

Петров Микола Миколайович

Магістерська робота

**Дослідження технологічного процесу та техніки
вібраційного випуску і доставки руди у підземних умовах**

Керівник роботи

к.т.н. Громадський Вік.А.

ВСТУП

Перспективи подальшого розвитку гірничорудної промисловості нерозривно пов'язані з удосконаленням та впровадженням нових технологічних процесів видобутку руд та гірничих машин, які забезпечують можливість реалізації комплексної механізації та автоматизації цих процесів. Створення високопродуктивних енергоозброєних засобів механізації гірничих робіт безупинного типу забезпечує можливість для організації потокового виробництва під час видобутку руд. Обов'язковими умовами для його впровадження є гарантування вільного і безпешкового випуску руди з блоків і рудозвальних висхідних виробок та ефективного завантаження нею досконалих засобів транспорту [1-3].

Характерною рисою сучасних технологій і техніки випуску і доставки руди в умовах підземних рудників є широке використання такого виду примусового випуску гірничої маси, як вібраційний. Розроблений та запропонований декілька десятиліть тому вітчизняними вченими і проектувальниками, цей спосіб завдяки численним перевагам отримав заслужене всесвітнє визнання. Застосування спеціальних конструкцій вібраційних живильників для випуску руди та вібраційних конвеєрів для її доставки у межах очисного блоку дозволило суттєво скоротити обсяги підземних підготовчо-нарізних робіт, забезпечити високу продуктивність транспорту руди під час її очисного виймання, зробити процес випуску гірничої маси керованим і контрольованим, позбавитися великих обсягів ручної праці, значно підвищити рівень її безпеки та комфортності, знизити обсяги капітальних вкладень та експлуатаційних витрат при цьому [4-16].

Вібраційна техніка для випуску і доставки гірничої маси знаходить застосування здебільшого в умовах систем розробки з масовим обваленням руди та покрових порід. Процес випуску тут досі залишається недостатньо вивченим і потребує додаткових досліджень. Мова йде, зокрема, про закономірності витікання руди з емностей (блоків та рудозвальних виробок) під дією вібрації та вплив його характеристик на величини втрат і збіднення руди.

Тому для отримання максимального технічного, економічного та соціально-

го ефекту від впровадження вібраційного випуску та доставки руди потрібні додаткові дослідження у цьому напрямку. Необхідно з'ясувати вплив режиму вібрації та параметрів віброживильника на продуктивність процесу вібровипуску, форму і характеристики фігури витікання гірничої маси; визначити характер розповсюдження вібрації по довжині робочого органу живильника та по висоті в обваленій руді; запропонувати раціональні технологічні схеми та засоби механізації транспорту руди під час очисного виймання; оцінити рівень їх досконалості та надійності.

З огляду на це, тема магістерської роботи, присвяченої вирішенню вище перерахованих задач, представляється дуже важливою та актуальною.

Мета роботи – підвищення ефективності технологічних процесів випуску і доставки руди за допомогою вібраційної техніки.

Об'єкт дослідження – процеси вібраційного випуску і доставки гірничої маси під час підземного очисного виймання руди.

Предмет дослідження – вібраційні живильники та конвеєри різного типу для випуску і доставки гірничої маси.

Наукове положення – обґрунтовано раціональні параметри вібраційного обладнання, що забезпечує підвищення продуктивності очисного забою у 2-5 разів у порівнянні з гравітаційним випуском і скреперною доставкою руди.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Характеристика технологічних процесів випуску і доставки руди під час підземного очисного виймання

Більшість технологічних систем підземної розробки міцних руд з масовим обваленням гірничої маси використовують дві основні схеми випуску і доставки руди – торцеву і площинну. Вони відрізняються своїми певними перевагами та недоліками. Відповідно й вібраційна техніка для них має ті чи інші конструктивні особливості [4,12-15].

Перша схема характеризується послідовним випуском вертикальних шарів руди на віброживильник, що знаходиться під завалом і захищається спеціальним щитом. Він вантажить її на доставковий віброконвеєр, який транспортує гірничу масу до блокової рудозвальної виробки. Після випуску чергового шару живильник пересувається на крок ближче до рудозвальної виробки, а конвеєр вкорочується на потрібну довжину. Цикл очисного виймання повторюється.

Вібраційний живильник для торцевого випуску руди змушений працювати у надзвичайно важких умовах значних навантажень стовпа руди. Саме тому він встановлюється під захисним щитом. Схема відрізняється значними трудовими витратами на перестановку живильника за допомогою спеціальних гідродомкратів та змінення довжини конвеєра (зазвичай це секційні конструкції вібраційного типу або стрічкового спеціального типу для транспортування крупношматкових вантажів). Іноді для забезпечення безупинної подачі руди з блоку у ньому передбачаються дві незалежні лінії випуску і доставки руди, які можуть працювати на загальну рудозвальну виробку у центрі очисного блоку. Незважаючи на високу трудомісткість гірничих робіт, така схема є перспективною для певних гірничо-геологічних умов.

На відміну від неї, під час площинного випуску руда має більш-менш рівномірно витікати по усій площині днища блоку через випускні виробки, пройдені у ньому, в яких встановлені віброживильники. Вони завантажують блоковий доста-

вковий віброконвеєр, який також транспортує руду до рудозвальної виробки. Лише за такої умови у міру очисного виймання буде рівномірно опускатися границя між рудою та налягаючими породами, що має забезпечити мінімальне збіднення руди через їхнє небажане змішування. Тому випуск руди з того чи іншого випускового отвору у днищі блоку ведеться згідно із заздалегідь розробленою плановою процесу.

Ця схема передбачає суттєво менші обсяги підготовчо-нарізних робіт, передуючих очисному вийманню, та більшою продуктивністю праці і може розцінюватися як основна для використання вібраційної техніки.

У табл. 1.1 показані результати порівняння вібраційного та гравітаційного (витікання руди під дією власної ваги) способів випуску руди. Вони добре ілюструють переваги вібраційного способу: продуктивність праці на випуску і доставці руди зростає більше, ніж у три рази (12).

Таблиця 1.1 – Порівняльний аналіз вібраційного та гравітаційного випуску руди

Виробничий процес	Продуктивність праці по системі, м ³ /чол.-змін		
	підповерхового обвалення з вібраційним випуском руди	поверхового обвалення з вібраційним випуском руди	поверхового примусового обвалення з одностадійним вийманням та гравітаційним випуском руди через лійку
Підготовчо-нарізні роботи	3,25	3,7	1,93
Очисні роботи:			
буріння свердловин	35,0	35,0	30,0
підбивні роботи	300,0	150,0	97,0
випуск і доставка руди	110,0	110,0	32,3
Усього по блоку	12,5	15,1	6,3

У табл. 1.2 здійснено порівняння вібраційного випуску і доставки гірничої маси в умовах торцевого та площинного випуску (12).

Таблиця 1.2 – Порівняльний аналіз вібраційного випуску і доставки гірничої маси в умовах торцевого та площинного випуску

Показник	Тип випуску	
	Торцевий	Площинний
Потужність покладу, м	10-40	35-40
Параметри блоку, м:		
висота	20-50	40-80
довжина	35-60	35-40
Відстань між виробками випуску, м	6-14	8-9
Обсяг підготовчо-нарізних виробок, м ³ /1000 т	30-36	5-10
Витрата ВР на відбивання, кг/т	400-630	до 450
Витрата ВР на вторинне дроблення, кг/т	50-185	до 60
Продуктивність праці на випуску, т/чол.-зміну	210-410	400-800
Продуктивність забійника, т/чол.-зміну	50-80	н.д.
Втрати, %	5-16	н.д.
Збіднення, %	5-15	н.д.

Описані особливості торцевого і площинного випуску руди стосуються дільничної частини загального шахтного транспорту руди (у межах очисного блоку). Для обох варіантів випуску загальною рисою є однакові за конструкцією магістральні частини транспорту (від очисного блоку до ствола шахти). Вони зазвичай представлені віброживильником (вібролюком), який здійснює випуск руди з устя рудозвальної виробки на нижче лежачому горизонті, та локомотивною відкаткою у вагонетках різного типу.

Для удосконалення технології випуску і доставки гірничої маси можуть використовуватися в основному наступні технологічні схеми транспорту руди (12):

- у випадку торцевого випуску – варіанти «віброживильник – доставковий вібраційний конвеєр – транспортний засіб» (рис. 1.1) та «вібраційний живильник – доставковий вібраційний конвеєр – вібраційний грохот – рудоспуск – вібраційний люк – транспортний засіб» (рис. 1.2);

- у випадку площинного випуску – варіанти «вібраційний живильник - транспортний засіб» (рис. 1.3), «вібраційний живильник – доставковий вібраційний конвеєр – вібраційний грохот – рудоспуск – вібраційний люк – транспортний за-

сіб» (рис. 1.4) та «вібраційний живильник – самохідний вагон – вібраційний грохот – рудоспуск – вібраційний люк – транспортний засіб» (рис. 1.5).

Схема на рис. 1.1 для торцевого випуску руди більше підходить для круто падаючих рудних тіл (кут падіння 70-90°) із середньою потужністю 5-10 м, які розташовуються практично на рівні відкотних виробок між ними.

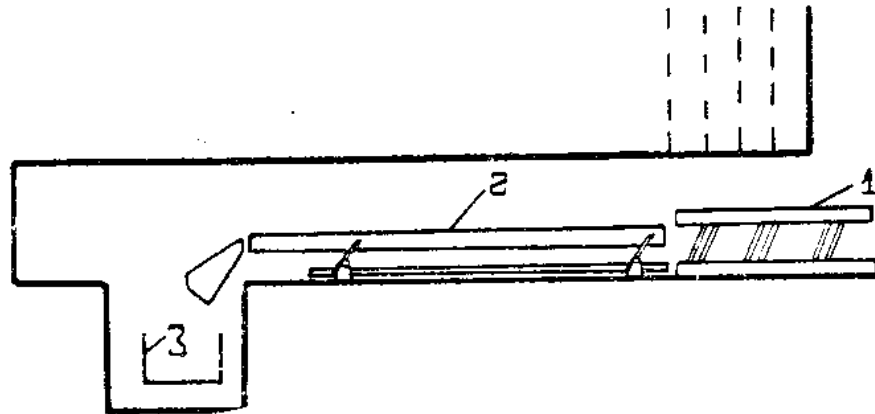


Рисунок 1.1 – Технологічна схема торцевого випуску і доставки руди зі структурою «віброживильник (1) – доставковий вібраційний конвеєр (2) – транспортний засіб (3)»

Другий варіант торцевого випуску (рис. 1.2) підходить для приблизно аналогічних умов розробки, але тут рудні тіла мають буди вище виробок відкотного горизонту.

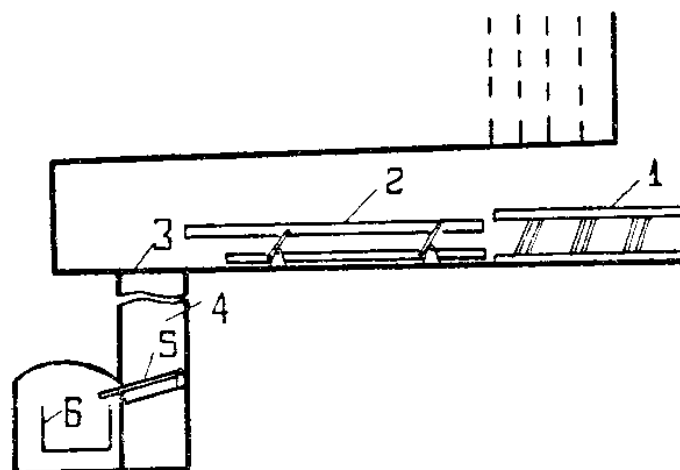


Рисунок 1.2 – Технологічна схема торцевого випуску і доставки руди зі структурою «вібраційний живильник (1) – доставковий вібраційний конвеєр (2) – вібраційний грохот (3) – рудоспуск (4) – вібраційний люк (5) – транспортний засіб (6)»

Ці два варіанти характеризуються достатньо невеликими обсягами підготовчо-нарізних робіт, високою продуктивністю випускних і доставкових операцій, придатністю для реалізації потокової технології транспорту руди. Але вони потребують чергування процесів відбивання руди та її випуску і доставки, додаткового провітрювання тупикової виробки доставки, досить трудомісткі через необхідність періодичного витягання віброживильника з-під завалу руди та укорочення внаслідок цього відстані доставки і довжини конвеєра.

Перший варіант площинного випуску руди (рис. 1.3) рекомендується для використання в умовах розробки як горизонтальних, так і круто падаючих рудних тіл потужністю 10 м і більше, розташованих на рівні відкотного горизонту. Його перевагами є малі обсяги підготовчо-нарізних робіт, висока продуктивність процесу випуску, задовільне провітрювання та пряме завантаження гірничої маси у засоби магістрального транспорту (відсутність проміжної ланки доставки).

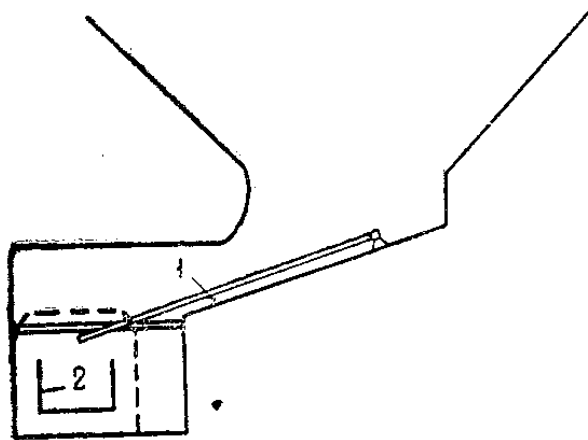


Рисунок 1.3 – Технологічна схема площинного випуску і доставки руди зі структурою «вібраційний живильник (1) – транспортний засіб (2)»

Другий варіант площинного випуску (рис. 1.4) більше підходить для розробки потужних рудних тіл з довжиною 50 м і більше по простяганню (як положистих з кутом падіння від 0 до 25-30°, так і круто падаючих з кутом падіння більше 60°). При такій схемі досягається підвищення продуктивності праці очисного забою до 1000 т/зміну і більше за рахунок можливості реалізації потокової технології випуску і доставки руди, стаціонарність усього обладнання протягом відпра-

цювання блоку, задовільне провітрювання робочих місць, а наявність акумуляційної ємності у вигляді рудозвальної виробки дозволяє згладжувати неузгодженість механічних засобів у технологічному ланцюзі і підвищувати коефіцієнти його використання у часі.

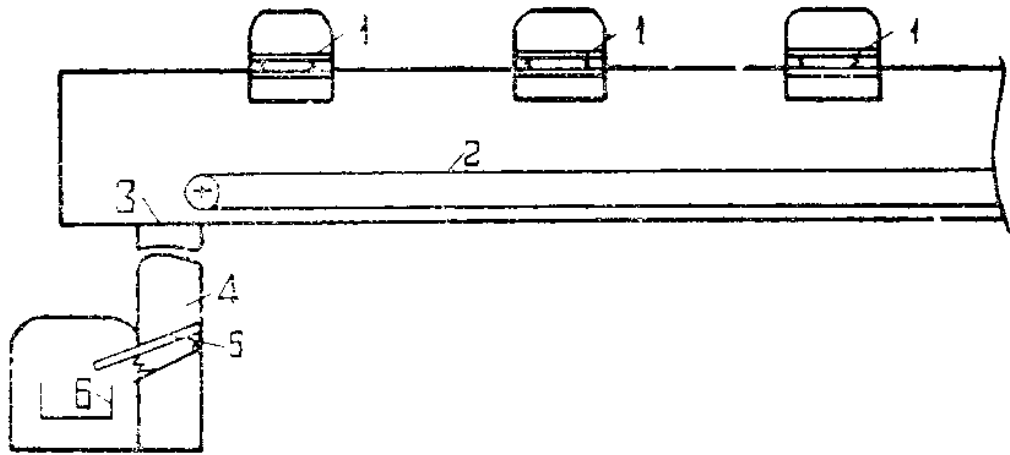


Рисунок 1.4 – Технологічна схема площинного випуску і доставки руди зі структурою «вібраційний живильник (1) – доставковий вібраційний конвеєр (2) – вібраційний грохот (3) – рудоспуск (4) – вібраційний люк (5) – транспортний засіб (6)»

Нарешті, третій варіант площинного випуску (рис. 1.5) призначений для відпрацювання потужних рудних тіл невеликої протяжності (до 50 м) з будь-яким кутом падіння. У цій технологічній схемі транспорту один самохідний вагон працює у доставковій виробці за принципом човника та обслуговує усі вібраційні живильники. Продуктивність такої схеми може бути у 3-4 рази більшою за варіант зі скреперною доставкою. Вона також має акумуляційну ємність з усіма її перерахованими вище перевагами. Проте схема потребує дещо більшого обсягу підготовчих робіт зі створення як основних, так і додаткових виробок підвищеного перетину для пересування самохідного вагону, а в разі використання дизельного приводу погіршуються умови провітрювання виробок.

В умовах розвитку та широкого впровадження самохідного обладнання, якими останнім часом характеризується підземна розробка рудних родовищ, така схема може мати хороші перспективи. Для цього потрібно буде розробити нові технологічні схеми ведення гірничих робіт, розбудувати мережу підземних доріг

для самохідного обладнання, забезпечити організацію належного рівня його технічного обслуговування тощо.

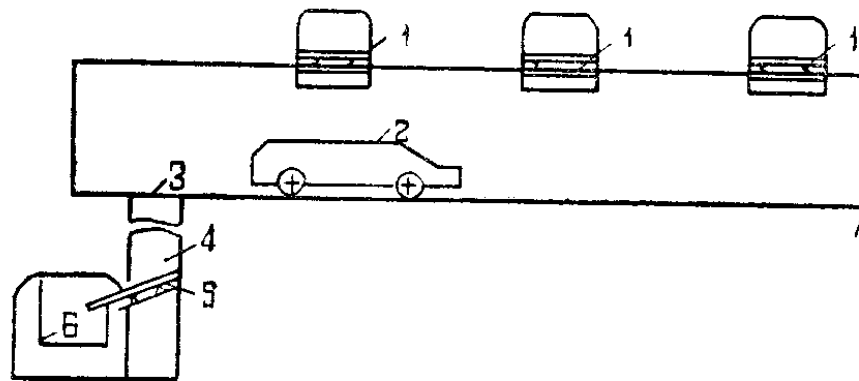


Рисунок 1.5 – Технологічна схема площинного випуску і доставки руди зі структурою «вібраційний живильник (1) – самохідний вагон (2) – вібраційний грохот (3) – рудоспуск (4) – вібраційний люк (5) – транспортний засіб (6)»

1.2 Огляд існуючого механічного обладнання для вібраційного випуску і доставки гірничої маси

Бурхливий розвиток вібраційних технологій і техніки, що спостерігається протягом останніх десятиліть, забезпечив розробку та практичне впровадження численних конструкцій вискоефективного вібраційного обладнання для найрізноманітніших галузей промисловості, будівництва та сільського господарства, у тому числі для механізації процесів примусового керованого випуску гірничої маси з різного роду ємностей та транспортування її на порівняно невеликі відстані у гірничій промисловості. Для підземного очисного виймання руди це операції випуску з блоків та акумуляційних рудоперепускних міжповерхових виробок і доставка її у межах очисного блоку [4-11].

Можливість суттєвої інтенсифікації цих процесів за допомогою вібраційної техніки пояснюється використанням ефекту зниження сил тертя і зчеплення у сишкому матеріалі та підвищення його плинності під дією вібрації. Вона здатна значно полегшувати процес гравітаційного (під дією власної ваги) витікання матеріалу з ємностей та забезпечувати його спрямоване транспортування по робочому органу вібраційної машини.

Існує багато конструктивних різновидів вібраційних машин, які відрізняються призначенням, типом приводу, динамічною схемою, режимом роботи тощо. Для випуску гірничої маси під час підземного очисного виймання міцних руд здебільшого знаходять використання конструкції віброживильників з однією коливною масою (робочим вантажонесучим транспортним органом разом з віброприводом); з вібратором інерційного типу, в якому спрямоване змушене зусилля робочого вантажонесучого органу створюється однією або декількома обертовими неурівноваженими масами (дебалансами); із зарезонансним режимом коливань робочого органу, при якому частота його змущених коливань, реалізована віброприводом, суттєво (у два-три і більше разів перевищує власну частоту коливань конструкції вібромашини. Зарезонансний режим забезпечує стійку та ефективну роботу живильника з мінімальною енергоємністю в умовах значних змінним навантажень на робочий орган.

Для транспортування гірничої маси у межах очисного блоку від віброживильників до рудоперепускної виробки застосовуються віброконвеєри, які можуть бути також двомасними з резонансним налаштуванням віброприводів ексцентрикового типу.

