



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування
Навчально-науковий механічний інститут
Кафедра розробки родовищ та видобування корисних копалин

02-06-71М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт із навчальної дисципліни
«Гірничі машини та комплекси»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за
освітньо-професійними програмами
спеціальності 184 «Гірництво»
денної та заочної форм навчання



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рекомендовано
науково-методичною радою
з якості ННМІ
Протокол № 6 від 26.01.2021 р.

Рівне – 2021



Методичні вказівки до практичних робіт із навчальної дисципліни «Гірничі машини та комплекси» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійними програмами спеціальності 184 «Гірництво» денної та заочної форм навчання. [Електронне видання] / В. Я. Корнієнко, О. Ю. Васильчук – Рівне : НУВГП, 2021. – 23 с.

Укладачі:

Корнієнко В. Я., професор, д.т.н., завідувач кафедри розробки родовищ та видобування корисних копалин;

Васильчук О. Ю., доцент, к.т.н., доцент кафедри розробки родовищ та видобування корисних копалин.

Відповідальний за випуск: Корнієнко В. Я., професор, д.т.н., завідувач кафедри розробки родовищ та видобування корисних копалин.

Керівник групи забезпечення спеціальності

Маланчук З. Р.

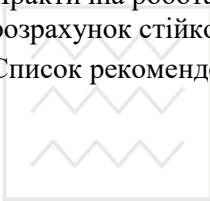
ID перевірки: 1006616052 від 22.02.2021

© Корнієнко В. Я.,
Васильчук О. Ю., 2021
© НУВГП, 2021



ЗМІСТ

	с.
Вступ.....	4
Практична робота № 1. Розрахунок бурильних установок....	5
Практична робота № 2. Розрахунок одноковшевих екскаваторів.....	10
Практична робота № 3. Визначення навантажень тягового і підйомного механізмів драглайна.....	12
Практична робота № 4. Розрахунок потужності двигунів робочого обладнання багатоковшевих екскаваторів.....	14
Практична робота № 5. Розрахунок виймально- транспортних машин.....	16
Практична робота № 6. Розрахунок маси противаги. розрахунок стійкості прямої механічної лопати.....	18
Список рекомендованих літературних джерел.....	23





Вступ

Навчальна дисципліна «Гірничі машини та комплекси» відноситься до нормативних навчальних дисциплін з циклу професійної та практичної підготовки здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 184 Гірництво. Вивчення курсу закінчується екзаменом.

Практичні роботи орієнтовані на проведення розрахунків та підбір необхідних параметрів та машин для відкритих гірничих робіт.

Мета викладання дисципліни – дати студентам уявлення про класифікацію гірничих машин, будову і принципи їх роботи, конструкції головних елементів, кінематичних і енергетичних розрахунків машин та їх систем, розвинути навички використання сучасних технологічних рішень в подальшій практичній діяльності.

В результаті вивчення дисципліни студент повинен:

- знати призначення, конструкцію, властивості та параметри основних гірничих машин для відкритих гірничих робіт та їх елементів і систем, фізичні процеси у вузлах та елементах, теоретичні основи для розрахунку їх продуктивності та енергоємності, обґрунтування вибору машин та обладнання і експлуатаційних вимог до них;

- вміти проводити розрахунок та підбір гірничих машин для відкритої розробки корисних копалин з урахуванням вимог безпеки праці.

Методична спрямованість дисципліни передбачає виклад її змісту за принципом «від простого до складного», врахування етапів розробки родовища, закріплення теоретичних знань на практичних заняттях.

Під час написання методичних вказівок частково використано матеріали Буряка Є. С., Бондаренко А.О.



ПРАКТИЧНА РОБОТА №1 РОЗРАХУНОК БУРИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Мета роботи: вивчити будову та основні елементи бурильних машин з елементами розрахунку, навчитись визначати продуктивність бурильних машин при різних схемах буріння.

Порядок виконання роботи

1.1. Вивчити конструктивні елементи бурильних машин

У таблиці 1.1. представлена характеристика бурильних верстатів для гірничих робіт.

Таблиця 1.1

Характеристика бурильних верстатів для гірничих робіт

Назва	Ударне буріння	Обертальне буріння		Ударно обертальне буріння	Комбіноване буріння
		Шарошечними долотами	Різцевими коронками		
1	2	3	4	5	6
Типи верстатів	Ударно-канатного буріння 	Обертального буріння шарошечним и долотами (СБШ) 	Обертального буріння різцевими коронками (СБР) 	Ударно обертального буріння (СБУ) 	Комбінованого буріння Поєднання механічного і не механічного способів буріння
Призначення	Для буріння свердловин в породах середньої міцності і міцних ($f \leq 20$)	Для буріння свердловин в породах середньої міцності і міцних ($f = 6 \dots 18$)	Для буріння свердловин в породах середньої міцності і по вугіллю ($f \leq 8$)	Для буріння свердловин в породах середньої міцності і міцних ($f = 6 \dots 18$)	Для буріння свердловин в складних гірничо-геологічних умовах зі змінними породами різної міцності і структури



Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6
Принцип руйнування породи	Під дією ваги інструмента з подальшим поворотом інструмента при відході із вибою	Під дією ударів зубів шарошок при обертанні прижатого до вибою інструмента	За рахунок зрізуваної стружки при обертанні прижатого до вибою інструмента	Під дією ударів, що наносяться по безперервному обертаючому інструменту	Поєднання механічного і термічного способу буріння
Спосіб очистки свердловини	Желонкою	Продувкою стисненим повітрям або водоповітряною сумішшю	Шнеками або шнекопневматичною очисткою	Продувкою повітрям	стисненим
Марки верстатів	БС-1М	СБШ-160, 2СБШ-200, 2СБШ-200Н, СБШ-250МН, СБШ-320	1СБР-125, 2СБР-125, СБР-160, БМК-150	СБУ-100П, СБУ-100Т, СБУ-100Н, СБУ-200БМК-УМ	СБШК-200, СБШК-250К (шарошечно-вогневий), СБТМ-20 (ударно-вогневий)

У таблиці 1.2. представлені бурильні верстати для відкритих гірничих робіт.

Основні параметри бурових верстатів - діаметр, глибина й кут нахилу пробурюваної шпари.

Верстати ударно-канатного буріння мають важкий (1000—3000 кг) буровий снаряд 1, що підвішений на канаті 2. Кривошипно-шатунний механізм 3 за допомогою відтяжного блоку 4 періодично піднімає й опускає буровий снаряд, який лезом долота, що має форму клина, наносить удари по породі вибою. Підйом обертової частини здійснюється лебідкою за допомогою піднімального канату, що утворює поліспасть 3. У патроні обертача закріплюється шнекова штанга 4 із прикріпленою до неї коронкою 5.

Буріння верстатами ударно-обертального буріння базується на комбінованому способі руйнування породи, що поєднує основні переваги ударного та обертового впливу на породу.



Відмінною рисою цих верстатів є наявність заглибного ударного механізму - пневмоударника 1. Пневмоударнику через штанги 2 передається обертання від обертової частини 3, установлені на плиті 4. Подача бурового става під вибій і створення осевого зусилля здійснюються за допомогою подаючого механізму 5. Обертач переміщається по щоглі 6, зміна кута нахилу якої здійснюється гідроциліндром 7.

Таблиця 1.2

Бурильні верстати для відкритих гірничих робіт

<p>Конструктивна схема верстата ударно-канатної дії</p>			
<p>Конструктивна схема верстата шарошечного буріння</p>	<p>Конструктивна схема верстата комбінованого (термомеханічного) буріння</p>	<p>Верстати обертального буріння різцевими коронками</p> <p>Верстати шарошечного буріння мають шарошечне долото 1, укріплене на кінці штанги 2. Обертач 3 передає штанзі обертання, а механізм подачі 4 подає її під вибій. Зруйнована гірська порода відділяється стисненим повітрям або водоповітряною сумішшю, що надходить у шпору по пустотілих бурових штангах.</p>	<p>Конструктивна схема ударно- обертального буріння</p> <p>Верстати обертального буріння різцевими коронками мають обертач 1, своїми лапами ковзаючий по вертикальній напрямній 2.</p>



1.2. Продуктивність бурильних машин

Згідно варіанта, визначити продуктивність, зусилля подачі і потужність двигуна механізму подачі, обертовий момент та потужність двигуна приводу обертової частини верстата при наступних умовах: діаметр долота – D , м, швидкість подачі долота – v , м/с, частота обертання долота n , хв⁻¹, кількість шарошок – z , глибина врізання зубів шарошки h , к.к.д. механізму подачі $\eta=0,65$, к.к.д. механізму трансмісії обертової частини $\eta_{об}=0,65$. Буріння ведеться по породі з коефіцієнтом міцності f по шкалі проф. М.М. Протод'яконова, межа міцності на сколювання $\sigma=30$ Мпа, межа міцності буріння $\sigma_{бур}=35$ Мпа, довжина шнека $L_{шн} = 5$ м., $\gamma_{п}=2000$ кг/м³, $\kappa_{п}=1,1$. Тривалість зміни 8 год., $\kappa_{в}=0,85$, $t_{в}=2$ хв/м.

Розрахункові формули представлені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Розрахункові залежності для визначення деяких режимних параметрів бурових верстатів

Параметри	Тип верстата		
	СБУ	СБШ	СБР
Зусилля подачі, Н	$N = \frac{1+\tau}{60} n\sqrt{2Am} + m\mu\cos\beta + \frac{2M}{l} \mu_T$	$N = (6-7)f \cdot D \cdot 10^4$	
Потужність механізму подачі, кВт	$P = N \cdot v \cdot \eta^{-1} 10^{-3}$		
Потужність обертача, кВт	$P = M_o \cdot \omega_o \cdot \eta_o^{-1} 10^{-3}$		
Момент на валу обертача, Нм	$M_o = \frac{1+\tau}{36} \times Dn\sqrt{2Am}$	$M_o = \frac{D^2}{6} \times h_z z k_{mp} \sigma_{сх} 10^6$	$M_o = 0,5 \frac{D^2}{n_u} 9\sigma_{бур} + 0,25D^3 L_{шн} \frac{\gamma_{п}}{k_n} 10^{-6}$

Отримані результати порівнюються з паспортними даними верстатів, що дозволяє робити висновки про можливості застосування верстата в кожному конкретному випадку.



