

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ім. В. ДАЛЯ**

Павлов Анатолій Іванович

*УДК 621.833*

**СИНТЕЗ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ПЕРЕДАЧ  
НА ОСНОВІ ЛІНІЙЧАСТИХ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ  
З ОПУКЛО-УВІГНУТИМ КОНТАКТОМ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ**

Спеціальність 05.02.02 - машинознавство

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Луганськ– 2009

Дисертація є рукописом.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант:

доктор технічних наук, професор Кириченко Анатолій Федорович,  
Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут",  
м. Харків, професор кафедри нарисної геометрії та графіки

доктор технічних наук, професор Носко Павло Леонідович,  
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля,  
завідувач кафедри "Машинознавство", м. Луганськ

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор Грибанов Віктор Михайлович, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Луганськ, завідувач кафедри "Прикладна математика"

доктор технічних наук, професор Оніщенко Валентин Петрович, Донецький національний технічний університет, професор кафедри "Основи проектування машин"

доктор технічних наук, професор Тернюк Микола Емануїлович, Інститут машин і систем НАН України, м. Харків, директор інституту

Захист відбудеться 25.06.2009 р. о 11 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д29.051.03 Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля за адресою: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля за адресою: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а.

Автореферат розісланий 23.05. 2009 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Осенін Ю.І.

## **ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ**

Тенденції сучасного розвитку редукторобудування вказують на необхідність удосконалення існуючих і пошуку нових видів зачеплень, що забезпечують високі техніко-експлуатаційні показники зубчастих передач, технологічність їхнього виготовлення. Одним з таких рішень, запропонованих у даній дисертаційній роботі, є синтез високонавантажених механічних зубчастих передач на основі лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь.

**Актуальність теми.** Науково-технічний прогрес потребує вирішення питань підвищення економічності, надійності, якості машин і технічних систем. На сьогодні в Україні, яка володіє розвиненим машинобудівним комплексом, виготовляються десятки мільйонів зубчастих коліс, що є невід'ємною складовою практично усіх машин. Як показує досвід експлуатації, найбільш поширені силові евольвентні передачі та передачі Новікова (передачі з точковим зачепленням) мають обмежені функціональні можливості та резерв для підвищення їх навантажувальної здатності. Так, основний недолік евольвентного зачеплення полягає в обмеженій навантажувальній спроможності через двоопуклий контакт робочих поверхонь зубців; для точкового зачеплення – у відсутності лінійчастого контакту та неможливості отримання прямозубого зачеплення. Спроби усунути недоліки евольвентного й точкового зачеплень шляхом побудови нових обкатних (лінійчастих) уздовж профілю зубця зачеплень з опукло-увігнутих контактом через відсутність узагальненої геометричної теорії, методів аналізу та синтезу таких зачеплень не дали позитивних результатів.

Таким чином, створення високонавантажених механічних передач на основі синтезу лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь є актуальною науково-технічною проблемою машинобудування, розв'язання якої дозволить покращити їх технічний рівень за рахунок зниження контактних і згінних напружень, зменшення зносу, металомісткості, трудомісткості обробки робочих поверхонь, а також підвищення ККД.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами:**

- державна науково-технічна програма "Підвищення надійності й довговічності машин і конструкцій" (постанова КМУ від 28.07.2003, №1174);
- державна науково-технічна програма "Розвиток промисловості на 2003-2011 рр. " (постанова КМУ від 28.07.2003, № 1174);
- урядова програма "Ресурс" (постанова КМУ 8.10.2004 № 2710);
- державна програма розвитку машинобудування України на 2006-2011 рр. (постанова КМУ від 18.04.2006р., № 516);
- держбюджетна НДР ГН-45-07, Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля;
- за планами секції зубчастих передач і редукторів НТТ "Машинобудівник" у 2000-2006 рр.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є синтез високонавантажених механічних передач на основі лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь, що забезпечує

підвищення їх техніко-експлуатаційних показників та технологічність виготовлення.

Поставлена мета досягається шляхом вирішення комплексних наукових задач:

- дослідження питань сучасного стану зубчастих зачеплень і вибір перспективних шляхів удосконалення механічних передач;

- узагальнення теорії зубчастих зачеплень і розробка наукових основ геометро-кінематичного аналізу та синтезу лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь;

- розробки методу синтезу еволютних зубчастих зачеплень для плоских і просторових передач;

- розробки математичних моделей опису геометрії робочих поверхонь зубців для сім'ї зубчастих передач з еволютним зачепленням, дослідження їх якісних та кількісних характеристик;

- проведення порівняльного аналізу техніко-експлуатаційних характеристик еволютних зачеплень з існуючими видами зачеплень, розробка методу розрахунку, контролю виготовлення та складання лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь.

- підтвердження адекватності математичних моделей результатами лабораторних і натурних випробувань дослідних зразків, розробки рекомендацій для виробництва обкатних зубчастих передач з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь.

*Об'єкт дослідження:* процес геометро-кінематичного синтезу спряжених робочих поверхонь лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом.

*Предмет дослідження:* геометро-кінематичні, силові та міцнісні параметри, які визначають техніко-експлуатаційні показники та технологічність виготовлення зубчастих передач з еволютним зачепленням.

**Методи дослідження.** Використовувалися: методи теорії зубчастих передач з використанням основної теореми зачеплення та побудови Бобільє (при моделюванні лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом); методи диференційної та аналітичної геометрії за допомогою розв'язання задачі Коші (при теоретичному визначенні кількісних та якісних показників працездатності зубчастих передач); методи геометричного моделювання на основі теорії критеріального аналізу та чисельного експерименту (при порівняльній оцінці техніко-експлуатаційних характеристик еволютного зачеплення з існуючими видами зачеплень та уточненні рівняння Ейлера-Саварі); методи експериментальних досліджень на фізичних моделях і натурних зразках при оцінці контактних напружень і проведенні випробувань реальних зубчастих коліс у серійному редукторі; методи математичної статистики за допомогою системи MATLAB при обробці результатів експериментальних досліджень.

Сукупність теоретичних та експериментальних методів дослідження дозволила обґрунтувати адекватність розроблених математичних моделей об'єкта та предмета дослідження.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Створено науково-теоретичні основи синтезу високонавантажених механічних передач шляхом застосування лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь, що забезпечують підвищення їх техніко-експлуатаційних показників і технологічність виготовлення.

1. Одержала подальший розвиток геометрична теорія зубчастих зачеплень на основі побудови Бобільє. Для загального випадку зубчастих зачеплень:

а) отримано рівняння Ейлера-Саварі, що дозволило встановити зв'язок радіусів кривини спряжених робочих поверхонь з основними геометро-кінематичними параметрами зубчастих коліс;

б) побудовано математичну модель, що для заданих початкових умов адекватно описує геометрію робочих поверхонь зубців.

Це дозволило:

- отримати аналітичний розв'язок диференціальних рівнянь другого порядку з нероздільними змінними на основі формули радіуса кривини профілю зубця інструментальної рейки та основного рівняння зачеплення в скалярній формі;

- узагальнити існуючі види зачеплень і класифікувати їх за видом контакту;

в) запропоновано та обґрунтовано нові наукові положення та поняття.

Це дало можливість:

- доповнити й узагальнити геометричну теорію зубчастих зачеплень;

- спростити процедуру аналізу та синтезу як плоских, так і просторових зубчастих зачеплень.

2. Уперше розроблено теоретичні основи геометро-кінематичного аналізу та синтезу високонавантажених механічних передач з еволютним зачепленням. При цьому:

а) визначено умови існування лінійчастих з обкатом по висоті зубця й з опукло-увігнутих контактом спряжених поверхонь. Це дало можливість:

- підтвердити необхідну та визначити достатню умови, що забезпечують лінійчастість контакту робочих опукло-увігнутих поверхонь зубців і багатопарність зачеплення в еволютній зубчастій передачі;

- встановити залежність швидкості зближення зубців у зачепленні від передаточного відношення;

б) розроблено математичні моделі аналізу та синтезу зубчастих передач з еволютним зачепленням одностороннім (ЕЗО), двостороннім (ЕЗД), що дозволило:

- для визначених початкових умов описати в аналітичному вигляді геометрію кривої, що є профілем зубця рейки;

- дослідити основні геометро-кінематичні характеристики сім'ї передач з еволютним зачепленням;

- провести порівняльний аналіз якісних і кількісних показників еволютних зачеплень; визначити умови запобігання інтерференції в передачах з еволютним зачепленням при забезпеченні заданого коефіцієнта перекриття.

