

Центральноукраїнський національний технічний університет

Агротехнічний факультет

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”

зав. кафедрою СГМ

к.т.н., доцент

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

"Обґрунтування конструкції подрібнювача ПНД-250 з дослідженням фрези"

Виконав здобувач вищої освіти __II__ курсу,
групи ГМ-22М-1.2

ОНП «Галузеве машинобудування»

спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

_____ Володько Богдан Борисович

« ____ » _____ 2024 р.

Керівник проекту

доцент, канд.техн.наук

_____ Сергій МОРОЗ

« ____ » _____ 2024 р.

Рецензент Ельчин АЛІЄВ

м. Кропивницький

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

_____ Сергій ЛЕЩЕНКО

«___» _____ 2024 року

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

_____ Володка Богдана Борисовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи (проекту)

Обґрунтування конструкції подрібнювача ПНД-250 з дослідженням
фрези

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 25.05.2024 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи (проекту)

Підвищення ефективності роботи подрібнювача ПНД-250

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	10.05.2024 р.	
2	Графічна частина	10.05.2024 р.	
3	Захист роботи	25.05.2024 р.	

Дата видачі завдання
« 29 » січня 2024 р.

Підпис керівника

_____ Мороз С.М.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання
« 29 » січня 2024 р.

Підпис здобувача _____ Володько Б.Б.
(прізвище та ініціали)

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	Кол. листов	№ экз.	Примечание
1						
2			<u>Документація загальна</u>			
3						
4			<u>Заново розроблена</u>			
5						
6	A4	ПНД 00. 000 ПЗ	Пояснювальна записка	36		
7						
8			<u>Документація</u>			
9			<u>з наукової частини</u>			
10						
11			<u>Заново розроблена</u>			
12						
13	A1	ПНД 00. 001 НЧ	Сучасний станг машин	1		
14	A1	ПД 00. 002 НЧ	Мета, задачі, об'єкт та предмет досліджень	1		
15						
16	A1	ПНД 00. 003 НЧ	Визначення зусилля на подолання тягового опору агрегата	1		
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
ПНД 00. 000 ВП						
Відомість кваліфікаційної роботи						
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	Лит.	Лист
Разраб.	Володько					1
Проб.	Мороз					2
Н.контр.	Мачок				ЦНТУ	
Утв.	Лещенко				гр. ГМ-22М(19)-12	

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	Кол. листов	№ экз.	Примечание				
1										
2			<u>Документація</u>							
3			<u>по складальних одиницях</u>							
4										
5			<i>Заново розроблена</i>							
6										
7	*	ПНД 02. 000 СБ	Фреза	1		*А2х3				
8										
9			<u>Документація по деталях</u>							
10										
11			<i>Заново розроблена</i>							
12										
13	A4	ПНД 02. 010. 401	Ніж	1						
14	A4	ПНД 02. 020. 407	Лопатка	1						
15	A3	ПНД 02. 010. 309	Стояк	1						
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	ПНД 00. 000 ВП					Лист
										2
										Изм.

Зміст

	стор.
Вступ.....	6
2. Наукова частина	7
3. Інженерна частина.....	19
4. Охорона праці.....	31
5. Економічна частина	33
Висновки	34
Список використаної літератури	35
Додатки	

					ПНД 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		5

ВСТУП

Механізація трудомістких та тяжких, в першу чергу навантажувально–розвантажувальних робіт є однією із важливих задач в напрямку зниження ручної праці сільських працівників. Тваринництво, як рослинництво, потребує використання машин, які добре зарекомендували раніше і потребують усунення недоліків, що в них існують, так і впровадження сучасних нових машин.

Розвиток тваринництва по індустріальним технологіям неможливе без виконання значних об'ємів навантажувально–розвантажувальних робіт. Для цього промисловістю розроблена широка номенклатура та випускається велика кількість універсальних та спеціальних навантажувачів сільськогосподарського призначення.

Навантажувальні та розвантажувальні роботи проводяться при заготівлі та підготовці кормів, підготовки органічних добрив до транспортування на поля, відновленні та будівництві земляних укріплень. Тому потрібно узгоджувати вибір типу навантажувача під той вид роботи, що він має робити.

					<i>ПНД 00. 000 ПЗ</i>					
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>			<i>Лім.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Володько</i>								6	36
<i>Перевір.</i>	<i>Мороз</i>									
<i>Н.контр.</i>	<i>Мачок</i>									
<i>Затв.</i>	<i>Леценко</i>									
							<i>ЦНТУ, гр. ГМ–22М(1,9)–1.2</i>			

2. НАУКОВА ЧАСТИНА

2.1. Аналіз конструкцій навантажувачів, що застосовуються в сільському господарстві

Багато видів робіт в сільськогосподарському виробництві пов'язані з проведенням завантажувально–розвантажувальних робіт. До них відносяться: розвантаження мінеральних добрив, посівного матеріалу та засобів захисту рослин, що містяться велико–габаритній тарі чи в палетах на піддонах, з транспортних засобів у склад; завантаження посівного матеріалу та мінеральних добрив в складах у транспортні засоби; заправка сівалок посівним матеріалом а добривами з великогабаритної тари; завантаження вирощеної продукції у складах з куп у транспортні засоби; переміщення продукції в середині складу; скиртування соломи та сіна; завантаження силосу та сінажу в транспортні засоби для перевезення до кормоцехів тваринницьких ферм чи комплексів; завантаження гною чи перегною у розкидачі органічних добрив; проведення робіт зі спорудження чи відновлення земляних споруд тощо.

Завантажувачі діляться на: універсальні та спеціалізовані; фронтальні та телескопічні; постійної чи періодичної дії. В залежності від робочого органу: вилкові, ковшові, фрезерні, конвейерні, платформні тощо. Можуть приводитися в дію ДВЗ чи електродвигуном. Цю класифікацію можна продовжувати та розширювати. Розглянемо найбільш поширені види навантажувачів та їх найбільш поширених представників.

Фронтальний навантажувач застосовується для [1]:

- **збирання тюків:** застосовуються захвати рулонів чи вила, а також граблеві грейфери;
- **прибирання снігу:** спеціальних ковші;
- **завантаження деревини:** захвати для об'єктів вагою до 1 т;

- **подрібнення й завантаження силосу, сінажу, соломи та сіна:** спеціальні нарізувачі;
- **вирівнювання території:** ковші для ущільнення та зняття шару ґрунту яким можна притискати або прибирати верхній шар ґрунту;
- **завантаження сипких матеріалів:** ковші великого об'єму для забору, підняття та подальшого завантаження у транспортний пристрій чи перевезення на незначні відстані з накопиченням його у вигляді куп.

Фронтальні навантажувачі оснащені підйомним пристосуванням, що встановлюється на тракторі, призначене для відбору вантажу та переміщення, шляхом підняття на певну висоту, у транспортний засіб чи для складування на спеціально виділений майданчик.

Він може обладуватися різними пристосуваннями для відбору матеріалу: вила (рис. 2.1), ківш (рис. 2.2), захвати (рис. 2.3), граблевий грейфер (рис. 2.4) тощо [1].



Рис. 2.1. Фронтальний навантажувач з вилчастим пристосуванням

Телескопічний навантажувач має підйомний пристрій змінної довжини, яку він може змінювати під час роботи. На нього, як і на фронтальний завантажувач, можна встановлювати ті ж самі пристосування



Рис. 2.2. Фронтальний навантажувач з ковшем



Рис. 2.3. Пристосування до фронтального навантажувача для роботи з тюками



Рис. 2.4. Граблевий грейфер до фронтального навантажувача

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПНД 00.000 ПЗ

Арк.

9



Рис. 2.5. Телескопічний навантажувач з ковшем



Рис. 2.6. Телескопічний навантажувач з пристосуванням для роботи з тюками

(рис. 2.5–2.7) [2].

Для забору зі скірт соломи чи сіна, а також зі сховищ силосу та сінажу використовуються дискові та фрезерні завантажувачі.

Фуражир начіпний ФН–1,2/5,1 (рис. 2.9) призначений для подрібнення та завантаження в транспортний пристрій соломи чи сіна зі скірт, висота яких не вище 5,5 м [3].

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПНД 00.000 ПЗ

Арк.

10



Рис. 2.7. Телескопічний навантажувач з вилами



Рис. 2.8. Телескопічний навантажувач з пристосуванням для деревини

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПНД 00.000 ПЗ

Арк.

11



Рис. 2.9. Фуражир начіпний ФН–1,2/5,1

Фуражир має два основних робочих органи: подрібнювач стебел та вентилятор–метатель.

Для подрібнення соломи чи сіна зі скирт використовується двобарабанный дисковий ніж. До дисків, здовж їх зовнішньої крайки закріплені сегменти з насічками із різального апарата зернових жаток.

Для подрібнення та завантаження соломи та сіна з валків дисковий подрібнювач замінюється ланцюговим. Це дозволяє забезпечити запобігання виходу з ладу дискового подрібнювача через попадання у валок твердого стороннього предмету, наприклад каміння. Подрібнена маса закидається в повітропровід та засмоктується повітряним потоком, що створює вентилятор. Він виконує ще й іншу функцію – своїми лопатями викидає подрібнену масу в транспортний пристрій, що агрегується з ним.

Компанія SiloKing випускає техніку для приготування та роздачі кормів. Є в її лінійці самохідні комбайни, на рамі яких крім бункера змішувача–кормороздатчика встановлено високопродуктивний шнековий подрібнювач грубих кормів. Він дозволяє завантажувати до бункера подрібнені частки силосу, сінажу та сіна зі сховища чи скирт висотою не більше 5,5 м [4].

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата



Рис. 2.10. SILOKING SelfLine 4.0 Система 1000+ 3225

Для подрібнення маси довгостеблових кормів за шнековою фрезою додатково встановлюється подрібнювач соломи.



Рис. 2.10. Шнекова фреза та подрібнювач соломи комбайнів SILOKING SelfLine

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПНД 00.000 ПЗ

Арк.

13

Ще один навантажувач, у якого основний робочий орган, шнекова фреза, – навантажувач безперервної дії ПНД–250 [5].



Рис. 2.11. Навантажувач ПНД–250

Для завантаження цукрових буряків з кагатів на полі застосовується навантажувач СПС–4,2 [6–7].



Рис. 2.12. Навантажувач ПНД–250

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПНД 00.000 ПЗ

Арк.

14

Для завантаження коренеплодів використовуються кулачковий вал та шнекові бітери, що дозволяє підіймати коренеплоди з буртів та проводити доочищення їх від палишлого ґрунту.

2.2. Висновки. Постановка мети і задач досліджень

Застосування фрези для відбору та подачі матеріалу дозволяє забезпечити рівномірну подачу через транспортери до транспортного засобу, на відміну від навантажувачів з іншими видами робочих органів. Також перевагами таких навантажувачів є їх висока продуктивність та здатність перемішувати частки матеріалу та забезпечувати високу рівномірність розподілу часток по його шарах.

Під час аналізу було встановлено напрямки удосконалення конструкції машини.

Проведемо дослідження, що дозволять виявити вплив конструктивних та технологічних параметрів на витрати енергії агрегат під час роботи. Для цього сформуємо мету та задачі досліджень, встановимо їх об'єкт і предмет.

