

**МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ КОЛОНИ  
МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА**

**Шифр: малогабаритний навантажувач**

**2020**

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА.....	4
2. ВИКОРИСТАННЯ ПЕРЕДНЬОЇ ОСІ ТРАКТОРА ЯК ОПОРИ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА.....	6
3. КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА.....	8
4. СИЛОВІ І КІНЕМАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ .....	10
5 СИЛИ ТЕРТЯ ПРИ ПОВОРОТІ КОЛОНИ НАВАНТАЖУВАЧА.....	15
6. СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ НАВАНТАЖУВАЧА.....	17
7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЛАНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ.....	18
7.1. Розрахунок коромисла .....	18
7.2. Розрахунок рухомої опори.....	22
7.3. Розрахунок кривошипа.....	24
8. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	27
ВИСНОВКИ.....	28
ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	29
ДОДАТКИ	

## ВСТУП

Універсальні навантажувальні машини використовують при виконанні багатьох робіт завдяки їх маневреності та значній продуктивності. Вони відзначаються простотою конструкції, можливістю застосування комплектів швидко змінного робочого обладнання, а також можливістю використання базового шасі як тягача. Навантажувальне обладнання можна розробити на будь-який трактор або самохідне шасі, а прості захватні пристрої, можна навішувати на крани чи бульдозери.

Найчастіше для навантажувачів періодичної дії використовують колісні базові машини. Особливістю малогабаритних навантажувачів є можливість їх швидкої навіски на трактор, яка не вимагає доробки самого трактора при агрегуванні. Навантажувачі типу «ПГ» навішують на трактор з боку його навісної системи з додатковою обв'язкою рами і доробкою кабіни [12].

Проектування і розрахунки малогабаритних навантажувачів виконують за схемою фронтальних навантажувачів, враховуючи деякі особливості.

Малогабаритний навантажувач з переднім закріпленням стріли порівняно з навантажувачем із заднім закріпленням стріли має меншу висоту підйому (2,5...2,8 м). Ця висота достатня для завантаження автомобілів і причепів та дозволяє виконувати навантажувальні роботи у закритих приміщеннях обмеженої висоти.

Вихідними даними для проектування і розрахунків грейферних навантажувачів є вантажопідйомність  $Q$ , висота навантажування  $H$ , виліт стріли на висоті навантаження  $L$ , висота точки підвісу грейфера  $H_{ГР}$ , глибина опускання грейфера  $H_O$ , кут повороту в плані.

При проектуванні враховують також параметри базової машини: потужність двигуна, поздовжня база, конструктивна маса, відстань центра ваги по горизонталі від ведучих коліс, координати центра ваги по вертикалі, тип і діаметри коліс та їх допустиме навантаження, розподіл маси поміж колесами, розмір колії передніх та задніх коліс. [8, 13].

## 1. ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Особливістю малогабаритних навантажувачів є можливість їх швидкої навіски на трактор, яка не вимагає доробки трактора при агрегуванні. Монтують ПГМ-0,2 на трактори типу МТЗ або ЮМЗ на передній брус, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Керування навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер навішують на три точки начіпної системи трактора. Згрібання і підгортання занурюваного матеріалу виконують бульдозером при русі заднім ходом [10].

Задача роботи – пошук кінематичної схеми механізму повороту колони малогабаритного навантажувача, щоб забезпечити поворот на кут  $250^\circ$ .

Аналіз існуючих схем механізмів повороту колони навантажувачів показав, що рейкові механізми для малогабаритного навантажувача не ефективні, доцільно застосовувати важільні механізми. Однак, вони допускають обмежений кут повороту  $150^\circ \dots 170^\circ$ . Для навантажувача ПГМ-0,2 необхідно здійснювати поворот колони на  $250 \dots 270^\circ$  [15].

Удосконалення механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 проведемо, аналізуючи роботу гальмівного пристрою системи повороту колони навантажувача. Для визначення часу і середньої величини прискорення гальмування, створюваного елементом, що демфірує (гасителем гідравлічних ударів) на ділянці зупинки повороту, встановлюють характеристики роботи гальмівного пристрою і визначають сили інерції, що діють на вантаж, який знаходиться у робочому органі навантажувача. Поворот і гальмування здійснюють при наявності номінальної кількості вантажу в робочому органі. Час гальмування, величину і характер зміни тиску гальмування реєструють за допомогою осцилографа і тензодатчиків, вмонтованих у порожнині гідроциліндра повороту [5].

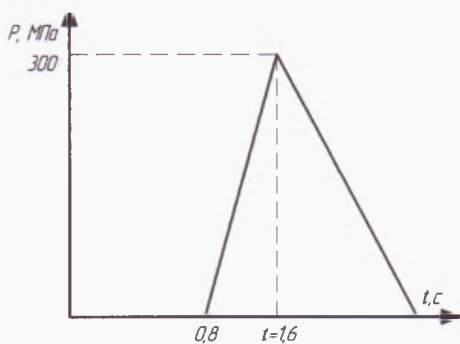
Після повороту стріли навантажувача на  $90 \dots 120^\circ$ , вона рухається з постійною кутовою швидкістю. Подача рідини до гідроциліндра припиняється з

одночасним перекриттям зливу рідини з порожнини в сторону якої здійснюється поворот. Ця порожнина стає камерою гальмування, в якій виникає тиск, дією якого через поршень гідроциліндра здійснюється гальмування мас, що рухаються, тобто навантажувача і вантажу. Величина цього тиску [10]

$$P = \frac{\sum m \cdot \Delta V}{F_n \cdot \Delta t}, \quad (1)$$

де  $\sum m$  – сума приведених до поршня гідроциліндра мас, що рухаються, включаючи масу вантажу;  $\Delta t$  – відрізок часу, на якому швидкість руху поршня зміниться на величину  $\Delta V$ ;  $F_n$  – площа поршня гідроциліндра.

З (1) видно, що гальмування тиску буде менше, якщо час гальмування  $\Delta t$  розтягнуто, а величина зміни швидкості  $\Delta V$  за цей час мінімальна. Характер наростання і величина гальмівного тиску досягаються регулюванням стиску пружин клапанів гасителя. На рисунку 1 показано графік зміни тиску у камері гальмування від початку гальмування і до повної зупинки повороту. З



графіка видно, що час гальмування триває 1,6 с, при цьому протягом перших 0,8 с проходить наростання гальмівного тиску до 280 кгс/см<sup>2</sup>, а протягом наступних 0,8 с проходить спад тиску.

Рисунок 1 – Зміна тиску у циліндрі повороту при гальмуванні

Кутова швидкість повороту колони навантажувача є конструктивним параметром і дорівнює 0,5 с<sup>-1</sup>, а характеристику гальмування задають із умов забезпечення міцності конструкції і стійкості агрегату. Середнє кутове прискорення при гальмуванні повороту за час 1,6 с буде 0,375 с<sup>-2</sup>. Діюча сила інерції вантажу відповідно 770 Н. При виконанні технологічного процесу навантажувачем, в кінці закриття робочого органу завжди є стискання вантажу, що сприяє утриманню його у робочому органі.

Необхідно обґрунтувати використання передньої осі агрегату як опори для ПГМ-0,2 та удосконалити механізм повороту колони навантажувача.

## 2. ВИКОРИСТАННЯ ПЕРЕДНЬОЇ ОСІ ТРАКТОРА ЯК ОПОРИ ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

При виконанні вантажних робіт майже всі навісні навантажувачі використовують додаткові виносні опори, що перетворюють трактор у спецмашину для виконання тільки цільових робіт.

Особливість малогабаритних навантажувачів – це швидка навіска на трактор, яка не вимагає доробки самого трактора при агрегуванні. Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2 (Додаток А) як тип навантажувачів, не охоплюється існуючими схемами розміщення колони, тобто є іншим типом малогабаритних навантажувачів. Використовують ПГМ-0,2 для виконання вантажних робіт на колісному ході трактора, тобто з можливістю необмеженого переміщення з вантажем.

Навіски колони на малогабаритний навантажувач здійснюють на передній брус трактора типу МТЗ або ЮМЗ перед кабіною (Додаток Б). Таке агрегування дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Управління навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер навішують на три точки навісної системи трактора. Згрібання і підгортання занурюваного матеріалу виконують при русі заднім ходом.

У класичних схемах навантажувачів стійкість агрегату забезпечується так званим трикутником стійкості [7, 12], тобто за рахунок задніх відкидних опор і бульдозера, який навішують на передню вісь. У малогабаритному навантажувачі ПГМ-0,2 технологічне обладнання навішують спереду агрегату, а відкидні опори відсутні, тому точками опори стануть задні колеса трактора. Підвищення стійкості навантажувача можна досягнути використанням передніх коліс, для цього необхідно, щоб передній міст був з'єднаний з агрегатом жорстко. Тоді утворюється чотириохкутник стійкості. Це дозволяє збільшити опорний контур власне спереду агрегату, де і знаходиться технологічне обладнання. Ходова частина трактора забезпечує підтримку остова як під час руху, так і при виконанні вантажних робіт [2]. Вона складається із задніх коліс, які є ведучими, і передніх – направляючих коліс. Ведучі і направляючі колеса

передають всю масу агрегату на опорну поверхню – ґрунту. Осі ведучих коліс виконано у вигляді моста. Тобто шарнірне з'єднання задньої осі з остовом агрегата відсутнє, тому обидва задні колеса є опорними точками агрегата. Конструкція передньої осі принципово відрізняється від заднього моста. Підвіска передньої осі виконує такі функції: через неї передається маса рухомої частини агрегату на балку, забезпечує передачу штовхаючих зусиль від остова до передніх коліс, сприймає поштовхи та удари від передніх коліс, поліпшує пристосування коліс трактора до нерівностей шляху.

У більшості тракторів передню вісь з'єднують з кістяком в одній точці за допомогою шарніра 4 (Додаток В, рис. В1а). Для розвантаження останнього від зусиль, що штовхають, встановлюють спеціальні вилки 5. Якщо передня вісь зроблена укороченою (Додаток В, рис. В1б), або має тільки одне переднє колесо, то всі зусилля сприймаються підшипниками вертикального валу 6.