Продуктивність визначають за формулою:

$$V = \frac{T_c k_e}{t_o + t_e} = \frac{T_c k_e}{\frac{1}{v_{o,m}} + t_e}, \text{ м/зм.} \quad (1.1)$$

Вихідні дані для 1-10 варіантів - верстат шарошечного буріння, 11-20 – верстат з різцевими коронками представлені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4

Вихідні дані

№ варіанта	Діаметр долота, D, м	Швидкість подачі долота, v, м/с	Частота обертання долота, n, хв ⁻¹	Кількість шарошок - z	Глибина врзання зубів шарошки, h	Коефіцієнт міцності, f
1	0,2	0,016	120	3	0,03	14
2	0,22	0,017	125	3	0,04	15
3	0,3	0,018	130	3	0,03	10
4	0,4	0,019	135	3	0,04	12
5	0,44	0,016	140	3	0,05	11
6	0,45	0,017	120	3	0,03	14
7	0,6	0,018	125	3	0,03	15
8	0,62	0,019	130	3	0,04	10
9	0,64	0,016	135	3	0,03	12
10	0,65	0,017	120	3	0,04	11
	Діаметр долота, D, м	Швидкість буріння, v _{бур} , м/с	Частота обертання шнека, n _{шн} хв ⁻¹	Довжина шнека L _{шн} , м	Коефіцієнт міцності, f	
11	0,66	0,018	125	3	14	
12	0,7	0,019	130	3	15	
13	0,2	0,020	135	5	10	
14	0,44	0,016	120	3	12	
15	0,45	0,020	125	5	11	
16	0,6	0,017	130	3	14	
17	0,62	0,021	135	5	15	
18	0,64	0,015	140	4	10	
19	0,65	0,016	145	5	12	
20	0,7	0,017	150	3	11	



ПРАКТИЧНА РОБОТА №2 РОЗРАХУНОК ОДНОКОВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Мета роботи: навчитися розраховувати лінійні розміри і маси основних елементів робочого устаткування одноковшевих екскаваторів.

Порядок виконання роботи

1. Вихідні дані для проведення розрахунків приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Вихідні дані

Ва-ріант	Екскаватор		Порода	Кате-горія породи	Умови роботи екскаватора
1	ЭКГ-5А	ЭШ 6/45МУ	пісок рихлий	I	легкі
2	ЭКГ-20	ЭШ 10/70А-У	пісок вологий	I	важкі
3	ЭКГ-4У	ЭШ 13/50У	гравій дрібний	II	середні
4	ЭКГ-6,3уc	ЭШ 20/90	глина середня	III	легкі
5	ЭКГ-8И	ЭШ 40/85С	глина важка щільна	IV	важкі
6	ЭКГ-12,5	ЭШ 100/100	конгломерат слабоцементований	IV	середні
7	ЭКГ-5А	ЭШ 6/45МУ	мергель	IV	середні
8	ЭКГ-20	ЭШ 10/70А-У	пісок рихлий	I	легкі
9	ЭКГ-4У	ЭШ 13/50У	суглинок легкий	I	важкі
10	ЭКГ-6,3уc	ЭШ 20/90	гравій середній	II	середні

2. Лінійні розміри ковшів механічних лопат наближено можуть бути визначені через їх місткість E , м³.

- ширина ковша

$$B_k = (1,2 \dots 1,3) \sqrt[3]{E}, \text{ м}, \quad (2.1)$$

- довжина ковша

$$L_k = 0,77 B_{kl}, \text{ м}, \quad (2.2)$$

- висота ковша

$$h_k = 0,75 B_{kl}, \text{ м}, \quad (2.3)$$



$$m_k = k_k E, \tau, \quad (2.4)$$

де k_k - коефіцієнт тари ковша з підвіскою в залежності від породи, т/м³: 1,0...1,4 - для легких; 1,3...1,9 - для середніх; 1,6...2,4 - для важких порід.

3. Маса породи в ковші

$$m_n = E \gamma k_p^{-1}, \tau, \quad (2.5)$$

де γ - щільність породи, т/м³ (табл. 2.2);

k_p - коефіцієнт розпушення породи (табл. 2.2).

