

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

# **ПО ТЕОРИИ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

**ПРАКТИКУМ  
(ЧАСТЬ ВТОРАЯ)**

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. 2** / В. Н. Ожерельев, Г. В. Орехова. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2018. – 64 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

## Содержание

Введение	4
Общие замечания по выполнению работы	5
1. Расчет основных параметров роторного экскаватора	6
2. Расчет фрезы для асфальтобетона	11
3. Расчет самоходного скрепера	19
4. Расчет щековой дробилки	26
5. Расчет гравитационного смесителя бетона циклического действия	34
6. Расчет основных параметров мелиоративной фрезы	45
7. Расчет на устойчивость и прочность конструктивных элементов одноковшового экскаватора с рабочим оборудованием «обратная лопата»	52
8. Задания для самостоятельного решения	57
Список литературы	63

## 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).

**Задание №1 ( )**  
**Расчет основных параметров роторного экскаватора**

**Последовательность расчета**

1. Определить радиус ротора по режущим кромкам ковшей (рис. 1).

$$R_p = 0,8h, \text{ м} \quad (1),$$

$h$  – глубина траншеи, м.

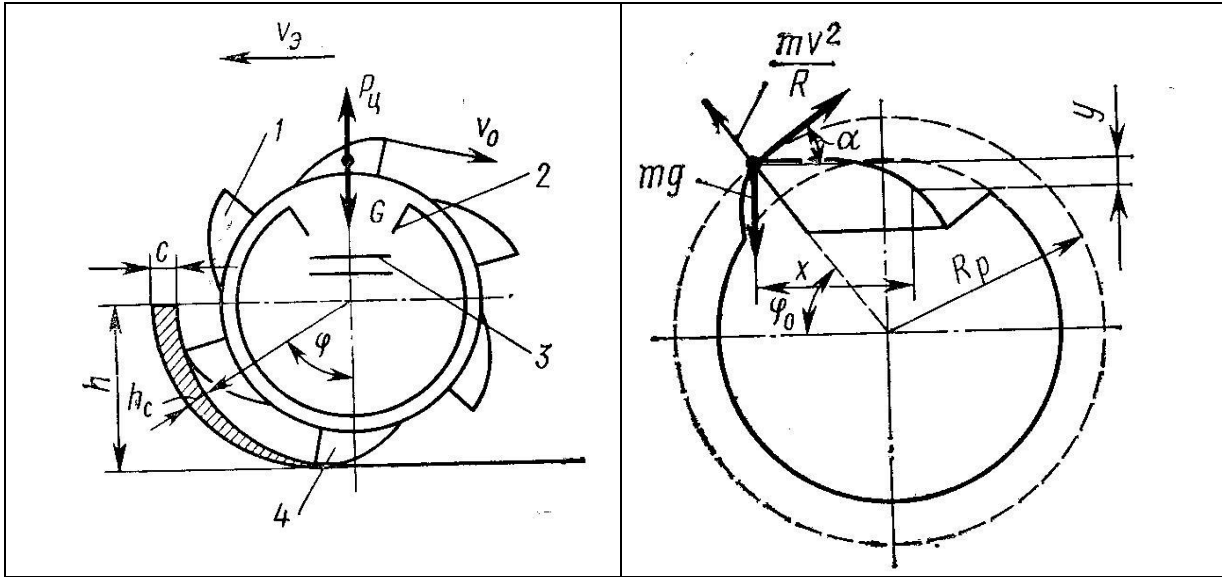


Рисунок 1 – Наполнение и разгрузка ковшей роторного экскаватора:

- 1 – ковш (наполненный грунтом); 2 – точка защитного кожуха;  
 3 – конвейер; 4 – нижний ковш

2. Определить критическую величину линейной скорости ковша

$$v_{кр} = \sqrt{gR_p \sin \varphi_0} \quad \text{м/с} \quad \text{принять } \varphi_0 = 60^\circ.$$

$\varphi_0$  – угол начала разгрузки ковша (рис. 1).

3. Определить рабочую величину линейной скорости ковша

$$v_p = (0,5 - 0,6)v_{кр} \quad \text{м/с}.$$

4. Определить частоту вращения ротора

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30v_p R_p}{\pi} \quad \text{мин}^{-1}.$$

5. Определить техническую производительность экскаватора

$$\Pi = \frac{q_k n m k_n}{60 k_p} \quad \text{м}^3/\text{с},$$

где:  $q_k$  – объем одного ковша, м<sup>3</sup>;

$m$  – число ковшей на роторе;

$k_n = 0,8-0,85$  – коэффициент наполнения ковша;

$k_p = 1,1-1,2$  – коэффициент разрыхления грунта.

6. Определить поступательную скорость экскаватора

$$v_z = \frac{\Pi}{hb} \quad \text{м/с},$$

где  $b$  – ширина траншеи, м.

7. Определить подачу на один ковш

$$c = \frac{60 v_z}{m} \quad \text{м/ковш.}$$

8. Определить мощность, необходимую для привода ротора.

$$N_p = \left( \frac{\Pi}{\eta_p} \right) \left[ \frac{k}{h} + \rho g \left( \frac{h}{2} + h_0 \right) + \rho \frac{v_p^2}{2} \right] \quad \text{Вт},$$

где:  $\eta_p = 0,85 - 0,9$  – к.п.д. привода ротора (уточняется при проектировании);

$\rho$  – удельная масса грунта, кг/м<sup>3</sup>;

$k$  – удельное грунта сопротивление копанию, Н/м<sup>2</sup>;

$h_0$  – расстояние от дневной поверхности до точки разгрузки ковша, м;

принять  $h_0 = 0,3R_p$ ;

9. Определить мощность, необходимую для перемещения экскаватора

$$N_{nep} = \frac{\Pi}{F \eta_{nep}} \left[ m_3 g (f + i) + \left( \frac{k \Pi}{h} \right) (\sin \beta + f \cos \beta) \right] \quad \text{Вт},$$

где:  $F = bh$  – площадь поперечного сечения траншеи, м<sup>2</sup>;

$\eta_{nep} = 0,8-0,9$  – к.п.д. привода механизма передвижения;

$m_3$  – масса экскаватора, кг;

$f$  – приведенный коэффициент сопротивления передвижению машины;

$i$  – уклон местности;

$$\beta = \arctg \frac{v_p \sin \varphi}{v_p \cos \varphi + v_2} \quad \text{градусов - угол отклонения от вертикали скорости}$$

резания (величина переменная по углу поворота ротора  $\varphi$  – рис. 1). Принять при расчете  $\varphi=45^\circ$ .

10. Определить мощность, необходимую для привода конвейера

$$N_{\text{кон}} = \frac{k_{\delta}}{\eta} \left[ \Pi \left( g \rho h_1 + k_n g \rho l + \rho \frac{v_n^2}{2} \right) + 2v_n l k_n (g_n + g_p) \right] \quad \text{Вт,}$$

где:  $k_{\delta}=1,2 \dots 1,4$  – учитывает затраты мощности на перегиб ленты;  
 $\eta = 0,8 - 0,85$  – к.п.д. привода конвейера;

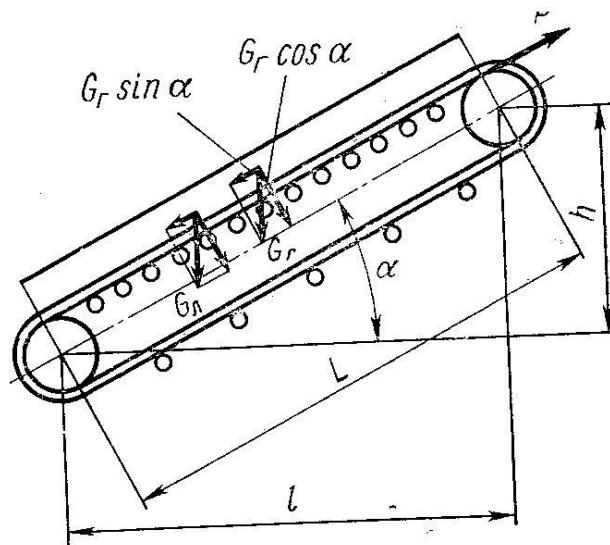


Рис. 2. Схема к расчету конвейера

$h_1$  – расстояние по вертикали от точки загрузки ленты до точки ее разгрузки, м;

$l=3 \dots 3,5$  м – длина ленты конвейера;

$k_n=0,03 \dots 0,06$  приведенный коэффициент сопротивления перемещению ленты и роликов конвейера;

$g_n = 25$  кг/м – масса одного погонного метра ленты;

$g_p = 25$  кг/м – масса роликов, приходящаяся на погонный метр длины ленты конвейера;

$v_n$  – скорость ленты конвейера.

11. Определить мощность, необходимую для привода экскаватора

$$N = N_p + N_{\text{пер}} + N_{\text{кон}} + N_0, \quad \text{Вт,}$$



где  $N_0=3 \dots 4$  кВт – мощность, необходимая для привода вспомогательных механизмов и систем.

## 12. Определить сменную производительность экскаватора

$$L_{см} = \frac{3600PT_{см}k_в}{bh} \quad \text{м},$$

где:  $T_{см}$  – продолжительность смены, часов;

$k_в= 0,85 \dots 0,9$  – коэффициент использования времени смены.

**Примечание** – результаты расчетов округлять до трех цифр после запятой;

- отсутствующие в таблицах данные выбирать по середине интервала варьирования, приведенного в тексте.

### Исходные данные к заданию №1

Таблица 1 – данные выбирают по последней цифре № зачетной книжки

Последняя цифра № зачетной книжки	Объем ковша, $q$ м <sup>3</sup>	Глубина траншеи, $h$ м	Длина ленты конвейера, $l$ м	Масса экскаватора, $m_э$ кг	Уклон местности $i$
1	0,016	1,35	3,0	6000	0,02
2	0,015	1,45	3,1	6250	0,03
3	0,016	1,55	3,2	6500	0,025
4	0,014	1,5	3,3	6700	0,035
5	0,0145	1,6	3,4	6750	0,015
6	0,0155	1,7	3,5	7000	0,02
7	0,014	1,8	3,6	6300	0,017
8	0,015	1,65	3,7	6400	0,015
9	0,015	1,55	3,25	6850	0,02
0	0,0145	1,45	3,15	6950	0,00

Таблица 2 - данные выбирают по предпоследней цифре № зачетной книжки

	Число ковшей $m$	Коэффициент удельного сопротивления копанию, $k$ Н/м <sup>2</sup>	Удельная масса грунта $\rho$ кг/м <sup>3</sup>	Коэффициент сопротивления перемещению машины $f$	Ширина траншеи, $b$ м	Скорость ленты конвейера $v_l$ м/с
1	9	$1 \cdot 10^6$	1800	0,2	0,32	5
2	10	$1,2 \cdot 10^6$	1900	0,19	0,34	6
3	11	$1,5 \cdot 10^6$	2000	0,18	0,36	5,5
4	12	$1,4 \cdot 10^6$	2100	0,17	0,32	4,8
5	12	$1,3 \cdot 10^6$	2050	0,16	0,3	5,2
6	11	$1,25 \cdot 10^6$	2025	0,15	0,4	5,8
7	11	$1,15 \cdot 10^6$	1950	0,14	0,32	6
8	10	$1,35 \cdot 10^6$	1850	0,13	0,36	5
9	11	$1,45 \cdot 10^6$	1975	0,12	0,37	5,5
0	12	$1,55 \cdot 10^6$	1875	0,11	0,33	5,3

## Задание №2 (...)

### Расчет фрезы для асфальтобетона

#### Предварительные замечания

- Считаем, что барабан фрезы снабжен резцами, размещенными по его цилиндрической поверхности по двум спиральям, со сдвигом по фазе на  $180^0$ ;
- Спирали на одной половине фрезерного барабана являются зеркальным отражением спиралей второй его половины относительно продольно-вертикальной плоскости симметрии (для бокового уравнивания сил сопротивления резанию);
- Расчетные формулы сопровождаются примерами расчета по конкретным исходным данным, приведенным ниже, для того, чтобы обучающийся мог оценить порядок цифр, полученных в результате своего расчета и убедиться в отсутствии ошибки.

#### Исходные данные:

$D=800\text{мм}$ ;  $b=20\text{мм}$ ;  $B_{ном}=900\text{мм}$ ;  $h=150\text{мм}$ ;  $v=6\text{м/мин}$ ;  $k_{y0}=4\text{МВт/м}^3\cdot\text{с}$ ;  
 $L_{mp}=6,4\text{м}$ ;  $H_{mp}=4,5\text{м}$ ;  $v_{mp}=2\text{м/с}$ ;  $n=200\text{мин}^{-1}$ ;  $z_0=2$ ;  $G_{max}=60\text{кН}$ .

#### Последовательность расчета

1. Определить число плоскостей резания  $m$ :

$$m = B_{ном}/b = 900/20 = 45.$$

где  $B_{ном}$  – ширина захвата фрезерного барабана (длина барабана), мм;  
 $b$  – ширина захвата для одного ножа, мм.

2. Определить суммарное число зубьев (резцов)  $z$ :

$$z = m * z_0 = 45 * 2 = 90,$$

где  $z_0$  – число заходов спирали, по которой резцы (зубья) распределены по поверхности барабана.

3. Определить угол сдвига по фазе  $\varphi_{сд}$  между плоскостями резания:

$$\varphi_{сд} = 2 * 360^0 / m = 2 * 360^0 / 45 = 16^0.$$

4. Определить перемещение фрезы  $X_{об}$  за один оборот барабана:

$$X_{об} = v/n = 6/200 = 0,03\text{м}.$$

где  $n$  – частота вращения барабана фрезы,  $\text{мин}^{-1}$ .

5. В масштабе 1:5 построить траекторию наружного конца зуба в абсолютном движении (рис. 1):

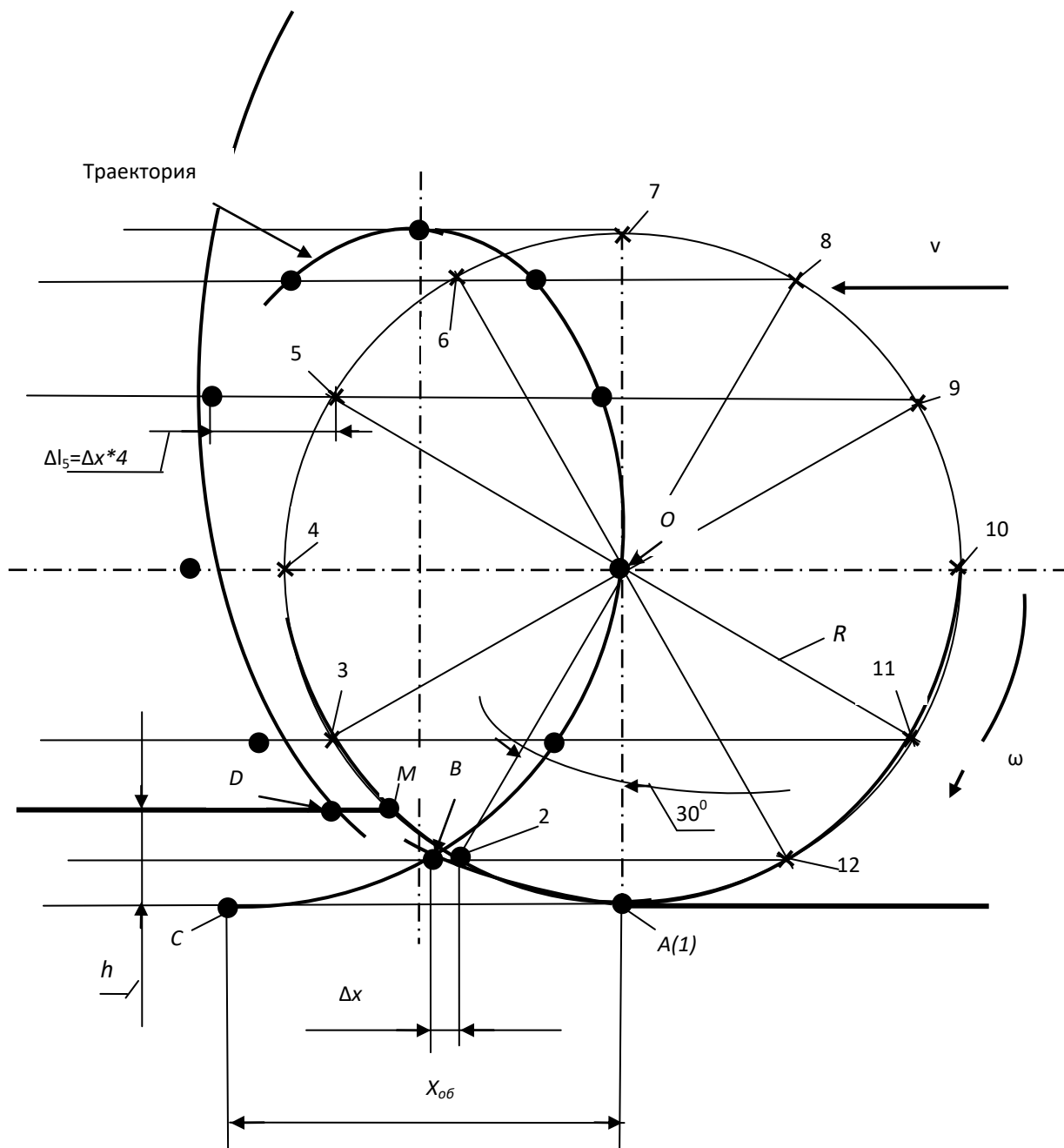


Рис. 1. Траектория движения зуба (резца) фрезы

С этой целью окружность радиуса  $R$ , являющуюся траекторией концов зубьев фрезы в относительном движении, разбить на 12 секторов по  $30^\circ$ . Полученные точки (1 ... 12) переместить вперед по направлению скорости  $v$  на расстояние, найденное по формуле:

$$\Delta l_i = \Delta x * (i - 1),$$

где  $i$  – порядковый номер точки.

То есть, точка №2 перенесена вперед на величину  $\Delta x$ , а точка №5 – на величину  $\Delta l_5 = \Delta x * (i - 1) = \Delta x * 4$ . Таким образом, получена траектория, выделенная на рисунке жирными точками.

