

Назаров Єгор Миколайович

Магістерська робота

**Аналіз та визначення параметрів шнекових
відбійно-навантажувальних органів
виймальних комбайнів для марганцевих шахт**

Керівник

проф., к.т.н. Горбачов Ю.Г.

ВСТУП

Марганцеві руди за загальними обсягами видобутку займають друге місце серед руд чорних металів після залізних. Більша частина видобутку (95-97%) використовується у чорній та кольоровій металургії, решта – у хімічному, фармацевтичному, керамічному та скляному виробництві. Сплави марганцю із залізом (феромарганець) та з кремнієм (сілікомарганець) застосовуються для виготовлення рейкової та конструкційної сталі, а в сплавах на основі алюмінію, магнію та міді марганець відіграє роль легуючої добавки.

Основним родовищем марганцевих руд в Україні є Нікопольський марганцевий басейн. Одночасно він є єдиним, що використовується у наш час. Рудні пласти із середньою потужністю у 2-3 м і середнім вмістом корисного компонента 27% залягають на глибинах від 15 до 120 м. Розробка марганцевих руд у Нікопольському марганцевому басейні ведеться у дев'яти покладах зусиллями двох гірничозбагачувальних комбінатів, що базуються у містах Марганець та Покров (колишній Орджонікідзе). Видобуток здійснюється як відкритим (у восьми кар'єрах), так і підземним (у семи шахтах) способами. Перший більше використовується у західній частині басейну, де родовище знаходиться під наносами порожніх порід потужністю до 60 м, а другий – у східній, де рудний пласт залягає на суттєво більшій глибині (60-120 м) [1-5].

Подальший розвиток басейну багато у чому залежить від співвідношення цих способів. Для збереження вельми родючих сільськогосподарських земель регіону більш доцільним є підземний і в останні десятиліття спостерігається стійка тенденція розширення його частки у загальному вітчизняному видобутку марганцевої руди.

Для цього здебільшого використовується система розробки довгими стовпами з вийманням їх заходками з повним обваленням покрівлі. Перспективним напрямком розвитку технології підземного очисного виймання марганцевої руди представляється застосування комбайнів продуктивністю до 200-250 т за зміну, що дозволяє приблизно удвічі зменшити обсяги нарізних робіт.

У другій половині минулого століття основним обладнанням очисних комплексів у марганцевих шахтах були комбайни барабанно-лопатевого типу. Вони відрізняються високою трудомісткістю виготовлення робочих органів і недостатньою надійністю, внаслідок чого експлуатаційні витрати для підтримки їх у працездатному стані у декілька разів перевищували вартість нової установки. Такі конструкції продовжують застосовуватися через відсутність більш ефективних виконавчих органів, особливо малогабаритних та для роботи з налипаючими матеріалами [1-3,6-9].

У зв'язку з цим, підвищений інтерес викликають розробки конструкцій зі шнековими відбійно-навантажувальними органами з радіальним інерційним навантаженням гірничої маси, які можуть ефективно використовуватися в умовах очисного виймання марганцевих руд (окисних міцністю до 4 одиниць та карбонатних міцністю вище 4 одиниць за шкалою проф. М.М. Протод'яконова), схильних до налипання. З огляду на це, актуальність теми представленої магістерської роботи не викликає жодних сумнівів.

Об'єкт дослідження – технологічний процес підземного очисного виймання марганцевих руд в умовах Нікопольського басейну.

Предмет дослідження – конструкційні та експлуатаційні параметри шнекових відбійно-навантажувальних органів виймальних комбайнів для марганцевих шахт.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Загальна класифікація та основні схеми роботи підземних гірничих виймальних комбайнів

До класу підземних гірничих виймальних комбайнів відносяться комбіновані гірничі машини, призначені для одночасного виконання технологічних операцій відділення гірничої маси від масиву, дроблення її на транспортабельні шматки та подачі на забійні транспортні механізми. Таке обладнання використовується на очисних роботах під час виймання вугілля, слабких руд, сланців та інших видів корисних копалин підземним способом [1-3,6-9].

Виймальні комбайни класифікують за наступними ознаками [9]:

- кутом падіння пластів корисної копалини, що розробляється: для пологістих ($0-25^{\circ}$), похилих ($25-45^{\circ}$) та крутих ($45-90^{\circ}$) пластів;
- потужністю цих пластів: для тонких (до 1,2 м), середньої потужності (1,3-3,5 м) та потужних (більше 3,5 м) пластів;
- типом виконавчого органу: з баровим, коронковим, барабанним (з горизонтальною та вертикальною осями обертання), дисковим та шнековим органом;
- величиною захвату виконавчого органу: на вузькозахватні (до 1 м) та широкозахватні (більше 1 м);
- технологічною схемою роботи: на такі, що працюють за фланговою, фронтальною або комбінованою схемою;
- типом тягового органу або ходового обладнання: на установки з ланцюговим або канатним тяговим органом та самохідні на гусеничному ході;
- видом живильної енергії: на машини з електричним, пневматичним та гідравлічним приводом;
- типом варіатора швидкості подачі: з гідравлічними, електричними, пульсуючими та храповичним варіатором.

Переважає більшість конструкцій виймальних комбайнів працює за фланговою схемою, коли установка переміщується уздовж забою, а процес виймання ша-

ру корисної копалини відбувається перпендикулярно напрямку посування машини. Така схема може бути як однобічною (виймання ведеться лише в одному напрямку, а потім комбайн повертається холостим ходом у початкове положення), так і двобічною (без холостих перегонів, з розворотом на 180° у спеціальних нішах, передбачених на кінцях лави), а також човниковою (з вийманням гірничої маси в обох напрямках).

Фронтальна схема роботи характеризується співпадінням напрямків виймання корисної копалини та посування забою. Комбайн при цьому може одночасно обробляти усю його поверхню.

Комбінована схема використовується при паралельній роботі декількох комбайнів, розташованих по фронту забою. Установки самостійно зарубаються у гірничий масив у напрямку посування забою, а виймання породи здійснюють у перпендикулярному напрямку.

На рис. 1.1 показані схеми роботи різних типів виконавчих органів виймальних комбайнів [9].

Установки з баровими виконавчими органами виймають породу шляхом розрізання пласту серією горизонтальних і вертикальних врубів (рис. 1.1а, б, в). Цілики корисної копалини між врубовими щілинами руйнуються при цьому під дією власної ваги або спеціальних відбійних пристроїв – відбійних штанг. Такі конструкції мають низький к.к.д. внаслідок тертя ріжучого ланцюга у напрямних бару, високі витрати енергії та надмірно подрібнюють видобуту породу.

Комбайни з коронковими (буровими) робочими органами бурять у пласту кільцеві щілини, а потім отримані внутрішні керни породи відламують спеціальними лопатами і забурником. К.к.д. в них вище, ніж у попередніх конструкцій, а витрати енергії менші. Проте, вони відрізняються суттєвою нерівномірністю навантажень на ріжучі елементи у центрі і на периферії коронок, а також складністю процесу налаштування робочого органу при змінненні потужності пласту.

Установки з барабанними і шнековими виконавчими органами (рис. 1.1д, е, ж) руйнують породу, знімаючи з поверхні забою стружку товщиною 20-30 мм. Барабанні конструкції можуть бути з горизонтальною віссю обертання барабану

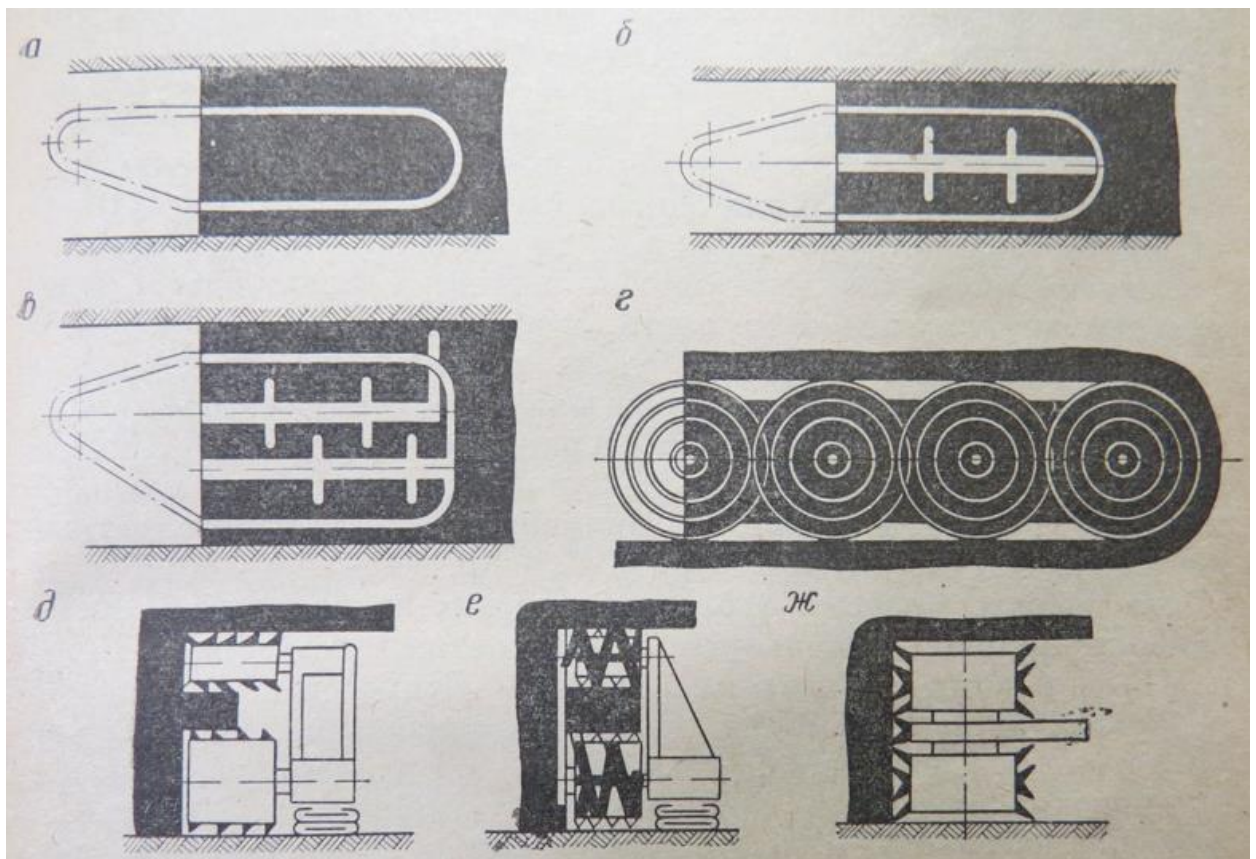


Рисунок 1.1 – Схеми роботи різних типів виконавчих органів виймальних комбайнів:

а, б, в – барового; *г* – коронкового; *д, ж* – барабанного; *е* – шнекового

(рис. 1.1*д*), за такою схемою виконаний комбайн типу МБЛ, який, як було сказано вище, широко використався на шахтах Нікопольського марганцевого басейну) або з вертикальною (рис. 1.1*ж*). Вони досить прості за конструкцією, мають високий к.к.д., але сильно подрібнюють корисну копалину. Цих недоліків у значному ступені позбавлені шнекові конструкції, які найбільше розповсюдження отримали на вузькозахватних комбайнах (рис. 1.1*е*).

На рис. 1.2 показана схема вузькозахватного комбайну шнекового типу 1К-101 [9]. Установка призначена для очисного виймання вугілля у пластах потужністю від 0,75 до 1,2 м з кутом падіння до 20° при бічних породах зі стійкістю не нижче середньої. При кутах падіння більше 9° комбайн стопориться за допомогою запобіжної лебідки, яка утримує його від сповзання вниз.

До складу комбайну входять електродвигун 1, основний 2, перехідний 3 та приводні 4 і 5 редуктори, шнекові виконавчі органи 6 і 7, гідравлічна подавальна

частина 8 та навантажувальний щит 9. Основний редуктор закріплений шпильками на електродвигуні, а перехідний – на основному. Привідні редуктори передають крутні моменти на шнеки однакового діаметру з можливістю самостійного зарубування. Шнеки разом із щитом завантажують відбите вугілля на забійний конвеєр, на рамі якого й встановлений комбайн. Переміщення комбайну по рамі здійснюється за допомогою тягового ланцюга, кінці якого закріплені на головках конвеєра.

На рис. 1.3 приведена кінематична схема приводу комбайну 1К-101 [9].

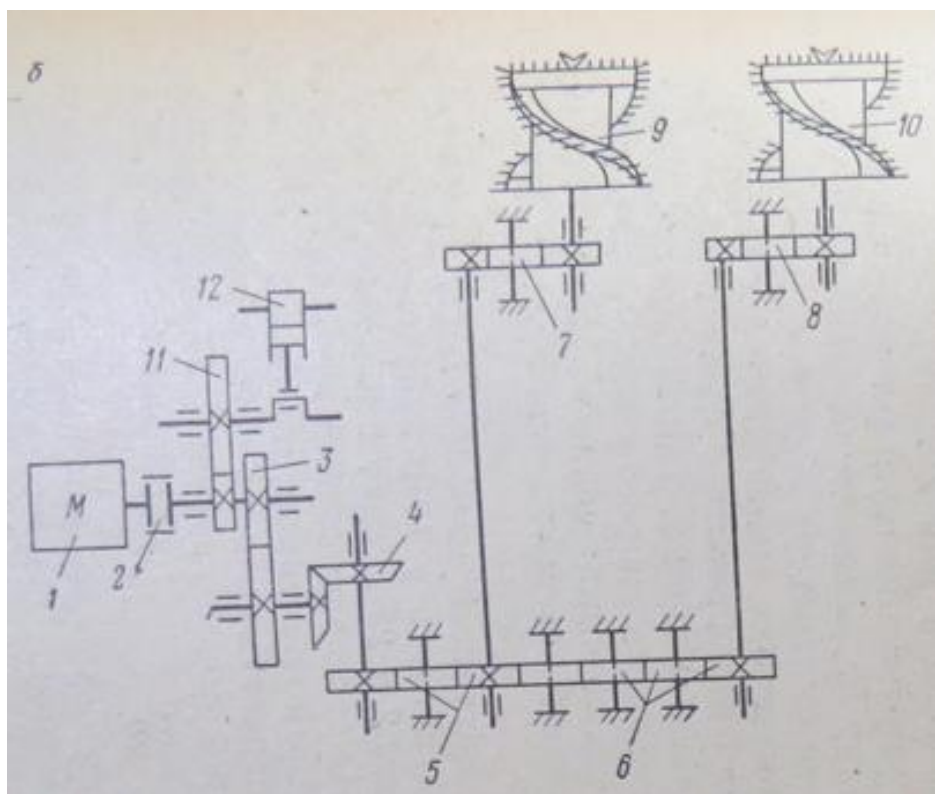


Рисунок 1.3 – Кінематична схема приводу комбайну 1К-101:

- 1 – електродвигун; 2 – муфта; 3, 4 – зубчаста конічна пара основного редуктора;
 5, 6 – шестірні перехідного редуктора; 7, 8 – шестірні приводних редукторів;
 9, 10 – відповідно лівий і правий шнеки; 11 – шестірні приводу плунжерного насосу; 12 – плунжерний насос

Схема шнеку показана на рис. 1.4 [9]. Він представляє собою зварну конструкцію, що складається з труби 1, гвинтових лопат 2 та лобовини 3. Кулаки 4 приварені до лопат з однаковим кроком і несуть на собі різці 5 – 26 штук (по два у

кожній лінії різання) або 13 штук (по одному). Різці встановлені під різними кутами

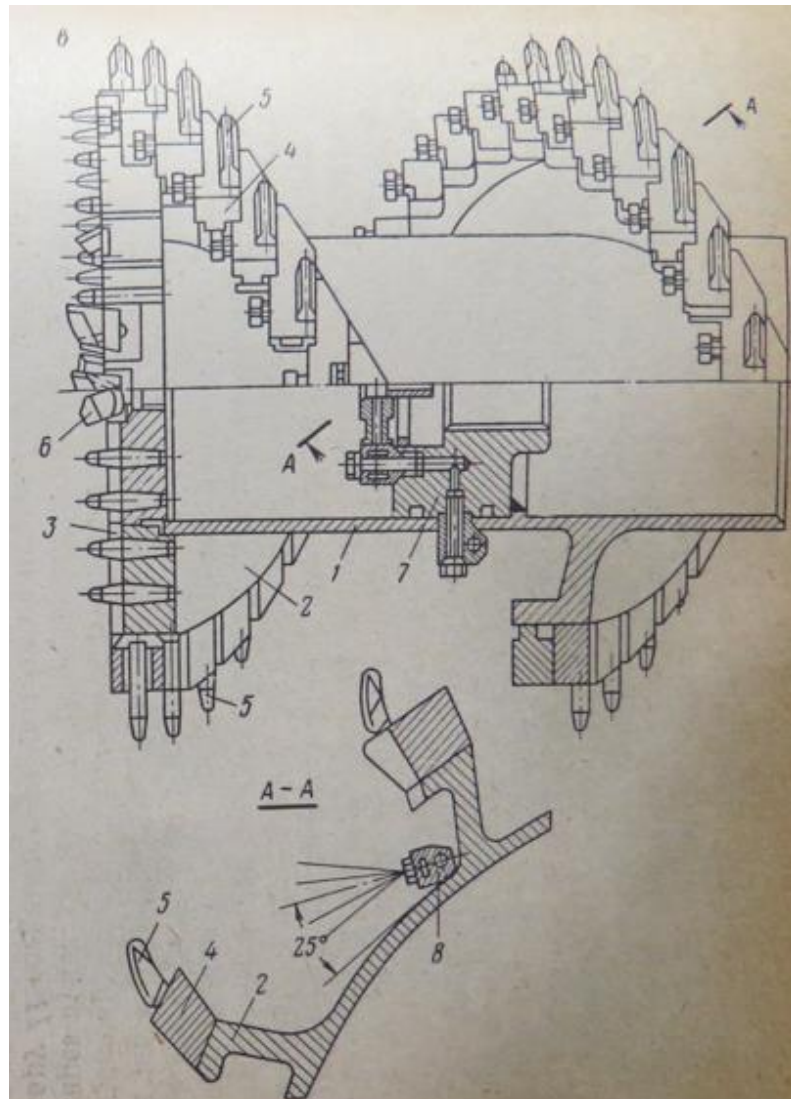


Рисунок 1.4 – Схема шнеку виконавчого органу комбайну 1К-101:
1 – труба; 2 – гвинтові лопати; 3 – лобовина; 4 – кулаки; 5 – різці;
6 – забурник; 7 – втулка; 8 – форсунки

нахилу (від 0 до 60°) до площини, що перпендикулярна поздовжній осі шнеку. Шнеки виконавчого органу виконані двозахідними. На лобовині шнеку встановлений забурник 6 і 11 торцевих різців. Вода для зрошення шнеку підводиться до труби через втулку 7. Канали зрошення встановлені у нетранспортуючій поверхні лопати і мають шість різьбових отворів для установки форсунок 8.

У деяких конструкціях виймальних комбайнів знаходять використання шнек-фрези, у який вісь обертання відхилена від напрямку поступального руху на

певний кут, рівний чи більше $\pi/2$. На рис. 1.5 показаний загальний вигляд шнек-фрези, а на рис. 1.6 – схема взаємодії її різців з гірничою породою.