Мета дослідження: підвищення якості роботи шнекової фрези та зменшення витрат енергії на її привід.

Задачі досліджень:

1. Дослідити витрати енергії при роботі навантажувача.
2. Встановити вплив конструктивно–технологічних параметрів шнекової фрези на витрати енергії на її привід.

Об'єкт дослідження: процес відбору шару матеріалу із загальної його маси.

Предмет дослідження: закономірності впливу конструктивних та технологічних параметрів шнекової фрези на витрати енергії.

					ПНД 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		15

2.3. Аналіз впливу конструктивно–технологічних параметрів машини та механічних властивостей матеріалів на тяговий опір агрегата [8–14]

Потужність на привод робочого органу фрези

$$N = N_1 + N_2, \quad (2.1)$$

де N_1 – потужність, що витрачається на різання маси лапами фрези;

N_2 – потужність, що витрачається на подачу маси шнеком фрези.

Витрати потужності на лапах фрези

$$N_{\text{л}} = \frac{K_1 \cdot \Pi}{270000 \cdot \eta_{\text{л}}}, \quad (2.2)$$

де $\eta_{\text{л}}$ – ККД робочого органу, що враховує втрати енергії на тертя скребків по поверхні матеріалу, а також на тертя в підшипниках валу фрези;

K_1 – питомий опір лопаті;

Π – питома продуктивність машини

$$\Pi = \frac{Q}{\gamma}, \quad (2.3)$$

де γ – питома вага матеріалу

$$N_{\text{л}} = \frac{K_1 \cdot Q}{270000 \cdot \gamma \cdot \eta_{\text{л}}}, \quad (2.4)$$

Витрати потужності що витрачається на переміщення вантажу

$$N_1 = \frac{v_0 \cdot G (\sin \beta + \mu_2 \cos \beta) \operatorname{tg} (\alpha_0 + \rho_1)}{75}, \quad (2.5)$$

де v_0 – швидкість центра тиску вантажа на шнек

$$v_0 = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n}{60}, \quad (2.6)$$

де D_0 – діаметр кола, на якому лежить центр тиску вантажа на шнек

$$D_0 = (0,7 \div 0,8) D, \quad (2.7)$$

де D – діаметр шнека;

n – частота обертання шнека

$$n = \frac{Q}{47 \cdot D^2 \cdot \psi \cdot S \cdot \gamma \cdot c}, \quad (2.8)$$

Q – продуктивність шнека;

S – крок шнека

$$S = \pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.9)$$

де L – довжина шнека;

G – вага вантажу, що знаходиться у ринві;

$$G = \frac{60 \cdot Q \cdot L}{3,6 \cdot S \cdot n}, \quad (2.10)$$

де L – довжина шнека;

β – кут нахилу шнека відносно горизонту;

μ_2 – коефіцієнт тертя вантажу по внутрішній поверхні ринви;

ρ_1 – кут тертя вантажу по поверхні шнека;

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

$$\alpha_0 = \frac{S}{\pi \cdot D_0}. \quad (2.11)$$

Кут тертя вантажу по поверхні шнека

$$\operatorname{tg} \rho_1 = \mu_1, \quad (2.12)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя вантажу по поверхні шнека.

Підставимо значення виразів (3.3)–(3.8) у (3.2) й отримаємо

$$N_1 = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot D \cdot Q \cdot L (\sin \beta + \mu_2 \cos \beta) \operatorname{tg} (\alpha_0 + \rho_1)}{270 \cdot S}, \quad (2.13)$$

Потужність на валу шнека [43–45]:

$$N = \frac{K_1 \cdot Q}{270000 \cdot \gamma \cdot \eta_{\lambda}} + \frac{0,8 \cdot \pi \cdot D \cdot Q \cdot L \cdot k (\sin \beta + \mu_2 \cos \beta) \operatorname{tg} (\alpha_0 + \rho_1)}{367,2 \cdot S \cdot \eta}. \quad (2.14)$$

Таким чином встановлено взаємозв'язок впливу конструктивно-технологічних параметрів робочого органу навантажувача з витратами енергії при його роботі.

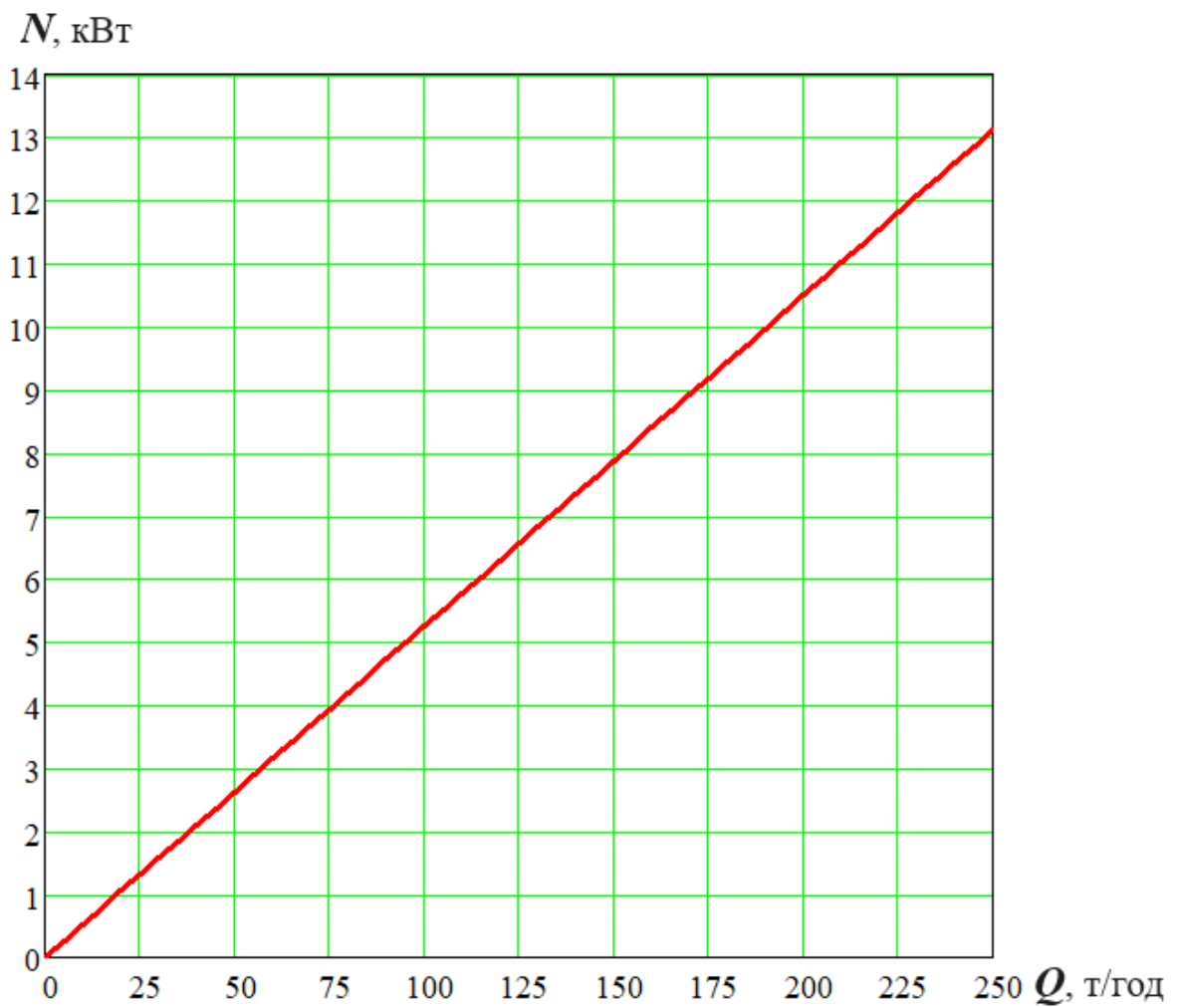


Рис. 2.13. Залежність тягового опору агрегата від діаметра котків

Побудовані графічні залежності (рис. 2.13) вказують, що витрати енергії мають пряму залежать від продуктивності. На це впливає збільшення кількості маси, що знаходиться всередині шнека та транспортується ним. Це забезпечує стабілізацію обертального руху фрези та позитивно впливає на якість її роботи.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

3. ІНЖЕНЕРНА ЧАСТИНА

3.1. Опис об'єкту розробки

Навантажувач ПНД–250А застосовується для розпушування і завантаження з буртів торфу, органічних та мінеральних добрив органо–мінеральних сумішей і компостів у високопродуктивні машини для внесення добрив та інші транспортні засоби. Він також може застосовуватися також для вантаження ґрунту, піску, гравію та інших сипких вантажів. Навантажувач працює на відкритому повітрі з коливанням температури від $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Навантажувач ПНД–250А складається з наступних основних частин:

- трактора, обладнаного сповільнювачем ходу і гідросистемою;
- рами;
- шнекової фрези;
- транспортера приймального;
- транспортера вивантажного;
- приводу фрези;
- сповільнювача ходу;
- гідроприводу підйому й реверсу фрези та транспортера;
- автономного гідроприводу транспортерів.

Основні вузли навантажувача монтуються на рамі, що встановлена на лонжеронах трактора.

Переведення навантажувача в робоче положення та назад здійснюється за допомогою гідроциліндрів.

Необхідна робоча швидкість навантажувача забезпечується включенням сповільнювача ходу.

Забірний орган забезпечує розпушування і подачу матеріалу на приймальний транспортер і складається з лопати та фрези. В нижній частині лопати розташований ніж.

Із зовнішньої лівої сторони лопати встановлено активний відсікач.

Фреза – збірно–зварної конструкції, складається з шнека і лап. На шнеку і лапах встановлені ножі.

Привід фрези складається з ланцюгового редуктора, телескопічних карданних і трансмісійних валів, муфти запобіжної і редуктора конічного–циліндрового.

Привод фрези та гідроприводи її реверсу й транспортерів здійснюється від ВВП трактора.

Гідропривід реверсу фрези призначений для зворотного обертання фрези при заклинюванні її сторонніми предметами.

3.2. Технологічні розрахунки

3.2.1. Обґрунтування ширини захвату навантажувача [8–14]

Ширина захвату шнекової фрези

$$Q = H \cdot V_p \cdot l \cdot \gamma, \quad (3.1)$$

де Q – продуктивність навантажувача, $Q=250$ т/год;

H – висота бурту (середня), $H=1,5$ м;

V – робоча швидкість руху навантажувача, $V=0,25$ км/год;

l – ширина захвату, м;

γ – об'ємна вага $\gamma=1,1$ т/м³.

Звідки

$$l = \frac{Q}{H \cdot V \cdot \gamma};$$

$$l = \frac{250}{1,5 \cdot 150 \cdot 0,8} = 1,3 \text{ м.}$$

Враховуючи, що під час роботи матеріал, обсипатиметься, ширина захвату буде приблизно рівна $l=1,2–1,6$ м.

Частота обертання фрези і умови завантаження шнека

					ПНД 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		20

$$Q_m = 30 \cdot \pi \cdot H \cdot n \cdot S \cdot \rho \cdot (H + 2r_0), \quad (3.2)$$

де n – частота обертання шнека, с^{-1} ;

S – крок шнека, м;

R і r_0 – зовнішній і початковий радіуси шнека, $R=0,7$ м, $r_0=0,2$ м;

ρ – коефіцієнт заповнення;

H – висота витка шнека, м.

