

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту ”

Зав. кафедрою СГМ

д.т.н., професор

_____ Микола СВІРЕНЬ

“ ____ ” _____ 20 ____ р.

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

за другим (магістерським) рівнем вищої освіти

на тему:

«Обґрунтування параметрів завантажувача зерна»

Виконав здобувач вищої освіти __П__ курсу,
групи ГМ(СМ)-20М(1,9)

ОНП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве

машинобудування»

_____ Дубницький Роман Анатолійович

« ____ » _____ 20 ____ р.

Керівник проекту

доцент, канд.техн.наук

_____ Сергій МОРОЗ

« ____ » _____ 20 ____ р.

Рецензент _____

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет Агротехнічний

Кафедра Сільськогосподарського машинобудування

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Микола СВІРЕНЬ

«___» _____ 2022 року

**ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА
ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА
ВИЩОЇ ОСВІТИ**

_____ Дубницького Романа Анатолійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту)

Обґрунтування параметрів завантажувача зерна

2. Керівник роботи (проекту)

Мороз Сергій Миколайович, канд. техн. наук, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 10.05.2022 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи (проекту)

Підвищення ефективності роботи завантажувача

зерна

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1–5	Мороз С.М.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Пояснювальна записка	30.04.2022 р.	
2	Графічна частина	30.04.2022 р.	
3	Захист роботи	10.05.2022 р.	

Дата видачі завдання
« 24 » січня 2022 р.

Підпис керівника

_____ Мороз С.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання
« 24 » січня 2022 р.

Підпис здобувача _____ Дубницький Р.А.
(прізвище та ініціали)

Перв. примен.		№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	Кол. листов	№ экз.	Примечание
		1						
		2			Документация общая			
		3						
		4			Заново розроблена			
		5						
Справ. №		6	A1	С33 00. 000 С2	Завантажувач зерна ЗЗП-100	1		
		7	A4	С33 00. 000 ПЗ	Пояснювальна записка	44		
		8						
		9			Документація			
		10			з наукової частини			
		11						
		12			Заново розроблена			
		13						
		14	A1	С33 00. 001 НЧ	Наукова частина	1		
		15	A1	С33 00. 002 НЧ	Огляд конструкції	1		
		16			завантажувачів зерна			
		17	A1	С33 00. 003 НЧ	Визначення витрат	1		
		18			потужності на привод			
Підп. і дата		19			вивантажувального транспортера			
		20						
		21						
Інв. № діал.		22						
		23						
		24						
Взам. инв. №								
Підп. і дата								
Інв. № подл.								

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Дубницький			
Пров.	Мороз			
Н.контр.	Васильковський			
Утв.	Свірень			

С33 00. 000 ВП

Відомість

кваліфікаційної роботи

Лит.	Лист	Листов
	1	2

ЦНТУ
гр. ГМ(СМ)-20М(19)

Копировал
Формат A4

№ строки		Формат	Обозначение	Наименование	Кол. листов	№ экз.	Примечание	
1								
2				<u>Документация</u>				
3				<u>по сборочным единицам</u>				
4								
5				<u>Заново разроблена</u>				
6								
7	*		СЗЗ ОЗ. ОЗО. О10 СБ	Ротор	1		*А2×3	
8								
9				<u>Документация по деталям</u>				
10								
11				<u>Заново разроблена</u>				
12								
13	А3		ЗКШ ОЗ. ОЗО. О10. 101	Шків	1			
14	А3		ЗКШ ОЗ. ОЗО. О10. 601	Вал	1			
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								
25								
26								
27								
28								
29								
Инв. № подл.		Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	СЗЗ ОО. 000 ВП		Лист
								2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				

Зміст

	стор.
Вступ.....	6
2. Наукова частина	7
3. Технологічна частина	20
4. Охорона праці	35
5. Економічна частина	40
Висновки	41
Список використаної літератури	42

ВСТУП

Деякі галузі сільського господарства України займають провідні місця на світовому ринку.

Це стало можливим не тільки інвестиціям у аграрне виробництво, а також завдяки впровадженню новітніх технологій вирощування сільськогосподарських культур. Вони складаються з нових: сортів культур; технологій обробітку ґрунту та догляду за рослинами; засобів захисту рослин та стимуляції їх росту; машин для виконання технологічних операцій.

Українським фермерам приходится адаптуватися в умовах сьогодення, адже нові технології передбачають використання новітньої техніки. Таке оновлення досить затратне і вимагає значні фінансові витрати, які не можуть собі дозволити одноосібники, дрібні та середні фермери.

В цих умовах швидко орієнтуються вітчизняні виробники сільськогосподарської техніки, які копіюють закордонні машини та, вносячи де-які зміни у їх конструкції, пристосовують їх до умов нашої країни. Інші виробники беруть імпорتنу техніку за основу та створюють власні машини. І лише невелика кількість виробників створюють та випускають оригінальні конструкції машин.

Таким чином сучасне сільське господарство передбачає використання сучасних машин, що здатні проводити з належною якістю відповідні технологічні операції.

					<i>СЗЗ 00. 000 ПЗ</i>						
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>			<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>	
<i>Розроб.</i>	<i>Дубницький</i>									6	54
<i>Перевір.</i>	<i>Мороз</i>							<i>ЦНТУ, гр. ГМ(СМ)–20М(1,9)</i>			
<i>Н.контр.</i>	<i>Васильковський</i>										
<i>Затв.</i>	<i>Свірень</i>										

2. НАУКОВА ЧАСТИНА

2.1. Аналіз конструкцій завантажувачів зерна

Зерно фермери зберігають насипом у буртах на підлозі складу або у спеціальних силосах.

Для завантаження зерна з силосів у транспортні засоби не використовують спеціалізовані машини – завантажувачі зерна, оскільки матеріал надходить до них самоплином.

Для переміщення матеріалу з підлоги складів у транспортні засоби використовують універсальні ковшові навантажувачі або спеціалізовані завантажувачі зерна.

Завантажувачі зерна поділяються на безприводні та приводні [1].

Безприводні не мають приводу для переміщення під час роботи. Їх переміщує обслуговуючий персонал. Вони мають просту конструкцію та зазвичай складаються з одного чи кількох шнекових транспортерів.

Вони бувають:

- без живильників з безпосереднім зануренням в борт;
- з живильниками.

До перших відносяться, наприклад, НЗШ–5 (8; 10; 11) (рис. 2.1) [2], Т–401 (рис. 2.2) [3] та інші (рис. 2.3) [4].

Вони прості за конструкцією і тому досить надійні.

Недоліки цих транспортерів:

- для їх переміщення використовується ручна праця обслуговуючого персоналу;
- низький коефіцієнт використання об'єму шнека;
- для перешкодження зворотному руху матеріалу в зазорі між шнеком та кожухом підвищують частоту обертання шнека, для цього використовуються електродвигуни з більшою потужністю.



Рис. 2.1. Завантажувач НЗШ–10



Рис. 2.2. Завантажувач Т–401



Рис. 2.3. Завантажувач WESTFIELD (Канада)

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		8

Другий вид представлений завантажувачами НЗ–5 (рис. 2.4) [5], ПЗШ–10 (рис. 2.5) [6], та іншими (рис. 2.6) [7–9]. На відміну від попередніх ці завантажувачі вивантажувального транспортера мають ще й живильний транспортер.



Рис. 2.4. Навантажувач НЗ–5



Рис. 2.5. Завантажувач ПЗШ–10

До приводних відносяться завантажувачі, які під час роботи можуть самі переміщуватися з невеликою швидкістю чи їх переміщення здійснює оператор, використовуючи для цього привод машини.

					<i>СЗЗ 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		9



Рис. 2.6. Завантажувач Агровектор

Приводні завантажувачі мають більш складну конструкцію. У більшості в їх конструкціях використовуються три транспортери: живильний, завантажувальний та вивантажувальний.

В залежності від виду транспортерів, що використовуються на кожному етапі транспортування матеріалу їх можна поділити на кілька сімейств.

До одного з таких сімейств відносяться завантажувачі зерна: ЗМ–60, ЗЗП–60, ЗЗС–60, ПЗМ–60Ш, ДТ-80, ЗЗП–80У, ЗЗП–80, ЗЗС–80, ДТ-90, ЗМ–90, ЗЗП–100, ЗЗП–100У, ПЗУ–110, ДТ-120, ПЗМ–120М, ПЗМ–120К, ПЗМ–170, а також ПЗМ–170 "ЗУБР" [10–24].

Для цих машин характерним є використання в якостях живильників та завантажувача скребкових транспортерів. Для відвантаження матеріалу в транспортні засоби використовуються тримери [1].

Принцип роботи завантажувачів. Скребки живильників під час руху вибирають з кагату зерновий матеріал та спрямовують його центру. Тут скребки завантажувального транспортера підіймають зерно на де-яку висоту. Під вивантажувальною горловиною завантажувача встановлено обмежувальний напрямник, який спрямовує матеріал до лійки тримера. Тример викидає зерно назовні завантажувача.



Рис. 2.7. Завантажувачі зерна ЗМ–60 та ПЗМ–60



Рис. 2.8. Навантажувач ДТ–80



Рис. 2.9. Навантажувач ПЗМ–90

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

С33 00. 000 ПЗ

Арк.

11

Для формування спрямованого потоку матеріалу використовується вивантажувальний рукав.

В залежності від потужності двигунів та параметрів транспортерів продуктивність завантажувачів коливається в межах 60–170 т/год при завантаженні зерна колосових культур та кукурудзи.

Проста конструкція завантажувача дозволяє працювати з ним та обслуговувати його працівнику з низькою кваліфікацією.

Недоліки завантажувачів:

- низька якість підбору матеріалу з поверхні, на якій розташовується кагат. Відбувається перелопачування матеріалу внаслідок великої бокової подачі до транспортеру;
- тертя часток між собою та об поверхню, на якій знаходиться кагат викликає значне пошкодження та подрібнення їх поверхонь при транспортуванні;
- скребкові транспортери мають високу енергоємність;
- під час стиснення шару часток між стрічкою та барабаном відбувається їх травмування тримером;
- травмування зерна у тримері силами інерції;
- висока швидкість вильоту із завантажувача.