Затем построить траекторию второго зуба, переместив точки траектории первого зуба вперед на расстояние подачи на один нож  $x_n = x_{об}/2$ . От дна фрезеруемой канавы отложить глубину фрезерования  $h$  и нанести линию исходной поверхности до ее пересечения с траекторией первого зуба. Поперечный профиль полученной стружки заштриховать и обозначить буквами.

б. Определить число зубьев фрезы, одновременно участвующих в процессе резания.

С этой целью построим схему нижней половины барабана (рис. 2). Масштаб построения 1:2,5. Поскольку подача на нож незначительна для упрощения построения будем использовать в качестве траектории окружность радиусом  $R$ .

Определим угол рабочего движения  $\varphi_{раб}$  (угол поворота барабана, на котором рабочие органы фрезы могут контактировать с асфальтобетоном). Из схемы (рис.2) следует, что

$$\varphi_{раб} = \arccos \frac{R-h}{R},$$

где  $R$  – радиус фрезерного барабана по концам зубьев;

$h$  – глубина фрезерования.

При принятых исходных данных

$$\varphi_{раб} = \arccos \frac{400-150}{400} = 51^{\circ}18'.$$

Одновременно в рабочей зоне может находиться зубьев

$$Z_{раб} = \frac{2\varphi_{раб}}{\varphi_{сд}} = \frac{2 * 51,3}{16} = 6,4.$$

где  $\varphi_{сд}$  – угол сдвига по фазе между двумя соседними резцами (зубьями – рис. 2).

Судя по схеме – в каждой половине длины барабана в рабочем процессе участвуют три зуба. То есть,  $Z_{раб} = 6$ .

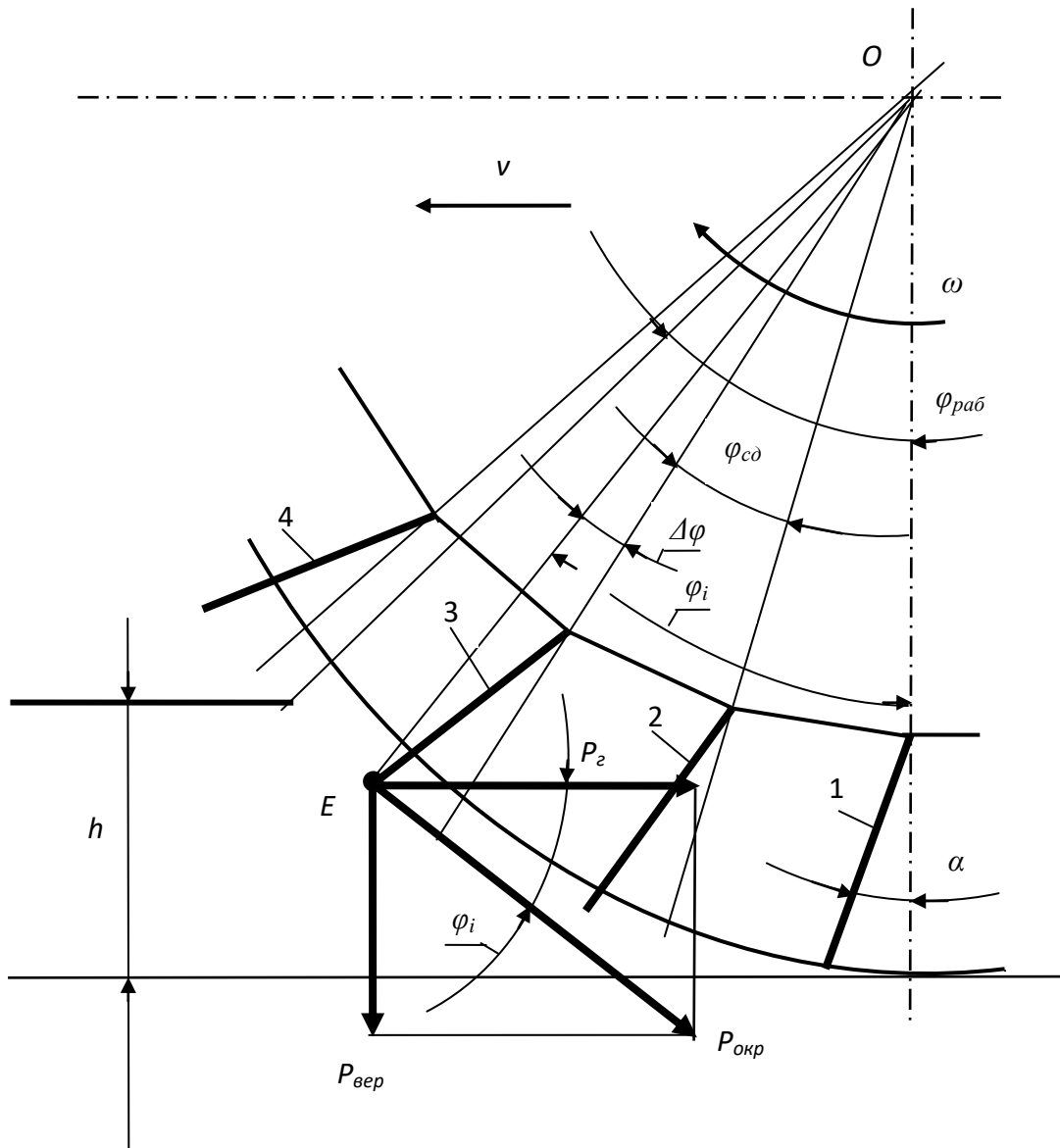


Рис. 2. Схема к определению тягового усилия

### 7. Мощность, необходимая на привод фрезерного барабана.

$$N_{фб} = \frac{Bhvk_{y\delta}}{60\eta_{фб}} \text{ кВт},$$

где:  $Bh$  – ширина захвата и глубина фрезерования, соответственно, метров;

$v$  – поступательная скорость агрегата, м/мин;

$k_{y\delta} = 4000 \text{ кВт/м}^3 \cdot \text{с}$  – удельная энергоемкость резания асфальтобетона;

$\eta_{фб} = 0,85$  – КПД привода фрезерного барабана.

Подставив указанные значения параметров в формулу, имеем

$$N_{фб} = \frac{0,9 * 0,15 * 6 * 4000}{60 * 0,85} = 63,52 \text{ кВт}.$$

## 8. Окружное усилие на концах зубьев

$$P_{\Sigma} = \frac{30N_{\phi\delta}}{\pi R n} \text{ кН.}$$

Подставив соответствующие значения параметров в формулу, имеем

$$P_{\Sigma} = \frac{30 * 63,52}{3,14 * 0,4 * 200} = 7,584 \text{ кН.}$$

9. Считаем, что суммарное окружное усилие приложено на конце каждого из трех (двойных) зубьев (рис.2) и распределено между ними равномерно. Тогда горизонтальная составляющая сил сопротивления резанию асфальтобетона может быть определена следующим образом (суммируем горизонтальные составляющие усилия на каждой из трех пар резцов (зубьев), осуществляющих процесс резания):

$$W_z = \sum_{i=1}^3 \left( \frac{P_{\Sigma}}{3} \cos \varphi_i \right),$$

где  $\varphi_i = [16 * (i - 1)] + \Delta\varphi$ ; - угол наклона окружного усилия  $P_{окр}$  на соответствующем резце (зубе) к горизонту;

$\Delta\varphi = 4 - 5^0$  – разница между радиальными углами, проведенными от оси вращения в конец и точку крепления соответствующего ножа.

$$\text{Тогда: } W_z = \frac{7,584}{3} (\cos 4^0 + \cos 20^0 + \cos 36^0) = \frac{7,584}{3} (0,998 + 0,94 + 0,809) = 6,944 \text{ кН.}$$

Аналогично определяется вертикальная составляющая сил сопротивления резанию:

$$W_{вер} = \sum_{i=1}^3 \left( \frac{P_{\Sigma}}{3} \sin \varphi_i \right).$$

Подставив значения соответствующих исходных параметров в формулу, имеем

$$W_{вер} = \frac{7,584}{3} (\sin 4^0 + \sin 20^0 + \sin 36^0) = \frac{7,584}{3} (0,0697 + 0,342 + 0,5878) = 2,527 \text{ кН.}$$

10. Минимальный вес машины должен обеспечивать преодоление всех сопротивлений, препятствующих ее перемещению:

$$G_{\min} = \frac{W_z - W_{вер} \varphi_{cy}}{(\varphi_{cy} \cos \beta - f \cos \beta - \sin \beta)},$$

где  $\varphi_{cy} = 0,8 \dots 0,9$  – сцепление колес с асфальтом;

$f = 0,014 \dots 0,018$  – сопротивление перекачиванию колес;  
 $\beta = 9^{\circ},15'$  – угол уклона дороги.

$$\text{Тогда } G_{\min} = \frac{6,944 - 2,527 * 0,8}{0,8 * 0,987 - 0,018 * 0,987 - 0,16} = 8,045 \text{ кН.}$$

11. Сопротивление перемещению машины: складывается из сопротивления, возникающего в результате перемещения машины, дополнительного сопротивления перемещению, возникающего в связи с наличием вертикальной составляющей сил сопротивления резанию асфальтобетона, догружающего машину и, собственно, преодоления горизонтальной составляющей указанных сил

$$W_{\text{неп}} = G_{\max} (\sin \beta + f * \cos \beta) + W_{\text{вер}} * f + W_z$$

где  $G_{\max} = 60 \text{ кН}$  – максимальный вес машины, по условиям компоновки и силового расчета;

Подставив в формулу соответствующие значения параметров, имеем

$$W_{\text{неп}} = 60(0,16 + 0,018 * 0,987) + 2,527 * 0,018 + 6,944 = 17,655 \text{ кН.}$$

12. Мощность, потребляемая на перемещение машины при выполнении технологического процесса:

$$N_{\text{неп}} = \frac{W_{\text{неп}} v}{60 \eta_{\text{хч}}},$$

где  $\eta_{\text{хч}} = 0,85$  – КПД трансмиссии и ходовой части;

$v = 6 \text{ м/мин}$  – скорость перемещения машины при работе.

Подставив в формулу соответствующие значения параметров, имеем

$$N_{\text{неп}} = \frac{17,655 * 6}{60 * 0,85} = 2,077 \text{ кВт.}$$

13. Мощность перемещение машины на холостом ходу вверх по склону.

$$N_x = G_{\max} (\sin \beta + f \cos \beta) v_x / \eta_x,$$

где  $v_x = 10 \text{ км/ч} = 2,8 \text{ м/с}$  – скорость перемещения машины на холостом ходу.

$\eta_x = 0,85$  – КПД – трансмиссии и ходовой части машины.

Подставив в формулу соответствующие значения параметров, имеем

$$N_x = 60(0,16 + 0,018 * 0,987) * 2,8 / 0,85 = 35,13 \text{ кВт.}$$

14. Определить мощность, необходимую для привода конвейера. Она



складывается из расхода энергии на перемещения транспортируемой массы по горизонтали, вертикали, ее изначального разгона, а также на преодоление сил сопротивления в элементах конвейера (трение и перегиб ленты). То есть

$$N_{\text{кон}} = \frac{k_{\delta}}{\eta} \left[ \Pi \left( g \rho h_1 + k_n g \rho l + \rho \frac{v_n^2}{2} \right) + 2v_n l k_n (g_l + g_p) \right] \text{ Вт,}$$

где:  $k_{\delta} = 1,2 \dots 1,4$  – учитывает затраты мощности на перегиб ленты;

$\eta = 0,8 \dots 0,85$  – к.п.д. привода конвейера;

$h_1 = 4 \dots 5$  м – расстояние по вертикали от точки загрузки ленты до точки ее разгрузки;

$l = 6 \dots 7$  м – длина ленты конвейера;

$k_n = 0,03 \dots 0,06$  приведенный коэффициент сопротивления перемещению ленты и роликов конвейера;

$g_l = 25$  кг/м – масса одного погонного метра ленты;

$g_p = 25$  кг/м – масса роликов, приходящаяся на погонный метр длины ленты конвейера;

$\rho = 2000 \dots 2450$  кг/м<sup>3</sup> – удельная масса асфальтобетона;

$v_n = 1,5 \dots 2$  м/с – скорость ленты конвейера.

$\Pi = V \cdot h \cdot v / 60$  – производительность машины, м<sup>3</sup>/с.

При принятых исходных данных производительность составит

$$\Pi = 0,9 \cdot 0,15 \cdot 6 / 60 = 0,0135 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Подставив в формулу указанные выше значения параметров, имеем

$$N_{\text{кон}} = \frac{1,3}{0,83} \left[ 0,0135 \left( 9,81 \cdot 2200 \cdot 4,5 + 0,05 \cdot 9,81 \cdot 2200 \cdot 6,4 + 2200 \frac{2^2}{2} \right) + 2 \cdot 2 \cdot 6,4 \cdot 0,05 (25 + 25) \right]$$

$$= 2294 \text{ Вт} = 2,294 \text{ кВт.}$$

15. Суммарная мощность двигателя суммируется из ее расходования на преодоление всех рассмотренных выше сопротивлений (выполнение технологического процесса, перемещение и функционирование вспомогательного оборудования). То есть

$$N_{\Sigma} = N_{\text{фб}} + N_{\text{пер}} + N_{\text{тр}} + N_{\text{всп}},$$

где  $N_{\text{всп}} = 2$  кВт (принята по аналогии) – вспомогательное оборудование.

Суммируя результаты выполненных выше расчетов, имеем

$$N_{\Sigma} = 63,52 + 2,077 + 2,294 + 2 = 69,891 \text{ кВт.}$$

## Исходные данные для расчета фрезы

Посл. Цифра № зач. Книжки	Параметры				Предпол. Цифра № зач. Книжки	Параметры			
	Ширина захвата барабана $B$ , мм	Рабочая скорость $v$ , м/мин	Ширина захвата зуба $b$ , мм	Обороты барабана $n$ , мин <sup>-1</sup>		Глубина фре- зерования $h$ , мм	Диаметр барабана $D$ , мм	Энергоемкость $k_{э}$ , МВт/м <sup>2</sup> *с	Эксплуатационный вес $G_{max}$ , кН
1	800	10	20	200	1	150	800	4	60
2	750	9	18	185	2	125	825	4,5	58
3	600	8,5	17	210	3	180	785	3,8	48
4	550	7,5	16	180	4	200	910	3,9	45
5	450	8	15	175	5	220	900	4,2	42
6	850	8,2	18	195	6	135	885	4,1	55
7	900	9,2	17	220	7	125	750	4,5	68
8	1000	10,5	20	210	8	140	780	4,4	85
9	950	8	16	195	9	165	810	4,3	78
10	650	7,6	15	180	10	130	890	4,9	62

**Задание №3(...)**  
**Расчет самоходного скрепера**

**1. Расчет основных геометрических параметров ковша скрепера**

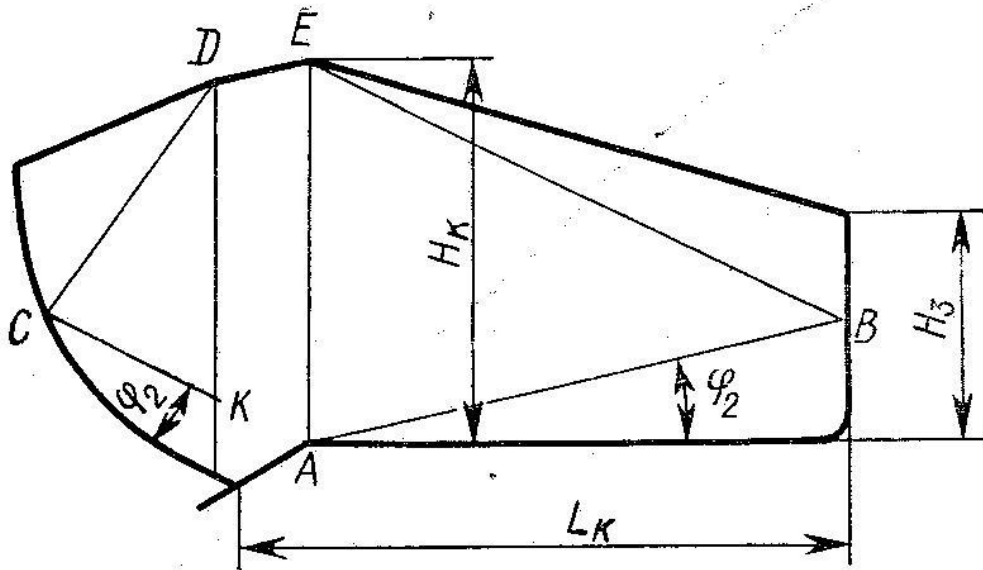


Рисунок 1 – Основные параметры ковша скрепера

При проектировании основные параметры ковша принято рассчитывать по следующим эмпирическим формулам:

$$H_k = (0,64K \ 0,68)\sqrt[3]{q_k} ; B_k = (1,20K \ 1,30)\sqrt[3]{q_k} ;$$

$$l_1 = (0,73K \ 0,79)\sqrt[3]{q_k} ; l_2 = (1,27K \ 1,30)\sqrt[3]{q_k} ,$$

где  $l_1$  – длина днища, м;  $l_2$  – длина ковша поверху, м;  $q_k$  – емкость ковша, м<sup>3</sup>;  $H_k$  – высота ковша, м;  $B_k$  – ширина ковша, м.

Для снижения удельных сопротивлений при определении вместимости ковша  $q_k$  К.А. Артемьев рекомендует использовать соотношения между шириной и высотой ковша  $B_k/H_k = 1,4 \dots 3,0$ , значения которых варьируют в зависимости от емкости ковша (таблица 1).

Таблица 1 – Зависимость соотношения  $B_k/H_k$  от емкости ковша  $q_k$

Вместимость ковша $q_k$ , м <sup>3</sup>	3	6	10	15
Соотношение $B_k/H_k$	1,7	1,9	2,2	2,5

Соотношение между длиной ковша  $L_k$  и его высотой (по рекомендации К.А. Артемьева) можно принять следующим образом (таблица 2).

Таблица 2 – Соотношение между длиной ковша и его высотой

Высота ковша $H_k$ , м	1	1,5	2,0
Отношение $L_k/H_k$	1,85	1,5	1,4

По приведенным выше формулам и соотношениям в таблицах 1 и 2 определить основные геометрические параметры ковша, исходя из заданного обучающемуся значения емкости ковша  $q_k$ .

