

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»  
факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій  
 (повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра електромеханіки та машинобудування  
 (повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ В.В. Калиниченко  
 (підпис) (ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## Випускна кваліфікаційна робота

магістра

(освітній ступінь)

на тему: «Дослідження режимів роботи обладнання прохідницької ділянки для умов відокремленого підрозділу «Шахта «Котляревська» Державного підприємства «Селидіввугілля» («The investigation of operating modes of the tunnel section equipment for the conditions of separated subdivision «Mine «Kotliarevska» of State enterprise «Selydivvugillia»)

Виконала: студентка 2 курсу, групи ГМКм-20  
 (шифр групи)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
 (шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Семенова А.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник проф. каф. ЕМ, д.т.н., проф. Гого В.Б.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

*Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.*

Студент \_\_\_\_\_  
 (підпис)

Покровськ – 2021 р.

## ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій  
Кафедра електромеханіки та машинобудування .  
 Освітньо-кваліфікаційний рівень (освітній ступінь) магістр .  
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування, Гірничі машини та комплекси .  
 (шифр і назва)

## ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

В.В. Калиниченко  
 “ ” 20 року

### ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Семенової Анни Валеріївни .

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Дослідження режимів роботи обладнання прохідницької дільниці для умов відокремленого підрозділу «Шахта «Котляревська» Державного підприємства «Селидіввугілля» («The investigation of operating modes of the tunnel section equipment for the conditions of separated subdivision «Mine «Kotliarevskia» of State enterprise «Selydivvugillia»)  
керівник роботи Гого Володимир Бейлович, д.т.н., проф.

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

затверджені наказом від “ ” 2021 року №

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 20.12.2021 р. .

3. Вихідні дані до проекту (роботи) матеріали звітів про практику, гірничо-геологічні умови та техніко-економічні параметри шахти; загальна характеристика діючої шахти; перелік електромеханічного обладнання прохідницької дільниці; техніко-економічні показники роботи підприємства за звітний період 2020 року і поточний період 2021 року. .

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) загальні відомості про прохідницьке обладнання; розрахунок електропостачання прохідницької дільниці; підвищення ефективності провітрювання прохідницької дільниці, удосконалення прохідницького комбайну; техніка безпеки .

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)  
1 – схема прохідницької дільниці; 2, 3, 4 – прохідницьке обладнання, номограма, схема електропостачання прохідницької дільниці; 5, 6, 7 – підвищення ефективності провітрювання прохідницької дільниці, удосконалення прохідницького комбайну .

## 6. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|        |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
|        |                                           |                |                  |
|        |                                           |                |                  |
|        |                                           |                |                  |
|        |                                           |                |                  |

7. Дата видачі завдання 21 вересня 2021р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів магістерської роботи                                             | Строк виконання етапів проекту (роботи ) | Примітка |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|----------|
| 1     | <i>Вступ</i>                                                                  | <i>21.09.2021</i>                        |          |
| 2     | <i>Вибір засобів механізації для ведення прохідницьких робіт</i>              | <i>25.09.2021</i>                        |          |
| 3     | <i>Вибір раціонального режиму роботи прохідницького комбайна</i>              | <i>30.09.2021</i>                        |          |
| 4     | <i>Підвищення ефективності системи провітрювання прохідницької ділянки</i>    | <i>25.10.2021</i>                        |          |
| 5     | <i>Підвищення ефективності роботи прохідницького комбайну</i>                 | <i>15.11.2021</i>                        |          |
| 6     | <i>Деякі аспекти електропостачання споживачів прохідницької ділянки шахти</i> | <i>25.11.2021</i>                        |          |
| 7     | <i>Монтаж, підготовка до роботи, технічне обслуговування</i>                  | <i>02.12.2021</i>                        |          |
| 8     | <i>Оформлення роботи та підготовка до захисту</i>                             | <i>15.12.2021</i>                        |          |
|       |                                                                               |                                          |          |
|       |                                                                               |                                          |          |
|       |                                                                               |                                          |          |

Студент

\_\_\_\_\_

( підпис )

Семенова А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

( підпис )

Гого В.Б.

(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Семенова А.В. Дослідження режимів роботи обладнання прохідницької дільниці для умов відокремленого підрозділу «Шахта «Котляревська» Державного підприємства «Селидіввугілля» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. –ДВНЗ «ДонНТУ», Покровськ, 2021.

В роботі було досліджена зміна зусиль на різання при проходженні прохідницьким комбайном типу ГПКС дільничної виробки по пласту, встановлено за номограмою режим роботи. Виконано дослідження системи провітрювання підготовчої виробки. Також досліджені режими роботи гідроприводу керування виконавчим органом прохідницького комбайна.

Ключові слова: зусилля, потужність, номограма, продуктивність, виконавчий орган, прохідницький комбайн, вентилятор, трубопровід.

## ANNOTATION

A. Semenova. The investigation of operating modes of the tunnel section equipment for the conditions of separated subdivision «Mine «Kotliarevska» of State enterprise «Selydivvugillia» / Graduation qualification work for obtaining an educational degree «Master» in specialty 133 Sectoral engineering. – SHEE «Donetsk National Technical University», Pokrovsk, 2021

The change of cutting forces during the passage of a tunneling combine of the GPKS type of precinct production on the formation was investigated in the work, the mode of operation was established according to the nomogram. A study of the ventilation system of the preparatory workings was performed. The modes of operation of the hydraulic drive of the executive body of the tunnel combine have also been studied.

Keywords: effort, power, nomogram, productivity, executive body, tunneling combine, fan, pipeline.

## ЗМІСТ

|                                                                                                    |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП.....                                                                                         | 6  |
| 1 ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ ВЕДЕННЯ ПРОХІДНИЦЬКИХ РОБІТ .....                                         | 7  |
| 2 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРОХІДНИЦЬКОГО КОМБАЙНА .....                                         | 12 |
| 2.1 Визначення сил на різання при руйнуванні гірського масиву .....                                | 12 |
| 2.2 Потужність на різання корончатим виконавчим органом .....                                      | 15 |
| 2.3 Параметри продуктивності прохідницького комбайну .....                                         | 17 |
| 2.4 Параметри номограми прохідницького комбайна.....                                               | 21 |
| 2.5 Змінна продуктивність прохідницького комбайну .....                                            | 27 |
| 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯТОРА МІСЦЕВОГО ПРОВІТРЮВАННЯ .....                                 | 29 |
| 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ ПРОХІДНИЦЬКОГО КОМБАЙНУ .....                         | 34 |
| 4.1 Аналіз гідравлічної схеми підняття - опускання виконавчого органу прохідницького комбайна..... | 34 |
| 4.2 Дослідження елементів гідросистеми підняття - опускання виконавчого органу .....               | 36 |
| 4.3 Визначення параметрів насосу .....                                                             | 37 |
| 4.4 Визначення параметрів гідроапаратури та допоміжних пристроїв .....                             | 38 |
| 4.5 Дослідження комутаційних гідроліній .....                                                      | 40 |
| 4.6 Дослідження абсолютного тиску в гідроприводі прохідницького комбайна.....                      | 47 |
| 4.7 Дослідження робочих режимів насосу гідроприводу підняття-опускання виконавчого органу .....    | 49 |
| 4.8 Дослідження механічних параметрів гідроприводу .....                                           | 54 |
| 4.9 Експлуатація та техніка безпеки при роботі гідроприводу .....                                  | 59 |
| 5 ВИМОГИ ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ГІРНИЧИХ ВИРОБОК.....                                      | 60 |
| ВИСНОВОК.....                                                                                      | 65 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....                                                                             | 66 |
| ДОДАТКИ.....                                                                                       | 67 |

## ВСТУП

Ефективність роботи гірничодобувної промисловості є основною сировинною та енергетичною базою для всіх галузей народного господарства, визначається технічним рівнем механізації та автоматизації технологічних процесів видобутку. В умовах ринкових економічних відносин, основними вимогами гірничошахтного обладнання стають: підвищення ефективності та безпеки експлуатації, зниження металоємності машини та енергоємності руйнування гірської маси, зменшення екологічної шкідливості гірничих робіт.

Основними способами проведення підготовчих виробок є буропідривним та комбайновий. Рівень механізації основних технологічних операцій з проведення підготовчих виробок (руйнування гірського масиву та навантаження гірничої маси) на вугільних шахтах України становить 80-85%. Основною машиною на прохідницький ділянки залишається прохідницький комбайн виборчої дії зі стріловидним виконавчим органом. Тому робота прохідницького комбайна та його структурних підсистем з максимальною ефективністю сприяє покращенню фінансового стану гірничого підприємства в цілому.

## 1 ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ ВЕДЕННЯ ПРОХІДНИЦЬКИХ РОБІТ

Технологія проведення підготовчих виробок прохідницькими комбайнами виборчої дії на шахтах України складається з наступних технологічних операцій:

1. Руйнування гірничого масиву за визначеною схемою відпрацювання (залежить від типу прохідницького комбайна, форми, перетину та призначення виробки, яка проводиться);

2. Видалення гірничої маси із вибою та її навантаження на транспортні засоби у виробленні (перевантажувач, стрічковий конвеєр, вагонетки тощо).

3. Оконтурювання поверхні виробки перед зведенням арочного металевого кріплення (або комбінованого, анкерного), його установка, затяжка залізобетоном, металевою сіткою або деревом, при необхідності забутовка порожнечі за кріпленням.

4. Допоміжні операції: проведення водостічної канавки, нарощування транспортних засобів у виробці (стрічкових конвеєрів та рейкової колії), нарощування вентиляційної труби, пожежнозрошувального ставу та трубопроводу стисненого повітря при наявності.

З цих вище описаних технологічних операцій рівень механізації та трудомісткість перших трьох значною мірою визначаються конструкцією та структурною компановкою прохідницького комбайна. Ці ж технологічні операції також значною мірою визначають темпи та витрати на проходження гірничих виробок. Здатність комбайна забезпечити суміщення цих операцій у часу дозволяє значно скоротити тривалість робочого циклу проходження гірничої виробки, а можливість проходження гірничих виробіток по міцним породам значно підвищують ефективність його роботи за рахунок збільшення стійкості виробки та

зниження обсягу зруйнованої гірничої маси (у порівнянні з буровибуховим способом проведення). Дуже істотний вплив на ефективність роботи комбайна в цілому виявляє тип виконавчого органу. Тому основну увагу при аналізі прохідницьких комбайнів слід приділяти ефективності виконавчого органу [1].

Аналізуючи існуючі конструкції комбайнів, слід сказати, що рівень механізації процесів відокремлення порід від масивів і видалення відділеної маси із вибою забезпечуються цими комбайнами на високому рівні та з досить високою продуктивністю.

Все різноманіття прохідницьких комбайнів може бути поділено на дві великі групи: зі стрілоподібним та буровим виконавчим органом. Прохідницькі комбайни першої групи допускають послідовний характер обробки вибою, тоді як при використанні роторного виконавчого органу підготовчий вибій обробляється одночасно по всій поверхні. Перша група комбайнів є найбільш багаточисельною і містить комбайни найрізноманітніших конструкцій з великим діапазоном габаритів, мас, енергоозброєності тощо.

При всій різноманітності прохідницьких комбайнів зі стрілоподібним виконавчим органом у їх конструкціях дуже багато загальних елементів. По суті, структурно-компонувальна схема цього класу машин має практично один і той самий склад для більшості моделей.

Продовжує користуватися стабільним попитом у шахтарів гірничо-прохідний комбайн 1ГПКС. Це пояснюється не тільки його низькою ціною, але й якістю, яка підвищилась переважно за рахунок поліпшення конструкції. Шахта «Котляревська» Державного підприємства «Селидіввугілля» також використовує такі комбайни для проведення гірничих виробок. Прохідницький комбайн типу 1ГПКС з гідроприводом ходової частини зображено на рисунку 1.1.

Крім установки гідравлічного приводу ходу в конструкції комбайна 1ГПКС за останні роки були внесені такі зміни:



- впроваджено в серійне виробництво новий уніфікований навантажувальний орган (живильник) зі змінними лапами та дисками;
- покращено конструкцію тракового ланцюга;
- поліпшено конструкцію з'єднання поворотної секції конвеєру;
- посилені та більш раціонально виконані осі кріплення натяжних балансирів;
- покращено конструкцію скребкового ланцюга;
- випробувано та рекомендовано до серійного виробництва новий перевантажувач мостового типу.

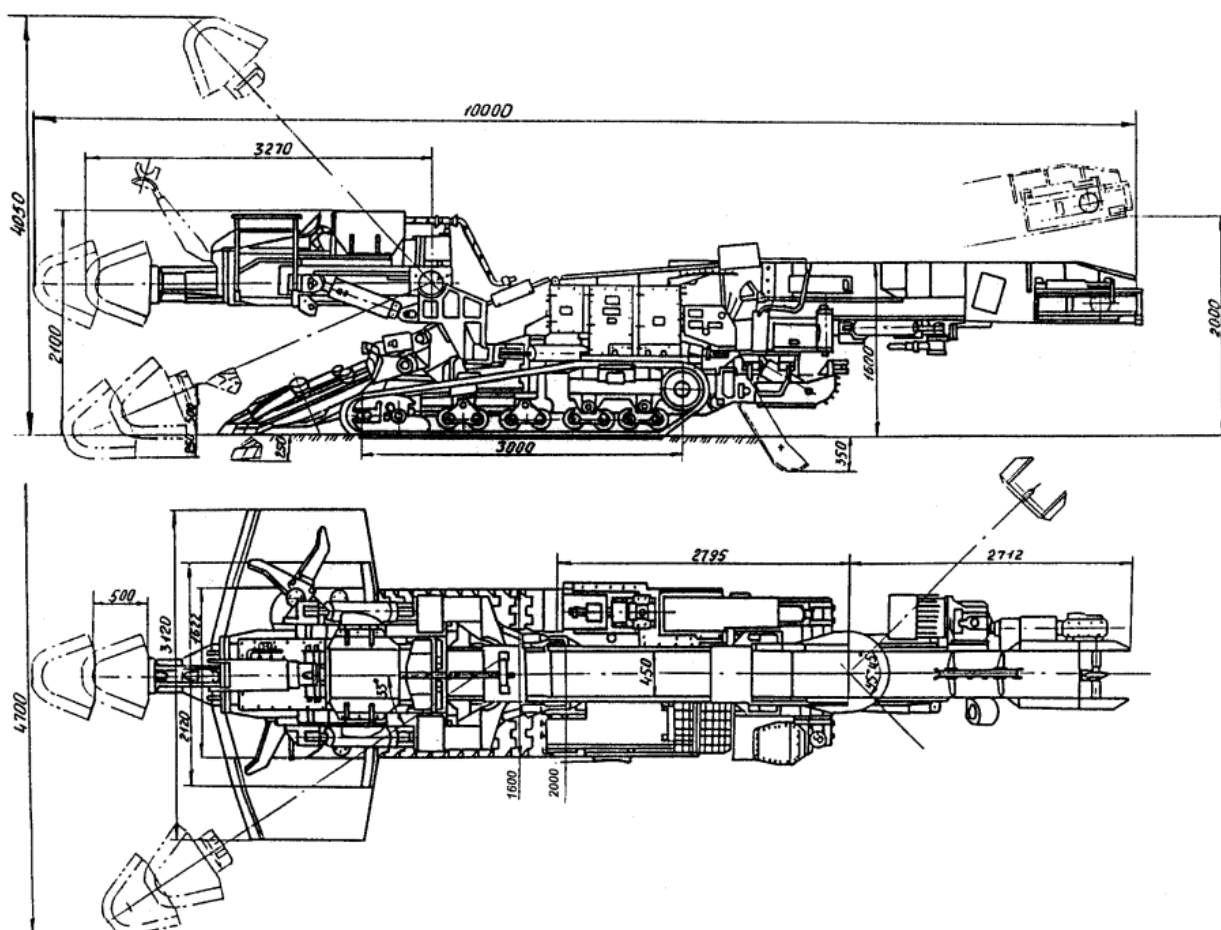


Рисунок 1.1 – Комбайн прохідницький 1ГПКС з гідроприводом  
ходової частини

Враховуючи все зростаючу потребу шахт у комплексній механізації прохідницьких робіт, у конструкторському бюро розроблено комбайн 1ГПКС із навісним бурильним обладнанням. Такий комбайн дозволить збільшити швидкість проходки та механізувати процес анкерного кріплення виробок. Технічна характеристика прохідницького комбайна 1ГПКС приведена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика прохідницького комбайна 1ГПКС

| Параметр                                                                                                                                                                               | Значення              |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| Продуктивність не менше, м <sup>3</sup> /хв.:<br>по змішаному вибою (вугілля та порода) при $\sigma_{сж} \leq 20\text{МПа}$<br>по породному вибою при $\sigma_{сж} \leq 70\text{ МПа}$ | 1,42<br>0,23          |
| Розміри комбайна, мм:<br>- довжина (без перевантажувача)<br>- ширина<br>- висота (транспортна)                                                                                         | 10000<br>2000<br>2100 |
| Загальна потужність електродвигунів, кВт                                                                                                                                               | 100,5                 |
| Потужність електродвигунів виконавчого органу, кВт                                                                                                                                     | 55                    |
| Маса комбайна, т, не більше                                                                                                                                                            | 28                    |
| Маса перевантажувача, т                                                                                                                                                                | 2,45                  |
| Витрата води на зрошення, л/хв                                                                                                                                                         | 100                   |

Схеми обробки вибою стрілоподібним виконавчим органом з поздовжньо-осьовою коронкою показані на рисунку 1.2. Обробка вибою горизонтальними шарами (рис. 1.2а) має переваги з точки зору рівномірності надходження гірничої маси по фронту навантаження. Проте при руйнуванні міцних порід на поздовжньо-осьову коронку діє значне зовнішнє навантаження, при цьому основна компонента головного вектора зовнішнього навантаження направлена протилежно напрямку. Внаслідок цього обробка вибою вертикальними шарами (рис. 1.2б) застосовується як

найкраща з погляду стійкості прохідницького комбайна. Справді, застосування аутригерів і використання краю живильника для подовження бази з низки обставин зручніше, ніж застосування бічних розпірних пристроїв.