Дещо відрізняється від них завантажувач зерна ПЗМ–60Ш (рис. 2.10). У нього використовується шнековий транспортер для завантаження у транспортні засоби замість тримера [25].

Шнековий вивантажувальний транспортер може повертатися праворуч чи ліворуч на кут до 90° від поздовжньої осі машини.

Завантажувач має такі ж недоліки у роботі живильників та завантажувача.

Переваги конструкції завантажувача зерна ПЗМ–60Ш:

- заміна тримера шнеком дозволила усунути вплив інерційних сил на зерно;

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		12



Рис. 2.10. Завантажувач ПЗМ–60Ш

- зменшення швидкості транспортування зерна назовні завантажувача зменшила травмування та пошкодження часток матеріалу при попаданні на поверхню транспортного засобу.

Конструкція завантажувача ПЗМ–90 відрізняється від конструкцій розглянутих завантажувачів (рис. 2.11), у якого замість скребкових живильників використовуються шнекові [26].



Рис. 2.11. Завантажувач ПЗМ–90

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		13

Це дозволило значно зменшити втрати зерна за живильними транспортерами. Також зменшилося травмування та пошкодження часток матеріалу через усунення перетирання їх при транспортуванні до завантажувального транспортера.

Конструкція завантажувача зерна СНШ–60 відрізняються від попередніх. У ньому в якості транспортерів використовуються шнеки [27].



Рис. 2.12. Завантажувач СНШ–60

Це дозволило:

- підвищити якість роботи;
- зменшити пошкодження та травмування зерна;
- спростити конструкцію машини;
- зменшити час на обслуговування та ремонт;
- зменшити енергоємність завантажувача.

Зовсім іншу конструкцію мають завантажувачі Р6–КШП–6 та КШП–6УМ (рис. 2.13) [28–29]. Їх основні частини:

- шнекові живильники та ковшовий завантажувач мають спільний привод та разом з ним утворюють живильно–завантажувальний блок, що за допомогою шарніра та гідроциліндрів кріпиться до рами;



Рис. 2.13. Навантажувач Р6–КШП–6

– вивантажувальний транспортер стрічково–планчатого типу.

Шнекові живильники приводяться в дію від валу ковшового транспортеру. Стрічки шнеків мають вирізи для запобігання перезавантаження ковшів.

Відсутність перетинок між живильниками та завантажувачем дозволяють шнекам подавати матеріал безпосередньо до ковшів.

Вивантажувальний транспортер встановлений на поворотній платформі з протилежного краю рами. Він має вертикальну вісь обертання. В обидва боки може повертатися від поздовжньої осі на кут до 90°.

У порівнянні з тримером стрічковий транспортер не сприяє травмуванню зерна.

Недоліки конструкції завантажувачів:

– мала ширина захвату машини порівняно з попередніми завантажувачами;

– стрічковий транспортер дуже чутливий до перенавантаження. Необхідно постійно контролювати рівень заповнення ковшів, не більше ніж 0,7–0,8 їх об'єму. При збільшенні об'єму зерна у ковшах відбувається перенавантаження стрічкового транспортеру, внаслідок чого стрічка

пробуксовує, особливо коли завантажує під великими кутами. Це призводить до його зупинки та накопиченню матеріалу на його початку;

- затрати енергії на переміщення матеріалу з бурта до кожуха живильника.

Аналіз конструкцій завантажувачів виявив переваги використання в якості живильника шнекових транспортерів над скребковими.

В якості завантажувального транспортера доцільно використовувати ковшовий ніж скребковий чи шнековий.

Всі розглянуті конструкції вивантажувальних транспортерів мають вагомні недоліки. Тому замість них слід використати більш простий, надійний з меншими витратами енергії пристрій. Ці переваги мають лопатеві роторні транспортери, що транспортують подрібнений матеріал кормозбиральними комбайнами у транспортні пристрої.

Таким чином в якості базової машини обираємо завантажувач ПЗМ–100 з наступними змінами:

- замінюємо тример лопатевим ротором, що дозволить забезпечити безперебійність роботи машини та зменшить пошкодження та травмування зерна.

2.2. Висновки. Постановка мети і задач досліджень

Проведений аналіз конструкцій завантажувачів зерна дозволив встановити недоліки та переваги в їх конструкціях.

Встановлено:

- найменше пошкоджують та травмують зерно стрічковий, ковшовий транспортери та лопатевий ротор;
- більш просту конструкцію мають шнековий та стрічковий транспортер, а також лопатевий ротор;
- високу надійність роботи забезпечують тример та лопатевий ротор;

- найменше затрат на обслуговування та ремонт у шнека та лопатевого ротора.

Для порівняння витрат енергії кожним видом транспортерів під час їх роботи необхідно провести дослідження. Тому формуємо мету та задачі досліджень, встановимо їх об'єкт і предмет.

Мета дослідження: підвищення якості роботи завантажувача зерна.

Задачі досліджень:

1. Дослідити енергоємність роботи транспортерів під час роботи.
2. Встановити вплив конструктивних та технологічних параметрів вивантажувального транспортера на енергоємність його роботи.

Об'єкт дослідження: процес роботи вивантажувального транспортера завантажувача зерна.

Предмет дослідження: конструктивні та технологічні параметри вивантажувального транспортера завантажувача зерна.

2.3. Аналіз витрат енергії порівнювальними типами вивантажувальних транспортерів завантажувачів зерна

Порівняємо витрати енергії на привод тримера, шнека та лопатевого ротора.

Потужність на привод тримера визначається за формулою [1]:

$$N = \frac{Q \cdot v_g^2 \cdot \left(\left(e^{f \cdot \alpha_0} \right)^2 - 1 \right) \cdot c \cdot c_0}{102 \cdot g}, \quad (2.1)$$

де Q – продуктивність, т/год;

v_g – швидкість вивантажування зерна, м/с;

f – динамічний коефіцієнт тертя часток по поверхні стрічки;

α_0 – кут обхвату стрічкою барабана тримера, °;

c – коефіцієнт опору жорсткості стрічки перегинам;

c_0 – коефіцієнт опору жорсткості стрічки.

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		17

Потужність на валу шнека [1]:

$$N = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot Q \cdot L \cdot k (\sin \beta + \mu_2 \cos \beta) \operatorname{tg} (\alpha_0 + \rho_1)}{367,2 \cdot S \cdot \eta}, \quad (2.2)$$

де v_0 – швидкість центра тиску вантажа на шнек;

G – вага вантажу, що знаходиться у кожусі;

β – кут нахилу шнека відносно горизонту;

μ_2 – коефіцієнт тертя вантажу по внутрішній поверхні жолобу;

ρ_1 – кут тертя вантажу по поверхні шнека;

α_0 – кут підйому гвинтової лінії, що проходить через центр тиску вантажа на шнек.

Потужність, що приводить в дію лопатевий барабан (3.14)

$$N = P \cdot f \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega_2 + Y^2 \frac{\rho \cdot F \cdot r \cdot k}{2 \cdot g} \cdot \omega_2^3 + \frac{Q \cdot R \cdot g}{2} \times \\ \times \left[\frac{K}{2} - \frac{V_1^2}{2 \cdot g \cdot R} - \sin \sigma - \cos \delta + f' \cdot \gamma \cdot (K + \sin \lambda + \cos \delta) \right], \quad (2.3)$$

де P – сума реакцій на опорах, Н;

f – коефіцієнт тертя в опорах;

d – діаметр підшипникових опор, м;

Y – коефіцієнт пропорційності;

ρ – густина повітря, кг/м³;

F – лобова площа лопаті, м²

k – кількість лопатей, шт;

r – відстань від геометричного центру лопаті до осі обертання, м;

Q – продуктивність, кг/с

γ – кут між початком розгінної поверхні та її кінцем, рад;

S – довжина дна, м;

R – радіус дна, м;

σ – кут попадання матеріалу на розгінну поверхню;

δ – кут сходу з розгінної поверхні;

v_1 – швидкість руху зерна до взаємодії з лопатями ротору, м/с;

f' – коефіцієнт тертя зерна по поверхні тертя;

λ – кут знаходження зерна на розгінній поверхні.

Використовуючи теоретичні залежності визначення потужності на привод тримера, шнека та лопатевого ротора будуюмо графічні залежності відносно зміни їх продуктивності роботи рис. 2.14.

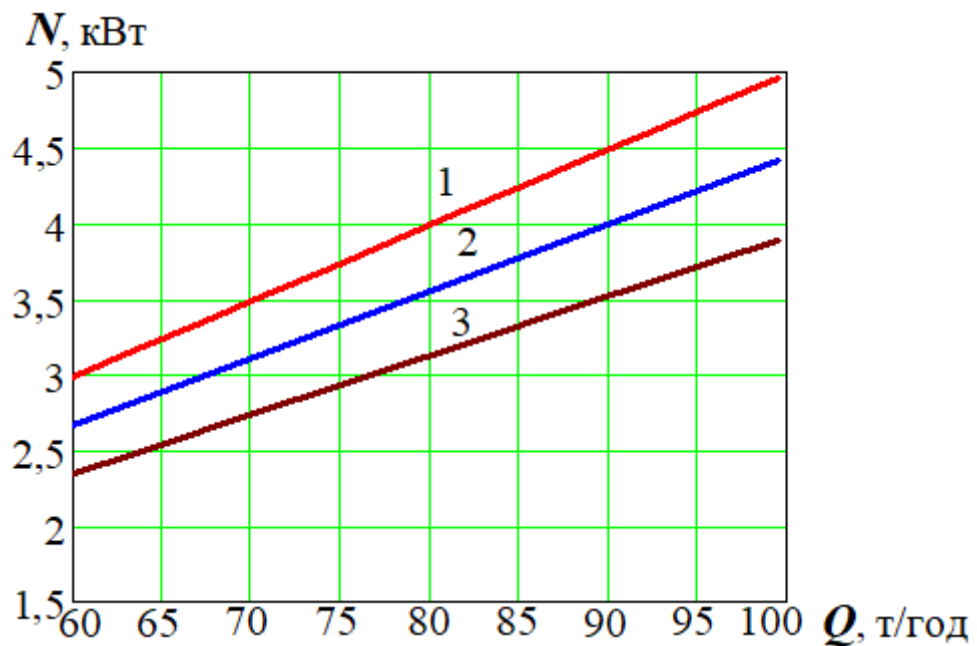


Рис. 2.14. Залежності витрат потужності на привод робочих органів від їх продуктивності роботи

1 – тример; 2 – шнек; 3 – лопатевий ротор

Аналіз отриманих залежностей показує, що найменші витрати енергії на роботу має лопатевий ротор.