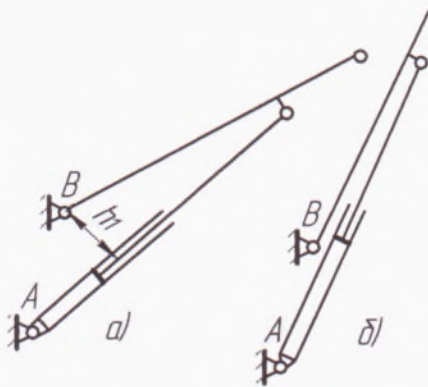
Підвищення швидкостей руху агрегатів призвело до зростання динамічних навантажень на осі, тому для збільшення терміну їх служби використовують пружні елементи у системі підвіски передніх, а іноді і задніх осей. Балку передньої осі агрегату звичайно виготовляють штампуванням із вуглецевої сталі 20, 35 або 40; у деяких випадках застосовують литі балки.

Балку передньої осі (див. Додаток В, рис. В1) розраховують на згин у горизонтальній і вертикальній площинах. Сумарне напруження згину, що допускається, приймають для штампованих осей 100...150 МПа, для литих 50...60 МПа [13]. Поворотні куркулі штампують зі сталі 40, 40Х і 45Х. Цапфи поворотного куркуля розраховують на згин за небезпечним перерізом підставки. Напруження згину, що допускається,  $[\sigma_{зГ}] = 300...400$  МПа. Шворні поворотних кулаків виготовляють з легованих сталей 18ХГТ, 20Х, 40Х і 20ХН із наступною термічною обробкою і розраховують на згин і зріз. Втулки шворнів перевіряють на зминання. Для шворня напруження згину, що допускається  $[\sigma_{зГ}] = 100...150$  МПа, зрізу  $[\tau_{зР}] = 50$  МПа, для втулок на зминання  $[\sigma_{зМ}] = 20$  МПа [13].

### 3. КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Механізм повороту колони малогабаритного навантажувача потрібно розробити таким, щоб забезпечити поворот на кут  $250^\circ$ .

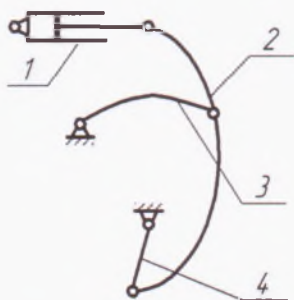
У навісних навантажувачах для повороту колони найчастіше застосовують рейкові механізми. Однак, для малогабаритного навантажувача вони не ефективні. Для малогабаритних навісних навантажувачів, де допускається обмежений кут повороту маніпулятора, доцільно застосовувати важільні механізми. Проте такі механізми допускають обмежений кут повороту  $150^\circ \dots 170^\circ$ . Шарнірні, чотирьох ланкові механізми здатні сприймати значні навантаження, але у зв'язку із виродженням плеча діючого зусилля на кривошип при наближенні до крайніх положень, сектор повороту кривошипу обмежується. Наприклад, граничний механізм Чебишева



кінематично [1, 15] здатний забезпечити кут повороту до  $180^\circ$  (рисунок 2а), але при наближенні до крайніх положень, плече діючого зусилля вироджується і механізм втрачає функціональну спроможність (рисунок 2б).

Рисунок 2 – Виродження плеча механізму повороту Чебишева

Такий недолік усунено зміною способу навантаження кривошипа згідно винаходу по авторському свід. № 545569 [14], де кривошип має подвійне



навантаження від шатуна: осьовим тиском між опорами та крутним моментом. На рисунку 3 зображена схема такого удосконаленого механізму. Основними ланками є кривошип 4, який жорстко під'єднаний до колони, гідроциліндр 1, тяга 3 і коромисло 2. Тяга і коромисло виконані у формі дуги, а вгнутість дуг повернена у

Рисунок 3 – Кінематична схема важільного механізму повороту



сторону цих ланок. Один кінець коромисла зв'язаний з кривошипом, а другий – зі штоком гідроциліндра. На середині коромисла знаходиться рухома вісь. Для збільшення кута повороту колони тяга одним кінцем насаджена на рухому вісь, а другим приєднана до кривошипа колони.

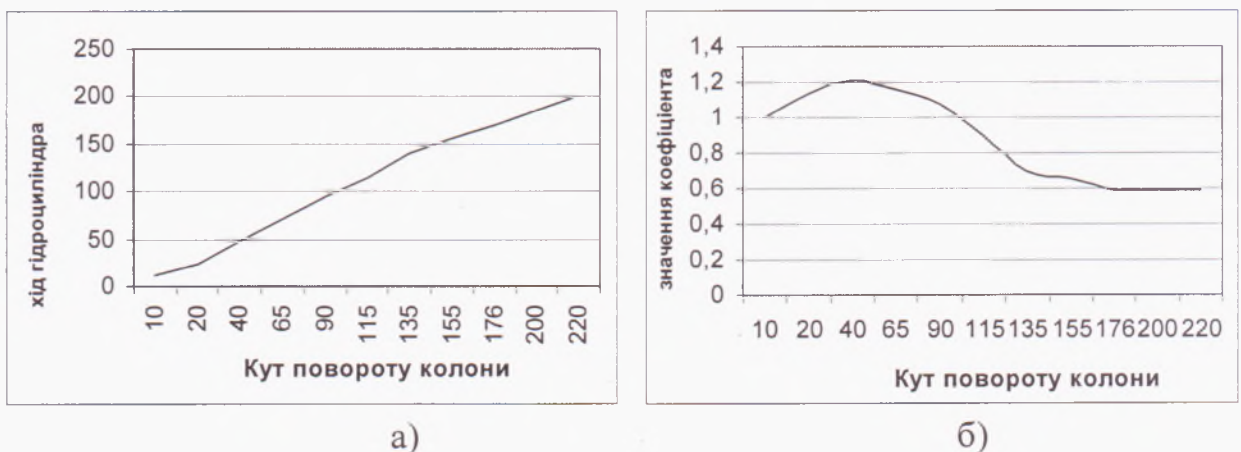
Сила тиску від гідроциліндра  $P_G$ , окрім тиску між шарнірами  $A$  і  $C$  додатково навантажує кривошип, який виконано як двоплечий важіль, опора якого знаходиться між шарнірами  $A$  і  $B$  і є рухомою обертовим моментом. Дія цього моменту змінює напрям вектора рівнодіючої у шарнірі  $A$  і навіть при повному виродженні плеча  $b$  на кривошипі діє значний обертовий момент.

Для реального механізму повороту колони грейферного навантажувача, при радіусі кривошипа  $r_K = 70$  мм і робочому ході поршня гідроциліндра 200 мм, отримано робочий сектор повороту із центральними кутом  $220^\circ$ . Такий кут є неможливим при традиційному навантаженні через рухому опору.

Передаточна характеристика механізму повороту зображена на рисунку 4. Вона показує залежність між ходом штока гідроциліндра  $l$  (див. рис. 3) і кутом повороту кривошипа  $\phi$ , який жорстко з'єднаний з колоною. За оціночний параметр прийнято величину  $\lambda$ , яку визначають із співвідношення

$$\lambda = \frac{L}{S}, \quad (2)$$

де  $L$  – хід гідроциліндра;  $S$  – довжина дуги, описана віссю шарніра шатуна, мм



- а) залежність ходу гідроциліндра від кута повороту колони;  
 б) передаточна характеристика механізму повороту

Рисунок 4

Для побудови передаточної характеристики механізму повороту використані величини з таблиці 1.

Таблиця 1 – Передаточна характеристика механізму повороту

Кут повороту кривошипа	Довжина дуги кривошипа, мм	Хід гідроциліндра, мм	Передавальна характеристика
40°50'	45,298	48,0	1,06
91°20'	90,223	100,0	1,158
133°50'	137,363	140,0	0,849
175°20'	183,395	170,0	0,552
220°50'	235,89	200,0	0,594

Як видно з графіка на рисунку 4б величина  $\lambda$  змінюється у межах від 0,6 до 1,15 при повороті колони на кут 220°.

#### 4. СИЛОВІ І КІНЕМАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ

Як механізм повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 прийнятий шарнірний чотириланковий механізм за авт. свід. №545569 [14] з приводом від гідроциліндра Ø80 мм при робочому ході 200 мм. З урахуванням робочого тиску 1600 Н у гідросистемі трактора гідроциліндр розвиває зусилля з боку поршня – 90 кН (90000 Н) і з боку штока – 60,4 кН (60400 Н) [10].

У таблиці 2 наведені порівняльні силові характеристики важільного механізму повороту з механізмом повороту навантажувача ПЕА-1А.

Кутова швидкість повороту колони залежить від руху ведучої ланки – гідроциліндра. Рух штока гідроциліндра здійснюється при подачі насосом масла в одну з порожнин гідроциліндра.

Об'єми приводних циліндрів повороту визначимо за формулою [8]

$$V_{ц} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L. \quad (3)$$

$$\text{Отримаємо } V_{\text{ц}} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,2 = 0,001 \text{ м}^3.$$

Таблиця 2 – Силіві характеристики механізму повороту

Тип механізму		Діаметр $d$ , мм	Хід $L$ , мм	Середній діаметр шестерні, мм	Крутний момент, $M_{\text{кр}}$ , кНм	Зусилля, кН
Рейковий механізм навантажувача ПЕА-1А		80	356	76	3,8	17,8
Важільний механізм:	а) поршнева порожнина	80	200	70	від 7,2954 до 4,42	18,0
	б) штокова порожнина	діаметр штока 40	200	70	від 4,896 до 2,96	12,1

Час заповнення повороту відповідно до виразу (3)

$$\text{а) робоча порожнина поршнева } t_{13\text{п}} = \frac{V_{\text{ц}} \cdot 2,2}{0,0018} = \frac{0,001 \cdot 2,2}{0,0018} = 1,375 \text{ с};$$

$$\text{б) робоча порожнина штокова } t_{23\text{п}} = \frac{V_{\text{шт}} \cdot 2,2}{0,0016} = \frac{0,0008 \cdot 2,2}{0,0016} = 1,1 \text{ с}.$$

Час розгону при коливанні величини передавальної характеристики від 0,925 до 1,06 (відповідний кут повороту колони –  $20^{\circ}25'$ ) складає:

$$\text{а) при роботі поршневої порожнини } t_{1\text{рз}} = \frac{20^{\circ}25'' \cdot 1,375}{270^{\circ}50''} = 0,127 \text{ с};$$

$$\text{б) при роботі штокової порожнини } t_{2\text{рз}} = \frac{20^{\circ}25'' \cdot 1,1}{220^{\circ}50''} = 0,102 \text{ с}.$$

Величини кутової швидкості повороту колони:

а) при роботі поршневої порожнини:

$$w_1 = R \cdot V_1, \quad (4)$$

у числовому вигляді  $w_1 = 0,07 \cdot 0,171 = 0,012 \text{ с}^{-1}$ ;

б) при роботі штокової порожнини

$$w_2 = R \cdot V_2, \quad (5)$$

де  $V_2$  – швидкість штоку гідроциліндра,  $V_2 = \frac{0,235}{1,1} = 0,214 \text{ м/с}$ .

