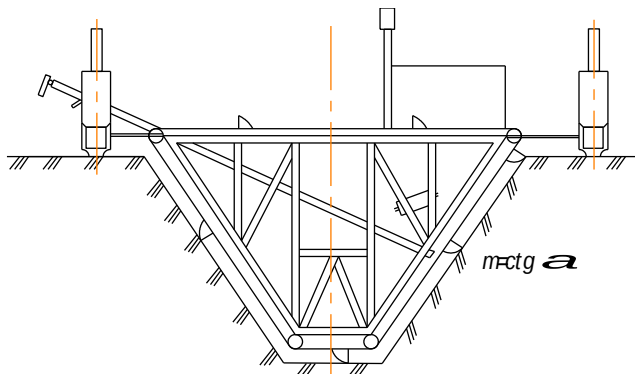


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДА “БУДІВЕЛЬНІ, ДОРОЖНІ МАШИНИ ТА БУДІВНИЦТВО”



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до самостійної роботи
з курсу “Меліоративні машини”

для студентів спеціальності: 8.090214 “Підйомно-транспортні,
будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання”
всіх форм навчання

Кіровоград 2006

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДА “БУДІВЕЛЬНІ, ДОРОЖНІ МАШИНИ ТА БУДІВНИЦТВО”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до самостійної роботи
з курсу “Меліоративні машини”

для студентів спеціальності: 8.090214 “Підйомно-транспортні,
будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання”
всіх форм навчання

*“Затверджено”
на засіданні кафедри “Будівельні,
дорожні машини та будівництво”
Протокол № 7 від 29.03.2006 р.*

Кіровоград 2006

Укладачі: С.О. Карпушин – канд. техн. наук, доцент;
В.В. Яцун – канд. техн. наук, доцент;
О.В. Лізунков – канд. техн. наук, доцент;
О.В. Дьомін – магістр по спец. 8.090214.

Рецензент: В.Ф. Клочков, докт. техн. наук, професор (Технічний університет, м. Кривий Ріг)

Методичні вказівки до самостійної роботи з курсу “Меліоративні машини” для студентів спеціальності: 8.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання”, всіх форм навчання.

/Укл.: С.О. Карпушин, В.В. Яцун, О.В. Лізунков, О.В. Дьомін – Кіровоград: КНТУ, 2006. – 60 с.

Методичні вказівки розроблені у відповідності до модульно-рейтингової системи та робочої програми з курсу «Меліоративні машини» для спеціальності – 8.090214 «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання» для всіх форм навчання.

Для студентів денної форми навчання (курс лекцій читається на п’ятому курсі в IX семестрі) за даними методичними вказівками виконується ряд практичних робіт по основам теорії та розрахунку меліоративних машин.

Для студентів заочної форми навчання, дане видання, є методичними вказівками до виконання контрольних робіт з курсу.

© Меліоративні машини
/Укладачі: С.О. Карпушин, В.В. Яцун,
О.В. Лізунков, О.В. Дьомін 2006.
© РВЛ КНТУ, тиражування, 2006

Контрольна робота №1

РОЗРАХУНОК ПРОХІДНОСТІ МЕЛІОРАТИВНИХ МАШИН ТА РОЗРАХУНОК МАШИН ДЛЯ ВЛАШТУВАННЯ КАНАЛІВ

Номери задач для розрахунку беруться з табл. 1 в рядку, який відповідає двом останнім цифрам залікової книжки студента.

Таблиця 1 – Завдання до контрольної роботи № 1

Останні дві цифри залікової книжки	Номери задач	Останні дві цифри залікової книжки	Номери задач	Останні дві цифри залікової книжки	Номери Задач	Останні дві цифри залікової книжки	Номери задач
01	1;2	26	1;2	51	1;2	76	1;2
02	1;6	27	1;5	52	1;6	77	1;5
03	1;4	28	1;3	53	1;4	78	1;3
04	1;3	29	1;6	54	1;3	79	1;6
05	1;5	30	1;5	55	1;5	80	1;5
06	1;2	31	1;2	56	1;2	81	1;2
07	1;3	32	1;3	57	1;3	82	1;3
08	1;4	33	1;5	58	1;4	83	1;5
09	1;5	34	1;4	59	1;5	84	1;4
10	1;2	35	1;3	60	1;2	85	1;3
11	1;4	36	1;6	61	1;4	86	1;6
12	1;6	37	1;4	62	1;6	87	1;4
13	1;3	38	1;2	63	1;3	88	1;2
14	1;2	39	1;5	64	1;2	89	1;5
15	1;5	40	1;6	65	1;5	90	1;6
16	1;3	41	1;3	66	1;3	91	1;3
17	1;6	42	1;4	67	1;6	92	1;4
18	1;5	43	1;2	68	1;5	93	1;2
19	1;4	44	1;5	69	1;4	94	1;5
20	1;2	45	1;4	70	1;2	95	1;4
21	1;5	46	1;3	71	1;5	96	1;3
22	1;4	47	1;6	72	1;4	97	1;6
23	1;3	48	1;3	73	1;3	98	1;3
24	1;2	49	1;2	74	1;2	99	1;2
25	1;4	50	1;5	75	1;4	100	1;6

Розрахунок виконують в порядку, який вказаний в кожній задачі. При вирішенні задач наводять необхідні схеми. За результатами рішення кожної задачі робиться висновок.

Задача 1

ПРОХІДНІСТЬ МЕЛІОРАТИВНИХ МАШИН НА ТОРФ'ЯНИХ І ПЕРЕЗВОЛОЖЕНИХ ҐРУНТАХ

Мета роботи:

1. Визначити середній питомий тиск машини на ґрунт, координати центру тиску та крайові питомі тиски під гусеницями.
2. Побудувати епюри питомих тисків під гусеницями, нанести центр тиску на схему. Проаналізувати отримані результати та зробити висновок про можливість роботи машини в даних умовах.

Вихідні дані:

1. Схема машини з зображенням зовнішніх сил, які діють на машину та координати точок прикладання цих сил (рис. 1.1, 1.2 і 1.3).
2. Таблиця 1.1 значень сил і координат, марка машини в залежності від варіанту завдання.

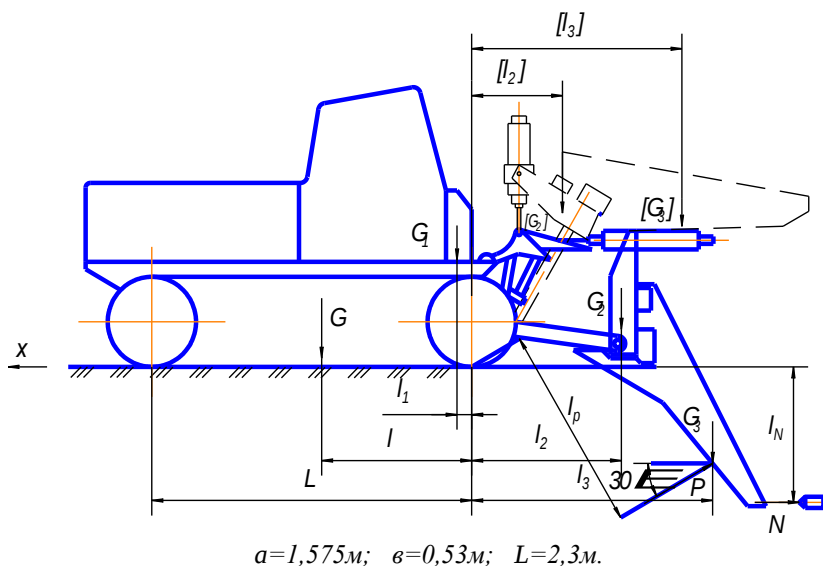
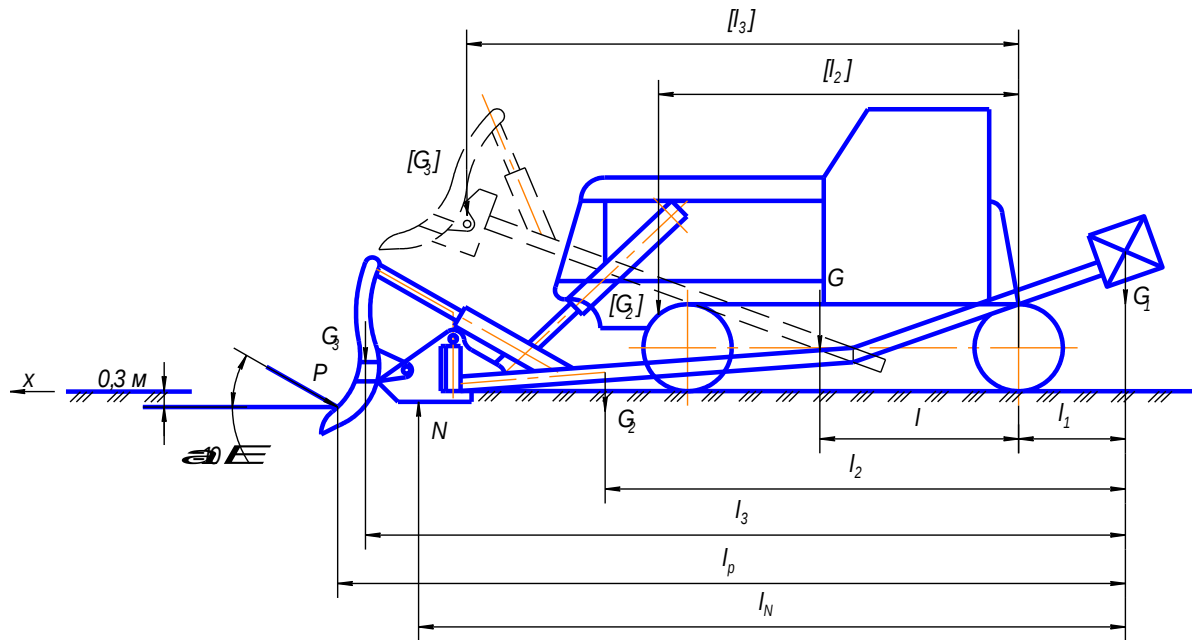
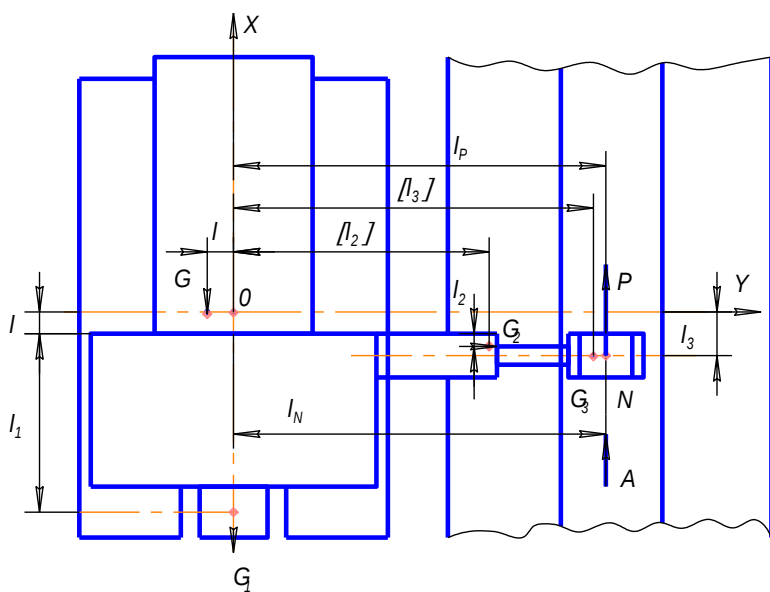


Рисунок 1.1 – Схема кротодренажної машини.



$$a=2,28\text{м}; \quad \varphi=0,97\text{м}; \quad L=2,83\text{м}.$$

Рисунок 1.2 – Схема корчувача.



$$a=2,78m; \quad \varphi=0,97m; \quad L=2,28m.$$

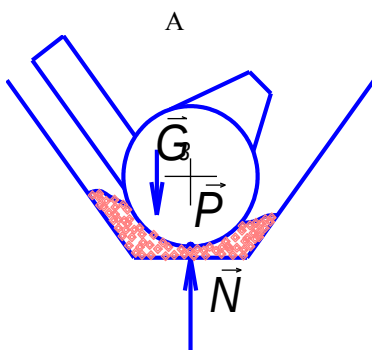


Рисунок 1.3 – Схема корчувача.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані

№ вар	Марка машини	Зовнішні сили, кН						Відстані, м							
		G	G ₁	G ₂	G ₃	P	N	l	l ₁	l ₂	l ₃	l _p	l _N	[l ₂]	[l ₃]
1	Крото- дре- нажна маши- на Д-657	70	2,0	3,0	5,0	1,0	3,0	1,00	0,20	1,50	2,00	1,50	1,05	0,40	1,80
2		75	2,5	3,0	5,0	2,0	5,0	1,20	0,25	1,50	2,50	1,50	1,10	0,45	2,50
3		73	2,0	4,0	3,5	2,5	6,0	1,25	0,30	1,60	2,30	1,30	1,00	0,43	2,00
4		65	1,5	2,0	4,0	1,0	2,0	1,10	0,25	1,40	2,10	1,20	1,30	0,38	2,10
5		68	3,0	4,5	4,8	1,2	2,5	1,20	0,20	1,55	2,54	1,30	1,20	0,42	2,15
6		80	3,4	4,2	4,1	3,0	4,0	1,30	0,25	1,54	2,50	1,20	1,30	0,45	1,00
7		69	3,2	4,0	5,0	4,0	2,0	1,35	0,25	1,40	2,52	1,30	1,30	0,43	1,10
8		71	2,0	4,0	6,0	2,0	3,5	1,30	0,25	1,50	2,50	1,20	1,20	0,48	2,15
9		72	2,5	4,8	6,7	2,5	4,0	1,20	0,25	1,50	1,80	1,35	1,25	0,45	1,80
10		73	2,4	3,5	4,8	1,5	4,2	1,20	0,30	1,40	1,80	1,30	1,00	0,30	1,10
11	Корчу- вач МП- 2А	140	15,0	12,0	5,0	10	3,0	1,30	1,00	2,50	3,00	3,10	2,90	2,40	2,60
12		142	14,5	8,00	4,5	9,5	3,5	1,25	0,90	2,55	3,05	3,10	2,95	2,45	3,00
13		141	14,0	9,00	4,0	9,0	4,0	1,20	0,80	2,50	3,10	3,15	2,85	2,40	2,85
14		139	13,5	10,0	3,2	8,0	3,5	1,25	0,70	2,00	3,05	3,10	2,80	1,80	2,95
15		138	12,0	12,0	5,0	7,5	4,0	1,20	0,75	2,55	3,10	3,20	2,85	2,50	2,90
16		135	12,5	11,0	5,5	10	5,0	1,35	0,85	2,54	3,05	3,10	2,80	2,40	2,95
17		133	12,0	11,5	4,5	9,5	3,5	1,20	0,80	2,50	3,05	3,15	2,90	2,40	3,00
18		131	13,0	9,50	6,0	9,5	5,5	1,20	0,95	2,30	3,00	3,10	2,90	2,20	2,85
19		125	12,0	9,00	5,0	8,0	3,5	1,25	0,75	2,55	3,10	3,15	2,80	1,80	2,80
20		120	14,0	8,50	5,2	8,5	3,0	1,30	1,00	2,45	3,10	3,20	2,95	2,30	3,00
21	Кана- лоочи- шувач MP-2А	140	1,1	10,5	8,4	2,4	7,0	0,40	1,50	0,20	0,30	4,9	5,50	3,7	4,7
22		139	2,0	10,0	8,0	2,4	7,1	0,30	1,60	0,10	0,25	4,8	5,40	3,2	4,5
23		141	2,3	10,2	8,2	2,3	7,2	0,35	1,50	0,15	0,25	4,9	5,30	3,4	4,6
24		139	2,2	10,1	8,1	2,2	7,0	0,32	1,70	0,20	0,30	5,0	5,40	3,5	4,7
25		140	2,0	10,4	8,3	2,4	6,9	0,40	1,60	0,10	0,20	5,1	5,20	3,6	4,6
26		141	2,1	10,5	8,2	2,1	6,8	0,38	1,70	0,25	0,35	5,0	5,20	3,2	4,5
27		139	2,4	10,3	8,1	2,3	6,9	0,30	1,55	0,15	0,30	5,1	5,53	3,3	4,6
28		140	2,5	10,2	8,4	2,2	7,1	0,35	1,65	0,10	0,25	5,2	5,10	3,2	4,7
29		141	2,3	10,1	8,5	2,3	7,0	0,40	1,60	0,15	0,30	5,1	5,20	3,3	4,8
30		140	2,2	10,2	8,6	2,2	7,1	0,35	1,50	0,20	0,35	5,0	5,20	3,2	4,9

Розрахунок прохідності.