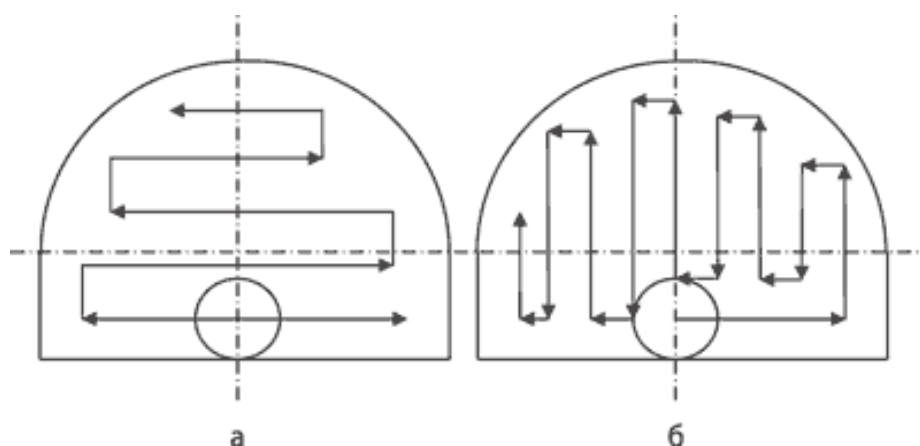


Рисунок 1.2 – Схеми обробки вибою стрілоподібним виконавчим органом прохідницького комбайна

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРОХІДНИЦЬКОГО КОМБАЙНА

### 2.1 Визначення сил на різання при руйнуванні гірського масиву

Як зазначалось вище, на відокремленому підрозділі «Шахта «Котляревська» Державного підприємства «Селидіввугілля» для проходження гірничих виробок застосовують прохідницький комбайн виборчої дії типу 1ГПКС. Дослідження параметрів роботи будимо проводити для двох значеннях швидкості подачі виконавчого органу  $V_{\text{п}}$ : при меншому значенні  $V_{\text{пм}}=2\text{м/хв}$  та при більшому значенні –  $V_{\text{пб}}=4\text{м/хв}$ . В якості різців застосовано тип РКС1, які розділимо на дві групи: І група – лінійні різці з кутом  $0^\circ$ ; ІІ група – крайні куткові різці з кутом  $35^\circ$ . Середнє значення сили різання на одному різці типу РКС1 визначається за формулою:

$$P_z = P_k \cdot [k_T \cdot k_r \cdot k_\alpha (0,25 + 1,8 \cdot t_{\text{ср}} \cdot h_{\text{ср}}) + 0,1F], \quad (2.1)$$

де  $P_k$  – показник міцності одновісному стисненню, МПа;

$k_T = 1,5$  – коефіцієнт впливу поворотного різця РКС1;

$k_r$  – коефіцієнт впливу геометричних розмірів різця;

$k_\alpha$  – коефіцієнт вплив кута різання,  $k_\alpha = 1$  при діаметрі керна 10мм;

$F$  – проекція площі затуплення різця на площу різання, для поворотного різця типу РКС1 значення проекції буде  $F = 10 \text{ мм}^2$ ;

$h_{\text{ср}}$  – середня товщина стружки у кожній групі різців, см;

$t_{\text{ср}}$  – середня ширина стружки у кожній групі різців, см.

Коефіцієнт впливу геометричних розмірів різця РКС1 визначається:

$$k_r = k_\phi \times k_\phi' \times k_d, \quad (2.2)$$

де  $k_\phi$  – коефіцієнт впливу форми ріжучої частини. Для різця РКС1  $k_\phi = 1$ ;

$k_\phi'$  – коефіцієнт впливу геометрії державки. Для різця РКС1  $k_\phi' = 1$ ;

$k_d$  – коефіцієнт впливу розмірів керна.  $k_d = 1,11$  – для різця РКС1.

$$k_r = 1 \cdot 1 \cdot 1,11 = 1,11.$$

Середня товщина стружки  $h_{cp}$  визначається за залежністю:

$$h_{cp} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{100 \cdot V_n}{n_{\omega} \cdot n_{pl}}, \text{ см} \quad (2.3)$$

де  $V_n$  – швидкість подачі, м/хв,

$n_{\omega}$  – частота обертання виконавчого органу прохідницького комбайна,  
 $n_{\omega} = 360 \text{ об/хв}$ ,

$n_{pl}$  – кількість різців в одній лінії різання, для крайнього куткового різця  
 $n_{pl} = 4$ , для лінійних різців  $n_{pl} = 2$ .

Середня товщина стружки для швидкості  $V_{nm} = 2 \text{ м/хв}$  буде:

$$h_{cp}^m = \frac{2}{3,14} \cdot \frac{100 \cdot 2}{36 \cdot 4} = 0,89 \text{ см},$$

$$h_{cp}^m = \frac{2}{3,14} \cdot \frac{100 \cdot 2}{36 \cdot 2} = 1,77 \text{ см}.$$

Середня товщина зрізу для швидкості  $V_{пб} = 4 \text{ м/хв}$  буде:

$$h_{cp}^{\delta} = \frac{2}{3,14} \cdot \frac{100 \cdot 4}{36 \cdot 4} = 1,77 \text{ см},$$

$$h_{cp}^{\delta} = \frac{2}{3,14} \cdot \frac{100 \cdot 4}{36 \cdot 2} = 3,54 \text{ см},$$

Середня ширина стружки для I групи різців:

$$t_{cp} = \frac{t_k + t_k}{2}, \text{ мм} \quad (2.4)$$

де  $t_k$  – крок встановлення між лінійними різцями, мм.

$$t_{cp} = \frac{28 + 28}{2} = 28 \text{ мм.}$$

Для II групи різців середня ширина стружки становить:

$$t_{cp} = \frac{t'_k}{2} + \frac{b_k}{2} \cos \beta, \text{ мм} \quad (2.5)$$

$t'_k = 21 \text{ мм}$  – крок встановлення крайніх куткових різців;

$b_k = 10 \text{ мм}$  – ширина ріжучої частини різця типу РКС1;

$\beta = 35^\circ$  – кут нахилу крайнього куткового різця.

$$t_{cp} = \frac{21}{2} + \frac{10}{2} \cos 35^\circ = 14,6 \text{ мм.}$$

Зусилля на різання дослідимо для двох швидкостей подачі та двох груп різців. Показник контактної міцності  $P_k$  при коефіцієнті міцності за шкалою М.М. Протодьяконова: при роботі по вугіллю з  $f=2,7$  –  $P_k=270 \text{ МПа}$ ; при роботі по породі з  $f=6,8$  –  $P_k=680 \text{ МПа}$ .

Для I групи різців при  $V_{пм} = 2 \text{ м/хв}$ :

$$P_{z1} = 270 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 2,8 \cdot 1,77) + 0,1 \cdot 10] = 4392,7 \text{ Н.}$$

$$P_{z2} = 680 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 2,8 \cdot 1,77) + 0,1 \cdot 10] = 11063,2 \text{ Н.}$$

Для I групи різців при  $V_{пб} = 4 \text{ м/хв}$ :

$$P_{z3} = 270 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 2,8 \cdot 3,54) + 0,1 \cdot 10] = 8403,1 \text{ Н.}$$

$$P_{z4} = 680 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 2,8 \cdot 3,54) + 0,1 \cdot 10] = 21163,3 \text{ Н.}$$

Для II групи різців при  $V_{\text{пм}} = 2\text{м/хв}$ :

$$P_{z5} = 270 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 1,46 \cdot 0,89) + 0,1 \cdot 10] = 1433,8 \text{ Н.}$$

$$P_{z6} = 680 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 1,46 \cdot 0,89) + 0,1 \cdot 10] = 3611,1 \text{ Н.}$$

Для II групи різців при  $V_{\text{пм}} = 4\text{м/хв}$ :

$$P_{z7} = 270 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 1,46 \cdot 1,77) + 0,1 \cdot 10] = 2473,5 \text{ Н.}$$

$$P_{z8} = 680 \cdot [1,5 \cdot 1,11 \cdot 1(0,25 + 1,8 \cdot 1,46 \cdot 1,77) + 0,1 \cdot 10] = 6229,6 \text{ Н.}$$

## 2.2 Потужність на різання корончатим виконавчим органом

Потужність на різання при роботі виконавчого органу прохідницького комбайна по породі складе:

$$P_p^{\text{пор}} = \frac{F_{\text{и}}^{\text{пор}} V_p}{1000 \eta_{\text{и}} \eta_{\text{тр}}}, \text{ кВт}, \quad (2.6)$$

де  $F_{\text{и}}^{\text{пор}}$  – загальна сила різання при роботі по породі, кН;

$V_p = 1,2\text{м/с}$  – швидкість різання виконавчого органу (корони) прохідницького комбайна;

$\eta_{\text{и}} = 0,95$  – коефіцієнт корисної дії (ККД) корони прохідницького комбайна;

$\eta_{\text{тр}} = 0,9$  – ККД приводу виконавчого органу прохідницького комбайна.

Загальна сила різання при роботі по породі становить:

$$F_{\text{и}}^{\text{пор}} = \frac{1}{2} K_{\gamma_{\text{охв}}} \cdot P_z \cdot n, \text{ Н}, \quad (2.7)$$

$K_{\gamma_{\text{охв}}} = 0,977$  – коефіцієнт впливу виконавчого органу на силу різання (положення при центральному куті  $\gamma_{\text{охв}} = 170^\circ$ );

$n$  – кількість різців в групі на корончатому виконавчому органі, I групи –  $n_1=2$ , II групи –  $n_2=12$ .

$$F_{\text{и1}}^{\text{пор}} = \frac{1}{2} \cdot 0,977(21492 \cdot 12 + 3920,5 \cdot 2) = 1298164 \text{ Н},$$

$$F_{\text{и2}}^{\text{пор}} = \frac{1}{2} \cdot 0,977(420634 \cdot 12 + 6920,6 \cdot 2) = 2533371 \text{ Н}$$

$$P_{\text{р1}}^{\text{пор}} = \frac{1298164 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 182,2 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{р2}}^{\text{пор}} = \frac{2533371 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 355,6 \text{ кВт}.$$

Потужність на різання при роботі виконавчого органу прохідницького комбайна по вугіллю складе:

$$P_{\text{р}}^{\text{вуг}} = \frac{F_{\text{и}}^{\text{вуг}} V_{\text{р}}}{1000 \eta_{\text{и}} \eta_{\text{тр}}}, \text{ кВт}; \quad (2.8)$$

де  $F_{\text{и}}^{\text{вуг}}$  – сумарна сила різання при роботі по вугіллю, Н.

$$F_{\text{и}}^{\text{вуг}} = \frac{1}{2} K_{\gamma_{\text{охв}}} \cdot P_z \cdot n, \quad (2.9)$$



$$F_{и1}^{вуг} = \frac{1}{2} \cdot 0,977(7604,8 \cdot 12 + 1387 \cdot 2) = 4593,4 \text{ Н},$$

$$F_{и2}^{вуг} = \frac{1}{2} \cdot 0,977(14883,9 \cdot 12 + 2448,8 \cdot 2) = 8964,19 \text{ Н}$$

$$P_{p1}^{вуг} = \frac{4593,4 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 64,5 \text{ кВт},$$

$$P_{p2}^{вуг} = \frac{8964,19 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 125,8 \text{ кВт}.$$

Визначенні параметри необхідної потужності на різання  $P_p^{пор}$  та  $P_p^{вуг}$  заносимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Потужність на різання вугілля та породи

| Швидкість подачі | $P_p^{пор}$ , кВт | $P_p^{вуг}$ , кВт |
|------------------|-------------------|-------------------|
|                  | $V_p$             | $V_p$             |
| $V_{пм}$         | 182,2             | 64,5              |
| $V_{пб}$         | 355,6             | 125,8             |

### 2.3 Параметри продуктивності прохідницького комбайну

Теоретична продуктивність прохідницького комбайну розраховується за формулою:

$$Q_t = D_k B_k V_n, \text{ т/хв}; , \quad (2.10)$$

де  $D_k$  – товщина вугілля або породи, що руйнується, корончатим виконавчим органом, м

$B_k = 0,518\text{м}$  – середня ширина врубу корончатого виконавчого органу при руйнуванні масиву, м;

$V_n$  – швидкість подачі прохідницького комбайна на вибій, м/хв.

$$\begin{aligned}
Q_{\tau 1} &= 0,518 \cdot 0,875 \cdot 1 = 0,45 \text{ т/хв}, \\
Q_{\tau 2} &= 0,518 \cdot 0,875 \cdot 2 = 0,9 \text{ т/хв}, \\
Q_{\tau 3} &= 0,518 \cdot 0,875 \cdot 3 = 1,36 \text{ т/хв}, \\
Q_{\tau 4} &= 0,518 \cdot 0,875 \cdot 4 = 1,81 \text{ т/хв}, \\
Q_{\tau 5} &= 0,518 \cdot 0,875 \cdot 5 = 2,27 \text{ т/хв},
\end{aligned}$$

Технічна продуктивність розраховується:

$$Q_{\text{тех}} = 60 Q_{\tau} K_{\text{тех}}, \quad (2.11)$$

$K_{\text{тех}}$  – технічний коефіцієнт, який враховує машинний час роботи з руйнування масиву.

$$K_{\text{тех}} = \frac{1}{\frac{1}{K_{\varepsilon}} + \frac{T_{\text{мо}} + T_{\text{мо}}^{\text{р}} + T_{\text{зу}}}{L} V_n}, \quad (2.12)$$

$K_{\varepsilon} = 0,9$  – коефіцієнт готовності прохідницького комбайна;

$T_{\text{м.о.}}$  – витрати часу на додаткові маневрові операції, хв:

$$T_{\text{м.о.}} = \frac{B_{\text{к}}}{V_{\text{м}}}, \text{ хв}; \quad (2.13)$$

де  $V_{\text{м}} = 6 \text{ м/хв}$  – маневрова швидкість подачі прохідницького комбайна.

$$T_{\text{м.о.}} = \frac{0,518}{6} = 0,09 \text{ хв.}$$

$T_{\text{мо}}^{\text{р}}$  – витрати часу на зміни різців, хв.

$$T_{\text{мо}}^p = 200 \frac{L \cdot D_k \cdot B_k \cdot a \cdot z_y}{n_{\partial} \cdot n \cdot V_m}, \text{ хв}, \quad (2.14)$$

де  $a$  – величина відсунення прохідницького комбайна від вибою для заміни різців, м,

$z_y$  – питома витрата різців,  $z_y = 0,2$  шт/м<sup>3</sup>,

$n_{\partial}$  – допустима поломка різців,  $n_{\partial} = 25\%$ .

