**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ**
**імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Приладобудівний
(повна назва факультету)

Приладобудування
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ Гераїмчук М.Д.
(підпис) (ініціали, прізвище)

“___”_____20__ р.

# Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра
з напряму підготовки 6.051003 Приладобудування

на тему: Каверномір
_____

Виконав (-ла): студент (-ка) __4___ курсу, групи __Пі-51
(шифр групи)

__Пріщенко Олексій Ігорович_____ _____
(прізвище, ім’я, по батькові) (підпис)

Керівник __Безвесільна Олена Миколаївна д.т.н. професор_____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант технологічний Антонюк В.С._____ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент ____Шевенко В.В._____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.
Студент _____

Київ – 2019 року

**Національний технічний університет України**
**«Київський політехнічний інститут**
**імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Приладобудівний
(повна назва)

Кафедра Приладобудування
(повна назва)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Напрям підготовки 6.051003 Приладобудування
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Гераїмчук М. Д.
(підпис) (ініціали, прізвище)
«___»_____2019 р.

**ЗАВДАННЯ**
**на дипломний проект студенту**

Пріщенко Олексій Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: Каверномір

керівник проекту Безвесільна О.М. д.т.н, проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « 27 » травня 2019 р. №1384-с

2. Термін подання студентом проекту 12.06.2019р

3. Вихідні дані до проекту: глибина свердловини 3000м; питомий тиск 2 г/см$^3$; температура 120 $^0$С; ударне навантаження 15g; вібрація до 30Гц при амплітуді 2мм; швидкість підйому приладу 1000м/год.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розробити): проектно-конструкторський розділ, огляд застосувань кавернометрії, огляд існуючих методів, дослідження точності, розробка структурної схеми приладу, розрахунок основних елементів каверноміру, проведення випробувань каверноміра, технологічний розділ, визначення основних показників технологічності, розрахунок складальної одиниці на точність.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) кінематична та блок-схема, графіки характеристик, складальне креслення приладу, робочі креслення деталей.
Редуктор складальне креслення – 1арк. фА3; Корпус – 1арк. фА2; Гайка – 1арк. фА4; Колесо – 1арк. фА4; пристосування складальне креслення – 1арк. фА3; Структурна схема,статична схема – 2арк. фА3; Кінематична схема – 1арк. фА1; Залежність похибки радіусу розкриття важелів – 1арк. фА3. _____

6. Консультанти розділів проекту (роботи)*

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|---|---|---|---|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Технологічний | Антонюк В. С. , д.т.н, професор | | |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання 15 травня 2019р.

Календарний план

| № з/п | Назва етапів виконання дипломного проекту (роботи) | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Примітка |
|---|---|---|---|
| 1 | Огляд і аналіз аналогів проектування | 15 травня 2019 р | |
| 2 | Опис роботи приладу | 18 травня 2019 р | |
| 3 | Розрахунок основних елементів конструкції | 25 травня 2019 р | |
| 4 | Розробка математичної моделі | 28 травня 2019 р | |
| 5 | Кінематична і блок – схема приладу | 1 червня 2019 р | |
| 6 | Графіки характеристик | 3 червня 2019 р | |
| 7 | Робочі креслення деталей | 5 червня 2019 р | |
| 8 | Складальне креслення | 8 червня 2019 р | |
| 9 | Висновки | 10 червня 2019 р | |

Студент _____ Пріщенко О.І.
(підпис) (ініціали, прізвище)

Керівник проекту _____ Безвесільна О.М.
(підпис) (ініціали, прізвище)

_____

# Пояснювальна записка
## до дипломного проекту

на тему: Каверномір

Київ – 2019 року

## Анотація

Дипломний проект бакалавра присвячено огляду існуючої літератури по засобам вимірювання діаметру не обсадженої свердловини, розробці конструкції, аналізу точності каверноміра механічного(КМ), вибору і розрахунку основних вузлів каверноміра механічного. Принцип дії такого приладу побудований на зміні напруги на виході датчика за рахунок переміщення повзунка реохорда, зумовленого рухом важелю, що контактує зі стінкою свердловини. В рамках даного ДП підібрані і розраховані основні вузли КМ, розроблено конструкцію приладу та методику випробування готового виробу.



## Annotation

The diploma project of the bachelor is devoted to the review of the existing literature on the means of measuring the diameter of the unplanned well, the design of the design, the accuracy of the mechanical cavity cover, the selection and calculation of the main nodes of the mechanical cavity cover. The principle of such a device is based on changing the voltage at the output of the sensor due to the movement of the rejoinder slider, caused by the movement of the lever, which contacts the well wall. Within the framework of this the diploma project, the main units of the mechanical cavity cover were selected and calculated, the design of the device and the test method of the finished product were developed.

# Зміст


Вступ ..... 6
1 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ ..... 9
1.1 Область застосування кавернометрії ..... 9
1.2 Характеристика умов експлуатації каротажної апаратури ..... 9
1.3 Огляд існуючих методів вимірювання середнього діаметру свердловини ..... 12
1.4 Інструментальні похибки ..... 18
1.5 Дослідження точності каверноміра механічного ..... 19
1.6 Розробка структурної схеми приладу ..... 20
1.6.1. Принцип роботи приладу ..... 20
1.6.2. Розробка кінематичної схеми ..... 21
1.7. Підбір основних елементів приводу каверноміра ..... 22
1.8. Розрахунок приводу каверноміра механічного ..... 28
1.8.1. Розрахунок редуктора ..... 28
1.9. Розрахунок приладу працездатності ..... 42
1.10. Програма для розрахунку основних параметрів редуктора ..... 43
1.10.1. Алгоритм роботи програми ..... 46
1.11. Методика проведення випробувань каверноміра ..... 47
1.11.1. Випробування на зовнішній тиск і температуру ..... 47
1.11.2. Випробування на транспортну тряску ..... 48
Висновки ..... 49
2. Технологічний розділ ..... 50
2.1 Стислий опис редуктора ..... 50
2.2 Відпрацювання складальної одиниці на технологічність ..... 52
2.2.1. Визначення основних показників технологічності ..... 52
2.2.2. Визначення додаткових показників технологічності ..... 53
2.2.3. Комплексний показник технологічності виробу ..... 56
2.3. Схема складального складу ..... 58
2.4. Технологічна схема складання ..... 59
2.5. Технологічний процес складання ..... 59
2.6 Розрахунок складальної одиниці на точність ..... 61
2.7. Опис спроектованого пристосування ..... 63
Висновки ..... 65
Література ..... 66

# Вступ

Геофізичні дослідження проводять у свердловинах, що буряться для вивчення геологічної будови земної кори, пошуків та розвідки родовищ нафти та газу та з іншою метою. Ці дослідження проводять у вигляді комплексу вимірювань електричних, магнітних, радіоактивних, акустичних та ін. фізичних параметрів гірських порід відкритих свердловинами, а також геометричних і технічних параметрів свердловин і пластів.

Промислова геофізична техніка, що застосовується у даному випадку складається з наступних основних частин:

1. Каротажних станцій, в склад яких входять реєструючі пристрої, джерела електроживлення, контрольні прилади, пристрої для відліку глибин, спуско-підйомне обладнання разом з каротажним кабелем і транспортними засобами.
2. Апаратури для дослідження свердловин(свердловинної апаратури), в склад якої входять свердловинний та наземні прилади.

У процесі буріння та при геофізичних дослідженнях необхідно знати деякі геометричні параметри свердловин, що використовуються для характеристики технічного стану свердловин та інтерпретації геофізичних матеріалів. До геометричних параметрів відносять:

1. Кут викривлення свердловини;
2. Азимут викривлення свердловини;
3. Кут орієнтації свердловинного приладу в свердловині;
4. Фактичний діаметр свердловини.

При бурінні свердловини її фактичний діаметр $\boldsymbol{d_c}$ часто відрізняється від номінального $\boldsymbol{d_н}$, що дорівнює діаметру ріжучого інструмента. Це пов’язано з тим, що гірські породи по-різному руйнуються ріжучим інструментом, струменем промивальної рідини, вібрацією та тертям бурових штанг об стінку свердловини[3].

Виміри діаметру свердловини називаються ***кавернометрією***, а прилади, призначені для цього, – ***каверномірами***.

Тому дослідженню характеристик саме приладу для вимірювання фактичного діаметру свердловини – каверноміру присвячений дипломний проект бакалавра. При цьому використовуються всі необхідні методи, та засоби вимірювальної техніки.

**Метою ДПБ** є розробити конструкцію та дослідити питання точності механічного каверноміра.

**Задачами ДПБ** є:

- провести аналітичний огляд літератури по темі ДПБ;
- підібрати елементи приводу електромеханічного блоку каверноміра;
- дослідити основні питання точності каверноміра;
- розрахувати основні елементи конструкції каверноміра;
- викласти методику проведення випробувань каверноміра.

**Виміри діаметру свердловини**

Каверноміри складаються з трьох або чотирьох важелів і резистивного лінійного датчика, що живиться постійним або змінним струмом.

В механічному каверномірі для вимірювання переміщення його важелів використовується потенціометричний перетворювач – реохорд.

**Реохорд** – це реостат, що дозволяє проводити вимірювання електричного опору мостовим методом Уінстона та визначати ЕРС в гальванічних елементах компенсаційним методом. Реохорд представляє собою однорідний провідник у вигляді металічної проволоки або струни з рухомим контактом та відградуюваною шкалою. Переміщуючи контакт по струні, можливо досягти зміни величини струму або напруги в електричному колі [12].

# 1 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

## 1.1 Область застосування кавернометрії

Кавернометрію проводять у нафтових і газових свердловинах, у вугільних, рудних і гідрогеологічних свердловинах. Дані про діаметр і профіль свердловини використовують для уточнення геологічного розрізу, виділення пластів-колекторів; інтерпретації матеріалів електричних, радіоактивних, акустичних, магнітних, ядерно-магнітних, термічних і інших геофізичних методів дослідження свердловин; визначення об'єму затрубного простору нафтових і газових свердловин для розрахунку кількості тампонажної суміші; оцінки наявності прихватонебезпечних жолобів (відхилення форми поперечного перерізу свердловини від круга), сальників, глинистих і шламових кірок, нестійких інтервалів свердловини; вибору інтервалів для установки пакерів при роботі з випробувачами пластів на трубах, випробувачів пластів на кабелі та свердлувальних керновідбірників на кабелі; вибору інтервалів для установки башмака та центраторів обсадної колони; для вивчення впливу форми поперечного перерізу свердловини на прохідність геофізичних приладів тощо[3].

## 1.2 Характеристика умов експлуатації каротажної апаратури

Умови експлуатації визначають конструктивні особливості свердловинної апаратури в цілому і її окремих частин. Умови експлуатації свердловинного приладу гостро відрізняються від умов експлуатації наземного.

Умови експлуатації свердловинного обладнання характеризуються наступним:

1. Свердловинний прилад опускають в свердловини досить малого діаметру і в той же час значної глибини. Частіше за все прилад спускають під дією власної ваги. Деякі геофізичні виміри проводять у відкритому стволі так

як наявність обсадних труб спотворює або екранує вимірювані фізичні параметри порід. Каверномір відноситься до приладів, що працюють у відкритій(не обсадженій) свердловині.

Буровий розчин, нерівності та каверни в стінках свердловини, а також викривлення ствола створюють перепони для вільного проходження приладу.

Діаметр свердловинного приладу повинен забезпечувати відповідний зазор між приладом і стінками. Довжина приладу визначається головним чином розмірами розміщених в ньому елементів та механізмів, а також зручністю транспортування. Таким чином конструкція свердловинного приладу, його форма і розміри повинні забезпечити гарну прохідність в свердловинах на задану глибину в ускладнених умовах;

2. Бурова рідина – вода або буровий розчин – створює гідростатичний тиск, якого зазнає прилад, занурений в свердловину. Величину питомого тиску, що діє на прилад на заданій глибині спуску (відрахованій по осі свердловини), визначають за наступною формулою;

$$p = 0.1H \cdot dm, \frac{кг}{см^2}, \qquad (1.1)$$

де H – глибина спуску в м; d – питома вага бурового розчину в Г/см$^3$; m – поправка на викривлення свердловини(в більшості випадків мало впливає на результат розрахунку). Тобто на кожні 10 м спуску приладу питомий тиск на його поверхню зростає на величину чисельно рівну густині розчину (1,5 – 2 Г/см$^3$). Таким чином для свердловини глибиною 3000 м тиск буде близько 600 кг/см$^2$;

Максимально допустимий тиск є найбільш характерним експлуатаційним параметром свердловинного приладу. Тому потрібно забезпечити його міцність та герметичність під час конструювання;

3. Під час заглиблення приладу в свердловину температура навколишнього середовища змінюється на значну величину впродовж невеликого проміжку часу. Для глибини 3000 м температура складає 100 – 120 ºС. Потрібно забезпечити термостійкість і роботу приладу у всьому діапазоні

температур. Також потрібно забезпечити збереження величини похибки в допустимих межах.

4. Буровий розчин, в якому знаходяться свердловинні прилади в процесі роботи є досить агресивним середовищем, що діє на матеріали, з яких виготовлено прилад. Слід обирати відповідні матеріали, форми та захисні покриття для запобігання корозії;

5. В процесі роботи на свердловинний прилад діють значні механічні збурення. Конструкція приладу повинна мати ударну міцність, вібро- та зносостійкість. Ударне навантаження може досягати 15g, а вібрація до 30 Гц при амплітуді 2 мм[4].

Швидкість підйому приладів при запису кривих не повинна перевищувати 1000-1200 м/год. У тонкошаруватих розрізах допустима швидкість визначається при вимірах із різною швидкістю. За максимальну приймають швидкість, при якій покази кривих різняться від показів на малій швидкості не більше ніж на 10%[3].

## 1.3 Огляд існуючих методів вимірювання середнього діаметру свердловини

Датчиком(сенсором) вимірюваної величини слугує система важелів, що притискаються за допомогою пружин до стінки свердловини, так що їх відстані до осі приладу(розкриття) визначають середній діаметр свердловини в даному перерізі. Величина розкриття за допомогою спеціальних пристосувань перетворюється у величину омічного опору, яку вимірюють через кабель за допомогою мостової або потенціометричної схеми. На рис. 1.3.1 показана кінематична і електрична схеми датчика каверноміра.

