

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини”

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ МАШИНИ СЗП-600

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт з дисципліни

"КОЛІЙНІ МАШИНИ"

Частина 1

Харків - 2009

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 3 грудня 2007 р.,

протокол № 5.

Рекомендуються для студентів спеціальності 7.090214
"Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні
машини та обладнання" всіх форм навчання.

Укладачі:

проф. Б.М. Стефанов,
асист. З.І. Кудіна

Рецензент

доц. А.В. Євтушенко

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ МАШИНИ СЗП-600

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних робіт з дисципліни
"КОЛІЙНІ МАШИНИ"
Частина 1

Відповідальний за випуск Кудіна З.І.

Редактор Решетилова В.В.

Підписано до друку 26.12.07 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 1,75. Обл.-вид.арк. 2,0.
Замовлення № Тираж 100 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
.Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейєрбаха, 7

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра "Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні
машини"

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ МАШИНИ СЗП-600

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт
з дисципліни

"КОЛІЙНІ МАШИНИ"

Частина 1

Харків 2009

Методичні вказівки розглянуті і рекомендовані до друку на засіданні кафедри БКВРМ 3 грудня 2007 р., протокол № 4

Рекомендуються для студентів спеціальності 7.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання" всіх форм навчання.

Укладачі:
проф. Б.М. Стефанов., ас. З.І.Кудіна

Рецензент
доц. А.В. Євтушенко

ЗМІСТ

	Вступ	4
1	Визначення геометричних параметрів та продуктивності роторного пристрою машини СЗП – 600	5
2	Визначення потужності привода ротора	9
3	Розрахунок механізму повороту ротора	15
4	Розрахунок основних параметрів конвеєрів машини СЗП-600	20
	Список літератури	28

ВСТУП

До основних тенденцій подальшого удосконалення колійних машин з метою підвищення ефективності можна віднести їх гідрофікацію, більш широке використання робочих органів активної дії та відповідність цих машин вимогам екології.

До машин такого типу відноситься одна з сучасних машин – СЗП - 600 російського виробництва.

Ця машина призначена для ремонту земляного полотна та встановлення його проектного поперечного профілю.

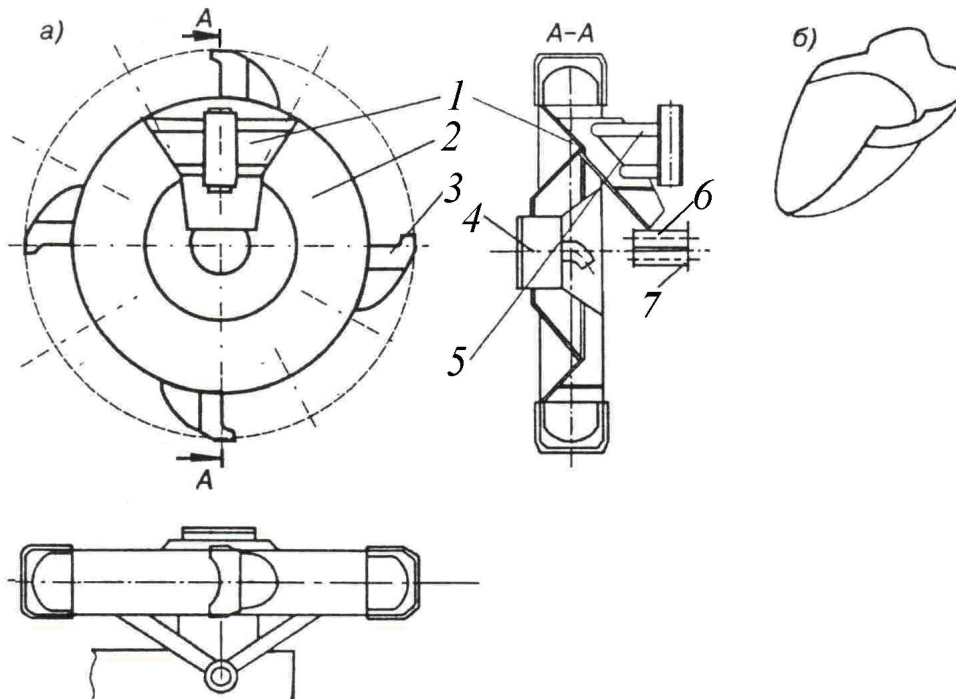
Вона може виконувати роботи з очистки, заглиблення та розширення кюветів, нарізки нових кюветів, планування відкосів, заглиблення траншей та відвантаження відрізаного матеріалу в транспортні засоби чи направляти його на відкоси земляного полотна.

Опис, принцип роботи цієї машини та її технічну характеристику надано в літературі [1, 5].

1 ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ПРОДУКТИВНОСТІ РОТОРНОГО ПРИСТРОЮ МАШИНИ СЗП - 600

Продуктивність машини визначається за продуктивністю її робочого органу – роторного пристрою, який виконує нарізку нових кюветів.

Схема ротора і його ковша наведена на рисунку 1.1.



а - ротор; б - ківш; 1 - бункер; 2 - колесо; 3 - ківш; 4 - гідродвигун;
5 - кронштейн закріплення ротора до стріли; 6 - конвеєр основний;
7 - конвеєр зачисний

Рисунок 1.1 - Схеми ротора і ковша

Технічна продуктивність ротора P_T , м³/год,

$$P_T = \frac{3600 \cdot q \cdot Z \cdot n_p \cdot K_H}{K_p},$$

де q – місткість ковша ротора, м^3 ;
 Z – кількість ковшів на роторі;
 n_p – частота обертання ротора, с^{-1} ;
 K_n – коефіцієнт наповнення ковша;
 K_p – коефіцієнт розпушування матеріалу в ковші.

Місткість ковша залежить від його конструкції, форми та від способу розвантаження. На усіх колійних машинах, які мають роторні робочі органи і призначені для розробки ґрунту, використовується гравітаційний спосіб розвантаження.

Основними параметрами ковша є його висота, довжина і місткість.

Висоту ковша h , м, визначають за формулою

$$h = \sqrt{\frac{q}{k_s}},$$

де q – місткість ковша, м^3 ;
 k_s – коефіцієнт для середньопов'язаних ґрунтів, $K_B = 1$.

Висота ковша та його довжина знаходяться у відповідній залежності. Оптимальним значенням її є відношення

$$\frac{h}{l} = 0,52 \dots 0,59.$$

Тоді довжина ковша l , м,

$$l = \frac{h}{0,55}.$$

Форму різальної кромки козирка ковша на кюветоочисних машинах вибирають пелюсткову з витягнутими вперед кутовими частинами без зубів, що дозволяє знизити силу різання при розробці ґрунту та покращує процес розвантаження [1].

Тому приймають ківш, який має в перетині параболічну форму, що максимально знижує опір наповнення його ґрунтом

(рисунок 1.1,б).