Що стосується конкретних конструкцій установок, то вони можуть відрізнятися умовами використання, які залежать, у першу чергу, від системи розробки родовища. Наприклад, у системах з масовим поверховим обваленням та площинним випуском гірничої маси на кожний випускний отвір днища очисного блоку припадає декілька десятків тисяч тонн руди; віброживильник, встановлений під завалом гірничої маси у випускній дучці, сприймає значний тиск налягаючих порід. Він повинен бути міцним та надійним, розрахованим на багаторазове використання (мається на увазі можливість перестановки його на нове місце роботи після відпрацювання блоку). Зазвичай це повнорозмірні конструкції важкого типу, які мають масивну опорну раму, що кріпиться анкерними болтами на бетонному або скельному фундаменті у випускній виробці; вантажонесучий орган з інерційним вібратором спрямованої дії; пружну систему, за допомогою якої робочий орган спирається на раму. Найбільш досконалою конструкцією такої машини, що

розрахована на роботу за технологічними схемами на рис. 1.3-1.5, слід визнати віброживильник ПШВ-4,75 конструкції «КриворіжНДПрудмаш» (колишній інститут ВНДПрудмаш, м. Кривий Ріг) (рис. 1.6) [2,3,7,13-15,17,18].

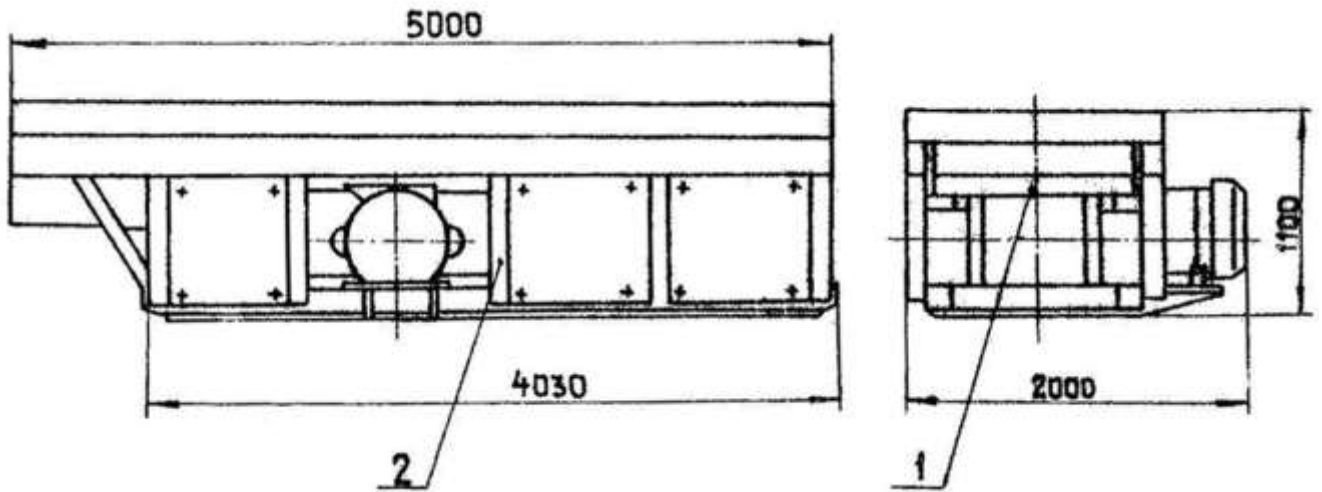


Рисунок 1.6 – Принципова схема важкого віброживильника ПШВ-4,75:
1 – вантажонесучий орган; 2 – опорна захисна рама

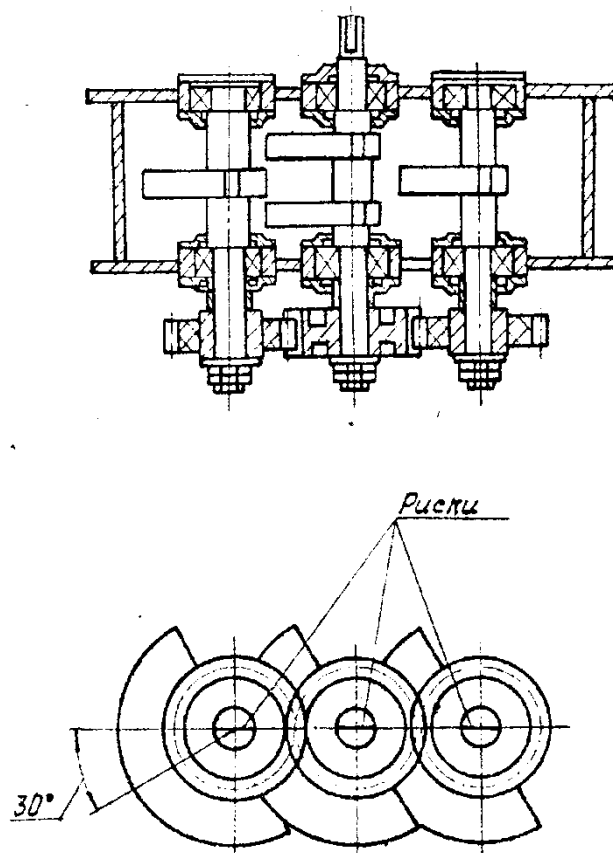


Рисунок 1.7 – Схема віброзбудника живильника ПШВ-4,75

Аналогічні вимоги ставляться до віброживильників, що працюють в умовах торцевого випуску руди (див. технологічні схеми на рис. 1.1 та 1.2). Різниця полягає у тому, що вони мають бути пересувними для зміни положення після відпрацювання чергового вертикального шару руди очисного блоку. Тому вони повинні додатково постачатися засобами пересування (наприклад, гідравлічними домкратами горизонтальної дії та спеціальним щитом для захисту їх від тиску стовпа руди і полегшення виходу з-під нього. Прикладом такої установки може бути вібраційний живильник ПВ-4М, що входить до складу щитового механізованого комплексу обладнання АВР «Кривбас» конструкції інституту НДГРІ (м. Кривий Ріг) (рис. 1.8) [3,4,7,12].

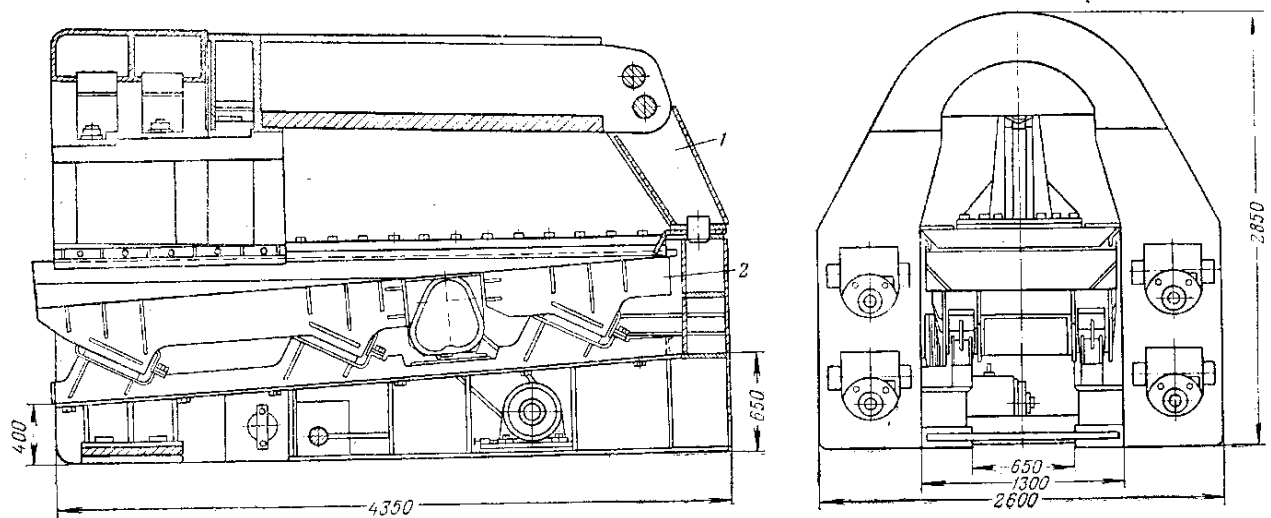


Рисунок 1.8 – Схема гідравлічного щита із живильником всередині:
1 – щит гідравлічний захисний; 2 – вібраційний живильник ПВ-4М

На відміну від поверхового випуску руди площинний випуск в умовах систем розробки з підповерховим обваленням гірничої маси переважно характеризується породами малої міцності і стійкості та незначними запасами руди на один випускний отвір (3-5 тис. тонн). У таких умовах не може бути й мови про багаторазове використання віброживильника – він до кінця відпрацювання блоку зазвичай буває повністю задавленим гірничою масою і витягти його не представляється можливим. Зрозуміло, що при такому незначному напруженні важкі віброживи-

льники типу описаного вище ПШВ-4,75 просто не встигають себе окупити. Для подібних умов потрібні максимально прості за конструкцією, дешеві та невибагливі пристрої, які здатні надійно виконувати функцію випуску гірничої маси з дучки і які можна без особливих втрат покинути у відпрацьованому блоці.

Характерними прикладами таких конструкцій є вібрострічки, розроблені в Інституті гірничої справи Сибірського відділення АН СРСР (м. Новосибірськ), та віброплощадки, запропоновані інститутом НДГРІ (м. Кривий Ріг). Відмінною особливістю таких пристроїв є надзвичайно просте конструктивне виконання. Вони не мають опорної рами і в більшості випадків пружної системи. Установки представляють собою робочий вантажонесучий орган, який укладається на дерев'яну раму у дучці. Знизу до нього прикріплений вібратор. Пристрої здійснюють лише функцію інтенсифікації процесу гравітаційного витікання руди з дучок.

Усі вібрострічки ІГС СВ АН СРСР носять загальну назву «Хвиля». На рис. 1.9 показані принципова схема (а) та загальний вигляд (б) вібрострічки ВЛЖ-1м [7,19]. Гнучкий робочий орган 1 пристрою, виконаний з металевої стрічки, укладається на раму у дучці і може приймати форму профілю останньої. Знизу до нього прикріплений вібратор 2 електромеханічного дебалансного типу, який забезпечує кругові коливання робочого органу у вертикальній площині, що проходить через його поздовжню вісь. Завдяки гнучкості робочого органу ці коливання приймають форму так названої «біжучої хвилі», яка й реалізує процес спонукання випуску гірничої маси з дучки. Деякі модифікації вібрострічок «Хвиля» обладнані пневматичним віброприводом.

На відміну від вібрострічок віброплощадки інституту НДГРІ мають жорсткий робочий орган, виконаний зі сталевого листа товщиною 10-12 мм, посиленого трьома поздовжніми ребрами жорсткості з куточка 75х75. Він укладається на дерев'яну раму у дучці, встановлену під кутом 20-22°. Знизу під розвантажувальним кінцем робочого органу прикріплений пневматичний вібропривод безударної дії. На рис. 1.10 показані принципова схема найбільш досконалої конструкції віброплощадки ППВ-9Д (а) та загальний вигляд її пневматичного віброзбудника діафрагмового типу з поршневым пульсатором (б).

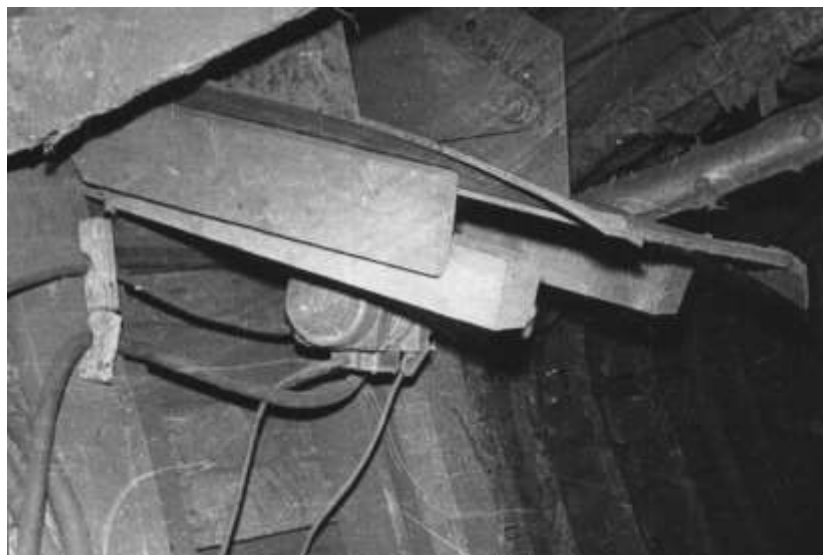
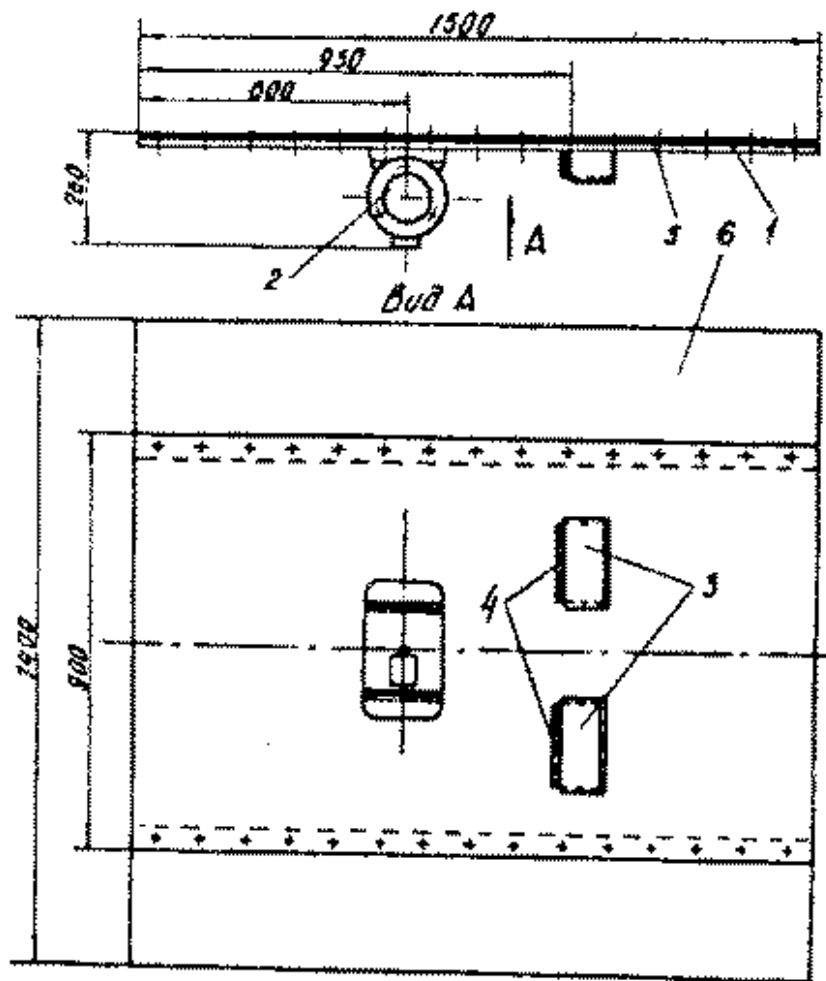


Рисунок 1.9 – Вібрострічка ВЛЖ-1м:

a – принципова схема (1 – робочий орган; 2 – вібратор; 3 – упори;
4 – амортизатори; 5 – шини; 6 – фартухи з конвеєрної стрічки
(для захисту від просипу рудного дріб'язку);
б – загальний вигляд у випускній дучці

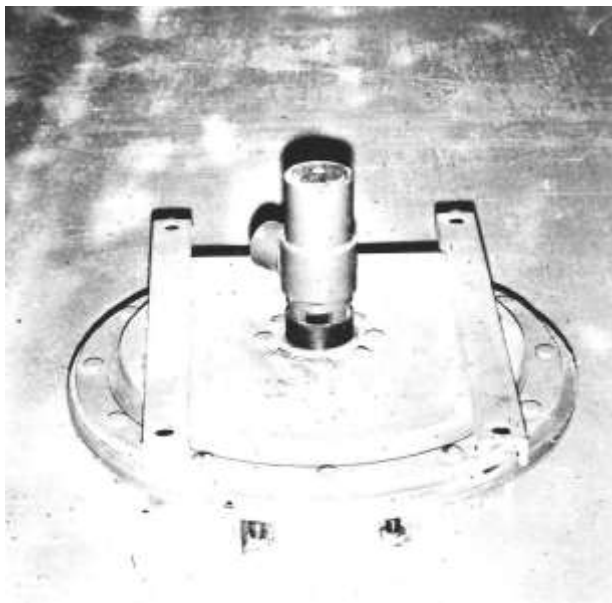
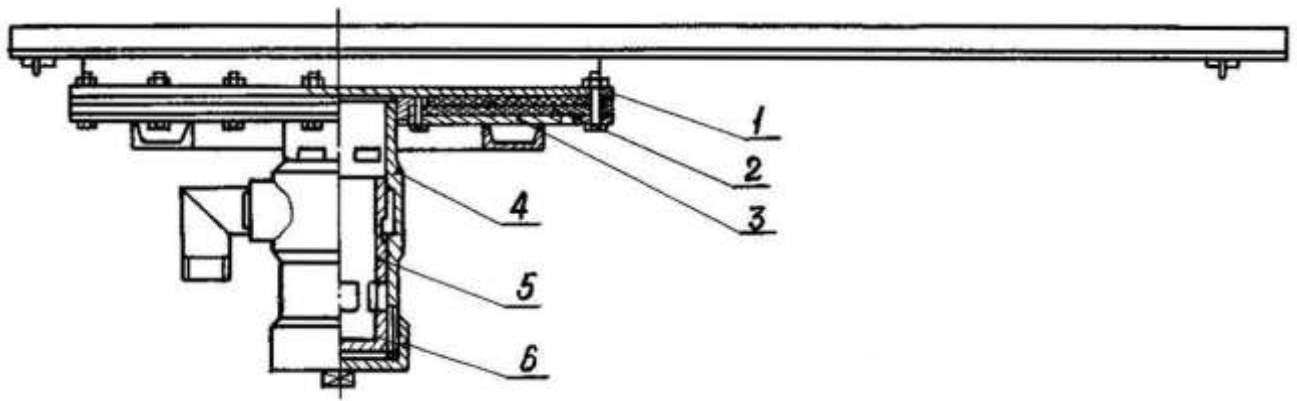


Рисунок 1.10 – Віброплощадка ППВ-9Д:
а – принципова схема (1 – лист верхній робочий; 2 – діафрагма;
 3 – лист нижній; 4 – корпус пульсатора; 5 – поршень; 6 – патрубок;
б – загальний вигляд пневматичного віброзбудника
 діафрагмового типу з поршневим пульсатором

Що стосується доставки гірничої маси у межах очисного блоку, то в якості доставкового засобу можуть використовуватися конвеєри різних типів, наприклад вібраційні (див. рис. 1.1 та 1.2). Вони забезпечують безупинний високопродуктивний процес транспортування матеріалу, що виходить з дучок за допомогою віброживильників, відрізняються низькою енергоємністю та трудомісткістю процесу доставки. Взагалі, конвеєрний транспорт дозволяє скоротити число рудоспусків у блоці, терміни його відпрацювання, покращує умови роботи гірників.

До вібраційних конвеєрів, що застосовуються для доставки руди в умовах очисного забою, ставляться вимоги мінімальної ваги при достатній міцності, простоті та надійності, можливості транспортування крупношматкового матеріалу, низьких витрат на монтажні-демонтажні роботи. Як правило, це секційні конструкції, що дозволяють досить швидко змінювати довжину установки. В якості прикладів таких машин можна привести установки розробки інституту ВНДІКольормет (ВР-50, ВУР-80, ВР-100), інституту НДГРІ (ВК-1, ВК-2, ВК-4), інституту НДПІГірмаш (ВКВ-2, МВЕ-2).

На рис. 1.11 показана принципова схема конвеєра ВК-1, що складається з опорної рами 4, вантажонесучого органу 5 з противагою 1 та пружних елементів 2. Вантажонесучий жолоб і противаги виконані у вигляді окремих секцій довжиною 1,3 м, з'єднаних між собою болтами. Шатунно-кривошипний механізм 3, що живиться від електродвигуна 6, приводить вантажонесучий орган і противаги у коливання в протилежних напрямках [12].

