

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та
природокористування

Навчально-науковий механічний інститут
Кафедра будівельних, дорожніх та меліоративних машин

02-01-601М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт та самостійної роботи
з навчальної дисципліни «**Машини для дорожнього та
комунального господарства**»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського)
рівня за освітньо-професійною програмою
«Створення та експлуатація машин і обладнання»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-
методичною радою
з якості ННМІ
Протокол № 4 від
31 грудня 2024 року

Рівне – 2025

Методичні вказівки до виконання практичних робіт та самостійної роботи з навчальної дисципліни «Машини для дорожнього та комунального господарства» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Створення та експлуатація машин і обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Нечидюк А. А., Медвідь С. Х. – Рівне : НУВГП, 2025. – 38 с.

Укладачі: Нечидюк А. А., к.т.н., доцент, доцент кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин; Медвідь С. Х., к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск: Тхорук Є. І., к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин

Керівник групи забезпечення спеціальності: Тхорук Є. І., к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин

Попередня версія методичних вказівок: 02-01-297

© А. А. Нечидюк,
С. Х. Медвідь, 2025
©Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2025

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. РОЗРАХУНОК БАЛАНСУ ПОТУЖНОСТІ ТА ПРОДУКТИВНОСТІ ДОРОЖНЬОЇ ФРЕЗИ.....	4
2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АСФАЛЬТОУКЛАДАЧА.....	10
3. РОЗРАХУНОК БАЛАНСУ ПОТУЖНОСТІ АСФАЛЬТОУКЛАДАЧА.....	15
4. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОТУЖНОСТІ СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА АЗУ.....	19
5. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА АЗУ.....	25
6. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ ЗМІШУВАЧА АБС ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ.....	29
7. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЛОПАТЕВОГО ДВОВАЛЬНОГО ЗМІШУВАЧА АБС ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ.....	33
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	38

ВСТУП

Для успішного проектування, виробництва і експлуатації дорожніх та комунальних машин сучасний фахівець повинен мати високу теоретичну підготовку з широкого кола питань, навички у проведенні наукових досліджень, вміти застосовувати знання для практичного вирішення інженерних і організаційних завдань. Першочергове значення в теоретичній підготовці має

вивчення питань взаємодії робочих органів машин з робочим середовищем.

Тільки з врахуванням цієї взаємодії можливий правильний вибір параметрів машини, що забезпечує її високу продуктивність і економічність роботи. Разом з тим встановити елементи такої взаємодії можливо лише за умови знання властивостей робочого середовища. Якість машин для дорожнього та комунального господарства оцінюється показниками, які умовно можуть бути поділені на техніко-економічні, експлуатаційні, конструктивні і технологічні.

Метою даних методичних вказівок – закріплення знань, отриманих при вивченні теоретичного матеріалу, вироблення навичок аналізу інженерних ситуацій і виявлення у них суперечностей, вміння творчо розв'язувати технічні задачі.

1. РОЗРАХУНОК БАЛАНСУ ПОТУЖНОСТІ ТА ПРОДУКТИВНОСТІ ДОРОЖНЬОЇ ФРЕЗИ

Мета роботи: Визначити потужність і продуктивність дорожньої фрези у робочому режимі з метою встановлення можливості її роботи у заданих умовах.

Порядок роботи

1. Виписати вихідні дані до розрахунку згідно варіанту (табл. 1.1).

2. Накреслити схему взаємодії дорожньої фрези з ґрунтом.

3. Розрахувати величини складових загальної потужності, необхідної у робочому режимі дорожньої фрези та її сумарне значення.

4. Порівняти сумарне значення необхідної потужності з потужністю двигуна базового трактора і

зробити висновок про можливість роботи машини в заданих умовах.

5. Розрахувати продуктивність дорожньої фрези.

Методика розрахунку

1. Креслимо схему взаємодії дорожньої фрези з ґрунтом та позначимо основні її параметри.

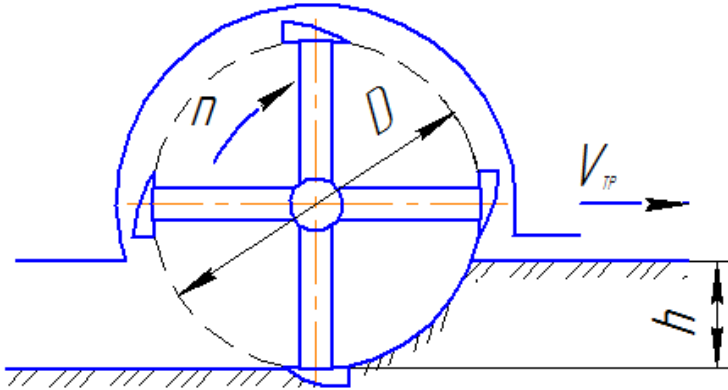


Рис. 1.1. Схема взаємодії дорожньої фрези з ґрунтом

2. Визначаємо значення складових потужності, необхідної в робочому режимі фрези, а також її сумарне значення:

- потужність, що витрачається на розпушування ґрунту:

$$N_1 = \rho_0 \cdot B \cdot h \cdot V_{mp} \cdot 10^3, \text{кВТ}, \quad (1)$$

де ρ_0 – питомий опір ґрунту розпушуванню, МПа;
 h – глибина розпушування, м; B – ширина смуги ґрунту, що оброблюється, м; V_{mp} – робоча швидкість трактора,

м/с;

- потужність, необхідна для відкидання ґрунту:

$$N_2 = 0,5 \cdot k_0 \cdot B \cdot h \cdot V_{\delta\delta} \cdot V_{\epsilon}^2 \cdot \gamma \cdot 10^{-3}, \hat{\epsilon}\hat{A}\hat{\delta}, \quad (2)$$

де $V_{\epsilon} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$ – колова швидкість кінців фрези, м/с;

k_0 – дослідний коефіцієнт (0,75...1,00) відповідно для вузьких та широких лопаток; D – діаметр фрези, м; n – частота обертання фрези, $\hat{\delta}\hat{a}^{-1}$; γ – щільність ґрунту, кг/м^3 ;

- потужність, що витрачається на переміщення машини:

$$N_3 = m \cdot g \cdot (f + i) \cdot V_{\delta\delta} \cdot 10^{-3}, \hat{\epsilon}\hat{A}\hat{\delta}, \quad (3)$$

де: m – маса машини, кг; g – прискорення вільного падіння ($9,81 \text{ м/с}^2$); f – коефіцієнт опору переміщенню машини; i – похил поверхні дороги;

- потужність, що витрачається на подолання опору тертя у трансмісії фрези:

$$N_4 = (N_1 + N_2) \cdot (1 - \eta_1), \hat{\epsilon}\hat{A}\hat{\delta}, \quad (4)$$

де η_1 – ККД трансмісії фрези (0,85...0,90);

- загальна потужність, необхідна для роботи фрези:

$$N = N_1 + N_2 + \frac{N_3}{\eta_2} + N_4, \hat{\epsilon}\hat{A}\hat{\delta}, \quad (5)$$

де η_2 – ККД трансмісії трактора (0,75...0,80).

