

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана
Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: **Розробка та дослідження планетарно-цівкового редуктора**
приводу головного руху токарно-карусельного верстата

Виконав(ла):

студент(ка)

VI курсу, групи МВнм-61

спеціальності

133 Галузуве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Лось І.Г

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Шанайда В.В

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Ярема І.Т

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2020

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Кобельник В.Р
(підпис) (прізвище та ініціали)

« » 20__ р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Лось Ігору Геннадійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка і дослідження твердотілої моделі планетарно-цівкового редуктора приводу головного руху токарно-карусельного верстата

Керівник роботи Шанайда Володимир Васильович, к.т.н., доцент.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 06 » квітня 2020 року № 4/7-228

2. Термін подання студентом завершеної роботи 15 травня 2020 р.

3. Вихідні дані до роботи Робоче креслення поворотного стола та супортної групи токарно-карусельного верстата, робочі креслення деталей та технологічної оснастки, яку використовують при обробці на токарно-карусельних верстатах; креслення окремих вузлів.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
Аналітичний розділ: Огляд літературних джерел та аналіз проблематики з досліджуваного питання. Провести інформаційно-патентний пошук за темою роботи. Вибір та обґрунтування вхідних даних на дослідження напружено-деформованого стану. Економічне обґрунтування прийнятих рішень. Заходи з охорони праці та безпеки в НС.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Титульний аркуш – 1 арк. ф.А1; Кінематична схема верстата і компоновки – 1 арк. ф.А1; Аналіз схем формоутворення – 1 арк. ф.А1; Інформаційно-патентний пошук – 2 арк. ф.А1; Розроблені 2D та твердотілі 3D моделі цівкового редуктора – 3 арк. ф.А1; Результати проведених досліджень – 2 арк. ф.А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охор. праці і безпека	к.т.н., доц. Окіпний І.Б.		
в надзв. ситуаціях	ст. викл. Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	к.т.н., доц. Ярема І.Т.		

7. Дата видачі завдання 07 квітня 2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
	<i>Аналіз проблематики роботи та інформаційно-патентний пошук</i>	<i>14.04.2020 р.</i>	
	<i>Опис та обґрунтування конструкції верстата</i>	<i>17.04. 2020 р.</i>	
	<i>Розрахунок режимів різання</i>	<i>20.04. 2020 р.</i>	
	<i>Кінематичний розрахунок</i>	<i>27.04. 2020 р.</i>	
	<i>Силкові та міцнісні розрахунки</i>	<i>30.04. 2020 р.</i>	
	<i>Конструювання планетарно-цівковкового редуктора</i>	<i>05.05. 2020 р.</i>	
	<i>Конструювання елементів приводу головного руху</i>	<i>07.05. 2020 р.</i>	
	<i>приводу головного руху</i>	<i>12.05. 2020 р.</i>	
	<i>Економічні розрахунки</i>	<i>14.05. 2020 р.</i>	
	<i>Розробити заходи з охорони праці і безпеки у надзвичайних ситуаціях</i>	<i>14.05. 2020 р.</i>	
	<i>Оформлення графічної частини</i>	<i>12.05. 2020 р.</i>	
	<i>Оформлення пояснювальної записки</i>	<i>15.05. 2020 р.</i>	

Студент

(підпис)

Лось І.Г

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Шанайда В.В

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Лось І.Г. «Розробка і дослідження твердотілої моделі планетарно-цівкового редуктора приводу головного руху токарно-карусельного верстату» 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2020 р.

Los I.G. ; «Development and study of a computer solid model of cycloid speed reducer of vertical turning and boring machine main motion drive». 133 - industrial engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2020.

Магістерська дипломна робота складається з 11 аркушів графічного матеріалу формату А1 і розрахунково-пояснювальної записки на 83 сторінках та додатків на 30 сторінках.

При виконанні магістерської дипломної роботи проведено аналіз конструкції приводу головного руху токарно-карусельного верстата. Розраховано екстремальні значення режимів різання з метою визначення граничних навантажень на елементи приводу головного руху у процесі експлуатації верстата. Проведено конструктивний розрахунок елементів конструкції приводу головного руху.

Сформовані комп'ютерні твердотілі моделі елементів конструкції приводу головного руху та приводу розточного супорта. Здійснено процес 3D моделювання 2-х ступінчатого редуктора на основі планетарно-цівкової передачі (ПЦП). Проведено дослідження напружено-деформованого стану ПЦП вихідної ступені редуктора.

Здійснено економічне обґрунтування прийнятих інженерних рішень. Виконані економічні розрахунки показали, що річний економічний ефект щодо впровадження елементів модернізації верстатного обладнання складає 99800грн.

Описано заходи безпеки при експлуатації та обслуговуванні токарно-карусельного верстату.

Здійснений перевірочний розрахунок запобіжної пружної муфти електроприводу верстату.

Подано висновки за результатами виконання дипломної роботи.

Мета роботи – модернізація приводу головного руху токарно-карусельного верстату з ЧПК для покращення його силових та масогабаритних характеристик.

Об’єкт дослідження – конструкція ПЦП (планетарно-цвfkова передача) приводу головного руху токарно-карусельно верстату .

Предмет дослідження – аналіз напружено-деформованого стану елементів конструкції планетарно-цвfkового редуктора при їх максимальному навантаженні.

Для виконання поставленої мети необхідно виконати наступні завдання:

1. Здійснити огляд та аналіз токарно-карусельних верстатів з ЧПК, їх механізмів та приводів руху. Проаналізувати технічні характеристики таких верстатів.
2. Підібрати силові механізми с високим коефіцієнтом корисної дії та меншими масогабаритними показниками.
3. Запропонувати, методи модернізації приводів верстатного обладнання.
4. Удосконалити існуючі типи механотронних модулів з високими показниками довговічності та економічності.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	10
1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи.....	10
1.2. Інформаційно-патентний пошук.....	16
1.3. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження.....	26
2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ.....	28
2.1. Опис та обґрунтування конструкції токарно-карусельного верстату мод. 1А563Ф4.....	28
2.2. Розрахунок граничних режимів різання при обробці на токарно- карусельному верстаті.....	32
2.3. Розрахунок потужності та крутильної здатності ступінчатої коробки передач токарно-карусельного верстату.....	36
2.4. Силіві та міцнісні розрахунки двоступеневої планетарно-цівкової передачі.....	38
2.5. Висновки по розділу 2.....	45
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА.....	47
3.1. Методика досліджень наукового характеру та порядок їх проведення.....	47
3.2. Розробка моделі двохступеневої планетарно-цівкової передачі.....	49
3.3. Дослідження напружено-деформованого стану планетарно-цівкової передачі	60
3.4. Техніко-економічна ефективність прийнятих рішень.....	69
3.5. Обговорення та аналіз отриманих результатів.....	71
3.6. Висновки за результатами наукового дослідження.....	72
4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	73
4.1. Заходи безпеки, які необхідні для обслуговування верстату.....	73
4.2. Перевірочний розрахунок муфти електроприводу верстату.....	75
4.3. Висновки по розділу 4.....	77
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	78
БІБЛІОГРАФІЯ.....	80
ДОДАТКИ.....	84

ВСТУП

На даний час на промислових підприємствах велика частина верстатів з ЧПК представлена обладнанням 70-х, 90-х років. З появою на сучасному ринку великої кількості новітніх високоточних автоматизованих машин, підприємства змушені вирішувати питання про долю старого парку верстатів. Обмеженість у ресурсах і у той же час необхідність оновити верстатний парк змушує підприємства йти шляхом модернізації обладнання.

Модернізація верстата з ЧПК зазвичай асоціюється з заміною системи ЧПК. Після заміни пристрою системи керування, користувач хотів би отримати сучасний верстат, що перевищує старий по продуктивності та надійності. Як показує практика, заміна систем керування, не завжди вирішує проблему. Технічні характеристики верстата навряд чи покращаться, якщо в ньому залишаться старі приводи, вимірювальна система та силові пристрої. Значного збільшення якості та точності можна очікувати тільки тоді, коли разом з системою керування встановлюються нові приводи і проводиться капітальний ремонт або ж модернізація механотронної частини верстата. Але в цьому випадку, витрати на модернізацію зростуть щонайменше в 3-5 разів, навіть за умови придбання найдешевших електроприводів і виконання робіт власними інженерними кадрами. Вартість модернізації верстата з ЧПК на заводі виробника або на спеціалізованому ремонтному підприємстві, яка, як правило, проводиться спільно з його капітальним ремонтом, зазвичай становить 70-80% від вартості нового верстата.

Звичайно, продуктивність старих систем силових приводів нижче, ніж у сучасних машинах і вони періодично виходять з ладу, що потребує великих капіталовкладень. Якщо для їх відновлення застосувати сучасні механізми та методи їх модернізації, то при невеликих капіталовкладеннях з наявною групою інженерних співробітників, підприємство зможе удосконалити та покращити стан морально-застарілого верстатного парку.

Підводячи підсумок вищесказаного можна відзначити, що для успішної експлуатації старого парку верстатів з ЧПК достатньо виконати заміну частини фізично зношених механізмів верстата і виконати модернізацію

решти елементів верстата.

При використанні модернізованих приводів руху органів верстату, досягаються наступні переваги:

- підвищення надійності роботи верстата;
- випуск деталей із заданими точнісними параметрами;
- підвищення продуктивності та зручності роботи;
- розширення технологічних можливостей для роботи сучасним ріжучим інструментом;
- покращення ремонтпридатності;

Токарно-карусельний двостійковий верстат мод. 1A563Ф4 оснащений застарілими приводами: великогабаритними двигунами та об'ємними механізмами з малим ККД, виготовленими на морально зношеній елементній базі, які мають обмежені можливості, низьку точність та високу металоемність.

Для покращення робочих характеристик приводів руху з потужністю більше 50 кВт, великогабаритних механообробних верстатів з ЧПК, промислових роботів та комплексів на їх основі та ін., частіше знаходять своє використання планетарно-цівкові передачі, котрі внаслідок великої кількості пар сполучення, забезпечують високу кінематичну швидкість, мінімальний люфт, при цьому володіють великим передаточним числом та малою масою.

Щоб створювати сучасні планетарно-цівкові передачі, які б мали можливість конкурувати на світовому ринку, необхідні уточнення вже відомих методик аналітичного розрахунку і створення нових конструкцій ПЦП на базі сучасних CAD, САМ-систем, котрі б дозволили моделювати передачі з найбільш оптимальними параметрами, такі як низька металомісткість, високий коефіцієнт корисної дії, зменшена сила тертя у кінематичних парах та ін. Звідси виникає, перспектива застосування ПЦП у силових приводах тяжких та агрегатних металообробних верстатах.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше запропонована модернізована методика розрахунку окремих конструктивних елементів ПЦП, а саме сателіта з ексцентриком, при заміні підшипників на втулки з пластичних фторопластів.

2. Методами 3D моделювання доведено ефективність використання принципу спадковості при проектуванні навантажувальних елементів двоступеневих ПЦП.

Практичне значення отриманих у роботі результатів:

1. Розроблена кінематична схема токарно-карусельного верстату з модернізованими приводами подач та головного руху.
2. Запропоновано використання у приводі головного руху планшайби механотронного модуля на основі ПЦП.
3. Удосконалена методика розрахунку 2-х ступінчатих ПЦП.
4. Спроектовано удосконалену конструкцію редуктора на базі ПЦП з покращеними характеристиками.

Апробація досліджень

Результати досліджень за тематикою роботи представлені на VIII Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 27-28 листопада 2019 року і опубліковані за посиланням:

<http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/30921>

Робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаної літератури (35 найменувань), додатків (30 арк. А4).

Загальний обсяг текстової частини 83 – сторінок; 51 – рисунок; 4 – таблиці; формули – 72.

Ключові слова: привід головного руху, планетарно-цівковий рудуктор, токарно-карусельний верстат, напружено-деформований стан.

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи

Щодо аналізу проблематики виконуваної дипломної роботи зупинимось на вимогах до механотронних приводів. Вони визначаються технологією обробки, конструктивними можливостями верстата та різального інструменту.

Основними технологічними вимогами є забезпечення:

- найширшого кола технологічних режимів обробки з використанням сучасного різального інструменту;
- максимальної продуктивності;
- найбільшої точності обробки;
- високої чистоти оброблюваної поверхні.

Задоволення всіх цих та інших вимог залежить від характеристик верстата і різального інструменту, потужності головного приводу та електромеханічних властивостей приводів подач і систем управління.

У сучасних металорізальних верстатах та автоматизованих обробних центрах встановлюються два або більше електроприводів. Головний привід володіє великою потужністю, тому саме він долає сили опору різання; приводи подач по потужності на порядок поступаються головному, але саме вони забезпечують точність і чистоту обробки деталі і одночасно продуктивність обладнання, оскільки від них залежить як точність взаємного позиціонування інструменту і оброблюваної деталі, так і швидкість переміщення інструменту при зміні переходів. У зв'язку з цим до двигунів, що становлять основу приводів подач та приводів головного руху які мають декілька кінематичних зв'язків (токарно-карусельні), які напряму впливають на продуктивність пред'являються високі вимоги в плані широти діапазону регулювання частоти обертання, лінійності регулювальних характеристик, швидкодії, здатності витримувати високі перевантаження по моменту та сил інерції.

Необхідність поєднання всіх зазначених вимог призвели до того, що до 70-х рр. монополістами в цій галузі були колекторні двигуни постійного струму в парі з масивними металовмісними силовими механізмами

регулювання швидкості руху робочих органів. Дані вузли мають великі недоліки, такі як: низька надійність, необхідність періодичного догляду, високий рівень перешкод у їх ремонті, великі масо-габаритні характеристики.

Вирішенням однієї з проблеми був перехід в найбільш розвинених країнах на серводвигуни та мотор-редуктори, які могли забезпечувати безступеневе регулювання руху з покращеними характеристиками. Прогрес в області електроніки та комп'ютерної техніки, використання систем автоматизованого проектування CAD, CAM, CAE [1], дав поштовх до створення нових приводів на основі високопродуктивних планетарних передач в парі з двигунами на постійних магнітах із високими значеннями залишкової індукції і коерцитивної сили.

Слід зазначити що у машинах для обробки великогабаритних деталей виникає необхідність збільшення обертового моменту серводвигунів та їх ККД за рахунок встановлення високопродуктивних передач руху які б мали відповідні характеристики і відповідали наступним вимогам:

- мінімальні розміри електродвигуна при високому обертальному моменті;
- висока максимальна швидкість;
- значна перевантажувальна здатність передач в режимах короткочасного і повторно-короткочасного навантаження;
- висока стабільність характеристик;
- високу швидкодію при розгоні і гальмуванні, підключенні і відключенні навантаження;
- висока рівномірність руху при різному навантаженні при всіх швидкостях аж до самих малих;
- зручність конструктивної установки передач на верстаті і монтування керованих перетворювачів в шафи, ніші шаф і ніші верстатів.

Вирішенням проблеми в практиці є конструювання високотехнологічних виробів сучасного виробництва. Використання високоточних редукторів, які представляють собою один з видів мехатронних модулів, дає істотний вплив на забезпечення високих вихідних техніко-економічних показників усього виробу [2].

Прикладом таких передач є планетарно-цівкові редуктори в яких планетарний рух сателітного або сонячного колеса забезпечує багатопарні зачеплення. Як відомо, в евольвентної зубчастої передачі взаємодіє три пари зубів. У хвильовій передачі в зачепленні одночасно знаходиться близько четверті зубів, а в цівковій – половина від їх загальної кількості (рис. 1.1).

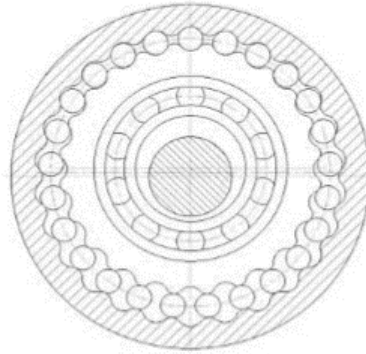


Рис. 1.1 Приклад багатопарного зачеплення у цівковій передачі

Така багатопарність зачеплення забезпечує високу навантажувальну здатність і, відповідно, мінімальні масогабаритні характеристики які у цівковій передачі в 3-5 разів менші, ніж у зубчастій і в 1,2-1,5 рази менші ніж у хвильовій (при $i < 200$). Якісні динамічні характеристики, малі моменти інерції рухомих ланцюгів і низька їх кутова швидкість, при великому передаточному відношенні) забезпечують швидкодію такої передачі при перехідних процесах (пуск, зупинка, зміна напрямку руху). Висока надійність, довговічність і ККД цівкового зачеплення обґрунтована тим, що воно працює практично при відсутності тертя у високих кінематичних парах. Це забезпечує надійну роботу привода при значних термінах експлуатації машини. [3]

Широке впровадження в приводи верстатів планетарно-цівкових передач (ПЦП) стримується труднощами забезпечення: чистової обробки циклоїдального профілю зуба на традиційному обладнанні з високою точністю, складністю утворення профілю різального інструменту, високої чутливості до похибок монтажу та зміни міжосьової відстані зачеплення і лінійності характеристики жорсткості передачі. Необхідність використовувати в якості водила ексцентрикний вал, який має ділянку, розташовану з ексцентриситетом щодо осі обертання. Наявність цієї ділянки

призводить до виникнення динамічних навантажень на підшипники ПЦП. Високі навантаження на підшипники сателітів. У ПЦП полюс зачеплення розташований близько до осі обертання, а навантажує підшипник сателіта сила обернено пропорційна відстані до полюса. Це змушує виробників використовувати в ПЦП підшипники з більшою здатністю навантаження.

Відомі редуктори на базі ПЦП (рис. 1.2, 1.3) [4]

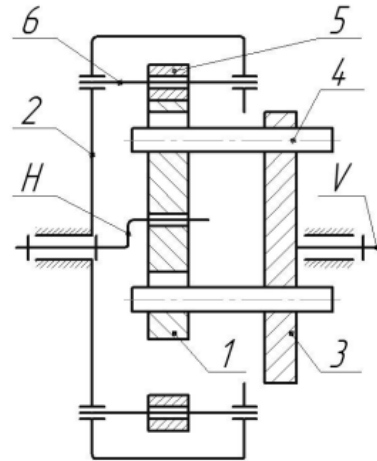


Рис. 1.2 Кінематична схема редуктора типу К-Н-V

1 - сателіт, змонтований на водилі Н; 2 - центральне колесо містить осі - 6 з встановленими на них цівками 5, які знаходяться в контакті з зубами сателіту. Вихідний вал V з'єднаний з диском - 3, в отворах якого вставлені пальці - 4, які входять в отвори сателіта.

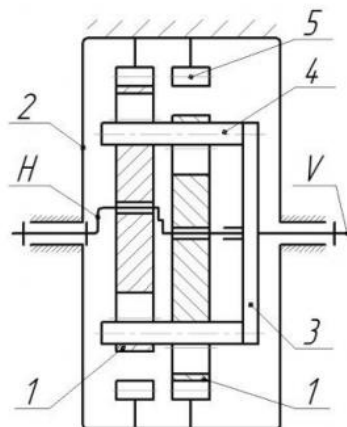


Рис. 1.3 Кінематична схема редуктора типу К-Н-V з двома сателітами

Окрім вище названих проблем, ПЦП мають ряд недоліків, які потребують сучасних методів їх вирішення:

- неможливість отримати велике передаточне відношення в одній ступені через значні габарити сателітів. Епіциклоїдний профіль сателіта має великий крок через специфічний метод його побудови в порівнянні з евольвентними, звідси – збільшені діаметри сателітів. Це не дає можливості використання таких типів передач без їх модернізації в механотронних приладах, де зазвичай малі потужності і великі передаточні відношення. Звідси неможливість використання механообробного обладнання, яке вже використовувалось при виготовленні складових частин даного типу механізму;

– проблеми зі створенням редуктора з малими зубами із-за складності виготовлення цівки малого діаметра.

Для підвищення ККД при великому передаточному відношенні використовуються двохступеневі планетарні редуктори, диференціальні механізми з замкнутою рядною ступінню. Зазвичай у планетарних механізмах використовують багато пар сателітів, при цьому потужність передається декількома паралельними потоками, що дає можливість зменшити модулі коліс та їх діаметри.

Залишається важливою і проблема жорсткості і здатності механізму чинити опір внутрішнім деформаціям:

одним з таких є високе контактне навантаження сателіта (рис. 1.4)

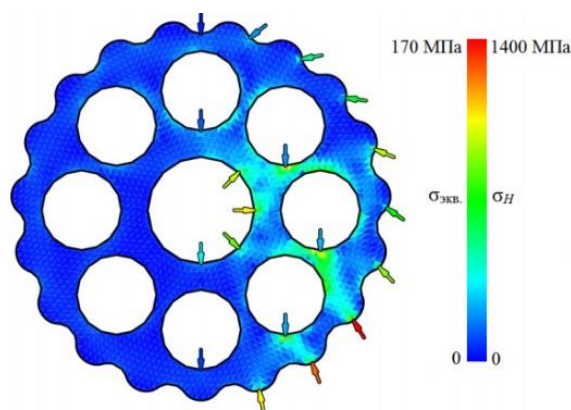


Рис 1.4 Точкове навантаження профілю сателіта

В умовах постійного контактного навантаження на цівках виникають сліди контакту з профілем сателіту (рис.1.5)

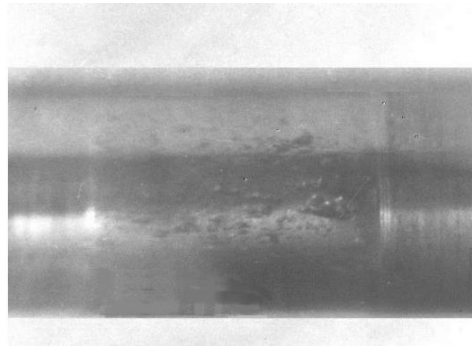


Рис. 1.5 Петінг поверхні цівки

Методикою вирішення даних проблем займалися такі науковці як Кравчук О.С. доктор фіз.-мат.наук БГУ, м. Мінськ, Білорусь, у своїй роботі [5]; Курманов Р.М. ФГБОУ ВО, м. Пенза, Росія, у своїй роботі [6] та ін.

Силова взаємодія в контактній зоні (рис. 1.6) в планетарно-цвковій передачі описується системою врівноваженої рівномірності та сумісності деформацій [7].

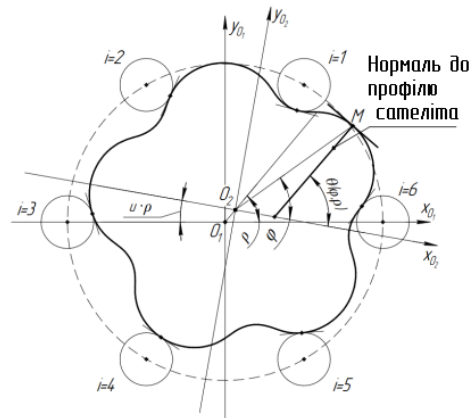


Рис. 1.6 Схема кутів сателіта

З врахуванням системи рівнянь описаних у літературі [8], отримуємо:

Нормальна сила в точці контакту і-тої цівки:

$$F_i = M_2 \cdot \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot \frac{\sin(\beta(\varphi_i, \rho)) \cdot e \cdot z_2}{\sum_j \sin(\beta(\varphi_{ij}, \rho)) \cdot e \cdot z_2 \cdot \sin(\beta(\varphi_{ij}, \rho)) \cdot e \cdot z_1} =$$

$$= \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot \frac{M_2}{e \cdot z_1} \cdot \frac{\sin(\beta(\varphi_i, \rho))}{\sum_j \sin(\beta(\varphi_{ij}, \rho))^2} \quad 1.1$$

Момент в зачепленні і-тої цівки:

$$M_i(\varphi_i, \rho) = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot M_2 \cdot \frac{(\sin(\beta(\varphi_i)))^2}{\sum_j \sin(\beta(\varphi_{ij}, \rho))^2} \quad 1.2$$

де: M_1 - момент на вхідному валу;

M_2 – момент на вихідному валу;

j – кількість одночасно працюючих цівок;

u – величина обернена передаточному відношенню.

Для вирішення цієї системи необхідні дані по жорсткості контактних пар цівка - зуб сателіта. Із-за складної геометрії тіл кочення, наявних початкових зазорів при навантажено-деформованому стані (НДС), не вдається визначити сили на основі відомих рішень контактних задач. Дані факти визначають актуальність виконання дослідження та застосування засобів для його реалізації.

Подальший розвиток методик моделювання планетарно-цвкових передач дозволить істотно розширити їх застосування в прецизійних приводах подач та силових механізмах верстатів з ЧПК, механізмів наведення пускових установок, приводів антен та інших машин, що забезпечить їх подальше зниження масогабаритних показників при збереженні реалізованої потужності, підвищення точності позиціювання, збільшенні технічного ресурсу, зниження вібрації.

1.2. Інформаційно-патентний пошук

Перші планетарно-цвкові передачі були створені в Німеччині Лоренцом Брареном.. ПЦП під час роботи над верстатом для точної обробки кулачків[9]. Л. Брарен отримав патент на винахід в 1931 році (рис. 1.7).

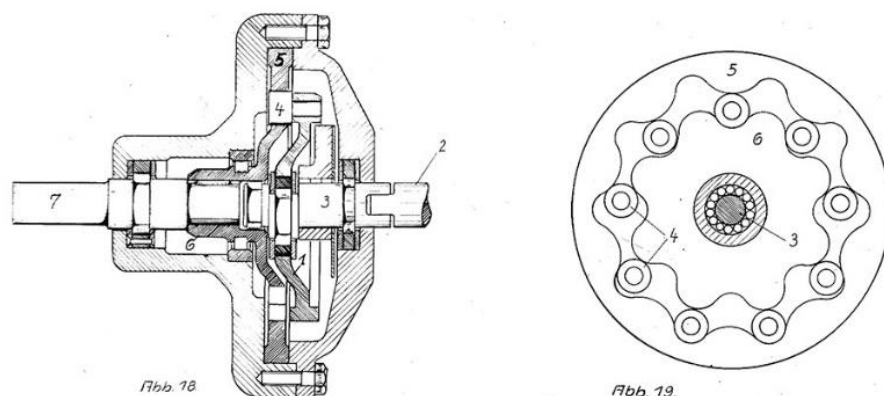


Рис. 1.7 Фрагмент патенту (конструкція ПЦП)

Відома компанія Cyclo Getriebebau GmbH в Мюнхені засновником якої є Лоренц [10] виготовляла ПЦП для використання у різних галузях техніки, наприкладі передачі пристрою закриття шасі літаків FW-190. Пізніше Cyclo Getriebebau GmbH викупила японська фірма Sumitomo [11], яка також виготовляла ПЦП (рис. 1.8), для японської промисловості по ліцензії компанії Cyclo Getriebebau з 1939 року.

Крім компанії Sumitomo Drive існують інші світові виробники ПЦП, такі як: Erpinger [12], Nabtesco (рис. 1.9) [13], Onvio (рис. 1.10) [14], Spinea [11], в країнах СНГ – «Белробот» Білорусь, «АВВИ» Росія.

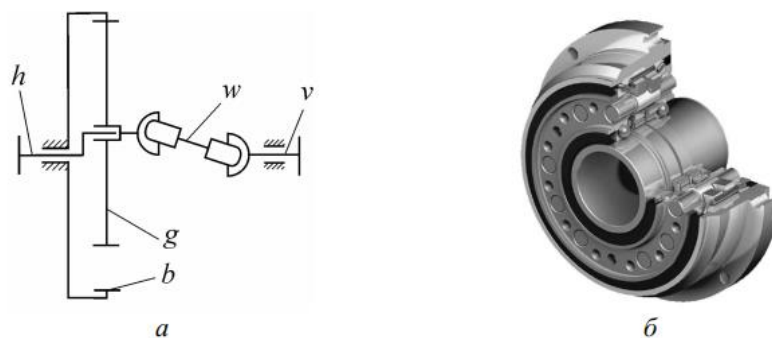


Рис. 1.8 Редуктор k-h-v:

а – кінематична схема, б – конструкція редуктора F2C-C

Передаточне відношення $ikhv$ редуктора з передачею k-h-v залежить від того, яка ланка (b або v) є вихідним валом (а)

Кінематична схема планетарно-цівкової передачі по схемі k-h-v зображена на (рис. 1,8, a). Передача k-h-v складається з таких компонентів як: ексцентрикового вала h, цівкового колеса b, сателіта g, вала v і механізму w, який запобігає від прокручування сателіта відносно вала v, але дозволяє їх відносний плоско-паралельний рух. В якості механізму w знаходить можливість використання механізм паралельних кривошипів або муфта Ольдгейма. Цівкове колесо представляє собою обойму, в пази якої вкладені круглі ролики – цівки. Профіль сателітів являє собою еквідистанту до вкороченої епіциклоїди (рис. 1.11).

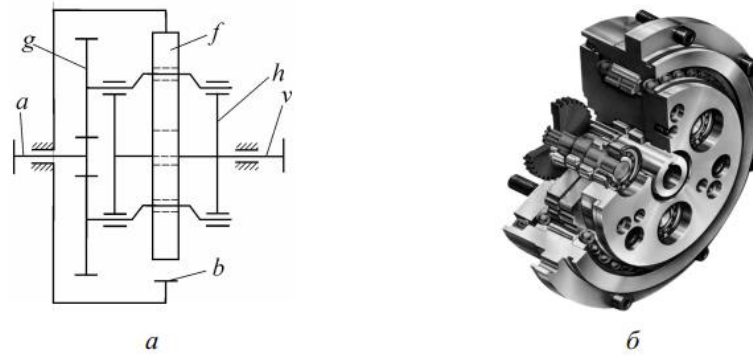


Рис. 1.9 Редуктор 2k-v:

а – кінематична схема, б – конструкція редуктора RV-E

Передаточне відношення i_{2kv} редуктора з передачею 2k-v залежить від того, яка ланка (b або v) є вихідним валом (a)

Кінематична схема планетарно-цівкової передачі по схемі 2k-v зображена на (рис. 1.9, а). Передача 2k-v складається із сонячного колеса з евольвентними зубами a , яке знаходиться у зв'язку з декількома сателітами з евольвентними зубами g на ексцентрикових валах h , циклоїдальних сателітів f , які знаходяться у зв'язку з цівковим колесом b , і водилом v . Профіль циклоїдальних сателітів являє собою еквідистанту до вкороченої епіциклоїди. Оскільки ексцентрикових валів декілька, вони виконують функцію механізму паралельних кривошипів.

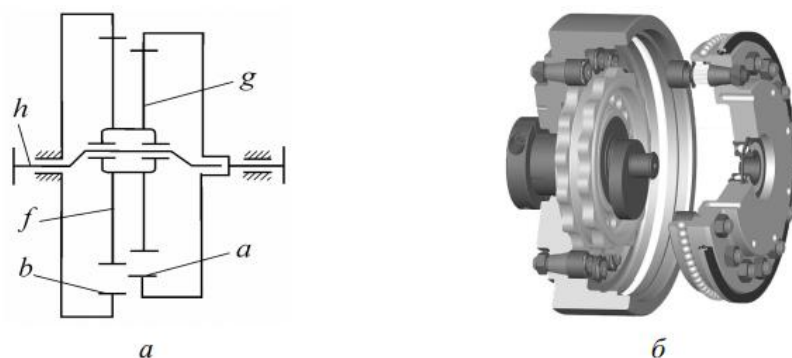


Рис. 1.10 Редуктор 2k-h:

а – кінематична схема, б – конструкція редуктора DM

Кінематична схема планетарно-цівкової передачі по схемі 2k-h зображена на (рис. 1,10, а). Передача 2k-h складається з ексцентрикового вала

h , на якому вмонтований сателіт з двома вінцями g і f , профіль яких являє собою еквідистанту до вкороченої епіциклоїди, які знаходяться в зв'язку з цівковими колесами a і b , одне з яких з'єднано з корпусом, а друге є вихідним валом.

Робочий профіль передавальних ланок які виконані на основі циклоїдальних кривих:

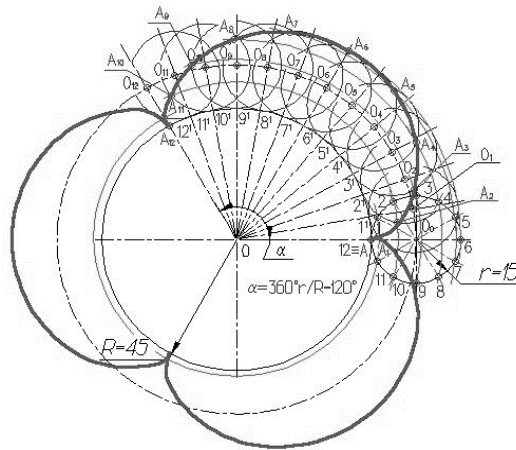


Рис. 1.11 Епіциклоїда

На даний час ПЦП знаходять своє використання у:

1. Металообробному обладнанні [16], у силових приводах повороту хрестових столів, приводах механізмів зміни інструментальних блоків. Використання ПЦП в металообробних верстатах зумовлює їх високою точністю і крутильною жорсткістю. Передачі забезпечують точність кроку до 0,5 градуса на хвилину (у редуктора фірми Erpinger [12]), крутним моментом на вихідному валу до 6000 Н*м та передаточним числом ступені до 100. Існують конструкції передач з пустотілим валом [13], які створені для поворотних осей верстата з ЧПК;

2. Промислові роботизовані модулі, а саме поворотні механізми маніпуляторів. Для прикладу приводи серії Cyclo фірми Sumitomo, які використовуються в роботах-маніпуляторах компанії IGM Robotersysteme. Навантаження на маніпульований об'єкт в 10 тон при точності позиціонування 0,02 градуса (Рис. 1.12) [9];

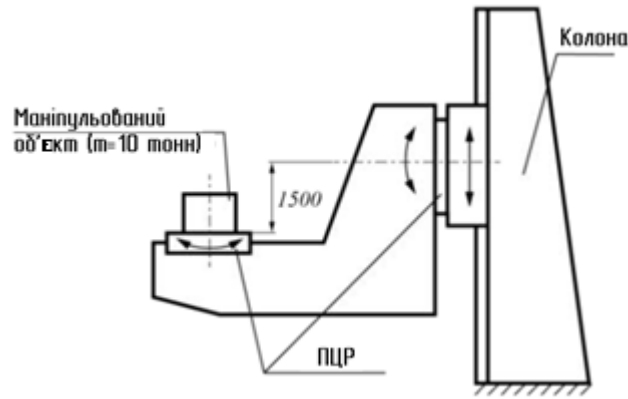


Рис 1.12 Промисловий робот компанії IGM Robotersysteme GmbH з ПЦП

3. Медичні прилади високої точності (поворотні механізми магнітних систем для МРТ);

4. Системи радіолокації;

5. Вітрогенераторні об'єкти;

Як відомо, першим запатентованим виробом в області ПЦП був патент на винахід німецького інженера-конструктора Л. Брарена у 1931 році. Вже у той час за умовами Митного союз німецьких держав та уставів Паризької конвенції про охорону промислової власності були складані передумови та ідеї міжнародної охорони винаходів [17] (вище описана інформація виготовлення ПЦП японською фірмою за ліцензією).

