

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра будівельних, колійних та вантажно-
розвантажувальних машин**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до практичних занять
з дисципліни**

«КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Частина 4

Харків – 2019

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин 6 травня 2019 р., протокол № 10.

Методичні вказівки призначені для виконання практичних робіт з дисципліни «Колійні машини» студентами спеціальності 133 Галузеве машинобудування (освітня програма – Будівельні, колійні, гірничі та нафтогазопромислові машини) всіх форм навчання.

Укладачі:

доценти А. В. Євтушенко,
А. М. Кравець

Рецензент

доц. Г. М. Афанасов

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних занять
з дисципліни
«КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Частина 4

Відповідальний за випуск Євтушенко А. В.

Редактори Ібрагімова Н. В., Третякова К. А.

Підписано до друку 05.09.19 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 2,75. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

ЗМІСТ

1	Методика тягового розрахунку снігоприбиральної машини СМ-2.....	4
2	Методика тягового розрахунку виправно-підбивально-опоряджувальної машини ВПО-3000.....	15
3	Методика тягового розрахунку укладального крана УК-25/9-18.....	26
4	Методика розрахунку механізмів підбирача ВПО-3-3000	35
	Список літератури.....	48
	Додаток А.....	49

1 МЕТОДИКА ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ СНІГОПРИБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ СМ-2

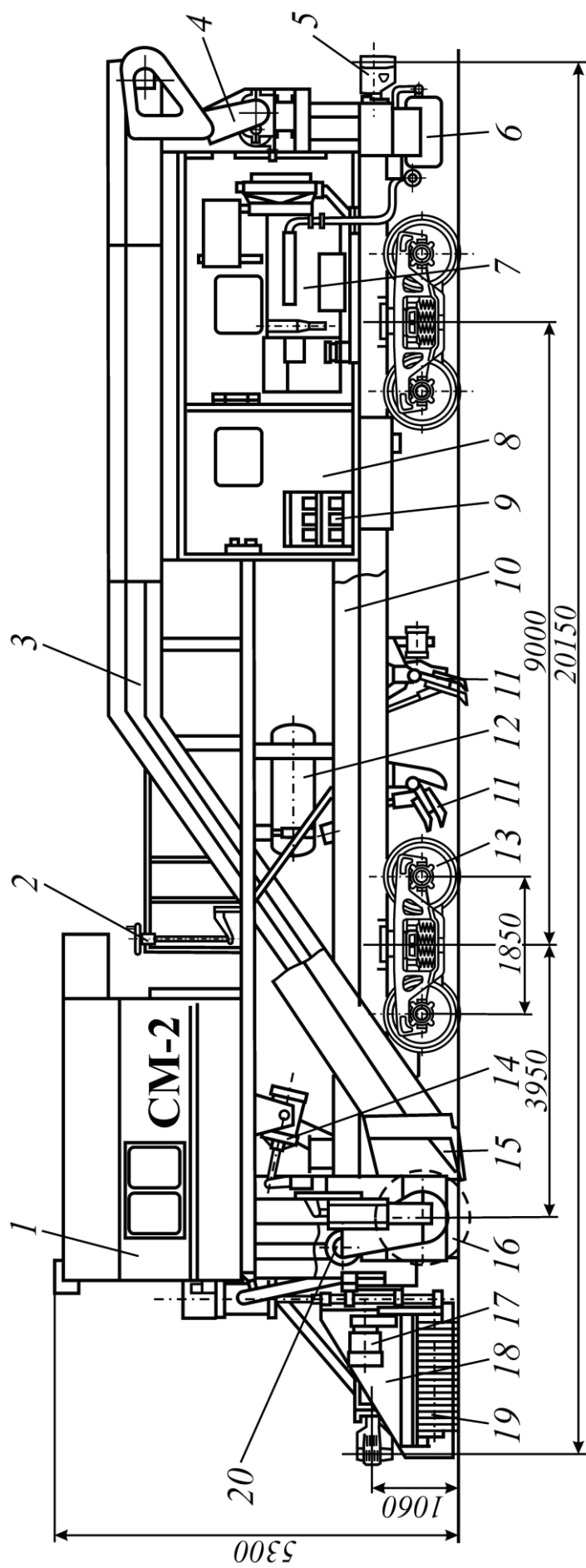
Снігоприбиральна машина СМ-2 складається з чотирьох вагонів, які самі рухатися не можуть – потрібен локомотив (з яким можна зв'язатися по внутрішньому телефону). Перший вагон є головним (рисунок 1.1), на ньому розташовуються всі пристосування для прибирання снігу і сколювання льоду. Тут же починається транспортер, який передає снігову масу на конвеєри, якими оснащені всі вагони. Кінець останнього транспортера оснащений спеціальним механізмом для бічного розвантаження снігу. Він розкидає сніг до 6 м від осі колії.

Головний вагон оснащений дизельною електростанцією, що дає енергію декільком двигунам, компресором, який живить пневматичні циліндри робочих механізмів. Також у першому й останніх вагонах розміщуються органи управління. Обслуговувати поїзд, за правилами, повинна бригада з трьох осіб. Це механік, дорожній майстер і дизеліст. У літню пору року снігоприбиральний поїзд може очищувати залізничну колію від сміття і бруду, що утворився. Під час пересування машини СМ-2 її швидкість залежить від товщини маси, що прибирається і вона може коливатися від 0,6 до 10 км/год [1]. Машина несамохідна і пересувається локомотивом.

Тяговий розрахунок виконують для того, щоб за заданими параметрами машини і технологічним процесом визначити необхідне тягове зусилля і підібрати локомотив або за параметрами тягової одиниці виявити можливі технологічні режими роботи машини.

При роботі машини СМ-2 виникають такі види опору:

- основний опір (враховує сили тертя шийок осей у буксових підшипниках, сили тертя кочення колеса по рейці, опір при проходженні стиків і нерівностей колії, при коливаннях на ресорах, опір повітряного середовища) W_1 ;
- опір, який виникає при роботі машини на схилі, W_2 ;
- опір, який виникає при роботі машини на кривій, W_3 ;
- опір, який виникає на робочих органах машини, W_{po} .



1 – кабіна управління; 2 – ручне гальмо; 3 – стрічковий конвеєр; 4 – привод конвеєра; 5 – автозчеплення; 6 – паливний бак; 7 – дизель-електричний агрегат змінного струму; 8 – дизельна кабіна; 9 – акумуляторна батарея; 10 – рама машини; 11 – льодосколювальний пристрій; 12 – гальмівна пневмосистема; 13 – ходові візки; 14 – привод підймання та опускання щіткового ротора; 15 – подрізний ніж; 16 – щітковий ротор-живильник; 17 – привод бічних щіток; 18 – бічні крила; 19 – бічні щітки; 20 – привод щіткового ротора живильника

Рисунок 1.1 – Машина SM-2

Загальний опір $W_{об}$, Н,

$$W_{об} = \Sigma W_i, \quad (1.1)$$

де ΣW_i – сума всіх опорів, які спроектовані на поздовжню вісь колії, Н.

Сума всіх опорів ΣW_i , Н,

$$\Sigma W_i = W_1 + W_2 + W_3 + W_{po}. \quad (1.2)$$

Основний опір W_1 , Н,

$$W_1 = \omega''_{01} \cdot G_{мг} + n \cdot \omega''_{02} \cdot G_{мпв} + \omega''_{03} \cdot G_{мк}, \quad (1.3)$$

де $\omega''_{01}, \omega''_{02}, \omega''_{03}$ – основні питомі опори на головній машині, проміжному і кінцевому напіввагонах, Н/кН;

$G_{мг}$ – вертикальне навантаження, яке діє на головну машину.

Приймаємо $G_{мг} = 850$ кН;

$G_{мпв}$ – вертикальне навантаження, яке діє на проміжний напіввагон. Приймаємо вагу завантаженого проміжного напіввагона $G_{мпв} = 650$ кН;

$G_{мк}$ – вертикальне навантаження, яке діє на кінцевий напіввагон. Приймаємо $G_{мк} = 700$ кН.

n – кількість проміжних піввагонів, $n = 2$ шт.

Основний питомий опір, який виникає на головній машині, ω''_{01} , Н,

$$\omega''_{01} = 0,7 + \frac{80 + v + 0,025 \cdot v^2}{g_{ог}}, \quad (1.4)$$

де v – робоча швидкість машини, км/год (таблиця 1.1);

$g_{ог}$ – навантаження на вісь головної машини, $g_{ог} = 210$ кН.

Основний питомий опір, який діє на проміжний напіввагон, ω''_{02} , Н,

$$\omega''_{02} = 0,7 + \frac{80 + v + 0,025 \cdot v^2}{g_{оп}}, \quad (1.5)$$

де $g_{оп}$ – навантаження на вісь проміжного напіввагона, $g_{оп} = 161$ кН.

Основний питомий опір, який діє на кінцевий напіввагон, ω''_{03} , Н,

$$\omega''_{03} = 0,7 + \frac{80 + v + 0,025 \cdot v^2}{g_{ок}}, \quad (1.6)$$

де $g_{ок}$ – навантаження на вісь кінцевого напіввагона, $g_{ок} = 140$ кН.

Визначаємо основний опір W_1 за формулою (1.3).

Опір, який виникає при роботі машини СМ-2 на схилі, W_2 , Н,

$$W_2 = (G_{мг} + n \cdot G_{мпв} + G_{мк}) \cdot \omega_y, \quad (1.7)$$

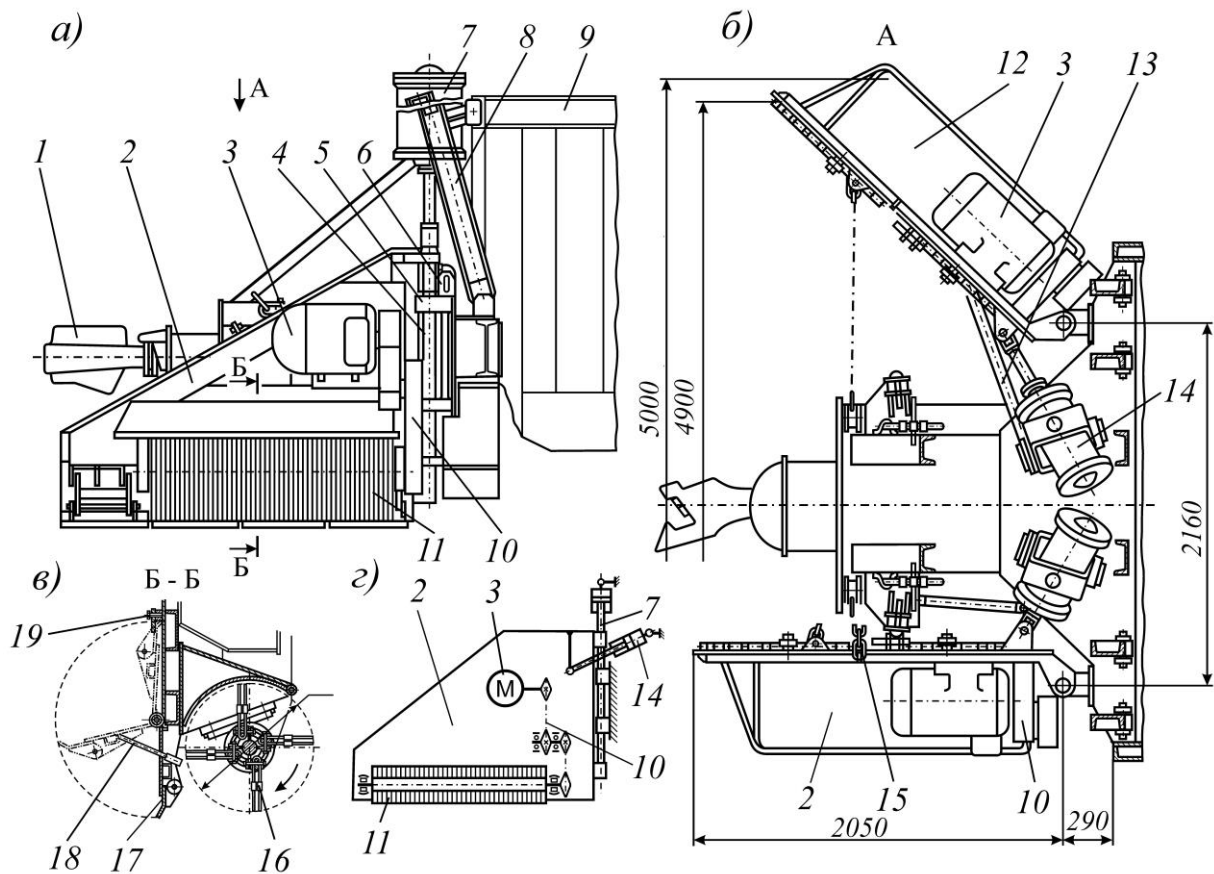
де ω_y – питомий опір від схилу, Н/кН (таблиця 1.1).