Перевіряємо умову забезпечення необхідної потужності базовою машиною. Має виконуватись наступна умова

$$N < N_{\ddot{a}\ddot{a}}$$

де $N_{\ddot{a}\ddot{a}}$ – потужність двигуна базової машини, кВт.

Якщо необхідна потужність перебільшує потужність двигуна базового трактора, то потрібно дати пропозиції, які параметри слід змінити, щоб умова виконувалась.

3. Визначаємо крутний момент на валу фрези:

$$\dot{I}_{\varepsilon\delta} = \frac{60}{n} \left(N_{\ddot{a}\ddot{a}} \cdot \eta_1 - \frac{N_3}{\eta_2} \right) \cdot 10^3, \hat{I} \quad (6)$$

4. Максимальний розрахунковий крутний момент на валу фрези:

$$\dot{I}_{\varepsilon\delta}^{\max} = k_{\ddot{a}} \cdot \dot{I}_{\varepsilon\delta}, \hat{I} \quad (7)$$

де $k_{\ddot{a}}$ – коефіцієнт динамічності (1,5...2,0).

5. Колова сила на лопатках фрези:

$$P_{\kappa} = 2M_{\kappa p}^{\max} / D, H \quad (8)$$

6. Визначаємо продуктивність фрези:

$$\ddot{I} = 3600 \frac{L_{\ddot{a}} \cdot h \cdot (\hat{A} - b_i) \cdot k_{\ddot{a}}}{\left(\frac{L_{\ddot{a}}}{V_{\delta\delta}} + t_{\delta} \right) \cdot n_i}, \dot{I}^3 / \ddot{a}\ddot{a}, \quad (9)$$

де b_i – величина перекриття сусідніх смуг (0,1..,0,2 м);

$k_{\ddot{a}}$ – коефіцієнт використання машини за часом (0,80...0,85); $L_{\ddot{a}}$ – довжина ділянки фрезерування, м;

t_{δ} – час, що витрачається на розворот машини (10...15 с);

n_i – кількість проходів фрези по одному місцю (4...6).

Таблиця 1.1

Вихідні дані до виконання практичної вправи

Варіант	Марка фрези	Категорія ґрунту	$h, \text{ м}$	$V_{\delta\delta}, \text{ м/с}$	$n, \delta\hat{a}^{-1}$	$L_{\hat{a}}, \hat{i}$
1	2	3	4	5	6	7
1	ДС-18А	I	0,20	0,261	250	500
2	ДС-18А	II	0,15	0,261	250	550
3	ДС-18А	III	0,20	0,095	100	600
4	ДС-18А	I	0,20	0,261	250	650
5	ДС-18А	II	0,20	0,261	100	700
6	ДС-18А	III	0,20	0,095	250	750
7	ДС-18А	I	0,15	0,261	250	800
8	ДС-18А	II	0,20	0,095	250	850
9	ДС-74А	I	0,25	0,267	257	500
10	ДС-74А	III	0,25	0,106	257	550
11	ДС-74А	III	0,25	0,189	257	600
12	ДС-74А	II	0,25	0,189	257	650
13	ДС-74А	II	0,20	0,189	257	700
14	ДС-74А	III	0,20	0,267	257	750
15	ДС-74А	I	0,25	0,267	257	800
16	ДС-74А	II	0,20	0,267	257	850
17	ДС-74А	II	0,20	0,267	257	900
18	ДС-73	III	0,20	0,086	255	500
19	ДС-73	I	0,20	0,271	255	550
20	ДС-73	II	0,20	0,271	255	600
21	ДС-73	III	0,20	0,271	255	650
22	ДС-73	II	0,20	0,099	255	700
23	ДС-73	II	0,20	0,271	255	750
24	ДС-73	III	0,20	0,099	255	800
25	ДС-73	II	0,20	0,271	255	800

Таблиця 1.2

Технічна характеристика дорожніх фрез

Показник	ДС-18А	ДС-74А	ДС-73
Тип	Навісна		
Базовий трактор	Т-100МЗГП (гусеничний)	Т-158 (колісний)	Т-130Г-1 (гусеничний)
Потужність двигуна, кВт	80,0	121,5	103,6
Ширина смуги, м	2,5	2,4	2,5
Глибина розпушування, м	0,20	0...0.25	0,20
Діаметр ротора фрези, м	0,8	0,9	0,8
Частота обертання фрези, хв ⁻¹	100 і 250	257	255
Кількість лопаток	60	72	60
Робоча швидкість, м/с	0,030; 0,082; 0,095; 0,261	0,030; 0,058 0,078; 0,106 0,189; 0,267	0,031; 0,086 0,099; 0,271
Маса (загальна), кг	14770	10460	17065

Таблиця 1.3

Характеристика ґрунтів

Категорія ґрунту	$\rho_0, \text{МПа}$	$\gamma, \text{êã/ì}^3$
I	0,07...0.08	1500
II	0,08...0.14	1600
III	0,14...0.22	1700

Таблиця 1.4

Характеристика дорожніх умов

Варіант	f	i
1...8	0,08...0,12	0,01...0,03
9...17	0,10...0,30	0,02...0,04
18...25	0,08...0,12	0,03...0,05

2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АСФАЛЬТОУКЛАДАЧА

Мета роботи: визначити загальний опір при переміщенні асфальтоукладача в робочому режимі з метою встановлення можливості його роботи в заданих умовах.

Порядок роботи

1. Виписати вихідні дані до розрахунку згідно варіанту (таблиця 2.1).
2. Розрахувати величини складових тягового опору, що виникають при роботі асфальтоукладача та їх сумарне значення.
3. Визначити тягове зусилля асфальтоукладача по умові зчеплення.
4. Порівняти сумарне значення тягового опору з тяговим зусиллям і зробити висновок про можливість роботи машини в заданих умовах.

Методика розрахунку

При роботі асфальтоукладача виникають наступні сили опору: переміщення асфальтоукладача F_1 , призми суміші перед робочим органом F_2 , навантаженого автосамоскида F_3 , тертя робочих органів по поверхні суміші F_4 , сил інерції автосамоскида і асфальтоукладача при русі після їхніх зупинок F_5 .

1. Визначаємо значення складових сумарної сили опору:

- сила опору переміщення асфальтоукладача:

$$F_1 = g(m_{\delta} + m_{\text{іюі}})(f_1 + i), H, \quad (1)$$

де m_y – маса укладальника, кг; $m_{\text{сум}}$ – маса суміші в бункері укладальника, кг; f_1 – коефіцієнт опору перекочуванню по основі або нижньому шарі асфальтобетону (0,03 і 0,07); g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²); i – повздовжній похил покриття (0,03...0,07).

- опір сил тертя робочих органів по поверхні суміші, що укладається:

$$F_2 = gm_p \mu_1, H, \quad (2)$$

де m_p – маса робочих органів, кг; μ_1 – коефіцієнт тертя ковзання робочих органів по суміші: (0,5...0,6).