Рисунок 1.5 – Загальний вигляд шнек-фрези

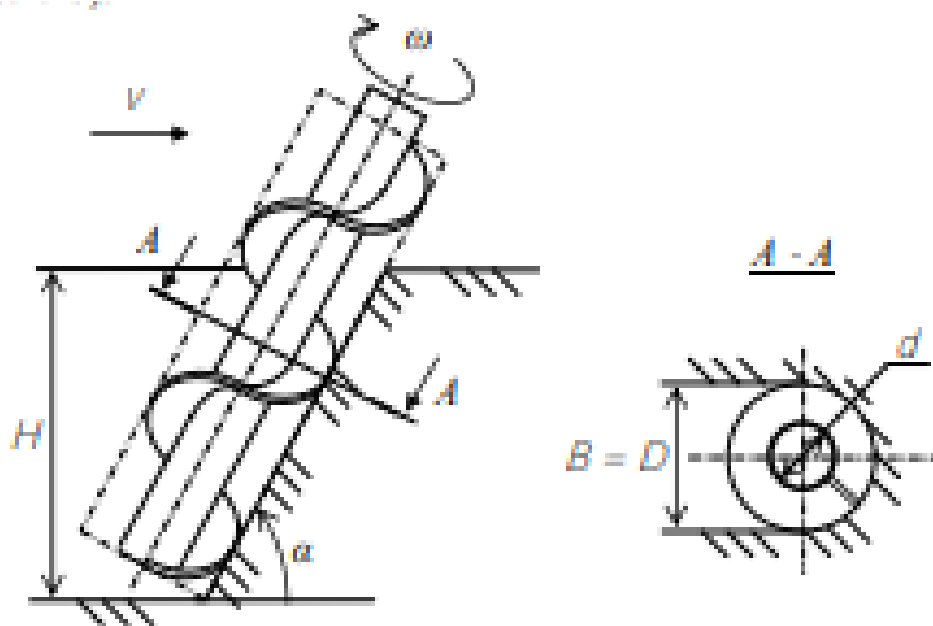


Рисунок 1.6 – Схема взаємодії різців шнек-фрези з гірничою породою

Фрези можуть бути з безпервною ріжучою кромкою на зовнішній поверхні гвинтової лопати або з окремими різцями, розташованими на тій самій поверхні.

Товщину стружки породи, що знімає такий робочий орган, можна визначити, якщо розглянути перетин $A-A$, перпендикулярний осі обертання фрези. У площині цього перетину траєкторії руху ріжучих елементів такі самі, як й у циліндричної фрези. Тому максимальну і середню товщини стружки можна визначити за допомогою наступних формул:

$$h_{\max} = \frac{2\pi V}{\omega z} \sin \alpha; \quad h_{\text{сер}} = \frac{4V}{\omega z} \sin \alpha,$$

де α – кут між векторами $\vec{\omega}$ і \vec{V} ; z – середнє число різців у лініях різання фрези з окремими різцями або число заходів фрези з безперервною ріжучою кромкою.

1.2 Аналіз переваг і недоліків виконавчих органів шнекового типу

Шнекові виконавчі органи отримали широке розповсюдження у світовій гірничій практиці як на очисних, так і на прохідницьких машинах. Зокрема, постійне удосконалення виймальних комбайнів зі шнековими робочими органами дозволило забезпечити достатньо високі техніко-економічні показники видобутку корисних копалин [9-11].

На рис. 1.7 та 1.8 для прикладу показані відповідно схема та загальний вигляд малогабаритного шнекового комбайну КМШ розробки інституту ВНДШрудмаш, а у табл. 1.1 – основні технічні характеристики його конструктивних модифікацій [11].



Рисунок 1.7 – Схема малогабаритного шнекового комбайну КМШ розробки інституту ВНДШрудмаш

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики очисних комбайнів КМШ

Показники	Значення	
	КМШ	КМШ-А
Технічна продуктивність, т/год	100	64
Встановлена потужність, кВт	60	77,2
Габаритні розміри, мм:		
довжина	5400	5500
ширина	1100	1200
висота	1350	1350
Маса, кг	6500	6700

Таке обладнання має суттєві переваги у порівнянні з виконавчими органами інших типів. Головною з них є суміщення операцій руйнування гірничого масиву, транспортування відбитої породи від забою та завантаження її на забійний конвеєр. Крім того, вони здатні здійснювати самостійне зарубування, що дає можливість значно скорочувати довжину ніш. Усе це сприяє автоматизації комбайнів та підвищує продуктивність праці.

Існують конструкції шнекових виконавчих органів з аксіальним та радіальним навантаженням гірничої маси, причому перші розповсюджені значно ширше. Такі механізми для використання на вузькозахватних комбайнах характеризуються різноманітністю параметрів та конструктивних рішень, ріжучих інструментів та способів закріплення їх у кулаках. Вони можуть мати одно- і багатозаходні гвинти, що складаються з маточин і лопат, постачених ріжучими інструментами. Лопати можуть бути як прямими, так і гвинтовими, з постійним або змінним кроком по довжині шнеку.

Завдяки розміщенню кулаків у пазах лопат покращується процес навантаження відбитої гірничої маси на конвеєр, а використання зіставних шнеків підвищує ремонтпридатність конструкцій. В якості ріжучих інструментів використовуються радіальні або тангенціальні різці з безрізьбовим стопорінням. На практиці зустрічаються також конструкції шнеків з лопатами зустрічного навивання.

Що стосується недоліків шнекових робочих органів, то в якості основного слід відзначити значні залишки на підшві виробки відбитої і втраченої під час

завантаження на конвеєр гірничої маси. Її прибирання потребує використання додаткових механізмів або ручної праці. Крім того, в конструкціях з радіальним інерційним завантаженням гірничої маси існує жорсткий взаємозв'язок між швидкістю різання та окружною швидкістю. Але переваги шнекових відбійно-навантажувальних органів набагато суттєвіші вказаних недоліків.

1.3 Аналіз механізму руйнування та навантаження гірничих порід шнековими виконавчими органами

Вітчизняний та закордонний досвід створення і практичного використання виймального обладнання з виконавчими органами шнекового типу дозволив обґрунтувати та перевірити найбільш досконалі технічні рішення, що забезпечують ефективне механічне руйнування гірничих порід різної міцності.

Зокрема, це стосується геометричних параметрів шнеків. Усі сучасні конструкції шнеків мають правильну геометричну поверхню, яку можна дістати за допомогою утворюючої, що рівномірно обертається навколо осі і рухається поступально уздовж тієї ж осі.

З точки зору ефективності навантаження відбитої гірничої маси кращі результати у порівнянні зі шнеками з прямою гвинтовою поверхнею демонструють шнеки з похилою поверхнею, які й отримали найбільше поширення. Справа у тім, що швидкість обертання шнеку викликає циркуляцію відбитого матеріалу, в результаті чого відцентрові сили відкидають частинки породи до периферії гвинтової поверхні і далі перекидають їх через вал шнеку на підшву виробки. Число обертів шнеку, при яких починається активне перекидання гірничої маси через вал шнеку, прийнято називати критичною швидкістю обертання шнекового органу. При виборі оптимальної швидкості обертання намагаються підібрати таке число обертів, яке б забезпечувало режим обертання нижчим за критичний (швидкість обертання шнеку на 30-50% менше критичної), але трохи вищий у порівнянні зі швидкістю, при якій починається заштибування шнеку породою.

Роблять свій внесок у небажане явище циркуляції й геометричні параметри

шнеку: кути нахилу та підйому гвинтової лінії, діаметр шнеку, ширина його захвату тощо. Для зменшення циркуляції шнеки з похилою гвинтовою поверхнею виконують з радіальним кутом 40-50 або 130-140°.

Завантажувальна здатність шнеку залежить від висоти навантаження і зазору між торцем шнеку і конвеєром, причому від зазору у більшому ступені, ніж від висоти. Кількість заходів шнеку практично не впливає на цей показник.

При постійній швидкості подачі завантажувальна здатність шнеку зростає із збільшення швидкості його обертання до 45 об/хв., подальше прискорення викликає стабілізацію процесу навантаження, а в разі перевищення показника швидкості у 60 об/хв. – його гальмування, що пояснюється знову ж таки надмірним зростанням відцентрових сил і перекиданням матеріалу через шнек на підшву виробки.

З точки зору забезпечення максимальної завантажувальної здатності має значення також напрямок обертання шнеку: обертання у напрямку від підшви до покрівлі вигідніше протилежного через суттєво нижчі питомі енерговитрати процесу.

Дуже важливим питанням є визначення залежностей енергоємності процесу руйнування матеріалу, динамічності навантажень та пилоутворення корисної копалини від схем набору і типу ріжучого інструменту. Наприклад, для зниження витрат енергії рекомендується використовувати схеми набору різців з різним кроком різання: меншим на кінцях виконавчого органу, де різці максимально заблоковані і сприймають найбільше навантаження, і більшим (подвійним) – у середині. Ще кращі результати можна отримати при одночасному використанні змінного кроку гвинтової лінії [12].

Величина кроку різання обмежується висотою міжрізцевих гребінців та зростанням динамічності роботи комбайну. Практика показує, що для більшості пластів міжрізцева відстань не повинна перевищувати 30-40 мм, причому для різців із заокругленою формою вона має бути меншою, ніж для долотоподібних та зі зменшеним кутом різання. Що стосується динаміки процесу механічного руйнування матеріалу, то цей параметр визначається фізико-механічними властивостями по-

рід, режимом роботи інструменту та його геометрією.

У загальному випадку, зменшення енергоємності процесу руйнування гірничих порід та їх надмірного подрібнення може бути досягнуто як шляхом удосконалення схем вибору ріжучого інструменту, так і впровадження нових типів інструментів, наприклад, тангенціальних різців. Останні мають переваги у порівнянні з радіальними за рахунок додаткового впливу на породу у вигляду сколювання матеріалу з поверхні забою. Проте, вони працюють недостатньо ефективно у крайніх лініях різання, де різці встановлюються у похилому положенні. Крім того, область їх використання обмежується величиною міцності порід (опір різанню порід не повинен перевищувати величини 120-150 кН/м). Тому рекомендується комбінувати набори радіальних і тангенціальних різців, при якому радіальні різці забезпечують процес нарізання щілин, а тангенціальні руйнують утворені міжщілинні цілики [13].

1.4 Оцінка придатності шнекових виконавчих органів для руйнування марганцевих руд

Для перевірки можливості використання виконавчих органів шнекового типу для руйнування окисно-карбонатних та карбонатних марганцевих руд міцністю до 6 одиниць за шкалою проф. М.М. Протод'яконова, інститутом ВНДІПрудмаш свого часу були проведені дослідження, під час яких перевірялися два варіанти відбійно-навантажувального органу, що відрізнялися напрямком обертання шнеку. Як вже говорилося вище, варіант обертання у напрямку від подошви до покрівлі був визнаний кращим. Окрім заощадження енергії, при ньому відкинуті гвинтовою поверхнею шнеку частинки гірничої маси потрапляють на завантажувальний орган. Дослідження підтвердили можливість руйнування вказаних руд шнековим робочим органом із сумарним зусиллям різання (у залежності від фізико-механічних властивостей руди) у межах 23-45 кН.

За результатами виконаних робіт був виготовлений та випробуваний комбайн КМШ з відбійно-навантажувальним органом шнекового типу з радіальним

інерційним навантаженням (див. рис. 1.7 та табл. 1.1). Виконавчий орган комбайну мав вигляд постаченого ріжучими інструментами шнек з гвинтовими спіралями зустрічного навивання, зміщеними одна відносно іншої та закріпленими на валу за допомогою спиць. Для самоочищення шнеків на спицях між валом і спіралями закріплені пластини з пружного матеріалу.

Під час випробувань значна увага була приділена визначенню залежності навантажувальної здатності робочого органу від швидкості обертання шнеку. Найкращі результати для шнеку діаметром 900 мм були отримані при кутових швидкостях у межах від 66 до 68 об/хв. Нижчі значення не забезпечували належної продуктивності процесу навантаження, а більші викликали значне викидання шматків руди у бік машиніста.

Зустрічне навивання ріжучих та навантажувальних лопат забезпечило центрування потоку відбитої гірничої маси, а зміщення по фазі правих і лівих спіралей мало виключати можливість утворення на місці їх зустрічі так названих «глухих кишень», що сприяли налипанню матеріалу на шнек. Проте досягти останнього результату не вдалося, внаслідок чого на корпусі стріли був встановлений розсікач з очисним пристроєм, який під час обертання шнеку видаляв налиплий матеріал із зазору між зустрічними гвинтовими лопатами і забезпечував самоочищення шнеку.

Для зменшення просипу відбитого матеріалу через зазори між спіральними лопатами шнеку та поверхнею забою були запропоновані та випробувані різні конструкції перекриваючих елементів, розташованих на периферії гвинтових лопат у проміжках між різцями. Найкращі результати були отримані у разі використання гнучких пружних елементів петлеподібної форми зі сталевого канату з переплетенням петель канатом.

Проведені роботи дали можливість визначити оптимальні конструктивні та експлуатаційні параметри шнекового відбійно-навантажувального органу і підтвердити його спроможність ефективно руйнувати марганцеві руди, схильні до налипання.

Разом із тим, випробування висвітлили певні недоліки конструкції, що зни-

жують навантажувальну здатність шнеку та загальну продуктивність машини, а саме: досить значний просип матеріалу через боковини стріли у місці сполучення шнеку з приймальним конвеєром, а також у зазор між шнеком і барабаном конвеєра.

Висновки:

- здійснений аналіз джерел науково-технічної інформації дозволив з'ясувати, що з існуючих конструкцій виконавчих органів виймальних комбайнів для підземного очисного виймання вугілля, слабких руд, сланців та інших видів корисних копалин невисокої міцності найбільш досконалими та перспективними є шнекові, які забезпечують високі техніко-економічні показники видобутку корисних копалин за рахунок суміщення операцій руйнування гірничого масиву, транспортування відбитої породи від забою та завантаження її на забійний конвеєр;

- конструкції шнекових виконавчих органів відрізняються тим, що шнеки в них виконані дво- або багатозахідними із змінними величинами кроку спіралі та розміщення ріжучих інструментів. Для зниження енергоємності процесу виймання шнекові робочі органи постачаються тангенціальними різцями;

- процес руйнування марганцевих руд, які характеризуються неоднорідністю рудних пластів та підвищеною схильністю до налипання, супроводжується значним подрібненням гірничої маси, підвищеним пилоутворенням та високою питомою енергоємністю. Тому для специфічних умов Нікопольського марганцевого басейну необхідно проведення додаткових досліджень для створення ефективних відбійно-навантажувальних робочих органів шнекового типу, здатних руйнувати як окисні, так і карбонатні марганцеві руди.

1.5 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування раціональних конструктивних і технологічних параметрів відбійно-навантажувальних органів шнекового типу підземних комбайнів для очисного виймання марганцевих руд.

Проведений під час виконання роботи аналіз особливостей процесів механічного руйнування та навантаження гірничої маси в умовах марганцевих шахт дозволив визначити задачі, які потрібно вирішити під час здійснення даного дослідження, а саме:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- обґрунтувати компонування відбійно-навантажувального органу та стріли комбайну;
- дослідити вплив схем набору ріжучих інструментів на процес руйнування масиву;
- визначити залежність навантажувальної спроможності шнекового відбійно-навантажувального органу від кутової швидкості обертання;
- визначити раціональні параметри шнекових виконавчих органів з радіальним інерційним навантаженням гірничої маси, призначених для руйнування як окисних марганцевих руд міцністю до 4 одиниць за шкалою проф. М.М. Прото-д'яконова, так і карбонатних марганцевих руд більшої міцності;
- дослідити можливість підвищення енергоємності процесу руйнування руд та продуктивності комбайну у цілому;
- запропонувати конструктивну схему відбійно-навантажувального органу;
- оцінити можливу продуктивність шнекового виконавчого органу та очисного комбайну у цілому.

Об'єкт дослідження – технологічний процес підземного очисного виймання марганцевих руд Нікопольського басейну.

Предмет дослідження – раціональні параметри шнекових відбійно-навантажувальних органів виймальних комбайнів для марганцевих руд.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Для визначення раціональних параметрів шнекових виконавчих органів з радіальним навантаженням для видобутку окисних і карбонатних марганцевих руд потрібно у першу чергу обґрунтувати:

- найбільш раціональну схему різців;
- оптимальну швидкість обертання шнеку;
- раціональні геометричні розміри робочого органу: діаметр, кількість та кут нахилу лопат;
- можливість руйнування карбонатних руд за допомогою тангенціальних різців.

Для вирішення цих задач свого часу у відділі механізації марганцевих шахт криворізького інституту ВНДПІрудмаш була розроблена, а на Дослідному заводі інституті виготовлена експериментальна стріла зі шнековим виконавчим органом. Стріла призначена для руйнування рудного масиву, евакуації продуктів руйнування та навантаження їх на розвантажувальний конвеєр комбайну. Рухи стріли у горизонтальній і вертикальній площині забезпечуються за допомогою гідроциліндрів підйому і повороту. Загальний вигляд стріли показаний на рис. 2.1.

Стріла шарнірно закріплювалася на платформі комбайну КМД (рис. 2.2). Відбійно-навантажувальний орган мав вигляд двох шнекових барабанів з постійним кроком гвинтової поверхні та різними напрямками гвинтових спіралей (рис. 2.3). Барабани встановлювалися консольно з обох боків центрального редуктора стріли для забезпечення можливості центрування продуктів руйнування на приймальному конвеєрі комбайну. У кожній лопаті шнекових барабанів для установки різців (зубків) за певною схемою набору під кутом 25° до площини осі обертання барабанів були виконані отвори з кроком 54 мм, а з боку заходу – по одному отвору з віссю, перпендикулярною вказаній площині.

На відбійно-навантажувальному органі були встановлені тангенціальні різці, конструкція яких показана на рис. 2.4.

Технічна характеристика виконавчого органу приведена у табл. 2.1.

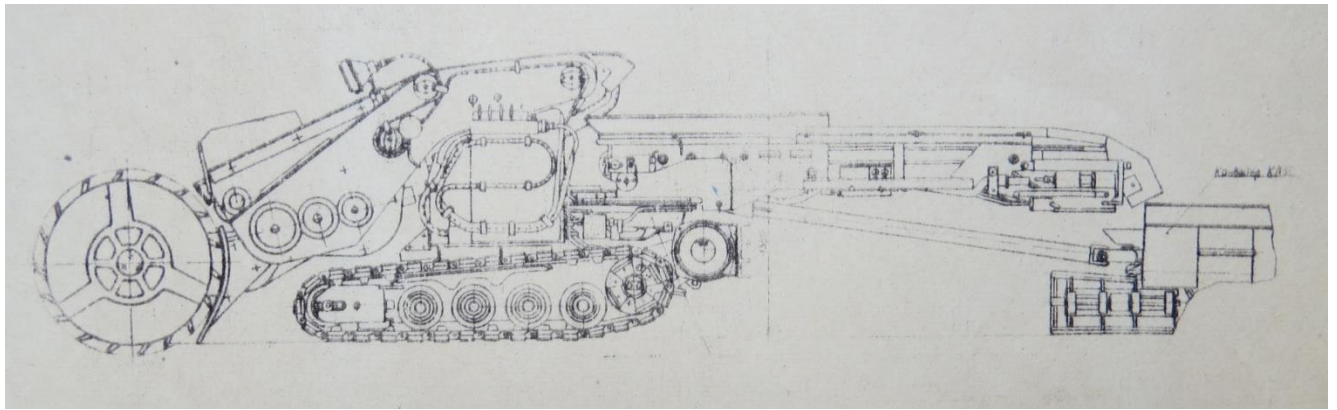


Рисунок 2.2 – Комбайн КМД з експериментальною стрілою

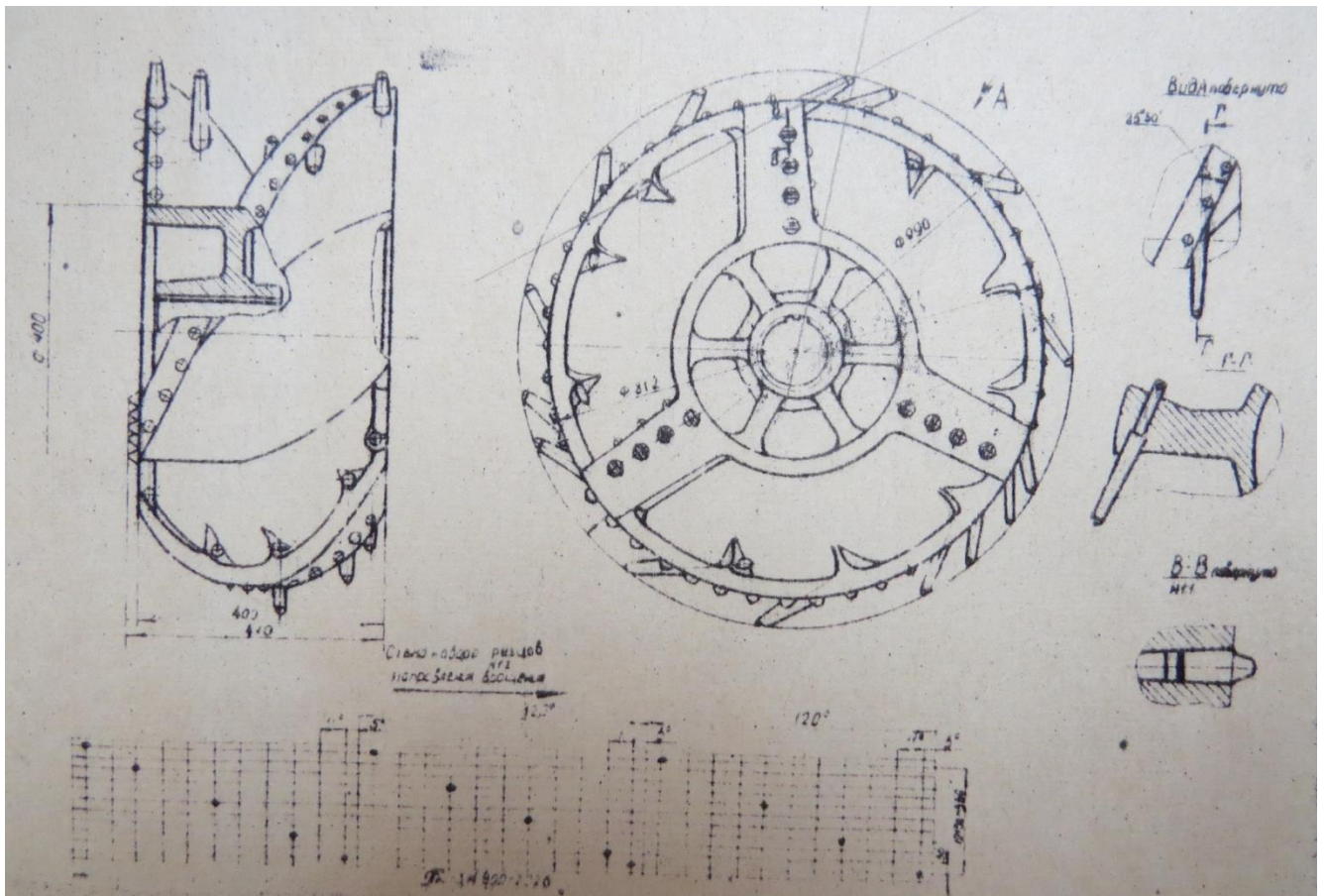


Рисунок 2.3 – Шнековий барабан

Випробування відбійно-навантажувального органу проводилися у заборі з рудним пластом міцністю 4-6 одиниць за шкалою проф. М.М. Протод'яконова.