Для подальшої розробки нової конструкції ПЦР на основі ПЦП та покращення вже існуючих конструкцій проводимо патентний пошук. За міжнародною патентною класифікацією інформацію шукаємо за індексом МПК клас F16 (Вузли та деталі машин; загальні способи та пристрої, що забезпечують та підтримують нормальну експлуатацію машин або установок; теплоізоляція взагалі), в групі Н (передачі), підгрупі Н 1/00 зубчасті передачі для передавання обертального руху, категорія передач в яких центральна вісь передачі лежить всередині периферичного кола F16H 1/32.

1. Епіциклоїдний планетарний редуктор (патент EP №0444790B1)
(Sumitomo Drive)

Даний винахід відноситься до покращеної планетарної передачі внутрішнього типу пристрою для зміни швидкості, у якого внутрішня передача має зуби круглого дугового профілю та зовнішнє зубчасте колесо має

зуби трохойдного профілю включно з епітрохойдною паралельною кривою (рис. 1.13), так що обертання ексцентрика, встановленого у зовнішній передачі, викликає ковзання при обертанні, і це обертання виконується після зменшення швидкості (або збільшення швидкості) через зовнішню і внутрішню шестерні, які контактують між собою. Більш конкретно, винахід (рис. 1.14) відноситься до типу планетарного пристрою зміни швидкості передачі, який виготовлений з пластичного матеріалу, щоб його зменшити в розмірах і в кількості складових частин, має компактну конструкцію і виробляються за низькою вартістю з високою продуктивністю.

Робочі профілі передавальних ланок:

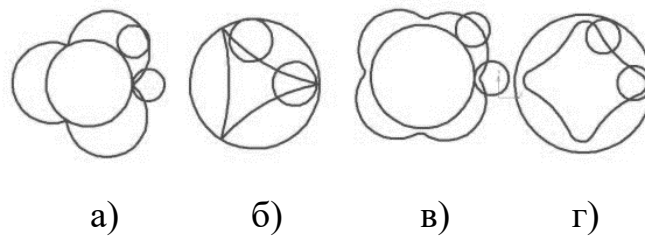


Рис. 1.13 Циклоїдальні криві переміщення точки профілю зубчастого колеса передачі:

а) епіциклоїди, б) гіпоциклоїди, в) епітрохоїди, г) гіпотрохоїди;

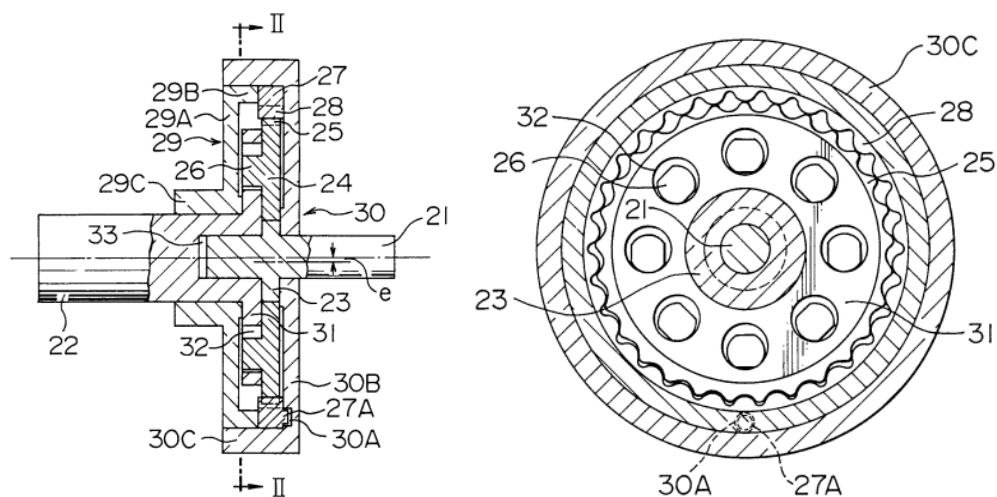


Рис. 1.14. Епіциклоїдний планетарний редуктор Sumitomo Drive
(Фрагмент патенту EP №0444790B1)

2. Двохступінчатий планетарно-цівковий редуктор (патент РФ №2535370 С1)

Винахід відноситься до машинобудування, зокрема до привідної техніки. Двоступеневий планетарно-цівковий редуктор має вхідну(2) і вихідну (1) ступені, виконані у вигляді планетарно-цівкової передачі, роль цівок вхідної ступені виконують виступаючі за межі вихідної ступені пальці (16) механізму паралельних кривошипів. Винахід забезпечує великий діапазон передавальних відношень і має просту конструкцію (рис. 1.15).

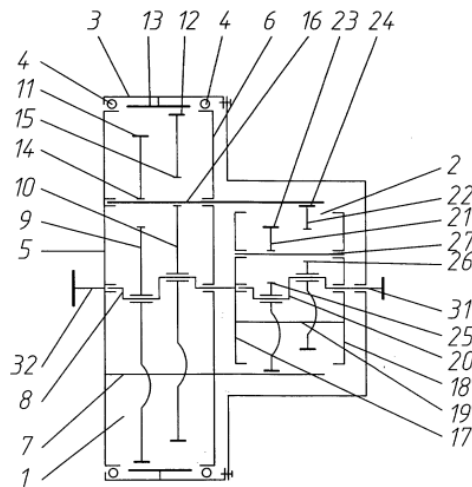


Рис. 1.15 РПЦ-2 (Фрагмент патенту №2535370 С1)

4. Двохступінчатий планетарно-цівковий редуктор (патент ЄПВ №201001210 А1)

Винахід відноситься до машинобудування, зокрема до привідних механізмів, і може бути використаний в робототехніці і у верстатних приводах. Заявлений двоступеневий планетарно-цівковий редуктор (рис.1.16) включає встановлений на жорстко пов'язаних між собою двох нерухомих фланцях поворотний корпус, на внутрішній поверхні якого встановлені осі, що знаходяться в зачепленні з епіциклоїдальними зубами сателітів, причому кожен сателіт встановлений на трьох ведених валах, рівномірно розміщених по окружності і закріплених у фланцях з можливістю обертання, при цьому ведені вали за допомогою зубчастої передачі кінематично пов'язані з центральним розташованим вхідним валом, три однакових сателіта встановлені

на ведених валах через ексцентриків підшипники з поворотом кожного сателіта на кут 120° , при цьому кількість осей поворотного корпусу, кількість зубів зубчастих коліс, ведених валів і шестерень вхідного вала кратно трьом.

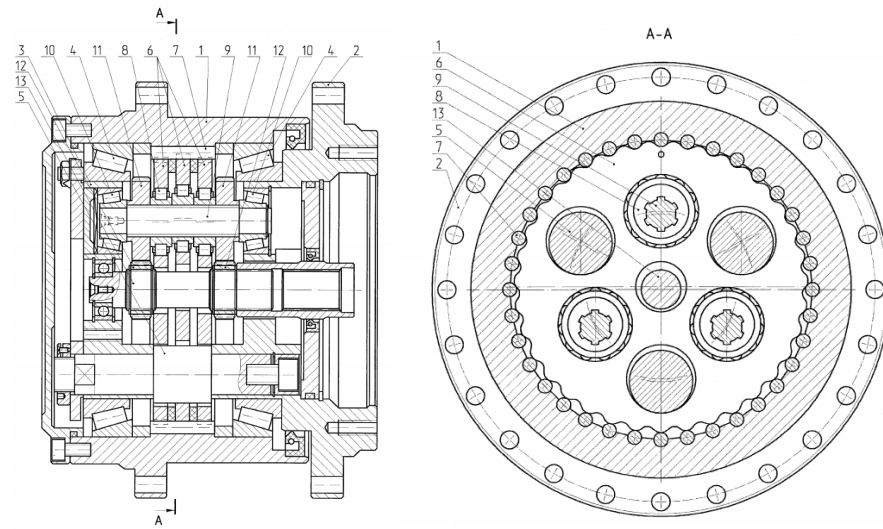


Рис. 1.16 РПЦ-2 (Фрагмент патенту №201001210 А1)

5. Планетарно-цівковий редуктор (патент РФ №2285163 С1)

Винахід відноситься до машинобудування, зокрема до привідної техніки. Планетарно-цівковий редуктор (рис. 1.17) містить два сателіта з епіциклоїдними зубами. Сателіти 7 розміщені опозиційно з ексцентриситетом на роликотпідшипниках вхідного вала і мають радіально розміщені прорізи 12, виступаючі в центральні отвори.

Технічний результат – підвищена надійність ресурсу редуктора і його технологічності за рахунок компенсації погрішності зачеплення.

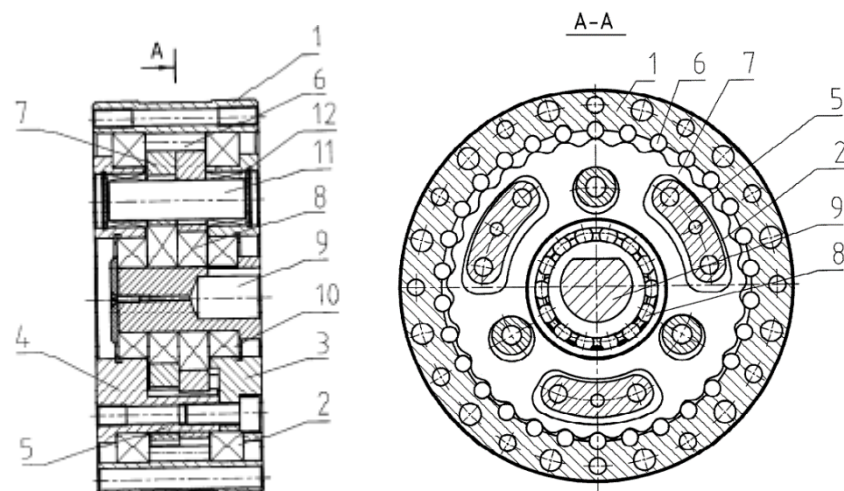


Рис. 1.17 РПЦ Фрагмент патенту №2285163 С1

6. Планетарний редуктор (патент WO №2015/163796 A1)

Винахід стосується планетарних механізмів для передачі обертального руху, а більш конкретно до планетарних редукторів з центральним цівковим колесом. Планетарний редуктор, який містить - корпус, - вхідний вал, який встановлений в корпусі з можливістю обертання і який має щонайменше одну ексцентричну ділянку, - щонайменше один сателіт, який встановлений на зазначеній щонайменше одній ексцентричній ділянці з можливістю обертання і по периферії якого виконані наскрізні отвори, - нерухоме цівкове колесо, яке встановлено в корпусі редуктора і виконано з можливістю зачеплення із зазначеним щонайменше одним сателітом, - пальці, котрі встановлені в зазначених отворах з можливістю сприймати зусилля від внутрішньої поверхні зазначених отворів при обертанні зазначеного щонайменше одного сателіта, - вихідний вал, який встановлений в корпусі з можливістю обертання і утворює нерухоме з'єднання з зазначеними пальцями, що відрізняється тим, що в центральному отворі корпусу редуктора виконані шліци, в яких розміщені цівки.

Нижче приведений опис кращого варіанту реалізації винаходу, з посиланнями на супровідні креслення, на яких: (рис. 1.18) показує редуктор відповідно до даного винаходу в розрізі; (рис. 1.29) ілюструє положення роликів цівкового колеса в шліцах центрального отвору корпусу редуктора.

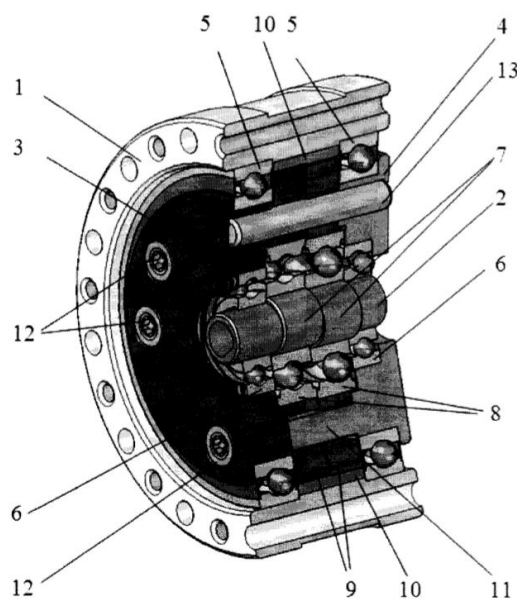


Рис. 1.18 Планетарний редуктор в розрізі
(Фрагмент патенту WO №2015/163796 A1)

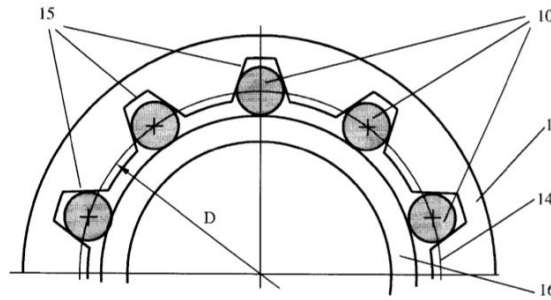


Рис. 1.19 Положення цівок у редукторі
(Фрагмент патенту WO №2015/163796 A1)

7. Планетарно-цівковий редуктор (патент РФ №2327069 С1)

Планетарно-цівковий редуктор (рис. 1.20), містить корпус з опорними підшипниками, сталими поворотними фланцями з жорстко зв'язаними пальцями перемичками, які взаємодіють з циліндричними поверхнями отворів сателітів, розміщених на встановленому в підшипникових опорах поворотних фланців центральному ексцентричному валу і взаємодіють своїми епіциклоїдними зубами з встановленими у канавках корпуса зубами-роликами, відрізняються тим, що центральний ексцентриковий вал додатково вміщує одну чи більше центральну опору, базовану на пальцях перемичок.

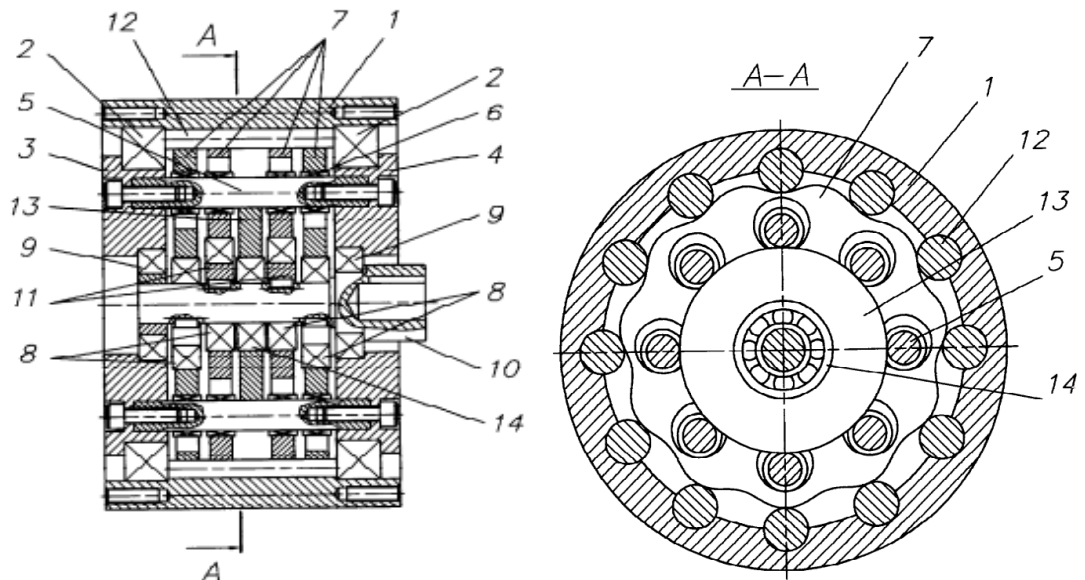


Рис. 1.20 Планетарно-цівковий редуктор
(Фрагмент патенту РФ №2327069 С1)

8. Внутрішній двоступеневий планетарно-редукторний механізм (патент US 5322485)

Планетарно-редукторна структура з внутрішньою мережею – це тип механізму, що мають перший і другий опорні блоки. Опорні блоки жорстко з'єднані між собою штифтами (рис. 1.21).

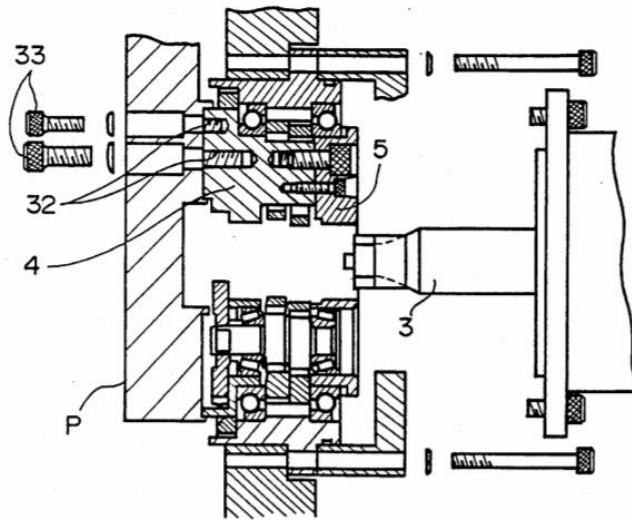


Рис. 1.21 РПЦ-2 схема кріплення блоків
(Фрагмент патенту US 5322485)

1.3. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду розділу 1 можна зробити такі висновки:

- 1) модернізація верстатного обладнання є необхідністю на сучасному конкурентному ринку;
- 2) використання оновлених систем керування приводами не виключає проблем з морально застарілою їх базою;
- 3) збільшення точності і продуктивності можливо тільки з використанням оновлених механотронних модулів;
- 4) малогабаритні планетарно-цвнкові передачі здатні замінити великогабаритні застарілі передачі, не втрачаючи при цьому потужності;

Таким чином, можна здійснити постановку мети даного дослідження в рамках виконуваної дипломної роботи, як і сформулювати основні задачі дослідження.

Мета роботи: модернізація приводу головного руху токарно-карусельного верстату з ЧПК для покращення його силових та масогабаритних характеристик.

Для виконання поставленої мети необхідно виконати наступні завдання:

1. Здійснити огляд та аналіз токарно-карусельних верстатів з ЧПК, їх механізмів та приводів руху. Проаналізувати технічні характеристики таких верстатів.
2. Підібрати силові механізми с високим коефіцієнтом корисної дії та меншими масогабаритними показниками.
3. Запропонувати, методи модернізації приводів верстатного обладнання.
4. Удосконалити існуючі типи механотронних модулів з високими показниками довговічності та економічності.

2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Опис та обґрунтування конструкції токарно-карусельного верстату мод. 1А563Ф4.

Як об'єкт для модернізації розглянемо багатоцільовий токарно-карусельний двостійковий верстат мод. 1А563Ф4. Верстат призначений для чорнової і чистової обробки сталейних і чавунних деталей, виробів з кольорових металів і їх сплавів. На верстаті можна виконувати такі технологічні операції (рис. 2.1):

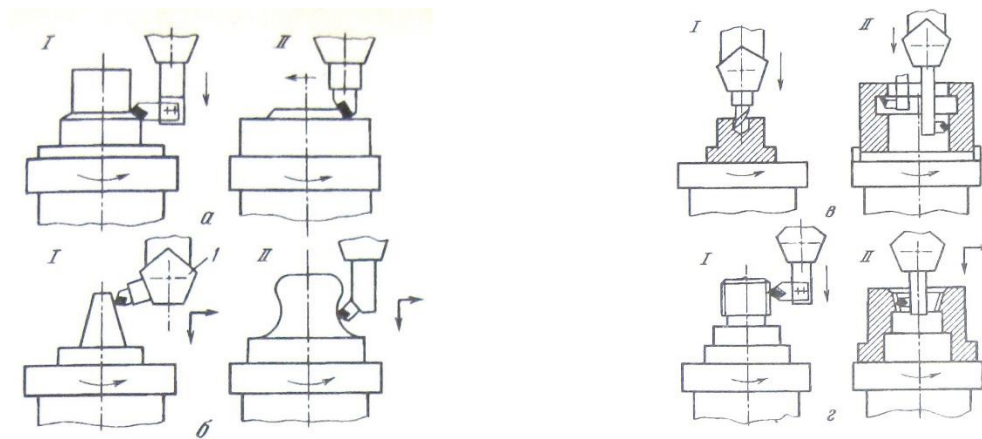


Рис. 2.1 Типові схеми обробки на верстаті 1А563Ф4

- обробку внутрішніх, зовнішніх, торцевих поверхонь обертання простої і складної форми (циліндр, конус, сфера і т. п.) (рис. 2.1, б-I);
- нарізування різьби або гвинтових канавок на поверхнях (рис. 2.1, г);
- обробку співвісних осей обертання планшайби (циліндр, конус, торець) (рис. 2.1, а);
- фрезерування складних поверхонь (рис. 2.1, б-II);
- свердління, розточування, зенкування, розгортання і нарізування різей в отворах, співвісних осі обертання розточно-фрезерного шпинделя (рис. 2.1, в).

При встановленні додаткових пристосувань на верстаті можна виконувати фрезерування поверхонь кутовою фрезерною головкою, свердління, розточування, зенкування, розгортання отворів, співвісних осі обертання кутовою фрезерною головкою; шліфування простих і складних

поверхонь шліфувальною головкою. Загальний вигляд токарно-карусельного верстата моделі 1А563Ф4 показаний на рис.2.2. Верстат має наступні основні вузли: стіл 1, на якому встановлена планшайба 2, дві стійки 3, скріплені між собою балкою 4. По вертикальних направляючих стійок за допомогою вертикальних ходових гвинтів 9 від окремого електродвигуна, розташованого усередині балки 4, може переміщатися траверса 5. По її горизонтальних напрямних можуть переміщатися два вертикальних револьверних супорти: 6-токарний супорт, 7-фрезерно-розточний супорт.

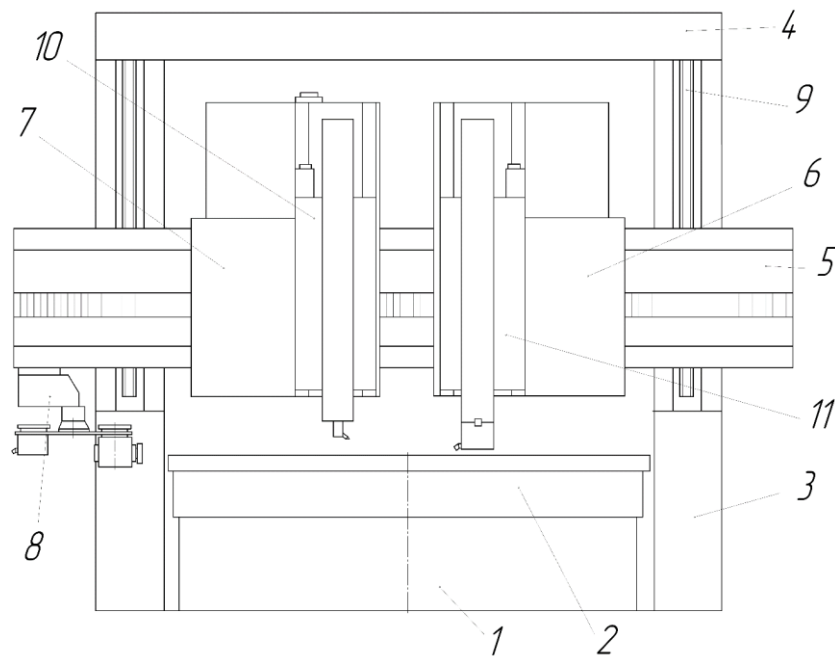


Рис.2.2 Компонувальна схема верстата 1А563Ф4

Усередині супорта 7 знаходяться коробка подач для переміщення супорта по траверсі (поперечна подача) і коробка подач для переміщення повзуна 10 по напрямних супорта (поздовжня або вертикальна подача); механізм повороту супорта, а також привід головного руху для обертотого інструменту. Усередині супорта 6 знаходяться коробка подач для переміщення супорта по траверсі (поперечна подача) і коробка подач для переміщення повзуна 11 по напрямних супорта (поздовжня або вертикальна подача); механізм повороту супорта.

Привід головного руху і привід колової подачі планшайби 2 об'єднані в одному механізмі і розміщені всередині столу 1.Верстат оснащений поворотним магазином 8.

Основні технічні характеристики токарно-карусельного верстата 1A563Ф4 [18] викладені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Технічні характеристики верстата 1A563Ф4

Параметр	Одиниці виміру	Значення
Максимальний діаметр оброблюваної заготовки	мм	6300
Максимальна висота оброблюваної заготовки	мм	3150
Максимальна маса оброблюваної заготовки	тон	250
Діаметр планшайби стола	мм	5500
Робочий хід повзуна:		
- токарного	мм	2800
- розточно-фрезерного	мм	2000
Робочий хід санчат супорта	мм	3500
Найбільший момент різання на планшайбі	кН•м	450
Кількість ступенів швидкостей головного приводу планшайби		2
Межі частоти обертання планшайби:		
- від головного приводу (безступінчатий)	об/хв	0,315-31,5
- від приводу подач - вісь С (безступінчатий)	об/хв	0,0001-0,063
Найбільший момент різання на шпинделі розточно-фрезерного супорта	Н•м	1450
Потужність приводу головного руху	кВт	138
Потужність електродвигуна приводу розточно-фрезерного супорта	кВт	36

Головні рухи верстата :

При токарній обробці на верстаті моделі 1A563Ф4 головним рухом є обертання планшайби з заготовкою, а при роботі розточно-фрезерного супорта головним рухом є обертання шпинделя . Рухом подачі є переміщення санчат супортів по направляючих траверси, переміщення повзуна з інструментом по направляючих супорта , колова подача планшайби . Установчими рухами в верстаті є переміщення траверси у вертикальному напрямку, а також повороти супортів.

Кінематична схема подана на кресленні (див. додаток).

- Ланцюг головного руху (обертання планшайби):

Кінцеві ланки: електродвигун M_1 - планшайба;

Розрахункові переміщення: $n_{дв}$, $N_{план.}$;

Привід головного руху планшайби має безступінчате регулювання в двох діапазонах. Плавне регулювання забезпечується керованим двигуном потужністю 138 кВт і частотою обертання 650...1950 хв⁻¹.

- Ланцюг головного руху (обертання шпинделя розточно-фрезерного супорта):

Кінцеві ланки: електродвигун M_6 - шпиндель;

Розрахункові переміщення: $n_{дв}$, $N_{шп.}$;

Привід головного руху розточно-фрезерного супорта має безступеневе регулювання в двох діапазонах. Плавне регулювання забезпечується керованим двигуном з номінальною частотою обертання 14,6 хв⁻¹ і обертовим моментом 80 Нм.

- Ланцюг колової подачі планшайби:

Кінцеві ланки: електродвигун M_2 - планшайба;

Розрахункові переміщення: $n_{дв}$, $S_{кр.}$;

Механізм колової подачі планшайби суміщений з приводом головного руху планшайби і включається при переміщенні зубчастого колеса $z = 34$ вгору, після цього в роботу включається електродвигун приводу подачі M_2 з номінальною частотою обертання 1000 хв⁻¹ і обертовим моментом 90 Нм. Привід колової подачі планшайби має безступеневе регулювання в двох діапазонах.

- Ланцюг приводу вертикальної (поздовжньої) подачі токарного і розточно-фрезерного супортів:

Кінцеві ланки: електродвигун M_5 - супорт;

Розрахункові переміщення: $l_{об.дв.}$, $S_{прод.}$;

Привід поздовжньої подачі супортів приводиться в дію безступінчато керованим двигуном з номінальною частотою обертання 1000 хв^{-1} і обертовим моментом 65 Нм .

- Ланцюг приводу вертикальної подачі траверси:

Кінцеві ланки: електродвигун M_7 - траверса;

Розрахункові переміщення: $l_{об.дв.}$, $S_{тр}$;

Привід вертикальної подачі траверси приводиться в дію двигуном з частотою обертання 1420 хв^{-1} і потужністю 21 кВт .

- Ланцюг приводу горизонтальної (поперечної) подачі токарного і розточно-фрезерного супортів:

Кінцеві ланки: електродвигун M_3 - супорт;

Розрахункові переміщення: $l_{об.дв.}$, $S_{поп}$;

Привід поперечної подачі супортів приводиться в дію безступенево керованим двигуном з номінальною частотою обертання 1000 хв^{-1} і обертовим моментом 65 Нм .

Ланцюг приводу повороту токарного і розточно-фрезерного супортів:

Кінцеві ланки: електродвигун M_4 -суппорт;

Розрахункові переміщення: $n_{об.дв.}$, $S_{пов.суп.}$;

Привід повороту супортів приводиться в дію двигуном з частотою обертання 1425 хв^{-1} і потужністю $2,2 \text{ кВт}$.

2.2. Розрахунок граничних режимів різання при обробці на токарно-карусельному верстаті

Для подальших силових і міцнісних розрахунків необхідно розрахувати режими різання при чорновій (максимальна глибина різання) та чистовій обробці на токарно-карусельному верстаті 1A563Ф4 при максимальному і мінімальному оброблюваному діаметрі.

Для розрахунку режимів різання аналітичним методом оберемо операцію – Токарна з ЧПК, перехід – розточити на чорно внутрішню поверхню фланця $D=5000$ мм.

Для розточування вибрано розточний різець перерізом $60 \times 60; L = 235; l_1 = 135$, з механічним кріпленням пластини (пластина 3-гранна $\varphi = 92^\circ; \gamma = 5^\circ; \alpha = 8^\circ$ з стружкозавивковою канавкою; радіус при вершині $r=4$ мм, матеріал Т5К12).

Режими різання наступні:

Період стійкості різця - $T = T_{\text{табл.}} \cdot 1 = 60 \cdot 1 = 60 \text{ хв}$ [19, с.264]

Заготовка із сталі $\delta_b = 650 \text{ МПа}$, $\text{HRC}_e = 40$ од.

Глибина різання – $t = 30$ мм.

- Визначаємо подачу [19, с.267, табл.12], $S_{\text{табл}} = 0,8 \text{ мм/об}$.

- Визначаємо швидкість різання за формулою [19]:

$$V_\phi = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v \quad (2.1)$$

Визначаєм значення коефіцієнтів [19, с.261, табл. 1-6, 17, 18.]

$C_v = 340; x = 0,15; y = 0,45; m = 0,2$.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\phi v} \quad (2.2)$$

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_s} \right)^{n_v} \quad (2.3)$$

$$K_{mv} = 1 \cdot \left(\frac{750}{650} \right)^1 = 1,25$$

де: $K_r = 1$ – коефіцієнт, який враховує матеріал інструменту;

$n_v = 1$ – показник степені, який враховує вид обробки;

$K_{\phi v} = 0,7$ – коефіцієнт, який враховує параметри різця;

$K_{nv} = 0,6$ – коефіцієнт, який враховує стан поверхні заготовки яка обробляється;

$K_{uv} = 0,65$ – коефіцієнт, який враховує якість оброблюваної поверхні.

$$K_v = 1,25 \cdot 0,6 \cdot 0,65 \cdot 0,7 = 0,34$$

$$V_\phi = \frac{340}{60^{0,2} \cdot 30^{0,15} \cdot 0,8^{0,45}} \cdot 0,34 = 33,83 \text{ м / хв.}$$

Визначаємо частоту обертання планшайби за формулою [19] :

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} \quad (2.4)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 33,83}{3,14 \cdot 5000} = 2,15 \text{ об / хв}$$

- Корекцію частоти обертання планшайби за паспортом верстата не проводимо; Межі безступеневого регулювання від 0,315 об/хв до 31,5 об/хв. Дійсна швидкість різання при такому виді обробки

$$V_d = V_\phi = 33,83 \text{ м / хв}$$

- Сумарна потужність різання на даному переході не повинна перевищувати потужності двигуна верстата із врахуванням його ККД. більш ніж на 20% [19], тобто

$$N \leq N_d \cdot \eta \quad (2.5)$$

Визначаємо потужність для кожного інструменту за формулою [19, с.271] :

$$N_{\text{різ.}} = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60} \quad (2.6)$$

де: P_z - тангенціальна сила різання, яка визначається за формулою [19, с.271] :

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p \quad (2.7)$$

Значення коефіцієнтів C_p , K_p , та показників степеней вибираємо із [19, с.264, табл.9, 10, 22, 23]

Для різця розточного: $C_p = 300$; $x=1,0$; $y=0,75$; $n=-0,15$.

Значення поправочних коефіцієнтів визначаємо по

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}$$

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_6}{750} \right)^m = \left(\frac{600}{750} \right)^{0.75} = 0,84$$

де: $K_{\phi p} = 0,89$ – коефіцієнт, який враховує головний кут в плані інструменту;

$K_{\gamma p} = 1,0$ – коефіцієнт, який враховує передній кут інструменту;

$K_{\lambda p} = 1,25$ – коефіцієнт, який враховує кут нахилу головного леза інструменту;

$K_{rp}=1,10$ – коефіцієнт, який враховує радіус при вершині різального інструмента.

$$K_p=0,84 \cdot 0,89 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,10=1,02$$

Відповідно

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 30^{1,0} \cdot 0,8^{0,75} \cdot 33,83^{-0,15} \cdot 1,02 = 46705 H$$

Тоді потужність різання складе:

$$N_{риз.} = \frac{46705 \cdot 33,83}{1020 \cdot 60} = 25,81 кВт$$

Потужність двигуна верстата 1A563Ф4 – 138 кВт і ККД верстата 0,8, відповідно $25,81 \leq 138 \cdot 0,8 = 110,4 кВт$

Подальші результати розрахунку зводимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2. Режими різання при розточуванні на токарно-карусельному верстаті 1A563Ф4.

Перехід	Інструмент	Режими						
		T, хв	t, мм	s, мм/об	n, об/хв	$V_\phi = V_\sigma$ м/хв	Pz, Н	N, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Розточування при максимальному діаметрі обробки та максимальній глибині різання D=5000 мм Rz 100	Розточний різець 60×60; L = 235; l ₁ = 135; φ = 92°; γ = 5°; α = 8° радіус при вершині r=4 мм, матеріал Т5К12	60	30	0,8	2,15	33,83	46705	25,81
Чистове розточування при максимальному діаметрі D=5000 мм Rz=20	Розточний різець 40×60; L = 235; l ₁ = 135; φ = 95°; γ = 5°; α = 8° радіус при вершині r=1 мм, матеріал Т15К6	75	0.5	0.18	14,1	221,52	306	1,1

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Розточування чорнове при мінімальному діаметрі D=1000 Rz 100	розточний різець 40×40; L = 135; l ₁ = 75; φ = 92°; γ = 5°; α = 8° радіус при вершині r=2 мм, матеріал T5K12	60	10	1,3	14,43	45,33	19689	14,58
Розточування чистове при мінімальному діаметрі D=1000 Rz 20	розточний різець 40×40; L = 135; l ₁ = 75; φ = 92°; γ = 5°; α = 8° радіус при вершині r=0,4 мм, матеріал T5K12	75	0.2	0,11	139,33	437,5	266,05	1,9

2.3 Розрахунок потужності та крутильної здатності ступінчатої коробки передач токарно-карусельного верстату

Розглянемо кінематичний ланцюг головного приводу верстата мод. 1A563 зі ступеневим регулюванням на рис. 2.3

Обертання планшайби здійснюється від головного електродвигуна потужністю 40 кВт через ремінну передачу Ø283 / Ø475 передається на вхідний вал I коробки швидкостей на рухомі блоки шестерень Б1, Б2, Б3 і Б4, які переміщуються по шліцевим валам I, III, IV і VI за допомогою гідравлічного механізму переміщення. На вихідному кінці вала VI встановлено конічне колесо 25 з коловими зубами, що входить в зачеплення з колесом 32 на валу VII. Обертання від валу VII передається через косозубу передачу 23/153 планшайбі, що має вертикальну вісь обертання. Кількість ступеней чисел обертів $Z_n = 24$, $n_{min} = 2,11$ об/хв, $n_{max} = 123,4$ об/хв.