- опір переміщенню призми суміші, що знаходиться перед робочим органом:

$$F_3 = gm_{\text{ію}} \mu_2, H, \quad (3)$$

де $m_{\text{ію}} = \frac{BH_{\text{ію}}^2}{2} \rho$ – маса призми суміші, що знаходиться

перед робочим органом, кг; $H_{\text{ію}} = \frac{2}{3}H$ – висота призми, м;

H – висота трамбую чого бруса, м; B – довжина призми, що дорівнює ширині розподілу суміші, м; ρ – щільність суміші (1800...2000 кг/м³); μ_2 – коефіцієнт внутрішнього тертя суміші: (0,7...0,8).

- опір переміщення навантаженого автосамоскида:

$$F_4 = g(m_a + m'_{\text{н\ddot{o}i}})(f_2 + i), H, \quad (4)$$

де m_a – маса автосамоскида, кг; $m'_{\text{сум}}$ – маса суміші в кузові автосамоскида, кг; f_2 – коефіцієнт опору перекочування коліс самоскида (0,02...0,03);

- опір від сил навантаженого автосамоскида й асфальтоукладача при поновленні руху після змушених зупинок:

$$F_5 = (m_y + m_{\text{сум}} + m_a + m'_{\text{сум}}) \frac{g_p}{t_p}, H, \quad (5)$$

де g_p – робоча швидкість пересування машин, м/с; t_p – час розгону (1...2 с.).

2. Визначаємо сумарну силу опору при роботі асфальтоукладача:

$$F'_{\text{н\ddot{o}i}} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5, \text{Í} \quad (6)$$

3. Визначаємо тягове зусилля по зчепленню:

$$T_{\text{ç}^{\ddot{z}}} = P_{\text{ç}^{\ddot{z}}} \cdot \varphi_{\text{ç}^{\ddot{z}}}, \text{Í} \quad (7)$$

де $P_{\text{ç}^{\ddot{z}}}$ – навантаження, що припадає на ведучий міст в робочому режимі, Н; $\varphi_{\text{ç}^{\ddot{z}}}$ - коефіцієнт зчеплення рушія машини з опорною поверхнею, $\varphi_{\text{зч}} = 0,3...0,5$.

Навантаження, що припадає на ведучі колеса в робочому режимі визначається:

$$P_{\text{ç}^{\ddot{z}}} = (m_0 + m_{\text{н\ddot{o}i}}) \cdot g\psi, H, \quad (8)$$

де ψ – коефіцієнт, що враховує масу машини, яка припадає на ведучі колеса (для гусеничних машин $\psi = 1$, а для колісних можна прийняти $\psi = 0,5$).

4. Перевіряємо умову забезпечення нормальної роботи асфальтоукладача без пробуксовки.

Для забезпечення нормальної роботи асфальтоукладача без пробуксовки, тягове зусилля по зчепленню повинно бути більшим ніж сумарний опір, тобто повинна виконуватись наступна умова:

$$T_{\zeta} \geq F_{\text{н\o i}} ,$$

Якщо сумарний опір перебільшує тягове зусилля по зчепленню, то асфальтоукладач рухатись не зможе. В такому випадку потрібно дати пропозиції, які параметри слід змінити, щоб умова виконувалась.

Таблиця 2.1

Вихідні дані до виконання практичної вправи

№ Варіанта	Маса асфальтоукладача, кг	Ширина укладки, м	Товщина шару укладки, м	Робоча швидкість асфальтоукладача, м/хв	Місткість бункера, кг	Маса робочого органа, кг	Максимальна швидкість суміші L, м	Самоскид
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	6000	2,0	0,02	1,2	2600	500	2,6	1
2	6200	2,1	0,03	1,5	2800	530	2,7	
3	6400	2,2	0,04	2,0	3000	560	2,8	
4	6600	2,3	0,05	2,5	3200	600	3,0	
5	6800	2,4	0,06	3,0	5000	630	3,1	
6	7000	2,5	0,07	3,5	5200	670	3,2	2
7	7200	2,6	0,08	4,0	5400	700	3,3	
8	7400	2,7	0,09	4,5	5600	740	3,5	
9	7600	2,8	0,10	5,0	5800	770	3,6	
10	7800	2,9	0,11	5,5	6000	800	3,7	

продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
11	8000	3,0	0,12	6,0	6100	840	3,9	3
12	8200	3,1	0,13	6,3	6400	870	4,0	
13	8400	3,2	0,14	6,6	6700	900	4,15	
14	8600	3,3	0,15	7,0	7000	930	4,3	
15	8800	3,4	0,16	7,3	7500	960	4,45	
16	9000	3,5	0,17	7,6	8000	990	4,6	4
17	9200	3,6	0,18	8,0	8500	1020	4,7	
18	9400	3,7	0,19	8,4	9000	1050	4,8	
19	9600	3,8	0,20	8,7	9500	1080	4,9	
20	9800	3,9	0,10	9,0	10000	1100	5,0	
21	10000	4,0	0,11	9,25	10500	1130	5,1	5
22	10200	4,1	0,12	9,5	11000	1160	5,2	
23	10400	4,2	0,13	10,0	11500	1180	5,3	
24	10600	4,3	0,14	10,2	12000	1190	5,4	
25	10800	4,4	0,15	10,5	12500	1200	5,6	

- Самоскид 1: вантажопідйомність – 2250кг,
 маса – 2900 кг;
 Самоскид 2: вантажопідйомність – 5250кг,
 маса – 4570 кг;
 Самоскид 3: вантажопідйомність – 5800кг,
 маса – 4800 кг;
 Самоскид 4: вантажопідйомність – 8000кг,
 маса – 7225 кг;
 Самоскид 5: вантажопідйомність – 10000кг,
 маса – 9000 кг;

3. РОЗРАХУНОК БАЛАНСУ ПОТУЖНОСТІ АСФАЛЬТОУКЛАДАЧА

Мета роботи: Визначити необхідну потужність асфальтоукладача для роботи в робочому режимі з метою встановлення можливості його роботи в заданих умовах.

Порядок роботи

1. Для виконання роботи використати вихідні дані практичної роботи № 2.
2. Розрахувати величини складових загальної потужності, необхідної в робочому режимі асфальтоукладача та її сумарне значення.
3. Порівняти сумарне значення необхідної потужності з потужністю двигуна асфальтоукладача і зробити висновок про можливість роботи машини в заданих умовах.

Методика розрахунку

При роботі асфальтоукладача потужність витрачається на переміщення машини та привод живильника, шнеків, трамбувального бруса, механізмів керування.

1. Визначаємо значення складових потужності, необхідної в робочому режимі.

