

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра машинобудування та технічного сервісу машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи з дисципліни

«КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Частина 2

Харків – 2025

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри МТСМ 12 червня 2025 р., протокол № 11.

Методичні вказівки призначено до виконання курсової роботи з дисципліни «Колійні машини» здобувачам освіти всіх форм здобуття вищої освіти.

Методичні вказівки містять методики проведення розрахунків механізмів колійних машин, наведено приклади розрахунків, зокрема, розрахунків на міцність які є також складовою курсової роботи. Наведено схеми механізмів, необхідні довідкові дані та питання для самоконтролю.

Укладачі:

доценти А. В. Євтушенко,

Л. М. Козар

Рецензент

доц. Є. В. Романович

Зміст

Вступ.....	4
1 Розрахунок вигрібного пристрою щебенеочисної машини.....	5
2 Визначення параметрів плоского вібраційного грохоту.....	12
3 Розрахунок привода роторного пристрою.....	17
4 Приклад розрахунку на міцність маточинного з'єднання.....	23
5 Розрахунок потужності привода вигрібного пристрою.....	25
6 Розрахунок механізму поперечного зміщення поворотного конвеєра.....	36
Питання для самоконтролю	48
Список використаних джерел	49

Вступ

Методичні вказівки призначені до виконання курсової роботи з дисципліни «Колійні машини» для здобувачів освіти усіх форм здобуття вищої освіти спеціальності G11 Машинобудування, першого (бакалаврського) рівня, які навчаються за освітньо-професійною програмою «Підйомно-транспортні, будівельні, колійні та видобувні машини».

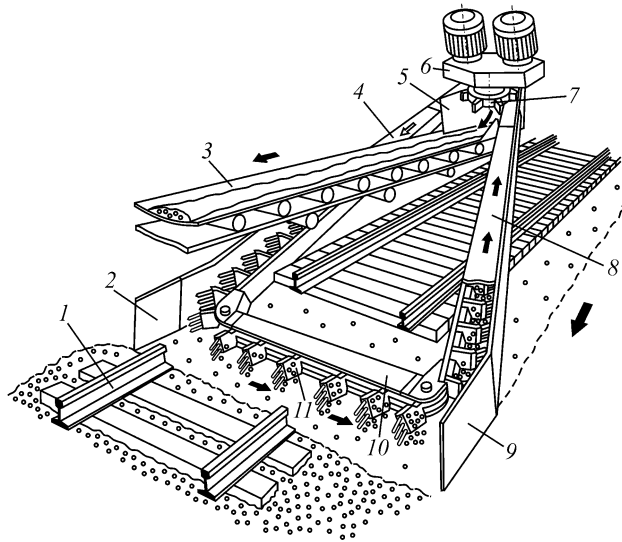
Методичні вказівки містять шість методик розрахунків вузлів та механізмів колійних машин. Вихідні дані, що містяться в розрахунках, надані з метою орієнтувати здобувача освіти яке числове значення або інтервал значень може мати той чи інший параметр. При розрахунках у курсовій роботі треба користуватися даними завдання. Методики надають алгоритм розрахунків і показують, який саме параметр повинен бути розрахований або підібраний наприкінці. Значення вихідних даних, наприклад, для розрахунку вигрібного пристрою щибенеочисної машини або визначення параметрів плоского вібраційного грохоту будуть суттєво залежати від марки машини (продуктивності, кількості сит тощо).

Формули, розрахункові схеми і довідковий матеріал з поясненнями, що надаються, призначені для полегшення засвоєння здобувачами освіти інформації у даних методичних вказівках й дають змогу краще зрозуміти конструкцію, принцип роботи та методи конструювання механізмів колійних машин, а також поглиблюють і узагальнюють знання, одержані здобувачами освіти під час групових занять.

Вимоги, щодо виконання курсової роботи, захисту, оформлення і змісту пояснювальної записки, графічного матеріалу, варіанти завдань, надані у першій частині методичних вказівок до курсової роботи.

1 Розрахунок вигрібного пристрою щебенеочисної машини

Пристрій для видалення баласту під рейко-шпальною решіткою, що зображений на рисунку 1.1, застосовується на сучасних щебенеочисних машинах (СЧ-600, СЧ-1000, RM-80, RM-95RF, ZRM-350, RM-900, RM 2003, RMW1500, RM 95-800 та ін.). Пристрої залежно від того, на якій машині вони встановлені, відрізняються геометричними параметрами жолобів і підпутної балки, розмірами скребків, швидкістю пересування вигрібної стрічки, типом привода, кількістю двигунів привода тощо.



- 1 – рейко-шпальна решітка; 2, 9 – крила, що підгортають; 3 – конвеєр передачі вирізаного матеріалу; 4, 8 – холостий і робочий жолоби; 5 – розвантажувальний лоток; 6 – привод ланцюга; 7 – провідна зірочка; 10 – підпутна напрямна балка; 11 – вигрібний скребковий ланцюг

Рисунок 1.1 – Вигрібний пристрій машини СЧ-600 (СЧ-601)

Розрахунки вигрібного пристрою виконуються для визначення швидкості руху вигрібного ланцюга, яка узгоджена зі швидкістю руху машини при заданих розмірах ланцюга та підпутної балки або для

визначення зусилля, що діють на різних ділянках ланцюга з метою оцінки міцності та надійності і розмірів її конструктивних елементів, або для визначення потужності привода ланцюга в різних режимах роботи.

Потужність приводного двигуна, кВт, яка потрібна для руху ланцюга і матеріалу на різних ділянках, визначаємо за формулою

$$N_{\text{дв}} = \frac{K_{\text{но}} V_{\text{л}}}{\eta} (T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6) + N_1 + N_2, \quad (1.1)$$

де $K_{\text{но}}$ – коефіцієнт неврахованих опорів, до яких відносяться додаткові опори в шарнірах ланцюга, опори, пов'язані з ковзанням елементів ланцюга під час поворотів ланок у напрямних знизу жолобів, опори, що виникають під час взаємодії приводної зірочки та ланцюга; динамічні чинники розгону баласту тощо, $K_{\text{но}} = 1,2 \dots 1,5$;

$V_{\text{л}}$ – лінійна швидкість руху вигрібного ланцюга, м/с;

η – ККД передавального механізму вигрібного ланцюга;

T_1 – опір, пов'язаний із різанням баласту зубами та крайками скребків у забої, кН;

T_2 – опір, пов'язаний із волочінням вирізаного матеріалу скребками в забої (тертя баласту об баласт), кН;

T_3 – опір, пов'язаний із волочінням матеріалу всередині робочого жолоба (тертя баласту об сталь), кН;

T_4 – опір, пов'язаний із тертям робочої та холостої гілок об жолоб (тертя сталі об сталь), кН;

T_5 – опір, пов'язаний із підйомом баластного матеріалу робочим жолобом, кН;

T_6 – опір, пов'язаний із тертям скребкового ланцюга по баласту в забої, (тертя сталі об баласт), кН;

Продуктивність вигрібного пристрою обмежена допустимою швидкістю скребкового ланцюга і визначається за формулою, м³/с

$$P = k_{\text{зап}} \cdot v_{\text{л}} \cdot F_{\text{с}},$$

де $F_{\text{с}}$ – поперечна площа стружки, що зрізається одним скребком, м^2 ;

$k_{\text{зап}}$ – коефіцієнт заповнення міжскребкового простору (комірок),
 $k_{\text{зап}} = 0,8 \dots 0,85$;

$v_{\text{л}}$ – швидкість руху скребкового ланцюга, м/с .

Сила опору баласту різанню, кН , залежить від його фізико-механічних характеристик, конструкції та режиму роботи ланцюгового скребкового робочого органу і визначається за формулою

$$T_1 = k_1 k_{\beta} \frac{F_{\text{с}} \cdot k_{\text{зап}}}{k_p} k_2 \cdot n_1, \quad (1.2)$$

де k_1 – питомий опір різанню баласту в забої, кН/м^2 (таблиця 1.1);

k_{β} – коефіцієнт, що враховує кут різання, $k_{\beta} = 0,75 \dots 0,83$;

k_p – коефіцієнт розпушення забрудненого щебеню, $k_p = 1,25 \dots 1,3$;

k_2 – коефіцієнт розпушення щебеню в шпальних ящиках, $k_2 = 0,6 \dots 0,7$;

n_1 – кількість скребоків у забої;

$F_{\text{с}}$ – площа скребка, м^2 ;

$k_{\text{зап}}$ – коефіцієнт заповнення міжскребкового простору.

Таблиця 1.1 – Значення питомого опору різанню від категорії ґрунту

Категорія ґрунту	Питомий опір різанню, кН/м^2
I	50...60
II	70...90
III	100...120

Кількість скребоків у забої (рисунок 1.2) визначається за формулою

$$n_1 = L_1/t_l, \quad (1.3)$$

де L_1 – довжина активної частини ланцюга на підпутній балці, м. Залежить від того, де здійснюється вирізання баласту: під стрілочним переводом або на перегоні.

t_l – крок розташування скребків на ланцюгу, м.

Площа стружки, що зрізається, визначається кінематикою руху скребка і кутом нахилу γ , рад, підпутної балки до напрямку, перпендикулярному поступальному руху машини.

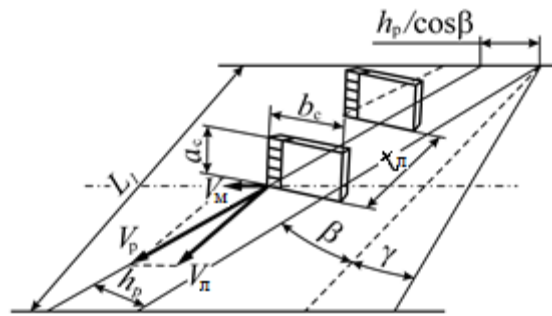


Рисунок 1.2 – Схема вигрібного ланцюга під час різання баласту

Для магістральних машин $\gamma=0$, а у універсальних машин внаслідок нарощування підпутної балки на роботі на стрілочному переводі і повороту холостого жолоба з'являється цей кут. Після аналізу кінематики руху скребка, з урахуванням того, що абсолютна швидкість руху скребка (швидкість різання) V_p , м/с, є результатом геометричного складання вектора швидкості руху ланцюга V_l , м/с, і вектора швидкості поступального руху машини V_m , м/с, а також залежить від кута γ . Площа стружки, що зрізається одним скребком:

$$F_c = a_c h_p = a_c \frac{V_m}{V_l} t_u \cos[\arctg(\frac{V_m}{V_l}) + \gamma], \quad (1.4)$$

де a_c – висота скребка, м,

h_p – товщина стружки, що зрізається, м.