## 2. Определить ширину колеи тягача скрепера $K_T$ .

$$K_T = B_k + B_{ш} + 2\Delta B,$$

где  $K_T$  – ширина колеи тягача;

$B_{ш}$  – ширина пневматической шины скрепера;

$\Delta B$  – зазор между наружным краем шины и боковой стенкой ковша.

Принимаем:  $B_{ш} = 0,45\text{ м}$ ;  $\Delta B = 0,17\text{ м}$ .

## 3. Силовой расчет скрепера

Результирующая сила сопротивления в конце процесса копания

$$P_{\Sigma} = P_{кон} + R_{нер}, \text{ кН}$$

где  $P_{кон} = P_{рез} + P_{тр} + P_{пр} + P_{зан} + P_з$  – сила сопротивления копанию (в конце копания).

Включает силу сопротивления резанию ( $P_{рез}$ ), силу трения ножа о грунт ( $P_{тр}$ ), силу сопротивления перемещению призмы волочения грунта ( $P_{пр}$ ), силу сопротивления заполнению ковша ( $P_{зан}$ ) и сопротивление от затупления ножей скрепера ( $P_з$ ). Указанные силы определяются по следующим формулам.

$P_{рез} = k_{уд} F_c$  – сила сопротивления резанию,

где  $k_{уд}$  – удельное сопротивление резанию, МПа;  $k_{уд}$  – исходные данные;

$F_c = B_k h$ , – поперечное сечение грунтовой стружки,  $\text{м}^2$ ;  $h$  – исходные данные.

$P_{тр} = P_{рез} \psi_1 \mu_1$  – сила трения ножа о грунт,

где  $\mu_1$  – коэффициент трения грунта по металлу (исходные данные);

$\psi_1 = P_{верт} / P_{рез} = 0,4 - 0,5$  – коэффициент пропорциональности.

$P_{пр} = q_{пр} q_k \mu_2 \rho_g / k_p 100$  – сила сопротивления перемещению призмы волочения грунта,

где  $\mu_2 = \mu_1 / 0,75$  – коэффициент трения грунта по грунту;

$\rho_g = 1600 \dots 2000 \text{ кг/м}^3$  – удельная масса грунта (суглинок) – исходные данные;

$k_p = 1,1 - 1,2$  – коэффициент разрыхления грунта;

$q_{пр}$  – принять из таблицы 3 путем интерполяции (суглинок) – в % от объема ковша.

Таблица 3 – Объем призмы волочения в долях от вместимости ковша, %

Тип грунта	При вместимости ковша, м <sup>3</sup>		
	6	10	15
Песок	26	28	32
Супесь	22	17	16
Суглинок	10	10	9
Глина	10	5	5

Расчет усилия, расходуемого на наполнение ковша – складывается из затрат на подъем столба грунта до верха ковша, а также из усилия на преодоление сил трения, возникающих от сжатия грунтового столба имеющимися в ковше слоями грунта вследствие их скольжения вниз под углом естественного откоса. То есть,

$$P_{зан} = kH_2\rho_2g(F_c + B_nZH_2) \quad ,$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий силу трения между движущимся слоем грунта и неподвижными слоями.

Для песка  $k=1,45 \dots 1,85$ ; для супеси  $k = 1,3 \dots 1,5$ ; для суглинка  $k = 1,2 \dots 1,4$ ; для глины  $k = 1,15 \dots 1,25$ .

$Z$  – коэффициент, учитывающий трение между поднимающимся столбом грунта и неподвижными слоями;

$$Z = 0,5\sin 2\varphi,$$

$\varphi = \arctg \mu_2$  – угол внутреннего трения грунта;

$F_c$  – площадь поперечного сечения стружки грунта, м<sup>2</sup>;

$B_n$  – длина ножа (принять равной рассчитанной выше геометрической ширине ковша), м;

$H_2$  – высота грунта в ковше – зависит от его вместимости (таблица 4), м;

Таблица 4 – Зависимость между вместимостью ковша и высотой грунта в нем

Геометрическая вместимость ковша $q_k$ , м <sup>3</sup>	6	10	15
Высота грунта в ковше $H_k$ , м	1,3-1,5	1,5-2,0	2,0-3,0

Значения для расчета принять посредством интерполяции табличных значений.

$P_3 = P_{y0}B_k$  – сопротивление от затупления ножей скрепера, кН

где  $B_k$  – ширина ковша скрепера, м (получено в начале расчета);

$P_{y0}$  – удельное сопротивление затуплению ножей, кН/м; определяется посредством интерполяции по таблице 5, с учетом ширины площадки затупления, то есть, толщины режущей кромки лезвия, в мм. В данном расчете принять тол-

шину режущей кромки лезвия равной 10 мм, а грунт считать второй категории.

Таблица 5 – Значение удельного сопротивления затуплению  $P_{y\partial}$ , кН/м

Ширина площадки затупления, мм	Категория грунта			
	I	II	III	IV
5	0,6-1,2	1,5-2,5	4,0-5,0	5,0-6,0
10	2,5-4,0	5,0-7,0	8,0-10,0	10,0-12,0
15	4,5-7,0	8,0-10,0	11,0-13,0	12,0-15,0

Суммируя полученные при расчете силы сопротивления получить величину силы сопротивления копания  $P_{кон}$ . При этом все силы привести к одной единице измерения (например, к кН).

#### 4. Определение минимального веса тягача

Вес тягача должен быть достаточен для развития им тягового усилия, способного преодолеть все сопротивления при максимальной загруженности машины, то есть – в конце процесса заполнения ковша грунтом. Тогда

$$G_{тяг} = \frac{P_{кон} + [P_n + G_z](f + i) - \varphi_{сц} \left[ \frac{l'_1}{l} * P_n + \frac{l'_2}{l} * G_z \right]}{\varphi_{сц} - 1,25(f + i)},$$

где  $P_n = (0,4 - 0,5)P_{рез}$  – вертикальная составляющая силы давления грунта на нож ковша, Н (рис. 2);

$G_z = k_n g \rho_c q_k / k_p$  – вес грунта в ковше, Н (составляющие компоненты формулы расшифрованы выше;  $\rho_c$  и  $q_k$  – взять из исходных данных);

$k_p = 1,1 - 1,2$  – коэффициент разрыхления грунта (для суглинка);

$k_n = 0,8 \dots 0,9$  – коэффициент наполнения ковша (для суглинка);

$l = 1,4L_k$  – продольная база скрепера, м;

$L_k$  – расчетная длина ковша, м (см. первый расчет – рис. 1);

$l'_1 = 2/3 * l$ ;  $l'_2 = 1/3 * l$  – расстояния между осью заднего моста и линиями

действия сил  $P_n$  и  $G_z$ , м;

$\varphi_{сц} = 0,6$  – коэффициент сцепления ведущих колес скрепера с грунтом;

$f = 0,07$  – коэффициент сопротивления перекачиванию колес скрепера;

$i = 0,03$  – уклон местности.

Определение сопротивления перемещению скрепера  $R_{пер}$ . Оно складывается из усилия, необходимого для перекачивания веса тягача, веса грунта в заполненном ковше и веса, возникающего в результате догрузки машины вертикальной составляющей сил сопротивления резанию на ноже ковша ( $P_n = (0,4 - 0,5)P_{рез}$ ). При этом следует учесть динамический коэффициент  $k_{дин} = 1,25$  и возможность движения машины вверх по уклону величиной  $i$ . То есть

$$R_{пер} = (k_{дин} G_{тяг} + G_2 + P_H) * (f + i), \text{ кН}$$

где, как и при расчете минимального веса тягача, принимаем  $f=0,07$ ,  $i=0,03$ . Численные значения остальных составляющих формулы ( $G_2$ ,  $P_H$  и  $G_{тяг}$ ) получены выше.

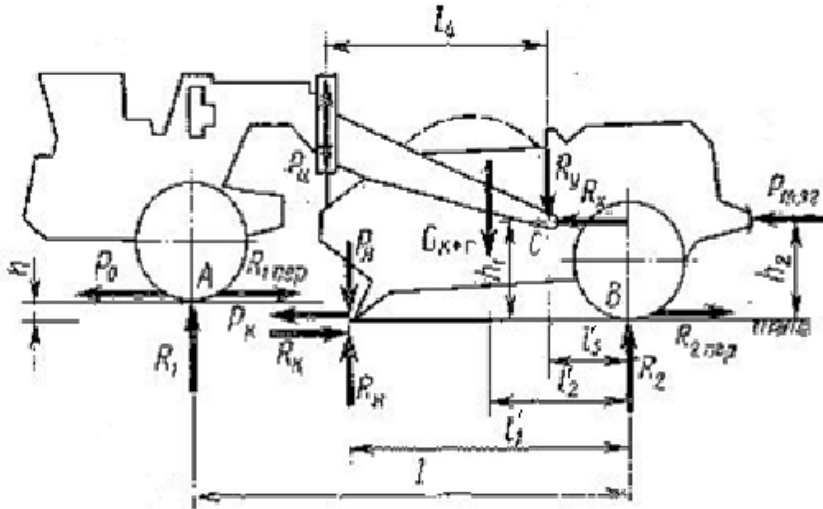


Рис. 2. Схема для определения сил, действующих на скрепер в конце заполнения и начале подъема ковша

Получив величину  $R_{пер}$  вернуться в начало силового расчета и найти результирующую силу сопротивления  $P_{\Sigma}$ .

### 5. Расчет основных эксплуатационных показателей скрепера

Минимальная мощность двигателя  $N$  – должна быть достаточна для преодоления суммы всех сопротивлений в момент самой критической нагрузки, то есть – в конце процесса заполнения ковша грунтом. Тогда

$$N = P_{\Sigma} * v_p / \eta \text{ кВт},$$

где  $v_p = 1 \dots 2,5$  м/с – скорость при заполнении ковша – исходные данные;  $\eta = 0,85$  – к.п.д. трансмиссии тягача;

$P_{\Sigma}$  – результирующая сил сопротивления в момент окончания заполнения ковша грунтом, Кн (получена в предыдущем пункте расчета).

Расход топлива в смену  $G_{см}$

$$G_{см} = 10^{-3} g_e N * T * k_c,$$

где  $g_e = 220-240$  г/кВт\*ч – удельный расход топлива двигателем тягача;

$N$  – мощность двигателя, кВт;

$k_c = 0,9$  – коэффициент использования мощности двигателя;

$T$  – продолжительность смены, часов (обычно – 8 часов).

### Производительность $\Pi_3$

$$\Pi_3 = 3600 q_k k_g k_n / (t_u k_p)$$

где  $k_g = 0,85$  - использование времени смены;

$k_n = 0,9$  - коэффициент наполнения ковша;

$q_k$  - геометрический объем ковша, м<sup>3</sup>;

$k_p = 1,1 \dots 1,2$  - коэффициент разрыхления грунта (для суглинка);

$t_u$  - время одного цикла, с.

Время одного цикла  $t_u$ ; суммируется из времени наполнения ковша, времени транспортировки грунта, времени его разгрузки, времени возврата в забой на холостом ходу, а также времени, расходуемого на вспомогательные операции (поворот, переключение передач, подъем и опускание ковша в рабочее положение). То есть

$$t_u = \frac{L_p}{v_p} + \frac{L_{nep}}{v_{mp}} + \frac{L_y}{v_y} + \frac{(L_p + L_{nep} + L_y)}{v_x} + 2t_{пов} + t_{nn} + t_{он},$$

где  $L_p = q_k k_n k_n / (0,7 B_k h k_p)$  - длина пути наполнения ковша, м;

$L_y = L_p$  - длина пути разгрузки грунта, м;

$L_{nep}$  - расстояние транспортировки грунта, м (исходные данные);

$v_p, v_{mp}, v_y, v_x$  - скорость скрепера, соответственно, при наполнении ковша, транспортировке грунта, его выгрузке и при возвращении в забой на холостом ходу (исходные данные) - принять  $v_y = v_{mp}$ ;

$t_{пов} = 15 - 20$  - время поворота, с;

$t_{nn} = 6 - 8$  - время переключения передачи с;

$t_{он} = 7 - 10$  - время работа с ковшом (подъем, опускание) с;

$k_n = 1,2 - 1,6$  - потери грунта в призме волочения и боковых валиках;

Мощность, необходимая при транспортировке грунта  $N_{mp}$

$$N_{mp} = (k_{дин} G_{мяг} + G_z)(f + i)v_{mp}/\eta, \text{ кВт}$$

где-  $G_{мяг}$  и  $G_z$  - вес, соответственно, тягача и грунта в ковше, кН;

$v_{mp}$  - скорость транспортировки, м/с;

$\eta = 0,85$  - к.п.д. трансмиссии тягача;

$f = 0,07$  - коэффициент сопротивления перекачиванию колес скрепера;

$i = 0,03$  - уклон местности.

**При недостатке мощности на транспортировку грунта на принятой по исходным данным транспортной скорости сделать вывод об ее увеличении.**



### Исходные данные к расчету скрепера

Вариант (посл. цифра № за- четной книжки)	Объем ковша, $q_k$ , $\text{м}^3$	$\mu_l$	$\rho_g$ $\text{кг/м}^3$	$L_{пер}$ м	$v_x$ м/с
1	7	0,5	1800	100	4,5
2	8	0,55	1850	95	4,6
3	9	0,6	1900	86	4,4
4	8,5	0,65	1950	105	4,7
5	10	0,55	1850	110	4,1
6	12	0,65	1950	90	4,2
7	14	0,7	2000	80	4,3
8	11	0,52	1825	105	4,4
9	10,5	0,63	1925	100	4,5
10	9,5	0,57	2000	110	4,6
Вариант (предпол. цифра № зачетной книжки)	Глубина резания, $h$ м	$v_{mp}$ м/с	$v_p$ м/с	$k_{y\delta}$ МПа	
1	0,17	2,5	1,1	0,09	
2	0,15	2,5	1,2	0,075	
3	0,18	2,6	1,2	0,12	
4	0,18	2,7	1,5	0,1	
5	0,2	2,8	1,5	0,095	
6	0,2	2,4	1,6	0,078	
7	0,2	2,5	1,4	0,15	
8	0,22	2,5	1,3	0,09	
9	0,24	2,8	1,3	0,065	
10	0,21	2,6	1,5	0,12	

## Задание №4 (...) Расчет щековой дробилки

Расчетные формулы сопровождаются примерами расчета по конкретным исходным данным, приведенным ниже, для того, чтобы обучающийся мог оценить порядок цифр, полученных в результате своего расчета и убедиться в отсутствии ошибки.

Исходные данные для примера: производительность ( $\Pi = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ ); степень дробления ( $i = 7$ ); средневзвешенный размер исходной породы ( $D_{св.} = 350 \text{ мм}$ ); удельная плотность подвергающейся дроблению породы ( $\rho = 1,85 \text{ т/м}^3$ ); угол наклона дробящей щеки (угол захвата)  $\alpha = 20^\circ$ ; степень неравномерности работы маховика  $\delta = 0,025$ .

### 1. Расчет основных геометрических параметров дробилки

Максимальный размер исходного материала  $D_{max}$ . Принимается пропорционально средневзвешенному размеру породы  $D_{св.}$ . Значение для расчета взять из исходных данных, индивидуально для каждого обучающегося. Таким образом,

$$D_{max} = D_{св.} / (0,35 - 0,45)$$

Приняв (для примера)  $D_{св.} = 350 \text{ мм}$ , имеем:

$$D_{max} = 777 - 1000 \text{ мм.}$$

Ширина приемного отверстия дробилки  $B$ . Должна быть несколько больше, чем максимально возможный размер кусков породы. То есть,

$$B = D_{max} / 0,85.$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$B = (777 - 1000) / 0,85 = 914 - 1176 \text{ мм.}$$

Кроме того, следует иметь в виду, что размер отверстия должен удовлетворять и такому соотношению:

$$B = D_{св.} / (0,3 - 0,4).$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$B = 350 / (0,3 - 0,4) = 875 - 1167 \text{ мм.}$$

Окончательно примем  $B = 1176 \text{ мм}$ .

Ширина выходной щели дробилки  $b$ . Может быть найдена из следующего соотношения

$$b = 0,85B/i, \text{ где}$$

$i$  – степень дробления породы.

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$b = 0,85 \cdot 1176/7 = 142,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b = 143$  мм.

Высота дробильной камеры  $H$ . Находим, исходя из геометрии ее поперечного сечения (рис. 1)

$$H = (B - b)/\text{tg}\alpha,$$

где  $\alpha$  - угол наклона дробящей (правой на рис. 1) щеки (угол захвата).

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$H = (1176 - 143)/0,364 = 2838 \text{ мм.}$$

Допустим и второй способ расчета, исходящий из коэффициента пропорциональности по отношению к ширине входного отверстия:

$$H = (2 - 2,5)B.$$

В принятом (для примера) варианте в этом случае имеем,

$$H = (2 - 2,5)1176 = 2352 - 2940 \text{ мм.}$$

**Внимание!** Окончательный выбор параметров осуществляется с учетом конструкции существующих аналогов, компоновки разрабатываемого оборудования и технологических возможностей завода-производителя.

## 2. Расчет кинематических параметров дробилки

Расчет следует осуществлять как для варианта с простым движением дробящей щеки, так и для варианта ее сложного движения.

Ход сжатия в верхней части камеры дробления  $S_g$ :

- простое движение щеки:  $S_g = (0,01 - 0,03)B$ .

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$S_g = (0,01 - 0,03) \cdot 1176 = 11,76 - 35,28 \text{ мм;}$$

- сложное движение щеки:  $S_g = (0,03 - 0,06)B$ .

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$S_g = (0,03 - 0,06) \cdot 1176 = 35,28 - 70,56 \text{ мм.}$$

Ход сжатия в нижней части камеры дробления  $S_n$ :

- простое движение щеки:  $S_n = 8 + 0,26b$ .

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$S_n = 8 + 0,26 * 143 = 45,18 \text{ мм};$$

- сложное движение щеки:  $S_n = 7 + 0,1b$ .