**Практичне значення одержаних результатів.** На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень розроблено алгоритми й програми розрахунків, практичні рекомендації щодо створення нових конструкцій високонавантажених механічних передач з еволютним зачепленням.

Основні результати дослідження зводяться до такого:

1. Розроблено метод синтезу лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь для плоских та просторових передач. Це дає можливість на етапі проектування зубчастих передач вибирати раціональну геометрію спряжених робочих поверхонь зубців. При цьому:

а) покращено, порівняно з існуючими передачами, техніко-експлуатаційні показники роботи еволютних зубчастих зачеплень, забезпечена їх високо навантажувальна здатність за рахунок зниження в 1,2-1,5 рази контактних і в 1,1-1,3 рази згинних напружень (у порівнянні з передачами Новикова) і зменшення у 2-3 рази зносу (у порівнянні з евольвентними передачами);

б) знижено:

- трудомісткість виготовлення еволютних зачеплень на 8-10% за рахунок остаточної обробки опукло-увігнутих поверхонь зубців звичайними інструментами;

- металомісткість привода на 15-20% за рахунок зменшення його габаритних розмірів;

в) запропоновано рекомендації щодо вдосконалення геометричних параметрів зубчастих зачеплень циклоїдальних, цівкових, ланцюгових передач та передач з точковим контактом.

2. Розроблено метод геометричного розрахунку, контролю виготовлення та складання зубчастих передач з еволютним зачепленням. Це дозволило:

а) запропонувати способи усунення інтерференції еволютного зачеплення шляхом зрізу неробочої поверхні зубця; застосування різнокрокових передач; зменшення висоти головки зубця; фланкування головки зубця; виготовлення різнопрофільного зубця;

б) установити переваги передачі з еволютним зачепленням над існуючими (коефіцієнт перекриття у порівнянні з передачами Новикова значно вищий, як правило, більше двох; питоме ковзання у порівнянні з евольвентними передачами нижче в 1,1-5 разів; відносний критерій товщини масляного шару у порівнянні з евольвентними передачами вищий у 1,1-3 рази; температурний критерій заїдання у порівнянні з евольвентними передачами нижчий у 1,1-5 разів; створено поліпшені умови для мащення зубців у передачах з еволютним зачепленням);

в) обґрунтувати доцільність контролю точності виготовлення зубців за роликками, аналогічно для контролю евольвентних передач;

г) рекомендувати проводити контроль точності виготовлення профілю зубців за допомогою спеціального профілометра, а перевірку якості

виготовлення еволютних передач та їх монтаж здійснювати за допомогою дослідження функції передаточного відношення.

3. Розроблено програми лабораторних та натурних випробувань дослідних передач з еволютним зачепленням у складі серійного редуктора.

Отримано графічні залежності поправкового коефіцієнта, який уточнює розрахунки контактних напружень в опукло-увігнутому контакті за формулою Герца.

На основі аналізу технічних показників підтверджено перевагу передач з еволютним зачепленням і з лінійчастим опукло-увігнутим контактом робочих поверхонь. При цьому для передач з еволютним зачепленням у порівнянні до нормативів технічної діагностики встановлено:

а) зниження рівня шуму на 3-5 %;

б) зменшення температури корпусу редуктора на 17% та підвищення ККД на 1,3-1,7%;

в) прогнозоване підвищення ресурсу передачі на 27% за рахунок зниження контактних напружень.

Отримані результати підтверджено протоколами контрольних випробувань зубчастої передачі тихохідного ступеня мотор-редуктора циліндричного двоступеневого мотор-редуктора 1МЦ2С-100Н-71-4,0-110-УЗ.

Результати теоретичних досліджень є основою для розробки нових високонавантажених зубчастих передач з еволютним зачепленням у різних галузях машинобудування, що реалізовано в технічних рішеннях, новизна яких захищена двома деклараційними патентами України.

Для практичного використання розроблено програми, методики та рекомендації, які впроваджено в АТЗТ НДІ "Редуктор", ВАТ "НДПТМАШ", ХК "Луганськтепловоз", ІМіС НАН України, ВАТ "Майкопський редукторний завод", ДАХК "Артем", СНУ ім. В.Даля, ХНАДУ, НТУ "Харківський політехнічний інститут" і підтверджено відповідними актами. Очікуваний економічний ефект від упровадження еволютних зачеплень у виробництво складає 4 млн грн (економія металу за рахунок підвищення навантажувальної здатності).

**Особистий внесок здобувача.** Усі наукові результати, що виносяться на захист, одержано автором особисто і в основному викладені в роботах, опублікованих одноосібно. У працях, написаних у співавторстві здобувачу належить таке: побудова форми тіла для моделювання просторової зубчастої передачі [13, 15, 28]; складання рівнянь зубчастих зачеплень [14, 43]; дослідження впливу похибок виготовлення та монтажу на функцію передаточного відношення зубчастої передачі [8, 31]; побудова та дослідження геометрії еволютного зачеплення [20, 26, 33, 36, 41]; дослідження геометро-кінематичних показників зубчастої передачі [19, 21, 24, 39]; складання в загальному вигляді рівняння Ейлера-Саварі [22]; метод синтезу лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактуванням робочих поверхонь [9, 30, 32, 40]; методика проектування нового еволютного зачеплення [23, 29, 37, 42]; формула впливу похибки міжосьової відстані на

кут зачеплення в передачах Новікова [1-3]; узагальнення теорії зубчастих зачеплень та її подальший розвиток [7, 12, 34, 38].

**Апробація результатів дисертації.** *Основні положення та результати, що викладені в дисертаційній роботі, доповідалися й обговорювалися:*

*на міжнародних науково-практичних конференціях:*

- "Наука і соціальні проблеми суспільства: людина, техніка, технологія, довкілля" (м. Харків, 2001-2003 рр.);

- "Динаміка наукових досліджень" (м. Дніпропетровськ-Дніпродзержинськ-Харків, 2002р.);

- "Наука і освіта" (м. Дніпропетровськ-Донецьк, 2003 р.).

*міжнародних науково-технічних конференціях:*

- "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и редукторов" (м. Севастополь, 2001-2008 рр.);

- "Механіка механізмів" (м. Хмельницький, 2002р.);

- "Проблеми машинознавства" (м. Луганськ, 2003, 2007рр.);

- "Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве" (м. Харків, 2002- 2004 рр.);

- "Прогресивна техніка і технологія-2003" (м. Київ-Севастополь, 2003р.),

*на міжнародних симпозиумах:*

- VI міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2003р.),

*Окремі положення дисертації обговорювались на тематичних семінарах і конференціях Харківського національного технічного університету "ХПІ" (м. Харків, 2000-2004 рр.), Харківського національного автомобільного університету (м. Харків, 2001-2004 рр.), Миколаївського університету кораблебудування ім. адм. Макарова (м. Миколаїв, 2005р.), Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля (м. Луганськ, 2002-2004 рр.).*

*У цілому дисертація доповідалася на:*

- наукових семінарах кафедри "Інженерна та комп'ютерна графіка" Харківського національного автомобільного університету (м. Харків, 2004-2008рр.);

- наукових семінарах кафедри "Деталі машин і прикладна механіка" Харківського національного технічного університету "ХПІ" (м. Харків, 2004-2006 рр.);

- науковому семінарі кафедри "Деталі машин" Національного університету "Львівська політехніка" (м. Львів, 2006р.);

- науковому семінарі кафедри "Теоретична механіка і машинознавство" Одеського національного технічного університету (м. Одеса, 2007р.);

- на науковому семінарі кафедри "Машинознавство" Східноукраїнського національного університету ім. В.Даля (м. Луганськ, 2005-2009 рр.).