Шлях, пройдений виконавчим органом за один цикл для послідовної схеми відпрацювання вибою арочної форми, визначається:

$$L = (H_{\text{вир}} - D_k) + [n_{\text{л}} (B_{\text{н}} - D_k) - 2 \sum_{i=1}^n \partial_i (q - 1)], \text{ м}, \quad (2.15)$$

де  $H_{\text{вир}}$  – висота гірничої виробки,  $H_{\text{вир}} = 3,66$ м;

$B_{\text{н}}$  – ширина виробки по підосві,  $B_{\text{н}} = 5,2$ м,

$q$  – кількість горизонтальних проходів,

$\partial$  – величина зменшення довжини  $i$ -го проходу, м.

$$L = (3,85 - 0,875) + [4 (5,25 - 0,875) - 2 (0,27 (5 - 1) + 0,27 (5 - 2) + + 0,27 (5 - 3) + 0,27 (5 - 4))] = 8,9 \text{ м}.$$

$$T_{\text{мо}}^p = 200 \frac{8,9 \cdot 0,875 \cdot 0,518 \cdot 1,05 \cdot 0,2}{25 \cdot 28 \cdot 6} = 0,04 \text{ хв}.$$

$T_{\text{зи}}$  – витрати часу на заміну затуплених різців.

$$T_{\text{зи}} = D_k B_k z_y t_p L, \text{ хв}, \quad (2.16)$$

$t_p$  – витрати часу на заміну одного різця,  $t_p = 1$  хв.

$$T_{\text{зи}} = 0,518 \cdot 0,875 \cdot 0,2 \cdot 2 \cdot 8,9 = 1,6 \text{ хв.}$$

$$K_{\text{тех1}} = \frac{1}{\frac{1}{0,9} + \frac{0,09 + 0,04 + 1,6}{8,9} \cdot 1} = 0,77,$$

$$K_{\text{тех2}} = \frac{1}{\frac{1}{0,9} + \frac{0,09 + 0,04 + 1,6}{8,9} \cdot 2} = 0,67,$$

$$K_{\text{тех3}} = \frac{1}{\frac{1}{0,9} + \frac{0,09 + 0,04 + 1,6}{8,9} \cdot 3} = 0,59,$$

$$K_{\text{тех4}} = \frac{1}{\frac{1}{0,9} + \frac{0,09 + 0,04 + 1,6}{8,9} \cdot 4} = 0,52,$$

$$K_{\text{тех5}} = \frac{1}{\frac{1}{0,9} + \frac{0,09 + 0,04 + 1,6}{8,9} \cdot 5} = 0,48.$$

Параметри технічної продуктивності прохідницького комбайна будуть:

$$Q_{\text{тех1}} = 60 \cdot 0,45 \cdot 0,77 = 20,8 \text{ т/год},$$

$$Q_{\text{тех2}} = 60 \cdot 0,9 \cdot 0,67 = 36,2 \text{ т/год},$$

$$Q_{\text{тех3}} = 60 \cdot 1,36 \cdot 0,59 = 48,14 \text{ т/год},$$

$$Q_{\text{тех4}} = 60 \cdot 1,81 \cdot 0,52 = 56,5 \text{ т/год},$$

$$Q_{\text{тех5}} = 60 \cdot 2,27 \cdot 0,48 = 65,4 \text{ т/год}.$$

Параметри продуктивностей прохідницького комбайна зведемо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри продуктивностей прохідницького комбайна

| Параметри                | Швидкість подачі $V_{\text{п}}$ , м/хв. |      |       |      |      |
|--------------------------|-----------------------------------------|------|-------|------|------|
|                          | 1,0                                     | 2,0  | 3,0   | 4,0  | 5,0  |
| $Q_{\text{т}}$ , т/хв.   | 0,45                                    | 0,9  | 1,36  | 1,81 | 2,27 |
| $K_{\text{тех}}$         | 0,77                                    | 0,67 | 0,59  | 0,52 | 0,48 |
| $Q_{\text{тех}}$ , т/год | 20,8                                    | 36,2 | 48,14 | 56,5 | 65,4 |

## 2.4 Параметри номограми прохідницького комбайна

Для визначення параметрів номограми використовують наступні залежності:  $P^{вуг} = f_1(V_{п})$ ,  $P^{пор} = f_2(V_{п})$ ,  $Q_{т} = f_3(V_{п})$ ,  $Q_{тех} = f_4(V_{п})$ ,  $W_{вуг} = f_5(V_{п})$ ,  $W_{пор} = f_6(V_{п})$ .

Питомі енерговитрати при руйнуванні вугільної  $W_{вуг}$  та породної пачки  $W_{пор}$  визначаються:

$$W = \frac{P}{60Q_m}, \quad (2.17)$$

$$W_{пор1} = \frac{130}{60 \cdot 0,45} = 4,8,$$

$$W_{пор2} = \frac{182,2}{60 \cdot 0,9} = 3,4,$$

$$W_{пор3} = \frac{270,7}{60 \cdot 1,36} = 3,3,$$

$$W_{пор4} = \frac{355,6}{60 \cdot 1,81} = 3,15,$$

$$W_{пор5} = \frac{410}{60 \cdot 2,27} = 3.$$

$$W_{вуг1} = \frac{60}{60 \cdot 0,45} = 2,2,$$

$$W_{вуг2} = \frac{64,5}{60 \cdot 0,9} = 1,2,$$

$$W_{вуг3} = \frac{93,3}{60 \cdot 1,36} = 1,14,$$

$$W_{вуг4} = \frac{125,8}{60 \cdot 1,81} = 1,15,$$

$$W_{вуг5} = \frac{160}{60 \cdot 2,27} = 1,16.$$

Обмеження продуктивності прохідницького комбайна можуть бути: за тепловим нагрівом електродвигуна; за стійкою потужністю  $P_y$  при живленні від шахтної електромережі; за вильотом різця.

Продуктивність комбайна  $Q_{\text{тех.пв}}$  за нагрівом обмоток електродвигуна визначається:

$$Q_{\text{тех.пв}} = 0,6 \cdot Q_t \cdot \text{ПВ}, \quad (2.18)$$

ПВ – тривалість вмикання електродвигуна прохідницького комбайна при проведенні виробки.

Потужність електроприводу прохідницького комбайна буде:

$$P_{\text{пк}} = P_n \sqrt{\frac{60}{\text{ПВ}}}. \quad (2.19)$$

Отримані значення параметрів заносимо у таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Параметри роботи прохідницького комбайна в залежності від тривалості вмикання двигуна

| Параметри                                    | ПВ, % |      |       |     |
|----------------------------------------------|-------|------|-------|-----|
|                                              | 100   | 60   | 40    | 25  |
| $P_{\text{пк}}, \text{кВт}$                  | 55    | 71   | 86,96 | 110 |
| $V_{\text{п}}^{\text{пор}}, \text{м/хв}$     | 0,84  | 1,1  | 1,4   | 1,8 |
| $Q_t^{\text{пор}}, \text{т/хв}$              | 0,4   | 0,5  | 0,6   | 0,8 |
| $Q_{\text{тех.пв}}, \text{т/хв}$             | 50,4  | 39,6 | 33,6  | 27  |
| $V_{\text{вуг}}^{\text{п}}, \text{м/хв}$     | 2,6   | 3,3  | 4,1   | 5,2 |
| $Q_t^{\text{вуг}}, \text{т/хв}$              | 1,2   | 1,5  | 1,9   | 2,4 |
| $Q_{\text{техпв}}^{\text{вуг}}, \text{т/хв}$ | 72    | 54   | 45,6  | 36  |

Відповідно до умов нагрівання двигуна, що залежать від характеру і тривалості роботи, розрізняють вісім номінальних режимів роботи.

Тривалий номінальний режим роботи електроприводу (умовна позначка S1) – режим такої тривалості, при якій температура двигуна досягає гранично припустимого значення.

Короткочасний номінальний режим роботи електроприводу (умовна позначка S2) – режим такої тривалості, при якій під час роботи двигуна його температура встигає досягти гранично припустимої, а під час паузи знижується до температури навколишнього середовища. Промисловістю випускаються електродвигуни з наступними тривалостями короткочасної роботи: 10, 30, 60 та 90хв. Номінальна потужність двигуна в короткочасному режимі – це така потужність, що він розвиває протягом визначеного проміжку часу, не перегріваючи вище меж, установлених нормами.

Повторно-короткочасний номінальний режим роботи електроприводу (умовна позначка S3) – режим, при якому під час роботи двигуна його температура не встигає досягти гранично припустимої, а під час паузи не встигає охолоджуватися до температури навколишнього середовища. Таким чином, у повторно-короткочасному режимі відбувається чергування періоду роботи з періодом паузи. Повторно-короткочасний режим характеризується тривалістю ввімкнення ПВ, під якою розуміється відношення часу роботи  $t_p$  до часу циклу  $t_{\text{ц}}$ :

$$ПВ\% = \frac{t_p}{t_{\text{ц}}} 100 ,$$

де  $t_{\text{ц}} = t_p + t_0$ ;  $t_0$  — час паузи.

Для повторно-короткочасного режиму необхідно, щоб час циклу не перевищував 10 хв. Якщо ж час циклу більше 10 хв, то це – тривалий режим роботи електроприводу зі змінним навантаженням. Відповідно до ДСТУ 183–74 встановлені наступні значення тривалості включення ПВ%: 15, 25, 40 і 60%. Номінальна потужність двигуна в повторно-короткочасному режимі робіт – це потужність, що двигун розвиває довгостроково при регулярному чергуванні

періодів роботи і пауз із заданою тривалістю ввімкнення, не перегріваючи вище меж, установлених нормами. Електродвигуни повторно-короткочасного режиму роботи призначаються в основному для приводу підйомно-транспортних машин, але можуть бути використані для приводу скреперних лебідок, самохідних вагонів, пересувних компресорів, скребкових конвеєрів прохідницьких комбайнів.

Повторно-короткочасний номінальний режим з частими пусками (умовна позначка S4) і повторно-короткочасний номінальний режим з частими пусками й електричним гальмуванням (умовна позначка S5) — це різновид повторно-короткочасного режиму. Повторно-короткочасні режими S4 і S5 є більш важкими в тепловому відношенні, чим S3, тому що є додаткові втрати енергії при частих пусках та гальмуванні електродвигуна. Режими S4 і S5 мають ту ж тривалість циклу, що і режим S3. Число включень за годину може бути 30, 60, 120 і 240.

Відносна тривалість ввімкнення: для режиму S4:

$$ПВ\% = \frac{t_{\Pi} + t_p}{t_{\Pi} + t_p + t_o} 100 ;$$

для режиму S5:

$$ПВ\% = \frac{t_{\Pi} + t_p + t_T}{t_{\Pi} + t_p + t_T + t_o} 100 ,$$

де  $t_{\Pi}$  і  $t_T$  — відповідно час пуску та електричного гальмування.

Перемежований номінальний режим (умовна позначка S6) — режим, при якому короткочасні періоди роботи двигуна чергуються з періодом холостого ходу. При цьому в період роботи двигуна його температура нагрівання може досягати припустимого значення, установленого нормами. Режим S6 характеризується відносною тривалістю навантаження:



$$ПН\% = \frac{t_p}{t_p + t_x} 100 ,$$

де  $t_x$  – час холостого ходу.

Установлено наступні тривалості навантаження ПН: 15, 25, 40 і 60%.

Перемежований режим мають електроприводи маневрових лебідок ЛВД, які використовують у нашому прохідницькому вибої для доставки допоміжних вантажів.

Перемежований номінальний режим з частими реверсами при електричному гальмуванні (умовна позначка S7) і перемежований номінальний режим із двома або більш частотами обертання (умовна позначка S8) є різновидами режиму, що перемежує. Режим S7 у тепловому відношенні значно важче режиму S6, тому що є додаткові втрати енергії при реверсі двигуна. Режим S7 характеризується також числом реверсів у годину (30, 60, 120, 240) і коефіцієнтом інерції (1,2; 1,6; 2,0; 2,5 і 4,0). Режим S8 – це режим, при якому робота двигуна чергується з різними швидкостями обертання, причому температура перегріву двигуна, на будь-якій швидкості не перевищує граничні встановлені норми. Режим S8 характеризується відносною тривалістю навантаження на окремих ступенях частоти обертання:

$$ПН\% = \frac{t_{pi}}{t_{II} + t_{p1} + t_{T1} + t_{p2} + t_{T2} + t_{p3}} 100 ,$$

де  $t_{pi}$  – час роботи на  $i$ -ої ступені швидкості;  $t_{p1}$ ,  $t_{p2}$ ,  $t_{p3}$  – час роботи відповідно на першій, другій і третій ступені швидкості;

$t_{T1}$ ,  $t_{T2}$  – час електричного гальмування на відповідній ступені швидкості.

Режим S8 із двома і більш швидкостями обертання характеризується числом циклів у годину (30, 60, 120 і 240), коефіцієнтом інерції (1,2; 1,6; 2,0; 2,5 і 4,0) і відносною тривалістю навантаження на різних швидкостях обертання.

Дослідимо стійку потужність прохідницького комбайна, яка відповідає стійкому моменту електродвигуна.

$$P_y = \frac{M_y \pi_y}{9550}, \quad (2.20)$$

$M_y$  – стійкий момент електродвигуна прохідницького комбайна, Н·м;

$\pi_y$  – частота обертання валу двигуна, яка відповідає стійкому моменту, об/хв.

$$\pi_y = \pi_c - M_y \frac{\pi_c - \pi_n}{M_n}, \quad (2.21)$$

$\pi_c = 1500$  об/хв. – синхронна частота обертання електродвигуна;

$\pi_n = 1450$  об/хв. – номінальна частота обертання валу електродвигуна;

$M_n = 1418$  Н·м – номінальний момент двигуна прохідницького комбайна.

Стійкий момент розраховується:

$$M_y = \frac{M_{м.ф} K_{упр}}{K_m (1 + K_{кр} K_v)}, \quad (2.22)$$

$M_{м.ф} = 936$  Н·м – максимальний момент електродвигуна прохідницького комбайна при живленні в реальних умовах шахти.

$M_m = 1300$  Н·м – максимальний момент електродвигуна.

$K_{упр} = 0,8$  – коефіцієнт, що враховує тип керування прохідницьким комбайном (ручне або автоматичне).

