

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

бакалавра

(освітній ступінь)

на тему: «Підвищення ефективності роботи обладнання головного водовідливу для умов шахтоуправління «Імені Героїв космосу» Приватного акціонерного товариства «ДТЕК Павлоградвугілля»

Виконав: студент 3 курсу, групи ЕЛКЗп-19і
(шифр групи)

спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Науменко В.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 декан ФКІТА, к.т.н., доц. Петелін Е.А.

(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)

Луцьк – 2022р.

АНОТАЦІЯ

Науменко В.В. Підвищення ефективності роботи обладнання головного водовідливу для умов шахтоуправління «Імені Героїв космосу» Приватного акціонерного товариства «ДТЕК Павлоградвугілля» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка. – ДВНЗ ДонНТУ, Луцьк, 2022.

В роботі була розглянута можливість заміни існуючих на шахті відцентрових насосів типу ЦНС300 на ЦНСШ300. Це дозволить зменшити потужність, яка споживається насосами, та відповідно знизити на 12-15% витрати на електроенергію, так як за рахунок вищого ККД насоси ЦНСШ300 при однакових (близьких) напорах дозволяють встановлення електродвигунів меншої потужності. Також термін роботи насосів ЦНСШ 300 в 4-5 разів вище, ніж у ЦНС300, що зменшує витрати на експлуатацію цих насосів. Було запропоновано вантажопідйомну установку, що дозволяє відмовитися від застосування ручних талей, скоротити терміни монтажу та зменшити частку ручної праці робітників.

ВОДОВІДЛИВ, НАСОС, СТІЙКИЙ РЕЖИМ, МОНТАЖ, ОБСЛУГОВУВАННЯ, ВАНТАЖОПІДЙОМНА УСТАНОВКА, ОЧИЩЕННЯ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВОДОВІДЛИВ ШАХТИ	7
2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ГОЛОВНОГО ВОДОВІДЛИВУ ДЛЯ УМОВ ШАХТОУПРАВЛІННЯ «ІМЕНІ ГЕРОЇВ КОСМОСУ» ПРИВАТНОГО АКЦІОНЕРНОГО ТОВАРИСТВА «ДТЕК ПАВЛОГРАДВУГІЛЛЯ»	9
2.1 Технологічна схема та існуюче обладнання головного водовідливу	9
2.2 Параметри роботи насосної установки	20
2.3 Робочі режими обладнання головної водовідливної установки	24
2.4 Осьове зусилля на колесо насосу	25
2.5 Вибір оптимальної схеми водовідливної установки	27
2.6 Визначення відносних витрат електроенергії	31
2.7 Дільниця водовідливу приствольного двору	32
2.8 Розрахунок насосної установки дільничного водовідливу	36
3 УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ МОНТАЖУ І ДЕМОНТАЖУ ГОЛОВНОЇ ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	40
3.1 Існуючі засоби механізації монтажу	40
3.2 Вантажопідйомна установка	41
3.3 Розрахунок параметрів і вибір основних елементів вантажопідйомної установки	44
3.4 Економічна оцінка запропонованих рішень.....	54
ВИСНОВОК.....	56
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	57
ДОДАТКИ.....	58

ВСТУП

На гірничих підприємствах України поряд з морально застарілими насосами типу ЦНС300 парк обладнання головного водовідливу оновлюється насосами типу ЦНСШ300. Практика показує, що приблизно четверта частина відцентрових насосів головного водовідливу типу ЦНСШ300 працює з подачами, що значно перевищують робочий діапазон 180-340м³/год. Причина таких явищ полягає в тому, що багато експлуатаційників, які звикли до насосів типу ЦНС, у яких при низькій якості виготовлення швидко знижується напірна характеристика, замовляють насоси із явно більшим напором, ніж це потрібно за розрахунковим режимом водовідливної установки. При використанні насосів ЦНСШ300, що мають стабільну напірну характеристику, це призводить у кращому випадку до перевитрати електроенергії, у гіршому – до роботи в режимі кавітації. Очевидно, перед вибором необхідного типорозміру насосу має передувати розрахунок конкретної водовідливної системи, для якої він призначається. До того ж необхідно передбачувати очищення від твердого шахтної води, яка перекачується відцентровими насосами, так як вони дозволяють роботу з твердими частками не більше 0,1мм. Це дозволить збільшити строк експлуатації обладнання головного водовідливу. Не останнє місце в підвищенні ефективності роботи головного водовідливу займають монтажні-демонтажні роботи, а точніше швидкість та безпека їх виконання.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВОДОВІДЛИВ ШАХТИ

Головний водовідлив розташований в приствольному дворі горизонту 470м. При відпрацюванні пластів C_{11} і C_9 в похилому полі вода із підготовчих вибоїв і виробленого простору виймальними, а потім дренажними штреками поступає на квершлагах горизонту 470м. З магістральних штреків пластів C_{11} і C_{10} , на які вода поступає безпосередньо з пластів з підготовчих вибоїв виймальних штреків і із виробленого простору ходовим відділенням вуглеспускного гезенку(трубами) перепускається квершлагом горизонту 470м. З квершлагів горизонтів 350м та 370м вода поступає в приствольні двори, з горизонту 350м на горизонт 370м вода перепускається водовідливним схилом, а з горизонту 370м у водозбірники горизонту 470м трубами, що прокладені у головному стволі. Скид шахтної води здійснюється у ставок-відстійник.

Головна водовідливна установка має три насоси типу ЦНС300-600 ($290\text{м}^3/\text{год}$) з висотою подачі 540м вод.ст. з асинхронним двигуном з короткозамкненим ротором ВАО-143-4, потужністю 800кВт, частотою обертання 1500об/хв, напругою 6000В. Заливка насосів перед пуском здійснюється за допомогою занурюваного насосу, що розташований в приймальному колодязі.

Водозбірники головного водовідливу складаються з двох гілок і розраховані на 4-годинний нормальний приплив. Величина притоку води, що очікується: нормального – $150\text{м}^3/\text{год}$, максимального – $190\text{м}^3/\text{год}$. Кріплення водозбірника прийняте монолітним бетоном із склепінним перекриттям і зворотнім зводом. Застосовується гідромонітор типу ГМГІ-2 і шланг насосу ШН-150 для очищення попереднього відстійника.

Трубопровід діаметром 150мм шлангом під'єднується до гідроциклону, шлак відділяється і поступає у вагонетки, а вода поступає в приймальний колодязь головного водовідливу, звідки насосом відкачується на поверхню.

Дільниця водовідливу приствольного двору має два насоса ЦНС105-98, 150м³/год, 98м вод.ст. з асинхронним двигуном типу ВАО-82-2, потужністю 55кВт, синхронною частотою обертання 3000об/хв, напругою живлення 660В. Притоки складають: з приствольного двору – 25м³/год, із зумпфа – 40 м³/год.

Зумпфи головного і допоміжного стволів збиваються між собою на горизонті 585м. Загальний приплив 40м³/год, який відкачує одна установка біля допоміжного ствола на горизонті 585м з відцентровим насосом типу ЦНС60-165, з електродвигуном типу ВАО-82-2, потужністю 55кВт, номінальною частотою обертання 2870об/хв та напругою 660В.

Насосна камера з'єднана трубним хідником з головним стволом та хідником виробки приствольного двору. По головному стволу проходять два нагнітаючих трубопроводи діаметром 273мм.

У зв'язку з незначною обводненістю осушення шахтного поля не потрібне.

Для відкачки шахтного притока на пласті С₉ у кількості 30м³/год на нижньому майданчику східного конвеєрного квершлагоу пласта С₉ горизонту 370м передбачається установка дільничного водовідливу. Камера дільничного водовідливу обладнана двома насосами типу ЦНС60-50 (один робочий), з двигуном ВРП160М-4 потужністю 18.5кВт, синхронною частотою обертання 1500об/хв, напругою живлення 660В. Відкачка притока відбувається першим трубопроводом діаметром 100мм, що прокладений конвеєрним квершлагом до східного магістрального штреку горизонту 370м, де він скидається у водовідливну канавку.

2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ГОЛОВНОГО ВОДОВІДЛИВУ ДЛЯ УМОВ ШАХТОУПРАВЛІННЯ «ІМЕНІ ГЕРОЇВ КОСМОСУ» ПРИВАТНОГО АКЦІОНЕРНОГО ТОВАРИСТВА «ДТЕК ПАВЛОГРАДВУГІЛЛЯ»

2.1 Технологічна схема та існуюче обладнання головного водовідливу

Визначимо робочий режим водовідливної установки та виконаємо розрахунок трубопроводу. Для розрахунку трубопроводу складають гідравлічну схему й розбивають її на три ділянки з урахуванням встановленої арматури на кожній ділянці: трубопровід, що всмоктує; трубний колектор в насосній камері; трубопровідний став з виходом на поверхню.

Характеристика трубопроводу визначається як залежність напору насосу, необхідного для транспортування рідини, від подачі:

$$H_m = H_z + \left(1 + \lambda \frac{1}{d} + \sum \xi\right) \cdot V_n^2 \cdot \frac{1}{2g} = H_z + aQ^2 \quad (2.1)$$

$H_z=470\text{м}$ – геометричний напір, котрий визначається як відстань по вертикалі від нижнього рівня води у водозбірнику до зливу її з нагнітаючого трубопроводу;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, прийнятий в розрахунках по формулі Ф.А. Шевелєва з урахуванням того, що труби деякий час знаходились в експлуатації:

$$\lambda = 0,021 / d^{0.3} \quad (2.2)$$

d – діаметр трубопроводу, м;

$\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих гідравлічних опорів, м;

V_T – швидкість потоку води в трубопроводі, м/с.

$$V_m = \frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot d^2} \quad (2.3)$$

Q – потрібна подача насоса, м³/год;

a – постійна трубопроводу, год²/м⁵.

$$a = \frac{1 + \sum \xi}{2gS_n^2} \quad (2.4)$$

S_T – переріз трубопроводу, м².

