МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

Вивчення конструкції та визначення основних параметрів циліндричного зубчастого редуктора та його деталей

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт

з кредитного модуля «Деталі машин»
«Вантажопідіймальне обладнання ПТС»

для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка»,
професійне спрямування «Інженерія логістичних систем»

Рекомендовано

Вченою радою ММІ

Протокол № від 2014 р.

Київ НТУУ «КПІ»
2014

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

Вивченняконструкції та визначенняосновнихпараметрівциліндричногозубчастого редуктора та його деталей

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт

з кредитного модуля «Деталі машин»
«Вантажопідіймальне обладнання ПТС»

для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка»,
професійне спрямування «Інженерія логістичних систем»

Ухвалено

на засіданні кафедри прикладної механіки

Протокол № від 2014 р.

Київ НТУУ «КПІ»
2014

Вивчення конструкції та визначення основних параметрів циліндричного зубчастого редуктора та його деталей: Метод. вказівки до викон. лабораторних робіт з кредитного модуля «Деталі машин» «Вантажопідіймальне обладнання ПТС» для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка», професійне спрямування «Інженерія логістичних систем» / Уклад. Ю.П. Горбатенко, О.В.Закора. – К.: НТУУ"КПІ" [Електронне видання], 2014, 32 с.

Навчальне електронне видання

Вивченняконструкції та визначенняосновнихпараметрівциліндричногозубчастого редуктора та його деталей

Методичні вказівки

до виконання лабораторних робіт
з кредитного модуля «Деталі машин»
«Вантажопідіймальне обладнання ПТС»
для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка»,
професійне спрямування «Інженерія логістичних систем»

Укладачі: Горбатенко Юрій Павлович, ст.викл.
Закора Оксана Володимирівна, аспірант

Відповідальний редактор Ю.М. Данильченко,
доктор техн. наук, проф.

Рецензент

ЗМІСТ

Вступ 5
1. Мета роботи 7
2. Робоче завдання 7
3. Об’єкт дослідження 7
4. Завдання на підготовку до лабораторної роботи 21
5. Методика вирішення експериментального завдання 21
6. Устаткування, прилади та матеріали 23
7. Заходи безпеки 26
8. Контрольні запитання і завдання 26
9. Програма проведення експерименту. 26
10. Опрацювання результатів експерименту ..... **Ошибка! Закладка не определена.**
11. Оформлення звіту та порядок його подання. Зміст звіту 31
Література 32

Вступ

Робота вантажопідйомних машин і їх окремих механізмів має циклічний характер з частими пусками, зупинками і реверсами в режимах перемінних навантажень. При цьому для даного класу машин актуальні загальноприйняті сучасні тенденції до нарощування продуктивності (зокрема за рахунок підвищення швидкості та скорочення тривалості перехідних процесів), зростання робочих навантажень у поєднанні з підвищеними вимогами точності відтворення траєкторії руху робочих органів і їх позиціонування, збільшення рівнів економічності та надійності.

Задовольнити найбільш повною мірою ці достатньо суперечливі вимоги дозволяє поєднання конструкторських розробок і налаштувань машини (її окремих систем і механізмів) з послідовним вирішенням задач динаміки – аналізу руху в машині (чи її окремому механізмі) з послідовним вирішенням задач динаміки – аналізу руху в машині (чи її окремому механізмі) з урахуванням всіх основних силових факторів, пружних і демпфіруючих характеристик.

З огляду на результати попередніх динамічних досліджень виконують оцінки ресурсів деталей і елементів конструкцій; розробляють системи керування рухом і регулювання параметрів машини (її окремих механізмів) ; при потребі вибирають спеціальні демпфіруючи і розвантажувальні пристрої, призначені для спрощення її динамічних характеристик в заданих межах під час експлуатації.

При динамічному аналізі розглядаються **динамічні моделі машин** (їх окремих механізмів), які з певними наближеннями описують властивості складових кожної машини: двигуна (двигунів), механічної системи керування, нероздільно поєднаних в її структурі.

В задачах динамічного аналізу машин враховують лише ті властивості **двигунів**, які визначають характер їх взаємодії з іншими функціональними частинами.

Ці властивості визначаються зв’язками між вхідними і вихідними параметрами двигуна, тобто між вхідним впливом $u(t)$, сформованим системою керування на вході двигуна, законом зміни узагальненої координати вихідної ланки двигуна (вхідної ланки механічної системи) $q(t)$ і рушійною узагальненою силою $Q(t)$. Вибір тієї чи іншої форми характеристики двигуна, що встановлює зв'язок між цими параметрами і є вибором його динамічної моделі. В залежності від ступеня ідеалізації властивостей двигуна розрізняють його **ідеальну, статичну та динамічну характеристики**.

Механічна система складається із механізмів, які здійснюють передачу і перетворення руху. Динамічна модель механічної системи створюється на підставі дослідження її структури (формули структурної будови механічної системи), з якого визначається вхідна ланка (вхідні ланки), зв’язана з двигуном (двигунами) та робочі органи, які сприймають сили корисного опору. Складання динамічної моделі механічної системи

полягає в абстрагуванні від тих її властивостей, які є несуттєвими для вирішення даної задачі, тобто в ідеалізації реальної системи. В залежності від рівня ідентичності динамічної моделі і реальної системи розрізняють:

- жорсткі машини – найпростіші динамічні моделі механічних систем реальних машин, в яких ланки у вигляді твердих тіл вважаються абсолютно твердими, гнучкі ланки – нерозтяжимими, а кінематичні пари – голономними;
- машини з пружними в'язями – динамічні моделі механічних систем, в яких враховуються деформації ланок і лементів спрягання в кінематичних парах, наявність зазорів у парах та ін.;
- одновимірні ланцюгові системи – динамічні моделі механічних систем, які можуть розглядатись у вигляді систем абсолютно твердих тіл (зосереджених мас), з'єднаних між собою без інерційними пружно дисипативними в'язями, при цьому кожен з твердих тіл, в силу накладених в'язей, має один ступінь свободи;
- багатовимірні системи – динамічні моделі механічних систем, в яких які-небудь з твердих тіл мають більше одного ступеня свободи.

Всі перераховані динамічні моделі механічних систем називають дискретними, вони складаються із абсолютно твердих тіл та безінерційних пружних елементів.

В окремих випадках представлення реальних механічних систем дискретними динамічними моделями є неадекватним. Тоді в системах виділяють елементи, які поєднують пружні і інерційні властивості, а динамічні моделі з такими елементами називають моделями з розділеними параметрами.

В лабораторній роботі механічна система вантажопідіймального механізму, електричного талю, представляється двох масовою динамічною моделлю з пружним безінерційним елементом (зв'язком), канатом. Динамічні навантаження на пружний елемент, канат, які виникають у перехідні періоди руху визначаються розрахунковим та експериментальним методами; через порівняння одержаних результатів встановлюється рівень відповідності прийнятої динамічної моделі реальній механічній системі механізму; розраховуються величини коефіцієнтів динамічності для перехідних періодів руху.

1. Мета роботи

Основна мета: практичне вивчення конструкції, призначення і принципу роботи циліндричного зубчастого редуктора, його окремих вузлів і деталей, шляхом експериментального визначення (вимірювання і обчислення за спеціальними методиками) геометричних параметрів зубчастих передач і окремих коліс редуктора та порівняння їх значень з теоретичними результатами; оцінка співвідношень кінематичних та силових параметрів у редукторі в цілому та на окремих його ступенях.

Додаткова мета: засвоїти основи налаштування постановки і проведення експерименту; навчитися вибирати і використовувати вимірювальні інструменти, пристрої та обладнання; оцінювати похибки вимірювань та застосовувати методи мінімізації їх.

2. Робоче завдання

1. Вивчити конструкцію редуктора то його деталей.
2. Скласти кінематичну схему редуктора.
3. Визначити основні параметри редуктора та занести їх у таблиці 1, 2 та 3.
4. Розробити структуру складального креслення (приклад на рис. 11) та специфікацію на редуктор (приклад рис. 12).
5. Зробити висновки з роботи.
6. Оформити звіт про роботу (тема роботи, мета роботи, кінематична схема редуктора, результати розрахунків параметра редуктора, складальне креслення, специфікація до редуктора, висновки).

3. Об’єкт дослідження

Об’єктом дослідження в лабораторній роботі є зубчастий редуктор.

В загальному випадку зубчастий редуктор це встановлений у закритому корпусі зубчастий механізм з одними чи кількома ступінчасто розміщеними зубчастими зачепленнями, призначений для передачі обертального руху з одночасними зменшенням від входу до виходу кутової швидкості обертання валів та відповідним збільшенням обертального моменту на них. Зубчасті редуктори є одним із найпоширенішим видів передаточних механізмів, що застосовуються в механічних системах машин, зокрема вантажопідіймальних і транспортувальних.