Прохідність – спеціальна експлуатаційна властивість, яка характеризує пристосованість меліоративної машини для роботи в умовах бездоріжжя, в тому числі боліт. Для розрахунку прохідності визначаємо ряд параметрів машини та порівнюємо їх з параметрами, необхідними для нормальної роботи.

За обраними даними в залежності від варіанту виконуємо розрахунок.

1. Визначаємо середній питомий тиск під гусеницями:

$$q_{сеп} = \sum P_{iz} / \sum F_i, \quad \text{кПа},$$

де ΣP_{iz} - сума проєкцій зовнішніх сил на вертикальну вісь, які діють на машину, крім реакцій ґрунту на гусениці, кН;

ΣF_i - площа опорної поверхні гусениць, м².

Середній питомий тиск визначаємо як для робочого положення, так і для транспортного.

Прохідність машини буде забезпечена, якщо $q_{сеп} < 14...18$ кПа на неосушених торф'яниках і $q_{сеп} < 25...30$ кПа на осушених торф'яниках.

2. Компонівка машини, схема начіпки та умови роботи визначають положення центру тиску.

Центр тиску - це точка на опорній поверхні, через яку проходить рівнодіюча вертикальних проєкцій сил, які діють на машину (крім реакцій ґрунту на гусениці).

Визначаємо координати центру тиску, м:

$$x_T = [\Sigma m_y(\bar{P}_i)] / \Sigma P_{iz}; \quad y_T = [\Sigma m_x(\bar{P}_i)] / \Sigma P_{iz},$$

де $\Sigma m_y(\bar{P}_i)$ - сума моментів зовнішніх сил, які діють на машину (крім реакцій ґрунту на гусениці) відносно осі у, кН·м;

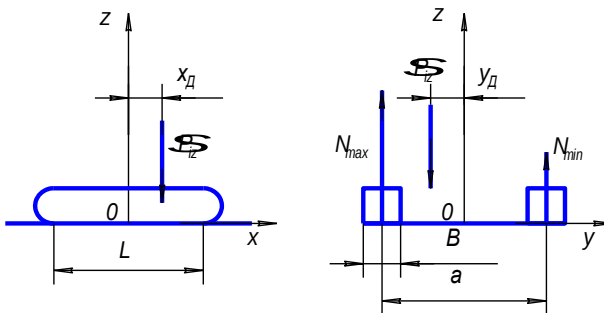
$\Sigma m_x(\bar{P}_i)$ - сума моментів зовнішніх сил, які діють на машину (крім реакцій ґрунту на гусениці) відносно осі х; кН·м.

Початок координат співпадає з центром опорної поверхні.

3. Визначаємо реакції під окремими гусеницями, кН:

$$N_{\max} = \Sigma P_{iz} \{[(a/2) + y_T] / a\}; \quad N_{\min} = \Sigma P_{iz} \{[(a/2) - y_T] / a\},$$

де a - відстань між осями гусениць, м.



B - ширина опорної частини гусениці;

L - довжина опорної частини гусениці

Рисунок 1.4 - Схема дії реакцій під гусеницями.

4. Визначаємо середні питомі тиски під окремими гусеницями, кПа:

$$q_{cep}^{\max} = N_{\max} / F_i; \quad q_{cep}^{\min} = N_{\min} / F_i,$$

де F_i – площа опорної поверхні гусениці, m^2 .

5. Визначаємо питомі тиски під краями гусениць в поздовжньому перерізі, кПа:

$$q_{\max} = q_{cep} \{1 + 6[y_T / (a + B)]\}; \quad q_{\min} = q_{cep} \{1 - 6[y_T / (a + B)]\},$$

6. Визначаємо питомі тиски під краями гусениць в поздовжньому перерізі, кПа:

а) для більш навантаженої гусениці

$$q'_{\max} = q_{cep}^{\max} [1 + 6(x_T / L)]; \quad q'_{\min} = q_{cep}^{\min} [1 - 6(x_T / L)],$$

б) для менш навантаженої гусениці

$$q''_{\max} = q_{cep}^{\min} [1 + 6(x_T / L)]; \quad q''_{\min} = q_{cep}^{\min} [1 - 6(x_T / L)].$$

7. За отриманими значеннями будуємо епюри питомих тисків і ядро перерізу. Епюри питомих тисків будуємо вздовж обох гусениць та в поперечному напрямку в довільному масштабі.

Ядро перерізу представляє собою ромб з осями, які проходять через центр опорної поверхні.

Розміри напівосей ромба:

$$AO = OD = L/6, \quad OB = OE = (a + B)/6.$$

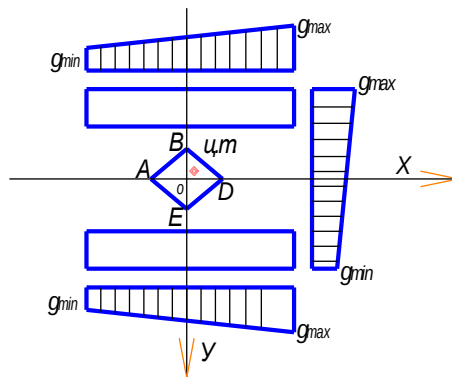


Рисунок 1.5 – Епюри питомих тисків і ядро перерізу.

На побудоване ядро перерізу наносять координати центру тиску. Для нормальної роботи машини необхідно, щоб центр тиску знаходився в ядрі перерізу.

При збільшенні максимального тиску на задньому або передньому кінці гусениць погіршується прохідність, тому що порушується дерновий шар, збільшується глибина колії, зменшується коефіцієнт зчеплення на одному кінці гусениці.

При роботі на неосушених торф'яниках слід добиватися такого відношення: $q_{\max}/q_{\text{сер}} \leq 1,3 \dots 1,5$ на неосушених торф'яниках і $q_{\max}/q_{\text{сер}} \leq 1,6 \dots 1,8$ на осушених торф'яниках при допустимих величинах $q_{\text{сер}}$.

Якщо умови формул, наведених в розрахунку, не забезпечуються, то слід застосувати конструктивні заходи для підвищення прохідності з урахуванням конкретної машини.

Задача 2.

ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИЧІПНИХ ПЛУЖНИХ КАНАЛОКОПАЧІВ

Мета роботи: За варіантом (табл. 2.1) виконати тяговий розрахунок, підібрати тягачі.

Вихідні дані: параметри каналу, який прокладається, категорія ґрунту, марка плужного каналокоча та його технічна характеристика.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані

№ вар.	Закладання укосів, m	Ширина каналу по дну, b, м	Глибина каналу, H, м	Категорія ґрунту	Уклін, і
1	2	3	4	5	6
Марка каналокоча – КМ-1400М					
1	1	0,2	0,8	1	0
2	1	0,2	0,9	2	+0,001
3	1	0,25	1,0	3	+0,015
4	1	0,18	0,9	4	-0,02
5	1	0,6	0,6	1	-0,005
6	1,5	0,8	0,6	2	-0,001
7	1,5	0,4	0,6	3	0
8	1,5	0,6	0,6	4	+0,002
9	1,5	0,8	1	1	+0,015
10	1,5	0,8	0,6	2	-0,010
11	1,5	0,4	0,8	3	-0,020
12	1	0,6	0,7	4	+0,005
13	1,5	0,7	0,6	1	0
14	1,5	0,5	1	2	-0,01
15	1,5	0,4	0,6	3	+0,002

Рисунок 2.1 – Геометричні параметри каналу

Загальний тяговий опір причіпного плужного каналокопача визначається за формулою:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6, \text{ кН}, \quad (2.1)$$

де W_1 - опір різанню, деформації та переміщенню ґрунту робочим органом;

W_2 - сила тертя робочого органу об ґрунт;

W_3 - сила, необхідна для надання кінетичної енергії ґрунту;

W_4 - опір різанню чересловим ножом;

W_5 - опір перекочуванню ходових коліс;

W_6 - опір переміщенню одного або кількох тягачів.

Визначаємо першу складову формули 2.1:

$$W_1 = kF \sin(\delta + \varphi), \text{ кН}, \quad (2.2)$$

де $k = [10^2(H-a')]/[a''(mH+b)]$, кПа – питомий опір різанню ґрунту плужним робочим органом;

H, b - відповідно глибина та ширина каналу по дну, см;

F - площа поперечного перерізу каналу, який прокладається; m^2 ;

m - коефіцієнт закладання укосів каналу;

a', a'' - емпіричні коефіцієнти (табл. 2.2);

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнтів a', a''

Вид ґрунту	Мінеральний	Торф'яний
Категорія	2, 1, 4	1
a'	29,5	36,5
a''	0,33	0,58

δ - кут різання плужного робочого органу, $\delta=26...30$;

$\varphi = \arctg f$ – кут тертя ґрунту по сталі, град.;

f - коефіцієнт тертя (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнтів $\varphi_{зч}$ і f

Категорія ґрунту	1	2	3	4
C	1...4	5...8	9...16	17...36
$\varphi_{зч}$	0,4...0,6	0,5...0,65	0,5...0,7	0,6...1
f	0,35...0,8	0,3...0,8	0,4...0,6	0,5...0,6

$$W_2 = [G_{m.p.} + kF \cos(\delta + \varphi)] f, \text{ кН}, \quad (2.3)$$

де $G_{m.p.}$ – сила тяжіння тягової рами з робочим органом, кН (табл. 2.4)

Таблиця 2.4 – Технічні характеристики каналокочавів

Показники	Марка каналокочавів	
	КМ-1400М	Д-267А
Глибина різання черенковим ножем, см, h	20...30	20...30
Товщина ножа, см, b_n	1,6	1,6
Кут різання ножем, град., δ_1	135	105
Вага тягової рами з плужним робочим органом, кН	32,0	26,3
Вага ходової рами, кН	8,6	10,5

$$W_3 = (0,008...0,015)W \quad \text{кН} \quad (2.4)$$

$$W_4 = 0,01ch^{1,35}(1 + 0,1b_n)[1 - (90 - \delta_1)/180^\circ]\beta, \quad \text{кН} \quad (2.5)$$

де c – кількість ударів щільноміра конструкції ДорНДІ, яка характеризує щільність ґрунту (табл. 2.3);

h – глибина різання черенковим ножем, см (табл. 2.4);

b_n – товщина ножа, см;

δ_1 – кут різання ножем, град;

$\beta=0,96$ – коефіцієнт, який залежить від кута загострення ножа.

Додаткові дані:

Максимальне тягове зусилля тягача:

Т-130Б на 1-ій передачі – $T=94,0$ кН

Т-100МБ на 1-ій передачі – $T=90,0$ кН.

Сила тяжіння тягача:

Т-130Б – $G_m=155,2$ кН

Т-100МБ – $G_m=134,0$ кН.

$$W_5 = G_{x.p.}(f'_0 \pm i), \quad \text{кН} \quad (2.6)$$

де $G_{x.p.}$ – сила тяжіння ходової рами, кН;

$f'_0=0,2$ – коефіцієнт опору перекочуванню ходових коліс,

i – уклін поверхні землі.

$$W_6 = G_m(f_0 \pm i), \quad \text{кН} \quad (2.7)$$

де G_m – загальна сила тяжіння одного або кількох тягачів, кН;

$f_0=0,1$ – коефіцієнт опору пересуванню гусеничного ходового обладнання.

При підборі тягачів необхідно дотримуватися наступної умови:

$$W \leq TiW \leq G_m \varphi_{3ч},$$

де T – загальне тягове зусилля одного або кількох тягачів на 1-ій передачі, кН;

$\phi_{3ч}$ – коефіцієнт зчеплення ходового обладнання тягача з ґрунтом.

Тягове зусилля обраного одного або кількох тягачів повинно складати не менше 1,2 тягового опору.

Задача 3.

РОЗРАХУНОК КАНАЛОКОПАЧІВ З ФРЕЗЕРНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Мета роботи: знайти основні параметри; розрахувати потужність, яка витрачається на роботу фрезерним каналокопачем; підібрати базову машину.

Вихідні дані: технічна продуктивність машини; параметри каналу та необхідні фізико-механічні властивості ґрунту.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані

№ вар.	Закладан-ня укосів, м	Ширина каналу по дну, В, м	Глибина каналу, Н, м	Категорія ґрунту	Технічна продуктивність, P_m , м ³ /год	Уклін поверхні ґрунту, і
1	1	0,2	1,2	1	240	+0,001
2	1	0,2	1,1	2	220	+0,001
3	1	0,25	1,0	3	230	+0,001
4	1	0,25	1,2	3	200	+0,001
5	1	0,20	1,0	1	210	+0,001
6	1	0,22	1,2	2	220	+0,001
7	1	0,20	1,1	3	240	+0,001
8	1	0,25	1,0	3	230	+0,001
9	1	0,20	1,2	1	220	+0,001
10	1	0,25	1,0	2	210	+0,001
11	1,5	0,40	2,0	3	500	+0,002
12	1,5	0,40	1,1	3	490	+0,002
13	1,5	0,40	2,0	1	480	+0,002
14	1	0,42	1,8	2	500	+0,002
15	1	0,40	2,0	3	450	+0,002
16	1	0,40	2,0	3	440	+0,002
17	1,5	0,40	2,0	1	420	+0,002
18	1	0,40	1,8	2	410	+0,002
19	1,5	0,40	1,8	3	400	+0,002
20	1,5	0,40	1,8	2	500	+0,002
21	1,5	0,25	1,7	1	260	-0,02

22	1	0,25	1,6	3	220	-0,02
23	1	0,25	1,5	3	240	-0,02
24	1	0,25	1,6	1	260	-0,02
25	1	0,25	1,7	2	300	-0,02
26	1	0,25	1,6	3	350	-0,02
27	1	0,25	1,7	1	400	-0,02
28	1,5	0,25	0,9	2	300	-0,02
29	1	0,25	1,0	1	330	-0,02
30	1	0,30	1,1		280	-0,02

ПОРЯДОК РОЗРАХУНКУ

3.1. Вибір основних параметрів

1. Визначаємо радіус фрези по ножах з співвідношення:

$$2R \approx 1,2L_{ук}, \text{ м},$$

де R – радіус фрези по ножах, м;

$L_{ук}$ – довжина укусу каналу, м.

2. Визначаємо відносну (колову) швидкість ножів:

$$\mathcal{G}_z = \sqrt{(30...32)R}, \text{ м/с для каналів з } m=1$$

$$\mathcal{G}_z = \sqrt{(70...72)R}, \text{ м/с для каналів з } m=1,5.$$

3. Визначаємо переносну швидкість ножів (швидкість руху каналокопача):

$$\mathcal{G}_e = \Pi_m / F, \text{ м/год}, \quad (3.1)$$

де F – площа поперечного перерізу каналу, м^2 .

4. Визначаємо величину подачі на один ніж (товщину стружки, яка вирізається):

$$c = (2\pi R \mathcal{G}_e) / (3600 \mathcal{G}_z), \text{ м}, \quad (3.2)$$

де z - кількість ножів фрези в площині різання (для каналів глибиною до $H=1,4$ м - $z=6$, а для каналів глибиною в межах $1,4 \text{ м} < H \leq 2 \text{ м}$ - $z=9$).

3.2. Розрахунок потужності

Потужність, яка необхідна для привода машини, визначається за формулою:

$$N = [N_{фр} / (\eta'_{mp} \eta_{po})] + [N_{пер} / (\eta''_{mp} \eta_{xo})] + (N_{дон} / \eta'''_{mp}), \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

де $N_{фр}$ - потужність на привід фрез:

$$N_{\phi p} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \quad (3.4)$$

де $N_{\text{пер}}$ - потужність на переміщення машини;

$N_{\text{доп}}$ - витрати потужності на привод допоміжних механізмів;

N_1 - потужність, яка витрачається на різання ґрунту ножами фрез;

N_2 - потужність, яка витрачається на деформацію ґрунту ударом і розгін його до швидкості викидання;

N_3 - потужність, яка витрачається на тертя ґрунту, що знаходиться на кінцях лопаток об ґрунт забою;

N_4 - потужність, яка витрачається на підйом ґрунту з каналу;

N_5 - потужність, яка витрачається на фрезерування ґрунту торцевими кромками лопаток фрез;

$\eta'_{\text{тр}}$, $\eta''_{\text{тр}}$, $\eta'''_{\text{тр}}$ – к.к.д. трансмісії привода робочого органу ходового обладнання та допоміжних механізмів (визначається за кінематичною схемою привода, але для спрощених розрахунків - $\eta'_{\text{тр}}=0,85$; $\eta''_{\text{тр}}=0,78$; $\eta'''_{\text{тр}}=0,95$);

$\eta_{\text{цил}}=0,97$ – к.к.д. циліндричної передачі;

$\eta_{\text{кон}}=0,95$ – к.к.д. конічної передачі;

$\eta_{\text{план}}=0,93$ - к.к.д. планетарного редуктора;

$\eta_{\text{р.о.}}$ – к.к.д. робочого органу;

$\eta_{\text{х.о.}}=0,6...0,7$ - к.к.д. ходового обладнання.