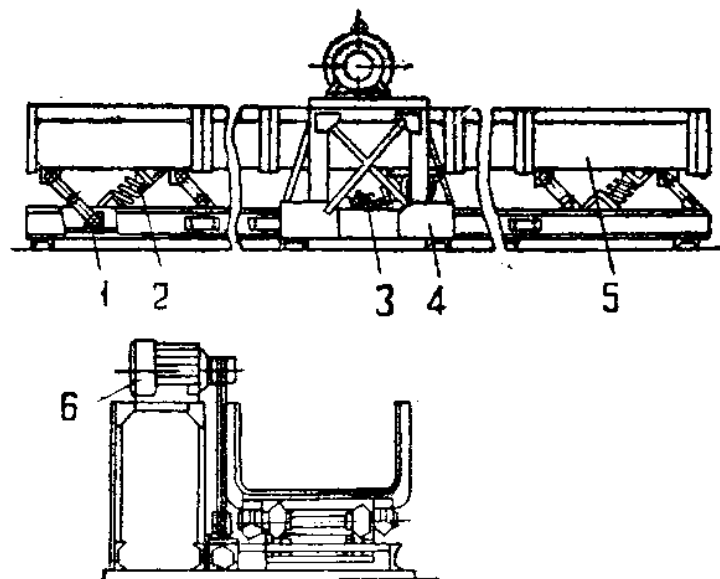


Рисунок 1.11 – Принципова схема вібраційного конвеєра ВК-1:
1 – противага; 2 – пружні елементи; 3 – шатунно-кривошипний механізм;
4 – опорна рама; 5 – вантажонесучий орган; 6 – приводний електродвигун

Двомасний урівноважений рудний конвеєр ВУР-80 показаний на рис. 1.12 [12]. Його коливні маси розташовані у горизонтальній площині. Кожна секція установки має дві несучі рами – зовнішню 7 та внутрішню 9, які спираються на опо-

рну раму 1 через вісім ресорних пакетів 4. Двометрові секції конвеєра з вантажонесучими органами 8, закріпленими на зовнішній рамі, чергуються із секціями, на яких ці органи знаходяться на внутрішній рамі. У результаті коливань опорних реакцій ресорних стояків конвеєр урівноважується. Біля резонансне налаштування пружної системи дає можливість встановлювати конвеєр на підшві виробки без спеціальних пристосувань.

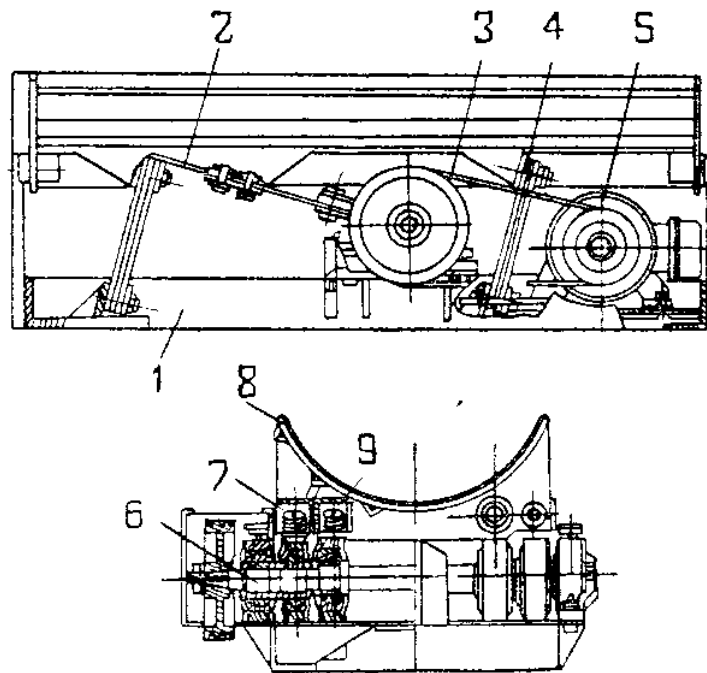


Рисунок 1.12 – Принципова схема двомасного урівноваженого конвеєра ВУР-80:
 1 – опорна рама; 2 – шатуни; 3 – клинопасова передача; 4 – пакет ресор;
 5 – електродвигун; 6 – ексцентриковий вал; 7 – зовнішня рама;
 8 – вантажонесучий орган; 9 – внутрішня рама

Основні технічні характеристики вібраційних конвеєрів інститутів ВНДІКольормет, НДГРІ та НДПІГірмаш приведені у табл. 1.3 [12].

Використання динамічно урівноважених конструкцій вібраційних конвеєрів для доставки гірничої маси у межах очисного блоку є загальною тенденцією процесу створення таких машин. Адже, урівноважені установки не потребують будівництва масивних і вартісних конструкцій опорних фундаментів і значно скорочують витрати часу, коштів та матеріалів на монтажні-демонтажні роботи. Класичним прикладом подібної конструкції доставкового віброконвеєра є установка КДВ розробки інституту ВНДПІрудмаш. Принципова схема секції конвеєра КДВ

показана на рис. 1.13 [3,15,17].

Такі секції встановлюються послідовно, утворюючи конвеєрну лінію потрібної довжини. Кожна із секцій має два лотки 1 і 2, що спираються на опорну раму 4 через пружні опори 5 ресорного типу. Лоток 2 із зазорами розміщується у прорізі лотка 1 таким чином, що днища лотків знаходяться на одному рівні, а їх центри мас суміщаються. Вібробудник 3 повідомляє лоткам коливання у протифазі. Завдяки цим обом обставинам відбувається повне урівноваження горизонтальних складових сил інерції, що виникають під час коливання лотків.

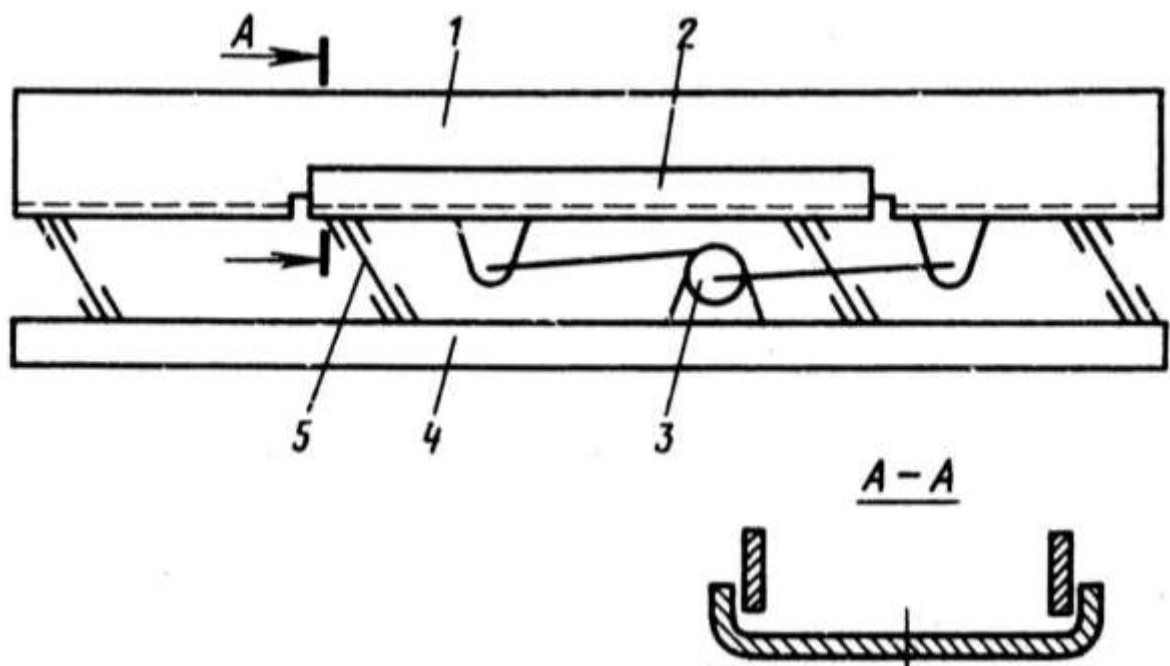


Рисунок 1.13 – Принципова схема секції віброконвеєра КДВ:
1, 2 – лотки; 3 – вібробудник; 4 – опорна рама; 5 – пружна опора

Альтернативою використання вібраційних конвеєрів для доставки гірничої маси у межах очисного забою можуть бути стрічкові конструкції, хоча це й пов'язано з низкою певних труднощів. Невелика довжина таких конвеєрів, а головне, значні динамічні навантаження на стрічку і роликоопори від крупношматкової високоабразивної гірничої маси у пунктах завантаження та на лінійній частині конвеєра роблять неможливим використання звичайних конструкцій стрічкових конвеєрів, розрахованих на переміщення рудопотоків з максимальним розміром

шматків 300-350 мм. З віброживильника ж, встановленого у випускній виробці очисного блоку при поверховому випуску гірничої маси, можуть виходити шматки руди розміром 1000-1200 мм і більше.

Для такого матеріалу потрібні спеціальні конструкції стрічкових конвеєрів, які мають особливі опорні елементи та завантажувальні пристрої, що забезпечують зниження динаміки взаємодії конвеєрного поставу з великими шматками гірничої маси на усій довжині конвеєра (тобто як на його лінійній частині, так і в місцях завантаження). Крім того, вони повинні мати мінімально можливі габаритні розміри у поперечному перетині. Для нормального розміщення їх у типових доставкових виробках з дотриманням необхідних бічних проходів та з можливістю установки спеціальних перевантажувальних пристроїв ширина установок не може бути більше 1,8-2,0 м, а ширина стрічки – 1,2-1,4 м. Діаметр приводного барабану при цьому буде у межах 0,5-0,6 м [15].

Забезпечення таких вимог можливо в разі використання стрічкового конвеєра з піддатливим канатним поставом, на який навішуються роликоопори гірляндового типу. Характерним прикладом такої конструкції є стрічковий доставковий конвеєр КЛЗД інституту НДГРІ. Канатний постав конвеєра представляє собою два паралельних сталевих канати, навішені на жорсткий рамний постав установки і натягнуті за допомогою кінцевих і проміжних гвинтових домкратів. Між ними на гаках і спеціальних затискних пристроях з кроком у 0,5 м висять поперечні гнучкі роликоопори, зібрані з трьох шарнірно з'єднаних роликів. У місцях завантаження конвеєра крок між роликооперами зменшений до 0,25 м. Таке конструктивне виконання опор робочої гілки конвеєра дозволяє суттєво знизити вплив ударних навантажень від крупношматкового рудопотоку на його елементи, у першу чергу на стрічку та ролики. На рис. 1.14 показана принципова схема стрічкового конвеєра КЛЗД, а на рис. 1.15 – конструкція його підвісної гірляндової роликоопори та затискного пристрою для навішування її на канатний постав конвеєра [3].

Для зменшення поперечних габаритів конвеєра в його конструкції використовуються спеціальні приводні мотор-барабани з вбудованими електродвигунами,

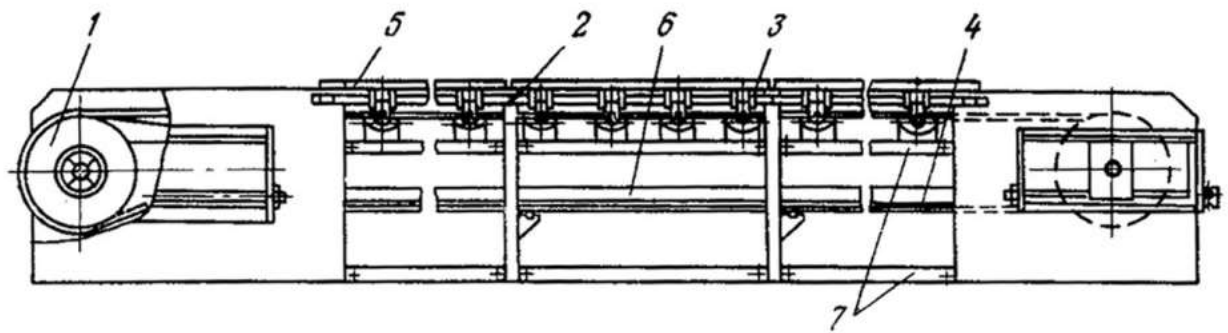


Рисунок 1.14 – Принципова схема стрічкового конвеєра КЛЗД:
1 – барабан приводний; 2 – постав канатний; 3 – затискний пристрій;
4 – стрічка конвеєрна; 5, 6, 7 – елементи жорсткого поставу

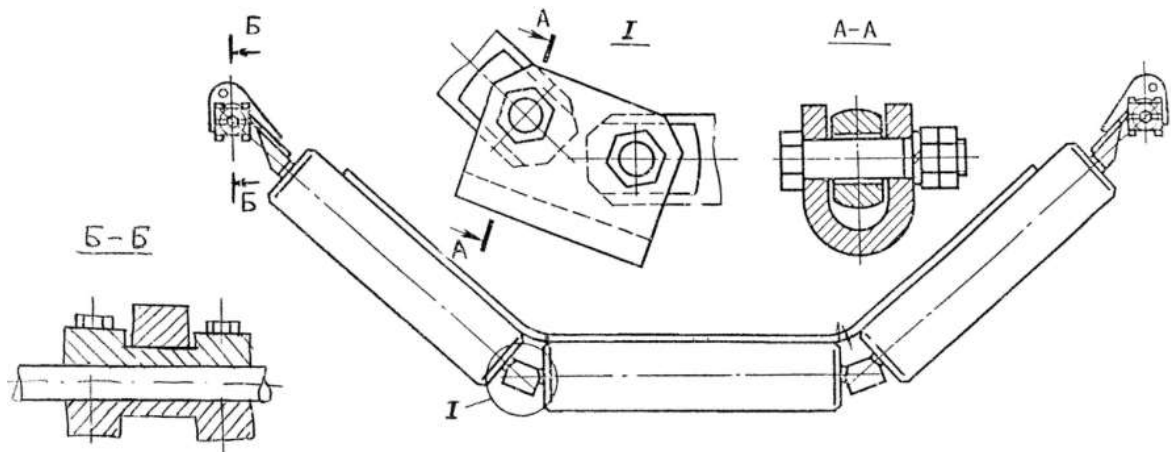


Рисунок 1.15 – Підвісна роликоопора та затискний пристрій
для навішування її на канатний постав конвеєра КЛЗД

планетарними редукторами та пристроями охолодження.

Іншим варіантом доставкового стрічкового конвеєра спеціального типу може бути безроликова конструкція з ковзною стрічкою. Такий конвеєр має суттєво меншу металоємність, менші габарити по висоті і ширині, а крупношматковий матеріал на стрічці рухається без ворущіння, що знижує його динамічний вплив на постав та підвищує стійкість стрічки від бічного зсуву.

Аналогом конвеєра з канатним поставом є безрамна установка розробки ІГС АН КазРСР, принципова схема якої представлена на рис. 1.16 [12]. Між приводною і натяжною станціями конвеєра натягнуті на козлах і підвішені на ланцюгах до покрівлі виробки два канати, що утворюють несучу конструкцію для ролико-

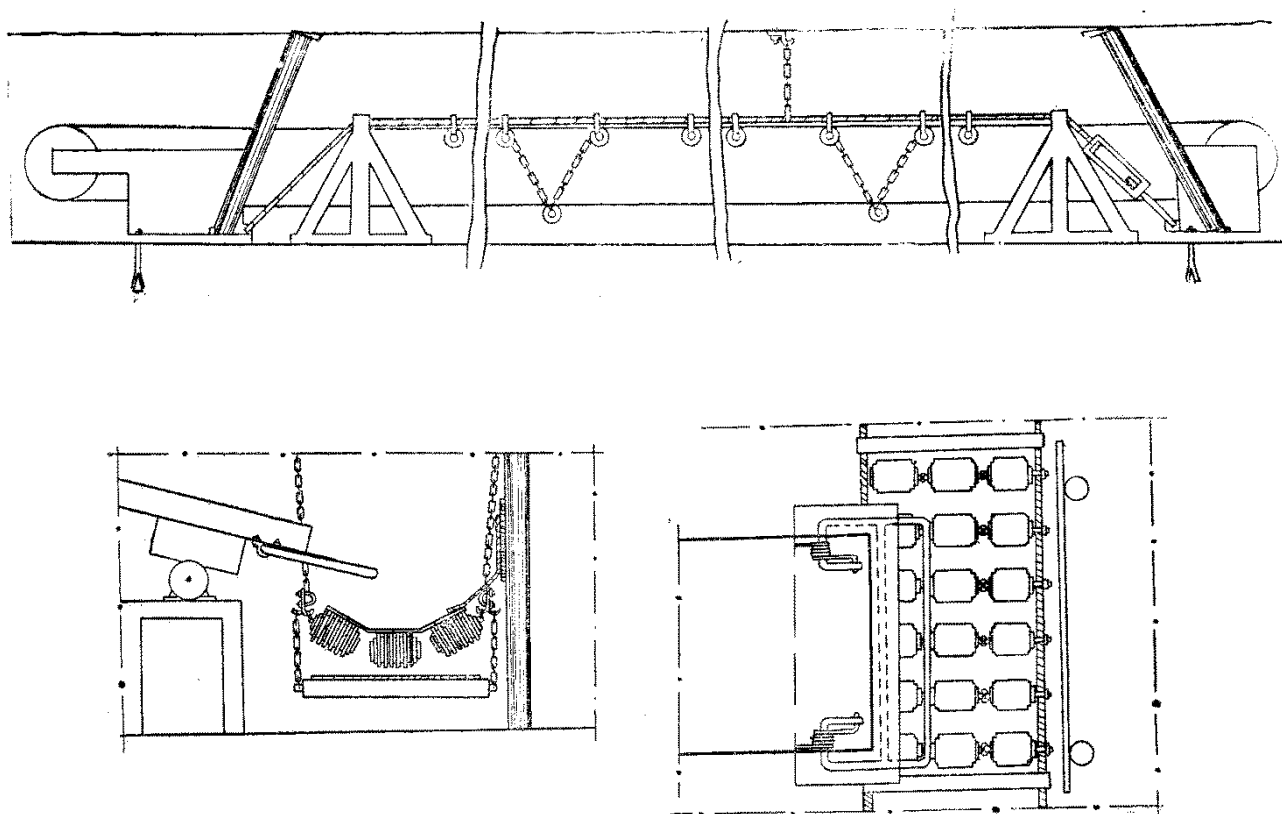


Рисунок 1.16 – Принципова схема безрамного стрічкового конвеєра:
а – вигляд збоку; *б* – завантажувальний пристрій

опор. Канати натягуються за допомогою стяжних муфт, які одним кінцем кріпляться до канатів, а іншим – до анкерних болтів. Для надання стрічці жолобчастого поперечного профілю до несучих канатів підвішені ресори.

Така конструкція має невелику металоємність (приблизно на третину меншу у порівнянні з конвеєрами на жорсткому поставі), відрізняється зменшеними динамічними навантаженнями на ролики і стрічку як у місцях завантаження конвеєра, так і на лінійній частині, можливістю заміни підвісної роликосупори без зупинки установки. Максимально спрощуються операції монтажу і демонтажу конвеєра, зокрема він майже не потребує попередньої підготовки підлоги виробки.

Висновки:

- порівняльний аналіз вібраційного та гравітаційного (витікання руди під дією власної ваги) способів випуску руди з блоків на рудозвальних акумуляційних виробок добре ілюструє переваги вібраційного способу, якій забезпечує зростан-

ня продуктивності праці на випуску і доставці руди у декілька разів (від 2 до 5);

- більшість технологічних систем підземної розробки міцних руд з масовим обваленням гірничої маси використовують дві основні технологічні схеми випуску і доставки руди – торцеву і площинну, що відрізняються своїми певними перевагами та недоліками. Але обидві вони добре пристосовані для широкого впровадження вібраційної техніки. Аналіз можливих варіантів цих технологічних схем показує високу ефективність використання вібраційних живильників та доставкових конвеєрів різних типів для їх реалізації;

- силами вітчизняних науковців, проектувальників та виробничників створені високоефективні конструкції вібраційної техніки для випуску гірничої маси з блоків та рудозвальних акумуляційних виробок, а також доставкового обладнання безупинної дії, які забезпечують можливість реалізації поточкових схем транспорту гірничої маси під час підземного очисного виймання міцних руд.

1.3 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів механічного обладнання для вібраційного випуску і доставки гірничої маси в умовах підземного очисного виймання руди.

Здійснений у роботі аналіз особливостей використання процесів вібраційного випуску і доставки руди та обладнання для їх механізації дозволив сформулювати задачі, які необхідно вирішити під час проведення досліджень:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- здійснити порівняльну оцінку надійності розглянутих технологічних схем випуску і доставки руди за допомогою вібраційних машин та доставкових конвеєрів;
- дослідити особливості механізму вібраційного випуску руди, вплив режиму вібрацій та глибини занурення вібромашини під навал руди на продуктивність процесу випуску;
- дослідити характер розповсюдження вібрацій уздовж робочого органу віб-

ромашини та у товщу обваленої руди над ним;

- дослідити основні закономірності вібраційного витікання руди з випускного отвору з точки зору впливу режиму коливань на форму фігури випуску, а також на якість випущеного матеріалу;

- запропонувати раціональну схему розташування вібромашин в очисних блоках систем розробки з масовим обваленням руди;

- оцінити загальну ефективність використання вібраційного випуску і доставки руди.