<u>Типові схеми редукторів</u>

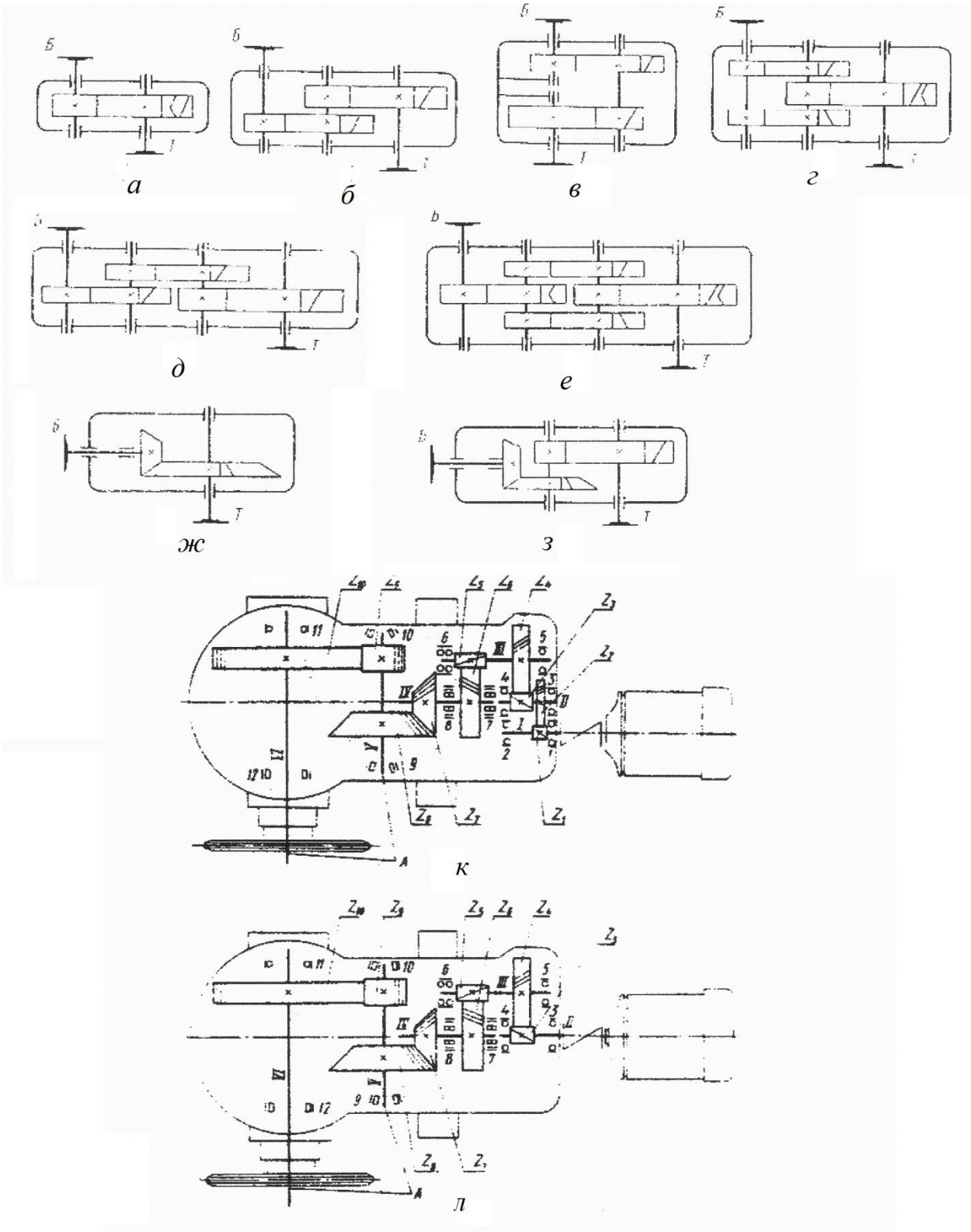

Рис. 1. Типові схеми виконання зубчастих механізмів редукторів (за кількістю зачеплень та способом розміщення їх)

Передаточні числа u_p редукторів типових схем виконання зубчастих механізмів їх, оптимізовані за масогабаритними показниками:

- $u_p \geq 6,3$ (передаточне $u_p \leq 5,0$) – одноступінчастих, рис. 1, а;
- $6,3 \leq u_p \leq 40(50)$ - двохступінчастих, рис. 1, б, в, г, з;

- $25 \le u_p \le 250$ - трьохступінчастих, рис. 1, д, е;
- $81 \le u_p \le 2909$ - чотирьох і пятиступінчастих спеціалізованих редукторів, рис. 1, к, л.

Міжосьові відстані a_{wi} редукторів призначають із ряду R20, передаточні числа – із нормального ряду чисел із знаменником 1, 25 (1-й переважаючий ряд), або із знаменником 1,12 (2-й переважаючий ряд). Серед 2-х ступінчастих редукторів найменші масогабаритні показники виконані порозгорнуті схемі, рис. 1, б – вони найменші по ширині, однак не симетричне розміщення коліс на валах потребує суттєвого підвищення жорсткості (відповідно, діаметрів) останніх для попередження нерівномірного розподілення (концентрації) навантаження по довжині зубця. Цей недолік проявляється більшою мірою при застосуванні в редукторах, що працюють у режимах нерівномірних навантажень, зубчастих коліс з високою твердістю робочих поверхонь зубців і серцевин, які погано припрацьовуються.

У редукторах з роздвоєним швидкохідним ступенем рис. 1, г пара коліс цього ступеня розділена на два напівшеврони у вигляді косозубих пар правої та лівої, один з валів ступеня при цьому розміщується у самовстановлюваних в основному напрямі підшипниках. Завдяки симетричному розміщенню напівшевронів деформація валів тихохідного ступеня не спричиняє скільки-небудь суттєвої концентрації навантажень по довжині зубців на них.

Маса таких редукторів на 20% менша за масу редукторів, виконаних по розгорнутій схемі, рис. 1, б.

Співвідношення міжосьових відстаней тихохідного $a_{w\text{т}}$ і швидкохідного $a_{w\text{ш}}$ ступенів у двохступінчастих редукторах $\frac{a_{w\text{т}}}{a_{w\text{ш}}} = 1{,}12...1{,}6$ – більші значення оптимальні при великих передаточних числах та постійному режимі навантаження; для кранових редукторів рекомендовано $\frac{a_{w\text{т}}}{a_{w\text{ш}}} = 1{,}25$.

Співвісна схема двохступеневого редуктора рис. 1, в забезпечує найменші габарити його. Характерним є приклад застосування цієї схеми у вантажопідіймальному механізмі електричного талю з метою надання компактності конструкції.

Трьохступінчасті редуктори виконують по розгорнутій схемі, рис. 1, д, аналогічній схемі двохступінчастих редукторів, показаній на рис. 1, б, або по схемі з роздвоєним проміжним ступенем, рис. 1, е, яка забезпечує сприятливі умови для роботи швидкохідного та тихохідного ступенів.

Конічні одноступінчасті редуктори, рис. 1, ж, використовуються за обрідності взаємно перпендикулярного розміщення вхідного та вихідного валів і незначних величинах передаточних чисел u_p, при великих значеннях u_p – комбіновані конічно-циліндричні редуктори, рис. 1, з. Швидкохідний ступінь у таких редукторах – конічний. Загальне передаточне чимслодвох- і

багатоступінчастих редукторів розбивають між ступненями у відповідності із заданими умовами оптимізації. основною умовою для редукторів загального призначення є мінімальна маса (відповідно, мінімальний об'єм). Для двоступінчастих не співвісних редукторів доцільно забезпечувати рівність діаметрів коліс швидкохідного та тихохідного ступенів. Відповідно, передаточне число швидкохідного ступеня $u_{ш} = (0,75...1,0)\sqrt[3]{u_p^2}$, де числові коефіцієнти: 0,75 – при перемінному режимі (коефіцієнт довговічності $< 1,0$); 1,0 – при постійному режимі навантаження.

У трьохступінчастих редукторах з огляду на обмеження граничних передаточних чисел пар, зазвичай діаметри коліс швидкохідного ступеня приймають меншими, а коліс проміжного та тихохідного ступенів – близькими один до одного.

У показниках редукторів літерами і цифрами зашифровуються основні їх параметри. Наприклад, маркування Ц2-350-32,42-4М означає: Ц2 – циліндричний двохступінчастий (тип і кількість ступенів); 350 –сумарна міжосьова відстань; 32,42 – загальне передаточне число, ; 4 – схема взаємного розміщення швидкохідного і тихохідного валів; М – тихохідний вал закінчується вінцем у вигляді зубчастої пів муфти (конструкція тихохідного вала).

Загальноприйнятими критеріями оцінки технічного рівня редукторів є відношення маси редуктора m, кг до величини допустимого моменту $T_т$, Нм на тихохідному валу його, $\gamma = \dfrac{m}{T_т}$. Величина γ головним чином залежить від твердості робочих поверхонь зубчастих коліс і для редукторів основних типів із цементованими і загартованими колесами складає $\gamma = 0,03...0,05$ та має тенденцію до зменшення.

<u>Вали та їх опори</u>

Для виготовлення валів застосовується поліпшена (загартована і високовідпущенна) до твердості 270..300НВ сталь марок:

- сталь 45 – діаметрами до 80 мм;
- сталь 40Х – діаметрами 80…125 мм;
- сталь 40НХ, 45 ХЦ, 35ХМ – діаметрами 125…200 мм;
- сталі 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА – високо напружені вали.

Швидкохідні вали також виготовляються із цементованої сталі марок 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, твердість на поверхнях цапф після термообробки 56…62 HRC; азотованої сталі марки 38Х2МЮА та ін.., твердість поверхонь HV 800…1000.

Опори валів редукторів, як правило виконують на підшипниках кочення. підшипники кочення застосовують при стиснених діаметральних габаритах (параметричні передачі) та при жорстких вимогах до віброакустичних властивостей. Крім власне підшипників опори валів у корпусах комплектуються кришками (з отвором чи глухою) та ущільненнями, переважно монтажного типу.

Спосіб розміщення підшипників в опорах вала повинен забезпечувати необхідну радіальну і осьову фіксацію його, не викликаючи при цьому додаткових (непродуктивних) навантажень від температурних деформацій, монтажних перекосів і перетяжок та ін..

