

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

РАТОВ ДЕНИС ВАЛЕНТИНОВИЧ



УДК 004.942: 519.6

**МАТЕМАТИЧНІ ТА КОМП'ЮТЕРНІ МОДЕЛІ ПІДТРИМКИ
ПРОЦЕСІВ ПРОЕКТУВАННЯ ПРОСТОРОВИХ ПЕРЕДАЧ
З ПІДВИЩЕНИМ КОЕФІЦІЄНТОМ КОРИСНОЇ ДІЇ**

Спеціальність 01.05.02 — математичне моделювання та
обчислювальні методи

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Покровськ — 2020

Дисертацією є кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Робота виконана в Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент
Лифар Володимир Олексійович,
Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля,
завідувач кафедри програмування та математики

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент
Воронцов Борис Сергійович,
Національний технічний університет України «Київський
політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
професор кафедри технології машинобудування

доктор технічних наук, професор
Костенко Віктор Климентович,
Державний вищий навчальний заклад «Донецький національний
технічний університет»,
завідувач кафедри природоохоронної діяльності

Захист відбудеться «26» листопада 2020 р. об 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 11.052.03 ДВНЗ «Донецький національний технічний університет» за адресою: 85300, м. Покровськ, пл. Шибанкова, 2, кор. 1, ауд. 211.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці ДВНЗ «Донецький національний технічний університет» за адресою: 85300, м. Покровськ, пл. Шибанкова, 2.

Автореферат розісланий «26» жовтня 2020 року.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 11.052.03,
кандидат технічних наук, доцент



Ю.Л. Дікова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Кожна сучасна машина чи пристрій має у своїй конструкції різні зубчасті механізми, які є деталями зі складним профілем. Мета інженерної діяльності — створити поліпшені конструкції механізмів. Її можна досягнути за умови дотримання певних нормативів і стандартів, у яких закладено досвід попередніх випробувань, аналіз та систематизація отриманих результатів експериментальних досліджень. Проте такий підхід вимагає значного часу і ресурсів для проектування та випробування зубчастих механізмів.

Використання математичного моделювання при оптимальному проектуванні дає можливість перетворити процес випробувань реально виготовлених механізмів на випробування та аналіз комп'ютерної моделі, що значно заощаджує час та матеріальні ресурси на підготовку і впровадження у виробництво сучасних машин або механізмів, гарантує їх якість і надійність у процесі роботи.

Використання такої комп'ютерної моделі можливе при побудові адекватної математичної моделі, яка відображає механічне формоутворення контактуючих поверхонь, процес робочого зачеплення і дозволяє провести порівняльний аналіз коефіцієнта корисної дії (к.к.д.) передач, які проектуються для використання у трансмісійних пристроях. Одним із шляхів забезпечення подальшого прогресу в проектуванні зубчастих передач при передачі крутного моменту шестернями на перехресних осях (просторових передач) є застосування поверхонь однопорожнинних гіперболоїдів обертання в якості початкових поверхонь і використання зачеплення Новікова, несуча здатність якого вища за несучу здатність аналогічних традиційних передач. Застосування зачеплення Новікова при незмінній навантажувальній спроможності дозволяє значно зменшити габарити і масу, а при незмінних габаритах — збільшити термін придатності силового приводу.

Робота присвячена вирішенню актуального наукового завдання: за допомогою математичного і комп'ютерного моделювання поверхонь, процесу робочого зачеплення шестерень удосконалити просторові передачі; в основу покладено використання методів теорії зубчастих передач, диференціальної геометрії, теорії поверхонь, математичного аналізу та теорії ймовірностей. Для підвищення геометрокінематичних показників у роботі запропонований та обґрунтований алгоритм розрахунку коефіцієнта щільності прилягання активних поверхонь просторових передач, для якісних показників проведений множинний кореляційний аналіз.

Застосування розробленого програмного забезпечення, математичної моделі механічного формоутворення контактуючих поверхонь та математичної моделі процесу робочого зачеплення просторових передач дозволяє провести аналіз к.к.д. просторових передач, які використовуються в трансмісійних пристроях. Таким чином вдається зменшити втрати на тертя в зачепленні та підвищити к.к.д. силових вузлів і редукторів, що в умовах економічної кризи має велике значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження проводилися: у рамках робіт на підставі державної науково-технічної програми «Пі-

двигу надійності й довговічності машин і конструкцій» (Постанова КМУ від 28.07.2003, №1174); на підставі державної науково-технічної програми «Розвиток промисловості на 2003-2011 рр.» (Постанова КМУ від 28.07.2003, №1174); на підставі урядової програми «Ресурс» (постанова КМУ від 08.10.2004, №2710); на підставі державної програми розвитку машинобудування України на 2006-2011 рр. (постанова КМУ від 18.04.2006, №516); за планом науково-технічної роботи Східноукраїнського національного університету імені В. Даля (назва роботи «Розробка математичних моделей та обчислювальних методів проектування просторових передач з підвищеним коефіцієнтом корисної дії», державний реєстраційний номер: 0120U100423); на підставі програми науково-технічного співробітництва СХУ ім. В. Даля з ОП РМЗ ім. А.І. Бахмутського ДП «Первомайськвугілля» (договір № НТС-П-12-01/7).

Мета і завдання роботи. Метою дисертаційної праці є розроблення й удосконалення методів математичного і комп'ютерного моделювання просторових передач, методу пошуку найбільш раціональних геометрокінематичних показників цих передач, що дозволяє створити програмне середовище моделювання, яке забезпечить поліпшення ефективності проектування трансмісійних пристроїв з підвищеним к.к.д. просторових передач.

Для досягнення цієї мети в роботі вирішуються такі завдання:

1. Аналіз і розроблення математичної моделі процесу формоутворення поверхонь зубів коліс, які виготовляються з урахуванням сучасних умов обробки.
2. Розроблення математичної моделі робочого зачеплення зубів просторової передачі.
3. Удосконалення методу підвищення геометрокінематичних показників для модернізації сучасних і проектування перспективних просторових передач трансмісійних пристроїв.
4. Розроблення уточненого методу розрахунку к.к.д. зачеплення з урахуванням контактної взаємодії бічних поверхонь зубів і швидкостей кочення і ковзання майданчиків контакту.
5. Розроблення програмних засобів та комп'ютерна реалізація віртуальної системи моделювання робочого зачеплення просторових передач.
6. Розроблення графічного інтерактивного модуля взаємодії проектувальника об'єктної моделі передачі з ресурсами програмної системи моделювання.
7. Імплементация та перевірка адекватності натурного експериментального дослідження та комп'ютерного моделювання, здійсненого розробленим програмним забезпеченням.

Об'єкт дослідження. Математичні моделі процесів формоутворення і робочого зачеплення об'єктів, які представлені просторовими зубчастими передачами з поліпшеними геометрокінематичними показниками.

Предмет дослідження. Алгоритми і методи математичного й комп'ютерного моделювання та інтерактивного проектування трансмісійних пристроїв і процесу робочого зачеплення шестерень просторових передач.

Методи дослідження. У роботі використовуються загальні методи теорії зубчастих передач, аналітичні методи сучасної математики: математичного аналізу, диференціальної геометрії і теорії поверхонь (при побудові моделі робочого зачеплення і розрахунку аналітичних виразів геометрокінематичних показників передач); метод деформованого багатокутника (при оптимізації цільової функції в об'єктній моделі робочого зачеплення); методи теорії ймовірностей (при розрахунку множинного коефіцієнта кореляції); методи теорії прийняття рішень (при розрахунку вагових коефіцієнтів якісних показників). Розроблений метод синтезу зачеплень заснований на чисельних методах вирішення диференціальних рівнянь, що зв'язують геометрію сполучених поверхонь і якісні показники працездатності передачі.

Алгоритмічна частина в програмній системі моделювання розроблялася з використанням методів і патернів об'єктно-орієнтованого програмування.

Натурні експериментальні дослідження просторових передач, створених за результатами математичного і комп'ютерного моделювання, проводилися з використанням наявних методик для експериментів з передачами зачеплення на сучасному стенді, який працює за схемою з розімкненим потоком циркулюючої потужності. В процесі випробувань реєструвалися струми в якорі приводного двигуна і якорі навантажувального генератора, температура масла в корпусі редуктора і температура навколишнього середовища. Експериментальні методи промислових випробувань редукторів відповідали вимогам ДЕСТ 27.410-87, ДЕСТ 2Р15-4-87, ДЕСТ 12.1.028-80 і ТУ 24.08.1264-82 щодо надійності, шумових характеристик, сумарної плями контакту, кінематичної точності і плавності роботи.

Наукова новизна роботи полягає в тому, що:

1. *Уперше отримана* математична модель формоутворення бічних поверхонь зубів просторових передач, яка, на відміну від існуючих, дозволяє використовувати в якості початкових аксоїдів поверхні однопорожнинних гіперболоїдів, що дає можливість підвищити несучу здатність просторових передач.

2. Використання в процесі проектування передачі двопараметричної оптимізації бічної поверхні зуба здійснено за рахунок *вперше запропонованого* в методі підвищення геометрокінематичних показників критерію щільності прилягання бічних поверхонь зубів просторових передач, який, на відміну від існуючих критеріїв, встановлює функціональний взаємозв'язок між геометричними параметрами і контактними напруженнями зачеплення. Це дозволило в процесі проектування передачі проводити двопараметричну оптимізацію бічної поверхні зуба.

3. *Удосконалено* аналітичний метод визначення основних параметрів просторової зубчастої пари, що дало змогу отримати аналітичний вигляд бічної поверхні зубів в процесі автоматизації проектування зубчастої передачі для подальшої оцінки к.к.д. робочого зачеплення.

4. *Подальший розвиток отримала* математична модель робочого зачеплення просторових зубчастих передач на основі гіперболоїдних аксоїдів, яка включає систему рівнянь, що пов'язує геометричні параметри гіперболоїдних початкових поверхонь і рівняння бічних поверхонь зубів. Це дозволяє побудувати математичну

модель зачеплення для програмної системи моделювання, завдяки якій на етапі проектування можна аналізувати енергетичні втрати в зачепленні й оцінювати к.к.д. просторових передач, які розробляються.

Практична цінність роботи полягає в:

1. Удосконаленні математичної моделі та методики розрахунку просторових зубчастих передач з зачепленням Новікова на основі гіперболоїдних аксоїдів. Завдяки моделі можна зменшити енергетичні втрати при роботі сполученої пари і створити просторові передачі з підвищеним к.к.д., які можуть бути використані в якості високонавантажених елементів трансмісійних пристроїв, приводів ковальсько-пресового, збагачувального, транспортного та інших видів обладнання.

2. Розробці програмних модулів і компонент-системи моделювання, орієнтованих на створення комп'ютерних моделей просторових передач у робочому зачепленні з можливістю візуалізації результатів моделювання. Використання компонент-системи моделювання зберігає матеріальні і часові ресурси та прискорює впровадження у виробництво просторових передач, які задіяні в різних трансмісійних пристроях.

3. Створення програмного модуля системи моделювання, який забезпечує побудову графіків функціональних залежностей геометрокінематичних показників для проведення порівняльного аналізу цих показників, що дозволяє на етапі проектування дати оцінку к.к.д. спроектованих просторових передач.

Методика розрахунку високонавантажених зубчастих просторових передач впроваджена на ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» для підвищення технічних характеристик гвинтових передач (підтверджено актом впровадження).

Розроблена гвинтова передача за параметрами, обчисленими у математичній моделі (патент на корисну модель № 53995), і початковий контур (патент на корисну модель № 40330), використані для виготовлення дослідного зразка гвинтового редуктора. Спроекований редуктор встановлений у механізм регулювання висоти підйому повзуна однокривошипного преса KB2132 на ПАТ «Луганськтепловоз» (підтверджено актом науково-дослідницької роботи).