Опір, який виникає при роботі машини в кривій, W_3 , Н,

$$W_3 = (G_{мг} + n \cdot G_{мпв} + G_{мк}) \frac{700}{R}, \quad (1.8)$$

де R – радіус кривої, м (таблиця 1.1).

При роботі машини СМ-2 можуть одночасно працювати такі робочі органи: бокові крила (рисунок 1.2), щітковий живильник і льодосколювач (рисунок 1.3). Визначимо опір на цих робочих органах.



а і б – вигляд збоку і в плані; в - розріз по крилу і щітці; г – кінематична схема приводів крила і щітки: 1 – автозчеплення; 2 – бічне крило; 3 – електродвигун привода щітки; 4 – вертикальна колона; 5 – вушка з напрямними; 6 – пневматичний стопор; 7, 14 – пневматичні циліндри вертикального переміщення і розкриття крил; 8 – опорний кронштейн; 9 – рама машини; 10 – ланцюгові передачі привода щіток; 11, 12 – бічні щітки з кожухами; 13 – страхувальна розпірка; 15 – ланцюги; 16 – лопаті бічних щіток; 17 – відкидний щит з ножем; 18 – розпірка; 19 – стопор

Рисунок 1.2 – Бічні крила зі щітками

Опір, що виникає при роботі машини на бокових крилах, приведений до поздовжньої осі колії, Н,

$$W_{\text{бк}} = (W_p \cdot \sin \alpha + W_{\text{мп}} \cdot \sin \alpha + W_{\text{мв}} \cdot \cos \alpha) n_{\text{кр}}, \quad (1.9)$$

де W_p – опір від різання снігу одним крилом, Н;

$W_{\text{мп}}$ – опір від пересування снігу перед одним крилом, Н;

$W_{\text{мв}}$ – опір від пересування снігу вздовж одного крила, Н;

α – кут розкриття крила, $\alpha = 45^\circ$;

$n_{кр}$ – кількість крил, $n_{кр} = 2$.

Опір від різання снігу одним крилом, H ,

$$W_p = \kappa * \ell * h, \quad (1.10)$$

де κ – питомий опір від різання снігу, H/m^2 ;

ℓ – робоча довжина крила, $\ell = 2,5$ м;

h – товщина зрізаного крилом снігу, $h = 0,2$ м.

Опір від пересування снігу перед одним крилом W_{mn} , H ,

$$W_{mn} = V_n \cdot \gamma \cdot f, \quad (1.11)$$

де V_n – об'єм призми перед крилом, $V_n = 1$ м³;

γ – об'ємна вага снігу, H/m^3 (таблиця 1.1);

f – коефіцієнт тертя снігу по снігу (таблиця 1.1).

Опір $W_{пв}$, який виникає від пересування призми снігу вздовж крил, H ,

$$W_{пв} = W_{mn} \cdot f_1, \quad (1.12)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя снігу по сталі, $f_1 = 0,1$.

Опір, що виникає від роботи ротора–живильника, $W_{рп}$, H ,

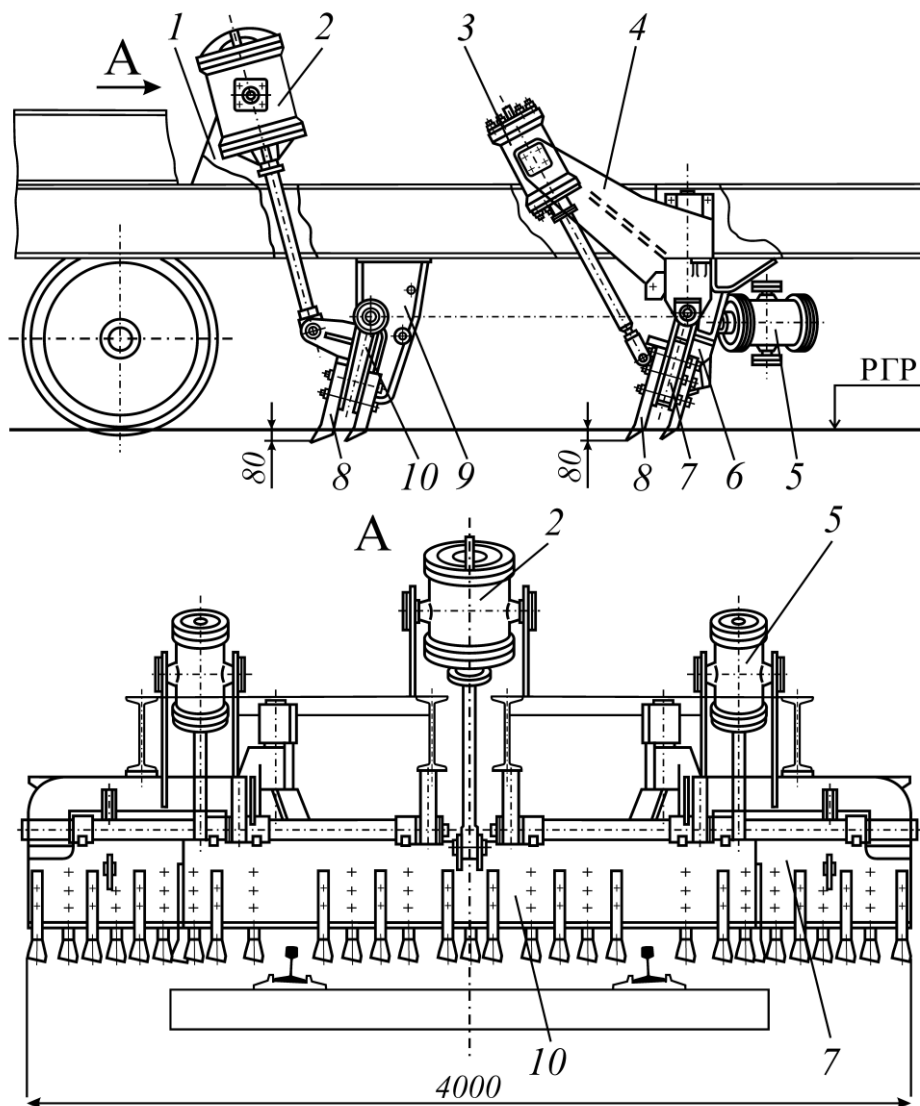
$$W_{рп} = V_{сп} * \gamma * f, \quad (1.13)$$

де $V_{сп}$ – об'єм призми снігу, який чинить опір перед ротором, $V_{сп} = 1,5$ м³.

Опір, що виникає від роботи льодосколювача, W_l , H ,

$$W_l = \kappa_L * L * H, \quad (1.14)$$

де k_L – питомий опір від сколювання льоду, $k_L = 70000 \text{ Н/м}^2$;
 L – ширина, яка захоплюється льодосколювачем, $L = 3,66 \text{ м}$;
 H – глибина сколювання льоду, м (таблиця 1.1).



1, 4 – кронштейни; 2, 3, 5 – пневматичні циліндри привода центрального і бічних плугів; 6, 9 – опорні кронштейни плугів; 7, 10 – бічний і середній плуги; 8 – різці

Рисунок 1.3 – Пристрій для сколювання льоду

Опір, який виникає на робочих органах машини, W_{po} , H , визначаємо за формулою

$$W_{po} = W_{bk} + W_{pp} + W_L. \quad (1.15)$$

Оскільки снігоприбиральний поїзд СМ–2 несамохідний, то повинна виконуватись умова для несамохідних машин

$$T \geq \mu \cdot W_{об}, \quad (1.16)$$

де T – сила тяги локомотива при обраному режимі роботи і профілю колії, Н.

μ – коефіцієнт запасу, $\mu = 1,15 \dots 1,25$.

Послідовність і рекомендації щодо виконання роботи

1 Користуючись методикою тягового розрахунку снігоприбиральної машини СМ–2 і даними таблиці 1.1, визначити величини опорів, що діють на машину під час її роботи.

2 Скласти схему опорів, попередньо схематично зобразивши робочі органи колійної машини, на які вони діють.

3 Визначити загальний опір пересуванню машини з урахуванням коефіцієнта запасу (формула (1.16)).

4 Користуючись даними таблиці 1.2 (або додатком А, таблиця А.1) та отриманими результатами розрахунків, підібрати тяговий модуль для пересування снігоприбиральної машини СМ-2 у робочому режимі.

Таблиця 1.1 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Ухил колії, ‰	Радіус кривої, м	Питомий опір від різання снігу, кН/м ²	Об'ємна вага снігу, кН/м ³	Коефіцієнт тертя снігу по снігу	Глибина сколювання льоду, м	Робоча швидкість машини, км/год
1	2	3	4	5	6	7	8
1	5	180	25	5,0	0,44	0,2	8
2	6	190	21	4,5	0,45	0,18	9
3	7	200	14	4,0	0,46	0,1	10
4	8	230	10	3,8	0,43	0,15	7
5	9	240	9	3,7	0,47	0,2	8
6	10	150	25	5,0	0,44	0,2	9
7	5	180	21	4,5	0,45	0,18	10
8	6	190	14	4,0	0,46	0,1	7
9	7	200	10	3,8	0,43	0,15	9
10	8	230	9	3,7	0,47	0,2	10
11	9	240	25	5,0	0,44	0,2	9
12	10	180	25	4,5	0,44	0,2	8
13	5	190	21	4,0	0,45	0,18	9
14	6	200	14	3,8	0,46	0,1	10
15	7	230	10	3,7	0,43	0,15	7
16	8	240	9	4,5	0,47	0,2	8

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
17	9	150	25	4,0	0,44	0,2	9
18	10	180	21	3,8	0,45	0,18	10
19	5	190	14	3,7	0,46	0,1	7
20	6	200	10	4,5	0,43	0,15	9
21	7	230	9	4,0	0,47	0,2	10
22	8	240	25	3,8	0,44	0,2	9
23	9	150	21	3,7	0,46	0,1	9
24	10	180	14	4,5	0,43	0,15	10
25	5	190	10	4,0	0,47	0,2	7

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики тягових модулів

Параметр	Значення параметра							
	ТЕУ-400	УТМ-1	УТМ-1А	ПТМ-630	УТМ-2	УТМ-2М	ТЕУ-630	ПА-300
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Потужність силової установки за генератором, кВт	400	400	400	630	800	640	630	340

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сила тяги, кН (тс): - у транспортному режимі максимальна	19,6 (2)	80,4 (8,2)	80,4 (8,2)	<u>235,4-MP</u> 166,8-IP (24-MP) (17-IP)	137,3 (14,0)	-	112,2 (11,4)	-
- у робочому режимі максимальна	137 (14)	183,7 (18)	183,7 (18)	244,8 (24)	265,2 (26)	265,2 (26)	235,4 (24)	-
- реалізована при експлуатації за умовами зчеплення (без піску)	78,5 (8)	117,7 (12)	117,7 (12)	180,5 (18,4)	210,9 (21,5)	-	-	-
Швидкість руху в робочому режимі, км/год	0,05-0,5	0,05-0,5 0,05-3,0	0,05-0,5	0,06-0,6 0,6-1,2	0,05-0,5	0,05-0,5	0,05-0,5 0,05-4,6	0,05-0,5
Максимальна швидкість руху в транспортному режимі на площадці, км/год								
- за ТУ	80	65	65	80	80	80	80	80
- фактично	65	74	74	80	80	-	-	-
Маса, т	56	76	76	80	90	90	90	54,6
Навантаження від колісної пари на рейки, не більше, кН (тс)	152 (15,5)	188,7 (19,2)	188,7 (19,2)	196,6 (20)	221,2 (22,5)	221,2 (22,5)	221,2 (22,5)	134,2 (13,65)

2 МЕТОДИКА ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ ВИПРАВНО-ПІДБИВАЛЬНО-ОПОРЯДЖУВАЛЬНОЇ МАШИНИ ВПО-3000

Машина ВПО-3000 (рисунок 2.1) призначена для виконання комплексу заключних робіт технологічних процесів технічного обслуговування колії й нового будівництва: дозування баласту в колію; виправного підймання колії в поздовжньому профілі, за рівнем і в плані; ущільнення баласту в підшпальній зоні (підбиття), планування поверхні баластної призми на укосах і міжколійї з одночасним її ущільненням у цих зонах; очищення поверхонь рейок і шпал від надлишків баласту з прибиранням у бік. Машина застосовується при реконструкції колії, капітальному, середньому і підйомному ремонтах при всіх типах верхньої будови колії магістральних і промислових залізниць. Усі основні технологічні операції робляться при безперервному русі машини окремим тепловозом.