Вибір типу підшипників для опор вала редуктора головним чином обумовлюється розподіленням у радіальному та осьовому напрямках навантажень на опору, яке в свою чергу залежить від виду передачі на даному ступені редуктора.

Розподілення навантажень за напрямками в опорах та відстані між ними визначає спосіб розміщення підшипників у опорах: фіксований чи рухомий (плаваючий).

Радіальні підшипники

Радіальні підшипники застосовуються у опорах, де основна складова навантаження відсутня повністю або не перевищує 30% від радіального.

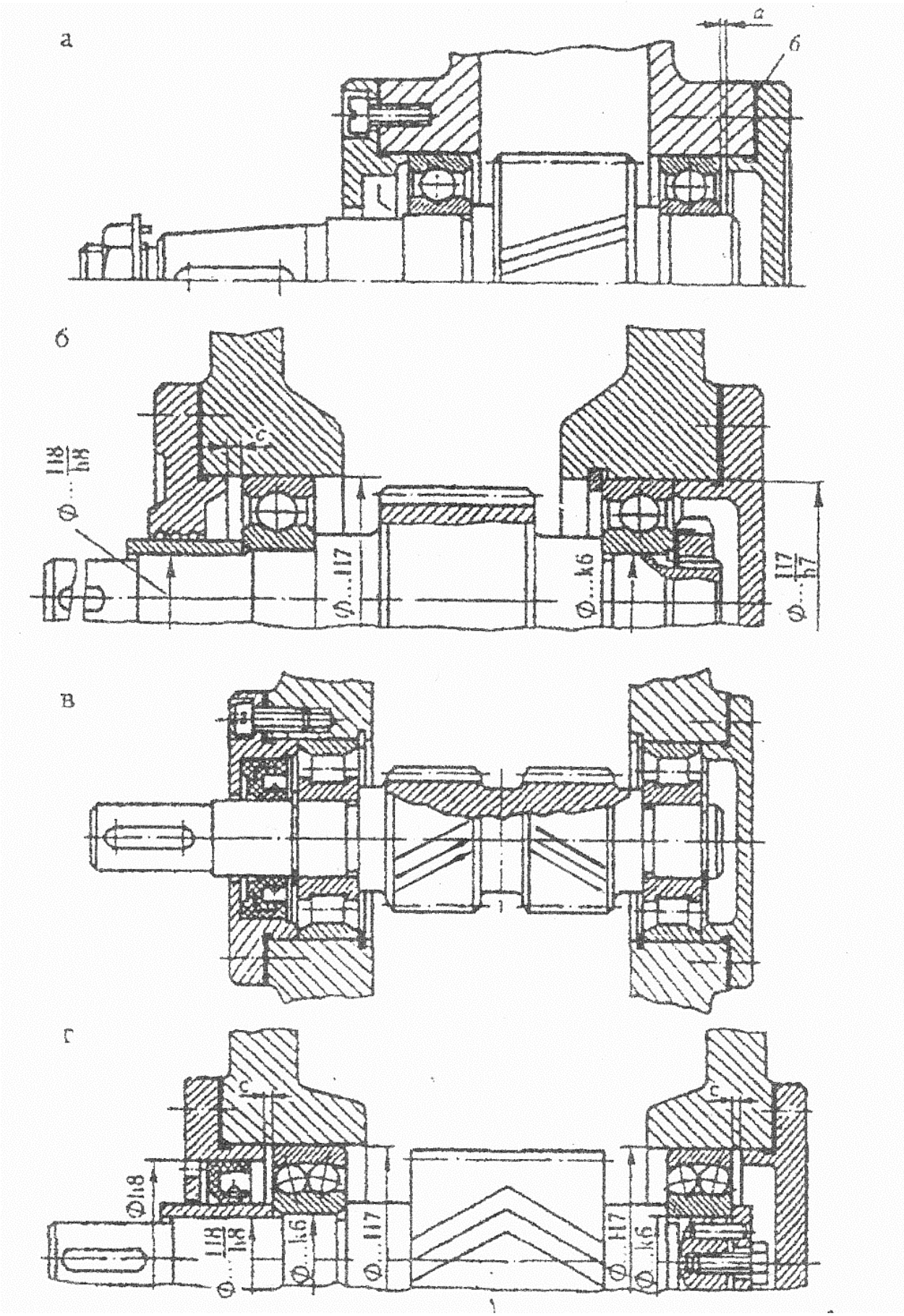

Рис. 2. Опори валів на радіальних підшипниках

Короткі вали (з відстанню між опорами) передач циліндричних прямозубих і косозубих з малими кутами нахилу зубців монтують на радіальних кількових підшипниках з однобічною фіксацією зовнішніх кілець у двох опорах (рис. 2, а). Регулювальний зазор $a = (0,2...0,3)$ мм між торцями зовнішнього кільця та кришки встановлюють для температурної деформації із умови $a \geq \Delta t = \alpha(t_1 - t_o)l$, тут $\alpha = 1{,}13 \cdot 10^{-5}$ - коефіцієнт температурного розширення сталі; t_1 і t_o, С° – початкова і робочі температура вала і корпусу; l, м - відстань між опорами.

В опорах довгих валів (відстань між опорами $l > 4d$) рис. 2, б, внутрішні кільця радіальних кулькових підшипників фіксуються на валу двобічно, зовнішнє кільце підшипника однієї з опор так саме зафіксоване з двох боків, іншої – може переміщуватись в осьовому напрямку (плаваюча опора) у межах осьового зазору $c \approx (2...3)$ мм для уникнення защемлення тіл кочення при нагріванні.

Плаваючою виконують опору вала з меншим радіальним навантаженням.

У зубчастих передачах із шевронними колесами (здвоєними косозубими правим і лівим, що утворюють шеврон) теоретично осьові сили у зачепленнях взаємно зрівноважені і опорами не сприймаються. Однак, на практиці, неточності виготовлення і монтажу, а також характер дії (режими) навантажень можуть спричинити нерівномірне навантаження напівшевронів за умови жорсткості фіксації (осьової) обох валів передач, що у свою чергу спричинить перерозподіл навантажень на опори і появу в них основних нескомпенсованих навантажень. Для запобігання цього в опорах одного із валів (частіше швидкохідного) розміщують радіальні підшипники з короткими циліндричними роликами без бортів на зовнішньому кільці, що забезпечує можливість малих осьових переміщень вала (ефект 2-х плаваючих опор), рис. 2, в.

При можливих недопустимих для радіальних однорядних підшипників перекосах осей опор, їх не співвісності, чи одночасно обох відхилень, в опорах вала встановлюють радіальні сферичні кулькові (чи роликові) підшипники, рис. 2, г.

<u>Радіально-упорні підшипники</u>

Радіально-упорні підшипники розраховані на сприймання комбінації радіального та осьового навантаження. У цих підшипниках, при радіальному навантаженні їх, виникає осьова сила (не залежно від наявності такої у зачепленні). величина якої обумовлюється величиною кута контакту тіл кочення. Дія цієї сили спрямована на осьове зміщення вала і для запобігання цього в опорах вала встановлюють два радіально-упорні підшипники, які віддзеркалюють один одного за напрямком кутів контакту , що дозволяє зрівноважити осьові сили, які в них виникають. В опорах коротких валів радіально-упорні підшипники встановлюють у «розпір», рис. 3, а, г, д, е, або

«у розтяжку», рис. 3, б. У цих схемах кожне кільце підшипника однобічно зафіксоване на валу і в корпусі опори.