1.1. Потужність, що витрачається на переміщення асфальтоукладача:

$$N_1 = F_{\text{п\oи}} \cdot V_{\delta} / \eta_T, \quad (1)$$

де $F_{\text{п\oи}}$ – сумарна сила опору при роботі асфальтоукладача в робочому режимі, кН; V_{δ} – робоча швидкість асфальтоукладача, м/с; η_T – ККД трансмісії привода рушія

($\eta_T = 0,85$),

1.2. Потужність, що витрачається на привод живильника:

$$N_2 = k_{\alpha} \dot{L}_{\alpha} \omega \cdot g / 3600 \eta_{\alpha}, \hat{e} \hat{A} \hat{\Delta} \hat{\Delta}, \quad (2)$$

де \dot{L}_{α} – продуктивність асфальтоукладача, т/год;
 L_{α} – максимальний шлях переміщення суміші, м;
 k_{α} – коефіцієнт, що враховує витрату суміші через розподільник (для скребкового живильника $k_{\alpha} = 1$);
 ω – коефіцієнт, що характеризує властивості суміші (для асфальтобетонної суміші $\omega = 2 \dots 3$); η_{α} – ККД привода живильника (0,9); g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$),

1.3. Потужність, що витрачається на привод розподільчого шнека:

$$N_3 = k_{\phi} \dot{L}_{\phi} \omega g / 3600 \eta_{\phi}, \hat{e} \hat{A} \hat{\Delta} \hat{\Delta}, \quad (3)$$

де L_{ϕ} – шлях переміщення суміші шнеком, м; ($L_{\phi} = 0,5B$);
 $k_{\phi} = 0,6$, $\omega = 5$, η_{ϕ} – ККД привода шнека ($\eta_{\phi} = 0,9$),

1.4. Потужність привода трамбувального бруса, що витрачається на подолання сил тертя бруса об вигладжувальну плиту під дією тиску пружини $S_{\text{вб}}$ і опору переміщення призми суміші F_3 , а також на подолання сил опору середовища P при його ущільненні (рис. 3.1),

$$N_4 = \beta \cdot A \cdot n / \eta_{\text{вб}}, \hat{e} \hat{A} \hat{\Delta} \hat{\Delta}, \quad (4)$$

де n – частота обертання вала привода бруса, ($n = 25 \dots 30 \text{ с}^{-1}$); A – сумарна робота сил тертя та

ущільнення матеріалу за один оборот вала привода, кДж;
 $\eta_{бр}$ – ККД трансмісії привода бруса (0,95); β – коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження внаслідок сил інерції і власної ваги бруса (1,3...1,4),

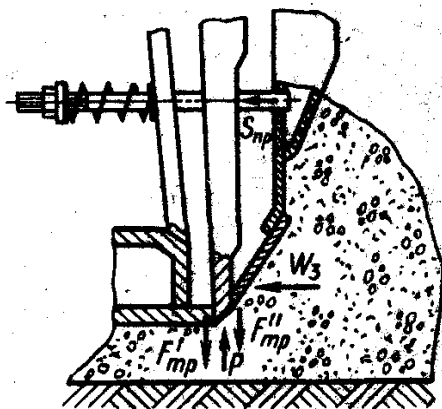


Рис. 3.1. Схема сил, що діють на трамбувальний брус асфальтоукладача

Робота сили тертя:

$$A_{\delta\delta} = 4a \cdot F_{\delta\delta} \cdot e \quad (5)$$

де e – ексцентриситет вала привода бруса, ($e = 0,005...0,007$ м); $F_{\delta\delta}$ – сумарна сила тертя трамбувального бруса, кН,

$$F_{\delta\delta} = F'_{\delta\delta} + F''_{\delta\delta} \quad (6)$$

де $F'_{\delta\delta}$ – сила тертя трамбувального бруса об вигладжувальну плиту, кН; $F''_{\delta\delta}$ – сила тертя трамбувального бруса об суміш, кН,

$$F'_{\delta\delta} = (S_{ip} + F_3)f_2, \hat{e}I \quad (7)$$

де S_{ip} – зусилля тиску пружини, (150 Н); f_2 – коефіцієнт тертя трамбувального бруса по металу ($f_2 = 0,2 \dots 0,3$),

$$F''_{\delta\delta} = F_3f_3, \hat{e}I \quad (8)$$

де F_3 – сила опору переміщення призми суміші перед брусом, кН (див. практичну роботу №2); f_3 – коефіцієнт тертя трамбувального бруса об суміш ($f_3 = 0,5 \dots 0,6$),

Робота ущільнення матеріалу:

$$A_{уц} = 4e \cdot P, \kappaДж, \quad (9)$$

де P – сила тиску бруса на суміш при русі вниз.

$$P = \rho \cdot S_{\delta p}, \kappaН \quad (10)$$

де ρ – питомий опір з боку суміші на брус ($\rho = 0,01$ МПа), $S_{\delta p}$ – площа контакту трамбувального бруса, м²; $S_{\delta p} = Bd$ (d – товщина бруса, $d = 0,015$ м)

Сумарна робота за один оберт вала привода трамбувального бруса:

$$A = A_{\delta\delta} + A_{\delta i}, \hat{e}Äæ. \quad (11)$$

1.5. Потужність привода механізмів керування складає:

$$N_5 = 1,5 \dots 2,0, \text{ кВт.} \quad (12)$$

2. Визначаємо загальну потужність двигуна асфальтоукладача, що дорівнює сумі потужностей, що витрачаються на пересування машини і роботу його робочих органів:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \text{ кВт.} \quad (13)$$

3. Перевіряємо умову забезпечення необхідної потужності базовою машиною. Має виконуватись наступна умова

$$N < N_{aa}$$

де N_{aa} – потужність двигуна базової машини, кВт,

Якщо необхідна потужність перебільшує потужність двигуна базового асфальтоукладача, то потрібно дати пропозиції, які параметри слід змінити, щоб умова виконувалась.

4. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОТУЖНОСТІ СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА АЗУ

Мета роботи: Визначити основні параметри та необхідну потужність на привод сушильного барабана АЗУ з метою подальшого розрахунку механізму привода.

Порядок виконання роботи

1. Виписати вихідні дані до розрахунку згідно варіанта (табл. 4.1).
2. Розрахувати основні геометричні розміри сушильного

барабана.

3. Визначити складові і сумарну сил опору обертання барабана.

4. Визначити необхідну потужність привода барабана.

5. Оформити звіт.

Методика розрахунку

1. Визначаємо продуктивність сушильного барабана по сухому матеріалу:

$$P_{\delta} = \frac{P_e}{K_u} \cdot \frac{100 - q_{\delta} - q_{m.n}}{100}, \text{ т/год.},$$

де P_e – експлуатаційна продуктивність АЗУ, т/год.; q_{δ} – витрати бітуму від маси суміші, %; $q_{m.n}$ – витрати мінерального порошку від маси суміші, %; K_u – коефіцієнт використання АЗУ за часом, $K_u = 0,85 \dots 0,9$.

Значення q_{δ} і $q_{m.n}$ залежить від виду суміші (крупнозерниста, середньозерниста, дрібнозерниста, піщана).

2. Визначаємо об'єм сушильного барабана:

$$V_{\delta} = \frac{P_e}{A} = \frac{\omega P_{\delta}}{100A}, \text{ м}^3,$$

де P_e – продуктивність сушильного барабана за видаленням вологи, т/год.; A – кількість вологи, що видаляється з 1 м³ барабана за годину, т/м³·год.; ω – вологість матеріалу, що підлягає просушуванню, %; P_{δ} – продуктивність сушильного барабана по сухому матеріалу, т/год.

3. Попередньо вибираємо діаметр D_{δ} і частоту обертання барабана n'_{δ} у залежності від продуктивності (табл. 4.2).