При русі колійної машини по залізничній колії виникають опори від сил тертя в буксах, сили тертя кочення колеса по рейці, ухилу колії, проходження машиною кривої, зрушення з місця та взаємодії робочих органів із залізничною колією.

Сума всіх опорів W , H , що виникають при русі колійної машини ВПО-3000,

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + \sum_{i=1}^{i \rightarrow 0} W_{p.o}, \quad (2.1)$$

де W_1 – опір у ходових частинах, H ;

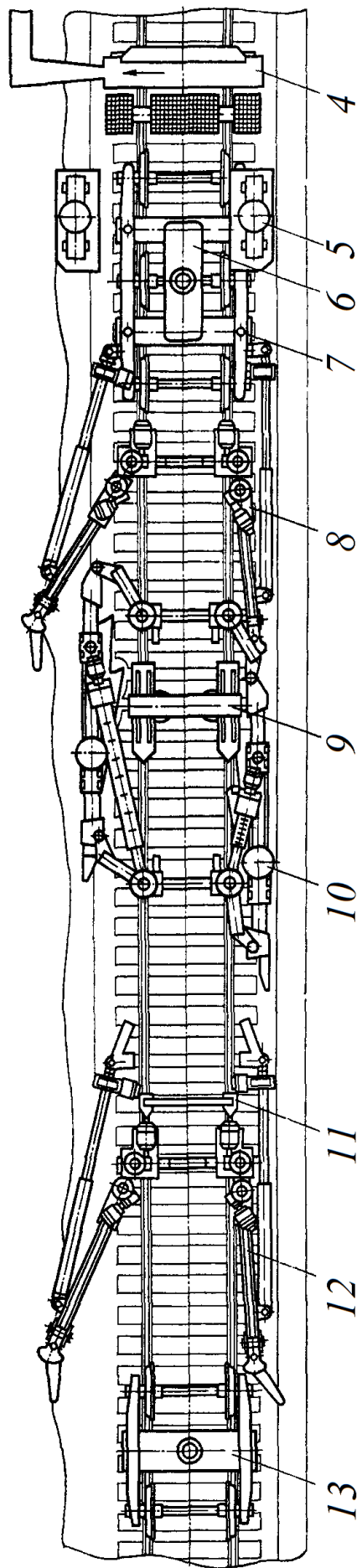
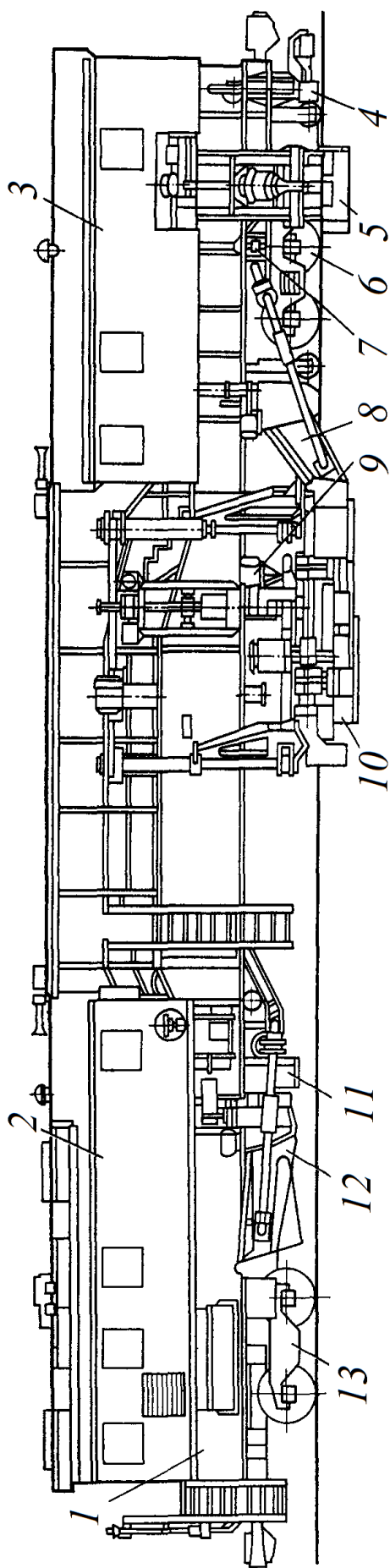
W_2 – опір від ухилу колії, H ;

W_3 – опір при пересуванні в кривій, H ;

W_4 – опір від зрушення з місця, H ;

$\sum_{i=1}^{i \rightarrow 0} W_{p.o}$ – сума всіх опорів, що виникають на робочих органах

машини під час роботи, H .



1 – ферма; 2, 3 – кабіни; 4 – механізм для обмітання з поверхні надлишків баласту; 5 – вібраційні ущільнювачі укосів; 6, 13 – візки; 7 – механізм вимикання ресор; 8 – планувальники укосів; 9 – механізм підймання, зсуву і перекосу колії; 10 – ущільнювальні плити; 11 – рейкові щітки; 12 – дозатор

Рисунок 2.1 – Машина ВПО-3000

Опір, що виникає в ходових частинах машини W_1 , Н,

$$W_1 = \omega_o'' \cdot G_M, \quad (2.2)$$

де ω_o'' – питомий опір у ходових частинах, Н/кН;

G_M – вертикальне навантаження на машину від дії ваги і сил взаємодії робочих органів, $G_M = 1065$ кН.

Питомий опір в ходових частинах ω_o'' , Н/кН,

$$\omega_o'' = 0,7 + \frac{30 + v + 0,025 \cdot v^2}{q_o}, \quad (2.3)$$

де v – робоча швидкість машини, км/год;

q_o – навантаження на вісь, $q_o = 213$ кН.

Опір при роботі на ухилі колії W_2 , Н,

$$W_2 = G_M \cdot \omega_y, \quad (2.4)$$

де G_M – вертикальне навантаження на машину від дії ваги і сил взаємодії робочих органів, $G_M = 1065$ кН;

ω_y – питомий опір від ухилу, Н/кН.

Опір, який виникає при роботі в кривій, W_3 , Н,

$$W_3 = G_M \cdot \omega_k, \quad (2.5)$$

де ω_k – питомий опір у кривій, Н/кН.

Питомий опір ω_k , Н/кН,

$$\omega_k = 700 / R, \quad (2.6)$$

де R – радіус кривої, м.

Опір від зрушення з місця W_4 , Н,

$$W_4 = G_m \cdot \frac{780}{q_o + 70}. \quad (2.7)$$

Опір на робочих органах машини $W_{p.o.}$, Н, за умови, що вони всі задіяні в роботі,

$$\sum_{i=0}^{i \rightarrow 0} W_{p.o} = W_d + W_m + W_{упл} + W_{уот} + W_{п} + W_{шрщ} + W_{рщ}, \quad (2.8)$$

де W_d – опір при роботі дозатора, Н;

W_m – опір від підймальних електромагнітів, Н;

$W_{упл}$ – опір від роботи основних віброплит, Н;

$W_{уот}$ – опір від роботи ущільнювачів відкосів, Н;

$W_{п}$ – опір від роботи планувальника, Н;

$W_{шрщ}$ – опір від руху шпально-рейкової щітки, Н.

Опір W_m , Н, що виникає на підймальних електромагнітах,

$$W_m = \frac{Q_p}{D} \cdot (2 \cdot \mu_2 + \mu_1 \cdot d) \cdot \beta, \quad (2.9)$$

де Q_p – навантаження на ролики електромагнітів, Н;

D – діаметр ролика, $D = 10$ см;

μ_2 – коефіцієнт тертя кочення ролика по рейці, $\mu_2 = 0,06$;

μ_1 – коефіцієнт тертя в підшипниках ковзання роликів, $\mu_1 = 0,1$;

d – діаметр цапфи, $d = 4$ см;

β – коефіцієнт, що враховує тертя реборд ролика об бокову грань головки рейки, $\beta = 1,5$.

Навантаження на ролики електромагнітів Q_p , Н,

$$Q_p = Q_{ел} - Q_{п}, \quad (2.10)$$

де $Q_{ел}$ – підймальна сила електромагнітів, $Q_{ел} = 200000$ Н;

$Q_{п}$ – зусилля підймання колійної решітки, Н.

Зусилля, необхідне для підймання колійної решітки $Q_{п}$, Н,

$$Q_n = 4,4 \cdot \sqrt[4]{2 \cdot E \cdot I_x \cdot h \cdot q^3}, \quad (2.11)$$

де E – модуль пружності рейкової сталі, $E = 20,6 \cdot 10^6$ Н/см² ;

I_x – момент інерції однієї рейки відносно горизонтальної осі, см⁴ (таблиця 2.1);

h – висота підймання колії, $h = 10$ см;

q – погонний опір підйманню колійної решітки, Н/см.

Погонний опір колійної решітки q , Н/см,

$$q = q_{пр} + q_б - K \cdot h, \quad (2.12)$$

де $q_{пр}$ – погонна вага 1 см колійної решітки, Н/см (таблиця 2.1);

$q_б$ – опір баласту на 1 см колійної решітки в початковий момент підймання, Н/см (таблиця 2.1);

K – коефіцієнт, який залежить від об'єму дозування і типу верхньої будови колії, $K = 1,96$ Н/см².

Таблиця 2.1 – Характеристика елементів колії

Тип шпал	Епюра шпал на 1 км, шт.	Тип рейки	Погонна вага 1 см колійної решітки $q_{пр}$, Н/см	Опір баласту на 1 см колійної решітки в початковий момент підймання $q_б$, Н/см	Момент інерції однієї рейки відносно горизонтальної осі I_x , см ⁴
Дерев'яні: 1А, 1Б	2000	P50	27,46	95	2011
	2000	P65	31	95	3540
	2000	P75	33	95	4489
Залізо-бетонні: ШС-1у, ШС-2у	2000	P50	65	95	2011
	2000	P65	70,6	95	3540
	2000	P75	72,5	95	4489
	2000	УІС 60	68	95	3055
Примітка – значення I_x , $q_{пр}$, $q_б$ приймати за завданням у таблиці 2.2					

Опір при роботі віброушільнювальних плит $W_{упл}$, Н,

$$W_{упл} = W_{уп}^{(1,2)} + W_{защ} + W_{бок}, \quad (2.13)$$

де $W_{уп}^{(1,2)}$ – опір руху від першого та другого ушільнювальних клинів, Н;

$W_{защ}$ – опір руху від сил тертя затиснених поверхонь по баласту, Н;

$W_{бок}$ – опір руху від сил тертя бокових поверхонь віброплити по баласту, Н.