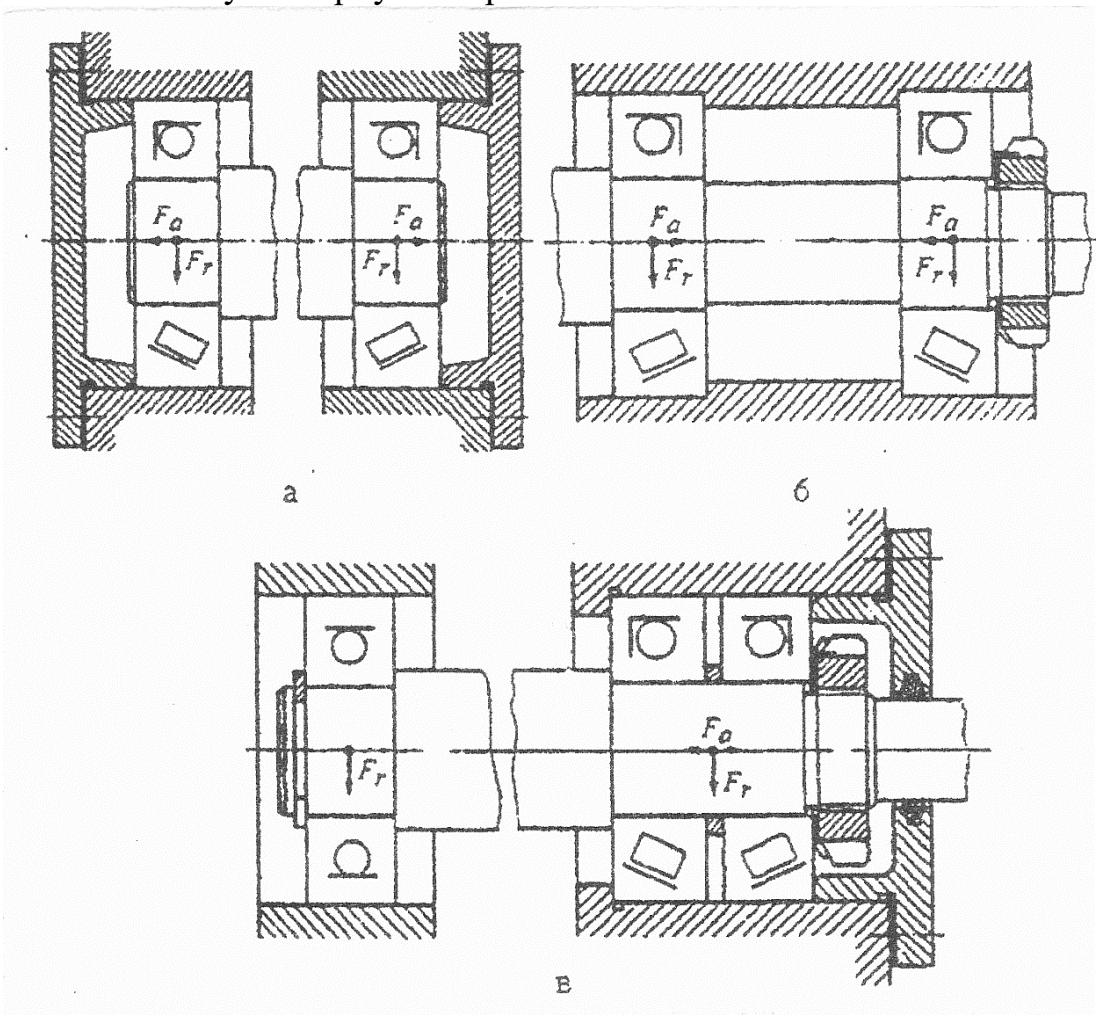

Рис. 3. Опори валів на радіально-упорних підшипниках

Довгі вали, навантажені радіальними і осьовими силами, встановлюють у комбінованих опорах. В одній опорі встановлюють «у розпір» два радіально-упорні підшипники, які сприймають радіальне і двобічне осьове навантаження; друга опора вала виконується плаваючою, для чого в ній встановлюють радіальний підшипник із двосторонньо закріпленим на валу внутрішнім кільцем і вільно встановленим у корпусі зовнішнім, рис. 3, в.

Посадка підшипників

У системі допусків і з’єднання кілець підшипників з валом і корпусом, кільця вважають основними деталями, допустимі відхилення діаметрів яких призначаються не залежно від необхідного характеру посадок. Різні посадки забезпечують вибором відповідних відхилень діаметрів шийок валів чи отворів корпусів. Таким чином посадки внутрішніх кілець підшипників здійснюють в системі отвору, а зовнішніх – у системі вала – умовне застосування термінів до посадок підшипників. У підшипників кочення поле допуску внутрішнього кільця розміщується не в тіло, як це має місце в основній деталі і стандартній системі отвору, а в протилежний бік. Завдяки цьому з’єднання внутрішнього кільця з валом більш щільне ніж звичайні з’єднання у системі отвору при таких відхиленнях діаметра вала. Характер

з'єднання зовнішнє кільце корпус – такий самий, як і в звичайних з'єднаннях у системі вала при тих же квалітетах точності.

Кільця підшипників можуть піддаватись навантаженням одним із способів:

- циркуляційно – при обертанні кілець відносно навантаження;
- місцево – у випадку, коли кільця нерухомі відносно діючого навантаження.

З'єднання кілець, що обертаються відносно навантаження із спряженими деталями виконується з допомогою нерухомої посадки, яка унеможливлює обкатку кільця довкола спряженої деталі, розвальцювання посадочних поверхонь та контактної корозії. З'єднання нерухомих відносно навантаження кілець із спряженими деталями виконується з допомогою більш вільних посадок, ніж кілець, що обертаються. Це пояснюється меншою імовірністю пошкодження посадкових поверхонь, так як не відбувається обкочування кільцями спряжених деталей. Це також полегшує осьове переміщення кілець при монтажі та регулюванні зазорів у підшипниках, зменшує вплив температурних деформацій вала на величину зазору між кільцями і тілами кочення.

Вплив режиму навантаження на вибір характеру посадки:

- із збільшенням величини навантаження і сили поштовхів зростає щільність посадок, так як при цьому збільшуються пружні і залишкові деформації поверхневих шарів та пружні деформації самих кілець;
- із збільшенням частоти обертання щільність посадок зменшується, так як підвищення частоти обертання, як правило, супроводжується зменшенням навантажень і підвищенням температурних деформацій, при цьому зазори у підшипниках повинні витримуватись точно.

Вплив типу підшипника на характер посадки:

- посадки роликових підшипників задають більш щільними, ніж кулькових – у зв'язку з більшими навантаженнями;
- посадки радіально-упорних підшипників можна призначати більш щільними ніж радіальних, так як у останніх посадочні натяги можуть суттєво впливати на зазори у підшипниках; у радіально-упорних підшипниках зазори виставляються при складанні.

Посадки крупних підшипників, у зв'язку з більшими навантаженнями, щільніші, ніж середніх і малих.

Граничні відхилення посадочних поверхонь валів вибираються згідно з допусками 5, 6 квалітетів, корпусів – 6, 7 квалітетів.

Радіальні підшипники, внутрішні кільця яких встановлюють на вали з полями допусків n6 і m6 (зі значними натягами) вибирають із збільшеними радіальними зазорами.

<u>Поля допусків валів і підшипників</u>

Поле допуску	Умови роботи і сфери застосування
А. Обертається вал (циркуляційне навантаження)	
n6	Особливо важкі і важкі ударні навантаження; застосовується переважно для роликопідшипників у важкому машинобудуванні.
m6	Важкі навантаження; робота з поштовхами і ударами; застосовується в основному для роликопідшипників та крупних кулькових.
k6, k5	Середні по величині навантаження; важкі навантаження в умовах потреби частого перемонтажу; застосовуються для всіх типів підшипників; k6 – основне поле допуску у загальному машинобудуванні.
j_s5	Легкі навантаження і високі частоти обертання; вимоги легкого перемонтажу; застосовується для всіх типів підшипників.
Б. Обертається (відносно навантаження) корпус (місцеве навантаження)	
h6	Важкі і нормальні навантаження, зокрема необхідність регулювання зазорів осьовим переміщенням внутрішнього кільця.
g6	Нормальні та легкі навантаження; застосовуються для всіх типів підшипників при невисоких вимогах точності.

Поля допусків отворів під установку підшипників

Поле допуску	**Умови роботи і сфери застосування**
А. Обертається вал (місцеве навантаження)	
K7	Важкі навантаження; застосовується для роликопідшипників.
Is7, Is6	Важкі і нормальні навантаження, високі частоти обертання.
H7, H6	Нормальні та легкі навантаження; зокрема – потреба в осьових переміщеннях для регулювання радіально-упорних підшипників, компенсації температурних деформацій (у плаваючих опорах); основна посадка у загальному машинобудуванні.
Б. Обертається (відносно навантаження) корпус (циркуляційне навантаження)	
P7	Важкі та нормальні навантаження; робота з поштовхами і ударами; розміщення в тонкостінних корпусах.
N7	Нормальні навантаження; важкі навантаження в умовах необхідності полегшеного перемонтажу.
M7	Нормальні та легкі навантаження; необхідність полегшеного перемонтажу.
K7	Високі частоти обертання; необхідність додаткового кріплення від провертання.

Фіксація кілець підшипників

Кільця підшипників, зп винятком плаваючих, закріплюють на валу і в корпусі для фіксації вала в осьовому напрямку, сприймання осьових

навантажень, запобігання провертанню кілець в умовах динамічних навантажень, якщо від нього не убезпечує посадочний натяг. Кріплення кілець застосовують одно- і двохстороннє.

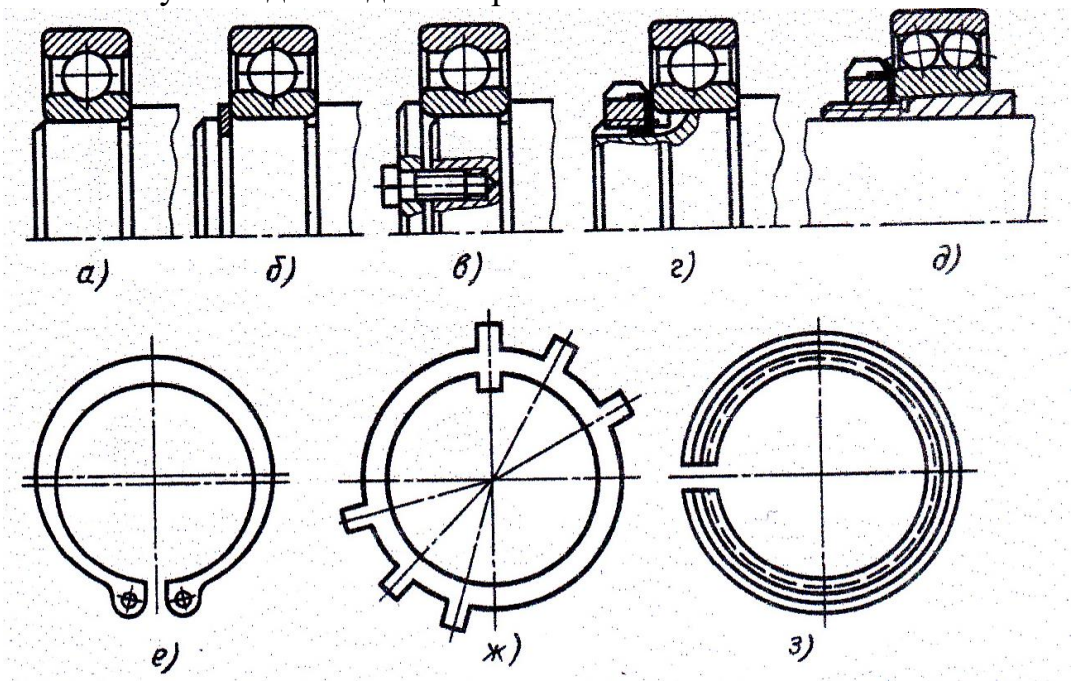

Рис. 4. Кріплення внутрішніх кілець

- упор кільця в заплечик вала, рис. 4, а, - застосовують в умовах дії одностороннього осьового навантаження та запобігання провертанню кільця посадочним натягом;
- кріплення пружинними (розрізними) стопорними кільцями, які встановлюються у розведеному стані в кільцеві канави на валу, рис. 4, б, е, - застосовують в умовах дії малих і середніх осьових навантажень або для запобігання від випадкових переміщень;
- торцеві шайби, прикріплені на торці суцільного вала гвинтом (гвинтами), рис. 4, в, - застосовують для кріплення кільцевих підшипників; вони дозволяють скорочувати довжини заготовок валів, сприймають середні по величині осьові навантаження;
- упорні гайки, рис. 4, г, захищені від відгвинчування стопорними шайбами, рис. 4, ж, - застосовують при значних осьових навантаженнях; застосовують також корончасті гайки із шплінтами та розрізні гайки;
- конічні розрізи втулки, рис. 4, д, - застосовують для закріплення підшипників, переважно радіальних сферичних, на валах постійного діаметру (типу трансмісійних), конструкція пристосування для підшипників з конічним отвором у внутрішньому кільці.