Тоді  $w_2 = 0,07 \cdot 0,214 = 0,015 \text{ с}^{-1}$ .

Отже, кутова швидкість колони при роботі гідроциліндра поршневою порожниною становить  $w_1 = 0,012 \text{ рад/сек}$ , а при роботі штоковою порожниною  $w_2 = 0,015 \text{ рад/сек}$ .

Механізм повороту колони навантажувача показаний у Додатку В.

На рисунку 5 зображено конструкцію механізму повороту і траєкторії руху характерних його точок. Біля ланок механізму, для зображеного положення, побудовані епюри навантажень моментами згину та осьових сил. На рисунку 6 показані шість положень механізму повороту колони навантажувача. За допомогою зображених схем проведено розрахунок крутного моменту, який передається на колону системами тяг від гідроциліндра.

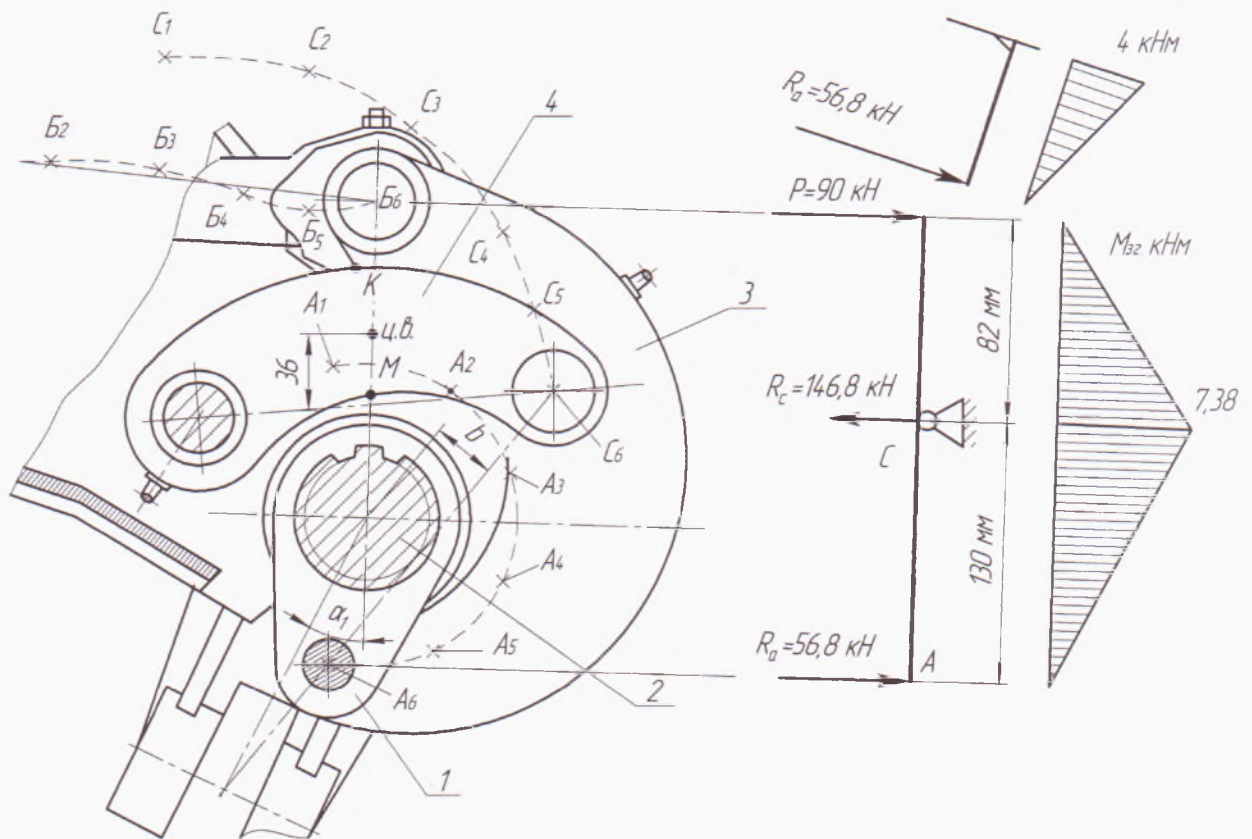


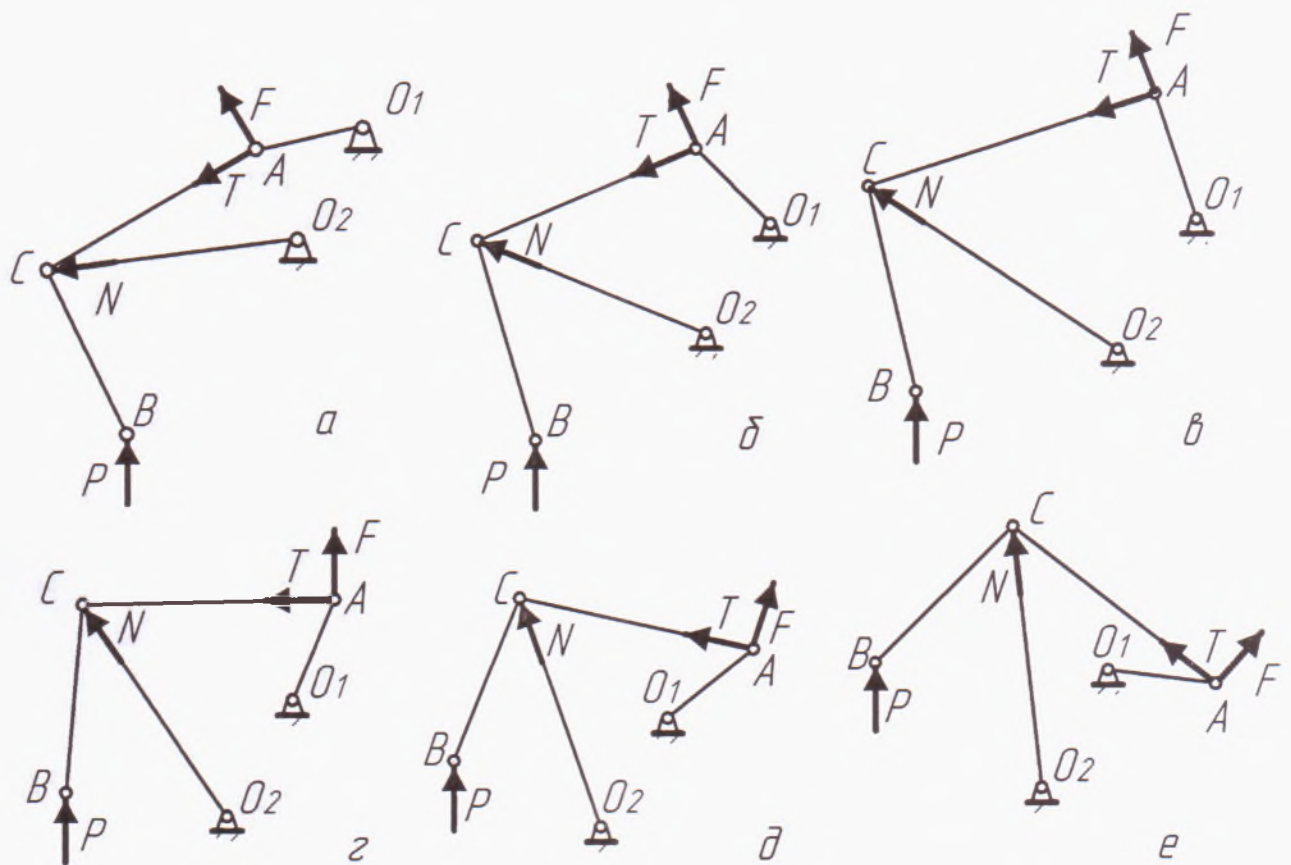
Рисунок 5 – Конструкція механізму повороту.

Для визначення крутного моменту розглянемо рівновагу коромисла (поз. 3 рис. 5) у кожному положенні, що відображено на рисунку 6 [4]. На коромисло діє зусилля від гідроциліндра  $P$ , яке прикладене до шарніра  $B$ . Лінія дії сили співпадає з віссю циліндра. До середини коромисла на шарнір  $C$

прикладена сила  $N$  зі сторони рухомої опори (поз. 4, рисунок 5). Напрямок сили  $N$  у сторону шарніра  $O_2$ . У шарнірі  $A$  коромисло з'єднується з кривошипом. Напрямок реакції у шарнірі  $A$  невідомий, тому введемо дві складові:  $T$  – сила, що направлена у сторону шарніра  $C$ ;  $F$  – сила, напрям якої перпендикулярний до першої складової. Відомим зусиллям є сила  $P$  від гідроциліндра. Інші сили, а саме  $T$ ,  $F$  і  $N$  виступають як невідомі. Сили  $T$  і  $F$  створюють крутний момент і можуть бути визначені з умови рівноваги коромисла. Перше рівняння можна скласти як суму моментів відносно точки  $C$  [4]. У рівняння ввійдуть дві сили  $P$  і  $F$ , з яких одна невідома. Перше рівняння має вигляд

$$P \cdot a - F \cdot AC = 0, \quad (6)$$

де  $a$  – плече сили  $P$  відносно шарніра  $C$ ;  $AC$  – довжина ланки  $AC$ .