При виборі співвідношення поступальної швидкості руху машини V_m і швидкості руху ланцюга V_l необхідно додатково аналізувати заповнення простору між скребками розпушеним баластом (заповнення комірок). При повному заповненні процес різання припиниться, і насамперед, у зоні, що примикає до виходу скребка із забою і заходу його на робочий жолоб.

Заповнення комірок характеризується коефіцієнтом заповнення:

$$k_{\text{зап}} = \frac{Q_{\text{ш}}}{Q_{\text{я}}} = \frac{V_m}{V_l} \cdot \frac{L_1 \cdot \cos \gamma_{\text{ш}}}{b_c} \cdot \frac{k_p}{k_c}, \quad (1.5)$$

де $Q_{\text{ш}}$, $Q_{\text{я}}$ – об'єми: розпушеного щебеню в комірці і корисний об'єм з урахуванням заповнення частини простору скребком, м^3 ;

b_c – довжина робочої частини скребка з урахуванням зубців (розпушувачів на скребках), м;

K_p – коефіцієнт, що враховує розпушення щебеню, $K_p = 1,2 \dots 1,3$;

K_c – коефіцієнт, що враховує заповнення простору комірки об'ємом скребка; $K_c = 0,7 \dots 0,8$.

Опір руху ланцюга, пов'язаний з волочінням баласту скребками в забої, кН:

$$T_2 = n_1 Q_{\text{ш}} \rho g f_{\delta-\delta} = K_c K_{\text{зап}} a_c b_c t_l \rho g f_{\delta-\delta}, \quad (1.6)$$

де ρ – щільність розпушеного баласту, т/м^3 ;

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

$f_{\delta-\delta}$ – коефіцієнт тертя баласту по баласту, $f_{\delta-\delta} = 0,8 \dots 0,85$;

t_l – крок розташування скребоків на ланцюгу, м;

a_c – висота скребка, м.

Опір руху ланцюга, пов'язаний з волочінням щебеню по робочому жолобу, кН:

$$T_3 = n_2 Q_{\text{ш}} \rho g f_{\text{б-с}} \cos \alpha = L_2 K_c K_{\text{зан}} a_c b_c \rho f_{\text{б-с}} \cos \alpha, \quad (1.7)$$

де n_2 – кількість об'ємів баласту на довжині робочого жолоба;

$f_{\text{б-с}}$ – коефіцієнт тертя баласту по сталі, $f_{\text{б-с}} = 0,4 \dots 0,6$;

α – кут нахилу жолоба до горизонту, град, орієнтовно, $\alpha = 35^\circ$;

L_2 – довжина робочого жолоба, м, орієнтовно, $L_2 = 10$ м;

ρ – щільність розпушеного баласту, т/м³.

Опір руху ланцюга, пов'язаний з тертям скребків по робочому та холостому жолобу, кН:

$$T_4 = (L_2 + L_3) q_{\text{л}} f_{\text{с-с}} \cos \alpha, \quad (1.8)$$

де L_3 – довжина холостого жолоба, м ;

$q_{\text{л}}$ – погонна вага ланцюга зі скребками, кН/м;

$f_{\text{с-с}}$ – коефіцієнт тертя баласту по сталі, $f_{\text{с-с}} = 0,15 \dots 0,2$;

L_2 – довжина робочого жолоба, м.

Опір руху ланцюга, пов'язаний з підйомом баластного матеріалу по робочому жолобу (подолання сили, що скочує, на похилій площині жолоба), кН:

$$T_5 = n_2 Q_{\text{ш}} \rho g \sin \alpha = L_2 K_c K_{\text{зан}} a_c b_c \rho g \sin \alpha. \quad (1.9)$$

Опір тертя від переміщення скребкового ланцюга по баласту в забої, кН:

$$T_6 = f_1 G_{\text{л}} \frac{B}{L_{\text{л}}}, \quad (1.10)$$

є f_1 – коефіцієнт тертя сталі по баласту, $f_1 = 0,4 \dots 0,6$;

$L_{\text{л}}$ – загальна довжина ланцюга, м, орієнтовно, $L_{\text{л}} = 25$ м (якщо вирізання здійснюється на перегоні; якщо на стрілочному переводі – тоді до вказаної довжини додається довжина вставки підпутної балки);

$G_{\text{л}}$ – сила тяжіння вигрібного ланцюга, кН, орієнтовно, $G_{\text{л}} = 25,9$ кН;

B – довжина ланцюга, що знаходиться в забої, м, орієнтовно, $B = 4,3 \dots 7,7$ м.

Потужність N_1 , що витрачається на підйом вирізаного щебеню, визначається за формулою:

$$N_1 = \gamma \cdot \Pi \cdot \frac{V_{\text{л}}}{g}, \quad (1.11)$$

де $V_{\text{л}}$ – швидкість руху тягового ланцюга скребкового робочого органу, орієнтовно, $V_{\text{л}} = 2,45$ м/с (орієнтовно $1,8 \dots 3,8$ м/с);

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

γ – питома вага розпушеного вирізаного баласту, $\gamma = 16$ кН/м³ (орієнтовно, залежить від категорію ґрунту).

Потужність N_2 , що витрачається на розгін, визначають за формулою

$$N_2 = \gamma \cdot \Pi \cdot H_{\text{ж}}, \quad (1.12)$$

де $H_{\text{ж}}$ – висота підйому вирізаного щебеню жолобом до місця розвантаження, м, орієнтовно, $H_{\text{ж}} = 5$ м.

Розрахункова потужність привода вигрібного ланцюга на зірочці редуктора визначається як сума складових (див. формулу (1.1)).

Розрахункова частота обертання зірочки, об/хв

$$n_0 = \frac{60 \cdot v_{\text{л}}}{\pi \cdot D_3}, \quad (1.13)$$

де D_3 – діаметр ділильної окружності приводної зірочки вигрібного ланцюга, м.

Розрахунковий момент привода на зірочці ланцюга, Нм

$$M_0 = \frac{60 \cdot N_{\text{дв}}}{2 \cdot \pi \cdot n_0}. \quad (1.14)$$

За визначеним значенням потужності з урахуванням передаточного числа редуктора та геометричних розмірів приводної зірочки визначаються параметри приводного двигуна вигрібного ланцюга.

2 Визначення параметрів плоского вібраційного грохоту

Розрахунки плоского вібраційного грохоту, що встановлений на щебенеочисних машинах, здійснюють для: визначення його продуктивності, як елемента технологічного ланцюга очищення баласту; розрахування параметрів дебалансного привода віброгрохоту; проведення оцінки міцності та надійності елементів конструкції грохоту тощо. Ефективність очищування щебеню залежить від розмірів сит віброгрохота, амплітуди і частоти вібрацій, кута нахилу сит віброгрохота, напряму обертання дебалансного валу збудження кругових коливань, траєкторії руху сит тощо. Співвідношення ширини і довжини поверхонь сит віброгрохота приймають, зазвичай, як 1 до 2,5 з урахуванням габаритів наближення будівель і рухомого складу залізниць [1].

Продуктивність грохоту істотно залежить від співвідношення амплітуди, частоти і форми коливань поверхонь, що просівають. При оптимальному співвідношенні відбувається самоочищення отворів сит. Щоб відбувалося самоочищення отворів, частинки повинні підкидатися на висоту $h > 0,4l$ (l – розмір отвору сита, м).

Для похилого грохоту початкова швидкість частинки v_0 , м/с, при підкиданні визначається за формулою

$$v_0 = \sqrt{2gh \sin \alpha},$$

де α – кут нахилу сит грохоту, зазвичай дорівнює 20° .

Початкова швидкість підкидання частинок дорівнює амплітудному значенню швидкості v_B , м/с, вібрування сит. Ця швидкість визначається за формулою

$$v_B = A_B \omega_B ,$$

де A_B , ω_B – амплітуда, м, і частота вібрації, рад/с).

Амплітудне значення прискорення w_B , м/с², визначається за формулою

$$w_B = A_B \omega_B^2 ,$$

За умовами міцності конструкції грохота прискорення не повинно перевищувати 80 м/с².

Для похилих вібраційних грохотів рекомендується формула для визначення висоти підкидання

$$h = 265 \sqrt{l/A_g} .$$

При зміні напрямку обертання дебалансного валу на протилежне прямому напрямку обертання, якість просіювання матеріалу покращується,

але зменшується продуктивність грохоту. Швидкість руху матеріалу знижується.

Якщо продуктивність Π , м³/год, яку повинен мати вібраційний грохот, встановлений на щебенеочисну машину, відома згідно завдання, тоді можна визначити необхідну площу сит просіювання, м².

$$F = \frac{\Pi}{K_3 \cdot q \cdot K_1 \cdot m \cdot K_2}, \quad (2.1)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує процентний вміст засмічувачів у щебеню, що вирізається (таблиця 2.1);

K_2 – коефіцієнт, що враховує вміст у забруднювачах частинок, розмір яких менший за 0,5 розміру отвору нижнього сита (таблиця 2.1);

K_3 – коефіцієнт, що враховує кут нахилу сита (таблиця 2.1);

m – коефіцієнт, що враховує можливу нерівномірність живлення, форму частинок та тип грохоту (таблиця 2.2).

q – питома продуктивність 1 м² для заданого розміру сита, що залежить від розміру комірок і кута його нахилу, м³/год/м².