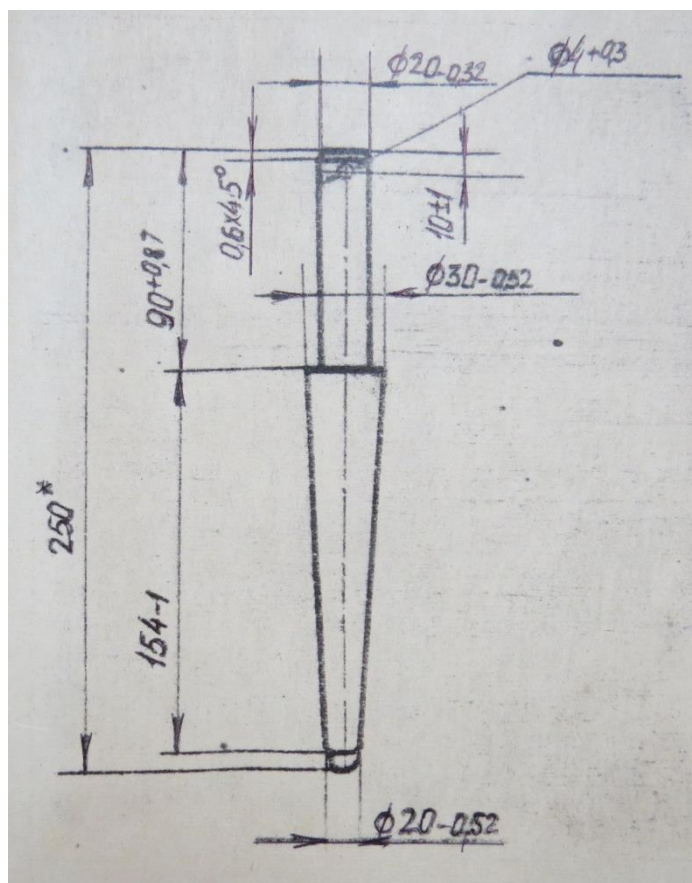


Рисунок 2.4 – Тангенціальний різець шнекового виконавчого органу

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика експериментального відбійно-навантажувального органу

Показник	Значення
Діаметр по різцях, мм	900
Ширина по торцевих різцях, мм	980
Діаметр по лопатах, мм	800
Крок гвинтової лінії шнеку, мм	1200
Кут підйому гвинтової лінії на $\varnothing 800$	$25^{\circ}30'$
Кут підйому гвинтової лінії на $\varnothing 400$	43°
Кутові швидкості шнеку, об/хв.	60,5; 65,0; 69,3
Номінальна потужність електродвигуна приводу відбійно-навантажувального органу та приймального конвеєра, кВт	45
Середня швидкість переміщення осі відбійно-навантажувального органу під час відбивання по вертикалі комбайном КМД, м/с	0,059

Знизу робили вруб на задану глибину (за шириною шнеку) і за рахунок підйому стріли здійснювали руйнування масиву і навантаження відбитої гірничої маси. Вказану операцію повторювали для усіх обраних схем набору ріжучих інструментів. При цьому фіксували наступні параметри:

- величини крутного моменту на одному з валів редуктора приводу виконавчого органу за допомогою тензометричних датчиків (див. рис. 2.1) та струмознімача на корпусі стріли;

- величини потужності, споживаної двигуном з мережі;

- величини тиску у гідросистемі комбайну;

- час рухів стріли знизу-нагору;

- величини продуктивності відбивання гірничої маси шляхом замірювання об'ємів зруйнованого масиву;

- величини продуктивності навантаження гірничої маси шляхом віднімання об'ємів просипу від об'ємів зруйнованого масиву;

- можливість руйнування руди та її прибирання за стояками кріплення за допомогою гідроциліндрів повороту стріли;

- можливість зачищення виробки від просипу та ступінь налипання матеріалу на шнеки під час навантаження перезволоженої руди – візуальним способом.

Обробка осцилограм здійснювалася за допомогою методу планіметрії дільниць тривалістю 4 с з подальшим визначенням середньоарифметичних величин.

Вибрані методи дослідження та обробки отриманих даних дозволили встановити основні закономірності процесу руйнування марганцевих руд у залежності від схем набору ріжучого інструменту, кутової швидкості обертання шнеку, глибини врубу, геометричних параметрів виконавчого органу та ріжучого інструменту.

З ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВИХ ВІДБІЙНО-НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ОРГАНІВ ДЛЯ ВИЙМАННЯ ОКИСНИХ ТА КАРБОНАТНИХ МАРГАНЦЕВИХ РУД

3.1 Вибір раціонального компоунання відбійно-навантажувального органу та стріли комбайну

Дослідження експериментальної стріли з відбійно-навантажувальним органом, описаних у попередньому розділі, були проведені на рудному пласті потужністю 2,6 м, представленому карбонатними рудами кільцево-рудохронізового складу у вигляді шматків та прошарків міцністю 4-6 одиниць за шкалою проф. М. М. Протод'яконова.

Випробування підтвердили правильність прийнятих рішень щодо конструктивної схеми та принципу дії як відбійно-навантажувального органу, так і стріли у цілому. Зустрічний напрямок гвинтових спіралей шнеків забезпечує центрування потоку відбитої гірничої маси, дозволяє здійснювати руйнування масиву у кутах виробки та відводити продукти руйнування від місць установки стояків кріплення до центру виробки.

Компоунання стріли з редуктором, розміщеним між шнековими барабанами, та консольне розташування останніх більш зручне і вигідне, ніж варіант зі шнеком між щокovinaми корпусу стріли. Воно дає можливість збільшити активну ширину відбійно-навантажувального органу та використати корпус редуктора в якості розсікача. А відсутність широких лобовин корпусу стріли дозволяє робити вруб на значно більшу глибину, а також здійснювати відбивання та навантаження при суттєво менших витратах часу на маневри комбайну. Крім того, подібне компоунання сприяє зменшенню ймовірності налипання перезволоженої руди на шнекові барабани.

Використання тангенціальних різців дало можливість збільшити діаметр спіралей, а це, у свою чергу, дозволило скоротити обсяги просипу руди у зазор між поверхнею забою та зовнішньою поверхнею спіралей.

Проте, під час випробувань спостерігалися поломки тангенціальних різців у місцях сполучення хвостовика з конічною частиною корпусу різця. Частіше виходили з ладу крайні (кутові) різці, що працювали у несприятливих умовах блокового різання. Причиною цього небажаного явища є певна недосконалість конструкції різців. Остання потребує подальшого доопрацювання.

Слід також відзначити помітні просипи зруйнованої гірничої маси на підшву виробки. Частково вони викликаються зазорами між гвинтовими поверхнями шнекових барабанів та поверхнею забою, але в основному пояснюються зазором між барабаном приймального конвеєра та шнековими барабанами.

3.2 Дослідження впливу схем набору ріжучих інструментів на процес руйнування гірничого масиву

На величини енергоємності процесу руйнування гірничого масиву, зусиль різання та продуктивності комбайну окрім фізико-механічних властивостей породи, режимів різання та геометричних параметрів ріжучого інструменту суттєвий вплив має кількість та порядок розташування останнього на робочому органі, тобто схема набору ріжучого інструменту. Для визначення ступеню цього впливу та обґрунтування оптимальної схеми набору різців інститутом ВНДПрудмаш були проведені дослідження чотирьох можливих схем під час руйнування марганцевих руд.

Для кожного варіанту набору у нижній частині забою робили вруб на глибину 300 і 500 мм і далі шляхом підйому стріли руйнували масив з одночасним навантаженням гірничої маси. У ході робіт реєструвалися змінення наступних параметрів:

- потужності, споживаної електродвигуном приводу виконавчого органу;
- крутного моменту на проміжному валу;
- тиску у гідросистемі комбайну;
- продуктивності по відбиванню та навантаженню гірничої маси.

Для усіх досліджуваних схем були прийняті наступний режим роботи:

- номінальна потужність приводу – 45 кВт;
- кутова швидкість шнеку – 65 об/хв.;
- робочий тиск у гідросистемі – 8 МПа;
- середня швидкість пересування осі шнеку по вертикалі (швидкість подачі) під час відбивання матеріалу – 0,059 м/с.

Продуктивність виконавчого органу по відбиванню визначалася за формулою:

$$Q = \frac{3600BHL\gamma}{T},$$

де B – ширина смуги масиву, що руйнувалася, м; H – висота відбивання, м; L – глибина врубу, м; T – час, що витрачався на руйнування, с; γ – питома вага руди у масиві, т/м³.

На рис. 3.1 представлена схема набору різців № 1. За цією схемою різці встановлювалися з кроком у 160 мм. Загальна кількість різців на диску була 16, у кожній лінії по 3 різці. Для цієї схеми на рис. 3.2 і 3.3 (відповідно для глибин врубу 300 і 500 мм) показані графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди.

На рис. 3.4 показана схема набору різців № 2. Загальна кількість різців тут 24, причому у крайніх лініях різання шнеку розташовувалося по 2 різця, у ближніх до центрального редуктора лініях різання – по 3 різця, а в решті ліній – по одному. Що стосується кроку установки, то у крайніх лініях різання з обох боків він був постійним і дорівнював 36 мм, а в решті ліній різці розміщалися із кроком, що зростав у напрямку середини шнеку. Аналогічно з попереднім випадком на рис. 3.5 і 3.6 представлені графіки змінення величин $M_{кр}$, P_c та N_c .

На рис. 3.7 приведена схема набору різців № 3. Кількість різців на шнеку у цьому випадку 30. У крайніх лініях різання, розташованих поблизу центрального редуктора, встановлювалося по 3 різця, в решті ліній – по одному. Крок різання був прийнятим постійним і дорівнював 36 мм. Графіки змінення величин $M_{кр}$, P_c та N_c у часі для цієї схеми показані на рис. 3.8 і 3.9.

Нарешті, на рис. 3.10 представлена схема набору різців № 4. Кількість різців у цій схемі 42. У крайніх лініях різання шнеку, а також у лініях, розташованих поблизу центрального редуктора, розміщувалося по 3 різця, а в решті ліній різання – по одному. Крок різання постійний, 18 мм. Графіки змінення величин $M_{кр}$, P_c та N_c у часі для цієї схеми показані на рис. 3.11 і 3.12.

На рис. 3.13 можна побачити графіки залежності крутного моменту на валу виконавчого органу від величини врубу.

На рис. 3.14 показані графіки залежності продуктивності, споживаної потужності електродвигуна та енергоємності процесу руйнування від глибини врубу.

Проведені дослідження з руйнування марганцевих руд міцністю 4-6 одиниць за шкалою проф. М.М. Протод'яконова шнековими виконавчими органами з різними схемами набору різців продемонстрували, що процес руйнування характеризується зміненням у широких межах динамічних навантажень на виконавчий орган. Це добре ілюструється графіками, приведеними на рис. 3.2, 3.3, 3.5, 3.6, 3.8 та 3.9.

При постійному кроці різання, який дорівнює 160 мм і шести лініях різання з трьома різцями у кожній (див. рис. 3.1) крутний момент на валу виконавчого органу максимальний, незважаючи на найменшу кількість різців, що знаходяться у контакті із забоем. Це пояснюється великою площею зрізу елемента стружки, а також несприятливими умовами блокованого різання. Із збільшення величини врубу крутний момент на валу та продуктивність шнеку по відбиванню зростають.

Зменшення кроку різання до 36 мм та використання різної кількості різців у різних лініях різання (див. рис. 3.4 і 3.7) спричиняє зниження питомої енергоємності процесу руйнування та крутного моменту на валу шнеку з одночасним зростанням продуктивності виконавчого органу по відбиванню.

З подальшим зменшенням кроку різання до 18 мм (див. рис. 3.10) вказані параметри стабілізуються. Збільшення продуктивності та зниження енергоємності пояснюється роботою виконавчого органу у режимах, які наближаються до отримання оптимальних площин перетину зрізу.

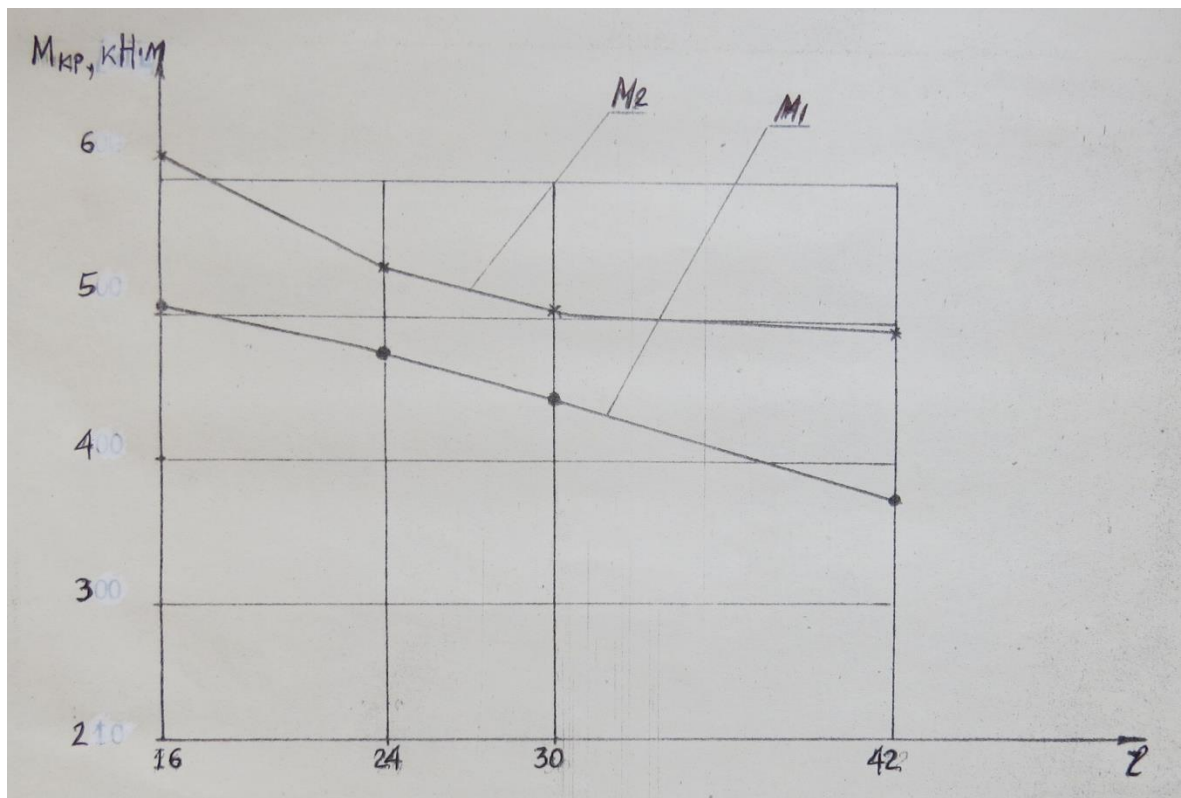


Рисунок 3.13 – Графіки залежності крутного моменту на валу виконавчого органу від величини врубу l ($l_1 = 300$ мм; $l_2 = 500$ мм)

Таким чином, можна стверджувати, що з точки зору енергетичних показників оптимальними є схеми набору різців № 2 і № 3 з кроком різання 36 мм.

Величина питомої витрати електроенергії шнековим відбійно-навантажувальним органом, постаченим ріжучими елементами с оптимальним кроком різання 36 мм, при глибині врубу 500 мм знаходиться у межах 0,249-0,28 кВт·год/т.

3.3 Оцінка залежності навантажувальної спроможності шнекового відбійно-навантажувального органу від кутової швидкості його обертання

Для забезпечення ефективного радіального навантаження відбитої гірничої маси важливе значення мають швидкість та напрямок обертання шнеку. Що стосується останнього, то найбільш вигідним з точки зору завантаження конвеєра є напрямок обертання від підшви виробки до покрівлі. Енерговитрати при цьому

набагато менші, ніж при протилежному напрямку обертання (від покрівлі до підшви).

У процесі роботи шнекового виконавчого органу одночасно з руйнуванням масиву відбувається навантаження продуктів руйнування. При набіганні гвинтової поверхні шнеку на частинку матеріалу остання отримує переміщення у трьох напрямках:

- аксіальному уздовж прямої, паралельної осі обертання шнеку;
- радіальному уздовж радіусу шнеку;
- окружному (по окружності).

