этом режиме будет:

$$T_1 = (0,70 \div 0,73) \cdot \varphi_{\text{сн}} \cdot R_1 \text{ Н} \quad (6)$$

б. Определяем мощность двигателя, потребную для привода колёсного движителя скрепера при работе на режиме максимальной тяговой мощности:

$$N_k = 10^{-3} \cdot [T_1 + f \cdot (R_1 + R_2)] \cdot v_{p1} \cdot \frac{1}{\eta_m \cdot K_{\text{ит}}} \text{ кВт} \quad (7)$$

где  $T_1$ ,  $R_1$  и  $R_2$  в Н;

$f$  - коэффициент сопротивления качению колеса;  $f = 0,1 \div 0,24$  для рыхлых грунтов;  $f = 0,05 \div 0,11$  для свежесрезанных плотных грунтов [58];

$v_{p1}$  - первая расчётная рабочая скорость одноосного тягача, м/с;

$\eta_m$  - механический К.П.Д. трансмиссии;  $\eta_m = 0,8 \div 0,86$ ;

$K_{\text{ит}}$  - коэффициент использования силы тяги скрепера;  $K_{\text{ит}} = 0,7 \div 0,75$ .

Для определения  $v_{p1}$  необходимо иметь общее передаточное число трансмиссии на первой рабочей передаче, получаемое по регуляторной характеристике дизельного двигателя. Для получения максимальной силы тяги тягача  $T_1$ , соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя, имеем:

$$M_{e_{\text{max}}} = M_e \cdot X_p$$

где  $M_e$  - крутящий момент на валу двигателя, соответствующий максимальной мощности двигателя, Н·м;

$X_p$  - коэффициент приспособляемости двигателя;  $X_p = 1,08 \div 1,15$  - с корректором;  $X_p = 1,00 \div 1,05$  - без корректора;

$$M_e = \frac{10^3 \cdot N_{e_{\text{max}}}}{\omega_e} \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (8)$$

где  $N_{e\max}$  в кВт (табл. 1);

$\omega_e$  - угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;

$$\omega_e = \frac{\pi \cdot n_e}{30};$$

$n_e$  - частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин, (табл. 1).

Крутящий момент на ведущем колесе:

$$M_k = T_1 \cdot r_c = M_{e\max} \cdot i \cdot \eta_m$$

откуда передаточное число трансмиссии на первой рабочей передаче:

$$i = \frac{T_1 \cdot r_c}{M_{e\max} \cdot \eta_m}, \quad (9)$$

где  $T_1$  в Н;  $M_{e\max}$  в Н·м;

$r_c$  - статический радиус пневматического колеса под нагрузкой, м; для заданного в табл. 1 размера шины определяется по табл. 1.

Частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту:

$$n_{e\max} = n_e \cdot x_o \text{ об/мин,}$$

где  $x_o$  - коэффициент снижения частоты вращения коленчатого вала;  
 $x_o = 0,60 \div 0,75$ ;

Угловая скорость вращения ведущего колеса:

$$\omega_k = \frac{\omega_{e\max}}{i} = \frac{\pi \cdot n_e \cdot x_o}{30 \cdot i} \text{ рад/с.}$$

Первая расчётная рабочая скорость одноосного тягача:

$$v_{pI} = \omega_k \cdot r_c \text{ м/с}$$

7. Находим проекцию площади стружки  $S_r$  на плоскость перпендикулярную к направлению движения. Для скрепера с элеваторной загрузкой приближённо принимают, что сила сопротивления грунта копанию  $P_{\text{коп}}$  складывается из силы сопротивления грунта резанию  $P_p$  и силы трения ножа о грунт  $P_{\text{тр}}$ , тогда:

$$P_{\text{коп}} = P_p + P_{\text{тр}} = K_r \cdot S_r \cdot (1 + \mu_2 \cdot \psi),$$

приравнивая:  $T_1 = P_{\text{коп}}$  получим:

$$S_r = \frac{K_{нт} \cdot T_1}{K_r \cdot (1 + \mu_2 \cdot \psi)} \quad \text{м}^2$$

где  $K_r$  - коэффициент удельного сопротивления грунта резанию,  $\text{кН/м}^2$ ;

$K_r = 20 \div 120 \text{ кН/м}^2$  - для I категории грунта (табл. 1);

$S_r$  - проекции площади стружки грунта на плоскость перпендикулярную к направлению движения скрепера,  $\text{м}^2$ ;

$\mu_2$  - коэффициент трения грунта по стали;  $\mu_2 = 0,35 \div 0,8$ .

8. Определяем теоретическую производительность по объёму вырезанного грунта в плотном теле:

$$P_o = 3600 \cdot S_r \cdot v_{д1} = \frac{3600 \cdot S_r \cdot v_{р1}}{K \cdot (1 + \mu_2 \cdot \psi)} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{100}\right) \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (10)$$

где  $v_{д1}$  - действительная скорость движения скрепера на первой рабочей передаче и на режиме максимальной тяговой мощности,  $\text{м/с}$ ;  $v_{д1} = v_{р1} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{100}\right)$ ;

$\delta$  - коэффициент буксования колёсного движителя;  $\delta = 18 - 22\%$  - при работе скрепера на режиме максимальной тяговой мощности;

$h_c$  - высота скребка,  $\text{м}$ ;  $h_c = 0,15 \div 0,20 \text{ м}$ ;

$K'_H$  - коэффициент заполнения скребкового элеватора, зависит от угла наклона рабочей цепи к горизонту; при  $\alpha$  (рис. 1в) равном 25, 38 и 52 град  $K'_H$  соответственно равен 0,74; 0,58 и 0,32.

Рекомендуется [48] для обеспечения нормального заполнения и отсутствия призмы волочения перед ножом скрепера  $v_n$  принимать в 2,0 ÷ 2,3 раза больше скорости поступательного движения стружки.

9. Определяем размеры ковша скрепера:

$$L_k = \sqrt{\frac{\Omega \cdot V_k}{B_k}} \quad H_k \approx \sqrt{\frac{V_k}{\Omega \cdot B_k}} \quad \text{м}, \quad (11)$$

где  $L_k$  и  $H_k$  - длина и высота ковша,  $\text{м}$ ;

$V_k$  - геометрическая ёмкость ковша скрепера,  $\text{м}^3$ ;

$B_k$  - ширина ковша,  $\text{м}$ ;

$\Omega$  - отношение между длиной и высотой ковша,  $\Omega = \frac{L_k}{H_k}$ ; назначается в за-

висимости от геометрической ёмкости:

$V_k, \text{м}^3$	4 – 6	6 – 8	10 – 12	15 - 18
$\Omega = \frac{L_k}{H_k}$	1,00 – 0,82	0,90 – 0,80	0,96 – 0,85	1,00

10. Определяем длину скребкового элеватора, обеспечивающую заполнение ковша с «шапкой» (рис. 1в):

$$L_3 = \frac{L_k \cdot \operatorname{tg} \varepsilon + H_k - (H - h_p) \cdot (1 + \operatorname{ctg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varepsilon)}{(1 + \operatorname{ctg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varepsilon) \cdot \sin \alpha} \text{ м,} \quad (12)$$

где  $H$  - расстояние от оси нижней звёздочки до поверхности грунта, м

$$H = \frac{d}{2} + h_c + \Delta, \text{ м,}$$

$d$  - диаметр ведущей звёздочки скребкового элеватора, м;  $d = 0,3 \div 0,5$  м;

$\Delta$  - зазор между скребком элеватора и днищем ковша, м;  $\Delta = 0,05 \div 0,1$  м;

$h_c$  - толщина разрабатываемой стружки, м;

$\varepsilon$  - угол обсыпки грунта в ковше скрепера;  $\varepsilon = 15 \div 20^\circ$ .

11. Определяем мощность  $N_3$ , необходимую для привода скребкового элеватора:

$$N_3 = N_n + N_{тр} = \frac{\Pi_o \cdot \gamma_r \cdot H_3}{367 \cdot 10^3 \cdot \eta_{ц}} \cdot (1 + \mu_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha) \text{ кВт,} \quad (13)$$

где  $N_n$  - мощность, необходимая на подъём грунта скребковым элеватором;

$N_{тр}$  - мощность, необходимая на преодоление сопротивления трению, находящегося между скребками элеватора о грунт в ковше [20];

$\Pi_o$  - в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $\gamma_r$  - в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$H_3$  - высота заполнения ковша скрепера, м;  $H_3 = H_k + (0,2 \div 0,3)$  м;

$\eta_{ц}$  - к.п.д. рабочей цепи скребкового элеватора;  $\eta_{ц} = 0,45 \div 0,50$ .

12. Составляем баланс мощности. Максимальная мощность двигателя  $N_{e\max}$  должна быть достаточна для привода колёсного движителя  $N_k$ , элеватора и вспомогательных механизмов  $N_o$ :

$$N_{e\max} = N_k + N_3 + N_o, \quad (14)$$

где  $N_3 = 5 \div 7\%$  от  $N_{e\max}$ .

Если это условие не соблюдается, то необходимо установить дополнительный двигатель для привода скребкового элеватора или уменьшить ёмкость ковша, добиваясь соблюдения баланса мощности.