Визначаємо потужність двигуна привода віброгрохота, що витрачається для здійснення коливань грохоту N_1 , кВт, та на подолання опорів у підшипниках валу віброгрохота N_2 , кВт.

Перша складова N_1 , кВт, являє собою роботу сили в одиницю часу

$$N_1 = \frac{m_g \cdot r \cdot \omega^2 \cdot A \cdot \sin \delta}{1000}, \quad (2.2)$$

де m_g – маса дебалансу, кг;

r – радіус обертання центра ваги маси дебалансу, м;

A – амплітуда коливань, м;

ω – кутова швидкість, рад/с;

δ – кут зсуву фаз, град.

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнтів K_1, K_2, K_3

Розмір отворів сита (комірок), мм	25	35	40	65	70
q при куті нахилу 18°	46	56	62	80	82
Кут нахилу сита до горизонту, град	18	20	21	22	24
K_1	1,0	1,18	1,28	1,37	1,54
Вміст забруднювачів у початковому щебені, %	10	20	30	40	50
K_2	0,58	0,66	0,76	0,84	0,92
Вміст у забруднювачах частинок, менших за 0,5 розміру отворів (комірок) нижнього сита, %	10	20	30	40	50
K_3	0,63	0,72	0,82	0,91	1,0

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта m

Тип вібраційного грохота	Значення m	
	гравій	щебень
горизонтальний	0,8	0,65
похилий	0,6	0,5

Кутова швидкість ω , рад/с, визначається за формулою

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.3)$$

де n – частота обертання дебалансів, хв^{-1} .

Другу складову N_2 , кВт, визначаємо за формулою

$$N_2 = \frac{f \cdot R_n \cdot m_g \cdot \omega^2 \cdot r}{1000}, \quad (2.4)$$

де f – коефіцієнт тертя в підшипниках приводного вала;

R_n – радіус підшипника, м;

m_g – маса дебаланса, кг;

ω – кутова швидкість, рад/с;

r – радіус обертання центра ваги маси дебаланса, м.

Крім цього на веденому валу грохота встановлений гідронасос, що призначений для забезпечення примусового змащення підшипників грохоту потужністю N_H , кВт.

Отже, загальна потужність для роботи грохоту складає N , кВт,

$$N = N_1 + N_2 + N_H, \quad (2.5)$$

Крутний момент на приводному валу $M_{кр}$, Нм,

$$M_{об} = \frac{9550 \cdot N \cdot \eta}{n}, \quad (2.6)$$

де N – потрібна потужність для грохоту, кВт;

η – ККД привода;

n – частота обертання приводного вала, хв⁻¹.

За отриманими параметрами вибирається двигун (або двигуни) для привода віброгрохоту.

3 Розрахунок привода роторного пристрою

Роторний пристрій призначений для: вирізання щебеневого баласту за кінцями шпал зі сторони узбіччя, між коліями і утворення траншей; для зменшення опору різання щебеневого баласту підрізним ножом при роботі машини (ЩОМ-4, ЩОМ-4М та ін.). Цей пристрій може мати один або два багатокішцевих ротори, кожен з них встановлений на спеціальні рами.

Визначаємо основні параметри роторного пристрою. Значення деяких параметрів вказані орієнтовно для полегшення проектування і розрахунку привода. При відомих геометричних параметрах ковша і продуктивності ротора можна визначити його частоту обертання.

Частота обертання ротора n_p , об/хв,

$$n_p = \frac{\Pi_p \cdot k_p}{60 \cdot q_k \cdot z_k \cdot k_n}, \quad (3.1)$$

де k_p - коефіцієнт розпушування баласту, $k_p = 1,1 \dots 1,25$;

q_k - геометрична місткість ковша, м^3 ;

z_k - число ковшів на роторі, $z_k = 8 \dots 14$; (залежить від машини);

k_n - коефіцієнт наповнення ковшів, $k_n = 0,7 \dots 0,9$ (залежить від швидкості руху машини і відповідності швидкості пересування машини і частоти обертання ротора).

Геометрична місткість кожного ковша q_k , м^3 , визначається за формулою

$$q_k = B_k \cdot h_k \cdot L_k, \quad (3.2)$$

де B_k - ширина ковша, $B_k = 0,4$ м; (орієнтовно, залежить від машини);

h_k - висота ковша, $h_k = 0,4$ м; (орієнтовно, залежить від машини);

L_k - довжина ковша, $L_k = 0,64$ м; (орієнтовно, залежить від машини).

Визначаємо потужність, необхідну для роботи ротора.

Потужність, що витрачається на різання ковшами баласту N_p , кВт,

$$N_p = \frac{\Pi'_p \cdot K_1}{10^3}, \quad (3.3)$$

де Π'_p - секундна продуктивність ротора, м³/с;

K_1 - питомий опір різанню баласту, Н/м², (таблиця 1.1).

Секундна продуктивність ротора, м³/с, визначається за формулою

$$\Pi'_p = \frac{\Pi_p}{3600}, \quad (3.4)$$

де Π_p - годинна продуктивність ротора, м³/год.

Потужність, що витрачається на різання баласту боковинами роторів, кВт,

$$N_{\sigma} = \frac{F_{mp} \cdot v_p \cdot K_1}{10^3}, \quad (3.5)$$

де F_{mp} - площа перетину траншей, вирізаних боковинами роторів, м²;

v_p - колова швидкість ротора, м/с;

K_1 - питомий опір різанню баласту, Н/м², (таблиця 1.1).

Площина перетину траншей, що вирізаються боковинами роторів, м²,

$$F_{mp} = F_{ob} - B_k \cdot h_k, \quad (3.6)$$

де F_{ob} - загальна площа траншей, м²;

B_k - ширина ковша, орієнтовно $B_k = 0,4$ м;

h_k - глибина ковша, орієнтовно $h_k = 0,4$ м.

Загальна площа перетину траншей, що вирізаються, м²,

$$F_{об} = B_{тр} \cdot H_{тр}, \quad (3.7)$$

де $B_{тр}$ - ширина траншей, орієнтовно $B_{тр} = 0,47$ м;

$H_{тр}$ - глибина траншей, орієнтовно $H_{тр} = 0,4$ м.

Визначаємо колову швидкість ротору, м/с,

$$v_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n_p}{60}, \quad (3.8)$$

де D_p - діаметр ротору, орієнтовно $D_p = 3$ м;

n_p - частота обертання ротору, об/хв.

Потужність, яка витрачається для надання вирізаному баласту кінематичної енергії, кВт,

$$N_{pz} = \frac{P'_p \cdot v_p^2 \cdot \gamma}{2 \cdot 10^3}, \quad (3.9)$$

де P'_p - секундна продуктивність ротору, м³/с;

γ - щільність щебеню, Н/м³, (орієнтовно, $15 \cdot 10^3 \dots 18 \cdot 10^3$ Н/м³ залежно від категорії ґрунту);

v_p - колова швидкість ротору, м/с.

Потужність, яка витрачається на підняття щебеню ковшами, кВт,

$$N_{pz} = \frac{P'_p \cdot \gamma}{10^3} \cdot \left(\frac{H_p}{2} + H_o \right), \quad (3.10)$$

де P'_p - секундна продуктивність ротору, м³/с;

γ - щільність щебеню, Н/м³ ;

H_p - глибина траншей, орієнтовно $H_p = 0,4$ м;

H_o - відстань від поверхні призми до точки різання, орієнтовно $H_o = 2,5\text{м}$.

Тоді загальна потужність N_{np} , кВт, привода ротору визначається за формулою

$$N_{np} = \frac{N_p + N_\sigma + N_{p3} + N}{\eta_o}, \quad (3.11)$$

де η_o - ККД привода, орієнтовно $\eta_o = 0,9$ (залежить від типу привода та ін.)

Для підбору редуктора і двигуна визначаємо обертальний момент на тихохідному валу

$$M_{кр} = \frac{N_{np}}{\omega_{np}}, \quad (3.12)$$

де ω_{np} - кутова швидкість привода ротору, с^{-1} .

$$\omega_{np} = \frac{\pi \cdot n_p}{30}, \quad (3.13)$$

де n_p - частота обертання ротору, об/хв.

Якщо схема привода ротора така, як на рисунку 3.1, тоді підбираємо електродвигун і вказуємо його технічні параметри: типорозмір двигуна; номінальну потужність, N , кВт; частоту обертання, об/хв $^{-1}$; момент інерції ротору, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Визначаємо загальне передаточне відношення привода ротора

$$i_o = \frac{n_d}{n_p}, \quad (3.14)$$

де n_d - частота обертання електродвигуна, об/хв; (відповідно до параметрів вибраного електродвигуна);

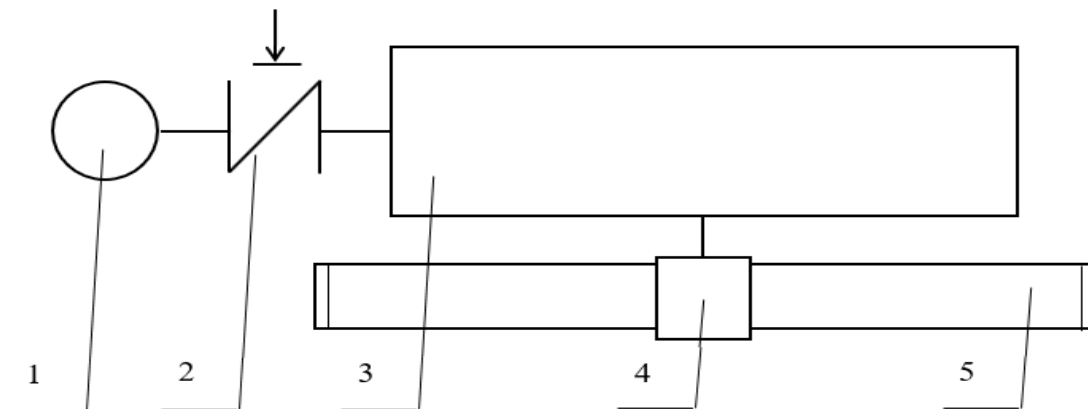
n_p - частота обертання ротору, об/хв (згідно розрахункових даних).