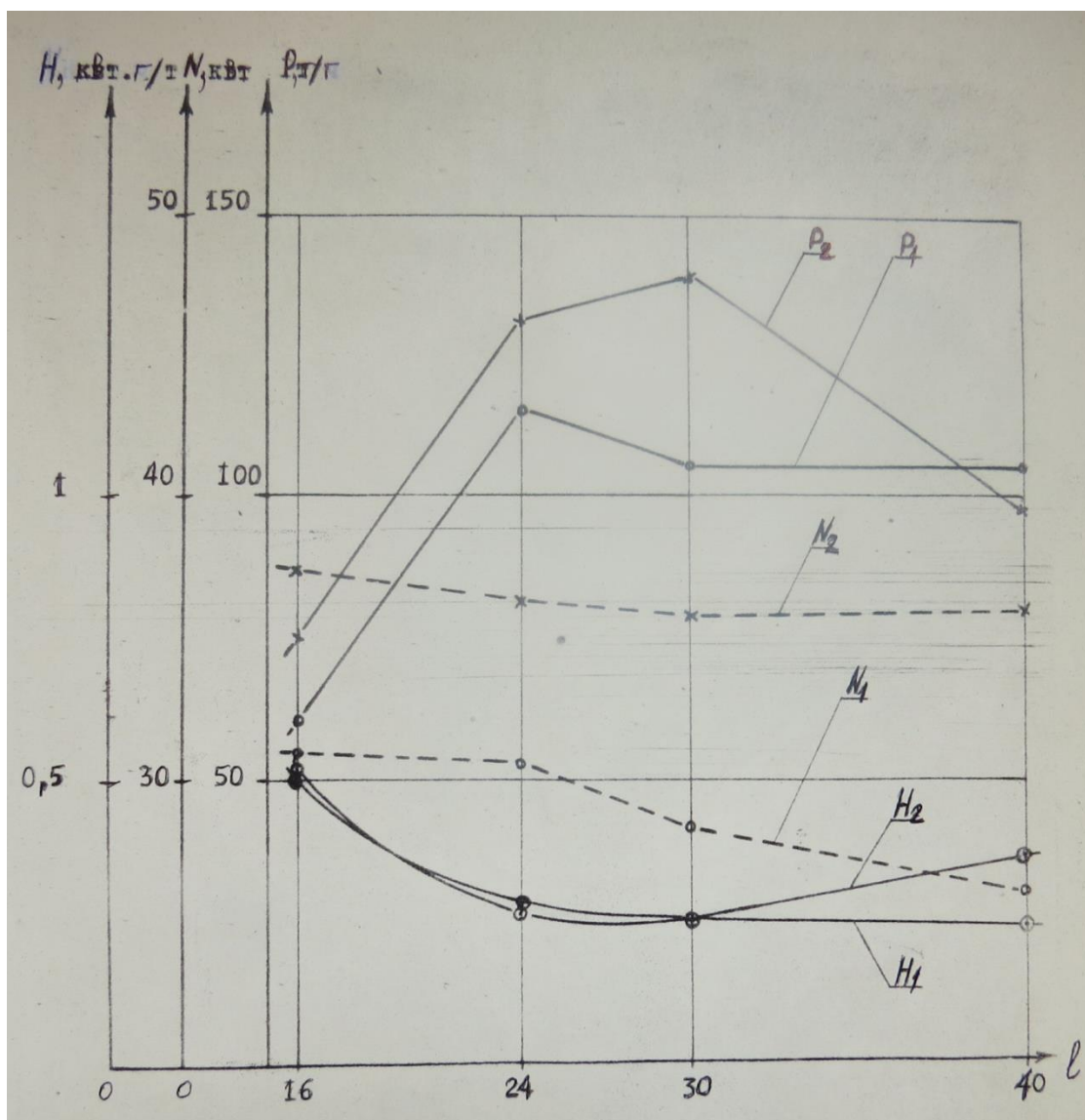


Рисунок 3.14 – Графіки залежності продуктивності P , споживаної потужності електродвигуна N та енергоємності процесу руйнування H від величини врубу l ($l_1 = 300$ мм; $l_2 = 500$ мм)

За наявності тертя між гвинтовою поверхнею та частинкою матеріалу аксіальне та радіальне переміщення визначаються відповідно з наступних виразів [14]:

$$h_A = \frac{H \sin \gamma_{\text{сеп}} \sin(\gamma_{\text{сеп}} - \varphi)}{\cos \varphi}; \quad (3.1)$$

$$S_R = \frac{H \sin \gamma_{\text{сеп}} \sin(\gamma_{\text{сеп}} - \varphi)}{\cos \varphi}, \quad (3.2)$$

де H – крок гвинтової лінії шнеку; γ – середній кут нахилу гвинтової поверхні шнеку; $\varphi = \text{tg } \varphi_1$ – коефіцієнт тертя матеріалу відносно сталі у градусах; φ_1 – коефіцієнт тертя матеріалу відносно сталі у радіанах.

Середні значення аксіальної та радіальної швидкості можна визначити таким чином [14]:

$$V_{\text{сеп}}^A = \frac{Hn}{60} = \frac{\sin \gamma_{\text{сеп}} \sin(\gamma_{\text{сеп}} - \varphi)}{\cos \varphi}; \quad (3.3)$$

$$V_{\text{сеп}}^S = \frac{Hn}{60} = \frac{\sin \gamma_{\text{сеп}} \cos(\gamma_{\text{сеп}} - \varphi)}{\cos \varphi}, \quad (3.4)$$

де n – число обертів шнеку за хвилину.

Швидкість частинки з урахуванням аксіального і радіального переміщення складе:

$$V = \sqrt{V_{\text{сеп}}^A{}^2 + V_{\text{сеп}}^S{}^2}. \quad (3.5)$$

Окружна швидкість точки [15]:

$$V_T = \frac{\pi R n}{30}, \quad (3.6)$$

де R – відстань частинки до центру обертання.

Абсолютна швидкість частинки визначиться у вигляді геометричного підсумку швидкостей:

$$V_A = \sqrt{V^2 + V_T^2}. \quad (3.7)$$

У залежності від швидкості обертання існує три варіанти розвантаження вантажонесучих елементів:

- відцентрове розвантаження;

- вільне самопливне (гравітаційне) розвантаження;
- змішане (відцентрове та самопливне) розвантаження.

Характер розвантаження визначатиметься величиною полюсної відстані, яку можна знайти за допомогою наступного виразу [15]:

$$l = \frac{895}{n^2}. \quad (3.8)$$

При $l \leq R_6$, коли полюс знаходиться всередині окружності барабану, величина відцентрової сили значно більша у порівнянні із силою тяжіння. У цьому випадку усі частинки вантажу рухаються до зовнішньої лінії шнеку і відбувається процес відцентрового розвантаження.

При $l > R_6$, коли полюс знаходиться поза межами окружності руху частинки, спостерігається самопливне розвантаження.

При $R_6 < l < R$ має місце змішаний спосіб розвантаження.

Перед виконавчим органом ставляться задачі забезпечення відцентрового розвантаження, виключення просипу матеріалу та потрапляння потоку падаючого вантажу у зону стрічки розвантажувального конвеєра. Для виконання цих вимог потрібно правильно вибрати величину швидкості обертання шнеку та визначити траєкторію вільного падіння потоку вантажу. Вільне падіння частинки відбувається за параболою, рівняння якої у косокутній системі координат (x, y) знаходиться з наступних виразів (за умови нехтування опором повітря):

$$x = V_A t; \quad y = \frac{gt^2}{2}, \quad (3.9)$$

Звідси маємо:

$$y = \frac{g}{2V_A^2} x^2. \quad (3.10)$$

Зробимо розрахунок навантажувальної спроможності шнекового виконавчого органу при двох варіантах глибини врубу ($l_1 = 500$ мм і $l_2 = 300$ мм) для двох положень стріли комбайну (OO_1 та OO_2) (рис. 3.15). Розрахунок ведемо для трьох значень швидкості обертання шнеку: 60, 65 та 70 об/хв. (під час проведення дос-

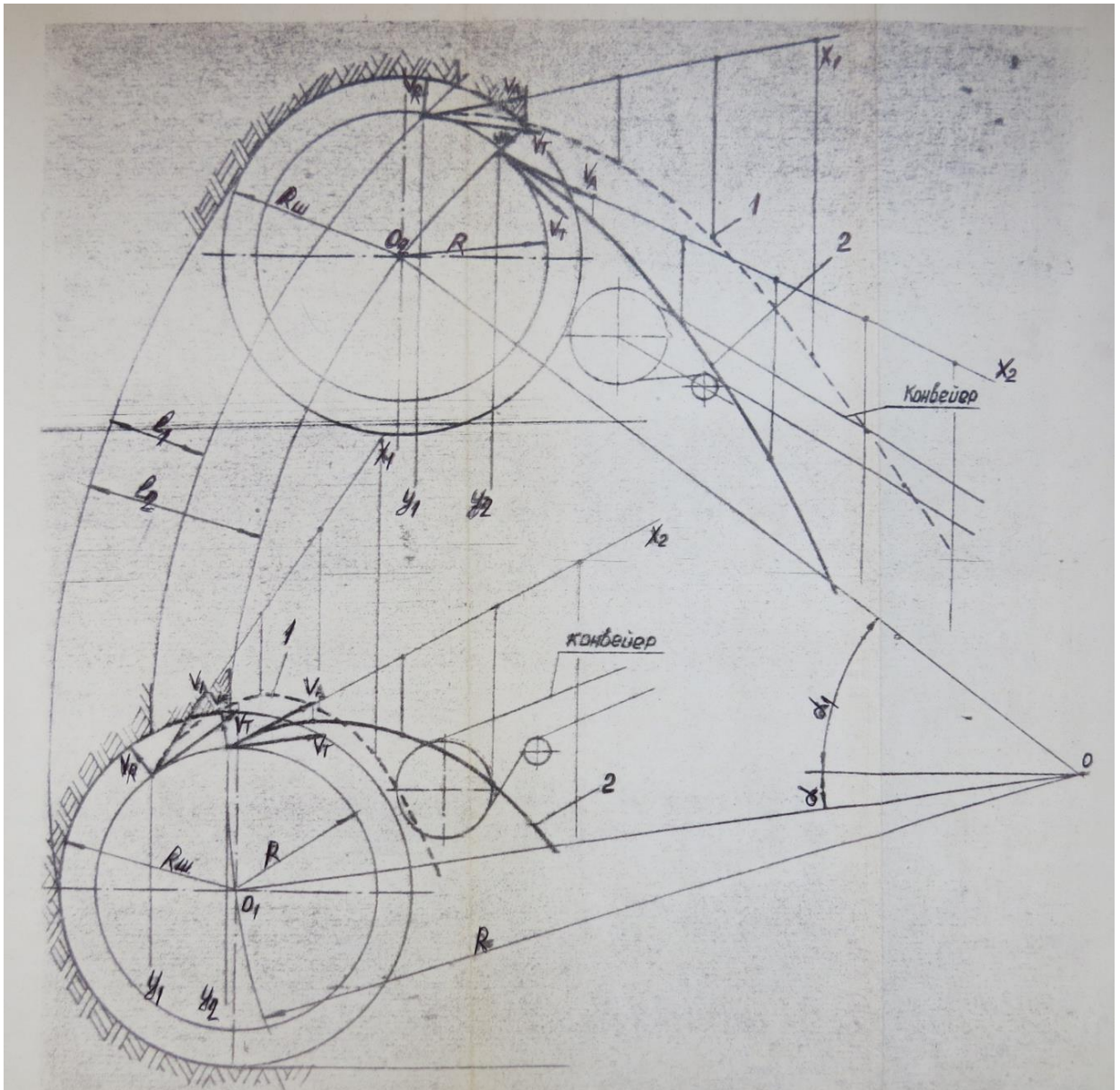


Рисунок 3.15 – Схема положення стріли при відбиванні руди (1 і 2 – траєкторії руху частинки руди при глибині врубу відповідно 300 і 500 мм)

ліджень змінення швидкості здійснювалося за допомогою змінних зубчастих колес). Припустимо, що основна маса відбитої руди рухається до зони середнього діаметру гвинтової поверхні шнеку, а відрив частинок матеріалу відбувається у зоні виходу ріжучого інструменту з масиву.

Геометричні та експлуатаційні параметри досліджуваного шнеку наступні:

- $D_k = 800$ мм – діаметр шнеку по зовнішній поверхні гвинтової лінії;
- $d_k = 400$ мм – початковий діаметр гвинтової лінії;
- $\gamma_k = 25^{\circ}30'$ – кут підйому гвинтової лінії на діаметрі 800 мм;

- $\gamma_n = 43^\circ 30'$ – кут підйому гвинтової лінії на діаметрі 400 мм;
- $\gamma_{\text{сер}} = \frac{\gamma_k + \gamma_n}{2} = 34^\circ 30'$ – середній кут підйому гвинтової лінії;
- $H = 1200$ мм – крок гвинтової лінії;
- $\varphi_{\text{град}} = \text{tg } \varphi_1 = 0,6$ – коефіцієнт тертя марганцевої руди відносно металу;
- $n = 60; 65; 70$ об/хв. – швидкість обертання шнеку;
- $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

Результати розрахунків для побудови траєкторії руху частинок матеріалу у залежності від числа обертів шнеку приведені у табл. 3.1, а самі траєкторії показані на рис. 3.16.

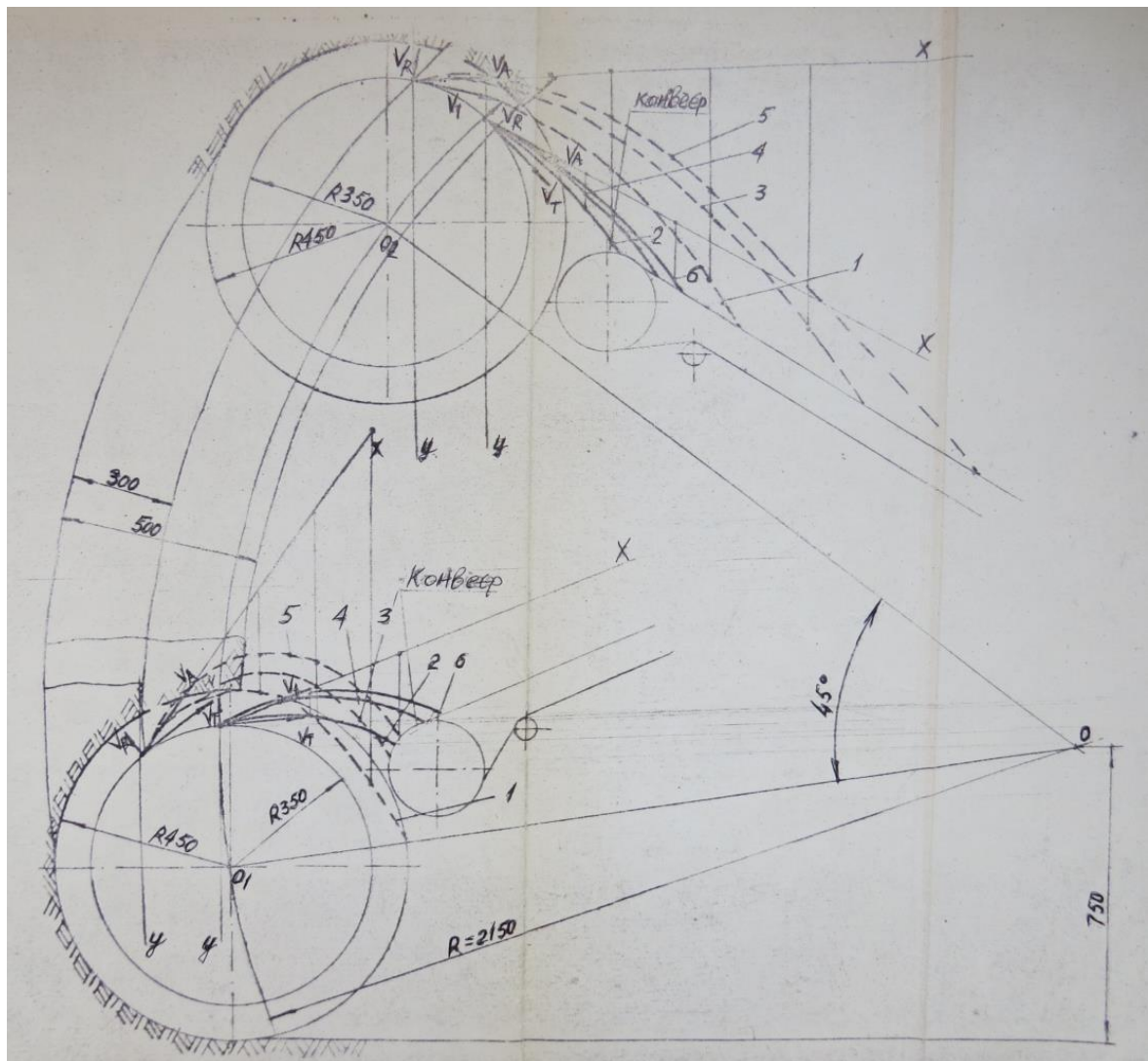


Рисунок 3.16 – Схеми траєкторій вільного падіння частинок відбитої руди у залежності від швидкості обертання шнеку, положення стріли та глибини врубу:
 1, 2 – $n = 60$ об/хв.; 3, 4 – $n = 65$ об/хв.; 5, 6 – $n = 70$ об/хв.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків траєкторій руху навантаженого матеріалу

Формула	Швидкість обертання, об/хв.					
	60	65	70			
$V_{\text{цеп}}^A = \frac{Hn}{60} = \frac{\sin \gamma_{\text{цеп}} \sin(\gamma_{\text{цеп}} - \varphi)}{\cos \varphi}, \text{ м/с}$	0,004	0,005	0,006			
$V_{\text{цеп}}^S = \frac{Hn}{60} = \frac{\sin \gamma_{\text{цеп}} \cos(\gamma_{\text{цеп}} - \varphi)}{\cos \varphi}, \text{ м/с}$	0,678	0,855	0,925			
$V = \sqrt{V_{\text{цеп}}^A{}^2 + V_{\text{цеп}}^S{}^2}, \text{ м/с}$	0,678	0,855	0,925			
$V_T = \frac{\pi Rn}{30}, \text{ м/с}$	2,20	2,40	2,56			
$V_A = \sqrt{V^2 + V_T^2}, \text{ м/с}$	2,30	2,50	2,70			
$l = \frac{895}{n^2}, \text{ мг}$	0,25	0,21	0,182			
$y = \frac{g}{2V_A^2} x^2$	Координати траєкторії точки, м					
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>x</i>	<i>y</i>
	0,23	0,05	0,25	0,05	0,27	0,05
	0,46	0,20	0,50	0,20	0,54	0,20
	0,69	0,44	0,75	0,44	0,80	0,44
	0,90	0,785	1,00	0,785	1,08	0,705
	1,15	1,22	1,25	1,22	1,35	1,28
1,38	17,6	1,50	17,6	1,62	17,6	

Таким чином, можна стверджувати, що:

- навантажувальна спроможність шнеку суттєво залежить від швидкості обертання відбійного органу, глибини врубу та положення стріли комбайну (див. рис. 3.16);

- у нижньому положенні стріли та глибині врубу 300 мм можливі просипи відбитої руди між шнеком та барабаном приймального конвеєра;

- оптимальний режим навантаження руди забезпечується при швидкості обертання шнеку 65 об/хв. та глибині врубу 500 мм;

- зі зменшенням швидкості обертання шнеку нижче оптимального значення його навантажувальна спроможність падає, а при збільшенні спостерігається значне викидання шматків матеріалу на великі відстані, що створює небезпеку травмування машиніста, ускладнює умови керування комбайном та знижує його продуктивність у цілому.

Приведені вище розрахунки підтверджені експериментальними дослідженнями.

Висновки:

- проведені зусиллями криворізького інституту ВНДПрудмаш дослідження процесу руйнування марганцевих руд шнековими виконавчими органами з радіальним навантаженням гірничої маси дали можливість встановити, що для руд міцністю 4-6 одиниць за шкалою проф. М.М. Протод'яконова він має явно виражений динамічний характер із зміненням у широких межах величин навантажень на робочий орган;

- випробування різних варіантів схем набору ріжучих інструментів на робочій поверхні шнеку показало, що з точки зору силових та енергетичних показників процесу руйнування масиву найбільш доцільними є схеми набору з кроком різання 36 мм, трьома різцями у кожній крайній та одним різцем у кожній середній лініях різання;

- для зменшення питомих витрат електроенергії слід підвищувати величину врубу (захвату) у забій. При глибині врубу 500 мм і вказаному вище розміщенні різців з оптимальним кроком різання питома витрата електроенергії складатиме 0,249-0,28 кВт·год/т;

- на навантажувальну спроможність виконавчого органу суттєвий вплив мають такі чинники, як швидкість обертання шнеку, положення стріли зі шнеком відносно горизонтальної осі комбайну та величина врубу. Для даних геометричних параметрів шнеку оптимальне значення швидкості обертання відбійно-навантажувального органу становить 65 об/хв.;

- з метою виявлення найбільш вигідних режимів руйнування і навантаження

гірничої маси потрібно було б визначити залежності силових та енергетичних показників виконавчого органу від швидкості його подачі, обґрунтувати раціональні параметри тангенціальних ріжучих інструментів, здійснити порівняльні випробування щодо ефективності руйнування гірничого масиву радіальними та тангенціальними різцями.