Визначимо першу складову потужності:

$$N_1 = (k_1 \Pi_m P) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (3.5)$$

де k_1 – питомий опір різанню ножами фрез, кПа (див. табл. 3.2);

Π_m - технічна продуктивність, м³/год;

$P=F_{\text{фр}}/F$ - відношення площі ґрунту в перерізі каналу, який розробляється ножами фрез, до всієї площі перерізу каналу (див. рис. 3.1).

$$F_{\text{фр}} = 2aL_{\text{ук}},$$

де $a=B-0,05$ – ширина фрези, м

Таблиця 3.2

Категорія ґрунту	1	2	3
$k_1, \text{кН/м}^2$	100	160	250
$k_2, \text{кН/м}^2$	60	75	100
$\gamma, \text{кН/м}^3$	11...15	16...19	16...19
f_1	0,3...0,8	0,3...0,85	0,4...0,8

$$N_2 = (\gamma I_m \vartheta_e^2) / (7200g), \quad \text{кВт},$$

де γ - питома вага ґрунту, кН/м³ (див. табл. 3.2);
 g - прискорення вільного падіння, м/с².

$$N_3 = [(\gamma I_m \vartheta_e^2 f_2) / (3600g)] \{ P[(a_k - \sin a_k) / (1 - \cos a_k)] + 0,4a_k(1 - P) \}, \quad \text{кВт}, \quad (3.7)$$

де $f_2 = 0,5 \dots 0,75$ - коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту;
 $a_k \approx 100 \dots 130^\circ$ - кут контакту фрези з забосм.

$$N_4 = (0,7 \Pi_m H \gamma) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (3.8)$$

$$N_5 = [k_2 \Pi_m (1 - P)] / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (3.9)$$

де k_2 - питомий опір ґрунту фрезеруванню торцевими кромками лопаток (див. табл. 3.2)

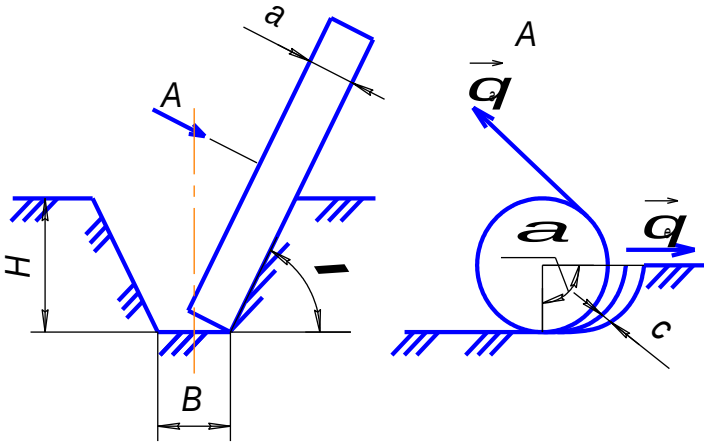


Рисунок 3.1 – Схеми розташування фрези в каналі.

$$N_{nep} = N' + N'', \quad (3.10)$$

де N' - потужність, яка витрачається на переміщення ходового обладнання;
 N'' - потужність, яка витрачається на переміщення робочого органу.

$$N' = [G(f_0 \pm i) \vartheta_e] / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (3.11)$$

де $G = G_m + (1/3)G_{p.o.}$ - вага машини, яка приходить на ходове обладнання, кН;

G_m - вага базової машини, кН (див. табл. 3.3);

$G_{p.o.}$ - вага робочого обладнання, кН (див. табл. 3.3);

$f_0=0,1$ - коефіцієнт опору переміщення ходового обладнання;

i - уклін поверхні ґрунту;

$$N'' = [(2/3 G_{p.o.} f_1 + P_n) g_e] / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (3.12)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя сталі об ґрунт (див. табл. 3.2);

$P_n = k_2 F_n$ - опір різанню ґрунту зачисним ножом, кН;

F_n - площа ґрунту, яка вирізається зачисним ножом, визначається графічно (рис 3.2), м^2

Остання складова потужності:

$$N_{don} = (0,05 \dots 0,07) N_{dv}, \quad \text{кВт}, \quad (3.13)$$

де N_{dv} - загальна потужність, яка витрачається двигуном.

Після виконання розрахунків слід дати аналіз отриманих результатів.

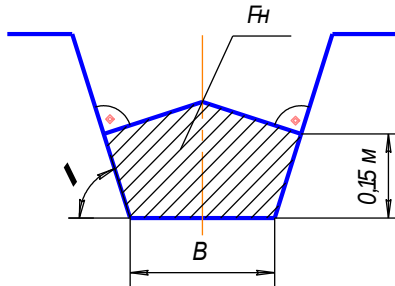


Рисунок 3.2 – Схема для визначення площі, яка розроблюється зачисним ножом.

Задача 4.

РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ШНЕКОРОТОРНИХ КАНАЛОКОПАЧІВ

Мета роботи: за даними варіанта (табл. 4.1) розрахувати потужність, яка витрачається на роботу шнекороторних каналокочів, підібрати базову машину.

Вихідні дані: технічна продуктивність машини, параметри каналу, фізико-механічні властивості ґрунтів і параметри машини (рис. 4.1, табл. 4.1, 4.2, 4.3 і 4.4).

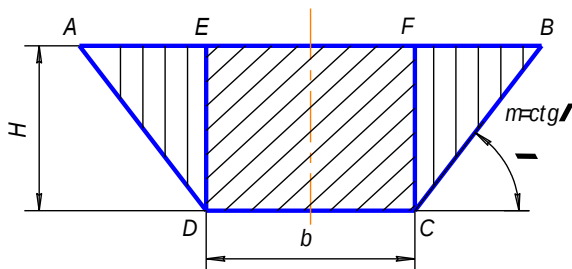


Рисунок 4.1 – Геометричні параметри каналу

Таблиця 4.1 – Вихідні дані

№ вар.	m	b, м	H, м	Категорія ґрунту	П _м , м ³ /год	i
1	2	3	4	5	6	7
1	1	0,8	2	I	200	0,003
2	1,25	0,8	1,8	II	250	0,003
3	1,5	0,8	2	III	300	0,003
4	1	1,0	1,7	I	350	0,003
5	1,25	1,0	1,7	III	400	0,003
6	1,5	1,0	1,9	II	410	0,003
7	1	1,2	1,9	II	390	0,003
8	1,25	1,2	2,0	I	380	0,003
9	1,5	1,2	1,9	III	370	0,003
10	1	1,5	1,6	I	360	0,003
11	1,25	1,5	1,7	II	340	0,005
12	1,5	1,5	1,8	III	330	0,005
13	1	0,8	1,5	II	320	0,005
14	1,25	1,0	2,0	I	290	0,005
15	1,5	1,2	1,6	III	310	0,005
16	1	1,5	2,5	I	450	0,005
17	1,25	2,0	2,6	II	460	0,005
18	1,5	2,5	2,7	III	470	0,005
19	1,75	1,5	2,8	III	480	0,005
20	1	2,0	2,9	II	490	0,005
21	1,25	2,5	3,0	I	400	0,002
22	1,5	1,5	2,9	I	470	0,002

23	1,75	2,0	2,8	II	480	0,002
24	1	2,5	2,7	III	490	0,002
25	1,25	1,5	1,6	III	495	0,002
26	1,5	2,0	2,5	II	475	0,002
27	1,75	2,5	2,4	I	465	0,002
28	1,5	1,5	2,6	II	440	0,002
29	1,25	2,0	2,7	I	455	0,002
30	1	1,5	2,5	II	450	0,002

ПОРЯДОК РОЗРАХУНКУ

Потужність визначається за формулою:

$$N = N_{\kappa 1} + N_{\kappa 2} + N_p + N_n + 2N_{mp} + N_{кон} + N_{пер} + N_{дон}, \text{ кВт}, \quad (4.1)$$

де $N_{\kappa 1}$ - потужність, яка витрачається на копання ґрунту ротором;

$N_{\kappa 2}$ - потужність, яка витрачається на копання ґрунту шнеками;

N_p - потужність, яка витрачається на розгін ґрунту ротором;

N_n - потужність, яка витрачається на підйом ґрунту ротором;

$N_{тр}$ - потужність, яка витрачається на транспортування ґрунту шнеком;

$N_{кон}$ - потужність, яка витрачається на транспортування ґрунту конвеєрами;

$N_{пер}$ - потужність, яка витрачається на пересування машини;

$N_{дон}$ - потужність, яка витрачається на привід допоміжних механізмів.

$$N_{\kappa 1} = (kII_m P) / (3,6\eta'_{mp} \eta_p), \text{ кВт}, \quad (4.2)$$

де k - питомий опір копанню ґрунту ротором, МПа (див. табл. 4.2);

II_m - технічна продуктивність, м³/год;

$P = (F_{CDEF}) / (F_{ABCD})$ - відношення площі перерізу каналу, яка розробляється ротором, до всієї площі перерізу каналу (рис 4.1);

$\eta'_{mp} = 0,6 \dots 0,7$ - к.к.д. трансмісії привода ротора;

$\eta_p = 0,7 \dots 0,8$ - к.к.д. ротора.

$$N_{\kappa 2} = [0,75kII_m (1 - P)] / (3,6\eta''_{mp} \eta_{шн}), \text{ кВт}, \quad (4.3)$$

де $\eta''_{mp} = 0,55 \dots 0,65$ - к.к.д. трансмісії привода шнека;

$\eta_{шн} = 0,5$ - к.к.д. шнека.

Таблиця 4.2 – Значення величин k і γ_r

Категорія ґрунту	I	II	III
k , МПа	0,10	0,16	0,25
γ_r , кН/м ³	11,0...15,0	16,0...19,0	17,0...19,0

$$N_p = (\gamma_p \Pi_m g_p^2) / (7200 \eta'_{mp} \eta_p g), \text{ кВт}, \quad (4.4)$$

де γ_p - об'ємна вага ґрунту, кН/м³;

$\theta_p = [(\pi p_p) / 30] R$ - колова швидкість ротора по зубах ковшів, м/с;

p_p - частота обертання ротора, 1/хв;

$R = (1,75 \dots 1,85) (H/2)$ - радіус ротора, м;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння.

$$N_n = (H_n \Pi_m \gamma_z) / (3600 \eta'_{mp} \eta_p), \text{ кВт}, \quad (4.5)$$

де $H_n = (H/2) + 1$ - середня висота підйому ґрунту ротором до місця розвантаження.

$$N_{\text{шн}} = [\gamma_z \Pi_{\text{шн}} L_{\text{шн}} (f_0 \cos \lambda - \sin \lambda)] / (3600 \eta''_{mp} \eta_{\text{шн}}), \text{ кВт}, \quad (4.6)$$

де $\Pi_{\text{шн}} = \Pi_m (1 - P)$ - продуктивність шнека при транспортуванні ґрунту, м³/год;

$L_{\text{шн}}$ - робоча довжина шнека, м (приблизно дорівнює довжині укосу);

$f_0 = 2,5$ - приведений коефіцієнт опору руху ґрунту вздовж шнека;

$\lambda = \arctg m$ - кут нахилу укосу каналу до горизонту.

$$N_{\text{шн}} = [(k_1 k_2 L_{\text{коп}} \cos \alpha) / \eta'''_{mp}] \{ (2q_c + q'_p + q'''_p) g_{\text{шн}} + [(\Pi_m \gamma_z) / 3600] \} + [(\Pi_m \gamma_z H_{\text{шн}}) / (3600 \eta_{\text{шн}})], \text{ кВт}, \quad (4.7)$$

де $k_1 = 1,05$ - коефіцієнт збільшення натягу стрічки при огинанні барабанів;

$k_2 = 0,04$ - коефіцієнт опору руху стрічки по роликкоопорах;

$L_{\text{коп}}$ - довжина конвейєра, м (табл. 4.3);

α - кут нахилу конвейєра до горизонту, град;

$q_c = 0,25 \dots 0,35$ - погонна вага стрічки, кН/м;

$q'_p = 0,22$ - погонна вага частин роликкоопори на вантажній вітці, які обертаються, кН/м;

$q'''_p = 0,07$ - погонна вага частин роликкоопори на зворотній вітці, які обертаються, кН/м;

$H_{\text{коп}}$ - різниця рівнів кінцевих барабанів конвейєра, м;

$\eta'''_{mp} = 0,5 \dots 0,6$ - к.к.д трансмісії конвейєра;

$\eta_{\text{коп}} = 0,5$ - к.к.д конвейєра.

$$N_{\text{пер}} = N_m + N_{p.o.}, \quad (4.8)$$

де $N_m = [(G_m + A)(f_0 \pm i) \theta_c] / (3600 \eta^4_{mp} \eta_{x.o.})$, кВт - потужність, яка витрачається на пересування ходового обладнання базової машини;

G_m - вага базової машини, кН (див. табл. 4.3);

A - частина ваги робочого обладнання, яка припадає на ходове обладнання, кН (див. табл. 4.3);

$f_0 = 0,1$ - коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання;

$\eta_{\text{пр}}^4 = 0,7 \dots 0,8$ - к.к.д. трансмісії привода ходового обладнання;

$\eta_{\text{х.о.}} = 0,7$ - к.к.д. ходового обладнання;

$\theta_{\text{с}} = \Pi_{\text{м}} / F_{\text{ABCD}}$ - швидкість руху каналокоча, м/год;

$N_{\text{р.о.}} = (W_{\text{р.о.}} \cdot \theta_{\text{с}}) / (3600 \eta_{\text{пр}}^4 \eta_{\text{х.о.}})$, кВт - потужність, яка витрачається на пересування робочого обладнання;

$W_{\text{р.о.}}$ - тяговий опір робочого обладнання (визначається за табл. 4.4);

Таблиця 4.3 – Технічна характеристика каналокоча

Показники каналокоча	При $H \leq 2$ м	При $2 \text{ м} < H < 3$ м
1	2	3
Вага базової машини, кН	214	274
Частота обертання ротора, 1/хв	9,5	9,5
Частота обертання шнеків, 1/хв	30	28
Найбільший діаметр шнека, м	1,15	1,4
Найбільший крок витків шнека, м	1,0	1,1

Продовження таблиці 4.3.

1	2	3
Довжина конвейєра, м	6,0	9,0
Кут установки конвейєрів до горизонту, град	18,0	20,0
Швидкість руху конвейєрів, м/с	3,75	5,25
Частота ваги робочого обладнання, яка припадає на ходове обладнання, кН	71,8	0

Таблиця 4.4 – Тяговий опір каналокоча

Категорія ґрунту	I	II	III
Тяговий опір, $2 \text{ м} \leq H \leq 3 \text{ м}$	40,6	53,2	68,4
кН для $H \leq 2 \text{ м}$	59,3	67,8	78,3

$$N_{\text{дон}} = (0,05 \dots 0,07) N . \quad (4.9)$$

Задача 5.

РОЗРАХУНОК КАВАЛЬЄРОРОЗРІВНЮВАЧІВ

Мета роботи: за даними варіанту (табл. 5.1) вибрати основні параметри кавальєророзрівнювача; визначити тяговий опір; потрібну потужність

двигуна та виконати перевірку можливості роботи машини за тяговим зусиллям.

Вихідні дані: марка базового трактора; тягове зусилля на першій передачі – T_n (кН); потужність двигуна трактора – N (кВт); габаритна ширина трактора – B (м); кут установки відвала – φ (град.); маса трактора – M_T (кг); маса націпного обладнання – M_0 (кг); категорія ґрунту, який розроблюється.

5.1. Розрахунок основних параметрів.

1. Довжина відвала L . Мінімально можлива довжина відвала вибирається так, щоб відвал, повернутий на максимальний кут φ в плані, перекривав габарити базового трактора по ширині (з урахуванням виступаючих частин штовхаючої рами) не менш ніж на 100 мм з кожного боку (рис. 5.1).

$$L_{\min} = (B_{\varepsilon} + 2\Delta + 2t) / \sin \varphi, \quad \text{м},$$

де B_{ε} - габаритна ширина трактора (по краях ходового обладнання), м;

Δ - необхідне перекриття габаритів трактора габаритами відвала, м;

$t=0,1...0,3$ м - ширина штовхаючого бруса, м (приймаємо конструктивно).