Тоді частота обертання фрези

$$n = \frac{Q_m}{30 \cdot \pi \cdot n \cdot S \cdot \rho \cdot (H + 2 \cdot r_0)};$$

$$n = \frac{250}{30 \cdot 3,14 \cdot 0,58 \cdot 1,1 \cdot 0,1 \cdot (0,58 + 2 \cdot 0,2)} = 42,4 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо $n=40$ об/хв.

Умова виконується.

3.3. Кінематичний розрахунок

Загальне передавальне відношення на привід фрези

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{к}}}, \quad (3.3)$$

де $n_{\text{вх}}$ – частота обертання ВВП;

$n_{\text{к}}$ – частота обертання фрези

$$U_{\text{заг}} = \frac{540}{40} = 13,4.$$

В той же час

$$U_{\text{заг}} = U_{\text{л}} \cdot U_{\text{р}},$$

де $U_{\text{л}}$ – передавальне відношення ланцюгової передачі;

$U_{\text{р}}$ – передавальне відношення кінечно-циліндрового редуктора

$$U_{\text{заг}} = 1 \cdot 13,4 = 13,4.$$

3.4. Енергетичний розрахунок [8–14]

Баланс потужності на приводі робочого органу фрези

$$N = N_l + N_m, \quad (3.4)$$

де N_l – потужність, що витрачається на різання маси фрезою;

N_m – потужність, що витрачається на подачу маси шнеком фрези.

Витрати потужності на лапах фрези

$$N_l = \frac{K_1 \cdot \Pi}{270000 \cdot \eta_l}, \quad (3.5)$$

де η_l – ККД робочого органу, що враховує втрати енергії на тертя скребків по поверхні матеріалу, а також на тертя в підшипниках валу фрези, $\eta_l=0,7-0,8$;

K_1 – питомий опір лопаті, $K_1=11000$ кг·с/м;

Π – питома продуктивність машини, м³/год

$$\Pi = \frac{Q}{\gamma} = \frac{250}{1,1} = 227 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$N_l = \frac{11000 \cdot 227 \cdot 0,736}{270000 \cdot 0,8} = 8,5 \text{ кВт.}$$

Витрати потужності на подачу маси шнеком фрези

$$\Pi = \frac{Q_m}{\gamma} = \frac{200}{1,1} = 181,8 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Таким чином витрати потужності, що витрачаються на подачу маси шнеком фрези становлять

$$N_m = \frac{11000 \cdot 181,8 \cdot 0,736}{270000 \cdot 0,8} = 7,5 \text{ кВт.}$$

Тоді загальна потужність на приводі робочого органу фрези

$$N = 8,5 + 7,5 = 16 \text{ кВт.}$$

Приймаємо $N=16$ кВт.

3.5. Розрахунки на міцність деталей і вузлів

3.5.1. Розрахунок на міцність валу фрези [8–15]

Крутний момент на валу фрези

$$M_{кр} = 4M_{л} + M_{г} + M_{від}, \quad (3.6)$$

де $M_{л}$ – крутний момент від сили опору на лапи

$$M_{л} = \gamma \cdot \operatorname{tg} \rho \cdot l^2 \cdot h \cdot a \cdot g, \quad (3.7)$$

де γ – густина занурюваного матеріалу, $\gamma=810$ кг/м³;

ρ – кут природного відкосу матеріалу, $\rho=50^\circ$;

l – відстань від осі обертання до кінця лапи, $l=0,585$ м;

a – ширина лапи, $a=0,08$ м;

h – середня глибина занурення лапи, $h=0,4$ м.

$$M_{л} = 810 \cdot \operatorname{tg} 50 \cdot 0,585^2 \cdot 0,4 \cdot 0,08 \cdot 9,81 = 100,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$M_{г}$ – крутний момент від дії сили опору на виток шнека

$$M_{г} = r \cdot h \cdot L \cdot b \cdot \gamma \cdot \operatorname{tg} \rho \cdot g, \quad (3.8)$$

де r – середній радіус обертання витка, $r=0,707$ м;

h – глибина занурення витка, $h=0,707$ м;

L – довжина ділянки валу, займаного витком, $L=1,1$ м;

b – ширина витка, $b=0,58$ м

$$M_{г} = 0,707 \cdot 0,707 \cdot 1,1 \cdot 0,58 \cdot 810 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg} 50 = 3019 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$M_{від}$ – крутний момент від сили опору на відсікачу

$$M_{від} = \gamma \cdot \operatorname{tg} \rho \cdot l^2 \cdot h \cdot a \cdot g, \quad (3.9)$$

де a – ширина відсікача, $a=0,068$ м

$$M_{від} = 810 \cdot 0,585^2 \cdot 0,4 \cdot 0,068 \cdot 9,81 \cdot \operatorname{tg} 50 = 77,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді

$$M_{кр} = 4 \cdot 100,2 + 3019 + 77,8 = 3497,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо колове навантаження на виток за формулою

$$P_{\text{кол}}^{\epsilon} = \frac{M_{\epsilon}}{r}, \quad (3.10)$$

де r – радіус витка

$$P_{\text{кол}}^{\epsilon} = \frac{3019}{0,707} = 4270 \text{ Н.}$$

Колове зусилля на лапи фрези

$$P_{\text{кол}}^{\lambda} = \frac{M_{\lambda}}{l}, \quad (3.11)$$

де l – відстань від осі валу до кінця лапи, $l=0,575$ м

$$P_{\text{кол}}^{\lambda} = \frac{100,2}{0,575} = 174,3 \text{ Н.}$$

Колове зусилля на відсікачу

$$P_{\text{кол}}^{\text{від}} = \frac{M_{\text{від}}}{l}, \quad (3.12)$$

де l – відстань між віссю валу та краєм вістря відсікача, $l=0,585$ м

$$P_{\text{кол}}^{\text{від}} = \frac{77,8}{0,585} = 132,9 \text{ Н.}$$

Осьове зусилля, що діє на виток

$$P_{\text{ос}}^{\epsilon} = \frac{2M_{\epsilon}}{D_o \text{tg}(\rho + \alpha)}, \quad (3.13)$$

де D_o – діаметр кола, що проходить через центр тиску вантажу на гвинтову поверхню

$$D_o = D - 0,5b,$$

де D – діаметр фрези, $D=1,414$ м

$$D_o = 1,414 - 0,5 \cdot 0,58 = 1,124 \text{ м;}$$

α – кут підйому гвинтової поверхні, $\alpha=32^{\circ}$.

Тоді

$$P_{\text{ос}}^{\epsilon} = \frac{2 \cdot 3019}{1,124 \cdot \text{tg}(50 + 32)} = 947 \text{ Н.}$$

Визначаємо суму колових сил, що діють на вал фрези

$$P_1 = P_{\text{кол}}^g + P_{\text{кол}}^l + P_{\text{кол}}^{\text{від}}, \quad (3.14)$$

$$P_1 = 4270 + 174,3 + 132,9 = 4577,2 \text{ Н.}$$

Сили, що діють на вал фрези показані на рис. 3.2.

Визначаємо реакції опор у вертикальній площині

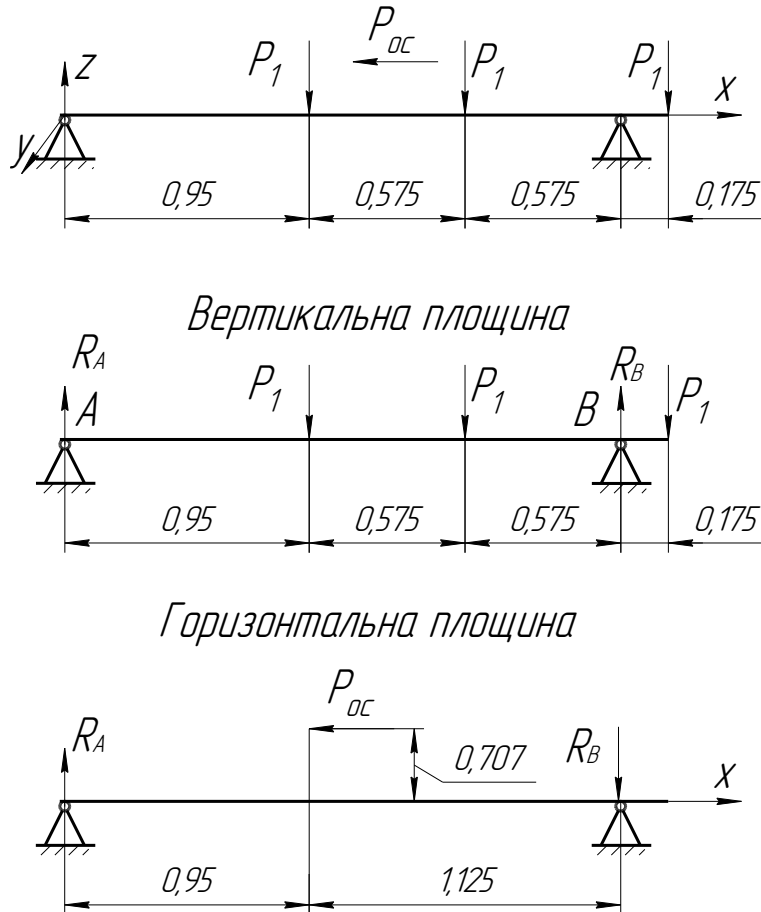


Рис. 3.2. Схема сил, що діють на вал

$$\sum M_B = 0: R_A \cdot 2,075 - P_1 \cdot 1,125 - P_1 \cdot 0,575 + P_1 \cdot 0,175 = 0$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot 1,125 + P_1 \cdot 0,575 - P_1 \cdot 0,175}{2,075};$$

$$R_A = \frac{4577,2 \cdot 1,125 + 4577,2 \cdot 0,575 - 4577,2 \cdot 0,175}{2,075} = 3364 \text{ Н.}$$

$$\sum M_A = 0: -R_B \cdot 2,075 + P_1 \cdot 2,25 + P_1 \cdot 1,5 + P_1 \cdot 0,95 = 0;$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot 2,25 + P_1 \cdot 1,5 + P_1 \cdot 0,95}{2,075} = \frac{4577 \cdot 4,7}{2,075} = 10367 \text{ Н.}$$

Визначаємо реакції опор в горизонтальній площині

$$\sum M_B = 0: \quad R_A \cdot 2,075 - P_{OC} \cdot 0,707 = 0;$$

$$R_A = \frac{P_{OC} \cdot 0,707}{2,075} = \frac{947 \cdot 0,707}{2,075} = 322,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_A = 0: \quad R_B \cdot 2,075 - P_{OC} \cdot 0,707 = 0;$$

Вертикальна площина

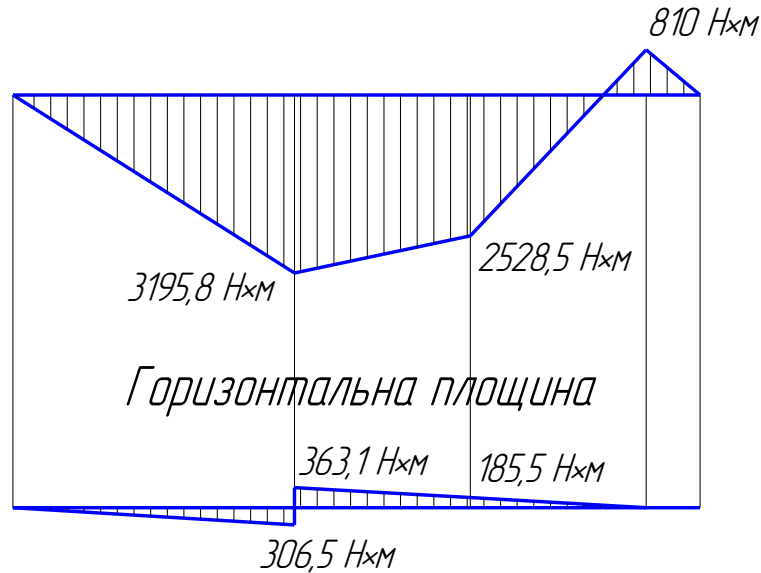


Рис. 3.3. Епюри згинаючих моментів

$$R_B = \frac{P_{OC} \cdot 0,707}{2,075} = \frac{947 \cdot 0,707}{2,075} = 322,6 \text{ Н.}$$

З епюр згинаючих моментів (рис. 3.3) визначаємо, що небезпечним є перетин І-І.