Постійну опору трубопроводу a можна визначити більш точно за наступною формулою:

$$a = a_{\text{вс}} + a_{\text{н}} \quad (2.5)$$

$a_{\text{вс}}$, $a_{\text{н}}$ – постійна трубопроводу відповідно на ділянці всмоктування та нагнітання:

$$a_{\text{вс}} = A_{\text{дов}} \cdot l_{\text{вс}} + A_{\text{м1}} \cdot \sum \xi_{\text{вс}}; \quad a_{\text{н}} = 1,1 \cdot A_{\text{дов}} \cdot l_{\text{н}} + A_{\text{м}} \cdot \sum \xi_{\text{н}} \quad (2.6)$$

$A_{\text{дов}}$, $A_{\text{м1}}$, $A_{\text{м}}$ – питомі гідравлічні опори по довжині та місцевої трубопроводної арматури відповідно на всмоктуванні й на нагнітанні;

$l_{\text{вс}}$, $l_{\text{н}}$ – довжина відповідно трубопроводу, що всмоктує, та нагнітає;

При цьому питомі гідравлічні визначається по формулам:

$$A_{\text{дов}} = \frac{8 \cdot \lambda}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot g \cdot d^5}$$

$$A_{\text{м}} = \frac{8 \cdot \lambda}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot g \cdot d^4} \quad (2.7)$$

Підставив у формулу (2.5) вирази (2.6), (2.7) і, просумував й перетворивши їх, отримуємо більш просту формулу:

$$a = a_{\text{вс}} + \left(\frac{L + \sum l_{\text{екв}}}{3600^2 \cdot k^2} \right) \quad (2.8)$$

k – витратна характеристика трубопроводу, квадрат якої дорівнює:

$$k^2 = \frac{\pi^2 d^5 g}{8 \cdot \lambda} \approx 576 \cdot d^{5.3} \quad (2.9)$$

L – довжина нагнітаючого трубопроводу, м, яка визначається за формулою:

$$L = \frac{H_{\text{с}}}{\sin \alpha} + l_1 + l_2 + l_3 \quad (2.10)$$

α – кут нахилу виробки (для нашого вертикального ствола $\alpha=90^\circ$);

l_1 – довжина труб в насосній камері від приймального пристрою насоса, що досліджується, до трубного ходка, м;

l_2 – довжина трубопроводу в похилу (трубопровідному хіднику), $l_2=10,5\text{м}$;

l_3 – довжина труб на поверхні від ствола до місця зливу, $l_3=14,5\text{м}$;

$\sum l_{\text{екв}}$ – еквівалентна довжина усіх місцевих опорів трубопроводу, яка визначається за формулою:

$$\sum l_{\text{екв}} \approx 0,177 \cdot \sum \xi \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{min}}}{\sqrt{i}}} \quad (2.11)$$

i – оптимальний гідравлічний нахил, значення якого може бути прийнятим 0,04;

$Q_{\min}$ – мінімальна потрібна подача насоса, м³/год.

Коефіцієнти питомих гідравлічних опорів візьмемо з таблиці 2.1.

Згідно цим даним сума гідравлічних опорів для ділянки, що всмоктує, дорівнює 9,4. Для нагнітаючої ділянки гідравлічної схеми суму опорів трубопроводу розраховуємо для працюючих насосів №1, №2, №3, причому слід враховувати, що насоси працюють не одночасно й можуть працювати як на одну трубу, так і на усі три труби.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти питомих гідравлічних опорів трубопроводної арматури

Приймальна сітка з клапаном	3,4
Коліно, вигнуте під кутом 90 ⁰	0,4
Коліно, вигнуте під кутом 150 ⁰	0,66
Конфузом	0,1
Зворотній клапан	8,0
Вихід з труби	1,0

Для насоса № 1:

Сума коефіцієнтів питомих опорів:

для однієї труби: $\Sigma \xi'_{n1} = 11,55 \text{ м}$

для двох труб: $\Sigma \xi''_{n1} = 14,5 \text{ м}$

для трьох труб: $\Sigma \xi'''_{n1} = 22,75 \text{ м}$.

Еквівалентна довжина всіх місцевих опорів на нагнітанні:

для однієї труби:

$$\Sigma l_{\text{екв}}'_{n1} = 0,177 \cdot 11,55 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 160,7 \text{ м};$$

для двох труб:

$$\Sigma l_{\text{екв}}''_{n1} = 0,177 \cdot 14,5 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 219,9 \text{ м};$$

для трьох труб:

$$\Sigma l_{\text{екв}}'''_{\text{н1}} = 0,177 \cdot 22,75 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 305,3 \text{ м.}$$

Довжина нагнітаючого трубопроводу:

для однієї труби:

$$l'_{\text{н1}} = 470/\sin 90^0 + 6,5 + 10,5 + 14,5 = 511,09 \text{ м;}$$

для двох труб:

$$l''_{\text{н1}} = 470/\sin 90^0 + 18 + 10,5 + 14,5 = 522,59 \text{ м;}$$

для трьох труб:

$$l'''_{\text{н1}} = 470/\sin 90^0 + 130 + 10,5 + 14,5 = 634,59 \text{ м.}$$

Витратна характеристика у відповідності з формулою (2.9), враховуючи діаметр водопровідної труби – 273мм, дорівнює:

$$k^2 = 576 \cdot 0,273^{5,3} = 0,592$$

Постійна трубопроводу для випадку роботи декількох трубопроводів, дорівнює:

$$a = a_{\text{ec}} + \frac{a_{\text{н}}}{n^2} \quad (2.12)$$

n – кількість трубопроводів;

$a_{\text{н}}$ – опір трубопроводу на нагнітанні.

$$a_n = \frac{L_n + \sum \xi_{еквн}}{3600^2 \cdot k^2} \quad (2.13)$$

Тоді постійна трубопроводу дорівнює:

для однієї труби:

$$a'_1 = 2,4 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{1^2} \cdot \frac{511,09 + 160,7}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000525 \text{ год.}^2/\text{м}^5;$$

для двох труб:

$$a''_1 = 2,4 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{2^2} \cdot \frac{522,59 + 219,9}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000153 \text{ год.}^2/\text{м}^5;$$

для трьох труб:

$$a'''_1 = 2,4 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{3^2} \cdot \frac{634,59 + 305,3}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000094 \text{ год.}^2/\text{м}^5.$$

де $a_{вс}$ – опір трубопроводу на всмоктуванні, який дорівнює:

$$a_{вс} = \frac{L_{вс} + \sum \xi_{еквс}}{3600^2 \cdot k^2}. \quad (2.14)$$

Цей опір буде дорівнювати:

для насоса №1:

$$a_{вс1} = \frac{14,5 + 9,5}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000031 \text{ год.}^2/\text{м}^5;$$

для насоса №2:

$$a_{ec2} = \frac{10.5 + 9.5}{3600^2 \cdot 0.592} = 0.0000026 \text{ год.}^2/\text{м}^5;$$

для насоса №3:

$$a_{ec3} = \frac{6.5 + 9.5}{3600^2 \cdot 0.592} = 0.0000020 \text{ год.}^2/\text{м}^5.$$

Тоді, характеристику мережі або трубопроводу можна представити наступним образом:

для однієї труби:

$$H'_{\text{мн1}} = 470 + 0.0000525 \cdot Q^2;$$

для двох труб:

$$H''_{\text{мн1}} = 470 + 0.0000153 \cdot Q^2;$$

для трьох труб:

$$H'''_{\text{мн1}} = 470 + 0.0000094 \cdot Q^2.$$

Представимо характеристику мережі у вигляді таблиці 2.2.

Аналогічно, прорахуємо та побудуємо характеристики трубопроводу при роботі інших насосів.

Для насоса № 2:

сума коефіцієнтів питомих опорів:

для однієї труби: $\Sigma \xi'_{\text{н2}} = 12.2\text{м};$

для двох труб: $\Sigma \xi''_{H2} = 17,45 \text{ м};$

для трьох труб: $\Sigma \xi'''_{H2} = 25,45 \text{ м}.$

Таблиця 2.2 – Характеристика мережі при працюючому насосі №1

Для однієї труби												
Q, м ³ /год	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420
H, м	472,1	472,5	473,0	473,5	474,1	474,7	475,4	476,0	476,8	477,6	478,4	479,3
Для двох труб												
H, м	470,6	470,7	470,8	471,0	471,2	471,4	471,6	471,8	471,9	472,2	472,4	472,7
Для трьох труб												
H, м	470,3	470,4	470,5	470,6	470,7	470,8	470,9	471,0	471,2	471,4	471,5	471,6

Еквівалентна довжина всіх місцевих опорів на нагнітанні:

для однієї труби:

$$\Sigma l'_{\text{екв } H2} = 0,177 \cdot 12,2 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 180,1 \text{ м};$$

для двох труб:

$$\Sigma l''_{\text{екв } H2} = 0,177 \cdot 17,45 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 230,0 \text{ м};$$

для трьох труб:

$$\Sigma l'''_{\text{екв } H2} = 0,177 \cdot 25,45 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 325,1 \text{ м}.$$

Довжина нагнітаючого трубопроводу:

для однієї труби:

$$l'_{H2} = 470/\sin 90^0 + 6,5 + 10,5 + 14,5 = 511,09 \text{ м};$$

для двох труб:

$$l''_{H2} = 470/\sin 90^0 + 13 + 10,5 + 14,5 = 517,59 \text{ м};$$

для трьох труб:

$$l'''_{\text{н2}}=470/\sin 90^0+110+10,5+14,5=614,59\text{м.}$$

Постійна трубопроводу дорівнює:

для однієї труби:

$$a'_2 = 1,8 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{1^2} \cdot \frac{511,09 + 180,1}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000545 \text{ год.}^2/\text{м}^5;$$

для двох труб:

$$a''_2 = 1,8 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{2^2} \cdot \frac{517,59 + 230}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000154 \text{ год.}^2/\text{м}^5;$$

для трьох труб:

$$a'''_2 = 1,8 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{3^2} \cdot \frac{614,59 + 325,1}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000095 \text{ год.}^2/\text{м}^5.$$

Тоді, характеристику мережі або трубопроводу можна представити наступним образом:

для однієї труби:

$$H'_{\text{н2}}=470+0,0000545 \cdot Q^2;$$

для двох труб:

$$H''_{\text{н2}}=470+0,0000154 \cdot Q^2;$$

для трьох труб:

$$H'''_{\text{мн2}} = 470 + 0,0000095 \cdot Q^2.$$

Представимо характеристику мережі у вигляді таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Характеристика мережі при працюючому насосі № 2

Для однієї труби												
Q, м ³ /год	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420
H, м	472,2	472,6	473,1	473,6	474,2	474,9	475,5	476,3	477,0	477,8	478,7	479,6
Для двох труб												
H, м	470,6	470,7	471,8	471,0	471,2	471,4	471,6	471,8	472,0	472,2	472,5	472,7
Для трьох труб												
H, м	470,4	470,5	470,5	470,6	470,7	470,9	471,0	471,1	471,2	471,4	471,5	471,7

Для насоса №3.