Об'єкт дослідження – процеси вібраційного випуску і доставки руди під час підземного очисного виймання.

Предмет дослідження – вібраційні машини для випуску і доставки руди.

Наукове положення – обґрунтовано раціональні параметри вібраційного обладнання, що забезпечує підвищення продуктивності очисного забою у 2-5 разів у порівнянні з гравітаційним випуском і скреперною доставкою руди.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Проведення наукових досліджень можливо лише за умови застосування як загальних, так і спеціальних методів. Не є виключенням і представлена магістерська робота.

Зокрема, в роботі використовувався аналітичний метод дослідження для огляду та оцінки технологічних схем випуску і доставки руди для різних гірничо-геологічних умов підземного видобутку з використанням вібраційної техніки. Аналіз типів та конструктивних особливостей вібраційних живильників для випуску руди з блоків і рудозвальних акумуляційних виробок та вібраційних конвеєрів для її доставки у межах очисного блоку дозволив сформулювати основні вимоги до подібного механічного обладнання.

В роботі використовувалася методика порівняльної оцінки надійності технологічних схем випуску і доставки руди із застосуванням вібраційної техніки.

Для дослідження механізму вібраційного площинного випуску руди застосовувався метод повного моделювання процесу на основі теорії подібності із дотриманням фізичної подібності параметрів віброживильника, режиму його роботи, очисного блоку, а також фізико-механічних властивостей модельного матеріалу. Тобто під час модельних досліджень вібраційного випуску суворо дотримувалася фізична подібність вібраційної машини та режиму її роботи у модельних та натурних умовах. Критерії подібності визначалися способом інтегральних аналогів.

Дослідження впливу режиму вібрацій та величини заглиблення віброживильника під навал гірничої маси на продуктивність процесу випуску руди здійснювалося шляхом проведення експерименту на лабораторному модельному стенді.

Для дослідження характеру розповсюдження вібрації по робочому органу віброживильника та в обваленій на нього руді знайшов застосування метод тензометричних вимірювань за допомогою спеціальних вібраційних датчиків.

Лабораторні дослідження закономірностей витікання руди з випускної виробки здійснювалися методом моделювання на лабораторному модельному стенді.

ді, виконаному у масштабі 1:25, за допомогою спеціальних рухомих контрольних жетонів. Аналогічний метод використовувався для дослідження впливу основних параметрів систем розробки на показники вилучення під час вібраційного випуску руди.

Для обробки отриманих у результаті модельних досліджень даних використовувалися методи математичної статистики.

Промислові дослідження технологічної схеми «віброживильник – безрамний стрічковий конвеєр – рудоспуск» здійснювалися у реальних виробничих умовах.

Аналіз та обґрунтування галузей найбільш раціонального та ефективного використання різних технологічних схем випуску і доставки руди з використанням віброживильників та віброконвеєрів дозволив розробити практичні рекомендації щодо цього.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ВІБРАЦІЙНОГО ВИПУСКУ І ДОСТАВКИ РУДИ

3.1 Розробка методики порівняльної оцінки надійності технологічних схем випуску і доставки руди за допомогою вібраційних машин і доставкових конвеєрів

Розвиток науково-технічного прогресу неминуче супроводжується постійним зростанням інтенсивності виробничих процесів та ускладненням механічного обладнання для їх забезпечення. Особливо це помітно під час впровадження потокових технологій виробництва, у тому числі транспортних процесів. Для забезпечення високої ефективності виконання виробничих процесів у таких умовах необхідно максимальне узгодження окремих машин, що входять до складу того чи іншого технологічного комплексу, за продуктивністю та високим рівнем надійності цієї складної системи елементів. Але, як відомо з теорії надійності, чим складніше система, тим нижче її надійність, адже із зростанням числа її елементів збільшується ймовірність виходу з ладу якогось з них [2,20-22].

Надійність технічного об'єкту – це його «...властивість зберігати у часі у встановлених межах значення усіх параметрів, що характеризують його здатність виконувати потрібні функції у заданих режимах та умовах використання, технічного обслуговування, ремонтів, зберігання та транспортування» [20-22].

Недостатній рівень надійності технологічного обладнання стає причиною великих витрат коштів, матеріалів, енергії та трудових ресурсів на ліквідацію відмов техніки, відновлення її працездатного стану, виготовлення підвищеної кількості запасних частин. Наприклад, у гірничій промисловості витрати лише на капітальні ремонти основного обладнання досягають 50% його початкової вартості [12].

Причинами невисокої експлуатаційної надійності техніки можуть бути як недосконалість її конструктивного виконання, так і неналежна експлуатація обладнання. Крім того, простої машин можуть бути викликані умовами та особливос-

тями робочого процесу, наприклад, зупинками, пов'язаними з відбиванням руди, ліквідацією зависань гірничої маси у випускних виробках, вторинним дробленням негабаритів, переміщенням віброживильника та зміненням довжини доставкового конвеєра у системах з торцевим випуском руди тощо.

Під загальною надійністю технологічної схеми випуску і доставки гірничої маси слід розуміти її здатність виконувати функції випуску, доставки і навантаження руди з усіма параметрами, що мають бути забезпечені у заданих межах протягом заданого часу або заданого напрацювання згідно з технічною документацією на машини, що входять до складу комплексу відповідного обладнання для випуску і доставки [12].

Процес випуску і доставки руди під час підземного очисного виймання гірничої маси можна розділити на наступні окремі ланки: випуску (ЛВ), доставки (ЛД), навантаження (ЛН), випуску і навантаження (ЛВН), доставки і навантаження (ЛДН), переробки і розділення (ЛПР), транспорту (ЛТ). Кожна ланка утворена однією або декількома взаємодіючими машинами.

Способи взаємодії між окремими ланками можуть бути наступними:

- безпосереднім з жорсткою залежністю між суміжними ланками схеми, наприклад, віброживильника (ЛВ) з конвеєром (ЛД);

- через проміжний склад, роль якого може виконувати рудозвальна акумуляційна виробка. Її наявність дає можливість суміжним ланкам працювати певний час самостійно без відчутного зниження продуктивності. Наприклад, робота конвеєра, що розвантажується у рудоспуск (ЛД), не залежить від роботи віброживильника, який бере руду з цього рудоспуску і завантажує вагони електровозної відкатки (ЛН);

- у вигляді обслуговування, що відрізняється від безпосередньої взаємодії своєю тимчасовістю (тобто потреба у якому виникає час від часу).

Для оцінки надійності технологічної схеми випуску і доставки руди слід використовувати наступні основні критерії (показники надійності):

- напрацювання на відмову T ;
- час відновлення T_v ;

- коефіцієнт готовості K_z ;
- ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ протягом певного часу t .

Розглянемо ці критерії для технологічних схем, показаних на рис. 1.1-1.4. Спочатку зупинимося на схемах, де немає проміжного складу руди (рис. 1.1 і 1.3), тобто характер взаємодії ланок безпосередній.

Схема з торцевим випуском руди (рис. 1.1) має наступну структуру: ланка випуску – ланка доставки і навантаження – ланка транспорту (ЛВ-ЛДН-ЛТ). Між ланками ЛВ і ЛДН маємо безпосередній спосіб взаємодії (вони забезпечуються віброживильником і доставковим секційним віброконвеєром), а між ланками ЛДН і ЛТ – у вигляді процесу обслуговування. Руда в очисному блоку обвалюється вертикальними шарами. Після випуску усієї руди з чергового шару демонтується передня секція конвеєра, а віброживильник пересувається на відстань, що дорівнює довжині цієї секції.

Позначимо усі показники надійності технологічної схеми на рис. 1.1 індексом 1. Оскільки ця схема є класичним варіантом послідовного з'єднання елементів, то будь-яка відмова у схемі (відмова будь-якого її елементу) буде означати відмову усієї технологічної схеми. За весь час відпрацювання блоку загальне число відмов схеми становитиме [12]:

$$n_1 = \frac{L - l_{\text{жив}}}{l_{\text{сек}}} + \sum_{i=1}^K n_i, \quad (3.1)$$

де $\frac{L - l_{\text{жив}}}{l_{\text{сек}}} = K_1$ – кількість відмов, пов'язаних з демонтажем конвеєра та пересу-

ванням живильника; L – довжина блоку (панелі); $l_{\text{сек}}$ – довжина секції конвеєра;

$l_{\text{жив}}$ – довжина живильника; $\sum_{i=1}^K n_i = n_{\text{ЛВ}} + n_{\text{ЛДН}}$; $n_{\text{ЛВ}}$, $n_{\text{ЛДН}}$ – кількість відмов відпо-

відних ланок, що не залежать від названих вище причин; K – кількість ланок.

Напрацювання технологічної схеми на відмову (середній час її роботи між двома відмовами) [12]:

$$T_1 = \frac{L}{V \left(\frac{L - l_{жив}}{l_{сек}} + \sum_{i=1}^K n_i \right)}, \quad (3,2)$$

де V – швидкість посування випускного забою (м/зміну, м/добу).

Час відновлення технологічної схеми $T_{\epsilon 1}$ буде залежати від показників відновлення її окремих ланок $T_{\epsilon i}$ та часу ремонту обладнання $T_{мон}$ [12]:

$$T_{\epsilon 1} = \frac{\sum_{i=1}^K T_{\epsilon i}}{\sum_{i=1}^K n_i} + \frac{T_{мон}}{K_1}, \quad (3.3)$$

$$T_{\epsilon i} = \frac{\sum_{j=1}^m t_{\epsilon j}}{\sum_{j=1}^m n_j},$$

де $t_{\epsilon j}$, n_j – відповідно час усунення та число відмов типів обладнання; m – кількість типів обладнання у ланці.

Комплексним показником надійності є коефіцієнт готовності обладнання, який «...характеризує ймовірність тієї події, що технічний об'єкт опиниться у працездатному стані у будь-який випадково вибраний момент часу, окрім заздалегідь запланованих періодів, протягом яких його використання за призначенням не планується» [20]. Для нашої технологічної схеми він представляє собою відношення часу її безвідмовної роботи до суми часів безвідмовної роботи та простоїв, пов'язаних з усуненням відмов та частковим ремонтом обладнання [12]:

$$K_z = \frac{\frac{L}{V \left(\frac{L - l_{жив}}{l_{сек}} + \sum_{i=1}^K n_i \right)}}{\frac{L}{V \left(\frac{L - l_{жив}}{l_{сек}} + \sum_{i=1}^K n_i \right)} + \frac{\sum_{i=1}^K T_{\epsilon i}}{\sum_{i=1}^K n_i} + \frac{T_{мон}}{K_1}}. \quad (3.4)$$

Ймовірність безвідмовної роботи ланки технологічної схеми протягом часу t може бути виражена за допомогою наступної залежності [12]:

$$p(t) = \exp\left[-\frac{t}{t_{\epsilon}}\right], \quad (3.5)$$

де t_{ϵ} – напрацювання на відмову.

Оскільки відмови у ланках незалежні, а самі ланки мають послідовне з'єднання, то ймовірність безвідмовної роботи схеми буде дорівнювати добутку ймовірностей безвідмовної роботи її ланок [12,20]:

$$p_1(t) = \prod^K p(t) = p(t_{LB}) \cdot p(t_{ЛДН}), \quad (3.6)$$

де K – кількість ланок у схемі.

З формули (3.6) добре видно, що із зростанням числа послідовно з'єднаних ланок надійність схеми значно зменшується.

Середня очікувана продуктивність схеми дорівнюватиме [12]:

$$\bar{Q} = Q_{\max/LB} \cdot \bar{E}, \quad (3.7)$$

де $Q_{\max/LB}$ – максимальна продуктивність вібраційного живильника; $\bar{E}$ – коефіцієнт

технічної ефективності, $\bar{E} = \frac{W(t)}{W_{\max}(t)}$; $W_{\max}(t) = Q_{\max}t$ – максимальний обсяг виробництва за час t ; $Q_{\max}$ – максимальна продуктивність схеми; $W(t)$ – розмірна сукупність обсягу виробництва за час t , $W(t) = \sum Q_j \tau_j$.

Схема з площинним випуском руди (див. рис. 1.3) має наступну структуру: декілька ланок випуску і навантаження – ланка транспорту (ЛВН-ЛТ). В якості ланок випуску і навантаження виступають віброживильники, а в якості ланки транспорту – електровозний транспорт. Наявність декількох паралельних (дублюючих) ланцюжків випуску руди визначає спосіб взаємодії ланок схеми як процес

обслуговування. Кількість цих паралельних ланцюжків можна знайти з відношення $N = \frac{L}{L_2}$, де L – довжина блоку (панелі); L_2 – відстань між віброживильниками.

Для цієї схеми аналогічним чином можуть бути винайдені величини напруження на відмову, часу відновлення працездатного стану, коефіцієнту готовності, ймовірності безвідмовної роботи, середньої очікуваної продуктивності ланцюга обладнання. Головною відмінністю цієї схеми від попередньої є спосіб з'єднання ланок. Якщо у схемі з торцевим випуском руди ми маємо лише один ланцюжок, в якому ланки сполучені послідовно, то схема з площинним випуском налічує декілька паралельно сполучених ланцюжків. Для такого з'єднання працездатність схеми забезпечується навіть коли зберігається у працездатному стані хоча б один ланцюжок. Тобто, якщо загальна кількість паралельних ланцюгів складає N , то $(N - 1)$ ланцюгів можна вважати резервними.

У випадку, коли ймовірність безвідмовної роботи i -го ланцюга дорівнює p_{li} , ймовірність його відмови q_{li} , як протилежної події, згідно з теорією ймовірності дорівнює [12,20]:

$$q_{li} = 1 - p_{li}.$$

Ймовірність відмови схеми за рис. 1.3, що складається з N паралельно з'єднаних ланцюгів, визначається з виразу:

$$q_3 = \prod_{i=1}^N q_i. \quad (3.8)$$

Ймовірність безвідмовної роботи схеми можна знайти як ймовірність події, протилежної події відмови q_3 :

$$p_3 = 1 - q_3 = 1 - \prod_{i=1}^N q_i = 1 - \prod_{i=1}^N (1 - p_i). \quad (3.9)$$

Для схеми з N рівнонадійних паралельно з'єднаних ланцюгів формула ймовірності безвідмовної роботи прийме вигляд:

$$p_3 = 1 - (1 - p_i)^N. \quad (3.10)$$

Чим більше буде таких паралельних ланцюгів, тим більше зростатиме ймовірність безвідмовної роботи схеми. Таким чином, очевидно, що показники надійності схеми з площинним випуском руди будуть суттєво вищими у порівнянні зі схемою з торцевим випуском.

Технологічні схеми на рис. 1.2 і 1.4 відрізняються від попередніх наявністю проміжної акумуляційної ємності у вигляді рудоспуску. Схема з торцевим випуском (рис. 1.2) має наступну структуру: ланцюг випуску (віброживильник) – ланцюг доставки (секційний віброконвеєр) – ланцюг переробки і розділення (віброгροхот) – ланцюг проміжного складу (рудоспуск) – ланцюг навантаження (віброживильник) – ланцюг транспорту (електровозний транспорт) (ЛВ-ЛД-ЛПР-ЛПС-ЛН-ЛТ). Ланцюги взаємодіють між собою наступними способами: ЛВ з ЛД і ЛД з ЛПР – безпосередньо, ЛПР з ЛН – через проміжний склад, ЛН з ЛТ – як процес обслуговування.

Схема з площинним випуском руди (рис. 1.4) представлена майже подібною структурою, за винятком того, що ланцюгів випуску (віброживильників) декілька. Наявність дублюючих ланцюгів практично унеможливорює простої схеми через відмови ланцюга випуску.

Проміжна ємність підвищує надійність цих схем, з одного боку, за рахунок створення в ній певного запасу руди, а з іншого – завдяки наявності певного порожнього простору в ній.

Показники надійності цих схем можуть бути визначені аналогічним чином.

3.2 Дослідження механізму вібраційного випуску руди

3.2.1 Фізичне моделювання процесу випуску

Вивчення та дослідження процесів і предметів навколишнього світу можливо за допомогою фізичного моделювання, під час якого реальні об'єкти замінюються макетами, що імітують їх просторові властивості, зовнішній вигляд, взаємодію та взаємозв'язок окремих частин. Таке предметне моделювання може також мати за мету відтворення процесів, що відбуваються у цих об'єктах.

Фізичне моделювання здійснюється за допомогою теорії подібності і може бути повним, неповним та наближеним. У першому випадку забезпечується подібність руху матерії у часі й у просторі. Повна подібність характеризується наступним співвідношенням параметрів оригіналу X та моделі x_i :

$$X = C_i x_i, \quad (3.11)$$

де C_i – константа подібності.

При неповному моделюванні дотримується лише часткова подібність (або у часі, або у просторі).

У разі наближеного моделювання деякі фактори, що не мають вирішального значення для протікання досліджуваного процесу, моделюються наближено або не моделюються зовсім. Тому у цьому випадку для окремих параметрів $X \neq C_i x_i$ або $X \cong C_i x_i$.

Під час дослідження процесів вібраційного випуску і доставки руди важливе значення має встановлення впливу режимів вібрації на показники та можливі галузі використання вібровипуску. Промислові дослідження цих процесів досить трудомісткі і тривалі. Тому застосування методів фізичного моделювання у цьому випадку має дуже важливе значення.

Повне моделювання технологічного процесу вібраційного випуску руди вимагає суворого дотримання фізичної подібності параметрів віброживильника, режиму його роботи, очисного блоку, а також фізико-механічних властивостей модельного матеріалу, що імітує реальну гірничу масу [12].

Будь-яке природне явище є результатом взаємодії фізичних тіл (мас) у тривимірному просторі протягом певного періоду часу, тому для його механічної характеристики потрібно користуватися цифровими величинами, що виражені у відповідних одиницях маси, лінійних розмірів та часу. Будь-які два з цих трьох масштабів можуть при цьому змінюватися довільно, а змінення третього має бути отримано розрахунковим шляхом.

Частинки матеріалу на робочому вантажонесучому органі вібраційного жи-

вильника рухаються під впливом вібрації численними мікрострибками, з відривом від днища робочого органу. У загальному випадку рівняння динамічної рівноваги при амплітудному значенні сили інерції має наступний вигляд [12]:

$$MA\Omega^2 \sin \beta - Mg \cos \alpha = 0, \quad (3.12)$$

де M – маса частинки матеріалу, кг; A – амплітуда коливань вантажонесучого органу, м; Ω – кутова швидкість коливань, с^{-1} ; α – кут нахилу вантажонесучого органу до горизонту, град.; β – кут вібрації (кут між напрямком дії змушеного зусилля віброприводу та площиною вантажонесучого органу), град.; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Критерії подібності параметрів процесу вібровипуску визначаються способом інтегральних аналогів, основою якого є однакові розмірності усіх членів рівнянь фізичних процесів відносно основних одиниць виміру (правило Фур'є) [12].

У табл. 3.1 приведені основні рівняння подібності при моделюванні вібраційного випуску руди [12].

3.2.2 Короткий опис модельного стенду

Модельні дослідження вібраційного випуску руди були свого часу проведені в ІГС АН КазРСП [12].

Моделювання здійснювалося на спеціальному лабораторному модельному стенді, який складався з моделей очисного блоку, двох вібраційних живильників з вантажонесучими робочими органами і вібраційними проводами та реєстраційної апаратури. Геометричний масштаб усіх моделей, у тому числі крупності матеріалу, що моделював гірничу масу, складав 1:25. В якості модельного матеріалу використовувалася рядова сульфідна руда Ріддер-Сокольського родовища з об'ємною вагою $2,75 \text{ г/см}^3$ та кутом природного укосу 35° . Відсотковий вихід фракцій матеріалу відповідав натурним виробничим умовам.