Опір від руху ушільнювальних клинів $W_{уп}^{(1,2)}$, Н,

$$W_{уп}^{(1,2)} = W_{уп}^{(1)} + W_{уп}^{(2)}, \quad (2.14)$$

$$W_{уп}^{(1)} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot b \cdot p \cdot (\sin \beta + f_1 \cdot \cos \beta), \quad (2.15)$$

$$W_{уп}^{(2)} = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot b_1 \cdot p \cdot (\sin \beta_1 + f_1 \cdot \cos \beta_1), \quad (2.16)$$

де a , b – висота і довжина основного ушільнювального клина, приймаємо $a = 0,176$ м, $b = 3,099$ м;

a_1 , b_1 – висота і довжина другого ушільнювального клина, приймаємо $a_1 = 0,176$ м; $b_1 = 1,099$ м;

f_1 – коефіцієнт тертя віброплити по баласту, $f_1 = 0,6$;

p – тиск на робочу площу ушільнювальних клинів, $p = 0,8$ МПа;

β , β_1 – кут атаки до осі колії основного та другого ушільнювального клинів, град (таблиця 2.2).

Опір руху від сил тертя затиснених поверхонь віброплити $W_{защ}$, Н,

$$W_{защ} = \frac{1}{3} \cdot p \cdot \xi \cdot F \cdot f_1 \cdot \gamma, \quad (2.17)$$

де ξ – коефіцієнт бокового розпору баласту, $\xi = 0,12$;

F – площа затиснення бокових поверхонь ущільнювальних клинців, м^2 ;

γ – кут між напрямом коливань віброплити і абсолютною швидкістю, $\gamma = 0,4^\circ$.

Площа затиснення бокових поверхонь ущільнювальних клинів F , м^2 ,

$$F = b^2 \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta + b_1^2 \sin\beta_1 \cdot \cos\beta_1.$$

Опір руху від сил тертя бокових поверхонь віброплити по баласту $W_{\text{бок}}$, Н,

$$W_{\text{бок}} = \frac{1}{2} \cdot l_B \cdot h_B^2 \cdot \rho \cdot g \cdot f_1 \cdot \varepsilon_{o(m)}'' \cdot \text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right), \quad (2.18)$$

де l_B – довжина корпусу віброплити, $l_B = 3,09$ м;

h_B – занурення віброплити в баласт, $h_B = 0,15$ м;

ρ – щільність баласту, $\rho = 1800$ $\text{кг}/\text{м}^3$;

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

ε_o'' – коефіцієнт, що враховує роботу віброплити з боку узбіччя колії, $\varepsilon_o'' = 1$.

φ – кут внутрішнього тертя баласту, рад.

Опір від роботи планувальника відкосів $W_{\text{п}}$, Н, приведений до поздовжньої осі колії,

$$W_{\text{п}} = W_{\text{п1}} \cdot \sin\alpha_1 + W_{\text{п2}} \cdot \cos\alpha_1 + W_{\text{п3}} + W_{\text{п4}} \cdot \sin\alpha_1, \quad (2.19)$$

де $W_{\text{п1}}$ – опір, що виникає від переміщення баласту по баласту перед двома крилами, Н;

$W_{\text{п2}}$ – опір, що виникає від переміщення баласту вздовж двох крил, Н;

$W_{\text{п3}}$ – опір, що виникає від сили тертя нижніх кромek по баласту, Н.

α_1 – кут розкриття крила планувальника, $\alpha_1 = 37^\circ$;

$W_{\text{п4}}$ – опір, що виникає від різання баласту двома крилами планувальника, Н.

Опір, що виникає від тертя баласту по баласту перед двома крилами, $W_{П1}$, Н,

$$W_{П1} = 2 \cdot f \cdot \rho \cdot g \cdot \sum V_{кр}, \quad (2.20)$$

де f – коефіцієнт внутрішнього тертя баласту, $f = 0,6 \dots 0,8$;

ρ – щільність баласту, $\rho = 1800 \text{ кг/м}^3$;

$\sum V_{кр}$ – об'єм баласту, який переміщується перед кожним крилом, $\sum V_{кр} = 1,2 \text{ м}^3$;

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

Опір, що виникає від переміщення баласту вздовж двох крил, $W_{П2}$, Н,

$$W_{П2} = W_{П1} \cdot f_1, \quad (2.21)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя баласту по крилу, $f_1 = 0,3$.

Опір, що виникає від сили тертя нижніх кромки по баласту, $W_{П3}$, Н,

$$W_{П3} = 2 \cdot P_{пр} \cdot \cos \psi_1 \cdot f_{ст}, \quad (2.22)$$

де $P_{пр}$ – сила притискання, яка діє вздовж похилої тяги на крило, $P_{пр} = 32 \text{ кН}$;

ψ_1 – кут відхилення похилої тяги від вертикалі, $\psi_1 = 50^\circ$.

Опір, що виникає від різання баласта двома крилами планувальника, $W_{П4}$, Н,

$$W_{П4} = 2 \cdot k \cdot \ell \cdot h, \quad (2.23)$$

де k – питомий опір від різання баласту крилом, Н/м^2 (таблиця 2.3);

ℓ – робоча довжина крила, $\ell = 2,5 \text{ м}$;

h – товщина зрізаного крилом баласту, $h = 0,05 \text{ м}$.

Опір від роботи ущільнювачів відкосів $W_{уот}$, Н,

$$W_{\text{yot}} = 2 \cdot R_t^{(3)} \cdot f_1 \cdot Q_{\text{отк}}, \quad (2.24)$$

де $R_t^{(3)}$ – коефіцієнт, що враховує ефект вібрації, $R_t^{(3)} = 0,02$;

$Q_{\text{отк}}$ – нормальна складова сила притискання від одного ущільнювача відкосів на баласт, $Q_{\text{отк}} = 100$ кН [2].

Опір від руху шпально-рейкової щітки $W_{\text{щрщ}}$, Н,

$$W_{\text{щрщ}} = p_{\text{щ}} \cdot L_{\text{щрщ}}, \quad (2.25)$$

де $p_{\text{щ}}$ – питомий погонний опір тросових елементів щітки на 1 м при їх стрілі прогину 10 см, $p_{\text{щ}} = 40$ Н/м;

$L_{\text{щрщ}}$ – довжина щітки з набором кусків каната, $L_{\text{щрщ}} = 2,6$ м.

Опір від руху рейкової щітки $W_{\text{рщ}}$, Н,

$$W_{\text{рщ}} = 0,75 \cdot W_{\text{щрщ}}. \quad (2.26)$$

Враховуючи те, що конструкція крил дозатора та планувальника однакові, розрахунок опору при роботі дозатора W_d не проводимо у зв'язку з тим, що дозування щебеню машиною ВПО-3000 виконується доволі рідко і зазвичай проводиться при непрацюючих робочих органах (інших), і опір, що виникає при роботі дозатора, у тяговому розрахунку не враховуємо.

Дозатор призначений для дозування баласту, вивантаженого на колію перед машиною, а також для опрацювання баластної призми і нарізання між коліями траншеї, що полегшує проходження по ньому вібраційних ущільнювальних плит. Під час вивантаження баласту на колію з хоперів-дозаторів, як правило, нема необхідності в додатковому дозуванні.

Дозатор ВПО-3000 виконаний за типом дозатора електробаластерів ЕЛБ-1, змінена лише конструкція поворотного пристрою крил, а основна частина крила забезпечена знімним плужком, необхідним для нарізання траншеї між коліями.

Тягове зусилля машини T , кН, має задовольняти вимогу

$$T \geq W \cdot \xi, \quad (2.27)$$

де T – довготривале тягове зусилля локомотива (або тягового модуля), кН;

W – загальний опір, кН;

ξ – коефіцієнт, що враховує невраховані опори, $\xi = 1,2$.

За технічними характеристиками підбираємо необхідний тяговий модуль (таблиця 1.2) або локомотив (таблиця А.1).

Таблиця 2.2 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Ухил колії i , ‰	Радіус кривої R , м	Тип рейки, шпали	Кут атаки до осі колії основного ущільнювального клина β , град	Кут атаки до осі колії другого ущільнювального клина β_1 , град	Робоча швидкість машини V , км/год
1	2	3	4	5	6	7
1	15	480	P50/Д	1	8	2
2	10	390	P65/Д	2	9	3
3	17	400	P75/Д	1	10	1
4	18	330	UIC 60/Д	2	11	1,5
5	9	340	P50/3	1	12	2
6	10	450	P65/3	2	13	2
7	5	380	P75/3	1	14	1,8
8	16	290	UIC 60/3	2	15	1
9	17	400	P50/3	1	16	1,5
10	18	330	P65/3	2	8	2
11	19	340	P75/3	1	9	3
12	5	300	P50/Д	2	10	2
13	10	350	P65/Д	2	11	5
14	15	400	P75/Д	2	12	3
15	6	450	UIC 60/Д	1	10	4
16	16	500	P50/3	1	8	2
17	19	330	P65/3	1	9	3
18	15	350	P75/3	2	10	2

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7
19	10	480	UIC 60/3	1	11	2
20	17	390	P50/3	2	12	3
21	18	400	P65/3	1	13	1
22	9	330	P75/3	2	14	1,5
23	10	340	P50/3	1	15	2
24	5	450	P65/3	2	16	2
25	16	380	P75/3	1	8	1,8

Примітка – Д – дерев'яні шпали, З – залізобетонні шпали

Таблиця 2.3 – Питомий опір різанню

Варіант	Питомий опір, Н/м ²
1-10	(50...60) 10 ³
11-20	(70...90) 10 ³
20-25	(100...120) 10 ³

Послідовність і рекомендації щодо виконання роботи

1 Користуючись методикою тягового розрахунку виправно-підбивально-опоряджувальної машини ВПО-3000 і даними з таблиць 2.1-2.3, визначити величини опорів, що діють на машину під час її роботи.

2 Скласти схему опорів, попередньо схематично зобразивши робочі органи колійної машини, на які вони діють.

3 Визначити загальний опір пересуванню машини з урахуванням коефіцієнта запасу (формула (2.27)).

4 Користуючись даними таблиці 1.2 (або додатком А) й отриманими результатами розрахунків, підібрати тяговий модуль для пересування виправно-підбивально-опоряджувальної машини ВПО-3000 у робочому режимі.

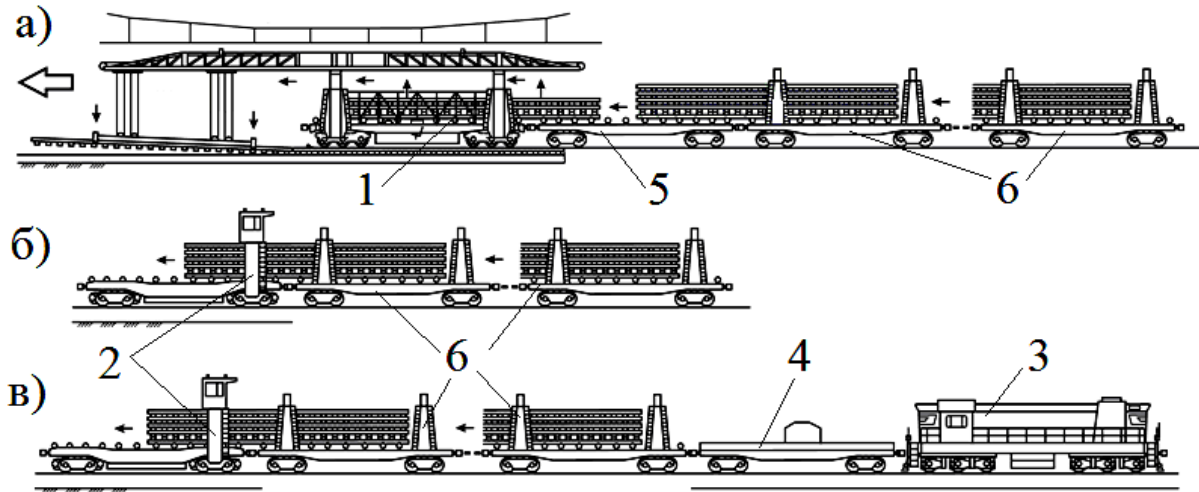
3 МЕТОДИКА ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ УКЛАДАЛЬНОГО КРАНА УК-25/9-18

При капітальному ремонті колії зазвичай використовуються два спеціалізованих господарських поїзди – розбірний і укладальний. Перший з них призначений для зняття і транспортування старих ланок, а другий – для перевезення нових ланок і укладання їх у колію. За номенклатурою поїзди ідентичні, але відрізняються порядком розташування одиниць спеціального рухомого складу.