Таблиця 5.1 – Вихідні дані

№ вар	Марка трактора	Тягове зусилля на I передачі, кН	Потужність двигуна, кВт	Габарит на ширину, м	Кут установки відвала, м	Маса трактора, кг	Категорія ґрунту	Маса націпного обладнання, кг
1	ДТ-54А	28,50	40	1,86	45	5540	I	740
2	ДТ-54А	29	40,4	2,15	60	6550	II	800
3	ТДТ-55	29,50	45,6	2,25	65	5200	III	950
4	Т-74	34,60	55,1	1,85	45	6200	I	760
5	ТДТ-75	68,20	55,1	2,37	55	11000	II	820
6	ДТ-75	30	55,1	1,74	56	3260	III	890
7	ДТ-75Б	27,95	55,1	2,24	50	6100	I	900
8	ДТ-75М	45,20	66,2	1,74	45	6400	II	1050
9	Т-4М	46	95,6	2,05	48	6800	III	1200
10	ТТ-4	97	80,9	1,95	43	6900	I	1100
11	Т-4П	45,20	80,9	2,05	47	6850	II	1200
12	Т-4М	76,80	80,9	1,95	50	6900	III	1100
13	Т-100М	95	79,4	2,46	45	11400	I	1850
14	Т-100МГП	95	79,4	2,46	60	12100	II	1850
15	Т-100МГС	95	79,4	2,46	49	12400	III	1450

16	Т-100МБГП	70	79,4	3,25	70	13200	I	1650
17	Т-100МБГС	70	79,4	3,25	67	13400	II	1850
18	Т-130Б	94	103	3,15	57	13940	III	1900
19	Т-180	138,20	132	2,74	55	15000	I	2200
20	ДЕТ-250	154	220	3,22	50	25000	II	3500
21	Т-130	124	118	3,25	60	13000	III	1800
22	Т-130МЗБ	95	79,4	3,15	63	13920	I	1600
23	Т-150	112	110	2,75	48	12400	II	1200
24	Т-130	124	118	3,15	58	13400	III	1800
25	Т-180	138,20	132	2,75	42	25000	II	140
26	ДТ-75М	45,20	66,2	1,74	49	6400	I	2200
27	ДТ-75В	27,95	55,1	1,74	58	6400	III	1300
28	Т-74	34,50	55,1	1,85	50	5200	I	850
29	Т-4А	46	95,6	2,05	51	6850	II	980
30	Т-100М	95	79,4	2,46	53	11400	III	850

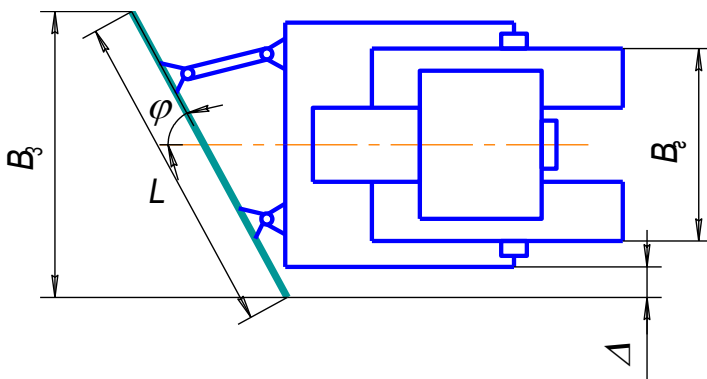


Рисунок 5.1 – Схема кавальєророзрізнявача.

Максимально можлива довжина відвала визначається з умови:

$$L_{\max} = 0,93\sqrt[3]{N}, \quad \text{м}, \quad (5.2)$$

де N - потужність двигуна базового трактора, кВт.

Визначивши граничні розміри довжини відвала можна визначити необхідну довжину відвала L :

$$L_{\min} < L < L_{\max},$$

2. Робоча висота відвала H (м) визначається в залежності від номінального тягового зусилля базового трактора при русі на першій передачі

$$H = 460 \sqrt{T_n / 10} - 0,5 T_n, \text{ мм}, \quad (5.3)$$

де T_n - номінальне тягове зусилля на першій передачі, кН.

3. Висота козирка відвала H_k , дорівнює:

$$H_k = (0,1 \dots 0,25) H, \text{ м}, \quad (5.4)$$

4. Основні кути відвала кавальєророзрівнювача треба вибирати, виходячи з умов найменшого опору руху ґрунту по відвалу (рис. 5.2):

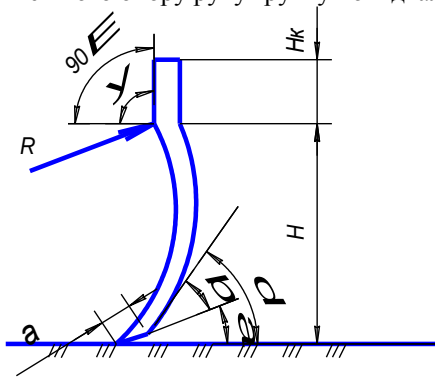


Рисунок 5.2 – Схема профілю відвала

а) кут різання $\delta=60 \dots 70^\circ$. Нижню границю треба приймати для мінеральних ґрунтів, верхню – для торф'яних;

б) кут загострення $\beta=30 \dots 35^\circ$;

в) кут захвату (кут установки відвала в плані) φ - заданий;

г) задній кут $\alpha=\delta-\beta$, град.;

д) кут перекидання $\psi=70 \dots 75^\circ$.

5. Радіус кривизни відвала R :

$$R = (H - a \sin \delta) / (\cos \delta + \cos \psi), \text{ м}, \quad (5.5)$$

де $a=0,15...0,20$ м – ширина ножів відвала.

5.2. Розрахунок тягового опору

1. Визначимо загальний тяговий опір, який виникає при роботі кавальєророзрівнювача W за наступною формулою:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \quad \text{кН}, \quad (5.6)$$

де W_1 - опір різанню ґрунту дорівнює:

$$W_1 = k_1 L h_1 \sin \varphi, \quad \text{кН}, \quad (5.7)$$

де k_1 - питомий опір різанню ґрунту, кПа (приймається за табл. 5.2).

Таблиця 5.2.

Категорія ґрунту	I	II	III
k_1 , кПа	70	110	170

h_1 - глибина різання, м., визначається з залежності:

$$h_1 = (k_b V_{np}) B_z, \quad \text{м}, \quad (5.8)$$

де k_b - коефіцієнт втрат ґрунту, 1/м;

$k_b=(0,025...0,032)$ 1/м - для зв'язних ґрунтів;

$k_b=(0,06...0,07)$ 1/м - для незв'язних ґрунтів;

V_{np} – об'єм призми волочіння визначається таким чином:

$$V_{np} (LH^2)/(2k_2), \quad \text{м}^3, \quad (5.9)$$

де k_2 - коефіцієнт, який залежить від виду ґрунту та відношення висоти відвала машини H до його довжини L , приймається згідно табл. 5.3.

Таблиця 5.3.

H/L		0,15	0,3	0,35	0,4	0,45
Зв'язні ґрунти	k_2	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95
Незв'язні ґрунти		1,15	1,2	1,25	1,3	1,5

B_z ,- ширина захвату відвала, м (див. рис. 5.1).

W_2 - опір переміщенню фігури волочіння ґрунту.

$$W_2 = V_{np} \gamma_{gp} f_1 \sin \varphi, \quad \text{кН}, \quad (5.10)$$

де $f_1=0,5...0,7$ - коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту,

$\gamma_{gp}=14...17$ кН/м³ - питома вага ґрунту.

W_3 - опір від пересування ґрунту вгору по відвалу:

$$W_3 = V_{np} \gamma_{ep} \cos^2 \alpha_2 \sin \varphi, \quad \text{кН}, \quad (5.11)$$

де $f_2=0,35...0,8$ - коефіцієнт зовнішнього тертя для пари: ґрунт - матеріал відвала.

W_4 - опір, який виникає при русі ґрунту вздовж відвала:

$$W_4 = V_{np} \gamma_{ep} f_1 f_2 \cos \varphi, \quad \text{кН}. \quad (5.12)$$

W_5 - опір пересуванню кавальєророзрівнювача:

$$W_5 = (G_T + 1/3 G_0)(f_0 \pm i), \quad \text{кН}, \quad (5.13)$$

де G_T - вага базового тягача, кН;

G_0 - вага націпного обладнання, кН;

$f_0=0,08...0,1$ - коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання базового тягача;

$i=0,01...0,03$ – уклін поверхні місцевості.

5.3. Розрахунок потужності, яка необхідна на пересування кавальєророзрівнювача.

Потужність, потрібна на пересування машини, визначаємо за формулою:

$$N_{ном} = (W V_e) / (3,6 \eta), \quad \text{кВт}, \quad (5.14)$$

де $V_e=(2,5...4,0)$ км/год - робоча швидкість руху кавальєророзрівнювача;

$\eta=0,75...0,85$ - механічний к.к.д.

5.4. Перевірка можливості роботи машини за тяговим зусиллям.

Для нормальної роботи кавальєророзрівнювача повинні виконуватися наступні умови:

$$W \leq T_n \text{ і } W \leq G_{зч} \varphi_{зч}, \quad (5.15)$$

де $G_{зч}$ - зчіпна вага кавальєророзрівнювача, кН;

$\varphi_{зч}=0,4...1$ - коефіцієнт зчеплення ходового обладнання з ґрунтом.

Після виконання всіх розрахунків необхідно дати аналіз отриманих результатів.

Задача 6.

РОЗРАХУНОК БАГАТОКОВШОВИХ ПЛАНУВАЛЬНИКІВ ЕКСКАВАТОРІВ – ПРОФІЛЮВАЛЬНИКІВ

Мета роботи: за даними варіанту (табл. 6.1) зробити вибір параметрів повнопрофільного багатоківшового планувальника (рис. 6.1), визначити загальний тяговий опір, потрібну потужність на пересування машини та зробити перевірку за зчепленням ходових коліс з рейковим полотном.

Вихідні дані: параметри каналу: глибина – H , м; ширина по дну – b , м; коефіцієнт закладання укосів – m ; технічна продуктивність машини – Π_m , м³/год.; категорія ґрунту.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані.

№ вар.	H , м	b , м	m	Категорія ґрунту	Π_m , м ³ /год
1	2	3	4	5	6
1	2,5	1,4	1,5	I	160
2	2,5	1,5	1,5	II	150
3	3,0	1,4	1,0	III	140

Продовження табл. 6.1

1	2	3	4	5	6
4	3,0	1,5	1,25	I	150
5	2,4	1,6	1,25	II	120
6	2,4	1,7	1,5	III	100
7	2,3	1,5	1,25	I	110
8	2,6	1,6	1,5	II	120
9	2,7	1,7	1,25	III	130
10	2,5	1,7	1,25	I	140
11	1,5	1,5	1,5	II	100
12	2,0	1,5	1,5	III	110
13	2,0	2,0	1,5	I	120
14	2,5	2,0	1,5	II	130
15	2,5	2,5	1,5	III	100
16	3,0	2,5	1,5	I	110
17	2,0	2,0	1,5	II	140
18	3,0	2,0	1,5	III	120
19	1,9	0,8	1,5	I	120
20	1,8	1,0	1,5	II	140
21	1,6	1,2	1,5	III	150
22	1,5	1,0	1,25	I	145
23	1,5	1,2	1,25	II	130
24	1,5	1,3	1,5	III	150
25	1,8	1,0	1,5	I	160
26	1,2	1,8	1,5	II	134
				III	

27	2,3	1,2	1,5	I	80
28	2,2	1,0	1,25	II	90
29	2,1	1,8	1,5	III	95
30	2,3	1,5	1,25		105

6.1. Розрахунок основних параметрів

Швидкість руху ковшового ланцюга

$$v_{\text{л}} = 0,4 \dots 1,1 \text{ м/с}$$

Кількість зсипок в хвилину визначається в залежності від глибини каналу (табл. 6.2)

Таблиця 6.2 – Число зсипок ґрунту.

H, м	0,9...1,5	1,5...3,0	3,0...4,0
Z, зсип./хв.	38	54	42

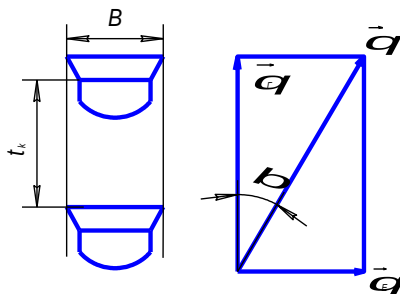


Рисунок 6.1 – Схема руху ковшового ланцюга

Місткість ковша

$$q_k = \Pi_T / 0,6Z, \text{ дм}^3, \quad (6.1)$$

де Π_T - технічна продуктивність планувальника, м³/год.

Отримане значення місткості ковша уточнюється до стандартного:

$q_{к.ст.}, \text{ дм}^3$	20	40	50	70
---------------------------	----	----	----	----

Крок ковшів:

$$t_k = (60\vartheta_r) / Z, \text{ м.} \quad (6.2)$$

Траєкторії ковшів (рис. 6.2) являють собою прямолінійні лінії з кутом нахилу β до поперечного перерізу каналу. Допустимі значення $\beta=1...6^\circ$.

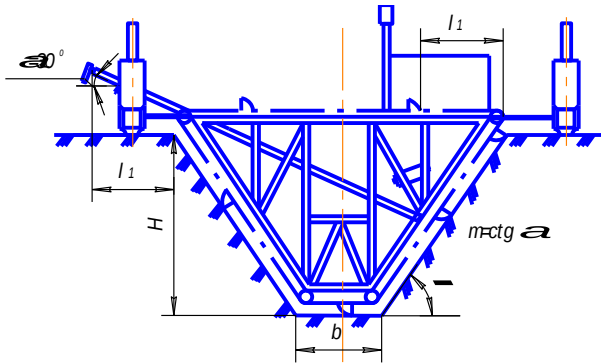


Рис. 6.2. Схема повнопрофільного планувальника.

Переносна швидкість ковшів (швидкість планувальника):

$$\vartheta_e = \vartheta_n \operatorname{tg} \beta, \text{ м/с.} \quad (6.3)$$

Товщина стружки, яка вирізається:

$$\delta = \Pi_T / 3600L\vartheta_e, \text{ м,} \quad (6.4)$$

де L - довжина шляху розробки ґрунту ковшем, м.

Для повнопрофільних машин

$$L = 2L_{ук} + b.$$

Ширина захвату одним ковшем

$$b_3 = (q_{к.см.} \cos \beta) / 1000 L \delta, \text{ м.} \quad (6.5)$$

6.2. Розрахунок тягового опору

Загальний тяговий опір багатоковшового планувальника визначається за формулою:

$$W = W_{пер} + W_i + W_{ин} + W_e + W_{зн} + W_{вiбp} + W_p^2, \text{ кН}, \quad (6.6)$$

де $W_{пер}$ - опір пересуванню машин по рейках,

$$W_{пер} = G(f_1 / R)k_1, \text{ кН}, \quad (6.7)$$

де G - загальне навантаження машини на рейки в робочому положенні:

$$G = G_m + G_{гр.к.} + G_{гр.кон.}^{ноп.} + G_{гр.кон.}^{вiд.}, \text{ кН}, \quad (6.8)$$

де G_m - сила тяжіння машини ($G_m=271$ кН);

$G_{гр.к.}$ - сила тяжіння ґрунту, який лежить в ковшах, кН:

$$G_{гр.к.} = (P_T / 3600)(L_{кл} / g_4)\gamma, \text{ кН}, \quad (6.9)$$

де $L_{кл}$ - довжина ковшового ланцюга з навантаженими ковшами, $L_{кл} \cong (L/2)+2$, м;

γ - об'ємна вага ґрунту (табл.6.3);

Таблиця 6.3 – Значення k і γ

Категорія ґрунту	I	II	III
k , МПа	0,10	0,16	0,25
γ , кН/м ³	11,0...15,0	16,0...19,0	17,0...19,0

$G_{гр.кон.}^{ноп.}$ - вага ґрунту який лежить на поперечному конвейєрі:

$$G_{гр.кон.}^{ноп.} = (P_T / 3600)(L_{кон.}^{ноп.} / g_{кон.}^{ноп.})\gamma, \text{ кН}, \quad (6.10)$$

де $L_{кон.}^{ноп.}=2,3$ м - довжина поперечного конвейєра;

$g_{кон.}^{ноп.}=1,9$ м/с швидкість руху стрічки поперечного конвейєра.