**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 43 наукові праці. З них: 1 монографія, 32 статті у фахових виданнях, 2 деклараційні патенти України, 8 доповідей і тез на науково-технічних конференціях.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, семи розділів і восьми додатків. Повний обсяг дисертації містить 425 сторінок, з яких 13 таблиць уміщено на 10 сторінках, 124 рисунки - на 56 сторінках. Список використаних літературних джерел, що складається із 201 найменування, викладено на 21 сторінці.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

У вступі обґрунтовано актуальність і дана загальна характеристика роботи, визначено об'єкт, предмет, сформульовано мету та задачі дослідження; вказується на зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; охарактеризовано елементи наукової новизни одержаних результатів, їх практична значущість; виокремлено особистий внесок автора в наукових публікаціях у співавторстві, наведено загальні дані про апробацію результатів роботи.

**У першому розділі** проведено огляд наукових праць в області теорії зачеплень, розглянуто основні методи аналізу і побудови зачеплень, переваги та недоліки існуючих зачеплень. Показано, що розвиток машинобудівного комплексу потребує істотного збільшення навантажувальної здатності привідної техніки, нарощування потужності та зростання продуктивності машин, зменшення їх габаритів і маси, підвищення експлуатаційних показників. Розв'язання цієї проблеми можливе шляхом створення нових зубчастих зачеплень на основі лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутим контактом робочих поверхонь, які мають високі технічні й експлуатаційні характеристики, розробки методу їх аналізу та синтезу.

Історія теорії зачеплень нараховує п'ять століть. Від Д. Кардано, Л. Ейлера, Т. Олів'є та Х.І. Гохмана, що запропонували й установили основні умови побудови будь-якого зачеплення, до Ф.Л.Литвина, який звів в одну велику монографію результати досліджень багатьох учених різних країн, - такий шлях пройшла теорія зачеплень. Значний внесок у геометричну теорію зубчастих зачеплень зробили й українські вчені, зокремо: В.Л.Устиненко, К.І.Заблонський, В.М.Грибанов, М.Е.Тернюк, А.В.Павленко, А.Ф.Кириченко, В.П. Оніщенко, В.П. Шишов, М.Л. Утутов, О.П. Попов та багато інших.

Найбільш поширеним є евольвентне зовнішнє зачеплення. Його перевагами є: проста технологічна форма профілю інструмента, незначна чутливість до похибок виготовлення зубчастих коліс, можливість застосування в силових передачах тощо. Основними недоліками цього зачеплення є недостатня контактна міцність контактуючих зубців, бо в контакті перебувають дві опуклі поверхні, невисокий коефіцієнт перекриття та значні втрати на тертя. Аналіз відомих наукових праць В.О.Гавриленко, В.М. Кудрявцева, Е.Л. Айрапетова, М.Л. Єріхова, І.О. Болотовського, К.І. Заблонського, М.І.Колчина, І.І. Дусєва та багатьох інших, у яких головною

метою було поліпшення робочих характеристик евольвентних передач, свідчить про відсутність суттєвого резерву для підвищення їх навантажувальної здатності.

У циклоїдальному зачепленні в контакті знаходяться опукла й увігнута поверхні, що підвищує контактну міцність передач. Однак це зачеплення не застосовується у високонавантажених передачах у зв'язку з дуговою лінією зачеплення, низьким ККД. До того ж для виготовлення цього зачеплення використовуються два інструменти, що не тільки не технологічно, але й підвищує можливість виникнення додаткових похибок виготовлення зубчастих коліс.

М.Л.Новіковим у 1954р. запропоновано нове точкове зачеплення яке спрямоване на підвищення контактної міцності за рахунок використання опукло-увігнутого контакту робочих поверхонь. Однак у необкатних передачах з точковим зачепленням контактування відбувається на невеликій частині зубців (крім передач з вузькими колесами). До того ж, передача Новікова не може бути прямозубою.

Слід відмітити праці В.Шульца, А.Роано, Е.Вільдгабера, А.І.Тайнова, Г.О.Журавльова, О.П.Попова, які були спрямовані на пошук можливості вдосконалення передач з опукло-увігнутим контактом. Проте спроби поєднання позитивних якостей евольвентних і точкових зачеплень шляхом розробки нових силових зубчастих передач, які б мали високі показники працездатності, через відсутність узагальненої теорії геометро-кінематичного аналізу та синтезу зачеплень не дали позитивних результатів.

Проведений системний аналіз праць в області високонавантажених механічних передач зачепленням дозволяє зробити такий висновок: дотепер відсутні науково-теоретичні основи створення високонавантажених передач із високими техніко-експлуатаційними показниками на основі синтезу лінійчастих зачеплень з опукло-увігнутим контактом робочих поверхонь.

**У другому розділі** теоретично досліджено геометрію зубчастих зачеплень, запропоновано рекомендації щодо вдосконалення зубчастих зачеплень циклоїдальних, цівкових і ланцюгових передач.

Для загального випадку зачеплень розроблена математична модель геометричного опису робочих поверхонь зубців, яка враховує зв'язок радіусів кривини спряжених робочих поверхонь з основними геометро-кінематичними параметрами зубчастих коліс.

На основі порівняльного аналізу доведено, що кращим серед методів вивчення геометрії зубчастих зачеплень та покращення їх геометро-кінематичних параметрів слід уважати метод, коли застосовується побудова Бобільє (рис.1-4). За допомогою побудови Бобільє виконувалася заміна зубчастої передачі чотириланковим механізмом, у якого є три рухомі ланки. Дві ланки  $O_1A$  та  $O_2B$ , що обертаються, мають осі  $O_1$  та  $O_2$ , які співпадають з осями зубчастих коліс. Третя рухома ланка  $AB$  виконує плоскопаралельний рух, тому вона має миттєвий центр швидкості (МЦШ) – точку  $D$ , що належить цій ланці та в кожному мить є нерухомою. Точка контакту двох зубців  $K$  і полюс зачеплення  $W$  повинні належати лінії, що з'єднує центри кривини контактуючих поверхонь. Остання лінія і є ланкою, що виконує

плоскопаралельний рух. Частковий випадок побудови Бобільє відповідає евольвентній передачі, коли МЦШ ланки  $AB$  знаходиться в нескінченності (рис.2). Для передачі, що відтворює опукло-увігнутий контакт, точка контакту повинна завжди знаходитися поза центрами кривини в будь-який бік (рис. 3, 4). Для загального випадку зубчастих зачеплень рівняння Ейлера-Саварі матиме вигляд:

$$, \quad (1)$$

де  $\alpha$  – змінний кут зачеплення;  $\beta_i$  – кут зміщення, який утворюють між-осьова лінія та лінія, що з'єднує центр кривини з відповідною віссю обертання;  $r_i$  – радіуси кривини робочих поверхонь;  $R_i$  – радіуси ділільних кіл зубчастих коліс;  $l$  – полюсна відстань (від точки контакту до полюса зачеплення).