Укладальний поїзд транспортується до місця робіт локомотивом. При відносно великому обсязі укладання укладальний поїзд розчіпляється на головну, проміжну й основну частини (рисунок 3.1). Головна частина складається з укладального крана УК-25/9-18 (рисунок 3.2) і зчеплених з ним платформ: однієї платформи прикриття і декількох платформ, обладнаних універсальним знімним обладнанням УСО-4. Параметри головної частини дозволяють крану швидко розганятися і точно зупинятися біля кінця ланки на відстані не менше 1 м. З метою безпеки на вказаній відстані встановлюється гальмівний башмак. Кран і платформа прикриття завжди пов'язані між собою автозчепами з запірними пристроями. Для збільшення маси головної частини укладальний кран зчеплюється з тяговою моторною платформою. Пакети ланок з перевернутою нижньою ланкою перетягуються уздовж платформ по роликівих транспортерах за допомогою лебідки, яка встановлена на крані. Кран укладає ланки в колію, циклічно пересуваючись на знову укладену ланку. Нижня ланка пакета перед остаточним укладанням виноситься перед краном і перевертається.

Проміжна частина укладального поїзда складається з моторних платформ МПД або МПД-2, яка зчеплена з платформами, обладнаними УСО-4. Ця частина укладального поїзда дозволяє доставляти нові пакети з основної частини й одночасно підвищує безпеку при зчепленні з головною частиною для перетягування нових пакетів ланок. За правилами безпеки, у момент зчеплення і перетягування пакетів перед укладальним краном має бути укладена ланка і поставлений гальмівний башмак. Основний склад переміщується по фронту робіт

тепловозом. Для підвищення темпу укладання до нього може бути причеплена додаткова моторна платформа, а для зменшення трудомісткості розтягування троса при великій довжині складу перед тепловозом встановлюється платформа з лебідкою.

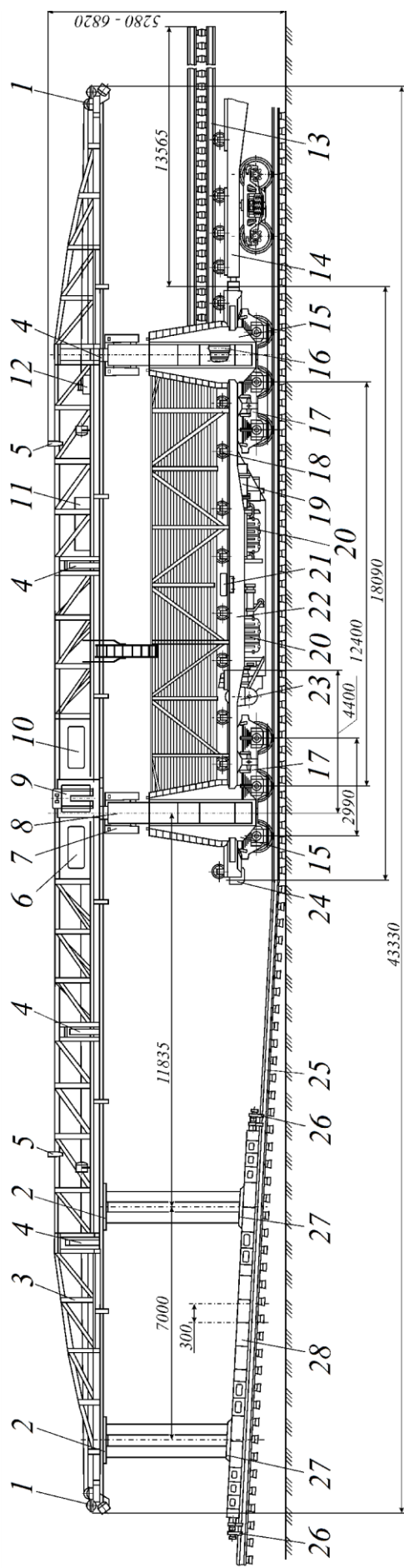


а – головна частина; б – проміжна частина; в – основна частина;
 1 – укладальний кран УК-25/9-18; 2 – моторна платформа МПД-2
 (МПД або УК-25/9-18МП); 3 – тепловоз; 4 – платформа з
 лебідкою для розтягування троса; 5 – платформа прикриття;
 6 – платформа з універсальним знімним обладнанням

Рисунок 3.1 – Схема укладального поїзда

Зазвичай пакет складається з 7-8 ланок колійної решітки з дерев'яними шпалами і з 4-5 ланок із залізобетонними шпалами.

Під час роботи укладальний кран забезпечує рух головної частини з розміщеними на ній ланками пакета. Переміщення ланки і пакета по його платформі призводять до оперативних змін зчпної ваги і перерозподілу навантажень між колісними парами переднього і заднього візків. При вивішуванні ланки на передній консолі стріли і відсутності пакета ланок на платформі задній візок розвантажується, тому при розгоні головної частини укладального поїзда можливе буксування її ведучих колісних пар.



1 – обвідні блоки; 2 – вантажні візки; 3 – стріла; 4 – відкидні балки опори стріли; 5 – відбійні ізолюючі лижі; 6 – вантажна лебідка; 7 – опорні пристрої стріли; 8 – висувні каретки; 9 – пости управління крановим обладнанням стріли; 10 – тягова лебідка; 11 – кранове електрообладнання; 12 – обмежувачі вантажопідйомності; 13 – пакет ланок колійної решітки; 14 – платформа прикриття або моторна платформа; 15 – порталні стійки; 16 – гідроциліндри підймання стріли; 17 – задній і передній ходові візки; 18 – роликівий транспортер; 19 – паливні баки; 20 – дизель-електричні агрегати; 21 – нижні пости управління пересуванням крана і лебідками; 22 – рама платформи крана; 23 – лебідка для перетягування пакетів ланок; 24 – жорсткі автоточеплення; 25 – укладання ланки колійної решітки; захоплювальна траверса; 26 – рейкові захвати; 27 – нижні блокові підвіски поліспастів; 28 – балка

Рисунок 3.2 – Укладальний кран УК-25/9-18

При роботі укладального крана один дизель-електричний агрегат забезпечує подачу енергії на тягові електродвигуни, а інший – на кранове обладнання. Ведучими є дві крайні колісні пари кожного візка. Привод колісних пар індивідуальний, що виключає кінематичну синхронізацію обертання. Електрообладнання моторної платформи залежно від ваги причіпного навантаження і режимів роботи допускає такі варіанти вмикання чотирьох тягових електродвигунів: а) послідовне з'єднання двох (або чотирьох) тягових двигунів від одного генератора; б) паралельне з'єднання двох тягових двигунів від одного генератора; в) паралельно-послідовне з'єднання чотирьох тягових двигунів від одного генератора. Зміна режимів роботи тягових двигунів виконується перемиканням універсальними перемикачами, а підключення двигунів – магнітними контакторами з дугогасниками. При рушанні крана з місця тягові електродвигуни вмикаються послідовно, забезпечуючи сталість струму через усе електричне коло. У разі початку буксування однієї з колісних пар частота обертання якоря її тягового двигуна збільшується, що призводить до зменшення його внутрішнього електричного опору і зростання струму в колі. Збільшення струму дозволяє дещо збільшити крутні моменти, що розвиваються іншими тяговими електродвигунами, тому в ряді випадків має місце часткова компенсація падіння сили тяги внаслідок буксування однієї або двох колісних пар, і їх буксування припиняється, як тільки склад починає рухатися.

Ланковий укладальний кран – це самохідна колійна машина, яка має залізничний ходовий пристрій.

Вага пакета $G_{\text{пак}}$, Н, що складається з ланок довжиною 25 м, визначається за формулою

$$G_{\text{пак}} = n_{\text{зв}} \cdot G_{\text{зв}} \cdot g, \quad (3.1)$$

де $n_{\text{зв}}$ – кількість ланок у пакеті, шт. (таблиця 3.1);
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 $G_{\text{зв}}$ – вага ланки, кг.

Таблиця 3.1 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Ухил колії, ‰	Радіус кривої, м	Тип рейки, шпали*	Кількість ланок у пакеті п _{зв} , шт.	Епюра шпал, шт./км	Робоча швидкість машини V, км/год
1	15	580	P50/Д	6	2000	5
2	10	590	P65/Д	6	1840	8
3	15	600	P75/Д	6	1600	10
4	12	630	UIC 60/Д	6	1840	15
5	9	540	P50/З	5	2000	20
6	10	550	P65/З	5	1600	20
7	5	680	P75/З	5	1600	18
8	14	690	UIC 60/З	5	1840	10
9	11	600	P50/З	5	1840	15
10	12	630	P65/З	5	1600	20
11	13	640	P75/З	5	1600	8
12	5	500	P50/Д	6	1840	9
13	10	550	P65/Д	5	1600	10
14	15	500	P75/Д	6	1600	5
15	6	550	UIC 60/Д	6	1840	4
16	12	500	P50/З	5	1840	9
17	13	630	P65/З	5	1840	5
18	15	650	P75/З	5	1600	7
19	10	680	UIC 60/З	5	1840	8
20	15	590	P50/З	5	2000	10
21	14	500	P65/З	5	1840	11
22	9	630	P75/З	5	1600	15
23	10	540	P50/З	5	1840	20
24	5	650	P65/З	5	2000	20
25	13	580	P75/З	5	1600	18

*Примітка – Д – дерев'яна шпала, вага однієї шпали 80 кг; З – залізобетонна шпала, вага однієї шпали 265 кг

Вага рейкової ланки $G_{зв}$, кг,

$$G_{зв} = G_p \cdot z_p + G_{шп} \cdot z_{шп} + G_{ст} \cdot z_{ст}, \quad (3.2)$$

де G_p – вага однієї рейки, кг;

z_p – кількість рейок, $z_p = 2$;

$G_{шп}$ – вага шпали, кг (таблиця 3.1);

$z_{шп}$ – кількість шпал у ланці, шт. (таблиця 3.1);

$G_{ст}$ – вага одного комплекту тимчасового стикового пристрою,
 $G_{ст} = 15$ кг;

$z_{ст}$ – кількість комплектів стикових пристроїв, $z_{ст} = 2$.

Розрахуємо опір переміщенню укладального крана в робочому режимі.

Тягове зусилля на ободі колеса укладального крана переборює основний опір руху W_1 , що складається з сили тертя шийок осей у буксових підшипниках, сили тертя кочення колеса по рейці, опору при проходженні стиків і нерівностей колії, опору від ухилу W_2 , на кривій W_3 , при рушанні з місця W_4 і від дії вітру $P_{ві}$.

Основний опір W_1 , Н, визначаємо за формулою

$$W_1 = G_{кр} \cdot \omega_0'' + G_{пл} \cdot \omega_0', \quad (3.3)$$

де $G_{кр}$ – вага крана, завантаженого пакетом ланок, кН;

$G_{пл}$ – вага платформи, завантаженої пакетом ланок, кН;

ω_0' – основний питомий опір пересуванню чотиривісної платформи, Н/кН;

ω_0'' – основний питомий опір пересуванню укладального крана, що рухається невикористаною колією, $\omega_0'' = 40$ Н/кН.

Вага крана, завантаженого пакетом ланок $G_{кр}$, кН, визначається за формулою

$$G_{кр} = G_{кр}^{п} + \frac{G_{пак}}{2}, \quad (3.4)$$

де $G_{кр}^п$ – вага укладального крана, $G_{кр}^п = 1000$ кН;

$G_{пак}$ – вага пакета ланок, кН.