4. Розраховуємо довжину барабана з умови руху просушеного матеріалу всередині барабана і часу, необхідного для просушування

$$L_{\delta} = z h_{cp} \cdot n'_{\delta} t \cdot tg \alpha, \text{ м},$$

де z – число підйомів і скидань матеріалу лопатками за один оберт барабана ($z = 1,75 \dots 2,5$); h_{cp} – середня висота підйому матеріалу лопатками барабана ($h_{cp} = 0,8 D'_{\delta}$), м; n'_{δ} – частота обертання барабана, хв.⁻¹; t – час сушіння матеріалу в барабані ($t = 2 \dots 4$ хв.); α – кут нахилу барабана до горизонту ($\alpha = 3 \dots 6^{\circ}$).

5. Уточняємо діаметр барабана за формулою:

$$D_{\delta} = \sqrt{\frac{4V_{\delta}}{\pi L_{\delta}}}, \text{ м}.$$

При великій різниці D'_{δ} і D_{δ} задаємося новим значенням діаметра барабана і повторюємо розрахунок.

6. Визначаємо частоту обертання барабана в залежності від його діаметра

$$n_{\delta} = \frac{K_p}{\sqrt{D_{\delta} / 2}}, \text{ хв.}^{-1},$$

де K_p – коефіцієнт режиму роботи барабана, $K_p = 8 \dots 10$.

7. Визначаємо товщину стінки барабана

$$\delta = 0,005 \cdot D_{\delta}, \text{ м}.$$

Одержане значення заокруглюємо до ближчого кратного 10^{-3} м.

8. Визначаємо зовнішній діаметр барабана

$$D_{\delta 3} = D_{\delta} + 2 \cdot \delta, \text{ м}.$$

9. Визначаємо силу тяжіння барабана

$$G_{\delta} = K_{\delta} \frac{\pi (D_{\delta 3}^2 - D_{\delta}^2)}{4} L_{\delta} \cdot \rho \cdot g, \text{ Н},$$

де: K_{δ} – коефіцієнт, що враховує вагу торцевих стінок, лопатей, бандажів, зубчастого вінця та інших елементів барабана, $K_{\delta} = 1,1 \dots 1,2$; ρ – густина сталі, $\rho = 7700 \dots 7900$, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$, м/с².

10. Визначаємо силу тяжіння матеріалу в барабані

$$G_M = \frac{\pi \cdot D_{\delta}^2}{4} \cdot L_{\delta} \cdot \chi \cdot \rho_M \cdot g, \text{ Н,}$$

де χ – ступінь заповнення барабана матеріалом, $\chi=0,1\dots 0,2$;
 ρ_M – густина матеріалу, $\rho_M = 1700 \text{ кг/м}^3$; g – прискорення
 вільного падіння.

11. Визначаємо плече сили тяжіння матеріалу відносно
 осі барабана (рис. 4.1, а):

$$b = \frac{(0,7\dots 0,77) \cdot D_{\delta}}{2}, \text{ м.}$$

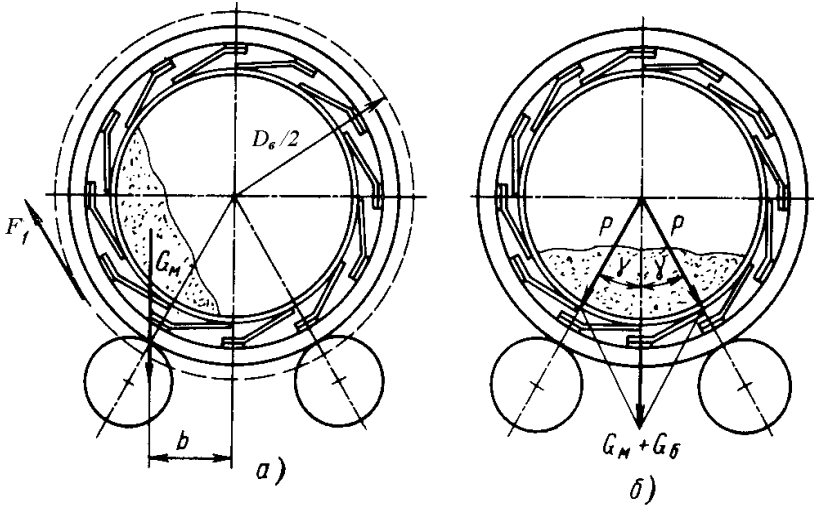


Рис. 4.1. Схема сил в поперечному перерізі барабана:
 а – опір пересуванню матеріалу при обертанні барабана,
 б – розподіл тиску на опорні ролики при нерухомому
 барабані

12. Визначаємо силу опору від пересування матеріалу в
 барабані, зведену до зубчастого вінця

$$F_1 = \frac{2 \cdot G_M \cdot b}{D_{\delta}}, \text{ Н,}$$

де D_e – діаметр зубчастого вінця, $D_e = (1,15 \dots 1,2) D_{\delta 3}$, м.

13. Визначаємо діаметр опорного ролика

$$D_p = (0,2 \dots 0,25) \cdot D_{\delta 3}, \text{ м.}$$

14. Визначаємо силу опору від тертя кочення бандажів барабана по роликах, зведену до радіуса вінця

$$F_2 = \frac{2(G_M + G_{\bar{\delta}})(D_{\bar{\delta},\delta} + D_p)}{\cos \gamma \cdot D_p \cdot D_{\bar{\delta}}} K_1, \text{ Н,}$$

де $D_{\bar{\delta},\delta}$ – зовнішній діаметр бандажа, $D_{\bar{\delta},\delta} = (1,1 \dots 1,15) \cdot D_{\delta 3}$, м; γ – половина центрального кута установки роликів (рис. 4.1, б), $\gamma = 30^\circ$; K_1 – коефіцієнт тертя кочення (бандажа по ролику), $K_1 = 0,0008$, м.

15. Визначаємо силу опору від тертя в цапфах опорних роликів, приведену до радіуса вінця

$$F_3 = \frac{(G_M + G_{\bar{\delta}}) \cdot K_2 \cdot D_p \cdot D_{\bar{\delta}}}{\cos \gamma \cdot D_u \cdot D_{\bar{\delta}}}, \text{ Н,}$$

де K_2 – коефіцієнт тертя підшипника опорного ролика в цапфах, $K_2 = 0,01$; D_u – діаметр цапфи ролика, $D_u = (0,2 \dots 0,25) \cdot D_p$, м.

16. Визначаємо сумарну силу опору, приведену до вінця

$$F = F_1 + F_2 + F_3, \text{ Н.}$$

17. Визначаємо колову швидкість вінця барабана

$$\mathcal{G} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_e}{60} \text{ м/с.}$$

18. Визначаємо необхідну потужність для привода барабана

$$N = \frac{F \cdot \mathcal{G}}{1000 \cdot \eta}, \text{ Вт, кВт.}$$

де η – ККД механізму привода барабана.