$K_m = 1,12$  – коефіцієнт відношення амплітуди низькочастотної складової навантаження до її максимального значення;

$K_{кр} = 0,35$  – коефіцієнт амплітуди високочастотної складової навантаження;

$K_b = 0,12$  – коефіцієнт вирівнювання високочастотної складової навантаження.

$$M_y = \frac{936 \cdot 0,8}{1,12 \cdot (1 + 0,35 \cdot 0,12)} = 557 \text{ Н·м};$$

$$n_y = 1500 - 557 \frac{1500 - 1450}{830} = 1466 \text{ об/хв.};$$

$$P'_y = \frac{557 \cdot 1466}{9550} = 85,5 \text{ кВт.}$$

Допустима товщина стружки при руйнуванні вибою корончатим виконавчим органом:

$$h_{ср.д} \leq \frac{2l_p}{\pi} = \frac{2 \cdot 7}{3,14} = 4,45 \text{ см.} \quad (2.23)$$

Допустима швидкість подачі прохідницького комбайна за вильотом різця:

$$V_{п.д} \leq l_p n_{р.л} n = 29 \cdot 4 \cdot 0,07 = 8,12 \text{ м/хв.} \quad (2.24)$$

## 2.5 Змінна продуктивність прохідницького комбайну

Експлуатаційна продуктивність прохідницького комбайна за зміну розраховується:

$$Q_{зм} = \frac{1}{S_{впр}} \cdot Q_{тех}^{взв} (T_{зм} - t_{п.з} - t_{вп}) k'_e, \text{ Т/зМ}, \quad (2.25)$$

де  $Q_{тех}^{взв}$  – технічна продуктивність прохідницького комбайну при роботі змішаним вибоєм, м<sup>3</sup>/год;

$T_{зм}$  – тривалість зміни,  $T_{зм} = 6$  год.;

$t_{пз}$  – час на заключно-підготовчі операції;  $t_{п.з} = 0,2$  год.;

$k'_e$  – коефіцієнт перерв в роботі, що регламентуються,  $k'_e = 0,8$ ;

$t_{вп}$  – нормативний час простоїв з організаційно-технічних причин (зведення тимчасового кріплення, маневрування вагонеток і т.д.),  $t_{в.п} = 0,8$  год.

$$Q_{тех}^{взв} = \frac{(S_{впр}^{вуг} + S_{впр}^{пор}) Q_{тех}^{вуг} \cdot Q_{тех}^{пор}}{S_{впр}^{вуг} \cdot Q_{тех}^{пор} + S_{впр}^{пор} \cdot Q_{тех}^{вуг}}; \quad (2.26)$$

де  $S_{впр}^{пор}, S_{впр}^{вуг}$  – площа відповідно породної та вугільної частини підготовчого вибою, м<sup>2</sup>.

$$Q_{тех}^{взв} = \frac{(5,7 + 6,1) 7,2 \cdot 50,4}{5,1 \cdot 50,4 + 6,1 \cdot 72} = 58,3;$$

$$Q_{зм} = \frac{1}{11,2} \cdot 58,3 (6 - 0,2 - 0,8) \cdot 0,8 = 20,8 \text{ Т/зМ}.$$

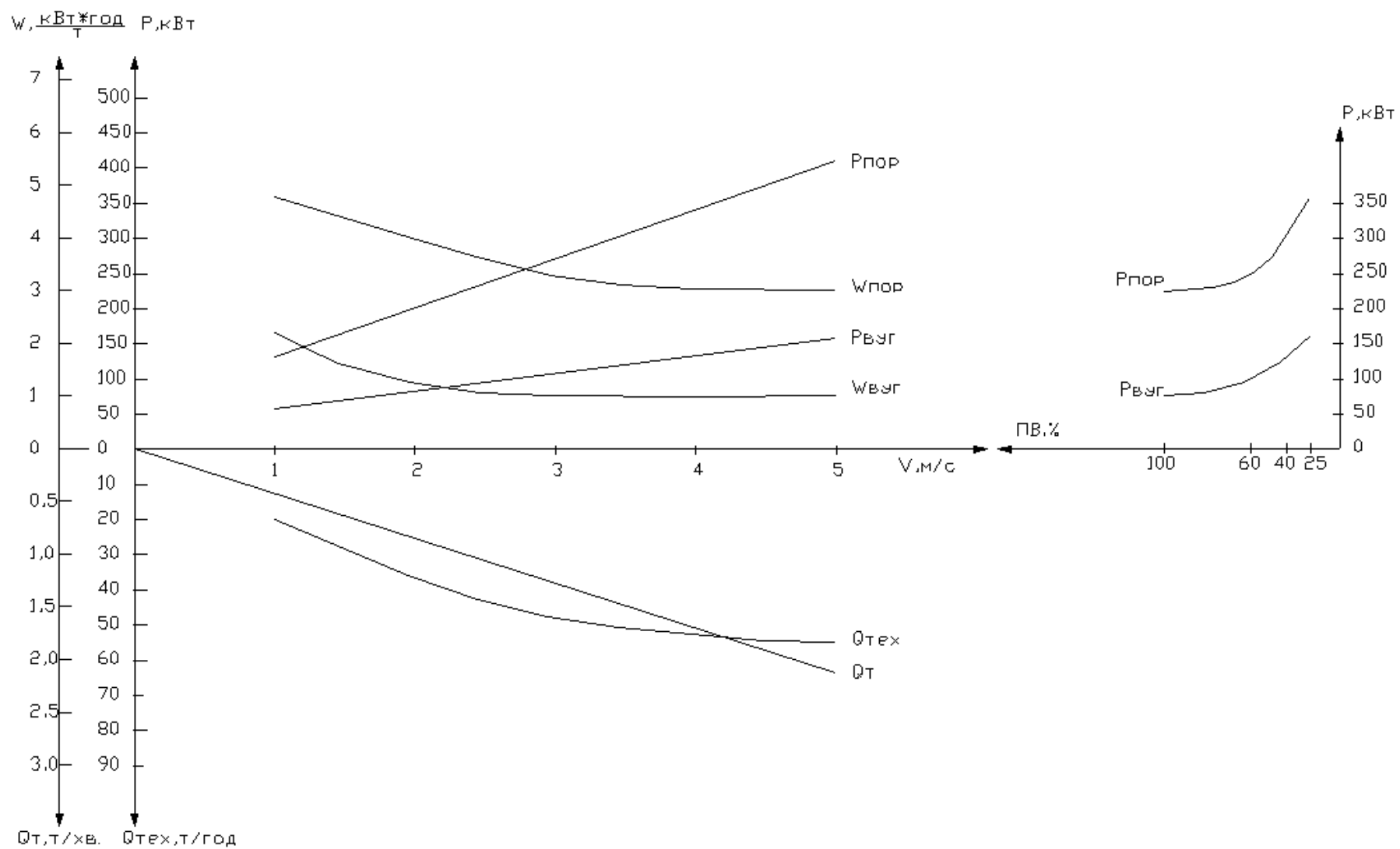


РИСУНОК 2.1 - НОМОГРАМА

### З ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯТОРА МІСЦЕВОГО ПРОВІТРЮВАННЯ

Дані прохідницької ділянки: довжина виробки в проходці – 1600м; перетин виробки у світлі –  $13,8\text{м}^2$ ; температура навколишнього середовища у виробці –  $24^\circ\text{C}$ . Прийmemo також за вихідні дані наступні величини: метановиділення з тупика складає  $0,64\text{ м}^3/\text{хв.}$ ; метановиділення з виробки складає  $1.42\text{ м}^3/\text{хв.}$

Дослідимо витрату для провітрювання тупикової частини виробки в наступному порядку:

- Витрата повітря для провітрювання привибійного простору прохідницької ділянки:

$$Q_{з.п.} = \frac{100 \times I_{з.п.}}{C - C_0} = \frac{100 \times 0.64}{1 - 0.05} = 67,4\text{ м}^3/\text{хв.}, \quad (3.1)$$

де  $I_{з.п.} = 0,64\text{ м}^3/\text{хв}$  – газовиділення з тупикової частини виробки,  $\text{м}^3/\text{хв}$ ;

$C=1\%$  – максимально допустима концентрація метану у вихідному струмені за ПБ;

$C_0 = 0.05\%$  – концентрація метану у свіжому струмені повітря, що подається на прохідницьку ділянку.

- Витрата за найбільшою кількістю одночасно працюючих людей у вибої прохідницької ділянки:

$$Q_{з.п.} = 6 \times n, \quad (3.2)$$

де  $n = 7$  чол. – максимальна кількість людей у вибої прохідницької ділянки.

$$Q_{з.н.} = 6 \times n = 6 \times 7 = 42 \text{ м}^3/\text{хв.}$$

- Витрата за мінімальною швидкістю повітря у привібійному просторі в залежності від температури:

$$Q = 20 \times V_{\min}^T \times S, \quad (3.3)$$

$V_{\min}^T = 1.0 \text{ м/с}$  – мінімальна швидкість повітря у прохідницькій виробці згідно ПБ в залежності від температури;

$$Q = 20 \times 1.0 \times 13,8 = 276 \text{ м}^3/\text{хв.}$$

- Витрата за мінімальною швидкістю повітря у виробці:

$$Q_{з.н.} = 60 \times V_{\min} \times S \quad (3.4)$$

$V_{\min} = 0.25 \text{ м/с}$  – мінімальна швидкість повітря у виробці згідно ПБ;

$S = 13,8 \text{ м}^2$  – площа поперечного перетину виробки, що проводиться.

$$Q_{з.н.} = 60 \times V_{\min} \times S = 60 \times 0,25 \times 13,8 = 207 \text{ м}^3/\text{хв.}$$

Аеродинамічний опір гнучкого трубопроводу для провітрювання без урахування витоків повітря:

$$R_{TP} = r_{mp} \times (l_{mp} + 20 \times d_{mp} \times n_1 + 20 \times d_{mp} \times n_2), \quad (3.5)$$

де  $r_{TP} = 0.0053 \text{ км/м}$  (опір 1 м трубопроводу діаметром  $\varnothing 1.0 \text{ м}$ );

$l_{TP} = 1800 \text{ м}$  – довжина вентиляційного трубопроводу, м;

$d_{TP} = 1 \text{ м}$  – діаметр вентиляційного трубопроводу, м;

$n_1$  – кількість поворотів трубопроводу на  $90^0$ , шт.;

$n_2$  – кількість поворотів трубопроводу на  $45^0$ , шт.

$$R_{TP} = 0.0053 \times (1800 + 20 \times 0.8 \times 1 + 20 \times 1.0 \times 0) = 9.646 \text{ км.}$$

Подача вентилятора місцевого провітрювання визначається за формулою:

$$Q_B = Q_{з.п.} \times k_{ут.тр}, \quad (3.6)$$

де  $Q = \max\{Q_{з.п.1}, Q_{з.п.2}, Q_{з.п.3}, Q_{з.п.4}\}$  – максимальне значення з розрахованих витрат,  $\text{м}^3/\text{хв}$ ;

$k_{ут.тр} = 3,8$  – коефіцієнт витоків вентиляційного трубопроводу.

$$Q_B = Q_{з.п.} \times k_{ут.тр} = 276 \times 3,8 = 1049 \text{ м}^3/\text{хв.}$$

Депресія, утворювана у гнучкому вентиляційному трубопроводі складає:

$$h_6 = Q_B^2 \times R_{тр} \times \left( \frac{0.59}{k_{ут.тр}} + 0.41 \right)^2 = 52.8 \times 9.646 \times \left( \frac{0.59}{1.58} + 0.41 \right)^2 = 407 \text{ даПа.} \quad (3.7)$$

За визначеними даними обираємо вентилятор місцевого провітрювання (ВМП) типу ВМЭ2-10. За означеними даними побудуємо характеристику роботи вентилятора та знайдемо робочу точку. Робоча точка визначається координатами  $Q=17.5 \text{ м}^3/\text{с}$ , та  $H=4000 \text{ Па}$ . Технічна характеристика вентилятор типу ВМЭ2-10 приведена в таблиці 3.1.

Підготовча виробка в процесі її проведення повинна провітрюватися свіжим струменем по всій її довжині з таким розрахунком, щоб повітря у вибою містило не меншого 20% кисню (за об'ємом) і не більше 0,5% вуглекислого



газу, причому зміст інших газів повинен бути безпечним і нешкідливим для здоров'я людей. Температура повітря не повинна перевищувати 26°.

При проведенні конвеєрного штреку здійснюється провітрювання за допомогою вентиляторів місцевого провітрювання за нагнітальною схемою (рисунок 3.2). ВМП, що працює на нагнітання, повинен встановлюватися у виробці зі свіжим струменем повітря на відстані не меншого 10 метрів від струменя, що виходить.

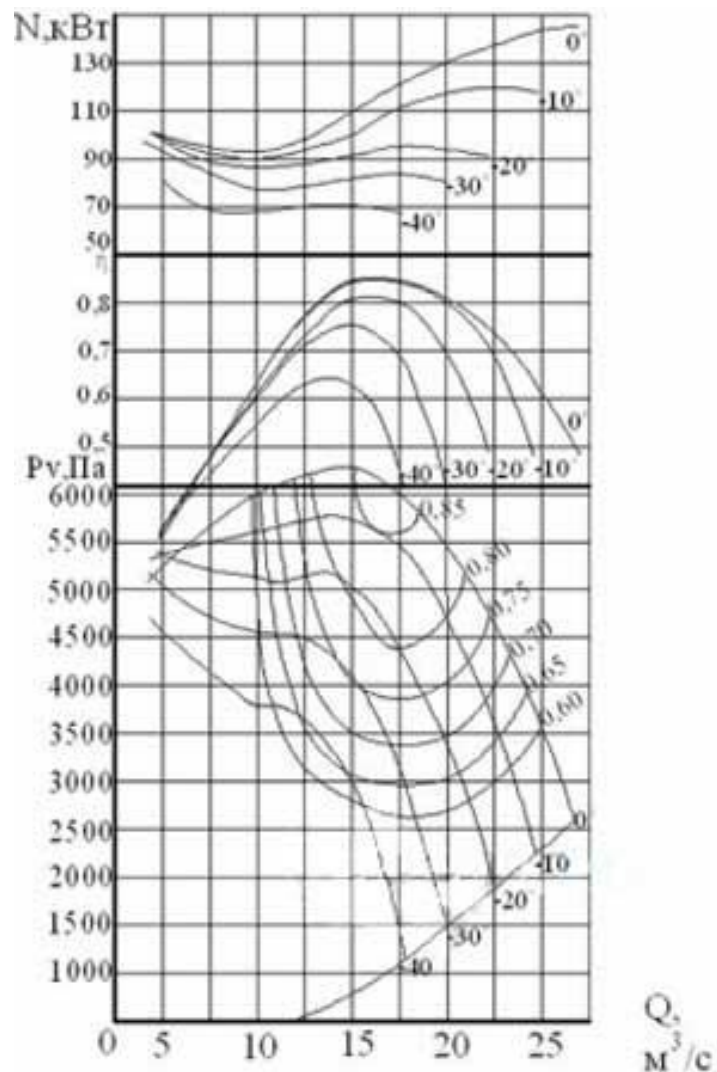


Рисунок 2.1 – Аеродинамічні характеристики вентилятора місцевого провітрювання типу ВМЭ2-10

Продуктивність вентилятора місцевого провітрювання не повинна перевищувати 70% кількості повітря, що поступає до нього за рахунок

загальної шахтної депресії. Відставання вентиляційного трубопроводу від грудей вибою не повинне перевищувати 8м (газова шахта). В кінці гнучкого вентиляційного трубопроводу повинна навішуватися труба з жорсткого матеріалу завдовжки не менше 2м, або повинні вставлятися жорсткі кільця (не меншого двох) розпорів, що забезпечують нормальний перетин вихідного отвору труби.

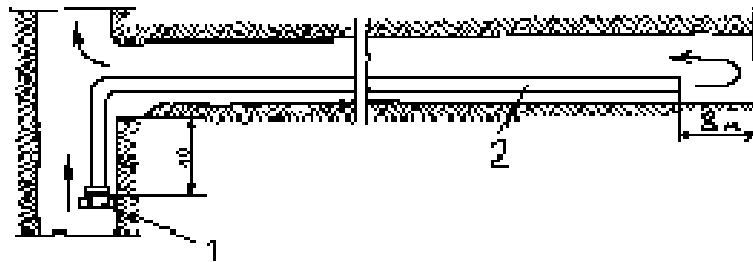


Рисунок 2.2 – Схема нагнітального провітрювання

На рисунку 2.2 зображено: 1 – вентилятор місцевого провітрювання типу ВМЭ2-10, що працює на нагнітання; 2 – нагнітальний вентиляційний трубопровід.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика вентилятор типу ВМЭ2-10

|                                                                       |           |
|-----------------------------------------------------------------------|-----------|
| Номінальний діаметр, мм                                               | 1000      |
| Номінальна подача вентилятора, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /хв) | 15 (900)  |
| Номінальний повний тиск, Па                                           | 4800      |
| Рівень звукової потужності, дБА                                       | 107       |
| Номінальна потужність електродвигуна, кВт                             | 110       |
| Тип електродвигуна                                                    | ВРМ280S4  |
| Напруга живлення, В                                                   | 380/660   |
| Максимальний повний ККД вентилятора, %                                | 77        |
| Номінальна частота обертання, хв <sup>-1</sup>                        | 1500      |
| Маса комплекту, кг                                                    | 2000      |
| Габаритні розміри (В×Ш), мм                                           | 1300×1100 |

## 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ ПРОХІДНИЦЬКОГО КОМБАЙНУ

### 4.1 Аналіз гідравлічної схеми підняття - опускання виконавчого органу прохідницького комбайна

Повну гідравлічну схему підняття - опускання виконавчого органу прохідницького комбайна зображено на рисунку 4.1. В цій схемі враховано, що штоки гідроциліндрів підняття - опускання виконавчого органу рухаються синхронно, а повороту - у протифазі. Вихідні ланки парних гідроциліндрів мають жорсткий зв'язок і не потребують гідравлічних синхронізаторів руху. В гідролінії гідроциліндрів підняття - опускання встановлено дросель із зворотним клапаном, що оберігає стрілу виконавчого органу від різкого опускання. Гідророзподілювач з гідравлічним керуванням.