Як видно графічні залежності носять лінійний характер та мають пряму залежність від вказаних параметрів.

3. ТЕХНОЛОГІЧНІ РОЗРАХУНКИ

3.1. Розрахунок параметрів інерційного відвантажувача

Визначаємо ширину криволінійної поверхні кожуха відвантажувача

$$B = \frac{Q}{q_B} = \frac{Q}{L \cdot q_F}, \quad (3.1)$$

де q_F – питома подача на одиницю площі кожуха відвантажувача, кг/(с×м²);
 q_B – питома подача на одиницю ширини кожуха відвантажувача, кг/(с×м);
 L – довжина криволінійної поверхні кожуха відвантажувача, м

$$L = \frac{\pi \cdot R}{\alpha}, \quad (3.2)$$

де α – кут обхвату дна ротора.

Кут обхвату дна ротора складається з кута подачі матеріалу до ротора, який становить 70°, та мінімального кута його сходження з криволінійної поверхні кожуха відвантажувача. Мінімальний кут нахилу напрямника вивантажувача 20°. Отже кут обхвату дна ротора $\alpha=90^\circ$.

Частота обертання і радіус ротора криволінійної поверхні кожуха відвантажувача зв'язані виразом

$$\frac{v}{R} = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3.3)$$

Виразимо з цього виразу радіус

$$R = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot n}, \quad (3.4)$$

де n – частота обертання ротора відвантажувача, хв⁻¹;
 v – колова швидкість зовнішнього крайка ротора, м/с.

Забезпечення стабільної роботи органів, що обертаються навколо власної осі, залежить від показника кінематичного режиму, який знаходиться за виразом:

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		20

$$K = \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \frac{R}{g}, \quad (3.5)$$

Найбільш оптимальне значення показника кінематичного режиму знаходиться в межах $K=210-350$. Для розрахунків приймаємо $K=210$.

Виразимо з цього виразу радіус R , підставивши його у (3.4), знайдемо частоту обертання ротора

$$n = \frac{30g \cdot K}{\pi \cdot v}. \quad (3.6)$$

Колову швидкість країв лопаток відвантажувача знайдемо дальності польоту часток матеріалу, оскільки в момент сходу з криволінійної поверхні кожуха відвантажувача їх швидкість рівна коловій швидкості зовнішнього крайка ротора:

$$v = \sqrt{\frac{l \cdot g}{\sin 2\alpha}}, \quad (3.7)$$

де l – дальність польоту зерна, $l=20$ м

$$v = \sqrt{\frac{20 \cdot 9,81}{\sin(2 \cdot 20)}} = 17,47 \text{ м/с.}$$

Таким чином

$$n = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 280}{3,14 \cdot 17,47} = 1502 \text{ хв}^{-1}.$$

Тоді радіус ротора становить

$$R = K \cdot g \left(\frac{30}{\pi \cdot n} \right)^2 = 280 \cdot 9,81 \frac{900}{(3,14 \cdot 1502)^2} = 0,11 \text{ м.}$$

Приймаємо $R=0,125$ м.

Тоді діаметр ротора становить

$$D = 2 \cdot R = 2 \cdot 0,125 = 0,25 \text{ м.}$$

Визначаємо довжину криволінійної поверхні кожуха відвантажувача

$$L = \frac{\pi \cdot 0,125}{2} = 0,196 \text{ м.}$$

Звідки знаходимо ширину криволінійної поверхні кожуха відвантажувача

$$B = \frac{110}{3,6 \cdot 0,196 \cdot 350} = 0,445 \text{ м.}$$

Приймаємо ширину криволінійної поверхні кожуха відвантажувача рівною ширині ковша $B=0,45$ м.

Вибір електродвигуна проведемо в енергетичних розрахунках.

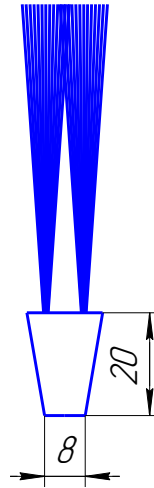


Рис. 3.1. Щітка дворядна

В якості лопаті в барабані використовується щітка дворядна ГОСТ 3789–68 з габаритними розмірами: ширина колодки – 15 мм, висота колодки – 20 мм, висота щетини – 58 мм, довжина – 950 мм, діаметр зовнішніх країв щетини приймаємо рівним діаметру барабана – 250 мм.

Визначаємо кількість щіток на барабані.

Максимальну кількість щіток, яка може розміститися на розрахованому радіусі, знайдемо за виразом

$$k_{\max} = \frac{\pi \cdot (d_{\delta} - 2h_{щ})}{b}, \quad (3.8)$$

де d_{δ} – діаметр барабана, $d_{\delta}=0,25$ м;

h – довжина щітки, $h_{щ}=0,078$ м;

b – ширина щітки, $b_{щ}=0,015$ м.

На основі змін в конструкції щіток та з врахуванням товщини стінок кронштейна (0,5–0,8 мм) визначимо кількість лопатей барабана.

$$k = \frac{3,14(0,25 - 2 \cdot 0,058)}{0,015 + 2 \cdot 0,0005} = 27,14 \text{ шт.}$$

Оскільки барабан обертається з високою швидкістю, то необхідно для усунення явища дисбалансу використовувати кількість щіток, яка кратна 2. Для зручності розмітки і виготовлення отворів, з врахуванням технологічних зазорів між щітками, які необхідні для зручності складання вузла, та згідно умови кратності кількості лопатей, приймаємо $k=26$ шт.

3.2. Кінематичні розрахунки

3.2.1. Визначення передаточного відношення приводу інерційного вивантажувача

Знаходимо передаточне відношення клинопасової передачі приводу ковшового транспортера:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3}, \quad (3.9)$$

де $n_{\text{дв}}$ – частота обертання електродвигуна. Згідно розрахункам, проведених у 3.1. $n_{\text{дв}}=1980 \text{ хв}^{-1}$;

n_3 – частота обертання вала вивантажувача

$$i = \frac{1980}{1502} = 1,318.$$

3.3. Енергетичний розрахунок

3.3.1. Визначення потужності на привід вивантажувача

Важливим експлуатаційним показником роботи вивантажувача є енергоємність виконання технологічного процесу, яка впливає на економічну ефективність його використання.

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		23

Потужність, що приводить в дію лопатевий барабан можна виразити за формулою

$$N = N_1 + N_2, \quad (3.9)$$

де N_1 – потужність, необхідна для подолання шкідливих опорів, Вт;

N_2 – потужність, необхідна для переміщення зерна, Вт.

Потужність N_1 , необхідна на подолання шкідливих опорів (на тертя в опорах та опір повітря), змінюється в залежності від кутової швидкості обертання щіткового барабана за рівняннями М.М. Лєтошнева, яке виведене на основі теорії барабану В.П. Гарячкіна:

$$N_1 = A \cdot \omega + B \cdot \omega^3, \quad (3.10)$$

де A, B – коефіцієнти;

ω_2 – кутова швидкість лопатевого ротора

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1502}{30} = 157,21 \text{ с}^{-1}.$$

Коефіцієнт A дорівнює моменту сил тертя в опорах:

$$A = P \cdot f \cdot \frac{d}{2}, \quad (3.11)$$

де P – сума реакцій на опорах, $P=113,75$ Н;

f – коефіцієнт тертя в опорах;

d – діаметр підшипникових опор, м.

Коефіцієнт тертя для кулькових підшипників становить $f=0,001$.

Діаметр валу в місці встановлення підшипників $d=25$ мм.

Коефіцієнт B характеризує аеродинамічну дію лопатевого барабану і обчислюється за формулою:

$$B = Y^2 \cdot \frac{\rho \cdot F \cdot k \cdot r}{2 \cdot g}, \quad (3.12)$$

де Y – коефіцієнт пропорційності, $Y=0,18$;

ρ – густина повітря, $\rho=1,2$ кг/м³;

F – лобова площа лопаті, м²

$$F = B \cdot H = 0,1 \cdot 0,055 = 0,0055 \text{ м}^2;$$

k – кількість лопатей, $k=26$;

r – відстань від геометричного центру лопаті до осі обертання, $r=0,1$ м.

Потужність N_2 , необхідна для пересування зерна може бути представлена сумою відношень приросту його повної енергії до часу перебування на решеті:

$$N_2 = \frac{Q \cdot R \cdot g}{2} \left[\frac{K}{2} - \sin \sigma - \cos \delta - \frac{V_1^2}{2 \cdot g \cdot R} + f' \cdot \gamma \cdot (K + \sin \lambda + \cos \delta) \right], \quad (3.13)$$

де Q – продуктивність, $Q=30,56$ кг/с.

$\gamma = \frac{S}{R}$ – кут між початком розгінної поверхні та її кінцем, рад;

S – довжина дна, м;

R – радіус дна, м;

σ – кут попадання матеріалу на розгінну поверхню;

δ – кут сходу з розгінної поверхні;

v_1 – швидкість руху зерна до взаємодії з лопатями ротору, м/с;

f' – коефіцієнт тертя зерна по поверхні тертя;

λ – кут знаходження зерна на розгінній поверхні.