Таблиця 4.1

Вихідні дані до розрахунку сушильного барабана АЗУ

Варіант	P_e (т/год)	ω (%)	q_b (%)	$q_{m.n}$ (%)	A (т/м ³)
1	2	3	4	5	6
1	25	6	4	4	0,125
2	30	5	5	3	0,125
3	35	6	6	7	0,125
4	40	5	4	3	0,175
5	45	6	5	6	0,175
6	50	7	6	8	0,175
7	55	5	7	10	0,175
8	60	6	4	3	0,175
9	65	5	5	4	0,175
10	70	6	6	9	0,175
11	75	6	7	8	0,175
12	80	6	6	8	0,175
13	90	5	5	9	0,250
14	100	6	6	7	0,250
15	150	5	7	8	0,250
16	180	6	8	11	0,250
17	200	5	4	3	0,250
18	220	6	5	6	0,250
19	250	5	6	7	0,250
20	280	6	7	9	0,250
21	300	5	8	7	0,250
22	325	6	4	4	0,250
23	350	5	5	6	0,250
24	380	6	8	10	0,250
25	400	5	7	9	0,250

Таблиця 4.2

Залежності діаметра і частоти обертання сушильного барабана від його продуктивності

P_{δ} (т/Год)	25	50	100	200	400
D'_{δ} , м	1,10	1,40	1,7...1,8	2,4...2,5	2,8
n'_{δ} , об/хв	16	12	10	8...9	7...8

5. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА АЗУ

Мета роботи: перевірити умови міцності та жорсткості сушильного барабана АЗУ з метою встановлення можливості його роботи в заданих умовах.

Порядок виконання роботи

1. Для проведення розрахунку використати необхідні дані практичної роботи № 4 (табл. 4.1).
2. Перевірити умову міцності барабана на згин.
3. Перевірити умову жорсткості барабана.
4. Перевірити умову міцності барабана і ролика в зоні їх контакту.
5. Оформити звіт.

Методика розрахунку

1. Визначаємо відстань між бандажами (рис. 5.1)

$$L_0 = L_{\delta} - 2 \cdot l_0, \text{ м}$$

де l_0 – довжина консольних ділянок барабана,
 $l_0 = (0,2 \dots 0,25) \cdot L_{\delta}$, м.

2. Визначаємо інтенсивність розподіленого навантаження на 1 м довжини барабана

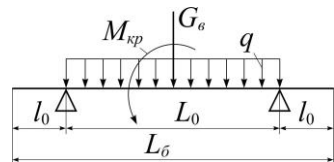


Рис. 5.1. Схема навантаження обичайки барабана

$$q = \frac{G_M + G_{\delta}}{L_0}, \text{ Н/м.}$$

3. Визначаємо згинаючий момент в небезпечному центральному перерізі барабана

$$M_{32} = \frac{q \cdot L_0^2}{8} + \frac{G_{\delta} \cdot L_0}{4}, \text{ Нм,}$$

де G_{δ} – сила тяжіння зубчастого вінця, $G_{\delta} = (0,02 \dots 0,05) \cdot G_{\delta}$, Н.

4. Визначаємо крутний момент, прикладений до барабана

$$M_{кр} = \frac{F \cdot D_{\delta}}{2}, \text{ Нм.}$$

5. Визначаємо розрахунковий сумарний момент від дії згинання та скручування

$$M_p = 0,35 \cdot M_{32} + 0,65 \cdot \sqrt{M_{32}^2 + M_{кр}^2}, \text{ Нм.}$$

6. Визначаємо момент опору поперечного перерізу барабана

$$W = \frac{\pi \cdot (D_{\delta 3}^4 - D_{\delta}^4)}{32 \cdot D_{\delta 3}}, \text{ м}^3.$$

7. Перевіряємо умову міцності барабана на згин

$$\sigma = \frac{M_p}{W} \leq [\sigma], \text{ Па.}$$

де σ – дійсне напруження, Па; $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу барабана, $[\sigma] = 25 \cdot 10^6$, Па.

При невиконанні умови міцності збільшуємо δ , визначаємо нове значення $D_{\delta 3}$ та повертаємось до перевірки умови міцності барабана.

8. Визначаємо осьовий момент інерції поперечного перерізу барабана

$$I = \frac{\pi \cdot (D_{\delta 3}^4 - D_{\delta}^4)}{64}, \text{ м}^4.$$

9. Визначаємо прогин барабана від рівномірно розподіленого навантаження

$$f_1 = \frac{5 \cdot (G_M + G_{\delta}) \cdot L_0^3}{384 \cdot E \cdot I \cdot 1000}, \text{ м,}$$

де E – модуль пружності першого роду для сталі, $E=2 \cdot 10^5$, Па.

10. Визначаємо прогин барабана від зосередженого навантаження (сила тяжіння зубчастого вінця G_{δ})

$$f_2 = \frac{G_{\delta} \cdot L_0^3}{48 \cdot E \cdot I \cdot 1000}, \text{ м.}$$

11. Перевіримо умову жорсткості барабана при згині

$$f = f_1 + f_2 \leq [f] \cdot L_0, \text{ м.}$$

де f – дійсний прогин барабана, м; $[f]$ – допустимий прогин на метр довжини барабана, $[f]=0,0003$, м/м.

При невиконанні умови жорсткості збільшити δ , визначити нове значення D_{δ} та повернутись до перевірки умов жорсткості барабана при згині.

12. Визначаємо зазор між башмаком та компенсатором для забезпечення можливості теплового розширення барабана

$$e = \alpha \cdot (t_1 - t_2) \cdot D_{\delta}, \text{ м,}$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення сталі, $\alpha = 11,5 \cdot 10^{-5}$, м/(м°C); t_1 – максимальна температура обичайки, $t_1 = 200^{\circ} \text{C}$; t_2 – мінімальна температура бандажа та обичайки при монтажу, $t_2 = -20^{\circ} \text{C}$.

13. Визначаємо внутрішній діаметр бандажа

$$D_{\delta\delta}^g = D_{\delta\delta}^z + 2 \cdot h_k + e, \text{ м,}$$

де h_k – висота компенсатора над обичайкою, $h_k = (0,04 \dots 0,05) \cdot D_{\delta\delta}^z$, м.

14. Визначаємо силу тиску барабана на опорний ролик (рис. 4.1, б)

$$P = \frac{G_M + G_{\bar{\delta}}}{Z_p \cdot \cos \gamma}, \text{ Н,}$$

де Z_p – число опорних роликів, $Z_p = 4$.

15. Визначаємо ширину бандажа $b_{\bar{\delta}\delta} = \frac{P}{[q_L]}$,

де $[q_L]$ – допустимий лінійний тиск, $[q_L] = 15 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$.

16. Визначаємо ширину ролика

$$b_p = b_{\bar{\delta}\delta} + (0,02 \dots 0,03), \text{ м.}$$

17. Визначаємо відстань між компенсаторами

$$l_k = \pi \cdot D_{\bar{\delta}\delta} \cdot \frac{\alpha_k}{360^\circ}, \text{ м.}$$

де α_k – кутовий крок компенсатора, $\alpha_k = 10 \dots 20$, град.

18. Визначаємо згинаючий момент бандажа

$$M_{\bar{\delta}\delta} = \frac{Pl_k}{4}, \text{ Нм.}$$

19. Визначаємо товщину бандажа $h_{\bar{\delta}\delta} = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{\bar{\delta}\delta}}{b_{\bar{\delta}\delta} \cdot [\sigma]}}$, м,

де $[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу бандажа на згин, $[\sigma] = 400 \cdot 10^6$, Па.