Робочі органи моделей віброживильників встановлювалися під кутом 17° до горизонту. Моделі віброприводів інерційного типу мали вигляд пристроїв, кожен з яких складався з обойми з підшипниками, валика зі змінним дебалансом та шкі-

Таблиця 3.1 – Рівняння подібності моделювання процесу вібровипуску руди

Елементи	Натура	Модель	Константа подібності	Рівняння подібності
Геометричний параметр	L	l	C_l	$L = C_l l$
Ексцентриситет дебалансу	R	r	C_l	$R = C_l r$
Маса дебалансу	M	m	$C_p C_l^3$	$M = C_p C_l^3 m$
Вага робочого органу	P	p	$C_p C_l^3$	$P = C_p C_l^3 p$
Амплітуда коливань	A	a	$\frac{C_p C_l}{C_{\rho кол}}$	$A = \frac{C_p C_l}{C_{\rho кол}} \cdot a$
Змушене зусилля	F	f	$C_{\rho кол} C_l^3$	$F = C_{\rho кол} C_l^3 f$
Частота коливань	Ω	ω	$\sqrt{\frac{C_{\rho кол}}{C_p C_l}}$	$\Omega = \sqrt{\frac{C_{\rho кол}}{C_p C_l}} \cdot \omega$
Швидкість руху матеріалу	V	v	$\sqrt{\frac{C_p C_l}{C_{\rho кол}}}$	$V = \sqrt{\frac{C_p C_l}{C_{\rho кол}}} \cdot v$
Час руху матеріалу	T	t	$\sqrt{\frac{C_{\rho кол} C_l}{C_p}}$	$T = \sqrt{\frac{C_{\rho кол} C_l}{C_p}} \cdot t$
Продуктивність вібромашини	Q	q	$C_l^2 \sqrt{\frac{C_l C_p}{C_{\rho кол}}}$	$Q = C_l^2 \sqrt{\frac{C_l C_p}{C_{\rho кол}}} \cdot q$

ва. Обертання вібромеханізмів забезпечувалося за допомогою електродвигуна постійного струму з можливістю регулювання швидкості спеціальним реостатом. Наявність двох незалежно працюючих моделей віброживильників давала можливість отримувати більш точні дані вимірювань.

3.2.3 Дослідження залежності продуктивності процесу вібраційного випуску руди від величини змушеного зусилля та частоти вібрації

Вплив величини змушеного зусилля і частоти вібрації віброприводів на продуктивність процесу вібраційного випуску досліджувався при чотирьох значеннях частоти та п'яти значеннях змушеного зусилля. Нижче вони приводяться як у модельних, так і у натурних (у скобках) величинах [12]:

- частота коливань – 60, 83, 104 і 125 Гц (860, 1200, 1500 і 1800 кол/хв.);
- змушене зусилля – 3,77, 5,02, 6,28, 7,55 і 8,79 Н (58,9, 78,5, 98,1, 117,7 і 137,3 кН).

Отримані у результаті дослідження дані були оброблені методами математичної статистики. Коефіцієнт варіації результатів спостережень знаходився у межах 2-15%, що свідчить про достатньо високу точність отриманих даних. У табл. 3.2 приводяться кореляційні рівняння для знаходження залежності між продуктивністю вібровипуску Q та величиною змушеного зусилля F для різних частот коливань Ω [12].

Таблиця 3.2 – Результати статистичної обробки даних лабораторних досліджень

Частота коливань Ω , кол/хв.	Кореляційне рівняння	Коефіцієнт кореляції	Похибка коефіцієнту кореляції	Надійність коефіцієнту кореляції
860	$Q = 550,0 + 85,0 F - 4,01 F^2$	0,65	0,08	15,7
1200	$Q = 83,0 + 195,0 F - 10,0 F^2$	0,51	0,08	6,1
1500	$Q = 105,5 + 125,0 F - 5,0 F^2$	0,79	0,04	22,2
1800	$Q = 127,0 + 55,3 F - 1,2 F^2$	0,90	0,02	49,2

На рис. 3.1 показані залежності продуктивності віброустановки від величини змушеного зусилля (а) та частоти коливань (б) [12].

Мінімальна продуктивність вібровипуску (66 г/с або 600-620 т/г) спостерігалася при частоті коливань 125 Гц (1800 кол/хв.) і величині змушеного зусилля 7,55 Н (117,7 кН), а максимальна (110 г/с або 1030 т/г) – при частоті 83 Гц (1200 кол/хв.) і величині змушеного зусилля до 6,28 Н (98,1 кН).

Оскільки частота та амплітуда коливань знаходяться у зворотно пропорційній залежності, то із зростанням частоти при постійній величині змушеного зусилля амплітуда коливань падає, що призводить до зменшення продуктивності.

На обох графіках спостерігаються певні екстремуми, з яких випливає, що найбільш ефективний режим роботи віброустановок з інерційними вібраторами знаходиться у проміжку частот 900-1200 кол/хв. при величині змушеного зусилля

приблизно 80-120 кН (на рис. 3.1а і б показані заштрихованими зонами) [12].

В результаті проведеного дослідження отримана залежність, що пов'язує продуктивність процесу вібровипуску з кінематичним моментом дебаланса і частотою коливань робочого органу віброустановки [12]:

$$Q = 685,6 + 54,6M_{\text{кін}} - 6,7n, \quad (3.13)$$

де Q – продуктивність вібровипуску, т/г; $M_{\text{кін}}$ – кінетичний момент дебаланса, кгм; n – частота коливань робочого органу віброживильника, Гц.

На рис. 3.2 приведена номограма, яка дає можливість визначати продуктивність вібровипуску у залежності від кінетичного моменту дебаланса і частоти коливань вантажонесучого органу вібромашини [12].

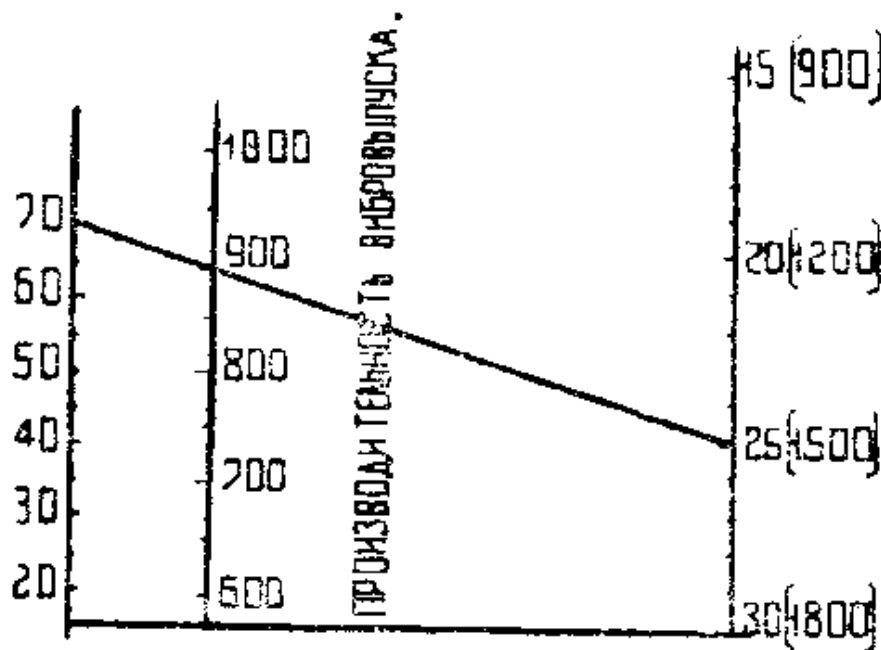


Рисунок 3.2 – Номограма для визначення продуктивності віброустановки Q в залежності від величини кінетичного моменту $M_{\text{кін}}$ дебаланса та частоти коливань n вантажонесучого органу

Відхилення результатів, отриманих у лабораторних умовах, від промислових даних склало 7-10%, що дозволило вважати прийняті константи подібності правильними, а результати моделювання перенести у натурні умови.

3.2.4 Дослідження залежності продуктивності вібровипуску від глибини занурення вантажонесучого органу віброживильника під навал гірничої маси

Ефективність процесу вібраційного випуску руди залежить від глибини упровадження вантажонесучого органу віброживильника під навал гірничої маси у випускній виробці. Під цією величиною зазвичай розуміють відстань від переднього козирка випускної виробки до заднього защемленого кінця робочого органу машини. Різна глибина занурення визначає різну зону розповсюдження вібрації у стовпі руди і різну величину її активного впливу на сипке середовище, а, значить, і вплив на продуктивність вібровипуску. Визначення оптимальної довжини робочого органу важливо також з точки зору скорочення обсягів підготовчих робіт в очисному блоці, адже чим вона більше, тим більше буде відстань між виробками навантаження. Збільшити довжину робочого органу можна за рахунок зростання глибини його упровадження під навал руди. З іншого боку, із зростанням довжини робочого буде зменшуватися частота його власних коливань, яка залежить від жорсткості конструкції під час вигину.

Під час модельних досліджень потрібно було визначити константу подібності жорсткості робочого органу при вигині. Для дотримання подібності її величина може бути визначена за наступною формулою (за умови, що жорсткість H при вигині дорівнює добутку модуля пружності E матеріалу конструкції та моменту інерції I її поперечного перетину) [12]:

$$C_n = \frac{H_n}{H_m} = \frac{E_n I_n}{E_m I_m} = \frac{C_\rho C_l^5 E_m I_m}{E_m I_m} = C_\rho C_l^5. \quad (3.14)$$

Для масштабу 1:25 константа подібності жорсткості робочого органу буде дорівнювати:

$$C_n = 25^5 \cdot \frac{7,8}{2,8} = 25^5 \cdot 2,8 = 2,7 \cdot 10^7,$$

де 7,8 і 2,8 т/м³ – густина сталі і дюралюмінію – матеріалів, з яких були виготовлені робочі органи віброживильників у натурних та модельних умовах.

Експериментальні дослідження проводилися з робочими органами довжиною 280, 320 і 360 мм (7, 8 і 9 м), а глибина їх упровадження під навал гірничої маси варіювалася наступним чином – 120, 160 і 200 мм (3, 4 і 5 м). Заміри здійснювалися при трьох значеннях частоти коливань робочих органів: 83, 104 і 125 Гц (1200, 1500 і 1800 кол/хв.). На кожній з них моделювали наступні значення величини змушеного зусилля: 3,77, 5,02, 6,28 і 7,55 Н (58,9, 78,5, 98,1 і 117,7 кН). На рис. 3.3 показані графіки залежності продуктивності процесу вібраційного випуску руди від глибини занурення робочого органу віброживильника під навал. Коефіцієнт варіації результатів експериментальних досліджень змінювався у межах від 2 до 14%, що говорить про достатньо високу точність отриманих даних [12].

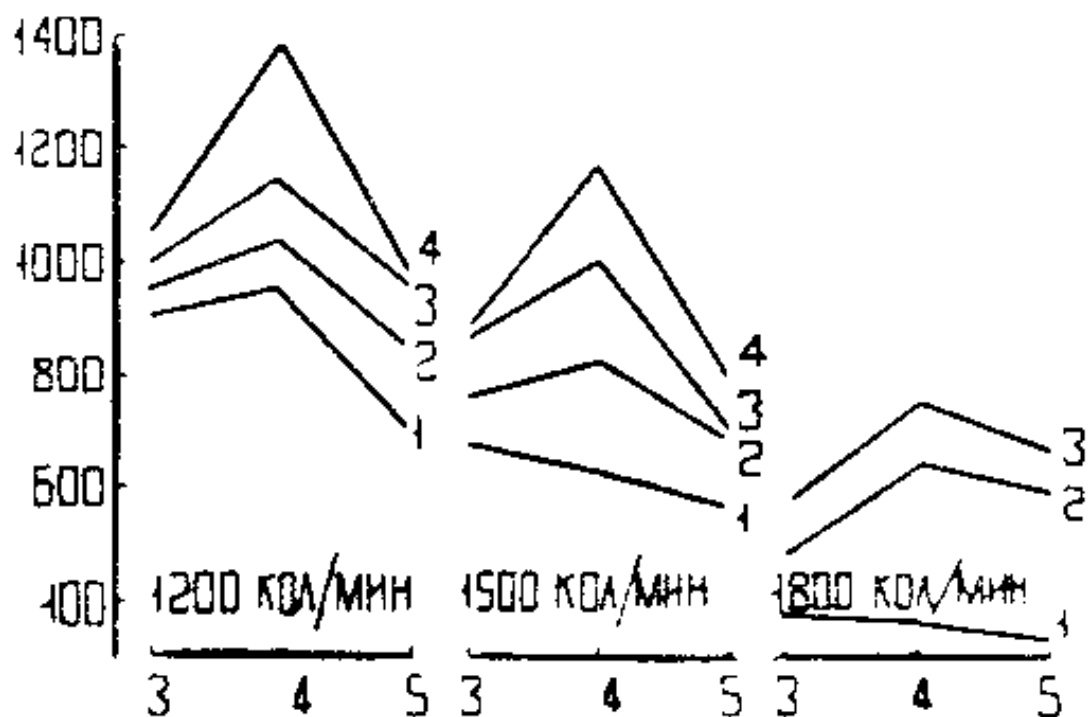


Рисунок 3.3 – Залежності продуктивності Q процесу вібраційного випуску руди від глибини занурення L робочого органу віброживильника під навал:
 а, б, в – частота коливань робочого органу відповідно 1200, 1500 і 1800 кол/хв.;
 1, 2, 3, 4 – величина змушеного зусилля відповідно 58,9, 78,5, 98,1 і 117,7 кН

У більшості випадків максимальне значення продуктивності спостерігалось при глибині занурення 4 м (за винятком дослідів, в яких моделювалося змушене

зусилля величиною 58,8 кН при частотах коливань 1500 і 1800 кол/хв.). У цілому слід відзначити, що ця глибина (4 м) і довжина робочого органу 8 м є оптимальними величинами.

3.2.5 Дослідження характеру розповсюдження вібрації уздовж робочого органу віброживильника

У рамках проведення модельного експерименту досліджувалося розповсюдження вібрації по довжині робочого органу віброживильника. Заміри здійснювалися при постійному режимі коливань з частотою 104 Гц (1500 кол/хв.) і величиною змущеного зусилля у 6,28 Н (98,1 кН). Амплітуда коливань робочого органу вимірювалася за допомогою спеціального магнітного датчика, схема якого приведена на рис. 3.4 [12].

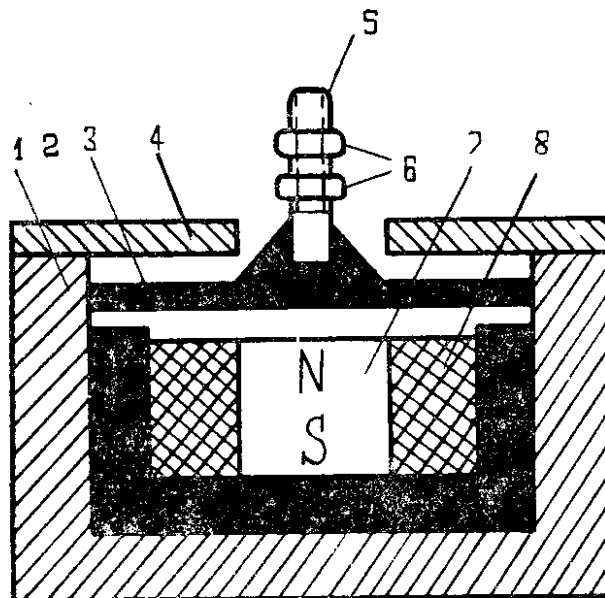


Рисунок 3.4 – Схема магнітного датчика для вимірювання амплітуди коливань робочого органу віброживильника:

- 1 – корпус; 2 – магнітопровід; 3 – мембрана; 4 – кришка;
- 5 – болт; 6 – гайки; 7 – двополюсний магніт; 8 – обмотка

Датчик мав рухомий елемент – мембрану 3, що рухалася разом з робочим органом. При зміні амплітуди коливань мембрани змінювався магнітний потік, а разом з ним і електрорухома сила, що наводилася в обмотці 8 датчика. Для підсилення сигналів останнього використовувався двокаскадний підсилювач МП-39Б

(коефіцієнт підсилення – 200), який живився від шахтного акумулятора. Амплітуда вібрації замірювалася у семи точках робочого органу, розташованих з кроком 4 см (1 м). Робочий орган був заглиблений під навал гірничої маси на 12 см (3 м). Висота навалу становила 1 м (25 м). На рис. 3.5 показано змінення амплітуди коливань робочого органу по його довжині при вказаній висоті обваленого шару руди. На ньому добре видно, що максимальна амплітуда коливань спостерігалася на вільному (розвантажувальному) кінці робочого органу, а мінімальна – у найбільш заглибленій точці, причому найбільш різке її зменшення – від 130 мкм (3,75 мм) до 25 мкм (0,62 мм) – відбувалося на відстані 12-16 см (3-4 м) від розвантажувального кінця [12].

Рисунок 3.5 – Змінення амплітуди коливань A робочого органу віброживильника по його довжині L

Згідно з отриманими результатами робочий орган віброживильника можна умовно розділити по довжині на дві частини. Заглиблена частина, що сприймає максимальний тиск стовпа матеріалу, забезпечує його випуск з виробки, а передня в основному виконує транспортну роль і основна частина коливань загасає саме на цій ділянці.

На рис. 3.6 показана залежність амплітуди коливань робочого органу віброживильника від висоти стовпа матеріалу на ньому та відстані від защемленого кінця [12]. Із збільшенням висоти стовпа матеріалу амплітуда коливань заглибленої частини робочого органу (криві 1, 2 і 3) віброживильника зменшується, а самі криві поступово виположуються. Більш інтенсивно відбувається зниження величин амплітуд на розвантажувальному кінці робочого органу (криві 4, 5, 6 і 7).

Рисунок 3.6 – Залежність амплітуди коливань A робочого органу віброживильника від висоти H стовпа матеріалу на ньому:
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – відстань від защемленого кінця відповідно 1, 2, 3, 4, 5, 6 і 7 м

3.2.6 Дослідження характеру розповсюдження вібрації в обваленій руді

Окрім розповсюдження вібрації уздовж робочого органу віброживильника значний інтерес представляє питання розповсюдження коливань у стовпі руди, що тисне на нього у випускній виробці. Вирішення цього питання допоможе краще

дослідити умови утворення склепінь, які мають місце й при вібраційному випуску, хоча й не так часто.

Таке дослідження проводилося під час здійснення модельного експерименту. Умови його проведення були аналогічні досліді, описаному у п. 3.2.5, а саме: при постійному режимі коливань з частотою 104 Гц (1500 кол/хв.) і величиною змусового зусилля у 6,28 Н (98,1 кН). Глибина занурення робочого органу віброживильника під навал гірничої маси складала 12 см (3 м) [12].

Заміри вібрації у товщі матеріалу здійснювалися за допомогою вібровимірювального приладу ВІП-2 з наступними характеристиками: робочий діапазон частот – 12,5-250 Гц, діапазон вимірювання ефективних значень віброшвидкості – 0,1–100 мм/с, розмах віброзміщень – 2-1000 мкм. Датчик приладу розташовували через певні проміжки по вертикалі над заглибленою частиною робочого органу (на відстані 2,5 м від защемленого кінця).

Було проведено дві серії дослідів. У першій датчик розміщали на висоті від 12 см (3 м) до 36 см (9 м) над робочим органом через кожні 4 см (1 м). Датчик клали на шар насипаного матеріалу. На рис. 3.7а показана залежність амплітуди коливань A рудної маси від відстані H до робочого органу [12]. На графіку видно, що амплітуди коливань в руді швидко загасають у міру віддалення від робочого органу. На висоті 3 м амплітуда зменшується удвічі, а на висоті 5 м – у чотири рази.

Друга серія дослідів відрізнялася від першою тим, що після того, як датчик укладали на шар матеріалу – на висотах 12, 20, 28 і 36 см (3, 5, 7 і 9 м) – на нього зверху досипали ще шар матеріалу висотою 8, 16 і 24 см (2, 4 і 6 м). На рис. 3.7б показана залежність амплітуди коливань рудної маси у цьому випадку [12]. Заміри показали, що із зростанням величини додаткового навантаження на робочий орган амплітуда коливань рудної маси інтенсивно зменшується.

У цілому слід зауважити, що вібрація розповсюджується на висоту не більше 3-5 м над робочим органом віброживильника і забезпечує підвищення плинності сипкого матеріалу виключно у цій зоні.

3.3 Дослідження основних закономірностей витікання руди під впливом вібрацій

3.3.1 Загальні зауваження

Вже досить давно не викликає жодних сумнівів безнадійна відсталість гравітаційного способу випуску руди під час очисного виймання гірничої маси. Це у край мало продуктивний, практично некерований та неконтрольований процес, який супроводжується частими зависаннями гірничої маси, вимагає постійних зупинок для їх ліквідації механічним чи вибуховим методами, дуже небезпечний для гірників, що обслуговують виробки очисного блоку. Використання гравітаційного випуску в умовах систем розробки з масовим обваленням призводить до великих втрат і збіднення корисних копалин внаслідок змішування їх з порожніми породами, що особливо небажано при видобутку досить цінних руд, наприклад кольорових.

Випуск гірничої маси за допомогою вібрації дозволяє суттєво змінити цю технологічну операцію. Вібраційна обробка гірничої маси у випускній виробці дозволяє значно змінити її фізико-механічні властивості, зменшити коефіцієнти тертя між частинками, підвищити плинність, наблизити сипке середовище до стану рідини (так називане явище «псевдозрідження»), різко (у декілька разів) зменшити число зависань гірничої маси у випускних виробках, зробити процес випуску набагато більш керованим і контрольованим, суттєво підвищити безпеку праці гірників і покращити її умови.