З урахуванням отриманих виразів для обчислення потужностей необхідних для здійснення холостого ходу та пересування зерна по поверхні кожуху, формула для визначення енергоємності процесу переміщення прийме вигляд

$$N = P \cdot f \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega_2 + Y^2 \frac{\rho \cdot F \cdot r \cdot k}{2 \cdot g} \cdot \omega_2^3 + \frac{Q \cdot R \cdot g}{2} \times \\ \times \left[\frac{K}{2} - \frac{V_1^2}{2 \cdot g \cdot R} - \sin \sigma - \cos \delta + f' \cdot \gamma \cdot (K + \sin \lambda + \cos \delta) \right] \quad (3.14)$$

Таким чином, підставивши в отримане рівняння значення параметрів, що входять до нього отримаємо

$$N = 113,75 \cdot 0,001 \cdot \frac{0,25}{2} \cdot 157,21 + 0,18^2 \frac{1,2 \cdot 0,0055 \cdot 0,1 \cdot 26}{2 \cdot 9,81} \cdot 157,21^3 +$$

$$+ \frac{30,56 \cdot 0,125 \cdot 9,81}{2} \times$$

$$\times \left[\frac{280}{2} - \frac{0,01^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,125} - \sin 70 - \cos 20 + 0,346 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (280 + \sin 70 + \cos 20) \right] =$$

$$= 3,869 \text{ Вт.}$$

Приймаємо електродвигун АИ2М80А4 ГОСТ 19523–81, у якого потужність $N=4$ кВт, частота обертання валу $n=1980$ хв⁻¹.

3.4. Розрахунок деталей на міцність

3.4.1. Розрахунок клинопасової передачі приводу ротора [31]

Вихідні дані:

Потужність двигуна $N_{ДВ} = 4,0$ кВт.

Частота обертання валу двигуна $n_H = 1980$ об/хв.

Передачне відношення $i=1,318$.

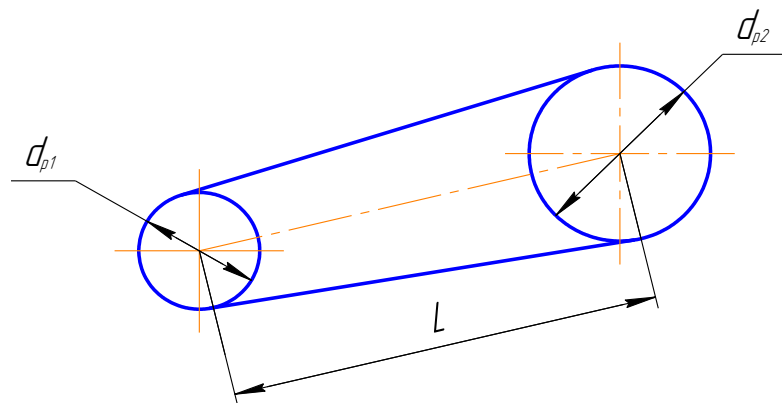


Рис. 3.2. Розрахункова схема клинопасової передачі

Визначаємо крутний момент на валу двигуна T_1 , та на валу ротора T_2 :

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{N_{ДВ}}{n_H} = 9550 \cdot \frac{4}{1980} = 19,29 \text{ Н·м;}$$

$$T_2 = \frac{N_2}{\omega_p} = \frac{3,869 \cdot 10^3}{157,21} = 24,61 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де N_2 - потужність на валу ротора.

За знайденим значенням T_1 згідно, табл. 2.12, приймаємо переріз пасу "А" з наступними геометричними параметрами (рис. 3.17.):

$$b_p = 11 \text{ мм}$$

$$h = 8 \text{ мм}$$

$$b_o = 13 \text{ мм}$$

$$y_o = 28 \text{ мм}$$

$$F_1 = 0,81 \text{ см}^2$$

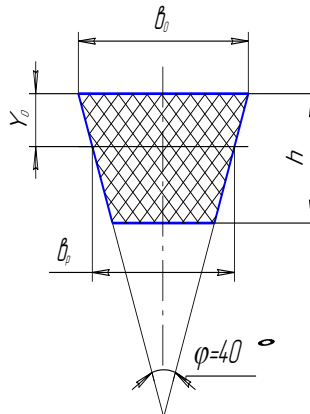


Рис. 3.3. Пас клиновий нормального перерізу ГОСТ 1284-80

Діаметр меншого шківa визначаємо згідно рекомендацій, табл. 2.12, $d_{pmin} = 90$ мм. Конструктивно, для збільшення довговічності та потужності, яка передається одним пасом, приймаємо $d_{p1} = 125$ мм.

Діаметр більшого шківa:

$$d_{p2} = d_{p1} \cdot i(1 - \varepsilon) = 125 \cdot 1,318(1 - 0,02) = 161,46 \text{ мм}$$

де ε - коефіцієнт ковзання клинового пасу, $\varepsilon = 0,02$.

Стандартний діаметр по ГОСТ 17383-73, табл. 2.21 $d_{p2} = 160$ мм.

Фактичне передавальне число:

$$i_\phi = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1 - \varepsilon)} = \frac{160}{125(1 - 0,02)} = 1,306.$$

Визначаємо швидкість пасу:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 1980}{60 \cdot 1000} = 12,95 \text{ м/с}.$$

Частота обертання вала ротора:

$$n_p = \frac{d_{p1} \cdot n_1 (1 - \varepsilon)}{d_{p2}} = \frac{125 \cdot 1980 \cdot (1 - 0,02)}{160} = 1516 \text{ хв}^{-1}.$$

Міжосьова відстань передачі

$$a = 0,95 d_{p2} = 0,95 \cdot 160 = 152 \text{ мм.}$$

Визначаємо розрахункову довжину паса:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} = 2 \cdot 152 + \frac{3,14}{2} \cdot (125 + 160) + \frac{(160 - 125)^2}{4 \cdot 152} = 753 \text{ мм.}$$

Стандартна довжина паса (стор. 126) $L_{ст}=800$ мм.

По стандартній довжині паса уточнюємо значення міжосьової відстані:

Мінімальна міжосьова відстань для зручності монтажу та зняття пасу:

$$a = \frac{1}{8} \left[2L_{ст} - \pi(d_{p1} + d_{p2}) + \sqrt{[2L_{ст} - \pi(d_{p1} + d_{p2})]^2 - 8(d_{p2} - d_{p1})^2} \right] =$$
$$= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 800 - 3,14(125 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 800 - 3,14(125 + 160)]^2 - 8(160 - 125)^2} \right] = 175 \text{ мм.}$$

$$a_{\min} = a - 0,01 \cdot L = 152 - 0,01 \cdot 800 = 144 \text{ мм}$$

Максимальна міжосьова відстань для створення натягу паса:

$$a_{\max} = a + 0,025 \cdot L = 152 + 0,025 \cdot 800 = 172 \text{ мм.}$$

Кут обхвату пасом меншого шківa:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{160 - 125}{152} = 166,18^\circ.$$

Визначаємо вихідну довжину паса, табл. 2.15. $L_0=1700$ мм. Відносна

довжина $\frac{L}{L_0} = \frac{800}{1700} = 0,471.$

Знаходимо коефіцієнт довжини, табл. 2.19. $C_L=0,86.$

Вихідна потужність становитиме при $d_{p1}=125$ мм та $v=12,95$ м/с,

табл. 2.15. $N_0=2,39$ кВт.

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		28

Визначаємо коефіцієнт обхвату, табл. 2.18, $C_\alpha = 0,968$.

Поправка до крутного моменту, табл. 2.20, $\Delta T_i = 0,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Поправка до потужності, стор. 28:

$$\Delta N = 0,0001 \cdot \Delta T_i \cdot n_n = 0,0001 \cdot 0,8 \cdot 1516 = 0,12 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт режиму роботи згідно, табл. 2.8. $C_p = 0,92$.

Допустима потужність на один пас:

$$[N] = (N_0 C_\alpha C_L + \Delta N) C_p = (2,39 \cdot 0,968 \cdot 0,86 + 0,12) \cdot 0,92 = 1,94 \text{ кВт.}$$

Знаходимо кількість пасів:

$$z = \frac{N}{[N]} = \frac{4}{1,94} = 2,06.$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження, стор. 28, $C_z = 0,95$.

Дійсна кількість пасів в передачі

$$z' = \frac{z}{C_z} = \frac{2,06}{0,95} = 2,17 \text{ шт.}$$

Приймаємо $z=3$ паси.

Визначаємо силу початкового натягу паса:

$$S'_0 = \frac{780 \cdot N}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z} + q \cdot v^2 = \frac{780 \cdot 4}{12,95 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1} + 0,1 \cdot 12,95^2 = 270 \text{ Н,}$$

де $q=0,1 \text{ кг/м}$, табл.2.12. – погонна вага паса.

Сила, що діє на вал ротора:

$$Q = 2 \cdot S'_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 270 \cdot 3 \cdot \sin \frac{166,18^\circ}{2} = 1608 \text{ Н.}$$

3.5.2. Розрахунок на міцність вала ротора

Вихідні дані:

Крутний момент $T = 24,61 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Сила, що діє на вал з боку пасової передачі $Q = 1608 \text{ Н}$.

Визначення недостаючих вихідних даних:

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		29

1. У вертикальній площині на вал діє сила ваги щіткового барабана та дисків із ступицями. Цю силу будемо вважати розподіленим навантаженням q , яке діє на вал по довжині ротора $L = 0,45$ м

Визначаємо вагу ступиці з дисками:

$$G = G_1 + G_2 + G_3, \quad (3.15)$$

де G_1 - вага щіток;

G_2 - вага ступиць;

G_3 - вага дисків.

Значення $G_1 - G_3$ визначені при проектуванні відповідних деталей:

$$G_1 = 4,9 \text{ кг} = 49 \text{ Н}; \quad G_2 = 0,9 \text{ кг} = 9 \text{ Н};$$

$$G_3 = 3,2 \text{ кг} = 32 \text{ Н}; \quad G = 49 + 9 + 32 = 90 \text{ Н}.$$

Розподілене навантаження q складає

$$q = \frac{G}{L} = \frac{90}{0,45} = 200 \text{ Н/м}.$$

Оскільки пасова передача розташована під кутом 30° до горизонтальної осі, то складові сили Q будуть діяти як в горизонтальній так і у вертикальній площинах:

$$Q_H = Q \cdot \cos 30^\circ = 1608 \cdot \cos 30^\circ = 1393 \text{ Н};$$

$$Q_B = Q \cdot \sin 30^\circ = 1608 \cdot \sin 30^\circ = 804 \text{ Н}.$$

Складаємо розрахункову схему вала (рис. 3.4).