Число ковшів Z на роторі повинно задовольняти умови розвантаження та збільшення продуктивності. Для машини СЗП-600 приймаємо $Z = 12$.

Зовнішній діаметр ротора D_p , м,

$$D_p = D_o + 2h,$$

де D_o – діаметр обичайки ротора, м;

h – висота ковша, м.

Діаметр обичайки D_o , м,

$$D_o = \frac{Z \cdot t}{\pi},$$

де Z – кількість ковшів, $Z=12$;

t – крок ковшів, м.

При визначенні кроку ковшів необхідно враховувати, що довжина міжківшового простору повинна бути не менш 25% від величини кроку ковша, тобто

$$t = 1,25L,$$

де L - довжина ковша, м.

Частота обертання ротора n_p , хв^{-1} ,

$$n_p = \frac{60 \cdot \vartheta_p}{\pi \cdot D_p},$$

де ϑ_p - кружна швидкість ротора, м/с;

D_p – зовнішній діаметр ротора, м.

Завдання 1 Визначити геометричні параметри ротора та його продуктивність за початковими даними варіантів, які наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Початкові дані для визначення геометричних параметрів ротора (h , L , D_o , D_p , t) та продуктивність P_p .

Варіант	q , м ³	K_p	K_n	g_p , м/с
1	2	3	4	5
1	0,025	1,1	0,9	1,6
2	0,028	1,25	0,8	1,7
3	0,03	1,26	0,7	1,8
4	0,032	1,28	0,6	1,9
5	0,035	1,1	0,9	2,0
6	0,038	1,25	0,8	2,1
7	0,04	1,26	0,7	2,2
8	0,042	1,28	0,6	2,3
9	0,045	1,1	0,9	2,4
10	0,047	1,25	0,8	2,5
11	0,025	1,26	0,7	2,6
12	0,028	1,28	0,6	2,7
13	0,03	1,1	0,9	1,6
14	0,032	1,25	0,8	1,7
15	0,035	1,26	0,7	1,8
16	0,038	1,28	0,6	1,9
17	0,04	1,1	0,9	2,0
18	0,042	1,25	0,8	2,1
19	0,045	1,26	0,7	2,2
20	0,047	1,28	0,6	2,3
21	0,025	1,1	0,9	2,4
22	0,028	1,25	0,8	2,5
23	0,03	1,26	0,7	2,6
24	0,032	1,28	0,6	2,7
25	0,035	1,1	0,9	1,6
26	0,038	1,25	0,8	1,7
27	0,04	1,26	0,7	1,8
28	0,042	1,28	0,6	1,9
29	0,045	1,1	0,9	2,0
30	0,047	1,15	0,8	2,1

2 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА РОТОРА

При розрахунку потрібної потужності N_p ротора приймаємо такі умови, що він максимально занурений у траншею та зрізає

максимальну висоту стружки h_c .

Висота стружки h_c , м,

$$h_c = 0,5 D_p,$$

де D_p - діаметр ротора, м.

Причому в роботі по зачерпуванню ґрунту беруть участь три ковша (рисунок 2.1). На роторі при його роботі виникають такі опори: від ваги ґрунту, який підіймають ковші, від зачерпування ґрунту ковшами та від тертя ґрунту по обичайці ротора.

Повний момент опору обертанню ротора M_n , Н м,

$$M_n = (P_k + \mu P_{02}) \cdot \frac{D_p}{2} + M_{\text{ч}} + S_{\text{тр}} \frac{D_0}{2},$$

де P_k – сумарна сила копання ковшами ґрунту, Н;

P_{02} – нормальна сила опору копання, Н;

μ - коефіцієнт тертя ґрунту об сталь [1];

D_p – діаметр ротора, $D_p = 3,46$ м;

$M_{\text{ч}}$ – момент, який створюється вагою ґрунту в ковшах, Нм;

$S_{\text{тр}}$ – сила тертя від руху ґрунту, який знаходиться в ковшах, по обичайці ротора, Н;

D_0 – діаметр обичайки ротора, м.

Сумарна сила копання P_k , Н,

$$P_k = \sum F_i \cdot K_1,$$

де F_i – сумарна площа стружки, яку зрізає кожен ківш у нормальному перетині до траєкторії, м²;

K_1 – питомий опір ґрунту копанню, Н/м².