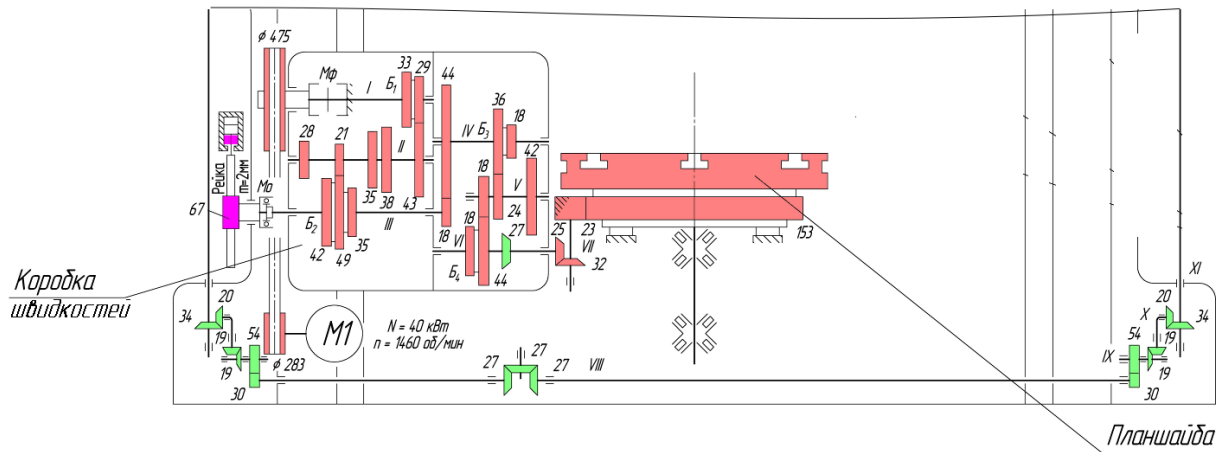


Рис. 2.3 Привід головного руху зі багатоступеневою коробкою швидкостей токарно-карусельного верстату мод. 1А563

Проводимо розрахунок потужності приводу та обертових моментів:

Ефективна потужність верстата

$$N_{\text{еф}} = 25,81 \text{ кВт};$$

Розрахункова потужність електродвигуна

$$P_{\text{ел.д}} = N_{\text{еф}} / \eta_0 \quad (2.8)$$

де: η_0 – ККД привода (ремінна передача- 0,95; 7 зубчастих передач- 0,96; 7 пар підшипників- 0,99).

$$\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_z^7 \cdot \eta_{\text{п}}^7 \quad (2.9)$$

Таким чином отримуємо ККД приводу

$$\eta_0 = 0,95 \cdot 0,96^7 \cdot 0,99^7 = 0,66$$

$$P_{\text{ел.д}} = 25,81 / 0,73 = 35,35 \text{ кВт}$$

Проводимо розрахунок обертових моментів за формулою:

$$T_{\text{max } i} = 9550 \cdot P_i / n_{\text{min } i} \quad (2.10)$$

де: P_i – потужність на обраній ланці приводу;

$n_{\text{min } i}$ – мінімальна частота обертання на обраній ланці

Для визначення частот обертання планшайби, розраховуємо діапазон регулювання чисел обертів [20]:

$$R_n = n_{max}/n_{min} = 123,4/2,11 = 58,48 ; \quad (2.11)$$

де: n_{max} , n_{min} - відповідно максимальні і мінімальні числа обертів планшайби, об/хв.

Визначаємо знаменник геометричного ряду чисел обертів планшайби:

$$\varphi = \sqrt[n-1]{R_n} = \sqrt[23]{58,48} = 1,19; \quad (2.12)$$

де: Z_n - кількість ступенів чисел обертів планшайби.

Приймаємо $\varphi = 1,12$ [20]

Визначаємо проміжні значення частот, після цього заокруглюємо величини до стандартних значень відповідних нормальному ряду чисел у верстатобудуванні ([20], ст. 37).

$$n_1 = n_{min} \cdot \varphi^1 = 2,11 \cdot 1,12^1 = 2,36 \text{ об/хв} \quad (2.13)$$

$$n_1 = 2,5 \text{ об/хв}$$

$$n_{24} = n_{min} \cdot \varphi^{24} = 2,11 \cdot 1,12^{24} = 32,02 \text{ об/хв}$$

$$n_{24} = 31,5 \text{ об/хв}$$

Крутний момент на VII валу:

$$T_{max i} = \frac{9550 \cdot 25,81}{2,5} = 98594,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на валу I:

$$T_I = \frac{9550 \cdot 35,35}{31,5} = 10717 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.4 Силкові та міцнісні розрахунки двоступеневої планетарно-цівкової передачі.

Вихідні дані для проектного та силового розрахунку двоступінчатого планетарно-цівкового редуктора: момент на вихідному валу $T_{max.i} = 98594,2 \approx 100000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; частота обертання на IIIV $n_1 = 2,5 \text{ об/хв}$; передаточне число $i = i_1 \times i_2$, $i = 21 \times 15 = 315$. Редуктор призначений для важкого режиму роботи.

Для заданої схеми: число сателітів $Z_c = 4$, число зубів сателіта $z_{1,2} = 21$, $z_{3,4} = 15$, число зубів обійми $z_{0,1,2} = 21 + 1 = 22$, $z_{0,3,4} = 15 + 1 = 16$. Для важкого

режиму навантаження, знаходимо значення коефіцієнту еквівалентності навантаження для розрахунку зачеплення $k_h = 0,79$ [22].

1. Визначаємо розрахунковий крутний момент на сателіті з врахуванням нерівномірності розподілу навантаження між сателітами $k_h = 1,15$ [22]:

$$T = \frac{K_H T_4}{Z_c} = \frac{1,15 \cdot 100000}{4} = 28750 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.14)$$

Враховуючи співвідношення між кількістю зубів першої та другої ступені, навантаження на сателіті першої ступені будуть більшими на 30%.

Еквівалентний момент для важкого режиму навантаження з врахуванням нерівномірності розподілу навантаження :

$$T_{E.1,2} = k_H T = 0,79 \cdot 37400 = 29546 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.15)$$

$$T_{E.3,4} = k_H T = 0,79 \cdot 20100 = 15879 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Розраховуємо коефіцієнт вкорочення епіциклоїди:

$$\lambda_1 = \sqrt[4]{\frac{z_{1,2}}{3,7 \cdot (z_{1,2} + 4)}} \quad (2.16)$$

$$\lambda_1 = \sqrt[4]{\frac{21}{3,7 \cdot (21 + 4)}} = 0,69$$

$$\lambda_2 = \sqrt[4]{\frac{15}{3,7 \cdot (15 + 4)}} = 0,7$$

3. Приймаємо допустимі контактні напруження в зубах сателіта із сталі 40ХГ з цементацією ($[\sigma]_H = 1100 \text{ МПа}$) [23].

4. Обираємо коефіцієнт ширини зуба сателіта ($\psi_b = 0,1$) [22].

5. Розраховуємо дільний діаметр обойми із умов контактної міцності зубів з врахуванням перемінного режиму навантаження:

$$d_{o.1,2} = 680 \sqrt[3]{\frac{T_E \cdot z_{o.1,2}}{\lambda^2 \cdot \psi_b \cdot z_{1,2} \cdot [\sigma]_H^2} \cdot [3,7 \cdot (z_{1,2} + 4) \cdot \lambda^4 + z_{1,2}]} \quad (2.17)$$

$$d_{o.1,2} = 680 \sqrt[3]{\frac{29546 \cdot 22}{0,69^2 \cdot 0,1 \cdot 21 \cdot 1100^2} \cdot [3,7 \cdot (21 + 4) \cdot 0,69^4 + 21]} = 891,698 \text{ мм}$$

$$d_{o.3,4} = 680 \sqrt[3]{\frac{15849 \cdot 16}{0,7^2 \cdot 0,1 \cdot 15 \cdot 1100^2} \cdot [3,7 \cdot (15 + 4) \cdot 0,69^4 + 15]} = 658,709 \text{ мм}$$

6. Визначаємо ексцентриситет першої і другої ступені:

$$e_{1,2} = 0,5 d_{o.1,2} \frac{\lambda_1}{z_{1,2}} = 0,5 \cdot 891,698 \cdot \frac{0,69}{21} = 14,64 \text{ мм} \quad (2.18)$$

$$e_{3,4} = 0,5 d_{o.3,4} \frac{\lambda_2}{z_{3,4}} = 0,5 \cdot 658,709 \cdot \frac{0,7}{15} = 15,369 \text{ мм}$$

7. Визначаємо діаметр цівки (ролика).

На першій ступені:

Мінімальний:

$$d_{y.\min.1,2} = \frac{e z_{1,2}}{0,37(z_{1,2} + 4)\lambda_1^4 + 0,1 z_{1,2}} \quad (2.19)$$

$$d_{y.\min.1,2} = \frac{14,64 \cdot 21}{0,37 \cdot (21 + 4) \cdot 0,69^4 + 0,1 \cdot 21} = 73,25 \text{ мм}$$

Максимальний:

$$d_{y.\max.1,2} = \frac{2\pi e}{\lambda_1} = \frac{2\pi \cdot 14,64}{0,69} = 133,24 \text{ мм} \quad (2.20)$$

На другій ступені:

Мінімальний:

$$d_{y.\min.3,4} = \frac{15,36 \cdot 15}{0,37 \cdot (15 + 4) \cdot 0,7^4 + 0,1 \cdot 15} = 72,27 \text{ мм}$$

Максимальний:

$$d_{y.\max.3,4} = \frac{2\pi e}{\lambda_2} = \frac{2\pi \cdot 15,36}{0,7} = 137,801 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметри цівок: $d_{y.1,2} = 85 \text{ мм}$, $d_{y.3,4} = 90 \text{ мм}$

8. Визначаємо геометричні параметри сателіта і обойми.

Ділильний діаметр сателіта:

$$d_{1,2} = 2e \frac{z_{1,2}}{\lambda_1} = 2 \cdot 14,64 \cdot \frac{21}{0,69} = 876,52 \text{ мм} \quad (2.21)$$

$$d_{3,4} = 2 \cdot 15,369 \cdot \frac{15}{0,7} = 658,67 \text{ мм}$$

Діаметр кола впадин зубів сателіта.

$$d_{f1} = d_{o,n} - d_y - 2e \quad (2.22)$$

де: $d_{o,n}$ - відповідно ділильні діаметри обойми на першій та другій ступені редуктора.

$$d_{f1,2} = 891,698 - 85 - 2 \cdot 14,64 = 804,55 \text{ мм}$$

$$d_{f3,4} = 658,709 - 90 - 2 \cdot 15,369 = 537,97 \text{ мм}$$

Діаметр кола виступів зубів сателіта.

$$d_{a1,2} = d_{f1,2} + 4e = 804,55 + 4 \cdot 14,64 = 863,11 \text{ мм} \quad (2.23)$$

$$d_{a3,4} = 537,97 + 4 \cdot 15,36 = 599,446 \text{ мм}$$

Мінімальна ширина зуба сателіта.

$$b_{1,2} = \psi_b d_{o,1,2} = 891,698 \cdot 0,1 = 89,16 \text{ мм} \quad (2.24)$$

$$b_{3,4} = 658,709 \cdot 0,1 = 65,87 \text{ мм}$$

Приймаємо ширинину зубів сателіта, відповідно для першої ступені $b_{1,2} = 89,16 \approx 90 \text{ мм}$, для другої $b_{3,4} = 65,87 \approx 70 \text{ мм}$.

Висота зуба сателіта:

$$h_{1,2} = 2e_{1,2} = 2 \cdot 14,64 = 29,28 \text{ мм} \quad (2.25)$$

$$h_{3,4} = 2 \cdot 15,36 = 30,72 \text{ мм}$$

Визначаємо радіуси кривизни вершин та впадин зуба сателіта.

Для першої ступені редуктора:

$$p_{a1,2} = \frac{e_{1,2} z_{o,1,2} (1 + \lambda_1)^3}{\lambda_1 + \lambda_1^2 (z_{1,2} + 1) + \lambda_1^3 z_{1,2}} - r_{y1} \quad (2.26)$$

де: r_{y1} - радіус цівки першої ступені.

$$p_{a1,2} = \frac{14,64 \cdot 22(1+0,69)^3}{0,69+0,69^2(22+1)+0,69^3 \cdot 22} - 42,5 = 39,89 \text{ мм}$$

$$p_{f1,2} = \frac{e_{1,2} z_{o,1,2} (1+\lambda_1)^3}{\lambda_1 - \lambda_1^2 (z_{1,2} + 1) + \lambda_1^3 z_{1,2}} + r_{y1} \quad (2.27)$$

$$p_{f1,2} = \frac{14,64 \cdot 22(1+0,69)^3}{0,69-0,69^2(22+1)+0,69^3 \cdot 22} + 42,5 = 46,39 \text{ мм}$$

Для другої ступені редуктора:

$$p_{a3,4} = \frac{15,36 \cdot 16(1+0,7)^3}{0,7+0,7^2(16+1)+0,7^3 \cdot 16} - 45 = 38,167 \text{ мм}$$

$$p_{f3,4} = \frac{15,36 \cdot 15(1+0,7)^3}{0,7-0,7^2(16+1)+0,7^3 \cdot 16} + 45 = 47,04 \text{ мм}$$

Радіус кола, на якому розміщенні центри бокових отворів сателіта і центри пальців кривошипа,

$$R_{p,1,2} \approx (0,85...1,10)e_{1,2}z_{1,2} = (0,85...1,10) \cdot 14,64 \cdot 21 = 261,32...338,18 \text{ мм} \quad (2.28)$$

$$R_{p,3,4} \approx (0,85...1,10)e_{3,4}z_{3,4} = (0,85...1,10) \cdot 15,36 \cdot 15 = 195,84...253,44 \text{ мм}$$

Приймаємо $R_{p,1,2} = 340 \text{ мм}$; $R_{p,3,4} = 255 \text{ мм}$.

Коловий крок обойми по ділильному діаметрі.

Обойма перешої ступені:

$$P_1 = \frac{2\pi e_{1,2}}{\lambda_1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 14,64}{0,69} = 133,31 \text{ мм} \quad (2.29)$$

Обойма другої ступені:

$$P_2 = \frac{2\pi e_{3,4}}{\lambda_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 15,36}{0,7} = 137,87 \text{ мм}$$

9. Знаходимо суму проекцій всіх сил в зачепленні зубів сателіта на вісь «х». (Введений множник 1000 - для підстановки лінійних розмірів в системі СИ).

$$\sum F_{xi,1} = \left[1,2\lambda - 0,66 + \frac{8}{z_{o,1,2}} \right] \frac{1000T}{e_{1,2}z_{1,2}} \quad (2.30)$$

де: T - крутний момент прикладений до сателіта, Н · м.

Розрахунок проводимо з врахуванням співвідношення між навантаженням на сателіти першої та другої ступені редуктора.

$$\sum F_{xi.1} = \left[1,2 \cdot 0,69 - 0,66 + \frac{8}{22} \right] \cdot \frac{1000 \cdot 37400}{14,64 \cdot 21} \approx 64673 \text{ Н}$$

$$\sum F_{xi.2} = \left[1,2 \cdot 0,7 - 0,66 + \frac{8}{16} \right] \cdot \frac{1000 \cdot 20100}{15,36 \cdot 15} \approx 59322 \text{ Н}$$

Знаходимо суму проекцій всіх сил в зачепленні зубів сателіта на вісь «у».

$$\sum F_{yi.1} = -1000 \frac{T_1}{e_{1,2} z_{1,2}} = -1000 \frac{37400}{14,64 \cdot 21} \approx -121649 \text{ Н} \quad (2.31)$$

$$\sum F_{yi.2} = -1000 \frac{T_2}{e_{3,4} z_{3,4}} = -1000 \frac{20100}{15,36 \cdot 15} \approx -87240 \text{ Н}$$

де: T_1 - крутний момент прикладений до сателіта першої ступені, Н · м.

T_2 - крутний момент прикладений до сателіта другої ступені, Н · м.

10. Визначаємо максимальну силу, діючу на палець механізму паралельних кривошипів. Приймаємо $z_p = 8$ [22, табл.4].

$$F_{p.\max.1} = k_{\max} \frac{1000 \cdot T_1}{R_{p.1,2}} = 0,5 \cdot \frac{1000 \cdot 37400}{338,18} = 55295,99 \approx 55296 \text{ Н} \quad (2.32)$$

$$F_{p.\max.2} = k_{\max} \frac{1000 \cdot T_2}{R_{p.3,4}} = 0,5 \cdot \frac{1000 \cdot 20100}{253,44} = 39654,35 \approx 39654 \text{ Н}$$

де: $k_{\max}$ - коефіцієнт, який враховує кількість паралельних кривошипів при визначенні максимальної сили діючої на палець механізму.

11. Знаходимо максимальну сумарну силу, діючу на сателіт зі сторони пальців механізму паралельних кривошипів.

$$F_{p\sum\max.1} = k_{\sum\max} \frac{1000 \cdot T_1}{R_{p.1,2}} = 1,31 \cdot \frac{1000 \cdot 37400}{338,18} = 144875,5 \text{ Н} \quad (2.33)$$

$$F_{p\sum\max.2} = k_{\sum\max} \frac{1000 \cdot T_2}{R_{p.3,4}} = 1,31 \cdot \frac{1000 \cdot 20100}{253,44} = 103894,4 \text{ Н}$$

де: $k_{\sum\max}$ - коефіцієнт, який враховує кількість паралельних кривошипів при визначенні сумарної максимальної сили діючої на сателіт.

12. Розраховуємо орієнтовану масу сателіта для подальшого визначення сил інерції.

$$M_{1,2} = 7,8 \cdot 10^{-6} \frac{\pi d_{1,2}^2}{4} b_{1,2} = 7,8 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{\pi \cdot 876,52^2}{4} \cdot 90 = 130,5 \text{ кг} \quad (2.34)$$

$$M_{3,4} = 7,8 \cdot 10^{-6} \frac{\pi d_{3,4}^2}{4} b_{3,4} = 7,8 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{\pi \cdot 658,67^2}{4} \cdot 70 = 126,66 \text{ кг}$$

13. Знаходимо частоту обертання вхідного валу на двох ступенях.

$$n_{1,2} = n_2 \cdot i_1 = 2,5 \cdot 21 = 52,5 \text{ об/хв} \quad (2.35)$$

$$n_{3,4} = n_{1,2} \cdot i_2 = 52,5 \cdot 15 = 787,5 \text{ об/хв}$$

де: n_2 - необхідна частота обертання вихідного вала;

i_1, i_2 - передаточні відношення першої і другої ступені відповідно.

14. Знаходимо силу інерції, діючу на сателіт.

$$F_{in1} = M_1 \left(\frac{\pi n_{1,2}}{30} \right)^2 e_{1,2} \cdot 10^{-3} = 130,5 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 52,5}{30} \right)^2 \cdot 14,64 \cdot 10^{-3} = 577,68 \text{ Н} \quad (2.36)$$

$$F_{in2} = M_2 \left(\frac{\pi n_{3,4}}{30} \right)^2 e_{3,4} \cdot 10^{-3} = 126,66 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 787,5}{30} \right)^2 \cdot 15,63 \cdot 10^{-3} = 13463 \text{ Н}$$

Для подальшого вдосконалення конструкції планетарно-цівкового редуктора шляхом заміни підшипників на втулки з пластичного матеріалу (фторопласти). Необхідно визначити розрахункову радіальну силу, яка навантажує підшипник сателіта у конструкціях РПЦ типу К-Н-V.

$$F_{n1} = \sqrt{\sum (F_{xi1} + F_{in1} - F_{p \sum \max 1})^2 + (\sum F_{yi1})^2} \quad (2.37)$$

$$F_{n1} = \sqrt{\sum (64673 + 577,68 - 144875,5)^2 + (\sum (-121649))^2} = 145391 \text{ Н}$$

$$F_{n2} = \sqrt{\sum (59322 + 13463 - 103894,4)^2 + (\sum (-87240))^2} = 92620 \text{ Н}$$

Визначаємо крутний момент та потужність на вході редуктора.

$$T_{\text{ред.вх.}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{ред.вх.}}}{n_{3,4}}$$

де: $P_{\text{ред.вх.}}$ - потужність редуктора на вході.

$$P_{\text{ред.вх}} = N_{\text{еф}} / \eta_{\text{ред.}}$$

де: $\eta_{\text{ред.}}$ – ККД редуктора

$$\eta_{\text{ред.}} = \frac{1/i}{1 - (1 - 1/i) \times \frac{1}{\eta_{\text{max}}}} \quad (2.38)$$

де: η_{max} - максимальний ККД з мінімальним тертям у кінематичних парах даного типу механізмів.

$$\eta_{\text{ред.}} = \frac{1/315}{1 - (1 - 1/315) \times \frac{1}{0.99}} = 0.93$$

$$P_{\text{ред.вх}} = \frac{N_{\text{еф}}}{\eta_{\text{ред.}}} = \frac{25,81}{0.93} = 27,75 \text{ кВт}$$

$$T_{\text{ред.вх.}} = \frac{27,75 \cdot 9550}{787,5} = 336,58 \text{ Н} \cdot \text{М}$$

2.5. Висновки по розділу 2

В рамках розділу 2 була розглянута конструкція токарно-карусельного верстата-аналога мод.1А563Ф4. Проаналізовано основні кінематичні ланцюги силових та додаткових рухів верстата.

Розраховані режими різання при максимальному навантаженні на силовий привід верстата – обертання планшайби з заготовкою. Визначена потужність при важкому режимі різання.

Здійснений кінематичний та силовий розрахунок зубчастої коробки швидкостей приводу головного руху з врахуванням сил різання. Визначені крутні моменти валів приводу планшайби. Розрахована потужність зубчастої передачі та її ККД.

За вихідними даними вибрана методика розрахунку 2-х ступінчатого планетарно-цівкового редуктора. Розраховані початкові еквівалентні крутні моменти на сателітах ($T_{\text{Е.1,2}} = 29546 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $T_{\text{Е.3,4}} = 15879 \text{ Н} \cdot \text{м}$). Визначені основні геометричні параметри передачі. Здійснені силові та міцнісні розрахунки

передачі. Розрахований ККД редуктора та потужність на вихідному та вхідному валу при робочому навантаженні.

Узагальнивши отримані результати можна зробити такі висновки:

- 1) Розглянутий верстат-аналог має високі характеристики по потужності обробки та потребує великих вимог до силових приводів.
- 2) Розглянутий привід головного руху має великі втрати потужності в зубчастих парах коробки передач та малий ККД.
- 3) Великі крутильні моменти на вихідному валу багатоступеневої коробки передач потребують потужного силового органу (двигуна).
- 4) Розглянутий ПЦП задовільняє вимогам по потужності та може бути використаний в приводі головного руху.
- 5) Планетарно-цівковий привід має значно більший коефіцієнт корисної дії в порівнянні з зубчастою передачею (ККД зуб. $0,66 < \text{ККД ред. } 0,93$).
- 6) Крутний момент та потужність на вході значно менші ніж у зубчастих парах ($T_{\text{ред.}}=336 < T_{\text{зуб.}}=10717$; $P_{\text{ред.}}=27,75 < P_{\text{зуб.}}=35,35$)

3. НАУКОВО–ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

3.1. Методика досліджень наукового характеру та порядок їх проведення.

Як відомо, критерієм відмови ПЦП є максимальне контактне навантаження. У класичній розрахунковій моделі ПЦП, максимальна контактна сила в передачі не залежить від матеріалу втулок пальців та підшипників сателіта [24].

У більш піддатливих матеріалів при однаковій силі виникає велика зона контакту, тому навантаження теоретично в них будуть меншими. У формулі Герца для розрахунку контактного навантаження це виражається тим, що наведений модуль пружності знаходиться в знаменнику. Аналогічна ситуація виникає і при розрахунку евольвентних передач [25]. Цим і пояснюється застосування коефіцієнта k_E в аналітичному розрахунку. Однак зазначений результат отриманий при ряді припущень. В існуючій розрахунковій моделі не враховується вплив зазору в передачі, який в декілька разів підвищує максимальну контактну силу, через те, що частина цівок перестає працювати в зоні контакту сателіт-цівка-обойма. Для сталевих передач цей факт експериментально підтверджений [26], тому при розрахунку максимальної сили, що діє на цівку, вводять коефіцієнт запасу 1,35 за силою [27], що враховує те, що частина цівок знаходиться не в зачепленні.

Припустимо, що певні елементи виготовляють не зі сталі, а з більш пластичного матеріалу. Це означає, що при тому ж обертовому моменті, що діє на вихідний вал, елементи передачі сильніше деформуються, а отже, може з'явитися контакт з цівками в місцях, де раніше був зазор.

Таким чином, існуюча розрахункова модель може виявитися некоректною для розрахунку передач, в яких застосовані втулки та підшипники, які виконані з пластичних матеріалів.

Узагальнивши вище сказане:

Метою даного розділу є розробка 3-D моделі двохступеневого редуктора на основі отриманих даних, та дослідження напружено-деформованого стану

[28] отриманої моделі ПЦП у сучасних системах проектування. Порядок проведення дослідження складається з певних етапів:

Перший етап:

З отриманих теоретично розрахункових даних викреслюється двовимірне креслення 2-х ступеневої планетарно-цівкової передачі (див. додаток). Задачею якого є: дати розуміння про габаритні та отримані в процесі конструювання розміри елементів передачі для подальшого їх використання у 3D-моделюванні (при конструюванні 2D конструкції буде використано студентську версію CAD програми - Kompas 3D).

Другий етап:

Мета другого етапу: керуючись даними використаної літератури та аналізом відомих аналогів цівкових передач, спроектувати прототип редуктора з вдосконаленими елементами конструкції, а саме 3-х вимірну модель з виключенням у конструкції підшипників сателітів та металевих втулок пальців кривошипів, застосовуючи при цьому втулки-підшипники з пластичних фторопластів (при моделюванні твердотілих компонентів збірки редуктора буде використана студентська версія CAD-системи вищого рівня - Autodesk Inventor)

При цьому будуть враховані дві особливості:

- Перша, обумовлена наявністю епіциклоїдного профілю колеса редуктора (еквідистанта до епіциклоїди описує профіль епіциклоїдного колеса. В нашому випадку профіль епіциклоїдного колеса редуктора буде побудований за допомогою методу спряження радіусів кіл, дотичних до отриманих вище розрахункових ділільних діаметрів, вершин впадин, виступів з врахуванням ексцентриситету кулачка на якому закріплений з проміжною пластичною втулкою, сателіт.);

- Друга пов'язана з особливостями сполучень елементів редуктора, а саме в застосуванні проміжних кілець сателітів та використання спроектованої схеми передачі крутного моменту між ступенями.

Третій етап:

На основі твердотілої моделі ПЦП, провести аналіз напружено-деформованого стану елементів редуктора у яких застосовуються конструкції

з пластичного матеріалу (втулки сателіта та пальців кривошипів). При цьому застосувати сили отримані під час розрахунку теоретично-аналітичним методом до твердотілої моделі передачі.

Метою дослідження приймемо підвищення несучої здатності планетарно-цівкових передач з пластичними підшипниками-втулками шляхом обґрунтованого вибору їх конструктивних параметрів на етапі проектування.

Четвертий етап:

Проаналізувати ефективність застосування поліамідних матеріалів на основі отриманих даних аналізу у системі проектування.

3.2. Розробка моделі двохступеневої планетарно-цівкової передачі

Для моделювання конструкції 2-х ступеневої планетарно-цівкової передачі розробимо кінематичну схему по якій буде виконаний редуктор.

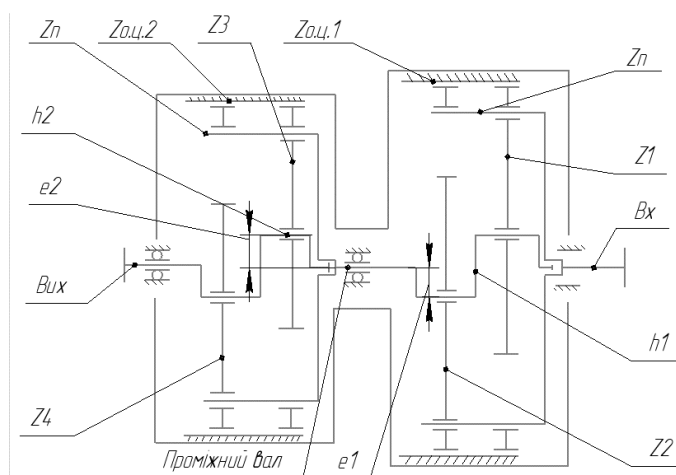


Рис. 3.1 Кінематична схема 2-х ступінчатого планетарно-цівкового редуктора

Кінематична схема ПЦП (рис. 3.1) складається з вхідного валу на який від двигуна (силового органу) передається крутний момент, радіальне навантаження компенсують опори тертя. На вхідному валі змонтоване водило паралельних кривошипів Z_p , через які момент від вала передається на торцеві отвори сателіта $Z1$ та $Z2$. Сателіти знаходяться у зачепленні з роликми $Z0.ц.1$, які розміщені нерухомо в обоймі (цівковому колесі). Передача крутного

моменту здійснюється через ексцентрик e_1 на проміжний вал, який зв'язаний з водилом, радіальне навантаження компенсують опори кочення. Пальці Z_2 кривошипного механізму знаходяться у контакті з торцевими отворами сателіта Z_3 та Z_4 , який у свою чергу знаходиться в зачепленні з пальцями обойми $Z_{o.ц.2}$ та вмонтований на ексцентрику e_2 . Ексцентрик передає крутний момент на вихідний вал редуктора, радіальні навантаження якого компенсують опори кочення.

Проаналізувавши відомі конструкції планетарно-цівкових передач та використавши попередньо розроблену кінематичну схему моделюємо робоче креслення редуктора (рис 3.2).

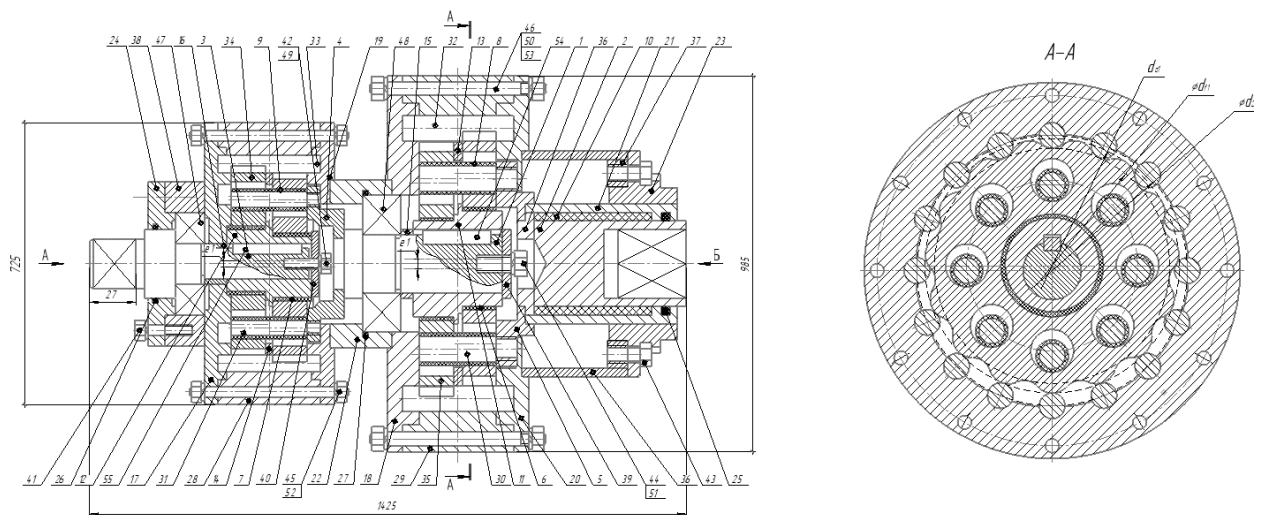


Рис.3.2 Робоче креслення редуктора

Для подальшого моделювання твердотілої моделі редуктора розглянемо основні елементи конструкції передачі. Під позицією 2 знаходиться вхідний вал передачі змонтований на підшипнику тертя 10. Вхідний вал з'єднаний з проміжним кільцем 36 водила 5. Водило на торцевій поверхні містить пальці 30 на яких знаходяться фторопластові втулки 8. Пальці входять в сетеліти 35, які знаходяться в зачепленні з цівками (роликами) 32. Цівки нерухомо зафіксовані по осі «у» у канавках обойми 29 та по осі «х» корпусом 18, 20. Кільце 13 запобігає переміщенню роликів в радіальному напрямку та переміщенню сателітів в осьовому. Сетеліти змонтовані на ексцентрику 11 з проміжними пластичними втулками 6. Ексцентрик знаходиться на

проміжному валу 1 та закріплений на ньому за допомогою шпонки 54 та шайби 39. Проміжний вал змонтований на підшипнику кочення 48 та з'єднаний з обоймою 4. Перша ступінь з'єднується з другою ступінню корпусом 22. Елементи другої ступені аналогічні першій. Осьові переміщення підшипника 47 та 21 запобігаються торцевими кришками 23, 24.

Із-за технічної складності процесу моделювання редукторів збільшених типорозмірів, розглянемо приклад конструювання твердотілої моделі аналогічного ПЦП зменшеного типорозміру приводу подач вертикального супорта (див. додатки). Додатково наведемо приклад, ще одного варіанту розрахунку ПЦП.

Вихідні дані для моделювання:

Загальне передаточне відношення двоступеневого цівкового редуктора $i = i_1 \times i_2 = 21 \times 15 = 315$; кількість зубів сателітів: $Z_1 = 22$, $Z_2 = 15$; діаметри цівки:

Прийmemo : $d_{p1} = 10, \text{мм}$ $d_{p2} = 15, \text{мм}$

Модулі сателітів : $m_1 = 10 \div 1.8 = 5.56, \text{мм}$ $m_2 = 15 \div 1.8 = 8.33, \text{мм}$

Проектування передачі розпочнемо з утворення твердотілої моделі цівок (рис. 3.3). Для цього розрахуємо ділильні діаметри цівок.