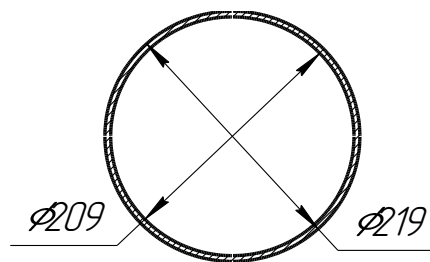


Рис. 3.4. Небезпечний перетин І-І

Умова міцності валу на витривалість

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (3.15)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПНД 00.000 ПЗ

Арк.

26

де n – коефіцієнт запасу міцності;
 n_σ – коефіцієнт запасу міцності по нормальних напруженнях;
 n_τ – коефіцієнт запасу міцності по дотичних напруженнях;
 $[n]=1,3-1,8$ – коефіцієнт запасу міцності на витривалість.
 Коефіцієнт запасу міцності по нормальних напруженнях

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (3.16)$$

де K_σ – коефіцієнт концентрації напружень, $K_\sigma=1,2$;
 σ_{-1} – межа витривалості при симетричному циклі;
 ε_σ – масштабний чинник для нормальних напружень, $\varepsilon_\sigma=0,62$;
 ψ_σ – коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу;
 σ_m – середні напруження циклу нормальних напружень.

У зв'язку з тим, що нормальні напруження σ_i від його вигину змінюються по симетричному циклу, то

$$\sigma_{z2} = \sigma_a; \quad \sigma_m = 0.$$

Нормальні напруження в перетинах валу

$$\sigma_{z2} = \frac{M_{z2}}{W_{z2}} \cdot 10^{-2}, \quad (3.17)$$

де M_{z2} – згинальний момент в перетині I–I (рис. 3.3)
 W_{z2} – момент опору вигину, $W_{z2}=177 \text{ см}^3$.
 Згинальний момент в перетині I–I

$$M_{z2} = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2},$$

$$M_{z2} = \sqrt{3195^2 + (-363)^2} = 3216,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді

$$\sigma_{z2} = \frac{321640}{177} \cdot 10^{-2} = 18,2 \text{ МПа}.$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності в перетині по нормальних напруженнях. Для матеріалу труби, сталі марки Ст5 $\sigma_{-1}=225$ МПа

$$n_{\sigma} = \frac{225}{\frac{1,2}{0,62 \cdot 1} \cdot 18,2} = 16,6.$$

У зв'язку з тим, що дотичні напруження змінюються за найсприятливішим знакозмінному циклу

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_{\kappa}}{2W_{\kappa}} \cdot 10^{-2}, \quad (3.18)$$

де M_{κ} – крутний момент в перетині I–I;

W_{κ} – момент опору крученню

$$\tau_a = \tau_m = \frac{349760}{2 \cdot 354} \cdot 10^{-2} = 4,94 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності перетину по дотичних напруженнях.

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (3.19)$$

де $\tau_{-1}=135$ МПа – коефіцієнт запасу міцності для сталі Ст5

$$n_{\tau} = \frac{135}{\frac{1,2}{0,53 \cdot 1} \cdot 4,94 + 0,05 \cdot 4,94} = 12,01.$$

Звідки

$$n = \frac{16,6 \cdot 12,01}{\sqrt{16,6^2 + 12,01^2}} = 9,8.$$

Перевіряємо виконання умови запасу міцності

$$n = 9,8 > [n] = 1,3 \dots 1,8.$$

Умова міцності виконується. Міцність забезпечена.

Максимальний крутний момент, що передається валом

$$M_{\kappa}^{max} = k \frac{N_T \cdot \eta_{n.n}^8 \cdot \eta_m^3 \cdot \eta_{з.к} \cdot \eta_{ц.н.}^2 \cdot \eta_l \cdot 10^3}{\omega}, \quad (3.20)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

ПНД 00.000 ПЗ

Арк.

28

де k – коефіцієнт відношення максимального крутного моменту до номінального, $k=2,2$;

N_T – потужність, що передається ВВП;

ω – кутова швидкість;

$\eta_{н.п.}, \eta_m, \eta_{з.к.}, \eta_{ц.п.}, \eta_{л.п.}$ – ККД підшипників, муфти інших передач

$$M_{кр}^{max} = 2,2 \cdot \frac{55,2 \cdot 0,99^8 \cdot 0,98^3 \cdot 0,95 \cdot 0,96^2 \cdot 0,95}{4,18} = 20986,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Максимальне зусилля, що діє на вал

$$\begin{aligned} P_{OC}^{max} &= 2,2 \cdot P_{OC} \\ P_1^{max} &= 2,2 \cdot P_1 \end{aligned}, \quad (3.21)$$

$$P_{OC}^{max} = 2,2 \cdot 947 = 2083,9 \text{ Н},$$

$$P_1^{max} = 2,2 \cdot 4577,2 = 10069,8 \text{ Н}.$$

Визначаємо реакції опор у вертикальній площині

$$R_A = \frac{P_1 \cdot 1,525}{2,075} = \frac{10069,8 \cdot 1,525}{2,075} = 7400 \text{ Н};$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot 4,7}{2,075} = \frac{10069,8 \cdot 4,7}{2,075} = 22008 \text{ Н}.$$

Реакції опор в горизонтальній площині

$$R_A = \frac{P_{OC} \cdot 0,707}{2,075} = \frac{2083,4 \cdot 0,707}{2,075} = 709,7 \text{ Н};$$

$$R_B = R_A = 709,7 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт запасу міцності по нормальних напруженнях

$$n_\sigma = \frac{\sigma_m}{\tau_{32}}, \quad (3.22)$$

де σ_m – межа текучості матеріалу валу сталі марки Ст5 при розтягуванні

$\sigma_m=290$ МПа;

τ_{32} – номінальні напруження в перетині I–I;

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}^{max}}{W_{32}} \cdot 10^{-2}, \quad (3.59)$$

					ПНД 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		29

$$\sigma_{32} = \frac{707520}{177} \cdot 10^{-2} = 39,9 \text{ МПа.}$$

Отже

$$n_{\sigma} = \frac{290}{39,9} = 9,7.$$

Визначаємо коефіцієнт міцності по дотичних напруженнях

$$n_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{кр}}, \quad (3.23)$$

де τ_m – межа текучості для сталі Ст5 при крученні $\tau_m=174$ МПа;

$\tau_{кр}$ – дотичні напруження в перетині.

Визначаємо дотичну напруження

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}^{max}}{W_{кр}} \cdot 10^{-2}, \quad (3.24)$$

$$\tau_{кр} = \frac{2098630}{354} \cdot 10^{-2} = 59,3 \text{ МПа.}$$

Отже

$$n_{\tau} = \frac{174}{59,3} = 2,9.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності визначаємо за формулою

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (3.25)$$

$$n = \frac{9,7 \cdot 2,9}{\sqrt{9,7^2 + 2,9^2}} = 2,8.$$

Порівнюємо розрахунковий коефіцієнт запасу міцності з допустимим

$$n = 2,8 > [n] = 2...2,5.$$

Статична міцність валу достатня. Міцність валу забезпечена.

						ПНД 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			30

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Розрахунок вентиляції кабіни трактора [16]

Годинний повітрообмін вентиляції кабіни трактора

$$V_G = \frac{G_G}{c_d - c_n}, \quad (4.1)$$

де V_G – потрібний повітрообмін при боротьбі з газами та пилом, м³/год;

G_G – кількість шкідливого газу і пилу в кабіні, $G_G=4$ г/год;

C_d – гранично допустима концентрація шкідливого газу і пилу в кабіні, $C_d=1$ г/м³;

C_n – концентрація шкідливого газу і пилу в приточному повітрі, $C_n=0,1$ г/м³

$$V_G=4/(1-0,1)=4,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Повітрообмін

$$V_B = \frac{G_B}{d_d - d_n}, \quad (4.2)$$

де V_B – потрібний повітрообмін при боротьбі з тепловиділеннями, м³/год;

G_B – , кількість вологи , яка виділяється від джерела в приміщенні, $G_B=40$ г/год;

d_d – вміст вологи в повітрі приміщення при допустимій відносній вологості, $d_d=300$ г/м³;

d_n – кількість вологи в приточному повітрі, $d_n=220$ г/м³

$$V_B=40/(300-220)=0,5 \text{ м}^3/\text{год.}$$

При боротьбі з тепловиділенням:

$$V_T = \frac{G_{ЗБ}}{C \cdot (t_d - t_n) \cdot \gamma_n}, \quad (4.3)$$

де V_T – потрібний повітрообмін при боротьбі з тепловиділенням, м³/год;

$G_{зб}$ – кількість тепла, що виділяється в приміщенні від джерела,

$$G_{зб}=45 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град};$$

C – теплоємність повітря, $C=0,24 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град};$

t_{∂} – допустима температура повітря в приміщенні; $t_{\partial}=25 \text{ }^{\circ}\text{C};$

t_n – температура приточного повітря, $t_n=22 \text{ }^{\circ}\text{C};$

γ_n – об'ємна вага приточного повітря, $\gamma_n=1,2 \text{ кг/м}^3$

$$V_m=45/0,24\cdot(25-22)\cdot1,2=52 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймаємо максимально необхідний повітрообмін:

$$V_m=52 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Для підтримання такого повітрообміну приймаємо вентилятор У9–55 з такими параметрами: продуктивність – $Q_e=60 \text{ м}^3/\text{год};$ зовнішній діаметр лопатки – $D=0,14 \text{ м};$ частота обертання вентилятора – $n=3000 \text{ об/хв.}$

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Економічна доцільність впровадження результатів проведених досліджень є забезпечення одного чи кількох з наступних чинників:

- підвищення чи забезпечення належної якості роботи;
- підвищення продуктивність;
- економія енергоносіїв;
- зменшення будь-якого виду витрат на виробництво продукції.