Математична модель для синтезу початкового контуру гвинтових передач рекомендована для впровадження в ОП РМЗ ім. А.І. Бахмутського ДП «Первомайськвугілля» для передач у редукторах ЛПК-10Б, СП63М, СП202 (підтверджено актом впровадження).

Розроблена математична модель робочого зачеплення сприяє підвищенню навантажувальної здатності просторових зубчастих передач, зниженню втрат на тертя в зачепленні коліс, якими комплектуються машини і механізми. При цьому збільшується техніко-економічний ефект і довговічність редукторів (підтверджено актом науково-дослідницької роботи на ВАТ «Стахановському вагонобудівному заводі»).

Результати роботи впроваджені на підприємстві ВП шахта «Горська» ДП «Первомайськвугілля» для підвищення ефективності роботи лебідки типу ЛШВ/2Ч-63, за рахунок використання спроектованого зразка редуктора з просторовою передачею з підвищеним к.к.д. Просторова передача випробувального редуктора була створена з

урахуванням оптимальних геометрокінематичних параметрів, отриманих в результаті використання методів математичного моделювання, викладених у роботі (підтверджено актом впровадження).

Основні положення дисертації та розроблені програмні засоби і комп'ютерна реалізація віртуальної системи моделювання впроваджені в навчальний процес і можуть бути використані проектно-конструкторськими організаціями, машинобудівними підприємствами в розрахунках і проектуванні зубчастих механізмів, у розробленні високонавантажених, економічних приводів і трансмісійних пристроїв із зубчастими просторовими передачами.

Публікації. За основними результатами проведених досліджень опубліковано 8 статей у наукових журналах, 1 стаття в збірнику наукових праць; подані тези на 4 конференції, де здобувачеві належить ідея вдосконалення алгоритмів і розроблення математичної моделі робочого зачеплення зубів просторових передач, розроблення програмних засобів і комп'ютерна реалізація віртуальної системи моделювання, розроблення уточненої моделі розрахунку к.к.д. зачеплення; отримано 2 деклараційних патенти на корисну модель.

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи повідомлені, обговорені й отримали позитивну оцінку на:

- Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми якості і довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей та вузлів» (2008, 2009 р. — Севастополь);
- Всеукраїнській науковій інтернет-конференції «Вітчизняна наука на зламі епох: проблеми та перспективи розвитку» (2020 р. — м. Переяслав-Хмельницький, Україна);
- III Міжнародній науково-практичній конференції «Eurasian scientific congress» (2020 р. — м. Барселона, Іспанія);
- VI Всеукраїнській науково-практичній конференції «Актуальні проблеми науково-промислового комплексу регіонів — 2020» (2020 р. — м. Рубіжне, Україна);
- II Всеукраїнській науково-практичній Інтернет-конференції з проблем вищої освіти і науки «Математичні методи, моделі та інформаційні технології у науці, освіті, економіці, виробництві» (2020 р. — м. Маріуполь, Україна).
- засіданні кафедри машинобудування та прикладної механіки і кафедри прикладної математики Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля (2019 р.).

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків та результатів роботи, списку використаних джерел з 155 наукових найменувань на 13 сторінках та 3 додатка. Загальний обсяг дисертації становить 174 сторінки, у тому числі: зміст на 3 сторінках, основний текст на 117 сторінках. Робота містить 48 рисунків та 11 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність обраної теми, сформульована мета дисертаційної роботи, її наукова новизна і практична цінність.

Перший розділ присвячений огляду стану розробки питання, цілям і завданням дослідження. Визначено шляхи в моделюванні при проектуванні зубчастих коліс, які забезпечують поліпшення геометрокінематичних показників і підвищення к.к.д. передач при передачі крутного моменту шестернями на перехресних осях (просторових передач).

Класичні системи зачеплення у своєму розвитку досягли апогею. Подальше збільшення навантажувальної здатності й ресурсу евольвентних передач можливе лише за рахунок збільшення їхньої маси і габаритів. Одним із реальних шляхів забезпечення подальшого прогресу в редукторобудуванні є застосування зачеплення Новікова, несуча здатність якого вища від несучої здатності аналогічних традиційних передач. Застосування передач Новікова при незмінній навантажувальній спроможності дозволяє зменшити габарити і масу, а при незмінних габаритах - збільшити термін придатності приводу.

Аналіз технічних рішень дозволив виділити 2 шляхи забезпечення подальшого прогресу в проектуванні і математичному моделюванні просторових передач:

1. Застосування в якості початкових поверхонь однопорожнинних гіперболоїдів обертання.

2. Використання зачеплення Новікова, несуча здатність якого вища від несучої здатності аналогічних традиційних передач.

Одним із головних питань, яке вирішується заводами при впровадженні передач Новікова, є вибір оптимального початкового контуру, оскільки таких контурів запропоновано близько сотні, єдиної ж думки про те, який початковий контур є найкращим, не існує. Досвід експлуатації свідчить, що передачі Новікова з відомими початковими контурами не повністю реалізують техніко-експлуатаційні характеристики зачеплення. У дисертації був проведений аналіз робіт у галузі моделювання динамічних систем, удосконалення проєктованих просторових передач шляхом математичного моделювання поверхонь.

За результатами аналізу сформульоване основне науково-прикладне завдання роботи – створення математичної моделі поліпшення геометрокінематичних показників просторових зубчастих передач у редукторах і силових вузлах машин. У цій моделі початкові поверхні задані однопорожнинними гіперболоїдами обертання, параметри початкового контуру обчислюються при розв'язанні задачі багатокритеріального синтезу, для чого використані такі методи:

- метод багатокритеріального синтезу геометрії початкового контуру, який забезпечуватиме просторовим передачам, у порівнянні з відомими початковими контурами, кращі геометрокінематичні показники;
- метод розрахунку зубчастих просторових передач із системою зачеплення Новікова;
- метод багатокритеріального порівняльного аналізу передач із різними початковими контурами.

У другому розділі запропонована математична модель процесу формоутворення зубів просторових передач, в основі якої лежить взаємне огинання інструментальної і виробленої поверхонь. Побудова моделі проходить у 3 етапи:

1-й етап. Обчислення рівняння бічної поверхні циліндричних косозубих інструментальних коліс. При цьому початковий контур радіус-вектора загального вигляду в нерухомій системі координат $x_{am} y_{am} z_{am}$ (рис. 1) заданий у загальному вигляді:

$$\bar{r}_{am}(v_m) = \begin{cases} x_{am}(v_m); \\ y_{am}(v_m); \\ z_{am}(v_m). \end{cases} \quad (1)$$

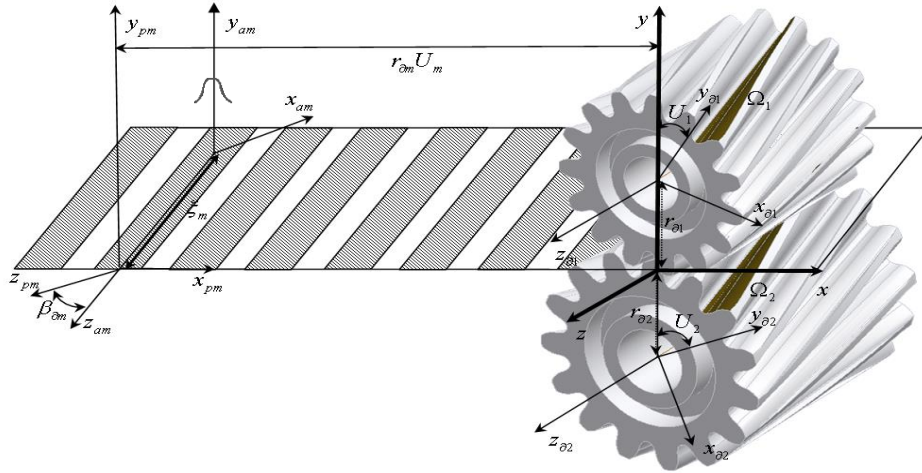


Рисунок 1. Схема сполучення циліндричних косозубих коліс

При поступальному русі профілю (1) в напрямку зуба рейки (рис. 1) буде утворена поверхня зуба рейки, яка формує зуби циліндричних косозубих інструментальних коліс. Рівняння бічної поверхні цих коліс в системі $x_{pm} y_{pm} z_{pm}$ має вид:

$$\bar{r}_{pm} = \begin{pmatrix} x_{pm} \\ y_{pm} \\ z_{pm} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \beta_{\hat{c}m} & 0 & -\sin \beta_{\hat{c}m} \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \beta_{\hat{c}m} & 0 & \cos \beta_{\hat{c}m} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{am} \\ y_{am} \\ z_{am} \end{pmatrix} = \begin{cases} x_{am} \cos \beta_{\hat{c}m} + \xi_m \sin \beta_{\hat{c}m} \\ y_{am} \\ x_{am} \sin \beta_{\hat{c}m} - \xi_m \cos \beta_{\hat{c}m}. \end{cases} \quad (2)$$

Рівняння бічної поверхні циліндричних косозубих інструментальних коліс з початковим контуром загального вигляду (1) набудуть такого виду:

$$\bar{r}_{\hat{c}m}(U_m, v_m) = \begin{cases} x_{\hat{c}m} = -\frac{y_{am}(y_{am})'_{v_m}}{(x_{am})'_{v_m}} \cos \beta_{\hat{c}m} \cos U_m - (-1)^m (y_{am} + (-1)^m r_{\hat{c}m}) \sin U_m; \\ y_{\hat{c}m} = (-1)^{m+1} \frac{y_{am}(y_{am})'_{v_m}}{(x_{am})'_{v_m}} \cos \beta_{\hat{c}m} \sin U_m + (y_{am} + (-1)^m r_{\hat{c}m}) \cos U_m; \\ z_{\hat{c}m} = x_{am} \sin \beta_{\hat{c}m} + \left(\frac{x_{am}(x_{am})'_{v_m} + y_{am}(y_{am})'_{v_m} \cos \beta_{\hat{c}m} + U_m r_{\hat{c}m}}{(x_{am})'_{v_m}} \right) \operatorname{ctg} \beta_{\hat{c}m}. \end{cases} \quad (3)$$

Початковий контур зачеплення Новікова має вигляд:

$$\bar{r}_{am}(v_m) = \begin{cases} x_{am} = \rho_m \cos v_m - a_m; \\ y_{am} = \rho_m \sin v_m - b_m; \\ z_{am} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

де ρ_m - радіуси дуг кіл, a_m, b_m - координати центрів кіл.

Підставляючи (4) в (3), отримаємо рівняння бічної поверхні циліндричних козубних інструментальних коліс, які використовуються для формоутворення просторових коліс з зачепленням Новікова:

$$\bar{r}_{\partial m}(v_m, U_m) = \begin{cases} x_{\partial m} = (\rho_m \cos v_m - b_m \operatorname{ctg} v_m) \cos \beta_{\partial m} \cos U_m - \\ \quad - (-1)^m (\rho_m \sin v_m - b_m + (-1)^m r_{\partial m}) \sin U_m; \\ y_{\partial m} = (-1)^m (\rho_m \cos v_m - b_m \operatorname{ctg} v_m) \cos \beta_{\partial m} \sin U_m + \\ \quad + (\rho_m \sin v_m - b_m + (-1)^m r_{\partial m}) \cos U_m; \\ z_{\partial m} = \rho_m \sin \beta_{\partial m} \cos v_m + b_m \operatorname{ctg} \beta_{\partial m} \operatorname{ctg} v_m - \\ \quad - a_m (\sin \beta_{\partial m} + \operatorname{ctg} \beta_{\partial m}) + U_m r_{\partial m} \operatorname{ctg} \beta_{\partial m}. \end{cases} \quad (5)$$

2-й етап. Розрахунок теоретичних початкових поверхонь просторових передач, якими є однопорожнинні гіперболоїди обертання. Їх рівняння мають вигляд:

$$x_m^2 + y_m^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_m z_m^2 = r_m^2, \quad (m=1,2). \quad (6)$$

На геометричні параметри поверхонь, заданих рівнянням (6), накладається необхідна і достатня система обмежень:

$$r_1 + r_2 = a_w; \quad \beta_1 + \beta_2 = \gamma; \quad r_1 \operatorname{ctg} \beta_1 = r_2 \operatorname{ctg} \beta_2; \quad u_0 = \frac{r_1 \cos \beta_1}{r_2 \cos \beta_2}, \quad (7)$$

де a_w - міжосьова відстань; γ - кут перехрещення осей коліс; u_0 - передавальне відношення; r_1, r_2 - радіус горловин початкових гіперболоїдів; β_1, β_2 - кути нахилу гіперболоїдів (рис. 2). Знайдемо геометричні параметри однопорожнинних гіперболоїдів $\beta_1, \beta_2, r_1, r_2$ з системи (7).