$G_{гр.кон.}^{вiд.}$ - вага ґрунту, який лежить на відвальному конвейєрі:

$$G_{гр.кон.}^{вiд.} = (P_T / 3600)(L_{кон.}^{вiд.} / g_{кон.}^{вiд.})\gamma, \text{ кН}, \quad (6.11)$$

де $L_{кон.}^{вiд.}$ - довжина відвального конвейєра, прийняти конструктивно, знаючи кут нахилу конвейєра до горизонту $\alpha=30^\circ$ (з рис. 6.1);

$G_{кон.}^{від.} = 2$ м/с - швидкість відвального конвейєра;

$k_1 = 1,5 \dots 2,5$ - коефіцієнт тертя реборд коліс об рейки;

$R = 20$ см - радіус ходових коліс;

$f_1 = 0,1 \dots 0,05$ см - коефіцієнт тертя кочення сталюого колеса по рейці;

W_i - опір при русі з уклонами:

$$W_i = G i, \quad \text{кН}, \quad (6.12)$$

де $i = 0,004$ - уклін каналу, який профілюється;

$W_{ин}$ - опір при зрушуванні з місця:

$$W_{ин} = [(G_m + G_{гр.к.} + G_{гр.кон.}^{non} + G_{гр.кон.}^{від.})g]a, \quad \text{кН}, \quad (6.13)$$

де $a = 0,04 \dots 0,06$ м/с² - прискорення машини;

$g = 9,81$ м/с² - прискорення вільного падіння;

$W_{в}$ - опір від вітру:

$$W_{в} = F P c, \quad \text{кН}, \quad (6.14)$$

де $F = 50$ м² - площа лобової поверхні планувальника;

$p = 0,15$ кН/м² - питомий опір вітру;

$c = 0,4 \dots 0,5$ - коефіцієнт решітчатості лобової поверхні планувальника;

$W_{зп}$ - опір пересуванню ґрунту зачисними ножами:

$$W_{зп} = V_{г} \gamma_{г} f_{г}, \quad \text{кН}, \quad (6.15)$$

де $V_{г}$ - об'єм ґрунту волочіння, м³;

$$V_{г} = g_{г} L_{зч}, \quad \text{м}^3 \quad (6.16)$$

де $g_{г} = 0,01 \dots 0,025$ м³/п.м. - об'єм ґрунту волочіння на один погонний метр зачисного ножа;

$L_{зч}$ - довжина зачисного ножа (обчислюється з параметрів каналу), м.

$W_{вбр}$ - опір пересуванню віброуцільнюючих брусів:

$$W_{вбр} = G_{вбр} f_2, \quad \text{кН}, \quad (6.17)$$

де $G_{вбр} = 2 \dots 3$ кН - сила тяжіння вібробрусів;

$f_2 = 0,35 \dots 0,95$ - коефіцієнт зовнішнього тертя (сталь-ґрунт);

$$W_p^{\varepsilon} = h_{к} P_{к} \sin \beta, \quad \text{кН}, \quad (6.18)$$

де $h_{к}$ - кількість ковшів, одночасно копаючих ґрунт:

$$h_{к} = (L_{к.п.} / t_{к}) + 1, \quad (6.19)$$

$$P_{\kappa} = 10^5 k \delta h_3, \text{ кН}, \quad (6.20)$$

де k – питомий опір різанню ґрунту (табл. 6.3).

Потужність, яка витрачається на робоче пересування машини:

$$N_n = (W g_e) / \eta, \text{ кВт}, \quad (6.21)$$

де $\eta = 0,5 \dots 0,6$ - механічний к.к.д. привода візків.

Зробити перевірку за зчепленням ходових коліс з рейками, прийнявши $\varphi_{зч} = 0,1 \dots 0,5$

$$W \leq G_{зч} \varphi_{зч}, \quad (6.22)$$

де $G_{зч} = G$ - зчіпна вага машини.

Контрольна робота № 2

РОЗРАХУНОК КАНАЛООЧИЩУВАЧІВ, МАШИН ДЛЯ ВЛАШТУВАННЯ ДРЕНАЖУ ТА МАШИН ДЛЯ КУЛЬТУРТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Номера задач для розрахунку беруться з табл. 2 завдань до контрольної роботи № 2 за двома останніми цифрами шифру залікової книжки студента.

Вихідні дані для кожної задачі приймаються з таблиць вихідних даних відповідних задач за номером студента в списку групи.

Розрахунок виконують в порядку, який вказаний в кожній задачі. При розв'язуванні задач приводяться необхідні схеми. За результатами рішення кожної задачі робиться висновок.

Таблиця 2 – Таблиця завдань до контрольної роботи № 2

Шифр студента	Номери задач	Шифр студента	Номери задач	Шифр студента	Номери задач	Шифр студента	Номери задач
1	2	3	4	5	6	7	8

01	10; 12	26	7; 9	51	10; 12	76	7; 9
02	7; 9	27	9; 8	52	7; 9	77	9; 8
03	12; 8	28	10; 8	53	12; 8	78	10; 8
04	8; 10	29	12; 8	54	8; 10	79	12; 8
05	10; 11	30	7; 12	55	10; 11	80	7; 12
06	11; 8	31	8; 11	56	11; 8	81	8; 11
07	7; 11	32	10; 7	57	7; 11	82	10; 7
08	12; 7	33	11; 8	58	12; 7	83	11; 8
09	10; 12	34	7; 11	59	10; 12	84	7; 11
10	8; 11	35	12; 8	60	8; 11	85	12; 8
11	7; 9	36	10; 12	61	7; 9	86	10; 12
12	12; 8	37	8; 11	62	12; 8	87	8; 11
13	10; 11	38	11; 7	63	10; 11	88	11; 7
14	8; 9	39	10; 8	64	8; 9	89	10; 8
15	10; 12	40	7; 10	65	10; 12	90	7; 10
16	7; 12	41	12; 10	66	7; 12	91	12; 10
17	8; 9	42	10; 11	67	8; 9	92	10; 11
18	11; 8	43	8; 9	68	11; 8	93	8; 9
19	10; 11	44	12; 10	69	10; 11	94	12; 10
20	12; 8	45	7; 9	70	12; 8	95	7; 9
21	7; 11	46	10; 7	71	7; 11	96	10; 7
22	10; 12	47	11; 10	72	10; 12	97	11; 10
23	11; 9	48	8; 9	73	11; 9	98	8; 9
24	8; 12	49	10; 11	74	8; 12	99	10; 11
25	8; 11	50	7; 12	75	8; 11	100	7; 12

Задача № 7

РОЗРАХУНОК КАНАЛООЧИЩУВАЧІВ ЗІ СКРЕБКОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Мета роботи: за даними варіанту (табл. 7.1) зробити вибір основних параметрів каналочищувача (рис. 7.1), визначити загальний тяговий опір, який виникає при роботі машини та потрібну потужність двигуна.

Вихідні дані: параметри каналу: глибина – Н, м; коефіцієнт закладання укосів – m; технічна продуктивність – $\Pi_{\text{т}}$, м³/год.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані

№ вар.	Н, м	m	$\Pi_{\text{т}}$, м ³ /год.	№ вар.	Н, м	m	$\Pi_{\text{т}}$, м ³ /год.
--------	------	---	---	--------	------	---	---

1	1,4	1,0	80	16	1,9	1,25	50
2	1,5	1,25	75	17	2,0	1,5	45
3	1,6	1,5	60	18	1,9	1,0	55
4	1,7	1,0	65	19	1,8	1,5	60
5	1,8	1,25	55	20	1,7	1,25	65
6	1,9	1,5	50	21	1,6	1,0	70
7	1,8	1,0	45	22	1,5	1,25	75
8	1,7	1,25	50	23	1,4	1,5	80
9	1,6	1,5	55	24	1,3	1,0	85
10	1,5	1,0	60	25	1,5	1,25	70
11	1,4	1,25	65	26	1,6	1,5	75
12	1,5	1,5	60	27	1,7	1,0	65
13	1,6	1,25	65	28	1,8	1,25	60
14	1,7	1,5	50	29	1,9	1,5	50
15	1,8	1,0	45	30	1,6	1,0	55

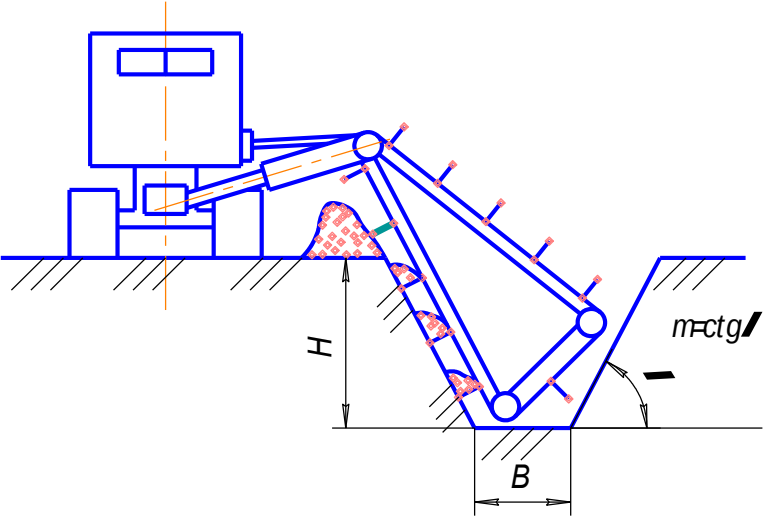


Рисунок 7.1 – Схема скребкового каналоочищувача.

7.1. Вибір основних параметрів скребкового ланцюга

Швидкість руху скребкового ланцюга приймається конструктивно

$$\mathcal{G}_q = (2,4...3) \text{ м/с.}$$

Крок скребків визначається

$$t_c = \mathcal{G}_x / z, \text{ м,} \quad (7.1)$$

де $z=10...15 \text{ с}^{-1}$ - кількість зсіпок в секунду приймається конструктивно.

Швидкість руху каналоочищувача:

$$\mathcal{G}_e = \mathcal{G}_q \operatorname{tg} \beta, \text{ м/с,} \quad (7.2)$$

де $\beta=1...6^\circ$ - кут між траєкторіями абсолютної швидкості руху скребкового ланцюга θ і швидкості руху скребкового ланцюга θ_q відносно рами робочого органу (рис. 7.2).

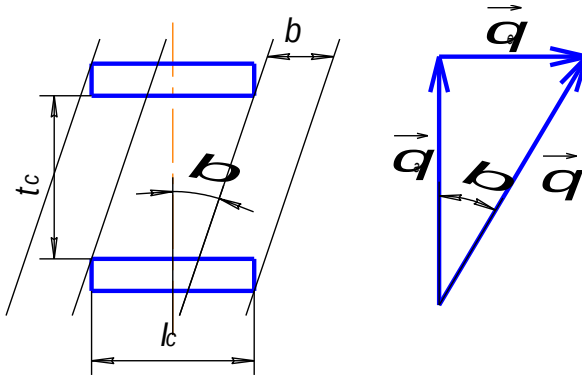


Рисунок 7.2 – Схема руху скребкового ланцюга

Товщина стружки, яка зрізається за один прохід

$$\delta = (\Pi_T \cos \beta) / 3600 L \mathcal{G}_e, \text{ м,} \quad (7.3)$$

де L - довжина периметра перерізу каналу, який очищується:

$$L = L_{yn} + (B / 2), \text{ м,} \quad (7.4)$$

Ширина захвату одним скребком:

$$b = (\mathcal{G}_e t_c) / \mathcal{G}_q, \text{ м,} \quad (7.5)$$

Об'єм ґрунту в щільному тілі, який зрізається одним скребком

$$V_c = (b\delta L) / \cos \beta, \quad \text{м}^3, \quad (7.6)$$

Необхідна площа скребка

$$F_c = (V_c k_p) / h_2, \quad \text{м}^2, \quad (7.7)$$

де k_p - коефіцієнт розпушення ґрунту;

h_2 - довжина фігури волочіння перед скребком

$$h_2 = (0,5 \dots 0,75) t_c, \quad \text{м}. \quad (7.8)$$

Приймаємо висоту скребка конструктивно $h_c \approx 0,1$ м і визначимо його ширину

$$l_c = F_c / h_c, \quad \text{м}. \quad (7.9)$$

Кут установки скребоків відносно ланцюга приймається рівним β .

7.2. Розрахунок тягового опору

Сумарний тяговий опір визначається за формулою:

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \quad \text{кН}, \quad (7.10)$$

де W_1 - опір пересуванню машини на гусеничному ходу.

Нехтуючи опором повороту та опором вітру, він визначається так:

$$W_1 = (G_T + 1/3 G_{p.o.})(f_0 \pm i), \quad \text{кН}, \quad (7.11)$$

де $G_T = 62$ кН - вага тягача (для існуючих конструкцій на базі трактора ДТ-75);

$G_{p.o.} = 17,3$ кН - вага робочого органу;

$f_0 = 0,1$ (коефіцієнт опору пересування ходового обладнання в даних умовах);

$i = 0,01 \dots 0,03$ - похил поверхні місцевості;

W_2 - опір пересуванню робочого органу:

$$W_2 = W_{piz} \sin \beta + (W_{piz} \cos \beta \sin \lambda + 2/3 G_{p.o.}) f_1, \quad \text{кН}, \quad (7.12)$$

де W_{piz} - опір різанню робочого органу:

$$W_{piz} = h_c k_1 b \delta, \quad \text{кН}, \quad (7.13)$$

де h_c - кількість скребоків, які одночасно різуть ґрунт:

$$h_c = L / t_c; \quad (7.14)$$

де k_1 - питомий опір різанню ґрунту $k_1=(100...150)$ кПа;

f_1 - коефіцієнт зовнішнього тертя пари: ґрунт-сталь, $f_1=0,3...0,95$;

W_3 - опір, який виникає при вирушанні з місця каналоочищувача:

$$W_3 = [(G_T \pm 1/3G_{p.o.})g_e] / gt_p, \quad \text{кН}, \quad (7.15)$$

де $g=9,81$ м/с² - прискорення вільного падіння;

$t_p=2...3$ с - час розгону машини.

7.3. Розрахунок потужності

Необхідна потужність двигуна скребкового каналоочищувача:

$$N_{\text{дв}} = [N_{\text{сл}} / (\eta_{\text{сл}} \eta'_{\text{мп}})] + [N_{\text{пер}} / (\eta_{\text{х.о.}} \eta''_{\text{мп}})] + N_{\text{дон}}, \quad \text{кВт}, \quad (7.16)$$

де $N_{\text{сл}}$ – потужність, яка витрачається на привод скребкового ланцюга:

$$N_{\text{сл}} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad \text{кВт}, \quad (7.17)$$

де N_1 - потужність, яка витрачається на руйнування ґрунту:

$$N_1 = (k\Pi_T) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (7.18)$$

N_2 – потужність, яка витрачається на розгін ґрунту до швидкості викидання:

$$N_2 = (\Pi_T \gamma g_e^2) / (7200g), \quad \text{кВт}, \quad (7.19)$$

де $\gamma=11...14$ кН/м³ – питома вага ґрунту і відкладень;

N_3 – потужність, яка витрачається на тертя ґрунту, який виноситься скребками, об ґрунт укусу та забою:

$$N_3 = (\Pi_T f_2 L) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (7.20)$$

де $f_2=0,2...0,7$ – коефіцієнт внутрішнього тертя для маси, яка видаляється з каналу (мокрый ґрунт, відклади, рослинність);

N_4 – потужність, яка витрачається на підйом ґрунту:

$$N_4 = (0,7\Pi_T \gamma) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (7.21)$$

$N_{\text{пер}}$ - потужність, яка витрачається на пересування каналоочищувача:

$$N_{\text{пер}} = W g_e, \quad \text{кВт}, \quad (7.22)$$

$N_{\text{доп}}$ - потужність на привід допоміжних механізмів.

З урахуванням коефіцієнта корисної дії привода допоміжних механізмів маємо:

$$N_{\text{доп}} = (0,05...0,07)N_{\text{дв}}, \quad \text{кВт}, \quad (7.23)$$

де $N_{\text{дв}}$ - необхідна потужність двигуна з формули (7.16), враховуючи $\eta_{\text{сл}}=0,75...0,83$ - к.к.д. скребкового ланцюга; $\eta'_{\text{тр}}=0,1...0,75$ – к.к.д. привода скребкового ланцюга; $\eta_{\text{х.о.}}=0,5$ – к.к.д. ходового обладнання; $\eta''_{\text{тр}}=0,7...0,8$ - к.к.д. трансмісії трактора.

Після виконання розрахунків слід дати аналіз отриманих результатів.

Задача 8.

РОЗРАХУНОК КАНАЛООЧИЩУВАЧІВ З РОТАЦІЙНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Мета роботи: за даними варіанту (табл.8.1) провести вибір основних параметрів ротаційного робочого органу; визначити потрібні потужності для приводу ротаційного робочого органу та пересування каналочищувача (рис.8.1), а також тяговий опір.