4 ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДБІЙНО-НАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ОРГАНУ

4.1 Розробка конструктивної схеми відбійно-навантажувального органу

Проведені дослідження, результати яких були викладені у попередньому розділі, продемонстрували, що навантажувальна спроможність шнекового відбійно-навантажувального робочого органу суттєво залежить від швидкості його обертання, оптимальне значення якої для вибраних параметрів шнеку складає 65 об/хв. Така вимога не дає можливості підбирати ефективні значення швидкості різання гірничого масиву у залежності від фізико-механічних властивостей корисної копалини, що піддається руйнуванню. З огляду на це, під час створення виймального комбайну зі шнековим виконавчим органом в умовах інституту ВНДПрудмаш було прийнято рішення зробити цей орган з незалежними режимами руйнування і навантаження гірничої маси. На рис. 4.1 можна побачити фронтальний розріз такого відбійно-навантажувального робочого органу.

Виконавчий орган представляє собою ротор 1, що складається з дисків 2 з маточинами, які жорстко сполучені між собою лопатами 3, озброєними ріжучими інструментами та знімними ножами. Між дисками ротора паралельно осі останнього розташовані кінематично пов'язані між собою приводні барабани: центральний 4 та периферійні 5. Консольні частини валів барабанів встановлені у дисках. Центральний барабан розміщений коаксіально відносно ротора, а кожний периферійний – таким чином, що своєю циліндричною поверхнею він контактує з внутрішньою кромкою своєї лопати. Циліндричні поверхні усіх барабанів утворюють з поверхнями лопат ємності ківшевої форми.

В одній з бічних щік стріли встановлена зубчаста передача приводу ротора, а в протилежній – зубчаста передача приводу барабану. Ще одна зубчаста передача з паразитними зубчастими колесами змонтована в одному з дисків.

Відбійно-навантажувальний орган працює наступним чином.

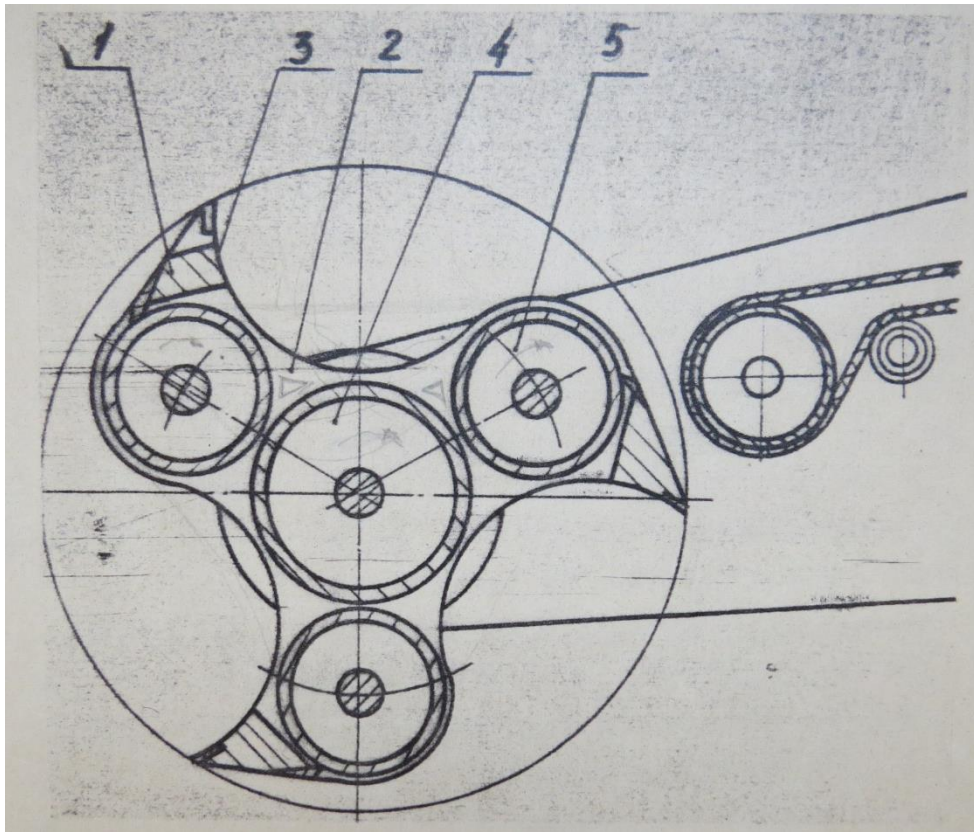


Рисунок 4.1 – Схема відбійно-навантажувального органу шнекового типу (фронтальний розріз): 1 – ротор; 2 – диски; 3 – лопати; 4 – центральний барабан; 5 – периферійні барабани

За допомогою зубчастої передачі в одній щоці стріли крутний момент від приводу передається ротору, оптимальна швидкість обертання якого підбирається у залежності від фізико-механічних властивостей гірничої маси шляхом використання змінних шестірень. Центральний і периферійні барабани отримують обертальні рухи від зубчастих передач, розташованих відповідно у другій щоці стріли та у диску. Обертання усіх барабанів узгоджені з обертанням ротора.

Під час обертання ротора гірничий масив руйнується ріжучими інструментами лопат, а відбитий матеріал напірним зусиллям переміщується по поверхнях лопат і потрапляє на циліндричну поверхню одного з периферійних барабанів, який, у свою чергу, подає його на поверхню центрального барабану, а останній – на поверхню другого периферійного барабану. Після цього матеріал розвантажується на стрічку приймального конвеєра. Очищення периферійних барабанів від налиплих частинок гірничої маси здійснюється за допомогою знімних ножів.

Таке виконання відбійно-навантажувального органу дозволяє здійснювати ефективне навантаження відбитої гірничої маси, забезпечувати оптимальні режими різання масиву у залежності від фізико-механічних властивостей руди, що розробляється. Конструкція виконавчого органу дає можливість розширити діапазон використання комбайну, знизити експлуатаційні витрати та забезпечити зручні та безпечні умови роботи під час керування ним.

4.2 Розрахунки продуктивності виймального комбайну з виконавчим органом шнекового типу

Розрахунки виконано для виймального комбайну КМШ розробки інституту ВНДПрудмаш [16].

4.2.1 Розрахунок теоретичної продуктивності шнекового виконавчого органу по відбиванню

Час зарубки виконавчого органу у масив:

$$t_3 = \frac{KB}{V} = \frac{1,3 \cdot 0,29}{0,147} = 2,56 \text{ с,}$$

де $K = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує зниження швидкості пересування комбайну під час впровадження у масив забою; $B = 0,29$ м – величина заглиблення виконавчого органу у масив забою; $V = 0,147$ м/с – швидкість переміщення комбайну.

Теоретична продуктивність виконавчого органу при підйомі стріли:

$$Q_{\text{тп}} = 3600 \frac{mBH_{\text{зах}}}{t_3 + t_{\text{п}} \frac{H_{\text{зах}}}{H_{\text{мах}}}} = 3600 \frac{0,67 \cdot 0,29 \cdot 2,5}{2,56 + 20,5 \frac{2,5}{3,0}} = 89 \text{ м}^3/\text{год,}$$

де $m = 0,67$ м – ширина шару руди, що виймається; $H_{\text{зах}} = 2,5$ м – середня потужність рудного пласту; $H_{\text{мах}}$ – максимальна потужність рудного пласту; $t_{\text{п}} = 20,5$ с – час підйому виконавчого органу; $t_3 = 2,56$ с – час зарубки виконавчого органу; $\gamma = 2,05$ т/м³ – об'ємна вага марганцевої руди у масиві.

Теоретична продуктивність виконавчого органу при опусканні стріли:

$$Q_{\text{то}} = 3600 \frac{mBH_{\text{зах}}}{t_3 + t_0} = 3600 \frac{0,67 \cdot 0,29 \cdot 2,5}{2,56 + 14} = 105 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $t_0 = 14$ с – час опускання виконавчого органу.

Середня теоретична продуктивність виконавчого органу:

$$Q_{\text{т.сер}} = \frac{Q_{\text{тп}} + Q_{\text{то}}}{2} = \frac{89 + 105}{2} = 97 \text{ м}^3/\text{год}.$$

4.2.2 Розрахунок технічної продуктивності шнекового виконавчого органу по відбиванню

Час робочого ходу виконавчого органу:

$$T_p = \Pi_p \left(t_3 + \frac{t_{\text{п}} \frac{H_{\text{зах}}}{H_{\text{max}}} + t_0}{2} \right) = 5 \left(2,56 + \frac{20,5 + \frac{2,5}{3} + 14}{2} \right) = 92,5 \text{ с},$$

де $\Pi_p = 5$ – число робочих ходів у циклі.

Робочий шлях виконавчого органу протягом циклу:

$$L_p = [B + (H_{\text{зах}} - d_{\text{ш}})] \Pi_p = [0,29 + (2,5 - 0,9)] 5 = 9,45 \text{ м},$$

де $d_{\text{ш}} = 0,9$ м – максимальний діаметр шнеку.

Витрати часу на заміну різців, віднесені до одного робочого циклу:

$$T_{\text{зр}} = mBL_p t_p z_y = 0,67 \cdot 0,29 \cdot 9,45 \cdot 240 \cdot 0,02 = 8,8 \text{ с},$$

де $t_p = 240$ с – час заміни одного різця; $z_y = 0,02$ шт./м³ – прийнята величина питомої витрати різців.

Час відведення комбайну на величину B :

$$t_{\text{відв}} = \frac{B}{V} = \frac{0,29}{0,147} = 1,97 \text{ с}.$$

Час повороту виконавчого органу на його ширину:

$$t_{\text{по}} = \frac{m}{V_p} = \frac{0,67}{0,32} = 2,1 \text{ с},$$

де $V_p = 0,32$ м/с швидкість руху осі виконавчого органу при повороті стріли на 94° у горизонтальному положенні.

Час холостих ходів виконавчого органу:

$$T_{\text{хх}} = (n - 1)t_{\text{по}} + nt_{\text{відв}} = (5 - 1)2,1 + 5 \cdot 1,97 = 18,25 \text{ с,}$$

де $n = 5$ – число холостих ходів виконавчого органу.

Час простоїв комбайну протягом циклу:

$$T_{\text{пр}} = KT_{\text{хх}} + T_{\text{зр}} = 1,318,25 + 8,8 = 32,5 \text{ с,}$$

де $K = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує перевищення витрат часу у порівнянні з розрахунковими за рахунок збільшення холостих ходів.

Коефіцієнт безперервності роботи виконавчого органу:

$$K_{\text{тех}} = \frac{1}{\frac{1}{K_r} + \frac{T_{\text{пр}}}{T_p + T_{\text{пр}}}} = \frac{1}{\frac{1}{0,9} + \frac{32,5}{92,5 + 32,5}} = 0,73,$$

де $K_r = 0,9$ – коефіцієнт готовності комбайну.

Технічна продуктивність виконавчого органу по відбиванню:

$$Q_{\text{тех}} = Q_{\text{т.сер}} K_{\text{тех}} K_{\text{пр}} = 97 \cdot 0,73 \cdot 0,7 = 49,5 \text{ м}^3/\text{с,}$$

де $K_{\text{пр}} = 0,7$ – коефіцієнт, що враховує зменшення продуктивності внаслідок повторного навантаження просипу.

4.2.3 Розрахунок продуктивності виконавчого органу по навантаженню

Схема для розрахунку представлена на рис. 4.2.

Величина продуктивності виконавчого органу по навантаженню становитиме:

$$Q = K_1' R^2 m K_1 K_2 K_3 n = 0,709 \cdot 0,445^2 \cdot 0,67 \cdot 0,75 \cdot 0,55 \cdot 0,6 \cdot 4062 = \\ = 94 \text{ м}^3/\text{год,}$$

де $R = 0,445$ м – радіус шнеку; $K_1' = 0,709$ [17]; $\alpha = 127^\circ$ – центральний кут гірни-

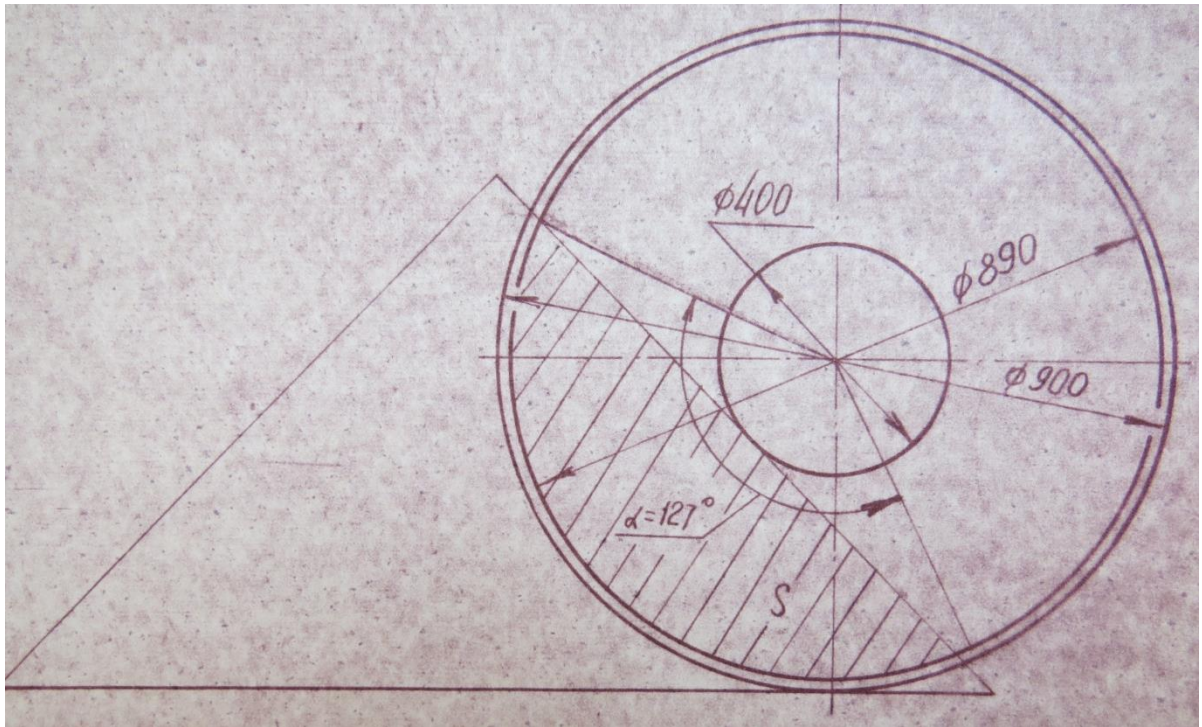


Рисунок 4.2 – Схема для розрахунку продуктивності виконавчого органу по навантаженню

чої маси, що захоплюється виконавчим органом (див. рис. 4.2); $m = 0,67$ м – ширина виконавчого органу; $K_1 = 0,75$ – коефіцієнт, що враховує просипи під час навантаження; $K_2 = 0,55$ – коефіцієнт, що враховує зменшення продуктивності від налипання гірничої маси на виконавчий орган; $K_3 = 0,6$ – коефіцієнт, що враховує заповнення виконавчого органу; $n = n_{po} \cdot 60 = 67,7 \cdot 60 = 4062$ об/год – кутова швидкість виконавчого органу.

4.2.4 Розрахунок продуктивності конвеєра стріли

Площа поперечного перетину руди на стрічці з бортами:

$$F = B^2(K_H K_B + 0,25 K_B^2 \tan \varphi_1 K_{oc}) = 0,65^2(0,03 \cdot 0,82 + 0,25 \cdot 0,82^2 \cdot 0,268 \cdot 0,5) = 0,02 \text{ м}^2,$$

де $B = 0,65$ м – ширина стрічки; $K_H = \frac{H}{B} = \frac{0,02}{0,65} = 0,03$ – відношення висоти прямокутного шару матеріалу до ширини стрічки;

$K_B = \frac{B_1}{B} = \frac{0,53}{0,65} = 0,82$ – відно-

шення робочої ширини стрічки до її загальної ширини; $\varphi_1 = 15^\circ$ – кут укосу насипного матеріалу на рухомій стрічці; $K_{oc} = 0,5$ – коефіцієнт, що враховує осипання вантажу при куті нахилу конвеєра $\beta = 16-22^\circ$.

Тоді величина технічної продуктивності конвеєра стріли становитиме:

$$Q_{\text{техн}} = 3600Fv\gamma' = 3600 \cdot 0,02 \cdot 1,96 \cdot 1,3 = 183 \text{ т/год},$$

де $\gamma' = 1,3 \text{ т/м}^3$ – об'ємна вага руди у розпушеному стані; $v = 1,96 \text{ м/с}$ – швидкість руху стрічки.

З метою ліквідації зависання руди у приймального лотка конвеєра стріли та покращання процесу завантаження ширина стрічки конвеєра прийнята дещо більшою. У зв'язку з цим, технічна продуктивність конвеєра стріли визначатиметься технічною продуктивністю виконавчого органу і дорівнюватиме 100 т/год.

4.2.5 Розрахунок продуктивності розвантажувального конвеєра

Площа поперечного перетину руди на стрічці (аналогічно розрахунку конвеєра стріли):

$$F = 0,5^2(0,06 \cdot 0,82 + 0,25 \cdot 0,82 \cdot 0,268 \cdot 1) = 0,023 \text{ м}^2,$$

де $B = 0,5 \text{ м}$ – ширина стрічки; $K_n = 0,06$; $K_b = 0,82$; $K_{oc} = 1$ при $\beta = 0-10^\circ$ (при розвантаженні на конвеєр); $\varphi = 15^\circ$.

Технічна продуктивність розвантажувального конвеєра:

$$Q = 3600Fv\gamma' = 3600 \cdot 0,023 \cdot 1,96 \cdot 1,3 = 211 \text{ т/год}.$$

Як і в попередньому випадку, технічна продуктивність розвантажувального конвеєра, а, значить, і комбайну загалом буде визначатися продуктивністю його виконавчого органу (100 т/год).

Висновки:

- виконані дослідження створили умови для обґрунтування раціональних конструктивних та експлуатаційних параметрів шнекових відбійно-навантажувачів.