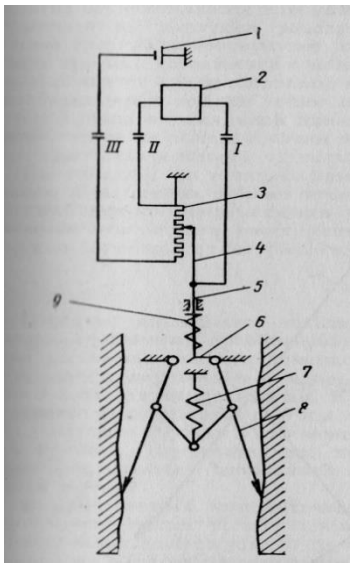



Рис. 1.3.1. Схема датчика каверноміра

1 – джерело живлення; 2 – вимірювальний міст; 3 – реохорд датчика каверноміра; 4 – повзунок, ізольований від корпуса; 5 – штовхач; 6 – кулачок, лінійно перетворюючий величину розкриття важелів в поступальний рух штовхача і повзунка; 7 – робоча пружина; 8 – важелі датчика; 9 – зворотна пружина штовхача; I, II і III – жили кабелю

Важелі 8 за допомогою пружини 7(в іншому випадку за допомогою гідравлічної системи) притискаються до стінки свердловини. Зазвичай важелів буває три і вони зв’язані між собою так, що при будь-якому їх розкритті вісь приладу розташовується в центрі кола, проведеного через кінці важелів. Внаслідок цього відхилення кожного важеля характеризує радіус середнього

кола в даному перерізі свердловини. Над важелями розташований реостат 3, повзунок 4, рух якого зв'язано з переміщенням одного з важелів.

Пропорційне перетворення переміщення важеля в рух повзунка реостата відбувається в різних каверномірах по-різному. Найбільш розповсюдженим є кулачковий перетворювач, схематично зображений на рис. 1. Іншим плечем важеля 8 є кулачок 6, який діє на штовхач 5. Останній рухає повзунок реостата 4. Зворотний рух штока і повзунка відбувається під дією пружини 9.

Для отримання лінійної залежності між величиною відхилення кінця важеля від осі приладу і переміщенням повзунка відносно кінця реостата кулачку надають певної форми, що компенсує нелінійну залежність, що мається тут в загальному випадку. Форму кулачка розраховують графічно для конкретних розмірів елементів датчика, їх взаємного положення і обраного масштабу перетворення.

Така система перетворення добре пристосована для роботи в свердловинних умовах, однак вона не дозволяє отримати високої точності вимірювання внаслідок наявності паразитних зазорів в шарнірних з'єднаннях важелів і головним чином через похибки при визначенні форми кулачка та його виготовлені[4].

Діаметр свердловини, виміряний каверноміром, визначається за формулою:

$$d_c = d_o + C_d \, \Delta U / I, \qquad (1.2)$$

де $d_o$ – початковий діаметр, при якому вимірювана напруга $\Delta U = 0$, $C_d$ – стала каверноміра (розмірність см/Ом), $I$ – сила струму живлення каверноміра. Оскільки $d_o$, $C_d$, $I$ є величинами сталими, то залежність (1.2) можна в загальному вигляді представити як $\Delta U = f(d_c)$. Графік цієї функції (рис.1.3.2) являє собою пряму, яка на осі абсцис ($d_c$) відсікає значення $d_c = d_o$ при $\Delta U = 0$ (переважно каверноміри мають $d_o = 0$). Такий графік отримують при калібруванні (градуюванні) каверноміра, задаючи відомі діаметри розкриття важелів із допомогою калібрувальних кілець. Для визначення $d_o$ калібрувальний графік продовжують до перетину з віссю $d$[3].

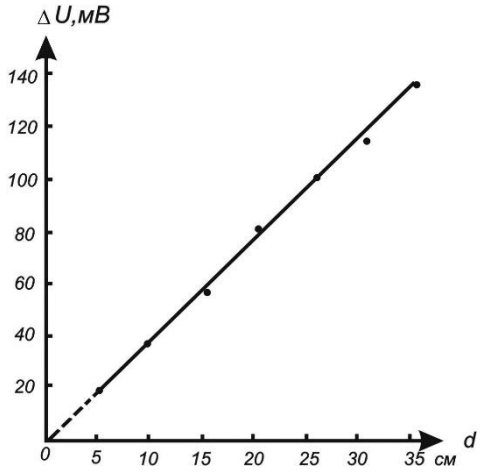



Рис. 1.3.2. Калібрувальний графік каверноміра

На рис. 1.3.3 показана схема датчика каверноміра з дещо іншим перетворенням, яке можна назвати безпосереднім. Тут важільна система відрізняється від попередньої тим, що притискання важелів відбувається плоскими пружинами, а передача руху від важеля на повзунок реостата в обраному масштабі – за допомогою тросика 4. Зворотний рух повзунка реостата та натяг тросика досягається за допомогою пружини 1. Таке перетворення володіє принциповою нелінійністю, що зумовлено нелінійним переміщенням точки кріплення троса на важелі. Однак шляхом вибору оптимальної довжини важеля L, положення точки кріплення троса на важелі і точки перегину троса на осі приладу можна зменшити похибку від нелінійності до допустимої величини.

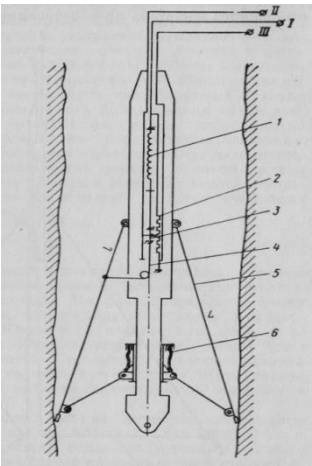



Рис. 1.3.3. Схема датчика каверноміра

1 – зворотна пружина повзунка реохорда; 2 – реохорд; 3 – повзунок реохорда; 4 – тросик; 5 – важіль; 6 – робоча пружина(плоска); I, II і III – жили кабелю

Разом з тим на точність вимірювання в даному випадку паразитні зазори в шарнірах впливають значно менше. В такій системі масштаб передачі переміщення від важеля до повзунка реостата визначається відношенням відстані від шарніра до точки кріплення тросика l до загальної довжини важеля

$$z = \frac{l}{L} \quad , \qquad (1.3)$$

З метою подальшого збільшення точності вимірювання датчиком з безпосереднім перетворенням повинна бути дещо ускладнена важільна система каверноміра.

На рис. 1.3.4 шарнір 1 має можливість переміщуватись вздовж осі приладу в той час, як шарнір 5 залишається нерухомим. Крім того, повинна бути забезпечена рівність довжин важелів *а*, *б* і *в*. В такій системі кінець важеля буде під дією пружин 8 переміщатись по лінії перпендикулярній до осі приладу. Отже, на повзунок реостата через тросик буде передаватися рух, що лінійно залежить від відхилення кінця важеля.

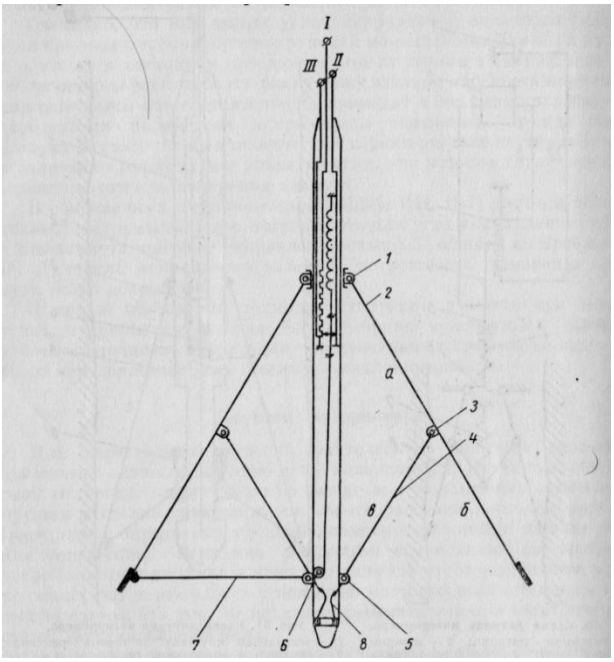



Рис. 1.3.4. Схема датчика каверноміра

1 – верхній шарнір; 2 – важіль датчика; 3 – середній шарнір; 4 – допоміжний важіль; 5 – нижній шарнір; 6 – направляючий ролик; 7 – тросик; 8 – робоча пружина(плоска)

В приведених кінематичних схемах датчиків каверноміра всі вимірювальні важелі шарнірно з’єднані зі спільною муфтою, до якої прикладене зусилля пружини. Можливий датчик, в якого кожен з важелів притискається до стінки свердловини власною пружиною. В цьому випадку рух кожного важеля не залежить від руху інших і, відповідно, віддалення кожного важеля від осі приладу в загальному випадку буде різним.

На рис. 1.3.5 представлена схема датчика каверноміра з чотирма вимірювальними важелями. В ній незалежні відхилення важелів каверноміра сумуються за допомогою механічного сумуючого пристрою, що складається з системи рухомих і нерухомих роликів і тросика, передаючого рух чотирьох штоків на вісь реостата. Оскільки всі чотири важелі відтискаються до стінки свердловини однаковим зусиллям, вони виконують центруючу дію на прилад, так, що його вісь постійно знаходиться поблизу центра кола, проведеного через кінці важелів. Враховуючи незначні можливі відхилення осі від центра можна вважати, що сума змін відстаней кінців важелів від осі

приладу пропорційна зміні діаметра свердловини.

$$\Delta d_c = k\Delta r = (\Delta r_1 + \Delta r_2 + \Delta r_3 + \Delta r_4). \quad (1.4)$$

Тут $\Delta d_c$ - зміна діаметра свердловини; к – коефіцієнт пропорційності; $\Delta r$ - сума змін відстаней кінців важелів від осі приладу; $\Delta r_1, \Delta r_2, \Delta r_3, \Delta r_4$ - зміна відстаней відповідно першого, другого, третього та четвертого кінців важелів від осі приладу.

З іншого боку, за принципом пристрою

$$\Delta r = m\Delta R, \quad (1.5)$$

де $\Delta R$ - зміна опору реостата; m – коефіцієнт пропорційності.

Отже, в даній системі з відомим наближенням забезпечена пропорційність між змінами діаметру свердловини і опору реостата

$$\Delta d_c = q\Delta R, \quad (1.6)$$

де q – коефіцієнт пропорційності.

В описаному вище датчику досягнута дещо більша чутливість до малих змін діаметру свердловини, ніж в каверномірах зі зв'язаними важелями.

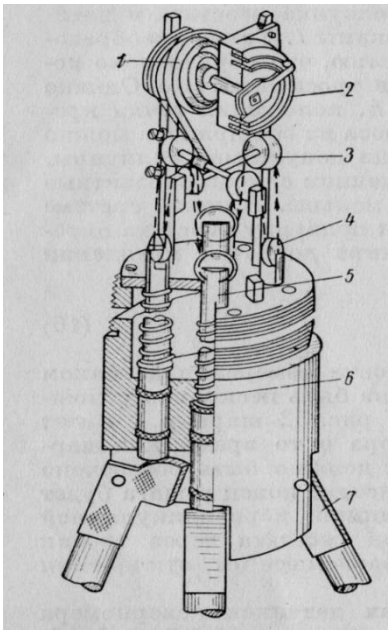



Рис. 1.3.5. Схема датчика каверноміра з чотирма незалежними важелями

1 – зворотна пружина реостата; 2 – реостат; 3 – нерухомий ролик; 4 – рухомий ролик; 5 – штовхач; 6 – пружина штовхача; 7 – важіль датчика

## 1.4 Інструментальні похибки

Інструментальна похибка вимірювання датчиків каверноміра з трьохважільною системою визначається наступними факторами.

1. Точністю орієнтації важелів, а відповідно, і осі приладу відносно вимірюваного кола. В цьому відношенні основну похибку вносить асиметрія важелів, яка утворюється внаслідок наявності різних по величині зазорів в шарнірах або неточності виготовлення деталей. Через асиметрію важелів вісь приладу встановлюється не по центру кола, проведеного через кінці важелів, що спотворює результати вимірювання.

Зусилля притиску важелів до стінки свердловини і зв'язок між важелями повинні забезпечити миттєве встановлення осі приладу по осі свердловини при переході від одного діаметра до іншого. Для цього необхідно щоб максимальний кут, утворений між віссю приладу та важелем не перевищував $30^{o}$, а зусилля притиску кінця кожного важеля до стінки свердловини було не менше 8 Кг. Цими умовами визначається точність слідкування датчика за змінами профілю стінки при протягуванні його вздовж ствола свердловини.

2. Точністю перетворювача відхилення важеля в переміщення повзунка реостата. На точності такого перетворення в системах з кулачковою передачею перш за все виявляється точність виконання профілю кулачка. Похибка в формі або знос кулачка в 0,1 мм дає похибку вимірювання діаметра 4 – 5 мм внаслідок більшого співвідношення плечей важеля. Вагому похибку вносять також паразитні люфти в механізмі передачі руху і можлива нелінійність реостата.

3. Точністю вимірювання опору реостата. Тут також варто враховувати похибки вимірювання, пов'язані з умовами експлуатації[4].

## 1.5 Дослідження точності каверноміра механічного

Діапазон вимірювання розмірів розкриття важелів електромеханічного блока R коливається від 50 до 300 мм. Межа допустимої відносної похибки (δ, %) при вимірюванні R визначається за формулою:

$$\delta = \pm[2 + (\frac{X_{вим}}{X_k} - 1)], \quad (1.7)$$

де $X_k$ - значення виміряної величини, мм; $X_{вим}$ - значення виміряної величини, рівне 300 мм.[5]

$$\delta_1 = \pm\left[2 + \left(\frac{300}{50} - 1\right)\right] = \pm 7\%;$$

$$\delta_2 = \pm\left[2 + \left(\frac{300}{100} - 1\right)\right] = \pm 4\%;$$

$$\delta_3 = \pm\left[2 + \left(\frac{300}{150} - 1\right)\right] = \pm 3\%;$$

$$\delta_4 = \pm\left[2 + \left(\frac{300}{200} - 1\right)\right] = \pm 2{,}5\%;$$

$$\delta_5 = \pm\left[2 + \left(\frac{300}{250} - 1\right)\right] = \pm 2{,}2\%;$$

$$\delta_6 = \pm\left[2 + \left(\frac{300}{300} - 1\right)\right] = \pm 2{,}0\%.$$

Зобразимо на графіку залежність відносної похибки від радіусу розкриття важелів, розрахованої за формулою (рис. 1.5.1).