Система працює в наступній послідовності: робоча рідина з маслобаку крізь очисний фільтр 1 надходить до насоса 2, від якого під тиском вона подається до гідроблоку розподілювачем 3.1 та 3.2.

Гідроблок розподілювачей 3 для силового керування гідроциліндрами виконавчого органу включає в себе два трьохпозиційні розподілювачі. Гідроциліндри 4 і 5 підняття виконавчого органу керуються від розподілювача 3.1 гідроблоку 3.

Дросель 8 із зворотнім клапаном 9 забезпечує повільне опускання виконавчого органу за рахунок дроселювання рідини, що зливається з поршневих порожнин, і вільно пропускають рідину до поршневих порожнин крізь зворотній клапан.

Розподілювач 3.2 гідроблоку перевершує рух штоків гідроциліндрів 6 і 7 повороту виконавчого органу: поршневі порожнини кожного з гідроциліндрів з'єднані зі штоковою порожниною іншого.

Швидкість руху штоків гідроциліндрів може регулюватися за допомогою дроселя.

При підвищенні тиску відбувається спрацювання запобіжного клапану

11. На зливі рідини в маслобаках 12 встановлено фільтр тонкої очистки.

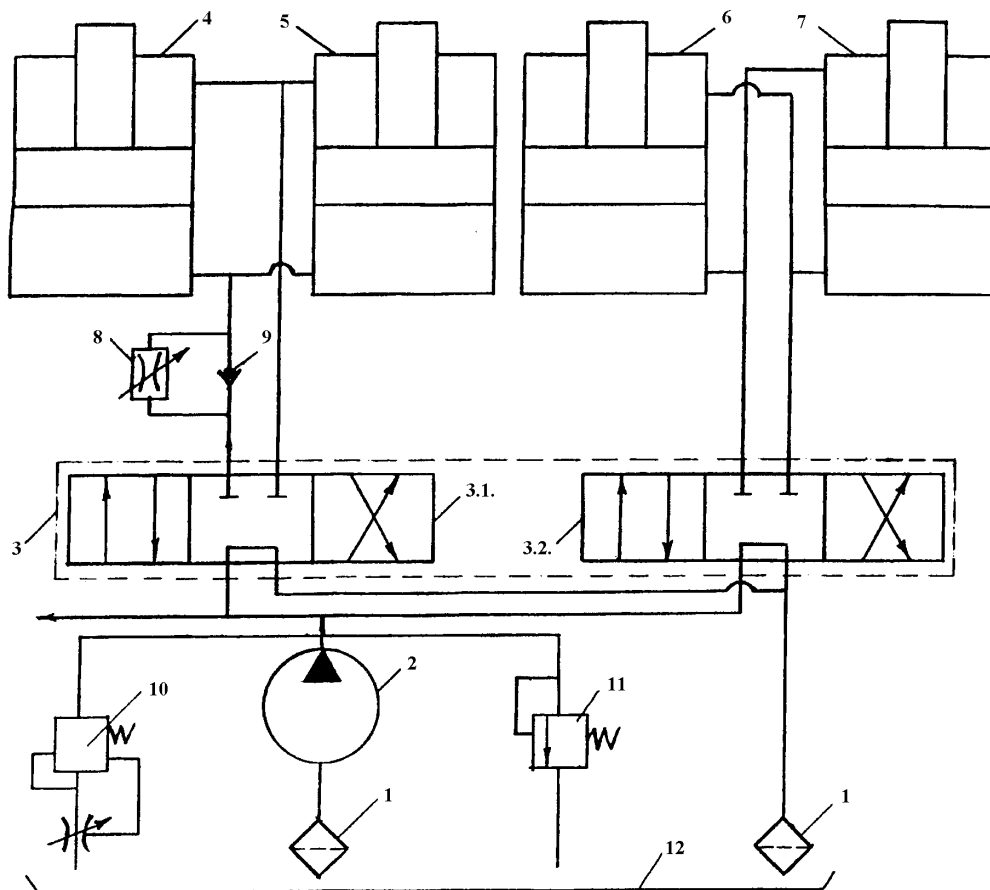


Рисунок 4.1 – Повна гідравлічна схема

1. Фільтр.
2. Насос.
3. Гідроблок розподільовачів.
4. Гідроциліндри підйому-опускання.
5. Гідроциліндри підйому-опускання.
6. Гідроциліндри повороту.
7. Гідроциліндри повороту.
8. Дросель.
9. Зворотній клапан.
10. Регулювальник витрати.
11. Запобіжний клапан.
12. Гідробак.

Стандартні тиски нормалізовані ГОСТ 12445-80. Для гідроприводів допоміжних пристроїв найбільш переважним є тиски 6,3, 10,0, 12,5МПа. Для нашого випадку прийнято стандартний тиск  $P = 10,0\text{МПа}$ .

#### 4.2 Дослідження елементів гідросистеми підняття - опускання виконавчого органу

Основні технічні характеристики гідроциліндрів.

Розрахунковий діаметр поршня гідроциліндрів:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{max}}}{2\pi \cdot P \cdot \eta_{\text{дг}} \cdot \eta_{\text{дм}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 45 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 0,95}} = 5,49 \cdot 10^{-2} \text{ м} \quad (4.1)$$

де  $\eta_{\text{дг}}=1,0$ ;  $\eta_{\text{дм}}=0,95$  – відповідно гідравлічний та механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) гідроциліндра;

Згідно [1] приймаємо діаметр поршня гідроциліндрів  $D_d=56\text{мм}$ .

Діаметр штока визначається:

$$d_d=0,5 \cdot D_d=0,5 \cdot 56=28\text{мм}.$$

Максимальний робочий тиск в кожному з гідроциліндрів:

$$P_o = \frac{2P_{\text{max}}}{\pi D_o^2 \eta_{\text{дг}} \eta_{\text{дм}}} = \frac{2 \cdot 45 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (56 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,0 \cdot 0,95} = 9,62 \text{ МПа}; \quad (4.2)$$

Максимальна витрата гідроциліндра:

$$Q_o = \frac{\pi \cdot D_o^2 \cdot V_{o\max}}{4 \cdot \eta_{o.o}} = \frac{3,14 \cdot (56 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0,98} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с} \quad (4.3)$$

де  $\eta_{д.о} = 0,98 \div 0,99$  – об'ємний ККД гідроциліндра.

Ця витрата буде існувати тільки для трьох циліндрів. Тому, що циліндри підняття-опускання працюють в одній фазі руху штоків, а рух штоків гідроциліндрів повороту відбувається у протифазі. У них поршневі порожнини кожного з гідроциліндрів з'єднане зі штоковою порожниною іншого. Отже, для гідроциліндра двобічної дії при прямій ході робоча площа дорівнює:

$$F_{д.п.} = \pi D_{д}^2 / 4, \quad (4.4)$$

а при зворотній ході:

$$F_{д.з.} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (4.5)$$

Тому у четвертому гідроциліндрі:

$$Q_{д.ш.} = \frac{\pi(D_o^2 - d_o^2)V_{o\max}}{4 \cdot \eta_{o.o.}} = \frac{3,14}{4} (56^2 - 28^2) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{100 \cdot 10^{-3}}{0,98} = 1,88 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с} \quad (4.6)$$

#### 4.3 Визначення параметрів насосу

Сумарна витрата (розрахункова) усіх чотирьох гідроциліндрів

$$Q_p = 3Q_d + Q_{д.ш.} = 3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} + 1,88 \cdot 10^{-4} = 9,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с} \quad (4.7)$$

Необхідна подача насоса:

$$Q_n \geq 1,3 \cdot Q_p = 1,3 \cdot 9,38 \cdot 10^{-4} = 12 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.8)$$

Необхідний тиск, що утворюється насосом:

$$P_n = (1,1 \dots 1,15) P_d = (1,1 \dots 1,15) \cdot 8,55 = 9,41 \dots 9,83 \text{ МПа.}$$

Згідно [6] обираємо шестерний насос типу НШ-67К.

Технічні характеристики насоса приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики шестерного насосу типу НШ-67К

| Номінальна подача<br>при частоті обертання<br>валу 1450 об/хв.<br>$Q_{H, \text{НОМ}}, \text{ л/хв.}$ | Номінальний<br>тиск<br>$P_{H, \text{НОМ}}, \text{ МПа}$ | ККД      |           | Допустима<br>геометрична висота<br>всмоктування,<br>мм рт.ст. |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|----------|-----------|---------------------------------------------------------------|
|                                                                                                      |                                                         | об'ємний | загальний |                                                               |
| 95                                                                                                   | 10                                                      | 0,94     | -         | 150                                                           |

#### 4.4 Визначення параметрів гідроапаратури та допоміжних пристроїв

Згідно технічної характеристики насосу обираємо робочу рідину: масло індустріальне И-45А з характеристиками (табл. 4.2)

Таблиця 4.2 – Параметри робочої рідини

| В'язкість при 50° С, $\text{мм}^2/\text{с}$<br>(кінематична) | Межі робочих<br>температур, °С | Об'ємна вага, $\text{кг}/\text{м}^3$ |
|--------------------------------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| 38÷52                                                        | -5÷+60                         | 886÷916                              |

Для розрахунків приймаємо в'язкість  $V = 45 \text{ мм}^2/\text{с} = 4,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; а об'ємну вагу  $\rho = 901 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Обираємо також дросель типу ДР (ДР-25) з характеристиками, що зведені в таблицю 4.3. При його виборі визначною є номінальна витрата.

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики дроселя ДР-25

| Номінальна витрата<br>$Q_{др. ном.}$ , л/хв. | Витрата тиску за<br>номінальної витрати,<br>$\Delta P_{др. ном.}$ , МПа | Номінальний тиск<br>$P_{др. ном.}$ , МПа |
|----------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|
| 100                                          | 0,3                                                                     | 32                                       |

Обираємо зворотній клапан типу Г51 (Г51-25). Його технічні характеристики зведені в таблицю 4.4. При його виборі визначною є номінальна витрата.

Таблиця 4.4 – Технічні характеристики зворотного клапану Г51-25

| Номінальна витрата<br>$Q_{зв.кл. ном.}$ , л/хв. | Витрата тиску за<br>номінальної витрати<br>$\Delta P_{зв.кл. ном.}$ , МПа | Номінальний тиск<br>$P_{зв.кл. ном.}$ , МПа |
|-------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| 140                                             | 0,2                                                                       | 20                                          |

Згідно з [6] обираємо запобіжний клапан типу ПГ 52-25. Його технічні характеристики зведені в таблицю 4.5.

Таблиця 4.5 – Технічні характеристики запобіжного клапану ПГ 52-25

| Номінальна витрата<br>$Q_{зв.кл. ном.}$ , л/хв.. | Витрата тиску за<br>номінальної витрати<br>$\Delta P_{зв.кл. ном.}$ , МПа | Номінальний тиск<br>$P_{зв.кл. ном.}$ , МПа |
|--------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| 100                                              | 0,3                                                                       | 20                                          |

Згідно з [7] обираємо розподілювач з гідравлічним керуванням типу ВГ-54-25 з технічними характеристиками, які зведені в таблицю 4.6.

Таблиця 4.6 – Технічні характеристики розподілювача ВГ-54-25

| Номінальна<br>витрата, $Q_{роз. ном.}$ ,<br>л/хв | Робочий тиск<br>$P_{роз.}$ , МПа | Номінальний робочий<br>тиск $\Delta P_{роз.}$ , МПа |
|--------------------------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------------------------|
| 140                                              | 10                               | 0,3                                                 |

Обираємо регулювальник витрати типу Г55-35А з технічними характеристиками, що зведені в таблицю 4.7.



Таблиця 4.7 – Технічні характеристики регулювальника витрати Г55-35А

| Номінальна витрата<br>$Q_{p.p.ном.}, л/хв..$ | Мінімальна<br>витрата $Q_{p.p.min},$<br>л/хв | Номінальний<br>тиск<br>$P_{p.p.ном.}, МПа$ | Втрати тиску за<br>номінальної<br>втрати<br>$\Delta P_{p.p.ном.}, МПа$ |
|----------------------------------------------|----------------------------------------------|--------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| 100                                          | 1,0                                          | 12,5                                       | 0,3                                                                    |

Обираємо фільтри типу Г42-35 з технічними характеристиками, що зведені в таблицю 4.8.

Таблиця 4.8 – Технічні характеристики фільтру Г42-35

| Номінальна витрата<br>$Q_{ф.ном.}, л/хв.$ | Номінальна тонкість<br>фільтрації $M_{ф.ном.}, мкм$ | Втрата тиску за<br>номінальної витрати<br>$\Delta P_{ф.ном.}, МПа$ |
|-------------------------------------------|-----------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| 140                                       | 80                                                  | 0,011÷0,012                                                        |

Також обираємо гідробак місткістю 320л.

#### 4.5 Дослідження комутаційних гідроліній

Розрахунковий діаметр труб:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi V_0}}; \quad (4.9)$$

де  $Q_p$  – розрахункова витрата в гідролінії;

$V_0$  – оптимальна швидкість робочої рідини:

а) для напірних гідроліній  $V_0=3\div5 м/с$ , приймаємо  $V_0=4 м/с$ .

$$d_{p.н.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,38 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 4}} = 17,3 \text{ мм.}$$

б) для всмоктувальних гідроліній  $V_0=0,7 \div 1,2 \text{ м/с}$ , приймаємо  $V_0=0,95 \text{ м/с}$ .

$$d_{p.в.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,38 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,95}} = 35,4 \text{ мм.}$$

в) для зливних –  $V_0=0,7 \div 1,2 \text{ м/с}$ , приймаємо  $V_0=0,95 \text{ м/с}$ .

$$d_{p.з.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,38 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 2,5}} = 21,8 \text{ мм.}$$

Розрахунок товщини стінок трубопроводів. Необхідна розрахункова товщина стінок комутаційних трубопроводів:

$$\delta_p = \delta_1 + \delta_2, \quad (4.10)$$

де  $\delta_1$  – частина товщини труби для забезпечення міцності;

$\delta_2$  – частина товщини труби для необхідної довговічності трубопроводу.

Згідно ГОСТ 3845-75 отримаємо:

$$\delta_1 = \frac{P_p \cdot d_p}{2 \cdot \sigma_{доп}} = \frac{P_p \cdot d_p}{0,8 \cdot \sigma_B}, \quad (4.11)$$

де  $P_p$  – розрахунковий тиск на міцність;

$\sigma_{доп}$  – допустиме напруження, яка дорівнює 40% від тимчасового опору розриву.

$$P_p = 1,25 \cdot P,$$

де  $P=P_{д.п.}=9,38\text{МПа}$  – максимальний тиск гідроциліндра при підйманні виконавчого органу комбайна.

Для найбільш розповсюджених трубних сталей тимчасовий опір розриву  $\sigma_B=350\div 420\text{МПа}$ . Приймаємо  $\sigma_B=385\text{МПа}$ .

$$d_p=d_{p.н.}=0,0080\text{м.}$$

$$\delta_1 = \frac{1,25 \cdot 9,38 \cdot 0,0206}{0,8 \cdot 385} = 0,78 \text{ мм.}$$

Товщину  $\delta_2$  приймаємо рівним 1,0мм, якщо вважати, що швидкість корозії дорівнює 0,2мм/рік, а строк служби пристрою – 5 років.

$$\delta_p=0,78+1=1,78\text{мм.}$$

Згідно умов механічної міцності для усіх труб приймаємо  $\delta=2,0\text{мм}$ . Відповідно ГОСТу 8734-75 виберемо остаточно внутрішній діаметр труб  $d$ , зовнішній  $d_n$  та товщину  $\delta$ . Всі параметри труб занесені до таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Основні параметри комутаційних гідроліній

| Гідролінія    | Внутрішній діаметр<br>$d$ , мм | Зовнішній діаметр<br>$d_n$ , мм | Товщина стінок<br>$\delta$ , мм |
|---------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Всмоктувальна | 36                             | 40                              | 2                               |
| Напірна       | 18                             | 22                              | 2                               |
| Зливна        | 22                             | 26                              | 2                               |

Дослідимо втрати тиску в гідролініях по довжині.