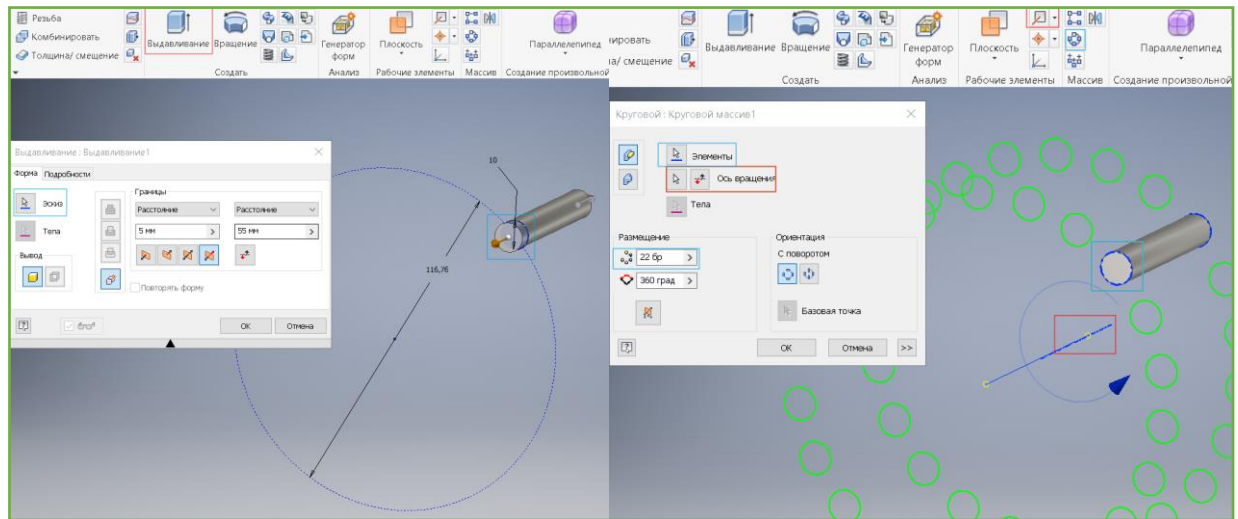
$$d_1 = m_1 \times Z_1, \text{мм} \quad (3.1)$$

$$d_1 = 5.56 \times 21 = 116.76, \text{мм}$$

$$d_2 = m_2 \times Z_2, \text{мм} \quad (3.2)$$

$$d_2 = 8.33 \times 15 = 158.27, \text{мм}$$

1. У вікні програми Autodesk Inventor вибираємо на панелі інструментів значок «почати 2D ескіз» після цього вибираємо площину XY та викреслюємо геометрію цівки. по ділильному діаметрі. Використовуючи панель інструментів вибираємо команду масив. Для утворення твердотілої моделі вибираємо команду «Витискання». У віконці за допомогою команди ескіз обираємо необхідну нам геометрію.



а)

б)

Рис. 3.3 Утворення твердотілої моделі комплекту цівок

а) ескіз б) твердотіла модель

2. Наступний етап моделювання полягає в утворенні профілю сателіта (рис. 3.4) відносно раніше спроектованих цівок за допомогою методу спряження кіл.

Для цього розрахуємо геометричні дані сателіта:

Ексцентриситети :

$$e_1 = \frac{\lambda_1 \times m_1}{2}, \text{ мм} \quad (3.3)$$

$$e_1 = \frac{0.69 \times 5.56}{2} = 1.92, \text{ мм}$$

$$e_2 = \frac{\lambda_2 \times m_2}{2}, \text{ мм} \quad (3.4)$$

$$e_2 = \frac{0.7 \times 8.33}{2} = 2.92, \text{ мм}$$

Висоти зубів :

$$h_1 = 2 \times e_1, \text{ мм} \quad (3.5)$$

$$h_1 = 2 \times 1.92 = 3.84, \text{ мм}$$

$$h_2 = 2 \times e_2, \text{ мм} \quad (3.6)$$

$$h_2 = 2 \times 2.92 = 5.84, \text{ мм}$$

Ділильні діаметри цівок :

$$d_1 = m_1 \times Z_1, \text{ мм} \quad (3.7)$$

$$d_1 = 5.56 \times 21 = 116.76, \text{ мм}$$

$$d_2 = m_2 \times Z_2, \text{ мм} \quad (3.8)$$

$$d_2 = 8.33 \times 15 = 158.27, \text{ мм}$$

Діаметри вершин сателітів :

$$d_{a1} = d_1 - (d_{p1} - (2 \times e_1)), \text{ мм} \quad (3.9)$$

$$d_{a1} = 116.76 - (10 - (2 \times 1.92)) = 110.6, \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 - (d_{p2} - (2 \times e_2)), \text{ мм} \quad (3.10)$$

$$d_{a2} = 158.27 - (15 - (2 \times 2.92)) = 149.11, \text{ мм}$$

Діаметри впадин сателітів :

$$d_{f1} = d_1 - (d_{p1} + (2 \times e_1)), \text{ мм} \quad (3.11)$$

$$d_{f1} = 116.76 - (10 + (2 \times 1.92)) = 102.92, \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - (d_{p2} + (2 \times e_2)), \text{ мм} \quad (3.12)$$

$$d_{f2} = 158.27 - (15 + (2 \times 2.92)) = 137.43, \text{ мм}$$

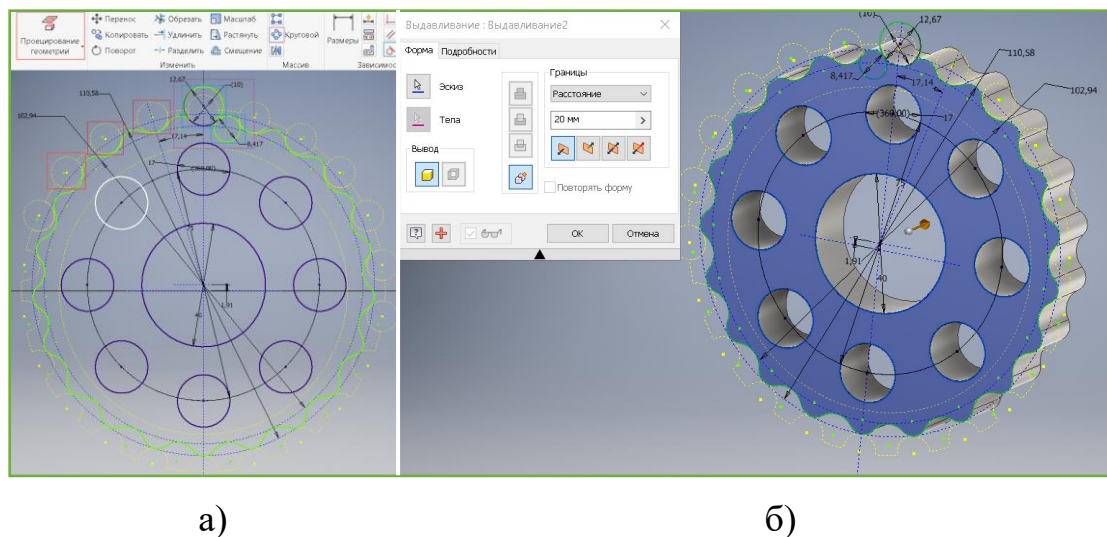


Рис 3.4 Епіциклоїдний профіль сателіта

а) ескіз профілю сателіта б) твердотіла модель

Ескіз профілю (рис. 3.4, а) сателіта утворений за допомогою проєкції роликів які зміщені в радіальному напрямку на величину ексцентриситету. Для подальшого багатопарного зачеплення, за допомогою команди коловий масив підбираємо радіуси кривизни впадин та виступів для досягнення

контакту у 50-70 %, при цьому радіуси повинні бути спряженими, щоб утворити замкнутий профіль епіциклоїди. Для побудови профілю сателіта по координатах радіус-вектора використовуємо CAD-систему (MathCAD) [29].

Координати радіус-вектора :

$$C_{x(t)} = \frac{d_2}{2} \times \left[\sin(t) - \frac{\lambda}{Z_2} \times \sin(Z_2 \times t) \right] \quad (3.13)$$

$$C_{x(t)} = \frac{200.16}{2} \times \left[\sin(3) - \frac{0.71}{72} \times \sin(72 \times 3) \right] = 13.44$$

$$C_{y(t)} = \frac{d_2}{2} \times \left[\cos(t) + \frac{\lambda}{Z_2} \times \cos(Z_2 \times t) \right] \quad (3.15)$$

$$C_{y(t)} = \frac{200.16}{2} \times \left[\cos(3) + \frac{0.71}{72} \times \cos(72 \times 3) \right] = -99.79$$

Радіус кривизни кривої :

$$R_{C(t)} = \frac{d_2}{2} \times \frac{(1 + \lambda^2 - 2\lambda \times \cos(Z_1 \times t))^{3/2}}{1 - Z_2 \times \lambda^2 + \lambda(Z_2 - 1) \times \cos(Z_1 \times t)}, \text{ мм} \quad (3.16)$$

$$R_{C(t)} = \frac{200.16}{2} \times \frac{(1 + 0.71^2 - 2 \times 0.71 \times \cos(71 \times 3))^{3/2}}{1 - 72 \times 0.71^2 + 0.71 \times (72 - 1) \times \cos(71 \times 3)} = 3.86, \text{ мм}$$

Радіус кривизни вершин сателіта :

$$r_a = \frac{d_2}{2} \times \frac{(1 + \lambda)^2}{Z_2 \times \lambda} - \frac{d_p}{2}, \text{ мм} \quad (3.17)$$

$$r_a = \frac{200.16}{2} \times \frac{(1 + 0.71)^2}{72 \times 0.71} - \frac{5}{2} = 3.22, \text{ мм}$$

Радіус кривизни впадин сателіта :

$$r_f = \frac{d_2}{2} \times \frac{(1 - \lambda)^2}{Z_2 \times \lambda} + \frac{d_p}{2}, \text{ мм} \quad (3.18)$$

$$r_f = \frac{200.16}{2} \times \frac{(1 - 0.71)^2}{72 \times 0.71} + \frac{5}{2} = 2.66, \text{ мм}$$

При цьому дійсний спосіб розрахунку кривих профілю не здовільняє умов контакту та вимог до точності.

3. Наступний крок полягає в утворенні твердотілої моделі обойми (сонячного колеса) (рис. 3.5). Основні вимоги до моделі: профіль канавок (зубів) утворений проекцією цівок (роликів), для запобігання подальшого осьового зміщення цівок на торцях моделі повинні знаходитись виточки,

також на торцях повинні знаходитись наскрізні отвори для кріплення торцевих корпусів до обойми. В подальшій детальній розробці моделі потрібно виконати виточку в центрі обойми по осі «х» для з'єднання її з каналом змащення сателітів, передбачивши при цьому різьбовий отвір на зовнішньому діаметрі для клапана та кришки.

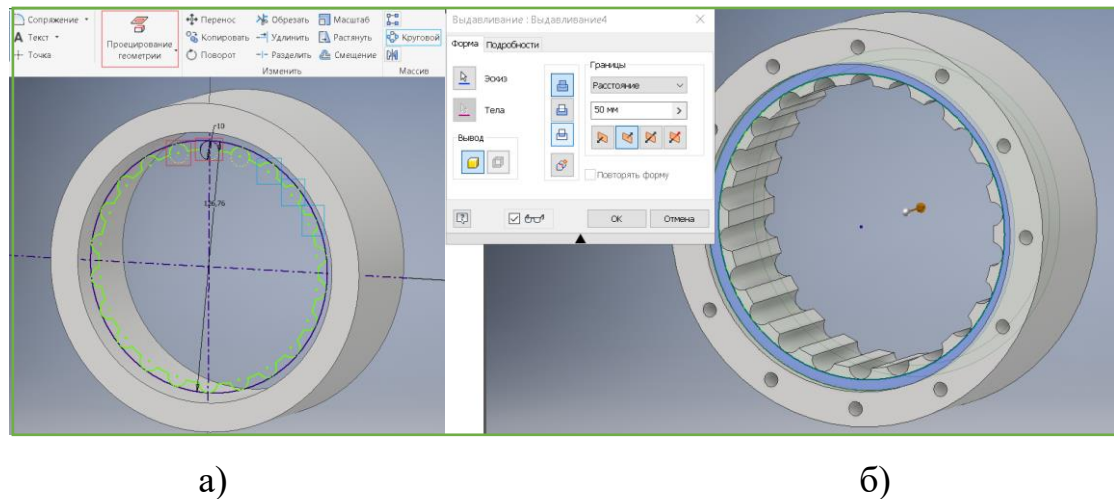


Рис. 3.4 Твердотіла модель обойми

а) профіль зубів б) модель

4. Побудова моделі ексцентрика (рис. 3.5) полягає у теоретичному розрахунку величини ексцентриситета застосовуючи раніше отримані дані. Потрібно врахувати у конструкції уступи, для подальшого запобігання осьового зміщення сателітів та наскрізну шпонку для з'єднання ексцентрика з валом.

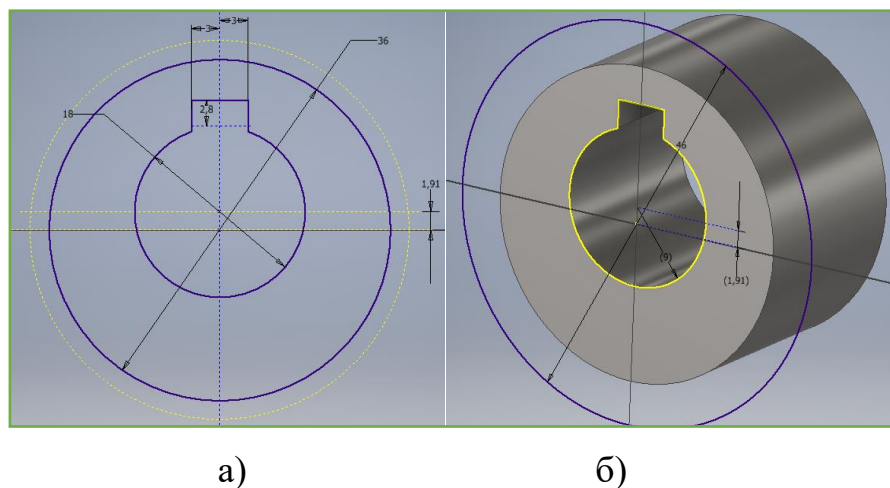
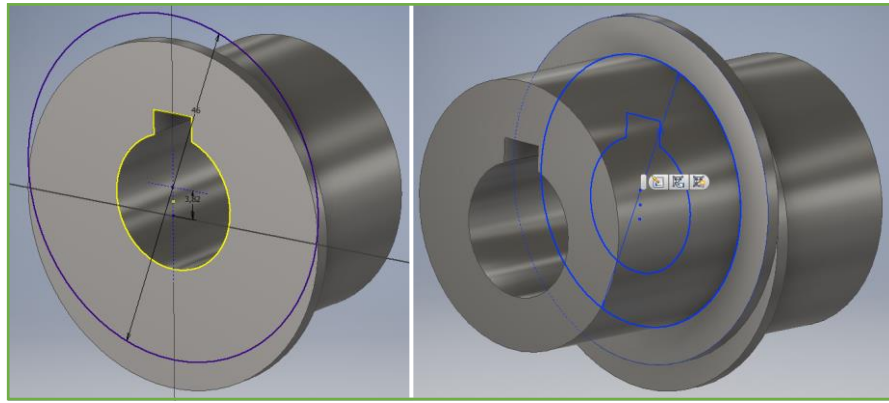


Рис. 3.5 Модель ексцентрика



в)

г)

Рис. 3.5 Модель эксцентрика

а) початковий ескіз; б) ескіз уступу; в) ескіз уступу з (максимальним ексцентриситетом); г) модель

5. Побудова водила кривошипного механізму (рис. 3.6). При моделюванні даного елемента необхідно врахувати декілька умов: зовнішній діаметр не повинен виступати за межі максимального діаметра торцевих отворів сателіта; кількість різьбових отворів на торцевій поверхні повинно дорівнювати кількості отворів сателіта; ділильний діаметр отворів має знаходитися на радіусі отворів сателіта; необхідно врахувати зазор між торцем сателіта та торцем водила, для виключення тертя; по осі «х»; необхідно виконати поглиблення, щоб запобігти контакту водила з шайбою эксцентрика, а також передбачити уступ на внутрішньому діаметрі для кріплення обойми з проміжним валом передачі.

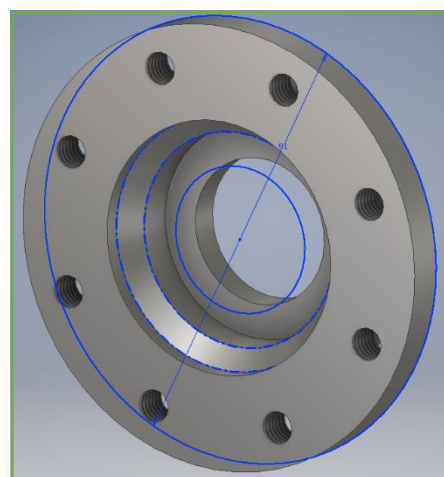
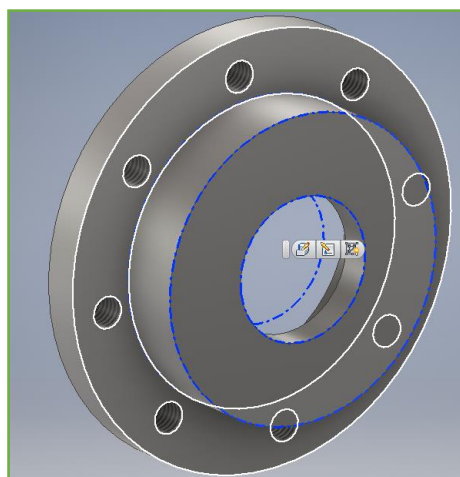
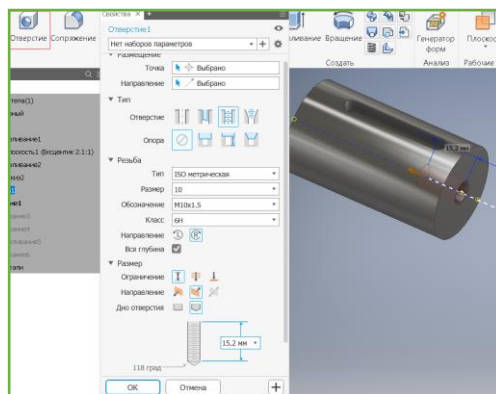
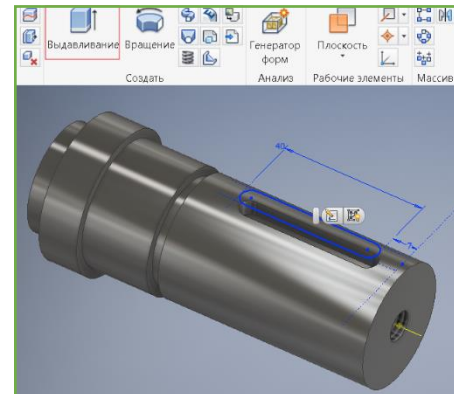


Рис. 3.6 Модель водила

6. Конструкція проміжного валу редуктора (рис. 3,7). При моделюванні враховуємо певні вимоги до деталі: вал повинен містити посадки для встановлення підшипника кочення та для встановлення водила; між посадками необхідно виконати уступ для запобігання осьового переміщення підшипника. На радіальній поверхні валу необхідно виконати шпоночну канавку для встановлення шпонки ексцентрика другої ступені. На торцевій поверхні валу зі сторони другої ступені ПЦП виконується різьбовий отвір для встановлення та закріплення шайби ексцентрика. На радіальній поверхні необхідно виконати виточку, яка буде виконувати 3 функції: змащення обойми підшипника, компенсація критичного навантаження та технічний момент при чистовій обробці вала.



а)



б)

Рис. 3.7 Модель проміжного вала

а) використання компоненту

б) ескіз шпоночного пазу

отвір

7. Змодельовавши основні елементи передачі, проектуємо ПЦП з двома парами сателіта першої ступені (рис. 3.8). При цьому керуючись вище описаною методикою удосконалення конструкції ПЦП, моделюємо пластичні втулки сателіта редуктора та пальців кривошипного механізму. На вхідному валу ступені виконуємо квадрат. На шийці валу біля уступу встановлюємо підшипник кочення.

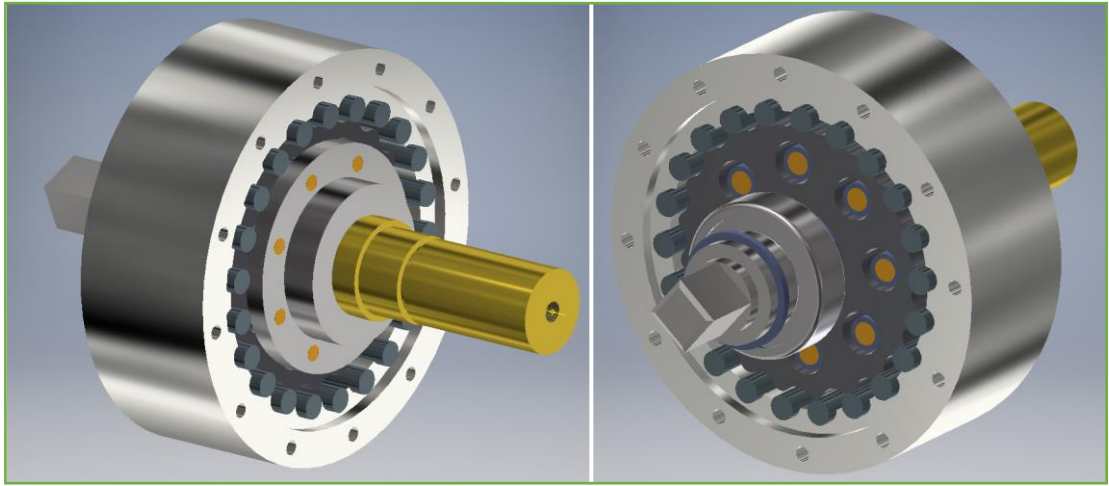


Рис. 3.8 Модель збірки ПЦП

8. Використовуємо збірку (рис. 3.8) для моделювання пальців водила та пластичних втулок (рис. 3.9, 3.10). При цьому використовуємо метод проекції, для знаходження центру пальців, та застосовуємо коловий масив.

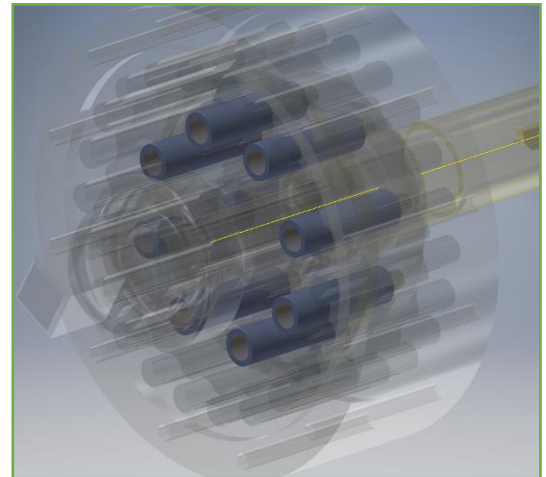
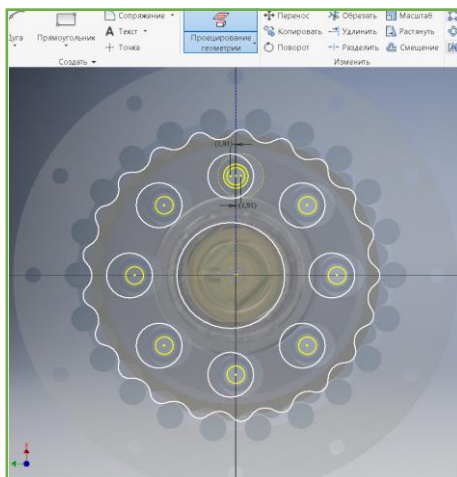


Рис.3.9 Моделювання пальців та втулок водила

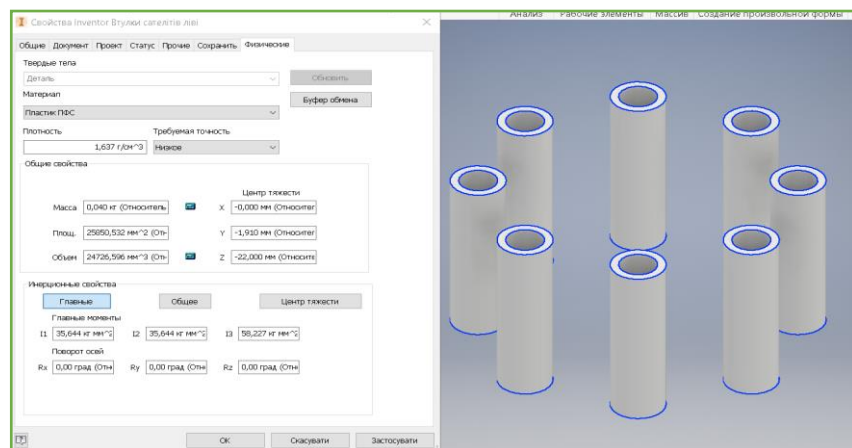


Рис. 3.10 Застосування фізичних властивостей полімеру ПФС до втулок водила.

9. Повторюємо операцію з втулкою сателіта. Використовуємо полімер ПФС (рис. 3.11)

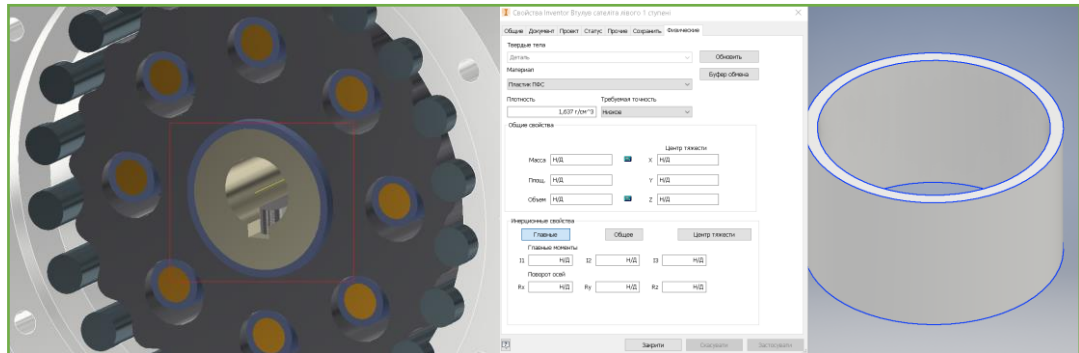


Рис. 3.11 Розміщення втулки сателіта в передачі

10. Узагальнивши виконані операції по моделюванню елементів конструкції ПЦП. Розробляємо остаточну конструкцію 2-х ступінчатої ПЦП (рис. 3.11): моделюємо проміжні елементи, елементи кріплення та корпусні елементи, використовуючи вище отримані розрахункові та теоретичні дані.

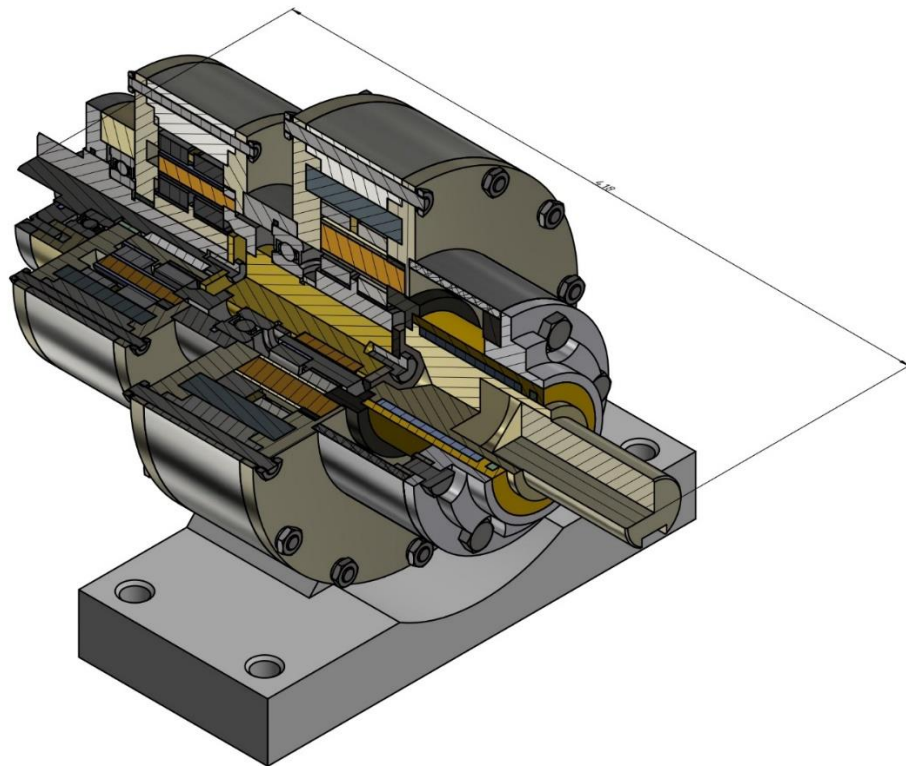


Рис. 3.12 CAD-модель 2-х ступінчатого планетарно-цвнкового редуктора.

3.3. Дослідження напружено-деформованого стану планетарно-цівкової передачі.

Дослідження напружено-деформованого стану виконуємо в декілька етапів:

1. Використовуючи попередньо змодельовану збірку ПЦП (рис. 3.8), обираємо на головній панелі програми Autodesk Inventor «Аналіз» - «Створити дослідження». Також попередньо обираємо вигляд сітки (рис. 3.13)

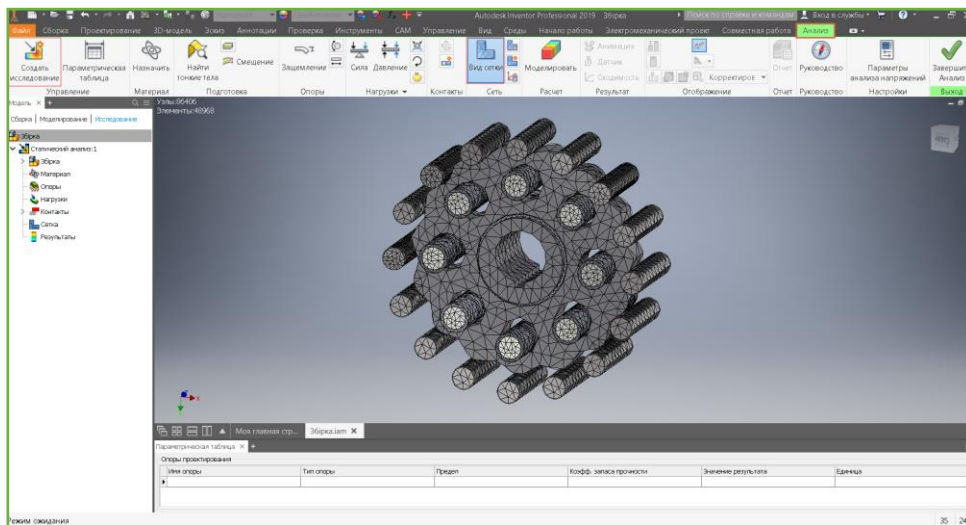


Рис. 3.13 Вікно статичного аналізу програми AD Inventor

2. Наступним кроком буде: присвоєння кожному елементу збірки, динамічних та статичних взаємозв'язків (рис. 3.14). Попередньо вказуємо, що цівки обмежені у радіальному та осьовому напрямку руху (рис. 3.14,а).

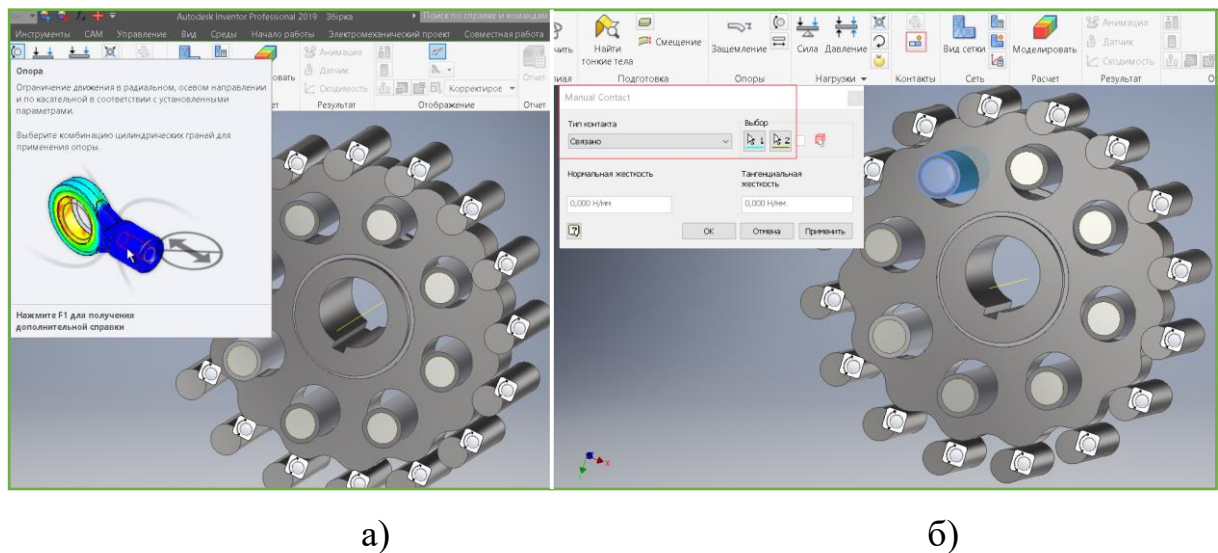


Рис. 3.14 Процес присвоєння взаємозв'язків збірки

За допомогою команди контакт накладаємо зв'язок на палець водила-отвір сателіта, втулка пальця – палець водила (контакт з можливістю провертання) (рис.3.14, б).

При моделюванні цівквого зачеплення автоматично наносяться зв'язки між цівками та профілем сателіта. Необхідно за допомогою команди зміни контакту у дереві аналізу, обрати ковзання профілю сателіта без розриву контакту (рис. 3.15) та застосувати ці виправлення для усього профілю.

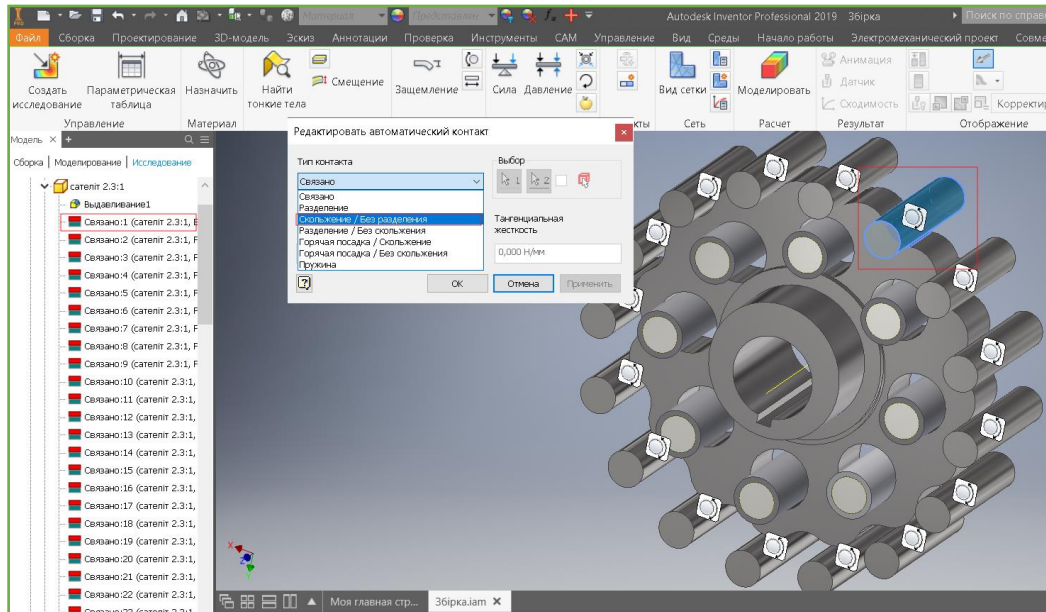


Рис. 3.15 Зміна контакту поверхні сателіта

Необхідно також застосувати контакт в зоні взаємодії втулка пальця-сателіт. Та втулка сателіта – ексцентрик (рис. 3.16).