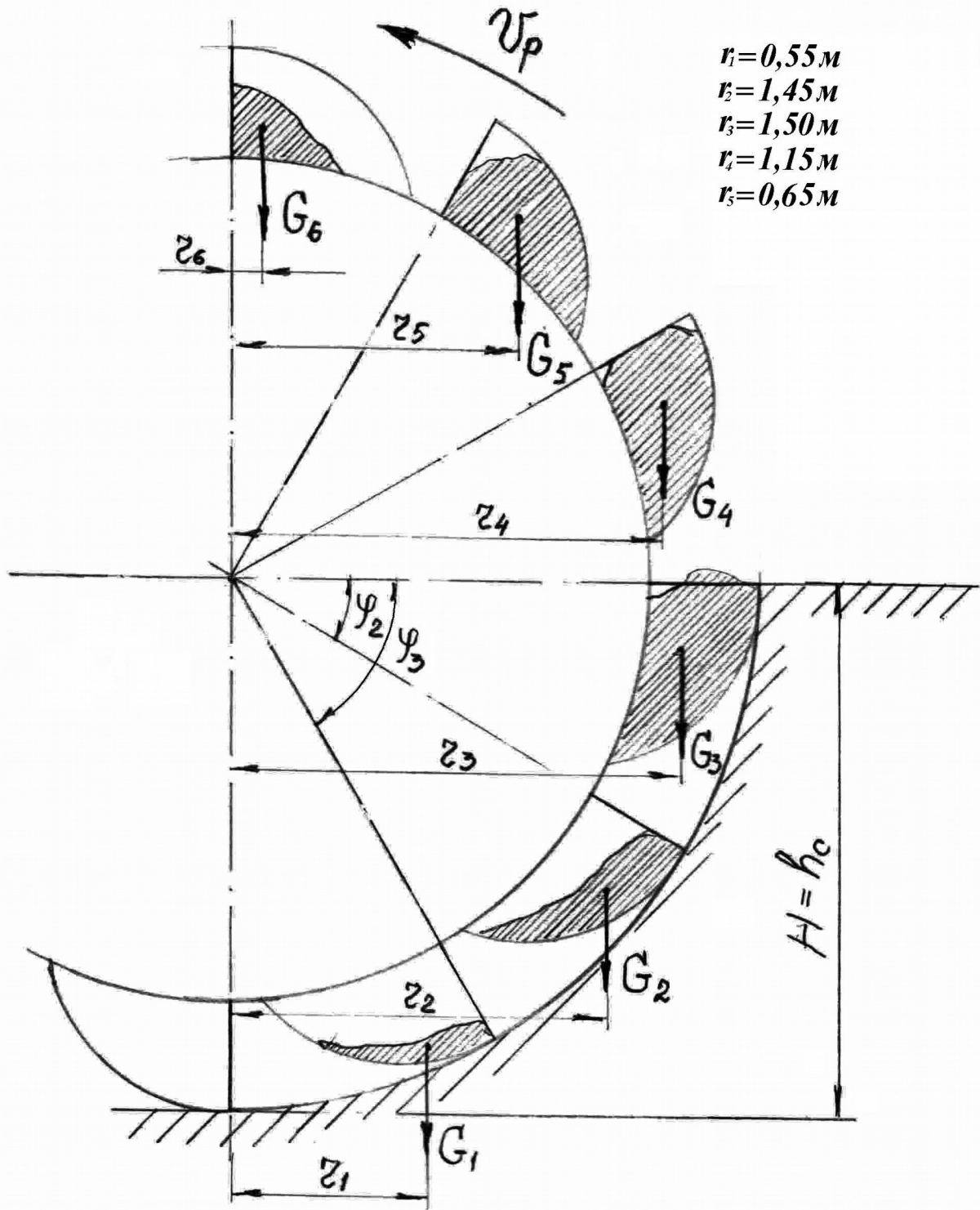


Рисунок 2.1 - Схема зачерпування ґрунту ковшем

Площа стружки, яку зрізає кожен з трьох ковшів F_i , м^2 ,

$$F_i = b \cdot c_i \cdot \cos \varphi_i,$$

- де b – ширина стружки, м;
 c_1 – подача ковша в горизонтальному напрямку на один крок ковшів, м;
 φ_i – кут, який визначає положення ковша відносно горизонталі, яка проведена крізь вісь обертання ротора, град. При зачерпуванні матеріалу трьома ковшами $\varphi_1 = 0$; $\varphi_2 = 30^\circ$; $\varphi_3 = 60^\circ$; (див. рисунок 2.1).

Подача ковша у горизонтальному напрямку на один крок C_1 , м,

$$C_1 = \frac{q \cdot k_n}{H \cdot b \cdot k_p},$$

- де q – місткість ковша, $q = 0,035 \text{ м}^3$;
 H – глибина копання, $H = 0,5D_p$;
 b – ширина стружки, м;
 k_n – коефіцієнт наповнення ковша;
 k_p – коефіцієнт розпушування ґрунту.

Нормальна сила опору копання P_{02} , Н,

$$P_{02} = K_0 \cdot P_k,$$

- де P_k – сумарна сила копання ковшами ґрунту, Н;
 K_0 – дослідний коефіцієнт, $K_0 = 0,3 \dots 0,8$ [1].

Момент, який створюється вагою ґрунту відносно осі обертання ротора M_r , Н м,

$$M_r = \sum q_i \cdot r_i,$$

- де q_i – вага ґрунту в ковшах, які ще не вийшли з забою, Н;
 r_i – горизонтальні проекції відстані від центру тяжіння ґрунту в кожному ковші до осі обертання ротора, м (див. рисунок 2.1)

Для визначення ваги ґрунту, який знаходиться в ковшах у забої, можна допустити, що їх наповнення пропорційно величині

розташування кожного ковша над підшоною забою.

Тоді вага ґрунту в ковшах q_i , Н,

$$q_i = q \cdot \gamma_p \frac{h_i}{h_c} \cdot k_n,$$

де q – місткість ковша, м³;

γ_p - об'ємна вага розпушувального ґрунту, Н/м³;

h_i - підвищення кромки ковша над підшоною забою,

$$h_i = R_p (1 - \cos \varphi_i);$$

R_p - радіус ротора, м;

φ_i - кут положення ковшів (див. рисунок 2.1);

h_c - глибина копання траншеї ротором, $h_c = 0,5 D_p$.

Об'ємна вага розпушувального ґрунту γ_p , Н/м³,

$$\gamma_p = \frac{\gamma}{k_p},$$

де γ - об'ємна вага ґрунту в щільному тілі, $\gamma = 18000$ Н/м³;

k_p - коефіцієнт розпушування ґрунту.

Сила тертя ґрунту об сталь у ковшах по обичайці ротора при його русі S_{Tp} , Н,

$$S_{Tp} = 0,03 (P_k + \mu P_{02}),$$

де P_k і P_{02} - сумарна сила копання та її нормальна складова, Н;

μ - коефіцієнт тертя ґрунту об сталь.

Необхідне сумарне кружне зусилля ротора P_p , Н,

$$P_p = \frac{2M_n}{D_p},$$

де M_n - повний момент опору обертання ротора, Нм;

D_p - діаметр ротора, м.

Потужність привода ротора N , кВт,

$$N = \frac{P_p \cdot V_p}{1000\eta_n},$$

- де P_p - кружне зусилля ротора, Н;
 V_p - кружна швидкість обертання ротора, м/с;
 η_n - ККД привода, $\eta_n=0,9$ [3].

Необхідний крутний момент для обертання ротора $M_{кр}$, Нм,

$$M_{кр} = 9550 \frac{N}{n_p},$$

- де N - потрібна потужність для роботи ротора, кВт;
 n_p - частота обертання ротора, хв⁻¹.

Частота обертання ротора n_p , хв⁻¹,

$$n_p = \frac{60V_p}{\pi D_p},$$

- де V_p - кружна швидкість ротора, м/с;
 D_p - діаметр ротора, м.

Завдання 2 Визначити потужність N_p привода ротора та тип гідродвигуна за вихідними даними варіанта, наведеними у таблиці 2.

Таблиця 2.1 - Вихідні дані для опору потужності приводе ротора

Варіант	b, м	K_1 , кН/м ²	K_H	K_p	V_p , м/с	K_0	μ
1	0,6	70	1,1	1,1	2,7	0,3	0,25

2	0,65	80	1,15	1,2	2,6	0,4	0,3
3	0,7	90	1,2	1,3	2,5	0,5	0,35
4	0,6	100	1,1	1,4	2,4	0,6	0,4
5	0,65	110	1,15	1,1	2,3	0,7	0,25
6	0,7	120	1,2	1,2	2,7	0,8	0,3
7	0,6	70	1,1	1,3	2,6	0,3	0,35
8	0,65	80	1,15	1,4	2,5	0,4	0,4
9	0,7	90	1,2	1,1	2,4	0,5	0,25
10	0,6	100	1,1	1,2	2,3	0,6	0,3
11	0,65	110	1,15	1,3	2,7	0,7	0,35
12	0,7	120	1,2	1,4	2,6	0,8	0,4
13	0,6	70	1,1	1,1	2,5	0,3	0,25
14	0,65	80	1,15	1,2	2,4	0,4	0,3
15	0,7	90	1,2	1,3	2,3	0,5	0,35
16	0,6	100	1,1	1,4	2,7	0,6	0,4
17	0,65	110	1,15	1,1	2,6	0,7	0,25
18	0,7	120	1,2	1,2	2,5	0,8	0,3
19	0,6	70	1,1	1,3	2,4	0,3	0,35
20	0,65	80	1,15	1,4	2,3	0,4	0,4
21	0,7	90	1,2	1,1	2,7	0,5	0,25
22	0,6	100	1,1	1,2	2,6	0,6	0,3
23	0,65	110	1,15	1,3	2,5	0,7	0,35
24	0,7	120	1,2	1,4	2,4	0,8	0,4
25	0,6	70	1,1	1,1	2,3	0,3	0,25
26	0,65	80	1,15	1,2	2,7	0,4	0,3
27	0,7	90	1,2	1,3	2,6	0,5	0,35
28	0,6	100	1,1	1,4	2,5	0,6	0,4
29	0,65	110	1,15	1,1	2,4	0,7	0,25
30	0,7	120	1,2	1,2	2,3	0,8	0,3