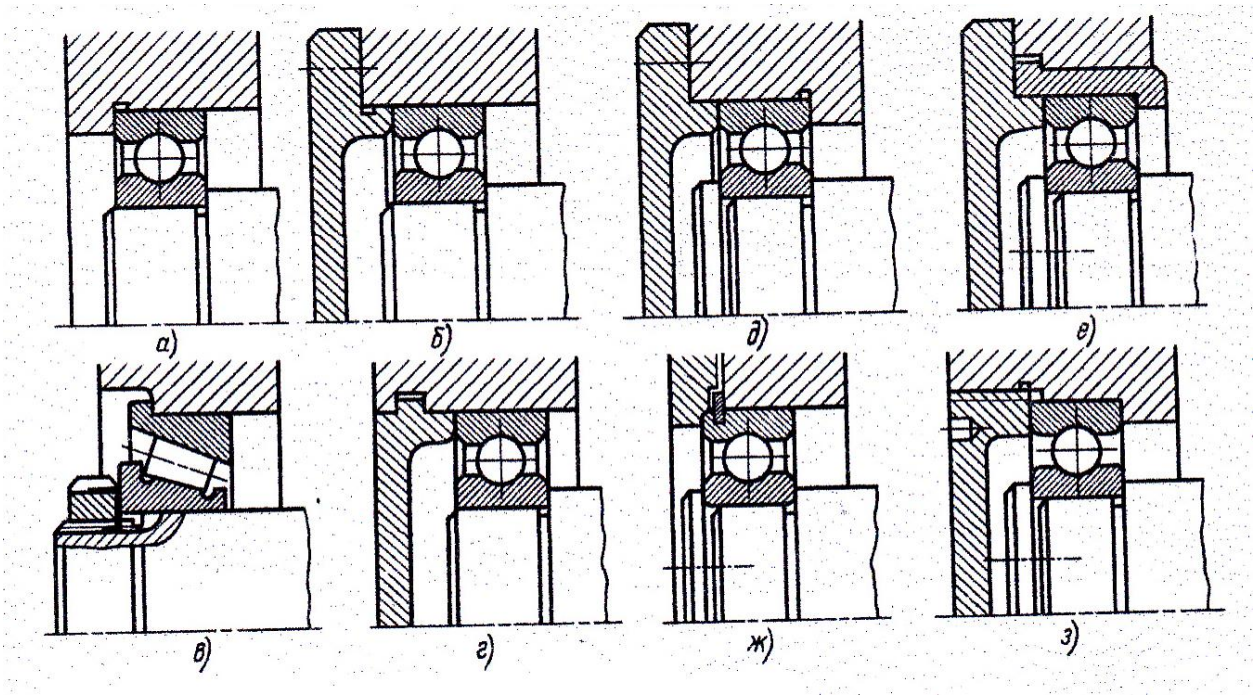

Рис. 5. Кріплення зовнішніх кілець

- з допомогою заплечини (виступів) у корпусі (стакані), рис. 5, а;
- з допомогою торцевих виступів на кришках, рис. 4, б;
- з допомогою упорних бортів на зовнішніх кільцях, які дозволяють спростити конструкцію корпуса, рис. 5, в;
- застосуванням врізних кришок у розємних корпусах, рис. 5, г;
- поєднанням кришки і виступу (заплечина) у корпусі, рис. 5, д, чи стакані, рис. 5, е, яке забезпечує 2-х сторонню фіксацію кільця;
- з допомогою пружинного кільця, затиснутого торцевою кришкою чи вставленого у кільцеву канавку в корпусі, рис. 5, ж;
- з допомогою гайки із зовнішньою різьбою, рис. 5, з.

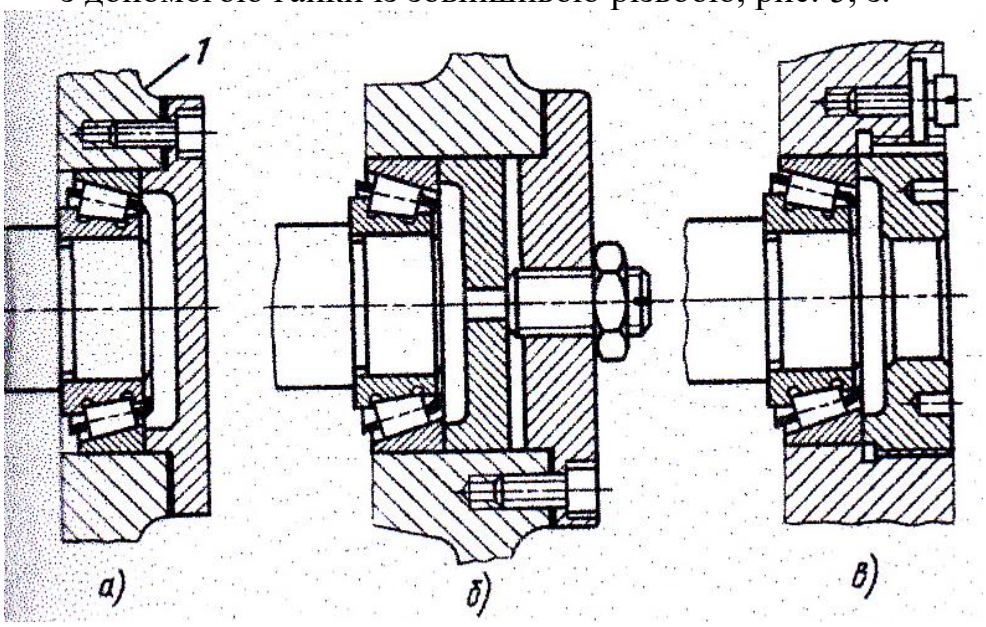

Рис. 6. Способи регулювання зазорів у підшипниках шляхом приміщення зовнішніх кілець

- з допомогою осьового переміщення кришок, шляхом розміщення між ними і корпусами набору прокладок із металу чи щільного паперу, рис. 6, а;
- з допомогою трипільного гвинта, рис. 6, б;
- з допомогою гайки із зовнішньою різьбою, рис. 6, в;
- з допомогою пружин, рис. 6, г.

Ущільнення підшипникових опор

Призначення ущільнень підшипникових опор – захист від зовнішнього забруднення та запобігання витікання з них змащувальної речовини.

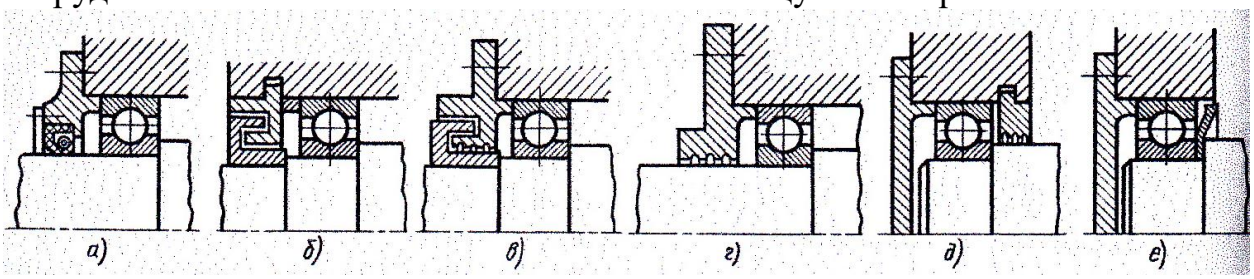

Рис. 7. Типові конструкції ущільнень підшипникових опор

За принципом дії поділяються на:

- контактні (монтажні, сальникові, осьові по кільцевій поверхні); забезпечують захист завдяки щільному контакту нерухомих та рухомих деталей в ущільненні; застосовуються при середніх і низьких швидкостях обертання валів;
- безконтактні, застосовуються в широкому діапазоні швидкостей і поділяються на: щілинні і лабіринтні; відцентрові; комбіновані.

Магнитні ущільнення, рис. 7, а, виготовляють серійно із маслостійкої армованої гуми у вигляді кільцевих манжет; в корпус монтуються з натягом, вал охоплюють під дією сили власної пружності і пружності спеціальної пружини. Ущільнення досить надійно захищає підшипникові опори з рідким та пластичним змащуванням: при швидкостях вала $v = (5...20)$ м/с ресурс манжет (3000…300) год. Поверхня вала під манжетою: твердість (30…50) HRC, шорсткість $R_a = 0,25...0,66$ мкм.