льних органів. На їх основі запропонована конструктивна схема виконавчого органу комбайну для підземного очисного виймання марганцевих руд, що відрізняється низкою раціональних технічних рішень. Зокрема, консольне розміщення шнекових барабанів дозволяє здійснювати руйнування масиву та підбирання зруйнованого матеріалу у стояків кріплення, а також оконтурення виробки. Використання тангенціальних різців дає змогу збільшити зовнішній діаметр гвинтових поверхонь, що позитивно позначається на навантажувальній здатності шнеку;

- для забезпечення можливості оперативного змінення швидкості різання у залежності від фізико-механічних властивостей марганцевих руд при зберіганні найкращої навантажувальної спроможності у процесі подальшого удосконалення шнекового виконавчого органу представляється доцільним створення конструкції з незалежними режимами руйнування та доставки гірничої маси;

- в роботі також запропонована методика розрахунку теоретичної та технічної продуктивності як окремих вузлів шнекового відбійно-навантажувального робочого органу, так і виймального комбайну у цілому.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дозволили сформулювати наступні висновки та практичні рекомендації:

- здійснений аналіз джерел науково-технічної інформації дозволив з'ясувати, що з існуючих конструкцій виконавчих органів виймальних комбайнів для підземного очисного виймання вугілля, слабких руд, сланців та інших видів корисних копалин невисокої міцності найбільш досконалими та перспективними є шнекові, які забезпечують високі техніко-економічні показники видобутку корисних копалин за рахунок суміщення операцій руйнування гірничого масиву, транспортування відбитої породи від забою та завантаження її на забійний конвеєр;

- конструкції шнекових виконавчих органів відрізняються тим, що шнеки в них виконані дво- або багатозахідними із змінними величинами кроку спіралі та розміщення ріжучих інструментів. Для зниження енергоємності процесу виймання шнекові робочі органи постачаються тангенціальними різцями;

- процес руйнування марганцевих руд, які характеризуються неоднорідністю рудних пластів та підвищеною схильністю до налипання, супроводжується значним подрібненням гірничої маси, підвищеним пилоутворенням та високою питомою енергоємністю. Тому для специфічних умов Нікопольського марганцевого басейну необхідно проведення додаткових досліджень для створення ефективних відбійно-навантажувальних робочих органів шнекового типу, здатних руйнувати як окисні, так і карбонатні марганцеві руди;

- на основі цього висновку сформульовані мета, об'єкт і предмет дослідження представленої магістерської роботи, а для реалізації поставлених у ній задач запропоновані необхідні методи теоретичних та експериментальних розробок;

- проведені свого часу зусиллями криворізького інституту ВНДПрудмаш дослідження процесу руйнування марганцевих руд шнековими виконавчими органами з радіальним навантаженням гірничої маси дали можливість встановити, що для руд міцністю 4-6 одиниць за шкалою проф. М.М. Протод'яконова він має явно виражений динамічний характер із змінням у широких межах величин на-

вантажень на робочий орган;

- випробування різних варіантів схем набору ріжучих інструментів на робочій поверхні шнеку показало, що з точки зору силових та енергетичних показників процесу руйнування масиву найбільш доцільними є схеми набору з кроком різання 36 мм, трьома різцями у кожній крайній та одним різцем у кожній середній лініях різання;

- для зменшення питомих витрат електроенергії слід підвищувати величину врубу (захвату) у забій. При глибині врубу 500 мм і вказаному вище розміщенні різців з оптимальним кроком різання питома витрата електроенергії складатиме 0,249-0,28 кВт·год/т;

- на навантажувальну спроможність виконавчого органу суттєвий вплив мають такі чинники, як швидкість обертання шнеку, положення стріли зі шнеком відносно горизонтальної осі комбайну та величина врубу. Для даних геометричних параметрів шнеку оптимальне значення швидкості обертання відбійно-навантажувального органу становить 65 об/хв.;

- з метою виявлення найбільш вигідних режимів руйнування і навантаження гірничої маси потрібно було б визначити залежності силових та енергетичних показників виконавчого органу від швидкості його подачі, обґрунтувати раціональні параметри тангенціальних ріжучих інструментів, здійснити порівняльні випробування щодо ефективності руйнування гірничого масиву радіальними та тангенціальними різцями.

- виконані дослідження створили умови для обґрунтування раціональних конструктивних та експлуатаційних параметрів шнекових відбійно-навантажувальних органів. На їх основі запропонована конструктивна схема виконавчого органу комбайну для підземного очисного виймання марганцевих руд, що відрізняється низкою раціональних технічних рішень. Зокрема, консольне розміщення шнекових барабанів дозволяє здійснювати руйнування масиву та підбирання зруйнованого матеріалу у стояків кріплення, а також оконтурення виробки. Використання тангенціальних різців дає змогу збільшити зовнішній діаметр гвинтових верхонь, що позитивно позначається на навантажувальній здатності шнеку;

- для забезпечення можливості оперативного змінення швидкості різання у залежності від фізико-механічних властивостей марганцевих руд при зберіганні найкращої навантажувальної спроможності у процесі подальшого удосконалення шнекового виконавчого органу представляється доцільним створення конструкції з незалежними режимами руйнування та доставки гірничої маси;

- в роботі також запропонована методика розрахунку теоретичної та технічної продуктивності як окремих вузлів шнекового відбійно-навантажувального робочого органу, так і виймального комбайну у цілому.

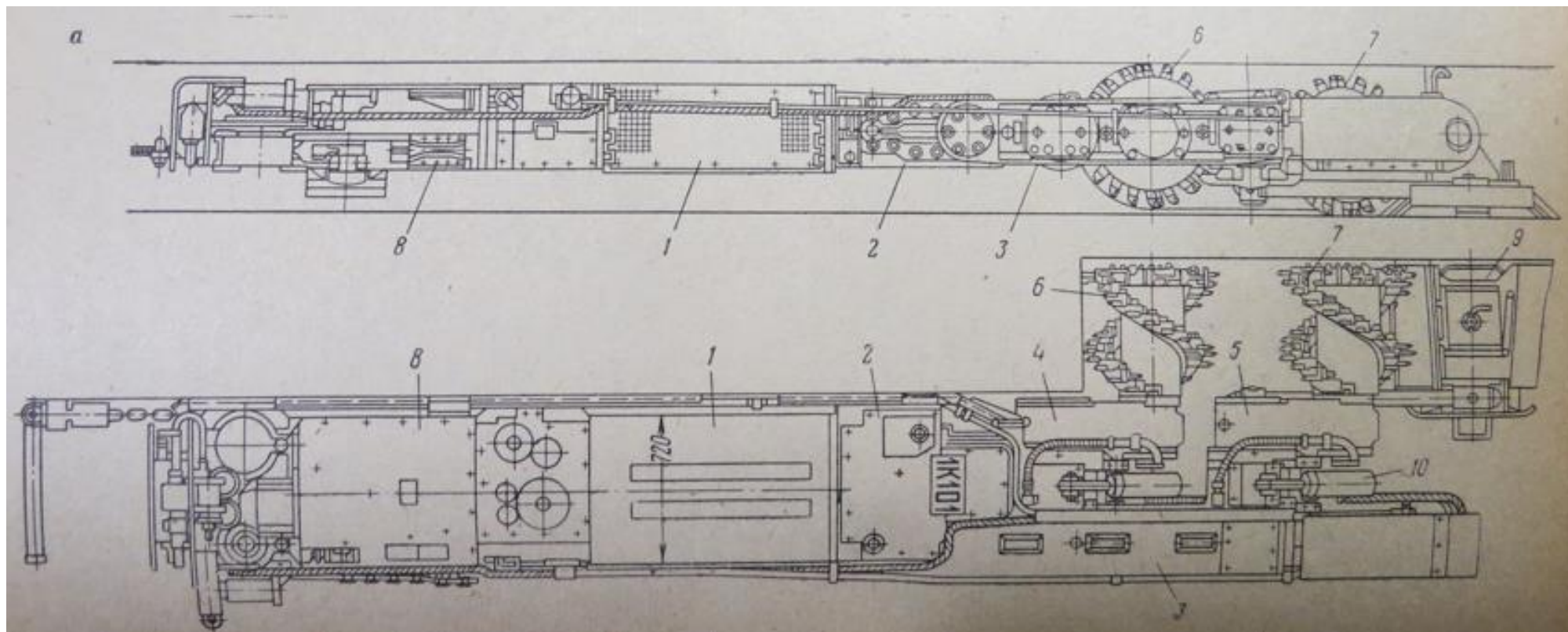


Рисунок 1.2 – Схема вузькозахватного виймального комбайну 1К-101 зі шнековим виконавчим органом:
 1 – електродвигун; 2, 3 – відповідно основний і перехідний редуктори; 4, 5 - приводні редуктори;
 6, 7 – шнекові виконавчі органи; 8 – гідравлічна подавальна частина; 9 – навантажувальний щит; 10 – гідродомкрати

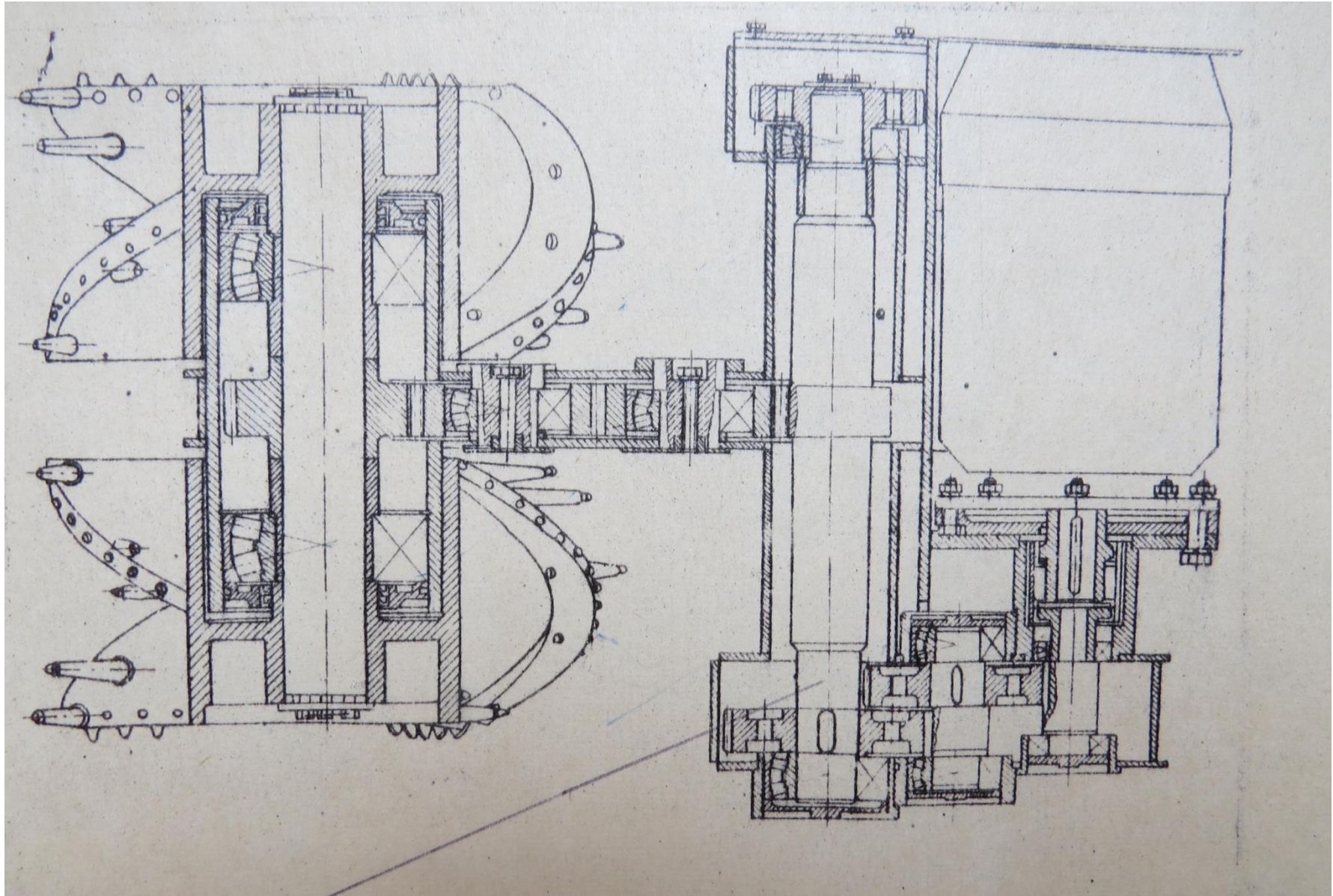


Рисунок 2.1 – Експериментальна стріла зі шнековим виконавчим органом

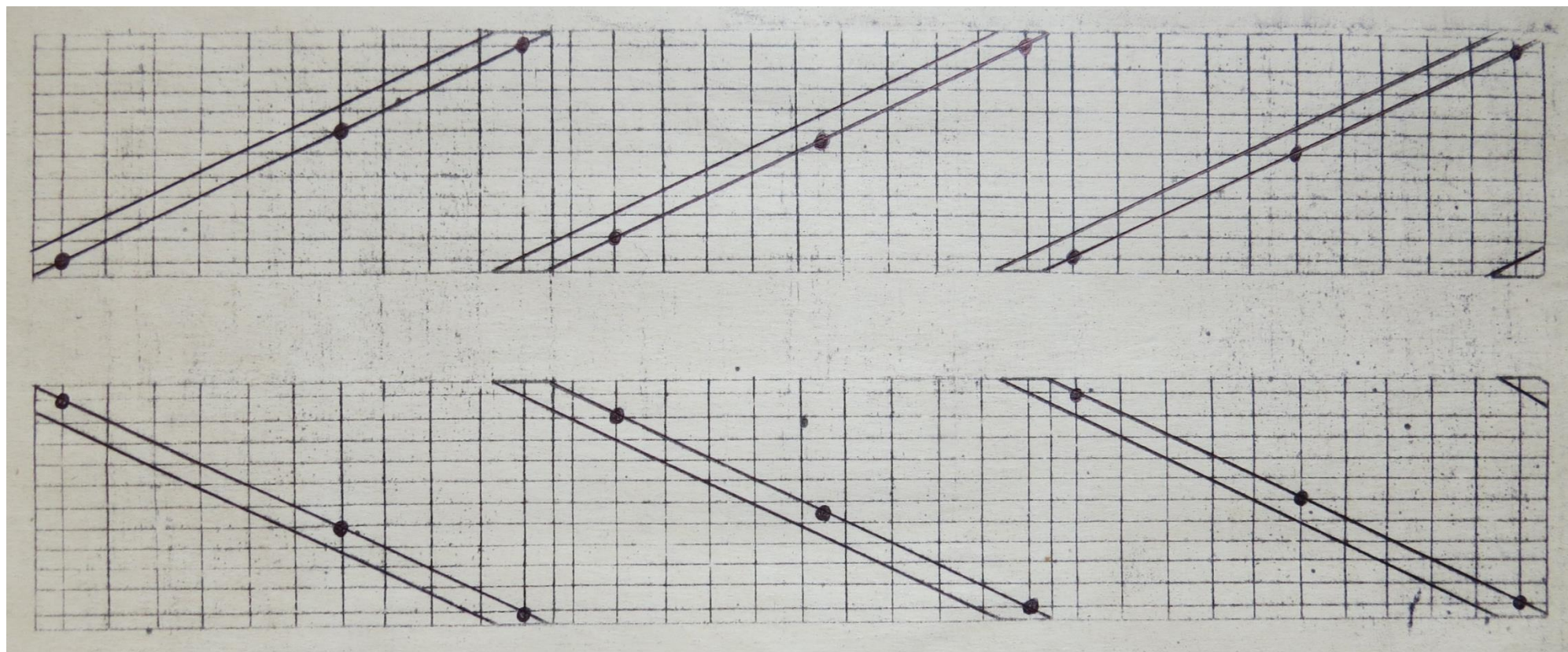


Рисунок 3.1 – Схема набору зубків № 1

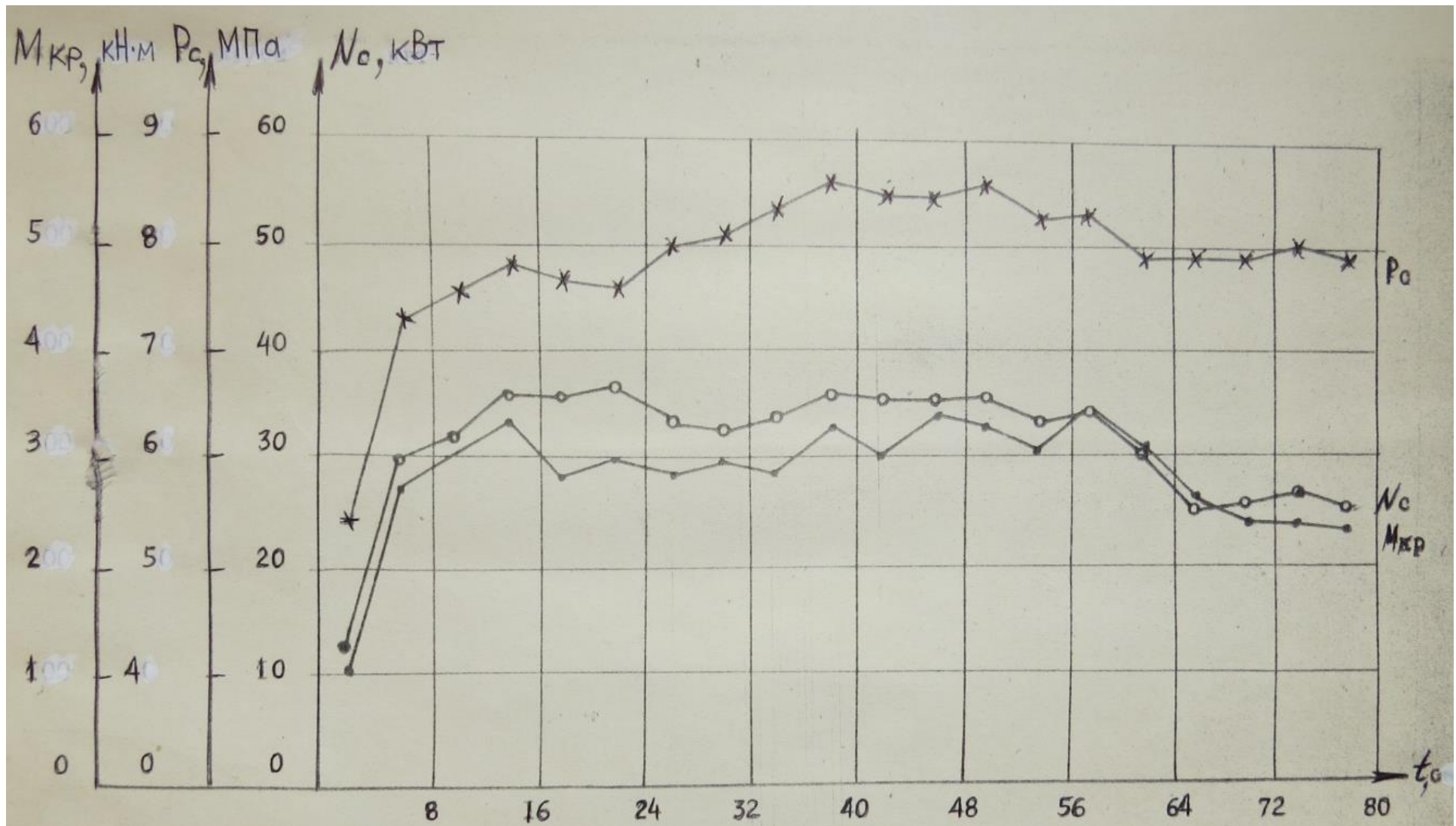


Рисунок 3.2 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди (схема набору різців № 1; кількість зубків – 16; глибина врубу – 300 мм)

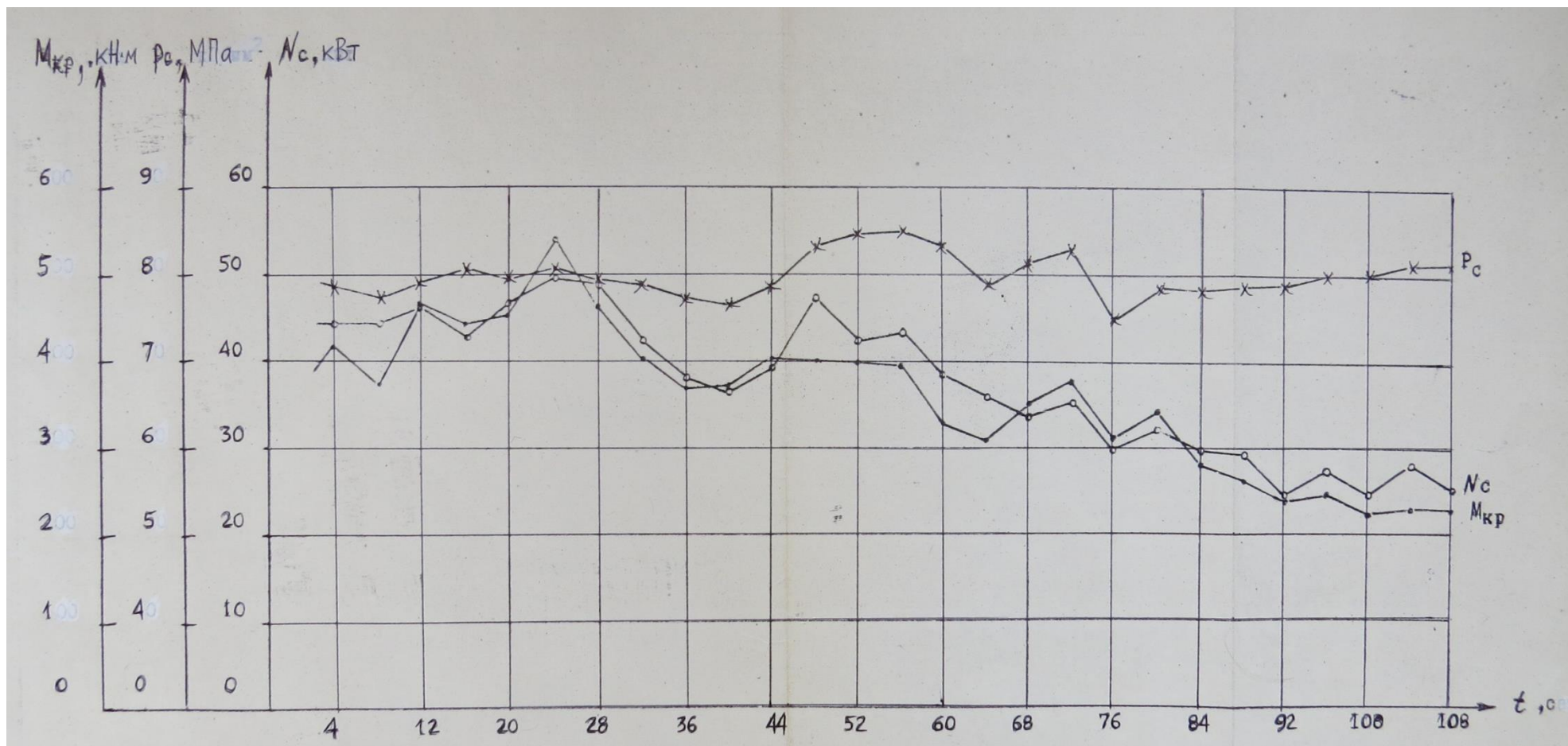


Рисунок 3.3 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди (схема набору різців № 1; кількість зубків – 16; глибина врубів – 500 мм)