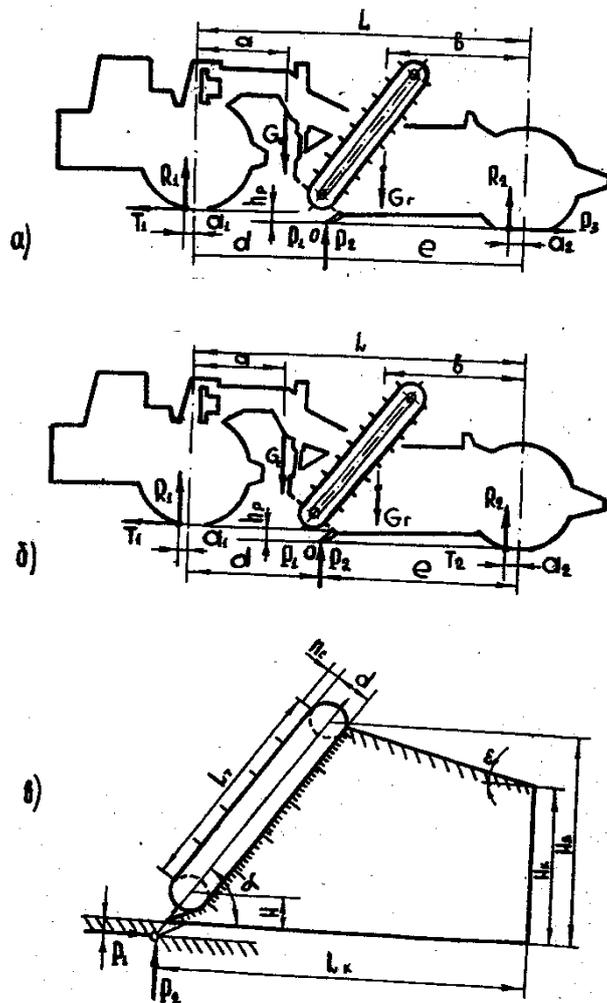


Рисунок 1 – Схема сил, действующих на самоходный скрепер:  
 а – с передними ведущими колёсами; б – со всеми ведущими колёсами;  
 в – схема расчёта необходимой длины скребкового элеватора

**Таблица заданий к упражнению №6**

Вариант	Удельное сопротивление грунта резанию кН/м	Тягач				Параметры к схеме сил на рис. 26а					
		марка	мощность двигателя $N_{e\max}$ , кВт	частота вращения вала двигателя $n_e$ , об/мин	размеры шин	база $L$ , мм	$a$ , мм	$a_1 = a_2$ , мм	$b$ , мм	$d$ , мм	$e$ , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	20	МАЗ-592Е	151	2100	21.00-28	6150	1757	220	2636	2489	3661
2	25	МАЗ-529В	132,5	2100	21.00-28	5885	1681	210	2522	2382	3503
3	35	МоАЗ-546П	176,7	2100	21.00-28	6900	1971	246	2957	2793	4101
4	40	МоАЗ-546А	220	1900	26.50-25	7000	2000	250	3000	2833	4167
5	45	МоАЗ-546	158,5	1700	26.50-25	6900	1971	246	2957	2793	4107
6	50	БелАЗ-531	265	2100	27.00-33	8200	2343	293	3514	3319	4880
7	55	МАЗ-592Е	151	2100	21.00-28	6160	1757	220	2636	2489	3661
8	60	МАЗ-529В	132,5	2100	21.00-28	5885	1681	210	2522	2382	3503
9	65	МоАЗ-546П	176,7	2100	21.00-28	6900	1971	246	2957	2793	4101
10	70	МоАЗ-546А	220	1900	26.50-25	7000	2000	250	3000	2833	4167
11	75	МоАЗ-546	158,5	1700	26.50-25	6900	1071	246	2957	2793	4107
12	80	БелАЗ-581	265	2100	27.00-33	8200	2343	293	3514	3819	4880
13	85	МАЗ-592Е	151	2100	21.00-28	6160	1757	220	2636	2489	3661
14	90	МАЗ-529В	132,5	2100	21.00-28	5885	1681	210	2522	2382	3503
15	95	МоАЗ-546П	176,7	2100	21.00-28	6900	1971	246	2957	2793	4101
16	100	МоАЗ-546А	220	1900	26.50-25	7000	2000	250	3000	2883	4167
17	110	МоАЗ-546	158,5	1700	26.50-25	6900	1971	246	2957	2793	4101
18	120	БелАЗ-531	265	2100	27.00-33	8200	2343	293	3514	3319	4880
19	20	МоАЗ-546	158,5	1700	26.50-25	6900	1971	246	2957	2793	4101
20	25	МоАЗ-546А	220	1900	26.50-25	7000	2000	250	3000	2833	4167
21	30	БелАЗ-531	265	2100	27.00-33	8200	2343	293	3514	3319	4880
22	40	МоАЗ-546П	176,7	2100	21.00-28	6900	1971	246	2957	2793	4101
23	50	МАЗ-529В	132,5	2100	21.00-28	5885	1681	210	2522	2382	3503
24	60	МАЗ-592Е	151	2100	21.00-28	6150	1757	220	2636	2489	3661
25	70	БелАЗ-531	265	2100	27.00-33	8200	2343	293	3514	3319	4880
26	80	МоАЗ-546А	220	1900	26.50-25	7000	2000	250	3000	2833	4167
27	90	МоАЗ-546П	176,7	2100	21.00-28	6900	1971	246	2957	2793	4101
28	100	БелАЗ-531	265	2100	27.00-33	8200	2343	293	3514	3319	4880
29	110	МАЗ-592Е	151	2100	21.00-28	6150	1757	220	2636	2489	3661
30	120	МАЗ-529В	132,5	2100	21.00-28	5885	1681	210	2522	2382	3503

**Задание 7**

***Тяговый расчёт автогрейдера(2 часа)***

Задание: Выбрать основные параметры. Произвести тяговый расчёт и определить баланс мощности. Данные для расчёта приведены в табл. 1.

Последовательность выполнения упражнения:

1. Определяем общую (конструктивную) массу автогрейдера. По ГОСТ 9420-69 масса является главным параметром автогрейдера, которые подразделяются на лёгкие (9т), средние (13т) и тяжёлые (19т). Масса автогрейдера опре-

деляется исходя из максимально возможной силы тяги, реализуемой на отвале при вырезании части кювета:

$$m = \frac{K_1 \cdot F \cdot K_k}{\psi \cdot \varphi_{\text{сц}} \cdot n \cdot g} \text{ кг}, \quad (1)$$

где  $K_1$  - коэффициент, учитывающий неравномерность сечения стружки при проходах и возможность уменьшения сцепного веса из-за вертикальной реакции грунта на рабочий орган;  $K_1 = 1,25 \div 1,35$ .

$F$  - площадь поперечного сечения кювета,  $\text{см}^2$  (определяется по параметрам забоя, приведены в табл. 1);

$K_k$  - удельное сопротивление грунта копанию,  $\text{Н/см}^2$ ;  $K_k = 20 \div 24 \text{ Н/см}^2$ ;

$\psi$  - коэффициент, учитывающий колёсную формулу автогрейдера;  $\psi = 1,0$  - для автогрейдера с колёсной формулой  $2 \times 2 \times 2$  и  $3 \times 3 \times 3$ ;  $\psi = 0,70 \div 0,75$  - для автогрейдера с колёсной формулой  $1 \times 2 \times 3$  и  $1 \times 1 \times 2$ .

$\varphi_{\text{сц}}$  - коэффициент сцепления; при работе буксования  $\delta = 18 - 22\%$   
 $\varphi_{\text{сц}} = 0,7 - 0,8$ ;

$n$  - заданное число проходов;

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

Для средних условий работы и заданном числе проходов массу автогрейдера можно определить по графикам (рис. 1 д), построенным по формуле [48]:

$$m = 18,4 \cdot \frac{h^2}{n} \text{ т}, \quad (2)$$

где  $h$  - глубина кювета, м;

$n$  - число проходов.

Если масса автогрейдера задана, то определяем число проходов, потребное для разработки кювета:

$$n = \frac{K_1 \cdot F \cdot K_k}{m \cdot \psi \cdot \varphi_{\text{сц}} \cdot g}. \quad (3)$$

2. Определяем среднее значение стружки грунта, разрабатываемой за один проход:

$$F_1 = \frac{F}{n}. \quad (4)$$

3. Определяем сцепную силу тяжести автогрейдера:

$$G_{\text{сц}} = m \cdot g \cdot \varphi_{\text{сц}} \cdot \psi \text{ Н}, \quad (5)$$

где  $m$  - в кг;  $g$  - в  $\text{м/с}^2$ .

4. Определяем параметры отвала (рис. 1 в, г):

Площадь поперечного сечения валика грунта перед отвалом  $F_r = F_1 \cdot K_p$  ( $K_p$  - коэффициент разрыхления грунта;  $K_p = 1,20 \div 1,25$ ) должна разместиться в виде призмы волочения. Высота отвала:

$$H = 0,174 \cdot \sqrt{m} \text{ м}, \quad (6)$$

где  $m$  - масса автогрейдера, т.

Длина отвала:

$$l = 1,06 \cdot \sqrt{m} \text{ м}, \quad (7)$$

где  $m$  - масса автогрейдера, т.

Осреднённые параметры углов (рис. 1 в, г) принимают:  $\alpha = 35^\circ$ ;  $\rho = 25^\circ$ ;  $\varphi = 40^\circ$ ;  $\gamma_1 = 30^\circ$ . Отвал выполняют по радиусу:

$$R = \frac{H}{\cos\varphi + \cos\gamma_1} \text{ м}, \quad (8)$$

5. Производим тяговый расчёт автогрейдера при рабочем режиме и установившемся движении:

6.

$$\sum W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 \pm W_6, \quad (9)$$

где  $W_1$  - сопротивление грунта резанию ножом;

$W_2$  - сопротивление перемещению призмы волочения;

$W_3$  - сопротивление трения грунта призмы волочения по отвалу (вдоль);

$W_4$  - сопротивление трения грунта призмы волочения по отвалу (вверх);

$W_5$  - сопротивление перекатыванию колёс;

$W_6$  - сопротивление преодоления уклона поверхности движения.

$$W_1 = F_1 \cdot K_1 \cdot H, \quad (10)$$

где  $F_1$  - площадь поперечного сечения вырезаемой стружки,  $\text{см}^2$ ;

$F_1 = \frac{l \cdot h \cdot \sin\alpha}{4 \cdot \cos\delta'}$  (при условии резания грунта отвалом, погруженным в грунт на 0,5 длины);

$h$  - толщина разрабатываемой стружки, см;  $h = \left( \frac{1}{65} \div \frac{1}{70} \right) \cdot H$ ;

$\delta'$  - угол наклона ножа в вертикальной плоскости нормальной к продольной оси машины;  $\delta' = 0 - 90^\circ$ ,  $\delta'_{\text{онт}} = 35^\circ$ ;

$\alpha$  - угол захвата ножа;  $\alpha = 30 \div 90^\circ$ ;  $\alpha_{\text{онт}} = 30 \div 34^\circ$  при  $\rho = 22 \div 30^\circ$ , здесь  $\rho$  - угол трения грунта;

$l$  - длина отвала, см.