Лабіринтні ущільнення прості, рис. 7, б і гребінчасті, рис. 7, в, найбільш надійно захищають підшипникові опори валів, які обертаються з великими швидкостями. Ефективність цих ущільнень забезпечується послідовним чергуванням ділянок лабіринту між рухомим та нерухомим кільцями з малими та збільшеними зазорами: останні утворюють камери розширення, в яких відбувається втрата кінетичної енергії потоку змащувальної речовини із порожнини стакана підшипникової опори. Малі зазори (0,2…0,5) мм при роботі валів на малих і середніх швидкостях заповнюють пластичною змащувальною речовиною. Зазор хвилястого профілю між нерухомим і рухомим кільцем у гребінчастому ущільненні підвищує його ефективність.

Щілясті ущільнення, рис. 7, г, д, виконують у вигляді кільцевих щілин (з протоками чи без них) між валом і торцевою поверхнею отвору у кришці.

Захисна дія цих ущільнень незначна, застосовуються в машинах, які працюють у сухій і чистій атмосфері.

Ущільнення відцентрового типу, рис. 7, е, мають просту і раціональну конструкцію, але не забезпечують повного захисту опор (у зв'язку із зупинками руху), тому застосовуються переважно в комбінаціях із іншими ущільненнями, та для захисту підшипників від забруднення продуктами зношування із спільної масляної ванни в картері редуктора.

Корпуси редукторів

Масове застосування мають відливки із сірого чавуну марок С415 і С420, корпуси важко навантажених редукторів відливають із високоміцного чавуну, наприклад С440 або із сталі. В одиничному і дрібносерійному виробництві використовують зварні корпуси із листової сталі.

Товщина стінок чавунних литих корпусів визначають із емпіричного співвідношення

$\delta = 2\sqrt[4]{0,1T} \geq 6$ мм,

тут T, Нм – момент на вихідному валу редуктора; товщини стінок кришок $\delta_к = 0,9\delta$.

Діаметри болтів:

кріплень кришок до корпусів

$d = \sqrt[3]{T} \geq 10$ мм,

фундаментних

$d_ф = 1,25d \geq 12$ мм.

Змащування зачеплень і підшипників

При колових швидкостях зубчастих коліс до 12,5 м/с застосовують змащування зачеплень шляхом занурення коліс на глибину 4…5 модулів у масляну ванну в картері редуктора; тихохідні колеса (2-го і 3-го ступенів) за необхідності занурюють у ванну на глибину до 1/3 діаметра колеса.

Високошвидкісні колеса змащують струминним способом: мастило прокачується насосом, проходить через фільтр (за необхідності через охолоджувач) і рівномірно розподіляється по ширині коліс.

В'язкість масла тим вища, чим вищі навантаження і менша швидкість коліс. Найширше застосовують середні мінімальні індустріальні оливи з в'язкістю $\nu_{50} = 30...60$ мм^2/с; в особливо швидкохідних і легких редукторах застосовують малов'язкі оливи (типу ІЛ-Л-А-22); у важких тихохідних ($v \leq 5$ м/с) – важкі індустріальні оливи.

Підшипники опор валів змащуються у найпростішому випадку «масляним туманом» - мастилом, що розпилюється зачепленнями коліс, осідає на внутрішніх стінках кришки і стікає в стакани корпусів підшипникових опор безпосередньо або по спеціальних масло збиральних жолобках. За малих швидкостях коліс ($v \leq 4$ м/с), або наявні продуктів зносу зачеплень у мастилі, застосовують пластичні змащувальні матеріали, при цьому в стакані передбачають деякий простір для мастила і шайби для його

утримання. При високих частотах обертання валів застосовують примусове змащування редуктора.

Доцільний строк служби редукторів (10…50) тис. год., в залежності від умов застосування.

4. Завдання на підготовку до лабораторної роботи

Повторити теоретичний матеріал, викладений у темах лекційного курсу кредитного модуля «Деталі машин»:

- «Конструювання і розрахунки зубчастих циліндричних передач»;
- «Вали і осі»;
- «Підшипники кочення»;
- «Конструкційні матеріали деталей машин»;
- «З'єднання: шпонкові та шліцеві»;
- «Посадки деталей на валах».

Підготувати таблиці 1, 2, 3 для запису результатів досліджень.

5. Методика вирішення експериментального завдання

Основні геометричні, кінематичні та силові параметри циліндричних зубчастих редукторів

Геометричні параметри

1. Модулі прямозубих зубчастих коліс у загальному вигляді визначають за формулою

$$m_i = \frac{2a_{w_i}}{z_{c_i}},$$

де i - номер ступеня редуктора (зазвичай $i = 1, 2, 3$); a_{w_i} - міжосьова відстань i-то ступеня; z_{c_i} - сумарне число зубців зубчастих коліс i-го ступеня. Значення модулів прямозубих зубчастих коліс m_i повинні відповідати стандартним.

2. Модулі торцеві m_t, і нормальні m_n косозубих зубчастих коліс визначають за формулами:

$$m_t = \frac{2a_{w_i}}{z_{c_i}},$$

$$m_n = m_t \cos\beta_i,$$

де β_i - кут нахилу лінії зубців зубчастого колеса i-го ступеня, який вимірюють за допомогою кутомірів і універсальних мікроскопів.

Кут β_i визначають за формулою

$$\beta_i = \arccos\left(b_i / l_i\right),$$

де b_i і l_i - ширина вінця і довжина лінії зубця колеса *i*-го ступеня. Розміри b_i і l_i вимірюють штангенциркулем.

Розраховані значення нормальних модулів m_n для косозубих коліс повинні відповідати стандартним значенням.

Кут β_i, уточнюють за формулою

$$\beta_i = \arccos\left(m_{n_i} / m_{t_i}\right).$$

3. Ділильний діаметр зубчастого колеса:

для прямозубих шестерні та колеса

$$d_i = m_i z_i;\ d_i^{'} = m_i z_i^{'};$$

для косозубих шестерні та колеса

$$d_i = m_{t_i} z_i;\ d_i^{'} = m_{t_i} z_i^{'},$$

де z_i та $z_i^{'}$ - числа зубців шестерні та колеса *i*-го ступеня.

Кінематичні параметри

1. Передатне число ступеня

$$u_i = z_i^{'} / z_i\ .$$

2. Передатне число редуктора

$$u_p = u_1 u_2 ... u_i,$$

де $u_1 u_2 ... u_i$ - передатні числа окремих ступенів редуктора.

3. Колова швидкість коліс v_i, м/с

$$v_i = \frac{\pi m_{t_i} z_i n_i}{60 \cdot 1000},$$

де n_i - частота обертання вала, хв.$^{-1}$.

Силові параметри

1. Коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора

$$\eta_p = \eta_1 \eta_2 ... \eta_i \eta_o^k,$$

де $\eta_1 \eta_2 ... \eta_i$ - ККД передач окремих ступенів редуктора; η_o - ККД, що враховує втрати в опорах; k - кількість валів або пар підшипників [3].

2. Орієнтовна потужність, яку можна передати за умови міцності вала на кручення

$$P = n_1 \left(\frac{d_1}{14}\right)^3,$$

де P - передавана потужність, кВт; n_1 - частота обертання швидкохідного вала, хв.$^{-1}$; d_1 - діаметр вихідного кінця швидкохідного вала, см.

3. Обертальний момент на валах T_i, Нм

$$T_i = 9550\frac{P_i}{n_i},$$

де $P_i = P\eta_i$ - передавана потужність на валу, кВт; η_i - ККД ступеня редуктора; n_i - частота обертання вала, хв$^{-1}$.

4. Колова сила в зачепленні коліс F_{t_i}, Н

$$F_{t_i} = \frac{2T_i}{m_{t_i} z_i}.$$

5. Радіальна сила в зачепленні коліс F_{t_i}, Н

$$F_{r_i} = \frac{F_{t_i} \mathrm{tg}\alpha_w}{\cos\beta_i},$$

де α_w - кут зачеплення, $\alpha_w = 20^o$; β_i - кут нахилу лінії зубців зубчастого колеса *i*-го ступеня.

6. Осьова сила в зачепленні коліс

$$F_{a_i} = F_{t_i} \mathrm{tg}\beta_i.$$

6. Устаткування, прилади та матеріали

При виконанні лабораторної роботи використовуються вимірювальні інструменти (штангенциркулі, металеві лінійки, прилади для вимірювання кутів нахилу зубців зубчастих косозубих коліс).

Лабораторна установка (стенд) – робочий зразок циліндричного 3-х ступеневого вертикального редуктора з колодковим електрогідравлічним гальмом.

Конструкція редуктора

Редуктори конструктивного типу, який досліджується у роботі, застосовуються для встановлення на механізмах переміщення вантажних візків і кранів. Редуктор представляє собою трьохвісну зубчасту передачу, яка складається з трьох пар циліндричних косозубих шестерень, вали яких розміщені у вертикальній площині, встановлені на підшипниках кочення і змонтовані у чавунному корпусі. Корпус складається з двох частин і має роз'єм у вертикальній та горизонтальній площинах.