У порівнянні з базовою машиною нова дозволяє підвищити коефіцієнт оперативного використання з 0,87 до 0,91 та підвищити продуктивність з 218 т/год до 228 т/год. Також це дозволяє знизити витрати палива на 2,47 кг/год.

Мінімальна вартість 1 л дизельного палива в регіоні становить 48,99 грн.

Визначимо економію коштів за рік при нормативному навантаженні 600 годин:

$$\frac{2,47 \cdot 600 \cdot 48,99}{0,82} = 88540,5 \text{ грн.}$$

Визначена річна економія коштів дозволяє стверджувати, що результати проведених досліджень доцільно запровадити у виробництво.

						ПНД 00.000 ПЗ	Арк.
							33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			

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.

					ПНД 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		34

ЛІТЕРАТУРА

1. <https://yar-step.com.ua/news/frontalnye-pogruzchyky-cto-eto-kakye-vydy-byvayut-chem-otlychayutsya-ot-dr-mashyn/>
2. <https://agro-business.com.ua/agro/mekhanizatsiia-apk/item/13930-teleskopichni-navantazhuvachi-na-vsi-vipadki.html>
3. <https://agropo.biz/product/furazhir-navisniy-fn-1251>
4. <https://www.siloking.com/ua/serie/selfline>
5. https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjuiIi27u-GAxUmFRAlHapyDqI4ChAWegQIERAB&url=http%3A%2F%2Fsocrates.vsau.org%2Fb04213%2Fhtml%2Fcards%2Fgetfile.php%2F26342.pdf&sg=AOvVaw3pMx0wxMaRsvCLKHBz_kv&opi=89978449
6. Сисолін П.В. та ін. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підручник для студентів вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання с.-г. виробництва» Кн. 2. Машини для рільництва / Сисолін П.В., Рибак Т.І., Сало В.М.; За ред. Черновола М.І. – Київ, Урожай, 2002. – 364 с.
7. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
8. Посібник-практикум з механізації виробництва продукції тваринництва / [І.І. Ревенко, В.М. Манько, С.С. Зарайська та ін.]; за ред. І. І. Ревенка. – К. : Урожай, 1994. – 288 с.
9. Теорія та розрахунок машин для тваринництва / І.Г. Бойко, В.І. Грідасов, А.І. Дзюба та ін.; За ред. І.Г. Бойко. – Х.: НМЦ ХНТУСГ, 2002. – 216 с.
10. Практикум по машинах і обладнанню для тваринництва / І.Г. Бойко, В.І. Грідасов, А.І. Дзюба та ін.; За ред. О.П. Скорик, О.І. Фісячекно. – Х.: НМЦ ХНТУСГ, 2004. – 275 с.

11. Машини та обладнання для тваринництва – в 2-х ч. – Ч. 1 [О.А. Науменко, І.Г. Бойко, О.В. Нанка та ін.]; за ред. І.Г. Бойко. – Х.: ХНТУСГ, 2006. – 225 с.
12. Машини та обладнання для тваринництва – в 2-х ч. – Ч. 2 [О.А. Науменко, І.Г. Бойко, О.В. Нанка та ін.]; за ред. І.Г. Бойко. – Х.: ХНТУСГ, 2006. – 279 с.
13. Ревенко І. І. Машини та обладнання для тваринництва: Підручник / І. І. Ревенко, М. В. Брагінець, В. І. Ребенко. – К.: Кондор, 2012. – 731 с.
14. Машини та обладнання для тваринництва: Підручник. / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.С. Хмельовський та ін. – К.: ЦП «Компринт», 2018. – 567 с.
15. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. – Кривий Ріг: ФОП Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.
16. Войналович О. Охорона праці у сільському господарстві. Навчальний посібник / Войналович О., Білько Т., Марчиниша Є. – К.: Центр навчальної літератури, 2019. – 691 с.

ДОДАТКИ

МЕТА, ЗАДАЧІ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕНЬ

Мета дослідження: підвищення якості роботи шнекової фрези та зменшення витрат енергії на її привод

Задачі досліджень:

1. Дослідити витрати енергії при роботі навантажувача.
2. Встановити вплив конструктивно-технологічних параметрів шнекової фрези на її привод.

Об'єкт дослідження: процес відбору матеріалу із загальної маси.

Предмет дослідження: впливу конструктивних та технологічних параметрів шнекової фрези на витрати енергії

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ НА ПРИВОД ШНЕКОВОЇ ФРЕЗИ

Витрати потужності

$$N = N_1 + N_2 \tag{1}$$

Зусилля на лапах фрези

$$N_1 = \frac{K \times \Pi}{270000 \times \gamma \times \eta} \tag{2}$$

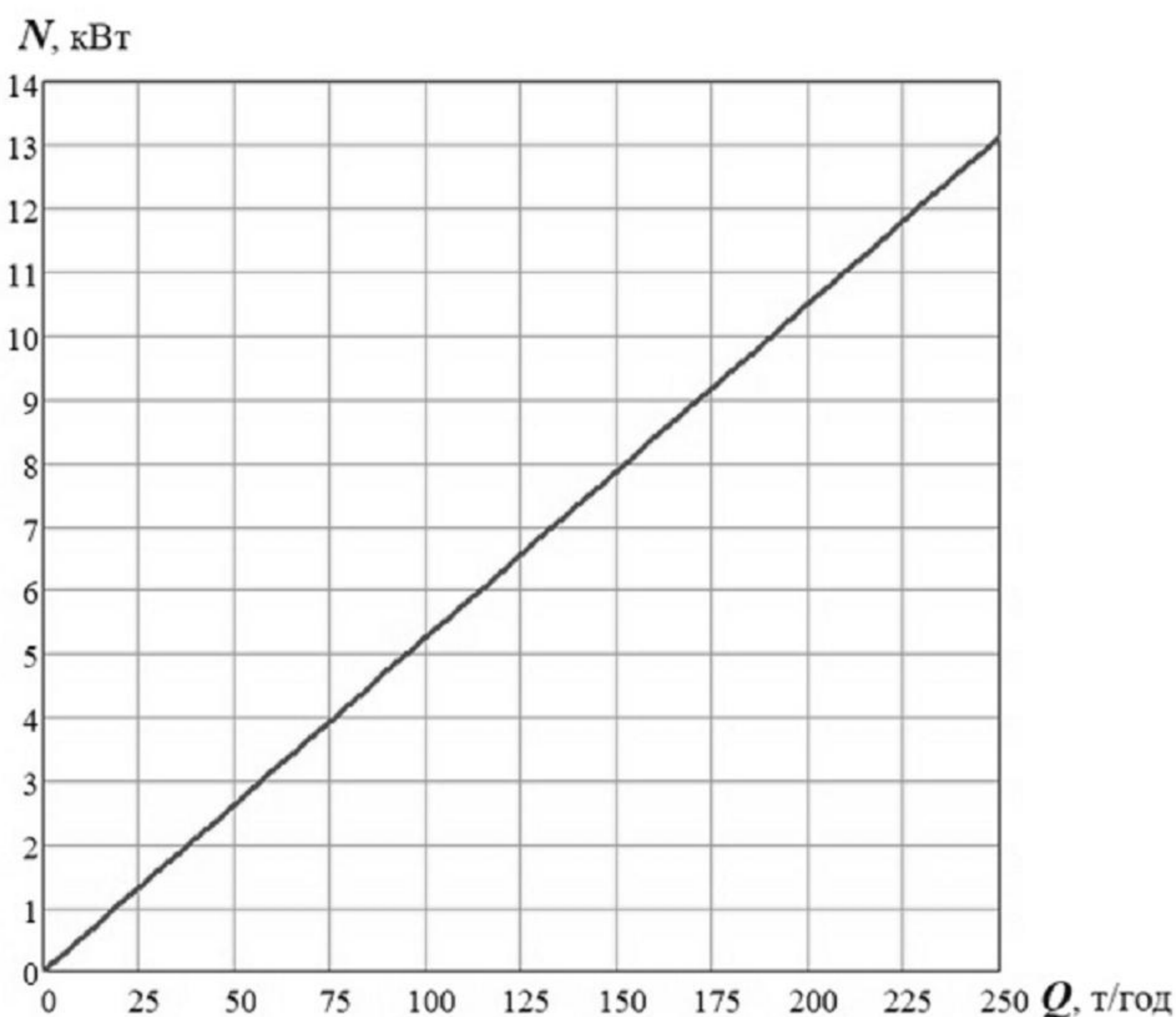
Зусилля швидкісного напору

$$N_2 = \frac{0,8 \times \Pi \times D \times L \times (\sin \beta + \mu_2 \times \cos \beta) \times \operatorname{tg}(\alpha_0 + \rho_1)}{270 \times S} \tag{3}$$

Опір котка на перекочування по поверхні поля

$$N = \frac{K \times \Pi}{270000 \times \gamma \times \eta} + \frac{0,8 \times \Pi \times D \times L \times (\sin \beta + \mu_2 \times \cos \beta) \times \operatorname{tg}(\alpha_0 + \rho_1)}{270 \times S} \tag{4}$$

ЗАЛЕЖНОСТЬ ВИТРАТ ПОТУЖНОСТІ ВІД ПРОДУКТИВНОСТІ НАВАНТАЖУВАЧА



				ПНД 00. 003 НЧ		
Ім'я	Лист	№ док.	Підп.	Дата	Визначення зпотужності на привод шнекової фрези	
Розроб.	Володько					
Проб.	Мароз					
Т.контр.						
І.контр.	Мачок				Лист	Листів
Зна.	Лещенко				-	1
					ЦНТУ	
					гр. ГМ-22М(19)-12	

Лист № 1/19
Лист № 2/19
Лист № 3/19
Лист № 4/19
Лист № 5/19
Лист № 6/19
Лист № 7/19
Лист № 8/19
Лист № 9/19
Лист № 10/19