Вихідні дані: технічна продуктивність – P_T , м³/год; відстань від дзеркала води до дна каналу, який очищається - H_v м; частота обертання лопатей ротаційного робочого органу - n_r хв⁻¹; висота відкладів - h , м, марка каналочищувача.

Таблиця 8.1 – Вихідні дані

№ вар.	P_T , м ³ /год	H_v , м	n_r , хв ⁻¹	Марка машини	№ вар.	P_T , м ³ /год	H_v , м	n_r , хв ⁻¹	Марка машини
1	40	0,2	450	МР-7	16	57	0,25	600	МР-7
2	45	0,25	460	МР-10	17	59	0,30	460	МР-9
3	50	0,3	470	МР-9	18	62	0,35	480	ЕМ-202
4	55	0,35	480	ЕМ-202	19	67	0,19	500	МР-7
5	60	0,25	490	МР-7	20	72	0,25	550	МР-9
6	65	0,20	500	МР-7	21	76	0,28	560	МР-10
7	70	0,15	550	МР-9	22	82	0,20	580	ЕМ-202
8	75	0,20	540	МР-9	23	88	0,20	595	МР-10
9	80	0,25	530	МР-10	24	41	0,25	435	МР-7

10	85	0,30	520	MP-10	25	43	0,30	485	MP-9
11	90	0,35	510	MP-10	26	44	0,35	475	MP-7
12	42	0,18	560	MP-7	27	52	0,20	495	ЕМ-202
13	48	0,25	570	MP-9	28	64	0,15	510	MP-10
14	49	0,28	580	MP-10	29	73	0,25	505	ЕМ-202
15	53	0,20	590	ЕМ-202	30	87	0,20	460	MP-10

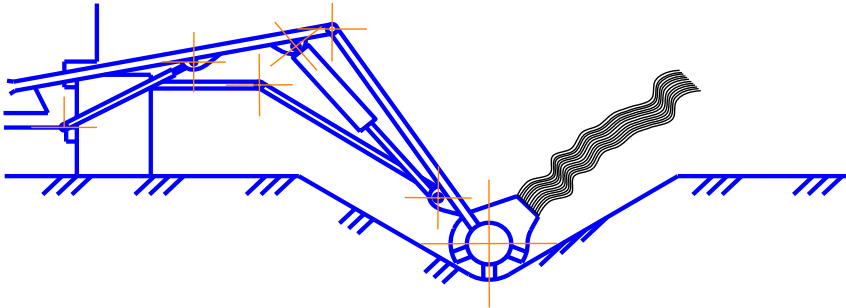


Рисунок 8.1 – Схема каналочистувача з ротаційним робочим органом.

8.1. Вибір основних параметрів

Радіус ротаційного робочого органу (фрези) $R=(1,4...2)H_b$, м; кількість лопатей фрези $z_n=3$.

Колова швидкість лопатей

$$\theta_r=(\pi R h_r)/30, \text{ м/с.}$$

Подача на одну лопать:

$$c = \mathcal{Q}_e / (60 n_r z_n), \text{ м,}$$

де $\theta_e=300...1000$ м/год - швидкість руху каналочистувача, м/год.

8.2. Розрахунок потужності, потрібної для приводу ротаційного робочого органу.

$$N_1 = (N_{fp} + N_p + N_n + T_{мер}) / \eta, \text{ кВт,} \quad (8.1)$$

де N_{fp} - робота фрезерування, визначається за формулою:

$$A_{fp} = k \{ R^2 (\alpha_k / 2) - (R - h)^2 \text{tg}(\alpha_k / 2) \}, \text{ кДж,} \quad (8.3)$$

де k - питомий опір фрезеруванню ($k=150$ кПа - для торф'яних ґрунтів; $k=250$ кПа - для мінеральних ґрунтів);

c - подача на одну лопать, м;

α_k - кут контакту лопаті з ґрунтом при фрезеруванні (рис. 8.2);

h - висота відкладів, які розкидаються ротаційним робочим органом.

Приймаємо $h=0,9H_b$;

N_p - потужність, яка витрачається на розгін відкладів до швидкості викидання:

$$N_p = (\Pi_T \gamma g_r^2) / 7200g, \quad \text{кВт}, \quad (8.4)$$

де $\gamma=10\ldots14$ кН/м³ – об'ємна вага ґрунту відкладів і рослинності;
 $g=9,81$ м/с²-прискорення вільного падіння.

N_n – потужність, яка витрачається на підйом очищеної маси:

$$N_n = (2\Pi_T \gamma R) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (8.5)$$

$N_{тер}$ - потужність, яка витрачається на подолання сил тертя відкладів об кожух фрези:

$$N_{тер} = (\Pi_T \gamma g_r^2 l f \varepsilon) / (3600gR), \quad \text{кВт}, \quad (8.6)$$

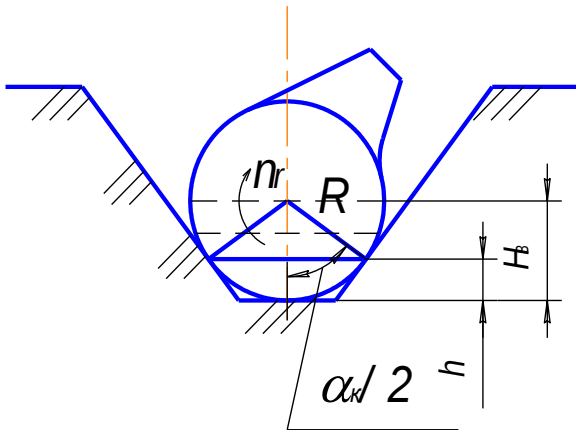


Рисунок 8.2 – Схема розташування ротаційного робочого органу в каналі.

де $l \approx \pi R$ - довжина контакту кожуха фрези з відкладами при їх розробці;

$f=0,35\ldots0,8$ - коефіцієнт тертя ковзання відкладів об матеріал кожуха фрези;

$\varepsilon=0,3$ - коефіцієнт, який враховує перемішування часток ґрунту;
 $\eta=0,3...0,4$ - к.к.д. - привода ротора.

8.3. Розрахунок потужності, яка необхідна для робочого пересування каналочищувача

$$N_2 = (W \mathcal{G}_e) / (3600 \eta_{x.o.}), \quad \text{кВт}, \quad (8.7)$$

де W - тяговий опір переміщенню каналочищувача, визначається за формулою:

$$W = G(f_0 \pm i) + k_1 b_{\kappa} l_{\kappa} + P, \quad \text{кН}, \quad (8.8)$$

де G - маса каналочищувача, яка припадає на ходове обладнання машини (табл. 8.2)

Таблиця 8.2 – Сили тяжіння каналочищувачів

Марка машини	Сила тяжіння робочого обладнання, кН	Загальна сила тяжіння машини, кН
МР-7	6,5	75
МР-9	7,2	97
МР-10	9,7	148
ЕМ-202	8,6	105

$$G = G_T + 1/3 G_{p.o.}, \quad \text{кН}, \quad (8.9)$$

$f_0=0,1...0,2$ - коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання;
 $i=0,001$ - уклін поверхні місцевості;
 $k_1=(50...160)$ кПа – питомий опір різанню ґрунту кожухом;
 $b_{\kappa}=0,01$ м – товщина ріжучої кромки кожуха;
 l_{κ} - довжина ділянки кожуха який ріже ґрунт:

$$l_{\kappa} = (\pi R \alpha_{\kappa}) / 180, \quad \text{м}, \quad (8.10)$$

$P=0,25...0,3$ кН – додатковий опір;
 $\eta_{x.o.}=0,5...0,6$.

Потрібна потужність двигуна каналочищувача:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad \text{кВт}, \quad (8.11)$$

де $N_3=(0,05...0,07)N$ - потужність, яка витрачається на привід допоміжних механізмів.

Задача 9.

РОЗРАХУНОК КРОТОДРЕНАЖНИХ МАШИН

Мета роботи: за даними варіанту (табл. 9.1) знайти основні параметри дренера і ножа; визначити загальний тяговий опір, який виникає при роботі кротодренажної машини; потрібну потужність двигуна та зусилля, яке діє на гідроциліндр робочого органу.

Вихідні дані: глибина закладання дрен – h , м; вид ґрунту; категорія ґрунту.

Таблиця 9.1 – Вихідні дані.

№ вар.	Глибина закладання дрен, h , м	Вид ґрунту	Категорія ґрунту	№ вар.	Глибина закладання дрен, h , м	Вид ґрунту	Категорія ґрунту
1	1,5	торф'яний	II	16	1,5	торф'яний	III
2	1,4	торф'яний	III	17	1,45	мінеральний	I
3	1,3	мінеральний	I	18	1,35	мінеральний	II
4	1,2	мінеральний	II	19	1,25	торф'яний	II
5	1,0	торф'яний	II	20	1,15	торф'яний	III
6	0,9	торф'яний	III	21	1,05	мінеральний	I
7	0,8	мінеральний	I	22	0,95	мінеральний	II
8	0,7	мінеральний	II	23	0,85	мінеральний	I
9	0,8	торф'яний	II	24	0,75	мінеральний	II
10	0,9	мінеральний	III	25	0,8	торф'яний	II
11	1,0	мінеральний	II	26	0,9	торф'яний	II
12	1,1	мінеральний	I	27	1,0	торф'яний	I
13	1,2	торф'яний	III	28	1,1	мінеральний	II
14	1,3	торф'яний	II	29	1,2	торф'яний	II
15	1,4	торф'яний	II	30	1,3	мінеральний	II

9.1. Вибір основних параметрів

Діаметр дренера вибирається з умови оптимальної стійкості дренера. Для мінеральних ґрунтів $d=50...150$ мм, для торф'яних $d=100...300$ мм.

Довжина циліндричної частини дренера $l_d=(1,5...2)d$, мм (див. рис. 9.1). Кут конусності передньої частини дренера: для торф'яних ґрунтів $2\gamma=37^\circ$; для мінеральних - $2\gamma=(45...52)^\circ$.

A diagram of a tapered cylindrical shell. The shell is shown in a perspective view, with its central axis represented by a dashed orange line. The shell has a central cylindrical section of length $l_{ц}$ and two tapered end sections. The left tapered section has a length $l_{п.к}$ and a half-angle α , with the total angle at the vertex labeled 2α . The right tapered section has a length $l_{к}$ and a half-angle β . The diameter of the central cylindrical section is labeled d .

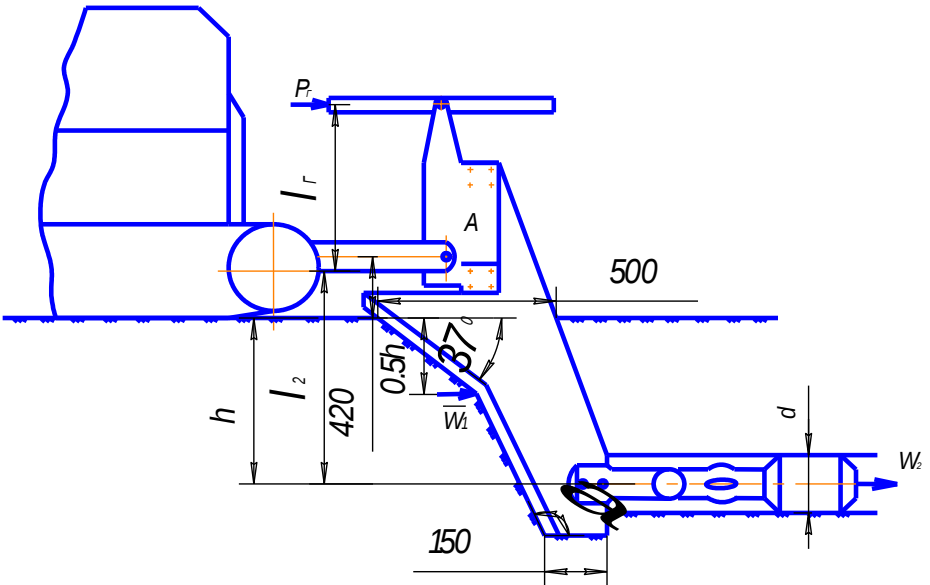


Рисунок 9.2 – Схема кротодренажної машини

9.2. Розрахунок тягового опору

Сумарний тяговий опір:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \quad \text{кН},$$

де W_1 - опір пересуванню ножа:

$$W_1 = P_{1piz} + P_{1нал}, \quad \text{кН}, \quad (9.2)$$

де P_{1piz} - сила різання ґрунту лезом ножа:

а) для торф'яних ґрунтів:

$$P_{1piz} = 10^{-2} c_1 h^n, \quad \text{кН}, \quad (9.3)$$

де c_1 і n - елементарні коефіцієнти, які залежать від b (для $b=2$ см: $c_1=21,5$; $n=0,8$);

б) для мінеральних ґрунтів:

$$P_{1piz} = 10^{-2} c_1 h^{1,35} (1 + 0,1b)(1 - (90 - \alpha)/180) k_\beta, \quad \text{кН}, \quad (9.4)$$

де c - кількість ударів щільноміра конструкції ДорНДІ, який характеризує щільність ґрунту. Для ґрунтів першої категорії $c=1...4$; для ґрунтів II - ої категорії $c=5...8$; III - ьої - $c=9...16$;

h - глибина щілини, яка прорізається, см;

b - товщина ножа, см; α - кут різання, град.;

k_β - коефіцієнт, який враховує кут загострення леза ножа β

β , град.	15...50	60	90	180
k_β	0,81	0,83	0,9	1,0

$P_{1нал}$ - сила налипання ґрунту на бокові поверхні ножа:

$$P_{1нал} = k_n F_n, \quad \text{кН}, \quad (9.5)$$

де k_n - питомий опір налипання ґрунту: для глин $k_n=7...9$ кПа; для суглинки $k_n=5...7$ кПа; для торф'яно-болотних ґрунтів $k_n=2...2,5$ кПа;

F_n - площа бокових поверхонь ножа, які стикаються з ґрунтом, м^2 (визначається умовно, як площа трапеції з рис. 9.2).

Опір пересуванню дренера W_2 :

$$W_2 = P_{3м} + P_{2нал}, \quad \text{кН}, \quad (9.6)$$

де $P_{3м}$ - опір зминання ґрунту дреном:

$$P_{3м} = k_{3м} F_\partial, \quad \text{кН}, \quad (9.7)$$

де $k_{3м}$ - питомий опір зминанню ґрунту дреном: для ґрунтів I - ї категорії $k_{3м}=70...90$ кПа; для ґрунтів II - ої та III - ьої категорії $k_{3м}= 200...500$ кПа;

F_∂ - площа поперечного перерізу дрени, яка прокладається, м^2 ;

$P_{2нал}$ - опір налипання ґрунту на поверхню дренера:

$$P_{2нал} = k_n F = k_n \pi d l_{ц} + 1/2 k_n \pi d l_{кц} \quad (9.8)$$

де d , $l_{ц}$, $l_{кц}$ - параметри дренера в м.

Опір пересуванню ходового обладнання W_3 :

$$W_3 = G_m (f_0 \pm i), \quad \text{кН}, \quad (9.9)$$

де G_m - вага кротодренажної машини. Для машин на базі тракторів класу 30кН – $G_m=85$ кН; для машин на базі тракторів класу 60 кН – $G_m=152$ кН;

$f_0=0,1$ - коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання;

$i=0,01...0,02$ - похил місцевості.

Опір, який виникає при зрушенні з місця W_4 :

$$W_4 = (G_m g_e) / (g t_p), \quad \text{кН}, \quad (9.10)$$

де $\theta_e=(0,56...1,1)\text{м/с}$ – робоча швидкість пересування кротодренажної машини;

$t_p=3...5$ с - час зрушення машини;

$g=9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

9.3. Розрахунок потужності

Необхідна потужність двигуна:

$$N_{\text{дов.}} = N_{\text{пер.}} + N_{\text{дон.}}, \quad \text{кН}, \quad (9.11)$$

де $N_{\text{пер}}$ - потужність, яка необхідна на пересування машини з робочою швидкістю:

$$N_{\text{пер}} = (W g_e) / (3600 \eta_{\text{х.о.}} \eta_{\text{тр.}}), \quad \text{кВт}, \quad (9.12)$$

$N_{\text{дон}}$ - потужність, яка витрачається на привод допоміжних механізмів:

$$N_{\text{дон.}} = (0,05...0,07) N_{\text{дов.}}, \quad \text{кВт}, \quad (9.13)$$

9.4. Розрахунок зусилля, яке діє на гідроциліндр робочого органу

Зусилля, яке виникає на штоці гідроциліндра при роботі машини, визначається з рівняння: $\Sigma M_A=0$ (див. рис. 9.2).

$$P_z = (W_1 l_1 + W_2 l_2) / l_z, \quad \text{кН}, \quad (9.14)$$

де l_1 і l_2 визначаються з рис. 9.2, а $l_z=0,5...0,7$ м - вибираємо конструктивно.