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ РОТОРА

Ротор 5 (рисунок 3.1,а) машини СЗП-600 встановлений на стрілі 4, яка шарнірно закріплена на поворотній рамі 3, що опирається через великогабаритні роликові опорно-упорні підшипники 2 на раму 1. Поворот рами 1 здійснюється двома гідроциліндрами 9 (рисунок 3.1,б), канатом 7, запресованим в

нижній частині рами 6 з двома нерухомими блоками 8, які збільшують кут обхвату.

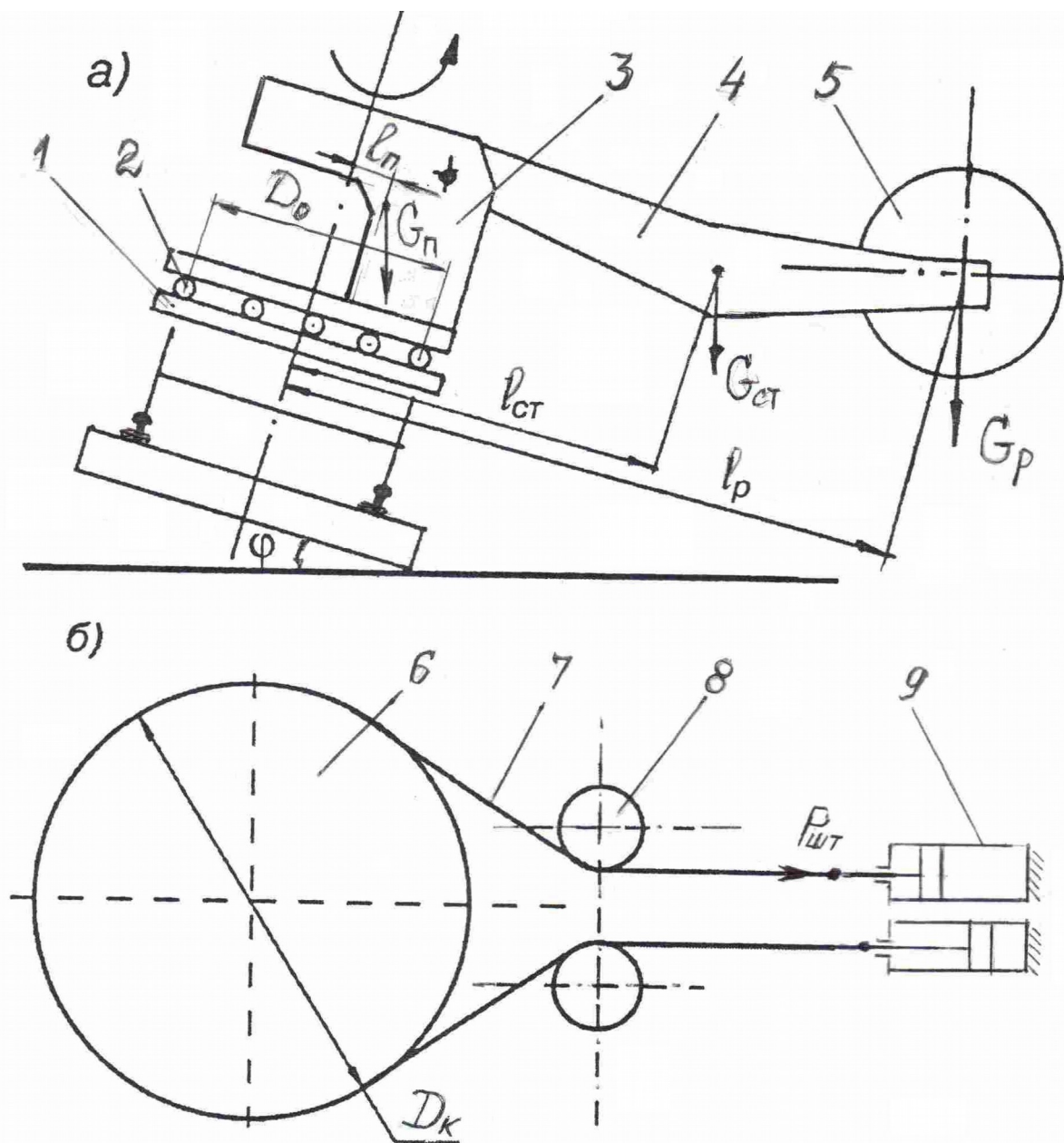


Рисунок 3.1 - Схема для розрахунку механізму повороту ротора
Від прослизання канат утримується канатними затискачами.

Для забезпечення стійкості рами на ній розташована противага.

Поворот здійснюється на кут до 50^0 в один та другий бік та обмежується кінцевими вимикачами.

За розрахункове положення приймається найневигідніше: машина знаходиться на ухилі, вітер перешкоджає повороту, а

поворот починають з нерухомого положення.

У зв'язку з невеликою швидкістю повороту сили інерції, які виникають в момент початку руху робочого органа, через їх незначну величину не враховуються.

Момент опору повороту ротора M_c , Н м,

$$M_c = M_{mp} + M_v + M_n,$$

де M_{mp} - момент сил тертя в опорно-поворотному пристрої, Н м;
 M_v - момент від вітрового навантаження, Н м;
 M_n - момент від горизонтальних складових ваги при ухилі машини, Н м.

Момент сил тертя M_{mp} , Н м,

$$M_{mp} = W_{mp} \cdot \frac{D_o}{2},$$

де W_{mp} - повний опір обертанню поворотної частини машини, Н;
 D_o - діаметр опорно-поворотного пристрою. Приймаємо $D_o=2,1$ м.

Повний опір обертанню поворотної частини машини W_{mp} , Н,

$$W_{mp} = k \cdot G_v,$$

де k - коефіцієнт тертя, який залежить від конструкції опорно-поворотного пристрою;

G_v - загальне вертикальне навантаження на опорно-поворотний пристрій.