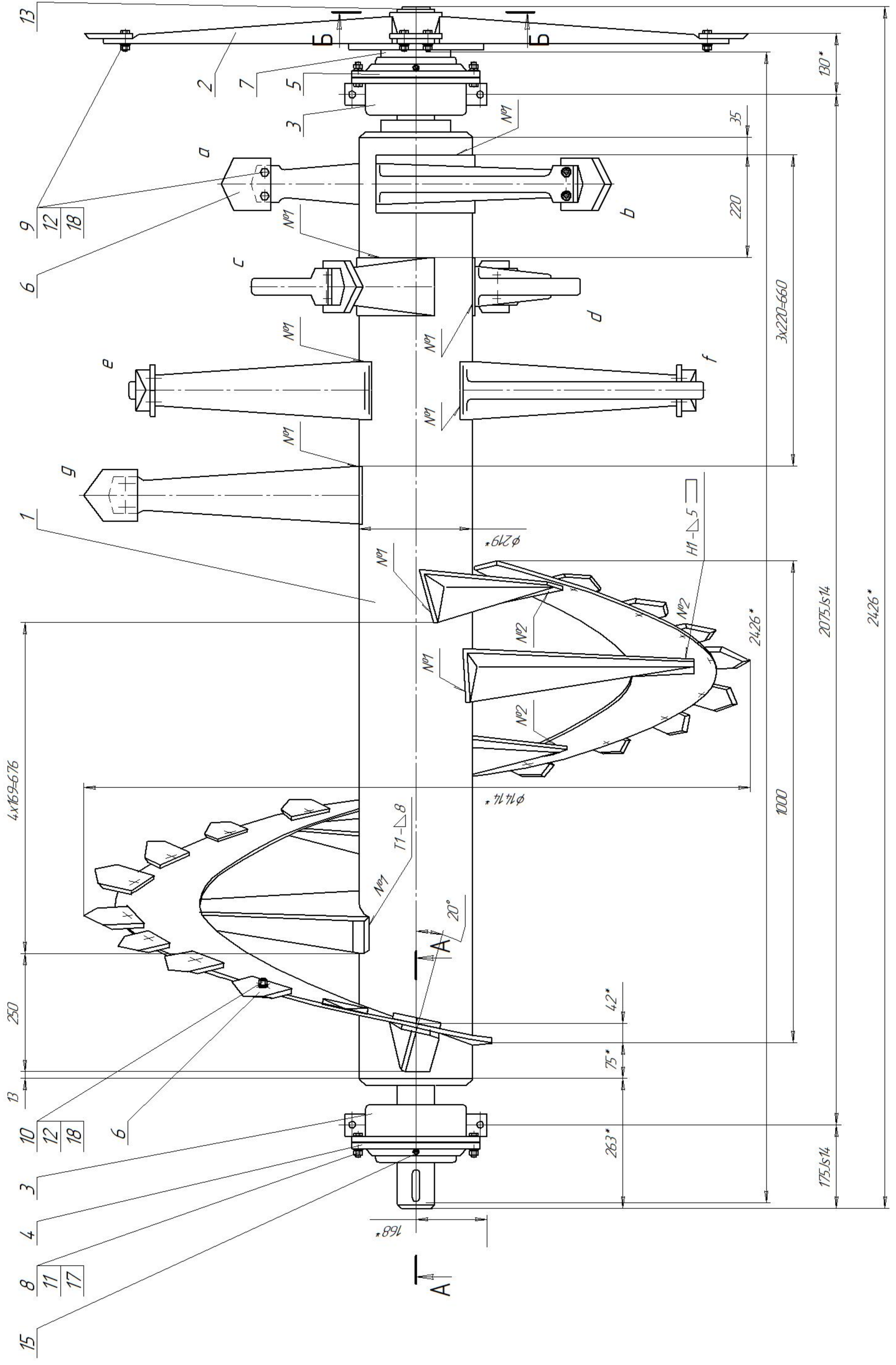
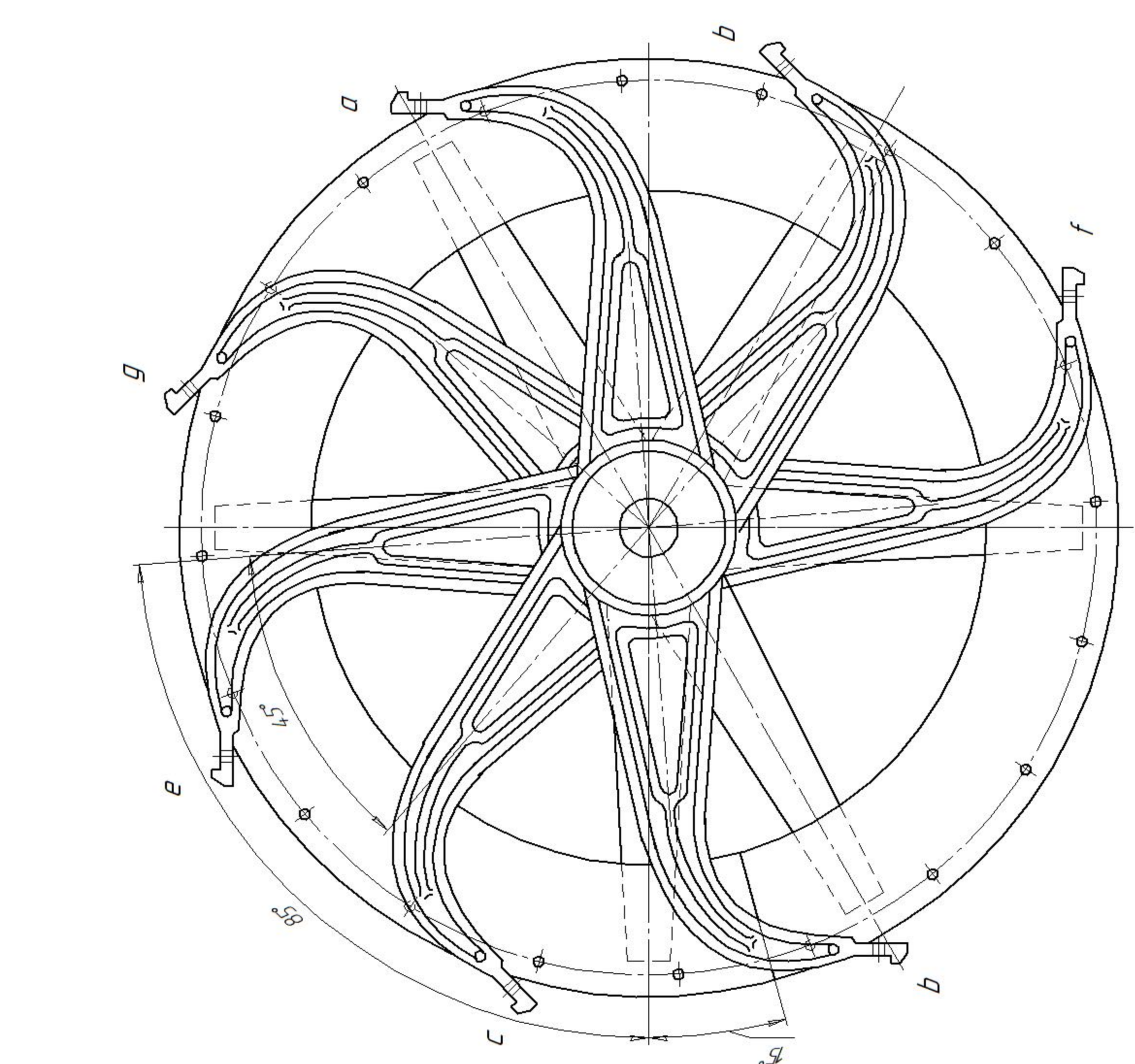
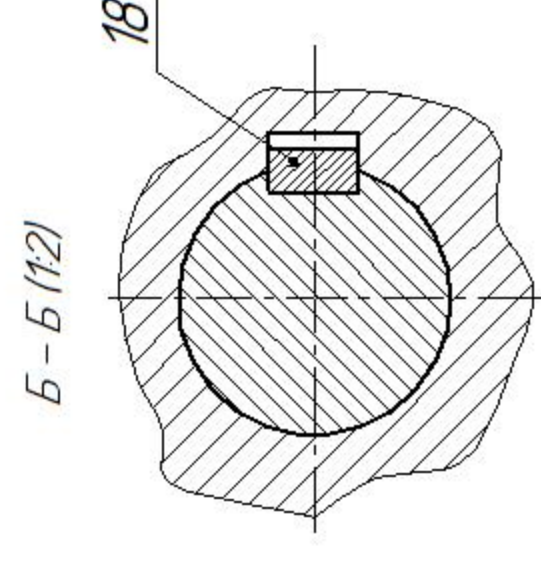
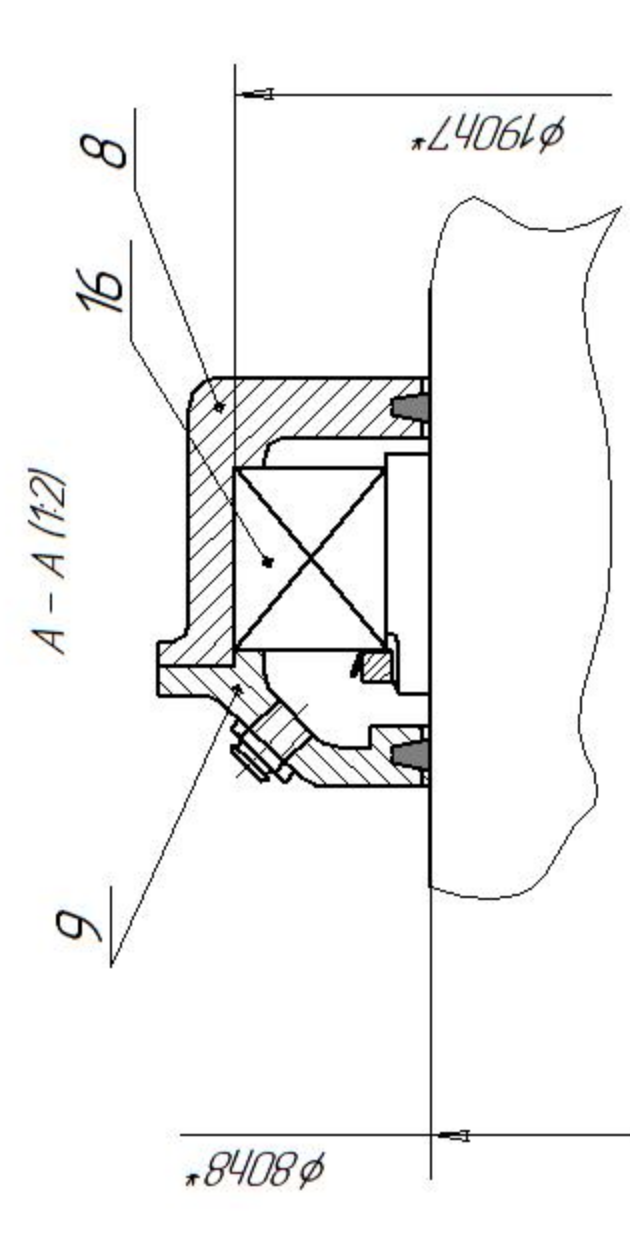
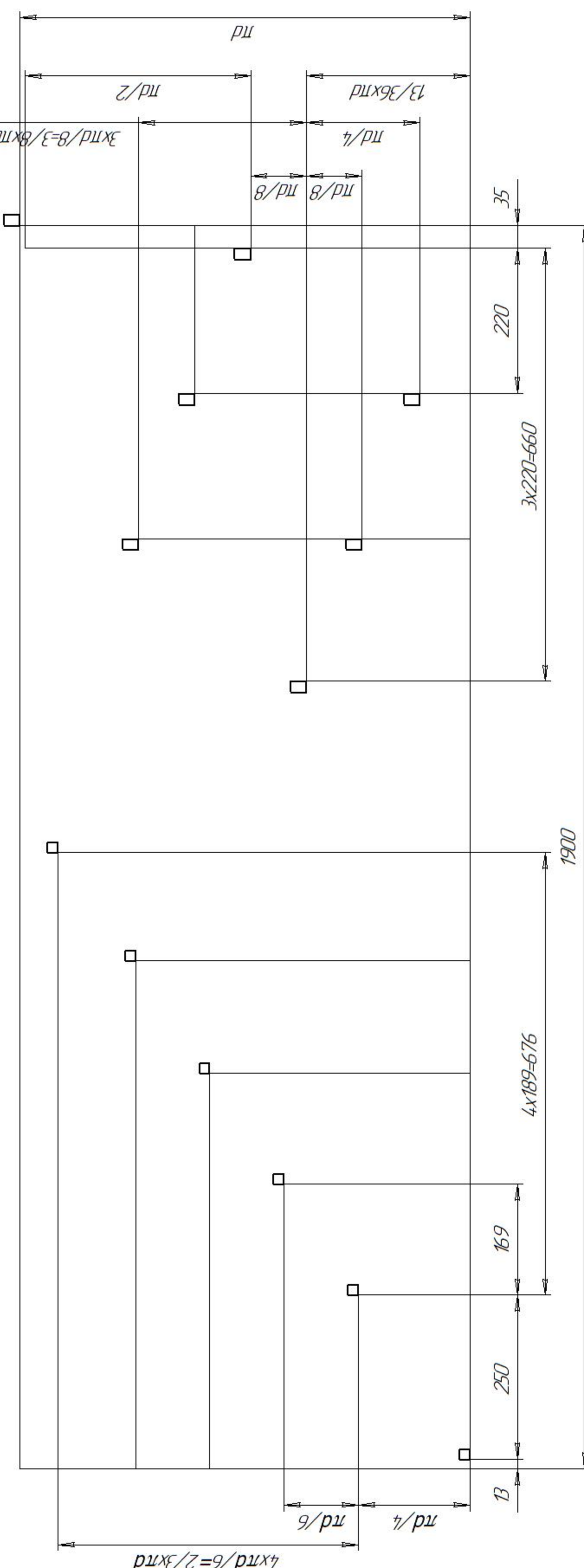