20. Визначаємо зовнішній діаметр бандажа:

$$D_{\bar{\delta}\delta.3} = D_{\bar{\delta}\delta.8} + 2 \cdot h_{\bar{\delta}\delta}, \text{ м.}$$

21. Визначаємо діаметр опорного ролика

$$d_p = (0,15 \dots 0,33) D_{\bar{\delta}\delta.3}, \text{ м.}$$

22. Перевіряємо умову міцності бандажа і ролика в зоні їх контакту:

$$\sigma_{3M} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{[P] \cdot E \cdot (D_{\bar{\delta}\delta.3} + d_p)}{b_{\bar{\delta}\delta} \cdot D_{\bar{\delta}\delta.3} \cdot d_p}} \leq [\sigma_{3M}],$$

де σ_{3M} – дійсне напруження зминання, Па; $[\sigma_{3M}]$ – допустиме напруження зминання менш міцного елемента пари бандаж – ролик ($[\sigma_{3M}] = 340 \cdot 10^6$ Па – для чавуну, $(290 \dots 490) \cdot 10^6$ Па для сталюого литва, $390 \cdot 10^6$ Па для Ст3,

516·10⁶ Па для Ст5, 590·10⁶ Па для Ст. 6).

При невиконанні умови міцності збільшити b_{60} або вибрати більш міцний матеріал ($[\sigma_{зм}]$) до виконання умови.

6. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ ЗМІШУВАЧА АБС ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ

Мета роботи: визначити основні параметри та необхідну потужність на привод змішувача АБС циклічної дії.

Порядок виконання роботи

1. Для проведення розрахунку використати вихідні дані практичної роботи № 4.
2. Визначити попередню масу замісу та радіус корпусу змішувача.
3. Визначити фактичну масу замісу та розміри змішувача.
4. Визначити число парних лопатей на валу змішувача.
5. Визначити колову швидкість кінців лопатей.
6. Визначити необхідну потужність привода змішувача.
7. Оформити звіт.

Методи розрахунку

1. Визначаємо попередню тривалість циклу роботи змішувача

$$t_{цп} = t_3 + t_{змн} + t_p, \text{ с,}$$

де t_3 – тривалість завантаження змішувача, $t_3 = 5$ с;
 $t_{змн}$ – попередня тривалість змішування, $t_{змн} = 30$ с;
 t_p – тривалість розвантаження, $t_p = 5$ с.

2. Визначаємо попередню масу замісу

$$m_{zn} = \frac{P_e \cdot t_{цп}}{3600 \cdot K_g}, \text{ Т},$$

де: P_e – експлуатаційна продуктивність змішувача, т/год.;
 K_g – коефіцієнт використання змішувача за часом,
 $K_g = 0,85$.

3. Визначаємо радіус корпусу змішувача (рис. 6.1)

$$R = 3 \sqrt[3]{\frac{m_{zn}}{10 \cdot \psi \cdot \beta \cdot \rho}}, \text{ М},$$

де: ψ – коефіцієнт форми корпусу змішувача,
 $\psi = 0,85 \dots 1,0$; β – коефіцієнт завантаження корпусу
змішувача матеріалом, (приймаємо $\beta = 1$); ρ – густина
суміші, $\rho = 1,8 \dots 1,9 \text{ т/м}^3$.

4. Визначаємо частоту обертання лопатевих валів

$$n = (15,3 \dots 16,5) \sqrt{\frac{g}{R}}, \text{ хв.}^{-1},$$

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

5. Визначаємо фактичну тривалість процесу змішування:

$$t_{зм\phi} = \frac{60}{n} \cdot \left[\frac{\lg 0,03 - \lg(1 - i_A)}{\lg(1 - 2K_o)} \right], \text{ с},$$

де i_A – відносна концентрація компонентів в зоні дії одного з лопатевих валів (для несприятливого випадку $i_A = 0$;
 K_o – коефіцієнт, що характеризує поперечний обмін,
 $K_o = 0,04 \dots 0,05$.

6. Визначаємо фактичну тривалість циклу роботи

змішувача

$$t_{цф} = t_з + t_{змф} + t_p, \text{ с.}$$

7. Визначаємо фактичну масу замісу

$$m_{зф} = \frac{\Pi_e \cdot t_{цф}}{3600 \cdot K_б}, \text{ Т.}$$

8. Визначаємо радіус корпусу змішувача з врахуванням фактичної маси замісу

$$R_{ф} = \sqrt[3]{\frac{m_{зф}}{10 \cdot \psi \cdot \beta \cdot \rho}}, \text{ м.}$$

9. Визначаємо міжосьову відстань валів змішувача (рис. 6.1)

$$a_w = (1,41 \dots 1,53) \cdot R_{ф}, \text{ м.}$$

10. Визначаємо ширину корпусу змішувача

$$b_k = 2 \cdot R_{ф} + a_w, \text{ м.}$$

11. Визначаємо довжину корпусу змішувача

$$l_k = b_k \cdot \psi, \text{ м.}$$

12. Визначаємо висоту лопаті (рис. 6.2) та її ширину

$$h = 0,35 \cdot R_{ф}, \text{ м; } b = 0,57 \cdot R_{ф}, \text{ м.}$$

13. Визначаємо число парних лопатей на одному валу (рис. 6.3):

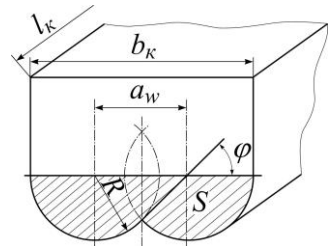


Рис. 6.1. Схема для визначення геометричних

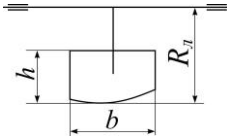


Рис. 6.2. Схема лопаті

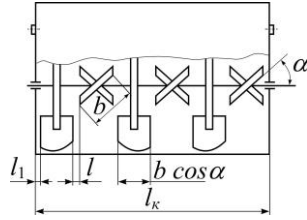


Рис. 6.3. Схема для визначення числа пар

$$Z_{л} = \frac{l_k - 2 \cdot l_1 - b \cdot \cos \alpha}{b \cdot \cos \alpha} + 1,$$

де: l_1 – зазор між крайньою лопаттю та торцевою стінкою змішувача, $l_1 = 7 \dots 10$, мм; α – кут нахилу лопатей до осі вала, $\alpha = 30 \dots 45^\circ$; l – зазор між бічними кромками сусідніх лопатей (по осі вала), $l = 45 \dots 50$, мм.

14. Визначаємо радіус лопатей:

$$R_{л} = R_{\phi} - \Delta R, \text{ м},$$

де ΔR – радіальний зазор між лопатями та бронєю корпусу, $\Delta R = 0,003 \dots 0,005$ м.