Таблиця 2.2

Розрахункові коефіцієнти

Показник	Категорія породи			
	I	II	III	IV
γ , т/м ³	1,5...1,8	1,8...2,5	2,5...3,5	3,0...3,5
k_p	1,10...1,15	1,25	1,30	1,30...1,37
$k_{\kappa,0}$, Па 10 ⁵	0,27...1,77	0,98...1,86	1,57...2,55	2,55...4,12
k_u	2,5...3,0	3,5	4,0	5,5

4. Маса одноковшового екскаватора

$$m_e = k_e E, \tau, \quad (2.6)$$

де k_e - коефіцієнт металоемності, т/м³. Для кар'єрних лопат ($E=2...20$ м³) $k_e=38...55$.

5. Маса поворотної платформи, т,

$$m_{n.n} = k_n m_e, \tau, \quad (2.7)$$

де k_n - коефіцієнт, що дорівнює для кар'єрних лопат 0,43...0,45.

6. Маса стріли з блоками мехлопати m_c , т, а також маса напірного механізму кар'єрних лопати m_n , т, можуть бути визначені через масу екскаватора m_e :

$$m_i = k_m m_e, \tau, \quad (2.8)$$

де k_m - коефіцієнт маси для механічної лопати ($k_m=0,06...0,07$ - для стріли з блоками; $k_m=0,025...0,026$ - для механізму напору).



7. Маса рукояті механічної лопати

$$m_{рук} = k_{рук} m_{кл}, \text{ т,} \quad (2.9)$$

де $k_{рук}$ - коефіцієнт, залежить від типу рукояті ($k_{рук}=0,3...0,5$ - для однобалочний, $k_{рук}=0,8...1,0$ - для двобалочної).

8. Лінійні розміри L_i , конструктивних елементів можуть бути визначені в залежності від маси екскаватора m_e , т, і коефіцієнта пропорційності k_i (табл. 2.3) по емпіричній залежності:

$$L_i = k_i \sqrt[3]{m_e}, \text{ м.} \quad (2.10)$$

Таблиця 2.3

Визначення лінійних розмірів конструктивних елементів

Параметр, L_i	k_i ($E=2...20 \text{ м}^3$)	Параметр, L_i	k_i ($E=2...20 \text{ м}^3$)
Ширина платформи	0,85...0,95	Довжина рукояті	1,15...1,7
Висота кузова	0,85...0,90	Висота черпання (max)	1,7...1,2
Радіус задньої стінки кузова	0,95...1,00	Висота розвантаження (max)	1,23...1,3
Довжина стріли	1,8...2,95	Висота напірного вала (висота робочого забою)	1,1
Висота п'яти стріли	0,45	Радіус черпання (max)	2,6...2,7
Радіус п'яти стріли	0,4...0,37	Радіус розвантаження (max)	2,4...2,5

ПРАКТИЧНА РОБОТА №3 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ ТЯГОВОГО І ПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМІВ ДРАГЛАЙНА

Мета роботи: провести визначення навантажень тягового і підйомного механізмів драглайна.

Порядок виконання роботи

1. Вихідні дані приведені в таблиці 2.1.



2. Опір породи копанню

$$N_{1\partial} = \frac{E(1+k_{вол})k_{к.д}}{k_{ш}L_кk_p} 10^5, \text{ Н}, \quad (3.1)$$

де $k_{вол}$ – коефіцієнт волочіння для легких, середніх, важких ґрунтів відповідно дорівнює 0,4; 0,3; 0,2;

$k_{к.д}$ – опір породи копанню, Па (табл. 2.2);

$k_{ш}$ – коефіцієнт шляху (табл. 2.2).

3. Зусилля в тяговому канаті

$$N_{м.д} = N_{1\partial} + G_{к+n} \sin \alpha + p_{мп} G_{к+n} \cos \alpha, \text{ Н}, \quad (3.2)$$

де α – граничний кут укошу, град. (рис. 1);

$p_{мп} = 0,4$ – коефіцієнт тертя ковша по породі.

Вісь обертання
платформи

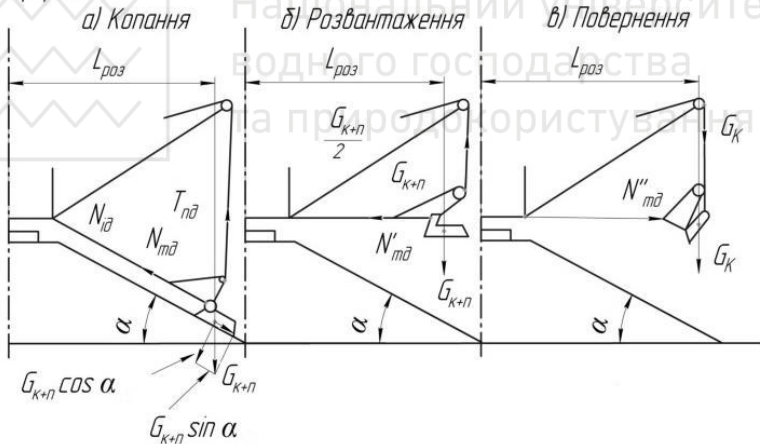


Рис. 3.1. Схема сил до визначення навантажень в головних механізмах драглайна

4. Зусилля в тяговому канаті драглайна при повороті платформи з навантаженим ковшем

$$N_{м.д}^I = \frac{G_{к+n}}{2} + N_6, \text{ Н}. \quad (3.3)$$



5. Відцентрова сила

$$N_u = m_{\kappa+n} \omega^2 L_{роз} 10^3, \text{ Н}, \quad (3.4)$$

де $\omega=2,5\dots3,5$ – кутова швидкість обертання платформи драглайна, рад/с;

$L_{роз}$ – максимальний радіус розвантаження, м.