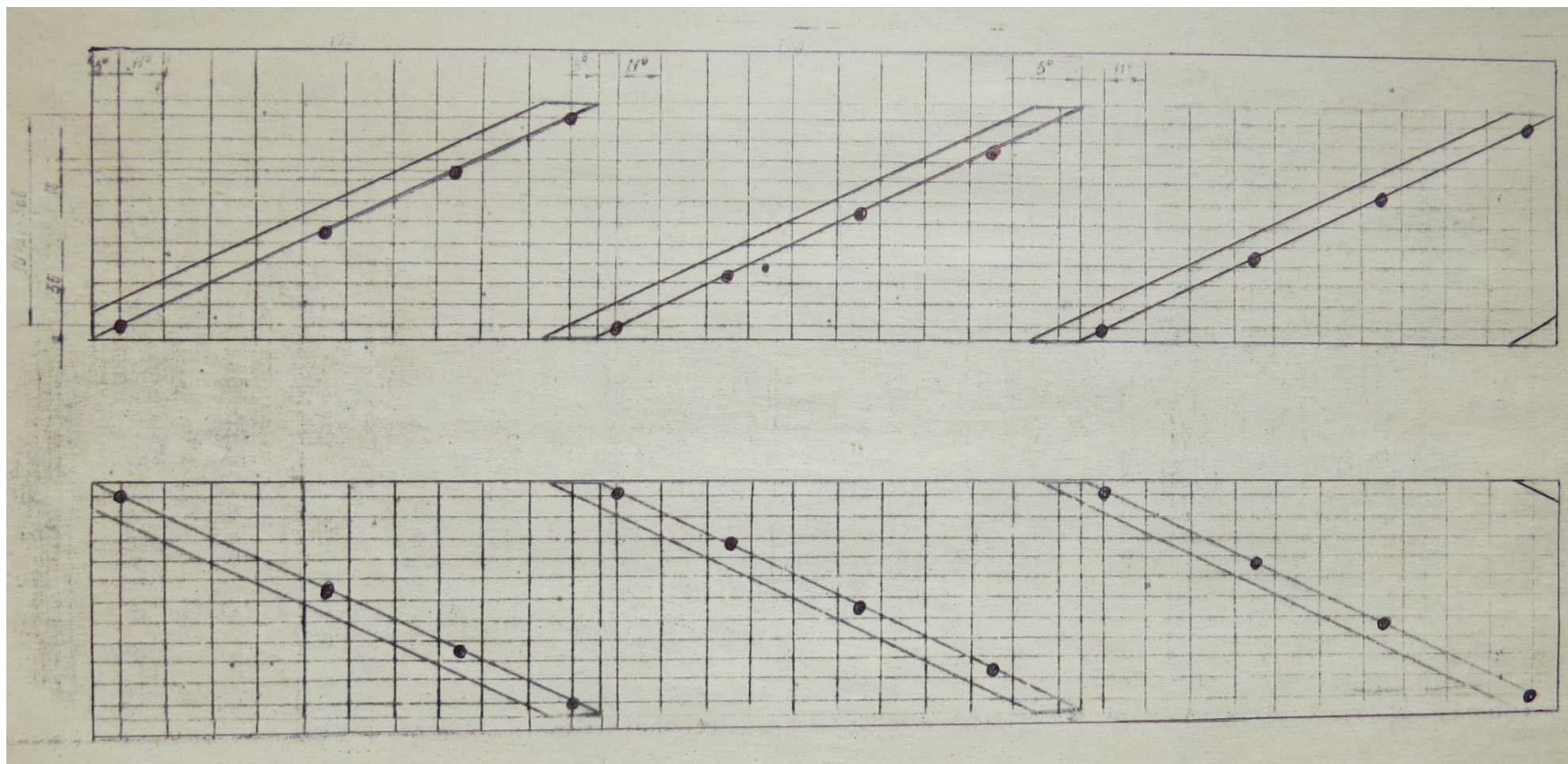


Рисунок 3.4 – Схема набору зубків № 2

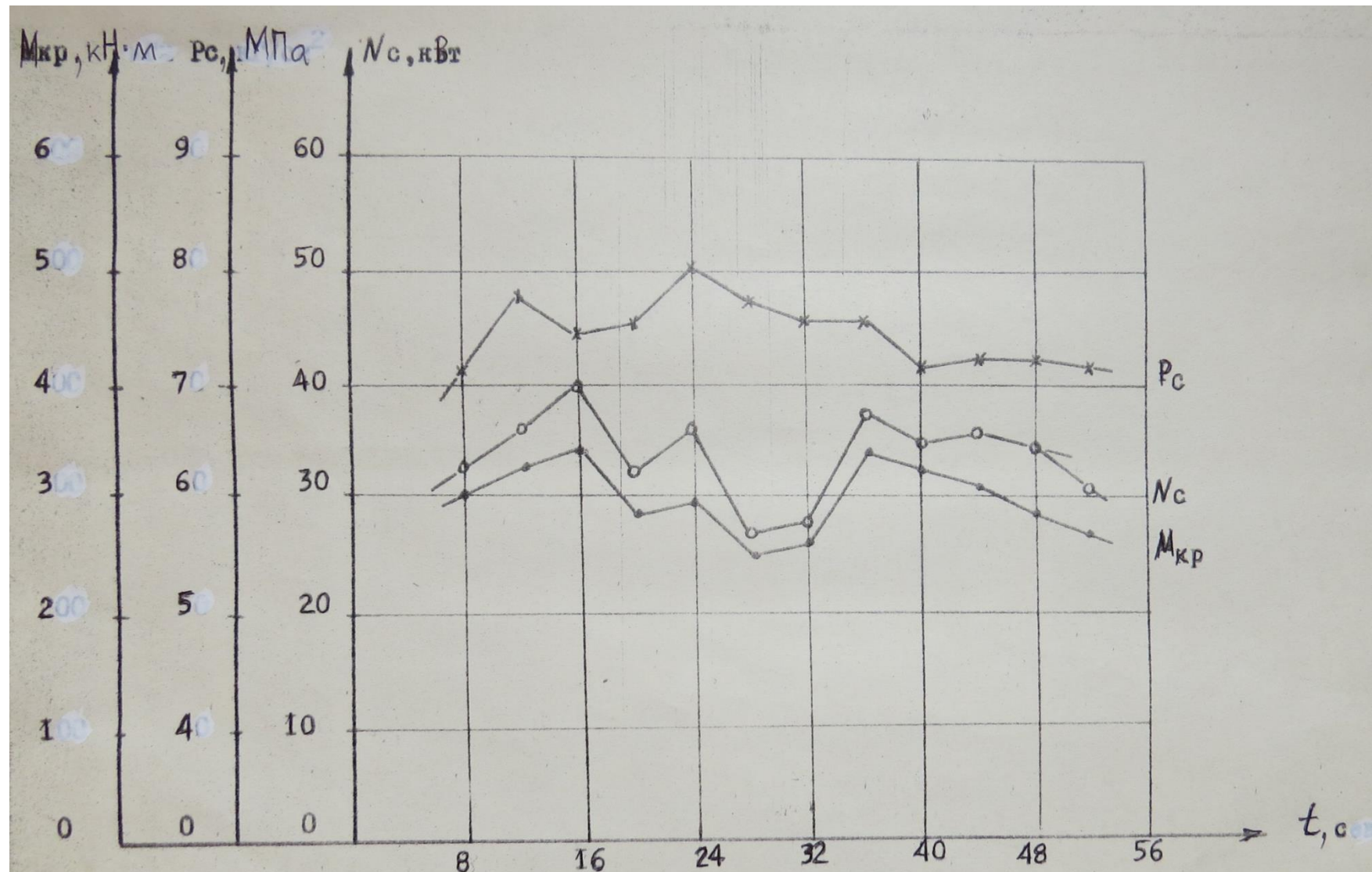


Рисунок 3.5 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди (схема набору різців № 2; кількість зубків – 24; глибина врубу – 300 мм)

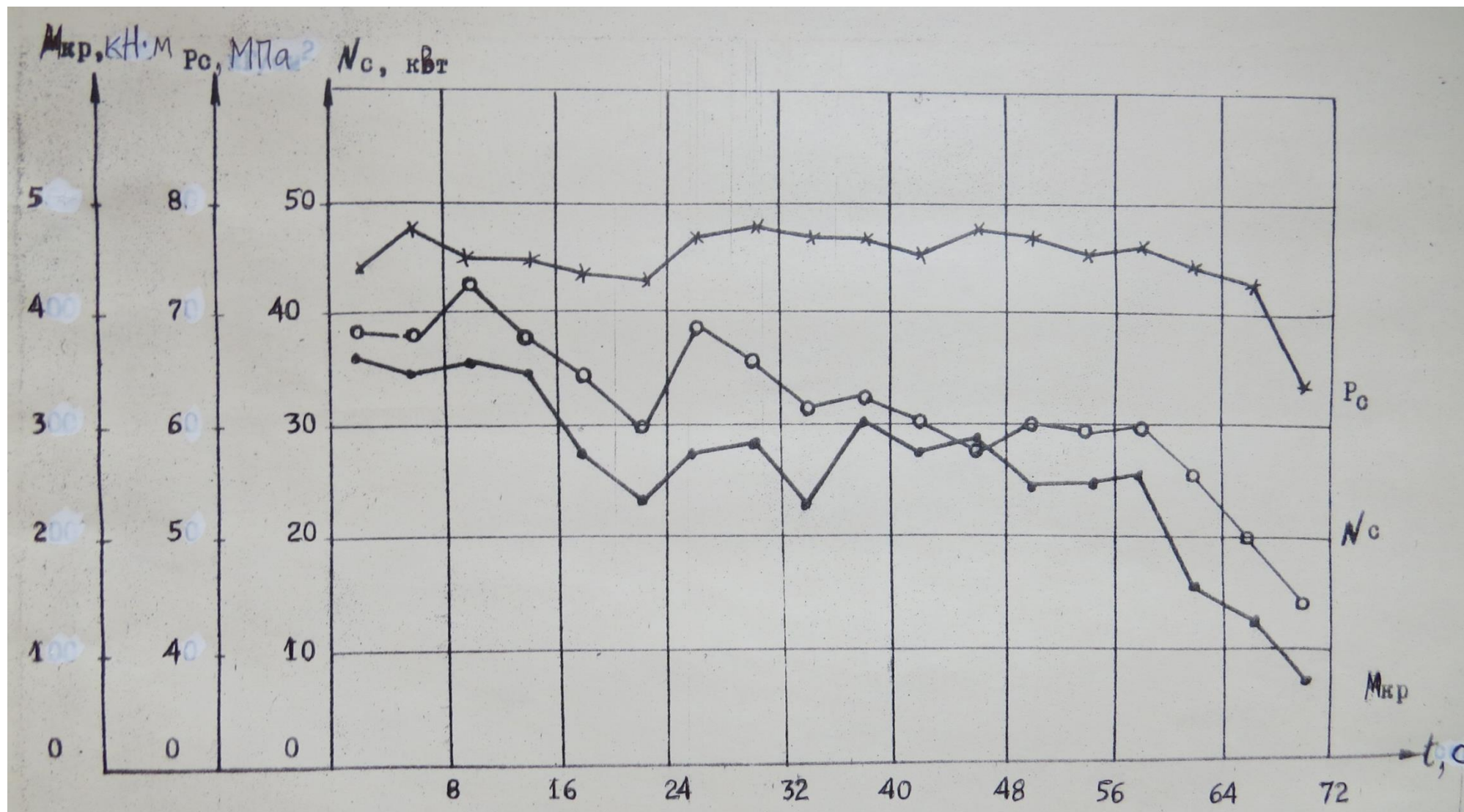


Рисунок 3.6 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди (схема набору різців № 2; кількість зубків – 24; глибина врубів – 500 мм)

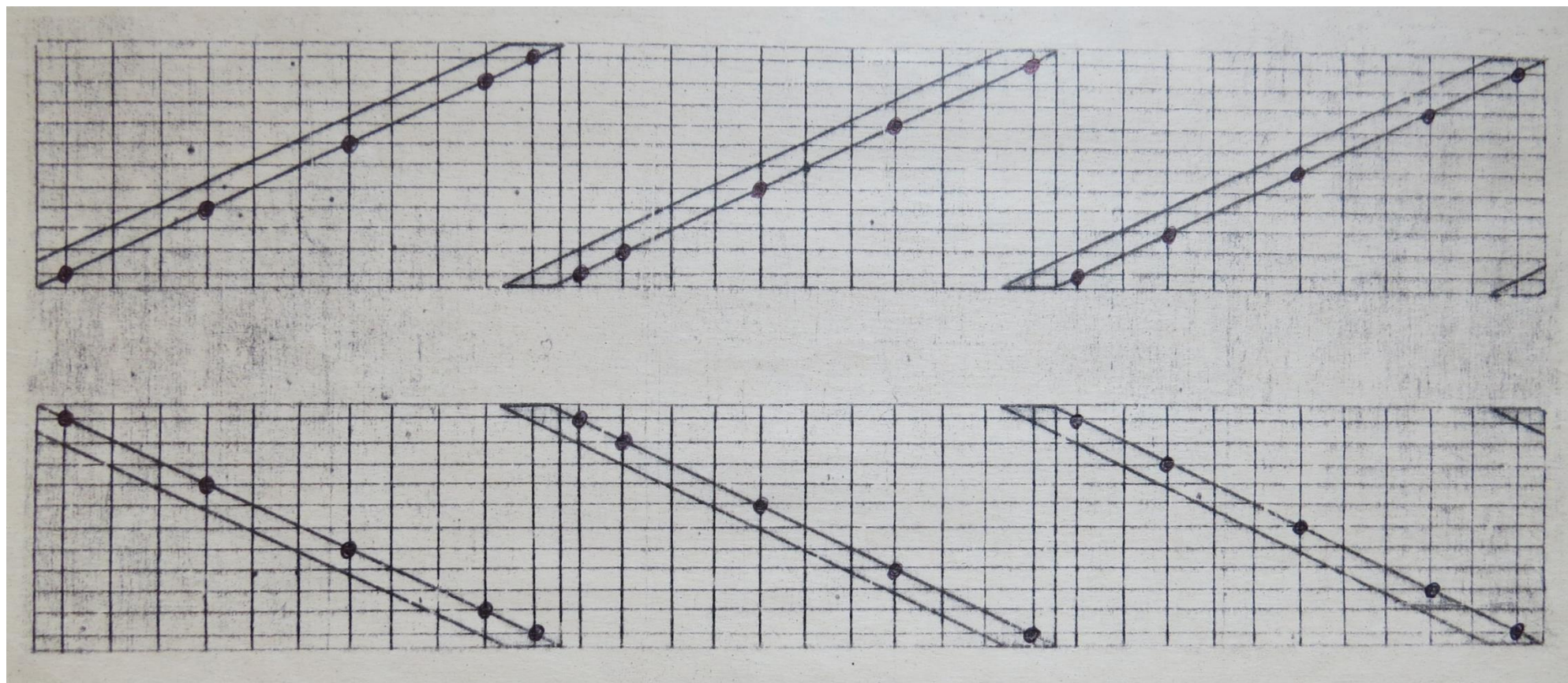


Рисунок 3.7 – Схема набору зубків № 3

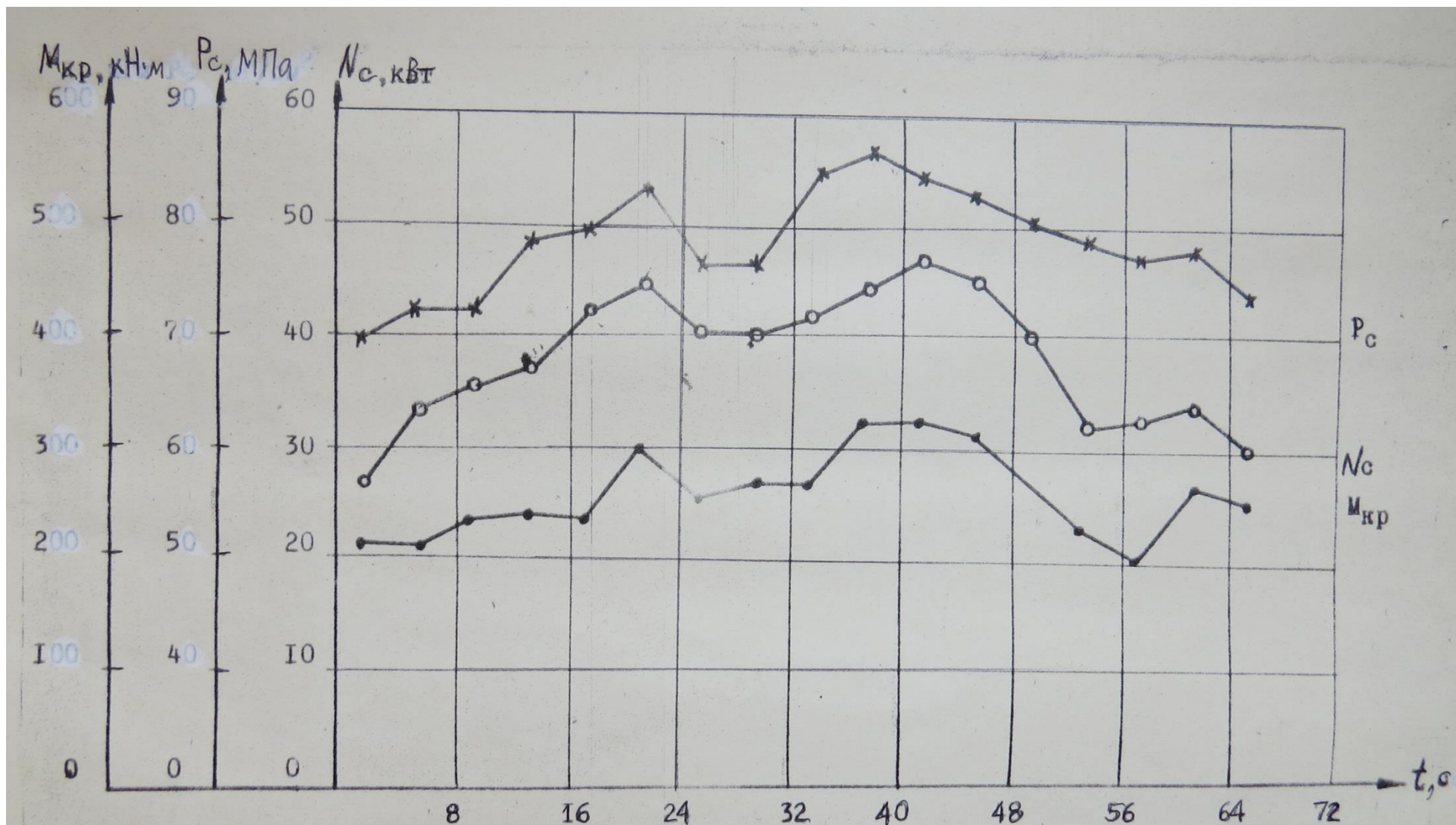


Рисунок 3.8 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди (схема набору різців № 3; кількість зубків – 30; глибина врубу – 300 мм)