Сопротивление перемещению призмы волочения грунта:

$$W_2 = Q_{\text{гр}} \cdot \mu_1 \cdot \sin \alpha, \quad (11)$$

где  $Q_{\text{гр}}$  - вес призмы грунта (сила тяжести), Н;

$$Q_{\text{гр}} = g \cdot V \cdot \gamma \quad (12)$$

Объём призмы перед отвалом при частично погруженном конце отвала:

$$V = \frac{(H - h_{\text{cp}})^2 \cdot l \cdot K_{\text{н}}}{2 \cdot \text{tg} \varphi_1} \quad \text{м}^3 \quad (13)$$

где  $h_{\text{cp}}$  - средняя глубина резания, м;  $h_{\text{cp}} = \frac{H}{4}$ ;

$\gamma$  - объёмный вес грунта призмы волочения (см. т. 3),  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\mu_1$  - коэффициент внутреннего трения грунта о грунт;  $\mu_1 = 0,58 \div 1,0$ ;

$\varphi_1$  - угол естественного откоса насыпного грунта;  $\varphi_1 = 30 \div 45^\circ$ .

Сопротивление трения грунта призмы волочения по отвалу:

$$W_3 = Q_{\text{гр}} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \cos \alpha \quad \text{Н}, \quad (14)$$

где  $\mu_2$  - коэффициент трения грунта о металл;  $\mu_2 = 0,73 \div 1,0$ .

Сопротивление движению грунта вверх по отвалу:

$$W_4 = Q_{\text{гр}} \cdot \cos^2 \gamma_1 \cdot \sin \alpha \cdot \mu_2 \quad \text{Н}, \quad (15)$$

где  $\gamma_1$  - угол резания ножа;  $\gamma_1 = 30^\circ$ .

Сопротивление перекачиванию колёс:

$$W_5 = m \cdot g \cdot \cos \beta \cdot [(1 - a) \cdot f + a \cdot \mu_2] \quad \text{Н} \quad (16)$$

где  $\beta$  - угол наклона участка работы в направлении движения;  $\beta = 10^\circ$ ;

$a$  - коэффициент, учитывающий часть силы тяжести, воспринимаемой отвалом и передаваемой на грунт;  $a = 0 \div 0,5$ , обычно принимают  $a = 0,25$ ;

$f$  - коэффициент сопротивления качению колёс;  $f = 0,015 \div 0,20$ , зависит от вида и состояния поверхности движения.

Сопротивление преодоления подъёма:

$$W_6 = m \cdot g \cdot \sin\beta \quad \text{Н.} \quad (17)$$

Первые четыре составляющие сопротивления  $W_1 + W_2 + W_3 + W_4$  являются сопротивлением копанию:

$$W_{\text{кон}} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (18)$$

При движении автогрейдера с ускорением, возникающим при изменении скорости движения, необходимо учитывать сопротивление от сил инерции:

$$W_7 = \left( \varepsilon \cdot m + \frac{Q_{\text{гр}}}{g} \right) \cdot \frac{dv_p}{dt} \quad \text{Н,} \quad (19)$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент учета вращающихся масс,  $\varepsilon = 1,1 \div 1,15$ ;

$m$  - в кг;  $Q_{\text{гр}}$  - в Н;

$v_p$  - скорость движения, м/с;  $v_p = 1 \div 2$  м/с;

$t$  - время разгона, с;  $t = 3 \div 5$  с.

При наезде автогрейдера на непреодолимое препятствие возникает дополнительное динамическое сопротивление  $W_8$ , на величину которого оказывает влияние масса автогрейдера и препятствия, их жёсткости и скорость в момент соударения:

$$W_8 = v_p \cdot \sqrt{m \cdot C_0} \quad \text{Н,} \quad (20)$$

где  $v_p$  - скорость автогрейдера в момент соударения, м/с;  $v_p = 1 \div 2$  м/с;

$m$  - масса автогрейдера, кг;

$C_0$  - суммарная жёсткость автогрейдера (рис. 1 е), Н/м;

$$C_0 = \frac{C_1 + C_2}{C_2 + \frac{1,5 \cdot H_1^2 \cdot C_1}{L^2}} \quad \text{Н/м,} \quad (21)$$

где  $C_1$  - жёсткость металлоконструкции автогрейдера, зависящая от величины цепного веса (табл. 1), Н/м;

$C_2$  - суммарная жёсткость колёс, Н/м;

$C_2 = 4 \cdot C_{\text{ш}}$  - суммарная жёсткость шин задних колёс;

$C_2 = 2 \cdot C_{\text{ш}}$  - суммарная жёсткость передних колёс;

$C_{\text{ш}}$  - динамическая жёсткость шины (табл. 2), Н/м;

$H_1$  - координата центра тяжести автогрейдера, м;  $H_1 = 1,2 \div 1,5$  м;

$L$  - база автогрейдера, м;  $L = 4 \div 6$  м.

Таблица 1 - Значение жёсткости металлоконструкции автогрейдера ( $C_1$ )

Сила тяжести, приходящаяся на ведущие колёса, кН	60	80	100	120
Жёсткость металлоконструкции $C_1$ , Н/м	$12 \cdot 10^5$	$15 \cdot 10^5$	$17,5 \cdot 10^5$	$19,5 \cdot 10^5$

Таблица 2 - Значение динамической жёсткости шин  $C_2$  в Н/м

Обозначение шины	Нагрузка, кН	Давление воздуха в шинах, МПа			
		0,25	0,19	0,13	10,07
16,00 – 24	25 – 35	$45 \cdot 10^3$	$37 \cdot 10^3$	$30 \cdot 10^3$	$25 \cdot 10^3$
12,00 – 20	15	$55 \cdot 10^3$	-	-	-
1140×700	25 - 35	-	$57,5 \cdot 10^3$	$42,5 \cdot 10^3$	$42,5 \cdot 10^3$

При транспортном режиме на автогрейдер действуют сопротивления:

$$\sum W_{i,r} = W'_5 + W_6 + W_7 + W_9 \quad \text{Н}, \quad (22)$$

где

$$W'_5 = m \cdot g \cdot \cos\beta \cdot f \cdot H \quad (23)$$

$$W_7 = \varepsilon \cdot m \cdot \frac{dv_{tr}}{dt} \quad (24)$$

$$v_{tr} = 10 \text{ м/с}; \quad t = 3 \div 5 \text{ с};$$

$W_9$  - сопротивление движению воздуха, Н/м<sup>2</sup> ;

$$W_9 = \frac{K \cdot F_b \cdot v^2}{3,6} \quad (25)$$

$K$  - коэффициент сопротивления движению воздуха, Н/м<sup>2</sup> ;  
 $K = 0,6 \div 0,8 \text{ Н/м}^2$  ;

$F_b$  - лобовая площадь автогрейдера, м<sup>2</sup> ;  $F_b \approx 5 \div 6 \text{ м}^2$  ;

$v$  - в км/ч.

7. Определяем мощность двигателя, потребную для работы автогрейдера на рабочем и транспортном режимах:

8.

$$N_{двиг} = 10^{-3} \cdot \sum W_i \cdot v_p \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad \text{кВт}, \quad (26)$$

$$N_{\text{двиг}} = 10^{-3} \cdot \sum W_{i\tau} \cdot v_{\text{тр}} \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad \text{кВт}, \quad (27)$$

где  $\sum W_i$  и  $\sum W_{i\tau}$  в Н;

$v_{\text{тр}}$  и  $v_p$  в м/с;

$\eta_1$  - механический к.п.д. трансмиссии;  $\eta_1 = 0,75 \div 0,85$ ;

$\eta_2$  - коэффициент уменьшения мощности двигателя из-за неустановившейся нагрузки;  $\eta_2 = 0,9 \div 0,98$ .

Из двух мощностей двигатель выбирают по наибольшей.

9. Определяем максимальную силу тяги на колёсах автогрейдера при условии установки на нём выбранного двигателя:

10.

$$T_{\text{max}} = 10^3 \cdot \frac{N_{\text{emax}}}{v_p} \cdot x_p \cdot x_o \cdot \eta_1 \quad \text{Н}, \quad (28)$$

где  $N_{\text{emax}}$  - мощность выбранного двигателя, кВт;

$x_p$  - коэффициент приспособляемости двигателя (см. методику №5);

$x_o$  - коэффициент снижения частоты вращения коленчатого вала (см. методику №5);

$v_p$  - рабочая скорость движения, м/с.

11. Проверка работоспособности автогрейдера на рабочей передаче:

$$T_{\text{msx}} \geq \sum W_i \leq G_{\text{cut}} = m \cdot g \cdot \varphi_{\text{cut}} \cdot \psi. \quad (29)$$

В случае, если указанное условие не соблюдается, необходимо изменить режим работы автогрейдера.