До кінематичної схеми входять редуктор і зубчаста передача з паралельними осями і внутрішнім зачепленням. Тоді загальне передаточне відношення привода буде включати

$$i_o = i_p \cdot i_z, \quad (3.15)$$

де i_p - передаточне відношення редуктора;

i_z - передаточне відношення зубчастої передачі.



1 - електродвигун; 2 - муфта з гальмами; 3 - редуктор;

4 - шестерня зубчастої передачі; 5 - зубчасте колесо

Рисунок 3.1 – Схема привода ротора

Виходячи з цього, визначаємо значення передаточного відношення редуктора

$$i'_p = \frac{i_o}{i_z}; \quad (3.16)$$

Таким чином, відповідно до величини швидкості обертання на швидкохідному валу, умовному передаточному відношенню редуктора і з урахуванням моменту на тихохідному валу підбираємо редуктор і вказуємо його технічні характеристики: передаточне число, частота обертання швидкохідного валу, об/хв; потужність на швидкохідному валу, кВт; найбільший короточасний допустимий момент на тихохідному валу, Н·м; розрахунковий ККД; вага, кг.

Так як підібраний редуктор може мати інші передаточні числа порівняно з необхідним (формула 3.16), то визначаємо фактичну швидкість обертання ротора.

Визначимо муфту для з'єднання електродвигуна і редуктора з урахуванням того, що відома номінальна потужність двигуна $N_{\text{дв}}$, кВт і його частота обертання, $n_{\text{дв}}$, об/хв⁻¹.

Номінальний момент на валу електродвигуна $T_{\text{ном}}$, Нм,

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}.$$

Розрахунковий момент для вибору муфти T , Нм,

$$T = T_{\text{ном}} K_1 K_2 ,$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідності механізму, $K_1=1,3$ [2, 3];

K_2 - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму, $K_2=1,2$ [2, 3].

За результатами розрахунків підбираємо муфту і вказуємо її технічні характеристики: крутний момент; діаметр гальмівного шківа та ін. [3].

4 Приклад розрахунку на міцність маточинного з'єднання

Виконуємо розрахунок маточинного з'єднання на міцність. Найбільш небезпечною деформацією для шпонок і пазів є зминання від обертового моменту. Виконуємо розрахунок маточинного з'єднання вихідного вала електродвигуна діаметром $d_d=55$ мм і з'єднувальної муфти. В багатьох випадках посадка муфти на вал виконується з натягом. Момент передається з вала на муфту боковими вузькими гранями шпонки.

За даним діаметром вала вибираємо згідно з [4] призматичну шпонку висотою $h=10$ мм, шириною $b=16$ мм, довжиною $l=80$ мм.

Перевіряємо вибрану шпонку на зминання за формулою

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_{дв} \cdot 1000}{d_d \cdot l \cdot t} \leq [\sigma_{cm}], \quad (4.1)$$

де $T_{дв}$ - обертовий момент на валу електродвигуна, $T_{дв}=120,59$ Н·м;

t - глибина врізання шпонки в вал, $t=6,0$ мм [4];

$[\sigma_{cm}]$ - допустима напруга на зминання, $[\sigma_{cm}]=100$ МПа [4].

Підставляємо дані значення в формулу (4.1)

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 354,9 \cdot 1000}{55 \cdot 80 \cdot 6} = 26,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] = 100 \text{ МПа},$$

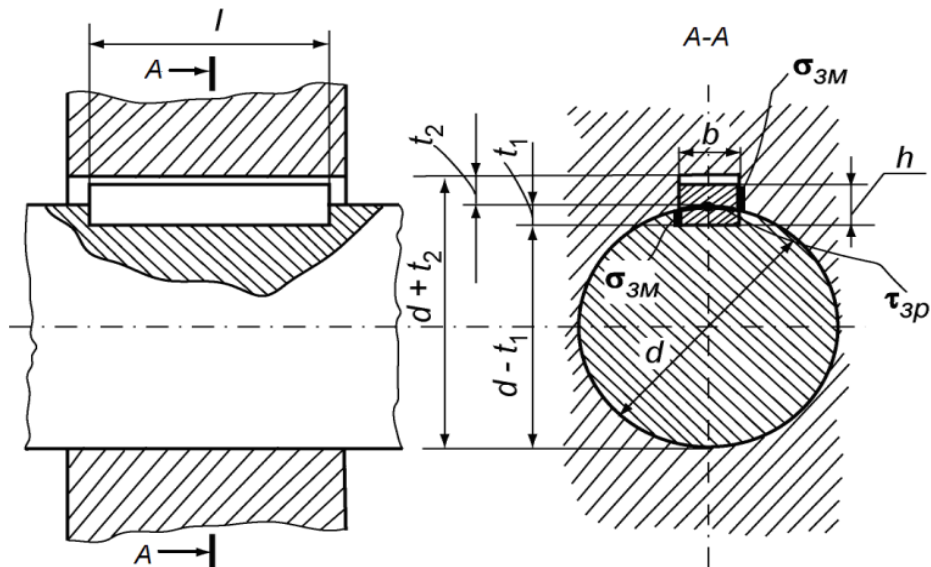


Рисунок 4.1 – Схема шпонкового з'єднання

Напруга при зрізі τ_{cp} , МПа,

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T \cdot 1000}{d_{\text{дв}} \cdot b \cdot t} \leq [\tau_{cp}], \quad (4.2)$$

де $d_{\text{дв}}$ - діаметр вала електродвигуна, $d_{\text{дв}} = 55$ мм;

b - ширина шпонки, $b = 16$ мм;

l - довжина шпонки, $l = 80$ мм;

$[\tau_{cp}]$ - допустима напруга зрізу, $[\tau_{cp}] = 40$ МПа [4].

$$[\tau_{cp}] = \frac{2 \cdot 354,9 \cdot 1000}{55 \cdot 16 \cdot 80} = 10,1 \text{ МПа} < [\tau_{cp}] = 40 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується, отже шпонка вибрана з запасом міцності.

5 Розрахунок потужності привода вигрібного пристрою

Метою розрахунку привода вигрібного пристрою є визначення потужності електродвигуна, необхідного для роботи вигрібного ланцюга.

Потужність електродвигуна привода вигрібного ланцюга N , кВт, визначаємо за формулою

$$N = \frac{P \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \quad (5.1)$$

де P - окружне зусилля на початковому діаметрі ведучої зірочки, Н;

V - швидкість ланцюга вигрібного пристрою, м/с;

η - ККД передачі від електродвигуна до ведучої зірочки, $\eta = 0,95$.

Для визначення окружного зусилля на привідній зірочці використаємо метод послідовного обходу контура ланцюга по характерним точкам (див. рисунок 5.1).

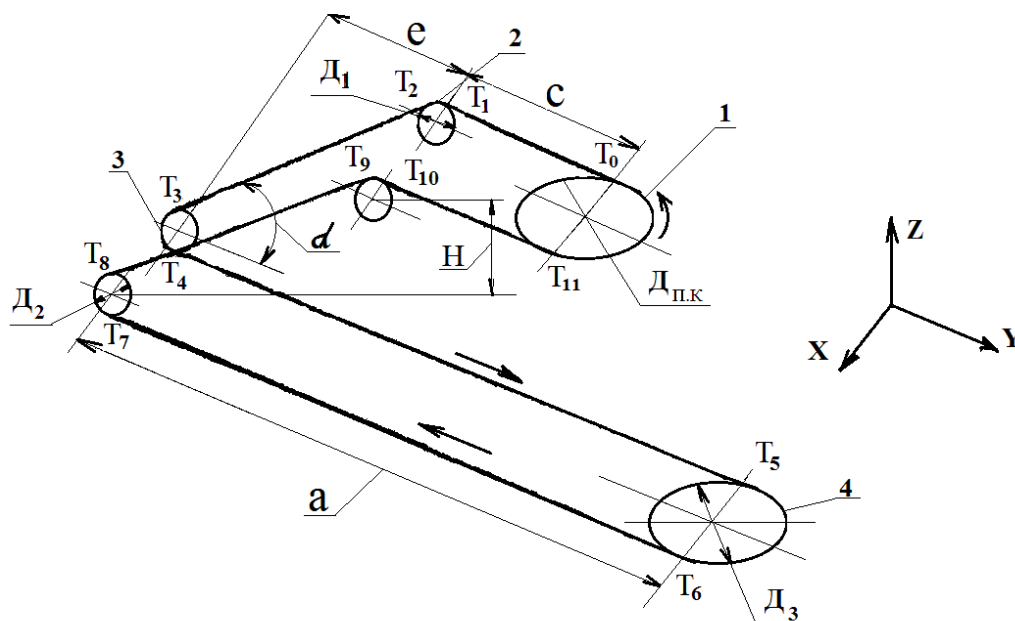


Рисунок 5.1 – Схема траєкторії ланцюга вигрібного пристрою

Натяг ланцюга у точці 1 T_1 , Н, визначаємо за формулою

$$T_1 = T_0 + W_0, \quad (5.2)$$

де T_0 - сила мінімального натягу ланцюга, $T_0 = 15000$ Н;

W_0 - опір переміщенню ланцюга на ділянці 0 – 1, Н.

Опір переміщенню ланцюга на ділянці 0 – 1 W_0 , Н,

$$W_0 = g \cdot c \cdot \mu, \quad (5.3)$$

де g - погонна вага ланцюга, $g = 805$ Н/м;

c - довжина ділянки 0 – 1, $c = 0,385$ м;

μ - коефіцієнт тертя ланцюга по направляючим, $\mu = 0,3$ [4].