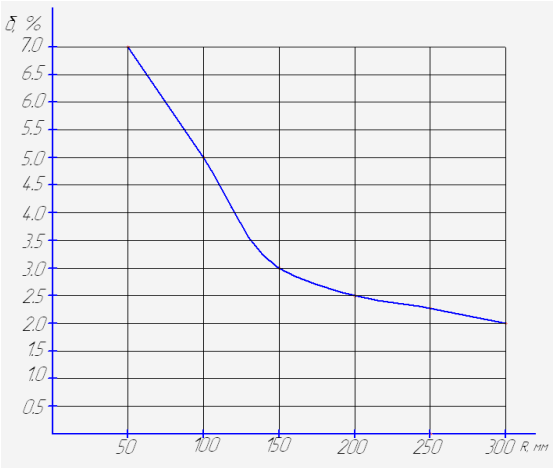



Рис. 1.5.1. Межа допустимої відносної похибки вимірювань

## 1.6 Розробка структурної схеми приладу

### 1.6.1. Принцип роботи приладу

Прилад складається з блока електромеханічного і блока електронного. Зв'язаний з наземним комплексом трьохжильним геофізичним кабелем, по першій жилі і обплетенню якого відбувається електричне живлення приладу постійним електричним струмом позитивної полярності.

По другій і третій жилам (при ввімкненому живленні приладу) відбувається прийом команд і передача вимірюваної інформації.

При вимкненому живлені приладу по другій і третій жилам відбувається живлення двигуна електромеханічного блоку для розкриття(закриття) важелів. Контроль завершення процесу розкриття(закриття) відбувається по величині постійної напруги негативної полярності, що подається в прилад по першій жилі кабелю.

Електромеханічний блок містить в собі чотири важелі з силовими пружинами, що забезпечують пружне притискання важелів до стінки свердловини. До кожного з важелів механічно через штовхач приєднано резистивний датчик, що забезпечує вимірювання радіуса розкриття важеля.

Електромеханічний блок містить в собі двигун і привід, котрі забезпечують багаторазове розкриття(закриття) важелів.

*Електронний блок* містить в собі вузли, що забезпечують підсилення, перетворення в цифрову форму і передачу наземному обладнанню вимірювального сигналу з резистивних датчиків.

Крім того в складі електронного блоку маються вузли, що забезпечують прилад необхідними напругами живлення, а також управляючі роботою приладу і прийомом команд від наземного обладнання.

Живлення резистивних датчиків радіусів розкриття важелів відбувається весь час доки ввімкнене живлення приладу, а перетворення в цифрову форму і передача на поверхню вимірювальної інформації – після прийому від наземного обладнання командного сигналу.

*Блок електромеханічний* дозволяє здійснити розкриття і закриття важелів(по команді з поверхні), їх пружне притискання до стінки свердловини та перетворення радіусів розкриття важелів в електричні сигнали. Блок електромеханічний має чотири незалежних важелі [5].

### 1.6.2. Розробка кінематичної схеми

Функціональна кінематична схема електромеханічного блоку представлена в додатку 1.

Управління приводом відбувається з поверхні через двигун 1 і редуктор 2. З вихідного валу редуктора 2 крутний момент передається на силову перу гвинт-гайка 3.

Силова пара перетворює обертання вихідного валу редуктора 2 в поступальний рух штанги 4. Штанга 4 при русі в сторону двигуна 1 через пружини 5 переміщує штоки 6 і складає важелі 8. Розкриття важелів 8 відбувається при зворотному русі штанги 4.

**Основними вузлами електромеханічного блоку є:**

- **Привід** встановлений в шасі двигун з редуктором і силовим вузлом.
- **Головка** слугує для приєднання блока електромеханічного до блоку електронного. В підпружиненому роз'ємі встановлена вилка для електричного з'єднання цих блоків. Місце з'єднання герметизується ущільнювальними кільцями і фторопластовими прокладками. Для передачі електричних зв'язків з маслонаповненого об'єму в герметичний слугують електровводи. До головки болтами кріпиться втулка.
- **Редуктор** представляє собою послідовне з'єднання двох зубчатих передач: двохступінчастої прямозубої та трьохступінчатої планетарної. Передаточне число редуктора 346.

- **Силовий вузол** на корпусі силового вузла встановлені чотири датчики, плата і кінцеві вимикачі. В корпусі обертається гайка яка входить в зачеплення з вихідним валом редуктора. Палець, оснащений втулками проходить через гвинт і корпус, завдячуючи чому гвинт, не маючи змоги обертатись, здійснює поступальний рух. Палець при переміщенні гвинта діє на контакти кінцевих вимикачів в момент повного закриття або повного розкриття вимірюваних важелів.
- **Датчики** перетворюють лінійне переміщення важелів в електричний сигнал.
- **Важільна система** електромеханічний блок заповнюється рідким діелектриком, що слугує для змащення рухомих вузлів та врівноваження зовнішнього тиску(авіаційне масло ИПМ – 10)[5].

## 1.7. Підбір основних елементів приводу каверноміра

Виконаємо підбір основних елементів приводу важільної системи електромеханічного блоку каверноміра механічного.

Підбираючи двигун слід звернути увагу на наступні вимоги яким він повинен відповідати.

1. Напруга джерела живлення постійна і складає 200±15В. Робочий струм двигуна 0,4 А. Струм вимкнення двигуна 0,5 А(при перевантаженні відбувається автоматичне вимкнення двигуна, що запобігає його поломці і дозволяє не використовувати муфту граничного моменту);
2. Двигун повинен працювати в середовищі рідкого діелектрика(масло типу ИПМ – 10) при максимальному гідростатичному тиску 120МПа і діапазоні робочих температур навколишнього середовища від -10ºС до +175ºС;
3. Момент на валу двигуна повинен бути не менше 0,18 Нм при частоті обертання ротора 200±5 1/с;

4. В склад двигуна повинна бути вбудована тормозна муфта для фіксації ротора в знеструмленому стані;
5. Режим роботи двигуна – реверсивний;
6. Габаритні розміри двигуна – діаметр не більше 53 мм, довжина не більше 180 мм.

Вищенаведеним вимогам відповідає розроблений в ОАО ДКБ ГП вентильний двигун «ДВ-40» з датчиками Холла і тормозною муфтою для миттєвої зупинки вала двигуна після вимкнення живлення.

Проектуючи або вибираючи редуктор з поміж існуючих слід перш за все враховувати передаточне число редуктора та момент, що передається редуктором. Також не менш важливим параметром під час вибору редуктора є його габаритні розміри розташування вхідного і вихідного валів, коефіцієнт корисної дії та передбачуваний строк роботи редуктора(без ремонту).

Для перетворення обертального руху вихідного вала редуктора в поступальний рух штанги використовується гвинтова пара або по іншому передача «гвинт-гайка». Існує кілька варіантів побудови такого вузла механізму.

Одним з них є гвинтовий механізм з тертям сковзання. Такий механізм складається з гвинта, гайки та стойки(нерухомої основи). Ведучою ланкою є гайка, що обертається, ведомою – гвинт, що переміщується поступально вздовж направляючої(один з варіантів побудови системи, що є прийнятним для використання в приводі важелів каверноміра).

Така конструкція є само гальмівною, проте має малий коефіцієнт корисної дії (через втрати пов’язані з тертям в парі гвинт-гайка). В той же час переміщення гвинта є досить повільним, що негативно впливає на час розкриття важелів каверноміра, збільшуючи тим самим вірогідність виникнення аварійної ситуації. Йдеться про можливість притиснення приладу до стінки свердловини гідростатичним тиском, що унеможливить нормальну роботу приладу. Тому не будемо розглядати такий варіант в даній роботі.

Розглянемо гвинтовий механізм з тертям кочення(кулько-гвинтову передачу). Кулько-гвинтові механізми отримують все більш широке застосування завдяки високому значенню ККД (95 – 98%), що досягається внаслідок заміни тертя сковзання тертям кочення. Гвинт і гайка мають гвинтові канавки по яким переміщуються кульки рис. 1.7.1.

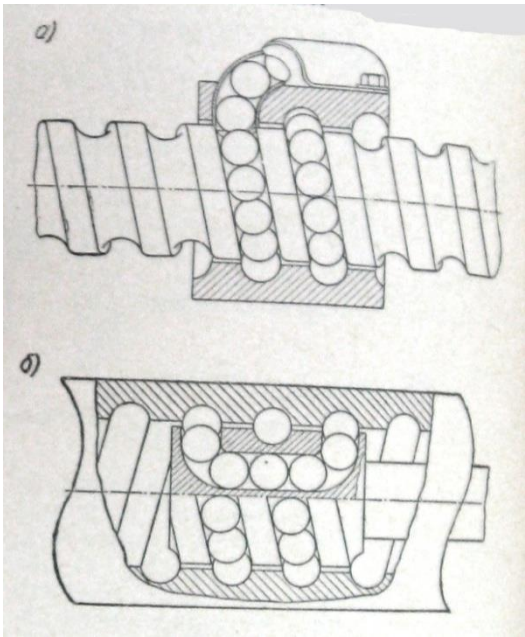



Рис. 1.7.1. Кулько-гвинтовий механізм

В гайці(рис. 1.7.1, а) мається канал, що з’єднує кінець гвинтової канавки з його початком. Значно рідше такий канал виконують в гвинті (рис. 1.7.1, б). На початку і в кінці каналу встановлені відбивачі, що переривають шлях кульок по гвинтовій канавці і направляють їх по каналу в початкове положення.

Гвинтова канавка і між відбивачами і канал заповнюється кульками. В результаті виходить замкнута система, в якій в процесі роботи механізму відбувається неперервна циркуляція кульок в кулькопідшипниках. Число робочих кульок в одній замкнутій системі рекомендують обирати в межах n≤50 штук, так як при більшій їх кількості зростають втрати на тертя кульок у відвідному каналі. Використання сепараторних кульок недоцільно так як в такому випадку навантажувана здатність системи зменшується вдвічі, а величина ККД майже не змінюється. На відміну від попередніх механізмів

кулькогвинтові використовуються як для перетворення обертального руху в поступальний так і для зворотного перетворення.

Конструкція одного з варіантів кулькогвинтового механізму приведено на рис. 1.7.2.

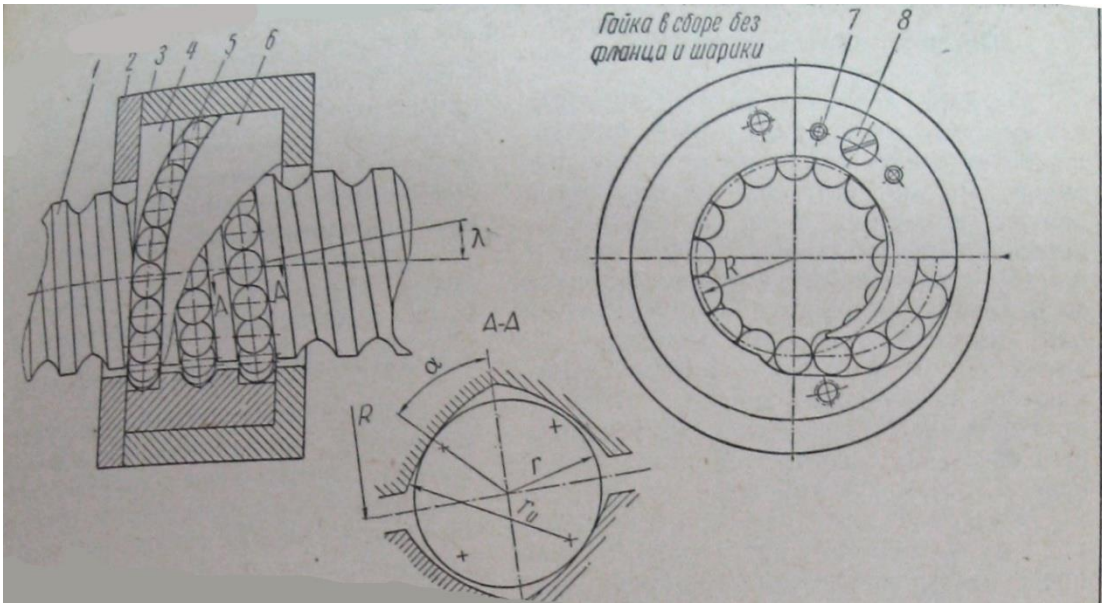



Рис. 1.7.2. Конструкція кулькогвинтового механізму зі з'єднувальним каналом в гайці

1 – гвинт; 2 – фланець; 3 – гільза; 4 – відбивачі; 5 – кульки; 6 – гайка; 7 – штифти; 8 – гвинт

Коефіцієнт корисної дії і передача сил з достатньою для практики точністю при перетворенні обертового руху в поступальний визначається за формулою:

$$\eta_1 = 1 - \frac{k}{(r * sin\alpha * sin\lambda + k * cos\lambda)sin\lambda}, \qquad (1.8)$$

При перетворенні поступального руху в обертовий

$$\eta_2 = 1 - \frac{k}{(r * sin\alpha * cos\lambda + k * sin\lambda)sin\lambda}, \qquad (1.9),$$

де $\eta_{1,2}$ - ККД механізму; k – коефіцієнт тертя кочення; $\lambda$ - кут підйому гвинтової лінії на циліндрі радіусу R.

Перетворення поступального руху в обертовий можливо при умові k<rsinα*tgλ. При проектуванні кут підйому слід обирати більшим за 3°.

У випадку перетворення обертового руху в поступальний рушійний момент $M_p$ і сила корисного опору $P_o$ зв'язані відношенням:

$$Mp = \frac{P_o R tg\lambda}{\eta_1}, \quad (1.10)$$

Нормальний тиск $P_n$ в залежності від рушійної сили або рушійного моменту при умові рівномірного розподілу навантаження між кульками визначається з рівнянь

$$Pn = \frac{P_p}{n sin\alpha * cos\lambda}, \quad (1.11)$$

$$P_n = \frac{M_p}{n R sin\alpha * sin\lambda}, \quad (1.12),$$

де n – число робочих кульок.