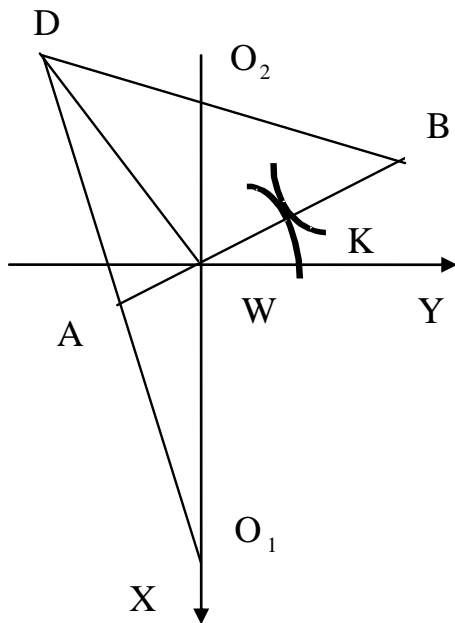


Рис.1. Побудова Бобільє для двоопуклого контакту

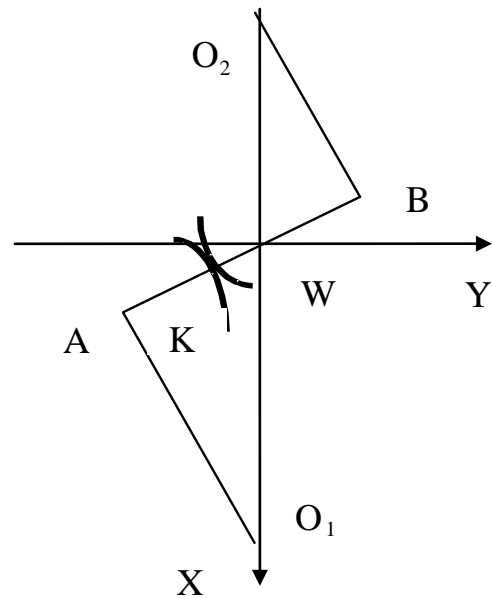


Рис.2. Побудова Бобільє для евольвентного зачеплення

Рівняння (1) для часткового випадку, яким є евольвентне зачеплення, матиме відомий вигляд, якщо  $\beta_2 = -\beta_1 = \alpha$ . За допомогою рівняння (1) можна визначити радіус кривини спряженої поверхні.

Проблема опукло-увігнутого контакту може бути розв'язана тільки тоді, коли виконуються певні умови. Проведені теоретичні дослідження геометрії зубчастих зачеплень дозволили визначити умови існування лінійчастих із обкатом по висоті зубця й з опукло-увігнутих контактом спряжених поверхонь. Доведено, що: МЦШ повинен бути розташований із протилежної сторони від полюса зачеплення відносно точки контакту; величина відстані від МЦШ до міжцентрової лінії, що визначає співвідношення радіусів кривизни спряжених поверхонь, що сполучають,

повинна регламентуватися умовами на створення передачі. Крім того закон зміни цієї відстані повинен бути визначений попередньо.

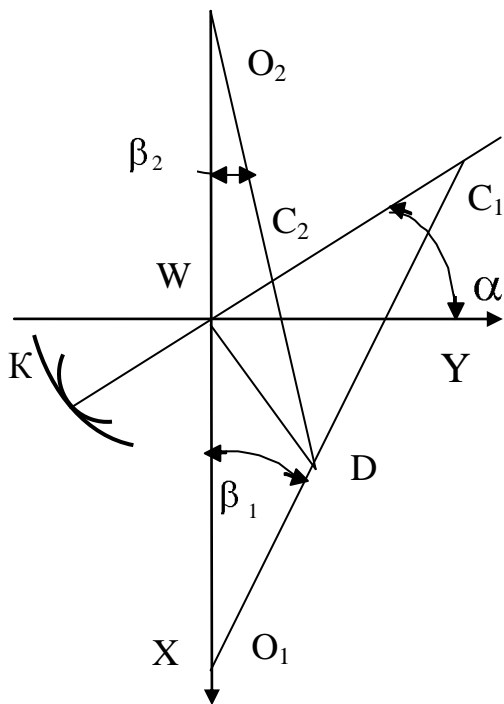


Рис.3. Побудова Бобільє для опукло-увігнутого контакту

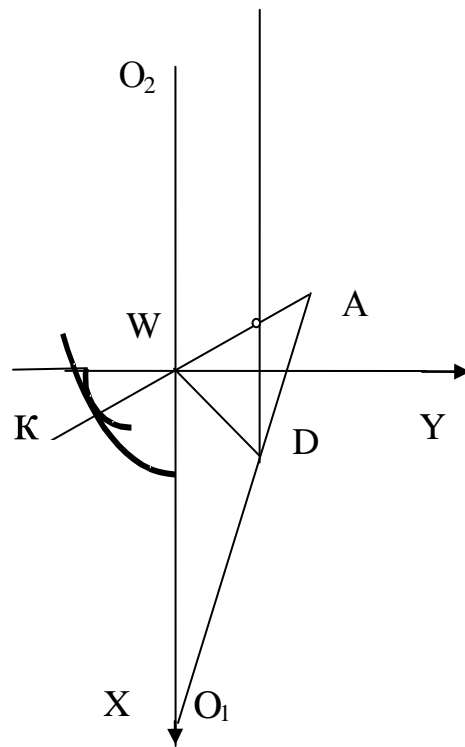


Рис.4. Побудова Бобільє для рейкового зачеплення

У роботі дістала подальший розвиток теорія зубчастих зачеплень. Це дало можливість за допомогою побудови Бобільє підтвердити не тільки необхідну умову (збіг обох контурів профілів зубців інструментальних рейок для нарізання зубчастих коліс однієї передачі), але й установити достатню умову для побудови профілю інструмента. Остання полягає в забезпеченні загальної нерухокої центроїди швидкостей шатуна чотириланкового механізму, який замінює зубчасте зачеплення. При цьому центр кривини бічної поверхні зубчастої рейки в нерухомій системі координат переміщується по прямій лінії, що паралельна міжцентровій. Тоді в момент переспряження зубців кутова швидкість ланки  $AB$  (рис.1) буде однаковою для обох пар зубців. Для косозубих передач ця умова необхідна в будь-який момент часу контакту.

З погляду плавного переспряження між зубцями як в косозубій, так і в прямозубій передачах установлена обов'язкова умова: у момент знаходження в зачепленні двох або більше пар зубців МЦШ повинен бути єдиним.

З урахуванням визначених умов побудована узагальнена математична модель, що описує геометрію робочих поверхонь зубців будь-яких зачеплень.

Для цього, урахуваючи рис.5, запишемо

$$K_{(1,2)}W_{(1,2)}=C_{(1,2)}K_{(1,2)}-C_{(1,2)}W_{(1,2)} \quad (2)$$

або

(3)

Зважаючи на основне рівняння зачеплення, яке наводиться Ф.Л.Литвином,

(4)

маємо

(5)

де  $x, z$  – координати точки контакту на лінії зачеплення;

$x, y$  – координати точки профілю зуба;

$y', y''$  – перша та друга похідні функції, що описує профіль зуба  $y(x)$ ;

$w$  – відстань від центра кривини до полюса зачеплення.

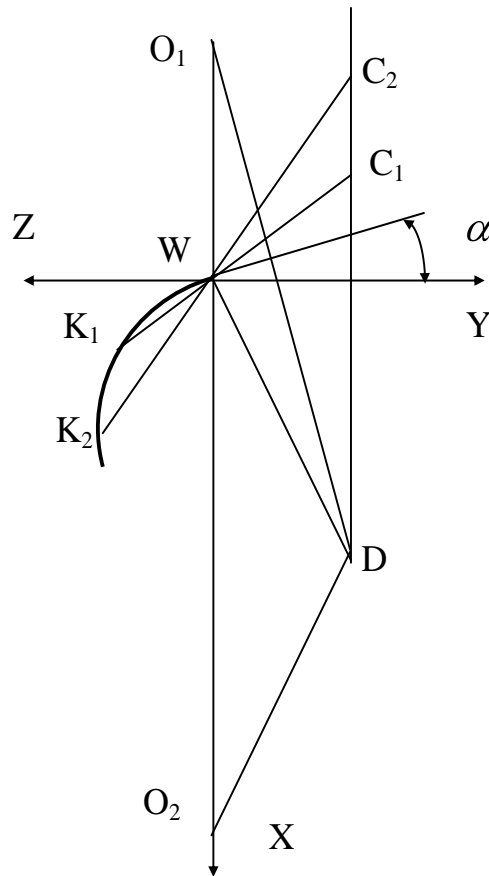


Рис. 5. Побудова рейкового зачеплення з опукло-увігнутим контактом робочих поверхонь

Звідки

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)^{3/2}}{x\sqrt{1 + y'^2} + y'w} \quad (6)$$

А якщо відстань від полюса зачеплення до центра кривини  $w$  визначити через відстань  $k$  між міжосьовою лінією та лінією, що проходить через МЦШ паралельно міжосьовій, тоді

(7)

бо

(8)

Отже, з урахуванням (2)-(8) отримаємо диференційне рівняння другого порядку, що описує робочу поверхню зуба рейки, у вигляді

(9)

Розв'язати рівняння (9) у загальному вигляді неможливо, аналітично можна лише знизити порядок похідної

Наближене рішення знайдено у формі полінома такого вигляду

(10)

якій описує профіль зубця рейки (або інструмента для нарізання зубчастих коліс методом обкату). Слід відмітити, що профіль зубця залежить від початкових умов (кут зачеплення в полюсі передачі) та вибраного коефіцієнта  $k$ , якому дано назву коефіцієнта різноманітності. Від нього безпосередньо залежить форма робочої поверхні зубців інструмента та зубчастих коліс. Аналіз  $k$  показав: при  $k = \infty$  зачеплення буде евольвентне, для  $k = 0$  - циклоїдальне, а нове зачеплення необхідно шукати в цих межах.