Вага платформи, завантаженої пакетом ланок, $G_{пл}$, кН,

$$G_{пл} = G_{пл}^п + \frac{G_{пак}}{2}, \quad (3.5)$$

де $G_{пл}^п$ – вага порожньої платформи, $G_{пл}^п = 215$ кН.

Основний питомий опір переміщенню чотиривісної платформи при навантаженні на вісь ω_0 , Н/кН,

$$\omega_0 = 0,7 + \frac{30 + v + 0,25 \cdot v^2}{g_0}, \quad (3.6)$$

де v – робоча швидкість укладального крана, $v = 10$ км/год;

g_0 – навантаження на одну вісь платформи, кН.

Опір переміщенню укладального крана від ухилу W_2 , Н,

$$W_2 = (G_{кр} + G_{пл}) \times \omega_y, \quad (3.7)$$

де ω_y – питомий опір від поздовжнього ухилу колії, $\omega_y = i$, i – ухил колії, ‰ (таблиця 3.1).

Опір переміщенню від кривої W_3 , Н,

$$W_3 = (G_{кр} + G_{пл}) \times \omega_k'', \quad (3.8)$$

де ω_k'' – питомий опір від кривої, Н/кН,

$$\omega_k'' = \frac{700}{R}, \quad (3.9)$$

де R – радіус кривої, м (таблиця 3.1).

Опір при рушанні машини з місця W_4 , Н,

$$W_4 = G_{кр} \cdot \omega'_{тр} + G_{пл} \cdot \omega_{тр}, \quad (3.10)$$

де $\omega'_{тр}$ – питомий опір при рушанні укладального крана з місця на підшипниках кочення колісних пар, Н/кН;

$\omega_{тр}$ – питомий опір при рушанні платформи з місця на підшипниках кочення колісних пар, Н/кН.

Питомий опір при рушанні з місця на підшипниках кочення колісних пар для крана і платформи визначаємо за формулою

$$\omega'_{тр} = \frac{780}{g'_0 + 70}, \quad (3.11)$$

де g'_0 – навантаження на вісь укладального крана або платформи, кН.

Тиск вітру номінального робочого швидкісного напору $P_{ві}$, Н,

$$P_{ві} = q_i \cdot F_6 \cdot K_c \cdot K_a \cdot \beta, \quad (3.12)$$

де q_i – номінальний швидкісний тиск вітру при роботі укладального крана, $q_i = 500$ Па;

F_6 – підвітряна площа (контурна площа укладального крана в робочому положенні), m^2 ;

K_c – коефіцієнт суцільності, $K_c = 0,4$;

K_a – коефіцієнт аеродинамічності, $K_a = 1,2$;

β – коефіцієнт, що враховує пульсації вітру, $\beta = 1,25$.

Підвітряна площа крана F_6 , m^2 ,

$$F_6 = H \cdot B,$$

де H – висота крана, $H = 6,8$ м;

B – ширина крана в робочому положенні, $B = 3,25$ м.

Повний опір руху робочої секції укладального поїзда W , Н,

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + P_{вІ}. \quad (3.13)$$

Необхідна умова руху для самохідних машин полягає в тому, що весь опір W має бути менше сили тяги за зчепленням, тобто $W < F_{зц}$.

$$F_{зц} = \sum_{j=1}^{n_n} G_j \cdot \psi_k, \quad (3.14)$$

де G_j – навантаження на j -ту приводну вісь машини, Н;

$\sum G_j$ – загальна зчіпна вага машини, Н;

n_n – кількість приводних осей на крані, $n_n = 4$;

ψ_k – розрахунковий коефіцієнт зчеплення.

Загальна зчіпна вага машини $\sum G_j$, Н,

$$\sum G_j = G_{кр} \times \frac{n_n}{n_0}, \quad (3.15)$$

де n_0 – кількість осей укладального крана, $n_0 = 6$.

Для укладального крана розрахунковий коефіцієнт зчеплення ψ_k визначаємо за формулою

$$\psi_k = 0,25 + \frac{8}{100 + 20 \cdot v}, \quad (3.16)$$

де v – швидкість крана, км/год (таблиця 3.1).

Порівняємо отримані значення:

$$F_{зц} > K_3 \cdot W. \quad (3.17)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, $K = 1,2$.

Послідовність і рекомендації щодо виконання роботи

1 Користуючись методикою тягового розрахунку укладального крана УК-25/9-18 і даними таблиці 3.1, визначити величини опорів, що діють на машину під час її роботи.

2 Скласти схему опорів, попередньо схематично зобразивши робочі органи колійної машини, на які вони діють.

3 Визначити загальний опір пересуванню машини з урахуванням коефіцієнта запасу і порівняти його з силою тяги за зчепленням (формула (3.17)).

4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЗМІВ ПІДБИРАЧА ВПО-3-3000

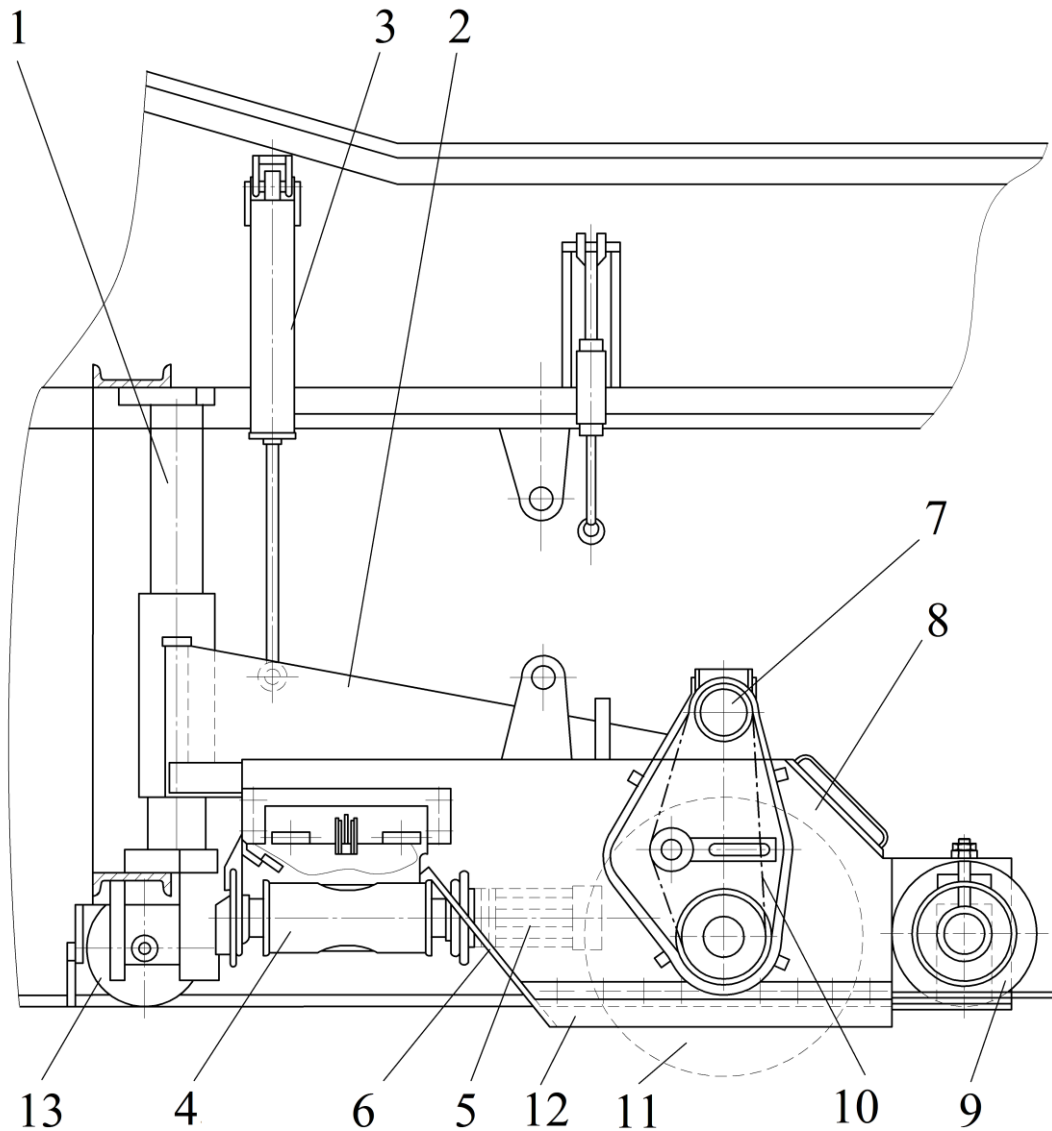
Підбирач призначений для остаточної обробки колійної решітки, підбираючи надлишки баласту з верхньої поверхні шпал і переміщуючи його за кінці шпал. Аналогічні за принципом дії пристрої мають машини: ПБ-01, SSP-110SW, РБ, SSP 2005 SWR, BDS 2000, КР-900, USP 2000 SWS, AFM-2000, Unimat 08-475-4S, Unimat 09-475-4S, Plasser Unimat MF, 108-475/4S та інші.

Підбирачі вищезгаданих машин мають незначні відмінності: різна продуктивність і геометричні параметри, різні механізми підймання (опускання) тощо.

Підбирач (рисунок 4.1) складається з підймальної, консольної рами 2, яка підіймається і опускається за допомогою гідроциліндра 3 по двох напрямних колонах 1. Рама спирається в робочому стані на рейки котками 9 і 13. На рамі 2 змонтовані: поперечний, горизонтальний, стрічковий транспортер 4 з гідравлічним приводом 5 та щітковим барабаном 11. Привод щіткового барабана – гідравлічний від гідродвигуна 7 через ланцюгову передачу 10.

Щітковий барабан закритий кожухом 8, який запобігає розкиданню щебеню. Кожух має боковини, обладнані понизу

гумовими щітками 12. Між щітковим барабаном 11 і транспортером 4 встановлений похилий спрямовуючий лоток 6, по якому щебінь, що підбирається барабаном, потрапляє на транспортер.



1 – напрямні колони; 2 – консольна рама; 3 – гідроциліндр підймання; 4 – стрічковий транспортер; 5 – гідравлічний привод (гідромотор); 6 – лоток; 7 – гідродвигун привода щіткового барабана; 8 – кожух; 9, 13 – котки; 10 – ланцюгова передача; 11 – щітковий барабан; 12 – гумові щітки

Рисунок 4.1 – Схема підбирача

Схема для визначення потрібного зусилля для підймання підбирача подана на рисунку 4.2.

Для визначення зусилля P_{Π} необхідно враховувати, окрім частин, що піднімаються, G_{Π} також опір F від тертя рами по напрямних колонах.

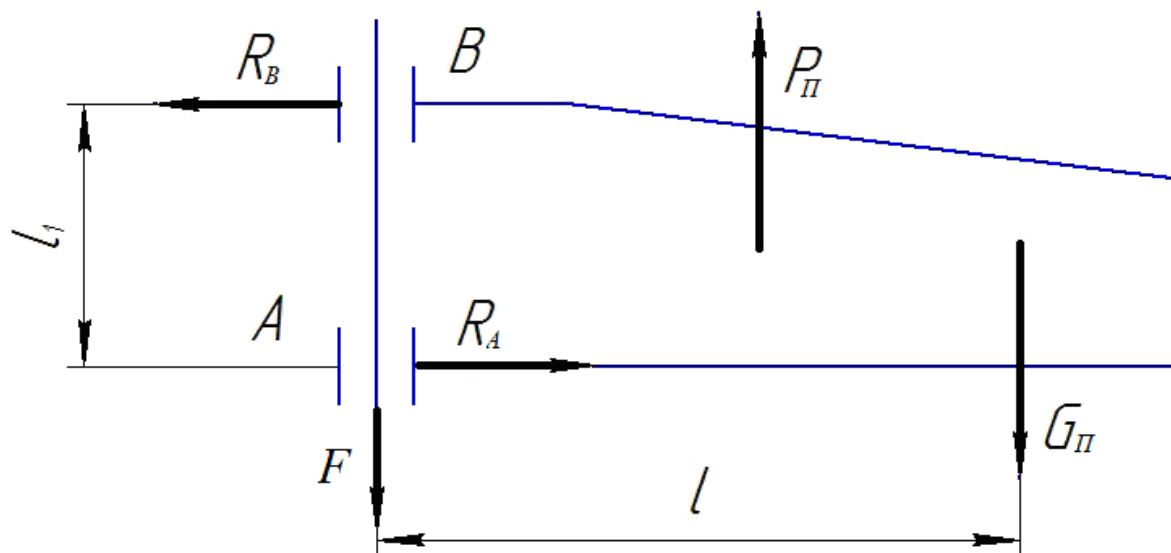


Рисунок 4.2 – Схема для розрахунку зусилля підймання

Опір F , Н, від тертя рами по напрямних колонах

$$F = (R_A + R_B) \cdot f, \quad (4.1)$$

де R_A та R_B – реакції в опорах А і В рами, Н;
 f – коефіцієнт тертя рами об колони, $f = 0,3$.