Швидкість рідини в гідролінії складає:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (4.12)$$

де  $Q$  – максимальна витрата у відповідній гідролінії,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$d$  – внутрішній діаметр труби у відповідній гідролінії, м.

У напірній гідролінії швидкість:

$$V_n = \frac{4 \cdot 9,38 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,018^2} = 3,68 \text{ м/с}.$$

У всмоктувальній гідролінії швидкість:

$$V_B = \frac{4 \cdot 9,38 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,036^2} = 0,922 \text{ м/с}.$$

В зливній гідролінії швидкість:

$$V_c = \frac{4 \cdot 131 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,022^2} = 3,44 \text{ м/с}.$$

Втрати тиску по довжині на ділянках гідролінії:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot d} \quad (4.13)$$

де  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$  – щільність рідини;

$\lambda$  – коефіцієнт Дарсі, що залежить від числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (4.14)$$

де  $\nu = 45 \text{ мм}^2/\text{с}$  – кінематична в'язкість робочої рідини при  $50^\circ\text{C}$   
 ( $\nu = 45 \text{ мм}^2/\text{с} = 45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

При  $Re \leq 2320$  коефіцієнт Дарсі буде:

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (4.15)$$

При параметрах  $10^5 > Re > 2320$  коефіцієнт Дарсі буде:

$$\lambda = \frac{1}{(100Re)^{0.25}} \quad (4.16)$$

де  $l$  – довжина відповідної гідролінії.

В напірній гідролінії:

$$Re = \frac{3,68 \cdot 0,018}{4,5 \cdot 10^{-5}} = 2208 \quad (Re \leq 2320);$$

$$\lambda = \frac{75}{2208} = 0,034;$$

$$\Delta P_{\partial l}^n = 0,034 \cdot \frac{4 \cdot 901 \cdot 3,68^2}{2 \cdot 0,018} = 0,0461 \text{ МПа}.$$

У всмоктувальній гідролінії:

$$Re = \frac{0,922 \cdot 0,036}{4,5 \cdot 10^{-6}} = 7376 \quad (Re > 2320);$$

$$\lambda = \frac{75}{(100 \cdot 7376)^{0.25}} = 2,55;$$

$$\Delta P_{\partial l}^e = 2,55 \cdot \frac{4 \cdot 901 \cdot 0,922^2}{2 \cdot 0,036} = 0,11 \text{ МПа}.$$

У зливній гідролінії:

$$Re = \frac{3,44 \cdot 0,022}{45 \cdot 10^{-6}} = 1681 \text{ (Re} < 2320\text{)};$$

$$\lambda = \frac{75}{1681} = 0,045;$$

$$\Delta P_{\partial l}^c = 0,045 \cdot \frac{4 \cdot 901 \cdot 3,44^2}{2 \cdot 0,026} = 0,00361 \text{ МПа}.$$

Втрати тиску у місцевих опорах.

Втрати тиску в колінах, трійниках і т.д. приймаємо рівними:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{тр.кол.}} &= (0,2 \div 0,3) \cdot \sum \Delta P_{\text{дл}}, \\ \sum \Delta P_{\partial l} &= \Delta P_{\partial l}^n + \Delta P_{\partial l}^e + \Delta P_{\partial l}^c = 0,0461 + 0,11 + 0,00361 = 0,159 \text{ МПа}. \\ \Delta P_{\text{тр.кол.}} &= 0,25 \cdot 0,159 = 0,039 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Для гідроапаратів витрати, згідно з рекомендаціями, розраховуємо виходячи з умов автономності режиму руху рідини в апараті.

$$\Delta P_m = \frac{\Delta P_n \cdot Q^2}{Q_n^2}, \quad (4.17)$$

де  $\Delta P_n$  – номінальні (паспортні) значення перепаду (втрати) тиску в апараті при номінальній (паспортній) витраті  $Q_n$ .

Втрати тиску у місцевих опорах:

- фільтр (у всмоктувальній лінії):

$$\Delta P_{\phi}^1 = \frac{0,039 \cdot 9,38^2}{120^2} = 0,002 \text{ МПа} = 2000 \text{ Па},$$

- фільтр (у зливній лінії):

$$\Delta P_{\phi} = \frac{0,039 \cdot 9,38^2}{120^2} = 0,0047 \text{ МПа} = 4700 \text{ Па},$$

- дросель:

$$\Delta P_{op} = \frac{0,3 \cdot 9,38^2}{100^2} = 0,185 \text{ МПа} = 185000 \text{ Па};$$

- розподільник:

$$\Delta P_{роз} = \frac{0,3 \cdot 9,38^2}{140^2} = 0,095 \text{ МПа} = 95000 \text{ Па};$$

- зворотній клапан:

$$\Delta P_{зв.кл.} = \frac{0,2 \cdot 9,38^2}{100^2} = 0,124 \text{ МПа} = 124000 \text{ Па}.$$

Повні втрати тиску при розрахункових витратах.

$$\begin{aligned} \Delta P_{п.гп.} &= \sum \Delta P_{дл} + \sum \Delta P_{м} = \Delta P_{\phi}^1 + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{др} + \Delta P_{роз} + \Delta P_{зв.кл.} + \Delta P_{м.гп.} + \\ &+ 0,0633 = 0,0633 + 0,159 + 0,185 + 0,124 + 0,095 + 0,0047 + 0,002 = 0,4958 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Визначимо витрати тиску в гідролінії циліндрів підняття-опускання виконавчого органу прохідницького комбайна:

- при піднятті:

$$\Delta P_{п.с.} = \Delta P_{\phi}^1 + \Delta P_{зв.кл.} + \Delta P_{роз.} + \Delta P_{\phi} = 0,002 + 0,124 + 0,095 + 0,0047 = 0,2317 \text{ МПа};$$

- при опусканні:

$$\Delta P_{o.c.} = \Delta P_{\phi}^1 + \Delta P_{зв.кл.} + \Delta P_{роз.} + \Delta P_{\phi} = 0,002 + 0,095 + 0,0047 + 0,185 = 0,2927 \text{ МПа.}$$

Визначимо повні витрати тиску в гідролініях підняття-опускання:

- при піднятті:

$$\Delta P_{п.п.с.} = \Sigma \Delta P_{дл} + \Delta P_{п.с.} = 0,0633 + 0,2317 = 0,295 \text{ МПа;}$$

- при опусканні:

$$\Delta P_{п.о.с.} = \Sigma \Delta P_{дл} + \Delta P_{о.с.} = 0,0633 + 0,2927 = 0,356 \text{ МПа.}$$

Визначимо витрати тиску в гідролінії циліндрів повороту виконавчого органу:

$$\Delta P_{пов.} = \Delta P_{\phi}^1 + \Delta P_{роз.} + \Delta P_{\phi} = 0,008 + 0,095 + 0,0047 = 0,1077 \text{ МПа.}$$

#### 4.6 Дослідження абсолютного тиску в гідроприводі прохідницького комбайна

Лінію абсолютного тиску в гідроприводі будуємо при підйманні стрілоподібного виконавчого органу прохідницького комбайну. Побудову виконуємо по результатам розрахунків, приведених вище. Втрати тиску в колінах, трійниках і т.д. додаємо до втрат у розподільнику. Втрати в ньому при дослідженні абсолютного тиску ділимо навпіл (рисунок 4.2). Глибиною занурення насоса  $H_b$  зневажаємо. Побудову лінії тиску починаємо з кінця зливної гідролінії згідно рекомендацій. Лінія абсолютного тиску в гідроприводі приведена на рисунку 4.2.



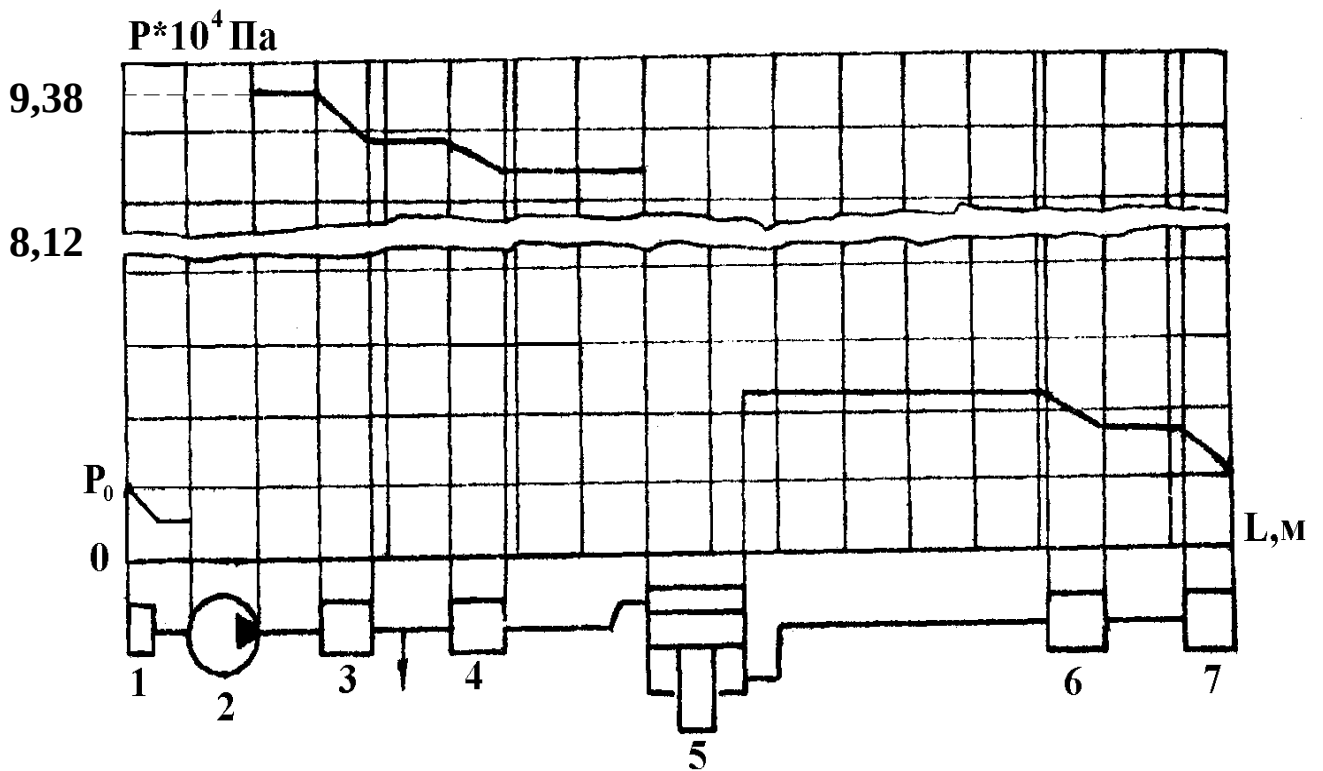


Рисунок 4.2 – Залежність абсолютного тиску гідроциліндрів при піднятті виконавчого органу прохідницького комбайна

Цифрами на рисунку 4.2 позначено:

1. Фільтр.
2. Насос.
3. Розподільувач.
4. Зворотній клапан.
5. Гідроциліндр.
6. Розподільувач.
7. Фільтр.

Дослідимо силу тиску на коліно труби. Визначимо складові  $R_x$ ,  $R_z$  та рівнодіючу сил тиску робочої рідини на коліно труби зі закругленням  $90^\circ$ .

$$R_x = R_z = P_n \frac{\pi d_n^2}{4}, \quad (4.18)$$

$$R_x = R_z = 9,38 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot (22 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 3563 \text{ Н.}$$

Визначимо тиск спрацювання запобіжного клапану

$$P_{з.п.зап.кл.} \geq 1,25 \cdot P_n,$$

$$1,25 \cdot 9,38 \geq 11,72 \text{ МПа.}$$

#### 4.7 Дослідження робочих режимів насоса гідроприводу підняття-опускання виконавчого органу

Робочі режими насоса при підйманні й опусканні виконавчого органу прохідницького комбайну визначаються графічно по точкам перетину характеристик насоса  $P_n=f(Q)$  та гідромережі  $P_c=f(Q)$ .

Залежність  $P_n=f(Q)$  насоса будуюмо по двом точкам з координатами  $(Q_{н.т.}; 0)$  і  $(Q_{н.ном.}; P_{н.ном.})$ :

$$Q_{н.т.} = \frac{Q_{н.ном.}}{\eta_{н.о.}} = \frac{134,6}{0,94} = 143,2 \text{ л/хв.}$$

$Q_{н.т.}$  – теоретична подача насоса, л/хв.;

$Q_{н.ном.}$  і  $P_{н.ном.}$  – номінальні значення подачі й тиску насоса.

Отже, залежність  $P_n=f(Q)$  будуюмо по точкам з координатами  $(143,2; 0)$  та  $(134,6; 10)$ .

Максимальний тиск гідроциліндра при опусканні виконавчого органу прохідницького комбайну:

$$P_{\text{д.о.}} = \frac{2 * P_{\text{д.бах}}}{\pi(D_{\text{д}}^2 - d_{\text{д}}^2) \eta_{\text{дг}} * \eta_{\text{дм}}}; \quad (4.19)$$

$$P_{\text{д.о.}} = \frac{2 * 45 * 10^3}{3,14 * (56^2 - 28^2) * 10^{-6} * 0,95 * 1} = 8,28 \text{ МПа.}$$

Характеристика гідросистеми при піднятті виконавчого органу прохідницького комбайну:

$$P_{\text{п.с.}} = P_{\text{д.}} + \left[ \frac{\Delta P_{\text{общ.п.с.}}}{Q_{\text{п}}^2} + \frac{1}{\left( \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta P_{\text{п.с.}}}{(2Q_{\text{д}})^2}}} + \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta P_{\text{ров.с}}}{(Q_{\text{д}} + Q_{\text{д.ш.}})^2}}} \right)^2} \right] * Q^2 \quad (4.20)$$

$$P_{\text{п.с.}} = 9,62 + \left[ \frac{0,295}{78,6^2} + \frac{1}{\left( \frac{1}{\sqrt{\frac{0,2317}{(2 \cdot 21)^2}}} + \frac{1}{\sqrt{\frac{0,95}{(21 + 15,6)^2}}} \right)^2} \right] * Q^2 = 9,62 + 6,9 * 10^{-5} * Q^2$$

Характеристика гідросистеми при опусканні виконавчого органу прохідницького комбайну:

$$P_{n.c.} = P_{\partial.o.} + \left[ \frac{\Delta P_{\text{общ.о.с.}}}{Q_p^2} + \frac{1}{\left( \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta P_{\text{о.с.}}}{(2Q_{\partial})^2}}} + \frac{1}{\sqrt{\frac{\Delta P_{\text{нов.с.}}}{(Q_{\partial} + Q_{\partial.ш.})^2}}} \right)^2} \right] \cdot Q^2 \quad (4.21)$$

$$P_{n.c.} = 8,28 + \frac{0,356}{78,6^2} + \frac{1}{\left( \frac{1}{\sqrt{\frac{0,2927}{(2 \cdot 21)^2}}} + \frac{1}{\sqrt{\frac{0,1077}{(21+15,6)^2}}} \right)^2} \cdot Q^2 = 8,28 + 8,3 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2$$

Результати досліджень зводимо до таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Дослідження функцій  $P_{c.п.}=f(Q)$  і  $P_{c.ш.}=f(Q)$

| Q, л/хв          | 0      | 10    | 20    | 30    | 40    | 50   | 60    | 70    |
|------------------|--------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|
| $P_{п.с.}$ , МПа | 7,52   | 7,526 | 7,539 | 7,568 | 7,585 | 7,61 | 7,68  | 7,74  |
| $P_{о.с.}$ , МПа | 10,034 | 10,06 | 10,08 | 10,11 | 10,15 | 10,2 | 10,48 | 10,63 |

Згідно графіку робочий режим насоса при підйманні виконавчого органу прохідницького комбайну визначається точкою А, при опусканні – точкою В. Отримані характеристики заносимо до таблиці 4.11.