Коефіцієнт тертя k

$$k = \frac{2 \cdot f}{d_{ш}} \cdot k_1,$$

де f - коефіцієнт тертя кочення, $f = (0,03 \dots 0,1)$ см [1];

$d_{ш}$ - діаметр роликів (шариків), см;

k_1 - коефіцієнт, який враховує перекид, просковзання і т.п.,
 $k_1=1,3 \dots 1,5$ [1].

Загальне вертикальне навантаження на опорно-поворотний пристрій G_{ϵ} , Н,

$$G_{\epsilon} = G_n + G_{cm} + G_p,$$

де G_n, G_{cm} і G_p - вага відповідно поворотної платформи, стріли та ротора. Приймаємо G_n - 85000 Н; G_{cm} - 60000Н; G_p -35000 Н.

Момент від вітрового навантаження M_{ϵ} , Н м,

$$M_{\epsilon} = \rho(F_p \cdot \ell_p + F_{cm} \cdot \ell_{cm} + F_n \cdot \ell_n),$$

де ρ - тиск вітру, Н/м²;

F_p, F_{cm}, F_n - підвітрові площі відповідно ротора, стріли, поворотної платформи, $F_p = 9$ м²; $F_{cm} = 7$ м²; $F_n = 5,5$ м²;

$\ell_p, \ell_{cm}, \ell_n$ - відстань від осі повороту до центрів ваги відповідно ротора, стріли та поворотної платформи, м.

Момент від горизонтальних складових ваги M_n , Н м,

$$M_n = (G_p \cdot \ell_p + G_{cm} \cdot \ell_{cm} + G_n \cdot \ell_n) \sin \varphi,$$

де G_p, G_{cm}, G_n - вага відповідно ротора, стріли та поворотної платформи, Н;

$\ell_p, \ell_{cm}, \ell_n$ - відстань від осі повороту до центрів ваги відповідних частин, м;

φ - кут нахилу машини відповідно горизонталі, град.

$$\varphi = \arcsin \frac{h}{s},$$

де h - максимальне підвищення однієї рейкової нитки відносно другої, мм;

s - ширина залізничної колії, мм.

Зусилля на штоці гідроциліндра $P_{ум}$, Н,

$$P_{ум} = \frac{2 \cdot M_c \cdot \eta_b}{D_k \cdot \eta_m^2},$$

- де M_c - момент опору повороту ротора, Н м;
 D_k - діаметр кільця, який огинає канат, $D_k = 2,5$ м;
 η_b - ККД блока, $\eta_b = 0,95$ [3];
 η_m - механічний ККД гідроциліндра, $\eta_m = 0,9$ [3].

Так як при повороті ротора рідина надходить у штокову порожнину гідроциліндра, то його внутрішній діаметр D_b при умові, що діаметр штока $d = 0,5 D_b$, можна визначити за формулою

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{ум}}{0,75 \cdot \pi \cdot \rho \cdot 10^6}},$$

- де ρ - робочий тиск в гідросистемі машини. З урахуванням витрат приймаємо $\rho = 19,5$ МПа.

За каталогом [4] вибирається внутрішній діаметр гідроциліндра та решта його параметрів.

Завдання 3 Визначення параметрів гідроциліндрів механізму повороту ротора за вихідними даними, які наведені за варіантами у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Початкові дані для визначення параметрів гідроциліндра механізму повороту ротора

Варіант	f	d _ш	K ₁	P	h	l _p ,	l _{cm} ,	l _n ,
	см	см		Н/м ²	мм	м	м	м
1	0,03	6	1,3	420	150	11	7,4	0,6
2	0,04	5	1,4	320	140	12	7,6	0,7
3	0,05	4	1,5	220	130	10	8,0	0,8
4	0,06	3	1,3	180	150	11	7,4	0,5
5	0,07	6	1,4	420	140	12	7,6	0,6

6	0,08	5	1,5	320	130	10	8,0	0,7
7	0,09	4	1,3	220	150	11	7,4	0,8
8	0,1	3	1,4	180	140	12	7,6	0,5
9	0,03	6	1,5	420	130	10	8,0	0,6
10	0,04	5	1,3	320	150	11	7,4	0,7
11	0,05	4	1,4	220	140	12	7,6	0,8
12	0,06	3	1,5	180	130	10	8,0	0,5
13	0,07	6	1,3	420	150	11	7,4	0,6
14	0,08	5	1,4	320	140	12	7,6	0,7
15	0,09	4	1,5	220	130	10	8,0	0,8
16	0,1	3	1,3	180	150	11	7,4	0,5
17	0,03	6	1,4	420	140	12	7,6	0,6
18	0,04	5	1,5	320	130	10	8,0	0,7
19	0,05	4	1,3	220	150	11	7,4	0,8
20	0,06	3	1,4	180	140	12	7,6	0,5
21	0,07	6	1,5	420	130	10	8,0	0,6
22	0,08	5	1,3	320	150	11	7,4	0,7
23	0,09	4	1,4	220	140	12	7,6	0,8
24	0,1	3	1,5	180	130	10	8,0	0,5
25	0,03	6	1,3	420	150	11	7,4	0,6
26	0,04	5	1,4	320	140	12	7,6	0,7
27	0,05	4	1,5	220	130	10	8,0	0,8
28	0,06	3	1,3	180	150	11	7,4	0,5
29	0,07	6	1,4	420	140	12	7,6	0,6
30	0,08	5	1,5	320	130	10	8,0	0,7

4 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНВЕЄРІВ МАШИНИ СЗП-600

Машина СЗП-600 [1,5] обладнана трьома конвеєрами: основним, захисним та поворотним.

Перші два розміщені всередині стріли, причому захисний конвеєр розташований під основним.

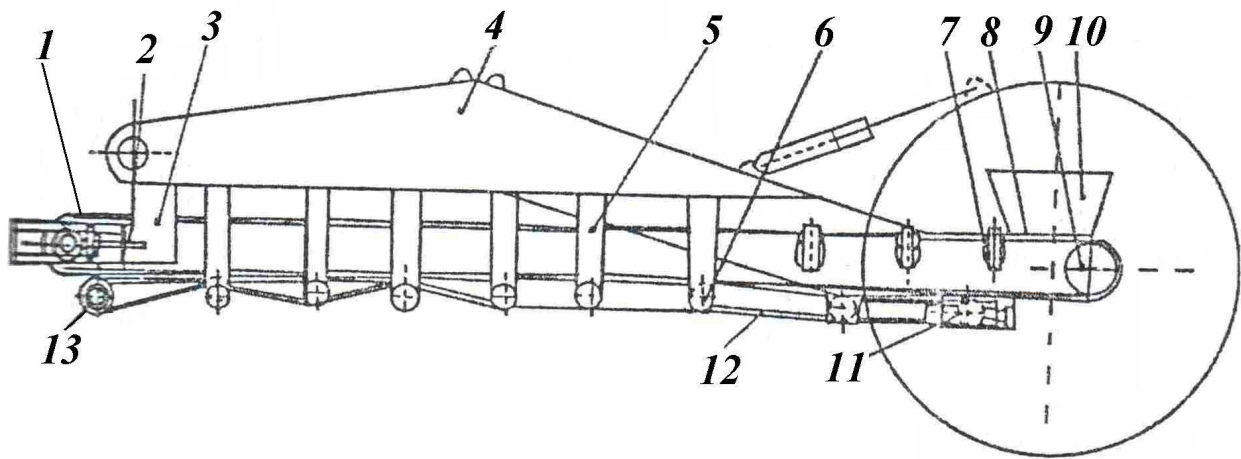
Основний конвеєр транспортує вирізаний ротором ґрунт від завантажувального бункера до поворотного конвеєра.