Після визначення опору переміщенню ланцюга на ділянці 0 – 1 W_0 , Н, визначаємо натяг ланцюга у точці 1 T_1 , Н, згідно формули (5.2) і переходимо до визначення натягу ланцюга у точці 2 T_2 , Н.

Натяг ланцюга у точці 2 T_2 , Н, визначаємо за формулою

$$T_2 = T_1 + W_1, \quad (5.4)$$

де T_1 - натяг ланцюга у точці 1, Н, (формула (5.2));

W_1 - опір від повороту ланок ланцюга при набіганні та збіганні їх з верхнього відхиляючого ролика, Н.

Опір від повороту ланок ланцюга при набіганні та збіганні їх з верхнього відхиляючого ролика W_1 , Н, визначаємо за формулою

$$W_1 = 2 \cdot T_1 \cdot f_{\text{ш}} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{D_1}, \quad (5.5)$$

де T_1 - натяг ланцюга у точці 1, Н, (формула (5.2));
 $f_{\text{ш}}$ - коефіцієнт тертя у шарнірах ланцюга, $f_{\text{ш}} = 0,5$ [5];
 $d_{\text{ш}}$ - діаметр валиків шарнірів ланцюга, $d_{\text{ш}} = 0,026$ м;
 D_1 - діаметр відхиляючого ролика, $D_1 = 0,46$ м.

Після визначення опору від повороту ланок ланцюга при набіганні та збіганні їх з верхнього відхиляючого ролика W_1 , Н, визначаємо натяг ланцюга у точці 2 T_2 , Н, згідно формули (5.5) і переходимо до визначення натягу ланцюга у точці 3 T_3 , Н.

Натяг ланцюга у точці 3 T_3 , Н, визначаємо за формулою

$$T_3 = T_2 + W_2, \quad (5.6)$$

де T_2 - натяг ланцюга у точці 2, Н, (формула (5.4));
 W_2 - опір пересуванню ланцюга на ділянці 2 – 3, Н.

$$W_2 = g \cdot (\ell \cdot \mu - H), \quad (5.7)$$

де g - погонна вага ланцюга, $g = 805$ Н/м;
 ℓ - відстань між верхнім та нижнім відхиляючими роликами по горизонталі, $\ell = 0,82$ м;
 μ - коефіцієнт тертя ланцюга по направляючим, $\mu = 0,3$ [4];
 H - вертикальна відстань між верхнім та нижнім відхиляючими роликами, $H = 1,013$ м.

Якщо під час розрахунку формули (5.7) з'явився знак “мінус”, то це свідчить про те, що на ділянці 2 – 3 (див. рисунок 5.1) не тільки не виникає опору пересуванню ланцюга, а навпаки, вага ланцюга допомагає його пересуванню. Після визначення опору пересуванню ланцюга на ділянці 2 – 3, W_2 , Н, визначаємо натяг ланцюга у точці 3 T_3 , Н, згідно формули (5.6) і переходимо до визначення натягу ланцюга у точці 4 T_4 , Н.

Натяг ланцюга у точці 4 T_4 , Н, визначаємо за формулою

$$T_4 = T_3 + W_3, \quad (5.8)$$

де T_3 - натяг ланцюга у точці 3, Н, (формула (5.6));

W_3 - опір від повороту ланок ланцюга при набіганні та збіганні їх з нижнього відхиляючого ролика, Н.

Опір від повороту ланок ланцюга при набіганні та збіганні їх з нижнього відхиляючого ролика W_3 , Н, визначаємо за формулою

$$W_3 = 2 \cdot T_3 \cdot f_{\text{ш}} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{D_2}, \quad (5.9)$$

де T_3 - натяг ланцюга у точці 3, Н, (формула (5.6));

$f_{\text{ш}}$ - коефіцієнт тертя у шарнірах ланцюга, $f_{\text{ш}} = 0,5$ [5];

$d_{\text{ш}}$ - діаметр валиків шарнірів ланцюга, $d_{\text{ш}} = 0,026$ м;

D_2 - діаметр нижнього відхиляючого ролика, $D_2 = 0,464$ м.

Після визначення опору від повороту ланок ланцюга при набіганні та збіганні їх з нижнього відхиляючого ролика W_3 , Н, визначаємо натяг ланцюга у точці 4 T_4 , Н, згідно формули (5.8) і переходимо до визначення натягу ланцюга у точці 5 T_5 , Н.

Натяг ланцюга у точці 5 T_5 , Н, визначаємо за формулою

$$T_5 = T_4 + W_4, \quad (5.10)$$

де T_4 - натяг ланцюга у точці 4, Н, (формула (5.8));

W_4 - опір пересуванню ланцюга на ділянці 4 – 5, Н.

Опір W_4 , Н, визначаємо за формулою

$$W_4 = g \cdot a \cdot \mu, \quad (5.11)$$

де g - погонна вага ланцюга, $g = 805 \text{ Н/м}$;

a - довжина ділянки 4 – 5, $a = 2,905 \text{ м}$;

μ - коефіцієнт тертя ланцюга по направляючим, $\mu = 0,3$ [4].

Після визначення опору W_4 , Н, визначаємо натяг ланцюга у точці 5 T_5 , Н, згідно формули (5.10) і переходимо до визначення натягу ланцюга у точці 6 T_6 , Н.

Натяг ланцюга у точці 6 T_6 , Н, визначаємо за формулою

$$T_6 = T_5 + W_5, \quad (5.12)$$

де T_5 - натяг ланцюга у точці 5, Н, (формула (5.10));

W_5 - опір пересуванню ланцюга від повороту ланок ланцюга при набіганні чи збіганні їх з натяжного ролика, Н.

Опір W_5 , Н, визначаємо за формулою

$$W_5 = 2 \cdot T_5 \cdot f_{\text{ш}} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{D_3}, \quad (5.13)$$

де T_5 - натяг ланцюга у точці 5, Н, (формула (5.10));

$f_{\text{ш}}$ - коефіцієнт тертя у шарнірах ланцюга, $f_{\text{ш}} = 0,5$ [5];

$d_{\text{ш}}$ - діаметр валиків шарнірів ланцюга, $d_{\text{ш}} = 0,026 \text{ м}$;

D_3 - діаметр натяжного ролика, $D_3 = 0,39 \text{ м}$.

Після визначення опору W_5 , Н, визначаємо натяг ланцюга у точці 6 T_6 , Н, згідно формули (5.12) і переходимо до визначення натягу ланцюга у точці 7 T_7 , Н.

Натяг ланцюга у точці 7 T_7 , Н, визначаємо за формулою

$$T_7 = T_6 + W_6 + W_7 + W_8, \quad (5.14)$$

де T_6 - натяг ланцюга у точці 6, Н, (формула (5.12));

W_6 - опір пересуванню ланцюга на ділянці 6 – 7 від тертя ланцюга по направляючим та щепеню по щепеню, Н;

W_7 - опір від різання щепеню лопатками, Н;

W_8 - опір від різання щепеню зубцями лопаток, Н.

Опір W_6 , Н, визначаємо за формулою

$$W_6 = g \cdot a \cdot \mu_p + 0,5 \cdot g_1 \cdot a \cdot f_1, \quad (5.15)$$

де g - погонна вага ланцюга, $g = 805$ Н/м;

a - довжина ділянки 6 – 7, $a = 2,905$ м;

μ_p - коефіцієнт тертя навантаженого ланцюга по направляючим,
 $\mu_p = 0,5$ [4];

g_1 – вага щепеню на одному погонному метрі ланцюга при виході з забою, Н/м;

f_1 - коефіцієнт тертя щепеню по щепеню, $f_1 = 0,85$ [4].

Вагу щепеню на одному погонному метрі ланцюга при виході з забою g_1 , Н/м, визначаємо за формулою

$$g_1 = \frac{Q \cdot P \cdot g}{3000 \cdot V}, \quad (5.16)$$

де Q - продуктивність одного вигрібного пристрою, $\text{м}^3/\text{год}$, (вихідні дані);

P - щільність щепеню, $P = 1800$ $\text{кг}/\text{м}^3$;

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

V - швидкість ланцюга, $\text{м}/\text{с}$.

Швидкість ланцюга вигрібного пристрою V , м/с,

$$V = \frac{Q}{F_k \cdot p \cdot 3600}, \quad (5.17)$$

де Q - продуктивність одного вигрібного пристрою, м³/год, (вихідні дані);

F_k - площа скребка, $F_k = 0,021$ м²;

p - коефіцієнт заповнення скребоків, $p = 0,9$ [5].

Після визначення швидкості ланцюга V , м/с, і ваги щебеню на одному погонному метрі ланцюга при виході з забою g_1 , Н/м, визначаємо опір пересуванню ланцюга на ділянці 6 – 7 W_6 , Н, за формулою (5.15).

Опір W_7 , Н, визначаємо за формулою

$$W_7 = K \cdot h_{\text{л}} \cdot \Delta \cdot Z, \quad (5.18)$$

де K - питомий опір різанню щебеню, $K = 2 \cdot 10^5$ Н/м²;

$h_{\text{л}}$ - розрахункова висота лопатки, $h_{\text{л}} = 0,2$ м;

Δ - товщина стружки щебеню, що зрізається однією лопаткою, м;

Z - кількість одночасно ріжучих лопаток.

Товщину стружки щебеню Δ , м, визначаємо за формулою

$$\Delta = V_{\text{м.макс}} \cdot \frac{t}{V}, \quad (5.19)$$

де $V_{\text{м.макс}}$ - швидкість машини при максимальній продуктивності,

$V_{\text{м.макс}} = 0,19$ м/с;

t - крок лопаток, $t = 0,207$ м;

V - швидкість ланцюга, $V = 7,35$ м/с.

Кількість одночасно ріжучих лопаток

$$Z = \frac{a}{t}, \quad (5.20)$$

де a - довжина ділянки 6 – 7, $a = 2,905$ м;

t - крок лопаток, $t=0,207$ м.

За формулою (5.18) визначаємо опір W_7 , Н.