а) положення – 1; б) положення – 2; в) положення – 3;  
 г) положення – 4; д) положення – 5; е) положення – 6.

Рисунок 6 – Силевий аналіз механізму повороту колони для шести положень

Звідки невідому силу  $F$  знаходимо за формулою

$$F = \frac{P \cdot a}{AC}. \quad (7)$$

Розрахунки за формулою (7) наведені у таблиці 3.

Таблиця 3 – Розрахунок сили  $F$  при шести положеннях механізму

№	Сила $P$ , кН	Дані за схемами рис. 6.		Розрахункове значення сили $F$ , кН
		$a$ – плече сили $P$ , мм	$AC$ – плече сили $F$ , мм	
1	90,0	-19	55	-31,09
2	90,0	-15	55	-24,55
3	90,0	-14	55	-22,91
4	90,0	2	55	3,27
5	90,0	12	55	19,64
6	90,0	27	55	44,18

Невідому складову  $T$  знайдемо з рівняння проєкцій всіх сил на координатну вісь. Напрямок осі вибирають так, щоб увійшла лише одна невідома сила. Вісь слід направити перпендикулярно невідомій силі  $N$ . Проєкція сили  $N$  на цю вісь дорівнює нулю і вона не увійде у рівняння рівноваги. У таблиці 4 показані значення кутів, які утворюють сили  $P$ ,  $T$  і  $F$  з координатною віссю, а також наведено розрахункові значення сили  $T$  для шести положень (див. рис.6).

Таблиця 4 – Розрахунок сили  $T$

№	Значення кутів, що утворюють сили з віссю, град (за даними рис. 6)			Розрахункове значення сили $T$ , кН
	$P$	$T$	$F$	
1	15	-65	25	-139,03
2	18	-48	42	-100,66
3	26	-40	50	-86,37
4	52	-32	58	-67,38
5	66	-33	57	-56,40
6	75	-50	38	-90,40

Розрахунок крутного моменту наведено у таблиці 5, а на рисунку 7 зображено графік зміни крутного моменту.

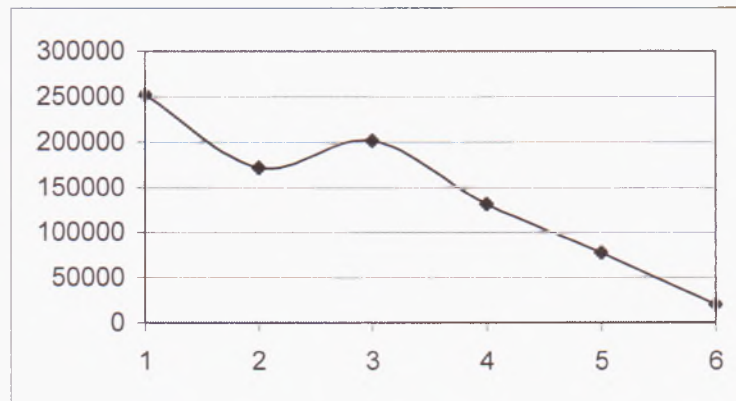


Рисунок 7 – Графік зміни крутного моменту при постійній силі гідроциліндра

Таблиця 5 – Розрахунок крутного моменту

№	Значення сил, кН			Плечі сил відносно шарніра $O_1$ , мм		Крутий момент на колону, Н м
	$P$	$F$	$T$	$T$	$F$	
6	90	44,18	-90,40	11	18	-199,15
5	90	19,64	-56,40	19	15	-777,06
4	90	3,27	-67,38	20	10	-1314,93
3	90	-22,91	-86,37	23	1	-2009,49
2	90	-24,55	-100,66	19	-8	-1716,16
1	90	-31,09	-139,03	19	-4	-2517,15

## 5. СИЛИ ТЕРТЯ ПРИ ПОВОРОТІ КОЛОНИ НАВАНТАЖУВАЧА

Колона обертається у двох підшипниках ковзання 1 і 2, які сприймають радіальне навантаження від моментів розподілених мас [12] навантажувача відповідно до рисунка 8. Розподілені маси навантажувача показані на рис. 8.

Маса вантажу  $m = 200$  кг, маса робочого органу  $m_3 = 88,9$  кг, маса стріли  $m_2 = 119$  кг, маса колони  $m_1 = 20,2$  кг. Приведені маси відносно осі колони мають плечі  $l_0 = 2,57$  м,  $l_1 = 0,365$  м,  $l_2 = 1,405$  м,  $l_3 = 2,57$  м. Тоді момент інерції буде [9]

$$M_{IH} = (m \cdot l_0 + m_1 \cdot l_1 + m_2 \cdot l_2 + m_3 \cdot l_3) \cdot \frac{0,012}{0,127}; \quad (8)$$

підставивши числові дані, отримаємо

$$M_{II} = (200 \cdot 2,57 + 20,2 \cdot 0,365 + 119 \cdot 1,405 + 88,9 \cdot 2,57) \cdot \frac{0,012}{0,127} = 2,03 \text{ кНм.}$$

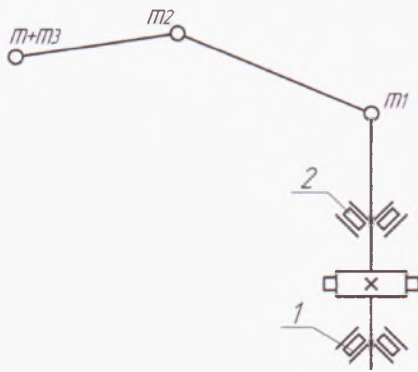


Рисунок 8 – Дія розподілених мас навантажувача на опори колони

Максимальний момент, який навантажує колону обчислюємо за формулою [9, 11]

$$M_{K MAX} = (m + m_3) \cdot l_0' + m_2 \cdot l_2' + m_1 \cdot l_1. \quad (9)$$

Підставивши числові значення у (9), отримаємо

$$M_{K MAX} = (200 + 88,9) \cdot 2,445 + 119 \cdot 1,28 + 20,2 \cdot 0,365 = 8,66 \text{ кНм.}$$

Радіальні навантаження на підшипники визначимо за формулою

$$R_{1П MAX} = R_{2П MAX} = M_{K MAX} / a_{П}, \quad (10)$$

де  $a_{П}$  – відстань між підшипниками,  $a_{П} = 360$  мм (згідно рис. 8).

Підставивши числові дані у вираз (10), отримаємо

$$R_{1П MAX} = R_{2П MAX} = 8,66 / 0,36 = 24,1 \text{ кН.}$$

У наступному випадку змінено виліт маніпулятора, при якому значення моменту буде мінімальним, визначимо його за формулою

$$M_{K MIN} = (m + m_3) \cdot l_0'' + m_2 \cdot l_2'' + m_1 \cdot l_1, \quad (11)$$

що у числовому вигляді становить

$$M_{K MIN} = (200 + 88,9) \cdot 1,515 + 119 \cdot 0,61 + 20,2 \cdot 0,365 = 5,18 \text{ кНм.}$$

Цьому моменту відповідає радіальне навантаження на підшипники, яке визначимо аналогічно залежності (10)

$$R_{1П MIN} = R_{2П MIN} = M_{K MIN} / a_{П} = 5,18 / 0,36 = 14,4 \text{ кН.}$$

Вертикальну складову сили  $Q = 42 - 30 = 12$  кН сприймає упорний шарикопідшипник №8210.



Максимальна величина моменту опору від сил тертя

$$M_{TP\ MAX} = R_{1П\ MAX} \cdot \mu_1 \cdot \eta_1 + R_{2П\ MAX} \cdot \mu_1 \cdot \eta_1 + Q \cdot \mu_2 \cdot \eta_2, \quad (12)$$

де  $\mu_1, \eta_1, \mu_2, \eta_2$  – величини, які залежать від умов тертя, приймаємо

$$\mu_1 = 0,06; \eta_1 = 0,032\ \text{м}; \mu_2 = 0,008; \eta_2 = 0,032\ \text{м} [9, 11].$$

Результат формули (12) буде

$$M_{TP\ MAX} = 2 \cdot (24,1 \cdot 10^3 \cdot 0,06 \cdot 0,032) + 12 \cdot 10^3 \cdot 0,008 \cdot 0,032 = 95,6\ \text{Нм}.$$

## 6. СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ НАВАНТАЖУВАЧА

Силове зусилля розвивається гідроциліндром за рахунок подачі під тиском масла в одну з його порожнин

$$P = p_P \cdot F = p_P \cdot \frac{\pi d^2}{4}, \quad (13)$$

де  $p_P$  – робочий тиск у системі,  $p_P = 16\ \text{МПа}$  [11].

$$\text{Отримаємо, } P = 16 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \approx 90000\ \text{Н} = 90\ \text{кН}.$$

Першою ланкою, яка сприймає це зусилля є коромисло. Коромисло – це двоплечий важіль, який фіксується на опорі  $C$  (див. рис. 5). З одного кінця на коромисло діє зусилля від гідроциліндра, своїм другим кінцем коромисло діє на кривошип колони, створюючи крутний момент. Зусилля, яке передається на кривошип, може бути розраховане за умовою рівноваги моментів відносно опори  $C$

$$P \cdot 0,082 - R_A \cdot 0,13 = 0. \quad (14)$$

$$\text{Зусилля у шарнірі } A \text{ (див. рис. 5) буде } R_A = \frac{0,82 \cdot P}{0,13} = \frac{0,082 \cdot 90}{0,13} = 56,8\ \text{кН}.$$

Реакція в опорі коромисла, тобто у точці  $C$

$$-P - R_A + R_C = 0. \quad (15)$$

З виразу (15) визначимо зусилля у шарнірі  $C$

$$R_C = P + R_A = 90 + 56,8 = 146,8 \text{ кН.}$$

Зусилля  $R_A$  створює крутний момент на колону, а для кривошипа – це буде момент згину (див. рис. 5). Визначимо його за формулою

$$M_{зГ1} = 0,07 \cdot R_A = 0,07 \cdot 56,8 = 3,98 \text{ кНм} \approx 4 \text{ кНм.}$$

Максимальний згинальний момент для механізму повороту буде

$$M_{зГ1 MAX} = P \cdot 0,082 = R_A \cdot 0,13 = 90 \cdot 0,082 = 56,8 \cdot 0,13 = 7,38 \text{ кНм.}$$

Епюра згинальних моментів ланок механізму повороту показана на рисунку 5.