Схема розташування стійок та лоп на розгортці по $\phi=219$ мм



1. При складанні підшипники та 2,3 вільного відступу паражини кардана та кришек запобігти масляним соплотам по ГОСТ 4.366-76.
2. * Розміри для дроблків.
3. Зварна конструкція / класа по ГОСТ 105-93-82
4. Зваривальні шви по ГОСТ 14.771-76.Дитт 08-08 ГОСТ 2246-76

ЛНД 02.000 СБ		Фреза		ЦНУ	
№ зм.	№ докум.	Лист	Діаметр	Маса	Помилка
1	1	1	1	440.8	15
2	2	2	2		
3	3	3	3		
4	4	4	4		
5	5	5	5		
6	6	6	6		
7	7	7	7		
8	8	8	8		
9	9	9	9		
10	10	10	10		
11	11	11	11		
12	12	12	12		
13	13	13	13		
14	14	14	14		
15	15	15	15		
16	16	16	16		
17	17	17	17		
18	18	18	18		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<u>Документація</u>						
A1			ПНД 02. 000 СБ	Складальне креслення	1	
<u>Складальні одиниці</u>						
A1	1		ПНД 02. 010	Шнек з лапами	1	
A2	2		ПНД 02. 020	Відсікач	1	
<u>Деталі</u>						
A3	2		ПНД 02. 301	Корпус	2	
A3	4		ПНД 02. 302	Кришка	1	
A2	5		ПНД 02. 303	Кришка	1	
A4	6		ПНД 02. 401	Ніж	31	
A4	7		ПНД 02. 601	Кільце	1	
<u>Стандартні вироби</u>						
		3		Болти ГОСТ 7798-70		
		8		M12-6gx55.58.019	4	
		9		M16-6gx40.58.019	40	
		10		M16-6gx50.58.019	22	
				Гайки ГОСТ 5915-70		
		11		M12-6H6.019	4	
		12		M16-6H6.019	62	
ПНД 02. 000						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Волдько				Лит.	Лист
Проб.	Мороз					Листов
						1 2
Н.контр.	Мачок				ЦНТУ	
Утв.	Лещенко				зр. ГМ-22М(19)-12	

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		13		Кільце В75 ГОСТ 13942-86	1	
		14		Манжета 1.1-80×105-1 ГОСТ 8752-79	4	
		15		Масльонка 2,2.45 УХ/М ГОСТ 19853-74	2	
		16		Підшипник 11316 ГОСТ 8545-75	2	
		17		Шайби ГОСТ 6402-70 12.65Г.019	4	
		18		16.65Г.019	62	
		19		Шпонка 20×12×70 ГОСТ 23360-78	1	

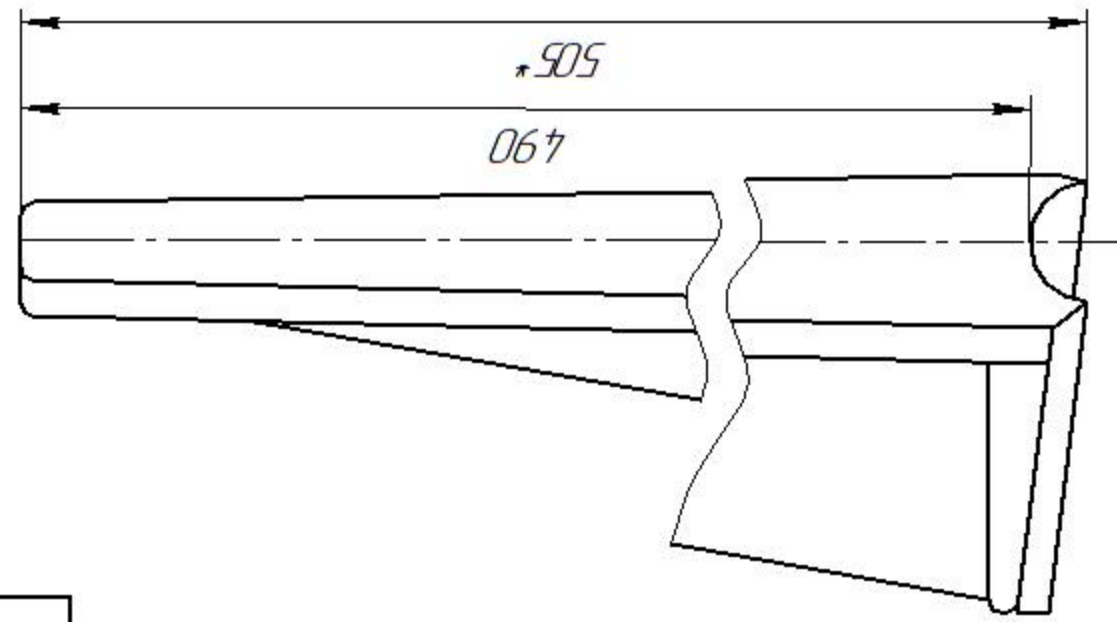
Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПНД 02. 000

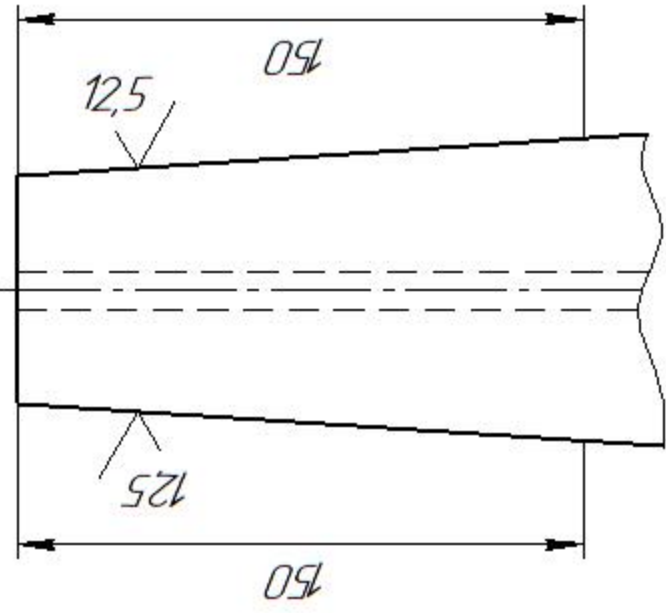
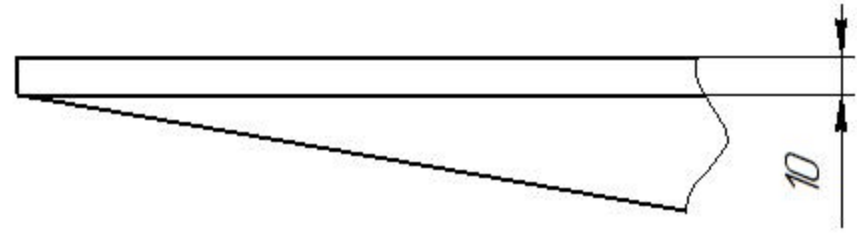
Лист
2