Таблиця 4.11 – Параметри робочих режимів насосу

| Робочий режим насоса у т. А |             | Робочий режим насоса у т. В |             |
|-----------------------------|-------------|-----------------------------|-------------|
| $Q_A$ , л/хв                | $P_A$ , МПа | $Q_B$ , л/хв                | $P_B$ , МПа |
| 134                         | 9,5         | 132                         | 11,6        |

Перевіримо робочий тиск насоса, який повинен бути у межах:

$$1,25 \cdot P_{\text{н.ном.}} \geq P_p \geq 0,5 \cdot P_{\text{н.ном.}},$$

$$\text{де } P_p = P_b = 10,2 \text{ МПа}$$

$$1,25 \cdot 10 > 11,6 > 0,5 \cdot 10$$

$$12,5 > 11,82 > 5$$

Графіки функцій робочих режимів насоса зображені на рисунку 4.3.

Визначимо необхідну потужність насосу.

Потужність, яка споживається насосом при піднятті стріли:

$$N_{\text{н.п.}} = P_A \cdot Q_A / \eta_n \quad (4.22)$$

Потужність, яка споживається насосом при опусканні стріли:

$$N_{\text{н.о.}} = P_B \cdot Q_B / \eta_n \quad (4.23)$$

де  $\eta_n$  – номінальний ККД насосу.

$P_A, Q_A, P_B, Q_B$  – координати режимних точок (рисунок 4.3).

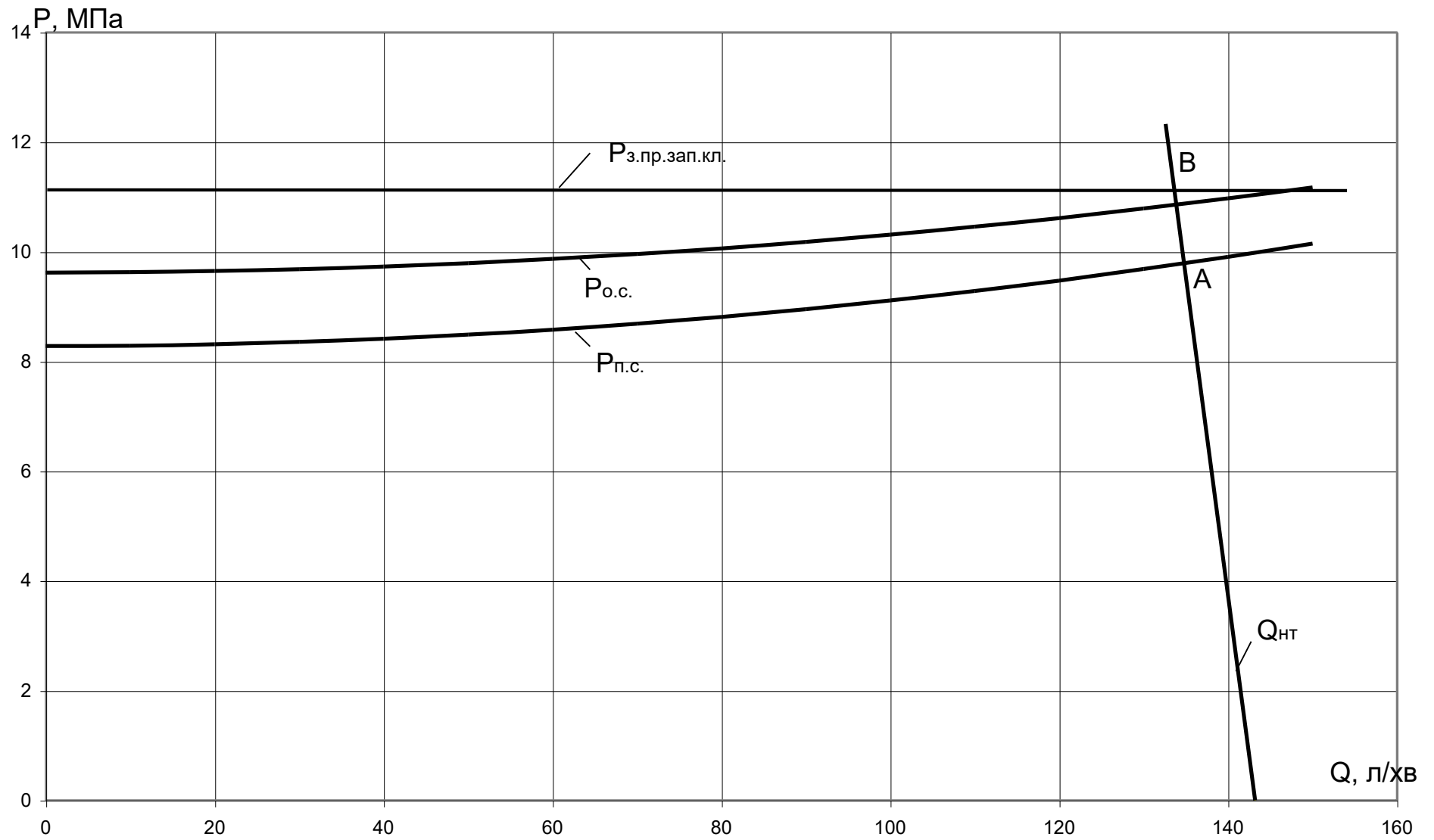


Рисунок 4.3 – Робочі режими насосу.

Отже:

$$N_{н.п.} = \frac{9,5 \cdot 10^6 \cdot 134 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 0,94} = 22,5 \text{ кВт};$$

$$N_{н.п.} = \frac{11,6 \cdot 10^6 \cdot 132 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 0,94} = 27,15 \text{ кВт}.$$

Перевіримо робочий режим насосу на кавітацію.

Безкавітаційна робота насосу визначається за умови:

$$H_{\text{вак.доп.}} \geq H_{\text{вак.}} \quad (4.24)$$

де  $H_{\text{вак.доп.}}$  – допустима вакууметрична висота всмоктування насосу (за паспортом);

$H_{\text{вак.}}$  – вакууметрична висота всмоктування гідролінії.

Можливо визначити інакше:

$$H_{\text{доп.}} \geq H_{\text{в}} \quad H_{\text{в}} = 0,1 \dots 0,2 \text{ м}$$

де  $H_{\text{доп.}} = 0,15 \text{ м}$  – допустима геометрична висота всмоктування (за паспортом).

$$0,15 \text{ м} > 0,1 \text{ м}.$$

Умову виконано, отже насос буде працювати без кавітації.

#### 4.8 Дослідження механічних параметрів гідроприводу

Залежності зусилля на штоку гідроциліндру в функції швидкості буде:

$$P_{д.п.}=f(V_{д.п.})P_{д.о.}=f(V_{д.п.});$$

Будуємо згідно рівнянням:

а) при  $a_{др.}=50 a_{др.о.}$ ,

де  $a_{др.о.}$  – опір повністю відкритого дроселю.

$$P_{д.п.} = \frac{50 \Delta P_{д.п.}}{Q_p^2} \left( Q_A - \frac{F_{д.п.} \cdot V_{д.п.}}{\eta_{до}} \right)^2 \cdot F_{д.п.} \cdot \eta_{дз} \cdot \eta_{дм}; \quad (4.25)$$

де  $\Delta P_{д.п.}$  – перепад тиску на повністю відчиненому дроселі при максимальному розході  $Q$ ;

$F_{д.п.}$  – активна площа поршня гідроциліндрів підняття опускання.

При піднятті виконавчого органу:

$$F_{д.п.} = \frac{\pi D_{д.п.}^2}{4},$$

$$F_{д.п.} = \frac{3,14 \cdot (56 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$\Delta P_{др.}=0,185 \text{ МПа}; Q_p=13,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$Q_a=136 \text{ л/хв}=22,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Отримуємо:

$$\begin{aligned} P_{д.п.} &= \frac{50 \cdot 0,185 \cdot 10^6}{(13,46 \cdot 10^{-4})^2} \left( 22,5 \cdot 10^{-4} - \frac{2,46 \cdot 10^{-3} \cdot V_{д.п.}}{0,98} \right)^2 \cdot 2,46 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 \cdot 1 = \\ &= 4,1 \cdot 10^4 \cdot (2,25 - 5 \cdot V_{д.п.})^2 \end{aligned}$$

б) при  $a_{др.}=40 a_{др.о.}$ ;

$$P_{д.п.}^1=0,8 P_{д.п.}$$

в) при  $a_{др.}=50 a_{др.о.}$ :



$$P_{\partial.o.} = \frac{50\Delta P_{\partial.p.}}{Q_p^2} \left( Q_{\partial} - \frac{F_{\partial} \cdot V_{\partial}}{\eta_{\partial o}} \right)^2 \cdot F_{\partial} \cdot \eta_{\partial z} \cdot \eta_{\partial m}.$$

При опусканні виконавчого органу:

$$F_{\partial} = \frac{\pi(D_{\partial}^2 - d_{\partial}^2)}{2},$$

$$F_{\partial} = \frac{3,14(56^2 - 28^2) \cdot 10^{-6}}{2} = 3,69 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$Q_{\partial} = 132 \text{ л/хв} = 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Отримаємо:

$$\begin{aligned} P_{\partial.o.} &= \frac{50 \cdot 0,185 \cdot 10^6}{(13,46 \cdot 10^{-4})^2} \left( 2,22 \cdot 10^{-3} - \frac{3,69 \cdot 10^{-3} \cdot V_{\partial}}{0,98} \right)^2 \cdot 3,69 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 \cdot 1 = \\ &= 1,38 \cdot 10^4 \cdot (2,22 - 3,76 \cdot V_{\partial})^2 \end{aligned}$$

г) при  $a_{\partial.p.} = 40 a_{\partial.p.o.}$ ;

$$P_{\partial.p.}^1 = 0,8 P_{\partial.p.}$$

Результати досліджень механічних параметрів зведемо у таблицю 4.12.

Таблиця 4.12 – Механічні параметри гідроприводу

|                          |        |        |        |        |       |       |       |       |       |       |       |
|--------------------------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $V_{\partial}$ , мм/с    | 30     | 60     | 90     | 120    | 150   | 180   | 210   | 224   | 240   | 270   | 289   |
| $P_{\partial.p.}$ , кН   | 180,81 | 155,90 | 132,84 | 111,62 | 92,25 | 74,72 | 59,04 | 52,35 | -     | -     | -     |
| $P_{\partial.p.}^1$ , кН | 144,65 | 124,72 | 106,27 | 89,30  | 73,80 | 59,78 | 47,23 | 41,88 | -     | -     | -     |
| $P_{\partial.o.}$ , кН   | 61,28  | 54,89  | 48,86  | 43,18  | 37,84 | 32,86 | 28,24 | 26,20 | 23,96 | 20,03 | 17,73 |
| $P_{\partial.o.}^1$ , кН | 49,02  | 43,91  | 39,09  | 34,54  | 30,28 | 26,29 | 22,59 | 20,96 | 19,17 | 16,03 | 14,18 |

$$P_{\partial.p.} = 0 \rightarrow V_{\partial} = \frac{2,28}{10,2} \cdot 5 = 0,22 \text{ м/с} = 220 \text{ мм/с};$$

$$P_{\partial.p.}^1 = 0 \rightarrow V_{\partial} = 220 \text{ мм/с};$$

$$P_{д.о.}=0 \rightarrow V_{д.} = \frac{2,23}{7,69} 2 = 0,289 \text{ м/с} = 289 \text{ мм/с};$$

$$P_{д.о.}^1 = 0 \rightarrow V_{д.} = 289 \text{ мм/с};$$

Залежності  $P_{д.п.} = f(V_{д.})$ ;  $P_{д.п.}^1 = f(V_{д.})$ ;  $P_{д.о.} = f(V_{д.})$ ;  $P_{д.о.}^1 = f(V_{д.})$  показана на рисунку 4.4.

Залежність потужності на штоку гідроциліндру в функції від швидкості:

$$N_{д.в.} = P_{д.} \cdot V_{д.} \quad (4.26)$$

Залежності зводимо до таблиці 4.13.

Таблиця 4.13 – Потужність на штоку гідроциліндру в функції від швидкості

| $V_{д.}, \text{ мм/с}$ | 30    | 60    | 90     | 120    | 150    | 180    | 210    | 224   | 240   | 270   | 289   |
|------------------------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|
| $N_{д.в.п.}$           | 54,24 | 93,54 | 119,56 | 133,95 | 138,38 | 134,50 | 123,98 | -     | -     | -     | -     |
| $N_{д.в.п.}^1$         | 43,39 | 74,83 | 95,64  | 107,16 | 110,70 | 107,60 | 99,19  | -     | -     | -     | -     |
| $N_{д.в.о.}$           | 18,38 | 32,93 | 43,97  | 51,81  | 56,77  | 59,16  | 59,29  | 58,68 | 57,50 | 54,08 | 51,23 |
| $N_{д.в.о.}^1$         | 14,71 | 26,35 | 35,18  | 41,45  | 45,41  | 47,32  | 47,44  | 46,94 | 46,00 | 43,27 | 40,98 |

Визначимо робочий режим гідроциліндрів.

Навантаження на виконавчому органі:

$$P_c = P_o + K \cdot V_{д.} = 55 + 0,15 \cdot V_{д.} = 97 \text{ кН}. \quad (4.27)$$

при  $V_{д.}=0$ ;  $P_c=60 \text{ кН}$ ;

при  $V_{д.}=280 \text{ мм/с}$ ;  $P_c=116 \text{ кН}$ ;

Точка 1:  $P_{д.п.} = 90 \text{ кН}$ ;  $V_{д.}=140 \text{ мм/с}$ ;  $N_{д.в.п.}=8,7 \text{ кВт}$ .

Точка 1':  $P'_{д.п.}=80 \text{ кН}$ ;  $V_{д.}=95 \text{ мм/с}$ ;  $N'_{д.в.п.}=5,5 \text{ кВт}$ ,

Точка 2:  $P_{д.о.} = 85 \text{ кН}$ ;  $V_{д.}=125 \text{ мм/с}$ ;  $N_{д.в.о.}=13,0 \text{ кВт}$ ;

Точка 2:  $P'_{д.о.}=70 \text{ кН}$ ;  $V_{д.}=75 \text{ мм/с}$ ;  $N'_{д.в.о.}=5,8 \text{ кВт}$ .