## 7. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЛАНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КОЛОНИ

### 7.1. Розрахунок коромисла

Відповідно до схеми (див. рис. 5) розрахункова величина згинального моменту становить 7,38 кНм і сприймається перетином у шарнірі  $C$ . Проведемо перевірку цього перетину на міцність. Напруження згину [3]

$$\sigma_{зГ} = \frac{M_{зГ1 MAX}}{W_{0K}} \leq [\sigma_{зГ}], \quad (16)$$

де  $W_{0K}$  – осьовий момент інерції поперечного перетину коромисла (рисунок 9);  $[\sigma_{зГ}]$  – допустимі напруження на згин для матеріалу коромисла. Матеріал, з якого виготовлено коромисло – сталь 40Х (поковка). Для нормалізованої сталі 40Х границя витривалості  $\sigma_B = 900$  МПа; границя текучості  $\sigma_T = 700$  МПа [3].

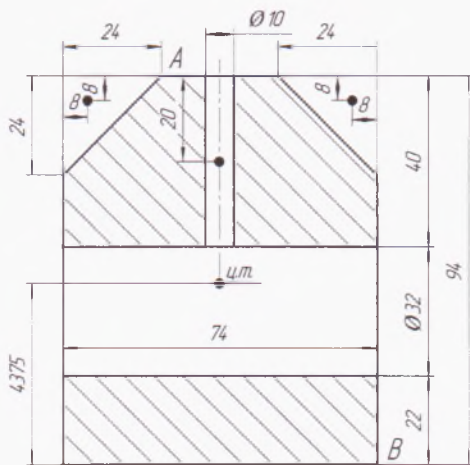


Рисунок 9 – Розрахунковий перетин коромисла

При  $\sigma_T/\sigma_B = 700/900 \approx 0,8$  необхідна величина коефіцієнта запасу міцності  $n_T = 2$  [3]. Отже,  $[\sigma_{зг}] = \sigma_T/n_T = 700/2 = 350$  МПа. Так як поперечний перетин коромисла – складна геометрична фігура (див. рис. 9), то згинальні напруження визначимо для двох найбільш характерних точок перетину «А» і «В».

Величина напруження, що виникає у точці «А»

$$\sigma_A = \frac{M_{зг1\ MAX} \cdot l_A}{I_X}, \quad (17)$$

де  $l_A$  – відстань до точки «А» від центра ваги перетину – 5,03 см;

$I_X$  – момент інерції поперечного перетину коромисла відносно осі  $X$ .

Величина напруження у точці «В» [3]

$$\sigma_B = \frac{M_{зг1\ MAX} \cdot l_B}{I_X}, \quad (18)$$

де  $l_B$  – відстань до точки «В» від центра ваги перетину – 4,375 см.

Оскільки поперечний перетин коромисла симетричний, то осі координат зміщуємо з нижньою стороною перетину і віссю отвору  $\varnothing 10$  мм. Не заштриховані площини розглядаємо як від’ємні [3], визначимо площі окремих частин перетину:

$$f_1 = -(2,4 \cdot 2,4)/2 = -2,88 \text{ см}^2; \quad y_1 = 8,6 \text{ см};$$

$$f_2 = (2,4 \cdot 2,4)/2 = 2,88 \text{ см}^2; \quad y_2 = 8,6 \text{ см};$$

$$f_3 = -1,0 \cdot 4,0 = -4 \text{ см}^2; \quad y_3 = 7,4 \text{ см};$$

$$f_4 = -7,4 \cdot 3,2 = -23,68 \text{ см}^2; \quad y_4 = 3,8 \text{ см};$$

$$f_5 = 7,4 \cdot 9,4 = 69,56 \text{ см}^2; \quad y_5 = 4,7 \text{ см}.$$

Знайдемо площу поперечного перетину і координату центру ваги:

$$F = \sum_1^n f_i = 69,56 - 23,68 - 4 - 2,88 - 2,88 = 36,12 \text{ см}^2;$$

$$Y_0 = \frac{\sum_1^n f_i \cdot y_i}{F} = \frac{\{(69,56 \cdot 4,7) - [(2,88 \cdot 8,6) \cdot 2 + 7 \cdot 1,4 + 23,68 \cdot 3,8]\}}{36,12} = 4,37 \text{ см.}$$

Визначимо величину моменту інерції перетину відносно центральної осі, що проходить через центр ваги перетину за формулою [3]

$$I_X = \sum_1^n \left[ I_{Si} + \left( f_i \cdot (y_i')^2 \right) \right], \quad (19)$$

де  $I_{Si} = \frac{b_i \cdot h_i^3}{36}$ , тут  $b_i, h_i$  – геометричні характеристики частин перетину.

У формулі (19) позначимо

$$D_i = f_i \cdot (y_i')^2.$$

Проведемо розрахунки:

$$I_{S1} = \frac{2,4 \cdot 2,4^3}{36} = 0,922 \text{ см}^4; \quad D_1 = 2,88 \cdot 4,225^2 = 51,41 \text{ см}^4;$$

$$I_{S2} = \frac{2,4 \cdot 2,4^3}{36} = 0,922 \text{ см}^4; \quad D_2 = 2,88 \cdot 4,225^2 = 51,41 \text{ см}^4;$$

$$I_{S3} = \frac{1 \cdot 4^3}{12} = 5,33 \text{ см}^4; \quad D_3 = 4 \cdot 3^2 = 36 \text{ см}^4;$$

$$I_{S4} = \frac{7,4 \cdot 3,2^3}{36} = 6,74 \text{ см}^4; \quad D_4 = 23,68 \cdot 0,575^2 = 7,83 \text{ см}^4;$$

$$I_{S5} = \frac{7,4 \cdot 9,4^3}{12} = 512,2 \text{ см}^4; \quad D_5 = 69,56 \cdot 0,325^2 = 7,35 \text{ см}^4.$$

Отже, момент інерції перетину коромисла буде

$$I_X = (512,2 + 7,35) - [(0,922 + 51,41) \cdot 2 + (5,33 + 36) + (6,74 + 7,83)] \approx 360 \text{ см}^4.$$

Визначимо нормальні напруження користуючись виразами (17) і (18):

$$\text{- у точці «А»} \quad \sigma_A = \frac{7,38 \cdot 10^6 \cdot 50,3}{360 \cdot 10^4} = 103 \text{ МПа};$$

- у точці «В» 
$$\sigma_B = \frac{7,38 \cdot 10^6 \cdot 43,75}{360 \cdot 10^4} = 90 \text{ МПа.}$$

Отримані величини фактичних напружень значно нижче допустимих, що свідчить про виконання умови міцності для коромисла.

Переходимо до розрахунку пальця рухомої опори. Напруження зрізу виникає у двох поперечних перетинах пальця  $\varnothing 25$  мм. Запишемо умову міцності на зріз для даного випадку, керуючись рекомендаціями [3]

$$\tau_{3P} = \frac{(P_{OC}/2)}{A_{\Pi}} \leq [\tau_{3P}], \quad (20)$$

де  $P_{OC}$  – осьова сила, якою навантажена рухома опора,  $P_{OC} = 153$  кН;

$A_{\Pi}$  – площа поперечного перетину пальця,  $A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d_{\Pi}^2}{4}$ ,

тут  $d_{\Pi}$  – діаметр пальця,  $d_{\Pi} = 25$  мм; тоді  $A_{\Pi} = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} \approx 491 \text{ мм}^2$ ;

$[\tau_{3P}]$  – допустиме напруження на зріз для матеріалу пальця. Матеріал для виготовлення пальця – сталь 40Х. Допустиме напруження на зріз визначимо із залежності [3]

$$[\tau_{3P}] = 0,6 \cdot (\sigma_B / 2) = 0,6 \cdot (900 / 2) = 270 \text{ МПа.}$$

Визначимо дійсні напруження зрізу за формулою (20)

$$\tau_{3P} = \frac{153 \cdot 10^3}{2 \cdot 491} = 156 \text{ МПа} < [\tau_{3P}].$$

Умова міцності на зріз виконується.

Визначимо величину коефіцієнта запасу міцності

$$n_{\tau} = \frac{[\tau_{3P}]}{\tau_{3P}}, \quad (21)$$

Отримаємо  $n_{\tau} = \frac{270}{156} = 1,73$ .

Запишемо умову міцності на зминання у проушинах [3, 6]

$$\sigma_{3M} = \frac{(P_{OC}/2)}{A_{3M}} \leq [\sigma_{3M}], \quad (22)$$

де  $A_{3M}$  – площа зминання,  $A_{3M} = l_{\Pi} \cdot d_{\Pi}$ , тут  $l_{\Pi}$  – довжина пальця,  $l_{\Pi} = 120$  мм,  
тоді  $A_{3M} = 120 \cdot 25 = 3000$  мм<sup>2</sup>;

$[\sigma_{3M}]$  – допустиме напруження зминання для матеріалу пальця [3, 6]

$$[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T. \quad (23)$$

У числовому вигляді отримаємо  $[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot 700 = 420$  МПа.

Визначимо напруження зминання  $\sigma_{3M} = \frac{153 \cdot 10^3}{2 \cdot 3000} \approx 26$  МПа  $< [\sigma_{3M}]$ .

Умова міцності на зминання витримується, руйнування площадки не відбудеться.

## 7.2. Розрахунок рухомої опори

Рухома опора механізму повороту колони малогабаритного навантажувача навантажена згинальним моментом та осьовою силою. Проведемо розрахунок на міцність опори. Матеріал для виготовлення рухомої опори – сталь 40Х, для якої допустиме напруження на згин  $[\sigma_{зг}] = 350$  МПа.