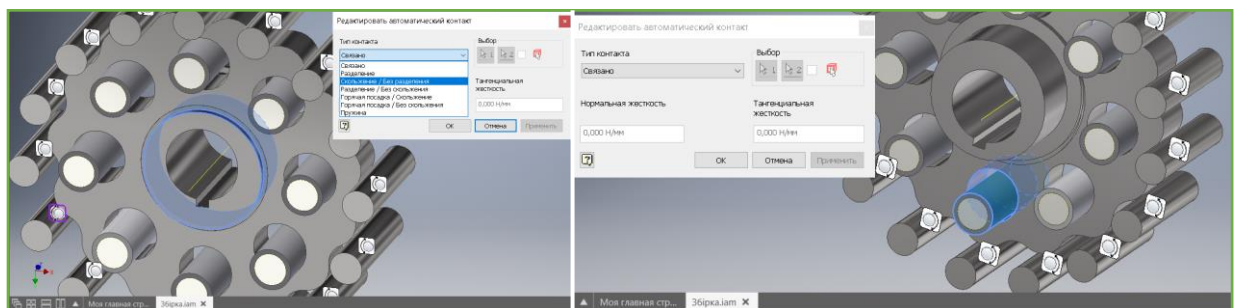


Рис. 3.16 Контакт в зоні пластичних втулок

3. Після виконання усіх команд контакту, необхідно прикласти до передачі крутний момент, силу, тиск та робоче навантаження. Для виконання

цієї операції використовуємо силовий розрахунок ПЦП приводу вертикальних переміщень.

Максимальна діюча сила:

$$F_{\max} = \frac{8 \times T}{d_2 \times \lambda \times Z_1}, H \quad (3.19)$$

$$F_{\max} = \frac{110 \times 8}{200.16 \times 0.71 \times 71} = 0.087, H$$

Сила діюча на сателіти зі сторони цівок :

$$F_{(t)} = F_{\max} \times \frac{\sin(Z_1 t)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \times \cos(Z_1 t)}}, H \quad (3.20)$$

$$F_{(t)} = 0.087 \times \frac{\sin(71)}{\sqrt{1 + 0.71^2 - 2 \times 0.71 \times \cos(71)}} = 0.087 \times 0.68 = 0.059, H$$

Сумарні сили :

$$F_{\Sigma y} = \frac{4 \times 10^3 \times T}{\pi \times d_2 \times \lambda^2} \times \left[1 - \frac{1 - \lambda^2}{2} \times \ln \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda} \right], H \quad (3.21)$$

$$F_{\Sigma y} = \frac{4 \times 10^3 \times 110}{3.14 \times 200.16 \times 0.71^2} \times \left[1 - \frac{1 - 0.71^2}{2} \times \ln \frac{1 + 0.71}{1 - 0.71} \right] = 777.77, H$$

$$F_{\Sigma x} = \frac{2 \times 10^3 \times T}{d_2 \times \lambda} \times \frac{Z_2}{Z_1}, H \quad (3.22)$$

$$F_{\Sigma x} = \frac{2 \times 10^3 \times 110}{200.16 \times 0.71} \times \frac{72}{71} = 1569.86, H$$

Попередньо встановлено що передача сприймає крутний момент на сателіті у 12000 Н*м.

4. Прикладаємо обертовий момент (Н*м) до торця сателіта (рис. 3.17). Використовуючи команду момент на панелі інструментів.

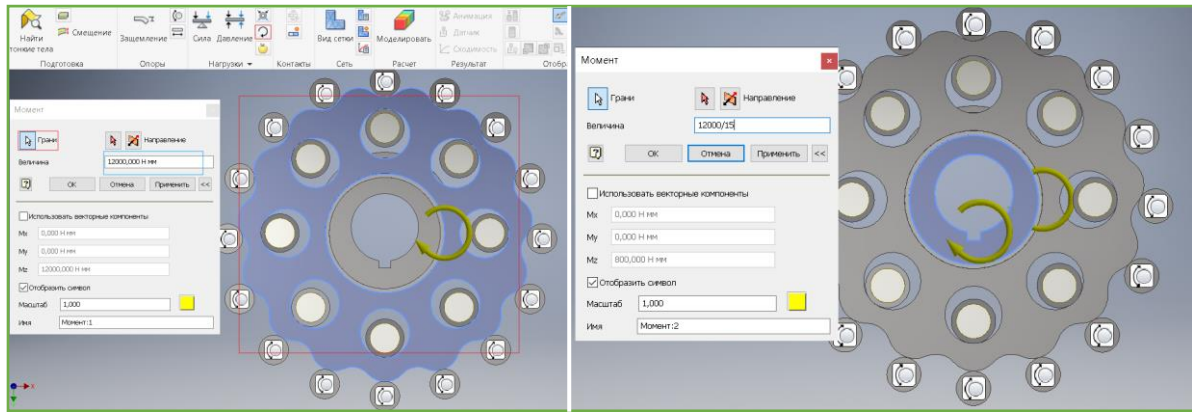


Рис. 3.17 Прикладений момемент до торця сателіта та ексцентрика

5. Вказуємо розподілене навантаження до поверхні втулки ексцентрика (рис. 3.18) зі сторони сателіта (мПа), тому що на сателіт діють контактні сили цівок так і крутний момент. Необхідно вказати тиск на торцеву поверхню шпоночного пазу ексцентрика за поперечним січенням та моментом на сателіті. На панелі інструментів вибираємо команду «тиск» та вибираєм навантажену поверхню.

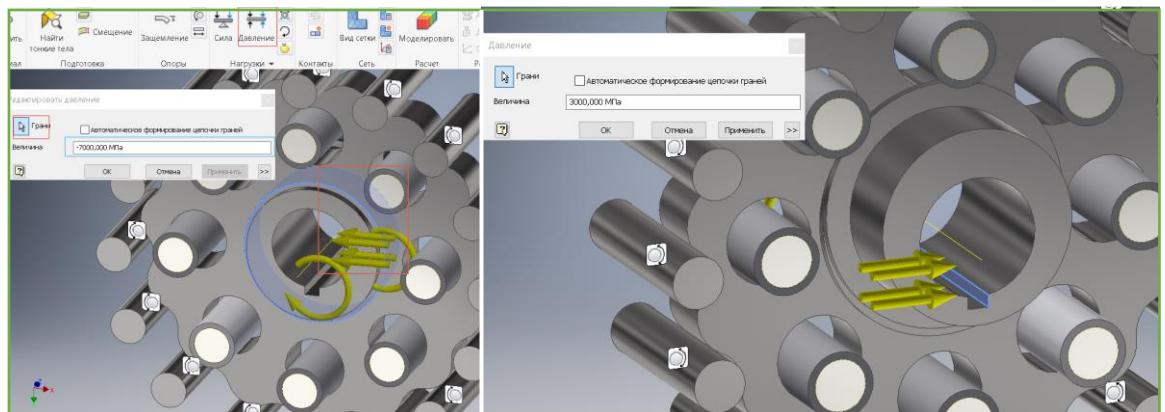


Рис. 3.18 Прикладання тиску до поверхні

Обов'язково прикладаємо розподілене навантаження до втулок пальців зі сторони самих пальців, які предають обертовий момент сателіту. Та на цівки обойми зі сторони сателіта (рис. 3.19)

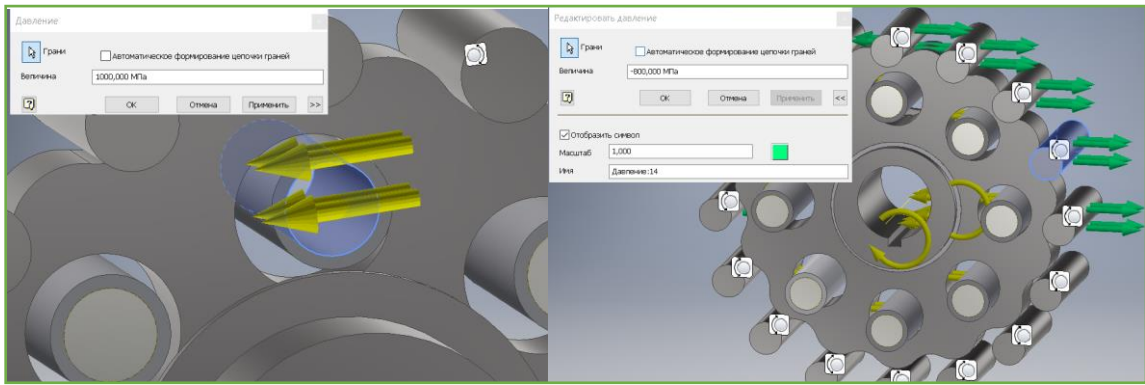


Рис. 3.19 Прикладене розподілене навантаження до внутрішньої поверхні втулок та до зовнішнього діаметру цівок (50-60%)

6. Крутний момент на сателіт передається через пальці кривошипного механізму, тому для коректного аналізу необхідно вказати робочі навантаження на радіальні поверхні торцевих отворів (рис. 3.20) сателіта, розділивши момент між пальцями. Враховуючи певний нюанс: зусилля необхідно виставляти з врахуванням вектора їх дії. На панелі інструментів вибираємо команду «зусилля в опорі» та поверхні в яких вони діють.

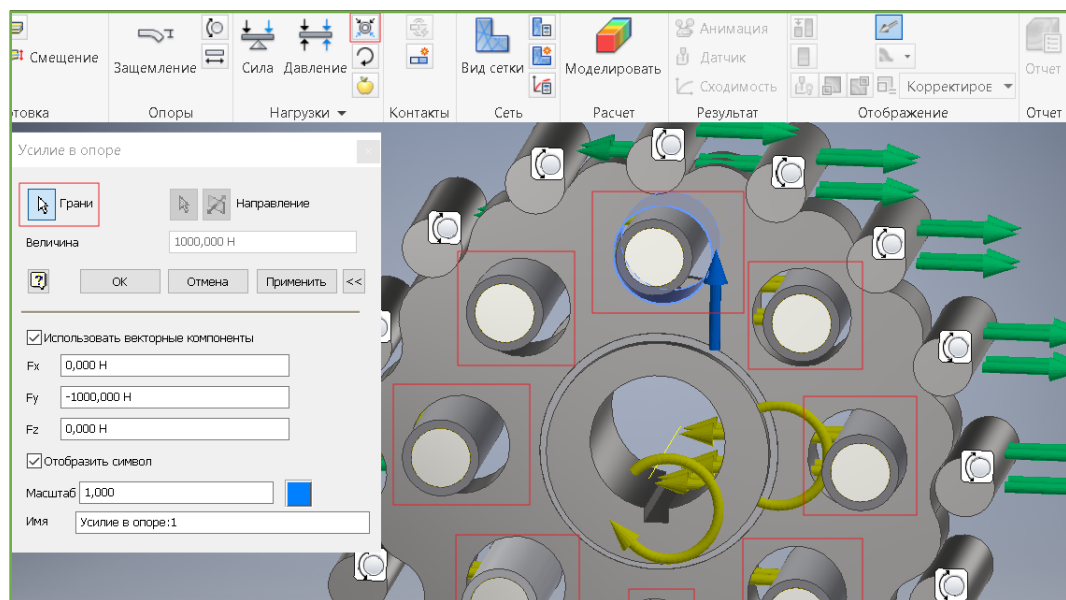


Рис. 3.20 Робочі навантаження в опорах

7. Використовуючи розрахунки сумарних сил навантажуюмо епіциклоїдний профіль силою F_x та F_y , при цьому враховуючи вектори дії сил. На панелі інструментів вибираємо команду «сила» (рис. 3.22).

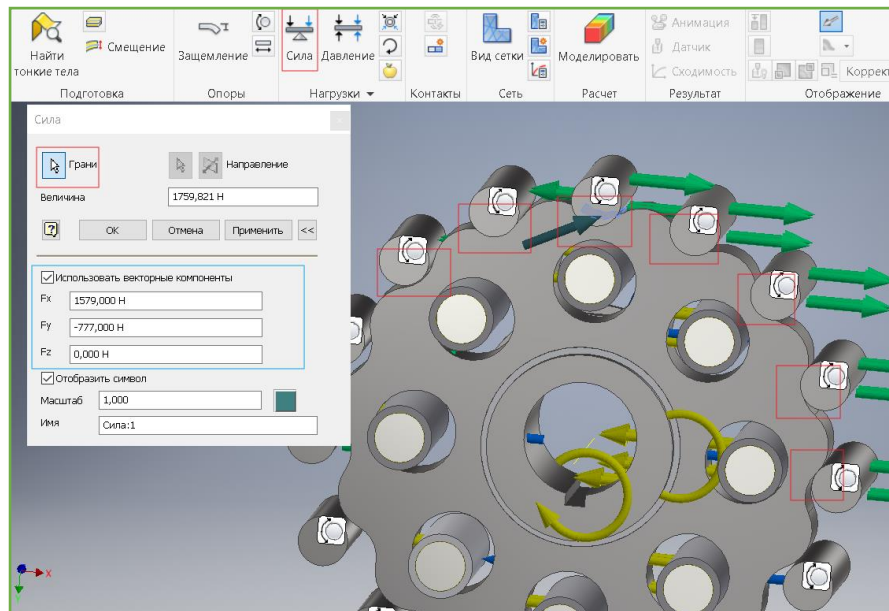


Рис 3.22 Дія сумарних сил на профіль сателіта

8. Застосувавши всі сумарні сили та навантаження які діють на ПЦП проводимо моделювання напружено-деформованого стану (рис. 3.23). Для цього, на панелі інструментів використовуємо команду «Моделювати»

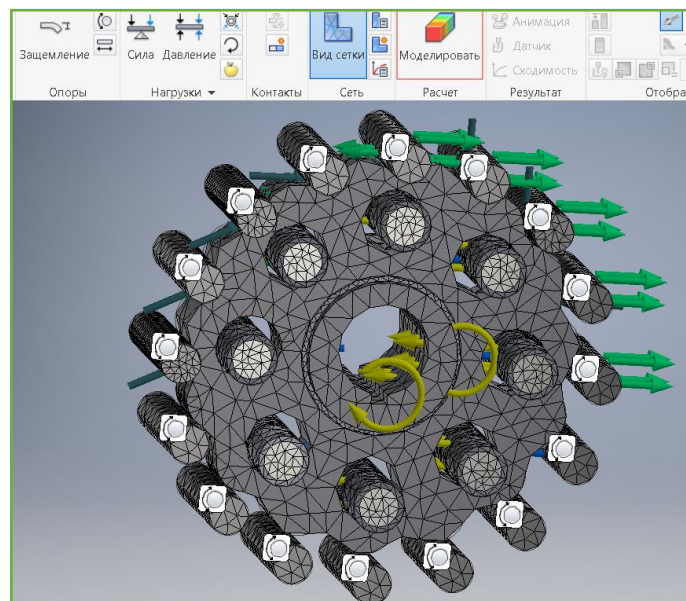


Рис. 3.23 ПЦП навантажена сумарними силами

9. Розглянемо навантаження на елементи передачі у яких при конструюванні використовувались пластичні матеріали (фторопласти) Тип: навантаження по Мізесу. Спостерігаємо не критичне зосередження навантажень в зоні біля фторопластової втулки ексцентрика (max -10000 мПа;

min – 5500 МПа) (рис. 3.24). В зоні дії втулок пальців кривошипного механізму спостерігаємо розподілене навантаження від зовнішньої радіальної поверхні пальця до зовнішнього діаметру втулки (max -5200 мПа; min – 1300 МПа).

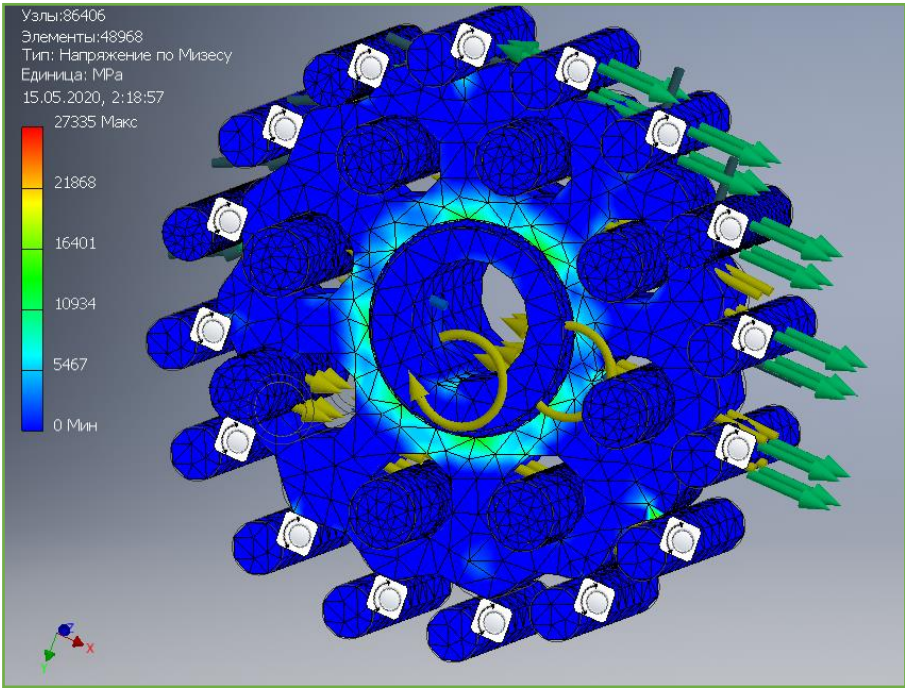


Рис. 3.24 Навантаження по Мізесу в зоні дії
Фторопластової втулки ексцентрика

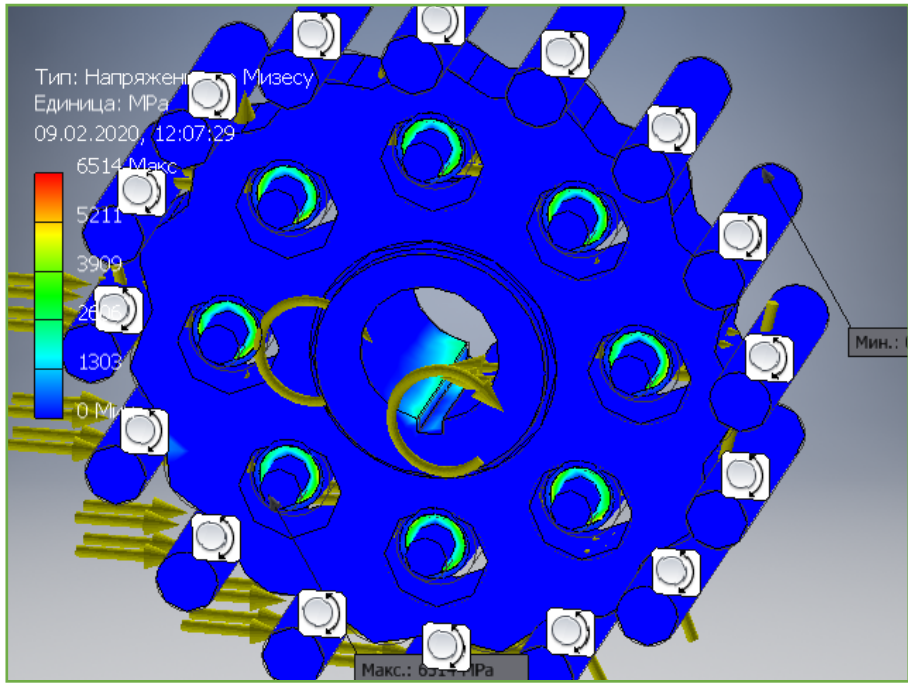


Рис. 3.24 Навантаження по Мізесу в зоні дії
фторопластових втулок пальців водила

10. За результатами дослідження НДС отриманні дані висвітлюємо у таблиці 3.1 та таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 Сила і момент реакції в опорах ПЦП.

№ Опори в аналізі	Сила реакції		Реактивний момент	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
1	2	2	3	4
Опора:1	51205,7 Н	-36803 Н	189,218 Н м	-124,981 Н м
		-33111,5 Н		142,068 Н м
		13084,3 Н		0 Н м
Опора:2	33457,9 Н	-18772,3 Н	174,027 Н м	-149,878 Н м
		-25804,9 Н		88,4414 Н м
		10056,9 Н		0,26254 Н м
Опора:3	32152,8 Н	-30332,7 Н	178,956 Н м	-173,521 Н м
		-6959,9 Н		43,7701 Н м
		8080,36 Н		0 Н м
Опора:4	3446,89 Н	0 Н	86,5007 Н м	-86,1372 Н м
		-2556,38 Н		-7,92122 Н м
		2312,14 Н		0 Н м
Опора:5	37385,1 Н	-35951,6 Н	36,0736 Н м	34,125 Н м
		9573,1 Н		11,6058 Н м
		-3671,61 Н		1,44686 Н м
Опора:6	22036,8 Н	-14710,3 Н	48,405 Н м	45,2163 Н м
		15965,7 Н		17,2742 Н м
		-3784,42 Н		0,360494 Н м
Опора:7	40126,7 Н	-30205,5 Н	74,7153 Н м	49,149 Н м
		25622,2 Н		56,2731 Н м
		-6425,36 Н		0,310831 Н м
Опора:8	53776,5 Н	-45482,6 Н	118,952 Н м	60,1547 Н м
		27422,5 Н		102,62 Н м
		-8440,98 Н		0 Н м
Опора:9	53914,6 Н	-53245,9 Н	95,4959 Н м	0 Н м
		0 Н		95,4959 Н м
		-8465,5 Н		0 Н м
Опора:10	54884,1 Н	-53797,5 Н	63,6195 Н м	0 Н м
		-8916,23 Н		63,6195 Н м
		-6212,57 Н		0 Н м
Опора:11	68961,6 Н	-35611,3 Н	82,6143 Н м	-82,6143 Н м
		-58329,4 Н		0 Н м
		-9232,01 Н		0 Н м
Опора:12	9275,68 Н	0 Н	0 Н м	0 Н м
		-9275,68 Н		0 Н м
		0 Н		0 Н м

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
Опора:13	61830,3 Н	-15373,6 Н	209,907 Н м	184,671 Н м
		58257,9 Н		99,7886 Н м
		13879,9 Н		0 Н м
Опора:14	49861,9 Н	-48109,8 Н	120,785 Н м	49,665 Н м
		7933,05 Н		110,101 Н м
		10426,7 Н		0 Н м
Опора:15	69690,3 Н	-67717,5 Н	238,375 Н м	0 Н м
		0 Н		238,375 Н м
		16464,4 Н		0 Н м
Опора:16	73482,8 Н	-69511,1 Н	337,895 Н м	-102,622 Н м
		-10148,5 Н		321,934 Н м
		21562,3 Н		0 Н м

Таблиця 3.2 Мінімальне та максимальне навантаження при різних параметрах аналізу ПЦП.

Назва параметра аналізу	Мінімальне навантаження	Максимальне навантаження
1	2	3
Об'єм	552607 мм ³	
Маса	4,05997 кг	
Навантаження по Мізесу	0,0024628 МПа	6514,23 МПа
1-ше основне навантаження	-1353,55 МПа	3316,57 МПа
3-тє основне навантаження	-4545,21 МПа	1119,95 МПа
Зміщення	0,0000136008 мм	2,61916 мм
Коефіцієнт запасу міцності	0,0322698 бр	15 бр
Навантаження по ХХ	-4432,83 МПа	2966,51 МПа
Навантаження по ХУ	-1186,51 МПа	1469,13 МПа
Навантаження по ХZ	-1009,64 МПа	1465,19 МПа
Навантаження по УУ	-4031,14 МПа	2489,3 МПа
Навантаження по УZ	-1017,73 МПа	982,359 МПа
Навантаження по ZZ	-2084,94 МПа	3210,1 МПа
Зміщення по осі Х	-1,22803 мм	1,31363 мм
Зміщення по осі У	-0,891106 мм	2,07348 мм
Зміщення по осі Z	-1,61882 мм	1,63616 мм
Еквівалентна деформація	0,0000000145533 бр	0,772994 бр
1-ша основна деформація	-0,00436463 бр	0,508184 бр
3-тя основна деформація	-0,863858 бр	0,0000338863 бр
Деформація ХХ	-0,558881 бр	0,0693008 бр
Деформація ХУ	-0,26574 бр	0,266455 бр

Продовження таблиці 3.2

1	2	3
Деформація XZ	-0,523518 бр	0,528363 бр
Деформація YU	-0,55707 бр	0,0126128 бр
Деформація YZ	-0,527709 бр	0,509371 бр
Деформація ZZ	-0,183492 бр	0,505547 бр
Контактний тиск	0 МПа	3601,36 МПа
Контактний тиск по осі X	-3066,74 МПа	3039,44 МПа
Контактний тиск по осі Y	-2771,65 МПа	2983,03 МПа
Контактний тиск по осі Z	-1931,64 МПа	1860,45 МПа

Всі подальші результати аналізу НДС ПЦП висвітлені у додатках.

3.4. Техніко-економічна ефективність прийнятих рішень.

Для комплексної оцінки нового редуктора використовують технічні та економічні показники. Економічний ефект від виробництва та використання одиниці нової техніки за весь термін її служби буде складати [30]:

$$E_{EP} = C_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{(U_1 - U_2) - E_H (K_2' - K_1')}{P_2 + E_H} - C_2 \quad (3.23)$$

де: C_1 , C_2 – оптова ціна складових частин базової передачі і нового редуктора, грн;

$C_1 = 124500$ – ціна комплектуючих коробки швидкостей (шестерня 22, шліцевий вал – 7, опори кочення 14) грн;

$C_2 = 109900$ – ціна нового редуктора (який передає навантаження 30 кВт та сприймає крутний момент на валі сателіта 68000 Н*м) грн;

$\frac{B_2}{B_1} = K_{\text{ПР}}$ – коефіцієнт, який враховує ріст продуктивності одиниці обладнання (використовуємо коефіцієнт корисної дії), $K_{\text{ПР}} = 1,4$ за попередніми розрахунками;

P_1 , P_2 – частка амортизаційних відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового та нового взірця верстата;

Визначаються як величини, обернені до термінів служби взірців техніки:

$$P = \frac{1}{T_C}$$

де $T_{C1} = 5$ років, $T_{C2} = 6$ років – терміни служби старої і нової техніки.

$$P_1 = \frac{1}{5} = 0,2$$

$$P_2 = \frac{1}{6} = 0,16$$

Коефіцієнт обліку зміни терміну служби нового обладнання порівняно із базовим:

$$\frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} = \frac{0,2 + 0,15}{0,16 + 0,15} = 1,13$$

де: $E_H = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$U_1 = 12500$ грн.; $U_2 = 8250$ грн. – річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним базової і нової машини в розрахунку на річний об'єм продукції;

$K'_1 = 5500$ грн. – супутні капітальні вкладення споживача (без вартості машини) при використанні базової;

$K'_2 = 3500$ - нової техніки в розрахунку на річний обсяг продукції.

$$E_{EP} = 124500 \cdot 1,4 \cdot 1,13 + \frac{(12500 - 8250) - 0,15(5500 - 3500)}{0,16 + 0,15} - 109900 = 99800 \text{ грн}$$

Ріст продуктивності праці при впровадженні проектного редуктора визначається за формулою:

$$\Delta P = \frac{P_n - P_6}{P_6} \cdot 100\% \quad (3.24)$$

Де: $P_6 = 0,66$, $P_n = 0,93$ – продуктивність базової та проектнової машини.

$$\Delta P = \frac{0,93 - 0,66}{0,66} \cdot 100\% = 13\%$$

Зниження собівартості продукції визначається за формулою:

$$\Delta C_6 = \frac{C_B - C_{II}}{C_B} \cdot 100\% \quad (3.25)$$

$$\Delta C_{\phi} = \frac{5,74 - 3,52}{5,74} \cdot 100\% = 38\%$$

де C_B і C_{Π} – собівартість одиниці продукції при використанні базової та проекрованої машини

З умови $K_2 < K_1$ і $C_2 < C_1$ випливає, що впровадження проектового редуктора для обробки деталі є економічно вигідним.

Висновок: таким чином, впровадження проектового технологічного обладнання дозволяє скоротити витрати на капіталовкладення у привід. Продуктивність праці зросла на 13%, річний економічний ефект від впровадження редуктора становить 99800 грн.

3.5. Обговорення та аналіз отриманих результатів.

За результатами попередньо проведеного аналізу конструктивних рішень для планетарно-цівкових редукторів запропоновано нову конструкцію ПЦП. Твердотіла модель редуктора та його конструктивна схема подані у дод.

Конструкторсько-технологічною особливістю цієї конструкції є відсутні недоліки за рахунок специфічного виконання обойми, яка розміщена на периферії корпусу та втулок, які розміщені між шийками ексцентрика та центральними отворами сателітів, а також на пальцях водила між торцевими отворами коліс. Їх доцільно виготовляти з еластичного матеріалу, наприклад, з фторопласту (реактопласту), що дозволяє збільшити зону контакту в зачепленні. Конструкція такого планетарно-цівкового редуктора захищена патентом на корисну модель (UA 132195) (копія титульного аркушу наведена в додатках).

Основна частина результатів наведених досліджень оприлюднена і опублікована у матеріалах науково-технічної конференції на VIII Міжнародній науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 27-28 листопада 2019 року і опубліковані за посиланням [31].

Копія тез наведена у додатках.

3.6. Висновки за результатами наукового дослідження

У рамках розділу 3 було узагальнено методику наукових досліджень, висновком якої стало:

- 1) З отриманих розрахункових даних спроектовано двовимірне креслення 2-х ступеневої планетарно-цівкової передачі (див. додаток);
- 2) Спроектовано прототип редуктора з вдосконаленими елементами конструкції, а саме 3-х вимірну модель з виключенням у конструкції підшипників сателітів та металевих втулок пальців кривошипів, застосовуючи при цьому втулки-підшипники з пластичних реактопластів;
- 3) Побудований профіль епіциклоїдного колеса редуктора за допомогою методу спряження радіусів кіл, дотичних до отриманих вище розрахункових ділильних діаметрів, вершин впадин, виступів з врахуванням ексцентриситету кулачка на якому закріпленений з проміжною пластичною втулкою, сателіт;
- 4) Використані нові елементи спряжень елементів редуктора, а саме в застосуванні проміжних кілець сателітів та використання спроектованої схеми передачі крутного моменту між ступеннями.
- 5) На основі твердотілої моделі ПЦП, проведений аналіз напружено-деформованого стану елементів редуктора у яких застосовуються конструкції з пластичного матеріалу (втулки сателіта та пальців кривошипів).

Проаналізовано ефективність застосування пластичних матеріалів на основі отриманих даних аналізу у системі проектування.

Результат: не критичне зосередження навантажень в зоні біля фторопластової втулки ексцентрика ($\max -10000$ МПа; $\min - 5500$ МПа) (рис. 3.24). В зоні дії втулок пальців кривошипного механізму розподілене навантаження від зовнішньої радіальної поверхні пальця до зовнішнього діаметру втулки ($\max -5200$ МПа; $\min - 1300$ МПа).

Максимальне навантаження на передачу при навантаженні складає 6514,23 МПа, що задовільняє міцнісні вимоги до ПЦП у приводі подачі.

Висновком є підвищення несучої здатності планетарно-цівкових передач з пластичними підшипниками-втулками.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Заходи безпеки, які необхідні для обслуговування верстату

У дипломному проекті розглянуті і розроблені питання підвищення безпеки обслуговування верстата-аналога і поліпшення умов праці на ньому. Верстат є токарним-карусельним з ЧПК. Робітник при обслуговуванні його виконує тільки операцію завантаження заготовок і зняття готових деталей за допомогою транспортно-підйомних механізмів. У верстаті використовується стрижневий різальний інструмент із досить високою міцністю і зносостійкістю.

При експлуатації проектного верстата в механічному цеху небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

- частини верстата, що рухаються - планшайба поворотного столу з установленими на ній пристосуваннями, на яку оператор завантажує заготовки, різальні інструменти і рухомі частини силових агрегатів;
- дрібна чавунна стружка, металева стружка великого перерізу;
- можлива поломка інструменти при великих навантаженнях;
- підвищена напруга в електричній мережі, запиленість і загазованість повітря робочої зони та ін..

Ці фактори враховані при проектуванні захисних елементів верстата з обліком його наступної експлуатації в механічному цеху в напрямку зниження їхнього шкідливого впливу.

Відповідно до ДСТ12.2.009-80[32] центральна частина верстата з поворотно-ділильним столом, на якому закріплені установчо-затискні пристосування, обгороджена щитками, надійно закріпленими на корпусі. Ці щитки захищають робітника від стружки, що відлітає, і ЗОР. Захисні пристрої виконані зі сталі товщиною не менше 0,8 мм чи листового алюмінію товщиною не менше 0,2 мм. Можливе застосування міцної пластмаси товщиною не менше 4 мм. При необхідності виконуються захисні вікна з оглядовим склом товщиною не менш 4 мм безпечним за ДСТ 5727-83.

Найбільш виступаючі при роботі за габарит планшайби зовнішні торці складальних одиниць, здатні травмувати ударом (максимальна швидкість яких, складає до 120 об/хв), зафарбовані смугами жовтого і чорного кольору, що чергуються під кутом 45 градусів з нанесенням попереджувачих знаків небезпеки на огороження.

Верстат має запобіжний пристрій від перевантаження, а саме який, запобігає продовженню обертання рухомих частин при поломці деталей верстата та інструменту. У верстаті впроваджені блокування, що забезпечують включення циклу обробки тільки після закінчення затиску деталі в пристосуванні. Використані також блокуючі пристрої для надійного механічного закріплення заготовок та інструменту при аварійному припиненні подачі електроенергії, падінні тиску масла чи повітря в системі пневмо та гідроприводів затискачів.

Органи ручного керування виконані і розташовані так, щоб користуватися ними було зручно, не приводило до випадків защемлення чи перетину з іншими органами керування і частин верстата. Відповідно до ДСТ12.2.009-80 кожна кнопка позначена написами і сигнальними лампами, що показують чи увімкнена вона; написи виконані чіткими символами, що не піддаються стиранню. Надписи видимі на відстані не менш 500 мм. Нижній ряд кнопок розташований не нижче 600 мм, а верхній не вище 1700 мм від підлоги. Рукоятки й інші органи керування верстатом забезпечені надійними фіксаторами, що не допускають мимовільне переміщення органів керування.

Пристрої для закріплення заготовок та інструменту мають гладкі зовнішні поверхні. Закріплення на верстаті патронів, планшайб, оправок інструмента й інших знімних елементів виключає мимовільне реверсування руху за допомогою запобіжних фіксуючих механізмів.

Форма верстата і його елементів забезпечує зручний відвід стружки і ЗОР із зони різання і видалення стружки з зони планшайби. Верстат обладнаний централізованою системою змащення періодичної дії відповідно до ДСТ12.2.009-80. Місце змащення зафарбовано у відмінний від основного кольору верстата колір. У резервуарах гідравлічної та мастильної систем, встановлених біля верстата, передбачені горловини для відкачування мастила

гідравлічним насосом. Дно резервуара знаходиться на висоті не менш 100 мм від підлоги. Трубопроводи гідро- і пневматичних охолоджувальних систем, прокладені вище рівня підлоги, розташовані на висоті не менш 2000 мм над рівнем підлоги. Пристрої для підведення ЗОР в зону обробки верстата забезпечують можливість зручного і безпечного регулювання їхнього положення, надійної фіксації і необхідного розподілу рідини в зоні різання.

Згідно правил електроприладів (ПУЕ-87[33]) по небезпеці поразення електричним струмом, механічний цех відноситься до II класу небезпеки. Напруга, яка подається на устаткування - 380 В, а для освітлення - 220 В.