Разом із тим, досі залишаються недостатньо вивченими закономірності процесу витікання руди з випускних отворів під впливом вібрацій. Проведення таких досліджень у промислових умовах дуже проблематично через велику трудомісткість робіт та численні організаційні труднощі, що виникають при цьому. Тому на перший план виходять лабораторні дослідження, у тому числі методом моделювання.

Метою таких експериментальних досліджень, проведених свого часу в ІГС АН КазРСР, стало визначення за допомогою методу повного моделювання впливу

режиму вібрації на форму фігури випуску і воронки покривних порід, об'єму чистої руди, випущеної до початку збіднення при площинному вібраційному випуску та впливу величини заглиблення віброживильника на параметри фігури витікання [12].

3.3.2 Аналіз впливу режиму вібрації на фігуру випуску та її параметри

Лабораторні дослідження виконувалися у масштабі 1:25 за допомогою модельного стенду, описаного вище, у п. 3.2.2. В якості віброживильника використовувалася модель довжиною 280 мм (7 м), шириною 48 мм (1,2 м) і глибиною упровадження під навал гірничої маси 120 мм (3 м).

Для дослідження фігури випуску в матеріал, що імітував гірничу масу (сульфідну руду Ріддер-Сокольського родовища з таким же масштабом крупності), через кожні 8 см (2 м) по висоті укладалися по сітці 3х3 см (75х75 см) спеціальні контрольні жетони (яскраво пофарбовані частинки руди). Загальна висота стовпу матеріалу складала 1 м (25 м). Параметри фігури випуску визначалися для мінімальної висоти у 48 см (12 м). Для кожного контрольного жетону, що виходив на робочий орган віброживильника, визначалися: висота відмітки, об'єм і мала піввісь фігури випуску, вага випущеного матеріалу. Таким чином складалися пошарові карти-плани з жетонами в них, за якими будувалися перетини фігури у вертикальній площині. На рис. 3.8 показана отримана в результаті дослідження фігура випуску, що складається з двох усічених еліпсоїдів обертання, які мають загальну малу і різні великі півосі [12].

Під час дослідження вивчався вплив як величини змушеного зусилля, так і частоти коливань на параметри фігури випуску. У першому випадку випуск матеріалу здійснювався при чотирьох значеннях величини змушеного зусилля – 3,77, 5,02, 6,28 і 7,55 Н (58,9, 78,5, 98,1 і 117,7 кН) і постійній величині частоти коливань робочого органу віброживильника – 83 Гц (1200 кол/хв.). В результаті дослідження з'ясовано, що форма фігури випуску не залежить від величини змушеного зусилля віброживильника, але її об'єм дещо змінюється при цьому (не більше, ніж на 10%) (табл. 3.3) [12].

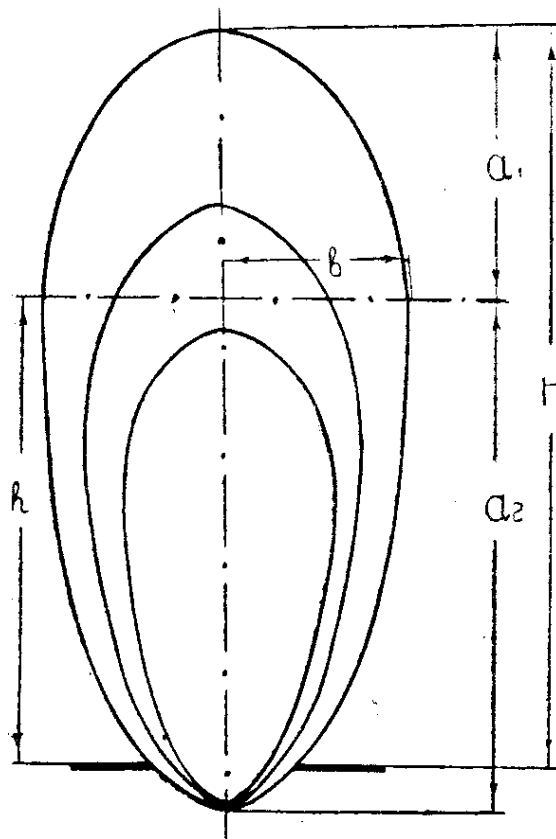


Рисунок 3.8 – Фігура випуску гірничої маси

Таблиця 3.3 – Залежність об'єму фігури випуску від величини змущеного зусилля

Змущене зусилля, Н/кН*	Висота шару, см/м*					
	52/13	60/15	68/17	76/19	84/21	92/23
	Об'єм фігури випуску, дм ³ /м ³ *					
3,77/58,9	15,9/250	23,5/360	31,4/490	42,2/660	58,2/910	72,0/1125
5,02/78,5	14,1/220	22,4/350	30,0/470	42,8/670	56,3/880	71,8/1120
6,28/98,1	17,2/270	23,6/370	35,2/550	44,1/690	58,7/920	72,1/1130
7,55/117,7	17,3/275	25,0/390	32,1/500	46,0/720	60,0/940	74,5/1160

*Чисельник – значення для лабораторних умов, знаменник – для натурних.

У другому досліді матеріал випускався при чотирьох різних значеннях частоти коливань – 83, 104 і 125 Гц (1200, 1500 і 1800 кол/хв.) – при постійній величині змущеного зусилля – 6,28 Н (98,1 кН). Було з'ясовано, що величина об'єму фігури випуску при цьому змінюється незначно (табл. 3.4) [12].

Отримані дані дозволили вивести усереднену функціональну залежність величини малої півосі b фігури випуску від обваленої висоти H [12]:

Таблиця 3.4 – Залежність об'єму фігури випуску від частоти коливань

Частота коливань, Гц/кол/хв.*	Висота шару, см/м*					
	52/13	60/15	68/17	76/19	84/21	92/23
	Об'єм фігури випуску, дм ³ /м ³ *					
83/1200	17,2/270	23,6/370	35,2/550	44,1/690	58,7/920	72,1/1130
104/1500	15,3/240	21,1/330	31,3/495	41,7/654	58,4/913	69,5/1085
125/1800	15,3/240	21,1/330	33,2/524	44,1/689	59,6/933	74,0/1153

*Чисельник – значення для лабораторних умов, знаменник – для натурних.

$$b = 0,2H + 0,6, \text{ м.} \quad (3.15)$$

Об'єм фігури випуску при використанні вібраційного впливу на гірничу масу визначається за наступною формулою [12]:

$$V = \pi b^2 \left[H - \frac{1}{3} \left(a_1 + \frac{h^3}{a_2^2} \right) \right], \text{ м,} \quad (3.16)$$

де $a_1 = H - h$, м; $a_2^2 = \frac{h^2 b^2}{b^2 - 2,3}$, м; при $H < 16$ м – $h = 8$ м; при $H > 16$ м – $h = (H - 8,6)$ м (усі позначення з рис. 3.8).

У практичних цілях можна користуватися спрощеною формулою [12]:

$$V = \frac{2}{3} \pi b^2 (a_1 + a_2). \quad (3.17)$$

На рис. 3.9 приведені усереднені криві залежності об'ємів фігури витікання від висоти обваленого шару як для гравітаційного, так і для вібраційного способів випуску руди. З нього видно, що вібраційний спосіб випуску забезпечує більший об'єм фігури випуску [12].

Для оцінки впливу вібрації на зростання об'єму фігури випуску може бути використаний порівняльний коефіцієнт об'ємів випуску руди K_Q до початку процесу збіднення. Він дорівнює відношенню об'ємів фігур вібраційного та гравітаці-

йного випусків. Для інтервалу модельованих висот (12-25 м) K_Q змінюється від 1,17 до 1,42 (зменшується із зростанням висоти (рис. 3.10) [12].

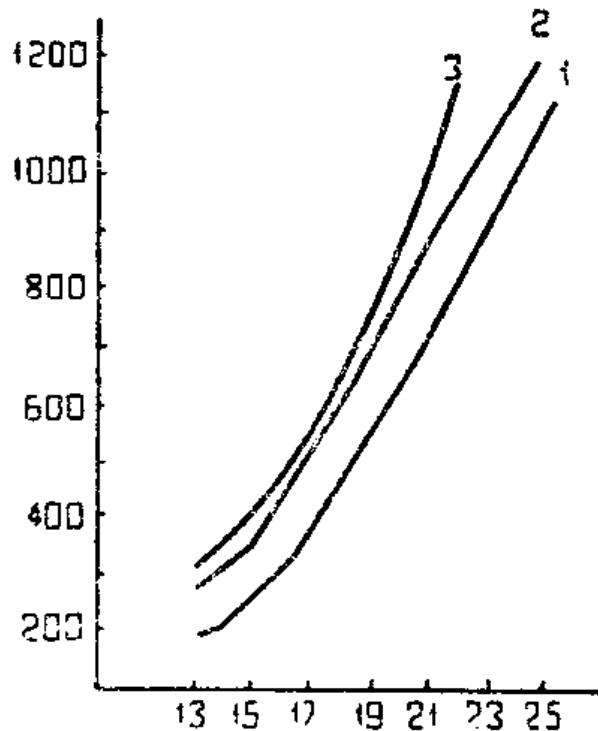


Рисунок 3.9 – Залежність об'єму фігури витікання V від висоти H обваленого шару гірничої маси:

1 – гравітаційний випуск; 2 – вібраційний експериментальний випуск; 3 – вібраційний розрахунковий випуск

Це пояснюється поступовим загасанням вібраційних коливань у міру віддаленості від робочого органу віброживильника. Лише у межах еліпсоїда розповсюдження вібрацій відбувається покращання умов випуску руди. Вище згаданих 3-5 м над робочим органом вплив вібрації вже практично непомітний, тому й різниця між вібраційним та гравітаційним способами випуску майже не відчувається.

Аналогічні дослідження залежності геометричних параметрів фігури випуску гірничої маси з очисного блоку від режиму вібраційного впливу на неї були проведені в умовах інституту НДГРІ. Акцент у даному випадку робився на руди слабкі і середньої міцності. Досліди проводилися на лабораторній моделі у масштабі 1:100. В якості модельного матеріалу використовувалася руда, яка за своєю вологістю (2, 4 і 6%) і гранулометричним складом відповідала рудам рудників ім.

Дзержинського та ім. Кірова Криворізького залізорудного басейну. Питома вага окремих фракції змінювалася у різних експериментах (табл. 3.5) [23].



Рисунок 3.10 – Залежність порівняльного коефіцієнту об'ємів випуску руди K_Q до початку процесу збіднення від висоти обвалення H

Таблиця 3.5 – Питома вага фракцій модельного матеріалу в експериментах

Експеримент	Питома вага фракцій, %		
	0-100 мм	100-250 мм	250-600 мм
I	30	60	10
II	40	50	10
III	60	30	10

Як і в попередньому випадку, рух гірничої маси вивчався за допомогою спеціальних жетонів, які укладалися у моделі висотою 70 см через кожні 5 см по висоті. Матеріал випускався порціями по 100 г. Швидкість руху жетонів безупинно зменшувалася у міру віддалення від центру потоку витікання, який йшов по центру моделі через центральний отвір у ній. На цю швидкість впливали різні поєднання granulometric складу і вологості руди. Підвищення крупності матеріалу та зменшення його вологості призводило до зростання швидкості витікання як при вібраційному, так і при гравітаційному випуску (інтенсивніше у першому випадку). Описані залежності для вібраційного способу випуску представлені на рис. 3.11 [23].

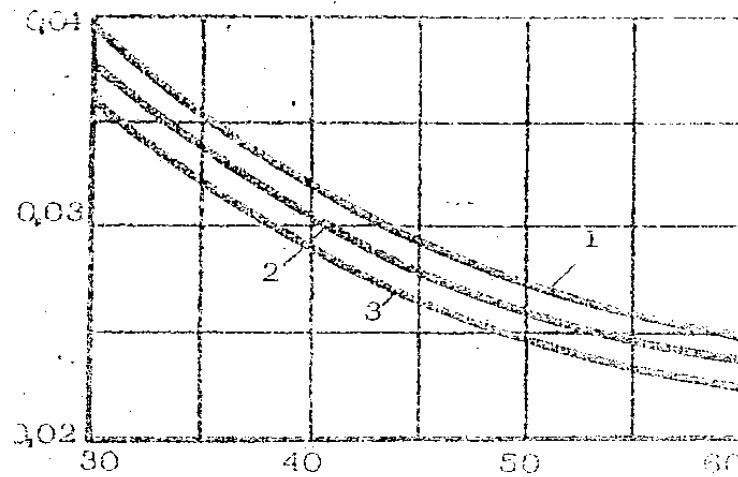


Рисунок 3.11 – Залежності швидкості руху v частинок руди від її гранулометричного складу і вологості при вібраційному випуску:
1, 2, 3 – вологість руди відповідно 2, 4 і 6%

Крім того, підвищення швидкості руху частинок руди при вібраційному випуску сприяло розширенню зони розпушення матеріалу (рис. 3.12), яка збільшувалася на 30-40% у площині робочого органу віброживильника і на 15-17% у площині, перпендикулярній до неї. За рахунок цього розширення мала піввісь еліпсоїду випуску збільшувалася від 3,4-3,8 до 4,25-4,72 см, тобто у середньому на 25%. Об'єм еліпсоїду у порівнянні з гравітаційним випуском зростав у середньому на 30%, що давало збільшення вилучення чистої руди на 22-27%.

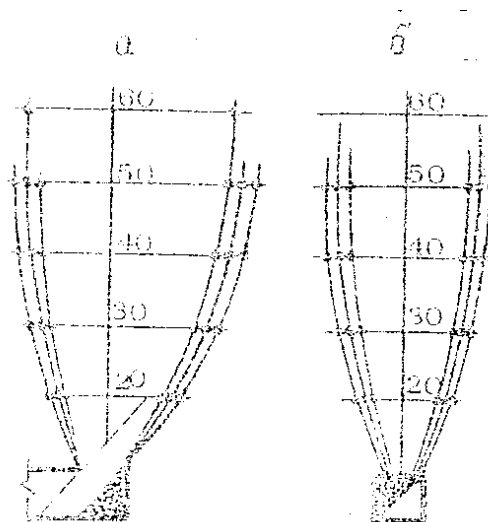


Рисунок 3.12 – Розвиток зони розпушення матеріалу під час вібраційного випуску руди у площинах:
а – робочого органу віброживильника;
б – перпендикулярній до площини робочого органу

Таким чином, отримані результати цілком підтверджують висновки, отримані під час описаних вище досліджень в ІГС АН КазРСПР.

3.3.3 Дослідження впливу режиму вібрації на параметри воронки упродовження покривних порід

З теорії і практики випуску руди добре відомо, що поверхня контакту руди з покривними породами, що налягають на неї зверху, спочатку прогинається, а потім поглиблюється й приймає форму воронки. Поява частинок порожньої породи у випускному отворі сигналізує про закінчення процесу випуску руди і початок процесу її збіднення внаслідок змішування з порожньою породою. Для зменшення величин втрат і збіднення цінної рудної сировини потрібно вміти своєчасно зупинити випуск, а для цього потрібно знати закономірності утворення такої воронки.

Під час проведення модельного експерименту в умовах ІГС АН КазРСПР була зроблена спроба визначення форми кривої, що утворює подібну воронку упродовження, та вплив режиму вібрації на її параметри [12].

Для цього моделювали ті самі значення змушеного зусилля та частоти коливань, що й під час дослідження фігури випуску (див. п. 3.3.2). Довжина робочого органу віброживильника складала 280 мм (7 м), а глибина його занурення під навал руди – 120 мм (3 м). Модель на висоту 1 м (25 м) заповнювали рудою, а зверху засипали подрібненою цеглою, що імітувала порожню породу. У процесі вібраційного випуску руди віброживильник зупиняли, коли на його робочому органі з'являлися шматки цегли. Потім модель розбирали у напрямку зверху-вниз й у кожному горизонтальному шарі заміряли параметри воронки, згідно з якими будували криві, що її утворюють.

Воронка упродовження, так само, як і фігура випуску, має вигляд фігури обертання (рис. 3.13). У табл. 3.6 і 3.7 приведені дані про змінення радіусу воронки упродовження у залежності від величини змушеного зусилля та від частоти коливань робочого органу віброживильника [12].

Як видно з таблиць, величина радіусу воронки змінюється при варіюванні



Таблиця 3.6 – Змінення радіусу воронки упровадження у залежності від величини змушеного зусилля робочого органу віброживильника (значення для натурних умов)

Висота шару, м	Величина змушеного зусилля, кН			
	58,9	78,5	98,1	117,7
	Радіус воронки упровадження, см			
5	25	30	37	30
7	45	57	62	53
9	90	107	113	101
11	148	160	163	164
13	207	230	241	232
15	328	300	302	296
17	410	405	422	405
19	-	-	547	-
21	-	-	850	-

Таблиця 3.7 – Змінення радіусу воронки упровадження у залежності від частоти коливань робочого органу віброживильника (значення для натурних умов)

Висота шару, м	Частота коливань, кол/хв.		
	1200	1500	1800
	Радіус воронки упровадження, см		
5	37	45	33
7	62	65	48
9	113	108	108
11	163	175	150
13	241	245	220
15	302	328	305
17	422	420	440
19	547	-	-
21	956	-	-

3.3.4 Аналіз впливу глибини занурення віброживильника на параметри фігури випуску

Існуючі конструкції вітчизняних та закордонних віброживильників мають різні компоновальні схеми, зокрема щодо місця розташування вібратора на робо-

чому органі машини. Він може знаходитися як у центрі мас вібромашини, так і зсуватися у бік розвантажувального чи завантажувального кінців. Є різні теорії оптимального розташування віброприводу, але більшість розробників подібної вібраційної техніки схиляється до висновку, що вібратор має знаходитися ближче до розвантажувального кінця вантажонесучого органу [2-15,18,19].

У такій схемі амплітуда коливань робочого органу буде зменшуватися у міру віддалення від вібратора, а саме: у напрямку його зануреного під навал гірничої маси завантажувального кінця. Місце повного загасання коливань буде залежати від глибини занурення віброживильника під навал, адже ця частина робочого органу активно впливає на процес витікання матеріалу і, значить, на параметри фігури випуску.

Під час модельного експерименту вплив глибини занурення віброживильника під навал руди на параметри фігури випуску досліджувався при постійному режимі вібрації. Руду завантажували у модель на висоту 1 м (25 м). Через кожні 8 см (2 м) по висоті укладалися відповідно пронумеровані жетони. Коли на робочий орган виходив жетон із шару, для висотної відмітки якого визначалися параметри фігури випуску, процес витікання руди припиняли, а випущений матеріал зважували. Номера жетонів, що вийшли, відмічалися на спеціальних пошарових картах-планах. Таким чином одержувалися горизонтальні перетини фігури випуску на різних висотах.

За отриманими даними експерименту були збудовані графіки залежності величини малої півосі та об'єму фігури витікання від глибини упровадження віброживильника під навал гірничої маси (рис. 3.15а і б) [12].

Мала піввісь фігури випуску зростає на 15-32% при збільшенні глибини занурення робочого органу від 2 до 3 м. При подальшому зануренню до 4 м мала піввісь зменшується. Схожий характер має й змінення об'єму фігури випуску. Таким чином, найкращі результати спостерігаються при величині занурення 3 м.

Висновки:

- проведений порівняльний аналіз надійності розглянутих у розділі 2 роботи

технологічних схем випуску і доставки руди з використанням вібраційних живильників та доставкових конвеєрів показав, що підвищений рівень надійності мають схеми, в яких присутні елементи паралельного з'єднання технологічного обладнання з дублюючими ланцюгами машин, а також проміжні акумуляційні ємності, що працюють як елементи часового резервування і дають можливість відновлення працездатного стану окремих елементів системи без зупинки її у цілому;

- дослідження механізму вібраційного випуску руди під час очисного виймання гірничої маси здійснено за допомогою методу повного фізичного моделювання із суворим дотриманням фізичної подібності параметрів віброживильника, режиму його роботи, очисного блоку, а також фізико-механічних властивостей модельного матеріалу, що імітував реальну гірничу масу;

- дослідження впливу режиму вібрації на продуктивність процесу вібраційного випуску руди показало, що найбільш ефективний режим роботи віброустановок з інерційними вібраторами знаходиться у проміжку частот 900-1200 кол/хв. при величині змушеного зусилля приблизно 80-120 кН. Побудована номограма, яка дає можливість визначати продуктивність вібровипуску у залежності від кінетичного моменту дебаланса і частоти коливань вантажонесучого органу вібромашини;

- аналіз залежності продуктивності процесу вібраційного випуску руди від глибини занурення робочого органу віброживильника під навал гірничої маси дозволив визначити оптимальну величину цього занурення – 4 м при довжині робочого органу 8 м;

- проведені дослідження процесу розповсюдження вібрації по робочому органу віброживильника та у товщі стовпа руди над ним показали, що амплітуди коливань поступово загасають від вільного розвантажувального кінця робочого органу до защемленого завантажувального та від площини робочого органу у вертикальному напрямку на відстані 3-5 м;

- в роботі досліджувався вплив режиму вібрації та глибини занурення робочого органу під навал на форму і параметри фігури випуску гірничої маси та воронки упровадження покривних порід. Результати експерименту дали можливість

оцінити картину витікання руди з випускного отвору і розробити рекомендації щодо зниження втрат і збіднення цінної рудної сировини під час очисного виймання.