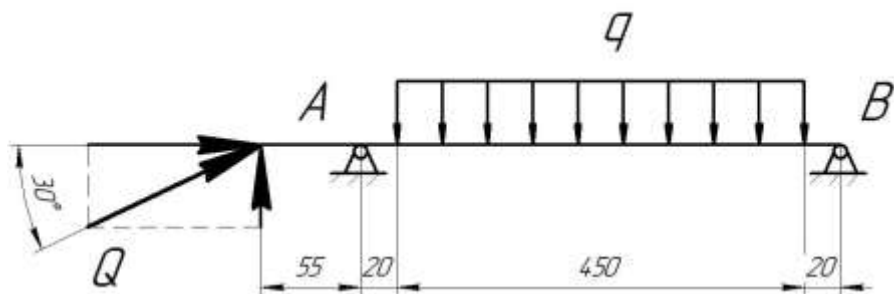


Рис. 3.4. Розрахункова схема навантаження вала

Визначаємо реакції опор у горизонтальній площині.

Запишемо рівняння балансу моментів сил відносно точки А (рис. 3.5):

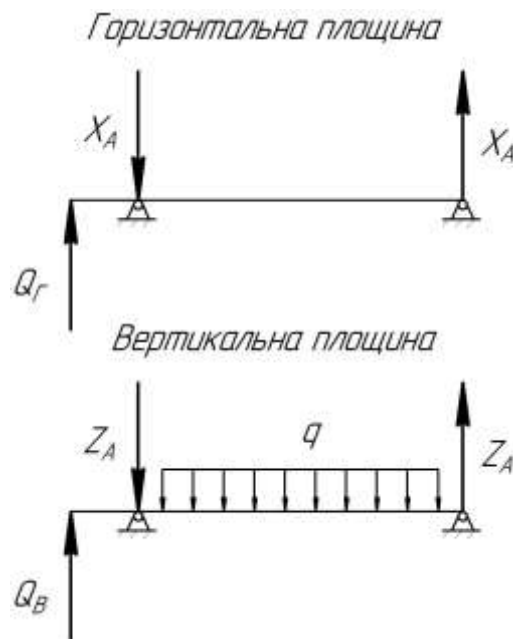


Рис. 3.5. Схеми сил, що діють на вал

$$Q \cdot 0,055 \cdot \cos 30^\circ - X_B \cdot 0,49 = 0. \quad (3.16)$$

Знаходимо значення реакції опори в точці В:

$$X_B = \frac{Q \cdot 0,055 \cdot \cos 30^\circ}{0,49} = \frac{1608 \cdot 0,055 \cdot \cos 30^\circ}{0,49} = 156,31 \text{ Н.}$$

Рівняння балансу моментів сил відносно точки В:

$$Q \cdot 0,545 \cdot \cos 30^\circ - X_A \cdot 0,49 = 0. \quad (3.17)$$

Знаходимо значення реакції опори в точці А:

$$X_A = \frac{Q \cdot 0,545 \cdot \cos 30^\circ}{0,49} = \frac{1608 \cdot 0,545 \cdot \cos 30^\circ}{0,49} = 1548,88 \text{ Н.}$$

Виконаємо перевірку балансу сил

$$\sum F_Y = 0;$$

$$Q \cdot \cos 30^\circ - X_A + X_B = 1608 \cdot \cos 30^\circ - 1548,88 + 156,31 = 0.$$

Реакції в опорах визначені правильно.

Визначаємо реакції опор у вертикальній площині.

Запишемо рівняння балансу моментів сил відносно точки А:

$$Q \cdot 0,055 \cdot \sin 30^\circ + q \frac{0,45}{2} \cdot \left(\frac{0,45}{2} + 0,02 \right) - Z_B \cdot 0,49 = 0. \quad (3.18)$$

Знаходимо значення реакції опори в точці В:

$$\begin{aligned} Z_B &= \frac{Q \cdot 0,055 \cdot \sin 30^\circ + q \frac{0,45}{2} \cdot \left(\frac{0,45}{2} + 0,02 \right)}{0,49} = \\ &= \frac{200 \frac{0,45}{2} \cdot \left(\frac{0,45}{2} + 0,02 \right) + 1608 \cdot 0,055 \cdot \sin 30^\circ}{0,49} = 112,74 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Запишемо рівняння балансу моментів сил відносно т. В:

$$Q \cdot 0,545 \cdot \sin 30^\circ - q \frac{0,45}{2} \cdot \left(\frac{0,45}{2} + 0,02 \right) - Z_A \cdot 0,49 = 0. \quad (3.19)$$

Знаходимо значення реакції опори в точці А:

$$\begin{aligned} Z_A &= \frac{Q \cdot 0,545 \cdot \sin 30^\circ - q \frac{0,45}{2} \cdot \left(\frac{0,45}{2} + 0,02 \right)}{0,49} = \\ &= \frac{1608 \cdot 0,545 \cdot \sin 30^\circ - 200 \frac{0,45}{2} \cdot \left(\frac{0,45}{2} + 0,02 \right)}{0,49} = 871,74 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Виконаємо перевірку балансу сил

$$\sum F_Y = 0;$$

$$Q \cdot \sin 30^\circ - Z_A - q \cdot \frac{0,45}{2} + Z_B = 1608 \cdot \sin 30^\circ - 871,74 - 200 \cdot \frac{0,45}{2} + 112,74 = 0.$$

Реакції в опорах визначені правильно.

Будуємо епюри моментів згину у горизонтальній площині (рис. 3.6).

Перетин С:

$$M = Q_r \cdot x; \text{ оскільки } x=0, \text{ тоді } M = 0.$$

Перетин А:

$$M = Q_r \cdot x; \text{ оскільки } x=0,055 \text{ м, тоді}$$

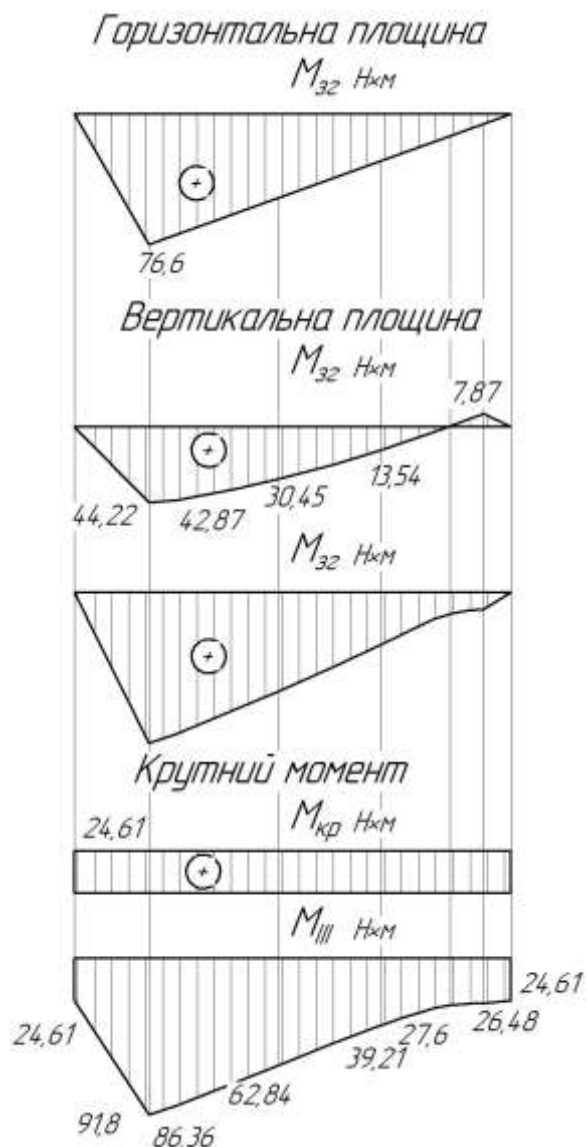


Рис. 3.6. Епюри моментів

$$M = 1393 \cdot 0,055 = 76,6 \text{ Н} \times \text{м}.$$

Проведемо перевірку визначивши в перетині А-А згинальний момент від сили Y_B :

$$M = -X_B \cdot 0,49 = -156,31 \cdot 0,49 = -76,6 \text{ Н} \times \text{м}.$$

Будуємо епюри моментів згину у вертикальній площині (рис. 3.6).

Перетин С:

$$M = Q_B \cdot x; \text{ оскільки } x=0, \text{ тоді } M = 0.$$

Перетин А:

$$M = Q_B \cdot x; \text{ оскільки } x=0,055 \text{ м, тоді}$$

$$M = 804 \cdot 0,055 = 44,22 \text{ Н} \times \text{м}.$$

Праву частину епюри згинальних моментів побудуємо, задавши додаткові точки:

$$\begin{aligned} M_{A+0,02} &= Q_B \cdot (0,055 + 0,02) - Z_A \cdot 0,02 = \\ &= 804(0,055 + 0,02) - 871,74 \cdot 0,02 = 42,87 \text{ Н} \times \text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{A+0,245} &= Q_B \cdot (0,055 + 0,15) - Z_A \cdot 0,15 - q \cdot \frac{0,15^2}{2} = \\ &= 804(0,055 + 0,02 + 0,15) - 871,74 \cdot (0,02 + 0,15) - 200 \cdot \frac{0,15^2}{2} = 30,45 \text{ Н} \times \text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{A+0,47} &= Q_B \cdot (0,05 + 0,02 + 0,3) - Z_A \cdot (0,02 + 0,3) - q \cdot \frac{0,3^2}{2} = \\ &= 804(0,055 + 0,02 + 0,3) - 871,74 \cdot (0,02 + 0,3) - 200 \cdot \frac{0,3^2}{2} = 13,54 \text{ Н} \times \text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{A+0,47} &= Q_B \cdot (0,055 + 0,02 + 0,45) - Z_A \cdot (0,02 + 0,45) + q \cdot \frac{0,45^2}{2} = \\ &= 804(0,055 + 0,02 + 0,45) - 871,74 \cdot (0,02 + 0,45) - 200 \cdot \frac{0,45^2}{2} = -7,87 \text{ Н} \times \text{м}. \end{aligned}$$

Будуємо епюру згинальних та крутного моментів, що діють на ротор

$$M_{32} = \sqrt{M_{32B}^2 + M_{32\Gamma}^2}; \quad M_{III} = \sqrt{M_{32}^2 + M_{кр}^2}.$$

Як видно з рис. 3.6 небезпечним є переріз А-А.