Електробезпека забезпечується системою організаційних і технічних заходів. Струмopовідні частини захищені кожухами та діелектричним покриттям від випадкового дотику.

У цеху передбачена електрична мережа з заземленою нейтраллю. Для захисту від поразки людини електричним струмом при дотику до корпусів устаткування, що знаходяться під напругою, передбачається занулення.

4.2. Перевірочний розрахунок муфти електроприводу верстату.

Для передачі крутного моменту з вихідного вала редуктора на привідний вал застосовується пружна компенсувальна муфта зі сталевими стержнями. Пружними елементами даної муфти є сталеві циліндричні стержні аксіально розташовані. Стержні встановлюються в отвори напівмуфт по посадці Н8 / h9. Монтаж і демонтаж муфти можна виконувати без осьового зсуву з'єднаних вузлів. Стержні виготовляють з рессорно-пружинних сталей, напівмуфти - з вуглецевих конструкційних сталей. Для розрахунку крутного моменту T_k , який навантажує муфту в приводі, використовується рівняння [34 с. 299].

$$T_k = K \cdot T_h, \quad (4.1)$$

де: T_h – номінальний діючий момент, $T_h = 336,58 \text{ Нм}$;

K – коефіцієнт режиму роботи, $K=1,6$ при середньому режимі роботи.

$$T_K = 1,6 \cdot 336,58 = 538,52 \text{ Нм}$$

Вибираємо муфту по таблиці [35 с. 150] для моменту $T=538,52$ Нм (рис. 4.1).

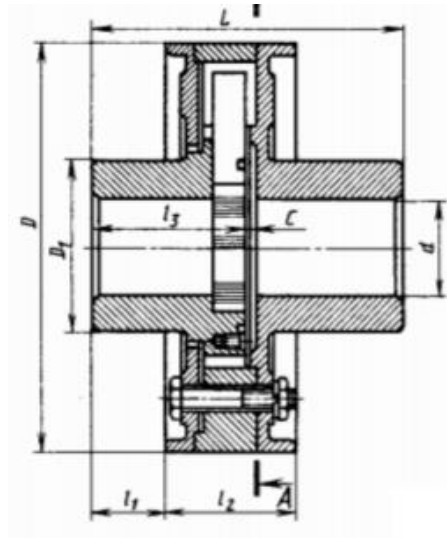


Рис.4.1 Переріз пружної муфти

В теоретичних розрахунках додаткове навантаження пружних елементів, викликане радіальним зміщенням валу, враховується при визначення крутного моменту.

$$T = K_p T_K \quad (4.2)$$

де: $K_p=1,1$ – коефіцієнт який враховує додаткове навантаження.

$$T = 1,1 \cdot 538,52 = 592,38 \text{ Нм}$$

Розраховуємо геометричні характеристики.

$$D_0 = 18 \cdot \sqrt[3]{T} = 18 \cdot \sqrt[3]{592,38} = 151,17 \text{ мм} \quad (4.3)$$

приймаємо $D_0 = 150 \text{ мм}$.

$$S = \xi D_0 = 0,26 \cdot 150 = 39 \quad (4.4)$$

$$l_c = 2,4 \cdot S = 93,6 \text{ мм} \quad (4.5)$$

приймаємо $l_c = 95 \text{ мм}$.

Діаметр стержнів.

$$d_c = \frac{4[\sigma]_u D_0 \xi^2 (3 - \psi^2)}{3E\varphi} \quad (4.6)$$

де: $[\sigma]_u$ – допустиме напруження згину матеріалу стержня– сталь 60С2ХА $[\sigma]_u = 1260 \text{ МПа}$ [34 с. 307] ;

E – модуль пружності;

$\psi = 1$ - для муфти з постійною жорсткістю;

$\xi = 0,26$

$\varphi = 0,035$ рад – кут відносно повороту півмуфти.

$$d_c = \frac{4 \cdot 1260 \cdot 150 \cdot 0,26^2 \cdot (3-1^2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,035} = 4,35 \text{ мм}$$

приймається $d_c = 4,5 \text{ мм}$.

Число стержнів.

$$z = \frac{64 \cdot 10^3 \xi \psi T}{\pi [\sigma]_H d_c^3} = \frac{64 \cdot 10^3 \cdot 0,26 \cdot 1 \cdot 612}{3,14 \cdot 1260 \cdot 4,5^3} = 28,2 \quad (4.7)$$

Приймається $z = 30 \text{ шт}$.

Для зменшення зносу стержнів і їх гнізд в півмуфтах через масляний канал заповнюється пластичним мастилом.

4.3. Висновки до розділу 4

В рамках 4 розділу розроблені заходи безпеки при обслуговуванні токарно-карусельного верстату з ЧПК, а саме:

1. Ергономічне розташування органів керування.
2. Нанесення чітких попереджувальних надписів.
3. Встановлення захисних екранів для запобігання травмування оператора при виконанні робіт.
4. Застосування блокуючих та фіксуючих пристроїв при аварійних ситуаціях.
5. Описані рекомендації щодо гідро- та пневмоприводів.
6. Рекомендовані методи захисту від ураження струмом.

Розраховано пружну муфту електроприводу, використовуючи відомі крутні моменти на вході редуктора. Муфта служить для компансації навантажень які виникають в зачепленні мотора-редуктора та запобігання радіальних коливань та захисту від можливої поломки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі магістра доведена спроба застосування 2-х ступінчатих ПЦП у приводах токарно-карусельного верстату, а також покращення їх силових та кінематичних характеристик.

Узагальнивши в ході роботи отримані результати:

1. Здійснено інформаційно-патентний пошук по тематиці роботи. Проаналізовано матеріали по дослідженню та застосуванню ПЦП у приводах промислових машин та агрегатів. Розглянуто відомі конструкції редукторів на базі ПЦП та виявлено їх технологічні та конструкційні недоліки.

2. Розглянуто конструкцію токарно-карусельного верстату, проаналізовано кінематичну та структурну схему. Проведені розрахунки силових органів. Аналітично визначені недоліки коробки швидкостей данного типу обладнання.

3. На основі результатів розрахунку базового приводу, описана удосконалена методика геометричного та міцнісного розрахунку 2-х ступінчатих ПЦП.

4. Спроектовано кінематичну схему ПЦП та описано принцип її роботи.

5. Використовуючи дані з інформаційно-патентних джерел та власної роботи, спроектовано робоче креслення ПЦП технологічно спрощеної конструкції.

6. Розроблена методика покращення цівкового зачеплення та запропонована методика вирішення проблеми багатопарності зачеплення у зоні дії контакту цівка-сателіт, завдяки використанню втулок з фторопласту.

7. Змодельована твердотіла модель редуктора з удосконаленою конструкцією внутрішніх елементів передачі, зі зниженою складністю механізму.

8. На основі твердотілої моделі планетарно-цівкової передачі, проведений аналіз напружено-деформованого стану.

9. Дослідження використання ПЦП у приводах токарно-карусельного верстата ілюструються економічним розрахунком, а

доповнюються розробленими заходами охорони праці і безпеки життєдіяльності.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Shanaida Volodymyr, Vitenko Tatiana, Drożdziel Paweł, Madlenak Radovan. Features of creating a solid models and assembly operations at CAD-systems [Електронний ресурс]. In: EDULEARN 2017, 2017, Barcelona, Spain, pp.7464-7469.
2. Поляков А. Н. Методические аспекты изучения мехатронных модулей [Електронний ресурс] / А. Н. Поляков, С. В. Каменев, К. С. Романенко, Н. А. Кузьменко // Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры : материалы Всерос. науч.-метод. конф. (с междунар. участием), 3-5 февр. 2016 г., Оренбург / М-во образования и науки Рос. Федерации, Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высш. образования "Оренбург. гос. ун-т". - Электрон. дан. - Оренбург : ОГУ, 2016. - . - С. 187-190. . - 4 с.
3. Сеницын Д.А. Перспективы применения планетарных циклоидально-цевочных передач в приводах машин [Електронний ресурс] / Сеницын Д.А., к.т.н. Широких // Перспективы развития науки и образования: сборник научных трудов по материалам международной научно-практической конференции 28 сентября 2012 г. Часть 4. Тамбов: ООО «Консалтинговая компания Юком», 2012. 163 с.
4. Козырев В. В. Планетарные редукторы в составе ротов и мехатронных систем: учеб. пособие / В. В. Козырев. – Владимир: Владим. гос. ун-та, 2008. – 48 с
5. Кравчук А.С. Optimization of gearing for one kinematic scheme of planetary cycloid pinwheel gear [Електронний ресурс] / Кравчук А.С. Кравчук А.И. // Электронный научный журнал «apriori». серия: естественные и технические науки» №5. 2016 г.
6. Курманов Р.М. Напряженно-деформированное состояние в контакте цевка-зуб сателлита планетарно-цевочной передачи [Електронний ресурс] / Курманов Р.М., Чуфистов Е.А. // Инновации технических решений в машиностроении и транспорте Пенза, 15-17 апреля 2016 г. 248-251 с.

7. Чуфистов, Е.А. Силовое взаимодействие и напряженно-деформированное состояние в планетарно-цевочной передаче передачи [Электронный ресурс] / Е.А. Чуфистов, А.В. Родиков, С.В.Яшина // Сб. статей УП международной научно-технической конференции «Материалы и технологии ХХТ века», Пенза: ПДЗ, 2009. — С. 128-138.

8. Будяков А.Д. Мощность сил трения в сопряжении ролик-сателлит в планетарно-цевочном редукторе передачи [Электронный ресурс] / Будяков А.Д // Неделя науки СПбПУ Санкт-Петербург, 19-24 ноября 2018 г. – с. 110-114.

9. Kleisny H. Zahnlose Getriebe leben länger [Электронный ресурс] // Antriebspraxis, Apr 2006. pp. 42-44.

10. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением [Электронный ресурс] / В. М. Шанников. – Москва: Машгиз, 1948. – 172 с.

11. Фомин М.В. Расчет опор качения планетарно-цевочного редуктора // Фомин М.В., Иванов А.С., Ермолаев М.М.[Электронный ресурс] // "Справочник" Инженерный журнал, изд-во"Машиностроение", № 1 (202), 2014. С. 29-34.

12. Eppinger Cycloidal Gearboxes // веб-сайт Eppinger: . <https://www.eppingergears.com/ct-cycloid-gearboxes/> (дата звернения: 24.04.2020)

13. Редукторы серии RV // Веб-сайт фирмы Nabtesco: . <https://www.nabtescomotioncontrol.com/products/rv-e-series-gearbox/> (дата звернения:24.04.2020)

14. Onvio Pancake Reducer // Веб-сайт Onvio: . <https://www.onviollc.com/products/standard-pancake-reducer/> (дата звернения: 25.04.2020)

15. Ершов Ю. В. Анализ и синтез планетарных передач К-Н-V с промежуточными телами качения : дис. канд. техн. наук : 05.02.18 [Электронный ресурс] / Ершов Ю. В., 2007. – 242 с.

16. Гданский Н. И. Разработка и совершенствование приводов машин химических производств на основе планетарно-цевочных передач : дис. докт. техн. наук : 05.04.09 [Электронный ресурс] / Гданский Н. И., 1997.
17. Луців І.В. Інтелектуальна власність. Частина 1. Система охорони інтелектуальної власності: навчальний посібник / І.В.Луців , Р.А.Склярів, В.В.Шанайда – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 112 с
18. 1A563F4 – Станок токарно-карусельний // Веб-сайт: МАШИНФОРМ.РУ: . <https://mashinform.ru/tokarnye-stanki/15/1a563f4.shtml> (дата звернення: 05.05.2020)
19. Косилова А. Г. Справочник технолога-машиностроителя. Том 2 / А. Г. Косилова, Р. К. Мещеряков. – Москва: Машиностроение, 1986. – 496 с. – (4).
20. Ачеркан Н. С. Металлорежущие станки Т.1 [Электронный ресурс] / Н. С. Ачеркан. – Москва: Машиностроение, 1965. – 405 с.
21. Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование учеб. пособие- 2-е изд., испр. и доп [Электронный ресурс] / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
22. Фомин М. В. Планетарно-цевочные паредечи. Учебное пособие. [Электронный ресурс] / М. В. Фомин. – Москва: МГТУ им Баумана, 2009. – 64 с.
23. Сталь марки 40X // Веб-сайт: Центральный маталлический портал РФ: . http://metallischekiy-portal.ru/marki_metallov/stk/40X (дата звернення: 07.05.2020)
24. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением [Электронный ресурс] / В. М. Шанников. – Москва: Машгиз, 1952. – 175 с.
25. Бильдюк Н. А. Детали машин: учебник [Электронный ресурс] / Н. А. Бильдюк, А. Л. Филипенков. – Санкт-Пететербург: Поллитехника, 2015.
26. Blagojevic M.M. [et al] Numerical and experimental analysis of the cycloid disc stress state // Technical Gazette, No. 21, Feb 2014. pp. 377-382
27. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи [Электронный ресурс] / В. Н. Кудрявцев. – Ленин: Машиностроение, 1966. – 308 с.

28. Редько Р.Г. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р.Г. Редько, О.І. Редько, В.В. Шанайда, Р.А. Скляр // Наукові нотатки. - 2014. - Випуск 44. - С. 249–253

29. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.

30. Инструкция по определению экономической эффективности использования новой техники // Веб-сайт: [files.stroyinf.ru https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293826/4293826955.htm](https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293826/4293826955.htm) (дата звернення: 08.05.2020).

31. Шанайда В. В. Розробка комп'ютерної твердотілої моделі цівкового редуктора для приводу головного руху токарно-карусельного верстата / В. В. Шанайда, І. Г. Лось // Збірник тез доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 27-28 листопада 2019 року. — Т. : ТНТУ, 2019. — Том 1. — С. 146–147. — (Сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні).

32. ГОСТ 12.2.009-80. Станки металлообрабатывающие. Общие требования безопасности.// Веб-сайт: ДНАОП законодавча база https://dnaop.com/html/1686/doc-ГОСТ_12.2.009-80 (дата звернення: 09.05.2020).

33. Правила улаштування електроустановок // Веб-сайт: Міненерговугілля України <https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/06/ПУЕ> (дата звернення: 09.05.2020).

34. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Ленин: Высшая школа, 2000.

35. Решетова Д. Н. Атлас по деталям машин т. 1,2 / Д. Н. Решетова. – Москва: Машиностроение, 1992.

ДОДАТКИ



(11) 132195

(19) UA

(51) МПК

F16H 1/28 (2006.01)

F16H 1/32 (2006.01)

(21) Номер заявки: u 2018 09965

(22) Дата подання заявки: 05.10.2018

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.02.2019

(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: 11.02.2019, Бюл. № 3

(72) Винахідники:

Кушак Оксана Михайлівна, UA,

Рудяк Юрій Аронович, UA,

Лось Ігор Геннадійович, UA,

Музичка Маргарита

Богданівна, UA,

Дон Дмитро

Володимирович, UA

(73) Власник:

Кушак Оксана Михайлівна,

вул. Я. Стецька, 9, м.

Тернопіль, 46005, UA

(54) Назва корисної моделі:

ПЛАНЕТАРНО-ЦІВКОВИЙ РЕДУКТОР

(57) Формула корисної моделі:

Планетарно-цівковий редуктор, що містить корпус, водило з пальцями, вхідний та вихідний вали, обойму з роликками, що контактують із зубами цівкових коліс, які мають можливість повороту на шийках ексцентрика, встановленого на вхідному валу, який відрізняється тим, що з метою підвищення технологічності та зменшення складності конструкції обойма виконана із еластичного матеріалу, а між шийками ексцентрика і центральними отворами цівкових коліс, між пальцями водила і отворами цівкових коліс, в які входять вказані пальці, встановлені еластичні антифрикційні втулки.

УДК 621.8:9

В.В. Шанайда, канд. техн. наук, доц., І.Г. Лось

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

**РОЗРОБКА КОМП'ЮТЕРНОЇ ТВЕРДОТІЛОЇ МОДЕЛІ ЦІВКОВОГО
РЕДУКТОРА ДЛЯ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНО-
КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА**

V. V. Shanaida, Ph.D, assoc. Prof., I.G. Los

**CREATION THE COMPUTER SOLID MODEL OF LANTERN WHEEL
EPICYCLIC GEAR-TRAIN REDUCER FOR THE MAIN MOTION DRIVE OF
TURNING-AND-BORING LATHE**

Використання сучасних технологій проектування дозволяє проводити детальний аналіз технічного об'єкта ще на етапі його розробки [1]. Впровадження вдосконалених алгоритмів та математичних моделей у сучасних системах тривимірного моделювання суттєво скорочує фінансові видатки та затрати часу на перед виробничі дослідження технічного об'єкта. Основна мета нашого дослідження – запропонувати нову конструкцію приводу головного руху токарно-карусельного верстата на базі цівкового редуктора як основного елементу трансформації крутного моменту.

Нами проаналізовано значну кількість конструкцій планетарно-цівкових редукторів [2-4] як вітчизняного, так і закордонного виробництва. Проведений огляд літературних джерел показав, що такі редуктори знаходять широке застосування в різноманітних механізмах та машинах.

Попередньо нами встановлено, що цівкові редуктори мають недоліки, які є типовими для подібних конструкцій планетарно-цівкових редукторів, а саме: не технологічність конструкції деяких деталей, що обумовлена високими вимогами до їх точності. До таких деталей можна віднести сателіти та обойми. Не дотримання конструктивних та технологічних параметрів при їх виготовленні може призвести до відмов у роботі через заклинювання цівкових зубчастих зацеплень.

За результатами попередньо проведеного аналізу конструктивних рішень для цівкових планетарних редукторів нами запропоновано нову конструкцію планетарно-цівкового редуктора. Твердотіла модель редуктора та його конструктивна схема подані на рис. 1. Конструкторсько-технологічною особливістю цієї конструкції є відсутні вищезгадані недоліки за рахунок специфічного виконання обойми, яка розміщена на периферії корпусу. Зазнали змін також і втулки, які розміщені між шийками ексцентрика та центральними отворами сателітів, а також на пальцях водила між торцевими отворами коліс. Їх доцільно виготовляти з еластичного матеріалу, наприклад, з фторопласту, капролону, тощо. Конструкція такого планетарно-цівкового редуктора захищена патентом на корисну модель [5].

У планетарно-цівковому редукторі концентричне обертання вхідного вала з ексцентриком забезпечує ексцентричне обертання встановлених на ексцентриках сателітів. Інша особливість редуктора полягає в тому, що крім профілю зубів еквадистанта до епіциклоїди описує профіль епіциклоїдального колеса. В цьому випадку профіль епіциклоїдального колеса редуктора побудований за допомогою методу спряження радіусів кіл, які є дотичними до попередньо визначених нами розрахункових ділливих діаметрів, вершин впадін, виступів з врахуванням ексцентриситету кулачка на якому закріплене колесо. Вихідний фланець, так само як і вхідний, здійснює концентричний рух. У запропонованій конструкції редуктор може бути прикріпленим до виконавчої ланки мехатронного модуля.

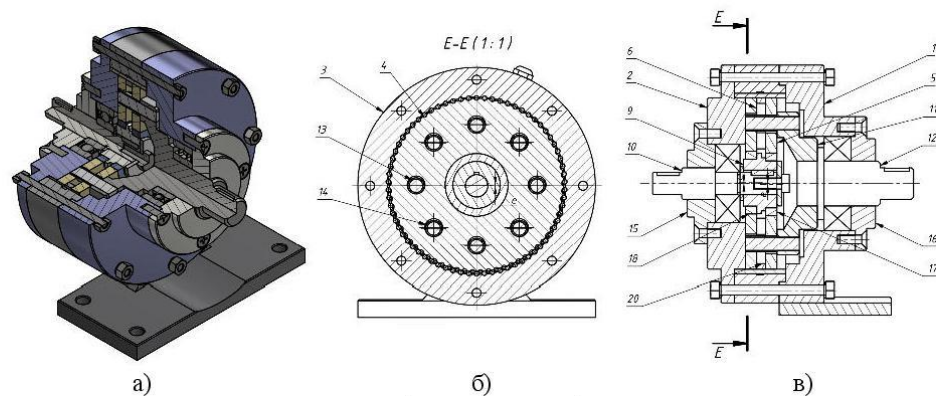


Рисунок 1. Конструкція планетарно-цівкового редуктора:
а) CAD-модель б) головний вигляд; в) переріз E-E

Перспективність використання такого редуктора можна обґрунтувати наявним комплексом позитивних факторів, серед яких: поєднання компактності, великої потужності, високої точності, довговічності і надійності. Реалізоване в ньому епіциклоїдальне зачеплення має ККД 0,96 - 0,98.

Вважаємо за доцільне використати планетарно-цівковий механізм в приводах головного руху верстатів, що дозволить істотно розширити їх технологічні можливості, у приводах подач верстатів з ЧПК, поворотних приводах антен тощо. Використання такого редуктора забезпечить зниження мас-габаритних показників при збереженні реалізованої потужності, підвищення точності позиціювання, збільшенні технічного ресурсу, зниження вібрації і підвищення ККД. Висока надійність, довговічність і значний ККД цівкового зачеплення обумовлені тим, що воно працює практично за відсутності проковзування у вищих кінематичних парах. Такий підхід забезпечує мінімальне зношування елементів конструкції та надійну роботу приводу протягом тривалого терміну експлуатації. Запропонована конструкція забезпечує передаточне відношення від 15 до 300 і крутний момент від 500 Нм до 8000 Нм.

Література

1. T. Vitenko, V. Shanaida, P. Drożdziel, R. Madleňák (2017) FEATURES OF CREATING A SOLID MODELS AND ASSEMBLY OPERATIONS AT CAD-SYSTEMS, EDULEARN17 Proceedings, pp. 7464-7469.
2. Муравьев Е.В. Планетарно-цевочные редукторы и мотор-редукторы / Редукторы и приводы. 2005. №4,5. с.14-16
3. Д.А. Синицын., Перспективы применения планетарных циклоидально-цевочных передач в приводах машин / Д.А. Синицын, Э.В. Широких // Перспективы применения планетарных цевочных приводов в поротно пусковых установках 2015 г №6. с. 35-42.
4. Иванов А.С. К расчёту и конструированию современных мотор-редукторов: Электронное учебное пособие // Иванов А.С., Ермолаев М.М., Муркин С.В. – М.: изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2012. -112с.
5. Патент 132195 UA, МПК F16H 1/28 (2006.01), F16H 1/32 (2006.01). Планетарно-цівковий редуктор [Текст] / Кушак Оксана Михайлівна, Рудяк Юрій Аронович, Лось Ігор Геннадійович, Музичка Маргарита Богданівна, Дон Дмитро Володимирович (Україна) - опубл. 11.02.2019, Бюлетень №3.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
БК		22	ДР.18-209.04.00.022	Корпус проміжний	1	
БК		23	ДР.18-209.04.00.023	Кришка вихідного вала	1	
БК		24	ДР.18-209.04.00.024	Кришка вхідного вала	1	
БК		25	ДР.18-209.04.00.025	Манжета вихідного вала	1	
БК		26	ДР.18-209.04.00.026	Манжета вхідного вала	1	
БК		27	ДР.18-209.04.00.027	Манжета підшипника	1	
АЗ		28	ДР.18-209.04.00.028	Обойма першої ступені	1	
АЗ		29	ДР.18-209.04.00.029	Обойма другої ступені	1	
БК		30	ДР.18-209.04.00.030	Палець другої ступені	8	
БК		31	ДР.18-209.04.00.031	Палець першої ступені	8	
БК		32	ДР.18-209.04.00.032	Ролики праві	16	
БК		33	ДР.18-209.04.00.033	Ролики ліві	22	
АЗ		34	ДР.18-209.04.00.034	Сателіт першої ступені	2	
АЗ		35	ДР.18-209.04.00.035	Сателіт другої ступені	2	
БК		36	ДР.18-209.04.00.036	Фланець	1	
БК		37	ДР.18-209.04.00.037	Фланець вихідного вала	1	
БК		38	ДР.18-209.04.00.038	Фланець вхідного вала	1	
БК		39	ДР.18-209.04.00.039	Шайба права	1	
БК		40	ДР.18-209.04.00.040	Шайба ліва	1	
				Стандартні вироби		
		41		Болт М6×1-6g×35.58		
				ГОСТ 7798-70	6	
		42		Болт М5×1-6g×25.58		
				ГОСТ 7798-70	1	
		43		Болт М8×1.5-6g×25.58		
				ГОСТ 7798-70	6	
		44		Болт М10×1.5-6g×30.58		
				ГОСТ 7798-70	1	
Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	ДР.18-209.04.02.000 СП	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	

Копіював

Формат А4

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ



Кваліфікаційна дипломна робота магістра Лось І.Г.
133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2020 р.



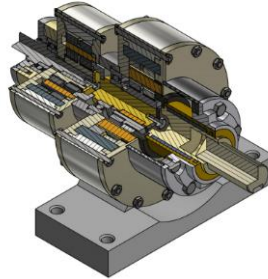
«Розробка і дослідження твердотілої моделі планетарно-цівкового редуктора приводу головного руху токарно-карусельного верстату»

«Development and study of a computer solid model of cycloid speed reducer of vertical turning and boring machine main motion drive»

✦ **Мета роботи:** модернізація приводу головного руху токарно-карусельного верстату з ЧПК для покращення його силових та масогабаритних характеристик.

✦ **Об'єкт дослідження:** конструкція ПЦП (планетарно-цівкова передача) приводу головного руху токарно-карусельного верстату.

✦ **Предмет дослідження:** аналіз напружено-деформованого стану елементів конструкції планетарно-цівкового редуктора при їх максимальному навантаженні.



✦ **Наукова новизна отриманих результатів:**

1. Вперше запропонована модернізована методика розрахунку окремих конструктивних елементів ПЦП, а саме сателіта з ексцентриком, при заміні підшипників на втулки з пластичних фторопластів.

2. Методами 3D моделювання доведено ефективність використання принципу спадковості при проектуванні навантажувальних елементів двоступеневих ПЦП.

Розробив: Лось

Перевірив: Шанаїда

Реценз:

Нхонтр: Ярема

Завкаф: Кабельник



Кваліфікаційна дипломна робота магістра Лось І.Г.
133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2020 р.



«Розробка і дослідження твердотілої моделі планетарно-цівкового редуктора приводу головного руху токарно-карусельного верстату»

Загальні висновки

В даній кваліфікаційній роботі магістра доведена спроба застосування 2-х ступінчатих ПЦП у приводах токарно-карусельного верстату, а також покращення їх силових та кінематичних характеристик. Узагальнивши в ході роботи отримані результати:

✦ Здійснено інформаційно-патентний пошук по тематичі роботи. Проаналізовано матеріали по дослідженню та застосуванню ПЦП у приводах промислових машин та агрегатів. Розглянуто відомі конструкції редукторів на базі ПЦП та виявлено їх технологічні та конструктивні недоліки.

✦ Розглянуто конструкцію токарно-карусельного верстату, проаналізовано кінематичну та структурну схему. Проведені розрахунки силових органів. Аналітично визначені недоліки коробки швидкостей даного типу обладнання.

✦ На основі результатів розрахунку базового приводу, описана удосконалена методика геометричного та міцнісного розрахунку 2-х ступінчатих ПЦП.

✦ Спроектовано кінематичну схему ПЦП та описано принцип її роботи.

✦ Використовуючи дані з інформаційно-патентних джерел та власної роботи, спроектовано робоче креслення ПЦП технологічно спрощеної конструкції.

✦ Розроблена методика покращення цівкового зачеплення та запропонована методика вирішення проблеми багатопарності зачеплення у зоні дії контакту цівка-сателіт, завдяки використанню втулок з фторопласту.

✦ Змодельована твердотіла модель редуктора з удосконаленою конструкцією внутрішніх елементів передачі, зі зниженою складністю механізму.

✦ На основі твердотілої моделі планетарно-цівкової передачі, проведений аналіз напружено-деформованого стану.

✦ Дослідження використання ПЦП у приводах токарно-карусельного верстату ілюструються економічним розрахунком, а доповнюються розробленими заходами охорони праці і безпеки життєдіяльності.

Розробив: Лось

Перевірив: Шанаїда

Реценз:

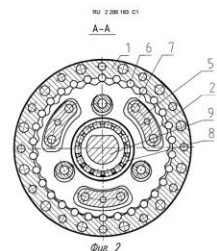
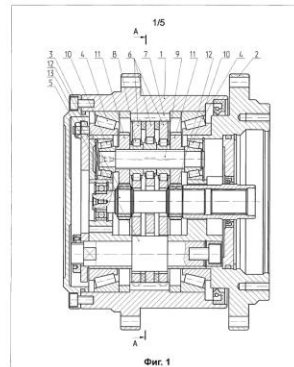
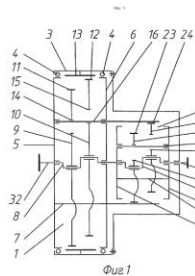
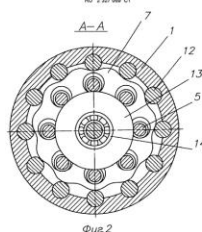
Нхонтр: Ярема

Завкаф: Кабельник

Лист №1 – Інформаційно-патентний пошук

[illegible][illegible]

RU 2 285 163 C1

[illegible]

(15)  **Europäisches Patentamt**
European Patent Office
Office européen des brevets

(72) **EUROPEAN PATENT SPECIFICATION**

(93) Date of publication and mention of the priority of the invention: 02.08.2000. Bulletin 2000/33

(51) Int. Cl. 7: F16C 11/00
F16C 13/00
F16C 15/00

(52) Class in: F16C 11/00

(54) Oscillating internally meshing planetary gear unit and planetary roller mechanism
Zykloidengetriebe und Planeten-Rollengetriebe
Planetary planetary à engrenages à couronne planétaire à friction

EP 1 036 954 B1

FIG. 5

EP 1 036 954 B1

FIG. 6

Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

Publication number

0 444 790 B1

EUROPEAN PATENT SPECIFICATION

- ① Date of publication of patent specification: 26.04.85
- ② Date of publication of patent specification: 26.04.85
- ③ Date of filing: 11.05.81

④ Controlling data processing paper reduction.