Розв'язання (9) виконувалось за допомогою розробленого програмного комплексу Vissim, який дає можливість отримати аналітичне рішення диференціальних рівнянь с нероздільними змінними.

За результатами розрахунків розроблено практичні рекомендації щодо вдосконалення робочих поверхонь зубчастих зачеплень циклоїдальних, цівкових і ланцюгових передач з метою підвищення їх навантажувальної здатності. При цьому доведено, що для циклоїдальних зачеплень радіуси дуг у дополюсній і заполюсній зонах слід підбирати з умови багатопарності зачеплення; для цівкових і ланцюгових вибір раціональних параметрів опукло-увігнутих профілів зубця зірочки необхідно здійснювати на основі побудови Бобільє та розв'язання відповідного диференціального рівняння.

Таким чином, на основі проведених досліджень, отримала подальший розвиток геометрична теорія зубчастих зачеплень, яка дозволила: узагальнити існуючі види зачеплень за видом контакту та теоретично обґрунтувати можливість створення нових видів зачеплення.

У **третьому розділі** розглянуто теоретичні питання синтезу й аналізу нового виду зубчастого зачеплення, представлено результати дослідження

характеристик сім'ї еволютних зачеплень, розроблено рекомендації щодо вдосконалення зубчастих зачеплень з точковим контактом.

Оскільки лінія центрів кривини будь якої кривої є її еволюта, автором роботи запропоновано по еволюті будувати її інволюту, яка є лінією зачеплення нових передач. Тому назва нового зачеплення - еволютне.

Проведений аналіз (9) показав, що залежно від величини коефіцієнта різноманітності маємо два типи еволютного зачеплення. Якщо  $k > m$ , (модуль передачі), то існує ЕЗД, у якого зубці мають опуклу головку та увігнуту ножку. А якщо  $k < m$ , то маємо ЕЗО, у якого зубці шестірні мають опуклу форму, а зубці колеса – увігнуту або навпаки. Схеми зачеплення та приклад реалізації передачі з ЕЗО наведено на рис. 6, 7.

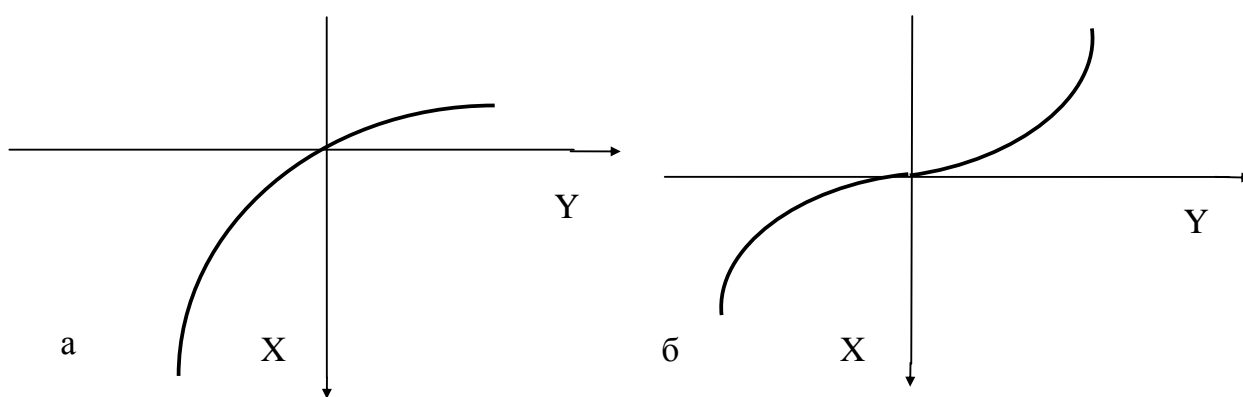


Рис. 6. Лінії зачеплення: а - ЕЗО; б - ЕЗД



Рис.7. Приклад реалізації зубчастої передачі з ЕЗО  
(Деклараційний патент України № 68700А)

Виконано синтез еволютного зачеплення, при якому, для визначених початкових умов (у момент  $x=0$  точка контуру повинна знаходитися в полюсі зачеплення  $y=0$ ; тангенс кута зачеплення в полюсі зачеплення має бути

більшим від значення коефіцієнта тертя  $y'(0) \geq f$ ), для різних  $k$  отримано двадцять одне зачеплення із сім'ї еволютних, з яких тринадцять – односторонні, а інші – двосторонні. Основні характеристики варіантів еволютного зачеплення подано в табл.1.

Таблиця 1

Характеристики варіантів еволютного зачеплення

Позначення	Коефіцієнт перекриття $\varepsilon$	Максимальний коефіцієнт відносного ковзання $\lambda$	ККД $\eta$	Тангенс кута зачеплення в полюсі	Висота головки зуба шестірні $h_2$	Висота головки зуба колеса $h_2$
A1	2.52	0.08	0.96	0.10	0.5m	1.0 m
A2	2.13	0.12	0.97	0.16	0.5m	1.0 m
A3	2.66	0.10	0.97	0.17	0.5m	1.0 m
B1	2.20	0.10	0.97	0.14	0.6m	1.0 m
B2	2.28	0.10	0.97	0.17	0.6m	1.0 m
B3	2.36	0.16	0.98	0.23	0.6m	1.0 m
B5	1.18	0.12	0.98	0.60	1.0 m	1.0 m
C1	2.93	0.04	0.95	0.05	0.6m	1.0 m
C2	2.36	0.07	0.97	0.07	0.5m	0.5 m
C5	1.52	0.11	0.97	0.41	1.0 m	1.0 m
C6	1.46	0.11	0.98	0.43	1.0 m	1.0 m
C7	1.26	0.12	0.98	0.51	1.0 m	1.0 m
C8	1.11	0.12	0.98	0.51	1.0 m	1.0 m
D2	1.47	0.07	0.94	0.07	1.0 m	1.0 m
D3	1.22	0.09	0.95	0.07	1.0 m	1.0 m
E1	2.28	0.07	0.96	0.07	1.0 m	1.0 m
E2	1.39	0.07	0.94	0.07	1.0 m	1.0 m
E4	1.56	0.08	0.95	0.05	1.0 m	1.0 m
E5	1.33	0.09	0.96	0.06	1.0 m	1.0 m
E6	1.20	0.10	0.97	0.06	1.0 m	1.0 m
E7	1.15	0.11	0.97	0.07	1.0 m	1.0 m
E8	1.18	0.11	0.97	0.07	1.0 m	1.0 m

Як видно з табл. 1, є широкий діапазон варіювання основними характеристиками еволютного зачеплення. За результатами теоретичного аналізу встановлено, що в усіх еволютних зачеплень досить великий ККД (0.94-0.98), навіть при врахованому великому значенні коефіцієнта тертя; низький коефіцієнт питомого ковзання (0.04-0.16); високий коефіцієнт



перекриття (1.1-3.0), який може бути ще вищим, що дозволяє зменшити головку зубця; тангенс кута зачеплення в полюсі в межах 0.045-0.61; висота головки зубця – 0.5-1.0m.