Захисний конвеєр використовується для очищення нижньої частини основного конвеєра та запобігання попаданню матеріалу, який просипався, на раму машини.

Поворотний конвеєр призначений для вивантаження матеріалу

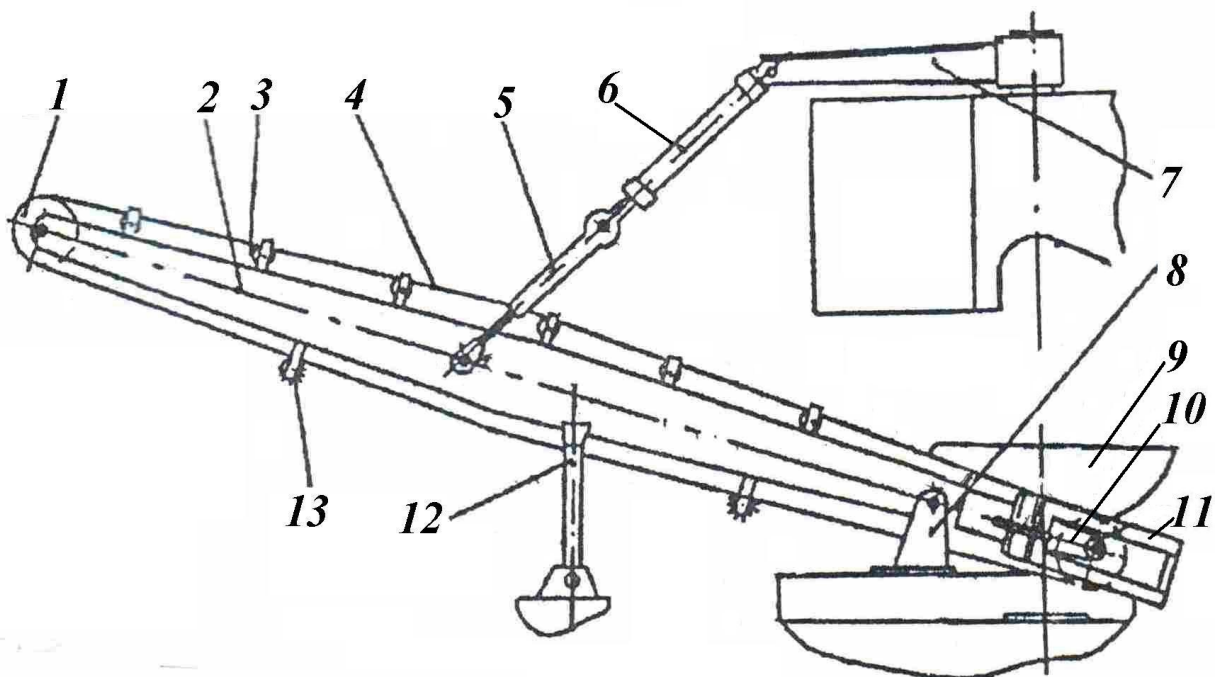
в рухомий склад або відсипання його на укiс земляного полотна.
Привiд усiх конвеєрiв гiдравлiчний.

Схеми конвеєрiв показанi на рисунках 4.1 та 4.2.



1, 13 - приводнi барабани; 2 - натяжний пристрiй; 3 - кронштейн;
4 - стрiла ротора; 5 - стояк; 6, 7 - роликoопори; 8, 12 - конвеєрнi стрiчки;
9, 11 - оборотнi барабани; 10 - завантажувальний бункер

Рисунок 4.1 - Схема основнoго i захиснoго конвеєрiв



1, 11 - приводний i оборотний барабани; 2 - рама; 3, 13 - роликoопори;
4 - конвеєрна стрiчка; 5 - пiдвiска; 6 - гiдроцилиндр; 7 - поворотна

балка; 8 - скоба; 9 - завантажувальна воронка; 10 - натяжний пристрій; 12 - відкидний стояк

Рисунок 4.2 - Схема поворотного конвеєра

Продуктивність стрічкових конвеєрів P_n , м³/год,

$$P_n = 3600 \cdot F \cdot v_n,$$

де F - сумарна площа поперечного перетину ґрунту на стрічці, м²;
 v_n - швидкість транспортувальної стрічки, м/с.

Площина поперечного перетину ґрунту на стрічці залежить від її ширини та форми. На основному та поворотному конвеєрах стрічка підтримується жолобчастими опорами. Кут нахилу бокових роликів основного конвеєра $\alpha_1 = 30^\circ$, поворотного - $\alpha_2 = 20^\circ$. На захисному конвеєрі стрічка плоска.

При максимальному опусканні стріли роторного пристрою кут нахилу основного та захисного конвеєрів дорівнює куту $\beta_1 = 34^\circ$. Максимальний кут нахилу поворотного конвеєра - $\beta_2 = 17^\circ$.

Ширина стрічки на основному та захисному конвеєрах $B = 650$ мм, а на поворотному - 800 мм.

У зв'язку з великим кутом нахилу основного конвеєра його стрічка має ребра висотою до 15 мм, розташування ребер - шевронне.

Для запобігання просипанню ґрунту через край стрічки ширину шару ґрунту на основному та поворотному конвеєрах приймають

$$b = 0,8 \cdot B,$$

де B - ширина стрічки, м.

Так як конвеєри при роботі піддаються поштовхам та вібрації, кут ухилу ґрунту в русі приймають $\varphi = 0,5 \varphi_0$, де φ_0 - кут звичайного ухилу ґрунту у спокої, $\varphi_0 = 40^\circ$.