Опір W_8 , Н, визначаємо за формулою

$$W_8 = K \cdot F_p \cdot Z_p, \quad (5.21)$$

де K - питомий опір різанню щебеню, $K = 2 \cdot 10^5$ Н/м²;

F_p - площа ріжучих кромek нижнього та верхнього зубців, м²;

Z_p - кількість одночасно ріжучих пар кромek зубців, $Z_p = 7$.

Площу ріжучих кромek F_p , м², визначаємо за формулою

$$F_p = a_1 \cdot (b_1 + b_2), \quad (5.22)$$

де a_1 - ширина верхнього та нижнього зубців, $a_1 = 0,02$ м;

b_1 - довжина нижнього зубця, $b_1 = 0,16$ м;

b_2 - довжина верхнього зубця, $b_2 = 0,15$ м.

Визначаємо натяг ланцюга у точці 7 T_7 , Н, за формулою (5.14).

Натяг ланцюга у точці 8 T_8 , Н, визначаємо за формулою

$$T_8 = T_7 + W_9 + W_{10}, \quad (5.23)$$

де T_7 - натяг ланцюга у точці 7, Н (формула (5.14));

W_9 - опір пересуванню ланцюга від повороту ланок ланцюга при їх набіганні та збіганні з нижнього відхиляючого ролика, Н;

W_{10} - опір від піднімання ланцюга та щебеню, Н.

Опір W_9 , Н, визначаємо за формулою

$$W_9 = 2 \cdot T_7 \cdot f_{\text{ш}} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{D_2}, \quad (5.24)$$

де T_7 - натяг ланцюга у точці 7, Н (формула (5.14));

$f_{\text{ш}}$ - коефіцієнт тертя у шарнірах ланцюга, $f_{\text{ш}} = 0,5$ [5];

$d_{\text{ш}}$ - діаметр валиків шарнірів ланцюга, $d_{\text{ш}} = 0,026$ м;

D_2 - діаметр нижнього відхиляючого ролика, $D_{\text{ш}} = 0,464$ м.

Опір W_{10} , Н, визначаємо за формулою

$$W_{10} = (g + g_1) \cdot h_{\text{п}}, \quad (5.25)$$

де g - погонна вага ланцюга, $g = 805$ Н/м;

g_1 - вага щебеню на одному погонному метрі ланцюга, $g_1 = 333,7$ Н/м;

$h_{\text{п}}$ – вертикальна проєкція довжини ділянки 7 – 8, $h_{\text{п}} = 0,375$ м.

Визначаємо натяг ланцюга у точці 8 T_8 , Н, за формулою (5.23).

Натяг ланцюга у точці 9 T_9 , Н, визначаємо за формулою

$$T_9 = T_8 + W_{11} + W_{12}, \quad (5.26)$$

де T_8 - натяг ланцюга у точці 8, Н (формула (5.23));

W_{11} – опір пересуванню навантаженого ланцюга по похилій ділянці 8 – 9, Н;

W_{12} – опір підніманню навантаженого ланцюга, Н.

Опір W_{11} , Н, визначаємо за формулою

$$W_{11} = (g + g_1) \cdot \ell \cdot (\mu_p + \operatorname{tg} \alpha), \quad (5.27)$$

де g - погонна вага ланцюга, $g = 805$ Н/м;

g_1 - вага щебеню на одному погонному метрі ланцюга, $g_1 = 333,7$ Н/м;

ℓ - горизонтальна відстань між осями відхиляючих роликів, $\ell = 0,82$ м;

μ_p - коефіцієнт тертя навантаженого ланцюга по направляючим,

$\mu_p = 0,5$ [5];

α - кут нахилу траси ланцюга, $\alpha = 51^\circ$.

Визначаємо натяг ланцюга у точці 9 T_9 , Н, за формулою (5.26)

Натяг ланцюга у точці 10 T_{10} , Н, визначаємо за формулою

$$T_{10} = T_9 + W_{13}, \quad (5.28)$$

де T_9 - натяг ланцюга у точці 9, Н (формула (5.26));

W_{13} - опір пересуванню ланок ланцюга від повороту машини при їх набіганні та збіганні з верхнього відхиляючого ролика, Н.

Опір W_{13} , Н, визначаємо за формулою

$$W_{13} = 2 \cdot T_9 \cdot f_{\text{ш}} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{D_1}, \quad (5.29)$$

де T_9 – натяг ланцюга у точці 9, Н (формула (5.26));

$f_{\text{ш}}$ – коефіцієнт тертя у шарнірах ланцюга, $f_{\text{ш}} = 0,5$ [5];

$d_{\text{ш}}$ – діаметр валиків шарнірів ланцюга, $d_{\text{ш}} = 0,026$ м;

D_1 – діаметр верхнього відхиляючого ролика, $D_1 = 0,46$ м.

Визначаємо натяг ланцюга у точці 10 T_{10} , Н, за формулою (5.28).

Натяг ланцюга у точці 11 T_{11} , Н, визначаємо за формулою

$$T_{11} = T_{10} + W_{14}, \quad (5.30)$$

де T_{10} - натяг ланцюга у точці 10, Н (формула (5.28));

W_{14} - опір пересуванню навантаженого ланцюга по ділянці 10 – 11, Н.

Опір W_{14} , Н, визначаємо за формулою

$$W_{14} = (g + g_1) \cdot \mu_p \cdot c, \quad (5.31)$$

де g - погонна вага ланцюга, $g = 805$ Н/м;

g_1 - вага щебеню на одному погонному метрі ланцюга, $g_1 = 333,7$ Н/м;

μ_p - коефіцієнт тертя навантаженого ланцюга по направляючим,

$\mu_p = 0,5$ [5];

c - довжина ділянки по 4, $c = 0,395$ м.

Визначаємо натяг ланцюга у точці 11 T_{11} , Н, за формулою (5.30).

Окружне зусилля на привідній зірочці P , Н,

$$P = T_{11} - T_0 + W_{15}, \quad (5.32)$$

де T_{11} - натяг ланцюга у точці 11, Н, за формулою (5.30);

T_0 - мінімальний натяг ланцюга, $T_0 = 15000$ Н (див. формулу (5.2));

W_{15} - опір пересуванню ланцюга від повороту ланок при їх набіганні та збіганні з ведучої зірочки, Н.

Опір W_{15} , Н, визначаємо за формулою

$$W_{15} = (T_{11} + T_{10}) \cdot f_{\text{ш}} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{D_{\text{п.к.}}}, \quad (5.33)$$

де T_{11} - натяг ланцюга у точці 11, Н, за формулою (5.30);

T_{10} - натяг ланцюга у точці 10, $T_{10} = 33212$ Н;

$f_{\text{ш}}$ - коефіцієнт тертя у шарнірах ланцюга, $f_{\text{ш}} = 0,5$ [5];

$d_{\text{ш}}$ - діаметр валиків шарнірів ланцюга, $d_{\text{ш}} = 0,026$ м;

$D_{\text{п.к.}}$ - діаметр початкового кола ведучої зірочки, $D_{\text{п.к.}} = 0,4$ м.

Визначаємо окружне зусилля на привідній зірочці Р, Н, за формулою (5.32), далі визначаємо потужність електродвигуна привода вигрібного ланцюга N, кВт, за формулою (5.1).

Згідно з каталогом [6, 7] вибираємо електродвигун і вказуємо його технічні параметри.: типорозмір двигуна; номінальну потужність, N, кВт; частоту обертання, об/хв⁻¹; момент інерції ротору, кг·м².

6 Розрахунок механізму поперечного зміщення поворотного конвеєра

Механізм поперечного зміщення поворотного конвеєра призначений для переміщення поворотного конвеєра поперек від колії, що забезпечується гідроциліндром та системою блоків канатів.

У транспортному положенні візок конвеєра закріплено в зміщеному крайньому положенні, а конвеєр повернений в бік стаціонарного конвеєра.

При переведенні машини у робочий стан конвеєр розвертається на 180°, а потім візок конвеєра розміщується на повздовжню вісь машини та фіксується. Для викидання забруднювачів у вагон, що причеплений до машини, конвеєр встановлюється механізмом повороту впродовж рами

машини, а для викидання забруднювачів за межі колії – перпендикулярно до рами машини. По закінченню робіт візок поворотного конвеєра повертається в крайнє положення, конвеєр повертається і встановлюється в транспортне положення. Розрахунок виконуємо за кінематичною схемою, що наведена на рисунку 6.1.

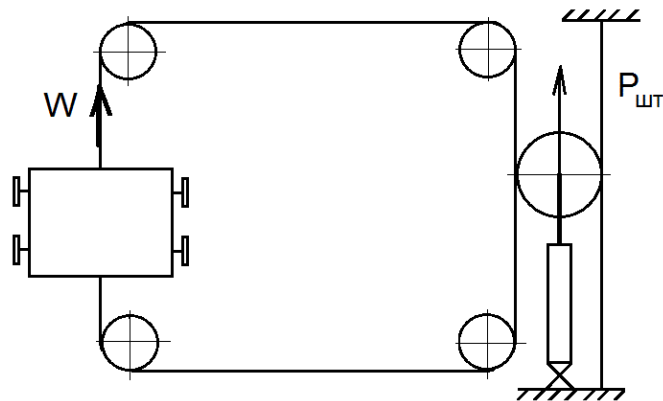


Рисунок 6.1 – Кінематична схема механізму поперечного зміщення

Загальний опір переміщенню візка W , H , поворотного конвеєра розраховуємо за формулою

$$W = (G_k + G_{м.пр}) \cdot \left(\frac{f \cdot d + \alpha \cdot \mu}{D_k} \right) \cdot k_p + 0,7 \cdot W_{\delta} + W_{нах}, \quad (6.1)$$

де G_k – вага поворотного конвеєра, $G_k=15000$ Н;

$G_{м.пр}$ – вага механізму поперечного зміщення поворотного конвеєра, $G_{м.пр}=2200$ Н;

D_k – діаметр ходових коліс візка, $D_k=0,15$ м;

d – діаметр цапфи, $d=0,25 D_k$, $d=0,25 \cdot 0,15=0,04$ м;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках коліс, згідно з [4] $f=0,02$;

μ – коефіцієнт тертя кочення коліс по плоскій рейці, згідно з [4] $\mu=4 \cdot 10^{-4}$;

k_p - коефіцієнт, що враховує опір від тертя реборд коліс по направляючим, згідно з [4] $k_p=2$.