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \operatorname{arctg} \frac{u_0 \sin \gamma}{1 + u_0 \cos \gamma}; & \beta_2 &= \gamma - \operatorname{arctg} \frac{u_0 \sin \gamma}{1 + u_0 \cos \gamma}; \\ r_1 &= a_w \frac{(u_0 + \cos \gamma) u_0}{u_0^2 + 2u_0 \cos \gamma + 1}; & r_2 &= a_w \frac{1 + u_0 \cos \gamma}{u_0^2 + 2u_0 \cos \gamma + 1}. \end{aligned} \quad (8)$$

Отримані аналітичні залежності (8) однозначно визначають теоретичні початкові поверхні просторових передач при заданих параметрах режиму роботи редуктора.

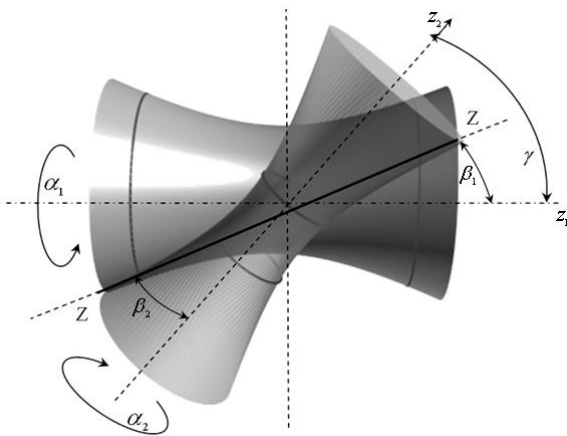


Рисунок 2. Поверхні однопорожнинних гіперболоїдів обертання

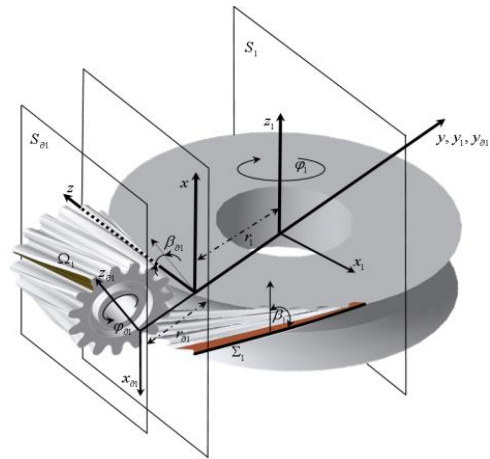


Рисунок 3. Моделювання процесу огинання інструментальної поверхні

3-й етап. У моделі процесу огинання інструментальної поверхні (рис. 3) обчислимо векторно-координатну форму рівнянь, що описують бічну поверхню зуба. У векторно-координатній формі рівняння, що описують огинаючу (вироблену поверхню) Σ_m ($m = 1, 2$) (рис. 3), мають вигляд:

$$\bar{r}_1(v_1, \varphi_1) = \begin{cases} x_1 = (\rho_1 \cos v_1 \cos \beta_{\partial 1} - b_1 \operatorname{ctg} v_1 \cos \beta_{\partial 1}) \cos(\beta_1 + \beta_{\partial 1}) + \\ \quad + (\rho_1 \cos v_1 \sin \beta_{\partial 1} + b_1 \operatorname{ctg} v_1 \operatorname{ctg} \beta_{\partial 1} \cos \beta_{\partial 1} + \\ \quad + (r_1 \varphi_1 \cos \beta_1 - a_1) \operatorname{cosec} \beta_{\partial 1}) \sin(\beta_1 + \beta_{\partial 1}) \cos \varphi_1 + (\rho_1 \sin v_1 - b_1 + r_1) \sin \varphi_1; \\ y_1 = -\sin \varphi_1 ((\rho_1 \cos v_1 \cos \beta_{\partial 1} - b_1 \operatorname{ctg} v_1 \cos \beta_{\partial 1}) \cos(\beta_1 + \beta_{\partial 1}) + \\ \quad + (\rho_1 \cos v_1 \sin \beta_{\partial 1} + b_1 \operatorname{ctg} v_1 \operatorname{ctg} \beta_{\partial 1} \cos \beta_{\partial 1} + \\ \quad + (r_1 \varphi_1 \cos \beta_1 - a_1) \operatorname{cosec} \beta_{\partial 1}) \sin(\beta_1 + \beta_{\partial 1})) + (\rho_1 \sin v_1 - b_1 + r_1) \cos \varphi_1; \\ z_1 = -\sin(\beta_1 + \beta_{\partial 1}) (\rho_1 \cos v_1 \cos \beta_{\partial 1} - b_1 \operatorname{ctg} v_1 \cos \beta_{\partial 1}) + \\ \quad + \cos(\beta_1 + \beta_{\partial 1}) (\rho_1 \cos v_1 \sin \beta_{\partial 1} + b_1 \operatorname{ctg} v_1 \operatorname{ctg} \beta_{\partial 1} \cos \beta_{\partial 1} + \\ \quad + (r_1 \varphi_1 \cos \beta_1 - a_1) \operatorname{cosec} \beta_{\partial 1}); \end{cases} \quad (9)$$

$$\bar{r}_2(v_2, \varphi_2) = \begin{cases} x_2 = (\rho_2 \cos v_2 \cos \beta_{\partial 2} - b_2 \operatorname{ctg} v_2 \cos \beta_{\partial 2}) \cos(\beta_2 - \beta_{\partial 2}) - \\ \quad - (\rho_2 \cos v_2 \sin \beta_{\partial 2} + b_2 \operatorname{ctg} v_2 \operatorname{ctg} \beta_{\partial 2} \cos \beta_{\partial 2} + \\ \quad + (r_2 \varphi_2 \cos \beta_2 - a_2) \operatorname{cosec} \beta_{\partial 2}) \sin(\beta_2 - \beta_{\partial 2}) \cos \varphi_2 - (\rho_2 \sin v_2 - b_2 + r_2) - (r_2 + r_{\partial 2}) \sin \varphi_2; \\ y_2 = \sin \varphi_2 ((\rho_2 \cos v_2 \cos \beta_{\partial 2} - b_2 \operatorname{ctg} v_2 \cos \beta_{\partial 2}) \cos(\beta_2 - \beta_{\partial 2}) - \\ \quad - (\rho_2 \cos v_2 \sin \beta_{\partial 2} + b_2 \operatorname{ctg} v_2 \operatorname{ctg} \beta_{\partial 2} \cos \beta_{\partial 2} + \\ \quad + (r_2 \varphi_2 \cos \beta_2 - a_2) \operatorname{cosec} \beta_{\partial 2}) \sin(\beta_2 - \beta_{\partial 2})) + (\rho_2 \sin v_2 - b_2 + r_2) - (r_2 + r_{\partial 2}) \cos \varphi_2; \\ z_2 = \sin(\beta_2 - \beta_{\partial 2}) (\rho_2 \cos v_2 \cos \beta_{\partial 2} - b_2 \operatorname{ctg} v_2 \cos \beta_{\partial 2}) + \\ \quad + \cos(\beta_2 - \beta_{\partial 2}) (\rho_2 \cos v_2 \sin \beta_{\partial 2} + b_2 \operatorname{ctg} v_2 \operatorname{ctg} \beta_{\partial 2} \cos \beta_{\partial 2} + (r_2 \varphi_2 \cos \beta_2 - a_2) \operatorname{cosec} \beta_{\partial 2}); \end{cases} \quad (10)$$

де

v_m, φ_m ($m = 1, 2$) - профільна і повздовжня криволінійні координати точок контакту на активних поверхнях зубів;

параметри початкового контуру:

ρ_m ($m = 1, 2$) - радіус дуг профілю головки і ніжки зуба;

a_m, b_m ($m = 1, 2$) - координати центру профілю головки і ніжки зуба;

параметри накатника:

$\beta_{\partial m}$ ($m = 1, 2$) - кути нахилу зубів інструментальної рейки (рис. 1);

$r_{\partial m}$ ($m = 1, 2$) - радіуси початкових інструментальних поверхонь (рис. 1);

параметри початкових аксоїдів:

β_m ($m = 1, 2$) - кути нахилу початкових однопорожнинних гіперболоїдів;

r_m ($m = 1, 2$) - радіус горловин початкових однопорожнинних гіперболоїдів

У роботі вперше отримані рівняння (9), (10), що аналітично визначають геометрію бічних поверхонь зубчастої пари просторових коліс, теоретичними початковими поверхнями яких є однопорожнинні гіперболоїди обертання, задані рівнянням (6) з початковим інструментальним контуром (4).

Робоче зачеплення просторових коліс змодельємо двома матрично-векторними рівняннями:

$$\begin{cases} \Omega(\alpha_1)\bar{r}_1(v_1, \varphi_1) = \Pi(\gamma)\Omega(\alpha_2)\bar{r}_2(v_2, \varphi_2) + a_w\bar{j} \\ \Omega(\alpha_1)\bar{e}_1(v_1, \varphi_1) = \Pi(\gamma)\Omega(\alpha_2)\bar{e}_2(v_2, \varphi_2). \end{cases} \quad (11)$$

Геометрична ілюстрація системи рівнянь (11) представлена на рис. 4

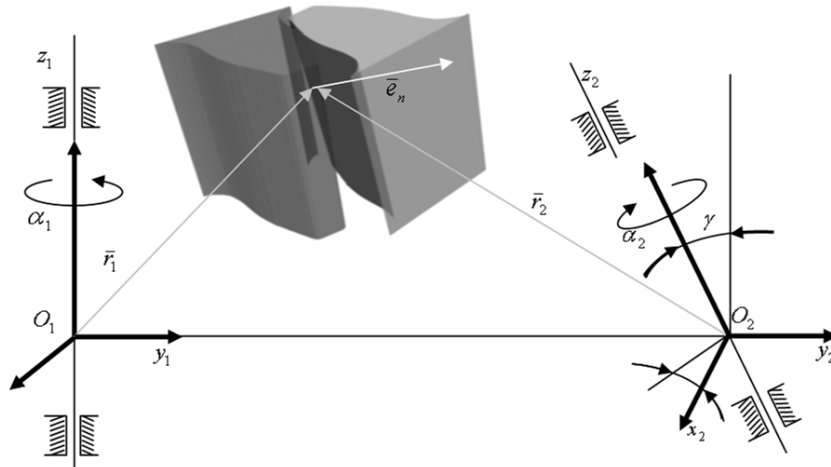


Рисунок 4. Геометрична ілюстрація системи рівнянь (11)

На підставі отриманої математичної моделі для комп'ютерного моделювання системи робочого зачеплення контактуючих зубів (11), рівнянь поверхонь (9), (10) були розроблені модулі комп'ютерної системи моделювання, призначеної для візуалізації робочих поверхонь контактуючих зубів, побудови проекції кривої зачеплення і чисельного дослідження робочого зачеплення просторових зубчастих передач (рис. 6). Структура і взаємодія модулів системи моделювання представлена на рис. 5.