Сума коефіцієнтів питомих опорів:

для однієї труби: $\Sigma \xi'_{\text{н3}} = 15,85\text{м};$

для двох труб: $\Sigma \xi''_{\text{н3}} = 18,55\text{м};$

для трьох труб: $\Sigma \xi'''_{\text{н3}} = 23,95\text{м}.$

Еквівалентна довжина всіх місцевих опорів на нагнітанні:

для однієї труби:

$$\Sigma l'_{\text{екв н3}} = 0,177 \cdot 15,85 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 200,5\text{м};$$

для двох труб:

$$\Sigma l''_{\text{екв н3}} = 0,177 \cdot 18,55 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 244,5\text{м};$$

для трьох труб:

$$\Sigma l'''_{\text{екв н3}} = 0,177 \cdot 23,95 \cdot \sqrt{(180/\sqrt{(0,04)})} = 319,4\text{м}.$$

Довжина нагнітаючого трубопроводу:

для однієї труби:

$$l'_{нз} = 470 / \sin 90^0 + 18 + 10,5 + 14,5 = 522,59 \text{ м};$$

для двох труб:

$$l''_{нз} = 470 / \sin 90^0 + 40 + 10,5 + 14,5 = 544,59 \text{ м};$$

для трьох труб:

$$l'''_{нз} = 470 / \sin 90^0 + 95 + 10,5 + 14,5 = 599,59 \text{ м}.$$

Постійна трубопроводу дорівнює:

для однієї труби:

$$a'_3 = 1,8 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{1^2} \cdot \frac{522,59 + 200,5}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000590 \text{ год}^2/\text{м}^5;$$

для двох труб:

$$a''_3 = 1,8 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{2^2} \cdot \frac{544,59 + 244,3}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000169 \text{ год}^2/\text{м}^5;$$

для трьох труб:

$$a'''_3 = 1,8 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{3^2} \cdot \frac{599,59 + 319,4}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000094 \text{ год}^2/\text{м}^5.$$

Характеристику мережі або трубопроводу можна представити наступним чином:

для однієї труби:

$$H'_{\text{мн3}}=470+0,000059 \cdot Q^2;$$

для двох труб:

$$H''_{\text{мн2}}=470+0,0000095 \cdot Q^2;$$

для трьох труб:

$$H'''_{\text{мн2}}=470+0,0000094 \cdot Q^2.$$

Представимо характеристику мережі у вигляді таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Характеристика мережі при працюючому насосі №3

Для однієї труби												
Q, м ³ /год	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420
H, м	472,4	472,8	473,4	474,0	474,6	475,3	476,0	476,8	477,6	478,5	479,4	480,4
Для двох труб												
H, м	470,6	470,8	471,0	471,1	471,3	471,5	471,7	472,0	472,2	472,4	472,7	473,0
Для трьох труб												
H, м	470,4	470,5	470,5	470,6	470,7	470,8	471,0	471,1	471,2	471,4	471,5	471,7

2.2 Параметри роботи насосної установки

Мінімальна подача насоса – це відкачка нормального добового притоку за 20 годин, тобто

$$Q_{\min} = \frac{24 \cdot Q_{np}}{20} \quad (2.15)$$

$Q_{\min}$ – мінімальна подача насоса, м³/год;

Q_{np} – нормальний годинний водоприплив, м³/год;

24 – кількість годин на добу, год;

20 – час, за який насос повинен відкачати добовий водоприплив, год.

$$Q_{\min} = \frac{24 \cdot 150}{20} = 180 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Орієнтовний напір насоса:

$$H' = \frac{H_z}{\eta_{np}}, \quad (2.16)$$

де $\eta_{np}=0,95$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) трубопроводу;

$$H' = 470/0,95 = 494,74 \text{ м}.$$

Тип насоса перевіряємо по зведеному графіку робочих зон характеристик насосів із нанесенням точки з координатами $Q_{\min}=180 \text{ м}^3/\text{год}$ та $H'=158 \text{ м}$. Точка з такими координатами відповідає робочій зоні двох насосів: ЦНС300 та ЦНС500. Перевагу було віддано насосу ЦНС300, тому що насос ЦНС500 більш потужний та розрахований на великі подачу, напір. При цьому шахта неглибока та загальний водоприплив також невеликий. Тому цей насос може працювати в режимі кавітації при даних гірничотехнічних умовах, що не є бажаним.

Параметри обраного насоса:

$Q=360 \text{ м}^3/\text{год}$ – продуктивність насоса;

$H_k=60 \text{ м}$ – напір одного колеса;

$H_{ko}=67 \text{ м}$ – напір одного робочого колеса при закритій засувці;

$\eta=0,72$ – ККД насоса.

Кількість робочих коліс знаходимо по формулі:

$$z = \frac{H'}{H_{\kappa}} \quad (2.17)$$

$$z = \frac{600}{60} = 10$$

Обираємо насос з десятьма робочими колесами ($z=10$).

Напір насоса при закритій засувці:

$$H_0 = z \cdot H_{\kappa o} \quad (2.18)$$

$$H_0 = 10 \cdot 67 = 670 \text{ м}$$

Перевіримо насос на стійкість роботи:

$$H' < 0,95 \cdot H_0 \quad (2.19)$$

$$494,74 < 0,95 \cdot 670 = 636,5 \text{ м.}$$

Це співвідношення показує, що робота насоса стійка.

Характеристика насоса визначається рівнянням:

$$H = z \cdot (66,9 + 4,01 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2). \quad (2.20)$$

Результати зведемо до таблиці 2.5.

Прорахований напір насосу показав повну не відповідність між обраними насосами та тими, що вже стоять на головному водовідливні шахти.

Коефіцієнт корисної дії η (ККД) насоса можна визначити з формули:

$$\eta = 5,97 \cdot 10^{-3} \cdot Q - 14,66 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 969,3 \cdot 10^{-11} \cdot Q^3. \quad (2.21)$$

Розрахунок ККД насоса зведемо до таблиці 2.5.

Згідно з таблицею 2.5 маємо характеристики напору, подачі та ККД насосів.

Для забезпечення безкавітаційної роботи насоса необхідно виконати умову:

$$H_{\text{вак}} \leq H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \quad (2.22)$$

$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – допустима вакууметрична висота всмоктування, визначається за індивідуальною характеристикою прийнятого насоса при Q_p .

Таблиця 2.5 – Продуктивність насоса ЦНС 300 та його ККД

Q, м ³ /Г	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420
Для 6 коліс												
H, м	396,0	390,2	382,8	374,3	364,8	354,2	342,6	329,9	316,2	301,4	285,5	268,5
Для 5 коліс												
H, м	330,0	325,1	319,0	311,9	304,0	295,2	285,5	274,9	263,5	251,1	237,9	223,8
η	0,68	0,7	0,72	0,73	0,74	0,73	0,72	0,71	0,7	0,68	0,66	0,64

$H_{\text{вак}}$ – розрахункова вакууметрична висота всмоктування, яка визначається за залежністю:

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{вс}} + \frac{l_{\text{в}} + \sum l_{\text{екв}}}{3600^2 \cdot k^2} \cdot Q_p^2 \quad (2.23)$$

$H_{\text{вс}}$ – прийнята геометрична висота всмоктування, м;

$l_{\text{в}}$ – довжина трубопроводу, що всмоктує, для найбільш віддаленого від приймального колодязя насосу, м;

$\sum l_{\text{екв}}$ – еквівалентна довжина місцевих опорів трубопроводу, що всмоктує, дорівнює 9,5м.

При цьому в розрахунках приймаємо, що діаметр трубопроводу, що всмоктує, дорівнює діаметру нагнітаючого трубопроводу.

$$H'_{\text{вак}} = 4 + \frac{14,5 + 9,5}{3600^2 \cdot 0,592} \cdot 335^2 = 4,35 \text{ м}.$$

$$H''_{\text{вак}} = 4 + \frac{14,5 + 9,5}{3600^2 \cdot 0,592} \cdot 343^2 = 4,36 \text{ м}.$$

$$H'''_{\text{вак}} = 4 + \frac{14,5 + 9,5}{3600^2 \cdot 0,592} \cdot 345^2 = 4,37 \text{ м}.$$

У всіх випадках $H_{\text{вак}} > H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, що неодмінно визиває кавітацію в роботі насосів.

Для того, щоб насоси працювали в безкавітаційному режимі потребується зменшити геометричну висоту всмоктування.

2.3 Робочі режими обладнання головної водовідливної установки

Отриману характеристику насосу зіставляємо з характеристикою водовідливної мережі. Загальні точки дадуть нам координати відповідних режимів роботи. На основі цього складемо таблицю 2.6.

Таблиця 2.6 – Координати режимів роботи насосів

№ на- сосу	$n_{\text{тр}}$	Q , $\text{м}^3/\text{год}$	H , м	$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м	$\eta_{\text{н}}$	$\eta_{\text{тр}}$	$\eta_{\text{г}}$	P , кВт	N , кВт
1	1	335	476	3,8	0,72	0,978	0,704	358,2	394,0
	2	343	472	3,5	0,71	0,993	0,705	366,5	403,2
	3	345	471	3,5	0,71	0,996	0,707	367,4	404,1
2	1	333	476	3,8	0,72	0,978	0,704	356,0	391,7
	2	340	472	3,5	0,71	0,993	0,705	363,4	399,7
	3	342	471	3,5	0,71	0,996	0,707	364,2	400,6
3	1	334	476	3,8	0,72	0,978	0,704	357,2	392,8
	2	342	472	3,5	0,71	0,993	0,705	365,5	402,0
	3	344	471	3,5	0,71	0,996	0,707	366,2	402,9

ККД труби розраховуємо за наступною формулою:

$$\eta_{mp} = \frac{H_z}{H} . \quad (2.24)$$

ККД водовідливної установки або гідравлічний ККД можливо розрахувати за формулою:

$$\eta_z = \eta_n \cdot \eta_{mp} . \quad (2.25)$$

Потужність на валу насоса при цьому буде дорівнювати:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta_n \cdot 1000 \cdot 3600} . \quad (2.26)$$

де ρ – щільність шахтної води, яка дорівнює 1020 кг/м^3 .

Потрібна потужність двигуна дорівнює:

$$N = 1.1 \cdot P . \quad (2.27)$$

Всі розрахунки для насосів зведені в таблицю 2.6.

2.4 Осьове зусилля на колесо насосу

Різниця між напором, що створює насос, та висотою, на яку має подати рідину той же самий насос, обумовлює осьове зусилля на колеса насоса, яке зміщує ротор насоса в сторону всмоктування. Для врівноваження виникаючого зусилля застосовується спеціальний розвантажувальний пристрій, що має велике значення для роботи насоса, так як діє автоматично.

Найголовнішою деталлю в розвантажувальному пристрою є кільце розвантаження. Несправності розвантажувального пристрою приводять до швидкого зносу кільця розвантаження, робочих коліс та ущільнення внаслідок зміщення ротора в сторону всмоктування. Для попередження передчасного виходу з ладу кільця розвантаження необхідно збільшити діючу площину кільця. Збільшення діючої площини кільця призводить до збільшення ефективності його дії, а тому й зменшення імовірності виходу його (кільця) з ладу, і, як наслідок, менша кількість їх виготовляється, тобто зменшується необхідність обслуговування насосу.

2.5 Вибір оптимальної схеми водовідливної установки

Робочий режим будь-якого насосу ЦНС 300-600, які стоять на даний момент на головному водовідливні шахти, знаходяться поза межами робочої зони. Це викликає значну кавітацію, що призводить до швидкого виходу з роботи насосів й відправки їх до ремонтних майстерень на поверхню. Також це викликає великі витрати електроенергії. Насоси того ж самого типу, але з дев'ятьма колесами мають дещо інакшу характеристику. Робочий режим роботи насосів ЦНСШ 300-650 для існуючої мережі знаходиться в межах робочої зони насоса. Але, згідно з цією ж характеристикою, допустима вакууметрична висота всмоктування менше ніж розрахункова висота всмоктування. Що неодмінно може викликати процес кавітації. Для боротьби з кавітацією можливо встановити баковий акумулятор. До того ж, можливо замінити насоси типу ЦНС на високо-економічні типу ЦНСШ. У порівнянні з насосами ЦНС, насоси типу ЦНСШ мають більш високі напори, ККД й показники надійності.

Насоси типу ЦНСШ призначені для перекачування води та інших нейтральних рідин з температурою до 70⁰С, водневим показником рН=5,5...8,5,

масовою концентрацією та виробних часток до 15% та їх розміром до 0,1мм, мікротвердістю до 1,47ГПа, сумарним вмістом сульфатів та хлоридів до 20г/л.