6. Зусилля в підйомному канаті драглайна при відриві ковша від забою в кінці копання

$$N_{n.0} = (1,5\dots 1,7)G_{\kappa+n}, \text{ Н}. \quad (3.5)$$

7. Зусилля в підйомному канаті драглайна при повороті платформи на розвантаження

$$N_{n.0}^I = G_{\kappa+n}, \text{ Н}. \quad (3.6)$$

8. Зусилля в підйомному канаті драглайна при повороті платформи з порожнім ковшем

$$N_{n.0}^{II} = G_{\kappa}, \text{ Н}. \quad (3.7)$$

ПРАКТИЧНА РОБОТА №4 РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ БАГАТОКОВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Мета роботи: навчитись визначати потужність двигуна робочого обладнання багатоконішних екскаваторів.

Порядок виконання роботи

1. В таблиці 4.1 представлені вихідні дані.

Задача 1. Визначити потужність привода роторного колеса при відомих R , щільність породи γ_n , к.к.д. привода ротора рівний 0,7, теоретична продуктивність екскаватора, Q_m , $k_F=0,16+0,1C$, де C – число ударів щільноміра.

Задача 2. Визначити потужність привода ковшового ланцюга при відомих H , γ_n , к.к.д. привода рівний 0,7, теоретична продуктивність екскаватора, Q_m , $k_F=0,16+1,25 \cdot 10^{-4} \gamma_n \nu$.



Таблиця 4.1

Вихідні дані

Ва-ріант	Привод	$Q_m, \text{м}^3/\text{год}$	$v/C, \text{м/с / од}$	$H/R, \text{м}$	$\gamma_n, \text{кг/м}^3$
1	Ковшовий ланцюг	250	0,20	3	2100
2		200	0,25	3	2000
3		190	0,30	8	4800
4		200	0,35	7	3500
5		300	0,20	3	2000
6	Роторне колесо	250	20	5	2100
7		200	25	4	2000
8		190	30	5	4800
9		200	35	2	3500
10		300	40	3	2000
11	Ковшовий ланцюг	250	0,22	3	2100
12		200	0,25	3	2000
13		190	0,32	8	4800
14		200	0,35	7	3500
15		300	0,22	3	2000
16	Роторне колесо	250	25	5	2100
17		200	26	4	2000
18		190	30	5	4800
19		200	35	2	3500
20		300	40	3	2000

2. Загальний опір копанню на ковшовому ланцюзі

$$N_{кл} = \frac{Q_m k_F}{3600v}, \text{ Н}, \quad (4.1)$$

де Q_m - теоретична продуктивність екскаватора, $\text{м}^3/\text{год}$;

k_F - опір породи копанню, МПа;

v - швидкість ковшового ланцюга, м/с.

Повна потужність $P_{кл}$ привода ковшового ланцюга затрачується на копання, підйом породи до місця розвантаження й подолання тертя в напрямних і шарнірах ланцюга

$$P_{кл} = 2,78 \cdot 10^{-7} Q_m (k_F + H\gamma_n g) \eta^{-1}, \text{ кВт}, \quad (4.2)$$

де H - висота підйому породи, м;

γ_n - щільність породи, кг/м^3 ;

g - прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

η - к. к. д. трансмісії.



3. Роторні екскаватори. Потужність привода P_{np} роторного колеса витрачається на відділення стружки від масиву P_p , підйом породи ковшами ротора від вибою до місця розвантаження P_n , тобто

$$P_{np} = (P_p + P_n)\eta^{-1} = 2,62 \cdot 10^{-7} Q_m (k_F + R\gamma_n g k_T)\eta^{-1}, \text{ кВт}, \quad (4.3)$$

де R - радіус ротора, м;

$k_T=1,4 \dots 1,85$ - коефіцієнт, що враховує втрати потужності на затирання породи між обичайкою й колесом і наданні породи кінетичної енергії;

η - к. к. д. привода ротора.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №5 РОЗРАХУНОК ВИЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

Мета роботи: навчитись проводити тяговий розрахунок виймально-транспортних машин на прикладі бульдозера.