Визначимо напруження в небезпечному перерізі

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_{32III}}{\pi \cdot d^3},$$

де d – діаметр вала в небезпечному перерізі, $d = 25$ мм.

Тоді

$$\sigma = \frac{32 \cdot 91,8}{\pi \cdot 0,025^3} = 59,87 \text{ МПа}.$$

Вал виготовлено зі сталі 30 для якої $[\sigma] = 300$ МПа. Таким чином міцність вала забезпечена.

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		34

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Заходи по забезпеченню безпечних умов праці

Всі металеві струмоведучі частини електрообладнання, які можуть виявитися під напругою в наслідок порушення ізоляції заземлені шляхом приєднання до заземлюючого пристрою.

Шафа управління пилевологозахисного виконання, що попереджує попадання пилу і вологи на струмоведучі частини. Дверцята шафи управління закриваються ключем, на її внутрішній стороні приведена принципова електрична схема та нанесений знак електричної напруги. Для подачі звукового сигналу перед включенням робочих органів зерноочисної машини встановлена сигнальна сирена СС-143 220 В, 50 Гц. Електрообладнання захищено температурним захистом УВТЗ-5.

Транспортування зерноочисної машини здійснюється у відповідності з «Загальними правилами перевезення вантажів автотранспортом». Для стропування зерноочисної машини під час завантаження на транспортні засоби, ремонту і збирання передбачені спеціальні петлі, які позначені фарбою, відмінного кольору від загального фону машини.

Модернізована зерноочисна машина відповідає вимогам пожежної безпеки згідно ДСТУ ISO 6309:2007, ДСТУ ІЕС 80416-1:2005, ДСТУ ISO 3864-1:2005. та «Загальним правилам пожежної безпеки для об'єктів сільськогосподарського виробництва».

Встановлення первинних засобів пожежогасіння передбачено в місці розташування зерноочисної машини. Місця для встановлення первинних засобів пожежогасіння легкодоступні і забезпечують їх знімання без використання додаткових пристроїв. Час на знімання не повинен перевищувати 8 с. Біля місця розташування зерноочисної машини розміщуються первинні засоби пожежогасіння: вогнегасник марки ОП-5 – 1 шт, санітарна лопата – 1 шт.

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		35

4.2. Обґрунтування інженерно-технічних заходів для попередження враження електричним струмом

Опір електричному струму живого організму залежить від багатьох факторів, в тому числі від стану шкіри, фізіологічних факторів і навколишнього середовища. Опір тіла людини складається із опору рогового шару R_{ui} та опору тканин R_T

$$R_l = R_{ui} + R_T. \quad (4.1)$$

де R_T – опір тканин, $R_T = 1000$ Ом.

Сила струму, що проходить через тіло людини є головним фактором, від якого залежить наслідок ураження. Силу струму, що проходить через тіло людини визначаємо за формулою

$$I_l = \frac{U_{\partial}}{R_l}, \quad (4.2)$$

де U_{∂} – напруга дотику;

R_l – опір тіла людини.

Людина, яка доторкується до однієї фази (рис. 4.1), буде підключена до інших фаз через опори ізоляції цих фаз відносно землі R_A , R_B . У цьому випадку людина потрапляє під лінійну напругу U_l .

Сила струму що проходить через тіло людини, буде становити

$$I_{\text{люд}} = \frac{U_l}{R_{\text{люд}} + R_{\text{вз}} + R_n + R_z + \frac{R_{i3}}{3}}. \quad (4.3)$$

Якщо при найбільш несприятливих умовах прийняти, що $R_{\text{вз}} + R_n + R_z = 0$, то отримаємо:

$$I_{\text{люд}} = \frac{U_l}{R_{\text{люд}} + \frac{R_{i3}}{3}}. \quad (4.4)$$

Так у мережі з $U_l = 380$ В і $R_{i3} = 500000$ Ом, приймаючи $R_{\text{люд}} = 1000$ Ом, сила струму, що проходить через тіло людини

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		36

$$I_{\text{л}} = \frac{380}{1000 + \frac{500000}{3}} = 2,2 \text{ mA} .$$

Цей струм не викликає небезпеки для життя людини. При зниженні опору ізоляції до 5000 Ом сила струму досягає смертельно небезпечної величини:

$$I_{\text{люд}} = \frac{380}{1000 + \frac{5000}{3}} = 142,5 \text{ mA} .$$

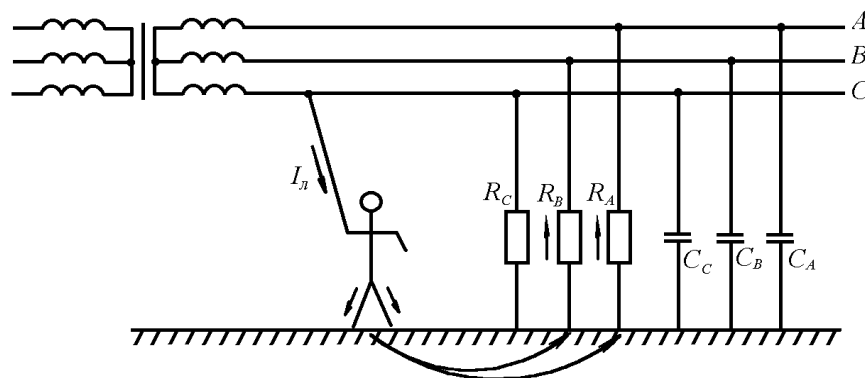


Рис. 4.1. Схема до розрахунку струму дотику людини до однієї фази

Отже, ізоляція струмоведучих частин є одним із основних засобів захисту від ураження струмом у трифазних мережах з ізольованою нейтраллю.

Оскільки сільські електричні мережі мають багато розгалужень, то опори ізоляцій фаз відносно землі ввімкнені паралельно, і загальний їх опір може різко змінитися. У цьому випадку однофазний дотик у мережах з ізольованою нейтраллю навіть при справній ізоляції небезпечний.

При значній довжині електричної мережі ємність проводів відносно землі досягає значної величини. У електричних мережах з великою ємністю фаз загальний опір з ізоляції фаз буде зменшуватися.

$$Z = \frac{R_{i3} \cdot x_c}{R_{i3} + x_c}, \quad (4.5)$$

де $x_c = \frac{1}{\omega \cdot C}$ – ємнісний опір фази;

$\omega = 2\pi f$ – кругова частота змінного струму;

f – частота змінного струму, Гц.

Небезпечним у мережах з ізольованою нейтраллю є випадок, коли виникає замикання одного із фазних проводів на землю (рис. 4.2). При цьому сила струму, що проходить через тіло людини, буде становити:

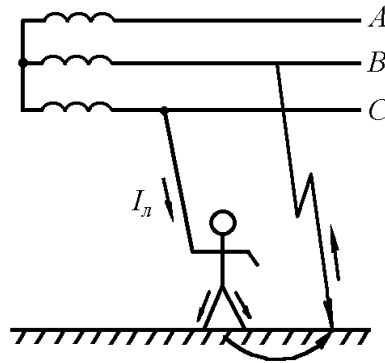


Рис. 4.2. Схема до визначення струму при замиканні одного із фазних проводів на землю

$$I_{\text{люд}} = \frac{U_{\text{л}}}{R_{\text{люд}}} = \frac{380}{1000} = 380 \text{ mA}.$$

Людини ніби доторкується до двох фаз. Так сила струму буде небезпечна для життя людини. Людина доторкнувшись до однієї фази (рис. 4.3), буде підключена між цією фазою і землею. У цьому випадку людина потрапляє під фазну напругу U_{ϕ} . Сила струму, що проходить через тіло людини

$$I_{\text{люд}} = \frac{U_{\phi}}{R_{\text{люд}} + R_{\text{вз}} + R_{\text{н}} + R_{\text{о}}}, \quad (4.6)$$

де U_{ϕ} – фазна напруга мережі, В;

$R_{\text{вз}}, R_{\text{н}}, R_{\text{о}}$ – відповідно опори взуття, підлоги, заземлення нейтралі, Ом.

Доторкнувшись до однієї фази (рис. 4.3), буде підключена між цією фазою і землею.

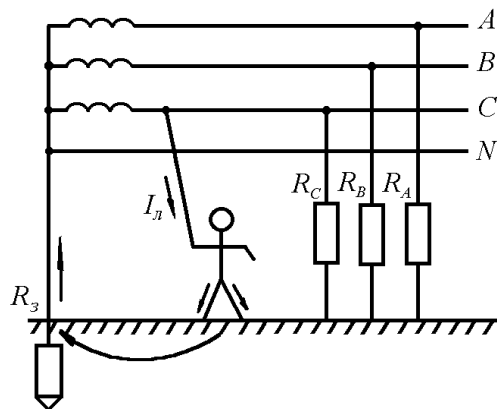


Рис. 4.3. Схема до визначення струму, що проходить через тіло людини

Якщо людина стоїть безпосередньо на землі чи струмопровідній підлозі (металевий, залізобетонний, цегляний) у вологому або підбитому цвяхами взутті, то опорами $R_{\text{єз}}$ і R_n можна знехтувати.

Опір заземлення нейтралі малий ($R_o=40$ Ом) порівняно з опором тіла людини, тому ним можна також знехтувати, тоді

$$I_{\text{люд}} = \frac{U_{\phi}}{R_{\text{люд}}} . \quad (4.7)$$

Приймаючи $R_{\text{люд}}=1000$ Ом, силу струму що проходить через тіло людини

$$I_{\text{люд}} = \frac{220}{1000} = 0,22 \text{ A} = 220 \text{ mA} .$$

Така сила струму смертельна. Причому сила струму, що проходить через тіло людини, не залежить ні від опору ізоляції, ні від ємності фаз відносно землі. Цю силу струму можна значно зменшити застосуванням ізолюючих підставок, гумових килимів, діелектричних калош тощо.