За отриманим зусиллям P_r можна розрахувати основні елементи навіски та кріплення робочого органу.

Після виконання розрахунків слід дати аналіз отриманих результатів.

Задача 10.

РОЗРАХУНОК БАГАТОКОВШОВИХ ДРЕНОУКЛАДАЧІВ

Мета роботи: за даними варіанту (табл. 10.1) виконати вибір основних параметрів багатоківшового робочого органу дреноукладача (рис. 10.1); визначити загальний тяговий опір, який виникає при роботі машини та потрібну потужність двигуна.

Вихідні дані: глибина траншеї - H , м; ширина траншеї - B , м; технічна продуктивність - Π_T , м³/год; категорія ґрунту.

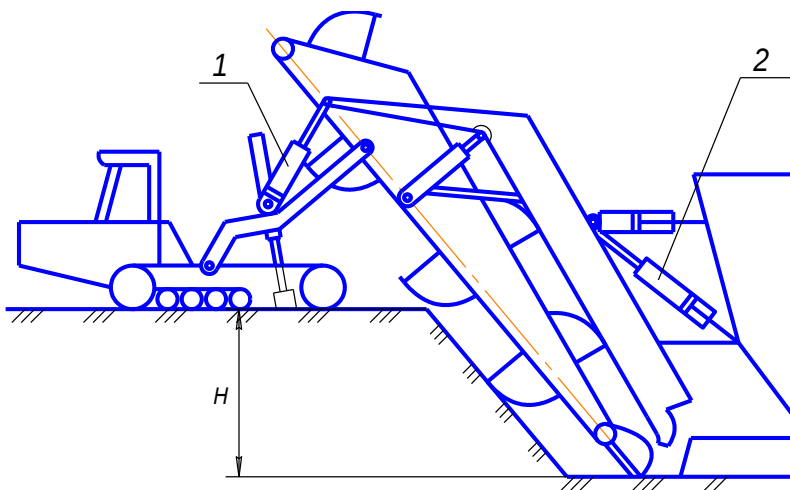


Рисунок 10.1 – Схема багатоківшового дреноукладача.

Таблиця 10.1 – Вихідні дані

№ пп	Продуктив- ність тех- нічна, Π_T , м ³ /год	Глиби- на тран- шеї, H , м	Ширина траншеї, B , м	Кате- горія ґрунту	№ пп	Продуктив- ність тех- нічна, Π_T , м ³ /год	Глиби- на тран- шеї, H , м	Ширина траншеї, B , м	Кате- горія ґрунту
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	100	2,0	0,5	I	16	100	3,8	0,6	I

Продовження таблиці 10.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

2	105	1,9	0,5	II	17	105	3,9	0,6	II
3	110	1,8	0,55	III	18	110	3,75	0,6	III
4	100	1,7	0,55	II	19	97	4,0	0,6	II
5	106	1,8	0,55	III	20	102	1,7	0,55	III
6	110	1,9	0,5	II	21	101	2,0	0,45	II
7	95	2,1	0,45	I	22	109	1,75	0,45	I
8	100	2,1	0,5	II	23	105	3,85	0,65	II
9	108	1,7	0,45	III	24	110	2,0	0,5	III
10	102	1,75	0,5	II	25	115	4,0	0,65	I
11	107	3,85	0,6	I	26	115	1,7	0,5	II
12	98	1,7	0,5	II	27	120	3,6	0,6	I
13	110	1,7	0,45	I	28	117	1,7	0,55	II
14	104	1,95	0,5	II	29	112	1,8	0,45	III
15	120	2,0	0,5	III	30	110	1,8	0,45	II

10.1. Вибір основних параметрів

Швидкість руху ковшового ланцюга $\theta_r=0,8...1,4$ м/с.

Крок ковшів $t_k=0,9...1,2$ м.

Кількість засипок ковшів в хвилину

$$Z_u = (60\mathcal{G}_r)/t_n, \quad \text{хв}^{-1}, \quad (10.1)$$

Швидкість руху машини

$$\mathcal{G}_e = \Pi_T / BH, \quad \text{м/год.} \quad (10.2)$$

Кут нахилу ковшової рами $\alpha_{кр}=30...55^\circ$.

Кут нахилу траєкторії різання (рис. 10.2)

$$\operatorname{tg} \alpha_{mp} = (\mathcal{G}_r \sin \alpha_{кр}) / (\mathcal{G}_e + \mathcal{G}_r \cos \alpha_{кр}). \quad (10.3)$$

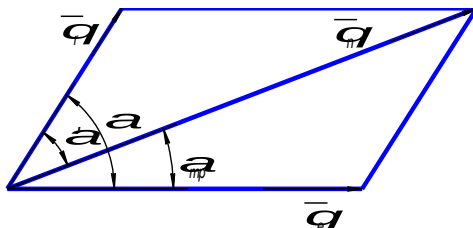


Рисунок 10.2 – Діаграма швидкостей.

Товщина стружки, яка зрізається визначається з умови наповнення ковша ґрунтом:

$$\delta = (q_k k_n \sin \alpha_{kp}) / (B H k_p), \quad \text{м}, \quad (10.4)$$

де q_k - міцність ковша, м^3 (при $H < 2,0$ м - $q_k = 23 \text{ дм}^3$; при $2,0 < H < 4$ м - $q_k = 65 \text{ дм}^3$);

$k_n = 0,9 \dots 0,95$ - коефіцієнт наповнення ковша ґрунтом;

$k_p = 1,1 \dots 1,2$ - коефіцієнт розпушення ґрунту.

10.2. Розрахунок тягового опору.

(Гідроциліндри 1 в закритому положенні, а гідроциліндр 2 в плаваючому положенні по рис. 10.1). Сумарний тяговий опір, який виникає при роботі дреноукладача:

$$W = W_1 + W_2 + W_3, \quad \text{кН}, \quad (10.5)$$

де W_1 - опір пересуванню ходового обладнання

$$W_1 = [(G_T + 2/3 G_{p.o.}) + n_k (P_r \sin \alpha_{kp} + P_n \cos \alpha_{kp})] (f_0 \pm i), \quad \text{кН}, \quad (10.6)$$

де G_T - вага базового тягача;

$G_{p.o.}$ - вага робочого органу. При $H < 2,0$ м - $G_T = 75$ кН, $G_{p.o.} = 9$ кН; при $2 \text{ м} < H < 2,0$ м - $G_T = 340$ кН, $G_{p.o.} = 10,5$ кН;

P_r - тангенціальна складова опору копанню ґрунту ковшем:

$$P_r = k \delta B, \quad \text{кН}, \quad (10.7)$$

де k - питомий опір копанню ґрунту: для I - ої категорії ґрунту $k = 70 \dots 100$ кПа; для II - ої категорії ґрунту $k = 170 \dots 200$ кПа; для III - ої категорії ґрунту $k = 250 \dots 300$ кПа.

$P_n = \psi P_r$ - нормальна складова опору копанню;

$\psi = 0,4 \dots 0,8$ - коефіцієнт співвідношення P_n і P_r ;

n_k - кількість ковшів, які одночасно приймають участь в копанні:

$$n_k = H / t_k \sin \alpha_{kp} + 1, \quad (10.8)$$

$f_0 = 0,1$ - коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання;

$i = 0,03$ - уклін траси;

W_2 - опір копанню ґрунту (горизонтальна складова):

$$W_2 = P_r \cos \alpha_{kp} + P_n \sin \alpha_{kp}, \quad \text{кН}, \quad (10.9)$$

W_3 - опір пересуванню трубоукладача:

$$W_3 = (G_{\text{труб}} + 2N_B) f, \quad \text{кН}, \quad (10.10)$$

де $G_{\text{труб}}$ - вага трубоукладача в робочому положенні (при $H < 2,0$ м - $G_{\text{труб}} = 4,0$ кН, при $2,0 < H < 4$ м - $G_{\text{труб}} = 50$ кН);

N_B – рівнодіюча сил тиску ґрунту на бокову стінку трубоукладача. За дослідними даними $N_B \approx 3,2$ кН;

$f = 0,4$ - коефіцієнт тертя – ковзання сталі по ґрунту.

10.3. Розрахунок балансу потужності.

Потрібна потужність двигуна дреноукладача:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad \text{кВт}, \quad (10.11)$$

де N_1 – потужність на привод ковшового ланцюга:

$$N_1 = (N_{\kappa} + N_n) / (\eta_{\kappa} \eta_{\text{мп}}), \quad \text{кВт}, \quad (10.12)$$

де N_{κ} – потужність на копання ґрунту:

$$N_{\kappa} = (k I I_T) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (10.13)$$

N_n – потужність на підйом ґрунту:

$$N_n = (\gamma_r I_T H_n) / 3600, \quad \text{кВт}, \quad (10.14)$$

де $\gamma_r = 15,0 \dots 16,0$ кН/м³ – об'ємна вага ґрунту;

$H_n = 0,5$ м - середня висота підйому ґрунту, м;

$\eta_{\kappa} = 0,5 \dots 0,6$ – к.к.д. ковшового ланцюга;

$\eta_{\text{мп}} = 0,8 \dots 0,85$ - к.к.д. трансмісії привода ковшового ланцюга.

N_2 – потужність на привод конвейєрів:

$$N_2 = (k_1 k_2 L_{\text{коп}} \cos \alpha / \eta'_{\text{мп}}) [(2g'_e + g'_p + g''_p) g_{\text{коп}} + (I_T \gamma_z) / 3600] + [(I_T \gamma_z H_{\text{коп}}) / (3600 \eta'_{\text{мп}})], \quad \text{кВт}, \quad (10.15)$$

де $k_1 = 1,05$ – коефіцієнт збільшення натягу стрічки при огинанні барабанів;

$k_2 = 0,04$ – коефіцієнт опору пересуванню стрічки по роликоопорах;

$L_{\text{коп}}$ - довжина конвейєра, м (табл. 10.2);

α - кут нахилу конвейєра до горизонту, град. (з конструкції);

$g'_e = (0,25 \dots 0,35)$ кН/м - погонна вага стрічки;

$g'_p = 0,22$ кН/м – погонна вага частин роликоопори на вантажній вітці, які обертаються;

$g''_p = 0,07$ кН/м - погонна вага частин роликоопори на зворотній вітці, які обертаються;

$H_{\text{коп}}$ – різниця рівнів кінцевих барабанів конвейєра, м;
 $\eta'_{\text{пр}}=0,7...0,8$ – к.к.д. трансмісії конвейєра.

При визначенні N_2 необхідно враховувати, що у машини ЕТЦ-202А ($H < 2,0$ м) встановлений один поперечний відвальний горизонтальний конвейєр, а у машини ЕТЦ-406А ($2,0 < H < 4$ м) – два: поперечний та повздовжній – обидва горизонтальні (табл. 10.2).

Таблиця 10.2 – Параметри конвейєрів

ЕТЦ-202А ($H < 2,0$ м)	$L_{\text{коп}}=2,2$ м	$\theta_{\text{коп}}=4$ м/с	$B_c=0,65$ м
ЕТЦ-406А	$L_{\text{коп}}=3,2$ м	$\theta_{\text{коп}}=5,3$ м/с	$B_c=0,6$ м
$2,0 < H < 4$ м	$L_{\text{коп.прод.}}=7,6$ м	$\theta_{\text{коп.прод.}}=5,7$ м/с	$B_c=0,6$ м

N_3 – потужність на пересування машини:

$$N_3 = W g_e / 3600 \eta_{x.o.} \eta''_{\text{пр}}, \quad \text{кВт}, \quad (10.16)$$

де $\eta_{x.o.}=0,5...0,6$ – к.к.д. ходового обладнання;

$\eta''_{\text{пр}}=0,70$ – к.к.д. трансмісії привода ходового обладнання.

N_4 – потужність на привод допоміжних механізмів $N_4=(0,05...0,07)$ Н.

Задача 11.

РОЗРАХУНОК КУЩОРИЗІВ З ПАСИВНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Мета роботи: за даними варіанту (табл. 11.1) виконати вибір основних параметрів кущоріза пасивної дії; тяговий розрахунок і перевірити стійкість машини в горизонтальній площині.

Вихідні дані: марка кущоріза та його основні параметри: ширина захвату – B , м; вага базового трактора – $G_{б.т.}$, кН; вага робочого органу – $G_{р.о.}$, кН; тягове зусилля базового трактора та його швидкість на різних передачах – T , кН; θ_e , км/год; вид кущів; коефіцієнт тертя ножа об масу, яка зрізається – μ ; розмір – a , м.

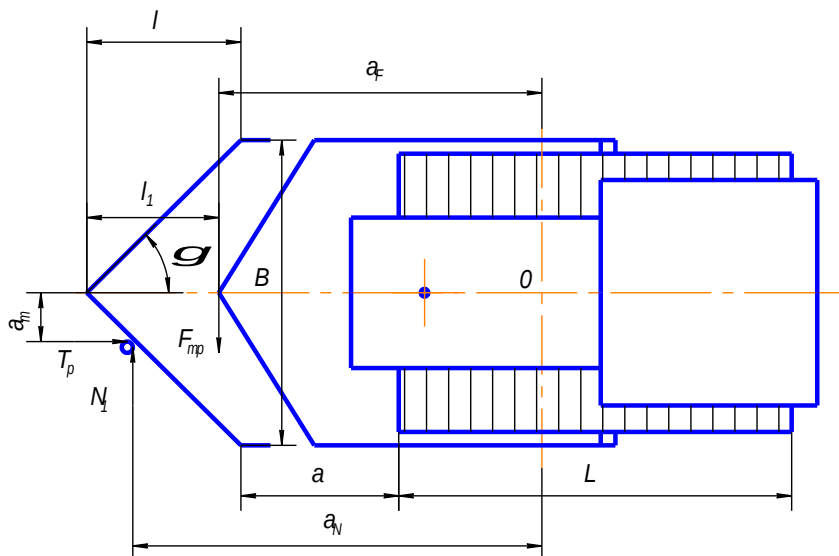


Рисунок 11.1 – Розрахункова схема кущоріза.

Таблиця 11.1 – Вихідні дані

№ вар	Марка кущоріза	Базовий трактор	Ширина захвату, В, м	Вага трактора, кН	Вага робочого органу, кН	Довжина опорної поверхні	Відстань, а, м	Вид кущів (густина стовбурів)	Коефіцієнт тертя, μ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	ДП-4	Т-100	3,6	120	24	2370	0,3	густий	0,3
2	ДП-4	МГП	3,6	120	24	2370	0,35	середній	0,35
3	ДП-4	МГП	3,6	120	24	2370	0,4	рідкий	0,4
4	ДП-4	МГП	3,6	120	24	2370	0,45	густий	0,45
5	ДП-4	МГП	3,6	120	24	2370	0,5	середній	0,5
6	ДП-4	МГП	3,6	120	24	2370	0,3	рідкий	0,50
7	ДП-4	МГП	3,6	120	24	2370	0,4	густий	0,55
8	ДП-4	МГП	3,6	120	24	2370	0,45	середній	0,60
9	ДП-24	Т-130Г	3,6	130	34,4	2500	0,3	рідкий	0,60
10	ДП-24	Т-130Г	3,6	130	34,4	2500	0,35	густий	0,55
11	ДП-24	Т-130Г	3,6	130	34,4	2500	0,4	середній	0,45
12	ДП-24	Т-130Г	3,6	130	34,4	2500	0,45	рідкий	0,50
13	ДП-24	Т-130Г	3,6	130	34,4	2500	0,50	густий	0,40
14	ДП-24	Т-130Г	3,6	130	34,4	2500	0,28	рідкий	0,35

Продовження таблиці 11.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	КБ-4А	Т-100 МБГП	4,0	137,7	43	2780	0,3	середній	0,3
16			4,0	137,7	43	2780	0,35	рідкий	0,35
17			4,0	137,7	43	2780	0,42	густий	0,40
18			4,0	137,7	43	2780	0,45	середній	0,45
19			4,0	137,7	43	2780	0,5	рідкий	0,50
20	КБ-2,8	ДТ-55А	2,8	59,5	12,9	2240	0,2	густий	0,55
21			2,8	59,5	12,9	2240	0,25	рідкий	0,60
22			2,8	59,5	12,9	2240	0,27	середній	0,40
23			2,8	59,5	12,9	2240	0,32	густий	0,45
24			2,8	59,5	12,9	2240	0,24	рідкий	0,50
25			2,8	59,5	12,9	2240	0,32	середній	0,35
26			2,8	59,5	12,9	2240	0,34	густий	0,30
27			2,8	59,5	12,9	2240	0,36	рідкий	0,42

11.1. Вибір основних параметрів.