Величина згинального моменту, що сприймається рухомою опорою згідно рис. 5

$$M_{зг\text{ оп}} = P_{OC} \cdot 36 = 153 \cdot 36 = 5508 \text{ кНмм} = 5,51 \text{ кНм.}$$

Перетин рухомої опори показаний на рисунку 10. Визначимо геометричні характеристики перетину:

- площа перетину  $A_{оп} = 2 \cdot (55 \cdot 20) = 2200$  мм<sup>2</sup>;

- осьовий момент опору перетину

$$W_{оп} = 2 \cdot \left( \frac{B \cdot H^2}{6} \right) = 2 \cdot \left( \frac{20 \cdot 55^2}{6} \right) = 20167 \text{ мм}^3.$$

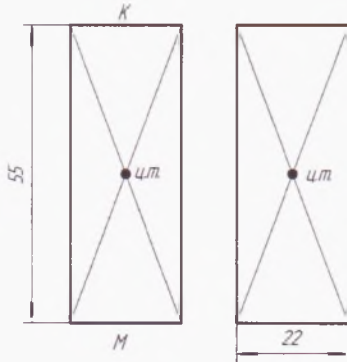
Враховуючи осьове зусилля  $P_{OC} = 153$  кН визначимо величину нормальних напружень у характерних точках перетину рухомої опори (див. рис. 9):

а) у точці «К»

$$\sigma_K = \frac{P_{OC}}{A_{OP}} - \frac{M_{зг\,OP}}{W_{OP}} = \frac{153 \cdot 10^3}{2200} - \frac{5508 \cdot 10^3}{20167} = -204 \text{ МПа};$$

б) у точці «М»

$$\sigma_K = \frac{P_{OC}}{A_{OP}} + \frac{M_{зг\,OP}}{W_{OP}} = \frac{153 \cdot 10^3}{2200} + \frac{5508 \cdot 10^3}{20167} = 343 \text{ МПа}.$$



Отримані величини нормальних напружень у точках «К» і «М» не перевищують допустимої величини.

Розрахуємо на міцність опорний палець  $\varnothing 30$  мм. Напруження зрізу, що виникає у поперечному перетині пальця [3, 6]

Рисунок 10 – Перетин рухомої опори механізму повороту колони

$$\tau_{зр} = \frac{(P_{OC}/2)}{A_{П}} \leq [\tau_{зр}], \quad (24)$$

де  $P_{OC}$  – осьова сила, якою навантажена рухома опора,  $P_{OC} = 153$  кН;

$A_{П}$  – площа поперечного перетину пальця,

$$A_{П} = \frac{\pi \cdot d_{П}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 30^2}{4} \approx 707 \text{ мм}^2,$$

$[\tau_{зр}]$  – допустиме напруження на зріз для матеріалу пальця. Матеріал пальця сталь 40Х,  $[\tau_{зр}] = 270$  МПа.

Напруження зрізу буде  $\tau_{зр} = \frac{153 \cdot 10^3}{2 \cdot 707} = 108 \text{ МПа} < [\tau_{зр}]$ .

Умова міцності на зріз виконується.

Запишемо умову міцності на зминання у проушинах [3]

$$\sigma_{зМ} = \frac{P_{OC}}{A_{зМ}} \leq [\sigma_{зМ}], \quad (25)$$

де  $A_{зМ}$  – площа зминання,  $A_{зМ} = l_{П} \cdot d_{П}$ , тут  $l_{П}$  – довжина пальця,  $l_{П} = 115$  мм,

$$\text{тоді } A_{зМ} = 115 \cdot 30 = 3450 \text{ мм}^2;$$

$[\sigma_{3M}]$  – допустиме напруження зминання для пальця,  $[\sigma_{3M}] = 420$  МПа.

Визначимо напруження зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{153 \cdot 10^3}{3450} \approx 44,4 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}].$$

Умова міцності на зминання витримується.

### 7.3. Розрахунок кривошипа

Кривошип (див. рис. 5) жорстко посаджений на колону за допомогою шліцевого з'єднання. Через кривошип на колону передається крутний момент. Відповідно до рис. 5 небезпечним є перетин осі отвору зі шліцевим з'єднанням. Величина згинального моменту у даному випадку відповідно до становить  $M_{3ГШ} = M_{IH} = 2,03$  кНм.

Запишемо умову міцності на згин для такого виду навантаження [3]

$$\sigma_{3Г} = \frac{M_{3ГШ}}{W_{ОШ}} \leq [\sigma_{3Г}], \quad (26)$$

де  $[\sigma_{3Г}]$  – допустиме напруження на згин для матеріалу з'єднання, а саме для сталі 40Х,  $[\sigma_{3Г}] = 350$  МПа;

$W_{ОШ}$  – осьовий момент опору небезпечного перетину кривошипа

$$W_{ОШ} = 2 \cdot \frac{b_1 \cdot h_1^2}{6} = 2 \cdot \frac{20 \cdot 68^2}{6} = 30,827 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Визначимо дійсні напруження у небезпечному перетині

$$\sigma_{3Г} = \frac{2,03 \cdot 10^6}{30,827 \cdot 10^3} = 66 \text{ МПа} < [\sigma_{3Г}] = 350 \text{ МПа}.$$

Умова міцності витримується.

Кронштейн виготовлено із сталі 40Х. Розрахунок шліцевого (зубчатого) з'єднання виконаємо як перевірний на зминання за формулою [6]

$$\sigma_{3M} = \frac{2M_{KP}}{d_{CP} \cdot h_k \cdot l_k \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma_{3M}], \quad (27)$$



де  $\sigma_{3M}$  – дійсне напруження на зминання на контактних поверхнях зубів;

$[\sigma_{3M}]$  – допустиме напруження зминання для матеріалу шліців, для сталі 40Х  $[\sigma_{3M}] = 420$  МПа;

$M_{KP}$  – крутний момент, що передається з'єднанням, тобто максимальний

крутний момент на поворот колони,  $M_{KP} = 7,3$  кНм (див. табл. 2);

$d_{CP}$  – середній діаметр зубчастого (шліцьового) з'єднання,

для прямобічного з'єднання визначимо його за формулою [6]

$$d_{CP} = 0,5(d_{III} + D_{III}) = 0,5(55 + 60) = 58 \text{ мм}; \quad (28)$$

тут параметри  $d_{III} = 52$  мм і  $D_{III} = 60$  мм взяті згідно ГОСТ 6033-80;

$h_k$  – висота поверхні контакту зубів, визначимо її за формулою [6]

$$h_k = 0,5(D_{III} - d_{III}) - 2f = 0,5(60 - 55) - 2 \cdot 0,5 = 1,5 \text{ мм}, \quad (29)$$

тут  $f$  – висота фасок зубів,  $f = 0,5$  мм ГОСТ 6033-80;

$l_k$  – довжина поверхні контакту зубів, яку приймаємо такою, що дорівнює

довжині маточини,  $l_k = 115$  мм;  $z$  – число шліців,  $z = 22$ ;

$\psi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зуби (шліци), прийmemo  $\psi = 0,75$ .

Визначимо напруження зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 7,3 \cdot 10^6}{58 \cdot 1,5 \cdot 115 \cdot 22 \cdot 0,75} = 88 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}].$$

Проведемо контрольний розрахунок, при якому виявлені максимальні напруження. Результати зведені у таблицю 6.

Таблиця 6 – Значення напружень у вузлах механізму повороту

Напруження, МПа	Назви ланок		
	кривошип	рухома опора	коромисло
Згин	66	343	103
Зминання	88	44,4	26

Аналізуючи отримані результати розрахунків (див. табл. 6), бачимо, що отримані дійсні напруження у більшості випадків значно менші за допустимі напруження, виходячи з цього можна провести заміну матеріалу – сталь 40Х на дешевшу. Можливі заміни сталі 40Х на:

а) сталь 35, механічні характеристики якої такі [3]:

границя витривалості  $\sigma_B = 520$  МПа, границя текучості  $\sigma_T = 270$  МПа, відповідно

- допустиме напруження на зминання  $[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 270 = 162$  МПа;

- допустиме напруження на згин  $[\sigma_{3Г}] = \sigma_T / n = 270 / 1,5 = 180$  МПа;

тут  $n$  – коефіцієнт запасу міцності, для співвідношення  $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{270}{520} = 0,52$

приймаємо  $n = 1,5$ ;

б) сталь 45, механічні характеристики якої такі [3]:

границя витривалості  $\sigma_B = 600$  МПа, границя текучості  $\sigma_T = 300$  МПа, відповідно

- допустиме напруження на зминання  $[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 300 = 180$  МПа;

- допустиме напруження на згин  $[\sigma_{3Г}] = \sigma_T / n = 300 / 1,5 = 200$  МПа;

тут  $n$  – коефіцієнт запасу міцності, для співвідношення  $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{300}{600} = 0,5$

приймаємо  $n = 1,5$ ;

в) виготовлення деталей із сталевого литва, наприклад 30Л, механічні характеристики якої такі [3]:

границя витривалості  $\sigma_B = 480$  МПа; границя текучості  $\sigma_T = 260$  МПа; відповідно

- допустиме напруження на зминання  $[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 260 = 156$  МПа;

- допустиме напруження на згин  $[\sigma_{3Г}] = \sigma_T / n = 260 / 1,5 = 173$  МПа;

тут  $n$  – коефіцієнт запасу міцності, для співвідношення  $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{260}{480} = 0,54$

приймаємо  $n = 1,5$ .

## 8. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Визначимо потужності, які споживаються гідроциліндрами навантажувача, для цього скористаємося формулою [11]

$$N_{Гі} = \frac{Q \cdot P_{Гі}}{450 \cdot \eta_{Г} \cdot \eta_{СР}}, \quad (30)$$

де  $\eta_{Г}$  – ККД гідроциліндра,  $\eta_{Г}=0,92$ ;

$\eta_{СР}$  – середнє значення ККД приводу,  $\eta_{СР}=0,96$ ;

$P_{Г1}$  – сила тиску від гідроциліндра повороту;

$P_{Г2}$  – сила тиску від гідроциліндра підйому.