Проведений аналіз зачеплень дозволив отримати геометро-кінематичні характеристики еволютного зачеплення у залежності від основних параметрів передачі: зведений радіус кривизни - від передаточного числа, коефіцієнта різноманітності, кількості зубців, кута зачеплення; коефіцієнт питомого ковзання - від передаточного числа; коефіцієнт перекриття – від кількості зубців, передаточного числа.

Аналіз отриманих результатів показав, що: для найбільш навантажених передач доцільно застосовувати контур зачеплення С1 з найбільшим коефіцієнтом перекриття та з досить високим ККД; для забезпечення мінімальних енергетичних витрат доцільно використовувати контур зачеплення С8 з максимальним ККД; для передач з незадовільним мащенням з метою усунення заїдання необхідно застосовувати контур В5 з найбільшим кутом зачеплення в полюсі; з метою отримання мінімального зносу рекомендовано застосовувати варіант зачеплення С1, який забезпечує найменше значення коефіцієнта питомого ковзання; для зменшення виробничих витрат можливо використовувати контур зачеплення С2 з висотою головки зубця шестірні та колеса в два рази нижчий від загальноприйнятих; з метою усунення загострення зубців слід використовувати еволютне двостороннє зачеплення Е1; за перекриття більше ніж 2 можливе зменшення висоти головки зубця до 0,5m, що дозволить усунути інтерференцію, знизити на 8-10% трудомісткість виготовлення зубчастих коліс (в порівнянні з передачами Новікова).

На основі проведених досліджень розроблено методику геометричного розрахунку високонавантажених лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактом, що дозволяє на етапі проектування вибирати раціональну геометрію спряжених робочих поверхонь зубців.

Розглянуто питання вдосконалення точкового зачеплення. На основі проведених досліджень запропоновано новий вихідний контур інструмента для нарізання методом обкатки передач Новікова з двома контактними лініями (рис.8). При цьому забезпечуються плавний перехід при формуванні западини зубця шестірні; плавний перехід у зоні полюса зачеплення; ураховуються форма та розміри плями контакту в зачепленні з точковим контактом робочих поверхонь.

**У четвертому розділі** доповнена й узагальнена геометрична теорія просторових зубчастих зачеплень, удосконалені методики синтезу та аналізу просторових зубчастих зачеплень.

За допомогою геометричного та кінематичного способів проведено дослідження з вирішення питання про існування єдиної осі зачеплення. В геометрії зачеплень відомо, що для плоских передач вісь зачеплення - це пряма лінія, точки якої ділять відстань між осями обертання на відрізки, що обернено пропорційні до кутових швидкостей. Якщо застосувати те ж саме

визначення для просторових, що і для плоских передач, то матимемо (див. рис.9)

$$BK^2=(d-x)^2+z^2; \quad AK^2=x^2+y^2, \quad (11)$$

де  $d$  – найкоротша відстань між осями обертань  $OO_1$ ,  
 $x, y, z$  – координати точки  $K$ .

Рівняння поверхні, яке задовольняє зазначеній умові,

$$(d-x)^2+z^2=i^2(x^2+y^2) \quad (12)$$

є рівнянням однопорожнинного гіперболоїда, а в окремому випадку (передаточне число  $i=1$ ), гіперболічного параболоїда. В обох випадках їх можна представити сім'єю прямих ліній. Наприклад, для гіперболоїда (12)

$$\begin{aligned} d-x(1+i) &= u_w(iy-z); \\ u_w d - u_w x(1-i) &= iy+z, \end{aligned} \quad (13)$$

де  $u_w$  – коефіцієнт, значення якого визначено з умови проходження осі зачеплення через полюс зачеплення:  $u_w=0$ . І тоді

$$\begin{aligned} (i+1)x-d &= 0; \\ iy+z &= 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Другий варіант сім'ї прямих буде отримано, якщо змінити напрямок осі  $OZ$ , тому що гіперболоїд (14) є симетричним відносно площини  $XOY$ :

$$\begin{aligned} (i+1)x-d &= 0; \\ iy-z &= 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Для випадку  $i=1$  (наприклад, гвинтові колеса)

$$\begin{aligned} 2x-d &= 0; \\ y-z &= 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Твірна пряма (рис.9) зобов'язана належати однопорожнинному гіперболоїду, вісь обертання якого є задана вісь  $WK$  (наприклад,  $OZ$ ), а радіус горла дорівнює заданому  $r_2$ . Рівняння цього гіперболоїда має такий вигляд:

$$c^2x^2+c^2y^2-r_2^2z^2-A^2=0 \quad (17)$$

де  $c$  – уявна півосі,  $A$  – добуток величин  $r_2$  і  $c$ .

Для гіперболоїда (17) сім'я прямих записується так:

$$\begin{aligned} cx+r_2z &= v(r_2c-cy) \\ v(cx-r_2z) &= r_2c+cy \end{aligned} \quad (18)$$

для якої значення коефіцієнта  $v$  з тої ж початкової умови  $v=1$ . Тоді

$$\begin{aligned} cx+cy+r_2z-r_2c &= 0; \\ cx-cy-r_2z-r_2c &= 0. \end{aligned} \quad (19)$$

Параметрами канонічної форми твірної  $l, m, n$  (19) є

$$l=0; \quad m=-(1+i); \quad n=i(i+1), \quad (20)$$

для твірної прямої (20)

$$l_1=0; \quad m_1=2r_2c; \quad n_1=-2c^2. \quad (21)$$

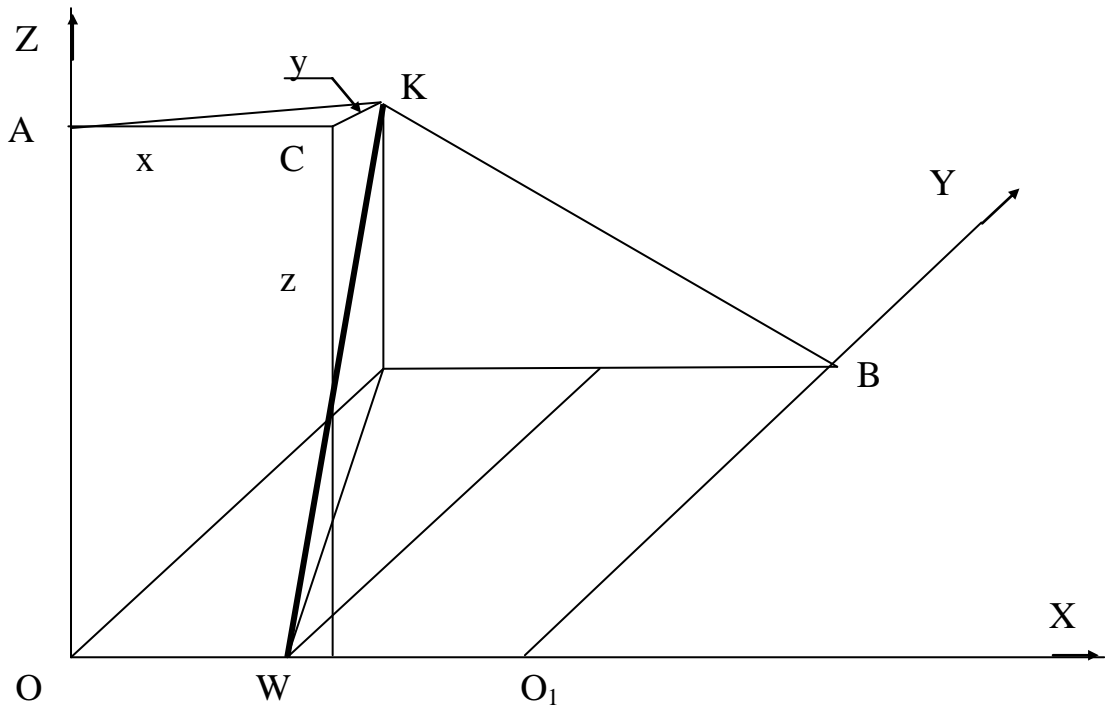


Рис.9. Розташування осі зачеплення в просторовій передачі

Щоб ця твірна була загальною, тобто була віссю зачеплення, необхідно виконати умови

$$2r_2ck_r = -(1+i); \quad -2c^2k_r = i(i+1), \quad (22)$$

де  $k_r$  – коефіцієнт пропорційності. Тоді

$$c = r_2i; \quad k_r = -(1+i)/2r_2^2i. \quad (23)$$

Форма шестерні для передачі з перехресними осями описується рівнянням

$$i^2(x^2+y^2) - z^2 - i^2r_2^2 = 0. \quad (24)$$

Для варіанта ( $i=0$ )  $l_1=0$ ;  $m_1 = n_1=2$ ;  $c=2r_2$ . Тоді рівняння гіперboloїда має вигляд

$$x^2+y^2 - z^2 - r_2^2 = 0. \quad (25)$$

Отже, отримана поверхня гіперboloїда обертанням прямої лінії, яка проходить через полюс зачеплення, доводить, що для всіх типів просторових передач (гіпоїдних, гвинтових, черв'ячних, спіроїдних, гіперboloїдних та ін.), незалежно від величини кута між осями обертання, існує єдина вісь зачеплення, котра є твірною однопорожнинного гіперboloїда.