Редуктор (рис. 8) складається з корпуса *1*, кришки корпуса *2*, швидкохідного *3*, першого проміжного *4*, другого проміжного *5* та тихохідного *6* валів, які монтуються на підшипники *7, 8, 9, 10*. Підшипники закриті глухими *26* та наскрізними *27* кришками. Наскрізні та глухі кришки підшипників прикріплено до корпусу редуктора гвинтами *25*. У наскрізні кришки встановлено ущільнення *28*, які запобігають витіканню мастила з редуктора, а також проникненню в середину абразивних частинок і бруду з навколишнього середовища. Шестерні - *11, 12, 13;* зубчасті колеса - *14, 15, 16*; шпонки - *17*. Кришка і корпус з'єднані між собою гвинтами *18*. Для точного фіксування взаєморозміщення кришки і корпусу у площині

роз’ємувстановлено штифти *19*. Змащування зубчастих зачеплень і підшипників другого проміжного і тихохідного валів здійснюється із загальної ванни розбризкуванням. Змащування підшипників швидкохідного і першого проміжного валів – консистентне періодичне, під тиском. В кришці корпуса є оглядовий люк для заливання мастила і огляду передач. Люк закривається кришкою *20*, закріпленою гвинтами *22*. Віддушина *21* слугує для виходу повітря, яке розширюється внаслідок виділення тепла і може спричинити до виділення мастила через ущільнення. У корпус загвинчено мастилопокажчик*23*, необхідний для контролю рівня мастила, і пробку *24* – для зливання мастила.

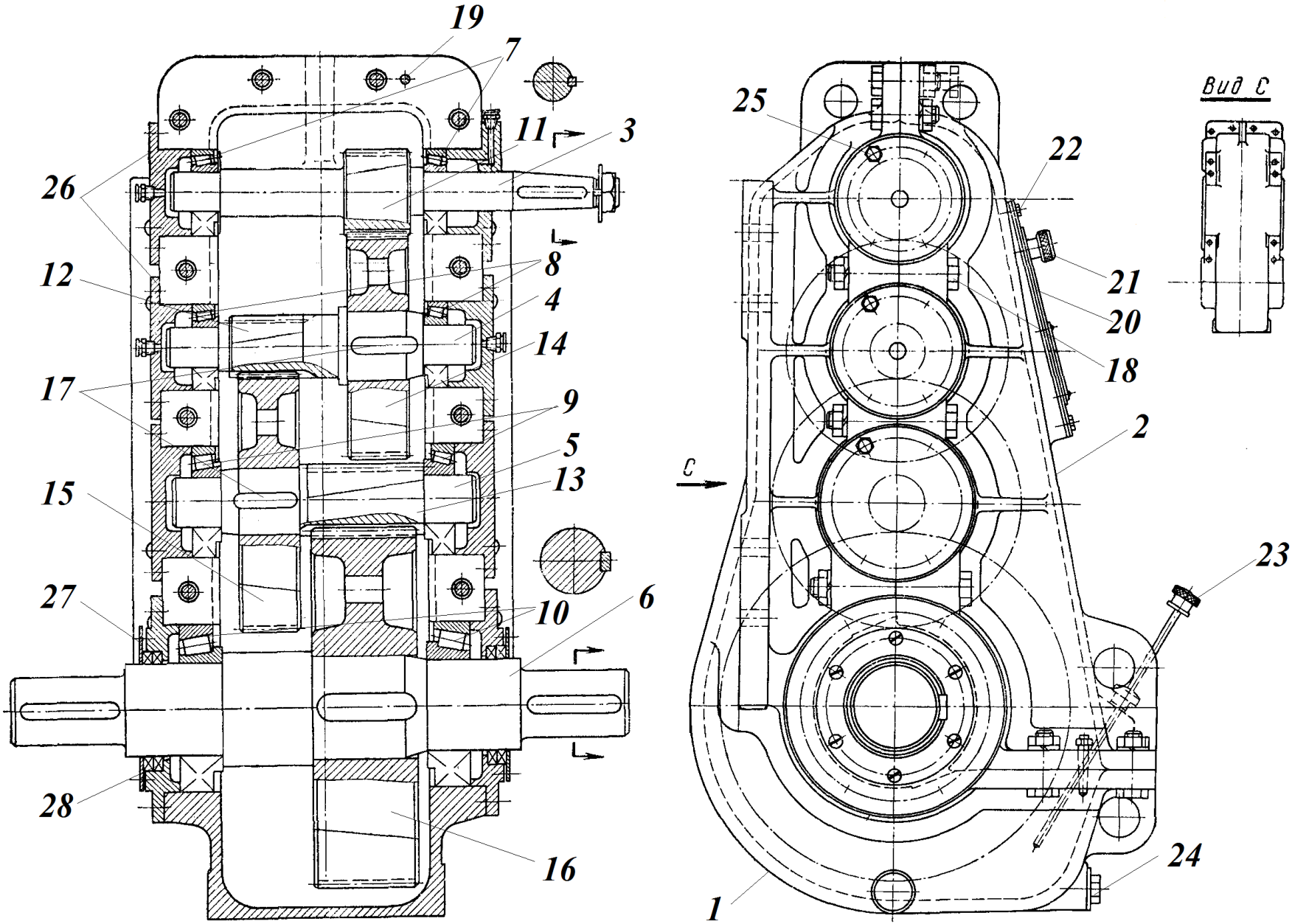

Рис. 8. Конструкція редуктора

7. Заходи безпеки

Під час виконання лабораторної роботи необхідно дотримуватись типових вимог з техніки безпеки при перебуванні і виконанні робіт у приміщенні лабораторії, з якими кожного студента перед початком роботи ознайомлює керівник роботи (зав. лабораторією); тексти типових вимог також знаходяться біля кожного лабораторного стенду.

8. Контрольні запитання і завдання

1. Пояснити фізичну сутність понять «зубчасте зачеплення» і «зубчаста передача» («зубчасті механізми»).
2. Скласти короткі узагальнені характеристики прямозубого та косозубого циліндричних зубчастих зачеплень, передач.
3. Модуль зачеплення прямозубого та косозубого: як визначається, на які параметри коліс в передачі в цілому впливає.
4. Назвати і коротко охарактеризувати основні показники зачеплення.
5. Визначити розрахункові потужності двигуна (при заданих кінематичних і силових характеристиках приводу на вихідному валу редуктора).
6. Коефіцієнти корисної дії редуктора.
7. Скласти в зачепленнях циліндричних зубчастих коліс: скласти схему і записати вирази для підрахунків.

9. Програма проведення експерименту.

Порядок дій студентів при виконанні етапів лабораторної роботи узагальнено у таблицях 1, 2, 3.

Етап 1. Вимірювання і розрахунок кінематичних параметрів редуктора.

Таблиця 1. Послідовність та результативимірювань і розрахунківосновнихгеометричних та кінематичнихпараметрів редуктора

Назва параметра та розмірність	Ступінь редуктора та позначення параметра		
	Швидкохідний	Проміжний	Тихохідний
Міжосьовавідстань, мм	$a_{w_1} =$	$a_{w_2} =$	$a_{w_3} =$
Число зубцівшестерні	$z_1 =$	$z_3 =$	$z_5 =$
Число зубців колеса	$z_2 =$	$z_4 =$	$z_6 =$
Передаточне число ступеня	$u_1 = z_2/z_1 =$	$u_2 = z_4/z_3 =$	$u_3 = z_6/z_5 =$
Загальнепередаточне число редуктора	$u_p = u_1 u_2 u_3 =$		
Ширина зубчастихколіс $b_ш/b_к$	$b_2/b_1 =$	$b_4/b_3 =$	$b_6/b_5 =$
Довжиназубцівколіс $l_к$, мм	$l_2 =$	$l_4 =$	$l_6 =$
Коефіцієнтширинизубчастихколіс ψ_{ba}	$\psi_{ba_1} = b_2/a_{w_1} =$	$\psi_{ba_2} = b_4/a_{w_2} =$	$\psi_{ba_3} = b_6/a_{w_3} =$
Торцевий модуль коліс m_t, мм	$m_{t_1} = \dfrac{2a_{w_1}}{z_1 + z_2} =$	$m_{t_2} = \dfrac{2a_{w_2}}{z_3 + z_4} =$	$m_{t_3} = \dfrac{2a_{w_3}}{z_5 + z_6} =$
Напрямнахилузубців			
Орієнтовний кут нахилузубців β', град	$\beta_1' = \arccos\left(\dfrac{b_2}{l_2}\right) =$	$\beta_2' = \arccos\left(\dfrac{b_4}{l_4}\right) =$	$\beta_3' = \arccos\left(\dfrac{b_6}{l_6}\right) =$
Нормальний модуль m_n, мм. Округлюють до найближчого стандартного значення	$m_{n_1} = m_{t_1} \cos\beta_1' =$	$m_{n_2} = m_{t_2} \cos\beta_2' =$	$m_{n_3} = m_{t_3} \cos\beta_3' =$
Номінальний кут нахилузубців β, град	$\beta_1 = \arccos\left(\dfrac{m_{n_1}}{m_{t_1}}\right) =$	$\beta_2 = \arccos\left(\dfrac{m_{n_2}}{m_{t_2}}\right) =$	$\beta_3 = \arccos\left(\dfrac{m_{n_3}}{m_{t_3}}\right) =$
Ділильнийдіаметршестерні $d_ш$, мм	$d_1 = m_{t_1} z_1 =$	$d_3 = m_{t_2} z_3 =$	$d_5 = m_{t_3} z_5 =$
Ділильнийдіаметр колеса $d_к$, мм	$d_2 = m_{t_1} z_2 =$	$d_4 = m_{t_2} z_4 =$	$d_6 = m_{t_3} z_6 =$
Коловашвидкістьколіс v, м/с	$v_1 = v_2 = \dfrac{\pi m_{t_1} z_1 n_1}{60 \cdot 1000} =$	$v_3 = v_4 = \dfrac{\pi m_{t_2} z_4 n_3}{60 \cdot 1000} =$	$v_5 = v_6 = \dfrac{\pi m_{t_3} z_6 n_4}{60 \cdot 1000} =$

Етап 2. Оцінки силових параметрів редуктора.