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Важливим показником проведених досліджень є визначення їх економічної ефективності.

Нові розробки повинні забезпечити підвищення одного чи кількох з наступних показників:

- якість роботи;
- продуктивність;
- економію енергоносіїв.

Порівняємо витрати енергії серійним завантажувачем зерна ЗЗП–100 та з запропонованими змінами.

Витрати електроенергії тримера становлять 5,5 кВт/год, а за проектною – 3,87 кВт/год.

Вартість 1 кВт електроенергії для підприємств становить 4,026696 грн/кВт.

Нормативне навантаження роботи завантажувача становить 420 год/р.

Визначаємо мінімальну різницю вартості електроенергії між ними:

$$(5,5 - 3,87) \cdot 4,026696 \cdot 420 = 2756,68 \text{ грн.}$$

На підставі отриманих розрахунків можна стверджувати, що доцільно запровадити запропоновані зміни у виробництво.

Переваги запропонованих змін: вдалося забезпечити зменшення витрат електроенергії при завантаженні у транспортні засоби на 684,6 кВт майже на 2760 грн, або на 29,6%.

					СЗЗ 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		40

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі проведено аналіз конструкцій завантажувачів зерна.

В ході аналізу конструкцій завантажувачів виявлені напрямки їх удосконалення.

Теоретичні дослідження дозволили встановити витрати енергії при роботі різних видів транспортерів.

Їх використання дозволяє знизити витрати енергії при роботі машини на виконання технологічного процесу.

Внесені зміни в конструкцію дозволяють не тільки спростити її та зменшити час на проведення регулювань, а й спростити кількість операцій при цьому.

В результаті впровадження у виробництво запропонованих змін в конструкції завантажувача зерна ЗЗП–100 споживач одержить економію у розмірі 2756,68 грн.

					<i>СЗЗ 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		41

ЛІТЕРАТУРА

1. Корнеев Г.В. Транспортеры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. –М.–К.: Машгиз, 1961. – 231 с.
2. <http://zhatki.in.ua/product/pogruzchik-zernovoy-shnekovyy-nzsh-5-nzsh-8/>
3. <https://prom.ua/ua/p1554707069-zernopogruzchiki-120-vinmashpostach.html?&primelead=NQ>
4. <https://ua.bizorg.su/zernometateli-r/p7122787-shnekovyy-pogruzchik-zerna-t401-8m-do-12t-ch>
5. http://www.mepu.com.ua/shekovye_transportery_westfield.php
6. https://agrovektor.com/ua/physical_product/562032-zernopogruzchik-nz-5-lvovagromashproekt.html
7. https://technotorg.com/catalogue/view/Pogruzchik_zerna_shnekovyy_PZSh_Remkom.html
8. https://www.agrobase.ru/catalog/machinery/machinery_629d2554-61a1-4a61-8422-2cad7c2cf163
9. <https://bim-agritech.com/uk/shnekovyy-pogruzchik-zerna-samohidnyy-pzm-60sh>
10. <https://fermmash.in.ua/product/zagruzchik-zerna-samohodnyj-zzs-60/>
11. https://ua.orehovselmash.com/zernometatel-zzp-60_7-c.html
12. <https://prom.ua/ua/p505560721-zernometatel-kupit-zernometatel.html?&primelead=NA>
13. https://ua.orehovselmash.com/zernometatel-zzp-80_10-c.html
14. <https://prom.ua/ua/p1386670177-zagruzchik-zerna-peredvizhnoj.html?>
15. <https://prom.ua/ua/p701709762-zagruzchik-zerna-samohodnyj.html?>
16. <https://prom.ua/ua/p505467799-zernometatel-kupit-zernometatel.html?&primelead=NA>
17. https://agroprom-tpg.com/zernometatel-pogruzchik-zerna-pzu-110-g16314735?utm_currency=UAH&utm_source=google&utm_medium=cpc

					<i>C33 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		42

https://ua.orehovselmash.com/zernometatel-zzp-100_5-c.html
<https://prom.ua/ua/p1386674118-zagruzchik-zerna-peredvizhnoj.html>
<https://zsm.uaprom.net/ua/p63058396-zernometatel-pzm-120.html>
<https://zsm.uaprom.net/ua/p213228675-zagruzchik-kontejnerov-samohodnyj.html>
<https://zsm.uaprom.net/ua/p251352408-moschnyj-zernometatel-pzm.html>
<https://zsm.uaprom.net/ua/p317459223-pzm-170-zubr.html>
<https://prom.ua/ua/p1554707069-zernopogruzchiki-120-vinmashpostach.html?&primelead=NQ>
<https://prom.ua/ua/p1407187949-samohodnyj-zernopogruzchik-pzm.html?&primelead=NC4yNg>
<https://zsm.uaprom.net/ua/p409-zernometatel-shnekovyj-pzm.html>
https://agrovektor.com/physical_product/5806-zagruzchik-zerna-samohodnyy-shnekovyy-snsh-60.html
https://agrotehnika.in.ua/zernometateli-i-zernopogruzchiki/9-kovshovyy-shnekovyy-pogruzchik-6-kshp-6?gclid=Cj0KCQiA47GNBhDrARIsAKfZ2rAbkEzHP1sFmf3jqfsvHou2qZLR85q7yKoAmqCxGkWOKkkZc1VMjA8aAp_TEALw_wcB

18. https://ua.orehovselmash.com/zernometatel-zzp-100_5-c.html

19. <https://prom.ua/ua/p1386674118-zagruzchik-zerna-peredvizhnoj.html>

20. <https://zsm.uaprom.net/ua/p63058396-zernometatel-pzm-120.html>

21. <https://zsm.uaprom.net/ua/p213228675-zagruzchik-kontejnerov-samohodnyj.html>

22. <https://zsm.uaprom.net/ua/p251352408-moschnyj-zernometatel-pzm.html>

23. <https://zsm.uaprom.net/ua/p317459223-pzm-170-zubr.html>

24. <https://prom.ua/ua/p1554707069-zernopogruzchiki-120-vinmashpostach.html?&primelead=NQ>

25. <https://prom.ua/ua/p1407187949-samohodnyj-zernopogruzchik-pzm.html?&primelead=NC4yNg>

26. <https://zsm.uaprom.net/ua/p409-zernometatel-shnekovyj-pzm.html>

27. https://agrovektor.com/physical_product/5806-zagruzchik-zerna-samohodnyy-shnekovyy-snsh-60.html

28. https://agrotehnika.in.ua/zernometateli-i-zernopogruzchiki/9-kovshovyy-shnekovyy-pogruzchik-6-kshp-6?gclid=Cj0KCQiA47GNBhDrARIsAKfZ2rAbkEzHP1sFmf3jqfsvHou2qZLR85q7yKoAmqCxGkWOKkkZc1VMjA8aAp_TEALw_wcB

29. Погрузчик ковшовый шнековый КШП-6УМ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Урюпинск: ООО «Завод Волгоград - АгроМаш». – 26 с.

30. Мороз С.М. Аналіз роботи живильних і завантажуючих транспортерів ЗОМ загального призначення / Збірник наукових праць Луцького національного технічного університету / Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 18. Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 311–316.

					C33 00. 000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		43

- 31.Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А., – 3-е изд., перераб. и доп. – Х.: Основа, 1991. –276 с.: схем.
- 32.Войналович О. Охорона праці у сільському господарстві. Навчальний посібник / Войналович О., Білько Т., Марчиниша Є. – К.: Центр навчальної літератури, 2019. – 691 с.

					<i>СЗЗ 00. 000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		44

ДОДАТКИ

[illegible][illegible][illegible][illegible][illegible][illegible][illegible][illegible][illegible]

ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ ЗЕРНА



ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПОТУЖНОСТІ НА ПРИВОД
ВИВАНТАЖУВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРА

ПОТУЖНІСТЬ НА ПРИВОД ТРИМЕРА

$$N = \frac{Q \cdot V_B^2 (e^{f \cdot \alpha_0} - 1) \cdot C \cdot C_0}{102 \cdot g} \quad (1)$$