На рис. 1.7.3 зображено залежність ККД механізму від λ.

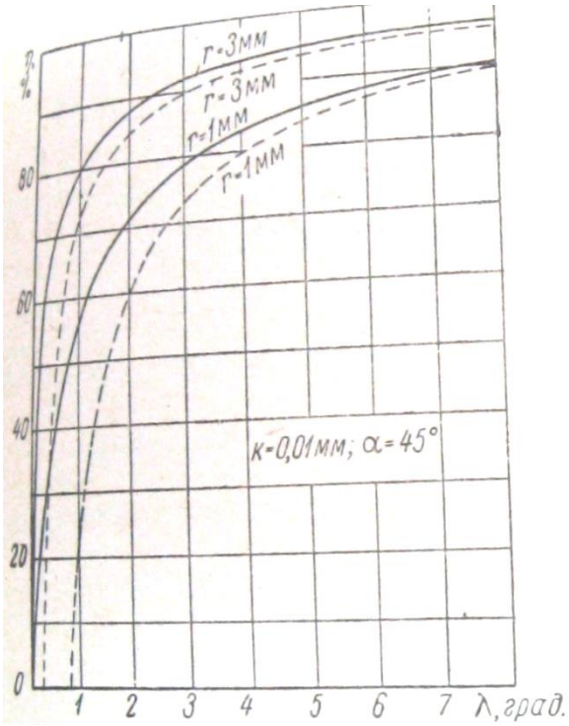



Рис. 1.7.3. Криві ККД кулько-гвинтових механізмів

——— перетворення обертового руху в поступальний; - - - - поступального в обертовий

Таким чином кулько-гвинтова передача має наступні особливості і переваги:

- Точність (допустима похибка переміщення 23 мкм/300 мм);

- плавна робота(виготовлення з високо вуглецевих стальних сплавів, що піддаються індукційному гартування, що знижує механічні навантаження і забезпечує високу плавність роботи);
- безшумна робота(висока ступінь точності і виняткова поверхня забезпечують безшумну роботу);
- постійний передаваємий момент(точні геометричні циліндричні форми гвинтів і сферична форма кульок (максимальне відхилення від 3 до 6 мкм), що потрібно для постійності моменту, що передається в рухомих механізмах машин) [11].

Єдиним недоліком кульково-гвинтових пар є їх висока ціна. Проте в парі з вище згадуваним двигуном «ДВ-40» привід стає більш досконалим і не вимагає більше не менш дорогої муфти граничного моменту для захищення двигуна з редуктором від поломок внаслідок заклинювання важелів. Так як в разі виникнення перевантаження двигун вимикається автоматично.

Кулько-гвинтова передача має вигляд рис. 1.7.4.

Рис. 1.7.4. Кулько-гвинтова передача

## 1.8. Розрахунок приводу каверноміра механічного

### 1.8.1. Розрахунок редуктора

Так як параметри двигуна одразу відомі, розрахунок приводу каверноміра зводиться до розрахунку редуктора.

З конструктивних міркувань та користуючись знаннями про аналоги приладу обираємо загальне передаточне відношення редуктора рівним 336.

Розрахунок проводимо згідно з запропонованої раніше кінематичної схеми. Редуктор складається з прямозубої двохступінчатої передачі з передаточним відношенням 2 і трьохступінчатого планетарного редуктора з загальним передаточним числом 173.

#### 1.8.1.1. Кінематичний розрахунок механізму

Частота обертання 1-го валу:

$$n_1 = n_{дв} = 12000 \text{ об/хв}(200 \text{ 1/с});$$

так як $i_{21}=2$, то

$$n_2 = \frac{n_1}{i21} = \frac{12000}{2} = 6000\ (об/хв);$$

$i_{32}=1$ звідки знайдемо $n_3$:

$$n_3 = n_2 = 6000\ (об/хв);$$

Обираємо передачу циліндричними прямозубими колесами з зовнішнім зачепленням. Вона передає рух між паралельними валами і є найбільш розповсюдженим типом передачі тому що має багато переваг, до яких відносять: технологічність конструкції, найбільш допустима точність обробки коліс і монтажу, високий ККД, мала ціна.

Для даного нам пристрою візьмемо найпоширеніший вид зачеплення – *евольвентне зачеплення.* Цей вид задовольняє потребам технологічності, правильному зачепленні різних коліс з однаковим модулем, високій міцності на згинання, нечутливості до похибок в між осьовій відстані, мінімізації

бокового зазору в зачепленні та забезпеченні постійності передаточного відношення.

Задамося кількістю зубців на малих колесах:

$$Z_1=17; \qquad Z_4= 24;$$

Визначимо кількість зубців великих коліс:

$$Z_2 = Z_1 \cdot i_{21} = 17 \cdot 2 = 34;$$

$$Z_3 = Z_4 \cdot i_{32} = 24 \cdot 1=24.$$

Визначимо ККД редуктора з прямозубою передачею.

Загальний коефіцієнт корисної дії (далі ККД) передачі визначається, як добуток ККД окремих елементів, що входять в кінематичну ланку. Для ступінчатого редуктора, що складається з *„n”* зубчатих пар, вираз загального ККД має вигляд:

$$\eta_p = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \ldots \cdot \eta_n \cdot \eta_{підш}^{n+1},$$

де $\eta_1$, $\eta_2$, $\eta_3$, ... , $\eta_n$ – ККД окремих зубчатих пар;

$\eta_{підш}$ – ККД однієї пари підшипників;

$n$ – кількість пар зубчатих коліс редуктора (для нашої схеми $n$=3).

Коефіцієнт корисної дії зубчатої циліндричної пари визначається за формулою:

$$\eta = 1 - \frac{1}{2} \cdot (c \cdot f \cdot \pi \cdot (\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}));$$

де $f$ = 0,07 – коефіцієнт тертя в зачепленні;

$c$=1,5 – коефіцієнт перекриття пари зубчатих коліс.

Розрахуємо КПД кожної зубчатої циліндричної пари:

$$\eta_1 = 1 - 0{,}5 \cdot (1{,}5 \cdot 0{,}07 \cdot 3{,}14 \cdot (\frac{1}{34} + \frac{1}{17})) = 0{,}9851;$$

$$\eta_2 = 1 - 0{,}5 \cdot (1{,}5 \cdot 0{,}07 \cdot 3{,}14 \cdot (\frac{1}{24} + \frac{1}{24})) = 0{,}9862.$$

Для підшипників кочення та сковзання ККД дорівнює:

$$\eta_{підш}=0{,}98;$$

$$\eta_{підш}=0{,}98^{2+1}=0{,}9412.$$

Отримані значення підставимо в загальну формулу[7]:

$$\eta_p = 0{,}9862 * 0{,}9851 * 0{,}9112 = 0{,}9144.$$

### 1.8.1.2. Визначення модуля зубчастих коліс

Візьмемо матеріал з якого виготовленні колеса сталь 45. Сталь 45 має допустиме напруження $[\sigma_f]$=180 МПа.

Перевіримо вибране значення модуля для найбільш навантаженої пари передачі з умови міцності зубців на згинання.

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{M \cdot K_\beta \cdot Y_F}{Z \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_f]}},$$

де M – момент, що діє на найбільш навантажене колесо;

$K_m$ – коефіцієнт, який приймається рівним $K_m$=1,4 для прямозубих коліс;

$K_\beta$ = 1...1,5 – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині колеса, менше значення приймають для вузьких коліс, при симетричному їх розташуванні (візьмемо $K_\beta$ = 1,2);

Z – кількість зубців колеса, що розраховуємо (Z=17);

$Y_F$ – коефіцієнт форми зуба ($Y_F$ = 1,36);

$\Psi_{bm}$ – коефіцієнт відношення ширини зубчатого венця до модуля. Значення коефіцієнта лежить в межах $3 \leq \Psi_{bm} \leq 16$ ($\Psi_{bm}$ = 8).

Визначимо момент, що діє на найбільш навантажене колесо:

$$\mathrm{M} = \mathrm{M} \cdot \mathrm{ip} \cdot \eta\mathrm{p},$$

де $M_1$ –момент двигуна ($M_н$=0,18 Нм);

$i_p$ та $\eta_p$ – відповідно загальне передаточне відношення та ККД редуктора.

$$M=0{,}18*2*0{,}9144=0{,}33(Нм).$$

Підставимо всі коефіцієнти в формулу та визначимо модуль:

$$m \geq 1.4\sqrt[3]{\frac{0.33 * 1000 * 1.2 * 1.36}{17 * 8 * 180}} = 0.28(мм).$$

Обираємо модуль рівним: m=0,5 мм по СТ – СЭВ 310-76 [1].

Представимо розрахунки геометричних параметрів зубчатих коліс у вигляді таблиці.

Таблиця 1.8.1

| | Найменування параметру | Зубчаті колеса | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | z1 | z2 | z3 | z4 |
| 1 | Модуль (m), мм | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| 2 | Кількість зубців (Z) | 17 | 34 | 24 | 24 |
| 3 | Ділильний діаметр (d=mz), мм | 8,5 | 17 | 12 | 12 |
| 4 | Діаметр вершини зуба (ha=d+2m), мм | 9,5 | 18 | 13 | 13 |
| 5 | Діаметр вершини впадин (hf=d-2,5m), мм | 7,25 | 15,75 | 10,75 | 10,75 |
| 6 | Ширина венця (b), мм | 6 | 4 | 6 | 4 |
| 7 | Міжосьова відстань( $a = \frac{m(Z1+Z2)}{2}$), мм | 12.75 | | 12 | |

### 1.8.1.3. Розрахунок на міцність

Виконаємо проектувальний розрахунок зубчатих коліс на міцність. Знайдемо дійсне контактне напруження.

$$\sigma_н = \sqrt{\frac{M \cdot K_\beta \cdot K_a^{\ 3} \cdot (i_{5,6} + 1)^3}{i_{5,6} \cdot \psi_{ва} \cdot a_\omega^{\ 3}}}\ , \qquad (1.13)$$

де М – момент, що діє на найбільш навантажене колесо;

$К_\beta$ = 1...1,5 – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині колеса, менше значення приймають для вузьких коліс, при симетричному їх розташуванні (візьмемо $К_\beta$ = 1,2)

$К_a$ - коефіцієнт який розраховується за формулою

$$K_a = \sqrt[3]{0{,}55 \cdot K_V \cdot E_{пр} \cos^2 \beta}\ ; \qquad (1.14)$$

$$K_a = \sqrt[3]{0{,}55 \cdot 1{,}1 \cdot 2{,}15 \cdot 10^5} = 50{,}5 \text{ (МПа).} \qquad (1.15)$$

Розрахуємо $a_\omega$ (міжосьова відстань) та $\psi_{ва}$ (коефіцієнт ширини колеса):

$$a_\omega = \frac{m(Z_3 + Z_4)}{2} = \frac{0.5(34 + 17)}{2} = 12.75(мм);$$

$$\psi_{ba} = \frac{\psi_{bm} \cdot m}{a_\omega} = \frac{8 \cdot 0.5}{12.75} = 0.314.$$

Визначивши усі коефіцієнти, підставимо їх у загальну формулу та отримаємо:

$$\sigma_н = \sqrt{\frac{330 \cdot 1.2 \cdot 50.5^3 \cdot (2+1)^3}{2 \cdot 0.314 \cdot 12.75^3}} = 325.25 \text{(МПа);}$$

Знайдемо допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_н] \approx 2{,}6 \cdot HB = 520 \text{ (МПа).}$$

Отримане нами значення дійсного контактного напруження не перевищує допустимого значення контактного напруження для даного матеріалу, що задовольняє умовам проектного завдання.

### 1.8.1.4. Розрахунок зубців на згинання

Метою даного розрахунку є запобігання зламу зубців.

$$\sigma_f = \frac{K_m \cdot M \cdot K_\beta \cdot Y_f}{m^3 \cdot Z_6 \cdot \psi_{bm}}, \qquad (1.16)$$

де М – момент, що діє на найбільш навантажене колесо;

$К_m$ – коефіцієнт, який приймається рівним $К_m$=1,4 для прямозубих коліс;

$К_\beta$ = 1...1,5 – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині колеса, менше значення приймають для вузьких коліс, при симетричному їх розташуванні (візьмемо $К_\beta$ = 1,2);

$Z_6$ – кількість зубців колеса, що розраховуємо ($Z_6$=61);

$Y_F$ – коефіцієнт форми зуба ($Y_F$ = 1,36);

$\Psi_{bm}$ – коефіцієнт відношення ширини зубчатого венця до модуля. Значення коефіцієнт лежить в межах $3 \leq \Psi_{bm} \leq 16$ ($\Psi_{bm}$ = 8).

Підставимо значення та знайдемо діюче напруження:

$$\sigma_f = \frac{1.4^3 * 330 * 1.2 * 1.36}{0.5^3 * 17 * 8} = 86.93\ (МПа).$$

Розраховане значення діючого напруження не перевищує допустимого $[\sigma_f]$=180 МПа[7].

### 1.8.1.5. Розрахунок діаметрів валів редуктора

Розрахуємо діаметри валів редуктора, виходячи з розрахунку на кручення при допустимих напруженнях, де М – обертовий момент, діючий в розрахунковому перерізі вала, $[\tau]$ - допустиме напруження при кручені.

$$[\tau] = 15...30\ \ Н/мм^2;$$

$$d \geq 1{,}1 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{0{,}2 \cdot [\tau]}};$$

Обираємо матеріал для розрахунку Сталь 45 $\Rightarrow [\tau] = 15\ \ МПа$.

Розрахуємо найбільш навантажений вал редуктора(вихідний вал).

$$d \geq \sqrt{\frac{330}{0.2 * 15}} = 3{,}97\ (мм);$$

З конструктивних міркувань обираємо діаметри всіх валів рівними 4 мм.