$W_{нах}$, Н, опір переміщенню візка конвеєра від нахилу колії розраховуємо за формулою

$$W_{нах} = (G_k + G_{м.пр}) \cdot \sin \alpha \approx (G_k + G_{м.пр}) \cdot \alpha, \quad (6.2)$$

де α – величина нахилу колії, згідно з [4] $\alpha=0,01$.

$$W_{нах} = (15000 + 2200) \cdot 0,01 = 172 \text{ Н.}$$

$W_в$, Н, опір переміщенню візка конвеєра від дії вітрового навантаження визначаємо за формулою

$$W_в = F_k \cdot g_0 \cdot c, \quad (6.3)$$

де F_k - підвітряна площа конвеєра, $F_k = 1,92 \text{ м}^2$;

g_0 – швидкісний натиск вітру, $g_0=550 \text{ Н/м}^2$;

c – аеродинамічний коефіцієнт, для коробчастої конструкції, згідно з [4] $c=1,2$.

Визначаємо опір переміщенню візка конвеєра від дії вітрового навантаження $W_в$, Н, за формулою (6.3) і загальний опір переміщенню, W , Н, поворотного конвеєру за формулою (6.1).

$$W_в = 1,92 \cdot 550 \cdot 1,2 = 1267,2 \text{ Н.}$$

$$W = (15000 + 2200) \cdot \left(\frac{0,02 \cdot 0,04 + 2 \cdot 4 \cdot 10^{-4}}{0,15} \right) \cdot 2 + 0,7 \cdot 1267,2 + 172 = 1425,97 \text{ Н.}$$

Зусилля, що діє на шток гідроциліндра $P_{ш}$, Н, визначаємо за формулою

$$P_{ш} = \frac{W}{\eta^k} \cdot a, \quad (6.4)$$

де η – ККД, згідно з [4] $\eta=0,97$;

a – кратність поліспасти, $a=2$;

k – кількість блоків, $k=3$.

$$P_{ш} = \frac{1425,97}{0,97^3} \cdot 2 = 3125,07 \text{ Н.}$$

Розраховуємо гідроциліндр механізму поперечного зміщення візка поворотного конвеєра. Зусилля, що буде діяти вздовж штоку $P_{ш}=3125,07$ Н.

З іншого боку зусилля на штоку гідроциліндра знаходимо за формулою

$$P_{ш} = P \cdot F_n \cdot \eta_m, \quad (6.5)$$

де P – перепад тисків у гідроциліндрі, Н/м².

$$P=P_1-P_2, \quad (6.6)$$

де P_1 – тиск, що утворюється насосом у нагнітальній площині циліндра, $P_1=5 \cdot 10^6$ Н/м²;

P_2 – тиск у зливній порожнині, $P_2=0,3 \cdot 10^6$ Н/м²,

$$P=5 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot 10^6 = 4,7 \cdot 10^6 \text{ Н/м};$$

де η_m – механічний ККД гідроциліндрів, згідно з [4] $\eta_m=0,9$;

F_n , м², робочу площу поршня гідроциліндра визначаємо за формулою

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (6.7)$$

де D – діаметр поршня, м.

Знаходимо робочу площу поршня F_n , м², за формулою

$$F_n = \frac{P_{ш}}{P \cdot \eta_m}, \quad (6.8)$$

$$F_n = \frac{3125,07}{4,7 \cdot 10^6 \cdot 0,9} = 0,74 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Знаючи робочу площу поршня гідроциліндра знаходимо діаметр поршня гідроциліндра D , м, за формулою (перетворюючи формулу (6.7))

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi}}, \quad (6.9)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00074}{3,14}} = 0,031 \text{ м}.$$

Згідно з [4] приймаємо діаметр поршня гідроциліндра $D=0,04$ м.

Внутрішній діаметр гідроциліндра (діаметр поршня) можна визначити за формулою

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{шт}}{\pi \cdot P \cdot \eta_m}},$$

де $P_{шт}$ – корисне навантаження вздовж штока, Н;

P - робочий тиск у циліндрі, Па;

η_m – механічний ККД гідроциліндрів, згідно з [4] $\eta_m=0,9$.

Механічний ККД гідроциліндра залежить від типу застосовуваних ущільнень. Для гідроциліндрів з манжетними ущільненнями $\eta_{\text{мех}}=0,9...0,97$, з гумовими ущільненнями і металевими кільцями $\eta_{\text{мех}}=0,95...0,97$.

Діаметр штока гідроциліндра d , м, визначаємо (для спрощення) за формулою

$$d=0,3 \cdot D,$$

$$d=0,3 \cdot 0,04=0,012 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр штока $d=0,012$ м.

Діаметр штока в гідроциліндрах дії, що тягне, де шток працює на розтягування, можна визначити за формулою

$$d=\sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{Д}}}{\pi \cdot [\sigma_{\text{р}}]}},$$

де $P_{\text{д}}$ - рушійне зусилля на штоку гідроциліндра, Н;

$[\sigma_{\text{р}}]$ – допустима напруга на розтягування матеріалу штока, Па.

У гідроциліндрах штовхаючої дії шток працює на стиснення та його діаметр можна визначити за формулою

$$d=\sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{Д}}}{\pi \cdot [\sigma_{\text{ст}}]}},$$

де $[\sigma_{\text{ст}}]$ – допустима напруга на стиснення матеріалу штока, Па.

За розрахунковими значеннями приймають стандартизовані розміри (ГОСТ 12447-80) діаметрів штока d і внутрішній діаметр циліндра (зовнішній діаметр поршня, формула (6.9) D (мм), округляючи до

найближчого за стандартного значення. Основний ряд, мм: 1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000. Додатковий ряд, мм: 14; 18; 22; 28; 36; 45; 56; 70; 90; 110; 140; 180; 220; 280; 360; 450; 560; 710; 900.

Вибираємо гідроциліндр типу 66.04.04.000А з діаметром поршня $d=0,038\text{ м}$ з номінальним тиском $10 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 10 \text{ МН/м}^2$, хід поршня дорівнює $0,086 \text{ м}$, робоча площа поршня $F_n=0,0011 \text{ м}^2$.

Уточнюємо зусилля, що розвивається вибраним гідроциліндром на штоку, $P_{шт}$, Н, за формулою (6.5)

$$P_{шт}=4,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0011 \cdot 0,9=4653 \text{ Н.}$$

Визначаємо товщину стінок гідроциліндра δ , м, за формулою

$$\delta = \frac{P_u \cdot D}{2 \cdot \sigma_p}, \quad (6.10)$$

де P_u – умовний тиск, що дорівнює максимальному тиску, при якому циліндр може працювати без деформації, Н/м^2 .

σ_p – межа міцності матеріалу циліндра згідно ДСТУ 8939:2019 [8] при роботі на розтягнення, $\sigma_p=50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

$$P_u = 1,26 \cdot P,$$

$$P_u = 1,26 \cdot 4,7 \cdot 10^6 = 5,78 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$\delta = \frac{5,78 \cdot 10^6 \cdot 0,038}{2 \cdot 50 \cdot 10^6} = 0,0022 \text{ м.}$$

Виходячи з умов технологічності виготовлення, приймаємо товщину стінок гідроциліндра рівною 0,005 м.

Штоки, що працюють на стиск, довжина яких більше 10 діаметрів («довгі» штоки), розраховують на поздовжній вигин за формулою Ейлера

$$\frac{P}{f} < \sigma_{кр},$$

де P - зусилля на штоку гідроциліндра, Н;

$\sigma_{кр}$ - критичне напруження при поздовжньому вигині, Па;

f - площа поперечного перерізу штока, м².

Визначення розмірів гідроциліндра та вибір параметрів гідрообладнання рекомендується проводити в такій послідовності: діаметр штока, діаметр поршня гідроциліндра, товщина стінки і кришки гідроциліндра, витрата робочої рідини і подача насосів, діаметр основних каналів розподільника, діаметри трубопроводів, об'єм бака гідросистеми.

За основними параметрами можна визначити такі залежності.

Площа поршня в поршневій порожнині F_1 , м², (формула (6.7)) та в штоковій порожнині F_2 , м², відповідно:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{і} \quad F_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}.$$

Швидкості переміщення поршня v_1, v_2 , м/с:

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D^2}, \quad \text{і} \quad v_2 = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}.$$

Загальна витрата рідини одночасно працюючих циліндрів

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n.$$

Подача насоса Q , $\text{м}^3/\text{с}$,

$$Q_n = \frac{Q}{\eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{оц}} \cdot n} K,$$

де $\eta_{\text{он}}$ - об'ємний ККД насоса ($\eta_{\text{он}} = 0,85 \dots 0,98$ залежно від типу);
 $\eta_{\text{оц}}$ - об'ємний ККД гідроциліндра ($\eta_{\text{оц}} = 0,95 \dots 0,98$);
 n - кількість одночасно працюючих циліндрів;
 K - коефіцієнт, що враховує втрати робочої рідини в елементах гідросистеми ($K = 1,02$).

Діаметр основних каналів розподільника d_k , мм,

$$d_k = 10^3 \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_1}},$$

де Q - витрати робочої рідини, що проходить через канал, $\text{м}^3/\text{с}$;
 v_1 - швидкість руху рідини, $\text{м}/\text{с}$, ($v_1 = 5-6 \text{ м}/\text{с}$).

Внутрішній діаметр трубопроводу d_T , мм, визначають на основі рекомендованих значень швидкості потоку робочої рідини:

$$d_T = 10^3 \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v_{\text{ж}}}},$$

де $v_{\text{ж}}$ - швидкість потоку рідини, $\text{м}/\text{с}$.