У порівнянні з ЦНС, насоси ЦНСШ мають наступні конструктивні особливості:

- застосована краща геометрія проточної частини робочих коліс й апаратів, що спрямляють;
- кріплення деталей ротора на валу виключає попадання води між валом й ступицями коліс, що попереджує їх прикипання до валу й дозволяє проводити багатократні розборки та зборки насоса при поточних і капітальних ремонтах без порушення деталей;
- основні деталі проточної частини виготовлені з високолегованих сталей й сплавів, що забезпечує більш високі показники корозійної й гідроабразивної зносостійкості;
- висока частота поверхонь литих деталей проточної частини й динамічне балансування ротора забезпечують мінімальні гідравлічні витрати та низькій рівень вібрації.

Випробування показали, що робочі параметри насосів відповідають технічним умовам, а показники надійності перевищують проектні значення. Так, середнє напрацювання на відмову склало 6500 годин та ресурс до капітального ремонту не менш 18000 годин. Насоси прості в експлуатації, економічні й не потребують постійної присутності обслуговуючого персоналу.

Під час випробування була виявлена загальна тенденція експлуатаційників до підвищення напору при виборі типорозмірів. В результаті цього через невідповідність характеристик мережі й насосів останні у ряді випадків експлуатувалися за межею робочої зони подач, що не рекомендується інструкцією, так як при цьому насос може працювати в кавітаційному режимі, що в принципі ми й спостерігаємо на шахті на даний час.

Враховуючи, що строк служби нових насосів типу ЦНСШ в 4÷5 рази вище, ніж існуючих, а також їх низьке питоме електроспоживання, витрати на придбання й експлуатацію, не дивлячись на більш високу ціну, значно

скорочуються та в перспективі потреба в оновленні парка водовідливних насосів зменшиться у 3÷4 рази, що дасть вугільному підприємству економію матеріальних та трудових ресурсів.

Перевіримо роботу насоса типу ЦНСШ в шахтних умовах. Такий насос має відповідати робочому режиму з параметрами $Q=300\text{м}^3/\text{год}$ та $H'=540\text{м}$. Цим параметрам відповідає насос ЦНСШ 300-570 з напором води $H=570\text{м}$, продуктивністю $Q=300\text{м}^3/\text{год}$, напір одного колеса $H_k=72\text{м}$, напір робочого колеса при закритій засувці $H_{ко}=80\text{м}$.

Напір насоса при закритій засувці:

$$H_o = 8 \cdot 80 = 640\text{м}.$$

Перевірка насоса на стійкість:

$$494,73\text{м} < 0,95 \cdot 640 = 608\text{м}.$$

З цього ми бачимо, що робота насоса стійка.

Залежності напору H , подачі Q , потужності $N_{ст}$, коефіцієнта корисно дії η та вакууметричної висоти всмоктування Δh_d відцентрового насосу типу ЦНСШ300-140...800 з кількістю коліс $z_{ст}=2...11$ показані на рисунку 2.1.

Окрім цього, для зменшення імовірності кавітації при роботі насоса на трубопроводі, що всмоктує, встановлюємо баковий акумулятор. Це дозволить зменшити опір трубопроводу, тим самим й збільшити допустиму вакууметричну висоту всмоктування.

Перевіримо насос на кавітаційний режим за формулою (2.22). Згідно з нею:

$$H'_{вак} = 4 + \frac{6 + 1,5}{3600^2 \cdot 0,592} \cdot 342^2 \cong 4,00\text{м}.$$

При цьому враховуємо, що насос буде нормально працювати тільки на одну трубу. В інших випадках, робочий режим насосної установки знаходиться за межами робочого діапазону насоса. При цьому потужність на валу насоса дорівнює 590кВт, а потужність двигуна 630кВт (рисунок 2.2).

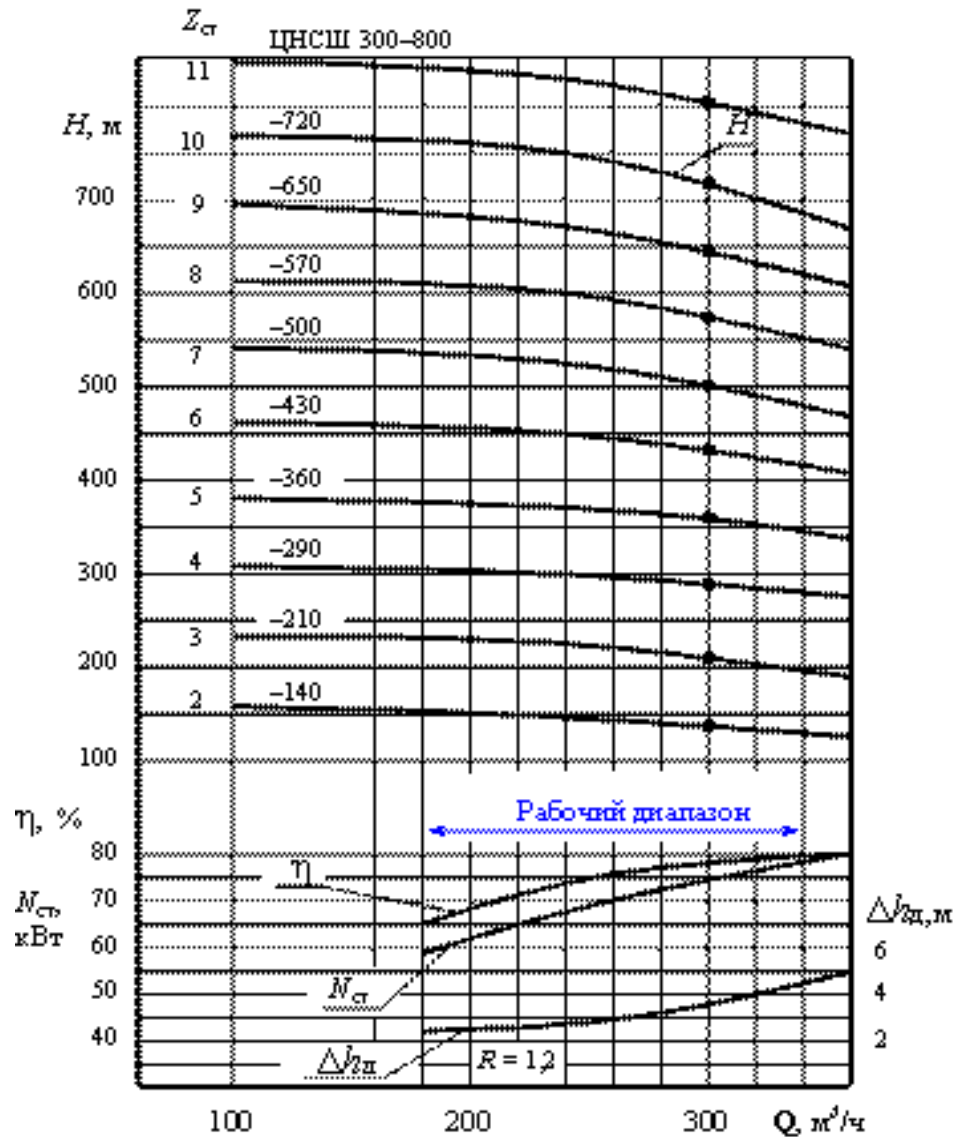


Рисунок 2.1 – Залежності напору H , подачі Q , потужності на одну ступінь $N_{ст}$, коефіцієнта корисно дії η та вакууметричної висоти всмоктування $\Delta h_{д}$ відцентрового насосу типу ЦНСШ 300-140...800 з кількістю коліс $z_{ст}=2...11$

ККД трубопроводу дорівнює:

$$\eta_{mp} = \frac{470}{494.73} = 0,95.$$

ККД водовідливної установки:

$$\eta_z = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76.$$

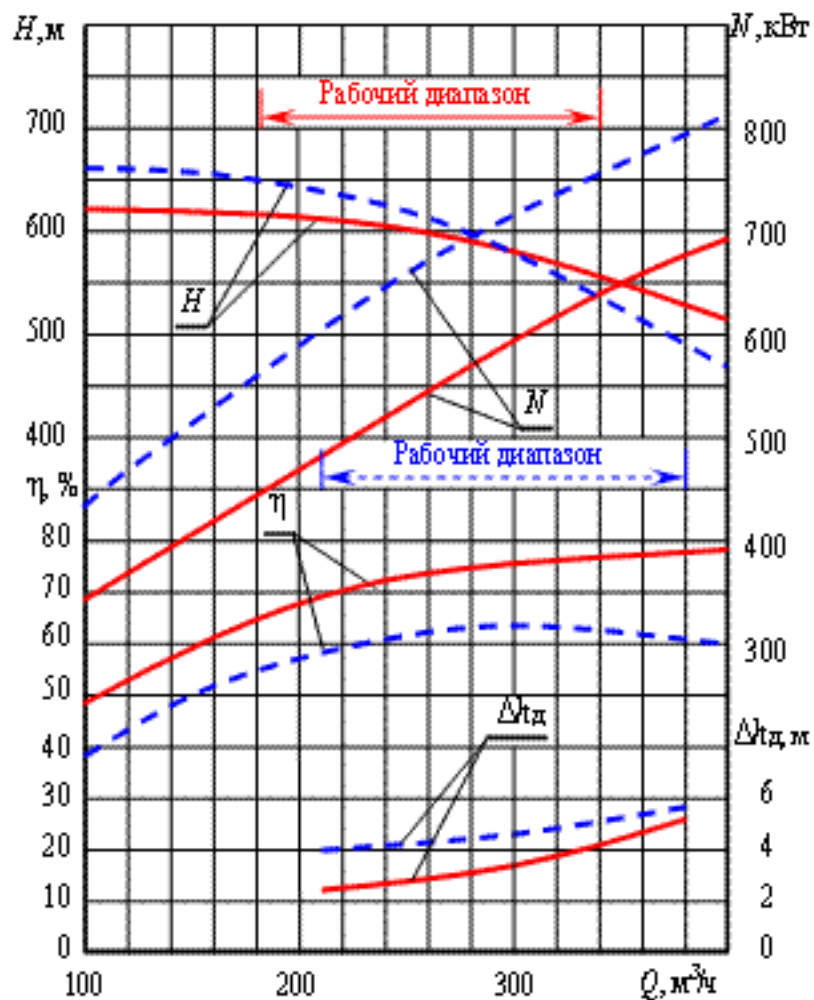


Рисунок 2.2 – Параметри для зрівняння ефективності роботи відцентрових насосів типу ЦНС300-600 (штрихові характеристики) та ЦНСШ300-570 (суцільні характеристики)

Порівнюючи робочі режими насоса типу ЦНС300-600 та насоса ЦНСШ300-570 (рисунок 2.2), можна зробити висновок, що ці насоси за

параметрами подачі та напору майже схожі та відрізняються на незначну величину. Але при цьому ККД насоса типу ЦНСШ набагато більше, а відповідно й ККД водовідливної установки також вище. Та ще при цьому, потужність, яку має мати двигун як привід насоса, в 1,5 рази менше, що забезпечить економію електроенергії. Насос витрачає 590кВт·год електроенергії, при цьому перекачує 300м³/год на висоту 570м. Для зменшення тиску на валу насоса ми встановимо на вал розвантажувальний диск.