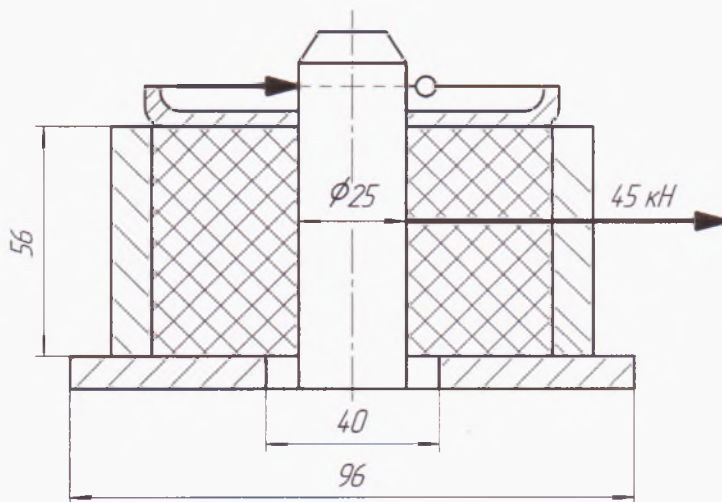
Потужність, що споживається гідроциліндром повороту

$$N_{Г1} = \frac{43,7 \cdot 160}{450 \cdot 0,92 \cdot 0,96} = 16,9 \text{ к.с.} = 12,43 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається гідроциліндром підйому

$$N_{Г2} = \frac{43,7 \cdot 100}{450 \cdot 0,92 \cdot 0,96} = 9,7 \text{ к.с.} = 7,13 \text{ кВт.}$$

Для досягнення поступового навантаження при пуску і зупинці у крайніх



положеннях у конструкції механізму повороту між гідроциліндром і стійкою на кінцях пальця доцільно встановити гумові втулки ПЭА.01.20.02.007 (рисунок 11) з можливою величиною деформації від осі  $\pm 8$  мм.

Рисунок 11 – Пружна втулка

Проведені розрахунки підтверджують доцільність розробленого механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2.

## ВИСНОВКИ

Обґрунтовано використання передньої осі трактора як опори для малогабаритного навантажувача, розроблено механізм повороту колони навантажувача, який забезпечує її поворот на  $250^\circ$ .

Навантажувач ПГМ-0,2 складається зі стійки, з якою зчленована вертикальна колона з верхнім і нижнім кронштейнами. До верхнього кронштейна приєднують стрілу, на кінці якої закріплюють механізм грейфера з робочим органом – грейферний ківш з двома приводними гідроциліндрами. Привод стріли – від гідроциліндра. Тягою фіксують складові частини стріли при навантаженні. Навантажувач встановлюють на передній брус трактора типу МТЗ або ЮМЗ, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Керування навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер монтують з механізмом задньої навіски трактора з установкою центральної тяги на розмір 680 мм. Привод всіх циліндрів здійснюється від гідросистеми навантажувача.

Механізм повороту колони навантажувача розроблений як важільний. Вибрано тип приводу – гідроциліндр, що забезпечує поворот колони на необхідний кут  $250^\circ$ . Для цього проаналізовано роботу гальмівного пристрою системи повороту колони навантажувача. Кутова швидкість повороту колони навантажувача є конструктивним параметром і дорівнює  $0,5 \text{ c}^{-1}$ , а характеристика гальмування задається із умов забезпечення міцності конструкції і стійкості агрегату.

Визначено силові і кінематичні характеристики механізму повороту навантажувача, сили тертя при повороті колони навантажувача ПГМ-0,2; виконано силовий аналіз механізму повороту навантажувача.

Виконано розрахунок на міцність ланок механізму повороту, а саме коромисла, рухомої опори і кривошипу, визначено дійсні напруження у вузлах механізму повороту, запропоновано заміну матеріалу для їх виготовлення. Встановлено форму і розміри поперечного перетину цих деталей.

## ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 638с.
2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 335с.
3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1974. – 856с.
4. Гернет М.М. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1973. – 464с.
5. Грицюк С.І. Демпфери цилиндров ссельскохозяйственных погрузчиков. //Тракторы и сельхозмашины. – №10, 1973.
6. Гузенков П.Г. Кратный справочник к расчетам деталей машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 312с.
7. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. – М.: Колос, 1981. – 263с.
8. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность. /Под ред. П.М. Волкова М.М. Тененбаума. М.: Машиностроение, 1977. – 310с.
9. Платонов П.Н., Куценко К.И. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные устройства. – М.: Колос, 1972.
10. Погрузчик-экскаватор ПЭ-0,8. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Коломья, 1985. – 58с.
11. Практикум по мелиоративным машинам /Б.А. Васильев, В.В. Комисаров, И.И. Мер и др.; Под. ред. И.И. Мера. – М.: Колос, 1984. – 192с.
12. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 212с.
13. Тіщенко Л.М., Білостоцький В.О. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів. – Харків, 2003. – 406с.
14. А.С. № 545569. Важільний механізм повороту. Автор Козаренко В.І.
15. Дем'янчук Т.Р., Олійник В.Є., Хомик Н.І. Механізм повороту малогабаритного навантажувача //Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I VIII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 27-28 листопада 2019). – Тернопіль. – ТНТУ, 2019. – С. 81-82.