### 1.8.1.6. Розрахунок підшипників

Виконаємо підбір підшипників. Для цього розрахуємо значення зусиль, що діють на колеса розміщені на найбільш навантаженому валу(на вихідному валу редуктора):

$$P_{04} = \frac{2M}{m \cdot Z_2}; \qquad (1.17)$$

$$P_{04} = \frac{2 \cdot 330}{0.5 \cdot 34} = 38.82\ (H).$$

Радіальні зусилля ( $\alpha$ - кут зачеплення, що дорівнює 20° )

$$P_{04r} = P_{04} tg\alpha = 38.82 \cdot 0.36 = 13.98(H);$$

Осьове зусилля[10]:

$$P_{04a} = P_{04} tg\alpha \cdot Sin(\frac{Z2}{Z1}) = 38.82 \cdot 0.36 \cdot 0.03 = 0.48(H);$$

Згідно з ГОСТ 18854-82 эквівалентне статичене навантаження

$$\begin{cases} Q_0 = x_0 F_r + y_0 F_a \\ Q_0 = F_r. \end{cases}, \qquad (1.18)$$

де $F_r, F_a$ - відповідно радіальне та осьове навантаження на підшипник

$x_0, y_0$ - коєфіциенти радіального и осьового навантажень.

Для однорядного радіального підшипника: $x_0 = 0.6;\ y_0 = 0.5;$

$$\begin{cases} Q_1 = 0.6 \cdot 38.82 + 0.5 \cdot 13.98 = 30.28(H) \\ Q_0 = 38.82(H) \end{cases};$$

Обираємо найбільше значення$Q_0 = 38.82\ H$. Підберемо підшипник по допустимому значенню статичної вантажопідйомності.

Виконаємо розрахунок підшипнику на довговічність

$$L_b = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6}{60n}\left(c/p\right)^{\gamma}; \qquad (1.19)$$

де $n$ - частота обертання, об/хв;

$c$ - динамічна вантажопідйомність, Н;

$p$ - еквівалентне динамічне навантаження, Н;

$\gamma = 3$- для кулькових підшипників.задаємося довговічністю L=10000 годин.

$$C = \sqrt[3]{\frac{L \cdot P^3 \cdot 60 \cdot n}{10^6}} = \frac{38.82}{100}\sqrt[3]{10000 \cdot 60 \cdot 6000} = 594.96 \approx 595(H);$$

Вибираємо підшипники серії 1000084 з наступними параметрами:

d = 4мм; B=4мм; r=0.4мм; D=10мм;

D=2.000 мм; C=595 Н; Маса 4,5 г. [2]

### 1.8.1.7. Розрахунок планетарної передачі

Частота обертання вхідного валу рівна частоті обертання вихідного валу прямозубого редуктора:

$$n_{1пл} = n_{4пр} = 6000 \text{ об/хв}(100\ 1/c);$$

передаточне число однієї ланки планетарного редуктора

$$i_л = \sqrt[3]{i_{пл\ ред}} = \sqrt[3]{173} = 5{,}6;$$

$$\text{тоді } n_{3пл} = n_{1пл} / i_л^2 = \frac{6000}{5{,}6^2} = 193.4(\text{об/хв});$$

приймемо ККД редуктора 95%, тоді момент на вихідному валу планетарного редуктора:

$$M_{пл3} = M_{пл1} \cdot i_p \cdot \eta_p;$$

де $M_{пл1}$ –момент на вхідному валу ($M_{пл1}$=0,33 Нм);

$i_p$ та $\eta_p$ – відповідно загальне передаточне відношення та ККД редуктора.

$$M_{пл3} = 0{,}33 \cdot 173 \cdot 0{,}95 = 54{,}24 \text{ (Нм)}.$$

Оскільки розрахунок планетарного редуктора є досить громіздким, а ланки мають однакове передаточне відношення, розрахунок проведемо лише для останньої ланки планетарного редуктора(як найбільш навантаженої) і підберемо конструктивні параметри 1 та 2 ланок виходячи з отриманих результатів розрахунку.

1. Для забезпечення рівномірності розподілу навантаження по сателітам і отримання компактної конструкції редуктора приймаємо число сателітів с=3.

2. З врахуванням уникнення підрізання зубців($Z \geq 17$) приймаємо $Z_1$=20, $Z_2$ і $Z_3$ знаходимо за формулами:

$$Z_3 = (i_p - 1)Z_1 = (5.6 - 1) \cdot 20 = 92;$$

$$Z_2 = (Z_3 - Z_1) * 0.5 = (91 - 20) \cdot 0.5 = 36.$$

Виконаємо перевірку правильності підбору кількості зубців за умовами співвісності, збірності і сусідства.

Умова співвісності:

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2;$$

$$20+36=92-36;$$

$$56=56.$$

Умова збірності:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{c} = \gamma(\textit{ціле число});$$

$$\frac{20+92}{3} = 37.33.$$

Умова сусідства:

$$(Z_1 + Z_2) \cdot Sin(\frac{\pi}{c}) \geq (Z_2 + 2);$$

$$(20+36) \cdot \mathrm{Sin}(\frac{\pi}{3}) \geq (36 + 2);$$

$$48.24>38.$$

Отже, всі три умови виконано.

Уточнюємо фактичне передаточне відношення редуктора:

$$u_{ред} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} = 1 + \frac{92}{20} = 5.6.$$

Тобто передаточне відношення рівне раніше прийнятому.

3. Визначаємо кутові швидкості ланок редуктора при нерухомому колесі $\omega_3$.

Кутова швидкість колеса $\omega_3 = \omega_в = 20.03 \left(\frac{рад}{с}\right)$;

Кутова швидкість водила(абсолютна):

$$\omega_h = \frac{\omega_1}{1+\rho} = \frac{20.03}{1+4.6} = 3.58\left(\frac{рад}{с}\right);$$

$$\rho = \frac{Z_3}{Z_1} = \frac{92}{20} = 4.6.$$

Кутова швидкість сонячного колеса у відносному русі

$$\omega_1^{'} = \omega_1^3 - \omega_h^3 = 20.03 - 3.58 = 16.45\left(\frac{рад}{с}\right);$$

Передаточне відношення між сонячним колесом і сателітом у відносному русі(при зупиненому водилі):

$$u_{12}^h = \frac{\omega_1}{\omega_2^h} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{36}{20} = -1.8.$$

Відносна кутова швидкість сателіта:

$$\omega_2^{'} = \frac{\omega_1}{u_{12}^h} = -\frac{16.45}{-1.8} = 9.14(рад/с).$$

4. Визначення ККД планетарної передачі

ККД планетарної передачі без врахування втрат в підшипниках

$$\eta_{1h} = 1 - \left(\frac{1}{u_{1h}^3}\right)\cdot(1-\eta_{13});$$

$$\eta_{1h} = \left(1 - \frac{1}{5.6}\right)\cdot(1 - 0.98\cdot 0.96) = 0{,}95,$$

де $\eta_{13}$ - ККД передачі при зупиненому водилі;

$$\eta_{13} = \eta_{12} = \eta_{23} = 0{,}99\cdot 0{,}96 = 0{,}94.$$

$\eta_{12}$ =0,98 - ККД зовнішнього зубчатого зацепления;

$\eta_{23}$ =0,96 - ККД внутрішнього зубчатого зацепления.

Повний ККД редуктора з врахуванням втрат в парі підшипників($\eta_п$ =0,99):

$\eta_{ред} = \eta_{1h}^3\,\eta_{п} = 0{,}95^3\cdot 0{,}99 = 0.85$;(ККД редуктора з трьох ланок).

Розрахуємо момент на шестерні(приймемо $K_I = 1{,}5$; )

Приведене число сателітів с:

$$c\,` = c - 0{,}7 = 3 - 0{,}7 = 2{,}3;$$

тоді розрахунковий момент на шестерні:

$$M_1 = M_{пл3} \cdot K_1 / c` = 54{,}24 \cdot 1{,}5/2{,}3 = 35{,}37 \text{ (Нм)};$$

5. Розрахунок зачеплення на витривалість зубців

Обираємо для всіх зубчатих коліс середньо леговану Сталь 40Х(поковка); межа міцності σ1 = 900Н/мм ², термічна обробка – об'ємне гартування. За довідником середня твердість зубців НВ 350, тому призначаємо середню твердість зубців сонячного колеса HRC 40, сателітів HRC 38.

Допустиме контактне напруження визначимо за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_{HL}}{[n]_H} = \frac{18 \cdot 38 \cdot 150}{12} = 695 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}\right);$$

де $\sigma_{Hlim} = 18\,\text{HRC} + 150$; $[n]_H$=1,2; $K_{HL} = 1$;[2]

Допустиме напруження згину для зубців сонячного колеса визначається за формулою:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{[\sigma]_{Flim} \cdot b}{[n]_F} = \frac{550}{1.8} = 305 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}\right);$$

Допустимі напруження згину для сателіта, що піддається знакозмінним напруженням, визначаємо за тією ж формулою, але зі зміненими значеннями коефіцієнтів, що враховують умови роботи сателітів $[n]_F$=2;$K_{FG} = 0.7$:

$$[\sigma]_{F2} = \frac{[\sigma]_{Flim} \cdot b}{[n]_F} K_{FG} = \frac{550 \cdot 0.7}{2} 192 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}\right);$$

Міжосьова відстань $a_{\omega 12}$ визначається з умови контактної витривалості активних поверхонь зубців

$$a_{\omega 12} = (u + 1)\sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H}\right)^2} = \frac{M_1 K_H}{\psi_{ba} u_{12} c},$$

визначаємо значення коефіцієнта ширини колеса $\psi_{ва}$ у випадку трьох сателітів за формулою:

$$\psi_{ва} = \frac{1.5}{u_{12}+1} = \frac{1.5}{5.6} = 0.27;$$

таким чином

$$a_{\omega 12} = \frac{54.24 \cdot 1.5}{0.27 \cdot 3 \cdot 2.3} = 43.67 (\text{мм}).$$

Модуль зачеплення при сумарній кількості зубців:

$$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = 20 + 36 = 56;$$

$$m = 2\ a_{\omega 12}/Z_\Sigma = 2 \cdot 43{,}67/56 = 1{,}5;$$

За стандартом обираємо модуль рівним 0,8. Для підвищення витривалості найбільш навантаженої ланки шляхом заміни одного сателіта їх парою.

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a_{\omega 12} = (u + 1)\frac{mZ_\Sigma}{2} = 0.8 \cdot \frac{56}{2} = 22.4\ (мм);$$

Ширина зубчастих коліс

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega 12} = 0{,}27 \cdot 22{,}4 = 6{,}05 (мм);$$

Вважаючи, що сонячне колесо буде плаваючим збільшуємо ширину центральних коліс на 1 мм на кожну сторону($\Delta$=2):

$$b_1 = b_3 = b_2 + 2\Delta = 6{,}05 + 2 = 8{,}05\ (мм);$$

Для перевірки величини σ1 уточнюємо коефіцієнт

$$K_H = K_{Ha} + K_{H\beta} + K_{Hv}\ ,$$

Приймаємо $K_{Ha} = 1.15;\ K_{H\beta} = 1.25;\ \ K_{Hv} = 1.1;$

$$K_H = 1.15 \cdot 1.25 \cdot 1.1 = 1.6;$$

За формулою знаходимо:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_\omega}\sqrt{\frac{M(u_{12}+1)^3 K_H}{bu_{12}c}} = \frac{310}{22.4}\sqrt{\frac{54.24 \cdot 1000 \cdot (5.6+1)^3 1.6}{8.05 \cdot 5.6 \cdot 2.3}} = 678.8$$

Відхилення від $\sigma_H$ : $\frac{695-678.8}{695} \cdot 100 = 2.33\%$(*допускається до* 10%);

Розрахункові навантаження згину ніжки зуба прийнято визначати для зубців того з коліс, для якого відношення $[\sigma]\ \ /Y_F$ менше, за ГОСТ 21354-75 для шестерні при Z=20 $Y_{F1} = 4.09$ ;для колеса при Z=36 $Y_{F1} = 3.62$

Відношення:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{305}{4.09} = 74.5 \text{ і } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{192}{3.62} = 53\ ,$$

Отже, розрахунок слід вести по сателіту.

Колова швидкість в зачепленні зовнішньої пари 1,2 відносно системи координат, зв'язаної з осями зубчастих коліс(відносно водила h):

$$v^h = \frac{d_1\omega_1^h}{2 \cdot 1000} = \frac{16 \cdot 16.45}{2 \cdot 1000} = 0.13\left(\frac{м}{с}\right);$$

Значення коефіцієнта навантаження $K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} = 1.2 \cdot 1.18 = 1.41$;

Розрахункове напруження згину по формулі:

$$\sigma_{F2} = \frac{2M_1K_FY_F}{cmbd} = \frac{2 \cdot 54.24 \cdot 1.4 \cdot 3.6}{2.3 \cdot 0.8 \cdot 8.05 \cdot 28.8} = 128.2\left(\frac{Н}{мм^2}\right);$$

Умова $\sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}$ витримана.

6. Геометричний розрахунок передачі

Діаметри ділильних кіл, мм по формулі:

$$d = mz;$$

$$d_1 = 0.8 \cdot 20 = 16(мм);$$

$$d_2 = 0.8 \cdot 36 = 28.8(мм);$$

$$d_3 = 0.8 \cdot 92 = 64.4(мм);$$

Діаметри кіл виступів і впадин для коліс із зовнішніми зубцями:

$$d_a = d + 2 \cdot m;$$

$$d_{a1} = 16 + 2 \cdot 0.8 = 17.6(мм);$$

$$d_{a2} = 28{,}8 + 2 \cdot 0.8 = 30{,}4(мм);$$

$$d_a = d - 2.5 \cdot m;$$

$$d_{f1} = 16 - 2.5 \cdot 0.8 = 14(мм);$$

$$d_{f2} = 28.8 - 2.5 \cdot 0.8 = 26.8(мм);$$

Для коліс із внутрішнім зачепленням:

$$d_{a3} = d_3 - 2m + \frac{15.2 \cdot m}{Z_3}$$

$$d_{a3} = 64.4 - 2 \cdot 0.8 + \frac{15.2 * 0.8}{92} = 62.8(мм);$$

$$d_{f3} = d_3 + 2{,}5 \cdot m;$$

$$d_{f3} = 64{,}4 + 2.5 \cdot 0.8 = 68{,}4(мм);$$

7. Зусилля в зачеплені

Окружне зусилля в зачепленні знаходимо за формулою:

$$P_{12}=P_{21}=P_{23}=P_{32}=\frac{2M}{d_1}=\frac{2\cdot 54.24}{16}=678(H);$$

Радіальне зусилля:

$$P = Ptg\alpha = 678\cdot tg20° = 276,48(H);$$

Навантаження на вісь сателіта:

$$P_{2h} = P_{h2} = 2 \cdot P_{12} = 2 \cdot 678 = 1356(H);$$

Відцентрова сила при таких швидкостях незначна тому нею можна знехтувати.