1. Визначаємо кут установки ножів з умови зрізання деревно-чагарникової рослинності без зав'язування ножа:

$$\operatorname{ctg} \gamma > \mu, \quad (11.1)$$

Конструктивно $\gamma = 26 \dots 32^\circ$; μ - коефіцієнт тертя ножа об масу, яка зрізається; 2γ - кут установки ножів.

2. Довжина відвалу:

$$L = (B/2) \operatorname{tg} \gamma, \quad \text{м}, \quad (11.2)$$

3. Відстань від точки розташування універсального шарніру:

$$L_1 = 0,43L, \quad \text{м}. \quad (11.3)$$

4. Кути заточування ножів. Для полегшення заточування роблять подвійний кут $\delta = 25 \dots 30^\circ$, $\delta_1 = 10^\circ$.

11.2. Тяговий розрахунок кушоріза.

1. Сумарний тяговий опір

$$W = W_{зр} + W_{від} + W_{пер} + W_{б.м}, \quad \text{кН}, \quad (11.4)$$

де $W_{зр}$ – опір зрізанню рослинності:

$$W_{зр} = k_{зр} B, \quad \text{кН}, \quad (11.5)$$

де $k_{зр}$ – середній питомий опір зрізанню рослинності, який залежить від густини стовбурів та швидкості зрізання ($k_{зр}=3$ кН/м – для рідкого чагарнику, $k_{зр}=3,5$ кН/м – для середнього, $k_{зр}=4$ кН/м – для густого);

B – ширина захвату кушоріза, м.

$W_{від}$ – опір відвалювання маси, яка зрізається:

$$W_{від} = k_{від} B, \quad \text{кН}, \quad (11.6)$$

де $k_{від}$ – середній питомий опір відвалювання зрізаної маси ($k_{від}=0,5$ кН/м – для рідкого чагарника, $k_{від}=0,6$ кН/м – для середнього, $k_{від}=0,7$ кН/м – для густого).

$W_{пер}$ – опір пересуванню робочого органу:

$$W_{пер} = k_{пер} B, \quad \text{кН}, \quad (11.7)$$

де $k_{пер}$ – середній питомий опір пересуванню робочого органу, $k_{пер}=2,5...3,0$ кН/м.

$W_{бм}$ – опір пересуванню базової машини:

$$W_{бм} = G(f_0 \pm i), \quad \text{кН}, \quad (11.8)$$

де G – вага базової машини та частини ваги робочого органу, яка припадає на базову машину (див. табл. 11.1):

$$G = G_{бм} + (0,2...0,4)G_{р.о.}, \quad \text{кН}, \quad (11.9)$$

де $f_0=0,1...0,3$ – коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання для болотних ґрунтів;

$i=0,01...0,05$ – уклін поверхні місцевості.

Марка базової машини задана, то слід вибрати робочу швидкість кушоріза (табл. 11.2), при якій виконується умова: $T > W < G\varphi_{зч}$.

Тягове зусилля T повинно відрізнятися від тягового опору W на можливо меншу величину, де $\varphi_{зч}=0,15...0,19$ – коефіцієнт зчеплення ходового обладнання з ґрунтом.

Таблиця 11.2 – Основні силові та швидкісні характеристики тракторів на різних передачах

Показники	Марка трактора	T-100МГП	T-130Г	T-100МБГП	ДТ-55А
1-а	Тягове зусилля, кН	95	90	90	29
	Швидкість, км/год	2,36	3,17	2,36	3,59
2-я	Тягове зусилля, кН	56	75	50	21

	Швидкість, км/год	3,78	3,77	3,15	4,65
3-я	Тягове зусилля, кН	45,5	60	45,6	17,2
	Швидкість, км/год	4,51	4,38	4,51	5,43

11.3. Розрахунок стійкості кушоріза.

Для розрахунку приймаємо робоче положення кушоріза при зрізанні одиночного стовбура одним боком машини (рис. 11.1). Рахуємо, що зрізання стовбура виконується серединою ножа. Виникаючі при цьому зусилля N_6 і T_p , викликають повертаючий момент $M_{пов}$ який намагається повернути кушоріз навколо середньої точки О трактора в горизонтальній площині:

$$M_{нов} = T_p a_m - N_6 a_N, \quad \text{кНм}, \quad (11.10)$$

де N_6 – бокова сила:

$$N_6 = T_p \operatorname{ctg}(\gamma + \operatorname{arctg} \mu), \quad \text{кН}, \quad (11.11)$$

$$T_p = W - (W_n + W_{6m}), \quad \text{кН}, \quad (11.12)$$

де T_p - робоче зусилля.

Момент, який утримує кушоріз від повороту:

$$M_{ym} = G_{p.o.} f a_F + [(\mu_n G_{6m} L) / 4], \quad \text{кН}, \quad (11.13)$$

де f - коефіцієнт тертя сталі по дерну ($f=0,3...0,95$);

$\mu=0,7...1,0$ - приведений коефіцієнт опору гусениць повороту;

a_F - плече визначається з рис. 11.1;

L - довжина опорної поверхні, м.

Визначимо коефіцієнт запасу стійкості:

$$k_{cm} = M_{ym} / M_{ноо} \geq 1,2. \quad (11.14)$$

Дати аналіз отриманих результатів.

Задача 12.

РОЗРАХУНОК КОРЧУВАЧІВ - ЗБИРАЧІВ

Мета роботи: за даними варіанту (табл. 12.1) провести тяговий розрахунок корчувача; підібрати базовий трактор і розрахувати переріз зуба на згин.

Вихідні дані: тип корчувача - корчувач-збирач з переднім начіпним робочим органом і гідравлічною системою керування; ширина захвату корчувача - B , м; висота відвалу - H , м; глибина розпушення - h_p , м; діаметр пеньків - d , см; уклін (похил) поверхні - i .

Таблиця 12.1 – Вихідні дані

№ вар	Ширина захвату відвалу, B , м	Висота відвалу, H , м	Діаметр пеньків, d , см	Глибина розпушення, h_p , м	Похил поверхні, i	Порода рослинності, яка корчується
1	3,5	1,0	15	0,1	0,01	піхта
2	3,4	1,1	16	0,12	0,015	осика
3	3,3	1,2	17	0,14	0,02	береза
4	3,2	1,3	18	0,16	0,025	сосна
5	3,1	1,4	19	0,18	0,01	піхта
6	3,0	1,5	20	0,20	0,015	осика
7	3,05	1,0	21	0,22	0,017	береза
8	3,15	1,1	22	0,24	0,018	сосна
9	3,25	1,2	23	0,28	0,019	піхта
10	3,35	1,3	24	0,30	0,020	осика
11	3,45	1,4	25	0,29	0,022	береза
12	3,55	1,5	24	0,27	0,021	сосна
13	3,5	1,4	23	0,25	0,023	піхта
14	3,4	1,3	22	0,23	0,024	осика
15	3,3	1,2	21	0,21	0,025	береза
16	3,2	1,1	20	0,19	0,024	сосна
17	3,1	1,0	19	0,17	0,023	піхта
18	3,0	1,05	18	0,15	0,022	осика
19	3,05	1,15	17	0,14	0,021	береза
20	3,15	1,25	16	0,13	0,020	сосна
21	3,25	1,35	15	0,12	0,018	піхта
22	3,35	1,45	16	0,11	0,017	осика
23	3,45	1,5	17	0,10	0,016	береза
24	3,55	1,45	18	0,15	0,015	сосна
25	3,5	1,35	19	0,16	0,014	піхта

26	3,4	1,25	20	0,17	0,013	осика
27	3,3	1,15	21	0,18	0,012	береза
28	3,2	1,05	22	0,19	0,011	сосна
29	3,1	1,0	23	0,20	0,010	піхта
30	3,0	1,25	24	0,22	0,015	осика

12.1. Тяговий розрахунок

Сумарний тяговий опір, який діє на корчувач під час роботи:

$$W = W_{\kappa} + W_p + W_{np.г} + W_{бм}, \quad \text{кН}, \quad (12.1)$$

де W_{κ} – опір корчуванню. При корчуванні пеньків:

$$W_{\kappa} = 0,01k_1 \sqrt{d^3}, \quad \text{кН}, \quad (12.2)$$

де k_1 - емпіричний коефіцієнт, який залежить від породи дерева ($k_1=50$ для осики, $k_1=60$);

d - діаметр пня на висоті 60 см.

При корчуванні чагарнику:

$$W_{\kappa} = k_2 \sum D_i, \quad \text{кН}, \quad (12.3)$$

де $k_2=(25...50)$ кН/м - питомий опір чагарнику корчуванню, кН/м;

$\sum D_i=qB$ - сума діаметрів стовбурів кущів, які одночасно корчуться;

$q=0,05...0,2$ м/м - сума діаметрів стовбурів чагарнику, яка приходить на

1м ширини захвату корчувача в залежності від густини чагарнику;

B - ширина захвату корчувача, м.

Далі розрахунки ведемо по максимальному значенню W_{κ} .

W_p - опір розпушенню ґрунту та руйнуванню кореневої системи:

$$W_p = k_p B h_p \lambda_p, \quad \text{кН}, \quad (12.4)$$

де k_p - питомий опір розпушенню ґрунту, кПа ($k_p=40...50$ кПа - для ґрунтів без великих кореневих включень, $k_p=100...200$ кПа - для ґрунтів із значним вкладом деревно-кореневої рослинності);

h_p - глибина розпушення, м;

$\lambda_p=0,4...0,75$ - коефіцієнт неповноти розпушення за рахунок відстані між корчувальними зубами.

$W_{np.в}$ - опір пересуванню призми волочіння по ґрунту:

$$W_{np.в} = G_{\text{в}} f_{\text{в}}, \quad \text{кН}, \quad (12.5)$$

де $G_{\text{в}}$ - вага маси, яка корчується, кг $G_{\text{в}}=\gamma V_{\text{в}}$;

$\gamma=6...9$ кН/м³ - об'ємна вага маси, яка корчується;

V_b – об’єм маси, яка корчується, m^3 $V_b = (B H^2)/2$;

$f_b = 0,7...1,2$ - коефіцієнт опору волочинню по ґрунту маси, яка корчується.

$W_{б.м.}$ - опір пересуванню ходового обладнання:

$$W_{б.м.} = G(f_0 \pm i), \text{ кН}, \quad (12.6)$$

де G - загальна вага корчувача, кН, $G = G_{б.м.} + G_{р.о.}$;

$G_{б.м.}$ - вага базової машини, кН;

$G_{р.о.} = 32...53$ кН - вага робочого органу (для існуючих конструкцій);

$f_0 = 0,1...0,2$ - коефіцієнт опору пересуванню ходового обладнання;

$i = 0,01...0,03$ – уклін поверхні місцевості.

Вибір базової машини робиться за табл. 12.2, виходячи з умови: $W < T$, де T - тягове зусилля базової машини на відповідній передачі, кН (табл. 12.2).

Таблиця 12.2 – Силкові і швидкісні характеристики тракторів

Пере- дача	Показники	Марка трактора					
		ДТ-75Б	ДТ-75М	Т-100МБ	Т-130Б	Т-180	ДЕТ-250М
I	Тягове зусилля, кН	27,9	33,6	90,0	91,7	138,2	220,0
	Швидкість, км/год	1,39	1,39	0,65	1,01	0,79	0,64
II	Тягове зусилля, кН	24,5	29,6	56,0	75,0	78,7	170,0
	Швидкість, км/год	1,55	1,55	1,05	1,22	1,28	0,85
III	Тягове зусилля, кН	21,35	26,0	45,5	60,0	57,1	-
	Швидкість, км/год	1,72	1,72	1,25	1,42	1,77	-
Вага, $G_{б.м.}$, кН		64,0	63,0	134,0	115,0	152,0	261,5

Для нормальної роботи корчувача необхідне виконання нерівності: $T > W < G_{фзч}$, де $\varphi_{зч} = 0,4...0,9$ - коефіцієнт зчеплення ходового обладнання з ґрунтом.

Тягове зусилля обраного трактора T повинно відрізнятися від сумарного опору W на можливо меншу величину.

12.2. Визначення навантажень, які діють на зуб корчувача під час роботи.

Розрахунок перерізу зуба.

а). Пасивний режим. Працює тільки один зуб корчувача (рис. 12.1). Розрахункове зусилля визначається:

$$P_{розр} = P_{ст} + P_{дин}, \quad \text{кН}, \quad (12.7)$$

де $P_{ст}$ – статичне зусилля, $P_{ст} = W - W_{б.м.}$;

$P_{дин}$ – динамічне зусилля:

$$P_{дин} = \vartheta_e \sqrt{Gc_o / g}, \quad \text{кН}, \quad (12.8)$$

де ϑ_e – швидкість руху корчувача в момент зустрічі з пеньком;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

c_o – приведений коефіцієнт жорсткості, кН/м, $c_o = (c_1 - c_2) / (c_1 + c_2)$;

$c_1 = 15 \dots 20 \text{ кН/м}$ – коефіцієнт жорсткості пенька;

$c_2 = c_1$ – коефіцієнт жорсткості націпного обладнання;

$\alpha = 0,9 \dots 1,0$ – питомий коефіцієнт.

Розрахунок перерізу зуба виконується за згинаючим напруженням:

$$G_{зг} = M_{зг} / W_{зг} < [\sigma_{зг}], \quad \text{кПа},$$

де $M_{зг}$ – згинаючий момент, кНм, $M_{зг} = P_{розр} \cdot h_p$;

$W_{зг}$ – момент опору перерізу, м^3 , $W_{зг} = hb^2/6$;

h, b – розміри перерізу зуба (необхідно визначити з урахуванням, що $b = 3h$).

Для матеріалу зуба (Сталь 5) $[\sigma_{зг}] = 280 \cdot 10^3 \text{ кПа}$.

По розрахунках зробити висновки по роботі.

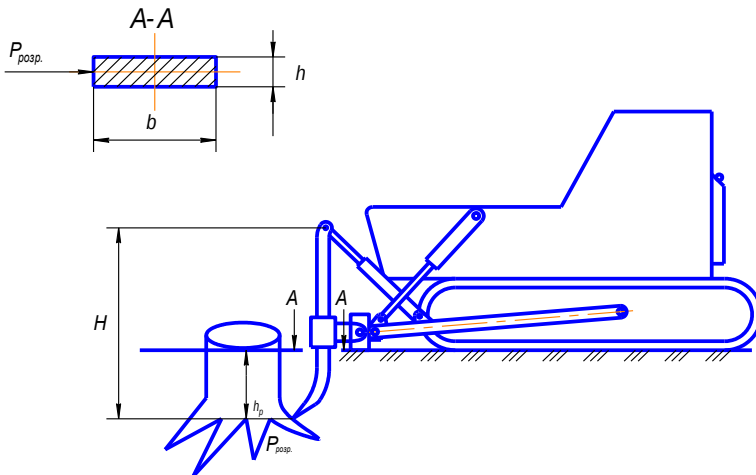


Рисунок 12.1 – Розрахункова схема корчувача.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мер И.И. Мелиоративные машины. М.: Колос, 1980. – 351 с.
2. Скотников В.А. и др. Мелиоративные машины для осушения болот. Минск, «Высшая школа», 1976. - 308с.
3. Курсовое и дипломное проектирование по мелиоративным машинам. Под ред. И.И.Мера. М.: Колос -1978, 175 с.
4. Зінь В.С. Меліоративні машини (теорія і розрахунок). Навч. посібник. - К: ІСДО, 1992. -120 с.
- 5.

ЗМІСТ

Стор.

Контрольна робота №1 Розрахунок прохідності меліоративних машин та розрахунок машин для влаштування каналів.....	
Задача 1 Прокідність меліоративних машин на торф'яних і перезволожених ґрунтах.....	

Навчально-методичне видання

Методичні вказівки до самостійної роботи з курсу “Меліоративні машини” для студентів спеціальності 8.090214 "Підйомно-транспортні,

будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання" всіх форм навчання.

Укладачі: *С.О. Карпушин, В.В. Яцун, О.В. Лізунков, О.В. Дьомін*

Редактор *В.О. Омельяненко*

Комп'ютерний набір та верстка *О.В. Дьомін*

Тиражування на різнографі *Ю.М. Рубан*

Здано до друку .05.2006. Підписано до друку “__”____2006. Формат 64х84 1/16 (A5). Папір газетний. Умов.друк. арк. _____. Тираж 100 прим. Зам. №_____/ 2006.

РВЛ КНТУ. м. Кіровоград, пр. Університетський, 8-А. Тел.: 597-541, 559-245.