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$S_n = 7 + 0,1 * 143 = 21,3 \text{ мм}.$$

Ход сжатия в средней части камеры дробления  $S_{cp}$ :

- простое движение щеки:  $S_{cp} = (S_n + S_8)/2$ .

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$S_{cp} = ((11,76 - 35,28) + 45,18)/2 = 28,47 - 40,23 \text{ мм};$$

- сложное движение щеки:  $S_{cp} = (S_n + S_8)/2$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$S_{cp} = ((35,28 - 70,56) + 21,3)/2 = 28,29 - 45,93 \text{ мм}.$$

Максимально допустимая частота вращения кривошипа. Определяется, исходя из необходимости зарезервировать время, необходимое для выпадания вниз с ускорением свободного падения  $g$  объема раздробленного материала с поперечным сечением в виде трапеции высотой  $h$  и длиной меньшего основания  $c$  (заштриховано на рисунке 1). Тогда

$$n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{g * tg \alpha}{2S_n}}$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{9,81 * 0,364}{2 * (0,0213)}} = 4,58 \text{ с}^{-1}; \text{ - сложное движение щеки;}$$

$$n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{9,81 * 0,364}{2 * (0,04518)}} = 3,15 \text{ с}^{-1} \text{ - простое движение щеки (} \underline{S_n \text{ подставлять в формулу в метрах!)}.$$

Для дробилок с шириной приемного отверстия больше 900мм рекомендовано рассчитывать оптимальную частоту вращения кривошипа по формуле:

$$n = 13 * b^{-0,3}$$

Поскольку в рассматриваемом примере  $B = 1176$ мм, что больше 900 мм, то

выполним расчет по указанной формуле. То есть,

$$n = 13 * 143^{-0,3} = 2,93 \text{ с}^{-1} \text{ (} b \text{ подставлять в формулу в миллиметрах)}.$$

Таким образом, окончательно принимаем  $n = 2,93 \text{ с}^{-1}$ .

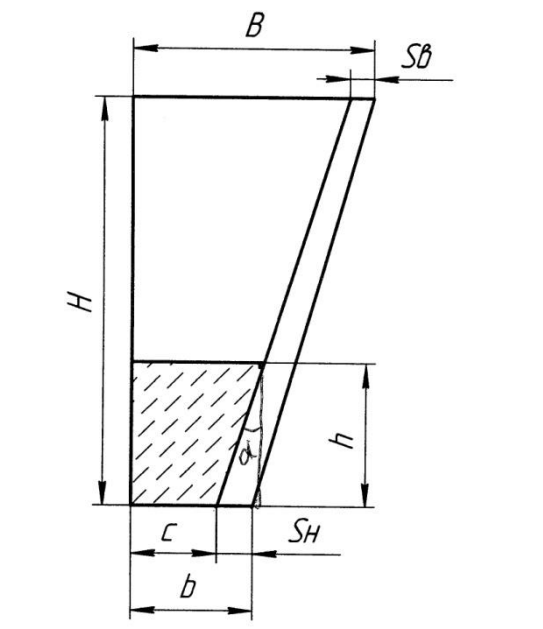


Рис. 1. Геометрические параметры камеры дробления

### 3. Определение длины камеры дробления $L$ .

Длина камеры дробления  $L$  должна обеспечить выпадение из нижней щели за один оборот кривошипа  $n$  объема материала, обеспечивающего достижение планируемой производительности  $\Pi$  оборудования. Зная указанный параметр, искомую длину легко найти из объема призмы трапецеидального поперечного сечения (рис. 1).

Объем материала, выпадающего сквозь нижнюю щель за один оборот кривошипа:

$$V = \Pi / (\mu * n) \text{ м}^3/\text{оборот},$$

где  $\mu = 0,5 - 0,6$  – коэффициент разрыхления материала.

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$V = 0,05 / (0,5 * 2,93) = 0,03 \text{ м}^3/\text{оборот}.$$

Длину дробильной камеры  $L$  следует найти по формуле,

$$L = \frac{2V \operatorname{tg} \alpha}{(c + b) S_H}.$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$L = \frac{2 * 0,03 * 0,364}{(0,09782 + 0,143) * 0,04518} = 1,77 \text{ м (размеры подставлять в метрах).}$$

#### 4. Энергетический расчет дробилки

##### Мощность на привод дробилки

$$N = 1,1 E_i K_m \frac{\sqrt{i} - 1}{\sqrt{D_{св}}} \Pi \rho \text{ кВт,}$$

где  $E_i = 3,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}$  – удельная энергоемкость процесса дробления;

$K_m = 1,5$  - масштабный коэффициент (в зависимости от крупности материала коэффициент варьируется в пределах 0,8 ... 1,8).

В принятом (для примера) варианте ( $i = 7$ ;  $\Pi = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $\rho = 1,85 \text{ т/м}^3$ ;  $D_{св} = 350 \text{ мм}$ ), имеем ( $D_{св}$  – подставлять в миллиметрах),

$$N = 154,6 \text{ кВт.}$$

##### Работа дробления за один оборот кривошипа A

$$A = 2 * N / n.$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$A = 2 * 154,6 / 2,93 = 105,57 \text{ кДж/оборот.}$$

##### Максимальное усилие дробления $Q_{max}$ (рис. 2)

$$Q_{max} = \frac{2A}{S_{ср}}.$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$Q_{max} = \frac{2 * 105,57}{0,02847} = 3708 \text{ кН, (} S_{ср} \text{ подставить в метрах).}$$

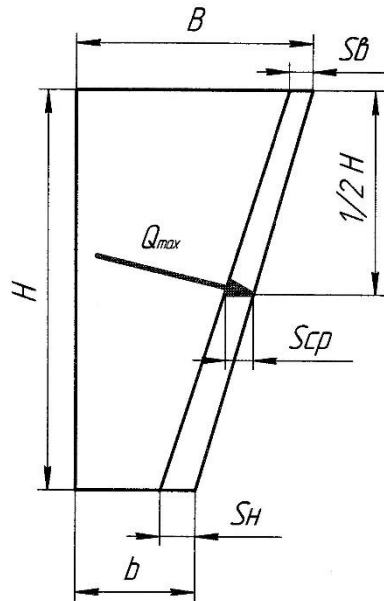


Рисунок 2 – Схема нагружения дробящей щеки

### 5. Усилие в узлах привода

Усилие в распорной плите (рис. 3)

$$T = Q_{max} * l / L,$$

где  $l$  – плечо силы  $Q_{max}$  по отношению к оси качания щеки (точка А на рис. 3). Принимаем, что  $l = 0,5L$ . Тогда, в принятом для расчета примере искомое усилие  $T$  будет иметь следующую величину

$$T = 3708 * 1/2 = 1854 \text{ кН.}$$

Усилие в шатуне следует определить по следующей формуле

$$P = 2 * T * \sin \alpha$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$P = 2 * 1854 * 0,342 = 1268 \text{ кН.}$$

### 6. Параметры маховика

Работа  $A_m$ , совершаемая маховиком равна половине всей работы, произведенной подвижной щекой. Маховик накапливает энергию в период обратного хода щеки и отдает ее во время рабочего хода. То есть,

$$A_m = A / 2 \text{ кДж/оборот.}$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$A_m = 105,57 / 2 = 52,785 \text{ кДж/оборот.}$$

### Маховый момент маховика

$$m * D^2 = \frac{A_m}{\pi^2 n^2 \delta} \text{ кг*м}^2,$$

где  $m$  – масса маховика, кг;

$\delta$  – степень неравномерности работы маховика (задана в исходных данных);

$D$  – максимальный диаметр маховика, м.

В принятом (для примера) варианте имеем (при  $\delta = 0,025$ )

$$m * D^2 = \frac{57790}{3,14^2 * 2,93^2 * 0,025} = 27,3 * 10^3 \text{ кг*м}^2.$$

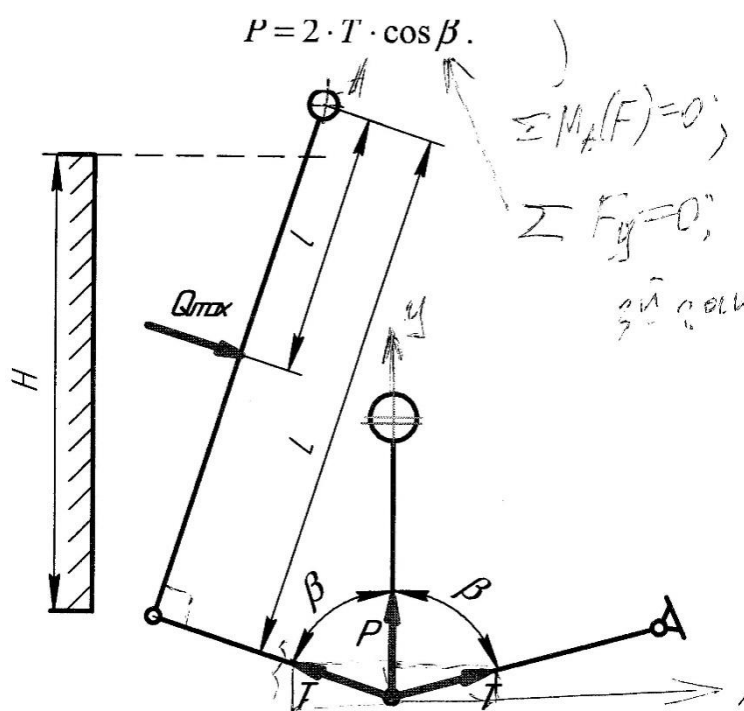


Рисунок 3 – Схема нагружения механизма привода дробилки

### Максимальный диаметр маховика

Рассчитывается исходя из условия обеспечения прочности его обода, подвергающегося воздействию разрывающих его центробежных сил. То есть,

$$D \leq \frac{20}{\pi * n}$$

В принятом (для примера) варианте имеем,



$$D \leq \frac{20}{3,14 \cdot 2,93} = 2,17 \text{ м.}$$

Массу маховика находим из махового момента, подставив в формулу максимальное значение диаметра  $D$ , степень неравномерности  $\delta$ , работу  $A_m$  и частоту вращения  $n$ . То есть,

$$m = \frac{A_m}{\pi^2 n^2 \delta \cdot D^2} \cdot$$

В принятом (для примера) варианте имеем,

$$m = \frac{57,79 \cdot 10^3}{3,14^2 \cdot 2,93^2 \cdot 0,025 \cdot 2,17^2} = 5,8 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

#### Исходные данные к расчету дробилки

№ последней цифры зачетной книжки	Производительность $P$ м <sup>3</sup> /секунда	Степень дробления $i$	Степень неравномерности работы маховика, $\delta$	№ предпоследней цифры зачетной книжки	Удельная масса материала $\rho$ , т/м <sup>3</sup>	Средневзвешенный размер кусков $D_{св}$ , м	Угол захвата $\alpha$ градусов
1	0,02	7	0,018	1	1,85	0,34	18
2	0,03	6	0,02	2	1,95	0,33	20
3	0,01	5	0,022	3	2,0	0,3	18,5
4	0,015	4	0,032	4	2,1	0,25	20,5
5	0,02	4,7	0,03	5	2,05	0,26	21
6	0,025	5,2	0,027	6	1,98	0,27	22
7	0,018	6,4	0,024	7	1,88	0,28	19
8	0,015	5,8	0,028	8	1,92	0,32	20,4
9	0,027	6,1	0,025	9	1,9	0,31	19,8
10	0,033	5,3	0,033	10	1,87	0,22	18,7

## Задание №5

### Расчет гравитационного смесителя бетона циклического действия

#### Замечания общего характера

Расчетные формулы сопровождаются примерами расчета по конкретным исходным данным, приведенным ниже, для того, чтобы обучающийся мог оценить порядок цифр, полученных в результате своего расчета и убедиться в отсутствии ошибки.

Исходные данные для примера расчета: объем готового замеса ( $V_z = 0,2 \text{ м}^3$ ); коэффициент выхода бетона ( $k_g = 0,667$ ); плотность бетонной смеси

( $\rho = 2000 \text{ кг/м}^3$ ); коэффициент использования времени смены ( $k_n = 0,655$ ); допустимое касательное напряжение сдвига между слоями бетона ( $[\tau_0] = 360 \text{ Н/м}^2$ ); допустимое нормальное напряжение на отрыв бетона от внутренней поверхности барабана ( $[\sigma_0] = 600 \text{ Н/м}^2$ ); коэффициент трения в опорах барабана ( $f = 0,012$ ); коэффициент трения качения бандажа барабана по опорным роликам ( $k = 0,0009$ ).

Если в методическом указании рекомендуемая величина параметра (компонента формулы) дана в пределах варьирования, то обучающийся вправе выбрать любое значение, входящее в рекомендуемый диапазон значений.

**Внимание!** При расчетах округлять полученные значения до трех знаков после запятой.

#### **1. Производительность бетоносмесителя циклического действия**

Зависит от полезной вместимости барабана (которая существенно меньше его геометрического объема), времени одного цикла и коэффициента использования времени смены. То есть

$$П = \frac{3600V_z k_n}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4} \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $V_z$  – объем готового замеса,  $\text{м}^3$  (исходные данные);

$k_n$  – коэффициент использования времени смены (исходные данные);

$t_1 = 10 \dots 20 \text{ с}$  – продолжительность загрузки;

$t_2 = 60 \dots 90 \text{ с}$  – продолжительность смешивания;

$t_3 = 10 \dots 30 \text{ с}$  – продолжительность выгрузки готовой смеси;

$t_4 = 3 \dots 5 \text{ с}$  – время возврата барабана в исходное состояние.

В принятом (для примера) варианте расчета (назначая для  $t_i$  значения из середин рекомендуемых диапазонов) имеем,

$$П = \frac{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,655}{15 + 75 + 20 + 4} = 4,14 \text{ м}^3/\text{час}.$$

#### **2. Расчет основных геометрических параметров барабана**

Вместимость смесителя по загрузке,  $\text{м}^3$  (рис. 1).

$$V_3 = V_2 / k_6 \text{ м}^3,$$

где  $k_6$  - коэффициент выхода бетона (исходные данные).

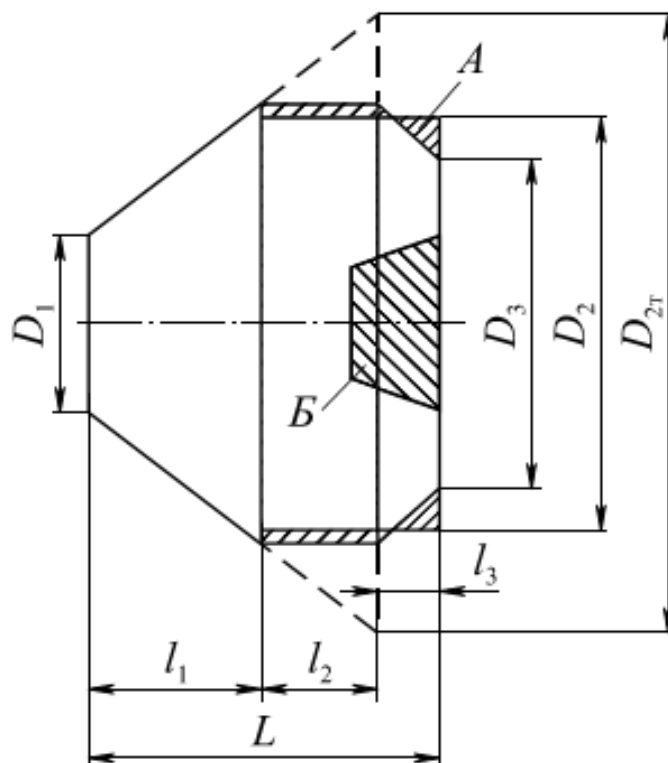


Рисунок 1 – Расчетная схема смесительного барабана

В принятом (для примера) варианте расчета (назначая для  $k_6 = 0,667$ )имеем,

$$V_3 = 0,2 / 0,667 = 0,3 \text{ м}^3.$$

Диаметр загрузочной горловины  $D_1$ :

$$D_1 = 0,63 V_3^{0,31} \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$D_1 = 0,63 \cdot 0,3^{0,31} = 0,434 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр цилиндрической части барабана  $D_2$ :

$$D_2 = (1,65 \text{K} 1,75) \sqrt[3]{V_3} \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета (назначив среднее значение для рекомендуемого диапазона варьирования коэффициента) имеем,

$$D_2 = 1,7 \cdot \sqrt[3]{0,3} = 1,14 \text{ м.}$$

Теоретический максимальный диаметр  $D_{2T}$ :

$$D_{2T} = 2,23V_3^{0,31} \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$D_{2T} = 2,23 \cdot 0,3^{0,31} = 1,535 \text{ м.}$$

Длина переднего конуса  $l_1$ :

$$l_1 = 0,69(D_2 - D_1) \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$l_1 = 0,69(1,14 - 0,434) = 0,487 \text{ м}$$

Длина цилиндрической части  $l_2$ :

$$l_2 = 0,2D_{2T} \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$l_2 = 0,2 \cdot 1,535 = 0,307 \text{ м.}$$

Длина переходной конической части  $l_3$ :

$$l_3 = 0,143D_2 \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$l_3 = 0,143 \cdot 1,14 = 0,163 \text{ м.}$$

Диаметр днища барабана  $D_3$ :

$$D_3 = D_2 - 1,68l_3 \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$D_3 = 1,14 - 1,67 \cdot 0,163 = 0,868 \text{ м.}$$

Общая длина барабана  $L$ :

$$L = l_1 + l_2 + l_3 \text{ м.}$$

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$L = 0,487 + 0,307 + 0,163 = 0,957 \text{ м.}$$

**Внимание!** На листе формата А4 (в соответствующем масштабе) изобразить схему (рис. 1) в соответствии с полученными при геометрическом расчете данными.

### **3. Энергетический расчет бетоносмесителя**

Оптимальная частота вращения барабана  $n_{\sigma}$ :

$$n_{\sigma} = \frac{(0,225 + 0,05 \cdot R)60}{\sqrt{R}} \text{ мин}^{-1},$$

где  $R$  – внутренней радиус цилиндрической части барабана ( $D_2/2$ ).