Основні параметри редуктора зведемо в таблицю.

Таблиця 1.8.2.

**Основні параметри планетарного редуктора**

| | Найменування параметру | Числове значення |
|---|---|---|
| 1 | Кутова швидкість ведучого валу n1, об/хв | 6000 |
| 2 | Кутова швидкість вихідного валу n2, об/хв | 193,4 |
| 3 | Момент на ведучому валу $M_1$, Нм | 0,33 |
| 4 | Момент на вихідному валу $M_в$, Нм | 54,24 |
| 5 | Передаточне відношення редуктора | 173 |
| 6 | Число сателітів с | 3 |
| 7 | Модуль зачеплення m, мм | 0,8 |
| 8 | Число зубців коліс ланки редуктора Z | $Z_1$=20; $Z_2$=36; $Z_3$=92; |
| 9 | Ділильний діаметр коліс d, мм | $d_1 = 16$; $d_2 = 28,8$; $d_3 = 64,4$; |

## 1.9. Розрахунок приладу працездатності

Проводимо розрахунок за схемою кінематичною-функціональною. Приймаємо, що сила з якою важіль приладу притискається до стінки свердловини рівна 80 Н. Вважаємо, що сила діє перпендикулярно до важеля. Довжина важеля рівна 450 мм. Тоді момент, що потрібно створити приладом рівний:

$$M = F \cdot l = 65 \cdot 0.45 = 29{,}25(Нм), \qquad (1.20)$$

Радіус кулачка рівний 12мм. Тому розрахуємо силу яку потрібно прикласти до штовхача, щоб забезпечити необхідний момент:

$$F = \frac{M}{R} = \frac{29{,}25}{0.12} = 243{,}75(H), \qquad (1.21)$$

Тепер розрахуємо силу яка діє на штовхач з боку кульково-гвинтової передачі, де крутний момент що діє на гайку рівний моменту на вихідному валу редуктора M=54,24 Нм, d=15 мм.

$$F = \frac{2M * tg(\alpha)\eta}{d} = \frac{2 * 54.24 * 0.36 * 0.98}{0.15} = 255{,}14(H), \qquad (1.22)$$

Таким чином розрахований привід каверноміра забезпечує необхідне зусилля притискання важелів до стінки свердловини.

Пружини підберемо за аналогом приладу (свердловинний модуль кавернометрії КП2-М2):

- довжина ненавантаженої пружини 210 мм;
- довжина стиснутої пружини 176 мм;
- діаметр дроту 5мм;
- крок 6 мм;
- кількість витків пружини 38;
- діаметр середній 20 мм;
- внутрішній діаметр 15 мм;
- жорсткість пружини 300 Н/мм.

## 1.10. Програма для розрахунку основних параметрів редуктора

Виконаємо програму для розрахунку основних параметрів редуктора з циліндричною зубчатою передачею за допомогою алгоритмічної мови **Python** (текст програми приведено нижче).

program reduktor;

```
print('Calculation of gearbox')
print('---------------------')
print('Data entry')
print('--------------------')
n = float(input('Enter the number of gear units: n='))
m1 = float(input('Enter module a pair of wheels: m1='))
z1 = float(input('Enter the number of teeth first wheel: z1='))
z2 = float(input('Enter the number of teeth second wheel: z2='))
d1 = m1 * z1
d2 = m1 * z2
da1 = d1 + 2 * m1
da2 = d2 + 2 * m1
df1 = d1 - 2,5 * m1
df2 = d2 - 2,5 * m1
a1 = (m1 * (z1 + z2) / 2)
i12 = z2 / z1


if n>1 :
  m2 = float(input('Enter module a pair of wheels: m2='))
  z3 = float(input('Enter the number of teeth third wheel: z3='))
  z4 = float(input('Enter the number of teeth fours wheel: z4=' ))
  d3 = m2 * z3
  d4 = m2 * z4
  da3 = d3 + 2 * m2
  da4 = d4 + 2 * m2
  df3 = d3 - 2,5 * m2
  df4 = d4 - 2,5 * m2
  a2 = (m2 * (z3+z4) / 2)
  i34 = z4 / z3
  print('------------------')
  print('Result')
  print('i34=', i34,' d3=',d3,'mm',' d4=',d4,'mm')
  print('da3=',da3,'mm',' da4=',da4,'mm' )
  print('df3=',df3,'mm',' df4=',df4,'mm' )
  print('Median distance a2=', a2,'mm')

else :
  print('------------------')
  print('Result')
  print('i12=', i34,' d1=',d1,'mm',' d2=',d2,'mm')
  print('da1=',da1,'mm',' da2=',da2,'mm' )
```

```
print('df1=',df1,'mm',' df2=',df2,'mm' )
print('Median distance a1=', a1,'mm')
```

Результати отримані внаслідок проведеного розрахунку двохступінчатого редуктора співпадають з отриманими вище (рис. 1.10.1).

```
Python 3.6.1 (default, Dec 2015, 13:05:11)
[GCC 4.8.2] on linux
Calculation of gearbox
---------------------
Data entry
--------------------
Enter the number of gear units: n=2
Enter module a pair of wheels: m1=0.5
Enter the number of teeth first wheel: z1=24
Enter the number of teeth second wheel: z2=24
Enter module a pair of wheels: m2=0.5
Enter the number of teeth third wheel: z3=17
Enter the number of teeth fours wheel: z4=34
-----------------
Result
i34= 2.0  d3= 8.5 mm  d4= 17.0 mm
da3= 9.5 mm  da4= 18.0 mm
df3= (6.5, 2.5) mm  df4= (15.0, 2.5) mm
Median distance a2= 12.75 mm
>
```

Рис. 1.10.1. Результати виконання програми для розрахунку двохступінчатого редуктора

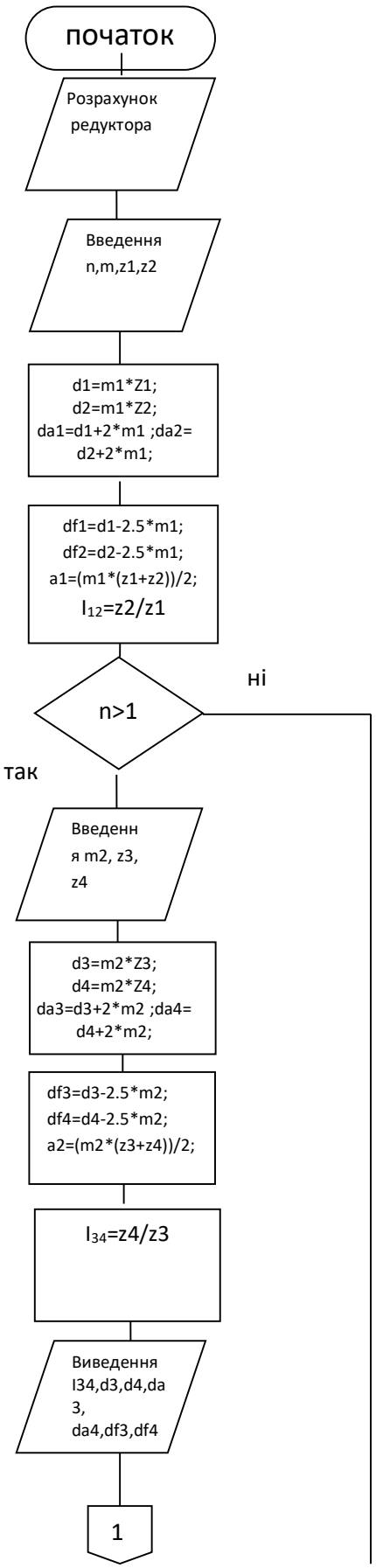
Дана програма призначена для розрахунку геометричних параметрів циліндричної двохступінчатої зубчатої передачі редуктора приводу каверноміра механічного. Опис роботи програми виконаємо за схемою алгоритму і таблицею ідентифікаторів[6].

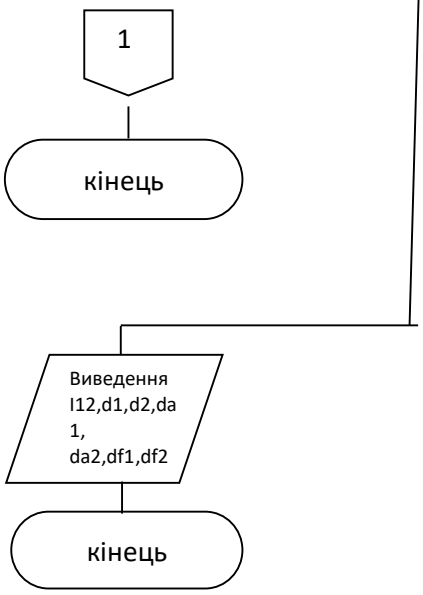
Таблиця 1.10.1

**Таблиця ідентифікаторів**

| Параметр | Позначення в пояснювальній записці | Позначення в програмі | Розмірність |
|---|---|---|---|
| **Розрахунок геометричних параметрів редуктора** | | | |
| Ділильний діаметр колеса(n-го), де n=1..4 | *dn* | Dn | мм |
| Модуль | *m* | m | мм |
| Діаметр вершини зуба | *da* | da | мм |
| Діаметр вершини впадини | *df* | df | мм |
| Передаточне відношення ланки | $i_{kj}$ | $i_{kj}$ | 1 |
| Міжосьова відстань | $a_{kj}$ | $a_{kj}$ | мм |
| Кількість ланок редуктора | *n* | *n* | 1 |
| Кількість зубців колеса, де n – номер колеса | *Zn* | *Zn* | 1 |

## 1.10.1. Алгоритм роботи програми






Дана програма істотно спрощує процес одержання результатів розрахунків, скорочує час одержання результатів, дає можливість зробити оптимізацію параметрів.

## 1.11. Методика проведення випробувань каверноміра

В промислових умовах каверномір випробовують на зовнішній гідростатичний тиск і температуру, що відповідають реальним умовам в яких буде працювати прилад. Також проводять випробування готового виробу на транспортне трясіння.

### 1.11.1. Випробування на зовнішній тиск і температуру

Програма проведення випробувань на зовнішній гідростатичний тиск і температуру включає наступн :

1. Спочатку прилад підключають через кабель довжиною 6000 м або через його еквівалент. Після чого опускають в автоклав;
2. Розкривають і закривають важелі блока електромеханічного, фіксуючи час їх розкриття і закриття;
3. Поступово підвищують температуру і тиск в автоклаві до 121 МПа і 180°С. після чого повторюють пункт 2;

4. Витримують заданий тиск і температуру протягом 2 годин, повторюючи розкриття/закриття важелів електромеханічного блоку кожні 30 хв;
5. Поступово опускають температуру і тиск в автоклаві до атмосферного. Після чого повторюють пункт 2.

В ході таких випробувань виявляють робото здатність приладу в реальних умовах.

### 1.11.2. Випробування на транспортну тряску

Метою проведення випробування на транспортну тряску є перевірити на міцність модуль свердловинний на міцність під час транспортування.

Методика випробувань полягає в наступному:

1. Закріплюють каверномір на випробувальному стенді (рис. 1.11.2.1);
2. Проводять випробування тривалістю 2 години згідно зі стандартом СТ ЕАГО-013-01.

Рис. 1.11.2. Стенд для випробування на транспортне трясіння з закріпленим на ньому приладом

В результаті контролюється цілісність конструкції після тряски на стенді.

Прилад, що пройшов випробування відправляється замовнику[8].

## Висновки

В проектно-конструкторському розділі ДПБ було виконано наступне:

1. Проведено огляд літератури присвяченої питанням кавернометрії та профілометрії необсаджених свердловин. Розглянуто існуючі конструкції каверноміра механічного(КМ) і умови роботи свердловинної апаратури;
2. Розглянуто питання точності приладу. Досліджено залежність відносної похибки від радіусу розкриття важелів каверноміра;
3. Розроблено структуру приладу. Розроблено кінематичну функціональну схему електромеханічного блоку каверноміра;
4. Підібрано основні елементи приводу електромеханічного блоку КМ. Виконано розрахунок редуктора і приводу електромеханічного блоку КМ. Виконано розрахунок роботоздатності спроектованого приладу;
5. Розроблено програму на алгоритмічній мові Python для проведення розрахунку геометричних параметрів двохступінчатого прямозубого редуктора;
6. Приведено методику проведення випробувань каверноміра механічного витратоміру.

# 2. Технологічний розділ

## 2.1 Стислий опис редуктора

Редуктор – це механізм, що призначений для передачі руху від двигуна до інших елементів приводу каверноміра механічного зі зменшенням швидкості обертання вихідного валу пропорційно передавальному відношенню редуктора, а також для передачі крутного моменту, що приведе до зниженням кутової швидкості вихідного валу при цьому крутний момент на ньому зростає.

Редуктор являє собою двохступінчасту прямозубу передачу. Друга ступінь служить для забезпечення обертання вихідного вала в тому ж напрямку, що і вхідний вал.

Поводок 2 приводиться в рух двигуном. Далі через шестерню 10, що знаходиться на осі 4 відбувається передача руху до вихідного вала 1. Передаточне число першої ланки рівне 2, а другої 1. На вісь і вали пресовано підшипники 15, які встановлюються в корпус разом із шайбами 5 і 8.

Елементи редуктора змонтовані у відкритому циліндричному корпусі, оскільки редуктор працює в мастилі і не потребує захисту від зовнішнього середовища. Для більшої наочності на рис. 2.2 зображено 3D – модель редуктора.