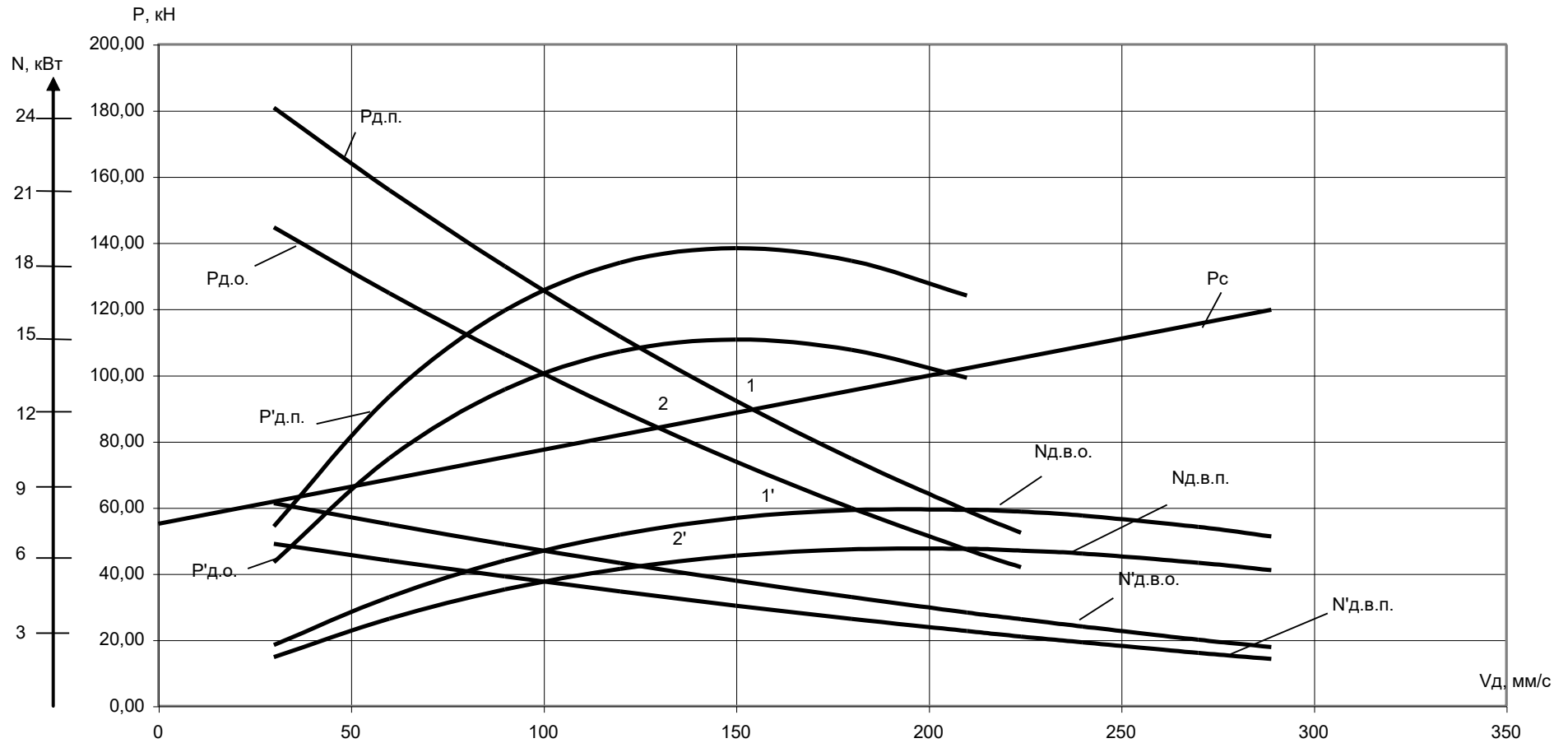


Рисунок 4.4 – Механічні характеристики гідроприводу

#### 4.9 Експлуатація та техніка безпеки при роботі гідроприводу

При експлуатації гідроприводів з високим тиском (більш ніж 10МПа) необхідно створити безпечні умови для обслуговуючого персоналу від ураження струменем рідини. Для цього огорожують кожухом усі ділянки гідроліній, які не замкнені до загального корпусу машини. При виявленні зовнішніх витікань рідини негайно гальмують насос і усувають витіки. За високого тиску в гідросистемі категорично забороняється для усунування витоків підтягувати з'єднання трубопроводів, штуцери тощо.

Забороняється експлуатувати гідропривід високого тиску без манометра або при його несправності. На шкалі або корпусі манометра повинну бути червона риска, що відповідає найбільшому припустимому тиску в цій точці.

Слід періодично перевіряти роботу запобіжних клапанів. У випадку відхилення тиску опрацьовування клапана від налагоджувального більш ніж на 10% клапан треба замінити новим. Забороняється наладжувати клапани в шахтних умовах. Лагодити їх треба тільки на спеціальних стендах.

Шум, що виникає при роботі насосних агрегатів з встановленою потужністю до 12,5кВт, не повинен перевищувати рівень звукової потужності 75-95дБ при частоті 63-8000Гц, а зі встановленою потужністю понад 12,5кВт - 85-100дБ при таких самих частотах.

Усі елементи гідроприводів поза корпусом машини, що обертаються та швидко рухаються, повинні бути закриті кожухами або, в крайньому випадку, мати огороження.

## 5 ВИМОГИ ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ГІРНИЧИХ ВИРОБОК

Усі робочі бригади повинні бути ознайомлені з інструкціями з експлуатації обладнання та правилами з техніки безпеки. Управляти комбайном дозволяється лише машиністам, які пройшли спеціальну підготовку та мають свідоцтво на право керування комбайном.

Перед оглядом коронки та заміною різців виконавчого органу комбайна необхідно:

- відігнати комбайн від вибою так, щоб робочий орган знаходився під постійним кріпленням;
- опустити стрілу комбайна на опору;
- відключити пускач та магнітну станцію комбайна та заблокувати кнопку аварійного відключення;
- обробити вибій, боки і покрівлю виробки, що проводиться, від шматків вугілля, що відшарувалися, і породи для усунення можливого просипання та обвалу.

Усі роботи з проведення виробки прохідницьким комбайном, профілактичні огляди та ремонт повинні виконуватись у суворій відповідності до вимог «Технічного опису та інструкції з експлуатації прохідницького комбайна». Крім того, для забезпечення безпеки робіт необхідно дотримуватися таких правил:

- перед включенням комбайна або окремих його органів машиніст комбайна зобов'язаний попередити працюючих увімкненням попереджувального сигналу (подається автоматично), а тих, що знаходяться поблизу – окриком: «СТЕРЕЖИСЯ! ВКЛЮЧАЮ!»;
- керувати комбайном дозволяється лише у справних діелектричних рукавичках;

- машиніст повинен стежити за станом покрівлі, своєчасним встановленням кріплення та не допускати оголення покрівлі у привибійному просторі більше, ніж передбачено паспортом;

- у разі появи ненормальних шумів механізмів – зупинити комбайн до усунення несправностей;

- стежити за станом підведених кабелів та електрообладнання, нормальною роботою звукової попереджувальної сигналізації; стан електроапаратури має відповідати вимогам ПБ та ПТЕ;

- машиніст комбайна особисто відключає електроенергію під час проведення робіт у зоні виконавчого органу або з боків виробку. При необхідності виконання робіт під виконавчим органом, щоб уникнути самовільного опускання, необхідно встановлювати надійні упори (дерев'яні стійки діаметром 20см);

- при маневрах комбайна та поворотах конвеєра машиніст зобов'язаний попередити оточуючих людей подачею сигналу та переконатися у відсутності людей у безпосередній близькості від машини;

- виконувати ремонтні роботи станції керування та електрообладнання комбайна дозволяється тільки при відключенні електроенергії на груповому пускачі, який живить прохідницький розподільний підземний пункт (знятому штепсельному роз'ємі на комбайні). Ремонт електроустаткування можуть проводити лише електрослюсарі підземні.

Концентрація шкідливих газів у вибої повинна постійно контролюватись машиністом комбайна або бригадиром (ланковим). При порушенні вентиляційного режиму або перевищення допустимих норм вмісту метану у вибої прохідницький комбайн повинен бути зупинений, пускова апаратура відключена та заблокована, а люди виведені на свіжий струмінь.

Виконання таких робіт, як зачищення виробки, встановлення затяжки під час роботи комбайна з обробки вибою допускаються з відставанням не менше 5м від перевантажувача комбайна.

**ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ:**

- робота комбайна за відсутності переносного автоматичного приладу контролю вмісту метану;
- при працюючому комбайні перебувати обслуговуючому персоналу в зоні від вибою до робочого місця машиніста, а також з боків комбайна під час маневрів;
- передавати управління комбайна іншій особі, яка навіть має відповідні права, без відома керівника робіт;
- робота комбайна з несправним електрообладнанням та заземленням пускової апаратури;
- зміна заводської конструкції комбайна;
- робота комбайна з несправною системою пилоподавлення;
- робота за несправних засобів освітлення;
- робота при несправному прохідницькому комбайні або окремих його елементів;
- всілякі огляди та ремонти електричної, гідравлічної та механічної частин під час роботи прохідницького комбайна;
- знаходження людей у зоні дії перевантажувача комбайна;
- проведення робіт на гідросистемі (підтяжка штуцерів, підтяжка або заміна трубопроводів, шлангів) при піднятому живильнику та виконавчому органі. Перед початком цих робіт живильник та виконавчий орган необхідно опустити на надійний упор;
- під час роботи конвеєра та перевантажувача поправляти шматки гірничої маси, спрямовувати стрічку та проводити її чищення;
- зупиняти скребковий конвеєр, завантажений гірничою масою.

При підготовці та веденні робіт з комбайном повинні дотримуватися «Правила безпеки у вугільних шахтах», «Нормативи з безпеки вибійних машин, комплексів та агрегатів», «Гігієнічні вимоги до гірських машин та механізмів для вугільних шахт», державні стандарти, типові інструкції з охорони праці за професіями, вимоги експлуатаційних документів, що діють у галузі.

Експлуатація комбайнів дозволяється тільки у виробках, закріплених у суворій відповідності до паспорта кріплення. Машиніст має слідкувати за станом покрівлі, своєчасно виробляти кріплення і не допускати великого оголення при вибійному просторі.

Забороняється знімати та ремонтувати трубопроводи гідроциліндрів виконавчого органу, живильника та конвеєра без надійної опори під виконавчим органом, живильником, конвеєром, щоб уникнути мимовільного їх опускання.

Перед зупинкою комбайна або закінченням навантаження необхідно припинити обробку вибою для розвантаження та очищення конвеєра.

При маневрових переїздах і поворотах конвеєра машин повинен переконатися у відсутності людей у безпосередній близькості від комбайна та подати звуковий сигнал.

Машиніст повинен постійно стежити за станом і місцезнаходженням кабелю живлення з метою виключити його пошкодження траковим ланцюгом. Живильний кабель повинен бути підвішено і закріплено на боках виробки. Довжина кабелю, що прокладається по ґрунту, не повинна перевищувати 30м.

При роботі комбайна зона руйнованого вибою та місце перевантаження гірської маси повинні бути освітлені світильниками безперервного світла.

При роботі комбайна в обводнених вибоях не допускати потрапляння води в електродвигуни. При сильному обводненні робота комбайна дозволяється тільки після відкачування води із вибою.

Заміна ріжучого інструменту комбайна повинна проводитись згідно з технологічною картою безпечної організації робіт.

Після закінчення робіт з обробки вибою машиніст повинен перевірити повернення всіх рукояток та кнопок управління комбайна в нейтральне положення, відключити комбайн від мережі та заблокувати пускову апаратуру.

Забороняється робота комбайна за відсутності огорожі телескопічного валу приводу конвеєра. Усі блокувальні пристрої мають бути справними.



Робота комбайна при несправних системах блокувань забороняється. Забороняється допускати до управління комбайном осіб, які не пройшли навчання з управління комбайном.

Ремонт електрообладнання комбайна дозволяється лише спеціально підготовленим електрослюсарям. Вести роботи в станції керування дозволяється тільки при знятій напрузі та від'єднаному з'єднувачі. Категорично забороняється роздавлювати виконавчим органом на столі живильника шматки породи. Негабарити гірничої маси повинні бути зняті з живильника та зруйновані виконавчим органом або іншими засобами.

Крім виконання загальношахтних вимог безпеки необхідно виконувати правила з електробезпеки. Пересувне та переносне електроустаткування повинно бути заземлено шляхом приєднання його корпусів до загальношахтної мережі заземлення за допомогою жил гнучких кабелів, що заземлюють. Загальний перехідний опір мережі заземлення, вимірюваний у будь-яких заземлювачів, не повинно перевищувати 2 Ом. Незважаючи на наявність різних ступенів напруги, мережа заземлення повинна бути загальна, що влаштовується шляхом безперервного електричного з'єднання між собою всіх металевих оболонок і жил кабелів, що заземлюють, із приєднанням їх до головних та місцевих заземлювачів. Зв'язок між головними і місцевими заземлювачами здійснюється по сталевій броні та свинцевій оболонці броньованих кабелів або по спеціально прокладених провідниках. У місцях з'єднання відрізків броньованих кабелів безперервність зберігається за рахунок установки сталевих або мідних перемичок.

Відповідно до правил експлуатації електрообладнання блокувальне реле витоку (БРУ) повинно здійснювати заборону включення електроспоживачів прохідницької ділянки при опорі ізоляції мережі відносно землі в 18 кОм – для напруги 380 В, 30 кОм – для напруги 660 В, 90 кОм – для напруги 1140 В, 120 кОм – для напруги 6000 В. Гранично допустимі межі опорів ізоляції ділянки кабельної мережі, що контролюється, наступні: 100 кОм – для напруги 380 В; 200 кОм – для напруги 660 В; 300 кОм – для напруги 6000 В.

## ВИСНОВОК

В роботі було досліджена зміна зусиль на різання при проходженні прохідницьким комбайном типу ГПКС дільничної виробки по пласту. При такій схемі для початку виймається вугільна пачка як та, що має меншу міцність (частіше міцність вугілля  $f \leq 3$ ). Це дозволяє ослабити породний масив, який складніше зруйнувати та який має більшу міцність (міцність породи  $f = 4-8$ ). Встановлений за номограмою режим роботи прохідницького комбайна дозволить енергоефективно проводити гірничу виробку. Також виконано дослідження системи провітрювання підготовчої виробки. За розрахованим значенням необхідної кількості повітря застосовано типу вентилятора місцевого провітрювання ВМЭ2-10. Для підвищення ефективності провітрювання з розбавлення метану можливо застосувати пульсуючий спосіб подачі повітря до прохідницького вибою. Приплив води у вибій дуже малий, але при можливому його збільшенні необхідно застосувати гідроелеваторну установку. Це дозволить відкачувати води з великою кількістю твердого без швидкого зношування дільничного насосу. Напруга живлення електроспоживачів прохідницької дільниці – 660В, що прийнятне при наближенні дільничної трансформаторної підстанції до вибою. В якості пускозахисної апаратури пропонуються вакуумні контактори як більш надійні та прості в експлуатації. Досліджені параметри та режими роботи гідроприводу підняття-опускання виконавчого органу прохідницького комбайна. Приведено заходи з безпечної експлуатації обладнання при проведенні гірничих виробок комбайновим способом.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Машины и оборудование для угольных шахт: Справочник. / Под ред В.Н.Хорина – 4-е изд, перераб. и доп. – М.: Недра, 1987, 424 с.
2. Методичні вказівки до виконання курсового проекту по курсу «Гірничі машини та комплекси». Сост. В.И. Коновалов, П.А. Осокін, А.К. Семенченко та ін. - Донецьк: ДПІ, 1987. - 52 с.
3. Солод В.И., Зайков В.И., Первов К.М., Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1981. – 503 с.
4. Справочник механика угольной шахты / А.И. Пархоменко, В.И.Остапенко, И.М.Митько и др. М.: Недра, 1985. – 448 с.
5. Дзюбан В.С., Риман Я.С., Маслий А.К. Справочник энергетика угольной шахты. М.: Недра, 1983. – 542 с.
6. Гейер В.Г., Дулін В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Підруч. для вузів. – 3-е вид, перероб. і доп. – М: Надра, 1991. –331с.
7. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Е.: Довідник по гідроприводам гірничих машин. – М: Надра, 1973. –502с.
8. Техническое обслуживание и ремонт горно-шахтного оборудования / А.Н.Коваль, А.М.Горлин, В.И.Чекавский и др. – М.: Недра, 1987. – 344 с. (Б-ка электромеханика шахты).
9. Техническое обслуживание и ремонт горно-шахтного оборудования / А.Н.Коваль, А.М.Горлин, В.И.Чекавский и др. – М.: Недра, 1987. – 344 с. (Б-ка электромеханика шахты)
10. Охрана труда: Учебник для вузов / К.З.Ушаков, Б.Ф.Кирин, Н.В.Ножкин и др. Под ред. К.З.Ушакова. – М.: Недра, 1986. – 624 с.
11. Правила безопасности в угольных шахтах. - К: 2005.-400с.

## **ДОДАТОК А**

### **Графічна частина**

РПП-6

|     |     |     |     |     |
|-----|-----|-----|-----|-----|
| 100 | 200 | 200 | 160 | 400 |
| 300 | 500 | 400 | 240 | 800 |

Схема електропостачання проходницької ділянки напругою 1140В

РПП-6

|     |     |     |     |     |
|-----|-----|-----|-----|-----|
| 100 | 200 | 200 | 160 | 400 |
| 300 | 500 | 400 | 240 | 800 |

Обособлена схема електропостачання прохідницької ділянки

**ДОДАТОК Б**  
**Перелік зауважень нормоконтролера до дипломної роботи**

| Позначення документу | Документ | Умовна позначка | Зміст зауваження |
|----------------------|----------|-----------------|------------------|
|                      |          |                 |                  |

\_\_\_\_\_  
дата

\_\_\_\_\_  
підпис