15. Визначаємо колову швидкість кінців лопатей:

$$g_{л} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R_{л}, \text{ м/с}.$$

16. Визначаємо необхідну потужність привода змішувача:

$$\text{- якщо } m_{з\phi} > 1400 \text{ кг } N = \frac{g_{л}}{2,3} (29,1 + 17,3 m_{з\phi}), \text{ кВт};$$

- якщо $m_{зф} \leq 1400$ кг $N = \frac{g_l}{2,3} 35,3 \cdot m_{зф}$, кВт.

7. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЛОПАТЕВОГО ДВОВАЛЬНОГО ЗМІШУВАЧА АБС ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ

Мета роботи: визначити зусилля, що діють на вали і лопаті змішувача та перевірити їх на міцність і жорсткість.

Порядок виконання роботи

1. Для проведення розрахунку використати необхідні дані з практичної роботи № 6.
2. Визначити зусилля, що діють на лопаті змішувача.
3. Визначити розміри валів змішувача.
4. Перевірити на міцність і жорсткість вали та кронштейни лопатей.
5. Оформити звіт.

Методи розрахунку

1. Визначаємо колове зусилля на лопаті

$$T_l = \frac{N}{g_l}, \text{ кН.}$$

2. Визначаємо дійсне зусилля на кромці лопаті при її заклинюванні

$$T_\partial = T_l \cdot K_\partial, \text{ кН.}$$

де K_∂ – коефіцієнт динамічності, $K_\partial = 1,2$.

3. Визначаємо довжину вала (рис. 7.1)

$$l_\partial = 1,18 \cdot l_k, \text{ м.}$$

4. Визначаємо відстань від опор вала до центра кріплення навантаженої лопаті (рис. 7.1):

- при непарному числі пар

$$\text{лопатей} - l_1 = l_2 = \frac{l_g}{2};$$

- при парному числі пар лопатей:

$$l_1 = \frac{l_g}{2} - \frac{b \cdot \cos \alpha + 1}{2}, \text{ м};$$

$$l_2 = \frac{l_g}{2} + \frac{b \cdot \cos \alpha + 1}{2}, \text{ м}.$$

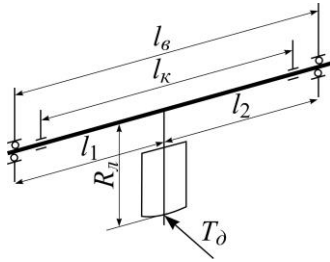


Рис. 7.1. Схема для розрахунку вала змішувача

5. Визначаємо сторону квадрата квадратного перерізу вала (рис. 7.2)

$$a = 1,43 \cdot 4 \sqrt{\frac{T_d \cdot l_1^2 \cdot l_2^2 \cdot \psi_\phi}{E \cdot l_g^2}}, \text{ м},$$

де ψ_ϕ – коефіцієнт, що враховує ослаблення перерізу вала фасками по ребрах (без фасок, $\psi_\phi = 1,0$); E – модуль пружності першого роду для сталі, $E = 2 \cdot 10^8$, кПа.

6. Визначаємо осьовий момент інерції поперечного перерізу вала

$$J = \frac{a^4}{12}, \text{ м}^4.$$

7. Визначаємо прогин вала від зосередженої сили T_d

$$f = \frac{T_{\partial} \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{3000 \cdot E \cdot J \cdot l_e}, \text{ м,}$$

8. Перевіряємо виконання умови

$$f \leq [f],$$

де $[f]$ – допустимий прогин вала ($[f]=0,001l_e$) м.

9. Визначаємо згинаючий момент вала від сили заклинювання

$$M_{зз} = \frac{T_{\partial} \cdot l_e}{4}, \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

10. Визначаємо осьовий момент опору перерізу вала:

а) для прямого способу закріплення кронштейнів (рис. 7.2, а)

$$W_{зз} = \frac{a^3}{6}, \text{ м}^3;$$

б) для діагонального способу закріплення (рис. 7.2, б)

$$W_{зз} = \frac{a^3}{8,5}, \text{ м}^3.$$

11. Перевіряємо умову міцності вала на згин

$$\sigma = \frac{1000 \cdot M_{зз}}{W_{зз}} \leq [\sigma], \text{ Па,}$$

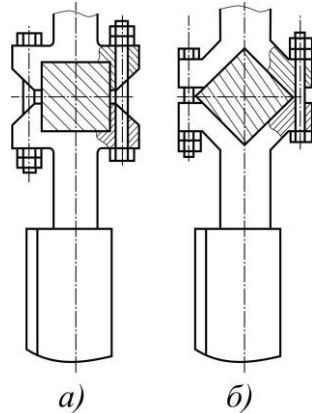


Рис. 7.2. Схема кріплення кронштейнів на лопатевому валу

де: σ – нормальне напруження, Па; $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження, $[\sigma] = 80 \cdot 10^6$, Па.

12. Визначаємо момент кручення вала від сили заклинювання

$$M_{кр} = T_{\partial} \cdot R_{л}, \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

13. Визначаємо полярний момент опору перерізу вала

$$W_{кр} = 0,208 \cdot a^3, \text{ м}^3.$$

14. Перевіряємо умову міцності вала на кручення

$$\tau = \frac{1000 \cdot M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau], \text{ Па,}$$

де: τ – дотичне напруження, Па; $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, $[\tau] = 60 \cdot 10^6$, Па.

15. Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням

$$\eta_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma},$$

де σ_T – границя текучості по нормальним напруженням, $\sigma_T = 200 \cdot 10^6$, Па.

16. Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням

$$\eta_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau},$$

де τ_T – границя текучості по дотичним напруженням,

$$\tau_T = 120 \cdot 10^6.$$

17. Перевіряємо умову запасу міцності по несучій здатності матеріалу вала

$$\eta_T = \frac{\eta_{T\sigma} \cdot \eta_{T\tau}}{\sqrt{\eta_{T\sigma}^2 + \eta_{T\tau}^2}} \geq \eta_{min},$$

де: η_T – коефіцієнт запасу міцності; η_{min} – мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності, $\eta_{min}=1,5\dots 2$.

18. Визначаємо довжину кронштейна лопаті

$$l_{кр} = R_{л} - (0,6\dots 0,8) \cdot a, \text{ м.}$$

19. Визначаємо згинаючий момент в небезпечному перерізі кронштейна

$$M_{32}^{кр} = T_{\partial} \cdot l_{кр}, \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

20. З умови міцності на згин визначаємо діаметр круглого поперечного перерізу кронштейна:

$$d_{кр} = \sqrt[3]{\frac{10^4 \cdot M_{32}^{кр}}{[\sigma]}}, \text{ м.}$$

де $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження, $[\sigma]=80 \cdot 10^6$, Па.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Дорожні машини. Машини для будівництва, ремонту та утримання автомобільних доріг : навч. посіб. Част. II. / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, В. Д. Мусійко, М. П. Кузьмінець, В. І. Пантелєєнко, С. О. Карпушин. Київ, Дніпропетровськ : НТУ, ПДАБА, 2013. 400 с.
2. Дорожньо-будівельні машини : навчальний посібник / Л. М. Кузенко, Д. В. Кузенко, З. З. Вантух, Я. Й. Панюра. Київ : Видавничий дім «Кондор», 2021. 236 с.