Тоді сумарна поперечна площа ґрунту на стрічках (рисунок 4.3) визначається сумою площин звичайних трикутників.

$$F = F_1 + F_2.$$

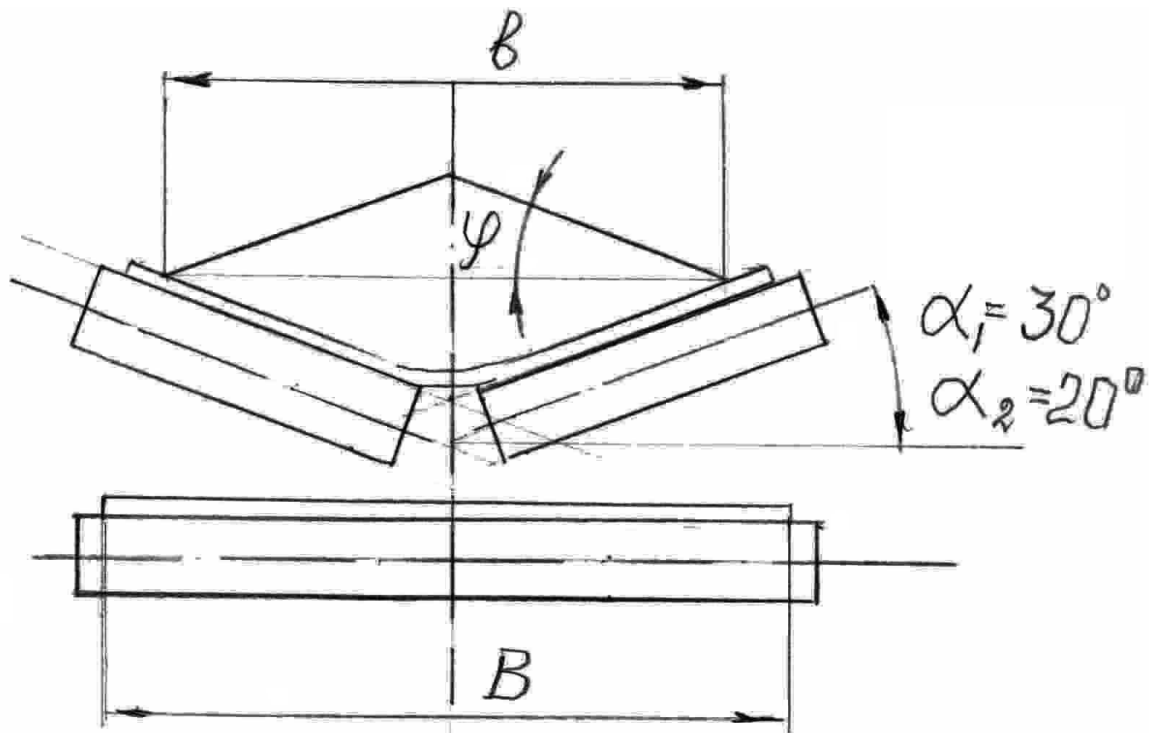


Рисунок 4.3 - Схема розміщення матеріалу на конвеєрі

Швидкість транспортерних стрічок на конвеєрах приймають в межах $v_{\text{л}} = 1 \dots 2$ м/с [6].

Потужність привода транспортерів N , кВт,

$$N = \frac{P \cdot v_{\text{л}}}{1000 \cdot \eta_{\text{п}}},$$

де P - тягове зусилля в транспортерній стрічці, яка набігає на барабан, Н;

$v_{\text{л}}$ - швидкість стрічки, м/с;

$\eta_{\text{п}}$ - ККД привода. Приймаємо $\eta_{\text{п}} = 0,95$ [6].

Тягове зусилля в стрічці конвеєра можна визначити методом обходу його за контуром із розбиванням траси на окремі ділянки, нумерацією їх границь та визначенням натягнень у характерних точках.

Нумерацію приймають звичайно з точки із найменшим

натягненням стрічки. Схема транспортера для розрахунку натягнень у характерних точках приведена на рисунку 4.4.

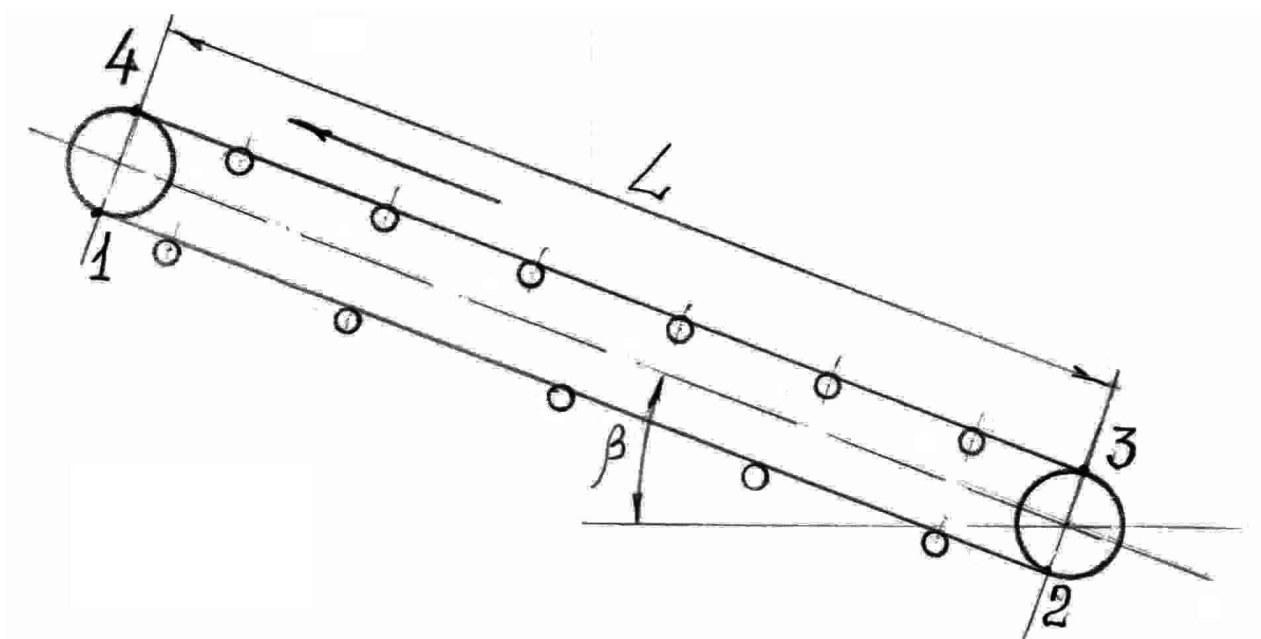


Рисунок 4.4 - Схема для розрахунку потужності транспортера

Вважаємо, що характерна точка 1 знаходиться на місці сходу стрічки з приводного барабана. Умовно натягнення в цій точці приймаємо $S_{сб} = S_1 = 500 \dots 2000 \text{ Н}$ [6, 7].

Тоді натягнення стрічки в точці 2 S_2 , Н,

$$S_2 = S_1 + W_{1-2},$$

де S_1 – натягнення в точці 1, Н;
 W_{1-2} – опір на ділянці 1-2, Н.