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$n_{\sigma} = \frac{(0,225 + 0,05 \cdot 0,57)60}{\sqrt{0,57}} = 20,2 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловая скорость вращения барабана  $\omega_{\sigma}$ :

$$\omega_{\sigma} = \pi \cdot n_{\sigma} / 30 = 3,14 \cdot 20,2 / 30 = 2,11 \text{ с}^{-1}.$$

Сила тяжести бетонной смеси:

$$G_{см} = V_{\sigma} \rho g \text{ Н,}$$

где  $\rho$  - плотность бетонной смеси,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g = 9,81$  - ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$  (подставлять в формулу без округления).

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$G_{см} = 0,2 \cdot 2000 \cdot 9,81 = 3924 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя для привода смесителя. Включает мощность, расходуемую на перемешивание бетонной смеси  $N_1$  и мощность, расходуемую на перекатывание барабана по роликам  $N_2$ :

а) мощность на перемешивание бетонной смеси:

$$N_1 = \frac{2,2 \cdot G_{cm} \cdot R \cdot n_b}{1000} = \frac{2,2 \cdot 3924 \cdot 0,57 \cdot 0,336}{1000} = 1,65 \text{ кВт.}$$

б) мощность на перекачивание барабана по роликам:

$$N_2 = \frac{\omega_b(G_{cm} + G_b)}{\cos \beta} \left( \frac{2}{D_p} k + f \frac{d_u}{2} \right), \text{ кВт}$$

где:

$G_b = (15 \dots 16) \cdot V_3$  - ориентировочный вес барабана, кН;

В принятом (для примера) варианте расчета имеем,

$$G_b = 15,5 \cdot 0,3 = 4,65 \text{ кН}$$

$\beta$  – угол установки опорных роликов, принять всем  $\beta = 30^\circ$ ;

$k$  – коэффициент трения-качения бандажа барабана (исходные данные),  
принимая  $k = 0,0009$ ;

$f$  – коэффициент трения в опоре ролика (исходные данные),  
принимая  $f = 0,012$ ;

$R_b$  – радиус бандажа барабана (наружный),

$$R_b = (1,05 \dots 1,1) R.$$

Приняв среднее значение рекомендованного диапазона, имеем:

$$R_b = 1,07 \cdot 0,57 = 0,61 \text{ м.}$$

$D_p$  – диаметр опорного ролика,

$$D_p = (0,15 \dots 0,20) D_b \text{ м.}$$

Приняв среднее значение рекомендованного диапазона, имеем:

$$D_p = 0,17 \cdot 2 \cdot R_b = 0,17 \cdot 2 \cdot 0,61 = 0,21 \text{ м.}$$

$d_u$  – диаметр цапфы ролика,

$$d_u = D_p / 4 \text{ м.}$$

То есть,  $d_u = 0,21 / 4 = 0,0525 \approx 0,053 \text{ м.}$

$\omega_b$  – угловая скорость барабана (получена в начале энергетического расчета).

Подставив все полученные компоненты в формулу ( $G_b$  и  $G_{cm}$  подставлять в кН!), в принятом для примера варианте расчета имеем

$$N_2 = \frac{2,11(3,924 + 4,65)}{\cos 30^\circ} \left( \frac{0,053}{2} \cdot 0,012 + 2 \frac{0,0009}{0,21} \right) = 0,187 \text{ кВт.}$$

в) расчетная мощность электродвигателя  $N_d$ :

$$N_{д} = \frac{N_1 + N_2}{\eta},$$

где:  $\eta$  – К.П.Д. привода смесительного барабана. Найдем его, как произведение К.П.Д. всех ступеней привода (рис. 2):

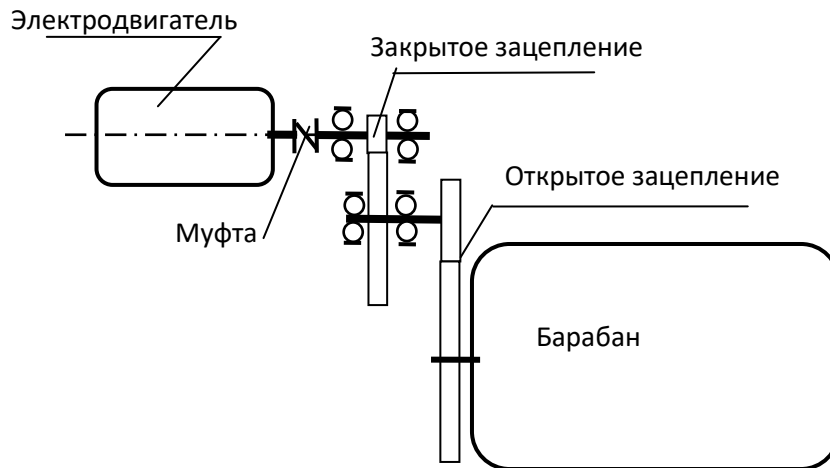


Рисунок 2 – Схема привода барабана бетоносмесителя

Согласно схеме привода,  $\eta = \eta_m * \eta_n * \eta_n * \eta_{зз} * \eta_c * \eta_{зо}$ ,

где:

$\eta_m$  – КПД муфты,  $\eta_m = 0,98$ ;

$\eta_n$  – КПД пары подшипников качения,  $\eta_n = 0,99$ ;

$\eta_{зз}$  – КПД пары зубчатых колес закрытой передачи ( $0,96 \div 0,98$ ),  $\eta_{зз} = 0,97$ ;

$\eta_c$  – КПД гидравлических потерь на смазку одной пары зубчатых колес, принимаем  $\eta_c = 0,99$ ;

$\eta_{зо}$  – КПД открытой зубчатой пары ( $0,93 \div 0,95$ ), принимаем  $\eta_{зо} = 0,94$ .

Подставив значения в формулу, имеем  $\eta = 0,867$ .

Тогда мощность двигателя должна быть не менее следующего значения

$$N_{д} = \frac{1,65 + 0,187}{0,867} = 2,119 \text{ кВт}.$$

#### Подбор электродвигателя.

Электродвигатель подбирают по расчетной мощности  $N_{д}$  и частоте вращения  $n$  с допускаемой перегрузкой по мощности не более 5 %. Для машин, работающих при незначительно меняющейся нагрузке (отношение максимальной нагрузки к средней 1,1 - 1,3), с числом включений 20 ÷ 30 в час рекомендуются трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели переменного тока единой серии 4А общего назначения закрытые обдуваемые. К таким машинам относится гравитационный бетоносмеситель.

Выбираем асинхронный трехфазный электродвигатель переменного тока

типа 4A100L6УЗ мощностью 2,2 кВт с синхронной частотой вращения  $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$ .

**Внимание!** Перегрузка электродвигателя допускается не более 5% от номинальной мощности.

#### 4. Проверка барабана на максимальную скорость вращения

При вращении лопасть захватывает объем раствора (бетона), с поперечным сечением, ограниченным четвертью окружности радиуса  $r$ . Объем начинает сползать с лопасти, отрываясь от цилиндрической поверхности барабана и скользя по радиальной поверхности лопасти, преодолевая при этом центробежную силу инерции и силы сцепления с соответствующими поверхностями ( $F_u''$  и  $F_{mp}'$ , соответственно – рис. 3). Условие равновесия можно записать следующим образом:

$$G \cdot \sin \varphi_0 = F_u'' + F_{mp}' + F_{mp}'' ,$$

где  $G = \frac{\pi r^2 \rho l \cdot g}{4}$  - вес объема раствора (бетона) на лопасти, Н (условно

считаем, что поперечное сечение порции раствора на лопасти представляет собой прямоугольный и равносторонний треугольник с катетами  $r$  – рис. 3);

$r = 0,12$  – радиальная ширина лопасти (для всех вариантов), м;

$\rho = 2000$  – удельная масса раствора (бетона),  $\text{кг/м}^3$  (принятые исходные данные для примера расчета);

$l$  – длина лопасти, м;

$$F_u'' = \frac{\pi r^2 \rho l \omega^2 R}{4} - \text{центробежная сила инерции};$$

$\omega_{max}$  – максимально допустимая угловая скорость барабана,  $\text{с}^{-1}$ ;

$R = 0,57$  – радиус барабана, м (получен при геометрическом расчете);

$F_{mp}' = r \cdot l \cdot [\tau_0]$  - сила сцепления раствора (бетона) с поверхностью лопасти, Н;

$[\tau_0]$  – касательное (допустимое) напряжение сдвига между слоями раствора (бетона),  $\text{Н/м}^2$ ;

$F_{mp}'' = r \cdot l \cdot [\sigma_0]$  - сила сцепления раствора (бетона) с внутренней поверхностью барабана, Н;

$[\sigma_0]$  – нормальное (допустимое) напряжение на отрыв бетона (раствора) от внутренней поверхности барабана.  $\text{Н/м}^2$ .

Находим максимально допустимую рабочую частоту вращения, исходя из требования, гарантирования завершения процесса отрыва объема раствора (бетона) от внутренней поверхности барабана и начала его скольжения при угле поворота  $\varphi_0 = 60^\circ$  (рис. 3). Тогда:

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{\pi r \rho g \sin \varphi_0 - 4[\tau_0] - 4[\sigma_0]}{\pi r R \rho}}$$



Принимаем для примера расчета  $[\tau_0] = 360 \text{ Н/м}^2$ , а  $[\sigma_0] = 600 \text{ Н/м}^2$ . Обучающимся использовать для расчета значения  $[\tau_0]$  и  $[\sigma_0]$  из индивидуальных исходных данных.

Подставив все составляющие в уравнение, в примере расчета имеем:

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,12 \cdot 2000 \cdot 9,81 \cdot 0,86 - 4 \cdot 360 - 4 \cdot 600}{3,14 \cdot 0,12 \cdot 0,57 \cdot 0,57}} = 2,178 \text{ с}^{-1}.$$

$$\text{Тогда } n_{\max} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 2,178}{3,14} = 20,81 \text{ мин}^{-1}.$$

**Вывод промежуточный:** частота вращения барабана, найденная в начале расчета, не превышает предельно допустимых значений.

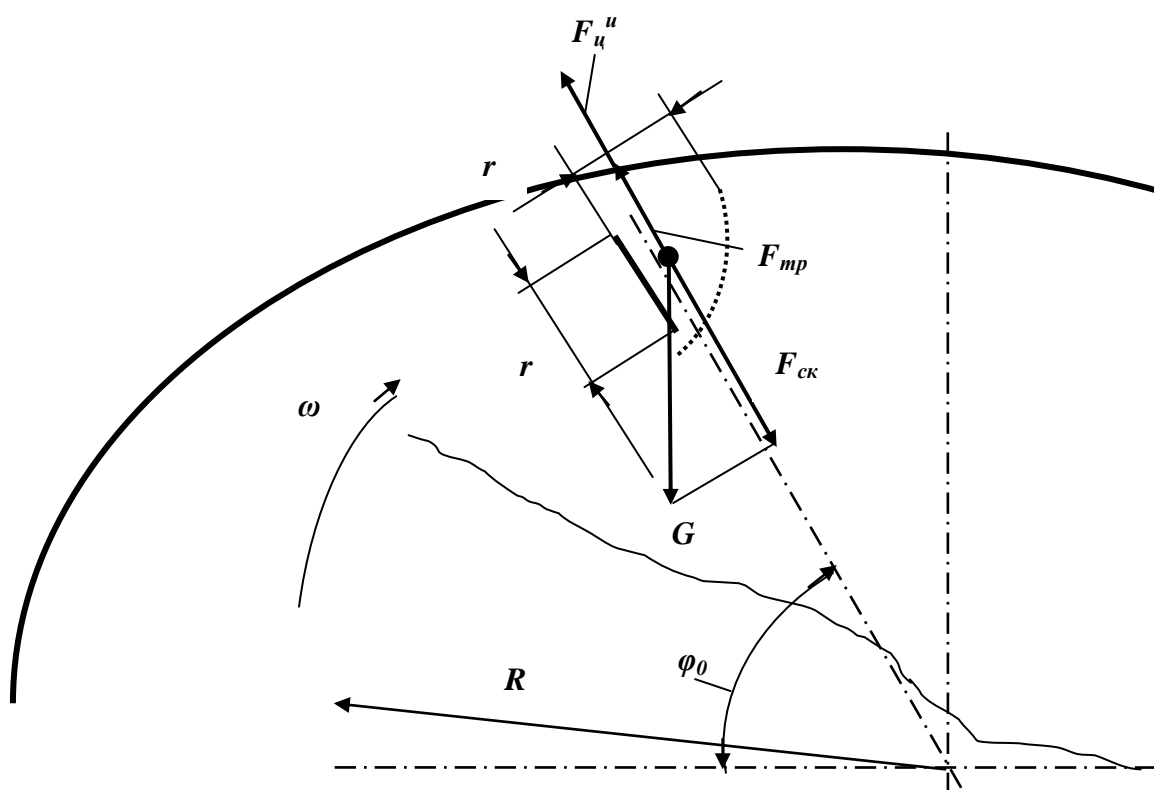


Рис. 3. Начало отрыва раствора (бетона) от внутренней поверхности барабана

### 5. Определение угла отрыва раствора (бетона) от лопасти

Будем считать, что соскальзывание раствора (бетона) с поверхности лопасти происходит под действием неизменной движущей силы, являющейся разностью трех сил, действующих на угле поворота  $\varphi_0$ . То есть,

$$F_{\text{ов}} = G \sin \varphi_0 - F_u^u - F'_{\text{тp}}.$$

Силой Кориолиса ввиду малости скоростей пренебрегаем.

Тогда, согласно второму закону Ньютона, ускорение, с которым движется раствор, стекая с лопасти, следует найти по следующей формуле:

$$a = \frac{F_{\text{ос}}}{m} = \frac{G \sin \varphi_0 - F_u' - F_{mp}'}{m} = g \sin \varphi_0 - \omega^2 R - \frac{4[\tau_0]}{\pi r \rho}.$$

При принятых для примера расчета параметрах имеем:

$$a = 9,81 \cdot 0,86 - 2,178^2 \cdot 0,57 - \frac{4 \cdot 360}{3,14 \cdot 0,12 \cdot 2000} = 3,8219 \text{ м/с}^2.$$

При равноускоренном движении объем раствора (бетона) преодолеет ширину лопасти  $r$  за время  $t$ , равное:

$$t = \sqrt{\frac{2r}{a}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,12}{3,8219}} = 0,25 \text{ с.}$$

За этот промежуток времени барабан повернется на угол  $\varphi_1$ , при котором начнется свободное падение «капли» раствора (бетона), как тела, брошенного под углом к горизонту (рис. 4). То есть,

$$\varphi_1 = \omega_{\text{max}} t = 2,178 \cdot 0,25 = 0,5445 \text{ рад} = 31,21^\circ.$$

С учетом того, что в реальности, по мере приближения лопасти к вертикальному положению, величина движущей силы увеличивалась, можно ориентировочно принять, что  $\varphi_1 = 30^\circ$ . То есть, окончательный отрыв раствора (бетона) от лопасти произошел в верхней точке  $A$  траектории поворота барабана (Рис. 4). Совместим с этой точкой начало системы координат  $XO_1Y$  и выполним расчет траектории падения раствора (бетона), полагая независимыми движения по осям (таблица 1).

Будем считать, что исходная скорость «капли» раствора (бетона) равна окружной скорости внутренней кромки лопасти (точки  $A=O_1$ ). То есть в случае примера расчета

$$V = \omega \cdot (R - r) = 2,178 \cdot (0,57 - 0,12) = 0,76 \text{ м/с.}$$

В результате получены следующие координаты точек (таблица 1).

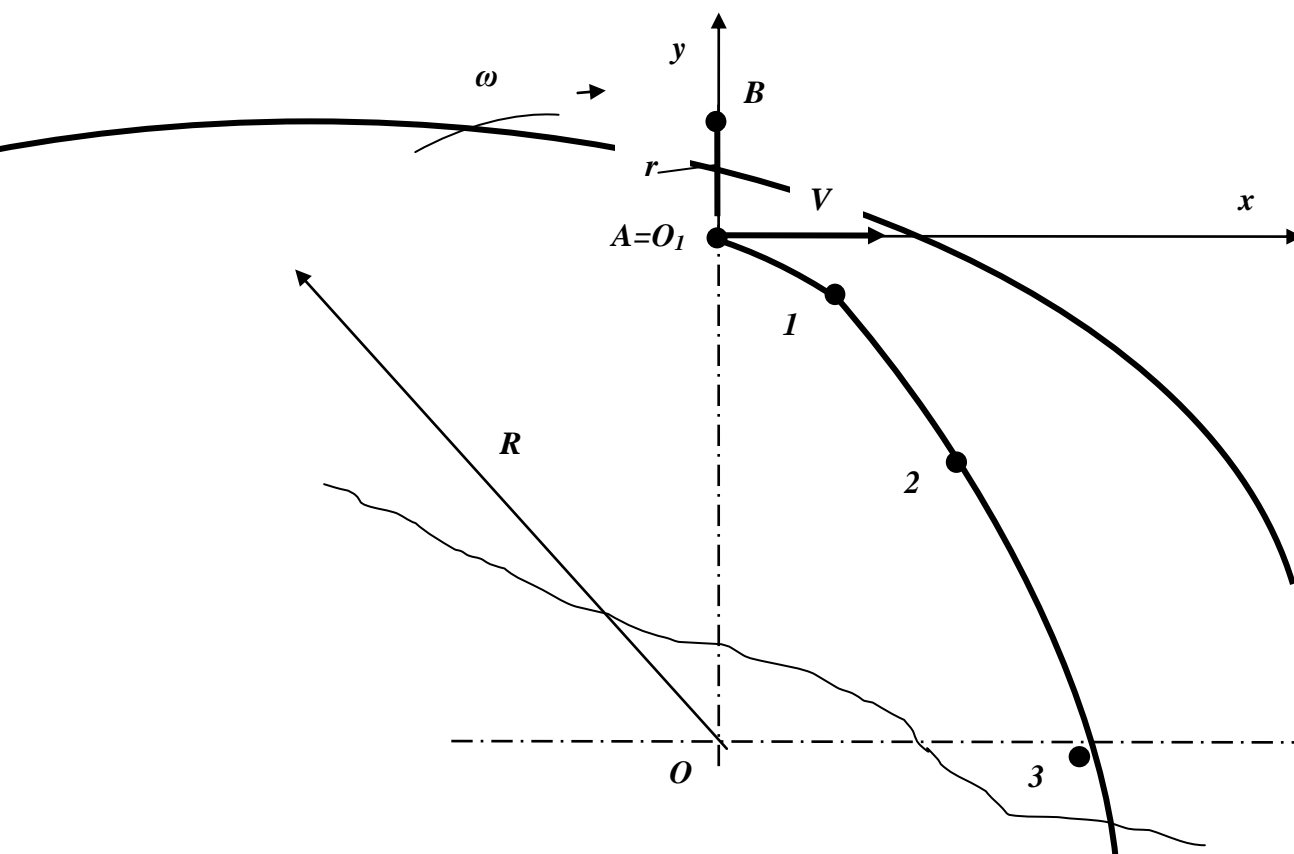


Рис. 4. Свободное падение раствора (бетона)

Таблица 1 – Расчет точек траектории падения раствора (бетона)

Время, $t_i$ , с	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	$t_5$
		0,1	0,2	0,3	0,4
$x_i = V \cdot t_i$ , м	0,076	0,152	0,228	0,304	0,38
$y_i = -gt_i^2/2$ , м	-0,049	-0,196	-0,442	-0,785	

Обучающиеся должны выполнить расчет скорости по индивидуальным данным, рассчитанным ранее ( $R = D_2/2; \omega; g = 9,81$ ). Промежутки времени между расчетными точками принять равными 0,1 секунды. На листе формата А4 построить траекторию (рис. 4) в допустимом масштабе и сделать вывод о качестве работы машины.