## Варианты заданий к упражнению №7

Таблица 3

Вариант	Масса автогрейдера	Число проходов	Грунт	Параметры забоя кювета			U <sub>р1</sub> , км/ч
				глубина, м	внутренний откос	внешний откос	
1.	8,5	-	Песок	0,5	1 : 2	1 : 1	3,0
2.	-	6		0,6	1 : 2	1 : 1,1	3,1
3.	9	-		0,5	1 : 2,5	1 : 1,2	3,2
4.	-	5		0,6	1 : 2,5	1 : 1,3	3,3
5.	9,5	-		0,5	1 : 3	1 : 1,4	3,4
6.	-	4		0,6	1 : 3	1 : 1,5	3,5
7.	8,5	-	Супесь	0,5	1 : 2	1 : 1	3,6
8.	-	6		0,6	1 : 2	1 : 1,1	3,7
9.	9	-		0,5	1 : 1,25	1 : 1,2	3,75
10.	-	5		0,6	1 : 1,25	1 : 1,3	3,8
11.	9,5	-		0,5	1 : 3	1 : 1,4	3,9
12.	-	4		0,6	1 : 3	1 : 1,5	4,0
13.	12,5	-	Суглинок средний	0,7	1 : 2	1 : 1	4,1
14.	-	4		0,6	1 : 2	1 : 1,1	4,2
15.	13,0	-		0,7	1 : 2,5	1 : 1,2	4,25
16.	-	5		0,6	1 : 2,5	1 : 1,3	4,3
17.	13,5	-		0,7	1 : 3	1 : 1,4	4,4
18.	-	6		0,6	1 : 3	1 : 1,5	4,5
19.	12,5	-	Суглинок тяжёлый	0,7	1 : 2	1 : 1	3,6
20.	-	4		0,8	1 : 2	1 : 1,1	3,7
21.	13,0	-		0,7	1 : 1,25	1 : 1,2	3,75
22.	-	5		0,8	1 : 1,25	1 : 1,3	3,8
23.	13,5	-		0,7	1 : 3	1 : 1,4	3,9
24.	-	6		0,8	1 : 3	1 : 1,5	4,0
25.	18,6	-	Глина	0,7	1 : 2	1 : 1	4,1
26.	-	4		0,8	1 : 2	1 : 1,1	4,2
27.	19,0	-		0,7	1 : 2,5	1 : 1,2	4,25
28.	-	5		0,8	1 : 2,5	1 : 1,3	4,3
29.	19,5	-		0,7	1 : 3	1 : 1,4	4,4
30.	-	6		0,8	1 : 3	1 : 1,5	4,5

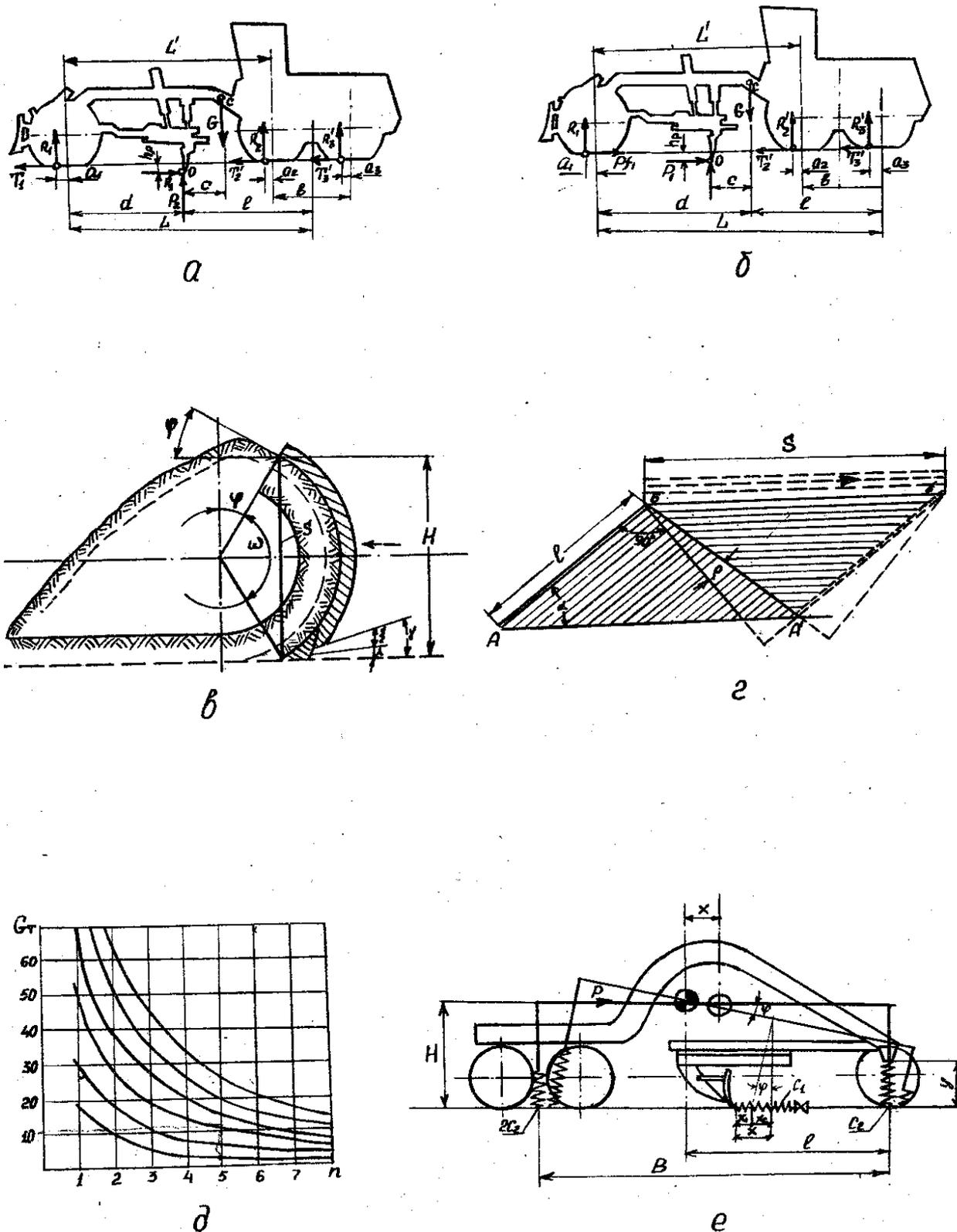


Рисунок 1 – Схемы: а, б – схемы сил, действующих на автогрейдер с колёсной формулой  $1 \times 3 \times 3$  и  $1 \times 2 \times 3$  соответственно; в, г – схемы к определению рабочей высоты и длины отвала соответственно; г, д – схемы к определению длину, радиуса и хорды отвала соответственно; е – определение основных параметров автогрейдеров по номограммам

## Примерные тесты по дисциплине

### Тема № 1

1. При положительных температурах грунт представляет собой:
  - A. однофазное дисперсное тело
  - B. двухфазное дисперсное тело
  - C. трехфазное дисперсное тело
  
2. Основными составляющими гранулометрического состава грунта являются:
  - A. суглинки
  - B. супеси
  - C. глины, пески
  
3. Отношение объема грунта в разрыхленном состоянии к объему, который занимал тот же грунт до разрыхления:
  - A. коэффициент резания
  - B. коэффициент разработки
  - C. коэффициент разрыхления
  
4. Влажность грунта характеризуется:
  - A. массой влажной пробы
  - B. массой сухой пробы
  - C. содержанием воды, в определенной навеске
  
5. Сжимаемость - характерное свойство грунтов изменять объем под действием:
  - A. веса
  - B. нагрузки
  - C. удара
  
6. Липкость – свойство большинства пластичных грунтов при определенной влажности:
  - A. изменять форму
  - B. прилипать к поверхности рабочих органов
  - C. увеличиваться в объеме при разработке
  
7. Абразивность – способность грунтов:
  - A. изнашивать трущуюся о них поверхность
  - B. увеличивать объем грунта, уменьшать его плотность и прочность
  - C. цементировать грунт с рабочей поверхностью инструмента
  
8. Механический способ разрушения грунтов:
  - A. резанием, сколом, отрывом
  - B. давлением газов

С. ультразвуком, током высокой частоты

9. Гидравлический способ разрушения грунтов

А. перевод в жидкое или газообразное состояние

В. всасыванием или размывом

С. при динамических или виброударных нагрузках

10. Физический способ разрушения грунтов

А. ручной

В. электромагнитным полем

С. струей воды

11. Режущая часть рабочего органа землеройных машин выполняется в виде:

А. зуба, отвала

В. сферического ножа

С. клина

12. Процесс отделения от массива при помощи режущей части рабочего органа стружки определенного сечения, называется:

А. копание

В. резание

С. перемещение

13. Копание – процесс:

А. отрыва грунта

В. обрушение грунта

С. резания и перемещения

14. При внедрении клина в грунт, резание будет:

А. заблокированное

В. полублокированное

С. свободное

15. Установившийся режим работы характерен для:

А. бульдозеров

Б. скреперов

С. многоковшовых экскаваторов

16. Неустановившийся режим работы характерен для:

А. бульдозеров

В. скреперов

С. многоковшовых экскаваторов

## Тема №2

1. Основные задачи рамы и движителя ходового оборудования:

- A. передвигать машину с рабочей скоростью
- B. передвигать машину с транспортной скоростью
- C. воспринимать нагрузки и передвигать машину с разными скоростями

2. Наиболее распространенные типы конструкций ходовых движителей машин:

- A. рельсовое
- B. шагающее
- C. плавучее
- D. гусеничное, пневмоколесное

3. Достоинство гусеничного хода:

- A. малая масса
- B. большая масса
- C. маневренность
- D. небольшое давление на грунт

4. Недостаток гусеничного хода:

- A. относительно равномерное распределение давления на грунт
- B. деформация поверхности грунтозацепами при движении
- C. достаточная мобильность

5. Гусеничный движитель представляет собой:

- A. замкнутую ленту, состоящую из отдельных звеньев
- B. гусеничные звенья, которые изготавливаются литыми, штампованными, сварными
- C. ленту из звеньев зацепляющуюся с ведущими звездочками

6. Многоопорное ходовое оборудование применяется при работе:

- A. в грунтах с большим количеством каменных включений
- B. на твердых грунтах
- C. при работе на мягких грунтах

7. Чтобы определить среднее давление машины на грунт надо знать:

- A. расстояние между осями опорных катков
- B. ширину колеи гусеничного хода
- C. ширину и длину опорной поверхности

8. В формуле суммарного сопротивления движению машины на гусеничном ходу, не учитывается:

- A. внутреннее сопротивление ходового механизма
- B. сопротивление при подъеме

С. сопротивление ветру

9. Линейные размеры гусеничного оборудования определяются уравнением регрессии, где (к):

А. масса машины

В. длина гусеницы

С. коэффициент основных размеров ходового оборудования

10. Достоинства пневмоколесного хода:

А. высокое давление на грунт

В. грузоподъемность

С. высокая транспортная скорость

11. Недостатки пневмоколесного хода:

А. сравнительно малый коэффициент сцепления колес с основанием

В. регулирование давления

С. малая масса

12. В формуле суммарного сопротивления машины на пневмоколесном ходу, не учитывается:

А. сопротивление повороту машины

В. сопротивление качению колес

С. сопротивление инерции при разгоне

13. Важный показатель пневмоколесного хода:

А. мобильность

В. маневренность

С. пневмоколесная формула

14. Шагающее ходовое оборудование обеспечивает:

А. высокую проходимость

В. создание малых давлений на грунт

С. высокую маневренность

15. В рабочем положении шагающий экскаватор опирается на:

А. опорные башмаки

В. опорный круг

С. главный, вспомогательный гидроцилиндры

16. Сопротивление передвижению машины на рельсовом ходу учитывает:

А. внутреннее сопротивление ходового механизма

В. сопротивление сил трения и качения

С. сопротивление движению на горизонтальном участке

17. Рельсовое ходовое оборудование применяется:
- А. в многоковшовых экскаваторах поперечного копания
  - В. в планировочных работах
  - С. в скреперных работах

18. Плавающий ход применяется в следующих машинах:
- А. гидроэлеваторах
  - В. гидромониторах
  - С. землесосных установках

### Тема №3

1. Мелиорация, это:

- А. коренное улучшение земель по интенсификации с/х производства
- В. поверхностное улучшение сенокосов и пастбищ
- С. первичная обработка почвы
- Д. совокупность мероприятий направленных на коренное улучшение земель

2. Регулирование водного режима путем осушения избыточно увлажненных почв и орошения почв в засушливых районах относится к работам:

- А. культуртехническим
- В. гидротехническим
- С. химическим

3. Культуртехнические работы это:

- А. работы связанные с устранением всех механических препятствий, мешающих обработке земель
- В. приведение земель в пахотнопригодное состояние
- С. процесс копания, перемещения и распределения материала

4. Какая из перечисленных операций не относится к корчевке пней:

- А. подготовка
- В. корчевка
- С. удаление
- Д. вспашка

5. Раздельный способ корчевания пней заключается в:

- А. корчевке, перевозке, сушке, сжигании
- В. корчевке, сжигании, перетряхивании, повторном сжигании
- С. корчевке, сушке, вывозу, сжигании

6. Назначение кусторезов:

- А. для валки и срезания леса
- В. для сплошного удаления растительности

С. для срезания надземной части кустарника

7. Ножевые (пассивные) рабочие органы кусторезов бывают:

А. с горизонтальными ножами

В. вращающимися ножами

С. рубящими (дробящими)

8. Ширина захвата кустореза с горизонтальными ножами

А. 2,5 – 3,6 м

В. 2,5 м

С. 1,5 – 2,0 м

9. Каким из способов корчуют крупные пни:

А. заглупление клыков под пень и извлечение из грунта путем поворота двухплечих рычагов рабочего органа

В. заглупление клыков под пень и сдвиг толкающим усилием трактора с подъемом корчевательного устройства

С. заглупление клыков под пень и сдвиг толкающим усилием трактора

10. Машина имеющая вращающиеся корчующие клыки

А. корчеватель с гидравлическим приводом

В. корчеватель с поворачивающимся отвалом

С. роторный корчеватель непрерывного действия

11. Рабочий орган камнеуборочной машины циклического действия:

А. отвал

В. гребенка

С. задние рыхлительные зубья

12. Лесовалочные машины предназначены:

А. для удаления кустарников и деревьев диаметром менее 20 см

В. для удаления кустарников и деревьев диаметром более 20 см

С. для удаления одиночно стоящих деревьев

13. Какой из способов сводки кустарниковой растительности более эффективный:

А. корчевка

В. срезка

С. запашка

Д. фрезерование

14. Звездообразная схема движения агрегата применяется при:

А. валке леса

В. уборке крупных камней

С. срезке растительности

15. Первичная обработка с выравниванием поверхности поля проводится:
- А. бульдозерами
  - В. скреперами
  - С. грейдерами
16. Основным способом первичной обработки вновь осваиваемых земель:
- А. вспашка
  - В. фрезерование
  - С. планировка
17. Кустарниково-болотный плуг более эффективно применяется на:
- А. осушенных болотах с разложившимся торфом
  - В. минеральных почвах
  - С. почвах с толщиной гумусового слоя не менее 20 см
18. Кустарниково-болотный плуг:
- А. трехкорпусной
  - В. двухкорпусной
  - С. однокорпусной
19. У тяжелых дисковых борон диаметр диска:
- А. 450 мм
  - В. 550 мм
  - С. 660 мм
20. Зазор между кромкой отбойной плиты и ножами фрезерного барабана:
- А. 2-3 мм
  - В. 3-5 мм
  - С. 5-7 мм
  - Д. 7-9 мм

#### Тема №4

1. В индексе ЭО-3312Б ( экскаватор одноковшовый ) первая цифра означает:
- А. исполнение рабочего оборудования
  - В. тип ходового устройства
  - С. размерную группу
  - Д. порядковый номер
2. В индексе ЭО-3312Б ( экскаватор одноковшовый ) вторая цифра означает:
- А. исполнение рабочего оборудования
  - В. тип ходового устройства
  - С. размерную группу
  - Д. порядковый номер

3. В индексе ЭО-3312Б ( экскаватор одноковшовый ) буква означает:

- A. размерную группу
- B. порядковый номер
- C. климатическое исполнение
- D. модернизацию

4. Поворотная платформа экскаватора предназначена:

- A. для размещения двигателя и основных механизмов
- B. для крепления рабочего оборудования
- C. для крепления стрелы и рукояти
- D. для восприятия нагрузок

5. Поворотный механизм экскаватора предназначен:

- A. для основных движений рабочего органа
- B. для изменения направления движения механизмов и экскаватора в целом
- C. для торможения платформы при стоянке, работе, транспортировании
- D. для вращения поворотной платформы

6. Экскаватор ЭТЦ-165 расшифровывается как:

- A. экскаватор тяжелый цепной
- B. экскаватор транспортный цепной
- C. экскаватор трубоукладчик цепной
- D. экскаватор траншейный цепной

7. В индексации ЭТР- 204 число 20 это:

- A. вместимость ковша
- B. порядковый номер модели
- C. глубина копания
- D. размерная группа

8. Экскаватор ЭТР-204 служит для:

- A. добычи полезных ископаемых
- B. планировки откосов и дна каналов
- C. прокладке траншей и щелей
- D. разработки каналов и выемок крупных сечений

9. Экскаватор ЭТЦ-165 на базе МТЗ-82 предназначен для рытья траншей в грунтах 1-3 категории

- A. шириной 0,27 и 0,4 м, глубиной до 1,6 м.
- B. шириной 0,2 и 0,6 м, глубиной до 1,5 м
- C. шириной 0,8 и 2,5 м, глубиной до 2,5 м
- D. шириной 0,5 и 1,2 м, глубиной до 4 м

10. ЗФМ- 3000 машина:

- A. постоянного действия

- В. непрерывного действия
- С. циклического действия
- Д. неравномерного действия

11. К группе карьерных экскаваторов непрерывного действия относятся:

- А. ЭТЦ - цепные
- В. ЭТР - роторные
- С. ЭО - одноковшовые
- Д. ЭР - радиальные

12. Усилие напора на грунт рабочим оборудованием грейфер создается:

- А. стрелой
- В. массой ковша
- С. гидроцилиндрами
- Д. полиспастом

13. Экскаваторы непрерывного действия классифицируются по:

- А. типу несущего элемента рабочего органа
- В. способу передвижения
- С. способу загрузки и разгрузки ковша
- Д. конструкции рабочих органов

14. Производительность Землеройно-фрезерной машины

- А. 500-1000 м<sup>3</sup>/ч
- В. 1000-3000 м<sup>3</sup>/ч
- С. 3000-4500 м<sup>3</sup>/ч
- Д. 4500 м<sup>3</sup>/ч и более

#### Тема №5

1. Экономически выгодная дальность перемещения грунта бульдозером:

- А. 20-40 м
- В. 40-60 м
- С. 60-80 м
- Д. 80-100 м

2. По типу механизма управления различают бульдозеры с:

- А. гусеничным управлением
- В. гидравлическим управлением
- С. пневмоколесным управлением
- Д. канатно-блочным управлением

3. Специальные бульдозеры предназначены для:

- А. послойного копания
- В. планировки

С. выполнения отдельных видов работ

Д. перемещения грунтов и других материалов при строительстве и ремонте дорог и др.