2.6 Визначення відносних витрат електроенергії

При роботі одного насоса.

$$C_e = \frac{N}{Q_p} = \frac{800 \cdot 10^3}{727} = 1100.41 \text{ Вт} \times \text{год} / \text{м}^3 \quad (2.28)$$

Витрати електроенергії на підйом 1м³ води на 1м:

$$C'_e = \frac{C_e}{H_p} = \frac{1100.41}{472} = 2,3 \text{ Вт} \times \text{год} / \text{м}^3 \cdot \text{м} \quad (2.29)$$

Час роботи насоса при відкачці нормального добового водоприпливу:

$$T_n = \frac{Q_n}{Q_p} = \frac{150 \cdot 24}{727} = 4,9 \text{ год.} \quad (2.30)$$

Так як воду при відкачуванні треба підняти на висоту 470м, то витрати електроенергії будуть складати:

$$C_e = 2,3 \times 470 = 1081 \text{ Вт} \times \text{год} / \text{м}^3.$$

На даний момент оплата 1кВт×год шахта буде обходитися в середньому 4,58грн (введення енергоринку).

2.7 Дільниця водовідливу приствольного двору

Технологічна схема приствольного водовідливу та розрахунок водовідливної установки проводимо по аналогії з розрахунком для головного водовідливу.

Сума гідравлічних опорів для трубопроводу, що всмоктує, дорівнює 11,4. Для нагнітаючого трубопроводу гідравлічної схеми суму опорів трубопроводу, розраховуємо для двох насосів, які працюють на один або два стави.

Для насоса №1:

Сума коефіцієнтів питомих опорів:

для однієї труби: $\Sigma \xi'_{n1} = 10,95 \text{ м};$

для двох труб: $\Sigma \xi''_{n1} = 12,4 \text{ м}.$

Еквівалентна довжина всіх місцевих опорів на нагнітанні:

для однієї труби:

$$\Sigma l'_{\text{екв } n1} = 0,177 \cdot 10,95 \cdot \sqrt{(36/\sqrt{(0,04)})} = 101,5 \text{ м};$$

для двох труб:

$$\Sigma l''_{\text{екв } n1} = 0,177 \cdot 12,4 \cdot \sqrt{(36/\sqrt{(0,04)})} = 116,6 \text{ м}.$$

Довжина нагнітаючого трубопроводу:

для одного насоса:

$$l'_{н1}=50/\sin 18^0+9+20=208,21\text{м};$$

для другого насоса:

$$l''_{н1}=50/\sin 18^0+14+20=213,21\text{м},$$

9; 14 м – довжина труб в насосній камері;

20 м – довжина труб в трубопроводному хіднику.

Витратна характеристика у відповідності з формулою (2.9), враховуючи діаметр водопровідної труби – 150 мм, дорівнює:

$$k^2=576\cdot 0,150^{5,3}=0,024.$$

Сума коефіцієнтів питомих опорів на всмоктуванні дорівнює 11,4м.

Еквівалентна довжина всіх місцевих опорів на всмоктуванні:

$$\Sigma l'_{екв\text{ вч1,2}}=0,177\cdot 9,4\cdot \sqrt{(36/\sqrt{(0,04)})}=89,1\text{м}.$$

Довжина трубопроводу, що всмоктує: $L_{вч1}=L_{вч2}=4\text{м}.$

Опір трубопроводу на всмоктуванні дорівнює:

для насоса №1:

$$a_{сч1}=\frac{4+89,1}{3600^2\cdot 0,371}=0,0000170\text{ год}^2/\text{м}^5;$$

для насоса 2:

$$a_{сч2}=\frac{4+89,1}{3600^2\cdot 0,371}=0,0000170\text{ год}^2/\text{м}^5.$$

Тоді, постійна трубопроводу дорівнює:

для однієї труби:

$$a'_1 = 0,000017 + \frac{1}{1^2} \cdot \frac{101,5 + 208,21}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000838 \text{ год}^2/\text{м}^5;$$

для двох труб:

$$a''_1 = 0,000017 + \frac{1}{2^2} \cdot \frac{116,6 + 213,21}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000338 \text{ год}^2/\text{м}^5.$$

Тоді, характеристику мережі або трубопроводу можна представити наступним чином:

для однієї труби:

$$H'_{\text{мн1}} = 50 + 0,0000838 \cdot Q^2;$$

для двох труб:

$$H''_{\text{мн1}} = 50 + 0,0000338 \cdot Q^2.$$

Для насоса №2.

Сума коефіцієнтів питомих опорів:

для однієї труби: $\Sigma \xi'_{\text{н1}} = 10,8\text{м};$

для двох труб: $\Sigma \xi''_{\text{н1}} = 12,85\text{м}.$

Еквівалентна довжина всіх місцевих опорів на нагнітанні:

для однієї труби:

$$\Sigma l'_{\text{екв н1}} = 0,177 \cdot 10,8 \cdot \sqrt{(36/\sqrt{(0,04)})} = 98,9\text{м};$$

для двох труб:

$$\Sigma l_{\text{екв}}''_{\text{н1}} = 0,177 \cdot 12,85 \cdot \sqrt{(36/\sqrt{(0,04)})} = 114,5 \text{ м.}$$

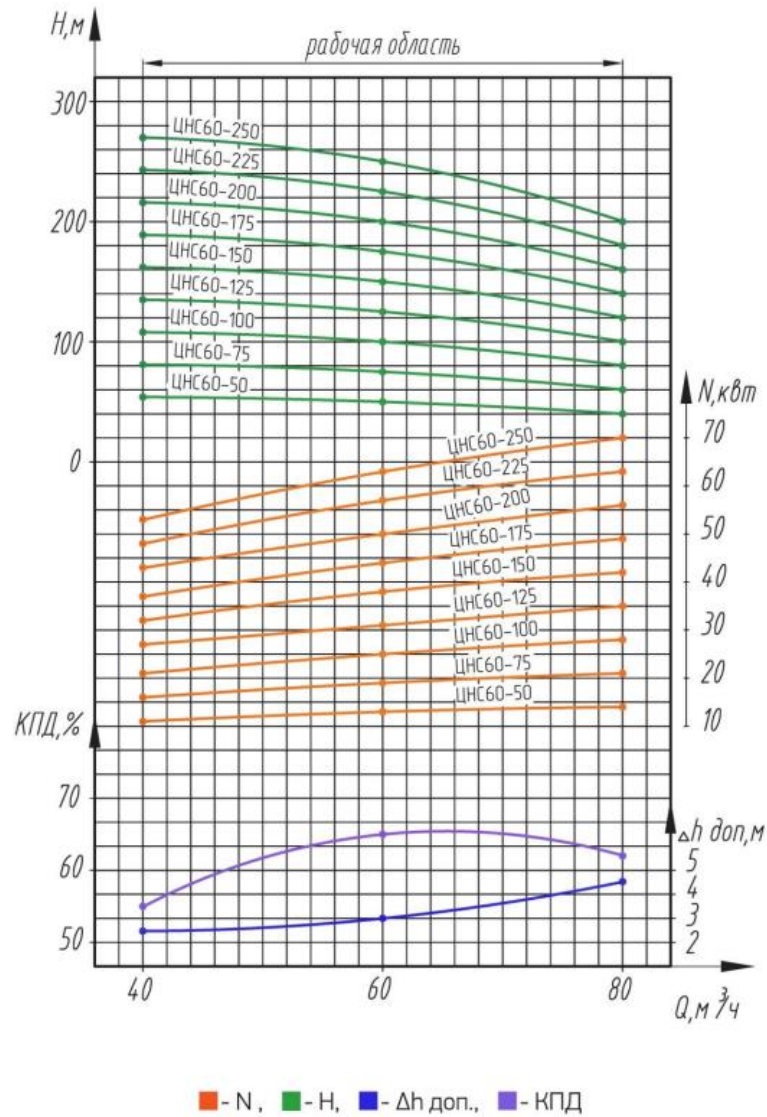


Рисунок 2.3 – Характеристика насоса ЦНС 60-50...250

Постійна трубопроводу дорівнює:

для однієї труби:

$$a'_1 = 0,000017 + \frac{1}{1^2} \cdot \frac{98,9 + 213,21}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,000084 \text{ год}^2/\text{м}^5;$$

для двох труб:

$$a_1'' = 0,000017 + \frac{1}{2^2} \cdot \frac{114,5 + 213,21}{3600^2 \cdot 0,592} = 0,0000337 \text{ год}^2/\text{м}^5.$$

Тоді, характеристику мережі або трубопроводу можна представити наступним чином:

для однієї труби:

$$H'_{\text{мн1}} = 50 + 0,0000840 \cdot Q^2;$$

для двох труб:

$$H''_{\text{мн1}} = 50 + 0,0000337 \cdot Q^2.$$

Параметри, які характеризують мережу дільничного водовідливу, заносимо до таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Характеристика мережі дільничного водовідливу

Насос	Q, м ³ /г	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
№ 1	Для однієї труби											
	Н, м	50,8	51,2	51,6	52,1	52,7	53,4	54,1	54,9	55,7	56,6	57,6
	Для двох труб											
	Н, м	50,3	50,5	50,6	50,8	51,1	51,3	51,6	52,0	52,7	53,7	54,4
№ 2	Для однієї труби											
	Н, м	50,8	51,2	52,6	53,1	54,7	55,4	56,1	57,9	58,7	59,6	60,6
	Для двох труб											
	Н, м	50,3	50,5	50,6	50,8	51,1	51,3	51,6	52,0	53,3	53,7	54,1

2.8 Розрахунок насосної установки дільничного водовідливу

Мінімальна подача насоса згідно з формулою (2.13):

$$Q_{\min} = \frac{24 \cdot 50}{20} = 60 \text{ м}^3/\text{год},$$

де 30 – нормальний годинний водоприплив, м³/год.

Орієнтовний напір насоса:

$$H' = 50 / 0,95 = 52,63 \text{ м.}$$

Насоси, які спеціально призначені для приствольного водовідливу, не підходять до наших умов експлуатації із-за невеликої подачі. Тому вибираємо насоси з тих, які призначені для допоміжного водовідливу. При виборі насосу за графіком робочих зон знаходиться точка з координатами мінімальної подачі та орієнтовного напору, таким чином, обираємо насос ЦНС60-50...250 з подачею 60м³/год та напором 50...250м.

Основні параметри вибраного насосу:

$Q=60\text{м}^3/\text{год}$ – продуктивність насосу;

$H_k=50\text{м}$ – напір одного колеса;

$H_{ko}=59,2\text{м}$ – напір одного робочого колеса при закритій засувці;

$\eta=0,7$ – ККД насосу.

Перевіримо насос на стійкість роботи згідно з формулою (2.19):

$$52,63 < 0,95 \cdot 59,2 = 56,24 \text{ м.}$$

Це співвідношення показує, що робота насоса стійка.

Характеристика насоса визначається рівнянням (2.19):

$$H = z \cdot (47,4 + 6,33 \cdot 10^{-2} \cdot Q - 5,35 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2).$$

Результати зведемо до таблиці 2.8.

Коефіцієнт корисної дії насосу можна визначити з формули:

$$\eta = 8,92 \cdot 10^{-3} \cdot Q - 2,92 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 6,88 \cdot 10^{-11} \cdot Q^3. \quad (2.31)$$

Розрахунок ККД насосу також зведемо до таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Продуктивність насоса ЦНС 60 та його ККД

Н, м	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
Q, м ³ /год	102,7	102,5	101,5	97,6	92,9	87,3	80,8	73,5	65,4	56,4	46,5
η	0,60	0,66	0,69	0,70	0,69	0,67	0,62	0,55	0,46	0,35	0,23

Так як параметри мережі для першого та другого насосів майже однакові, то на графіку характеристики двох мереж суміщені.