**Вывод:** смеситель должен удовлетворительно выполнять технологический процесс, так как траектория падения капель бетона пересекает горизонтальный диаметр барабана.

Исходные данные к расчету бетоносмесителя

последняя цифра № зачетной книжки	Объем готового замеса, $V_z, \text{ м}^3$	Допустимое касательное напряжение $[\tau_0], \text{ Н/м}^2$	Коэффициент трения в опорах $f$	Коэффициент использования времени смены $k_n$	предпоследней цифры № зачетной книжки	Удельная масса бетона $\rho, \text{ т/м}^3$	Допустимое касательное напряжение $[\sigma_0], \text{ Н/м}^2$	Коэффициент трения качения ролика по бандажу барабана, $k$	Коэффициент выхода бетона $k_e$
1	0,2	360	0,01	0,65	1	2,0	600	0,0008	0,7
2	0,22	365	0,011	0,66	2	2,1	620	0,009	0,69
3	0,24	345	0,012	0,67	3	2,15	615	0,001	0,68
4	0,27	335	0,13	0,68	4	1,9	605	0,001	0,67
5	0,3	350	0,14	0,69	5	1,95	610	0,0009	0,66
6	0,32	370	0,015	0,7	6	1,87	595	0,0008	0,65
7	0,28	340	0,014	0,68	7	2,05	580	0,0009	0,67
8	0,3	352	0,013	0,67	8	2,1	585	0,001	0,66
9	0,35	364	0,012	0,66	9	2,2	575	0,0009	0,65
10	0,25	362	0,011	0,65	10	1,93	582	0,0008	0,7

## Задание №6 (...)

### Расчет основных параметров мелиоративной фрезы

#### 1. Суть технологического процесса

Барабан фрезы оборудован ножами, в количестве  $Z_n$  штук, которые сгруппированы по поперечным плоскостям, по  $Z$  ножей в каждой. При работе барабан фрезы радиусом  $R$  (по концам ножей) вращается с угловой скоростью  $\omega$  и перемещается поступательно с линейной скоростью  $V_m$  (рис. 1). В результате крайняя точка ножа перемещается в абсолютном движении по криволинейной циклической траектории – трохойде 1, которая в принятой на рисунке системе координат  $XO'Y$  описывается системой уравнений

$$\begin{cases} x = V_m t + R \cos \omega t \\ y = R(1 - \sin \omega t) \end{cases} \quad (1).$$

Параметры траектории движения существенным образом зависят от кинематического коэффициента  $\lambda$ , являющегося отношением окружной скорости крайней точки ножа в относительном движении к поступательной скорости барабана в переносном движении. То есть

$$\lambda = V_0/V_m = \omega R/V_m \quad (2).$$

Траектория движения следующего ножа повторяет траекторию движения предыдущего со сдвигом каждой ее точки в направлении перемещения на величину подачи на нож  $S_z$ , которая определяется по формуле

$$S_z = 2\pi R/(\lambda z) \quad (3).$$

Таким образом, за один оборот барабана фреза проходит путь  $X_{об}$ , равный

$$X_{об} = V_m 2\pi/\omega = 2\pi R/\lambda \quad (4).$$

В точках  $A_0$  и  $A_1$  ножи поочередно внедряются в почву на максимальную глубину  $a$ , отделяя от почвенного монолита стружку переменного сечения  $A_0A_1B$  (заштриховано), которую отбрасывают назад. От воздействия ножа и в результате удара о кожух (на схеме не показан) почвенная стружка разрушается на мелкие фрагменты, образуя рыхлый слой на всю глубину обработки  $a$ . При этом на дне борозды остаются гребни необработанной почвы высотой  $h_2$ .

Качество обработки читается приемлемым, если  $h_2 \leq 0,2a$ . Исходя из этого можно найти минимальное число ножей  $Z$ , которые должны быть размещены в каждой из поперечных плоскостей фрезерного барабана.

$$Z = \frac{\pi}{\lambda \left( \sqrt{(2m_1 - m_1^2)} + \arcsin(1 - m_1) - \frac{\pi}{2} \right)} \quad (5),$$

$$\text{где } m_1 = \frac{h_r}{R} = \frac{0,2a}{R} \quad (6).$$

Зная число ножей в каждой плоскости, определить общее число ножей на фрезерном барабане  $Z_n$  по формуле

$$Z_n = \frac{B}{b}Z \quad (7),$$

где  $B$  – ширина захвата фрезы, м;

$b = 0,08 \dots 0,14$  м – ширина захвата одного ножа (выбрать такую величину, чтобы дробь  $B/b$  была целым и четным числом).

Мощность, расходуемая на привод фрезы  $W$ , пропорциональна объему грунта, обрабатываемого за единицу времени

$$W = BV_M Ea, \text{ кВт} \quad (8),$$

$$\text{где: } V_M = \frac{\pi R n}{30\lambda}, \text{ м/с} \quad (9);$$

$E$  – удельная работа, необходимая для разрыхления единицы объема почвы, КДж/м<sup>3</sup>. Определить по номограмме (рис. 2). В случае выхода за пределы номограммы принять  $E=240 \dots 280$  КДж/м<sup>3</sup>;

$a$  – глубина фрезерования, м;

$B$  – ширина захвата фрезы, м.

## 2. Исходные данные

Приведены в таблице. Обучающийся выбирает вариант согласно его позиции в списке группы в алфавитном порядке.

## 3. Требования к выполнению работы

Графическая часть выполняется на листе формата А3. Масштаб построения должен соответствовать ЕСКД и позволять максимально полно использовать площадь листа.

**Внимание**, если в конкретном пункте алгоритма расчета отсутствует указание по степени округления, то результаты расчетов округлять, оставляя не менее двух знаков после запятой. При вычислении длины отрезков, которые необходимо отложить на чертеже (рис. 1) в процессе построения траекторий движения ножей фрезы, результат расчета округлять с точностью до миллиметра.

## 4. Порядок выполнения работы

1) По формулам (5 и 6) найти величину  $Z$ , имея ввиду, что  $\arcsin$  в формуле должен быть получен в **радианах**, а  $\pi=3,14$ . Округлить полученный результат расчета до ближайшего большего целого числа, если дробная часть превышает 0,25. Если дробная часть результата расчета  $\leq 0,25$ , то округлить до ближайшего меньшего целого числа.

Так, если при расчете получилось, что  $Z = 3,7$ , то принять  $Z = 4$ . Если же при расчете получилось, что  $Z = 3,15$ , то принять  $Z = 3$ .

2) По формуле (7) найти  $Z_n$ .

3) По формулам (3) и (4) найти  $S_z$  и  $X_{об}$ .

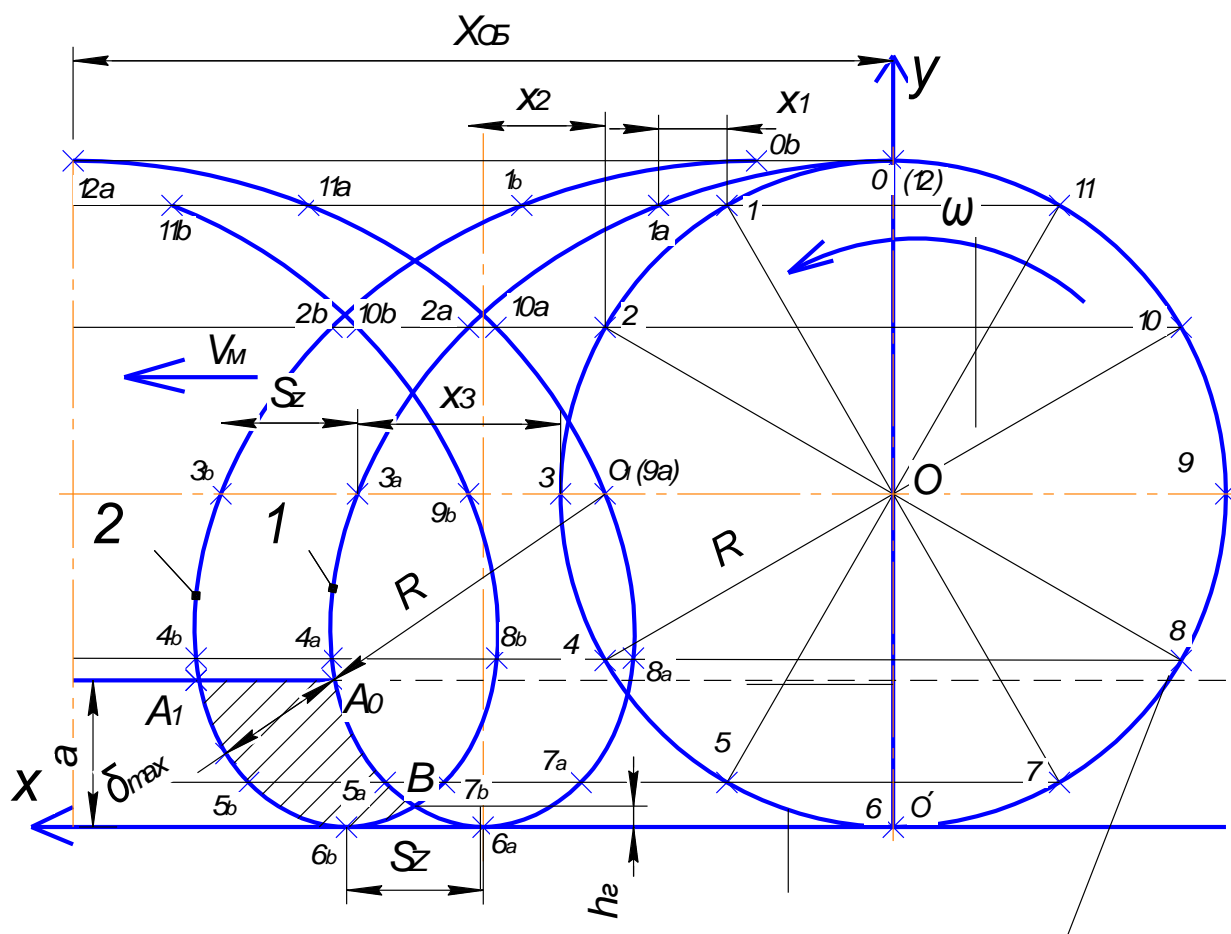


Рис. 1. Схема взаимодействия ножей фрезы с грунтом:

1 и 2 – траектории движения крайней точки первого и второго ножа, соответственно

4) В выбранном масштабе построить окружность радиуса  $R$  и разбить ее на 12 частей (через  $30^\circ$ ), как показано на рис. 1. Обозначить полученные точки от 0 до 12. В точке 6 поместить начало координат системы  $XO'Y$ . Разбивку выполнить либо циркулем раствором  $R$ , либо вписав в окружность двенадцатигранник в графическом редакторе «Компас 3D». Полученная таким образом окружность является траекторией перемещения точек (0 ... 11) в относительном движении.

5) Из полученных точек провести горизонтальные линии, параллельные оси  $X$ . Указанные прямые являются траекториями перемещения точек (0 ... 11) в переносном движении.

6) Подачу на один оборот разбить на 12 частей, то есть найти величину

$$x1 = X_{об}/12.$$

7) Построить траекторию перемещения крайней точки ножа в абсолютном движении, начиная с точки  $O$ , суммируя относительное и переносное движение следующим образом.

При повороте барабана фрезы на угол  $30^0$  точка  $O$  переместится в относительном движении в положение  $1$ . За этот же период времени барабан фрезы переместится в переносном движении влево на величину  $x1$ . Отложив от точки  $1$  горизонтальный отрезок  $x1$ , получить точку  $1a$ , принадлежащую траектории перемещения исходной точки ( $O$ ) в абсолютном движении. Таким образом, при повороте барабана фрезы от исходного положения на угол  $30^0$  исходная точка (крайняя точка ножа) перемещается в точку  $1a$ .

б) При повороте барабана фрезы в относительном движении от исходного положения на  $60^0$  исходная точка ( $O$ ) перемещается по окружности радиуса  $R$  в положение  $2$ . За этот же промежуток времени барабан фрезы перемещается в переносном движении по направлению вектора скорости  $V_m$  на величину  $x2=2*x1$ , то есть, на величину  $X_{ос}/6$ . Отложив от точки  $2$  отрезок  $x2$ , суммируем результаты относительного и переносного движения и получаем вследствие этого точку  $2a$ , принадлежащую траектории перемещения крайней точки ножа в абсолютном движении.

7) При повороте барабана фрезы в относительном движении от исходного положения на  $90^0$  исходная точка ( $O$ ) перемещается по окружности радиуса  $R$  в положение  $3$ . За этот же промежуток времени барабан фрезы перемещается в переносном движении по направлению вектора скорости  $V_m$  на величину  $x3=3*x1$ , то есть, на величину  $X_{ос}/4$ . Отложив от точки  $3$  отрезок  $x3$ , суммируем результаты относительного и переносного движения и получаем вследствие этого точку  $3a$ , принадлежащую траектории перемещения крайней точки ножа в абсолютном движении.

8) Повторить аналогичные построения для точек  $4 \dots 12$  траектории относительного движения, последовательно увеличивая длину пути, проходимого барабаном фрезы в переносном движении  $x_i$  в соответствии с обозначением точек. То есть

$$9) \quad x_i = i*x1 \quad (10),$$

где  $i = 4 \dots 12$  – номер соответствующей точки на траектории относительного движения.

Так, для точки  $6$  длина пути барабана фрезы в переносном движении равна  $x6 = 6*x1 = X_{ос}/2$ .

Суммируя результаты относительного и переносного движения, получаем точки  $4a \dots 12a$ , принадлежащие траектории перемещения крайней точки ножа в абсолютном движении.

**Следует иметь в виду**, что поскольку трохоида симметрична относительно оси симметрии, выполненной на рисунке в виде вертикальной штрихпунктирной линии, проходящей через точку  $6a$ , то точки  $7a \dots 12a$  могут быть построены путем зеркального отражения относительно указанной оси симметрии



точек  $0, 1a \dots 5a$ .

10) Соединив точки  $0, 1a \dots 12a$ , получить траекторию перемещения крайней точки ножа в абсолютном движении (трохоиду) за один оборот барабана фрезы. При выполнении работы в графическом редакторе «Компас 3D» воспользоваться командой «Слайн по точкам».

11) Построить траекторию движения крайней точки следующего ножа, для чего каждую точку ( $0, 1a \dots 11a$ ) построенной ранее трохойды переместить влево по соответствующим линиям переносного движения на величину подачи на нож  $S_z$ , найденную по формуле (3). В результате, например, точка  $3a$  при перемещении ее влево на величину  $S_z$  дает точку  $3b$ . Полученные таким образом точки ( $0b \dots 11b$ ), соединить плавной кривой, как и в предыдущем случае.