Таблиця 2. Результати силових розрахунків

Назва параметра та розмірність	Розрахунковіформули та результатирозрахунків
Орієнтований ККД редуктора	$\eta_p = \eta_1\eta_2\eta_3\eta_n^4 =$
Орієнтованапотужність у кВт при частотіобертаннявхідного вала : • на швидкохідному валу • на першомупроміжному валу • на другому проміжному валу • на тихохідному валу	$P_1 = n_1\left(d_1/14\right)^3 =$ $P_2 = P_1\eta_1\eta_n^3 =$ $P_3 = P_2\eta_2\eta_n^2 =$ $P_4 = P_3\eta_3\eta_n =$
Обертальнімоменти на валах редуктора, Нм: • на швидкохідному валу • на першомупроміжному валу • на другому проміжному валу • на тихохідному валу	$T_1 = 9550\left(P_1/n_1\right) =$ $T_2 = T_1u_1\eta_1\eta_n^3 =$ $T_3 = T_2u_2\eta_2\eta_n^2 =$ $T_4 = T_3u_3\eta_3\eta_n =$
Сили, щодіють у зачепленняхколіс 1, 2, 3, 4 та 5, 6 проміжного вала, Н	
➢ коліс 1 і 2: • колова • радіальна • осьова	$F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_2/m_{t_1}z_2 =$ $F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2}\,tg20^{\circ}/\cos\beta_1 =$ $F_{a_1} = F_{a_2} = F_{t_2}tg\beta_1 =$
➢ коліс 3 і 4: • колова • радіальна • осьова	$F_{t_3} = F_{t_4} = 2T_3/m_{t_2}z_4 =$ $F_{r_3} = F_{r_4} = F_{t_3}\,tg20^{\circ}/\cos\beta_2 =$ $F_{a_3} = F_{a_4} = F_{t_3}tg\beta_2 =$
➢ коліс 5 і 6: • колова • радіальна • осьова	$F_{t_5} = F_{t_6} = 2T_4/m_{t_3}z_6 =$ $F_{r_5} = F_{r_6} = F_{t_5}\,tg20^{\circ}/\cos\beta_3 =$ $F_{a_5} = F_{a_6} = F_{t_5}tg\beta_3 =$

Етап 3. Ескізне конструювання передач 1-го і 2-го ступенів редуктора; складання розрахункової схеми проміжного вала.

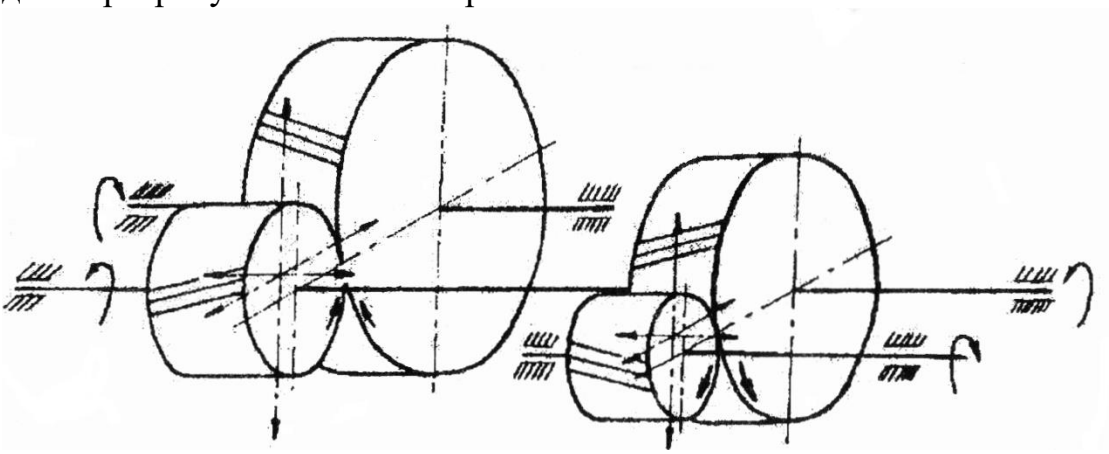

Рис. 9. Ескіз передач 1-го і 2-го ступенів

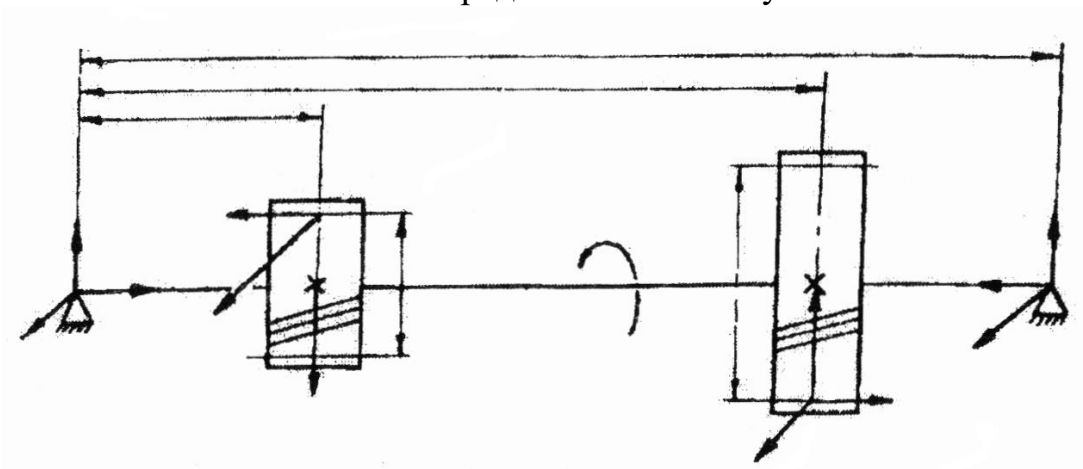

Рис. 10.Розрахункова схема проміжного вала для визначенняреакції в опорах

Етап 4. Вивчення основних конструктивних елементів редуктора.

Таблиця 3. Конструктивні елементи та їх характеристики

Назва параметра	Характеристика елементів редуктора
Тип підшипників	
Спосібзмащуваннязубчастихзачеплень і підшипників	
Тип мастилопоказника	
Тип ущільнення	
Тип конструкції корпусу і кришки редуктора	
Спосібцентрування корпусу і кришки редуктора	
Іншівідомості	

Етап 5. Оформлення технічної документації (складального креслення) редуктора.

Рис. 11. Структура складальногокреслення

Технічна характеристика

1. Обертальний момент (потужність) на тихохідному валу редуктора T_4, Нм, …….

2. Частота обертаннятихохідного вала n_1, хв$^{-1}$,……...

3. Передаточне число редуктора u_p,……..……

4. ККД редуктора η_p, ……...……

5. Допустимікороткочасніперенавантаження, % ……

Технічнівимоги

1. Під час складання корпусу редуктора слідпокритистикийогофланців пастою «герметик» аборідкимсклом.

2. У редуктор залитимастило до рівняверхньоїміткимастилопокажчика.

3. Редуктор обкататипротягомдвох годин при навантаженні 20% відномінального. За наявностіперегріву, порушеннягерметичності, підвищення шуму ліквідуватидефекти.

4. Розміри для довідок.

Формат	Зона	Позначення	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				Документація		
А1			МТ61.ДМ2503. 300 СК	Складальне креслення		
				Складальні одиниці		
А4		1	МТ61.ДМ2503. 301	Віддушина	1	
				(і т.д.)		
				Деталі		
А1		2	МТ61.ДМ2503. 302	Корпус	1	
А1		3	МТ61.ДМ2503. 303	Кришка корпусу	2	
А2		4	МТ61.ДМ2503. 304	Вал-шестерня	1	
А2		5	МТ61.ДМ2503. 305	Вал-шестерня	1	
А2		6	МТ61.ДМ2503. 306	Колесо	1	
				(і т.д.)		
				Стандартні вироби		
		22		Болт М12×60.58.05		
				ГОСТ 7798–70	8	
		23		Гвинт М8×1×30.58		
				ГОСТ 17475–80	4	
				Матеріали		
				Масло ТАП-15В		
				ГОСТ 23652–79	5л	
				(і т.д.)		

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	МТ61. ДМ2503. 300			
Розроб.					Редуктор двоступінчастий горизонтальний циліндричний	Литера	Лист	Листів
Перев.						У		
Н. конт.								
Затв.								

Рис. 12. Зразокспецифікації редуктора

10. Оформлення звіту та порядок його подання

За змістом звіт про виконання лабораторної роботи вміщує результати досліджень, вимірювань, розрахунків, конструювань, викладених у таблицях, ескізах та схемах, передбачених на кожному етапі роботи, п. 9.

Звіт оформлюється на аркушах формату А4, скріплених та доповнених титульним листом і в такому вигляді подається викладачу до захисту.

Захист роботи складається із відповідей на поставлені питання, пояснень суті досліджень і розрахунків.

Література

1. Іванченко Ф.К. Конструкція і розрахунки вантажопідіймальних і транспортувальних машин. К.: Вища шк., 1993.

2. Бондарєв В.С., Колісник Н.П., Дубинець О.І., Бондарєв С.В., Горбатенко Ю.П., Барабанов В.Я. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин. *Підручник з грифом МОН України.* К.: «Вища школа», 2009.

3. Казак С.А. Статистическаядинамика и надежностьподъемно-транспортных машин. – Свердловск: Изд. УПИ, 1987.

4. Таль электрическаягрузоподъемностью 0,25 т. Паспорт электротали. Москва, 1994.