Аналогічний результат був отриманий автором й кінематичним способом. При цьому встановлено, що вісь зачеплення розташована в площині, яка паралельна обом осям обертання, а вектор відносного обертання завжди спрямований уздовж цієї осі зачеплення. Положення осі зачеплення просторової передачі залежить від її розмірів, відстані між осями та передаточного числа.

Знаходження осі обертання дозволяє для загального випадку отримати форму початкової поверхні шестірні для передачі з перехресними осями, спростити процедуру проектування просторової зубчастої передачі за критеріями її працездатності.

Удосконалено методики синтезу й аналізу просторових зубчастих зачеплень. Доведено, що розрахунок зубчастої просторової передачі слід проводити як еквівалентної циліндричної передачі в площині зачеплення; гіпоїдну та гвинтову передачі можна розглядати як наближені варіанти гіперболоїдних передач; передачі з круговим, а також арочним зубцями не можуть бути виконані з еволютним зачепленням через змінний кут нахилу зуба. На основі отриманих результатів чісельного експерименту проведено порівняльний аналіз якісних показників роботи просторових зубчастих зачеплень. Показано, що найвищий ККД мають гіпоїдні та гіперболоїдні передачі (0,938-0,945). При цьому встановлено, що в гіпоїдних передачах ККД вищий за рахунок колової форми зубця; гіперболоїдні мають максимальний ККД у випадку, коли кут нахилу осі зачеплення дорівнює куту нахилу зубців; застосування зачеплень з опукло-увігнутих контактуванням робочих поверхонь покращує ККД приблизно на 1%.

За результатами проведених досліджень розроблено рекомендації щодо вдосконалення техніко-експлуатаційних показників роботи просторових зубчастих передач за рахунок застосування еволютного зачеплення. Рекомендовано в якості передачі з еволютним зачепленням із великим значенням висотного коефіцієнта перекриття застосовувати як одностороннє зачеплення з неповною висотою зубця, так і двостороннє зачеплення.

**У п'ятому розділі** розглянуто питання виробництва та контролю зубчастих передач з еволютним зачепленням.

На основі розв'язків, отриманих у другому розділі, запропонована методика проектування профілю зубця інструмента при виготовленні зубчастих передач з еволютним зачепленням. При цьому показано, що виготовлення коліс зубчастих передач із зовнішнім зачепленням може бути здійснено методами обкатки та копіювання традиційними способами виготовлення; для передач із внутрішнім зачепленням метод копіювання не прийнятний; конструктивно неможливо виконувати передачі з еволютним зачепленням для випадку циліндричних коліс з арочним зубом, конічних та гіпоїдних передач з круговими зубцями. Вказані передачі будуть працювати як передачі з точковим зачепленням.

Вирішено питання щодо усунення інтерференції в зубцях еволютного зачеплення. За допомогою комп'ютерного моделювання розглянуто причини виникнення негативних явищ інтерференції, які є основним недоліком передач з еволютним зачепленням. Проведені дослідження дозволили запропонувати способи уникнення інтерференції зубців за рахунок зрізу неробочої поверхні зубця (для нереверсивних передач) або створення різнокрокових передач (для реверсивних передач); зменшення висоти головки зубця при великих значеннях коефіцієнта перекриття; фланкування головки зубця за рахунок зменшення зведеного радіуса кривини на вершинах

головок зубців; виготовлення різнопрофільного зуба (профіль ЕЗО для більш навантаженої поверхні, а профіль ЕЗД для менш навантаженої);

Досвід виробництва та експлуатації зубчастих передач показує, що серед похибок виготовлення та монтажу, у тому числі й для передач з еволютним зачепленням, найбільш чутливими є ексцентриситет ділильного кола, відповідний циклічній похибці передачі, та похибка колового кроку, яка відповідає відхиленню кроку зачеплення. На основі проведених досліджень передач з криволінійною лінією зачеплення з метою спрощення оцінки контролю запропоновано: попередню оцінку точності виготовлення зубців здійснювати контролем за роликками, аналогічно контролю евольвентних передач; контроль точності виготовлення профілю зубців проводити за допомогою спеціального профілометра.

Як попередній критерій точності виготовлення шестірні рекомендовано прийняти контроль глибини врізання за допомогою роликів, який необхідно виконувати після знаходження середнього положення ексцентриситету ділильного діаметра шестірні. Кінцеву перевірку якості виготовлення еволютних зачеплень потрібно проводити за допомогою дослідження функції передаточного відношення.

Для знаходження функції передаточного відношення  $f_1, f_2, f_3$  запропоновано методику, згідно з якою використовуються три довільні передачі 1, 2, 3 однакових розмірів і характеристик. На паралельних осях  $AA'$  і  $BB'$  установки (рис.10) розміщені дослідні I і II та II і III (або I і II та III і IV', або III і IV та III' і IV') шестірні з однаковим передаточним відношенням. Між дослідною шестірнею II (або IV, або IV') та диском розбіжності V розміщується датчик VI. При обертанні вала  $AA'$  з постійною кутовою швидкістю між диском розбіжності та дослідною шестірнею виникає кут відхилення, котрий фіксується вимірювальною апаратурою за допомогою струмозйомника.

Вимірюються відносні функції  $f_{12}, f_{13}, f_{23}$ , що є сумарними для кожної пари передач

та за допомогою рівнянь

знаходяться абсолютні похибки кожної передачі.

Розшифровка похибки передачі виконується за допомогою осцилограми функції передаточного відношення, наведеної на рис. 11, де зображена крива коливальна, яка викликається ексцентриситетом осі обертання. Для відомих амплітуд  $a_1$  та  $a_2$  можна записати пропорцію

$$(26)$$

де  $e$  – ексцентриситет ділильного кола, що визначається з вимірювань шестірні. З (26) знаходиться похибка кругового кроку шестірні  $\Delta t$  за її оберт на кут  $\varphi$ .

$a_i$ , мкм

Рис.11. Осцилограма функції передаточного відношення  
 Н зубчастої передачі 1643-81  
 можливо застосовувати и для передач з еволютним зачепленням. При цьому рекомендовано: визначення відносного розміру плями контакту по висоті зуба виконувати в залежності від висоти бокової поверхні  $h_p$ , яка у свою чергу залежить від передаточного числа; норми плавності встановити в залежності від передаточного числа та модуля передачі.