4. У бульдозеров с канатно-блочной системой винтовыми раскосами изменяется угол:

А. установки козырька

В. опрокидывания

С. поперечного перекоса

Д. поворота в плане

5. Главный параметр бульдозера:

А. среднее статическое давление

В. смещение центра давления

С. номинальное тяговое усилие

Д. удельное напорное усилие и вертикальное давление внедрения на режущей кромке ножа отвала

6. К основным параметрам отвала относится:

А. ширина, высота отвала

В. высота отвала с козырьком

С. номинальное тяговое усилие

Д. радиус кривой части отвальной поверхности

7. Дополнительные параметры профиля отвала:

А. угол установки козырька при основном положении отвала

В. высота отвала без козырька

С. угол опрокидывания при основной установке отвала

Д. ширина отвала

8. В формуле общего тягового сопротивления при работе бульдозера  $F_2$ :

А. сопротивление движению машины с рабочим оборудованием

В. сопротивление перемещению призмы волочения

С. сопротивление отделения грунта от массива

Д. сопротивление трению при движении грунта по отвалу

9. Увеличение угла поворота отвала бульдозера в плане более  $30^\circ$  приводит:

А. к облегчению работ на косогорах

В. к развороту бульдозера

С. к облегчению разработки тяжелых грунтов

Д. к облегчению работ на уклонах

10. Максимальная высота подъема и опускания отвала бульдозера должна быть:

А. не менее  $10^\circ$

- В. не менее  $20^{\circ}$
- С. не менее  $30^{\circ}$
- Д. не менее  $40^{\circ}$

## Тема №6

1. Принцип работы автогрейдера заключается:
  - А. в послойном копании, планировке, перемещении грунтов
  - В. в резании грунта отвалом, установленным под определенным углом
  - С. в профилировании и создании дорожного полотна путем перемещения грунта
  - Д. в планировке откосов, площадок
2. Грейдеры классифицируются по:
  - А. способу агрегатирования, длине отвала, массе, типу управления
  - В. способу агрегатирования, типу землеройного рабочего органа
  - С. способу передвижения, передачи тягового усилия
  - Д. типу несущего элемента рабочего органа
3. Конструктивная компоновка автогрейдера характеризуется:
  - А. силовой установкой
  - В. дополнительными рабочими органами
  - С. колесной формулой
  - Д. основной и тяговой рамой
4. Схема колесной формулы  $1*2*3$  используется в автогрейдерах:
  - А. тяжелых
  - В. легких и средних
  - С. только у легких
  - Д. только у средних
5. При повороте поворотного круга автогрейдера изменяется:
  - А. тяговое усилие
  - В. угол резания
  - С. угол захвата
  - Д. маневренность
6. Ходовое оборудование автогрейдера:
  - А. пневмоколесное
  - В. гусеничное
  - С. комбинированное
  - Д. шагающее
7. Шарнирно-сочлененная рама автогрейдера среднего типа увеличивает:
  - А. маневренность

- В. проходимость
- С. мобильность
- Д. надежность

8. Угол захвата (угол в плане между режущей кромкой отвала и осью автогрейдера) при планировке равен:

- А.  $60^{\circ}$
- В.  $70^{\circ}$
- С.  $80^{\circ}$
- Д.  $90^{\circ}$

9. Угол захвата (угол в плане между режущей кромкой отвала и осью автогрейдера) при перемещении грунта равен:

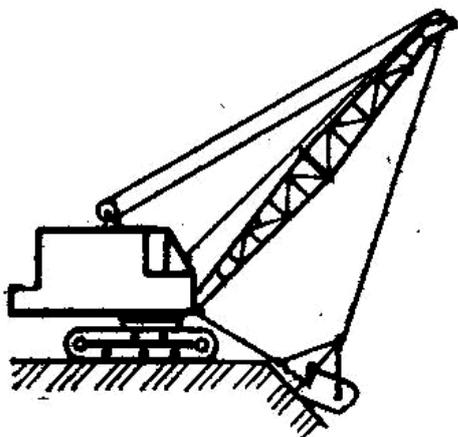
- А.  $30-45^{\circ}$
- В.  $45-60^{\circ}$
- С.  $60-75^{\circ}$
- Д.  $75-90^{\circ}$

10. Угол захвата (угол в плане между режущей кромкой отвала и осью автогрейдера) при вырезании грунта равен:

- А.  $30-40^{\circ}$
- В.  $40-50^{\circ}$
- С.  $50-60^{\circ}$
- Д.  $60-70^{\circ}$

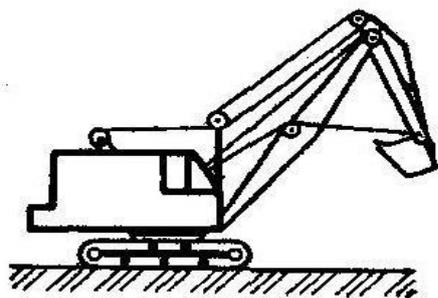
11. Угол опрокидывания отвала, во избежание пересыпания грунта за отвал автогрейдера равен:

- А.  $55-65^{\circ}$
- В.  $65-75^{\circ}$
- С.  $75-80^{\circ}$
- Д.  $80-90^{\circ}$



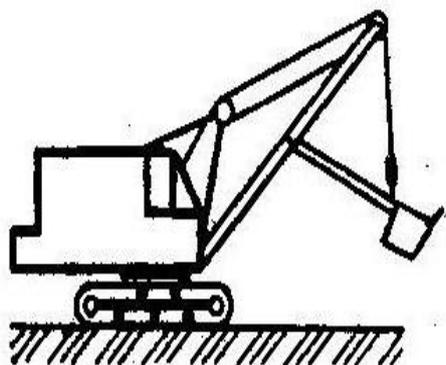
1. Экскаватор одноковшовый с гибкой канатной подвеской

- А. Прямая лопата
- В. Обратная лопата
- С. Грейфер
- Д. Драглайн



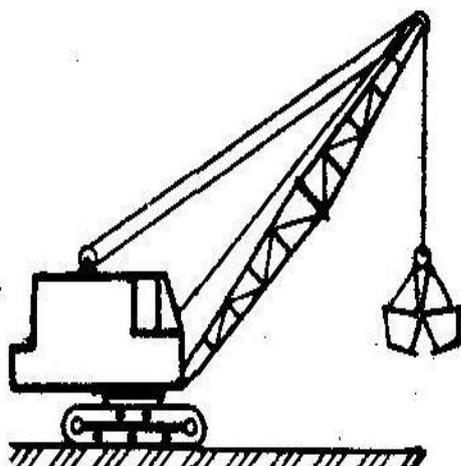
2. Экскаватор одноковшовый с гибкой канатной подвеской

- А. Прямая лопата
- В. Обратная лопата
- С. Грейфер
- Д. Драглайн



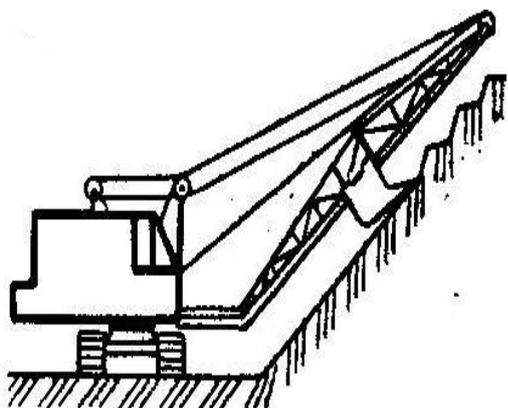
3. Экскаватор одноковшовый с гибкой канатной подвеской

- А. Прямая лопата
- В. Обратная лопата
- С. Грейфер
- Д. Драглайн



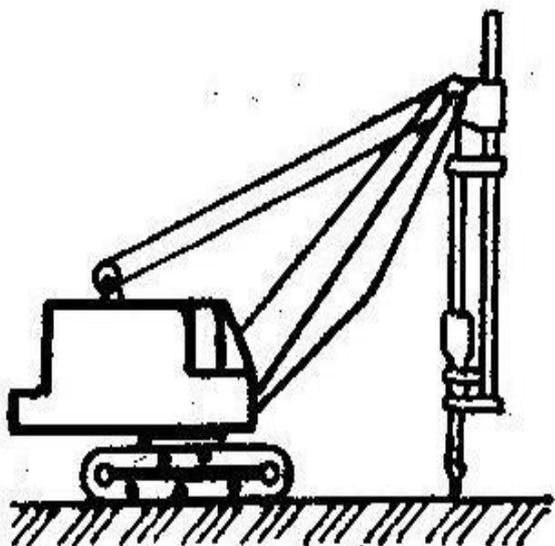
4. Экскаватор одноковшовый с гибкой канатной подвеской

- А. Прямая лопата
- В. Обратная лопата
- С. Грейфер
- Д. Драглайн



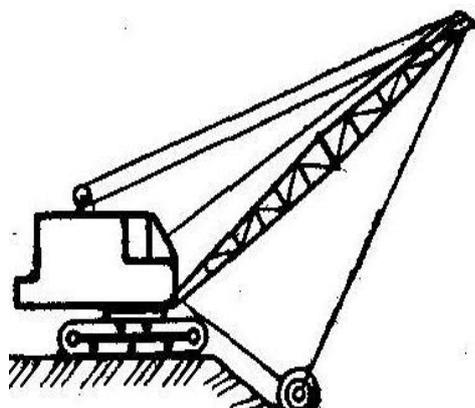
5. Экскаватор одноковшовый с гибкой канатной подвеской

- А. Струг
- В. Скребковый засыпатель
- С. Засыпатель-планировщик
- Д. Откосопланировщик



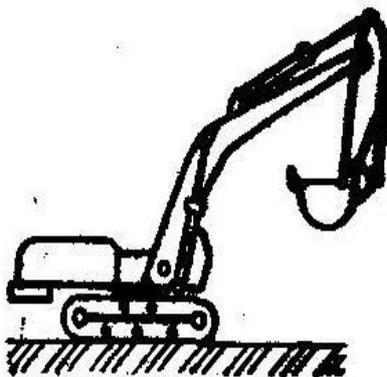
6. Экскаватор одноковшовый с гибкой канатной подвеской

- А. Копр
- В. Корчеватель
- С. Рыхлитель
- Д. Трамбовщик



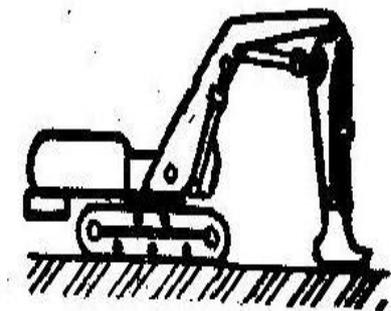
7. Экскаватор одноковшовый с гибкой канатной подвеской

- А. Копр
- В. Корчеватель
- С. Рыхлитель
- Д. Трамбовщик



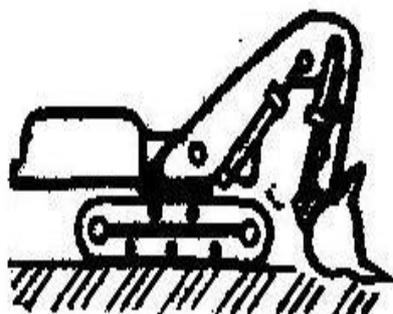
8. Экскаватор универсальный гидравлический