Ділянка 1-2 прямолінійна та має нахил.

Опір на цій ділянці W_{1-2} , Н,

$$W_{1-2} = \omega \cdot (q_l + q_{рн}) \cdot L \cdot \cos \beta - (q_l + q_{рн}) \cdot L \cdot \sin \beta,$$

де ω - коефіцієнт опору руху стрічки по роликах, $\omega = 0,04$ [7];
 q_l та $q_{рн}$ – погонні навантаження відповідно від стрічки та

нижніх обертальних частин роликоопор, Н/м;

L – довжина транспортера, м;

β - кут нахилу конвеєра до горизонту, град.

Вагу погонного метра транспортерної стрічки шириною $B = 650$ мм орієнтовно приймаємо $q_{л} = 60$ Н/м, а для стрічки шириною 800 мм $q_{л} = 80$ Н/м.

Погонна вага нижніх обертальних частин роликоопор $q_{рн} = 40$ Н/м для стрічки $B = 650$ мм та $q_{рн} = 70$ Н/м – для стрічки $B = 800$ мм [7].

Натягнення стрічки в точці 3, де вона огинає обертовий барабан S_3 , Н,

$$S_3 = C \cdot S_2,$$

де c – коефіцієнт опору руху стрічки на барабані. Зазвичай приймають для стрічкових транспортерів $C = 1,02 \dots 1,06$. [7].

Ділянка 3–4 стрічки – прямолінійна, має нахил та вантажонесуча.

Натягнення у точці 4 ділянки 3–4, де відбувається набігання стрічки на приводний барабан $S_{нб}$, Н,

$$S_{нб} = S_4 = \omega \cdot (q_{л} + q_z + q_{рв}) \cdot L \cdot \cos \beta + (q_{л} + q_z + q_{рв}) \cdot L \cdot \sin \beta,$$

де q_z та $q_{рв}$ – погонні навантаження відповідно від ваги ґрунту на стрічці та від верхніх частин роликоопор, які обертаються, Н/м.

Погонні навантаження від ваги ґрунту q_z , Н/м,

$$q_z = 1000F \cdot \gamma,$$

де F – сумарний перетин ґрунту на стрічці, м²;

γ - щільність ґрунту. Приймаємо $\gamma = 18000$ Н/м³.

Погонне навантаження від обертальних частин верхніх роликоопор приймають орієнтовно $q_{рв} = 95$ Н/м для стрічки

$B=650$ мм та $q_{pv} = 192$ Н/м для $B = 800$ мм.

Тягове зусилля у стрічки, яка набігає на приводний барабан, P , Н,

$$P = (S_{n\sigma} - S_{c\sigma}) + (S_{n\sigma} + S_{c\sigma}) \cdot (c - l).$$

Обертальний момент, який необхідний для привода конвеєра M , Н м,

$$M = 9550 \frac{N}{n_{\sigma}},$$

де N – потужність привода, кВт;

n_{σ} – частота обертання приводного барабана, хв^{-1} .

Частота обертання приводного барабана n_{σ} , хв^{-1} ,

$$n_{\sigma} = \frac{60V_{\sigma}}{\pi D_{\sigma}},$$

де V_{σ} – швидкість стрічки, м/с;

D_{σ} – зовнішній діаметр приводного барабана, м.

Діаметр приводного барабана D_{σ} , мм, визначають за формулою

$$D_{\sigma} = k \cdot i,$$

де k – коефіцієнт пропорційності. У випадку, якщо необхідно зменшити габаритні розміри барабана, допускають $K = 80$ [1];

i – кількість прокладок на стрічці. Приймаємо $i = 4$.

Ширину приводного барабана приймаємо на 100...200 мм більшу від ширини стрічки.

За отриманими даними: частоти обертання приводного барабана n_{σ} , крутного моменту $M_{кр}$ та тиску у гідросистемі $p = 20$ МПа за довідником [4] робимо вибір необхідного гідродвигуна.

Завдання 4 Визначити продуктивність, геометричні параметри приводних барабанів, необхідну потужність та тип гідравлічного привода основного і поворотного конвеєрів за вихідними даними, які наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Необхідні дані для визначення основних параметрів конвеєрів

Варіант	ρ_l	$L_{\text{осн.}},$ $L_{\text{пов}}, \text{ м}$	$\alpha_1,$ град	$\alpha_2,$ град	$\beta,$ град	$S_{\text{сб}} = S_1,$ Н
1	2	3	4	5	6	7
1	1,05	8,4	30		34	500
2	1,25	8,4	30		34	550
3	1,35	8,4	30		34	600
4	1,45	8,4	30		34	650
5	1,55	8,4	30		34	700

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
6	1,65	8,4	30		34	500
7	1,75	8,4	30		34	550
8	1,85	8,4	30		34	600
9	1,95	8,4	30		34	700
10	1,05	8,4	30		34	500
11	1,25	8,4	30		34	550
12	1,35	8,4	30		34	600
13	1,45	8,4	30		34	650
14	1,55	8,4	30		34	700
15	1,65	8,4	30		34	500
16	1,75	8,7		20	17	550
17	1,85	8,7		20	17	600
18	1,95	8,7		20	17	650
19	1,05	8,7		20	17	500
20	1,05	8,7		20	17	550
21	1,20	8,7		20	17	600
22	1,25	8,7		20	17	650
23	1,30	8,7		20	17	700
24	1,35	8,7		20	17	500

25	1,40	8,7		20	17	550
26	1,45	8,7		20	17	600
27	1,50	8,7		20	17	650
28	1,55	8,7		20	17	700
29	1,60	8,7		20	17	500
30	1,70	8,7		20	17	550

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Путьевые машины: Учеб. для вузов ж. - д. транспорта / С.А. Соломонов, М.В. Попович, В.М. Бугаенко и др.; Под ред. С.А. Соломонова. - М.: Желдориздат, 2000. – 756 с.

2 Машины и механизмы для путевого хозяйства: Учеб. для техникумов ж. - д. транспорта / С.А. Соломонов, В.П. Хабаров, Л.Я. Малицкий, Н.М. Нуждин; Под ред. С.А. Соломонова. - М.: Транспорт, 1984. – 440 с.

3 Путьевые машины: Учеб. для вузов ж. - д. транспорта / С.А. Соломонов, М.В. Попович, Б.Н. Стефанов, П.М. Цигельный, А.М. Яковлев / Под ред. С.А. Соломонова. - М.: Транспорт, 1985. - 375 с.

4 Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301 с.

5 Стефанов Б.М., Євтушенко А.В. Машины для ремонту земляного полотна: Конспект лекцій. – Харків: УкрДАЗТ, 2002, 26 с.

6 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам подъемно-транспортных машин. - Минск: Вышэйшая школа, 1983. - 350 с.

7 Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие

машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. - М.:
Машиностроение, 1983. - 487 с.