- ① Priority: 31.03.80 EP 263830
- ② Date of publication of application: 24.05.81 Bulletin: 31/28
- ③ Publication of the patent in the patent: 26.04.85 Bulletin: 31/28
- ④ Designated for issuing: French, at EP 0 444 790 A, EP 0 444 790 B1 and EP 0 444 790 C1
- ⑤ References cited: EP-A 0 372 147
US-A 3 307 434
Int. Pat. Class. (1979): G 04B 1/00, G 04B 1/10, G 04B 1/12, G 04B 1/14, G 04B 1/16, G 04B 1/18, G 04B 1/20, G 04B 1/22, G 04B 1/24, G 04B 1/26, G 04B 1/28, G 04B 1/30, G 04B 1/32, G 04B 1/34, G 04B 1/36, G 04B 1/38, G 04B 1/40, G 04B 1/42, G 04B 1/44, G 04B 1/46, G 04B 1/48, G 04B 1/50, G 04B 1/52, G 04B 1/54, G 04B 1/56, G 04B 1/58, G 04B 1/60, G 04B 1/62, G 04B 1/64, G 04B 1/66, G 04B 1/68, G 04B 1/70, G 04B 1/72, G 04B 1/74, G 04B 1/76, G 04B 1/78, G 04B 1/80, G 04B 1/82, G 04B 1/84, G 04B 1/86, G 04B 1/88, G 04B 1/90, G 04B 1/92, G 04B 1/94, G 04B 1/96, G 04B 1/98, G 04B 1/100, G 04B 1/102, G 04B 1/104, G 04B 1/106, G 04B 1/108, G 04B 1/110, G 04B 1/112, G 04B 1/114, G 04B 1/116, G 04B 1/118, G 04B 1/120, G 04B 1/122, G 04B 1/124, G 04B 1/126, G 04B 1/128, G 04B 1/130, G 04B 1/132, G 04B 1/134, G 04B 1/136, G 04B 1/138, G 04B 1/140, G 04B 1/142, G 04B 1/144, G 04B 1/146, G 04B 1/148, G 04B 1/150, G 04B 1/152, G 04B 1/154, G 04B 1/156, G 04B 1/158, G 04B 1/160, G 04B 1/162, G 04B 1/164, G 04B 1/166, G 04B 1/168, G 04B 1/170, G 04B 1/172, G 04B 1/174, G 04B 1/176, G 04B 1/178, G 04B 1/180, G 04B 1/182, G 04B 1/184, G 04B 1/186, G 04B 1/188, G 04B 1/190, G 04B 1/192, G 04B 1/194, G 04B 1/196, G 04B 1/198, G 04B 1/200, G 04B 1/202, G 04B 1/204, G 04B 1/206, G 04B 1/208, G 04B 1/210, G 04B 1/212, G 04B 1/214, G 04B 1/216, G 04B 1/218, G 04B 1/220, G 04B 1/222, G 04B 1/224, G 04B 1/226, G 04B 1/228, G 04B 1/230, G 04B 1/232, G 04B 1/234, G 04B 1/236, G 04B 1/238, G 04B 1/240, G 04B 1/242, G 04B 1/244, G 04B 1/246, G 04B 1/248, G 04B 1/250, G 04B 1/252, G 04B 1/254, G 04B 1/256, G 04B 1/258, G 04B 1/260, G 04B 1/262, G 04B 1/264, G 04B 1/266, G 04B 1/268, G 04B 1/270, G 04B 1/272, G 04B 1/274, G 04B 1/276, G 04B 1/278, G 04B 1/280, G 04B 1/282, G 04B 1/284, G 04B 1/286, G 04B 1/288, G 04B 1/290, G 04B 1/292, G 04B 1/294, G 04B 1/296, G 04B 1/298, G 04B 1/300, G 04B 1/302, G 04B 1/304, G 04B 1/306, G 04B 1/308, G 04B 1/310, G 04B 1/312, G 04B 1/314, G 04B 1/316, G 04B 1/318, G 04B 1/320, G 04B 1/322, G 04B 1/324, G 04B 1/326, G 04B 1/328, G 04B 1/330, G 04B 1/332, G 04B 1/334, G 04B 1/336, G 04B 1/338, G 04B 1/340, G 04B 1/342, G 04B 1/344, G 04B 1/346, G 04B 1/348, G 04B 1/350, G 04B 1/352, G 04B 1/354, G 04B 1/356, G 04B 1/358, G 04B 1/360, G 04B 1/362, G 04B 1/364, G 04B 1/366, G 04B 1/368, G 04B 1/370, G 04B 1/372, G 04B 1/374, G 04B 1/376, G 04B 1/378, G 04B 1/380, G 04B 1/382, G 04B 1/384, G 04B 1/386, G 04B 1/388, G 04B 1/390, G 04B 1/392, G 04B 1/394, G 04B 1/396, G 04B 1/398, G 04B 1/400, G 04B 1/402, G 04B 1/404, G 04B 1/406, G 04B 1/408, G 04B 1/410, G 04B 1/412, G 04B 1/414, G 04B 1/416, G 04B 1/418, G 04B 1/420, G 04B 1/422, G 04B 1/424, G 04B 1/426, G 04B 1/428, G 04B 1/430, G 04B 1/432, G 04B 1/434, G 04B 1/436, G 04B 1/438, G 04B 1/440, G 04B 1/442, G 04B 1/444, G 04B 1/446, G 04B 1/448, G 04B 1/450, G 04B 1/452, G 04B 1/454, G 04B 1/456, G 04B 1/458, G 04B 1/460, G 04B 1/462, G 04B 1/464, G 04B 1/466, G 04B 1/468, G 04B 1/470, G 04B 1/472, G 04B 1/474, G 04B 1/476, G 04B 1/478, G 04B 1/480, G 04B 1/482, G 04B 1/484, G 04B 1/486, G 04B 1/488, G 04B 1/490, G 04B 1/492, G 04B 1/494, G 04B 1/496, G 04B 1/498, G 04B 1/500, G 04B 1/502, G 04B 1/504, G 04B 1/506, G 04B 1/508, G 04B 1/510, G 04B 1/512, G 04B 1/514, G 04B 1/516, G 04B 1/518, G 04B 1/520, G 04B 1/522, G 04B 1/524, G 04B 1/526, G 04B 1/528, G 04B 1/530, G 04B 1/532, G 04B 1/534, G 04B 1/536, G 04B 1/538, G 04B 1/540, G 04B 1/542, G 04B 1/544, G 04B 1/546, G 04B 1/548, G 04B 1/550, G 04B 1/552, G 04B 1/554, G 04B 1/556, G 04B 1/558, G 04B 1/560, G 04B 1/562, G 04B 1/564, G 04B 1/566, G 04B 1/568, G 04B 1/570, G 04B 1/572, G 04B 1/574, G 04B 1/576, G 04B 1/578, G 04B 1/580, G 04B 1/582, G 04B 1/584, G 04B 1/586, G 04B 1/588, G 04B 1/590, G 04B 1/592, G 04B 1/594,

ЮМПАС-3D v17.1 Учебная версия © 2017 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Разработчик: Лосев

Перевірю: Шанайда

Реценз

Н.контр.Ярема

Зав. каф.: Кобельник

Не для коммерческого использования

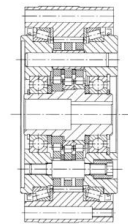


Рис.4 Конструкція модуля планетарно-цівкової передачі з 3 сателітами типу ЗК-V

УДК 621.8
DOI: 10.18699/2541-4009-2017-6-137

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ
ПО ЭЛЕМЕНТАМ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Д.А. Заварзин
О.Ю. Зайцева

zavarzin.danil@yandex.ru
zaytseva.o.yu@gmail.com

ИГТУ им. П.С. Ермакова, Москва, Российская Федерация

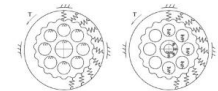
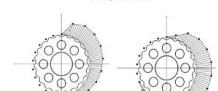
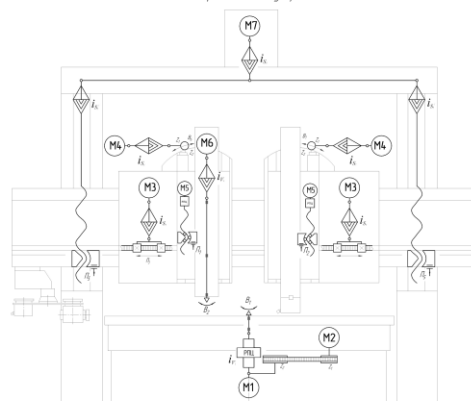
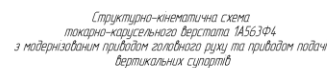


Рис. 5. Моделі планетарно-цубкового механізму з одним sd і з чотирма степенями вільності W
 T – кутильні моменти

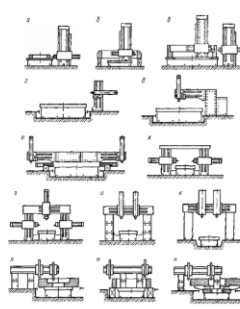


Зав.каф: Кобельник

Виконав: Лось
Перевірив: Шанайда
Реценз.:
Нконтр: Ярема
Заб.каф: Кодельник

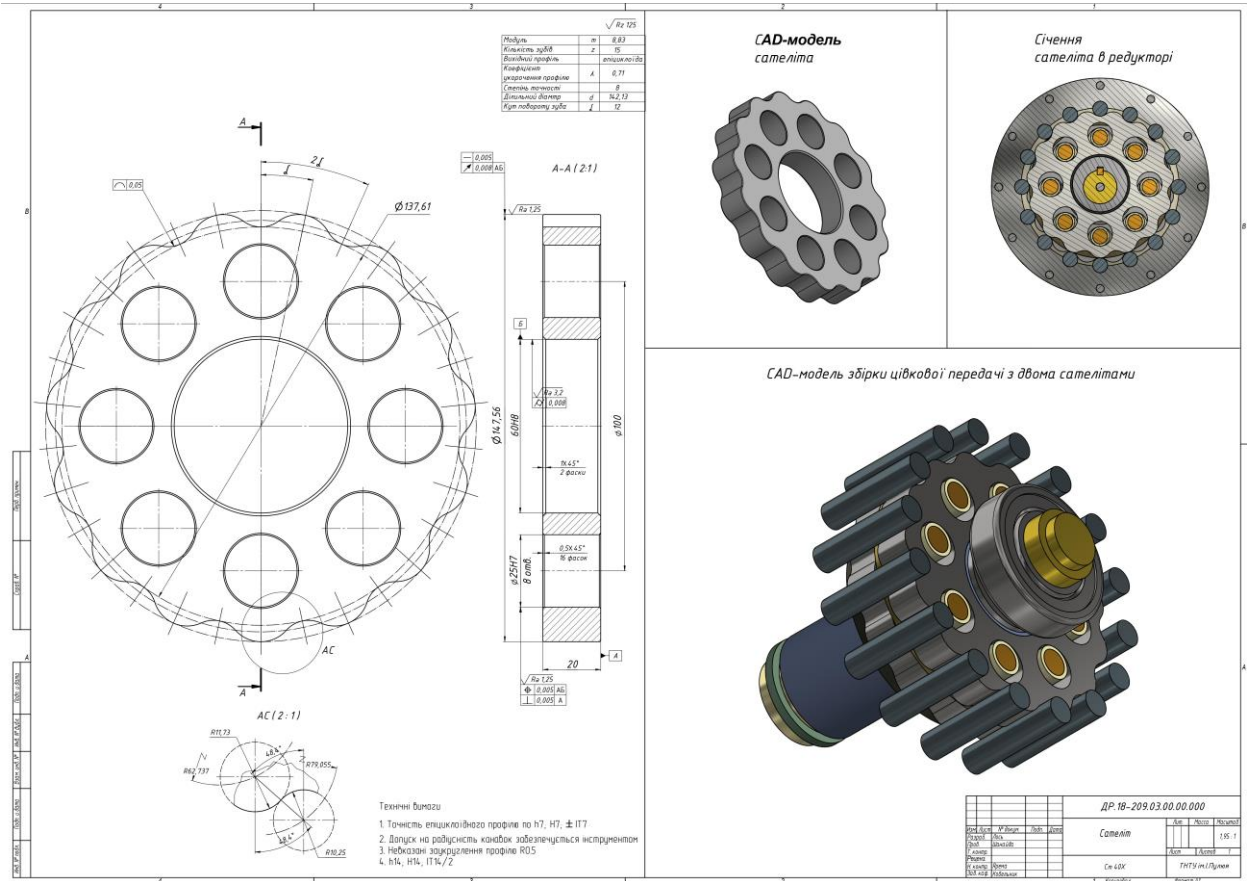
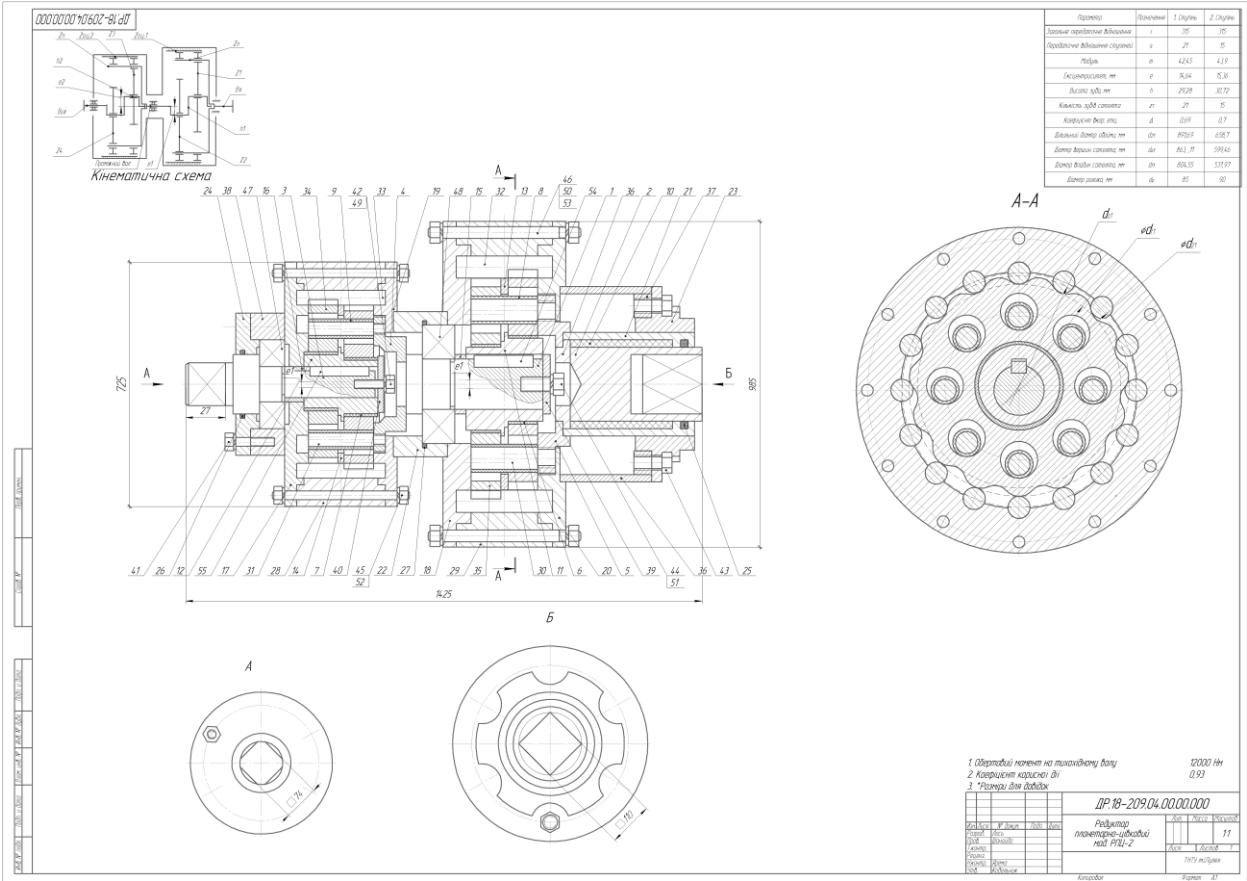


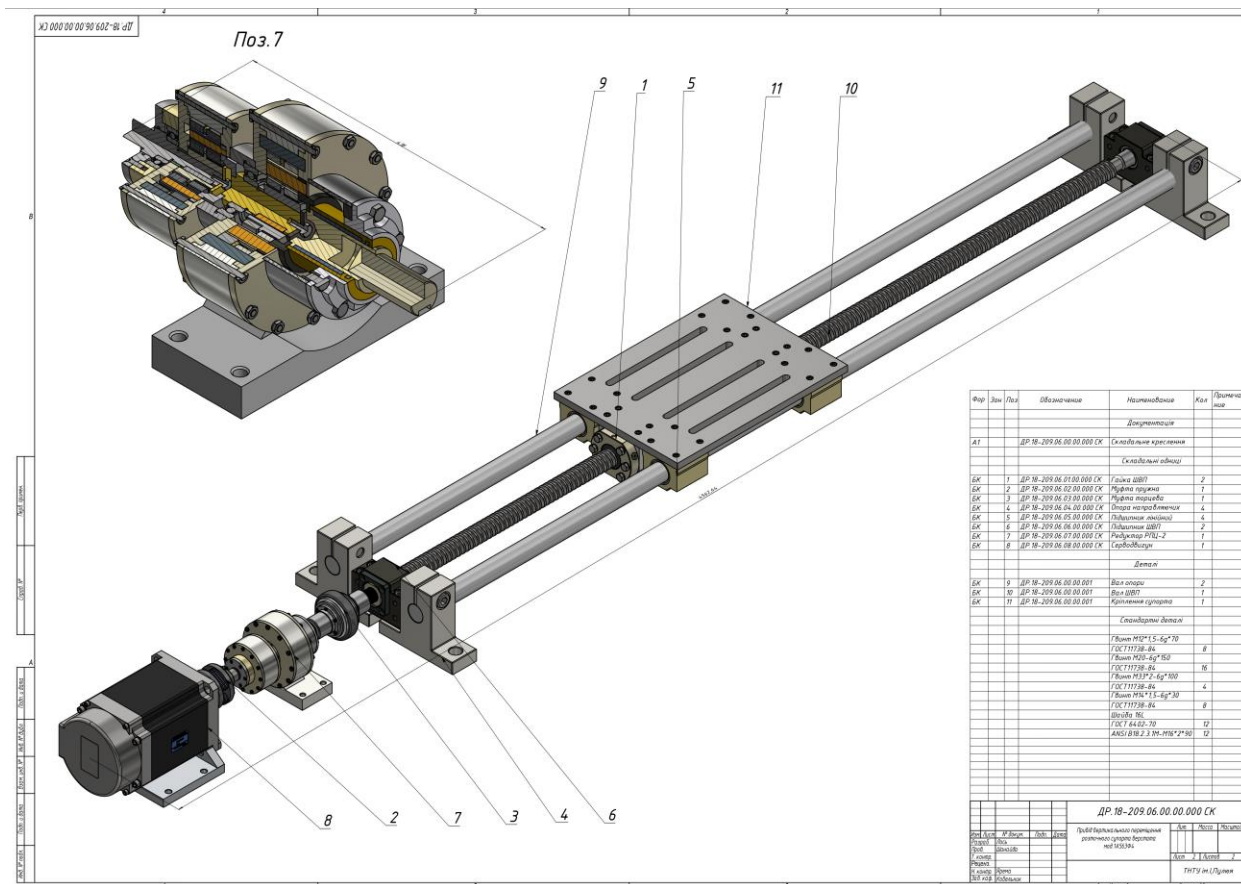
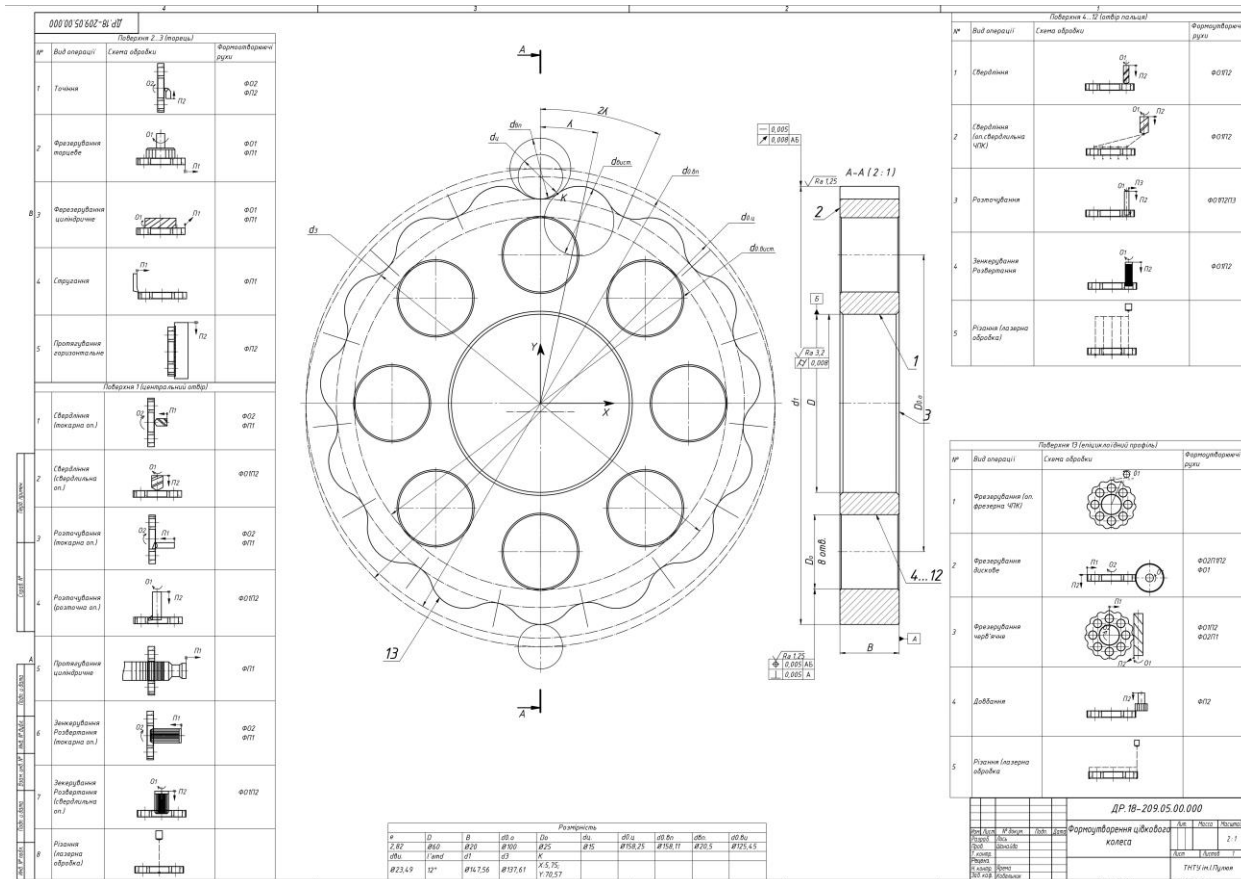
Варианти компоувальних схем токарно-карцельного верстата



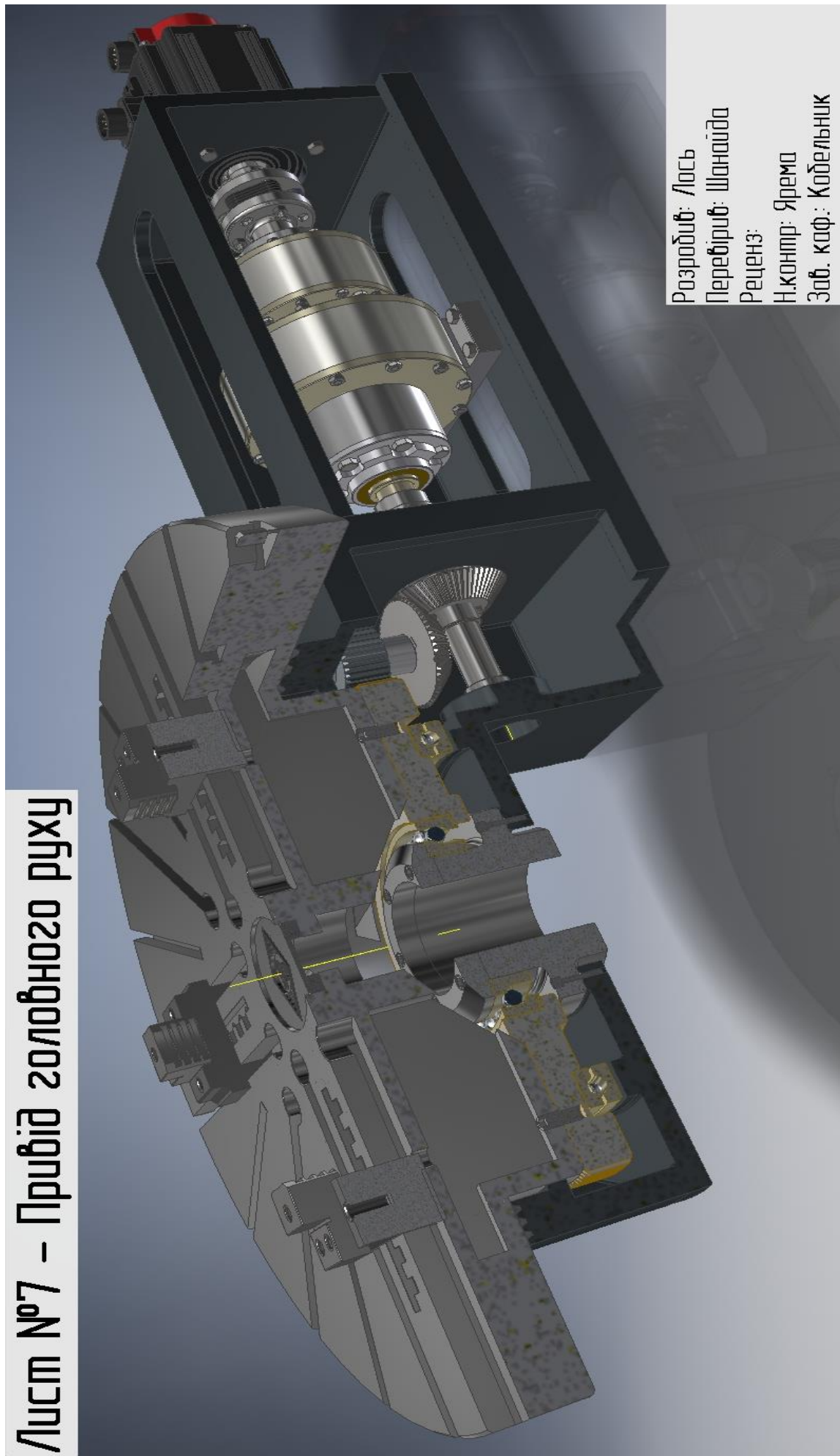
а-г) наведені варіанти верстатів німецької фірми Schenck Frider. 0-е – польський верстат Rofatex. Ці верстати дозволяють виконувати чорноду і чистоду обробку деталей довжиною до 5000 мм і масою до 100 т. Прибл і показують с конструктивні аспекти його конструкції критичні на дифузійних з'єднаннях з поролом або неадекватно від нього. Підприємств зовнішнього проваду до 100 квіт. Перебудовувані верстати фірми Schenck Frider (а, б, в) і Каленський завод чистоду верстатобудування і – ні.

[illegible]





Лист №7 – Привід головного руху



Розробив: Лось
Перевірив: Шанайда
Реценз:
Н.контр: Ярема
Зав. каф.: Кабелъник

Лист №8 – Аналіз навантажень цівкової передачі в середовищі Inventor AIP

Вихідні параметри аналізу

Общая цель и параметры:	
Цель проектирования	Оптимизация
Тип исследования	Статистический анализ
Дата последнего изменения	09.02.2020, 12:02
Обновить и установить моды жесткого тела	Нет
Удалить неактивные направления жесткого тела	Нет
Анализ неограниченного	Нет
Имя:	
Материал	Сталь, углеродистая
Объем	Массовая плотность: 7,85 (г/см³) Плотность: 7850 МПа Значительный процент протекания: 0,03 МПа Модуль Юнга: 200 ГПа Коэффициент Пуассона: 0,29
Напряжения	Модуль упругости при сдвиге: 77,3104 ГПа Коэффициент Пуассона: 0,29
Имя:	
Материал	Сталь, высокоуглеродистая, неаустемленная
Объем	Массовая плотность: 7,85 (г/см³) Плотность: 7850 МПа Значительный процент протекания: 0,03 МПа Модуль Юнга: 200 ГПа Коэффициент Пуассона: 0,29
Напряжения	Модуль упругости при сдвиге: 77,3104 ГПа

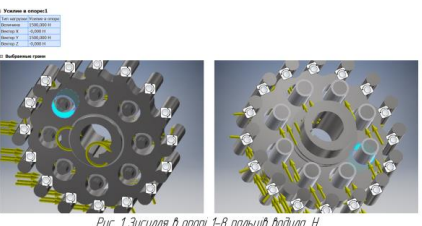


Рис. 1 Зусилля в опрі 1-8 пальців вхідної Н.

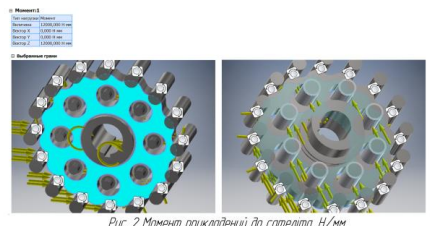


Рис. 2 Момент прикладений до сателіта, Н/мм

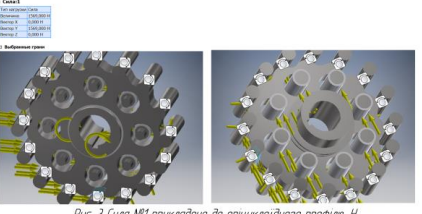


Рис. 3 Сила №1 прикладена до епіциклічного профілю, Н.

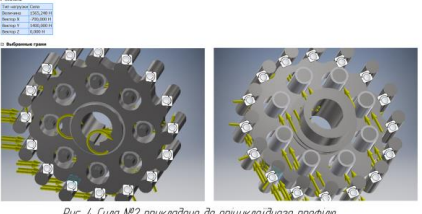


Рис. 4 Сила №2 прикладена до епіциклічного профілю відносно вектора X, Н.

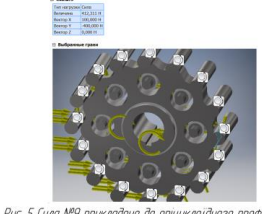


Рис. 5 Сила №9 прикладена до епіциклічного профілю відносно вектора Y, Н.

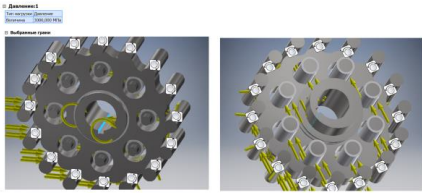


Рис. 6 Тиск прикладений до шпінкового пози ексцентрика сателіта, МПа.

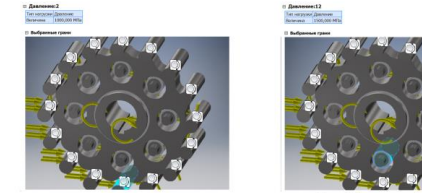


Рис. 7 Тиск прикладений до ролика (пальця) 1-8, МПа.

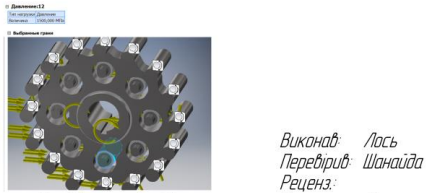


Рис. 8 Тиск прикладений до втулки пальця вхідної 1-8, МПа.

Виконав: Лось
Перевірив: Шанайда
Реценз.:
Н.контр.: Ярема
Забкаф.: Ковельник

Лист №8.1 – Аналіз навантажень цівкової передачі в середовищі Inventor AIP

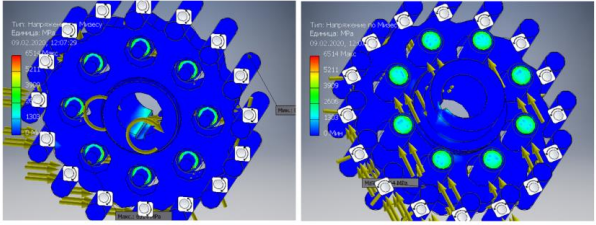


Рис.1 Навантаження передачі по Мізесу

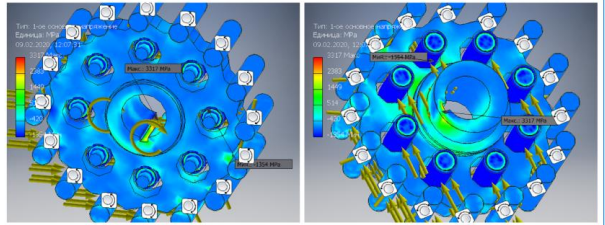


Рис.2 1-ше основне навантаження

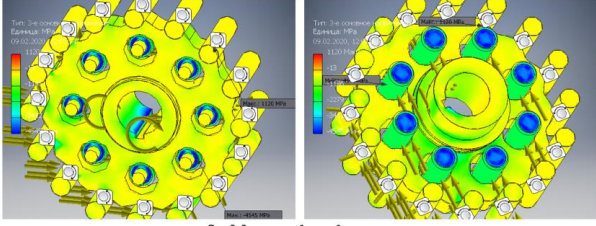


Рис.3 3-тє основне навантаження

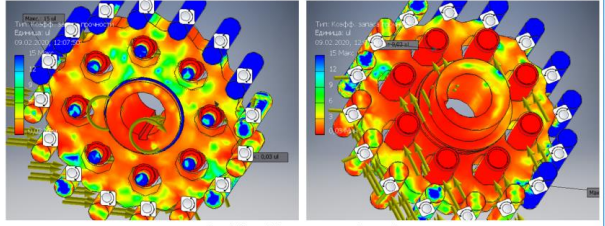


Рис.4 Коєфіцієнт запасу міцності

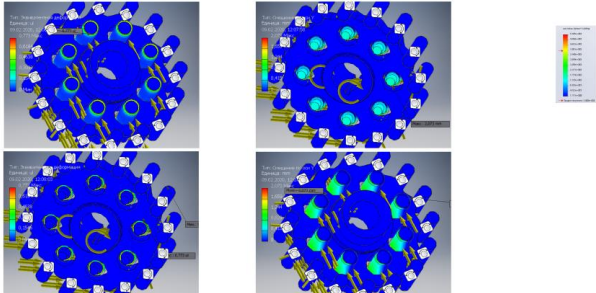


Рис.5 Еквівалентна деформація

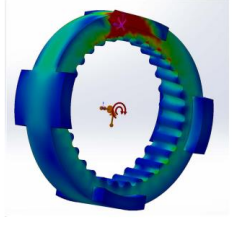


Рис.7 Навантаження обоими по осі Y

Виконав: Лось
Перевірив: Шанайда
Реценз.:
Н.контр.: Ярема
Забкаф.: Ковельник

Презентація



Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
133 – Галузеве машинобудування



Кваліфікаційна дипломна робота магістра

**«Розробка і дослідження твердотілої моделі
планетарно-цівкового редуктора приводу головного
руху токарно-карусельного верстату»**

«Development and study of a computer solid model of
cycloid speed reducer of vertical turning and boring
machine main motion drive»

Розробив: Лось І.Г

Наук. кер: Шанайда В.В

Реценз: Паливода Ю.Є

Н.контр: Ярема І.Т

Зав каф: Кобельник В.Р

м. Тернопіль, 2020 р.



Мета роботи – модернізація приводу головного руху токарно-карусельного верстату з ЧПК для покращення його силових та масогабаритних характеристик.

Об'єкт дослідження – конструкція ПЦП (планетарно-цівкова передача) приводу головного руху токарно-карусельно верстату .

Предмет дослідження – аналіз напружено-деформованого стану елементів конструкції планетарно-цівкового редуктора при їх максимальному навантаженні.



Для виконання поставленої мети необхідно виконати наступні завдання:

1. Здійснити огляд та аналіз токарно-карусельних верстатів з ЧПК, їх механізмів та приводів руху. Проаналізувати технічні характеристики таких верстатів.
2. Підібрати силові механізми с високим коефіцієнтом корисної дії та меншими масогабаритними показниками.
3. Запропонувати, методи модернізації приводів верстатного обладнання.
4. Удосконалити існуючі типи механотронних модулів з високими показниками довговічності та економічності.



Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше запропонована модернізована методика розрахунку окремих конструктивних елементів ПЦП, а саме сателіта з ексцентриком, при заміні підшипників на втулки з пластичних фторопластів.
2. Методами 3D моделювання доведено ефективність використання принципу спадковості при проектуванні навантажувальних елементів двоступеневих ПЦП.

Практичне значення отриманих у роботі результатів:

1. Розроблена кінематична схема токарно-карусельного верстату з модернізованими приводами подач та головного руху.
2. Запропоновано використання у приводі головного руху планшайби механотронного модуля на основі ПЦП.
3. Удосконалена методика розрахунку 2-х ступінчатих ПЦП.
4. Спроектовано удосконалену конструкцію редуктора на базі ПЦП з покращеними характеристиками.



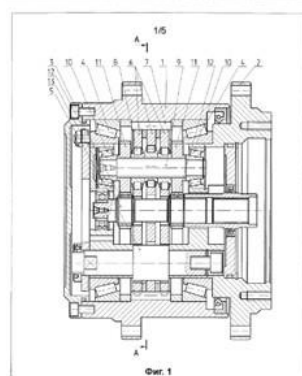
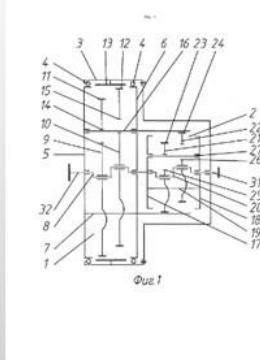
Аналітичний розділ

В рамках розгляду аналітичного розділу можна зробити такі висновки:

- 1) модернізація верстатного обладнання є необхідністю на сучасному конкурентному ринку;
- 2) використання оновлених систем керування приводами не виключає проблем з морально застарілою їх базою;
- 3) збільшення точності і продуктивності можливо тільки з використанням оновлених механотронних модулів;
- 4) малогабаритні планетарно-цівкові передачі здатні замінити великогабаритні застарілі передачі, не втрачаючи при цьому потужності;

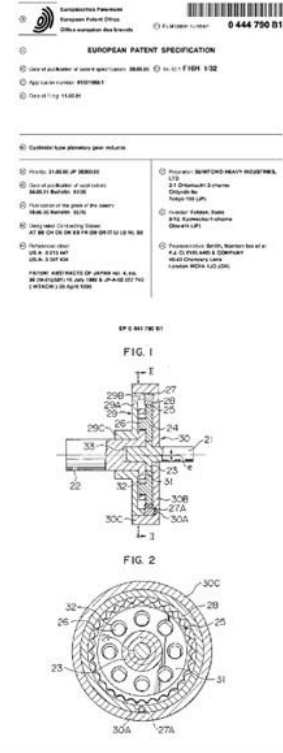
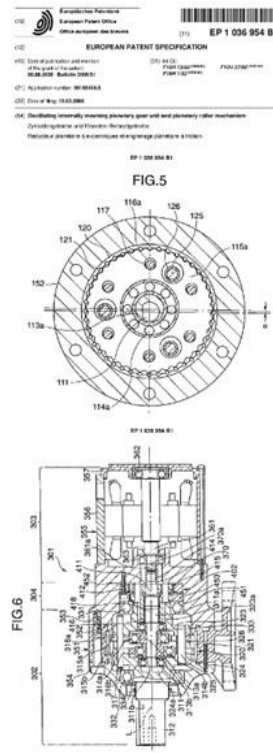
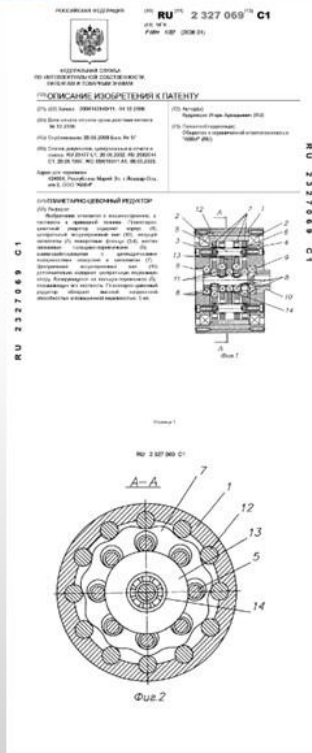


Патентний пошук





Патентний пошук



Інформаційний пошук

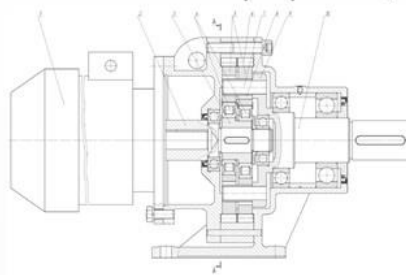


Рис.1 Конструкція планетарно-цивкового моторредуктора типу К-Н-В
1-електродвигун, 2-відвід вал, 3-8-ступінь, 4-рольовий підшипник, 5-сателіт, 6-цифка, 7-пальці, 9-планшайба, 10-відвідний вал

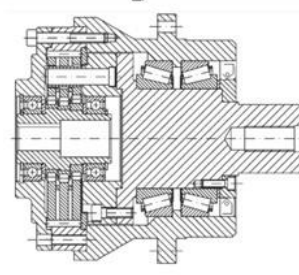


Рис.2 Конструкція планетарно-цивкового редуктора з 3 сателітами типу К-2Н-В

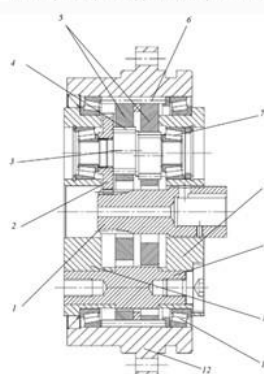


Рис.3 Конструкція планетарно-цивкового редуктора типу 2К-В
1-відвідний вал, 2-шестерня, 3-ексцентрик, 4-рольовий підшипник, 5-сателіт, 6-цифка, 7-кінцевий підшипник, 8,10-диски, 9-стяжка, 11-підшипник, 12-корпус

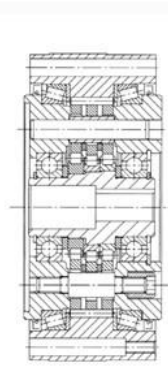
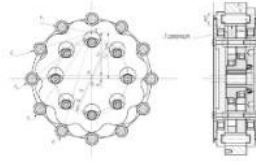


Рис.4 Конструкція модуля планетарно-цивкової передачі з 3 сателітами типу 3К-В

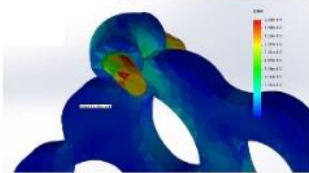


УДК 629.1.01.000.39.06
НАПРЯЖЕНО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ В
КОНТАКТЕ ЦЕВКА-ЗУБ САТЕЛЛИТА ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОВОЙ
ПЕРЕДАЧИ
Курманов Р.М., Чубистов Е.А.
ФГБОУ ВО «Пензенский государственный университет»,
г. Пенза, Россия



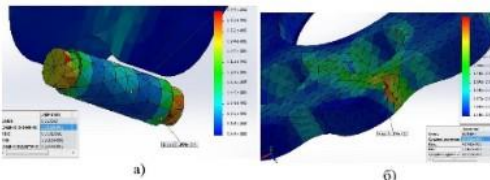
Розміри передачі і схема прикладання сил від сателіта

З брахуванням вище описаної задачі виконані розрахунки НДС системи "зуб сателіта – втулка цівки – ось цівки" (рис. 6.)