Порядок виконання роботи

1. Вихідні дані для проведення тягового розрахунку бульдозера приведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Вихідні дані

Варіант	Бульдозер	γ , кН/м ³	δ , град
1	ДЗ-27	18	55
2	ДЗ-110	22	60
3	ДЗ-59	21	61
4	ДЗ-109	18	58
5	Caterpillar D9N	19	57
6	Caterpillar D9R	20	60
7	Komatsu D85EX-15R	22	60
8	Komatsu WD600-6	21	57
9	Liebherr PR 776 Litronic	22	58
10	Liebherr PR 751M	25	60



2. Сумарний опір руху бульдозера

$$W = W_p + W_{np} + W_B + W_n + W_T, \text{ кН}, \quad (5.1)$$

де W_p - опір породи різанню, кН;

W_{np} - опір переміщенню призми волочіння, кН;

W_B - опір тертю при переміщенні породи по відвалу, кН;

W_n - опір тертю при переміщенні породи уздовж по відвалу (при установці відвала під кутом до осі машини), кН;

W_T - опір руху тягача з бульдозерним устаткуванням, кН.

3. Максимальна товщина стружки що зрізується

$$h_{\max} = \frac{T_n - (W_{np} + W_B + W_n + W_T)}{k \cdot L \cdot \sin \alpha}, \text{ м}, \quad (5.2)$$

де T_n - тягове зусилля бульдозера на I передачі

4. Опір породи різанню

$$W_p = k \cdot h \cdot L \cdot \sin \alpha, \text{ кН}, \quad (5.3)$$

де $k = 65 \text{ кН/м}^2$ - питомий опір породи різанню, кН/м^2 ;

h - товщина стружки, що зрізується, м;

L - довжина відвала, м;

α - кут захвату відвала, град.

5. Опір переміщення призми волочіння породи

$$W_{np} = \gamma \cdot \frac{L \cdot H}{2 \cdot \text{tg} \varphi_0} \cdot f_1 \cdot \sin \alpha, \text{ кН}, \quad (5.4)$$

де γ - об'ємна вага розпушеної породи, кН/м^3 ;

$f_1 = 0,5$ - коефіцієнт тертя породи по породі.

H - висота відвала, м;

$\varphi_0 = 45^\circ$ - кут природного укосу породи, град.

6. Опір тертя при русі породи вверх по відвалу

$$W_B = \gamma \cdot V_{np} \cdot f_2 \cdot \cos^2 \delta \cdot \sin \alpha, \text{ кН}, \quad (5.5)$$

де $f_2 = 0,8$ - коефіцієнт тертя породи по матеріалу;

δ - кут різання, град.



7. Опір тертя при русі породи вздовж по відвалу

$$W_n = \gamma \cdot V_{np} \cdot f_1 \cdot f_2 \cos \alpha, \text{ кН.} \quad (5.6)$$

8. Опір руху тягача з бульдозерним устаткуванням

$$W_T = G \cdot (f + i), \text{ кН,} \quad (5.7)$$

де G - маса тягача з бульдозерним устаткуванням, кН;

$f=0,07$ - коефіцієнт опору руху тягача;

$i=0,12$ - ухил.

9. Умова, що забезпечує роботу бульдозера

$$T_n > W. \quad (5.8)$$

10. Розрахунок потужності двигуна бульдозера

$$N = \frac{W \cdot g}{3,6 \cdot \eta}, \text{ кВт,} \quad (5.9)$$

де N - потужність двигуна, кВт;

g - швидкість руху бульдозера на 1 передачі, км/год;

$\eta = 0,85$ - коефіцієнт корисної дії тягача.

ПРАКТИЧНА РОБОТА №6

РОЗРАХУНОК МАСИ ПРОТИВАГИ. РОЗРАХУНОК СТІЙКОСТІ ПРЯМОЇ МЕХАНІЧНОЇ ЛОПАТИ

Мета роботи: навчитись проводити розрахунок маси противаги та стійкості прямої механічної лопати.

Порядок виконання роботи

1. Вихідні дані беруться з практичної роботи №2.

2. Розрахунок маси противаги прямої механічної лопати.

Урівноваження поворотної платформи зводиться до розміщення обладнання на платформі і вибору величини противаги. При цьому домагаються, щоб рівнодіюча вертикальних сил, що впливають на екскаватор, не виходила за межі ядра перерізу опорно-поворотної шестерні.

Маса противаги визначається для двох положень: 1) при опущеному ковші на ґрунт; 2) при завантаженому ковші з



максимально висунутою рукояттю. У першому випадку розглядається рівновага щодо точки А і маса противаги (рис. 6.1)

$$m_{np}^{\cdot} = \frac{G_c(r_c + R_0) - G_1(r_1 - R_0)}{g(r_{np} - R_0)}, \text{ кг}, \quad (6.1)$$

де G_c – вага стріли, Н;

G_1 – вага поворотної платформи, Н;

r_c, r_1, r_{np} – плечі дії сил, м.