Параметри робочого режиму насосної установки при використанні

однієї труби: $Q_p = 89 \text{ м}^3/\text{год}$; $H_p = 52,6 \text{ м}$; $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 4,0 \text{ м}$; $\eta = 0,67$;

двох труб: $Q_p = 121 \text{ м}^3/\text{год}$; $H_p = 50,4 \text{ м}$; $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 3,9 \text{ м}$; $\eta = 0,66$.

Для забезпечення безкавітаційної роботи насоса необхідно виконати умову:

$$H_{\text{вак}} \leq H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$$

$H_{\text{вак}}$ розраховуємо по формулі (2.22):

$$H'_{\text{вакн}} = 3,8 + \frac{3,5 + 9,5}{3600^2 \cdot 0,592} \cdot 89^2 = 3,81 \text{ м}$$

$$H''_{\text{вакн}} = 3,8 + \frac{3,5 + 9,5}{3600^2 \cdot 0,592} \cdot 121^2 = 3,82 \text{ м}$$

Умова безкавітаційної роботи виконується.

Розрахунок ККД труби проводимо за формулою (2.24), ККД водовідливної установки – за формулою (2.25), потужності на валу насоса – за формулою (2.26), необхідної потужності двигуна – за формулою (2.27).

Всі розрахунки зведемо в таблицю 2.9.

Таблиця 2.9 – Характеристика параметрів дільничного водовідливу

Насос	п, тр	Q_p , $\text{м}^3/\text{ГОД}$	H_p , м	$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м	η_n	$\eta_{\text{тр}}$	η_r	P , кВт	N , кВт
№ 1	1	89	52,6	4,0	0,67	0,95	0,64	59,1	65
	2	121	50,4	3,9	0,66	0,97	0,65	63,3	69,6
№ 2	1	89	52,6	4,0	0,67	0,95	0,64	59,1	65
	2	121	50,4	3,9	0,66	0,97	0,65	63,3	69,6

Витрати електроенергії на перекачування 1 м³ води:

$$C_e = \frac{N}{Q_p} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{121} = 153,6 \text{ Вт} \times \text{ГОД} / \text{м}^3. \quad (2.32)$$

Витрати електроенергії на підйом 1 м³ води на 1 м:

$$C'_e = \frac{C_e}{H_p} = \frac{153,6}{29,4} = 5,2 \text{ Вт} \times \text{ГОД} / \text{м}^3 \cdot \text{м}. \quad (2.33)$$

З УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ МОНТАЖУ І ДЕМОНТАЖУ ГОЛОВНОЇ ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Існуючі засоби механізації монтажу

У сучасних умовах реконструкції вугільних шахт і реструктуризації гірничодобувної промисловості України, велике значення набувають питання підтримки працездатного стану та ремонту гірничошахтного устаткування, що у свою чергу безпосередньо зв'язане з процесами його монтажу та демонтажу.

Насосні установки відносяться до основного устаткування гірничого підприємства. тому що від їх функціонування залежить нормальна робота всієї шахти. Вихід із ладу устаткування насосних установок може призвести до затоплення виробок і, як слідство, виходові з ладу електромеханічного устаткування, розташованого в них. Тому при виконанні ремонтних робіт насосних установок велика увага приділяється не тільки якості робіт, але і швидкості виконання монтажно-демонтажних робіт.

Великі витрати часу і ручної праці в процесі монтажу-демонтажу устаткування головної водовідливної установки шахти складають такелажні роботи, такі як підйом, опускання і переміщення важкого устаткування. Переміщення устаткування усередині насосних станцій на даній шахті проводиться вантажопідйомними пристроями, що складаються з нерухомої металеві балки двотаврового перерізу з рухливою «кішкою» і талю. «Кішка» служить для переміщення вантажу в горизонтальному напрямку, а таль для підйому у вертикальній площині. Нерухома двотаврова балка монтується в торцевій частині стіни. Опорою талі служить монорейкова балка. Вантаж підвішується на гак талі ланцюгами або сталевими тросами. Проте, застосування зазначених засобів не дозволяє цілком механізувати процес монтажу-демонтажу і потребує використання ручної праці або додаткових засобів, таких як лебідки ручні та вантажні. Крім того, переміщення вантажів вагою понад 20кН провадиться вже мостовими кранами з ручним керуванням.

У якості устаткування гідромеханізації в насосній камері приймаємо до проектування гідравлічний тельфер. Вихідні дані для розрахунків, прийняті на підставі аналізу існуючих підсобних засобів монтажу-демонтажу та розмірів насосної камери. Розміри насосної камери залежать від розмірів устаткування. Ширина насосних камер приймається в межах 2,5-5,0 метрів. Найбільша висота при бетонному кріпленні складає 2,4-4,5 метра. При цьому враховуємо, що переміщення вантажу з одного місця на інше проводиться при підйомі його на висоту більше 1,5м над будь-якими предметами, що зустрічаються.

Вихідні дані для проектування гідравлічної вантажопідйомної установки:

максимальна вантажопідйомність – 50кН;

максимальна висота підйому – 3,0м;

максимальна швидкість переміщення вантажу – 0,25м/с;

максимальна довжина транспортування – 50м;

кут нахилу виробок – до 3°(горизонтальні виробки).

3.2 Вантажопідйомна установка

Розробка виконана на базі вантажопідйомних візків монорейкової дороги, а вибір устаткування вантажопідйомної установки зроблено з умови максимального використання обладнання, що випускається серійно і використовується на шахтах регіону. Конструкція ж вузлів, що проектувалися у роботі, передбачає можливість виготовлення силами енергомеханічної служби шахти.

Схема установки містить у собі: вантажний підіймач 1, що переміщається по монорейці 2 за допомогою тягового канату 3, механізмом переміщення 4, блок що відхиляє 5 і натяжний пристрій тягового канату 6, апаратуру керування 7.

Вантажний підіймач (рисунк 3.1) складається з опорної рами, на якій змонтовані два гідроциліндра 3 з гідрозамками 4 та штоковими блоками 5, чотирьох нерухомих блока 7 і підвіски 2 з канатом 11. Підіймач (візок) за допомогою кронштейнів 6 підвішується до кареток, канатом 11 одним кінцем закріплено на рамі планками 12, далі канат за чергою обгинає блок штоковий 5 першого гідроциліндра, один з нерухомих блоків 7, розташованих у середній частині рами, блок підвіски 2, другий нерухомий блок 7, блок штоковий 5 другого гідроциліндра та закріплюється на рамі. При підйомі вантажу штокові блоки 5 переміщуються по тим, що напрямляють, 9. У разі необхідності, замість підвіски 2 та канату 11 можливо змонтувати дві крюкові підвіски. Канат крюкової підвіски огинає один з крайніх нерухомих блоків 7, блок штоковий 5 та закріплюється на рамі за допомогою планок.

Монорейка, що є опорним елементом для переміщення вантажного підіймача, виконана на базі двотавру або рейки Р24 і являє собою секції довжиною по 3-4м кожна, сполучені на кінцях ланками за допомогою упорних гвинтів. Кріпиться монорейка до профілю металокріплення за допомогою спеціальних захоплень.

Механізм переміщення вантажного підіймача спроектований на базі лебідки типу ЛВД. При цьому вихідний вал редуктора цієї лебідки замінений на вал, що дозволяє встановити (замість барабана лебідки) привідний шків тягового каната. Для кріплення механізму переміщення до профілю металокріплення спроектована рамка.

Блок, що відхиляє тяговий канат, кріпиться на кінці монорейки за допомогою болтових з'єднань. Для забезпечення заданого ходу переміщення блоку, що відхиляє, призначений натяжний пристрій тягового каната, виконаний у вигляді регульовального гвинта з натяжним блоком. Кріпиться натяжний пристрій до профілю металокріплення за допомогою спеціального пристрою.

Апаратура керування спроектована на базі електро- і гідроапаратури і містить у собі апаратуру керування приводом механізму переміщення

вантажного підйомника й апаратуру керування домкратами вантажного підйомника. У якості апаратури керування приводом механізму переміщення використаний апарат керування ручними бурильними електросверлами напругою 127В. У якості апаратури керування домкратами підйому - опускання використано пульт керування, який складається з кронштейна, на якому на плитах монтуються чотири гідророзподільвача, за допомогою яких керують подачею робочої рідини в кожний із гідроциліндрів. Гідродомкрати підйому та опускання вантажу, гідророзподільвачі сполучені між собою рукавами високого тиску.

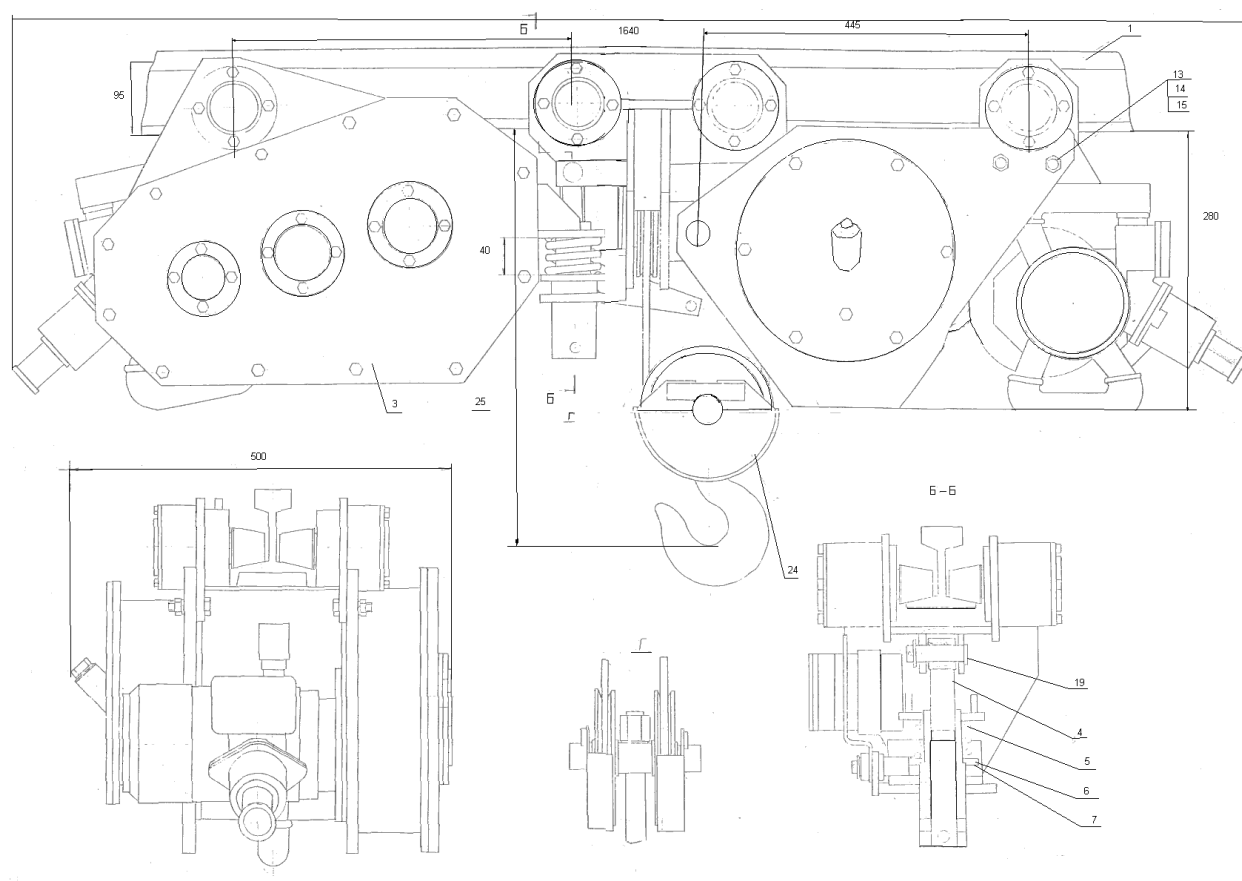


Рисунок 3.1 – Вантажопідйомний пристрій

Живлення гідроапаратури може здійснюватися як від маслостанції прохідницького або очисного вибою, так і від автономної маслостанції.