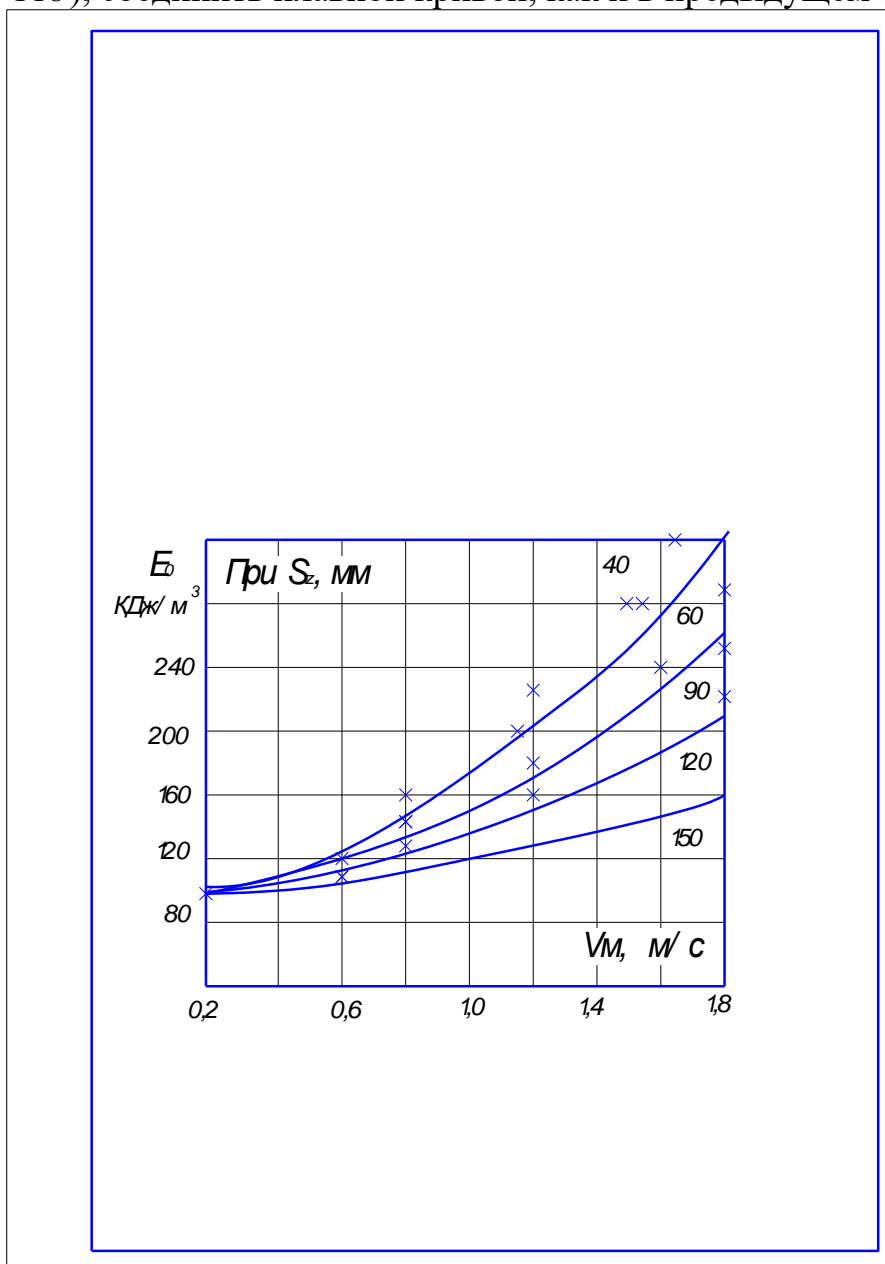


Рис. 2. Номограмма удельной энергоемкости фрезерования грунта

12) От горизонтальной оси Хотложить вверх величину  $a$ (глубину обра-

ботки, в соответствующем масштабе) и провести горизонтальную сплошную линию (поверхность не взрыхленного участка) до ее пересечения в точке  $A_0$  первой трохойдой. Продолжить указанную линию вправо пунктиром, получив таким образом поверхность обработанного участка. Поскольку в дальнейших расчетах и построениях поверхность обработанного участка не участвует, то увеличением толщины слоя грунта при рыхлении пренебрегаем.

13) Заштриховать поперечное сечение стружки, отделяемой от грунтового монолита вторым ножом (криволинейный контур  $A_1BA_0$ ).

14) Определить максимальную толщину отрезаемой стружки  $\delta_{max}$ . Для этой цели раствором циркуля  $R$  из точки  $A_0$  выполнить засечку на горизонтальной линии, проходящей через ось вращения барабана (точку  $O$ ), являющейся траекторией ее переносного движения. В результате получаем точку  $O_1$ , отмечающую положение оси фрезерного барабана в момент касания крайней точкой первого ножа поверхности грунта (точки  $A_0$ ). На рис. 1 точка  $O_1$  (случайным образом) практически совпала с точкой  $O$  первой трохойды. При иных исходных данных указанные точки могут не совпадать.

Для получения величины  $\delta_{max}$  провести прямую, являющуюся продолжением радиуса  $R$ , до ее пересечения с второй трохойдой. Расстояние между точками пересечения указанной прямой двух трохойд и является искомой толщиной отрезаемой стружки  $\delta_{max}$ .

15) По формуле (9) найти поступательную скорость фрезы  $V_m$ .

16) По номограмме (рис. 2) найти удельную энергоемкость фрезерования  $E_0$ , с учетом скорости поступательного движения  $V_m$  и толщины стружки  $\delta_{max}$ . При несовпадении расчетной толщиной стружки  $\delta_{max}$  ни с одним из фиксированных значений этого параметра на номограмме применить способ интерполяции.

Так, например, при  $V_m=1,4$  м/с и  $S_z = 120$  мм,  $E_0 = 173$  КДж/м<sup>3</sup>. Если же, при той же скорости поступательного перемещения фрезы  $S_z = 100$  мм, то удельная энергоемкость фрезерования принимается, как промежуточное значение между точками двух соседних линий графика, пропорционально разнице между ними.

В данном случае разница между фиксированными значениями  $E_0$  при толщине стружки 90 и 120 мм (при скорости 1,4 м/с) равна 20 КДж/м<sup>3</sup>. При этом разница между фиксированными значениями толщины стружки (30 мм) делится расчетным значением  $S_z = 100$  мм в отношении 1:2. В этом же отношении должна быть поделена и разница в удельной энергоемкости. То есть, к 173 КДж/м<sup>3</sup> фиксированного значения следует приплюсовать еще 7 КДж/м<sup>3</sup>. Таким образом, получается, что при  $S_z = 100$  мм  $E_0 = 180$  КДж/м<sup>3</sup>.

17) По формуле (11) найти мощность  $W$ , потребляемую на привод фрезы.

18) Считая, что на привод фрезы потребляется 2/3 мощности двигателя (остальное расходуется на его перемещение агрегата и привод всех вспомогательных систем), найти минимальную мощность двигателя по формуле

$$N_{min} = 3W/2, \text{ кВт} \quad (11).$$

19) Подобрать трактор для агрегатирования с рассчитанной фрезой.

20) Оформить чертеж, указав все характерные точки (как на рис. 1). Кроме того, указать числовые значения всех расчетных величин.

21) Сделать вывод о соответствии (или несоответствии) высоты гребней на дне борозды ( $h_2$ ) агротехническим требованиям?

Исходные данные для расчета мелиоративной фрезы

№ вар.	$R, м$	$B, м$	$\lambda$	$n_{мин}^{-1}$	$a, м$
1	0,28	1,8	2,7	200	0,15
2	0,27	1,7	2,7	200	0,15
3	0,26	1,6	2,6	200	0,14
4	0,25	1,9	2,6	220	0,14
5	0,24	2,0	2,7	220	0,13
6	0,23	2,1	2,7	220	0,13
7	0,22	2,2	2,6	220	0,12
8	0,21	2,3	2,6	230	0,12
9	0,2	2,4	2,9	230	0,11
10	0,19	2,5	2,9	230	0,11
11	0,18	2,6	2,9	230	0,1
12	0,17	3,0	3,0	220	0,1
13	0,16	3,1	3,0	225	0,09
14	0,28	3,2	2,8	205	0,16
15	0,27	3,0	2,8	205	0,16
16	0,26	2,8	2,8	205	0,16
17	0,25	2,6	2,7	205	0,15
18	0,24	2,5	2,7	210	0,15
19	0,23	2,2	2,7	210	0,14
20	0,22	2,0	2,8	210	0,14
21	0,21	1,8	2,8	210	0,13
22	0,2	1,6	2,8	220	0,13
23	0,19	1,7	2,9	220	0,11
24	0,18	1,9	2,9	220	0,11
25	0,17	2,0	3,0	225	0,1
26	0,16	2,0	3,0	220	0,1
27	0,2	2,1	3,0	225	0,11
28	0,21	2,2	2,8	230	0,12
29	0,22	2,3	2,9	215	0,12
30	0,24	2,4	2,9	215	0,12

## Задание №7 ( ... )

### Расчет на устойчивость и прочность конструктивных элементов одноковшового экскаватора с рабочим оборудованием «обратная лопата»

#### Краткие теоретические предпосылки к расчету

Критическим моментом для устойчивости экскаватора является начало врезания ковша в грунт (рис. 1), когда сопротивления  $R_x$  и  $R_y$  (как правило) максимальны, а центр тяжести рабочего оборудования  $x_0$  находится на большом расстоянии от оси  $y$ . Расчет должен быть осуществлен посредством составления уравнений равновесия для моментов действующих сил относительно критических точек и осей. То есть, математически условие равновесия должно представлять собой уравнение типа:  $\sum M_j(F_i)=0$ .

Расчетные формулы сопровождаются примерами расчета по конкретным исходным данным, приведенным ниже, для того, чтобы обучающийся мог оценить порядок цифр, полученных в результате своего расчета и убедиться в отсутствии ошибки.

Весовые и силовые параметры экскаватора для примера расчета:

$G_{po} = 21,925$  кН – суммарный вес рабочего оборудования (стрела, рукоять, ковш, гидроцилиндры и др.);  $G_{nl} = 47,137$  кН – вес поворотной платформы;  $R_y = 124,979$  кН - вертикальная реакция грунта на врезание ковша;  $G_{nl} = 50$  кН - вес поворотной платформы;  $G_{xc} = 58$  кН - вес ходовой части.

Геометрические (размерные) параметры экскаватора:  $x_0 = 3,5$  м;  $x_R = 3,9$  м;  $y_R = 2,85$  м;  $x_2 = 3,085$  м;  $L_0 = 3,45$  м;  $a_1 = 0,44$  м;  $a_2 = 1,703$  м;  $a_3 = 1,8$  м.

В примере расчета использованы числовые параметры, не вошедшие в исходные данные, предназначенные для обучающихся.

**Внимание!** При расчете округлять полученные результаты до трех знаков после запятой.

При расчете ось  $Y$  совместить с осью вращения поворотной части машины, а ось  $X$  направить в сторону забоя, совместив ее с поверхностью площадки. Считать, что в точке  $A$  расположены передние колеса экскаватора, а копание осуществляется вдоль его продольной оси.

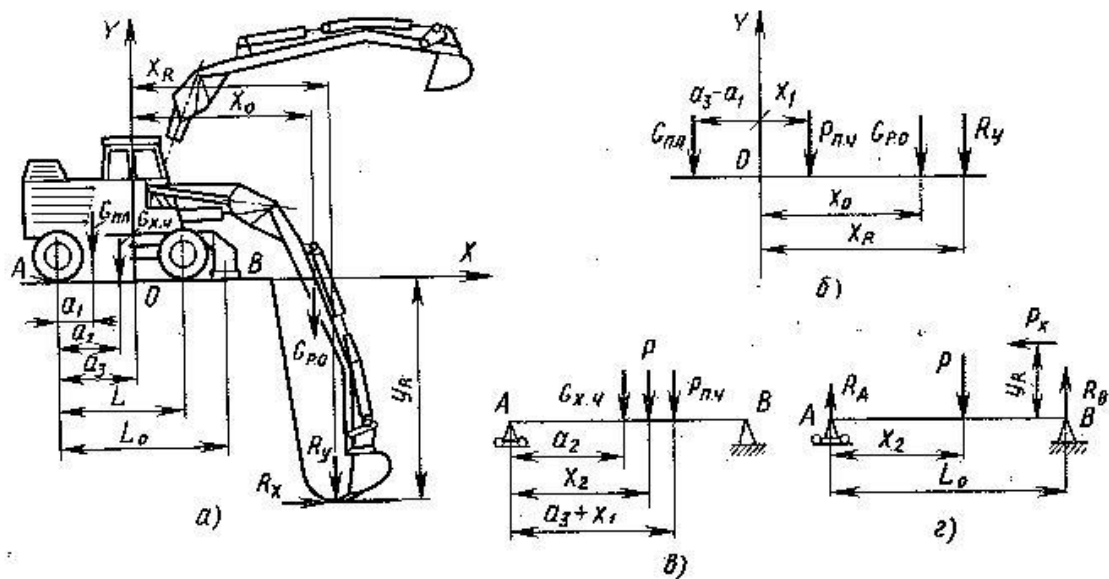


Рис. 1. Схема к расчету реакций на выносных опорах экскаватора:  
 а) общее нагружение; в-г) – иллюстрации к этапам расчета

### 1. Постановка задачи

Расчет заключается в определении реакции на передних колесах (точка А на схеме) и задних выносных опорах (точка В) экскаватора при копании вдоль его продольной оси; рабочее оборудование на схеме направлено в сторону заднего моста. Экскаватор устойчив, если реакция опоры в точке А направлена вертикально вверх и не равна при этом нулю. Принимаем (во всех вариантах) в качестве неизменных показателей вес поворотной платформы  $G_{пл}=50\text{кН}$  и вес ходовой части экскаватора  $G_{хч}=58\text{кН}$ . Прочие исходные данные – в таблицах (исходные данные).

Перед началом расчета следует воспроизвести схемы, представленные на рисунке 1, с указанием основных узлов экскаватора. Схемы б-г выполнить в масштабе, в соответствии с индивидуальными данными студента, которые должны быть приведены в начале расчета (как в методическом указании).

### 2. Порядок выполнения расчета

Суммарную вертикальную нагрузку  $P_{н.ч}$  на поворотную часть машины, с учетом ее догрузки реакцией грунта на врезание ковша.

$$P_{н.ч.} = G_{ро} + G_{пл} + R_y \text{ кН,}$$

где  $G_{ро}$  – суммарный вес рабочего оборудования (стрела, рукоять, ковш, гидроцилиндры и др.);

$G_{пл}$  – вес поворотной платформы;

$R_y$  = вертикальная реакция грунта на врезание ковша.

При принятых для примера расчета весовых и силовых параметрах экскаватора имеем

$$P_{н.ч} = 21,925 + 47,137 + 55,917 = 124,979 \text{ кН.}$$

Находим расстояние  $x_1$  от точки приложения силы  $P_{н.ч}$  до оси вращения поворотной части экскаватора (у) (рис. б). Для этого сумму моментов параллельных вертикальных сил приравняем к нулю  $\Sigma M_O(F_i) = 0$ . Тогда:

$$P_{н.ч} \cdot x_1 = G_{ро} \cdot x_0 + R_y \cdot x_R - G_{нл} \cdot (a_3 - a_1),$$

Отсюда:

$$x_1 = (G_{ро} \cdot x_0 + R_y \cdot x_R - G_{нл} \cdot (a_3 - a_1)) / P_{н.ч.М.}$$

При принятых для примера расчета весовых, силовых и геометрических параметрах экскаватора имеем

$$x_1 = (21,925 \cdot 3,5 + 55,917 \cdot 3,9 - 47,137 \cdot 1,36) / 124,979 = 1,84 \text{ м.}$$

Определим суммарную вертикальную нагрузку  $P$  от ходовой и поворотной части экскаватора

$$P = G_{х.ч.} + P_{н.ч.} \text{ кН.}$$

При принятых для примера расчета весовых и силовых параметрах экскаватора имеем

$$P = 50,178 + 124,979 = 175,157 \text{ кН.}$$

Находим расстояние  $x_2$  от точки приложения силы  $P$  до вертикали, проходящей через ось передних колес экскаватора (точка А – рис. в).

Для этого воспользуемся теоремой Вариньона (момент результирующей силы равен сумме моментов составляющих сил – относительно точки А). Тогда

$$P \cdot x_2 = G_{х.ч.} \cdot a_2 + P_{н.ч.} \cdot (a_3 + x_1), \text{ отсюда}$$

$$x_2 = (G_{х.ч.} \cdot a_2 + P_{н.ч.} \cdot (a_3 + x_1)) / P_{М.}$$

При принятых для примера расчета весовых, силовых и геометрических параметрах экскаватора имеем

$$x_2 = (50,178 \cdot 1,703 + 124,979 \cdot (1,8 + 1,84)) = 3,085 \text{ м.}$$

Рассчитаем вертикальную нагрузку на выносные опоры экскаватора (схема рис. з). Исходим из того, что, поскольку система находится в равновесии, то  $\Sigma M_A(F_i) = 0$ . Минус при  $R_g$  обусловлен тем, что эта сила создает отрицательный момент относительно точки А. Тогда

$$-R_6 * L_0 + P x_2 - R_{xyR} = 0.$$

Отсюда

$$R_6 = (P x_2 - R_{xyR}) / L_0$$

При принятых для примера расчета весовых, силовых и геометрических параметрах экскаватора имеем

$$R_6 = (175,157 * 3,085 - 23,850 * 2,85) / 3,45 = 136,923 \text{ кН.}$$

Определим вертикальную нагрузку  $R_A$  на передние колеса экскаватора. Для этого возьмем моменты всех действующих на него сил относительно точки **В** и приравняем к нулю:  $\Sigma M_B(F_i) = 0$  (рис. 2). То есть:

$$R_A L_0 - P(L_0 - x_2) - R_{xyR} = 0.$$

Следовательно,

$$R_A = (P(L_0 - x_2) + R_{xyR}) / L_0 \text{ кН.}$$

При принятых для примера расчета весовых, силовых и геометрических параметрах экскаватора имеем

$$R_A = (175,157(3,45 - 3,085) + 23,850 * 2,85) / 3,45 = 38,234 \text{ кН.}$$

### **Выводы:**

1. Экскаватор устойчив под нагрузкой;
2. По величине  $R_6$  можно осуществить расчет на прочность выносных опор.

### Исходные данные к расчету экскаватора

Таблица 1 – данные выбирают по последней цифре № зачетной книжки

Последняя цифра № зачетной книжки	Вертикальная реакция грунта $R_y$ кН	Горизонтальная реакция грунта $R_x$ кН	Расстояние от переднего моста до опоры $L_0$ м	Продольная база, $L$ м	Вес рабочего оборудования $G_{po}$ кН
1	55	22	3,5	2,6	20
2	57	24	3,6	2,7	21
3	59	25	3,7	2,8	22
4	60	26	3,8	2,9	23
5	62	28	3,9	3,0	24
6	55	22	3,5	2,6	20
7	57	24	3,6	2,7	21
8	59	25	3,7	2,8	22
9	60	26	3,8	2,9	23
0	62	28	3,9	3,0	24

Таблица 2 - данные выбирают по предпоследней цифре № зачетной книжки

Пред- последняя цифра № зачетной книжки	Геометрические параметры расчета, согласно схеме (рис.1), м					
	$x_R$	$y_R$	$x_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
1	4,0	3,0	3,4	0,4	1,5	1,6
2	4,0	2,9	3,5	0,41	1,6	1,7
3	3,9	2,9	3,6	0,42	1,7	1,8
4	3,9	2,8	3,7	0,43	1,8	1,9
5	3,9	2,8	3,8	0,44	1,9	1,95
6	4,0	2,8	3,4	0,45	1,5	1,6
7	4,0	2,9	3,5	0,45	1,6	1,7
8	3,9	2,9	3,6	0,44	1,7	1,8
9	3,9	3,0	3,7	0,42	1,8	1,9
0	3,9	3,0	3,8	0,41	1,9	1,95



## ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

### 1с – Расчет одноковшового колесного погрузчика на продольную устойчивость

Исходные данные для расчета представлены в таблице.