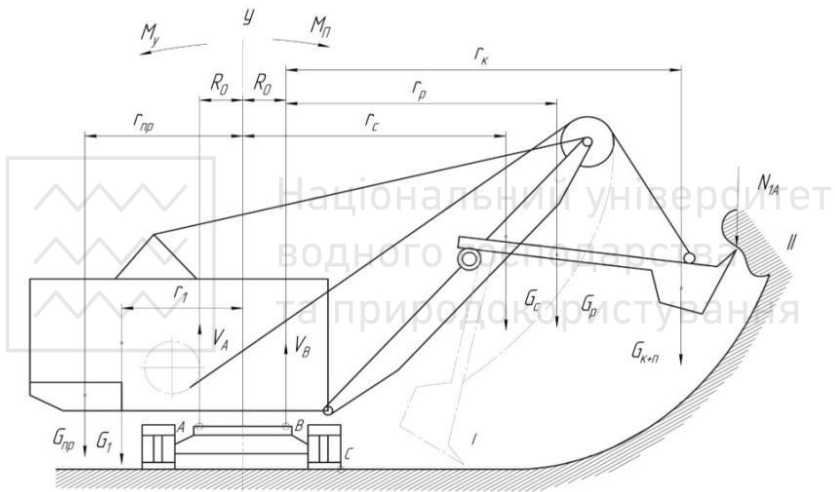


Рис. 6.1. Розрахункова схема для визначення рівноваженості прямої механічної лопати

Для другого випадку приймаємо, що рівнодіюча всіх сил поворотної частини екскаватора проходить через точку В. Маса противаги

$$m_{np}^{\cdot} = \frac{G_c(r_c - R_0) + G_p r_p + G_{k+n} r_k - G_1(r_1 + R_0)}{g(r_{np} + R_0)}, \text{ кг}, \quad (6.2)$$

де r_p, r_k – плечі дії сил, м.



Маса повинна задовольняти умові

$$m_{np}'' < m_{np} < m_{np}' \quad (6.3)$$

3. Розрахунок стійкості екскаватора здійснюється в робочому і двох транспортних положеннях. При цьому кут нахилу майданчика установки екскаватора приймається таким:

- робоче положення; $\alpha=0^\circ$,
- транспортне положення при підйомі екскаватора; $\alpha_{\max}=12^\circ$,
- транспортне положення при спуску екскаватора. $\alpha_{\max}=12^\circ$.

У робочому положенні стійкість визначається за умови, що ківш заповнений, рукоять висунута на всю довжину в горизонтальному положенні, ківш продовжує зрізати стружку максимальної товщини (рис. 6.1). Коефіцієнт стійкості

$$K_c = \frac{M_y}{M_n} > 1, \quad (6.4)$$

де M_y – сумарний утримуючий момент;

M_n – сумарний перекидний момент.

Для робочого положення при $\alpha=0^\circ$ сумарний утримуючий момент

$$M_y = G_{np}(r_{np} + R_0) + G_1(r_1 + R_0), \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.5)$$

Сумарний перекидний момент

$$M_n = N_{1\kappa}r_{\kappa} + G_{\kappa+n}r_{\kappa} + G_p r_p + G_c(r_c - R_0), \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.6)$$

Для транспортного положення при підйомі екскаватора з кутом $\alpha_{\max}=12^\circ$ коефіцієнт стійкості екскаватора приймається не менше 1,2 і розраховується з урахуванням сили вітру

$$P_e = K_0 F_0 p_e, \text{ Н} \quad (6.7)$$

де K_0 – коефіцієнт суцільності що дорівнює 0,4...0,6 для ґратчастих ферм і 0,6...0,8 для механізмів;

F_0 – площа обрисів екскаватора в площині, перпендикулярній напрямку перекидання, м²;

p_e – швидкісний тиск вітру відповідно ДСТУ ISO 4302:2017: для неробочого і транспортного положень



екскаватора Па; для робочого положення $p_e = (1...2)10^3$ Па; для робочого положення $p_e = (2,5...4)10^2$ Па.

При русі екскаватора на підйом в 12° стріла знаходиться під мінімальним робочим кутом до поверхні, рукоять має максимальний виліт з порожнім ковшем біля землі (рис. 6.2).

Сумарний утримуючий момент

$$M_y = G_{\kappa+n}(r_\kappa + 2R_0)\cos\alpha_{\max} + G_p(r_p - h_p\text{tg}\alpha_{\max} + 2R_0)\cos\alpha_{\max} + G_c(r_c - h_c\text{tg}\alpha_{\max} + R_0)\cos\alpha_{\max}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.8)$$

Сумарний перекидний момент

$$M_n = G_{np}(r_{np} + h_{np}\text{tg}\alpha_{\max} - R_0)\cos\alpha_{\max} + G_1(r_1 + h_1\text{tg}\alpha_{\max} - R_0)\cos\alpha_{\max} + P_e h_e, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.9)$$