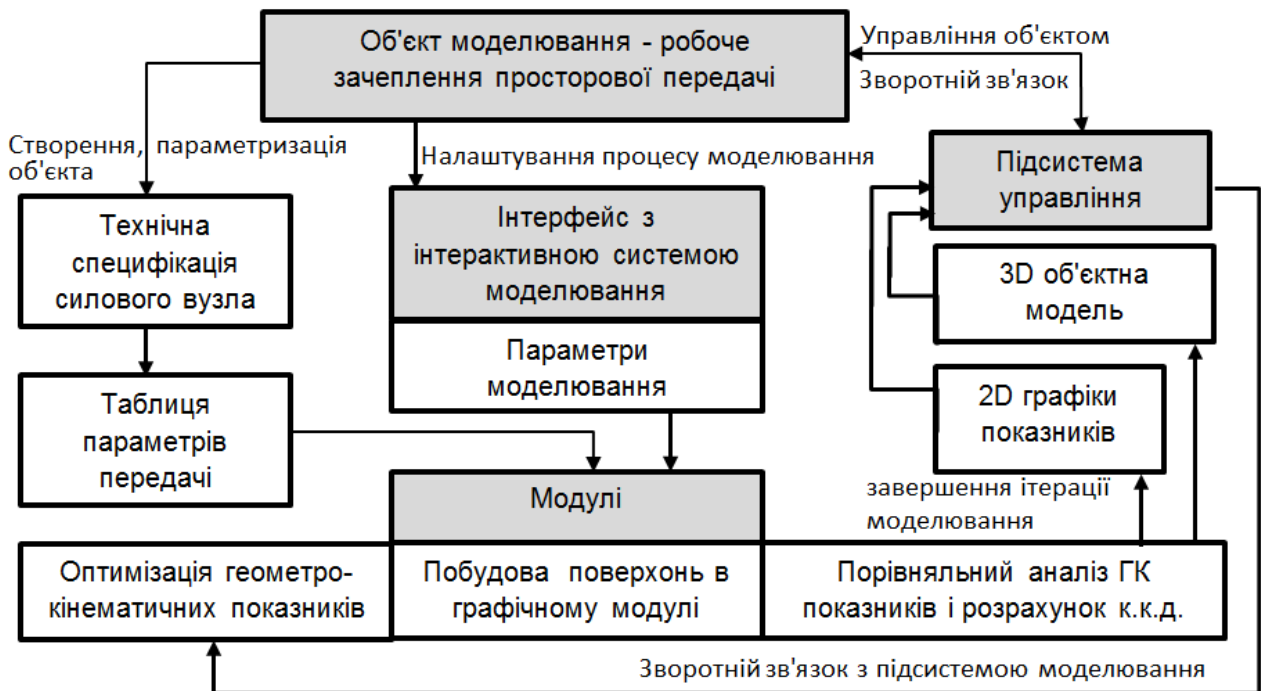


Рисунок 5. Структура і взаємодія модулів віртуальної системи моделювання робочого зачеплення просторових передач.

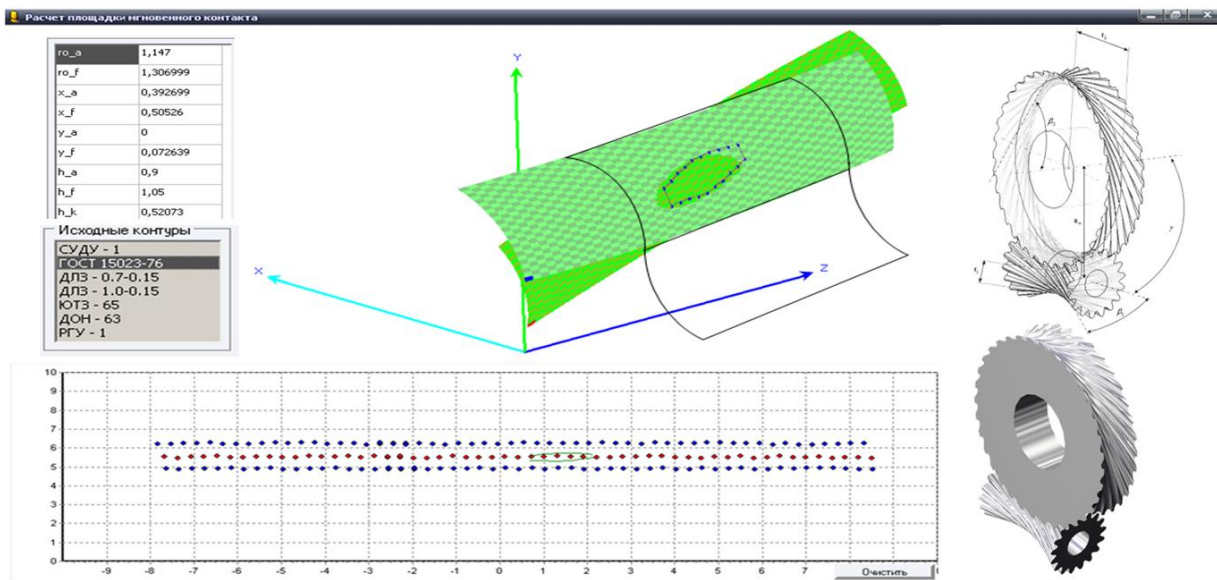


Рисунок 6. Інтерфейс користувача програми моделювання в режимі реального часу робочого зачеплення і проєкції кривої зачеплення на площину XOZ.

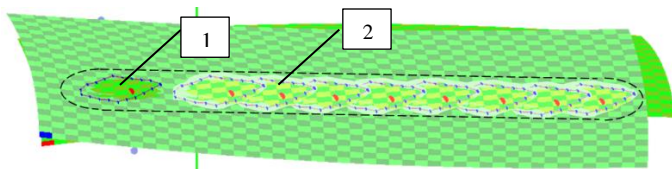


Рисунок 7. Моделювання миттєвого (1) і сумарного (2) майданчиків контакту

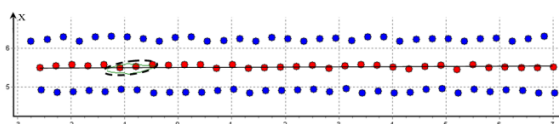


Рисунок 8. Аналіз проєкції кривої зачеплення на площину XOZ

Програмне моделювання робочого зачеплення і майданчиків контакту (рис. 7, 8) підтвердило відсутність переміщення майданчиків миттєвого контакту по висоті зубів у процесі їх переміщення вздовж лінії зубів від однієї торцевої площини коліс до іншої, що свідчить про виконання необхідного і достатнього критерію зачеплення Новікова для проєктованих просторових передач.

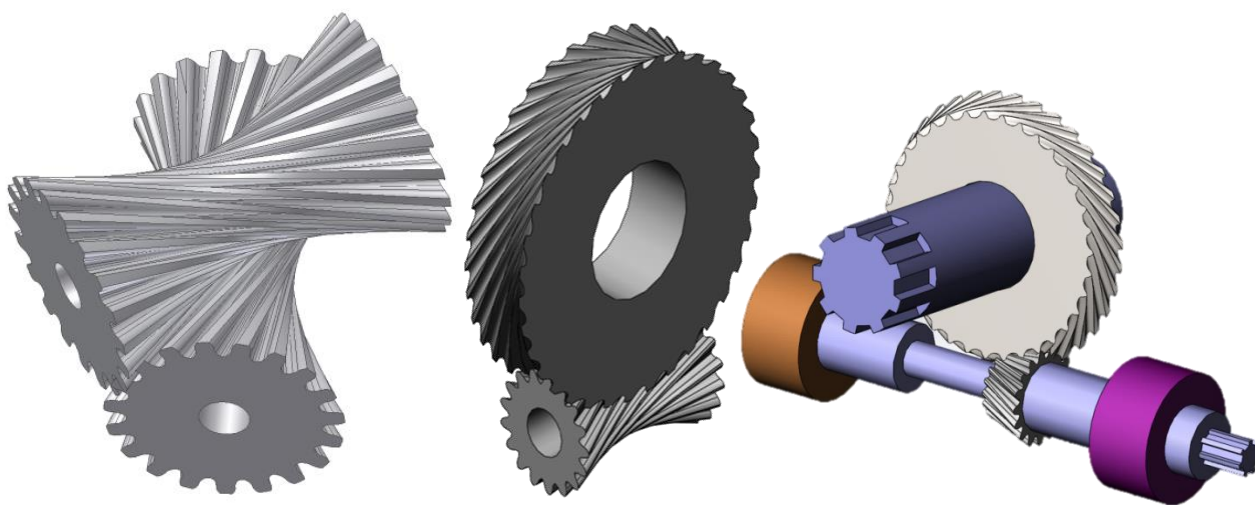


Рисунок 9. Комп'ютерна модель просторових передач

На рис. 9 зображена комп'ютерна модель просторових передач у робочому зачепленні. Кути перехрещення осей передач 45° й 90° .

У третьому розділі побудована математична модель багатокритеріального синтезу початкового контуру просторової зубчастої передачі; обчислені аналітичні вирази геометрокінематичних показників зубчастих просторових передач, запропонований новий критерій навантажувальної здатності зубів (коефіцієнт щільності прилягання бічної поверхні зуба K_p) і критерій задиростійкості сполученої пари (коефіцієнта задиростійкості K_v).

Розглянемо множину геометричних параметрів, які однозначно визначають геометрію початкового контуру (рис. 10): ρ_a , ρ_f , α_k , x_a , x_f , y_a , y_f , де ρ_a - радіус дуги профілю головки зуба; ρ_f — радіус дуги профілю ніжки зуба; α_k - кут тиску в номінальній точці контакту; x_a - горизонтальне зміщення центру профілю головки зуба від його осі симетрії; x_f — горизонтальне зміщення центру профілю ніжки зуба; y_a — вертикальне зміщення центру профілю головки зуба від ділильної прямої; y_f — вертикальне зміщення центру профілю ніжки зуба від ділильної прямої.

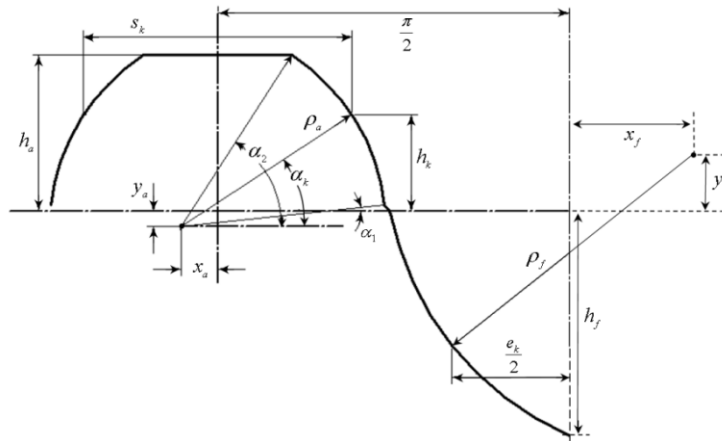


Рисунок 10. Початковий контур Новікова з двома лініями зачеплення

Вирішення завдання поліпшення геометрокінематичних показників передачі пов'язане з багатокритеріальним синтезом нового початкового контуру, що забезпечує передачам, у порівнянні з відомими початковими контурами, більш високі техніко-експлуатаційні характеристики.

Скориставшись методом найменших квадратів, побудуємо цільову функцію для визначення найбільш раціональних геометрокінематичних показників:

$$z = \sum_{i=1}^n \xi_i (K_i - K_i^*)^2 \geq 0, \quad (12)$$

тут K_i — якісні показники працездатності, ξ_i - вагові коефіцієнти, які характеризують значущість показників.