Реакції R_A та R_B визначимо з рівняння моментів сил відносно точок А і В (рисунок 4.2):

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; \quad G_{\Pi} \cdot l = R_B \cdot l_1, \\ R_B = \frac{G_{\Pi} \cdot l}{l_1}, \end{aligned} \quad (4.2)$$

де G_{Π} – вага рами, що піднімається, разом з робочими органами, Н (таблиця 4.1);

l та l_1 – плечі дії сил (таблиця 4.1).

Зі схеми (рисунок 4.2) видно, що $R_A = R_B$. Визначаємо силу F (формула (4.1)).

Розраховуємо силу для підймання підбирача P_{Π} , H (рисунок 4.2) за формулою

$$P_{\Pi} = G_{\Pi} + F. \quad (4.3)$$

Визначаємо внутрішній діаметр гідроциліндра D , м. Приймаємо, що діаметр штока $d_{шт} = 0,5 \cdot D$.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{шт}}{0,75 \cdot \pi \cdot p \cdot 10^6 \cdot \eta_m}}, \quad (4.4)$$

де $P_{шт}$ – зусилля на штоку гідроциліндра, $P_{шт} = P_{\Pi}$, Н;

p – робочий тиск у гідросистемі з урахуванням втрат, МПа (таблиця 4.1);

η_m – механічний ККД гідроциліндра, $\eta_m = 0,9$.

Проводимо розрахунок потужності привода щіткового барабана (рисунок 4.3). Барабан із щітками, обертаючись у горизонтальній площині, захоплює залишки баласту і закидує їх через лоток на транспортер.

Знаходимо потужність привода щіткового барабана N_{Π} , кВт,

$$N_{\Pi} = N_C + N_E + N_D + N_B, \quad (4.5)$$

де N_C – потужність, витрачена на зм'ягання щепеню лопаттю щіткового барабана, кВт;

N_E – потужність, необхідна для передачі щепеню кінетичної енергії, кВт;

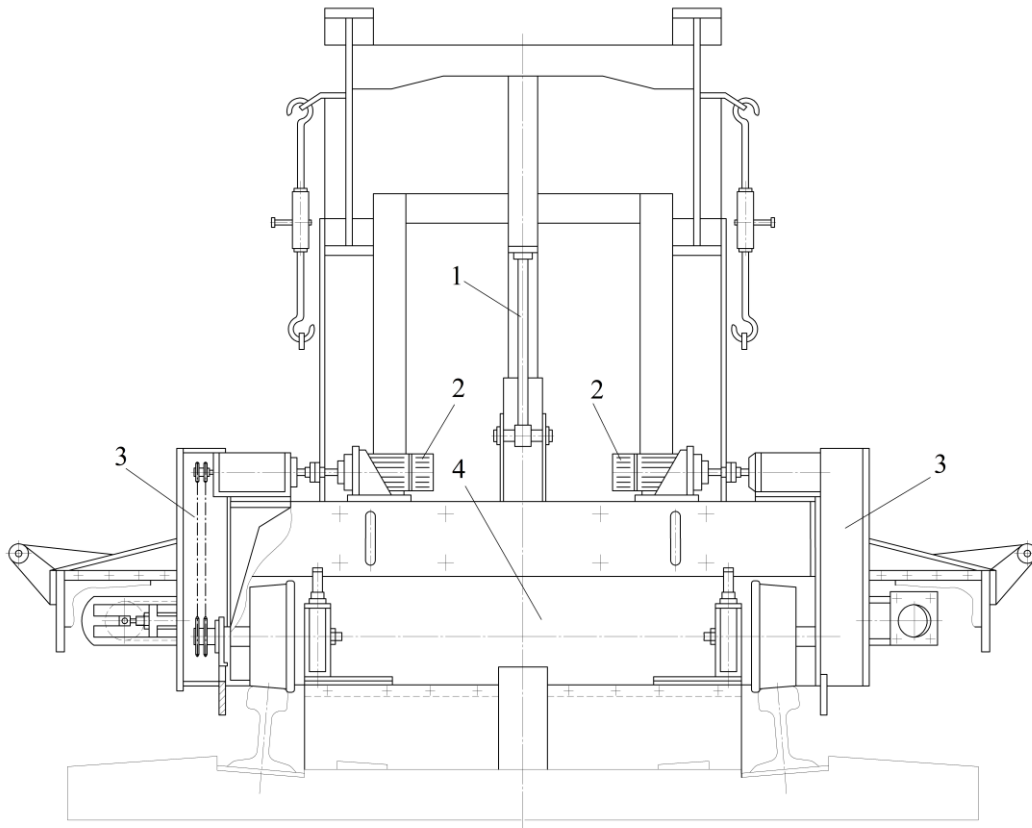
N_D – потужність, витрачена на деформацію ворса щітки, кВт;

N_B – потужність, витрачена на волочіння ворсу щітки по шпалах і баласту, кВт.

Потужність, витрачена на зм'ягання щепеню лопаттю щіткового барабана, N_C , кВт,

$$N_C = b_{щ} \cdot h_{ср} \cdot K \cdot \frac{v_{щ}}{1000 \cdot \eta_{п}}, \quad (4.6)$$

де $b_{щ}$ – робоча ширина щіткового барабана, $b_{щ} = 1,35$ м;
 $h_{ср}$ – середня висота щєбеню, що змитається, м (таблиця 4.2);
 K – питомий опір змитанню щєбеню, $K = 1900$ Н/м²;
 $v_{щ}$ – швидкість обертання щіткового барабана, м/с;
 $\eta_{п}$ – ККД передачі, $\eta_{п} = 0,9$.



1 – гідроциліндр підймання щітки; 2 – гідродвигун привода щіткового барабана; 3 – ланцюгова передача; 4 – щітковий барабан

Рисунок 4.3 – Механізми підбирача

Швидкість обертання щіткового барабана $v_{щ}$, м/с,

$$v_{щ} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{щ}}{60}, \quad (4.7)$$

де D – зовнішній діаметр щіткового барабана, $D = 0,8$ м;

$n_{щ}$ – частота обертання щіткового барабана, $хв^{-1}$ (таблиця 4.2).

Потужність, необхідна для передачі щебеню кінетичної енергії, N_E , кВт,

$$N_E = \frac{\gamma \cdot h_{cp} \cdot b_{щ} \cdot v_{щ} \cdot v_p}{2 \cdot 1000 \cdot \eta_{п}}, \quad (4.8)$$

де γ – об'ємна вага щебеню, $\gamma = 18000 \text{ Н/м}^3$;

$v_{щ}$ – швидкість обертання щіткового барабана, м/с (формула (4.7));

v_p – робоча швидкість машини, м/с (таблиця 4.2);

$\eta_{п}$ – ККД привода, $\eta_{п} = 0,9$.

Потужність, витрачена на деформацію та волочіння ворсу щітки, $(N_D + N_B)$, кВт,

$$N_D + N_B = \frac{\omega \cdot P \cdot R \cdot z}{1000 \cdot \eta_m} (1 + f), \quad (4.9)$$

де ω – кутова швидкість обертання щітки, рад/с;

P – вертикальні реакції колії на сталку лопаті щіткового барабана, $P = 100 \text{ Н}$;

R – довжина ворсу тросової щітки, $R = 0,25 \text{ м}$;

z – кількість лопатей щіткового барабана, $z = 4 \text{ шт.}$;

f – коефіцієнт тертя ворсу об колійну решітку, $f = 0,35$.

Кутова швидкість щітки ω , рад/с,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{щ}}{30}, \quad (4.10)$$

де $n_{щ}$ – частота обертання щітки, $хв^{-1}$ (таблиця 4.2).

Визначаємо потужність, витрачену на деформацію та волочіння ворсу щітки, згідно з формулою (4.9). Далі знаходимо потужність привода $N_{п}$, кВт, щіткового барабана згідно з формулою (4.5).

Потрібний обертальний момент $M_{кр}$, Нм, для обертання щіткового барабана

$$M_{кр} = 9586 \cdot \frac{N_{п}}{n_{щ}}, \quad (4.11)$$

де $N_{п}$ – потрібна потужність, кВт (формула (4.5));

$n_{щ}$ – частота обертання щіткового барабана, $хв^{-1}$ (таблиця 4.2).

У кінематичну схему привода щітки між щітковим барабаном 4 (рисунок 4.3) і гідродвигуном 2 вбудована ланцюгова передача 3. Приймаємо передаточне відношення ланцюгової передачі $i_{лп} = 1,5$.

Потрібний обертальний момент $M'_{кр}$, Нм, з урахуванням ланцюгової передачі, визначаємо за формулою

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i_{лп}}. \quad (4.12)$$

З каталогу (або довідника) потрібно вибрати в якості привода дві регульовані аксіально-поршневі гідромашини таким чином, щоб їхній сумарний обертальний момент був не менше $M'_{кр}$, Нм, з урахуванням фактичного тиску в гідросистемі (таблиця 4.1).

Якщо фактичний тиск у гідросистемі відрізняється від номінального тиску (за каталогом), тоді потрібно визначити, який фактичний обертальний момент має кожна гідромашина.

Знаходимо фактичний обертальний момент кожної гідромашини $M_{крф}$, Нм:

$$M_{крф} = \frac{M'_{кр} \cdot P_{ф}}{P_{н}}, \quad (4.13)$$

де $M'_{кр}$ – потрібний обертальний момент, Нм;

$P_{ф}$ – фактичний тиск у гідросистемі, МПа (таблиця 4.1);

P_n – номінальний тиск, МПа (за каталогом).

Після визначення фактичного обертового моменту кожної гідромашини перевіряємо, щоб загальний обертовий момент задовольняв потребу $M_0 \geq M'_{кр}$.

Загальний обертовий момент M_0 , м,

$$M_0 = 2 \cdot M_{крф}.$$

Виконуємо розрахунок привода поперечного стрічкового транспортера.

Продуктивність транспортера $P_{тр}$, м³/год, має відповідати продуктивності щіткового барабана P_p , м³/год, оскільки транспортер повинен видаляти весь щебінь, захоплений щітковим барабаном. Тоді $P_{тр} = P_p$ (таблиця 4.2).

Оскільки транспортер має переробляти в основному баластний щебінь, то мінімальна ширина його стрічки B , м, визначається за формулою

$$B = 3,3 \cdot a + 200, \quad (4.14)$$

де a – розмір куска сортового щебеню, $a = 0,075$ м.

$$B = 3,3 \cdot 0,075 + 200 = 200,25 \text{ мм.}$$

Приймаємо $B = 0,4$ м.

Оскільки транспортер (рисунок 4.4) повинен не тільки приймати та переміщувати залишки щебеню, але й відкидати його за межі колії, швидкість його стрічки має бути не менше 4-5 м/с. Приймаємо $V_{л} = 4,5$ м/с.