4 РОЗРОБКА ПРАКТИЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Вплив вібраційного випуску руди на показники вилучення

На результати процесу випуску руди з використанням вібраційних механізмів впливають наступні технологічні та конструктивні параметри очисного виймання [12]:

- висота блоку H ;
- відстань між доставковими виробками L_1 ;
- відстань між суміжними віброживильниками L_2 ;
- ширина робочого органу вібромашини і глибина її занурення під навал.

Різні співвідношення розмірів H , L_1 і L_2 можуть давати різні площі відбитої руди, що припадають на один випускний отвір та різні варіанти розташування фігур випуску матеріалу: уособлений (коли контури суміжних фігур випуску не перетинаються) та із взаємним перекриттям їх.

Для оптимального вилучення руди з найменшими втратами та збідненням за результатами модельного експерименту були знайдені відповідні залежності між вказаними вище параметрами очисного виймання. Дослідження здійснювалися на моделі при постійному режимі вібрації – частоті коливань 104 Гц (1500 кол/хв.) та величині змушеного зусилля 6,28 Н (98,1 кН). Відстань між віброживильниками змінювали через 1 м у межах 5-9 м, а висоту шару матеріалу, що випускався – від 15 до 60 м. Довжина робочого органу віброживильника становила 28 см (7 м), а глибина його занурення під навал гірничої маси – 12 см (3 м). Такі параметри забезпечували максимальний розвиток фігури випуску. Ширина робочого органу та відстань між доставковими виробками залишалися постійними – відповідно 48 мм (1,2 м) і 28 см (7 м).

Із зростанням відстані між віброживильниками абсолютна величина виходу чистої руди підвищувалася при будь-якому значенні висоти шару випущеної гірничої маси. Проте у відсотковому відношенні до запасів шару вихід чистої руди

дещо знижувався (рис. 4.1) [12].

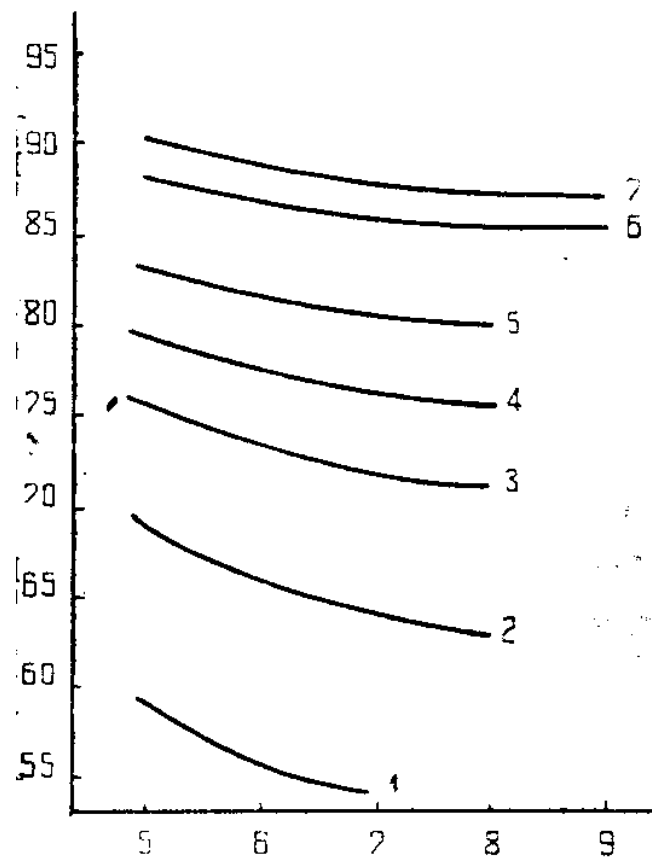


Рисунок 4.1 – Залежність виходу чистої руди Q_p , випущеної до початку процесу збіднення, від відстані між віброживильниками L_2 при висоті обваленого блоку H : 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – відповідно 15, 20, 25, 30, 35, 50 і 60 м

Коли відстань між віброживильниками залишалася постійною, а висота шару випуску зростала, вихід чистою руди збільшувався як за абсолютним значенням, так і у процентному відношенні.

Після того, як чиста руда буде випущена з блоку, залишки мінеральної сировини у ньому можна буде вилучати лише із збідненням. Таких залишків у залежності від висоти H випущеного шару і відстані L_2 між осями віброживильників може бути від 10 до 40% загальних запасів блоку. Нехтувати такою кількістю цінної мінеральної сировини неприпустимо, тому потрібно встановити певну межу доцільності вилучення цих залишків. З огляду на вищесказане, такою межею слід вважати критичний середній бортовий вміст $\alpha_{кр}$ корисного компоненту, при якому розробка родовища не дає ані прибутку, ані збитку. Це такий мінімальний вміст

корисного компонента, за яким руду включають у підрахунок запасів (бортовий ліміт). Виходячи зі значення $\alpha_{кр}$ можна визначити середнєзважений вміст $\alpha_{сер}$ цього компонента за наступною формулою [12]:

$$\alpha_{сер} = \frac{Q_1\alpha_1 + Q_2\alpha_2 + \dots + Q_{кр}\alpha_{кр}}{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_{кр}}, \%, \quad (4.1)$$

де $Q_1, Q_2, \dots, Q_{кр}$ – об'єм руди у родовищі з різним промисловим вмістом основного корисного компонента, т; $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{кр}$ – відповідний вміст корисного компонента у вказаних об'ємах руди, %.

Знаючи величину $\alpha_{сер}$ в 1 т руди у надрах, можна визначити показник збіднення, який знаходиться як відношення кількості доданої порожньої породи до загальної кількості видобутої гірничої маси. Проте, встановити кількість цієї порожньої породи у видобутій руді практично неможливо, тому величину збіднення зазвичай знаходять шляхом урахування зниження вмісту корисного компонента у руді у порівнянні із вмістом його у надрах. Тоді коефіцієнт збіднення R_c , що визначається за вмістом корисного компонента при додаванні порожніх порід, становитиме [12]:

$$R_c = \frac{\alpha_{сер} - \alpha_{пл}}{\alpha_{сер}} \cdot 100, \%, \quad (4.2)$$

де $\alpha_{пл}$ – плановий вміст корисного компонента, %.

Наприклад, для умов Ленінгорського комбінату можна без прибутку та збитків вилучати руду з коефіцієнтом збіднення R_c до 50% [12].

Під час проведення описаного вище модельного експерименту вібраційний випуск залишків руди здійснювався у тих самих умовах (режим випуску, змінення відстані L_2 між віброживильниками та висоти H випущеного шару), що й випуск чистої руди. Залишки руди випускали дозами, що дорівнювали змінній продуктивності віброживильника. Збіднення в останній дозі дорівнювало 50%. Величини збіднення в усіх дозах визначали шляхом відбору і окремого зважування порожньої породи Π і руди Q_p , а коефіцієнт збіднення R – як відношення Π до кількості

випущеної рудної маси ($Q_p + \Pi$). Після випуску останньої дози (з $R = 50\%$) визначали загальні кількості Q_p і Π . На рис. 4.2 видно, що, коли після виходу чистої руди подальший випуск гірничої маси відбувається із збідненням, спостерігається збільшення виходу порожніх порід при відносному зменшенні виходу руди у кожній наступній дозі випуску [12].

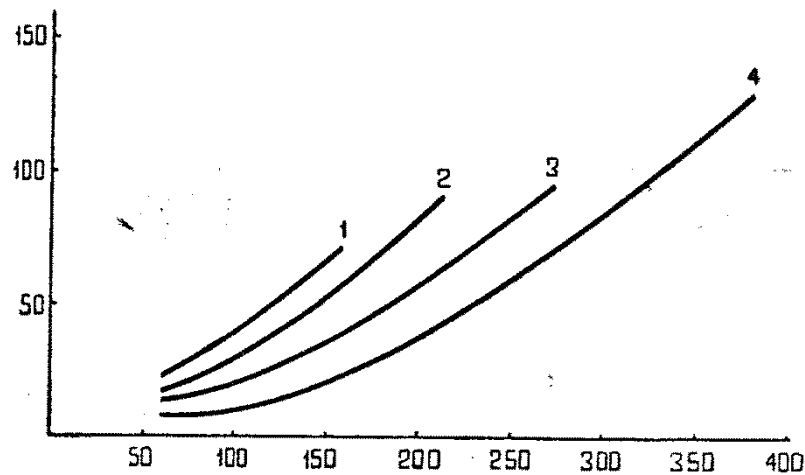


Рисунок 4.2 – Залежність виходу руди Q_p і порожньої породи Π від відстані L_2 між віброживильниками:
1, 2, 3, 4 – відповідно 5, 6, 7 і 8 м

Результати проведеного дослідження показують, що найкращі показники вилучення досягаються за умови певного збільшення відстані між віброживильниками (звісно, у припустимих межах). Проте, збіднення видобутої руди при цьому зростає (див. табл. 4.1). Тому остаточне рішення щодо вибору раціонального розміщення віброживильників може бути прийнято лише шляхом відповідного техніко-економічного обґрунтування за отриманими технічними показниками [12].

4.2 Вибір оптимального розміщення вібромашин у системах розробки з обваленням руди

Вибір оптимального розташування віброживильників у випускних виробках має величезне значення з точки зору отримання максимального економічного ефекту під час очисного виймання руди. Використання вібраційних механізмів для

цього забезпечує високу продуктивність процесу випуску руди та зростання повноти вилучення запасів корисних копалин.

Свого часу цілою низкою вітчизняних наукових і науково-дослідних установ (у тому числі криворізьких – КГРІ, НДГРІ) були проведені дослідження з розробки методик раціонального використання надр, оцінки економічних наслідків, що викликаються кількісними та якісними втратами руди, з урахуванням витрат на геолого-розвідувальні роботи.

Як добре видно з викладеного вище матеріалу, змінення параметрів розміщення віброустановок в очисному блоці суттєво впливає на результати випуску руди, у першу чергу на кількість чистої руди та на величини втрат і збіднення.

Використовуючи отримані під час досліджень результати, можна шляхом порівняння достатньо обґрунтовано вибрати той чи інший варіант розташування віброживильників у блоці згідно з конкретними виробничими умовами. Наприклад, розрахунки показують, що при висоті блоку 15 м найвищий рівень прибутку може бути отриманий при відстані між віброживильниками 7 м, а при висоті блоку 20-35 м і 40-60 м – відповідно при відстані 8 і 9 м [12].

4.3 Ефективність використання вібраційного випуску і доставки руди

Промислові дослідження вібраційного випуску руди, проведені за участю ІГС АН КазРСР в умовах очисних блоків № 47-49 руднику ім. 40-річчя ВЛКСМ Ріддер-Сокольського родовища за технологічною схемою «віброживильник – транспорт» (див. схему на рис. 1.3), переконливо підтвердили переваги вібраційного способу випуску у порівнянні з гравітаційним випуском і скреперною доставкою. Техніко-економічні показники порівняльного аналізу приведені у табл. 4.2 [12].

На Ріддерському руднику того ж родовища пройшла промислове випробування технологічна схема «віброживильник – доставковий конвеєр - рудоспуск» (див. схему на рис. 1.4). В якості доставкового засобу використовувався безрамний стрічковий конвеєр (див. рис. 1.16). Дослідження також продемонструвало безсумнівні переваги вібраційного випуску у порівнянні з гравітаційним – проду-

Таблиця 4.2 – Порівняльні техніко-економічні показники відпрацювання блоків з використанням вібраційного випуску та гравітаційного випуску зі скреперною доставкою в умовах руднику ім. 40-річчя ВЛКСМ

Показники	Блок з гравітаційним випуском і скреперною доставкою руди	Блоки з вібраційним випуском руди		
		№ 48	№ 47	№ 49
Висота обвалення блоку, м	65	69	69	65
Запаси руди у блоці, т	144644	436676	167646	576951
Об'єм гірничо-підготовчих виробок, м ³ /м	1994	3306,5-767,3	2168,8-425,4	3788-944
Об'єм нарізних виробок, м ³	3269	6444,6	2652	6772
Вихід руди на 1 м ³ гірничо-підготовчих виробок, т	283	570	394	612
Вихід руди на 1 м ³ нарізних виробок, т	40	64	65	85,4
Вихід руди на 1 м ³ підготовчо-нарізних виробок, т	27,5	44	35,5	54,8
Продуктивність на випуску і доставці, т/чол-змін	110-120	500-600	400-450	550-600
Продуктивність праці забійного робітника, т/чол-змін	12-16	28	25	30
Втрати, %	7,2	4,2	5,02	7,9
Збіднення, %	25,9	24,8	21,4	19,4

ктивність праці зросла у 5 разів (табл. 4.3) [12].

Області ефективного використання тієї чи іншої технологічної схеми випуску і доставки руди, розглянутих у цій роботі (див. рис. 1.1-1.5), а також засобів механізації цих операцій визначаються гірничо-геологічними умовами видобутку та економічними факторами. В основному вони залежать від їх загальної трудомісткості. У табл. 4.4 приведені порівняльні дані техніко-економічних показників вказаних технологічних схем [12].

Таблиця 4.3 – Порівняльний аналіз вібраційного та гравітаційного випуску руди в умовах Ріддерського руднику

Показники	Гравітаційний випуск і скреперна доставка	Вібраційний випуск
Довжина камери, м	-	20
Ширина камери, м	-	10
Запаси руди, тис. т	-	32
Об'єм підготовчих виробок, м ³	-	432
Об'єм нарізних виробок, м ³	-	1011
Питомий об'єм підготовчих виробок, м ³ /1000 т	20-25	13,5
Питомий об'єм нарізних виробок, м ³ /1000 т	25-30	30,3
Вихід руди на 1 м ³ підготовчих виробок, т	40-45	79
Вихід руди на 1 м ³ нарізних виробок, т	30-35	33
Витрата ВР на відбивання, кг/т	0,6-0,9	0,85-0,88
Витрата ВР на вторинне дроблення, кг/т	0,06-0,08	0,06-0,08
Продуктивність праці на випуску і доставці, т/чол-зміну	120	600

Аналіз цих даних свідчить, що використання на технологічних операціях випуску і доставки вібраційних механізмів, конвеєрів різних типів та самохідного обладнання у 1,5-2 рази зменшує необхідний об'єм підготовчо-нарізних виробок та підвищує продуктивність праці у 5 разів у порівнянні з гравітаційним випуском і скреперною доставкою руди.

У цілому можна рекомендувати застосування технології видобутку руди з використанням вібраційного обладнання в наступних системах розробки [12]:

- камерних з доставкою руди силою вибуху та вібровипуском;
- підповерхового обвалення з торцевим вібровипуском руди;
- блокового примусового обвалення та поверхово-камерних із закладкою:
 - з вібровипуском і навантаженням у транспортні судини;
 - з вібровипуском і конвеєрною доставкою руди.

Техніко-економічні показники вказаних систем приведені у табл. 4.5 [12].

Таблиця 4.4 – Техніко-економічні показники схем випуску і доставки руди

Схема випуску і доставки	Висота блоку, м	Питомий об'єм підготовчо-нарізних виробок, м ³ /м ²	Продуктивність механічного обладнання на випуску і доставці, м ³ /зміну
Віброживильник – віброконвеєр – транспорт	до 15-18	1,25	70
Віброживильник – транспорт	більше 15	2,30	200
Віброживильник – віброконвеєр – рудоспуск – транспорт	до 15-16	1,50	110
Віброживильник – безрамний стрічковий конвеєр – рудоспуск – транспорт	більше 15	2,10	300
Віброживильник – самохідний вагон – рудоспуск – транспорт	більше 15	2,45	200
Пряме скреперування у рудоспуск	-	3-5	40

Таблиця 4.5 – Техніко-економічні показники систем розробки з використанням на випуску і доставці руди вібромеханізмів

Показники	Система розробки			
	Камерна з доставкою руди силою вибуху	Підповерхового обвалення з торцевим випуском руди	Блокового обвалення з вібровипуском руди	Поверхово-камерна із закладкою, вібровипуском та конвеєрною доставкою руди
Потужність покладу, м	12-15	12-15	8-10	8-10
Кут падіння, град.	17-40	0-20	70	70
Ширина блоку (камери), м	30	50-70	-	-
Довжина блоку (камери), м	30	50	-	-
Запаси руди, що вилучаються, тис. т	30-40	100-150	≥ 100	≥ 100

Продовження таблиці 4.5				
Об'єм підготовчо-нарізних робіт:				
$\text{м}^3/1000 \text{ т}$	$\frac{20-25^*}{30-35}$	$\frac{18-20}{\geq 40}$	$\frac{25-35}{40-50}$	$\frac{25-35}{40-50}$
$\text{м}^3/\text{м}^2$	$\frac{0,8-1,0}{1,2-1,8}$	$\frac{0,7-1,0}{2,0-2,3}$	$\frac{2,3}{3,0-5,0}$	$\frac{2,1}{3,0-5,0}$
%	$\frac{6-10}{10-15}$	$\frac{5-7}{10-15}$	$\frac{7-10}{15-20}$	$\frac{7-10}{15-25}$
Вихід руди з 1 пог. м свердловини, $\text{м}^3/\text{пог. м}$	2,6-3,5	4,5-5,0	3,5-6,0	3,5-6,0
Витрати ВР, кг/т:				
загальні	1,05-1,3	0,85	0,6-0,8	0,6-0,8
на відбивання	0,9-1,1	-	0,5-0,6	0,5-0,6
на вторинне дроблення	0,14-0,2	-	0,1-0,2	0,1-0,2
Продуктивність праці на випуску, т/чол-зміну	$\frac{300-350}{80-100}$	$\frac{250-300}{80-120}$	$\frac{500-700}{110-120}$	$\frac{600-800}{110-120}$
Продуктивність забійного робітника, т/чол-зміну	$\frac{15-20}{10-15}$	$\frac{25-30}{15-20}$	$\frac{\geq 30}{12-16}$	$\frac{\geq 30}{12-16}$
Втрати, %	6-11	7-10	$\frac{7-14}{\geq 20}$	$\frac{3-5}{5-10}$
Збіднення, %	12-18	15-20	$\frac{7-14}{\geq 20}$	-

*Тут і далі у знаменнику приведені показники для варіантів систем розробки з використанням гравітаційного випуску руди та скреперної доставки

Висновки:

- під час вібраційного випуску руди найкращі показники вилучення досягаються за умови певного (у припустимих межах) збільшення відстані між віброживильниками. Проте, збіднення видобутої руди при цьому зростає. Тому остаточне рішення щодо вибору раціонального розміщення віброживильників може бути прийнято лише шляхом відповідного техніко-економічного обґрунтування за отриманими технічними показниками. Наприклад, при висоті блоку 15 м найвищий

рівень прибутку може бути отриманий при відстані між віброживильниками 7 м, а при висоті блоку 20-35 м і 40-60 м – відповідно при відстані 8 і 9 м;

- області ефективного використання тієї чи іншої технологічної схеми випуску і доставки руди, розглянутих у цій роботі, а також засобів механізації цих операцій визначаються гірничо-геологічними умовами видобутку та економічними факторами. У цілому слід констатувати, що використання на технологічних операціях випуску і доставки вібраційних механізмів, конвеєрів різних типів та самохідного обладнання у 1,5-2 рази зменшує необхідний об'єм підготовчо-нарізних виробок та підвищує продуктивність праці у 5 разів у порівнянні з гравітаційним випуском і скреперною доставкою руди.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи теоретичні та експериментальні дослідження

- порівняльний аналіз вібраційного та гравітаційного (витікання руди під дією власної ваги) способів випуску руди з блоків на рудозвальних акумуляційних виробок добре ілюструє переваги вібраційного способу, який забезпечує зростання продуктивності праці на випуску і доставці руди у декілька разів (від 2 до 5);

- більшість технологічних систем підземної розробки міцних руд з масовим обваленням гірничої маси використовують дві основні технологічні схеми випуску і доставки руди – торцеву і площинну, що відрізняються своїми певними перевагами та недоліками. Але обидві вони добре пристосовані для широкого впровадження вібраційної техніки. Аналіз можливих варіантів цих технологічних схем показує високу ефективність використання вібраційних живильників та доставкових конвеєрів різних типів для їх реалізації;