Залежно від призначення трубопроводу та тиску в гідросистемі швидкість потоку робочої рідини $v_{\text{ж}}$, $\text{м}/\text{с}$, приймається:

- для всмоктуючого трубопроводу $0,8 \dots 1,4$;
- для зливного трубопроводу $1,4 \dots 2$;
- для напірного трубопроводу залежно від тиску (див. таблицю 6.1).

Після розрахунку діаметри каналів розподільника та трубопроводів приймають відповідно до ГОСТ 16516-80. Об'єм V_6 (м³) бака гідросистеми визначають залежно від кількості виділеного тепла Θ (ккал/год), температури навколишнього середовища $t_1^{\circ}\text{C}$, допустимої температури нагріву $t_2^{\circ}\text{C}$. Розрахунками на міцність визначають товщину стінок циліндра, товщину кришок (головок) циліндра, діаметр штока, діаметр шпильок або болтів для кріплення кришок.

Таблиця 6.1 – Залежність швидкості потоку робочої рідини від тиску

Р, МПа	6,3	10	16	20	25	32
$v_{\square}$, м/с	2,25	2,7	3,5	3,9	4,25	6,36

Залежно від співвідношення зовнішнього $D_{\text{н}}$, м, та внутрішнього D , м, діаметрів циліндри поділяють на товстостінні та тонкостінні. Товстостінними називають циліндри, у яких $D_{\text{н}}/D > 1,2$, а тонкостінними - циліндри, у яких $D_{\text{н}}/D < 1,2$. Товщину стінки одношарового товстостінного циліндра визначаємо за формулою

$$\delta = \frac{D}{2} \left[\sqrt{\frac{[\sigma] + P_y(1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y(1 + \mu)}} \right],$$

де P_y - умовний тиск, що дорівнює (1,2-1,3) P ;

$[\sigma]$ - допустима напруга на розтяг, Па, (для чавуну $2,5 \cdot 10^7$, для високоміцного чавуну $4 \cdot 10^7$, для сталевого лиття (8...10) 10^7 , для легованої сталі (15...18) 10^7 , для бронзи $4,2 \cdot 10^7$);

μ - коефіцієнт поперечної деформації (коефіцієнт Пуассона), рівний для чавуну 0, для сталі 0,29; для алюмінієвих сплавів 0,26...0,33; для латуні 0,35.

Товщину стінки тонкостінного циліндра визначають за формулою

$$\delta = \frac{P_y \cdot D}{2,3 \cdot [\sigma] - P_y}.$$

До певної за формулами товщини стінки циліндра додається припуск на обробку матеріалу. Для $D = 30 \dots 180$ мм припуск приймають рівним $0,5 \dots 1$ мм.

Товщину кришки циліндра визначають за формулою

$$\delta_k = 0,433 d_k \sqrt{\frac{P_y}{[\sigma]}},$$

де δ_k – діаметр кришки, м.

Діаметр болтів для кріплення кришок циліндрів розраховують за формулою

$$d_b = D \sqrt{\frac{P_{\square}}{1,2 \cdot n \cdot [\sigma_p]}},$$

де n - число болтів.

Витрата робочої рідини Q_1 , м³/с, у гідроциліндрі визначають

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} v.$$

Об'єм бака гідравлічної системи визначається за формулою

$$V_6 = \frac{1}{10^3} \sqrt{\left(\frac{\theta}{t_2 - t_1}\right)^3},$$

де Θ - кількість тепла, що виділяється.

$$\Theta = N_{\Pi} \cdot 860 \cdot K_{\varepsilon},$$

де N_{Π} – кількість «втраченої» потужності, кВт,

$$N_n = \frac{P \cdot Q}{60} (1 - \eta);$$

де Q - витрата рідини, л/хв;

P – робочий тиск, МПа;

η – ККД механізму;

K_{ε} - коефіцієнт використання за часом.

Виходячи з того, що зусилля яке утворюється на штоку гідроциліндра дорівнює $P_{\text{ш}}=4653$ Н, підберемо канат.

Визначаємо зусилля, що розвивається у канаті δ , Н, за формулою

$$\delta \geq P_{\text{к}} \cdot K, \quad (6.11)$$

де $P_{\text{к}}$ – найбільший натяг у канаті, дорівнює максимальному зусиллю на штоці гідроциліндра, $P_{\text{к}}=4653$ Н;

K – коефіцієнт запасу міцності, згідно з [9-11] $K=5,5$.

$$\delta \geq 4653 \cdot 5,5,$$

$$\delta \geq 25592 \text{ Н.}$$

Згідно розрахунковому зусиллю на розрив у канаті $\delta \geq 25592$ Н та у відповідності з [9-11] вибираємо сталевий канат подвійного кручення типу

ЛК-Р; конструкції $8 \times 19(1+6+6)+1$, що має межу міцності $\sigma_B = 160 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$. Розрахункове зусилля на розрив складає $\delta_p = 32700 \text{ Н}$. Діаметр каната 8,3 мм, канат 8,3-Г-I-H-160 ГОСТ 7670-80.

Фактичний запас міцності, K_ϕ , каната розраховуємо за формулою

$$K_\phi = \frac{\sigma_p}{p_k} \geq K, \quad (6.12)$$

$$K_\phi = \frac{32700}{4653} = 7,03 > K = 5,5.$$

Умова виконується, отже вибраний канат задовольняє вимогам запасу міцності.

Питання для самоконтролю

1 Які опори потрібно враховувати, щоб визначити потужність приводного двигуна, що потрібна для руху вигрібного ланцюга щебенеочисної машини?

2 Якими, в тому числі геометричними, параметрами відрізняються пристрої для вирізання баласту на сучасних щебенеочисних машинах?

3 З якою метою виконуються розрахунки вигрібного пристрою?

4 Від чого залежить сила опору баласту різанню вигрібним ланцюгом щебенеочисної машини?

5 В яких межах повинен знаходитися коефіцієнт заповнення (заповнення комірок вигрібного ланцюга), щоб процес різання не припинився?

6 Яким саме параметром скребкового ланцюга обмежена продуктивність вигрібного пристрою?

7 В яких межах знаходиться довжина ланцюга, що знаходиться в забої?

8 Для чого здійснюються розрахунки плоского вібраційного грохоту, що встановлений на щебенеочисних машинах?

9 Від співвідношення яких параметрів істотно залежить продуктивність вібраційного грохоту?

10 Яке співвідношення між висотою підкидання і розміром отвору сита (комірки) повинна бути, щоб відбувалося самоочищення отворів?

11 Яке значення за умовами міцності не повинно перевищувати прискорення?

12 Яке призначення має роторний пристрій, встановлений на щебенеочисних машинах?

13 Які параметри потрібно знати, що здійснити підбір редуктора?

14 Від чого залежить величина механічного ККД гідроциліндра?

Список використаних джерел

1 ДСТУ Б В.2.3-29:2011 Габарити наближення будівель і рухомого складу залізниць колії 1520 (1524) мм (ГОСТ 9238-83, MOD). URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=28010 (дата звернення 10.06.2025).

2 Мархель І. І. Деталі машин: навч. посіб. Київ: Алерта, 2005. 368 с.

3 Деталі машин: Сполучні муфти: довідковий посібник / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. Краматорськ: ДДМА, 2019. 35 с. URL: http://www.dgma.donetsk.ua/metod/opm/2019/mufti_spoluchen_.pdf (дата звернення 10.06.2025).

4 Кірієнко О. А., Гузенко Ю. М. Теорія механізмів і машин. Деталі машин: Розрахунки механічних передач / Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». Київ: НТУУ «КПІ», 2016. 188 с.

5 Рудь Ю. С. Основи конструювання машин: підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищ. навч. закладів. Вид. 2-е, переробл. Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. 492 с.; з іл. URL: https://lib.iitta.gov.ua/id/eprint/706451/1/%D0%A0%D1%83%D0%B4%D1%8C_%D0%AE.%D0%A1._%D0%9E%D1%81%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%B8%20%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D1%81%D1%82%D1%80%D1%83%D1%8E%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F_2015.pdf (дата звернення 10.06.2025).

6 Каталог асинхронних двигунів типу АІР. URL: <https://xn--80addceesnhi0axzh6mb.xn--j1amh/elektrodivigateli-air/> (дата звернення 10.06.2025).

7 Трифазні асинхронні електродвигуни АІР. URL: <https://tmmotor.ua/ua/products/montazhnye-razmery-gost-sssr> (дата звернення 10.06.2025).

8 ДСТУ 8939:2019. Труби сталеві безшовні холоднодеформовані. Технічні умови. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=86385 (дата звернення 10.06.2025).

9 Сталеві канати. Основні типи конструкцій пасм сталевих канатів. Каталог 2024. URL: https://stalkanat.com.ua/wp-content/uploads/2024/07/katalog_rope_uk_09.07.24_compressed.pdf (дата звернення 10.06.2025).

10 Трос сталевий - сталеві канати. URL: <https://1kanat.com.ua/catalog/section/kanat-stal-tros/> (дата звернення 10.06.2025).

11 Огляд і вибракування сталевих канатів. Методичні вказівки до практичних занять і самостійної роботи з дисципліни ПТ та ВРМ / Погребняк А. В., Євтушенко А. В. Харків: УкрДУЗТ, 2014. 23 с. URL: <http://lib.kart.edu.ua/bitstream/123456789/6950/1/%D0%9C%D0%B5%D1%82%D0%BE%D0%B4%D0%B8%D1%87%D0%BD%D1%96%20%D0%B2%D0%BA%D0%B0%D0%B7%D1%96%D0%B2%D0%BA%D0%B8.pdf> (дата звернення 10.06.2025).

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи з дисципліни
«Колійні машини»

Частина 2

Відповідальний за випуск Євтушенко А. В.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 29.09.2025 р.

Умовн. друк. арк. 3,0. Тираж . Замовлення № .

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.