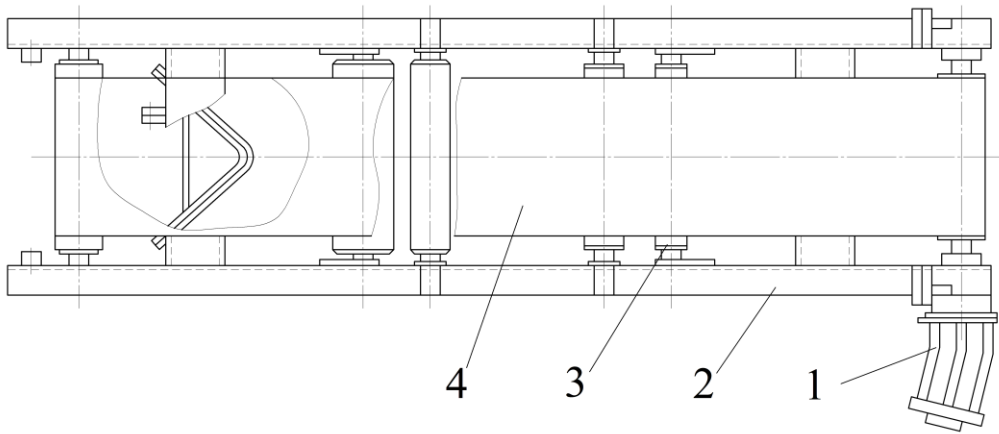
Для визначення його потрібної потужності проведемо розрахунок за контуром з визначення натягу стрічки в характерних точках. Схема для розрахунку наведена на рисунку 4.5.

Мінімальний натяг стрічки буде в точці 1 (рисунок 4.5). Приймаємо натяг стрічки в цій точці $S_1 = 1000$ Н.

Тоді натяг S_2 , Н, у точці 2

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}, \quad (4.15)$$

де W_{1-2} – опір на ділянці 1-2, Н.



1 – гідродвигун; 2 – рама; 3 – роликоопора; 4 – стрічка конвеєра

Рисунок 4.4 – Схема транспортера

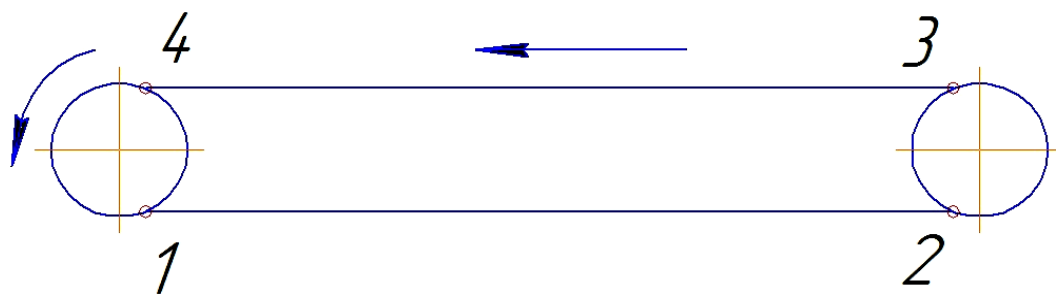


Рисунок 4.5 – Схема для розрахунку транспортера

На ділянці 1-2 проходить рух холостої стрічки. Тоді опір W_{1-2} , Н, на ділянці 1-2

$$W_{1-2} = \omega \cdot (q_p^x + q_n) \cdot L, \quad (4.16)$$

де ω – коефіцієнт опору, $\omega = 0,04$;

q_p^x – погонна вага обертових частин роликоопор на холостій гілці конвеєра, Н/м;

q_n – вага 1 погонного метра стрічки, $q_n = 60$ Н/м;

L – довжина конвеєра, $L = 2,5$ м.

Погонна вага обертових роликоопор q_p^x , Н/м,

$$q_p^x = \frac{m_x}{l_x}, \quad (4.17)$$

де m_x – вага обертових частин однієї холостої роликоопори.
Приймаємо $m_x = 60$ Н;

l_x – шаг роликоопор на холостій гілці, $l_x = 0,5$ м.

Натяг у точці 3

$$S_3 = S_2 \cdot c, \quad (4.18)$$

де c – коефіцієнт, що враховує опір стрічки при живленні барабана, $c = 1,05$.

Натяг у точці 4

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}.$$

Опір W_{3-4} , Н, на ділянці 3-4 з'являється від транспортування вантажу стрічкою

$$W_{3-4} = \omega \cdot (q_n + q_{гр} + q_p^p) \cdot L, \quad (4.19)$$

де $q_{гр}$ – вага вантажу на один погонний метр стрічки, Н/м;

q_n – вага 1 погонного метра стрічки, $q_n = 60$ Н/м;

q_p^p – вага обертових роликоопор на 1 м робочої гілки,
 $q_p^p = 147$ Н/м.

Вага вантажу на один метр стрічки q_p^p , Н/м,

$$q_{гр} = \frac{g \cdot \Pi_{тр} \cdot \rho}{3,6 \cdot v_{л}}, \quad (4.20)$$

де $\Pi_{тр}$ – продуктивність транспортера, м³/год (таблиця 4.2);

$v_{л}$ – швидкість стрічки, $v_{л} = 4,5$ м/с;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с²;

ρ – щільність щебеню, $\rho = 1,8$ т/м³.

Зусилля в гілці транспортера, що набігає на приводний барабан,

$$P = S_4 - S_1 + (S_1 + S_2) \cdot (c - 1). \quad (4.21)$$

Потужність, необхідна для привода транспортера, $N_{\text{тр}}$, кВт,

$$N_{\text{тр}} = \frac{P \cdot v_{\text{л}}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (4.22)$$

де P – зусилля в гілці транспортера, що набігає, Н;
 $v_{\text{л}}$ – швидкість стрічки транспортера, $v_{\text{л}} = 4,5$ м/с;
 $\eta_{\text{п}}$ – ККД привода, $\eta_{\text{п}} = 0,95$.

Потрібний обертальний момент $M_{\text{кр}}^{\text{тр}}$, Нм, для привода транспортера

$$M_{\text{кр}}^{\text{тр}} = 9586 \cdot \frac{N_{\text{тр}}}{n_{\text{тр}}}, \quad (4.23)$$

де $N_{\text{п}}$ – потрібна потужність для привода транспортера, кВт (формула (4.22));

$n_{\text{тр}}$ – частота обертання приводного барабана конвеєра, хв^{-1} .

Частота обертання приводного барабана $n_{\text{пр}}$, хв^{-1} ,

$$n_{\text{пр}} = \frac{60 \cdot v_{\text{л}}}{\pi \cdot D_{\text{б}}}, \quad (4.24)$$

де $v_{\text{л}}$ – швидкість стрічки, $v_{\text{л}} = 4,5$ м/с;

$D_{\text{б}}$ – діаметр приводного барабана, м (таблиця 4.2).

За результатами розрахунків з каталогу (або довідника) потрібно вибрати в якості привода аксіально-поршневу гідромашину з урахуванням фактичного тиску в гідросистемі (таблиця 4.1) і відповідного обертального моменту $M_{\text{кр}}$, який має бути був не менше $M_{\text{кр}}^{\text{тр}}$, Нм (формула (4.23)).

Якщо фактичний тиск у гідросистемі відрізняється від номінального тиску (за каталогом), тоді потрібно визначити, який фактичний обертальний момент $M_{крф}$ має гідромашина.

Визначаємо фактичний обертальний момент гідромащини $M_{крф}$, Нм,

$$M_{крф} = \frac{M_{кр}^{тр} \cdot P_{ф}}{P_{н}}, \quad (4.25)$$

де $M_{кр}^{тр}$ - потрібний обертальний момент, Нм;

$P_{ф}$ - фактичний тиск у гідросистемі, МПа (таблиця 4.1);

$P_{н}$ - номінальний тиск, МПа (за каталогом).

Таблиця 4.1 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Вага рами $G_{п}$, кН	Плече дії l , м	Плече дії l_1 , м	Робочий тиск p , МПа
1	2	3	4	5
1	7,5	1,2	0,4	12
2	7,0	1,1	0,5	10
3	8,0	1,0	0,6	9
4	6,5	1,3	0,3	11
5	8,5	1,2	0,4	13
6	6,5	1,1	0,5	9
7	7,0	1,0	0,6	10
8	7,5	1,3	0,3	11
9	8,0	1,2	0,4	12
10	7,5	1,1	0,5	13
11	7,0	1,0	0,6	12
12	8,0	1,3	0,3	10
13	6,5	1,2	0,4	9
14	8,5	1,1	0,5	11
15	6,5	1,0	0,6	13
16	7,0	1,3	0,3	9
17	7,5	1,2	0,4	10
18	6,5	1,1	0,5	11

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5
19	8,5	1,0	0,6	12
20	6,5	1,3	0,3	13
21	7,0	1,2	0,4	12
22	7,5	1,1	0,5	10
23	8,0	1,0	0,6	9
24	7,5	1,3	0,3	11
25	7,0	1,2	0,4	13

Таблиця 4.2 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Продуктивність щіткового барабана підбирача, м ³ /год	Робоча швидкість машини, V _p , м/с;	Середня висота щебеню, що змітається, h _{ср} , м	Частота обертання щітки n _щ , хв ⁻¹	Діаметр приводного барабана D _б , м
1	2	3	4	5	6
1	100	0,97	0,075	300	0,18
2	95	0,96	0,05	290	0,19
3	90	0,95	0,065	280	0,20
4	85	0,94	0,060	270	0,21
5	80	0,93	0,080	260	0,22
6	80	0,92	0,080	300	0,17
7	110	0,91	0,075	290	0,23
8	95	0,90	0,075	280	0,18
9	100	0,97	0,05	270	0,19
10	95	0,96	0,065	260	0,20
11	90	0,95	0,060	300	0,21
12	85	0,94	0,080	290	0,22
13	80	0,93	0,080	280	0,17
14	80	0,92	0,075	270	0,23
15	110	0,91	0,075	260	0,18
16	95	0,90	0,05	300	0,19
17	100	0,97	0,065	290	0,20
18	95	0,96	0,060	280	0,21
19	90	0,95	0,080	270	0,22

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6
20	85	0,94	0,080	260	0,17
21	80	0,93	0,075	300	0,23
22	80	0,92	0,075	290	0,18
23	110	0,91	0,05	280	0,19
24	95	0,90	0,065	270	0,20
25	110	0,97	0,060	260	0,21

Послідовність і рекомендації щодо виконання роботи

1 Користуючись методикою розрахунку механізмів підбірника ВПО-3-3000 і даними таблиць 4.1, 4.2, визначити потужність привода щіткового барабана і потрібний обертальний момент для обертання щіткового барабана.

2 Підібрати в якості привода щіткового барабана дві регульовані аксіально-поршневі гідромашини, вказавши їхній тип.

3 Виконати розрахунок привода поперечного стрічкового транспортера: визначити потужність його привода і потрібний обертальний момент.

4 За результатами розрахунків слід вибрати в якості привода аксіально-поршкову гідромашину з урахуванням фактичного тиску в гідросистемі та вказати її тип.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Стефанов Б. М., Кравець А. М., Кравець В. Г. Будівельні та колійні машини : навч. посіб. Харків : УкрДАЗТ, 2013. Ч. 1. 130 с.

2 Євтушенко А. В., Погребняк А. В. Колійні машини : конспект лекцій. Розділ «Тягово-енергетичні модулі для колійних машин» для студентів усіх форм навчання спеціальності 7.090214. Харків: УкрДАЗТ, 2013. 23 с.

3 Снегоуборочная машина СМ-2. URL: <http://allspectech.com/kommunalnaya/mashiny/zheleznodorozhnye/sm-2.html>.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Основні технічні характеристики універсальних тепловозів, що застосовуються для переміщення колійних машин і комплексів

Показник	Тепловоз				
	Вантажна серія			Маневрова серія	
	2М62	2ТЭ10Л	2ТЭ116	ТЭМ-2	ЧМЭ-3
Зчіпна вага, кН	2380	2550	2710	1180	1210
Довжина за осями автозчеплень, м	34,8	33,94	36,3	16,97	17,22
Потужність за дизелем, кВт	2×1470	2×2206	2×2250	882	992
Конструкційна швидкість, км/год	100	100	100	100	95
Сила тяги при рушанні з місця, кН	700	750	787	347	356