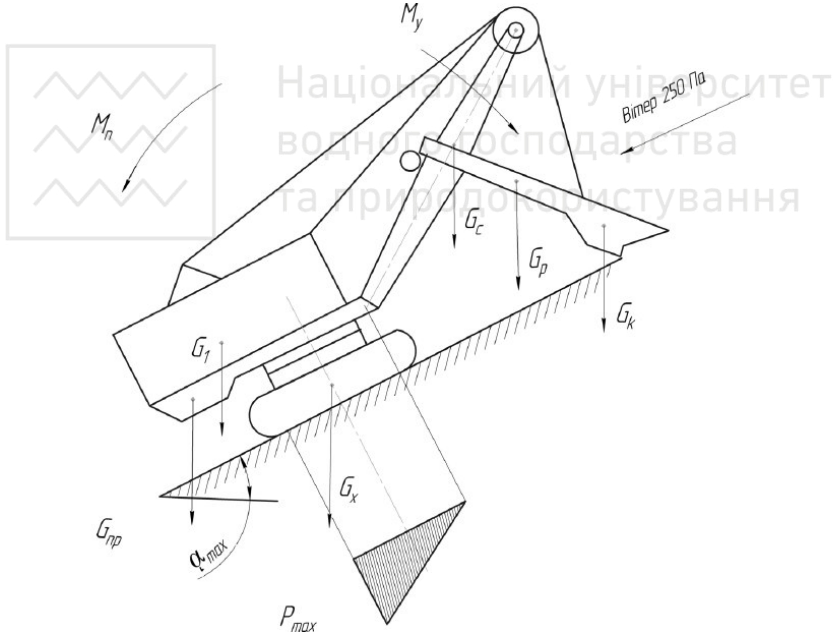


Рис. 6.2. Розрахункова схема для визначення стійкості при русі на підйом

При спуску під кутом 12° стріла знаходиться під максимальним кутом до робочої майданчику, рукоять висить



майже вертикально (рис. 6.3). У цьому разі сумарний утримуючий момент

$$M_y = G_{np}(r_{np} - h_{np}tg\alpha_{max} + R_0)\cos\alpha_{max} + G_1(r_1 - h_1tg\alpha_{max} + R_0)\cos\alpha_{max}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.10)$$

Сумарний перекидний момент

$$M_n = G_{\kappa+n}r_{\kappa}\cos\alpha_{max} + G_p(r_p + h_ptg\alpha_{max})\cos\alpha_{max} + G_c(r_c + h_ctg\alpha_{max} - R_0)\cos\alpha_{max} + P_g h_g, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.11)$$

4. Середній питомий тиск на ґрунт механічної прямої лопати з гусеничною ходовою частиною

$$P_{cp.l} = \frac{G_e}{F} = \frac{gm_e}{n_2 b_2 L_2} = \frac{gm_e}{n_2 C_b L_2^2}, \text{ Па} \quad (6.12)$$

де n_2 – кількість гусениць, шт.;

b_2 – ширина гусениці, м.;

L_2 – довжина гусениці, м.;

C_b – відношення ширини гусениці до її довжини. Для одно- і двох гусеничних візків $C_b=0,2\dots0,32$, для чотирьох гусеничних $C_b=0,12\dots0,2$.

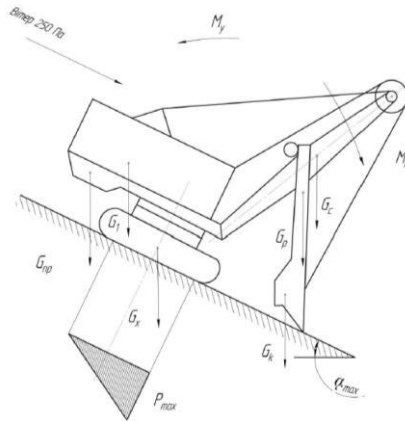


Рис. 6.3. Розрахункова схема для визначення стійкості екскаватора при русі на спуск



Список рекомендованих літературних джерел

1. Подэрни Р. Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ : учебное пособие В 2-х т.. М. : Изд-во Моск. гос. горного ун-та, 2001. 332 с.
2. Шешко Е. Е. Горно-транспортные машины и оборудованиедля открытых работ: Учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М. : Изд-во МГГУ, 2003. 260 с.
3. Буряк Е. С. Горнымашиньи оборудование: Методическиеуказанияяк рас-четно-практическим занятиям. Архангельск: ИПЦ САФУ, 2015. 53с.
4. Бондаренко А.О. Гірничі машини для відкритих гірничих робіт : навч. посібник. Дніпро: ДВНЗ «Національний гірничий університет», 2017. 123с.
5. Бондаренко А. О. Визначення конструктивних і силових параметрів канатних екскаваторів пряма лопата. Методичні рекомендації до лабораторних занять з дисциплін: “Виробничі машини та комплекси” для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування. М-во освіти і науки України. Д. : НТУ «ДП», 2020. 24 с.
6. Бондаренко А. О. Визначення конструктивних і силових параметрів драглайнів. Методичні рекомендації до лабораторних занять з дисциплін: “Виробничі машини та комплекси” для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування. М-во освіти і науки України. Д. : НТУ «ДП», 2020. 19 с.