ПНД 02. 010. 309

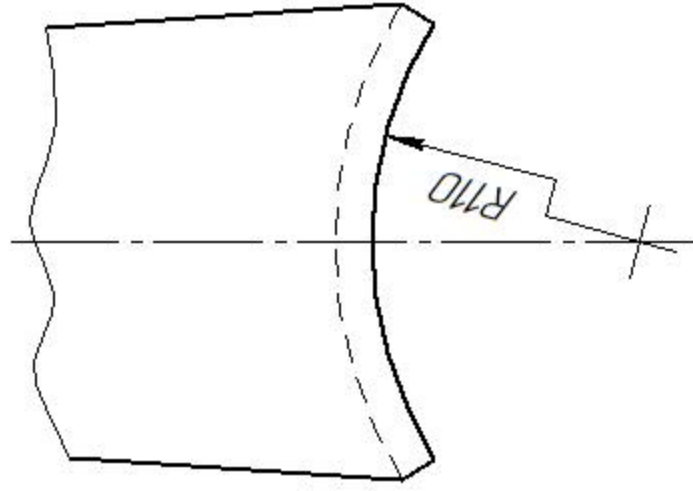


A

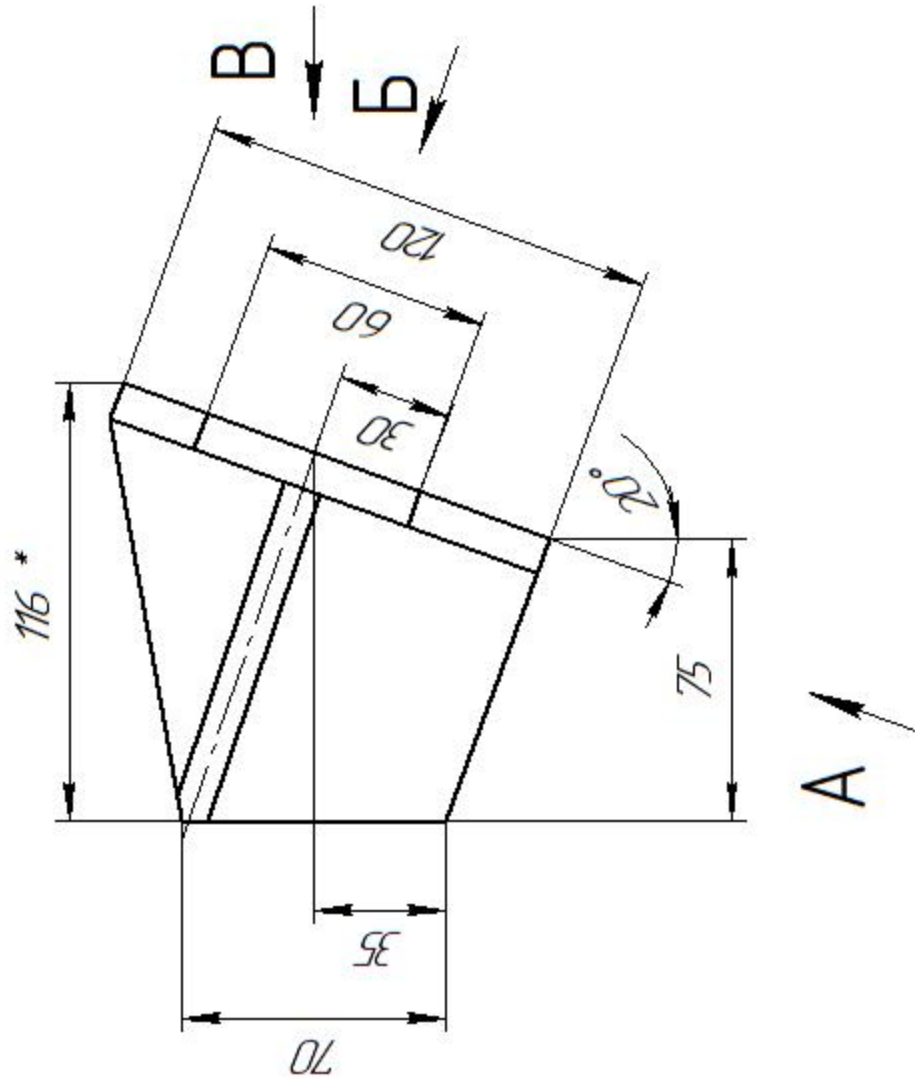
Б



В



А

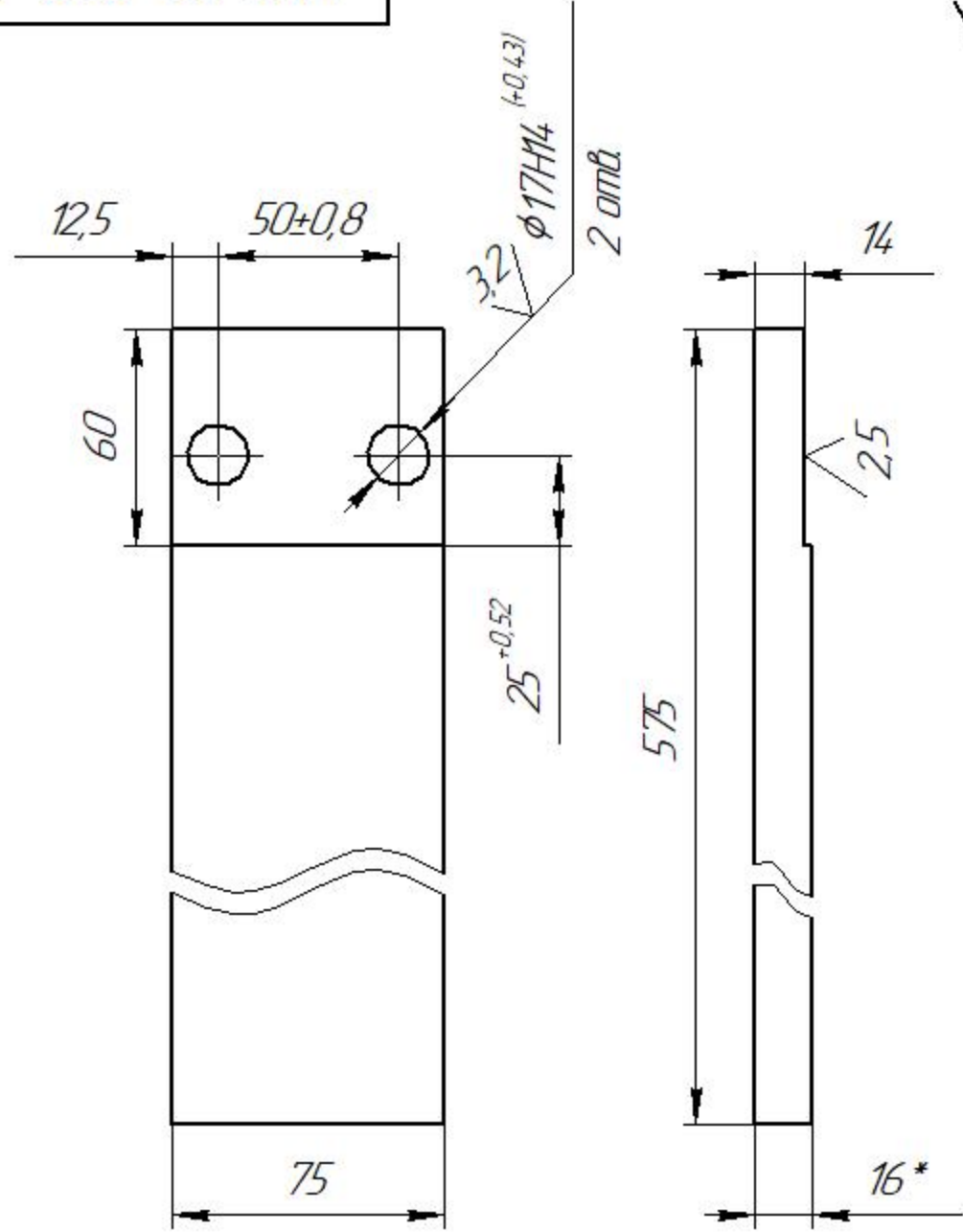


1. Відливка I групи.
2. Технічні вимоги на відливку згідно ГОСТ 977-75.
3. Невказані ливарні радіуси 3...5 мм.
4. Невказані граничні відхилення розмірів по $\pm \frac{IT14}{2}$.
5. *Розміри для довідок.

ПНД 02. 010. 309		Лист	Масса	Масштаб
СПОЯК		Лист	60	1:2
Сталь 20Л-ГОСТ 977-75		Лист	Листов	1
ЦНТУ		Зр. ГМ-22М19-12		
Инд. № подл.	Подп. и дата	Инд. чиб. №	Инд. № дубл.	Вам. чиб. №
Мачок	Лещенко	Мороз	Володько	№ док.им.
Лещенко	Мачок	Мороз	Володько	№ док.им.
Лещенко	Мачок	Мороз	Володько	№ док.им.
Лещенко	Мачок	Мороз	Володько	№ док.им.
Лещенко	Мачок	Мороз	Володько	№ док.им.

ПНД 02. 020. 407

✓ (✓) (✓)



1. Невказані граничні відхилення розмірів по $\pm \frac{IT14}{2}$.
2. *Розмір для довідок.

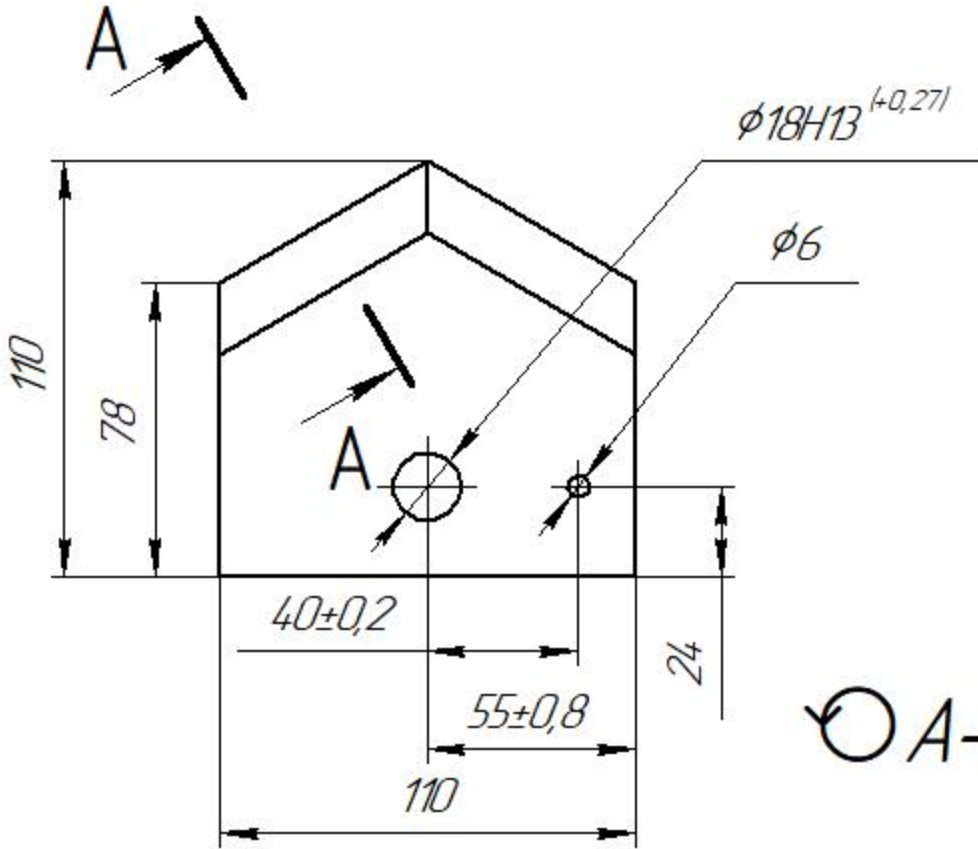
Перв. примен.					ПНД 02. 020. 407						
Справ. №											
Підп. и дата											
Инв. № дробл.											
Взам. инв. №											
Підп. и дата					ПНД 02. 020. 407						
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лопатка		Лит.	Масса	Масштаб	
	Разраб.		Володько							5,3	1:2
	Пров.		Мароз								
	Т.контр.								Лист	Листов	1
	Н.контр.		Мачок								
	Утв.		Лещенко			Лист $\frac{16 \text{ ГОСТ } 19903-74}{20 \text{ ГОСТ } 1577-93}$		ЦНТУ, гр. ГМ-22М(19)-12			
						Копировал		Формат А4			

ПНД 02. 010. 401

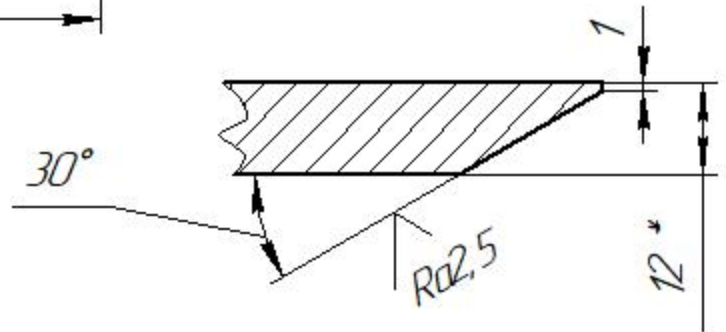
$\sqrt{Ra100 (\sqrt{V})}$

Перв. примен.

Справ. №



○ A-A(1:1)



1. HRC3 46...54.

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

3. *Розмір для довідок.

Підп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Підп. и дата

Инв. № подл.

ПНД 02. 010. 401

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
		Володько		
		Мароз		
		Мачок		
		Лещенко		

Ніж

Лит.	Масса	Масштаб
	0,9	1:2
Лист	Листов	1

12 ГОСТ 19903-74
Лист 50Г ГОСТ 4543-71

ЦНТУ,
гр. ГМ-22М(19)-12

Копировал

Формат А4