Екстремум цільової функції досягається при значеннях варійованих параметрів, що задовольняють системі рівнянь $\frac{\partial z}{\partial p_k} = 0$ ($k = 1, 2, \dots, N$), яка в нашому випадку набуде вигляду:

$$\sum_{i=1}^n \xi_i (K_i - K_i^*) \frac{\partial K_i}{\partial p_k} = 0. \quad (13)$$

Для оцінки локально-кінематичних і гідродинамічних явищ у зоні контакту зубів передач розглянемо множину геометрокінематичних показників:

1. $V^{(12)}$ і $\eta^{(m)}$ — відносна швидкість ковзання і ковзання активних поверхонь зубів ведучого ($m=1$) і веденого ($m=2$) коліс;
2. $\Omega^{(кач)}$, $\Omega^{(верч)}$ і $V^{(\Sigma)}$ — відносні швидкості перекачування, обертання і сумарна швидкість переміщення точок контакту в напрямку, перпендикулярному великій осі еліптичної площадки контакту;
3. ϑ — кут між вектором сумарної швидкості і великою віссю еліптичної площадки миттєвого контакту;
4. $\alpha_I^{(n)}$, $\alpha_{II}^{(n)}$ і σ_{\max} — головні кривизни активних поверхонь зубів ($m=1$ — ведучого, $m=2$ - веденого) коліс і максимальна напруга в корені зуба;
5. α — коефіцієнт чутливості передачі до погрешностей.
6. K_v — коефіцієнт задиристості зубів.

Аналітичні вирази для множини перерахованих критеріїв отримані диференціюванням першого рівняння системи (11), що моделює робоче зачеплення просторових коліс, по часу t :

$$(\Omega(\alpha_1))'_t \cdot \vec{r}_1 + (\vec{r}_1)'_t \Omega(\alpha_1) = \Pi(\gamma)((\Omega(\alpha_2))'_t \cdot \vec{r}_2 + (\vec{r}_2)'_t \Omega(\alpha_2)),$$

$$\text{або } (\Omega(\alpha_1))'_{\alpha_1} \cdot (\alpha_1)'_t \cdot \vec{r}_1 + (\vec{r}_1)'_{\alpha_1} \cdot (\alpha_1)'_t \cdot \Omega(\alpha_1) = \Pi(\gamma) \left((\Omega(\alpha_2))'_{\alpha_2} \cdot (\alpha_2)'_t \cdot \vec{r}_2 + (\vec{r}_2)'_{\alpha_2} \cdot (\alpha_2)'_t \cdot \Omega(\alpha_2) \right).$$

Для оцінки напруженого стану зубів просторових зубчастих передач вводиться критерій, який характеризується коефіцієнтом щільності прилягання бічних поверхонь зубів (рис. 11).

У даній роботі вперше, використовуючи узагальнений закон Гука і гіпотезу Вінклера, визначений цей коефіцієнт у вигляді:

$$K_p = \frac{6,73 \cdot \pi \sin \beta_n \sqrt[3]{\left(\frac{\alpha \rho P_n (1 - \nu^2)}{(\alpha + \nu) E} \right)^2}}{\alpha \rho_a \sqrt{r_t^2 - r_1^2} \left(\arcsin \left(\frac{h_a + y_a}{\rho_a} \right) - \arcsin \left(\frac{y_a}{\rho_a} \right) \right)}. \quad (14)$$

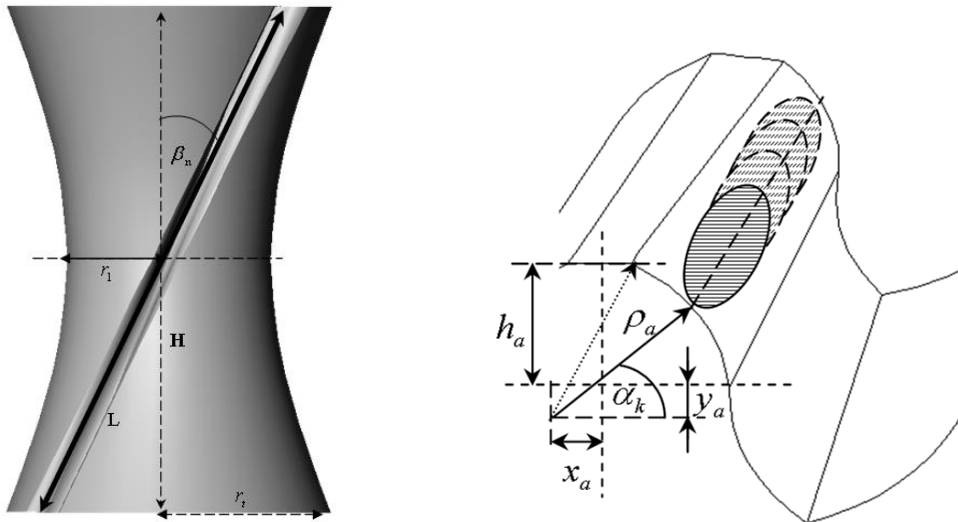


Рисунок 11. Геометричні параметри передачі, що визначають коефіцієнт щільності прилягання

З метою виявлення кореляційної залежності між критеріями, проведений множинний кореляційний аналіз геометрокінематичних показників. Результат обчислення коефіцієнтів кореляції наведено в таблиці 1.

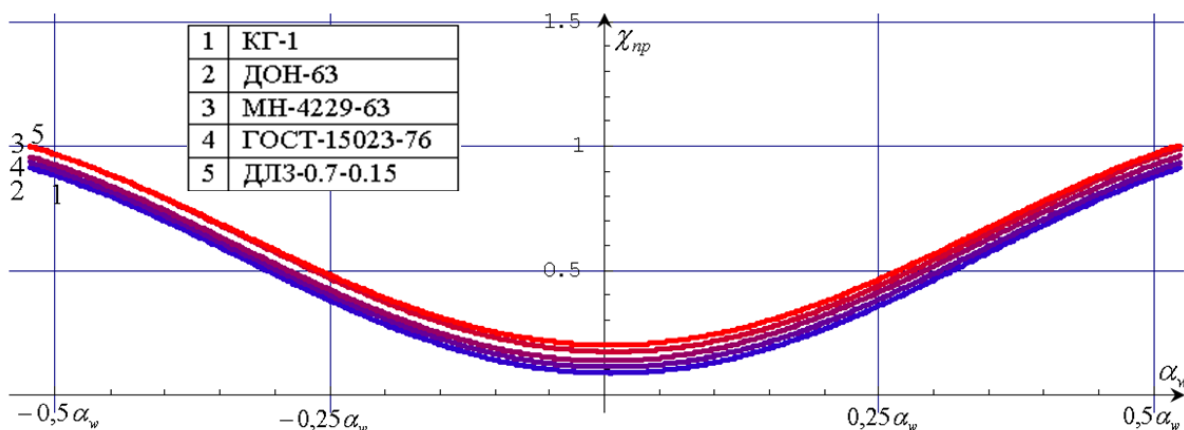
Таблиця 1

	K_v	K_p	η_1	η_2	$\Omega^{(верч)}$	$\Omega^{(кач)}$	α
K_v	1	0,092879	-0,68658	-0,68678	0,855637	0,750015	0,729473
K_p	0,092879	1	0,12149	0,12179	0,40968	-0,49719	0,68102
η_1	-0,68658	0,12149	1	0,999997	0,779118	0,74152	-0,50066
η_2	-0,68678	0,12179	0,999997	1	0,777879	0,740338	-0,49937
$\Omega^{(верч)}$	0,855637	0,40968	0,779118	0,777879	1	0,99053	-0,38446
$\Omega^{(кач)}$	0,750015	-0,49719	0,74152	0,740338	0,99053	1	-0,28182
α	0,729473	0,68102	-0,50066	-0,49937	-0,38446	-0,28182	1

У результаті аналізу таблиці 1 в якості основних критеріїв синтезу початкового контуру обрані: K_v — коефіцієнт задиростійкості зубів і K_p коефіцієнт щільності прилягання зубів (як критерії, що мають слабку кореляційну залежність між собою на основі шкали Чеддока, і пов'язані з іншими показниками). Решта критеріїв є допоміжними і в цільову функцію (12) не увійшли.

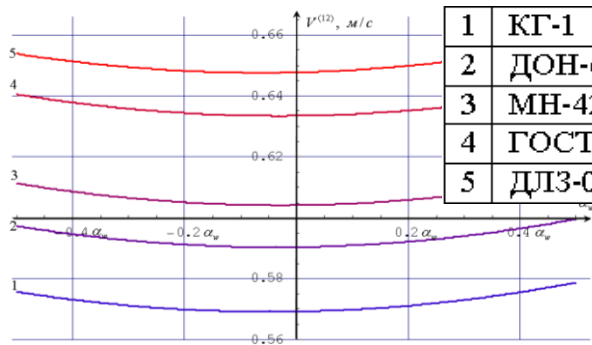
У четвертому розділі проведено чисельне порівняльне дослідження за якісними показниками працездатності зубчастих просторових передач, бічні поверхні яких задані аналітичними виразами (9, 10). У математичній моделі робочого зачеплення досліджена плавність роботи передач за допомогою розрахунку коефіцієнта перекриття.

Використовуючи рівняння поверхонь в радіус-векторній формі $\vec{r}(v, \varphi)$, отримані залежності для $V^{(12)}$, $V^{(\Sigma)}$, які виражені через коефіцієнти квадратичних форм E , F , G ; була зроблена програмна реалізація, що дозволяє побудувати і дослідити наведені кривизни робочих поверхонь просторових передач (рис. 12). В результаті аналізу встановлено, що для всіх розглянутих початкових контурів відсутнє підризання зубів просторової передачі. Крім того, значення наведеної кривизни для просторової передачі з початковим контуром КГ-1, параметри якого були обчислені у побудованій математичній моделі багатокритеріального синтезу початкового контуру, уздовж всієї лінії зачеплення виявилось менше в 1,3–1,6 разів. Це свідчить про більшу площу дотику поверхонь зубів, а отже, менше контактне руйнування зубів.

Рисунок 12. Зміна наведеної кривизни $\chi_{пр}$ вздовж лінії зачеплення

Обчислення значень геометрокінематичних показників, що є функціями кута поворота ведучого колеса α_1 , проводилося при зміні кута α_w тривалості зачеплення пари зубів, тобто при $\alpha_1 \in [-0,5\alpha_w, 0,5\alpha_w]$ при кутовій швидкості ведучого колеса $\omega_1 = 1 \text{ рад/сек}$, при фіксованих значеннях навантаження P_N , коефіцієнта Пуассона і модуля пружності Юнга.

Результати обчислення геометрокінематичних показників відображені на рис. 13 – 18, де просторові передачі: №1 — з початковим контуром КГ-1; №2 — з початковим контуром ДОН-63; №3 — з початковим контуром МН-4229-63; №4 — з початковим контуром ГОСТ-15023-76, №5 — з початковим контуром ДЛЗ-0.7-0.15.