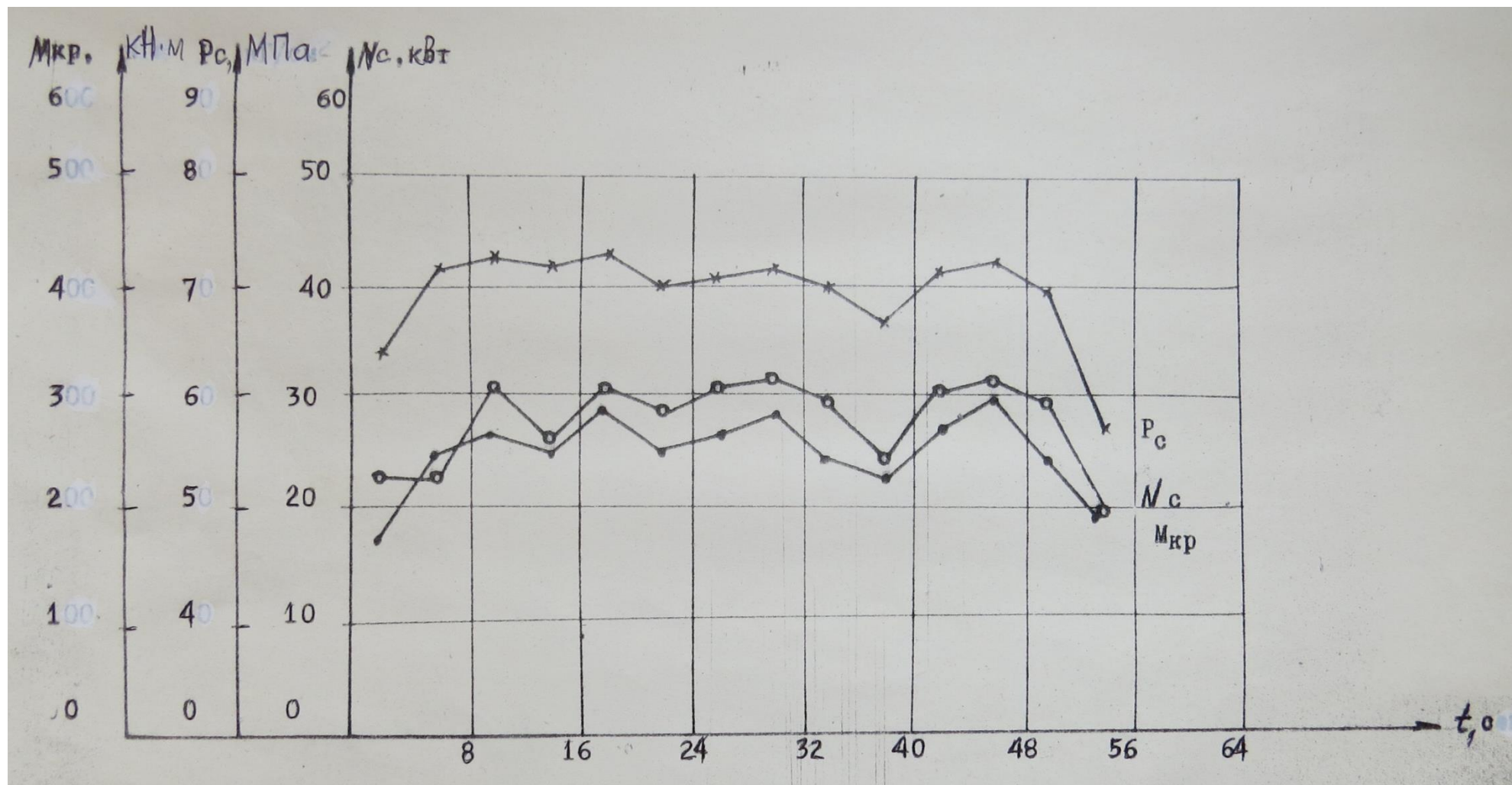


Рисунок 3.9 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди (схема набору різців № 3; кількість зубків – 30; глибина врубу – 500 мм)

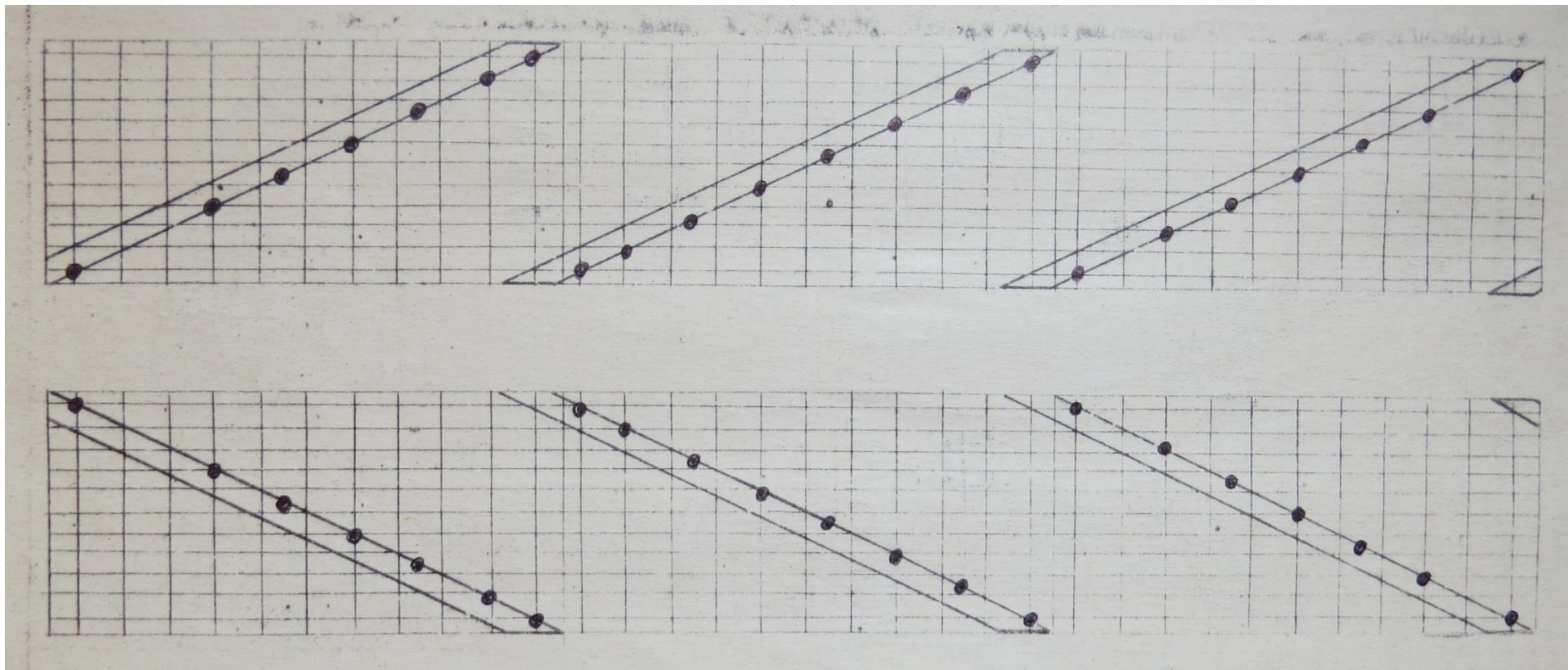


Рисунок 3.10 – Схема набору зубків № 4

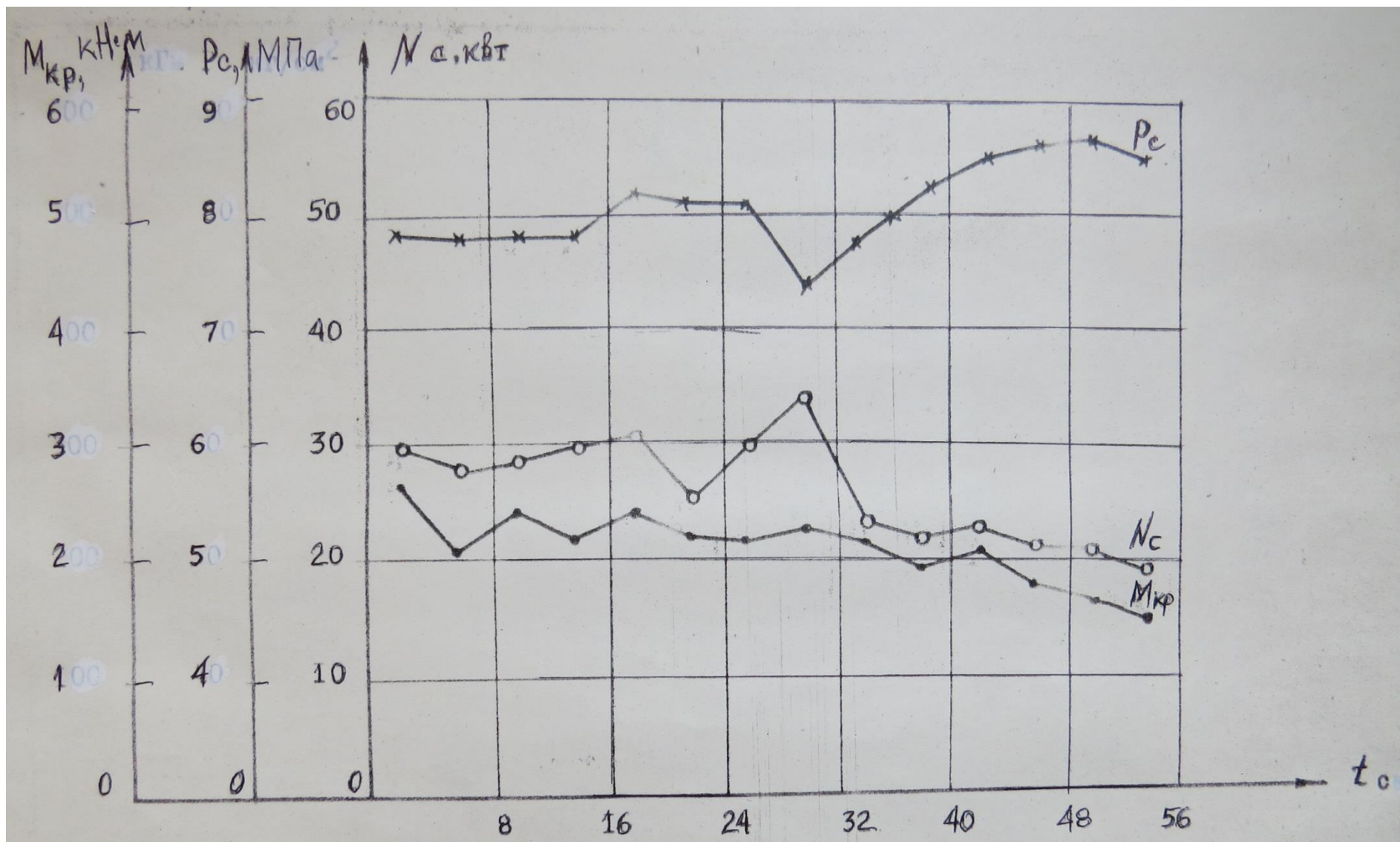


Рисунок 3.11 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди

(схема набору різців № 4; кількість зубків – 42; глибина врубу – 300 мм)

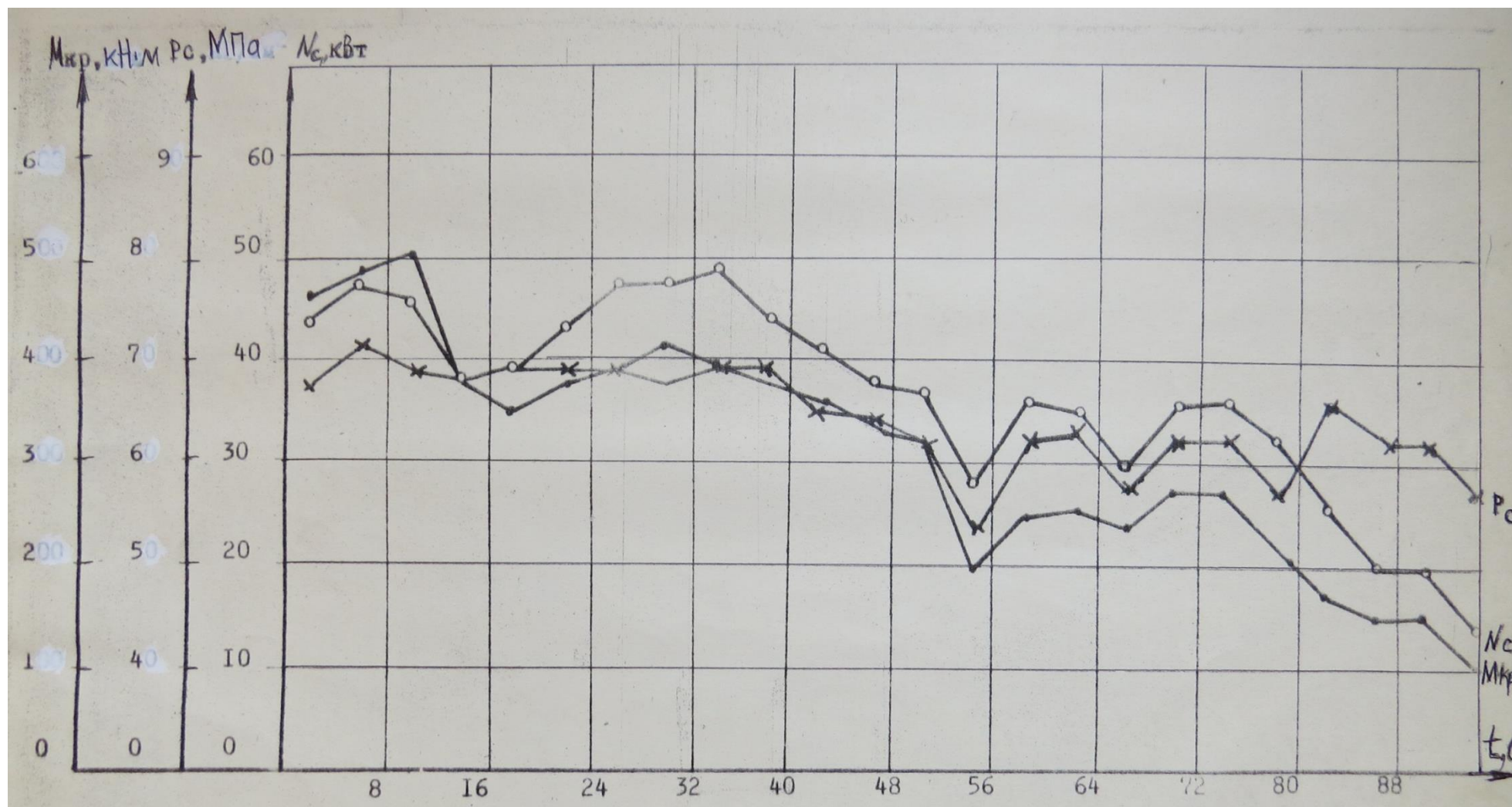


Рисунок 3.12 – Графіки змінення у часі величин крутного моменту $M_{кр}$, тиску у циліндрі підйому стріли P_c та споживаної потужності електродвигуна приводу виконавчого органу N_c у процесі відбивання марганцевої руди (схема набору різців № 4; кількість зубків – 42; глибина врубу – 500 мм)

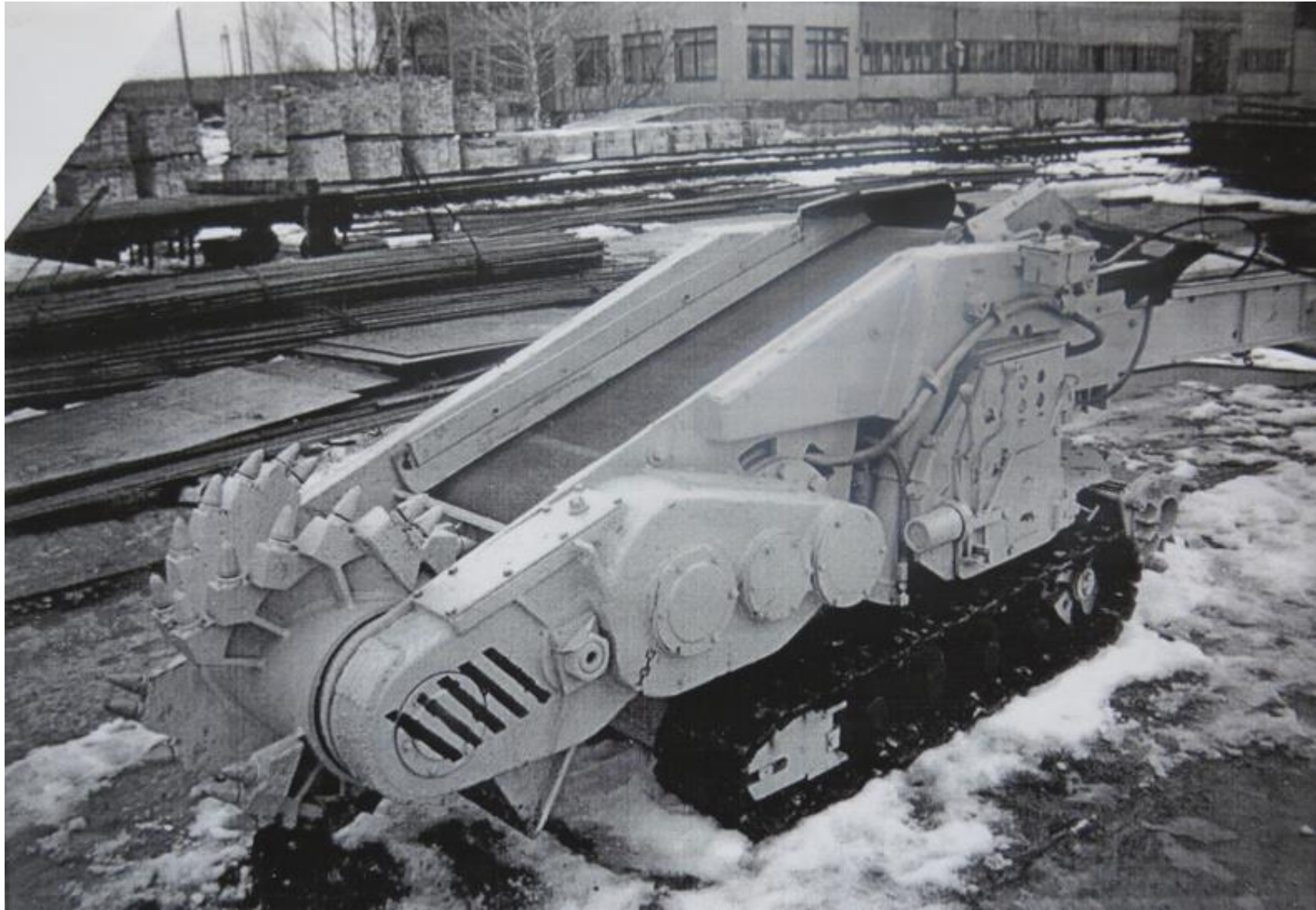


Рисунок 1.8 – Загальний вигляд малогабаритного шнекового комбайну КМШ розробки інституту ВНДПрудмаш