- А. Прямая лопата
- В. Обратная лопата
- С. Грейфер
- Д. Драглайн



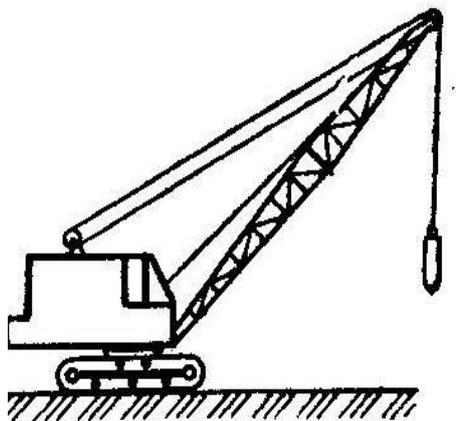
9. Экскаватор универсальный гидравлический

- А. Прямая лопата
- В. Обратная лопата
- С. Грейфер
- Д. Драглайн



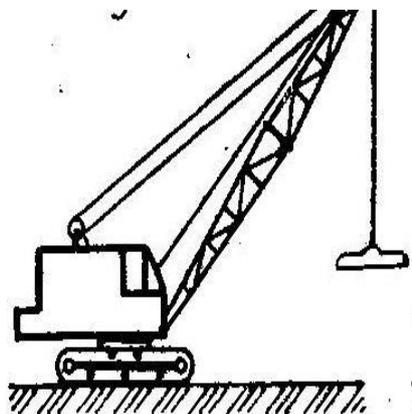
10. Экскаватор универсальный гидравлический

- А. Планировочное оборудование
- В. Обратная лопата
- С. Погрузочное оборудование
- Д. Рыхлительное оборудование



11. Экскаватор универсальный строительный

- А. Копр
- В. Трамбовщик
- С. Рыхлитель
- Д. Драглайн



12. Экскаватор универсальный строительный

- А. Рыхлитель
- В. Засыпатель-планировщик
- С. Трамбовщик
- Д. Грейфер

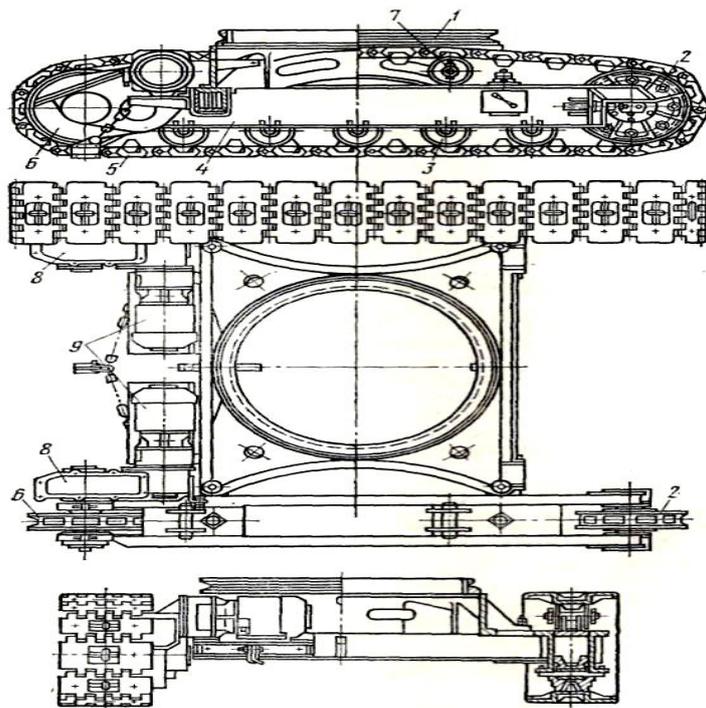


Рисунок 1

1. На рисунке 1 представлена конструкция ходового оборудования:

- A. трактора
- В. экскаватора одноковшового
- С. погрузчика
- Д. экскаватора непрерывного действия

2. На рисунке 1 представлена конструкция ходового оборудования:

- A. малоопорного
- В. многоопорного с балансирными каретками
- С. многоопорного (жесткого)
- Д. многоопорного с торсионной подвеской

3. На рисунке 1 позиция 1:

- A. рама
- В. опора
- С. поворотное устройство
- Д. поддерживающее устройство

4. На рисунке 1 позиция 2 колесо:

- A. ведомое
- В. опорное
- С. ведущее
- Д. поддерживающее

5. На рисунке 1 позиция 7:  
 А. натяжное колесо  
 В. опорные катки  
 С. поддерживающие катки  
 D. ведущее колесо

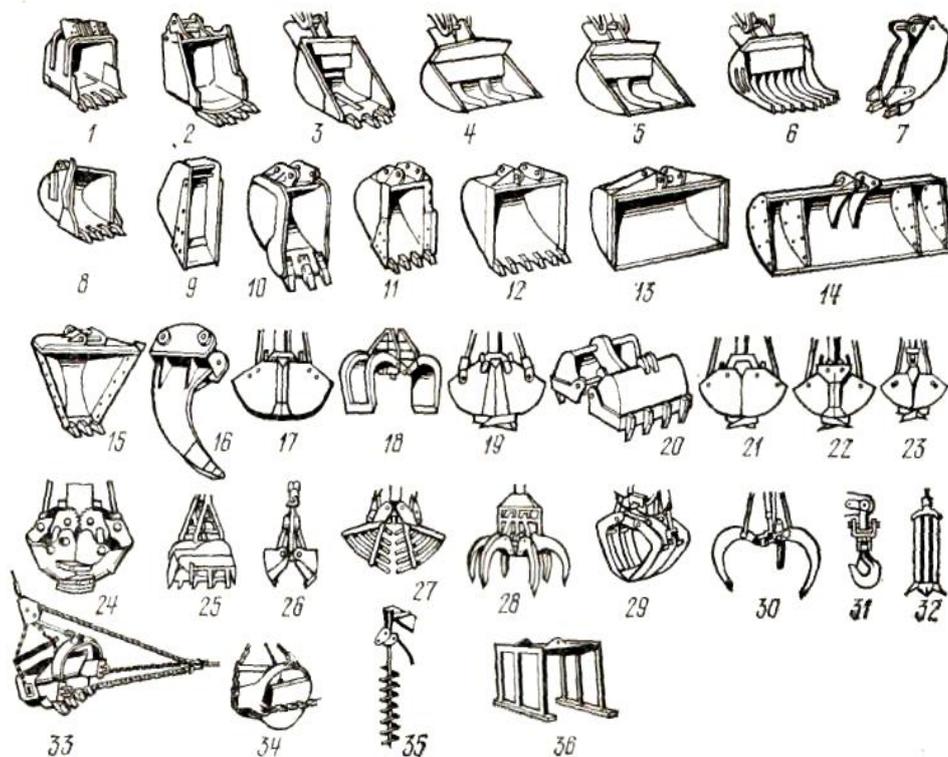


Рисунок 2

1. На рисунке 2 позиции 3,4,5,6 изображены:  
 А. прямые лопаты  
 В. обратные лопаты  
 С. драглайны  
 D. погрузочные лопаты
2. На рисунке 2 позиции 17-30 изображены:  
 А. драглайны  
 В. *грейферы*  
 С. обратные лопаты  
 D. погрузочные лопаты
3. На рисунке 2 позиции 33, 34 изображены:  
 А. грейферы  
 В. рыхлители  
 С. *драглайны*  
 D. погрузочные лопаты

4. На рисунке 2 позиции 1, 2 изображены:

- A. обратные лопаты
- B. погрузочные лопаты
- C. *прямые лопаты*
- D. драглайны

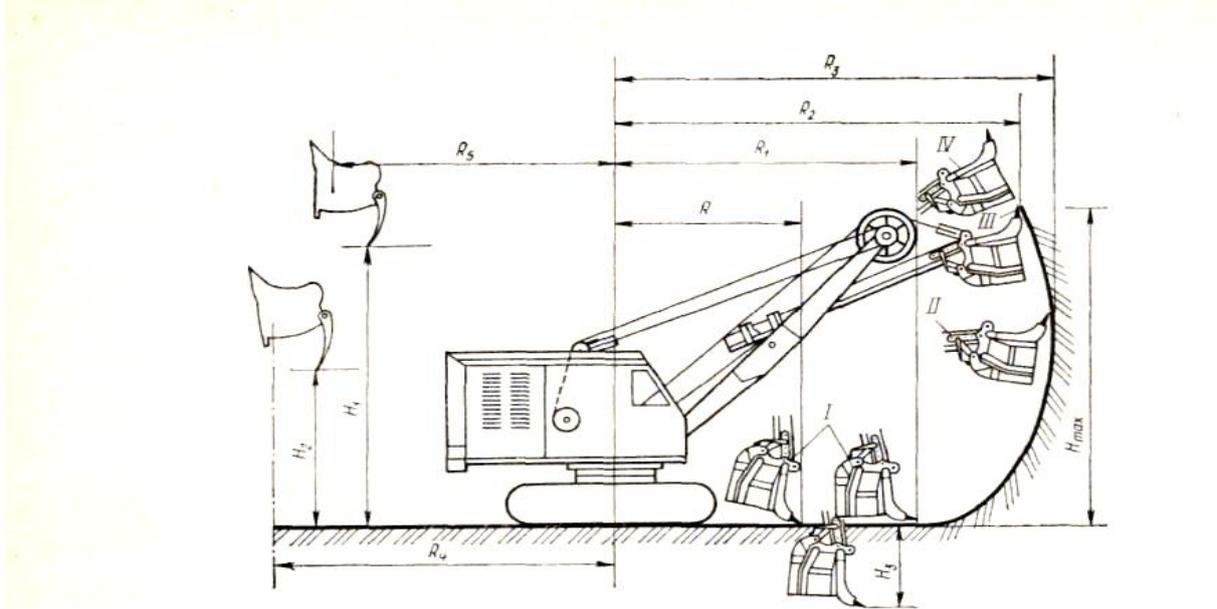


Рисунок 3

1. На рисунке 3 ,  $R_1$

- A. *наибольший радиус копания на уровне стоянки*
- B. *наибольший радиус выгрузки на высоте напорного вала*
- C. *наименьший радиус копания на уровне стоянки*
- D. *наибольший радиус копания на высоте напорного вала*