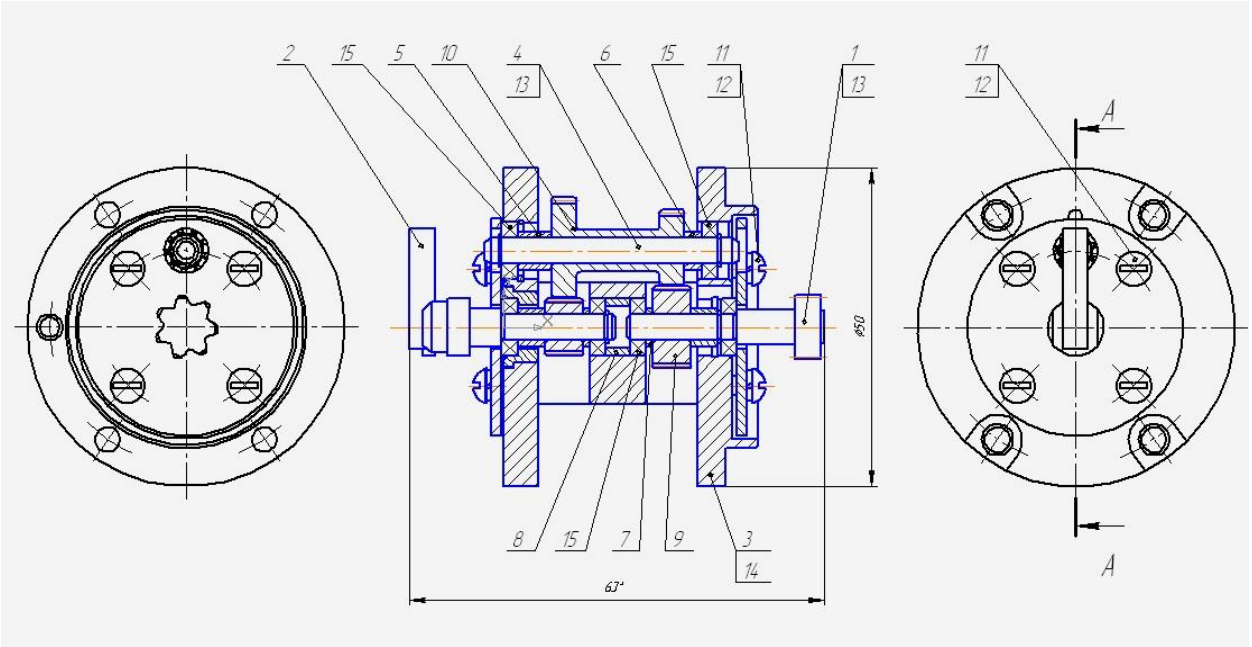



Рис. 2.1 Складальне креслення редуктора

1 – Вал
2 – Поводок
3 – Корпус
4 – Вісь
5 – Шайба
6 – Шайба
7 – Шайба
8 – Шайба
9 – Колесо
10 – Колесо

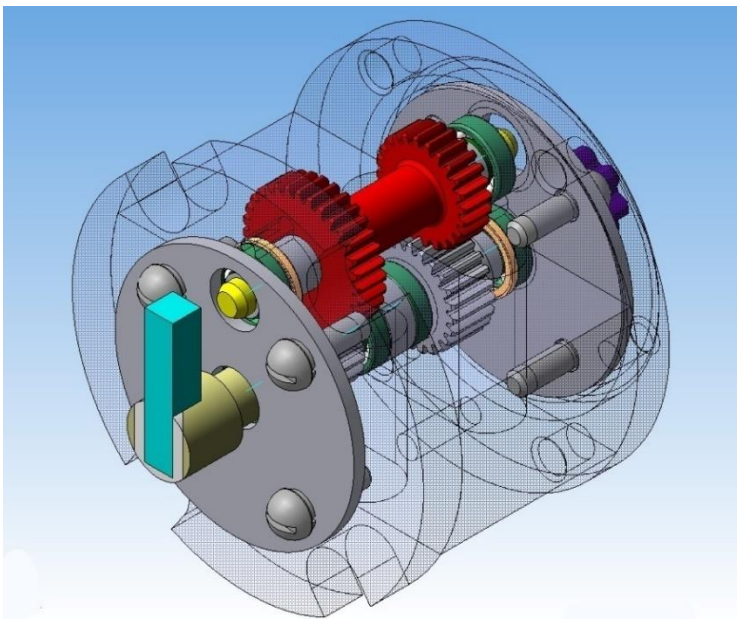


Рис. 2.2 Редуктор. 3D - модель

11 – Гвинт
12 – Шайба
13 – Кільце
14 – Кільце
15 - Підшипник

## 2.2 Відпрацювання складальної одиниці на технологічність

### 2.2.1. Визначення основних показників технологічності

Абсолютний показник техніко – економічної трудомісткості виготовлення $T_u$ можна виразити за формулою суми нормо – годин, які затрачаються на виготовлення виробу $T_u = \sum_i T_i$, де $T_i$ - трудомісткості виготовлення та дослідження і – тої складової частини виробу в нормо – годинах.

Рівень технологічності конструкції по трудомісткості виготовлення $K_{У.Т.}$ визначається, як відношення, що прямо пропорційно досягнутій трудомісткості $T_В$ та протилежно пропорційно базовому показнику трудомісткості виготовлення $T_{Б.В}$.

В редуктор складається з двох складальних одиниць (Вал $T_i$=20 і Поводок $T_i$=36) і 8 деталей(корпус $T_i$=12, вісь $T_i$=2, 4 шайби $T_i$=1 , 2 зубчастих колеса $T_i$=15).

За формулою (2.1) визначаємо абсолютний техніко-економічний показник трудомісткості виготовлення $T_u$ :

$T_u = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6$ = 20 + 36 + 12+2+1+15 = 86 (нормо годин).

$T_{Б.В}$ =90 н.год.:

$$K_{У.Т.} = \frac{T_В}{T_{Б.В.}}. \qquad (2.1)$$

$$K_{У.Т.} = \frac{86}{90} = 0.95.$$

Попередній розрахунок $K_{У.Т.}$ при проектуванні даного приладу можна проводити за допомогою попередніх розрахунках трудомісткості

виготовлення основних складових частин, використовуючи дослідно – статистичні дані по виробам – представникам та кориктуючим коефіцієнтам.

Технологічна собівартість виробу $C_T$ визначається як сума затрат на одиницю виробу:

$$C_T = C_M + C_З + C_{Ц.В.}, \qquad (2.2)$$

де $C_M$ – коштовність матеріалів, затрачених на виготовлення виробу;

$C_З$ – заробітна платня працівників з нарахуваннями;

$C_{Ц.В.}$ – цехові затрати, які включають в себе затрати на електроенергію, яка споживається обладнання, на ремонт та амортизацію обладнання, інструменти, на змащуючі, охолоджуючі, обтираючі та інші матеріали, які передбачені процесом виготовлення виробу.

$$C_T = 173{,}55 + 4839{,}71 + 62{,}5 = 5075{,}76 грн \ ,$$

Рівень технологічності конструкції по технологічній собівартості визначається, як відношення досягнутої собівартості виробу $C_T$ та технологічної собівартості базового виробу $C_{Б.Т}$=5200 грн.:

$$K_{Р.С.} = \frac{C_T}{C_{Б.Т.}}, \qquad (2.3)$$

$$K_{Р.С.} = \frac{5075.76}{5200} = 0.97 \ ,$$

Попередній розрахунок $K_{Р.С.}$ При проектуванні виробу можна виконувати за приближеними розрахунками собівартості, використовуючи дослідно – статистичні дані по виробам – представникам та корегуючі коефіцієнти.

### 2.2.2. Визначення додаткових показників технологічності

Коефіцієнт уніфікації виробу $K_У$ визначається по формулі:

$$K_у = \frac{Е_у + Д_у}{Е + Д}, \qquad (2.4)$$

де $Е_у = Е_{у.з.} + Е_{у.п.} + Е_{з.б.}$ – число уніфікованих складальних одиниць в приладі; ($Е_у$=2)

$Д_у = Д_{у.з.} + Д_{у.п.} + Д_{з.б}$ – число уніфікованих деталей, які є складовими частинами виробу та тих які не увійшли в $Е_у$ ( стандартні вироби);

$$Д_у = 8+0+0=8 ,$$

$Е_{у.з}$ та $Д_{у.з}$– відповідно число куплених складальних одиниць та деталей;

$Е_{з.б}$ та $Д_{з.б}$ – відповідно число стандартних складальних одиниць та деталей;

$Е = Е_у + Е_{о.р.}$ - кількість складальних одиниць у виробі;

$$Е=0+2=2 ,$$

$Д = Д_{у.} + Д_{о.р.}$– кількість деталей, які є складовими частинами виробу(Д=10);

$$Д=2+8=10 ,$$

$Е_{о.р.}$ та $Д_{о.р.}$ – відповідно число оригінальних складальних одиниць та деталей.

Показник уніфікації виробу виражає уніфікацію виробу, враховуючи всі його складові частини, за виключенням деталей які скріплюють деталі. Коефіцієнт уніфікації характеризує доцільність конструкції, яку проектують.

$$K_у = \frac{2+2}{2+10} = 0.37,$$

$K_у = 0{,}37$ . Так як 0,35 < $K_у$ < 0,5, то технологічність добра.

Коефіцієнт уніфікації складальних одиниць $К_{у.С.}$ визначається, як відношення кількості уніфікованих складальних одиниць до загальної кількості складальних одиниць у виробі:

$$K_{у.С.} = \frac{E_у}{E}, \qquad (2.5)$$

$$K_{у.С.} = 0,$$

Коефіцієнт уніфікації деталей виробу $К_{У.Д.}$ дорівнює відношенню кількості уніфікованих деталей до загального числа деталей у виробі, виключаючи закріплюючі:

$$К_{У.Д.} = \frac{Д_У}{Д}, \qquad (2.6)$$

$$К_{У.Д.} = \frac{2}{10} = 0{,}2,$$

Так як $0{,}2 < К_{у.д} < 0{,}6$, то технологічність задовільна.

Коефіцієнт уніфікації конструктивних елементів $К_{У.Е.}$ – визначається за формулою:

$$К_{У.Е.} = \frac{Q_{У.Е.}}{Q_Е}, \qquad (2.7)$$

$$К_{У.Е.} = 0,$$

де $Q_{У.Е.}$ – число уніфікованих типорозмірів конструктивних елементів;

$Q_Е$ – число типорозмірів конструктивних елементів у виробі. Прикладом конструктивних елементів у виробі є різьба, кріплення, фаска, проточка та ін.

Коефіцієнт стандартизації виробу $К_{ст}$ визначається за формулою:

$$К_{ст} = \frac{Е_{ст} + Д_{ст}}{Е + Д}, \qquad (2.8)$$

де $Е_{ст} = Е_{ст.З} + Е_{ст.П} + Е_{ст.В}$ – число стандартних складальних одиниць у виробі;

$Д_{ст} = Д_{ст.З} + Д_{ст.П} + Д_{ст.В}$ - число стандартних деталей, які є складовими частинами виробу та не ввійшли в $Е_{ст}$ (стандартні деталі не враховуються);

$Е_{ст.З}$ та $Д_{ст.З}$ – відповідно число складальних одиниць та виробів;

$Е_{ст.п}$ та $Д_{стП}$ – відповідно число покупних стандартних складальних одиниць та та деталей;

$Е_{ст.В}$ та $Д_{ст.В}$ – відповідно число складальних одиниць та деталей, стандартизація, яких проводиться при розробці даного виробу.

Показник $К_{ст}$ виражає стандартизацію виробу, враховуючи всі складові частини, крім закріплюючих деталей. Стандартні складальні одиниці та деталі, які входять в інші стандартні складальні одиниці не враховуються.

Коефіцієнт стандартизації складальних одиниць $К_{ст.о}$ визначається як відношення числа стандартних складальних одиниць до числа складальних одиниць:

$$K_{ст.о} = \frac{E_{ст}}{E}\ , \qquad (2.9)$$

$$K_{ст.о} = 0\,,$$

Коефіцієнт стандартизації деталей $К_{ст\ д}$ дорівнює відношенню числа стандартних виробів до загальної кількості деталей (крім скріплюючих), які є складовими частинами виробу:

$$K_{ст.д} = \frac{Д_{ст}}{Д}\,, \qquad (2.10)$$

Коефіцієнт повтору $К_{Пов}$ визначається за формулою:

$$K_{Пов} = 1 - \frac{Q}{E + Д}\,, \qquad (2.11)$$

де Q – число найменувань складових частин;

(Е+Д) – загальне число складових частин у виробі.

$$K_{Пов} = 1 - \frac{1}{2+10} = 0{,}92\,.$$

### 2.2.3. Комплексний показник технологічності виробу

Комплексні показники технологічності конструкції характеризує не окремі часні показники технологічності, а групи цих признаків (показники) технологічності конструкції виробу.

Технологічність конструкції виробу може бути характеризованою лише одним з багатьох комплексних показників, це трапляється рідше, декількома,

поєднуючи ці групи часних показників або виражаючи різні види технологічності конструкції виробу.

Методика визначення комплексних показників враховує різну економічну ефективність показників, які входять, шляхом введення коефіцієнтів економічної ефективності $К_Е$ часних показників технологічності виробу. Цей коефіцієнт знаходиться в проміжку $0 < К_Е \leq 1$. при цьому рекомендується коефіцієнти економічної ефективності визначати з умови:

$$\sum_{i=1}^{n} K_E = 1, \qquad (2.12)$$

Допускається коефіцієнт економічної ефективності показників технологічності визначається з умови:

$$K_E^{MAX} = 1, \qquad (2.13)$$

Комплексний показник технологічності визначається за формулою:

$$K = \frac{K_1 K_{1E} + K_2 K_{2E} + ... + K_n K_{nE}}{K_{1E} + K_{2E} + ... + K_{nE}} = \frac{\sum K_i K_{iE}}{\sum K_{iE}}, \qquad (2.14)$$

де К – комплексний показник технологічності;

Таблиця 2.1 Комплексні показники технологічності

$$K = \frac{0.95 \cdot 0.2 + 0.97 \cdot 0.15 + 0.37 \cdot 0.1 + 0 \cdot 0.1 + 0.2 \cdot 0.1 + 0 \cdot 0.15 + 0.92 \cdot 0.2}{0.2 + 0.15 + 0.1 + 0.1 + 0.1 + 0.15 + 0.2} = 0.577$$

Оскільки К=0,577 що >0.5, тому виріб можна вважати технологічним та запускати його у серійне виробництво.