Они включают (рис. 1с): вес машины  $G$ , кН; угол уклона поверхности площадки  $\alpha^0$ ; высоту центра тяжести  $h_{цт}$ , м; проекцию на плоскость (поверхность площадки) расстояния между опорной точкой А переднего колеса и центром тяжести погрузчика  $l_{цт}$ , м; проекцию на плоскость (поверхность площадки) расстояния между опорной точкой А переднего колеса и центром тяжести груза  $l_{зр}$ , м; кратчайшее расстояние между центром тяжести груза и поверхностью площадки  $h_{зр}$ , м; коэффициент сцепления колес с поверхностью площадки  $\varphi_{сц}$ .

Для примера расчета приняты следующие значения параметров:

$$G=80\text{кН}; \alpha=5^0; h_{цт}=1,4\text{м}; l_{цт}=3,2\text{м}; l_{зр}=2\text{м}; h_{зр}=2,7\text{м}; \varphi_{сц}=0,85.$$

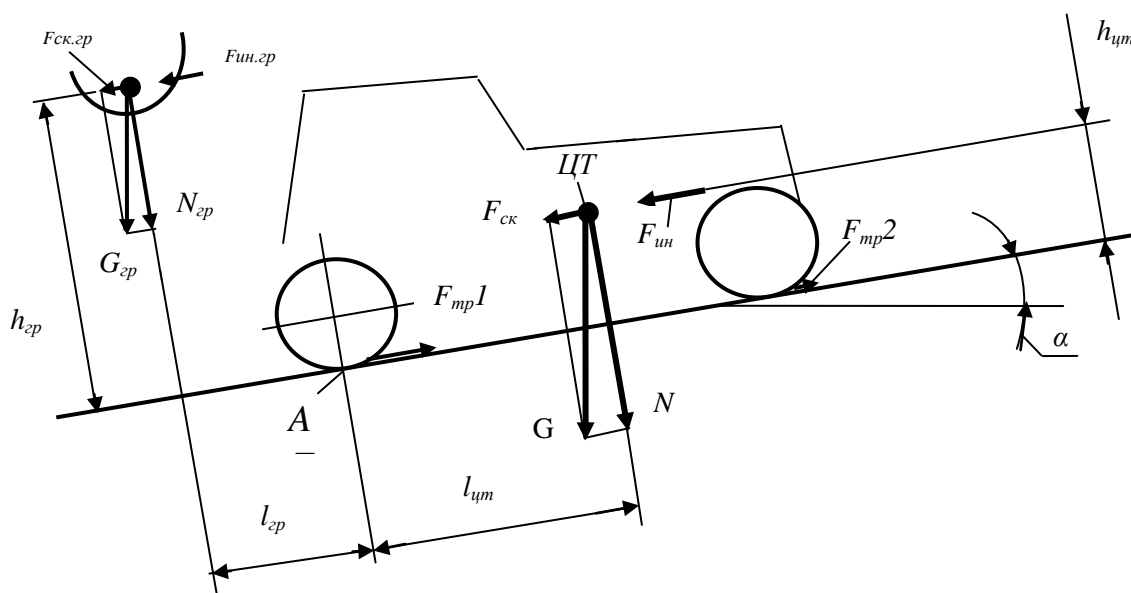


Рисунок 1с – схема к расчету устойчивости погрузчика

#### Теоретические предпосылки к расчету

При подъезде к автомобилю погрузчик резко затормозил на склоне  $\alpha^0$ . При этом момент относительно передней опорной точки А в сумме с моментом сил инерции стремится опрокинуть машину против часовой стрелки. Этому препятствует момент нормальной составляющей веса машины относительно той же точки. Следовательно, условием равновесия системы является равенство указанных моментов нулю -  $\Sigma M_A(F)=0$ . То есть:

$$F_{ск}h_{цт} + F_{ин}h_{цт} + F_{зр.ск}h_{зр} + F_{ин.зр}h_{зр} + N_{зр}l_{зр} - Nl_{цт} = 0.$$

Следует иметь ввиду, что даже при резком торможении мгновенная остановка невозможна, поскольку проекция сил инерции на поверхность площадки равна суммарной силе трения по ней колес погрузчика. То есть:

$$a \cdot G/g = N \cdot \varphi_{cu} = G_{zp} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_{cu}$$

Для погрузчика  $F_{ин} = G \cos \alpha \cdot \varphi_{cu}$ , а для груза  $-F_{ин.zp} = G_{zp} \cos \alpha \cdot \varphi_{cu}$   
Следовательно, уравнение равновесия принимает вид:

$$G \sin \alpha \cdot h_{ум} + G \cos \alpha \cdot \varphi_{cu} \cdot h_{ум} + G_{zp} \sin \alpha \cdot h_{zp} + G_{zp} \cos \alpha \cdot \varphi_{cu} \cdot h_{zp} + G_{zp} \cos \alpha \cdot l_{zp} - G \cos \alpha \cdot l_{ум} = 0.$$

$$\text{Тогда } G_{zp} = \frac{G(l_{ум} \cos \alpha - h_{ум} \sin \alpha - h_{ум} \varphi_{cu} \cos \alpha)}{h_{zp} \sin \alpha + h_{zp} \varphi_{cu} \cos \alpha + l_{zp} \cos \alpha}$$

### Расчет

Подставить в последнюю формулу индивидуальные исходные данные и получить, таким образом, максимально допустимую величину груза, с который в данных условиях погрузчик может работать безопасно.

В примере расчета получен результат:

$$G_{zp} = \frac{80(3,2 \cdot 0,9962 - 1,4 \cdot 0,0872 - 1,4 \cdot 0,85 \cdot 0,9962)}{2,7 \cdot 0,0872 + 2,7 \cdot 0,85 \cdot 0,9962 + 2 \cdot 0,9962} = 33,3 \text{ кН.}$$

**Внимание!** Значения тригонометрических функций (синуса и косинуса) подставлять в формулу с четырьмя знаками после запятой.

Исходные данные к расчету одноковшового погрузчика

Последняя цифра № зачетной книжки	Вес погрузчика G, кН	Уклон площадки $\alpha$ , градусов	Высота центра тяжести погрузчика (без груза) $h_{ум}$ , м	Расстояние по горизонтали от центра тяжести погрузчика до опорной точки $l_{ум}$ , м	Предпоследней цифры № зачетной книжки	Расстояние по горизонтали от центра тяжести груза до опорной точки $l_{zp}$ , м	Высота центра тяжести груза $h_{zp}$ , м	Коэффициент сцепления колес с поверхностью площадки $\varphi_{cu}$
1	75	5	1,3	3,0	1	1,8	2,5	0,82
2	76	4	1,4	3,1	2	1,9	2,6	0,83
3	77	6	1,5	3,2	3	2,0	2,7	0,84
4	78	7	1,55	3,3	4	2,1	2,8	0,85
5	79	5	1,45	3,0	5	2,1	2,9	0,86
6	80	6	1,35	3,1	6	2,2	3,0	0,87
7	81	4	1,32	3,2	7	2,0	2,5	0,82
8	82	7	1,52	3,3	8	1,9	2,6	0,83
9	83	7	1,42	3,0	9	1,8	2,7	0,84
0	84	5	1,5	3,1	0	1,9	2,8	0,87

## 2с – Расчет гусеничного бульдозера на продольную устойчивость

Расчетные данные приведены в таблице.

Они включают: скорость движения машины  $V$ , м/с; высоту центра тяжести  $h_c$ , м; расстояние по горизонтали от центра тяжести до ножа лопаты  $l_c$ , м; угол наклона прямой, проведенной из центра тяжести к ножу лопаты  $\alpha_0$ , градусов (рис. 2с).

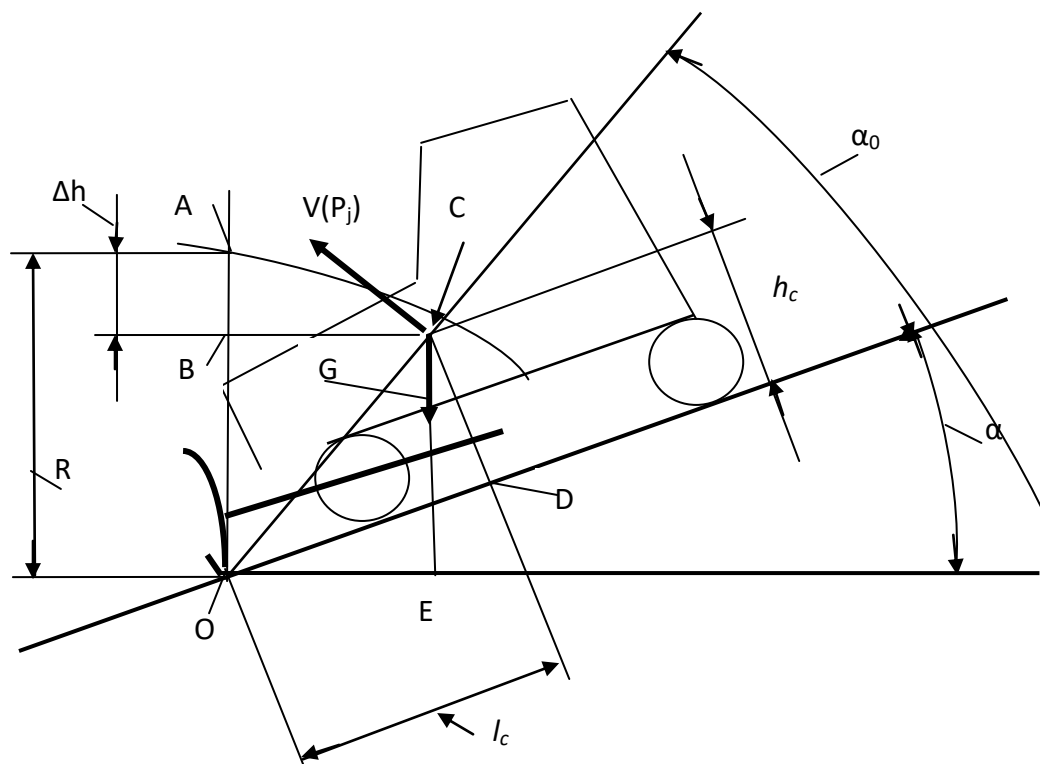


Рисунок 2с – Схема к расчету бульдозера на продольную устойчивость

### Теоретические предпосылки к расчету

Критически опасным при работе на склоне является момент, когда лопата бульдозера на полном ходу упирается в непреодолимое препятствие (например, в железобетонную плиту, скалу или старый фундамент). Если исключить поломку навесного оборудования, то запас кинетической энергии стремится опрокинуть бульдозер вперед по ходу, поворачивая его относительно точки  $O$  (рис. 2с). То есть, кинетическая энергия должна быть израсходована на подъем машины (перемещение по вертикали ее центра тяжести) на величину  $\Delta h$ . Таким образом происходит переход кинетической энергии в потенциальную. Приравняв эти два вида энергии (то есть, выполнив условие равновесия машины с перемещением ее центра тяжести в точку  $A$ ), из уравнения получаем формулу, позволяющую определить предельный угол уклона  $\alpha$ , на котором машина остается устойчивой. То есть

$$\alpha = \arcsin \left( 1 - \frac{V^2}{2g\sqrt{l_c^2 + h_c^2}} \right) - \alpha_0.$$

Расчет выполнить, подставив в указанную формулу индивидуальные исходные данные, приведенные в таблице.

**Внимание! Арксинус найти в градусах!**

Исходные данные для расчета устойчивости гусеничного бульдозера

№ последней цифры шифра зачетной книжки	Скорость $V$ м/с	$l_c$ м	№ предпоследней цифры шифра зачетной книжки	Угол $\alpha_0$ град.	$h_c$ м
1	2,0	3,0	1	30	1,5
2	2,5	3,2	2	32	1,6
3	2,7	3,4	3	35	1,4
4	3,0	3,5	4	33	1,3
5	1,9	3,5	5	34	1,5
6	1,7	3,3	6	30	1,6
7	2,0	3,1	7	32	1,4
8	2,5	3,0	8	35	1,3
9	2,6	3,2	9	33	1,5
0	2,2	3,0	0	34	1,4

### 3с – расчет на продольную устойчивость колесного бульдозера

Расчетные данные приведены в таблице.

Они включают: высоту центра тяжести  $h_c$ , м; расстояние по горизонтали от центра тяжести до опорной точки  $O$  переднего колеса  $l_c$ , м (рис. 3с); коэффициент сцепления колес с поверхностью наклонной площадки  $\varphi_{сц}$ .

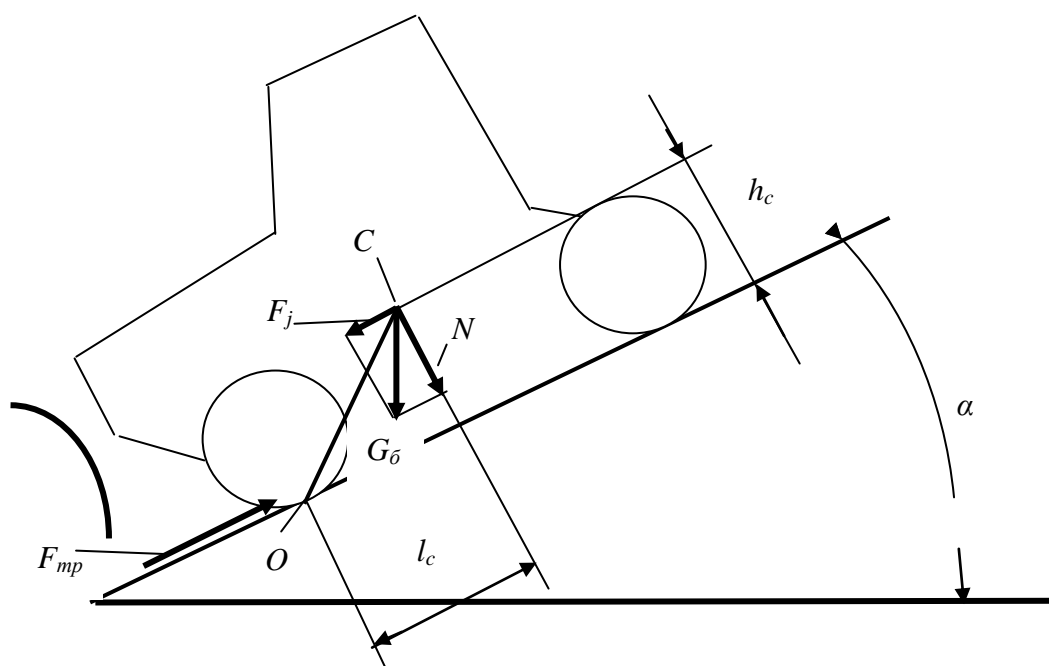


Рисунок 3с – Схема к расчету колесного бульдозера на продольную устойчивость

### Теоретические предпосылки к расчету

При движении колесного бульдозера вниз по склону его опрокидывание может произойти в результате экстренного торможения (рис. 3с). При определенном значении угла уклона  $\alpha$  сила инерции может опрокинуть бульдозер поворотом вокруг точки опоры переднего колеса о грунт (точка  $O$ ).

Остановка не может быть мгновенной, так как происходит скольжение колес, постепенное сползание вниз по склону до полной остановки. Исходя из равенства кинетической энергии движения бульдозера, приравняем его к работе силы трения  $F_{тр}$ . То есть,

$$F_{тр} * l_{торм} = G_{б} * V^2 / 2g.$$

$$\text{Или } G_{б} * V^2 / 2g = G_{б} * \cos \alpha * \varphi_{сц} * l_{торм}$$

$$\text{Отсюда находим тормозной путь: } l_{торм} = \frac{V^2}{2g \varphi_{сц} \cos \alpha} \quad (1).$$

При равнозамедленном движении  $l_{торм} = at^2 / 2$ , а  $V = at$ , следовательно

$$a = V/t.$$

Подставив в (1), имеем  $t = 2 l_{торм} / V$ , следовательно  $a = V/t = V^2 / 2 l_{торм}$  (2).

$$\text{Тогда сила инерции равна } F_j = \frac{G_{б} a}{g} = \frac{G_{б} V^2}{2g l_{торм}} \quad (3).$$

Опрокидывание произойдет, если момент силы инерции относительно точки  $O$  будет равен моменту силы  $N$  относительно той же точки. То есть,

$$\Sigma M_O(F) = 0. \quad \text{Следовательно, } G_{б} \cos \alpha \cdot l_C = G_{б} \sin \alpha \cdot h_C + \frac{G_{б} V^2 \cdot h_C}{2g l_{торм}}.$$

Подставив (1), сократив и поделив обе части уравнения на  $\cos \alpha$ , имеем:

$$l_C = h_C \operatorname{tg} \alpha + h_C \varphi_{сц}$$

Следовательно,

$$\alpha = \operatorname{arctg}(l_C - h_C * \varphi_{сц}).$$

Таким образом, при торможении на склоне угол опрокидывания зависит от расположения центра тяжести и коэффициента сцепления колес с грунтом.

Решение: подставив в последнюю формулу индивидуальные значения из таблицы исходных данных найти максимальное значение угла  $\alpha$ , при котором

колесный бульдозер не опрокинется при экстренном торможении на склоне при движении вниз

**Внимание!** Арктангенс определить в градусах!

Исходные данные для расчета устойчивости колесного бульдозера

№ последней цифры шифра зачетной книжки	Расстояние от центра тяжести до опорной точки по горизонтали $l_{сМ}$	Расстояние от центра тяжести до опорной точки по вертикали $h_{сМ}$	№ предпоследней цифры шифра зачетной книжки	Коэффициент сцепления колес с грунтом $\varphi_{сц}$
1	2,0	1,6	1	0,82
2	2,1	1,7	2	0,83
3	1,9	1,5	3	0,84
4	1,8	1,4	4	0,85
5	1,7	1,3	5	0,81
6	2,0	1,3	6	0,82
7	2,1	1,4	7	0,83
8	1,9	1,5	8	0,84
9	1,8	1,6	9	0,85
0	2,0	1,3	0	0,83

## **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  
ТРАНСПОРТО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

**ПРАКТИКУМ  
(ЧАСТЬ ВТОРАЯ)**

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. 3,72. Тираж 25 экз. Изд. № 5974.

---

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