2. На рисунке 3,  $H_1$

- A. *наибольшая глубина копания ниже уровня стояния*
- B. *наибольшая высота выгрузки при наибольшем радиусе выгрузки на уровне напорного вала*
- C. *наибольшая высота выгрузки при наибольшем радиусе выгрузке на высоте напорного вала*
- D. *наибольший радиус выгрузки при  $H_{max}$*

3. На рисунке 3, римскими цифрами указано:

- A. *цикл работы экскаватора*
- B. *набор грунта экскаватором*
- C. *перемещение ковша при наматывании на лебедку подъемного каната*
- D. *перемещение ковша экскаватора в забое*

4. На рисунке 3,  $H_{max}$ :

- A. *наибольшая глубина копания*

- В. наибольшая высота копания
- С. наибольшая высота выгрузки
- Д. наибольшая глубина копания ниже уровня стоянки

5. На рисунке 3, Н<sub>3</sub>

- А. наибольшая глубина копания ниже уровня стоянки
- В. наибольшая глубина копания выше уровня стоянки
- С. наибольшая высота копания
- Д. наибольшее опускание ковша

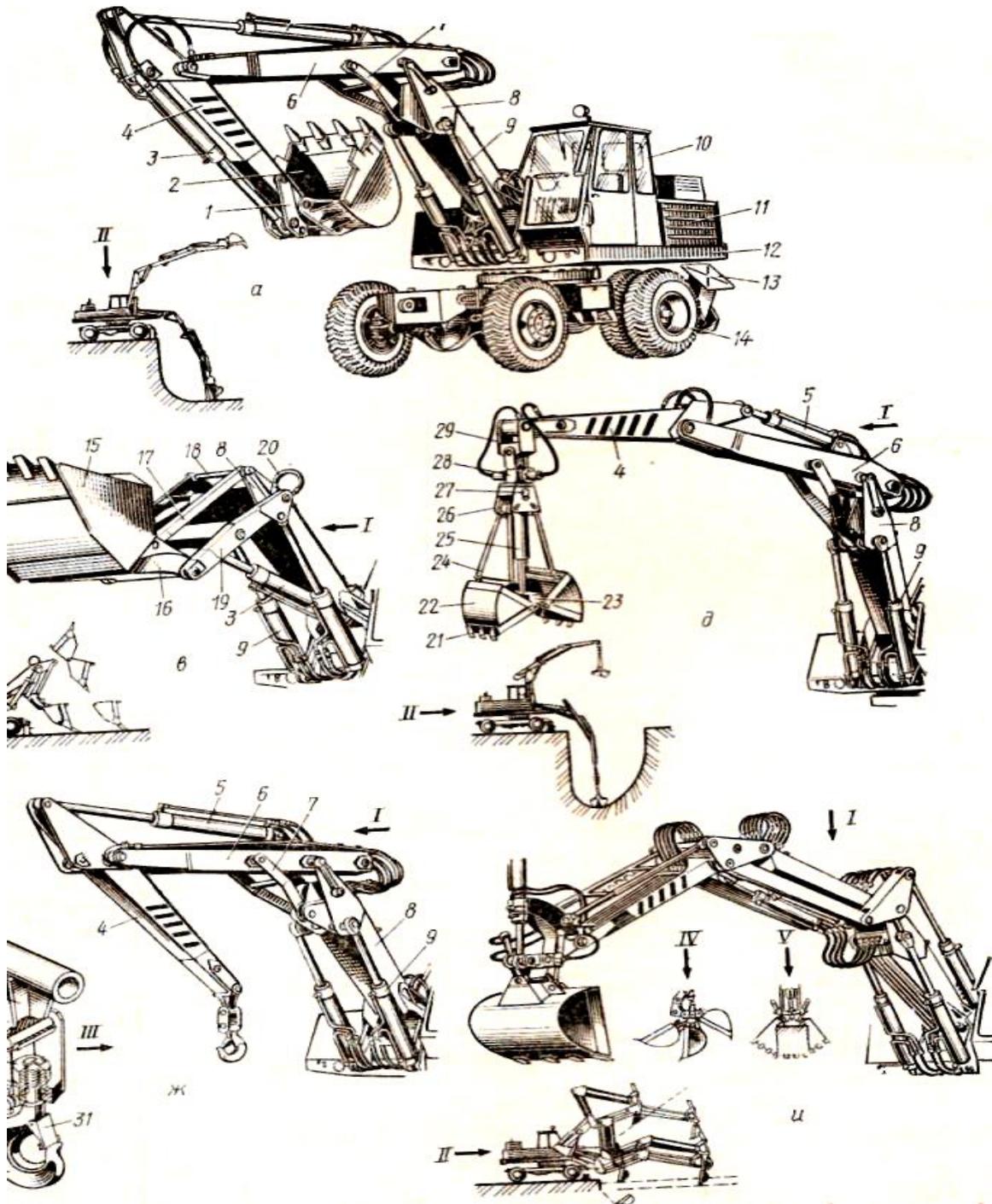


Рисунок 4

1. На рисунке 4,а позиция 1
  - A. ковш
  - B. стрела
  - C. рукоять
  - D. рычаг
  
2. На рисунке 4а, позиция 6,8
  - A. стрела
  - B. рукоять
  - C. опоры
  - D. тяги
  
3. На рисунке 4а, позиция 11
  - A. платформа
  - B. двигатель
  - C. капот
  - D. кабина
  
4. На рисунке 4д, позиция 4
  - A. подвеска
  - B. ось
  - C. корпус
  - D. рукоять
  
5. На рисунке 4ж, позиция 5,9
  - A. тяги
  - B. выносные опоры
  - C. гидроцилиндры
  - D. траверсы

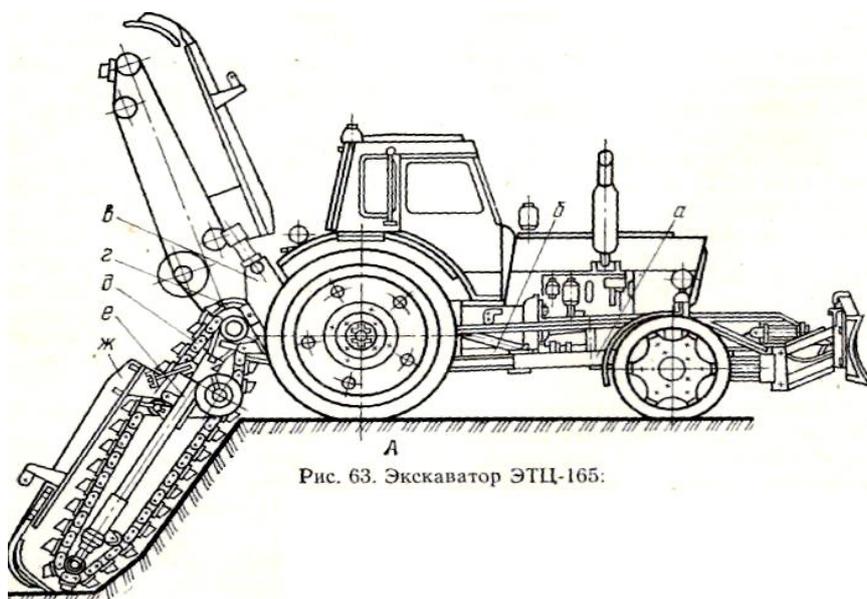


Рис. 63. Эскаватор ЭТЦ-165:

Рисунок 63

1. Рисунок 63, позиция (в) механизм подъема:
  - A. *навесной*
  - B. *полунавесной*
  - C. *полуприцепной*
  - D. *прицепной*
  
2. Рисунок 63, позиция (д)
  - A. *скребок*
  - B. *нож*
  - C. *цепь*
  - D. *цепной откосообразователь*
  
3. Рисунок 63, позиция (ж)
  - A. *сварная рама*
  - B. *зачистной башмак*
  - C. *рама экскаватора*
  - D. *отвалообразователь*
  
4. Цифровое обозначение ЭТЦ-165 (первые две цифры) обозначают:
  - A. *вместимость ковша*
  - B. *порядковый номер модели*
  - C. *глубину копания*
  - D. *ширину рабочего органа*
  
5. Рисунок 63, позиция (а)
  - A. *навесное рабочее оборудование-отвал*
  - B. *ходоуменьшитель*
  - C. *рама экскаватора*
  - D. *рама базовой машины*

## **Литература основная**

1. Машины для земляных работ: конструкция, расчет, потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины: учебное пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев. Р.Г. Данилов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. 411 с.

2. Машины для земляных работ: конструкция, расчет, потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 2. Погрузочно-разгрузочные и уплотняющие машины: учебное пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев. Р.Г. Данилов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. 464 с.

## **Литература дополнительная**

1. Машины для земляных работ: учебник / Н.Г. Гаркави, В.И. Аринченков, В.В. Карпов и др.; под ред. Н.Г. Гаркави. М.: Высш. школа, 1982. 335 с.

2. Гоберман Л.А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин: учебник для техникумов. М.: Машиностроение, 1988. 464 с.

3. Гальперин М.И., Домбровский Н.Г. Строительные машины: учебник для вузов. 3-е мзд., перераб. и доп. М.: Высш. школа, 1980. 344 с.

4. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ: учебное пособие для вузов. М.: «Машиностроение», 1975. 424 с.

Учебное издание

Виктор Николаевич Ожерельев  
Галина Владимировна Орехова

**ТЕОРИИ НАЗЕМНЫХ  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

**ПРАКТИКУМ  
(ЧАСТЬ ПЕРВАЯ)**

Для студентов очного и заочного обучения по направлению бакалавриата  
23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы  
Профиль: «Машины и оборудование природообустройства и дорожного строительства»

Квалификация – бакалавр

Редактор Лебедева Е.М.

---

Подписано к печати 14.05.2018 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Усл. п. л. 4,99. Тираж 25 экз. Изд. № 5955.

---

Издательство Брянского государственного аграрного университета  
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