Додаток А

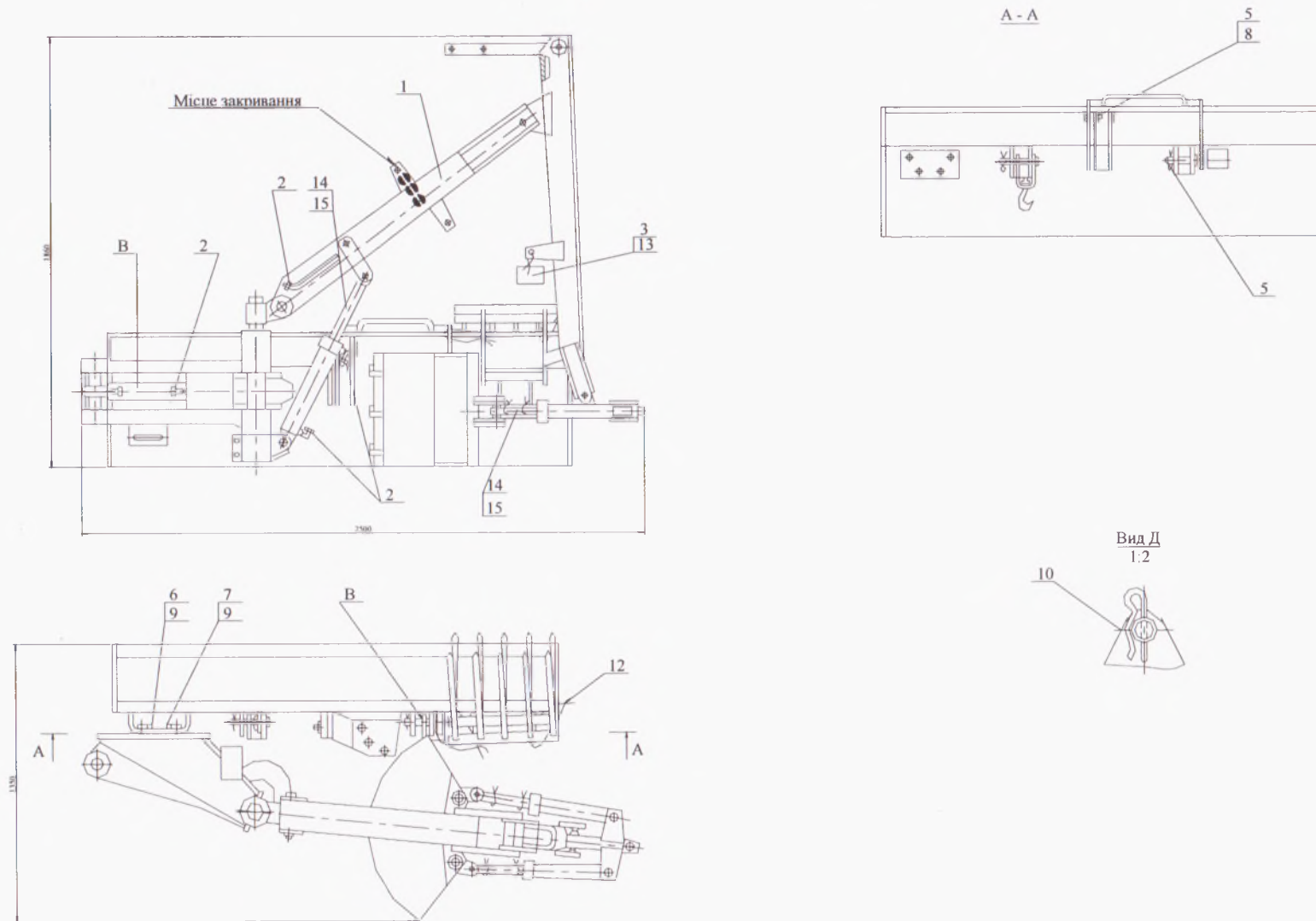


Рисунок А1 – Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2

Додаток Б

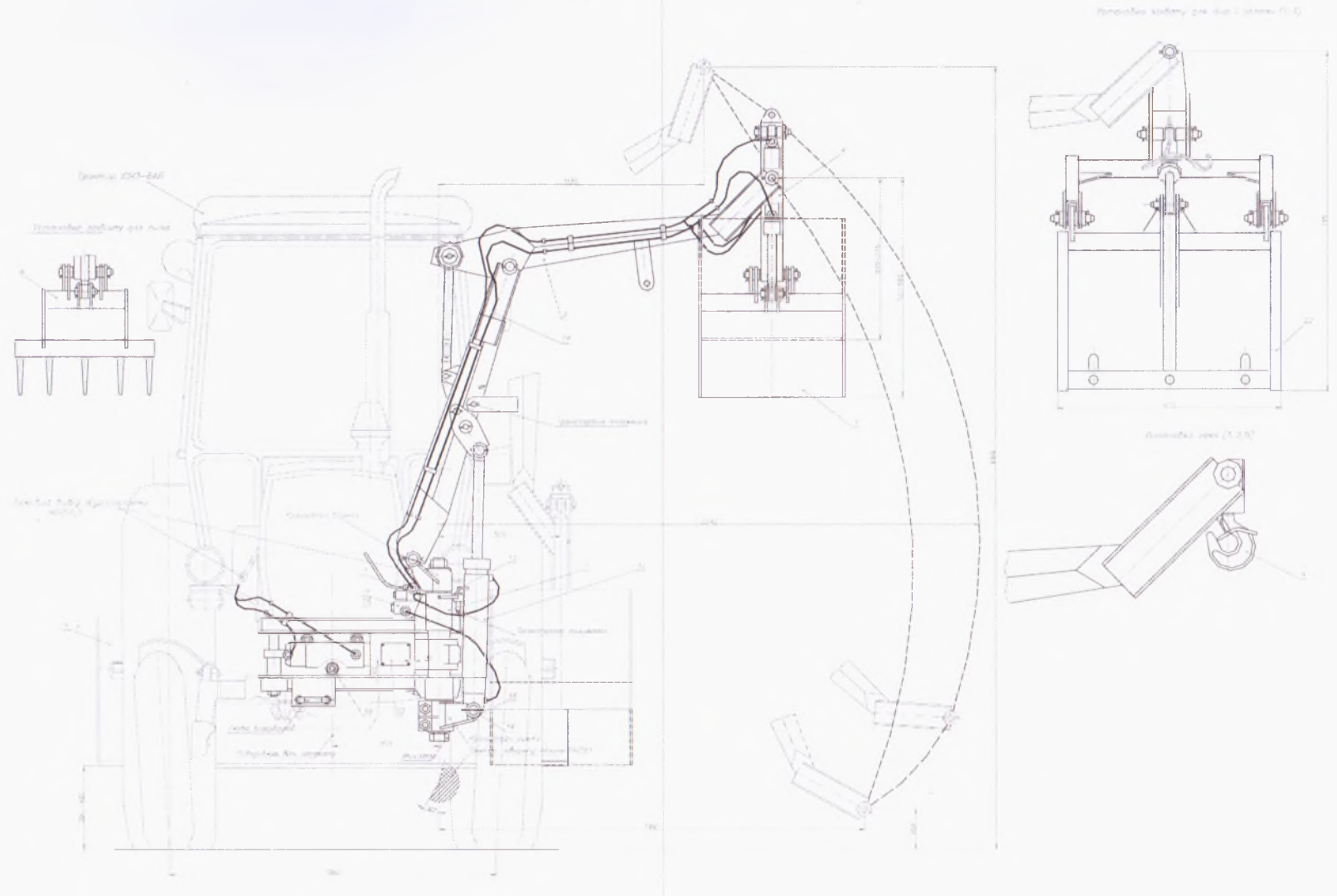


Рисунок Б1 – Навантажувач малогабаритний ПГМ-0,2 – установка на трактор

Додаток В

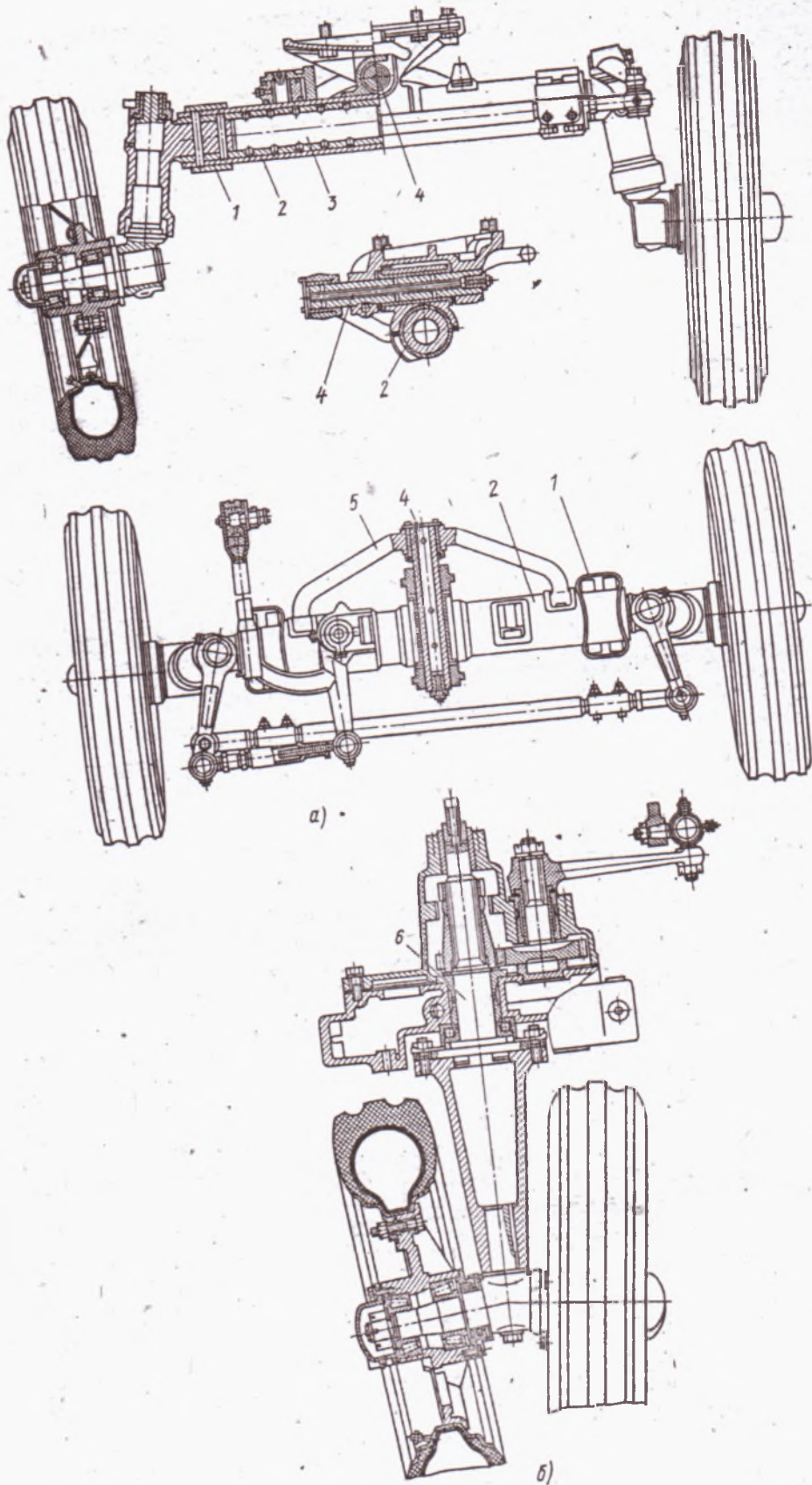


Рисунок В1 – Передні осі агрегату



## Додаток Д

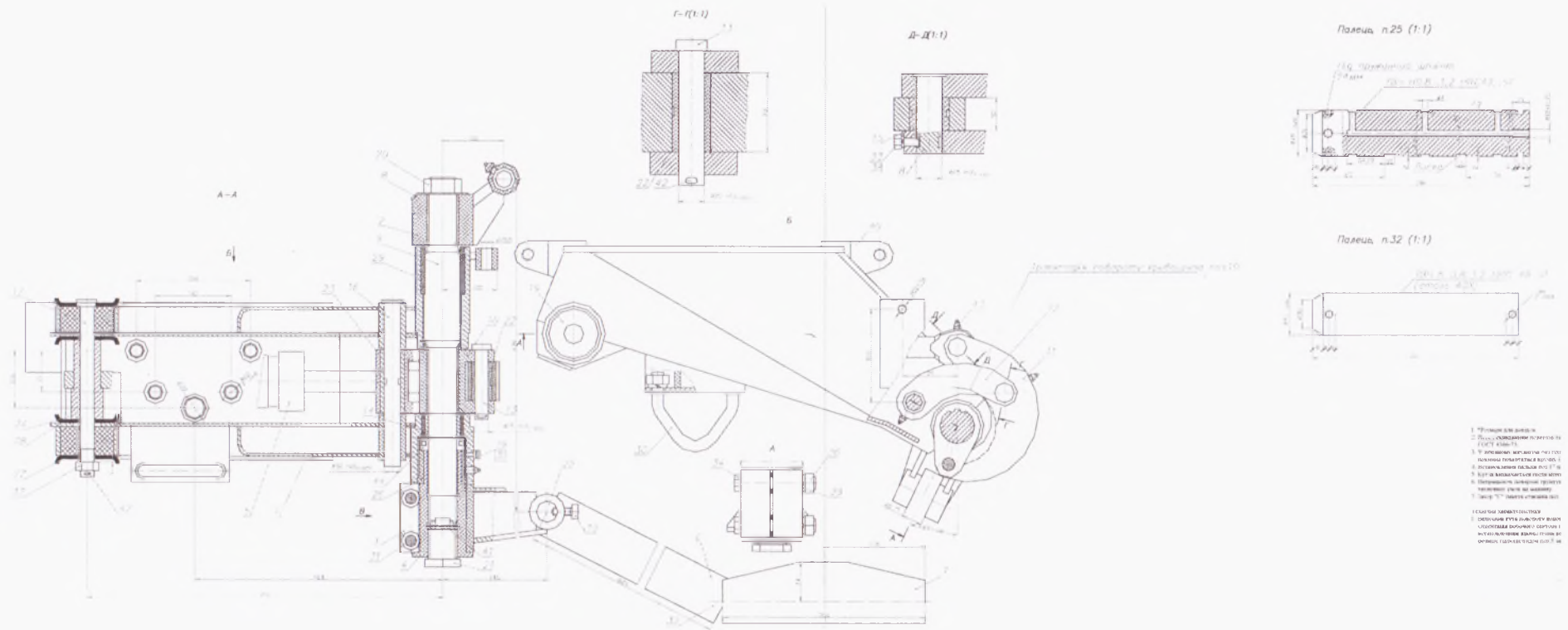


Рисунок Д 1 – Механізм повороту колони навантажувача ПГМ-0,2