Гідравлічна система вантажного підіймача включає наступні вузли: сам підіймач, пульт керування, два маслобаки та джерело гідравлічної енергії – маслостанцію. З'єднання маслостанції з пультом керування та підіймачем здійснюється двома рукавами та швидкокороз'ємними муфтами 22 і 23.

При роботі маслостанції за допомогою гідророзподілювачів 10, 11, 12 і 13, в залежності від операції, яка виконується, (підйом чи опускання) та обов'язковому натисненні на гідророзподілювачі 14 та 15, робоча рідина під тиском подається в одну з порожнин гідроциліндрів 2, 3, 4 і 5 через гідрозамки 6, 7, 8 і 9 як одночасно, так і по черзі. При подачі робочої рідини в поршневу порожнину відбувається підйом вантажу, при подачі в штокову порожнину – опускання. Після виконання операцій підйому або опускання вантажу півмуфти 22 і 23 від'єднуються та з'єднуються (попарно) між собою на пульті та маслостанції.

Для зливу робочої рідини з поршневих порожнин гідроциліндрів підіймача під час необхідного опускання вантажу в будь-якому місті (без джерела гідравлічної енергії) можливо змонтувати два маслобаки, які встановлюються на кузові біля підіймача або на самому підіймачі. На кожному маслобаку розташовані запірні вентиля 3 і 4 (для кожного гідроциліндра свій) та зливна пробка 9. При необхідності опустити вантаж в будь-якому місті достатньо відкрити запірні вентиля 3 і 4, при цьому робоча рідина з поршневої порожнини гідроциліндрів перетече до маслобаку 5 та частково до штокової порожнини гідроциліндрів.

3.3 Розрахунок параметрів і вибір основних елементів вантажопідійомної установки

Розрахунок гідроциліндрів при проектуванні гірничих машин виконується в два етапи: перший – орієнтовний розрахунок, що полягає у визначенні

необхідного рушійного зусилля на штоку гідроциліндрів, визначенні їхніх параметрів та вибору типорозміру; другий етап – перевірочний розрахунок, що полягає в розрахунку гідроциліндрів на тривкість.

Для розрахунку рушійних зусиль на штоках гідроциліндрів, необхідних для роботи механізму підйому вантажного підіймача необхідно визначити натяг гілок вантажного каната. Відповідно до розрахункової схеми блок 1 – не рухається під час роботи вантажного підіймача, а блоки 2 і 3 – рухливі. Тоді натяг гілки, що збігає із блока 1, визначиться за формулою:

$$S_2 = k \cdot Q; \kappa H \quad (3.1)$$

k – коефіцієнт опору блоку (при куті обхвату $\beta_1=90^\circ$ складає $k=1,04$);

Q – максимальне кінцеве навантаження на вантажний канат (у нашому випадку $Q=50\kappa H$).

Тоді, відповідно до (3.1), одержуємо:

$$S_2 = 1,04 \cdot 50 \approx 52\kappa H .$$

Натяг у точці 3 через малу довжину ділянки приймаємо рівним натягу в точці 2:

$$S_3 = S_2 = 52\kappa H \quad (3.2)$$

Натяг у точці 4 при нерухомому стані підіймача дорівнює натягу в точці 3:

$$S_4^H = S_3, \kappa H \quad (3.3)$$

але з іншої сторони можна визначити за формулою:

$$S_4 = \frac{P_{\Gamma.1}}{2}, \text{кН} \quad (3.4)$$

де $P_{\Gamma.1}$ – зусилля, що утворюється на штоку гідроциліндра.

Тоді з (3.3) і (3.4) одержуємо:

$$P_{\Gamma.1}^H = 2 \cdot S_3 = 2 \cdot 52 = 104 \text{кН}. \quad (3.5)$$

Натяг у точці 4 при роботі підіймача визначається за формулою:

$$S_4^{раб} = \frac{S_3}{\eta}, \text{кН}, \quad (3.6)$$

де η – ККД блока, що рухається, (при куті обхвату $\beta_2=180^\circ$ складає $\eta=0,96$).

Тоді з (3.4) і (3.6) одержуємо:

$$P_{\Gamma.1}^{раб} = \frac{2 \cdot S_3}{\eta} = \frac{2 \cdot 52}{0.96} \approx 108 \text{кН}. \quad (3.7)$$

Аналогічно визначаємо рушійне (необхідне) зусилля на штоку гідроциліндру, розраховуючи натяг каната в точках 5 і 6:

$$P_{\Gamma.1}^H = 2 \cdot S_5 = 2 \cdot S_3 = 2 \cdot 52 = 104 \text{кН}. \quad (3.8)$$

$$P_{\Gamma.1}^{раб} = \frac{2 \cdot S_4^{раб}}{\eta} = \frac{2 \cdot S_3}{\eta^2} = \frac{2 \cdot 52}{0.96^2} \approx 113 \text{кН}. \quad (3.9)$$

Таким чином, вважаючи що у вантажному підіймачі повинні використовуватися однакові гідроциліндри, приймаємо в якості вихідних даних до розрахунку необхідне зусилля на штоках гідроциліндрів $R \geq 113 \text{кН}$.

На підставі вихідних даних до розрахунку вантажопідйомної установки приймаємо для гідроциліндрів: хід поршня $h \geq 1500\text{мм}$; довжини напірної і зливальної гідролінії відповідно $l \geq 4\text{м}$ і $l = 7\text{м}$; у напірній гідролінії необхідно встановити шість косинців ($\xi = 1,2$), а в зливальної – вісім; гідропривід повинен працювати при високому тиску і середньому режимі експлуатації; інтервал робочих температур від 0°C до 50°C . При розрахунку гідроприводу опором гідрозамку і гідродроселю зневажаємо.

Для гідроприводу високого тиску номінальне значення тиску лежить у межах від $6,3\text{МПа}$ до 20МПа . Приймаємо в нашому випадку $P = 10\text{МПа}$.

Робочу рідину вибираємо з умов, що температура її загущення повинна бути на 15°C нижче температури навколишнього середовища, а кінематична в'язкість при $P = 7 \dots 20\text{МПа}$ повинна складати $\nu = 0,6 \dots 1,1\text{см}^2/\text{с}$. Зупиняємо вибір на олії марки М10Г_2 за ГОСТ8581–78 із характеристиками: $\nu = 0,82\text{см}^2/\text{с}$; $t = 15^\circ\text{C}$; $\rho = 890\text{кг}/\text{м}^3$.

Визначаємо площу поршня і діаметр гідроциліндру:

$$S_n = \frac{R}{P}, \text{м}^2 \quad (3.10)$$

так як $R \geq 113\text{кН}$, то одержуємо:

$$S_n \geq \frac{113 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^6} > 0,013\text{м}^2;$$

$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot S_n}{\pi}};$$

$$D_n \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 0,013}{3,14}} \geq 0,12\text{м}.$$
(3.11)

Відповідно до галузевих норм ВІН22-176-69 вибираємо силовий циліндр діаметром $D = 125\text{мм}$. Проте тому що хід поршня цих циліндрів не перевищує

1250мм, а за завданням $L \geq 1500\text{мм}$, то остаточно приймаємо циліндр діаметром $D=160\text{мм}$ у другому виконанні з $h \geq 1600\text{мм}$.

Тоді діаметр штока:

$$d_m = 0,5 \cdot D_n = 0,5 \cdot 160 = 80\text{мм}. \quad (3.12)$$

Механічний ККД гідроциліндру при ущільненні гумовими манжетами ($\eta_{\text{м}}=0,97$) складає $\eta_{\text{ц}}=0,95$. При заданій швидкості підйому (швидкості руху поршню $V=0,23\text{м/хв}=3,83 \cdot 10^{-3}\text{м/с}$) визначаємо потужність гідроциліндру, $N_{\text{ц}}$:

$$N_{\text{ц}} = \frac{R \cdot V_{\text{ц}}}{\eta_{\text{ц}}}, \text{Вт}. \quad (3.13)$$

$$N_{\text{ц}} = \frac{113 \cdot 10^{-3} \cdot 3,83 \cdot 10^{-3}}{0,95} \geq 456\text{Вт}.$$

Визначаємо необхідну потужність $N_{\text{Н}}$ і подачу насоса $Q_{\text{Н}}$:

$$N_{\text{Н}} = k \cdot k_{\text{ц}} \cdot N_{\text{ц}}, \quad (3.14)$$

де k – коефіцієнт запасу по швидкості;

$k_{\text{ц}}$ – коефіцієнт запасу по зусиллю.

$$N_{\text{ц}} \geq 1,2 \cdot 1,1 \cdot 456 = 601 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{Н}} = \frac{N_{\text{Н}}}{P}, \text{м}^3/\text{с}; \quad (3.15)$$

$$Q_{\text{Н}} \geq 601/107 \geq 0,000601 \text{ м}^3/\text{с} = 3,6 \text{ л/хв}.$$

А при одночасній роботі гідроциліндрів $Q_{\text{Н}}^{\Sigma} \geq 7,2 \text{ л/хв}$.

За тиском $P=10\text{МПа}$ та подачею $Q=7,2\text{л/хв}$ вибираємо насос шестеренний типу НШ-10Е. Насоси шестеренного типу дуже поширені в гідроприводі гірничих машин, наприклад підйом виконавчих органів видобувних комбайнів. Обраний насос має такі технічні характеристики: тиск робочий (максимальний) – $10(14)\text{МПа}$; подача при номінальній частоті $26,7\text{об/с}$ – 16л/хв ; діапазон робочих частот обертання – $18,3$ – $30,0\text{об/с}$; маса без приєднувальної арматури – $2,6\text{кг}$.

Визначаємо частоту обертання насоса, що забезпечує необхідну подачу $Q_H^{\Sigma} \geq 7,2\text{л/хв}$:

$$Q_H = \frac{V_o \cdot \eta_{OH} \cdot h}{10^3 \cdot 60^{-1}}, \text{л/хв}, \quad (3.16)$$

де $V=10\text{см}^3$ – робочий обсяг насоса;

$\eta=0,92$ – об'ємний ККД насоса при тиску 10МПа ,

Тоді з (3.16) одержуємо:

$$Q_H = \frac{10 \cdot 0,92 \cdot 1100 \cdot 60}{1000} \approx 10 \text{л/хв}.$$

Тому що $10\text{л/хв} > 7,2\text{л/хв}$, то прийнята частота обертання насоса 1100об/хв дозволяє забезпечити необхідну подачу Q_H^{Σ} .