1	КГ-1
2	ДОН-63
3	МН-4229-63
4	ГОСТ-15023-76
5	ДЛЗ-0.7-0.15

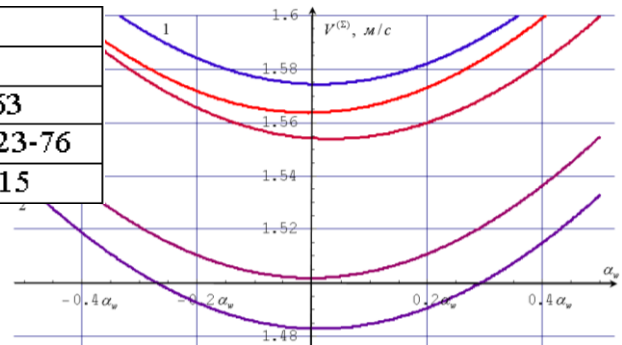


Рисунок 13. Відносна швидкість ковзання $V^{(12)}$

Рисунок 14. Сумарна швидкість кочення зубів $V^{(\Sigma)}$

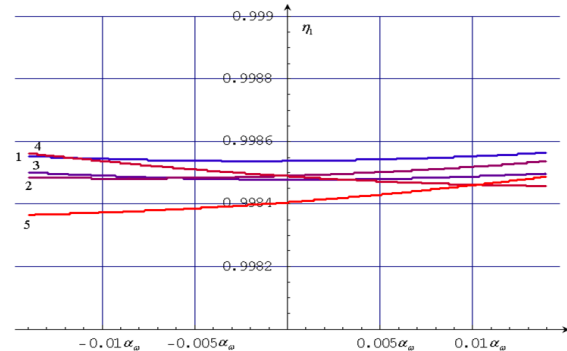
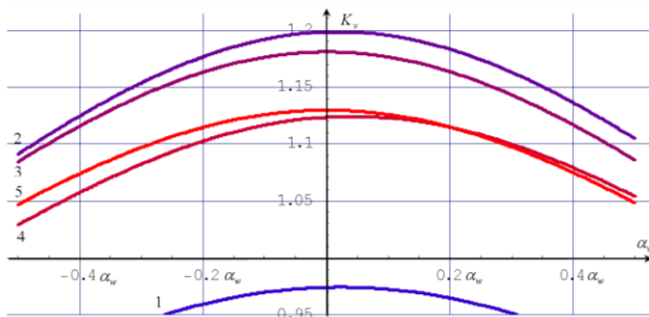


Рисунок 15. Коефіцієнт задиростійкості K_V

Рисунок 16. Коефіцієнт ковзання η_1

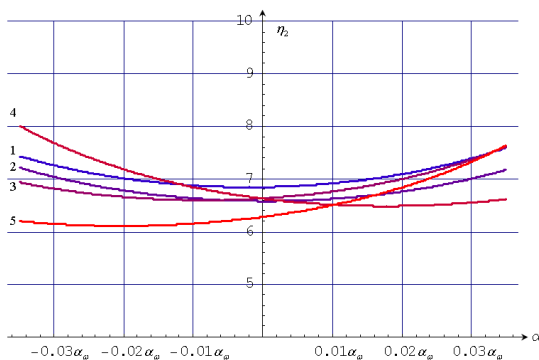


Рисунок 17. Коефіцієнт ковзання η_2

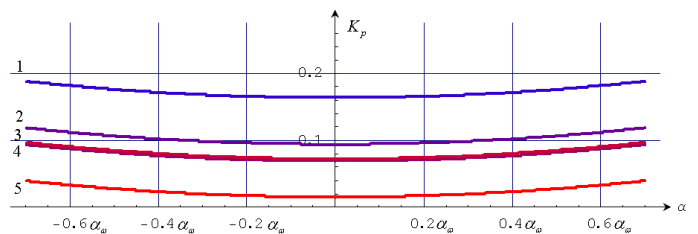


Рисунок 18. Коефіцієнт щільності прилягання K_p

У п'ятому розділі наведені дані порівняльних експериментальних досліджень просторових передач. Метою експерименту було підтвердження теоретичних висновків і оцінка к.к.д. синтезованих просторових передач з поліпшеними геометрокіне-

матичними показниками. При цьому вирішувалися завдання: проектування, чисельне моделювання та виготовлення просторової пари для експериментального редуктора; стендові випробування просторової передачі з поліпшеними геометрокінематичними показниками; теоретичне і експериментальне визначення к.к.д. зубчастого зачеплення просторової передачі.

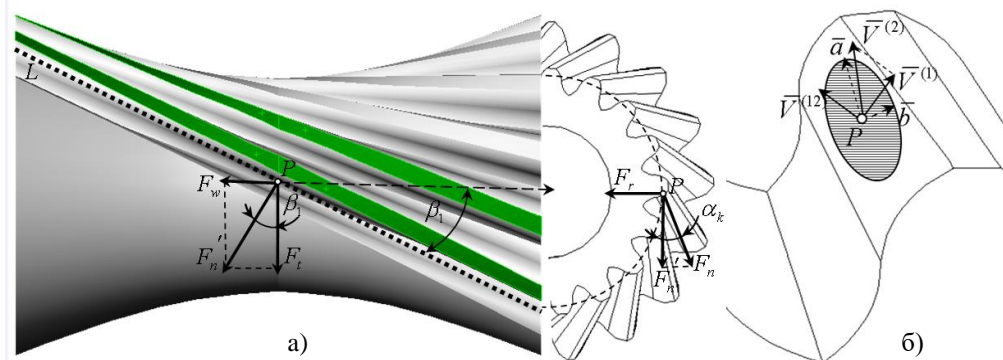


Рисунок 19. а) Сили, що діють в зачепленні: F_n — нормальне зусилля, F_t — окружна сила, F_r — радіальна сила, F_w — осьова сила; б) вектори окружних швидкостей

Для оцінки і проведення порівняльного аналізу просторових передач був розглянутий метод розрахунку коефіцієнта корисної дії передач. Цей коефіцієнт визначений як відношення елементарних робіт на веденій і ведучій шестернях:

$$\eta = \frac{A_1}{A_2}, \quad (15)$$

де $A_1 = F'_1 \cdot V^{(1)}$, $A_2 = F'_2 \cdot V^{(2)}$ — елементарна робота на веденій і ведучій шестернях відповідно, $V^{(1)}$, $V^{(2)}$ — окружні швидкості коліс (рис. 19 б), F'_1 , F'_2 — проекція нормального зусилля F_n на $V^{(1)}$, $V^{(2)}$.

Побудова методу визначення коефіцієнта корисної дії просторових передач виконано з урахуванням контактних взаємодій бічних поверхонь зубів, урахуванням швидкостей кочення і ковзання майданчиків контакту.

Після стандартних тотожних перетворень, з урахуванням, що f — коефіцієнт тертя ковзання в точках контакту робочих поверхонь зубчастої пари, к.к.д. передачі (15) набуде вигляду:

$$\eta = \frac{(\cos \beta_1 \cdot \cos \rho + \sin \beta_1 \cdot \sin \rho) \cdot \cos \beta_2}{(\cos \beta_2 \cdot \cos \rho + \sin \beta_2 \cdot \sin \rho) \cdot \cos \beta_1} = \frac{1 + \tan \beta_1 \cdot f}{1 + \tan \beta_2 \cdot f} \quad (16)$$

Визначимо коефіцієнт тертя ковзання:

$$f = \frac{0.09 \cdot q_n^{0.1} \cdot (10 + 1g \frac{HB \cdot R_a}{E_{\text{пр}}} |\chi_{\text{пр}}|)}{(V^{(12)})^{0.35} \cdot (V^{(\Sigma)})^{0.1} \cdot \nu^{0.07}} \cdot |\chi_{\text{пр}}|^{0.25}, \quad (17)$$

де q_n — навантаження на одиницю довжини контактної лінії (Н/см);

HB — твердість менш твердого з контактуючих тіл (Н/см²);

$V^{(12)}$ — нормальна до контактної лінії відносна швидкість ковзання (см/с);

$V^{(\Sigma)}$ — сумарна швидкість кочення (см/с);

$E_{\text{пр}}$ — наведений модуль пружності (Н/см²);

R_a — величина шорсткості найбільш твердого тіла (см);

ν — в'язкість масла (сСт); $\chi_{\text{пр}}$ — наведена кривизна.

Навантаження на одиницю довжини контактної лінії (рис. 19 а) знайдено із залежності:

$$q_n = \frac{T}{r \cdot L \cdot \varepsilon} = \frac{T \cdot \cos \beta_1}{r \cdot \varepsilon \cdot b_w}, \quad (18)$$

де T — крутний момент на вхідному валу; r — відстань від точки контакту до осьової лінії валу; L — довжина контактної лінії, ε — коефіцієнт перекриття.

З урахуванням залежності (18) і коефіцієнта задиростійкості K_v , коефіцієнт тертя ковзання (17) остаточно набув вигляду:

$$f = 0.09 \cdot \left(\frac{T \cdot \cos \beta_1}{r \cdot \varepsilon \cdot b_w} \right)^{0.1} \cdot |\chi_{\text{пр}}|^{0.25} \cdot \frac{\left(10 + \lg \frac{HB \cdot R_a}{E_{\text{пр}}} \cdot |\chi_{\text{пр}}| \right)}{(K_v)^{0.35} \cdot (V(\Sigma))^{0.45} \cdot \nu^{0.07}}. \quad (19)$$

Витки черв'яка у черв'ячної передачі ковзають при русі по зубах колеса. Велике ковзання є причиною зносу і заїдання таких передач, знижує їх к.к.д.

Метод розрахунку к.к.д. черв'ячної передачі побудований подібно до методу розрахунку к.к.д. гвинтової пари, оскільки умови тертя у них схожі:

$$\eta = 0.95 \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \rho)}, \quad (20)$$

де 0.95 — множник, який враховує втрати енергії на перемішування масла при змазуванні зануренням, γ — дільний кут підйому гвинтової лінії ($5^\circ - 20^\circ$), ρ — кут тертя.

З огляду на коефіцієнт тертя ковзання, вираз для розрахунку к.к.д. черв'ячної передачі (20) набуде вигляду:

$$\eta = 0.95 \frac{tg \gamma \cdot (1 - tg \gamma \cdot f)}{tg \gamma + f}. \quad (21)$$

Використовуючи рівняння поверхонь у радіус-векторній формі $\vec{r}(\nu, \varphi)$ (9, 10), рівняння для K_v (14), $V(\Sigma)$, які задані за допомогою коефіцієнтів квадратичних форм поверхні E, F, G , рівняння наведеної кривизни $\chi_{\text{пр}}$, отриманого коефіцієнта тертя ковзання f (19), з огляду на η - к.к.д. просторової передачі (16) і черв'ячної передачі (21) в системі комп'ютерної алгебри Wolfram Mathematica 8 побудуємо математичну модель для розрахунку к.к.д. просторової передачі в робочому зачепленні (при куті зачеплення α_w) і черв'ячної передачі (рис. 20). При цьому $T = 23000 \text{ Нсм}$; $HB = 2800 \text{ Н/см}^2$; $E_{\text{пр}} = 203,9 \cdot 10^3 \text{ Н/см}^2$; $R_a = 4 \cdot 10^{-5} \text{ см}$; $\nu = 20 \text{ сСт}$.

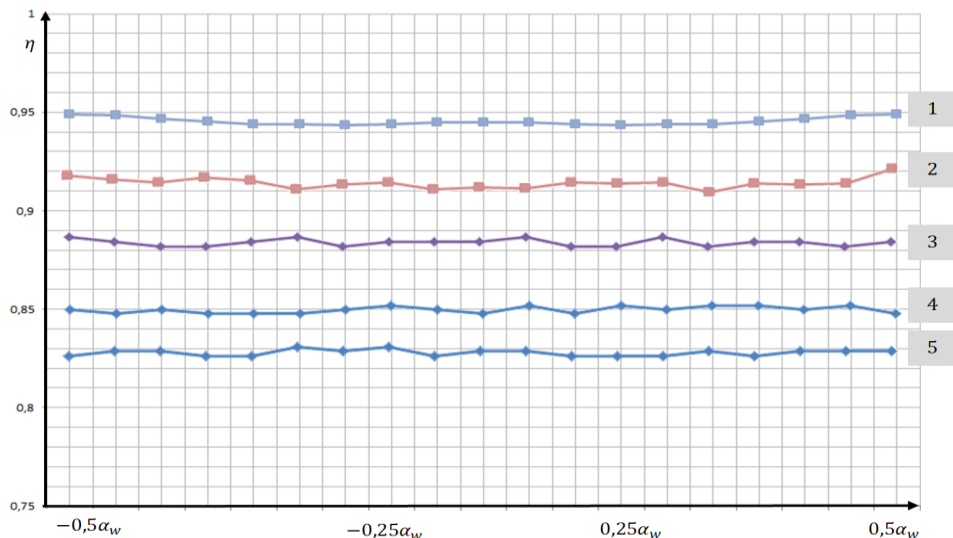


Рисунок 20. Розрахунок к.к.д. просторових передач у робочому зачепленні

На рис. 20 побудовані графіки 1, 2 - к.к.д. просторової передачі, 3-5 - к.к.д. черв'ячної передачі. Середнє теоретичне значення к.к.д. просторової передачі №1 $\eta_{\text{ср}} = 0.945$, просторової передачі №2 $\eta_{\text{ср}} = 0.9114$, черв'ячної передачі №3 $\eta_{\text{ср}} = 0.8845$, черв'ячної передачі №4 $\eta_{\text{ср}} = 0.8538$, черв'ячної передачі №5 $\eta_{\text{ср}} = 0.8334$.