## 2.3. Схема складального складу

На основі аналізу конструкторської документації складається схема складального складу. Побудова таких схем дає можливість визначити конструктивні та складальні елементи приладу та їх взаємозв'язок, а також уявити проект технологічного процесу зборки. Схема складального складу використовується для аналізу та синтезу приладу та процесу зборки. Під аналізом треба розуміти ступінь розбирає мості приладу в процесі зборки. Під синтезом приладу та збіркового процесу треба розуміти прийняття правил побудови приладу з його елементів та складального процесу його операцій та їх частин.

Схема складального складу використовуються для аналізу та синтезу

| $К_i$ – Часний показник технологічності | Значення $К_i$ | $К_{iE}$ – Коефіцієнт економічной еквівалентності | Значення $К_{iE}$ |
|---|---|---|---|
| $К_{У.Т}$ | 0,95 | $К_{1E}$ | 0,2 |
| $К_{Р.С}$ | 0,97 | $К_{2E}$ | 0,15 |
| $К_{У}$ | 0,37 | $К_{3E}$ | 0,1 |
| $К_{У.С.}$ | 0 | $К_{4E}$ | 0,1 |
| $К_{У.Д.}$ | 0,2 | $К_{5E}$ | 0,1 |
| $К_{У.Е}$ | 0 | $К_{6E}$ | 0,15 |
| $К_{Пов}$ | 0,92 | $К_{7E}$ | 0,2 |

приладу та процесу складання. Під аналізом потрібно розуміти ступінь розкладання приладу в процесі складання. Під синтезом приладу та складального процесу розуміють прийняття правил побудови приладу з його елементів та складального процесу його операцій та їх частин. Схему можна

використовувати як діспечерський документ, по якому вигідно слідкувати за процесом виготовлення виробу та застосовувати міри, якщо готовність тих або інших елементів не відповідає графіку. В той же час схема складального складу не дає уявлення про послідовність складання та способу забезпечення з'єднання. Схему складального складу показано на рис. 2.2.

## 2.4. Технологічна схема складання

Послідовність складання, способи забезпечення з'єднань, періодичність та зміст процесу регулювання, іспитів та контролю визначає технологічна схема складання. Технологічна схема складання показана на рис. 2.3.

Технологічна схема складання дозволяє вносити зміни в конструкцію приладу, які спрощують технологічний процес. Вона допомагає аналізувати конструкцію приладу з технологічної точки зору, дозволяє вносити зміни в конструкцію приладу, які спрощують технологічний процес.

## 2.5. Технологічний процес складання

Проектування технологічного процесу складання включає в себе вибір найбільш раціональних процесів та способів зборки, визначення послідовності з'єднання деталей та складальних одиниць, регулювання та контролю виробу з призначенням обладнання, робочих та вимірювальних інструментів.

При цьому потрібно передбачати всі мироприємства для забезпечення заданої програми випуску виробів повністю відповідаючи технічним умовам, скорочення трудомісткості, зниження стоїмості виробу.

Проектування технологічного процесу зборки складається з наступних етапів:

- на основі аналізу конструкторської документації розроблюється схема складального складу та технологічна схема зборки;

- обираються організаційні форми зборки з урахуванням особливостей виробу, річної програми випуску та ін.

- проводиться вибір методу зборки виходячи з потреб взаємозамінності та прийнятої організаційної форми зборки;

- обирається технологічний маршрут зборки;

- обирається обладнання робочих місць у відповідності з визначенням зіркових операцій;

- обирається універсальна та проектується спеціальна оснастка;

- для отримання зіркових операцій підбираються допоміжні матеріали;

- встановлюють режими роботи для кожної операції;

- проводиться нормування операції.

Одним з головних моментів при проектуванні технологічного процесу є розробка маршруту складання, яка виявляє у собі перелік операцій в порядку їх виконання. При становленні послідовності операцій необхідно дотримуватись таких принципів:

- початкові операції не повинні ускладнювати виконання наступних операцій та в наступних операціях точність складання повинна збільшуватись;
- при точному складанні розбивка процесу на операції диктується процесом складання;
- операції, на яких можливий брак, виконуються спочатку, а після них виконується операція контролю.

Маршрутний технологічний процес оформлюється в маршрутні карти відповідно до ГОСТ 3.1105.74.

## 2.6 Розрахунок складальної одиниці на точність

До приладів пред'являються вимоги по точності показів або на вихідні параметри при заданих умовах експлуатації. При цьому повинна забезпечуватись надійність роботи та забезпечуватись потрібний строк служби. Всі ці вимоги забезпечуються вірним та обгрунтованим вибором принципової схеми приладу та його конструкції, а також технологією виготовлення деталей та зборки приладу. Одним з основних умов технологічності конструкції приладу при виконанні зборки в серійному та масовому виробництві є взаємозамінність збіркових одиниць та деталей.

В процесі виготовлення приладів не можна обійтись без похибки в виготовленні деталей та збіркових одиниць. Тому вихідні параметри збіркових одиниць та приладів відрізняються від номінальних значень.Врахувати вплив на вихідні параметри збіркових одиниць або приладу – це означає здійснити розрахунок геометричної точності та розрахунок приладу на фізичну взаємозамінність.

Необхідна точність зборки (геометрична точність) може забезпечуватись різними методами в залежності від вимог точності та програми випуску. В приладобудуванні застосовують п'ять методів забезпечення точності:

- метод повної взаємозамінності;
- метод часткової (неповної) взаємозамінності;
- метод підбору ( групова взаємозамінність);
- метод регулювання;
- метод пригонки (підбір або виготовлення "по місту").

Розрахунок геометричної точності зводиться до розрахунку розмірного ланцюга. По ГОСТ 16319 – 80 розрізняють пряму та зворотну задачі розрахунку розмірних ланцюгів.

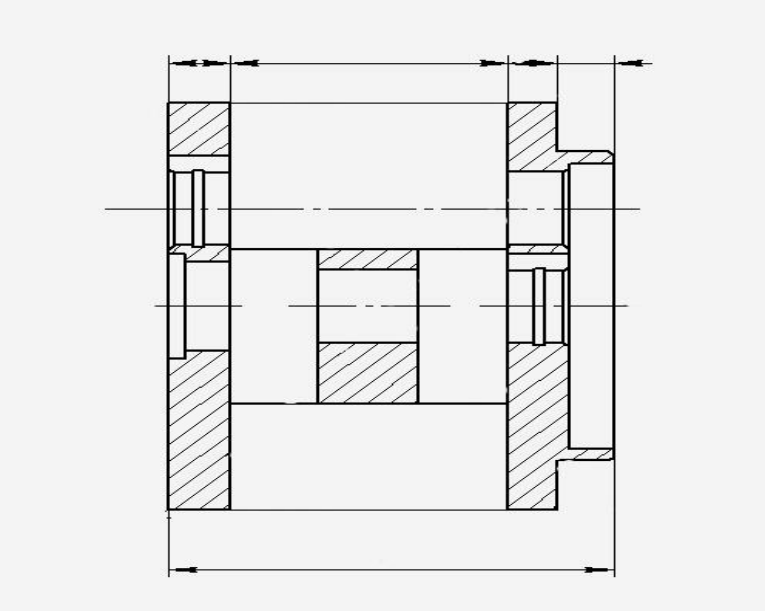


Рис. 2.3 Розмірний ланцюг

$A_1$=40 допустиме відхилення δ=+0,16 – збільшуюча ланка;

$A_2$=5,5 допустиме відхилення δ=-0,075 – зменшуюча ланка;

$A_3$=25 допустиме відхилення δ=+0,13– зменшуюча ланка;

$A_4$=5 допустиме відхилення δ=-0,075 – зменшуюча ланка.

Так як усі ланки розмірного ланцюга паралельні, то номінальний розмір замикаючого ланцюга

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^{1} A_i - \sum_{i=2}^{5} A_i = 40 - (5{,}5 + 25 + 5) = 4.5 мм,$$

Визначимо допуск замикаючого ланцюга у випадку взаємозаміни

$$\delta_\Delta = \sum_{i=1}^{4} |\delta_i| = (0{,}16 + 0{,}075 + 0{,}13 + 0{,}075) = 0{,}44,$$

$$K_з = \sum_{i=1}^{1} K_i - \sum_{i=2}^{4} K_i = 0{,}08 - (-0{,}038 + 0{,}065 - 0{,}038) = 0.091,$$

Верхнє та нижнє відхилення розміру замикаючого ланцюга

$$\delta_{\Delta в} = K_з + 0{,}5\delta_\Delta = 0{,}09 + 0{,}5 \cdot 0{,}44 = 0{,}31,$$

$$\delta_{\Delta в} = K_з - 0{,}5\delta_\Delta = 0{,}09 - 0{,}5 \cdot 0{,}44 = -0{,}13,$$

Таким чином у випадку взаємозаміни замикаюча ланка А дорівнює $A_\Delta=(4{,}5^{+0{,}31}_{-0{,}13})$мм.

Визначимо допуск замикаючої ланки вірогідніснм методом

$$\delta_\Delta = \frac{1}{3}3\sqrt{\sum_{i=1}^{4}(\delta_i)^2} = \sqrt{0{,}0256 + 0{,}005625 + 0{,}0169 + 0{,}005625} = 0{,}232\ ,$$

З урахуванням коефіцієнтів відносного розсіювання розмірів $\alpha_i$, значення яких для ланки розмірного ланцюга рівні $\alpha_1=0$; $\alpha_2=0{,}1$; $\alpha_3=0$; $\alpha_4=0{,}2$; визначимо координату середину поля розсіяння замикаючої ланки

$$K_з = \sum_{i=1}^{1}(K_i + 0{,}5\alpha_i\delta_i) - \sum_{i=2}^{4}K_i + 0{,}5\alpha_i\delta_i = (0{,}08 + 0{,}5 \cdot 0 \cdot 0{,}16) - (-0{,}038 + 0{,}5 \cdot 0 \cdot 0{,}075) +$$
$$+ (0{,}13 + 0{,}5 \cdot 0 \cdot 0{,}065) + (-0{,}075 - 0{,}5 \cdot 0.2 \cdot 0{,}038) = 0{,}08 + 0{,}038 + 0.13 - 0.079 = 0{,}169\ ,$$

Верхня та нижня границя поля розсіювання замикаючого ланцюга:

$$\delta_{\Delta в} = K_з + \frac{\delta}{2} = 0{,}169 + \frac{0{,}23}{2} = 0{,}284$$
$$\delta_{\Delta в} = K_з - \frac{\delta}{2} = 0{,}169 - \frac{0{,}23}{2} = -0{,}054$$

Таким чином при неповній взаємозаміні замикаючий ланцюг

$A_\Delta=(4{,}5^{+0{,}28}_{-0{,}05})$мм.

## 2.7. Опис спроектованого пристосування

Пристосування, зображене на листі дипломного проекту призначене для регулювання датчиків і визначення похибки при вимірюванні радіусів і діаметрів розкриття важелів.

Пристосування складається з корпуса поз.1, двох рейок поз. 2 на яких встановлені пластини поз.3(по 5 пар пластин на кожній рейці), що відповідає п’ятьом контрольним точкам розкриття важелів електромеханічного блоку каверноміра.

Регулювання датчиків проводиться для забезпечення відповідних нульових опорів датчиків нульовому значенню радіусів, що дозволяє калібрувати прилад по одній точці робочого діапазону.

Для виконання регулювання слід одягти пристосування для калі бровки на корпус електромеханічного блоку. Встановити кожен важіль в упори пристосування, що відповідають вимірюваним радіусам спочатку 300 мм потім 100 мм. При цьому зареєструвати напругу на датчиках по показах цифрового мультиметра. Далі слід визначити напругу на кожному датчику що відповідає радіусу 100 мм, по формулі(2.7.1):

$$\mathbf{U = (U_{300} - U_{100}) / 2 \quad [\,B]\ ,} \qquad (2.7.1)$$

де $\mathbf{U_{300}}$, $\mathbf{U_{100}}$ – значення напруги на датчику при вимірюванні радіусів 300 мм і 100 мм, відповідно, В.

Встановлюють кожен важіль в упори пристосування для калібрування, що відповідають вимірюваним радіусам 100 мм. Обертаючи регулювальні гвинти переміщують повзунки датчиків таким чином, щоб напруги на датчиках відповідали обчисленим по формулі (2.7.1) з похибкою не більше ±0,01 В.

Після чого слід законтрити регулювальні гвинти гайками і перевірити чи не змінилась напруга на датчиках.

## Висновки

При виконані технологічної частини були вирішені наступні задачі:

1. Розраховані основні показники технологічності, допоміжні показники та комплексний показник технологічності **К=0,577** з цього можна зробити висновок що виріб можна вважати технологічним та запускати його у виробництво;

2. Складено технологічну схему складання;

3. Складено схему складального складу;

4. Розроблено технологічний процес складання;

5. Проведено розрахунок складальної одиниці на точність двома методами: повної взаємозамінності та неповної взаємозамінності.

6. Спроектовано пристосування для калібрування характеристики приладу та регулювання датчиків.

## Література


1. “Атлас конструкцій елементів приладових устройств”/під. ред. О.Ф.Тіщенко - М.: Вис. школа 1982г., 115с
2. Довідник конструктора точного приладобудування під ред. К. Н. Явленського. – Л.: Машиностроение 1989 г., 792с
3. *Заворотько Ю. М. Фізичні основи геофізичних методів дослідження свердловин* , М., Недра, 1983. – 208 с.
4. *Зельцман П. А. Конструирование аппаратуры для геофизических исследований скважин. – Недра, 1968. – 180 с.*
5. Модуль скваженный кавернометрии-профилометрии КП2-М2. Руководство по эксплуатации.
6. Немнюгин С.А. TurboPascal. Програмирование на языке высокого уровня: Учебник для вузов. 2-е изд. – СПБ.: Питер, 2005. – 544 с.
7. Первицкий Ю.Д. “Розрахунок і конструювання точних механізмів” - Л.: Машинобудування, 1976 р., 456 с
8. Программа испытаний Модуля скваженного кавернометрии-профилометрии КП2-М2.
9. Румбешта В.О. Основи технології складання приладів: Підручник. – К. : ІСДО, 1993. – 303 с.
10. “Элементы приборных устройств”/под ред. О.Ф.Тищенко.4.1.- М.: Вис. школа 1982г.
11. http://www.servotechnica.spb.ru/sbc/ballscrew.html
12. http://ru.wikipedia.org/