ПОТУЖНІСТЬ НА ПРИВОД ШНЕКА

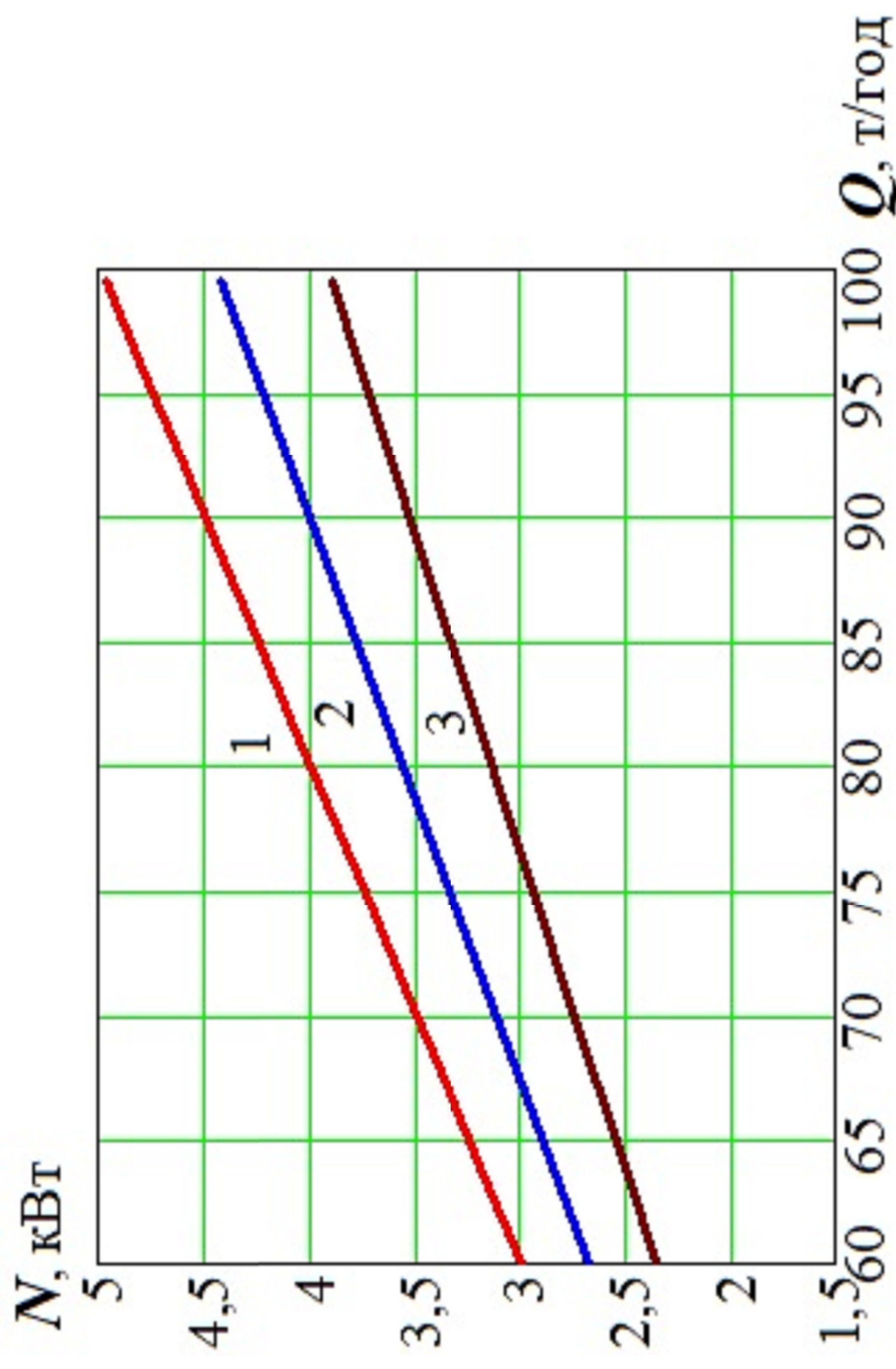
$$N = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot Q \cdot L \cdot k \cdot (\sin \beta + \mu_2 \cos \beta) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_0 + \rho_1)}{367,2 \cdot S \cdot \eta} \quad (2)$$

ПОТУЖНІСТЬ НА ПРИВОД ЛОПАТЕВОГО РОТОРА

$$N = \frac{P \cdot f \cdot d \cdot \omega}{2} + \frac{Y^2 \cdot \rho \cdot F \cdot r \cdot k \cdot \omega^3}{2 \cdot g} + \frac{Q \cdot R \cdot g}{2} \times$$

$$\times \left(\frac{K}{2} - \frac{V^2}{2 \cdot q \cdot R} - \sin \sigma - \cos \delta + f' \cdot \gamma (K + \sin \lambda + \cos \delta) \right) \quad (3)$$

ЗАЛЕЖНОСТІ ВИТРАТ ПОТУЖНОСТІ
НА ПРИВОД ВИВАНТАЖУВАЛЬНОГО
ТРАНСПОРТЕРА



1 – пример; 2 – шнек; 3 – лопатевый ротор

[illegible]

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание				
Справ. №						Документация						
		A1			С33 00. 000 С2	Завантажувач зерна	1					
						33П-100						
						Сборочные единицы						
				1		Рама	1					
				1		Транспортер завантажувальний	1					
				3		Транспортер живильний	2					
				4	Ротор лопатевий	1						
				5	Механізм самопересування	2						
				6	Напрячник відвантажувача	1						
Підпн. и дата												
Взам. инв. №												
Підпн. и дата												
Инв. № подл.												
					С33 00. 000							
Инв. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Завантажувач зерна 33П-100					
		Разраб.	Дудницький							Лит.	Лист	Листов
		Пров.	Мороз									1
		Н.контр.	Васильковський							ЦНТУ, гр. ГМ(СМ)-20М(1,9)		
		Утв.	Свірень									

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №						Документация			
	*				С33 03. 030. 010	Складальне креслення	1	*А2×3	
						Сборочные единицы			
	A4		1		С33 03. 030. 010. 010 СБ	Лопать	26		
						Детали			
	A3		2		С33 03. 030. 010. 101	Шків	1		
	A3		3		С33 03. 030. 010. 102	Маточина	2		
Подп. и дата	A3		4		С33 03. 030. 010. 401	Диск	2		
	**		5		С33 03. 030. 010. 403	Боковина	2	**А4×3	
	A3		6		С33 03. 030. 010. 404	Корпус	4		
	A3		7		С33 03. 030. 010. 601	Вал	1		
	A4		8		С33 03. 030. 010. 602	Вісь	26		
	A4		9		С33 03. 030. 010. 603	Кільце	3		
						Стандартные изделия			
	Взам. инв. №			3			Болты ГОСТ 7805-70		
			10			M8-6d×14. 66.019	8		
			11			M8-6d×18.66.019	6		
			12			Гайка M8-7H.019	6		
						ГОСТ 5927-70			
Инв. № подл.	Изм.		Лист	№ докум.	Подп.	Дата	С33 03. 030. 010		
	Разраб.		Дудницький				Ротор лопатевий		
	Пров.		Мороз						
	Н.контр.		Васильковський						
	Утв.		Свірень						
		Лит.	Лист	Листов					
			1	2					
		ЦНТУ, зр. ГМ(СМ)-20М(1,9)							

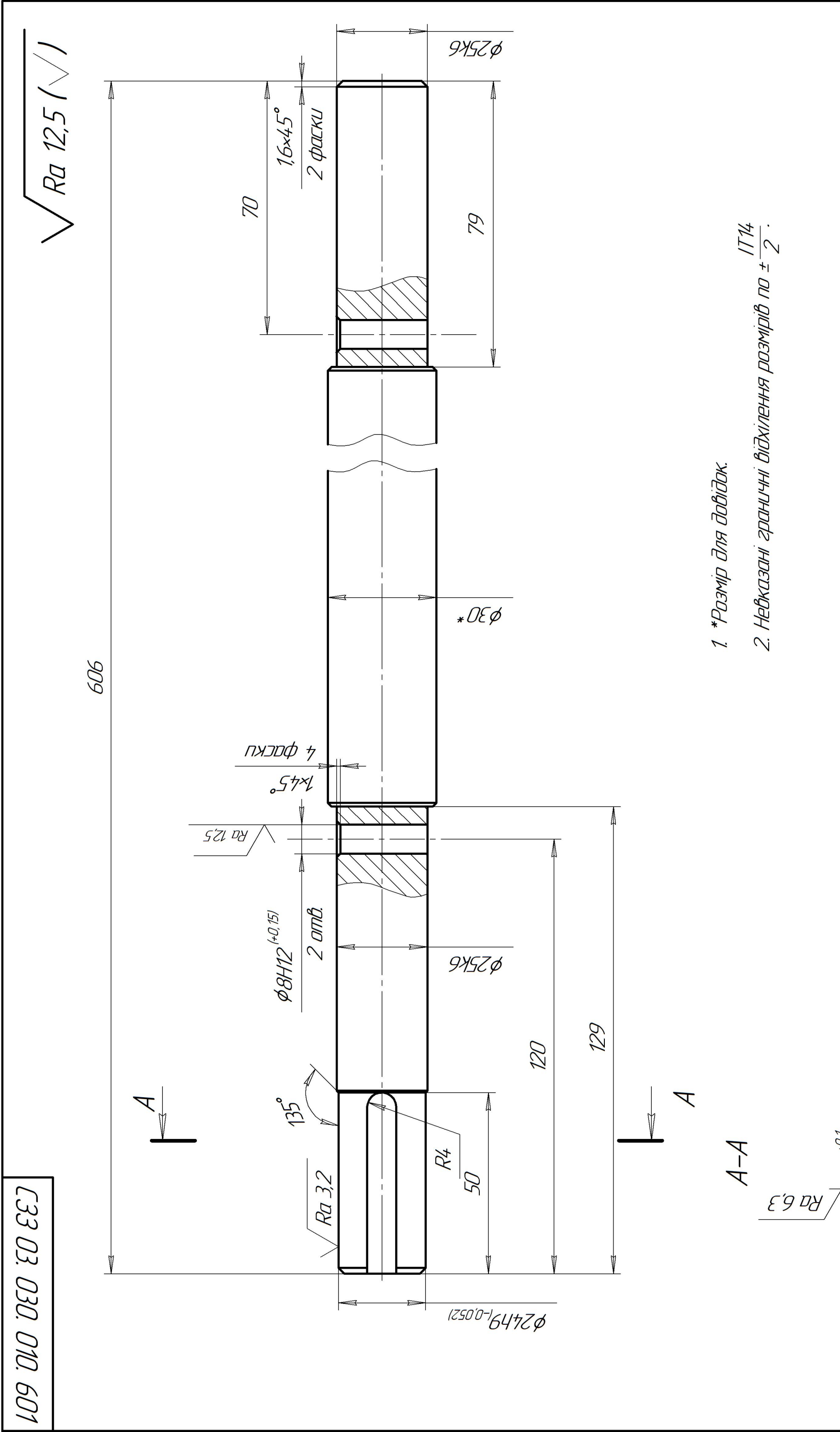
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубля	Подп. и дата

2

109.010.030.010.601

Лист. №

Лист. нумер.



1. *Размер для доводок.

2. Неказані граничні відхилення розмірів по $\pm \frac{IT14}{2}$.

Лист				Лист			
Разрб.				Разрб.			
Проб.				Проб.			
Т. контр.				Т. контр.			
Н. контр.				Н. контр.			
Утв.				Утв.			
Васильковский				Васильковский			
Сирень				Сирень			
30-4 ГОСТ 7415-75				30-4 ГОСТ 7415-75			
Круг 30 Н-5-А ГОСТ 1050-71				Круг 30 Н-5-А ГОСТ 1050-71			
ЦНТУ				ЦНТУ			
3,022				3,022			
Масса				Масса			
Лист				Лист			
Масштаб				Масштаб			
1:1				1:1			

СЗЗ ОЗ. ОЗО. ОЮ. 601

Вал

Зр. ГМІСМ-20М(1,9)