У якості гнучкого тягового органу в вантажопідйомних машинах застосовуються сталеві канати марок: ЛК-0; ЛК-Р; ЛК-РО; та ЛК-3. Кращий уніфікований ряд канатів по ГОСТ 7668-80 і ГОСТ 3088-80 типу ЛК-Р та ЛК-РО. Діаметр канату вибирають у залежності від приводу машини і режиму роботи з формули:

$$S_{\text{раз}} \geq h \cdot S_{\text{max}}, \quad (3.17)$$

де $S_{\text{роз}}$ – сумарне розривне зусилля всіх дротів у канаті, Н;

S_{max} – найбільший натяг канату, кН (у нашому випадку $S_{\text{max}} \approx 57 \text{ кН}$);

$h=5$ – запас тривкості (відповідно до ПБ для допоміжних шахтових лебідок, для аналізованого в проекті випадку).

Тоді з (3.17) одержуємо:

$$S_{\text{роз}} \geq 5 \cdot 57 \geq 285 \text{ кН}.$$

Відповідно до отриманих значень по ГОСТ3088-80 вибираємо канат подвійної звивання, типу ЛК-Р, конструкції 18х19(1+6+6/6)+10·С, з характеристиками: $S_{\text{роз}}=316,5 \text{ кН}$; $d_k=20,0 \text{ мм}$; маркувальна група – 1960МПа (200 кгс/мм^2).

Діаметр блоків вантажного підіймача визначаємо з виразу:

$$D_{\sigma}^2 = (10 \div 12) \cdot d_k^2, \quad (3.18)$$

$$D_{\sigma}^2 = 200 \div 240 \text{ мм}.$$

При тяговому розрахунку механізму переміщення вантажопідійомної установки враховуємо тільки опір рухові при переміщенні вантажного підіймача по монорейці та при проході канату по відхиляючих шківках. Опори рухові на прямолінійних ділянках приводного та натяжного пристрою, у зв'язку з відсутністю на них направляючих роликів рівні нулю:

$$W_{1-2}=W_{4-5}=0 \text{ Н}. \quad (3.19)$$

При розрахунку для нормального функціонування приводу канату рекомендується надавати початковий натяг розміром 3500Н.

Визначення сил опору переміщенню та натягів у канаті. Тому що розмір початкового натягу в точці збігу з приводного шківка дорівнює 3500Н, то справедливо записати:

$$S_2=S_1=S_0=3500\text{Н.} \quad (3.20)$$

Натяг у третій точці:

$$S_3=S_2+W_{2-3}, \quad (3.21)$$

де W_{2-3} – опір прямованню при переміщенні по монорейці, Н;

$m_{\text{пр.в}}=452\text{кг}$ – маса приводного візка;

$m_{\text{гр}}=5450\text{кг}$ – маса вантажного підіймача з вантажем;

$m_{\text{с}}=35\text{кг}$ – маса сполучної тяги із сережкою;

$\beta=3^\circ$ – кут похилу виробки;

$g=9,81\text{м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

$$W_{2-3}=1,0089 \cdot (m_{\text{м}}+m_{\text{гр}}+m_{\text{мс}}) \cdot (\omega' \cos\beta + \sin\beta) \cdot g \quad (3.22)$$

Розміри приймалися орієнтовно, на підставі даних по аналогічних механізмах у ДМКУ, ДМКУ і ДМКД.

$$W'_{2-3}=1,0089 \cdot (452+5450+35) \cdot (0,0102 \cdot \cos 3^\circ + \sin 3^\circ) \cdot 9,81 \approx$$

$$\approx 64741 \cdot 0,0625 \approx 4046\text{Н};$$

$$S_3=3500+4046=7546\text{Н.}$$

Натяг у четвертій точці:

$$S_4=S_3+W_{3-4}, \quad (3.23)$$

де W_{3-4} – опір при проході каната по шківках, що відхиляють, Н:

$$W_{3-4} = \left[0,09 \cdot \frac{d_k}{D_{ш}} \cdot \left(1 + \frac{500}{S_2} \right) + 2 \cdot \mu \cdot \frac{d_{ц}}{D_{ш}} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right] \cdot S_3 \cdot H \quad (3.24)$$

де d_k – діаметр каната, (орієнтовно приймаємо $d_k=0,015$ м);

$D_{ш}=0,32$ м, $d_{ц}=0,06$ м – відповідно діаметри шківів і цапф шківів;

$\alpha'=180^\circ$ – кут обхвату шківів канатом;

$\mu=0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках.

Тоді одержуємо:

$$\begin{aligned} W_{3-4} &= \left[0,09 \cdot \frac{0,015}{0,32} \cdot \left(1 + \frac{500}{3500} \right) + 2 \cdot 0,015 \cdot \frac{0,06}{0,32} \cdot \sin 90 \right] \cdot 7546 = \\ &= 5,697 \cdot 10 \cdot 7546 \approx 43H \\ S_4 &= 7546 + 43 = 7589H. \end{aligned}$$

Натяг у точці номер п'ять, відповідно до (3.19) дорівнює натягу в четвертій точці:

$$S_5 = S_4 = 7589H. \quad (3.25)$$

Визначення потужності електродвигуна робимо для підрахованого напрямку руху вантажного підіймача (найбільше важкий варіант руху).

Тягове зусилля приводу W_m , необхідне для переміщення вантажного підіймача визначається з виразу:

$$W_m = S_5 - S_1 = 7589 - 3500 = 4089H. \quad (3.26)$$

Тоді споживана потужність електродвигуна N для заданого режиму руху $V_{пер}=0,25$ м/с, складає:

$$N_{\text{эл.п}} = \frac{W_m \cdot V_{\text{пер}} \cdot k_{\delta}}{1000 \cdot \eta_{\text{пр}}}, \text{кВт} \quad (3.27)$$

де $k_{\delta}=1,15$ – коефіцієнт запасу потужності;

$\eta=0,95$ – ККД передачі.

$$N_{\text{эл.п}} = \frac{489 \cdot 0,25 \cdot 1,15}{1000 \cdot 0,95} = 1,24, \text{кВт}.$$

На підставі даного розрахунку можемо застосувати в якості двигуна приводу механізму переміщення електродвигун із ручного свердла типу ЭРД-2М потужністю $N_{\text{эл.п}}=1,4\text{кВт}$.

Розрахунок тягового канату механізму переміщення виконуємо аналогічно за формулою:

$$S_{\text{раз}} \geq m \cdot S_{\text{max}}, \quad (3.28)$$

де $m=6$ – запас тривкості канату для заданих умов роботи і типу установки.

Тоді одержуємо:

$$S_{\text{раз}} \geq 6 \cdot 7589 \geq 45534 \text{Н}.$$

Відповідно до отриманого значення по ГОСТ3088-80 приймаємо канат типу ЛК-Р маркувальної групи 1960МПа, конструкції 18х19 (1+6+6/6)+10 С, із характеристиками: $S_{\text{роз}}=50650\text{Н}$ та $d_k^M=7,7\text{мм}$.

В таблицях 3.1 – 3.3 наведено характеристики деяких вантажопідійомних пристроїв.

Таблиця 3.1 – Характеристика талі насосних установок, що застосовуються в вантажопідйомних пристроях

Вантажопідйомність, кН	Тягове зусилля, кН	Швидкість підйому, м/хв
5	3,5	1,2
10	3,5	0,6
20	6,5	0,45
30	6,5	0,33
50	7,5	0,23

Таблиця 3.2 Характеристика домкратів для підйому на невеличку висоту

Технічні данні	Домкрати					
	Гвинтові			Рейкові		
Вантажопідйомність, кН	30	50	150	15	20	50
Висота підйому, м	0,105	0,281	0,345	0,41	0,41	0,41

Таблиця 3.3 Характеристика трубоукладачів на базі тракторів

Діаметр трубопроводу, м	до 0,33	0,33 ÷ 0,43
Вантажопідйомність, кН	40	63

3.4 Економічна оцінка запропонованих рішень

Загальну комплексну оцінку запропонованих в цьому проекті рішень дати неможливо. Адже нам невідомо в якому режимі будуть працювати насоси – це залежить від водоприпливу. Тому й в залежності від притоку води буде залежати й споживання електроенергії двигунами насосів. Але, якщо оцінювати запропоновані рішення в загалі, то вони однозначно є прибутковими.

Шахта витрачає на капітальні ремонти насосів головного та дільничного водовідливу близько 300тис.грн. на рік. Нові насоси ЦНСШ, по-перше, мають гарантію мінімум на 6500 годин безремонтної роботи, та на 18000 годин роботи до першого капітального ремонту. Ці дані були взяті з шахтних підприємств, на яких проходили випробування ці насоси. У порівнянні, насоси ЦНС мають гарантію на безремонтну роботу лише на 500 годин. Як бачимо, потреба в капітальному ремонті взагалі не буде виникати найближчі 5–6 років.

ВИСНОВОК

В роботі була розглянута можливість заміни існуючих на шахті відцентрових насосів типу ЦНС300 на ЦНСШ300. Це дозволить зменшити потужність, яка споживається насосами, та відповідно знизити на 12-15% витрати на електроенергію, так як за рахунок вищого ККД насоси ЦНСШ300 при однакових (близьких) напорах дозволяють встановлення електродвигунів меншої потужності. Також термін роботи насосів ЦНСШ 300 в 4-5 разів вище, ніж у ЦНС300, що зменшує витрати на експлуатацію цих насосів. Було запропоновано вантажопідйомну установку, що дозволяє відмовитися від застосування ручних талей, скоротити терміни монтажу і зменшити частку ручної праці робітників. Економічний ефект від впровадження вантажопідйомної установки досягається за рахунок зменшення кількості робітників, зайнятих на монтажі-демонтажі насосної установки, зменшення термінів проведення робіт, спостерігається збільшення безпеки праці робітників.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов – М.: Недра, 1987. – 270 с.
2. Картавий М.Г., Топорков А.А. Шахтні стаціонарні установки. – М.: Недра, 1978. – 263 с.
3. Попов В.М. Водоотливные установки: [справочное пособие] / В.М. Попов – М.: Недра, 1990. – 254 с.
4. Методические указания к проектированию шахтных водоотливных установок / Сост.: О.С. Малыгин, В.Б. Малеев. – Донецк: ДПИ, 1988. – 44 с.
5. Лезнов Б.С. Енергозбереження і регульований привод у насосних установках. - М.: ИК «Ягобра» Биоинформсервис, 1998. – 285 с.
6. Справочник механика угольной шахты / А.И. Пархоменко, В.И. Остапенко, И.М. Митько и др. М.: Недра, 1985. – 448 с.
7. Шиповский И.А. Эксплуатация и ремонт оборудования шахт: Учебное пособие для вузов. – М.: недра, 1987. – 215 с.: ил.
8. Охрана труда: Учебник для вузов / К.З. Ушаков, Б.Ф. Кирик, Н.В. Ножкин и др. Под ред. К.З. Ушакова. – М.: Недра, 1986. – 624 с.
9. Правила безпеки у вугільних шахтах ДНАОП 1.1.30-1.01-96. – Київ, 1996. – 424 с.