К.к.д. черв'ячної передачі зростає зі збільшенням числа витків черв'яка (збільшення ділильного кута γ). У черв'ячної передачі №5 число витків дорівнює 1, у передачі №3 - число витків 4. Збільшення ділильного кута γ зменшує жорсткість черв'яка, а збільшення кількості зубів збільшує відстань між опорами передачі. Підвищення к.к.д. просторової передачі №1, № 2 стало наслідком зменшення коефіцієнта тертя f контактуючих поверхонь (зменшенням кута тертя ρ), який залежить від зменшення коефіцієнта K_v (зменшення відносної швидкості ковзання $V^{(12)}$) і збільшення сумарної швидкості кочення $V^{(\Sigma)}$ бічних поверхонь).

Розгляньмо результати натурального експерименту. Шестерні просторової передачі для стендових випробувань були виготовлені з легованої сталі марки 40ХН ДЕСТ 14543-71 однієї плавки і пройшли однакову термообробку - об'ємне загартування до твердості поверхонь НВ 280. Точність виготовлених коліс відповідає 7-8 ступені за ДЕСТ 3675-81.

На рис. 21 зображена комп'ютерна модель черв'ячного редуктора і редуктора з розробленою просторовою передачею.

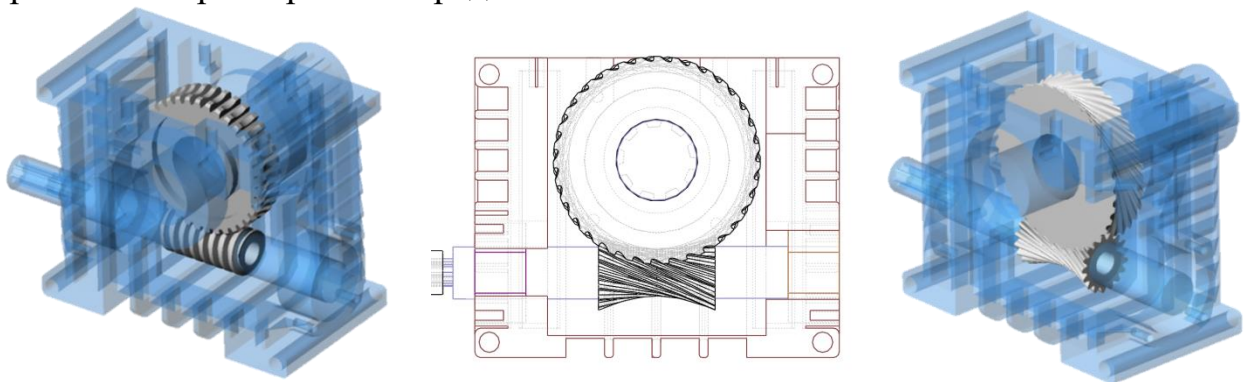


Рисунок 21. Комп'ютерна модель черв'ячного редуктора і редуктора з розробленою просторовою передачею

З урахуванням комп'ютерної моделі (рис. 21) й оптимальних геометрокінематичних параметрів сполученої пари коліс математичної моделі був спроектований зразок редуктора з просторовою передачею підвищеного к.к.д., який був використаний для підвищення ефективності лебідки типу ЛШВ/2Ч-63.

Для проведення експериментальних досліджень був переобладнаний стенд, який використовується для випробування черв'ячних коліс і працює за схемою з розімкненим силовим потоком циркулюючої потужності. Принципова схема випробувального стенду представлена на рис.22, на рис. 23 подано загальний вигляд випробувального стенду з редуктором 2Ч-80 з заміненою експериментальною просторовою передачею. Випробування на стенді (рис. 24) проводилися в закритому приміщенні у безперервному режимі при паспортному навантаженні при температурі не нижче 18°C .

Паспортне максимальне значення к.к.д. черв'ячного редуктора дорівнює 0,8. Середнє значення к.к.д. випробувального редуктора з просторовою передачею з по-

чатковим контуром КГ-1 дорівнює 0,88. Розбіжність даних теоретичного і експериментального розрахунку к.к.д. знаходиться в межах $2 \div 3\%$, які додатково визначають втрати в опорах і ущільненнях редуктора, втрати на тертя в муфтах і на розмішування масла.

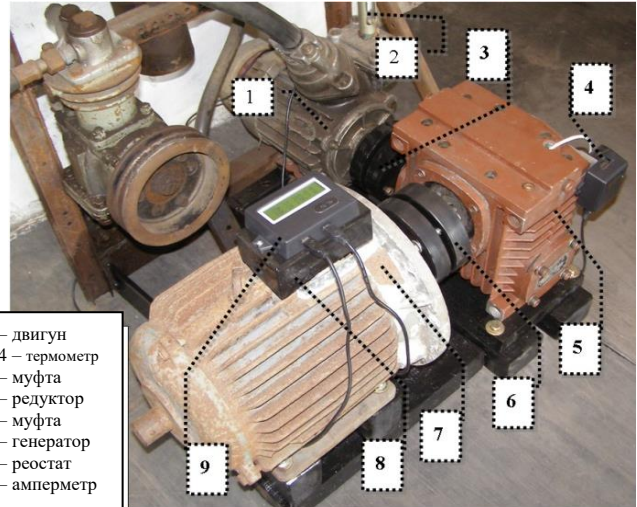
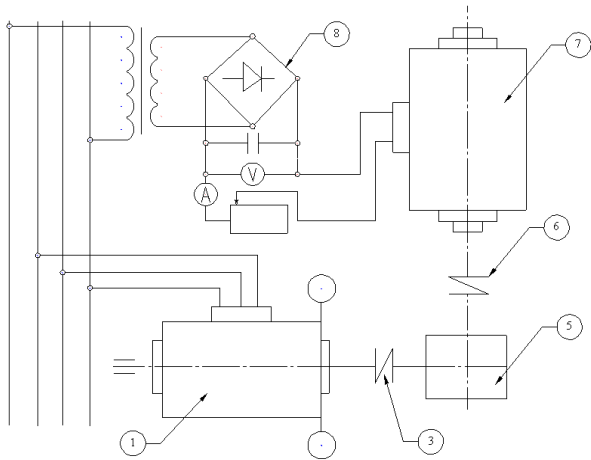


Рисунок 22. Принципова схема випробувального стенду

Рисунок 23. Загальний вигляд випробувального стенду.

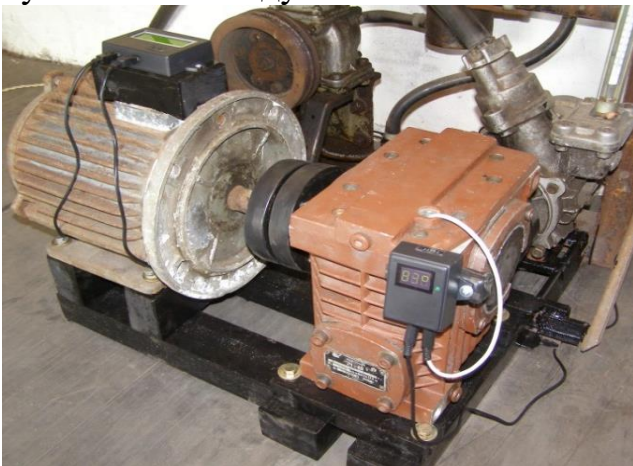


Рисунок 24. Процес експериментального дослідження

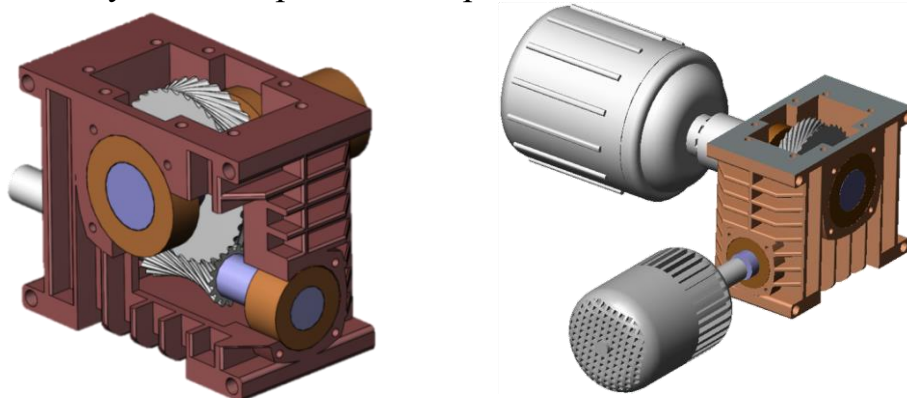


Рисунок 25. Комп'ютерна модель редуктора з розробленою просторовою передачею і комп'ютерна модель випробувального стенду

Експериментальний редуктор був установлений у механізм управління і регулювання зміни кута повороту лопаток у спрямляючому апараті вентилятора головного провітрювання шахти ДЦД-47У. Використання цього редуктора дозволило

зменшити енергетичні втрати на 15-20% і за рахунок збільшення швидкості ковзання бічних поверхонь зубів підвищити к.к.д. редуктора на 6-8% (підтверджено актом впровадження).

ВИСНОВКИ

У дисертації розроблені й удосконалені методи математичного й комп'ютерного моделювання, призначені для використання у всебічному дослідженні та створенні об'єктів і систем технічного призначення, до яких у роботі віднесено просторові зубчасті передачі — їхня ефективність оцінюється коефіцієнтом корисної дії. Отримані такі наукові та практичні результати роботи.

1. Розроблена математична модель процесу формоутворення поверхонь зубів коліс, які виготовляються з урахуванням сучасних умов обробки. Математична модель для синтезу початкового контуру гвинтових передач рекомендована для впровадження в ОП РМЗ ім. А.І. Бахмутського ДП «Первомайськвугілля» для передач в редукторах ЛПК-10Б, СП63М, СП202.

2. Удосконалений метод покращення геометрокінематичних показників для модернізації сучасних і проектування перспективних просторових передач трансмісійних пристроїв. Методика розрахунку високонавантажених зубчастих просторових передач запроваджена на ПрАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» для підвищення технічних характеристик гвинтових передач.

3. Подальший розвиток отримала математична модель робочого зачеплення зубів просторових передач. Це дозволило створити програмний засіб і зробити комп'ютерну реалізацію системи моделювання робочого зачеплення просторових передач. За параметрами, обчисленими у математичній моделі, розроблена гвинтова передача (патент на корисну модель № 53995) з початковим контуром (патент на корисну модель № 40330), яка використана у дослідному зразку гвинтового редуктора, встановленого у механізм регулювання висоти підйому повзуна однокривошипного преса КВ2132 на ПАТ «Луганськтепловоз». Застосування в цьому редукторі розробленої просторової передачі дозволило збільшити її довговічність в 1,7-1,9 разів.

4. Розроблений уточнений метод розрахунку к.к.д. зачеплення з урахуванням контактної взаємодії бічних поверхонь зубів і швидкостей кочення і ковзання майданчиків контакту. Це дозволило розробити інтерактивний модуль взаємодії проектувальника комп'ютерної моделі передачі з ресурсами програмної системи моделювання.