- силами вітчизняних науковців, проектувальників та виробничників створені високоефективні конструкції вібраційної техніки для випуску гірничої маси з блоків та рудозвальних акумуляційних виробок, а також доставкового обладнання безупинної дії, які забезпечують можливість реалізації поточкових схем транспорту гірничої маси під час підземного очисного виймання міцних руд;

- для вирішення поставлених у роботі задач вибрані відповідні методи теоретичних та експериментальних досліджень;

- проведений порівняльний аналіз надійності розглянутих у розділі 2 роботи технологічних схем випуску і доставки руди з використанням вібраційних живильників та доставкових конвеєрів показав, що підвищений рівень надійності мають схеми, в яких присутні елементи паралельного з'єднання технологічного обладнання з дублюючими ланцюгами машин, а також проміжні акумуляційні ємності, що працюють як елементи часового резервування і дають можливість відновлення працездатного стану окремих елементів системи без зупинки її у цілому;

- дослідження механізму вібраційного випуску руди під час очисного вий-

мання гірничої маси здійснено за допомогою методу повного фізичного моделювання із суворим дотриманням фізичної подібності параметрів віброживильника, режиму його роботи, очисного блоку, а також фізико-механічних властивостей модельного матеріалу, що імітував реальну гірничу масу;

- дослідження впливу режиму вібрації на продуктивність процесу вібраційного випуску руди показало, що найбільш ефективний режим роботи віброустановок з інерційними вібраторами знаходиться у проміжку частот 900-1200 кол/хв. при величині змушеного зусилля приблизно 80-120 кН. Побудована номограма, яка дає можливість визначати продуктивність вібровипуску у залежності від кінетичного моменту дебаланса і частоти коливань вантажонесучого органу вібромашини;

- аналіз залежності продуктивності процесу вібраційного випуску руди від глибини занурення робочого органу віброживильника під навал гірничої маси дозволив визначити оптимальну величину цього занурення – 4 м при довжині робочого органу 8 м;

- проведені дослідження процесу розповсюдження вібрації по робочому органу віброживильника та у товщі стовпа руди над ним показали, що амплітуди коливань поступово загасають від вільного розвантажувального кінця робочого органу до защемленого завантажувального та від площини робочого органу у вертикальному напрямку на відстані 3-5 м;

- в роботі досліджувався вплив режиму вібрації та глибини занурення робочого органу під навал на форму і параметри фігури випуску гірничої маси та воронки упровадження покривних порід. Результати експерименту дали можливість оцінити картину витікання руди з випускного отвору і розробити рекомендації щодо зниження втрат і збіднення цінної рудної сировини під час очисного виймання;

- під час вібраційного випуску руди найкращі показники вилучення досягаються за умови певного (у припустимих межах) збільшення відстані між віброживильниками. Проте, збіднення видобутої руди при цьому зростає. Тому остаточне рішення щодо вибору раціонального розміщення віброживильників може бути

прийнято лише шляхом відповідного техніко-економічного обґрунтування за отриманими технічними показниками. Наприклад, при висоті блоку 15 м найвищий рівень прибутку може бути отриманий при відстані між віброживильниками 7 м, а при висоті блоку 20-35 м і 40-60 м – відповідно при відстані 8 і 9 м;

- області ефективного використання тієї чи іншої технологічної схеми випуску і доставки руди, розглянутих у цій роботі, а також засобів механізації цих операцій визначаються гірничо-геологічними умовами видобутку та економічними факторами. У цілому слід констатувати, що використання на технологічних операціях випуску і доставки вібраційних механізмів, конвеєрів різних типів та самохідного обладнання у 1,5-2 рази зменшує необхідний об'єм підготовчо-нарізних виробок та підвищує продуктивність праці у 5 разів у порівнянні з гравітаційним випуском і скреперною доставкою руди.

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики вібраційних конвеєрів інститутів ВНДІКольормет, НДГРІ та НДПІГірмаш

Тип конвеєра	Показники								Інститут-розробник	
	Продуктивність, т/г	Частота коливань, кол/хв.	Амплітуда коливань, мм	Кут вібрації, град.	Потужність приводу, кВт	Габаритні розміри, мм				Вага, кг
						довжина	висота	ширина		
ВР-50	1000	750	4	30	10	21000	800	800	100**	ВНДІКольор-мет
ВР-100	250	550-750	7	30	28	30000	850	1350	220**	
ВУР-80	250	930	4	15	н.д.*	20000	830	730	7500	
ВК-1	300	500	10	25	16	10400	908	1440	5800	НДГРІ
ВК-2	300	500	10	25	20	10400	1008	1440	5760	
ВК-4	400-500	550	5,5-6,5	25	20	10000	н.д.*	н.д.*	10000	
ВКВ-2	210	736	7,5	25	25	33500	500	1265	10900	НДПІГірмаш
МВЕ-2	280	750-840	5	25	20	33000	550	1000	9240	

*Немає даних

**Вага 1 погонного метра конвеєра

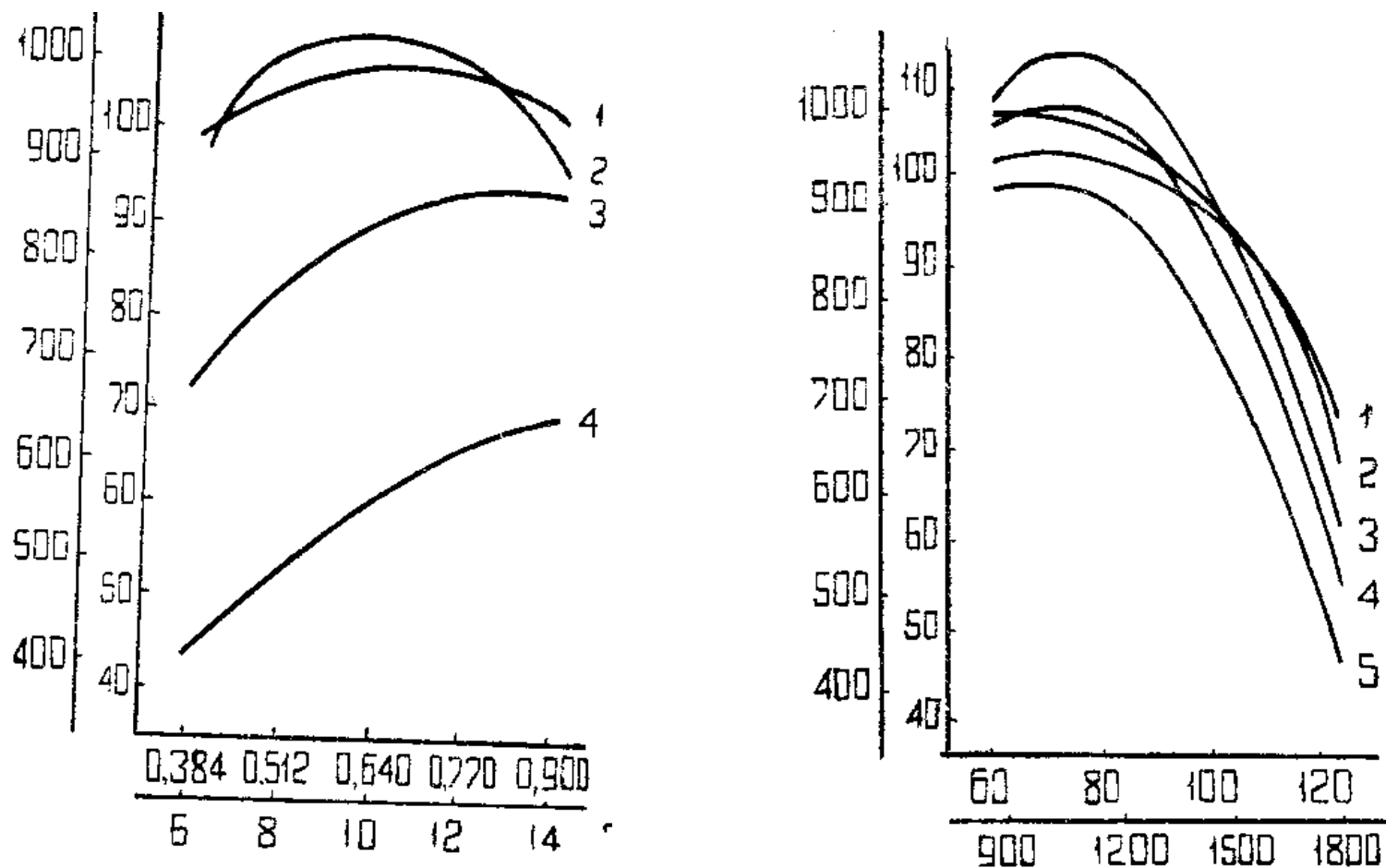


Рисунок 3.1 – Графіки залежності продуктивності віброустановки Q від параметрів режиму коливань робочого органу:

a – від величини змусеного зусилля F віброприводу при частоті коливань Ω робочого органу:

1 – 860 кол/хв.; 2 – 1200 кол/хв.; 3 – 1500 кол/хв.; 4 – 1800 кол/хв.;

б – від частоти коливань Ω робочого органу при величині змусеного зусилля F :

1 – 58,9 кН; 2 – 78,5 кН; 3 – 98,1 кН; 4 – 117,7 кН; 5 – 137,3 кН

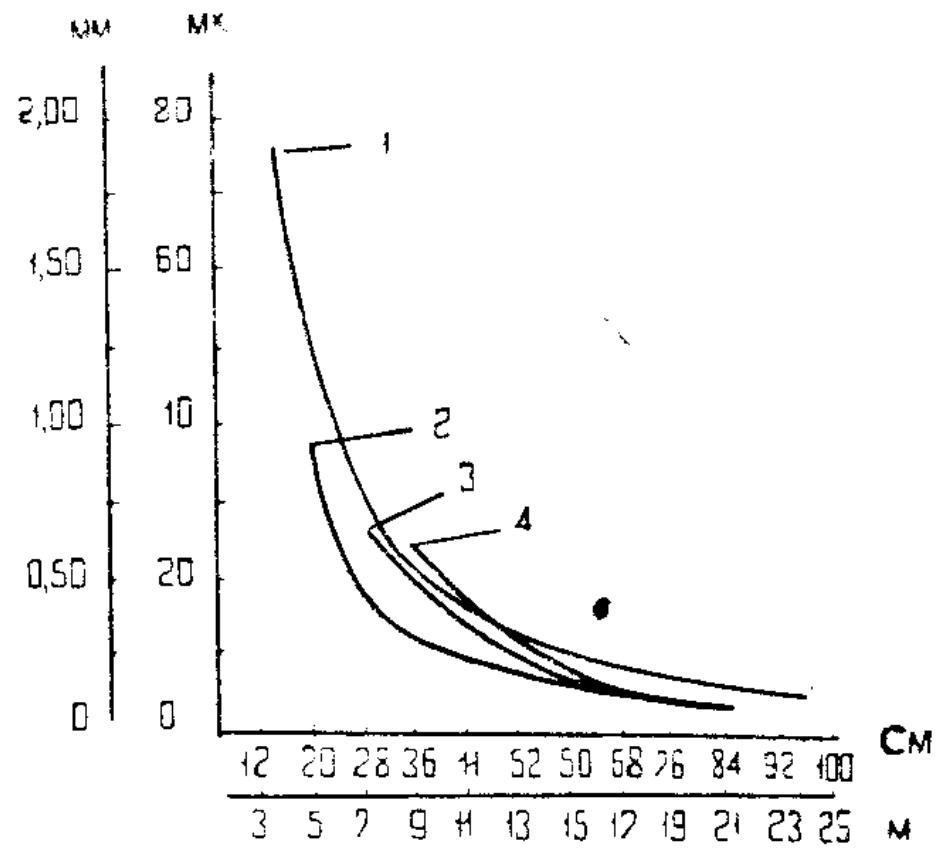
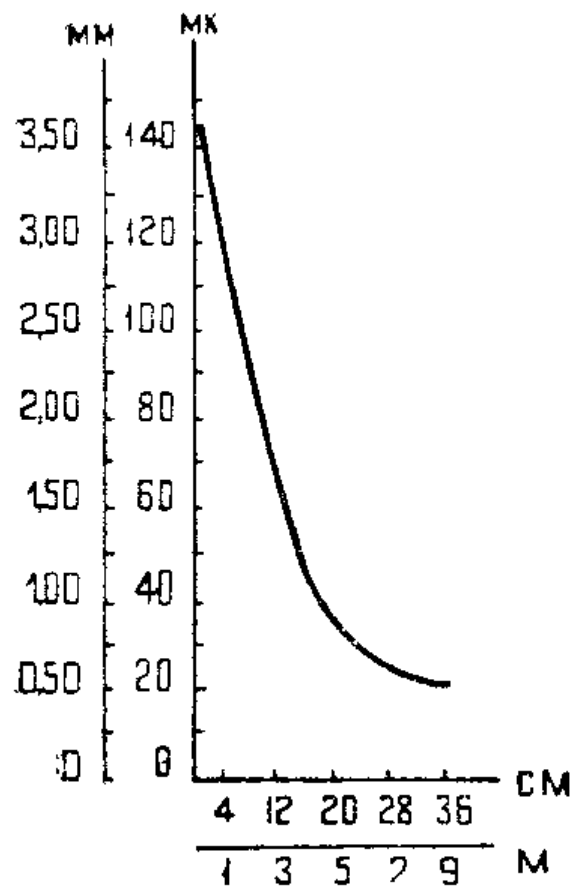


Рисунок 3.7 – Графіки змінення амплітуд коливань A стовпа рудної маси над робочим органом віброживильника:

a – залежність амплітуди коливань від відстані до робочого органу H ;

b – залежність амплітуди коливань в разі наявності додаткового обваленого шару руди:

1, 2, 3, 4 – відстань до робочого органу відповідно 3, 5, 7 і 9 м

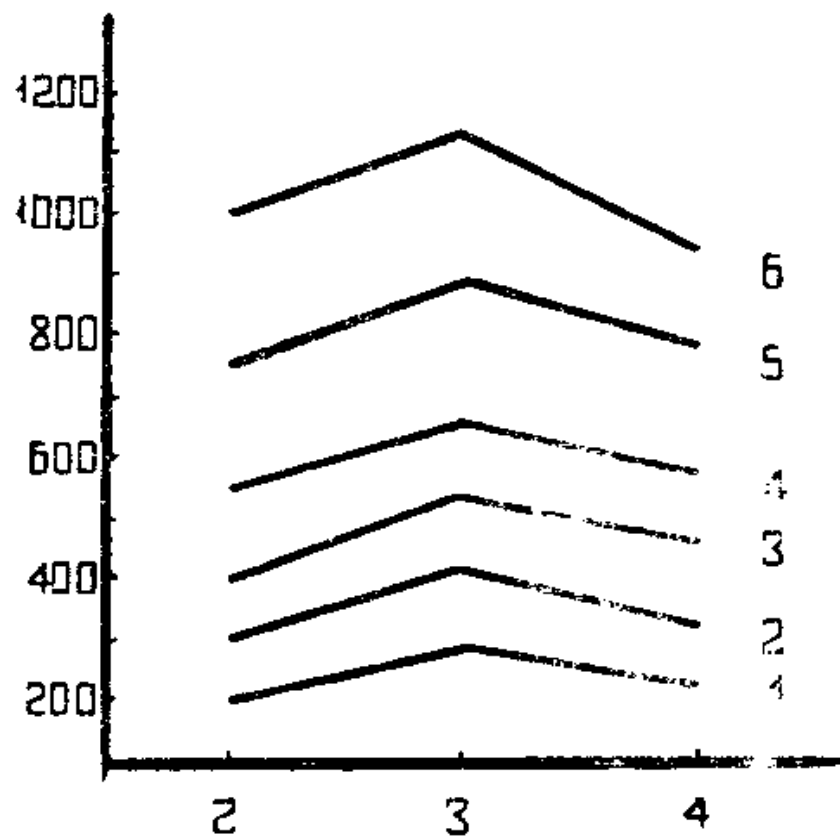
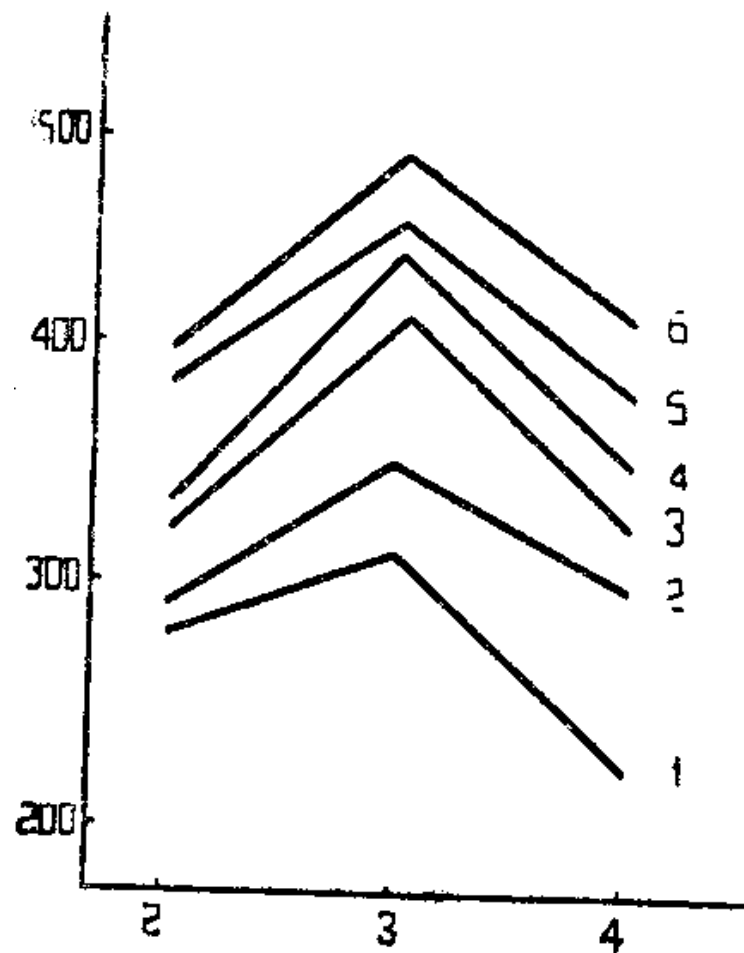


Рисунок 3.15 – Графіки залежності параметрів фігури випуску від глибини занурення L_3 робочого органу віброживильника під навал гірничої маси при різній висоті H шару, що обвалюється:
 a – величини малої півосі; b – об'єму V фігури витікання; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – висота H відповідно 13, 15, 17, 19, 21 і 23 м

Таблиця 4.1 – Загальні показники очисного виймання руди з використанням вібраційного випуску

Висота H випущеного шару відбитої руди, м	Відстань L_2 між віброживильниками, м	Запаси руди, що припадають на один віброживильник, м ³	Загальне вилучення руди обваленого шару		Вихід порожніх порід Π , м ³	Втрати руди, %	Збіднення видобутої руди, %
			м ³	%			
15	5	525	451	86,0	71	14,0	13,6
	6	630	560	88,6	91	11,4	14,0
	7	735	671	91,3	112	8,7	14,3
	8	-	-	-	-	-	-
20	5	700	626	89,6	71	10,4	10,2
	6	840	770	91,7	91	8,3	10,6
	7	980	916	93,5	112	6,5	10,9
	8	1120	1104	98,3	147	1,7	11,8
25	5	875	810	91,6	71	8,4	8,2
	6	1050	980	93,3	91	6,7	8,5
	7	1225	1161	94,8	112	5,2	8,8
	8	1400	1380	98,6	147	1,4	9,6
30	5	1050	976	92,9	71	7,1	6,8
	6	1260	1190	94,5	91	5,5	7,1
	7	1470	1409	95,6	112	4,4	7,4
	8	1680	1660	98,9	147	1,1	8,1

Продовження таблиці 4.1							
35	5	1225	1151	93,8	71	6,2	5,8
	6	1470	1400	95,2	91	4,8	6,1
	7	1715	1651	96,3	112	3,7	6,6
	8	1960	1940	99,0	147	1,0	7,0
50	5	1750	1680	96,0	71	4,0	4,1
	6	2100	2040	97,0	91	3,0	4,3
	7	2450	2390	97,4	112	2,6	4,5
	8	2800	2780	99,3	147	0,7	5,0
	9	3150	3140	99,7	190	0,7	5,7
60	5	2100	2040	97,0	71	3,0	3,4
	6	2520	2450	97,2	91	2,8	3,6
	7	2940	2880	98,0	112	2,0	3,7
	8	3360	3340	99,4	147	0,6	4,2
	9	3780	3370	99,7	190	0,3	4,8