Епюра статичної деформації

Епюра деформації цівки і сателіта для окремо взятого випадку деформовані на рис.7

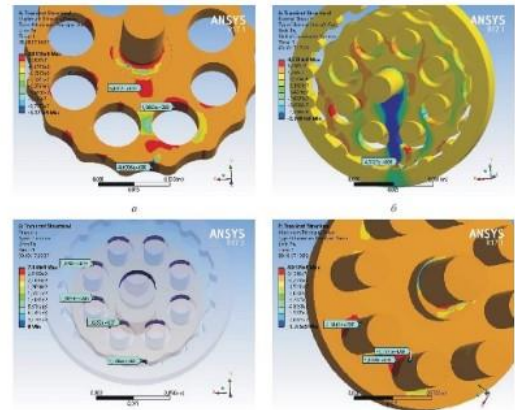


Деформація цівки (а) і сателіта (б)

Дослідження НДС ПЦП

Моделирование контактных нагрузок в среде ANSYS
для незвольвентных зацеплений

С.Н. Каратушин, Д.А. Хромова, П.Н. Бокушова
Самарский государственный технический университет, 443100 Самар, Самарская область, Россия

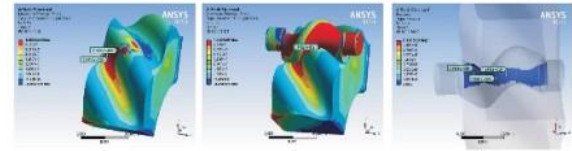


Результаты анализа НДС детали ДР*

а – изгибный момент, б – нормальная нагрузка, в – тангенциальная нагрузка

г – результирующая нагрузка, д – результирующая нагрузка, е – результирующая нагрузка

ж – результирующая нагрузка, з – результирующая нагрузка, и – результирующая нагрузка



Результаты анализа НДС ПЦП

а – б – результирующая нагрузка, в – результирующая нагрузка

г – результирующая нагрузка, д – результирующая нагрузка, е – результирующая нагрузка



Дослідно-проектний розділ

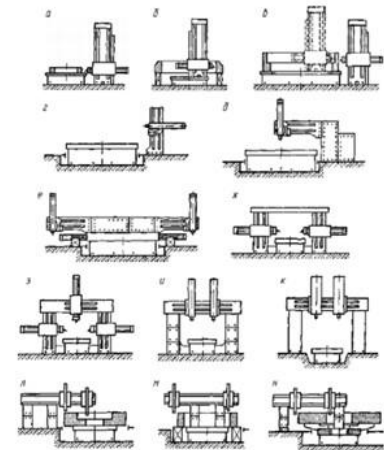
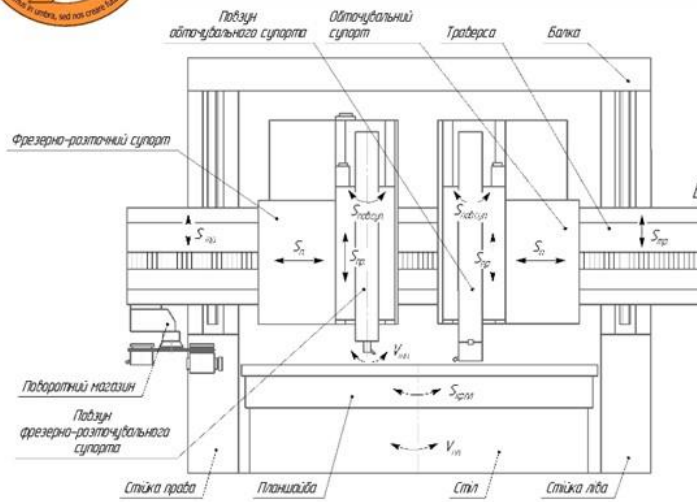
В рамках розгляду дослідно-проектного розділу можна зробити такі

ВИСНОВКИ:

- 1) Розглянутий верстат-аналог має високі характеристики по потужності обробки та потребує великих вимог до силових приводів.
- 2) Розглянутий привід головного руху має великі втрати потужності в зубчастих парах коробки передач та малий ККД.
- 3) Великі крутильні моменти на вихідному валу багатоступеневої коробки передач потребують потужного силового органу (двигуна).
- 4) Розглянутий ПЦП задовільняє вимогам по потужності та може бути використаний в приводі головного руху.
- 5) Планетарно-цвковий привід має значно більший коефіцієнт корисної дії в порівнянні з зубчастою передачею (ККД зуб. 0,66 < ККД ред. 0,93).
- 6) Крутний момент та потужність на вході значно менші ніж у зубчастих парах (Тред.=336 < Тзуб.=10717; Рред.=27,75 < Рзуб.=35,35)



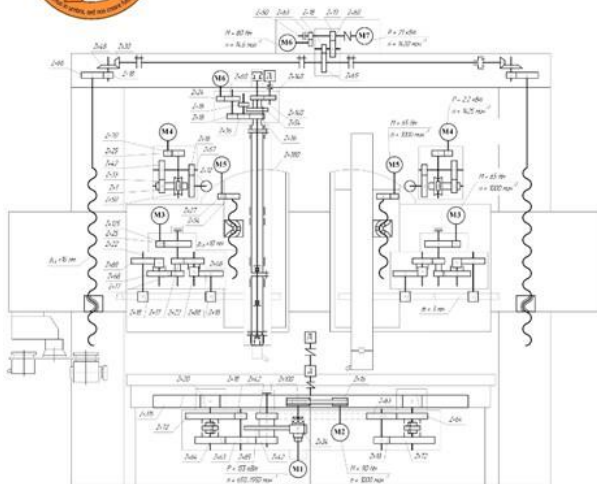
Верстат токарно-карусельний 1А563Ф4 Приклад компоновальних схем



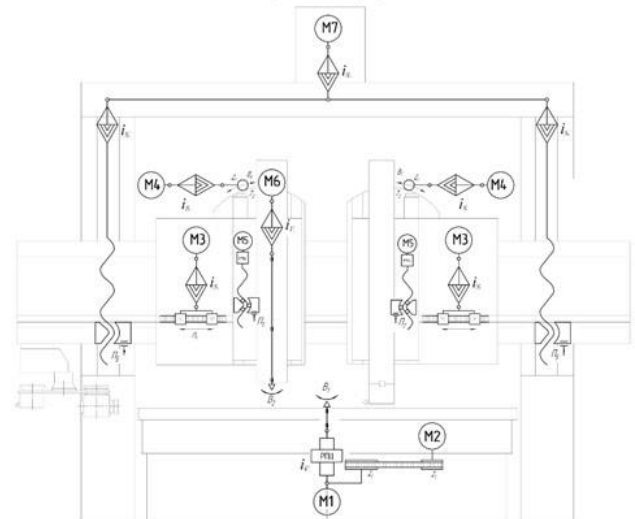
а-г наведені варіанти верстатів німецької фірми Schless Frapier, д-е – польські верстати Rotamet. Ці верстати дозволяють виконувати чорнову і чистову обробку деталей діаметром до 5000 мм і масою до 100 т. Привід і планшайба є самостійним агрегатом, який жорстко кріпиться на фундаменті, з'єднуючись з порталом або незалежно від нього. Потужність головного приводу до 100 кВт. Перевиробданий верстат випускає японська фірма Toshiba (х, з), і Коломенський завод важкого верстатобудування й – н!



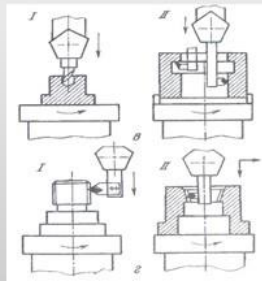
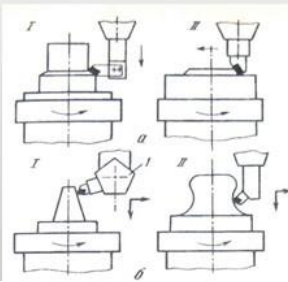
Кінематична схема
токарно-карусельного верстата 1А563Ф4



Структурно-кінематична схема
токарно-карусельного верстата 1А563Ф4
з модернізованим приводом головного руху та приводом подачі
вертикальних супортів

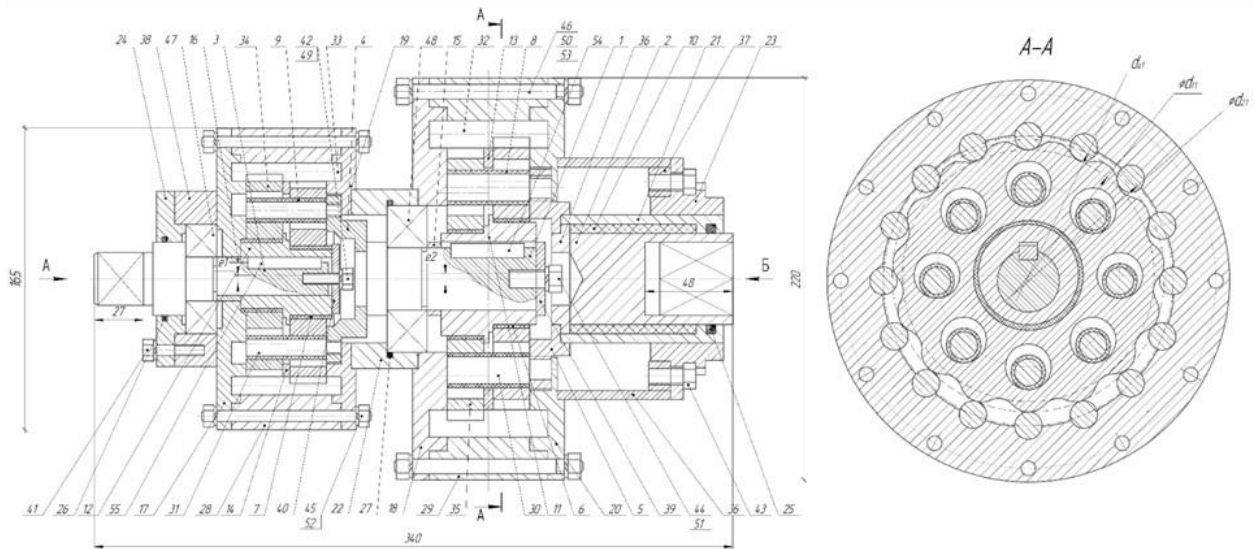


Типові схеми обробки на верстаті 1А563Ф4

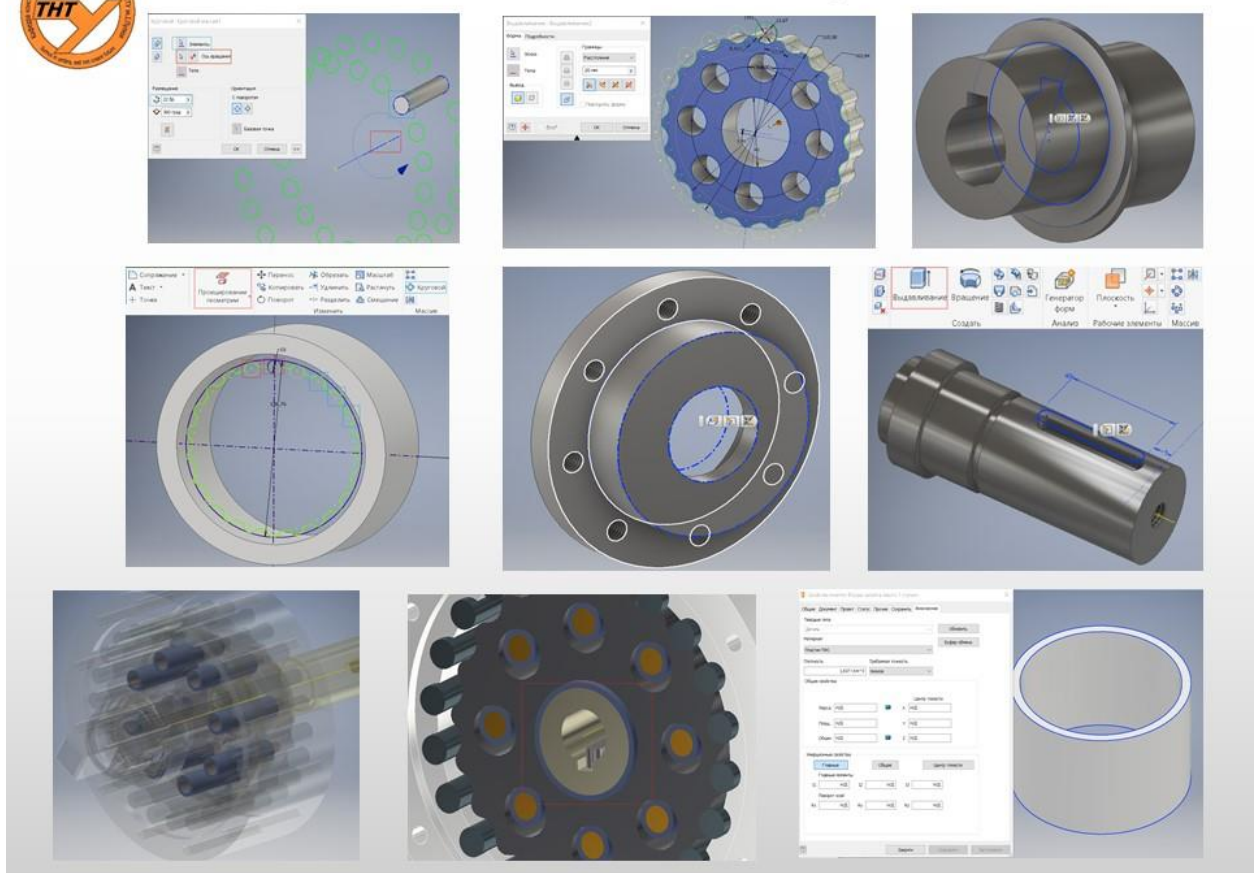




Конструювання редуктора на основі 2-х ступічної ПЦП



Моделювання цівкової передачі





Науково – дослідна частина

У рамках науково дослідної-частини було узагальнено методику наукових досліджень, висновком якої стало:

- 1) З отриманих розрахункових даних спроектовано двовимірне креслення 2-х ступеневої планетарно-цвнкової передачі (див. додаток);
- 2) Спроектовано прототип редуктора з вдосконаленими елементами конструкції, а саме 3-х вимірну модель з виключенням у конструкції підшипників сателітів та металевих втулок пальців кривошипів, застосовуючи при цьому втулки-підшипники з пластичних реактопластів;

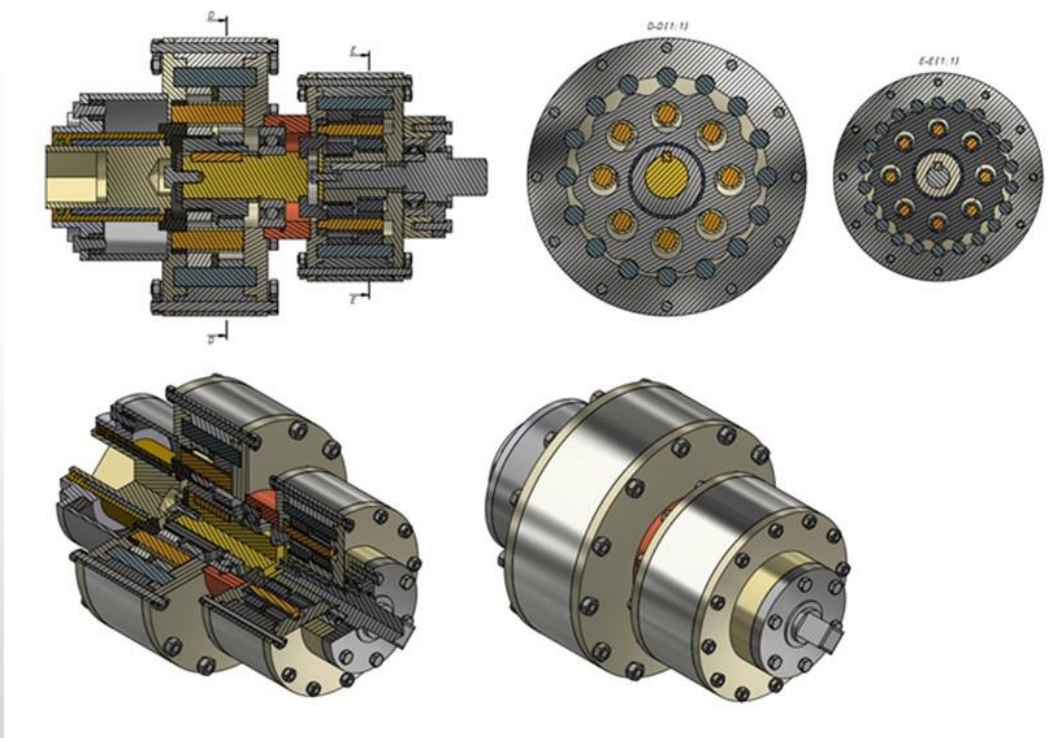
3) Побудований профіль епіциклоїдного колеса редуктора за допомогою методу спряження радіусів кіл, дотичних до отриманих вище розрахункових ділильних діаметрів, вершин впадин, виступів з врахуванням ексцентриситету кулачка на якому закріплений з проміжною пластичною втулкою, сателіт;

4) Використані нові елементи спряжень елементів редуктора, а саме в застосуванні проміжних кілець сателітів та використання спроектованої схеми передачі крутного моменту між ступенями.

5) На основі твердотілої моделі ПЦП, проведений аналіз напружено-деформованого стану елементів редуктора у яких застосовуються конструкції з пластичного матеріалу (втулки сателіта та пальців кривошипів).

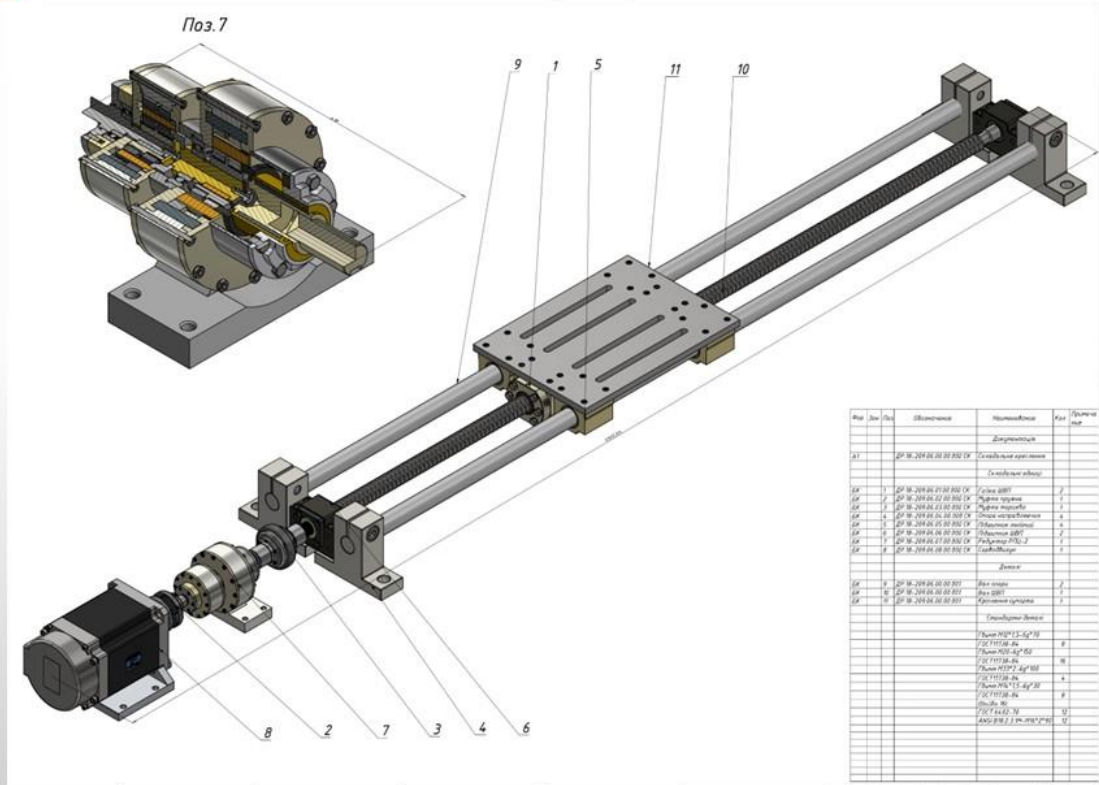


Редуктор планетарно-цвнковий

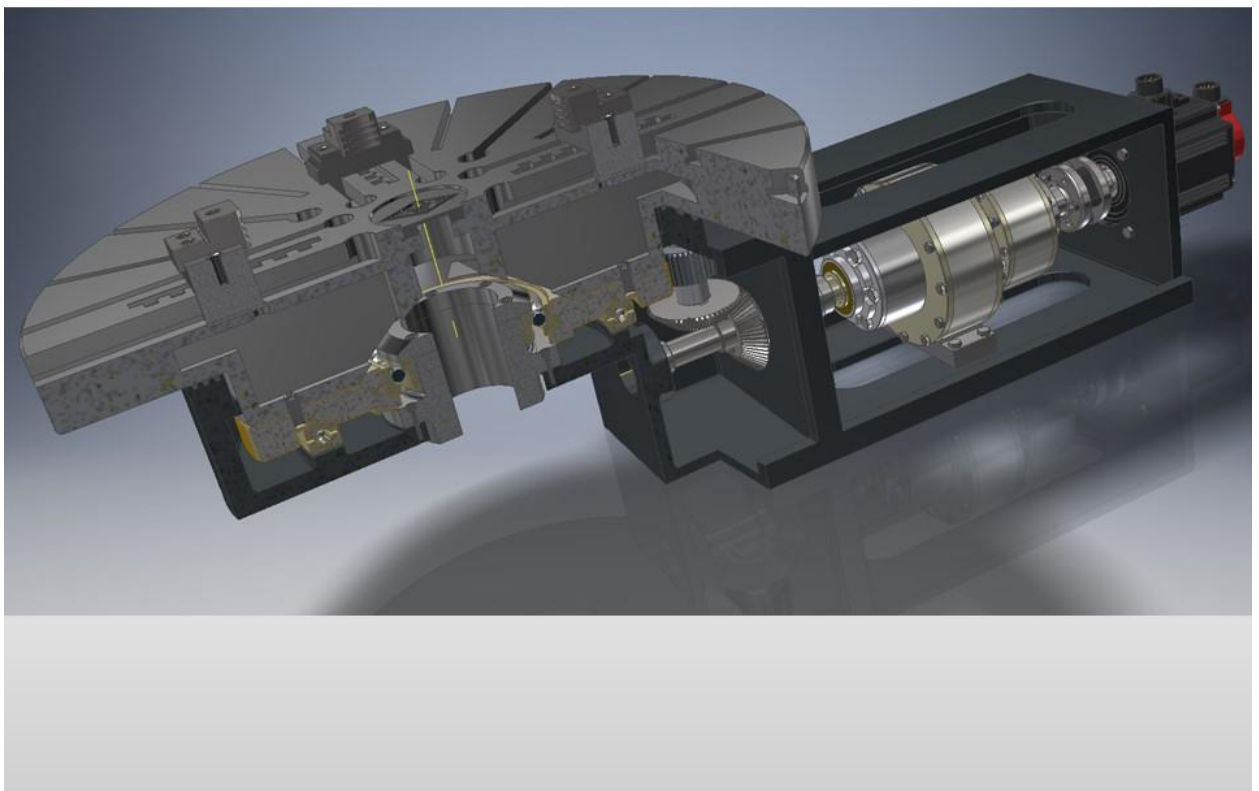




Моделювання приводу розточно-фрезерного супорта



Моделювання приводу головного руху





Аналіз напружено-деформованого стану

Проаналізовано ефективність застосування пластичних матеріалів на основі отриманих даних аналізу у системі проектування.

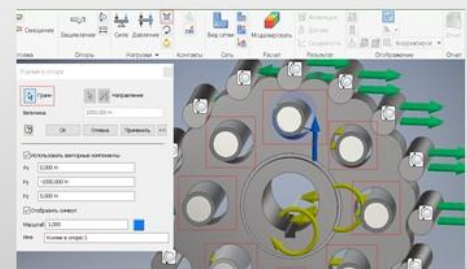
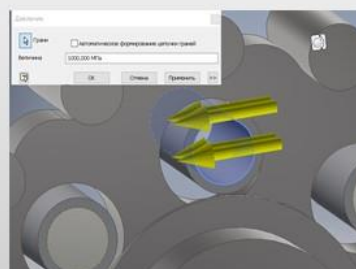
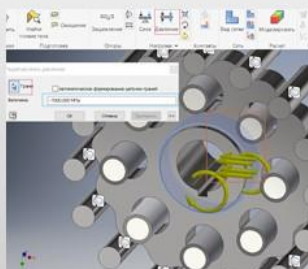
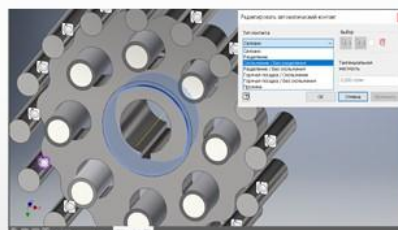
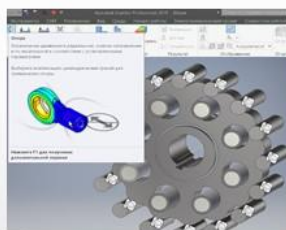
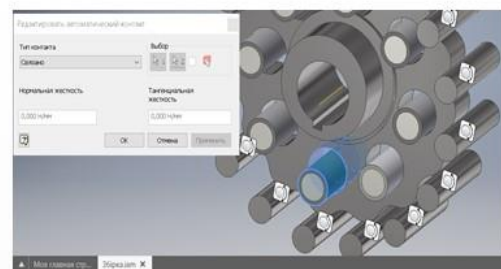
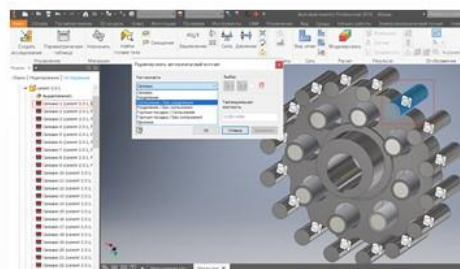
Результат: не критичне зосередження навантажень в зоні біля фторопластової втулки ексцентрика (max -10000 МПа; min – 5500 МПа) (рис. 3.24). В зоні дії втулок пальців кривошипного механізму розподілене навантаження від зовнішньої радіальної поверхні пальця до зовнішнього діаметру втулки (max -5200 МПа; min – 1300 МПа).

Максимальне навантаження на передачу при навантаженні складає 6514,23 МПа, що задовільняє міцнісні вимоги до ПЦП у приводі подачі.

Висновком є підвищення несучої здатності планетарно-цвкових передач з пластичними підшипниками-втулками.

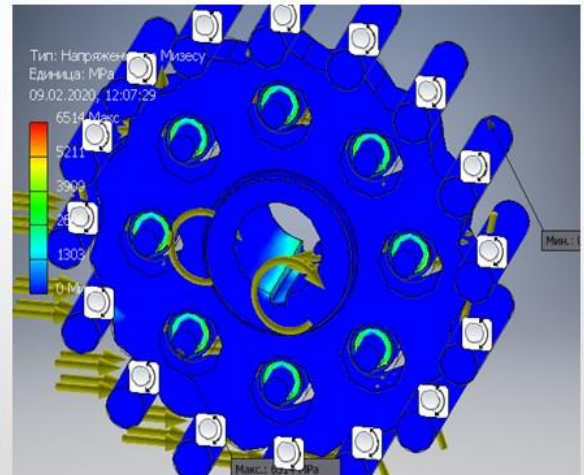
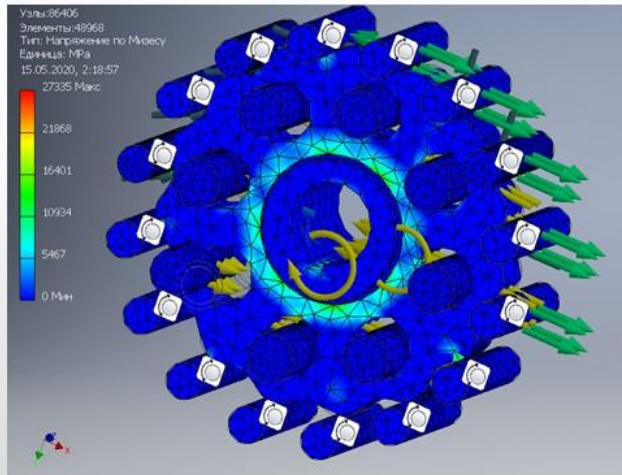


Процес моделювання НДС





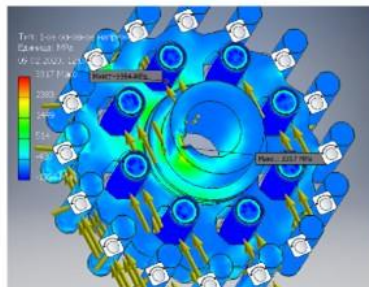
Результат аналізу НДС ПЦП з пластичними елементами конструкції



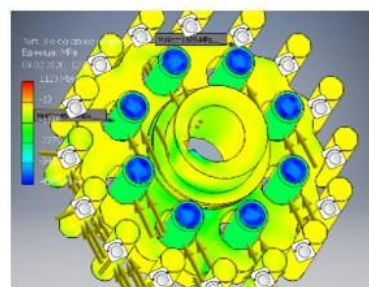
Навантаження по Мізесу (втулка сателіта, втулки пальців кривошипного механізму)



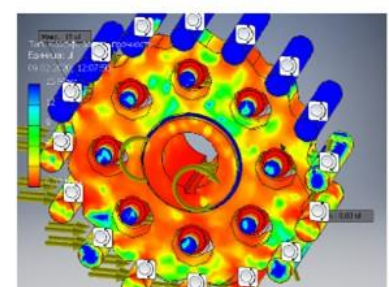
Результат аналізу НДС ПЦП



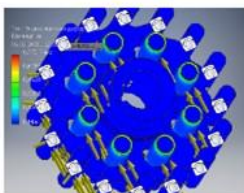
1-ше основне навантаження



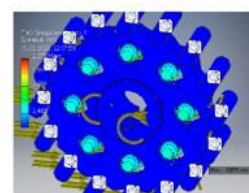
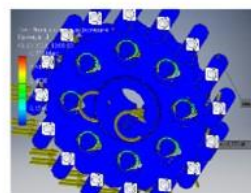
3-тє основне навантаження



Коефіцієнт запасу міцності



Еквівалентна деформація



Зміщення по осі Y



ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі магістра доведена спроба застосування 2-х ступінчатих ПЩП у приводах токарно-карусельного верстату, а також покращення їх силових та кінематичних характеристик.

Узагальнивши в ході роботи отримані результати:

1. Здійснено інформаційно-патентний пошук по тематиці роботи. Проаналізовано матеріали по дослідженню та застосуванню ПЩП у приводах промислових машин та агрегатів. Розглянуто відомі конструкції редукторів на базі ПЩП та виявлено їх технологічні та конструкційні недоліки.
2. Розглянуто конструкцію токарно-карусельного верстату, проаналізовано кінематичну та структурну схему. Проведені розрахунки силових органів. Аналітично визначені недоліки коробки швидкостей данного типу обладнання.
3. На основі результатів розрахунку базового приводу, описана удосконалена методика геометричного та міцнісного розрахунку 2-х ступінчатих ПЩП.
4. Спроектовано кінематичну схему ПЩП та описано принцип її роботи.
5. Використовуючи дані з інформаційно-патентних джерел та власної роботи, спроектовано робоче креслення ПЩП технологічно спрощеної конструкції.
6. Розроблена методика покращення цівкового зачеплення та запропонована методика вирішення проблеми багатопарності зачеплення у зоні дії контакту цівка-сателіт, завдяки використанню втулок з фторопласту.
7. Змодельована твердотіла модель редуктора з удосконаленою конструкцією внутрішніх елементів передачі, зі зниженою складністю механізму.
8. На основі твердотілої моделі планетарно-цівкової передачі, проведений аналіз напружено-деформованого стану.
9. Дослідження використання ПЩП у приводах токарно-карусельного верстата ілюструються економічним розрахунком, а доповнюються розробленими заходами охорони праці і безпеки життєдіяльності.