5. Зроблена імплементація та перевірена адекватність натурального експериментального дослідження та комп'ютерного моделювання, яке проводилось розглянутими обчислювальними методами. Був спроектований зразок редуктора з просторовою передачею, який використовується для лебідки типу ЛШВ/2Ч-63. Експериментальний редуктор був встановлений у механізм управління і регулювання зміни кута повороту лопаток у спрямляючому апараті вентилятора головного провітрювання шахти ДЦД -47У. Використання цього редуктора дозволило зменшити енергетичні втрати на 15-20% і за рахунок збільшення швидкості ковзання бічних поверхонь зубів підвищити к.к.д. редуктора на 6-8%.

Отримані в дисертаційній роботі результати можуть бути використані проектними та машинобудівними організаціями при проектуванні й виготовленні зубчастих просторових передач в редукторах, які застосовуються як високонавантажені елементи приводів ковальсько-пресового, збагачувального, транспортного та інших видів обладнання.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, які відображають основні наукові результати дисертації

1. Медінцева Ю.Д., **Ратов Д.В.**, Балицька Т.Ю., Сташкевич А.В. Комп'ютерне твердотільне моделювання геометрії багатонавантажувальної гіпоїдної передачі. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. Луганськ: СНУ ім. В. Даля. 2006. № 6 (100), частина 2. С. 93 – 99. (фах.)
2. Медінцева Ю.В., **Ратов Д.В.**, Балицька Т.Ю. Багатокритеріальний аналіз і синтез зубчастих гіперболоїдних передач Новікова ДЛЗ. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2007. № 12 (118), частина 1. С. 52 – 56. (фах.)
3. **Ратов Д.В.**, Медінцева Ю.В. Про коефіцієнт прискореного ковзання гвинтової зубчастої передачі. *Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету. Розділ технічні науки*. Луганськ, 2007. № 76 (99). С. 55 – 61. (фах.)
4. **Ратов Д.В.**, Медінцева Ю.В., Балицька Т.Ю. Математико-механічне формоутворення зубів квазігіперболоїдних передач. *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ», 2007. № 21, С. 126 – 132. (фах.)
5. Грибанов В.М., **Ратов Д.В.**, Балицька Т.Ю., Коробка Н.В., Печолат Т.Є. Імітаційне моделювання гіперболоїдних зубчастих передач. *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*. 2008. № 29. С. 6 – 17. (фах.)
6. Gribanov V., **Ratov D.**, Balitskaya T., Korobka N., Pecholat T., Smorodina A. Simulation of hyperboloid gears modelling. Polish Academy of Sciences — *TEKA PAN*. 2009. Vol. 9. P. 54 – 60. (Copernicus)
7. Nosko P., Shyshov V., **Ratov D.** Helical gear train load capacity criterion. Polish Academy of Sciences — *TEKA PAN*. 2014. Vol. 14. No 1. P. 182 – 190. (Copernicus)
8. **Ратов Д.В.**, Лифар В.О. Визначення коефіцієнта щільності прилягання при математичному моделюванні робочого зачеплення просторових передач. *Математичне моделювання в економіці. Розділ математичні та інформаційні моделі в економіці*. 2019. № 4. С. 50 – 60 (фах.).
9. Голубенко О.Л., **Ратов Д. В.**, Медінцева Ю.В. Початковий контур зубів гіперболоїдних передач Новікова із двома лініями зачеплення: деклараційний патент України на корисну модель № 40330; опубл. 10.04.2009, Бюл. № 7. 6 с.
10. **Д. В. Ратов**, Ю. В. Медінцева. Зубчаста передача: деклараційний патент України на корисну модель №53995; опубл. 25.10.2010, Бюл. № 20. 4 с.

Праці в міжнародних періодичних виданнях

11. **Ratov D.**, Lyfar V., Modeling transmission mechanisms with determination of efficiency. *Applied Computer Science*. 2020. Vol. 16, no.1. P. 33 – 40.

Тези доповідей у збірниках праць конференцій

12. **Ратов Д.В.** Математичне моделювання та натурне дослідження к.к.д. просторових передач в редукторах. *Всеукраїнська наукова інтернет-конференція «Вітчизняна наука на зламі епох: проблеми та перспективи розвитку»*: зб. наук. праць. Переяслав-Хмельницький, 2020. С. 94 – 98.

13. **Ратов Д.В.**, Лифар В.О. Mathematical model of machine and operational gearing of spatial gears in transmission devices. *III International Scientific and Practical Conference «Eurasian scientific congress»*: Барселона, Іспанія, 2020. Р. 188 – 194.

14. **Ратов Д.В.** Дослідження геометрокінематичних показників при математичному моделюванні трансмісійних пристроїв. *VI Всеукраїнська науково-практична конференція «Актуальні проблеми науково-промислового комплексу регіонів – 2020»*: зб. наук. праць. Рубіжне, 2020. С. 216 – 218.

15. **Ратов Д.В.**, Лифар В.О. Математичне моделювання просторових передач з урахуванням критерію напруженого стану зубів. *II Всеукраїнська науково-практична Інтернет-конференція з проблем вищої освіти і науки «Математичні методи, моделі та інформаційні технології у науці, освіті, економіці, виробництві»*: зб. наук. праць. Маріуполь, 2020. С. 153 – 155.

АНОТАЦІЯ

Ратов Денис Валентинович. Математичні та комп'ютерні моделі підтримки процесів проектування просторових передач з підвищеним коефіцієнтом корисної дії. — Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 01.05.02 — «Математичне моделювання та обчислювальні методи», ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Покровськ, 2020.

Використання математичного моделювання для оптимального проектування дає можливість перевести процес випробувань реально виготовлених механізмів до випробувань та аналізу комп'ютерної моделі, що значно зберігає матеріальні і часові ресурси на підготовку й упровадження у виробництво сучасних машин або механізмів і гарантує їхню якість і надійність у процесі роботи. Використання такої комп'ютерної моделі можливе при побудові адекватної математичної моделі, яка відображає механічне формоутворення контактуючих поверхонь, процес робочого зачеплення і дозволяє провести порівняльний аналіз к.к.д. передач, які проектуються для трансмісійних пристроїв. Застосування розробленого програмного забезпечення і запропонованих методів побудови моделей механічного формоутворення контактуючих поверхонь і процесу робочого зачеплення дозволяє провести якісний аналіз к.к.д. просторових передач, які розроблюються. При цьому вдається зменшити втрати на тертя в зачепленні і підвищити к.к.д. силових вузлів і редукторів, що в умовах економічної кризи має велике економічне значення.

Ключові слова: математична модель процесу робочого зачеплення, початковий контур, комп'ютерна модель, багатокритеріальний синтез.

АННОТАЦИЯ

Ратов Денис Валентинович. Математические и компьютерные модели поддержки процессов проектирования пространственных передач с повышен-

ным коэффициентом полезного действия. — Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 01.05.02 — «Математическое моделирование и вычислительные методы» – ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Покровск 2020.

Использование математического моделирования в оптимальном проектировании дает возможность перевести процесс испытаний реально изготовленных механизмов к испытаниям и анализу компьютерной модели, что значительно сохраняет материальные и временные ресурсы на подготовку и внедрение в производство современных машин или механизмов и гарантирует их качество и надежность в процессе работы. Использование такой компьютерной модели возможно при построении адекватной математической модели, отражающей механическое формообразования контактирующих поверхностей, процесс рабочего зацепления, позволяющей провести сравнительный анализ к.п.д. для проектируемых передач трансмиссионных устройств. Применение разработанного программного обеспечения и предложенных методов построения моделей формообразования контактирующих поверхностей и процесса рабочего зацепления позволяет провести качественный анализ к.п.д. пространственных передач, которые разрабатываются. При этом удается уменьшить потери на трение в зацеплении и повысить к.п.д. силовых узлов и редукторов.

Ключевые слова: математическая модель процесса рабочего зацепления, исходный контур, компьютерная модель, многокритериальный синтез.

ANNOTATION

Denis Ratov. Mathematical and computer models of support of processes of designing of spatial transfers with the increased efficiency. — Qualifying scientific work as a manuscript.

The dissertation for the degree of candidate of technical sciences, specialty 01.05.02 - "Mathematical modeling and computational methods". — State Higher Educational Institution "Donetsk National Technical University", Pokrovsk 2020.

The most important task of mechanical engineering is to constantly improve the quality of machines and mechanisms. A significant role is played by gears and reducers, which largely determine the durability, reliability and competitiveness of the mechanisms and machines in which they are used.

The use of mathematical modeling for optimal design makes it possible to translate the test process of actually made mechanisms to testing and analysis of a computer model, which significantly saves material and time resources for preparation and implementation of modern machines or mechanisms and guarantees their quality and reliability. The use of such a computer model is possible when building an adequate mathematical model that reflects the mechanical formation of contact surfaces, the process of working gearing and allows for comparative analysis of efficiency. gears that are designed for transmission devices. Therefore, the simulation of wheel engagement remains relevant in the development of new types of gears, which is inconceivable without deep knowledge of the basic laws of interaction of interconnected tooth surfaces and requires a comprehensive study of the kin-

ematics and nature of contact of such surfaces to assess the performance of developed gears.

The mathematical model of kinematic formation of lateral surfaces of teeth of cylindrical helical gear wheels with the initial contour of the general look is offered in the work. With the help of the considered model the equations of lateral surfaces of gear-generating tools - tool wheels with Novikov gearing are received. The obtained dependences contribute to the study of the parameters of the movement of contact points in the transmission when rolling the spatial wheels with tool surfaces, which are represented by rollers with oblique teeth. During modeling, taking into account the geometry of the initial surfaces of the spatial transmissions, a mathematical model of the formation of the teeth of the spatial wheels with machine gearing was developed. As a result of mathematical modeling the equation of the processed surface of a tooth of a gear wheel and a wheel of spatial transfer is received. Due to mathematical and computer simulation of the working gear of the connected spatial gears, a real-time modeling program of the working gear, instantaneous and total contact areas and projection of the gear curve has been developed. Tests of working gearing of spatial wheels are carried out. The shape and position of the contact area are investigated. Software simulations of the working gear and contact pads confirmed the absence of movement of the instantaneous contact pads along the height of the teeth in the process of their movement along the tooth line from one end plane of the wheels to another. This indicates the fulfillment of the necessary and sufficient criterion of Novikov's engagement for the designed spatial transmissions. The specified method of calculation of efficiency of gearing taking into account contact interaction of lateral surfaces of teeth and speeds of rolling and sliding of contact sites is developed. This allowed the development of an interactive module for the interaction of the designer of the computer model of transmission with the resources of the simulation software system.

Application of the developed software and the offered methods of construction of models of mechanical shaping of contacting surfaces and process of working gearing allows to carry out the qualitative analysis of efficiency. spatial transmissions that are being developed. At the same time it is possible to reduce losses on friction in gearing and to increase efficiency power units and gearboxes, which in times of economic crisis is of great economic importance.

The implementation and verification of the adequacy of field experimental research and computer modeling, which was carried out by the considered computational methods. A sample of the gearbox with spatial transmission was designed, which is used for the winch type LSHV / 2Ch-63. The experimental reducer was installed in the mechanism for controlling and regulating the change of the angle of rotation of the blades in the rectifier of the fan of the main ventilation of the mine DCD-47U. The use of this reducer allowed to reduce energy losses by 15-20% and by increasing the sliding speed of the lateral surfaces of the teeth to increase the efficiency reducer by 6-8%.

The results obtained in the dissertation can be used by design and engineering organizations in the design and manufacture of gears in gearboxes, which are used as high-load elements of the drives of forging and pressing, concentrating, transport and other types of equipment.

Key words: mathematical model of the working gear process, output circuit, computer model, multicriteria synthesis.

Підписано до друку 19.10.2020.
Формат 60x84 ¹/₁₆. Гарнітура Times. Умов. друк. арк. 0,9.
Тираж 100 екз. Замов. № 28 (2020).

Надруковано:

Відділ технічного обслуговування СНУ ім. В. Даля
Адреса: просп. Центральний, 59-а, м. Сєвєродонецьк, 93400