Як показує аналіз, функція передаточного відношення залежить також від виду та похибок зачеплення. Результати досліджень дозволили встановити залежність передаточного відношення від швидкості наближення зубців в зачепленні. Якщо відома швидкість зближення зубців  $V_{y0}$  та номінальна обертальна швидкість колеса  $\omega_{10}$ , то функція передаточного відношення в цьому випадку дорівнює

де  $r$  – радіус ділильного кола;  $u_0$  – швидкість удару в зачепленні;  $u_0$  – номінальне передаточне число.  
 визначається за формулою

де  $\alpha$  – кути контактування, які утворюють радіуси, що проведені в точку контакту  $(x, z)$ , з міжцентровою лінією, і визначаються за формулами:

**У шостому розділі** проведена теоретична оцінка ефективності застосування еволютного зачеплення у високонавантажених зубчастих передачах. Оцінка ефективності проводилася за результатами чісельного експерименту шляхом порівняння геометро-кінематичних характеристик еволютних зубчастих зачеплень з евольвентними, параметри яких змінювалися в таких діапазонах: передаточне число  $u=1 \div 5$ , кількість зубців шестерні від 8 до 15. Методика досліджень полягала в побудові й аналізі геометро-кінематичних характеристик у залежності від висоти зубця  $h$  в одиницях модуля, деякі з них наведені у вигляді графіків на рис. 12-22 з позначеннями:

— - евольвентна передача з кутом профілю на початковій прямій 0,349 рад; - - - - евольвентна передача з кутом профілю на початковій прямій 0,463 рад; —▲— - передача з еволютним зачепленням.

Відповідними горизонтальними лініями на рис. 12-22 позначені зони однопарного зачеплення.

h

$V_k(h)$

$V_{\Xi}(h)$

Рис.12. Відносна швидкість ковзання  $V_k(h)$

Рис. 13. Відносна сумарна швидкість  $V_{\Xi}(h)$  зміщення точок контакту в зубчастій передачі

h

h

0.5

0.5

0

0

-0.5

0.5

-1

-1

$k(h)$  $\lambda(h)$ 

0 4 8 12 16. м

-8 -6 -4 -2 0

Рис. 16. Зведена кривина  $k(h)$  в зачепленні зубчастій передачі

Рис. 17. Коефіцієнти питомого ковзання  $\lambda(h)$  в зубчастій передачі

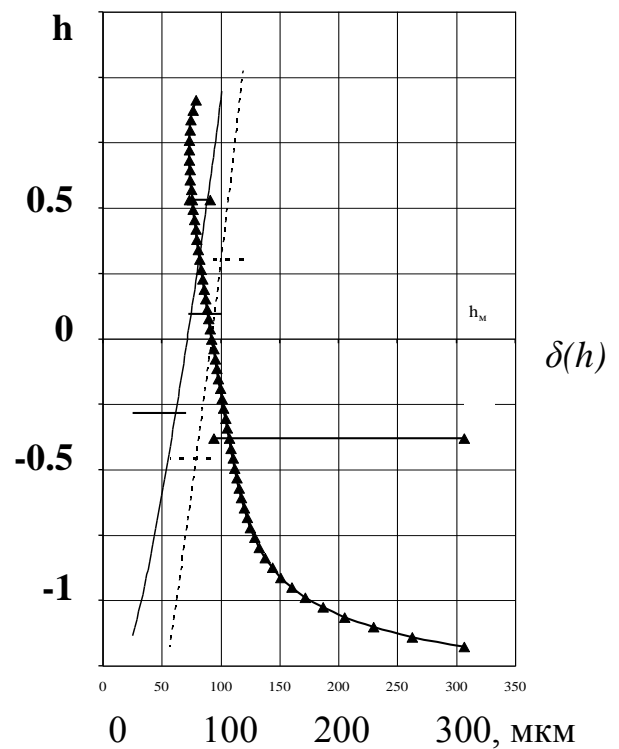
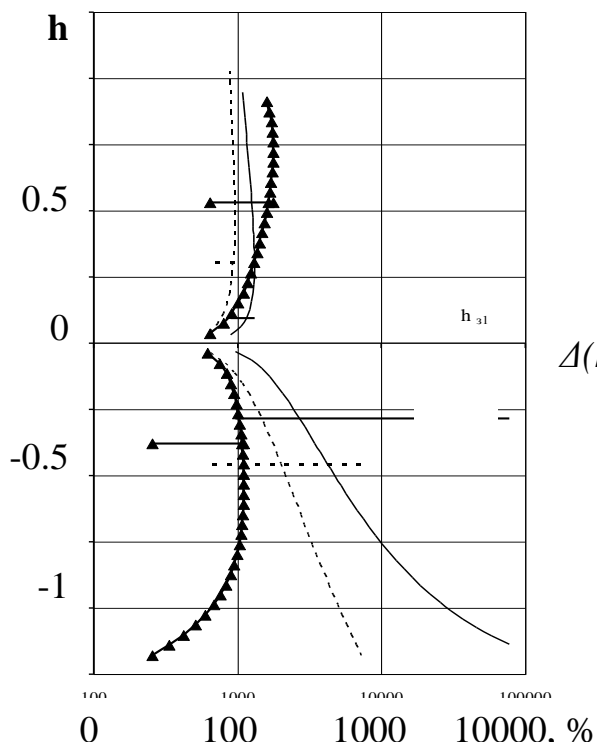


Рис. 18. Відносний критерій зносу  $\Delta(h)$  в зубчастій передачі

Рис. 19. Товщина масляного шару  $\delta(h)$  в зубчастій передачі

h



$dA$

Евольвентне Евольв. 25,37° Еволютне

Рис.20. Питома робота сил тертя  $dA$  на зубцях шестірні зубчастої передачі

Рис. 21. Критерій втрат  $\psi_s$  у зачепленні зубчастої передачі

Рис.22. Критерій контактної міцності зубчастої передачі

Як приклад при  $u=5$  розглянуто контур, для якого профіль зуба інструментальної рейки за формулою (10) описується рівнянням:

$$y = -0,227917x + 0,141492x^2 - 0,000287x^3 - 0,0001525x^5 - 0,005212x^7. \quad (27)$$

Проведений порівняльний аналіз характеристик еволютного та евольвентного зачеплень показав, що найбільший ефект застосування еволютного зачеплення досягається в доплюсній зоні. При цьому встановлено таке. Швидкості ковзання зачеплень мало відрізняються одна від одної (рис.12). Сумарна швидкість зміщення точок контакту хоча й відрізняється (рис 13), проте це не призводить до підвищення відносного критерію зносу на зубцях (рис.14). Останній зменшується із зростанням передаточного відношення. Подібно веде себе й температурний критерій заїдання (рис.15). Пояснити це можна видом контакту в зачепленні, що характеризується зменшенням зведеної кривини (рис.16) та коефіцієнту питомого ковзання (рис.17). В результаті в еволютному зачепленні знижується відносний критерій зносу (рис.18), зростає критерій товщини масляного шару (рис.19), зменшуються питома робота сил тертя (рис.20) та критерій утрат у зачепленні (рис.21), особливо із збільшенням передаточного відношення, зростає контактна міцність (рис.22), що видно з критерію  $\Theta$ , який є відношенням контактного напруження в поточній точці до контактних напружень у полюсі передачі.

У **сьомому** розділі проведена експериментальна перевірка результатів дослідження нового зачеплення, а саме: здійснена порівняльна теоретико-експериментальна оцінка контактних та згинних напружень у двоопуклому та опукло-увігнутому контакті; проведені натурні випробування реальних зубчастих коліс у серійному редукторі.

Оцінка контактних напружень у полюсі зачеплення здійснювалася за формулою Герца ( $\sigma_r$ ) та за допомогою моделювання напружень фізичних тіл (лабораторні моделі), що мають циліндричну форму. Як зразки були виготовлені бронзові циліндри, радіуси кривини та довжини яких відповідають реальним еволютним зубчастим зачепленням з такими параметрами: модуль передачі  $m=3\div 6$ ; кількість зубців  $z=12\div 24$ ; довжина зуба  $b=10\div 100$  мм.; передаточні числа  $i=1\div 4$ .

Величину контактних напружень ( $\sigma_H$ ), з урахуванням конкретних матеріалів, визначаємо за формулою (28)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{P}{b} \cdot \frac{E}{R_1 + R_2} \cdot \Delta} \quad (28)$$

де

( $R_1, R_2$  – радіуси дослідних моделей,  $\Delta$  – показання індикатора,  $E$  – модуль пружності).

На рис. 23,24 як приклад наведені графіки залежності поправкового коефіцієнта  $\xi = \sigma_r / \sigma_H$  від величини прикладеної сили  $P$  в опукло-увігнутому контакті при змінних  $b$  та зведеному радіусу кривизни  $\rho_{np}$ .

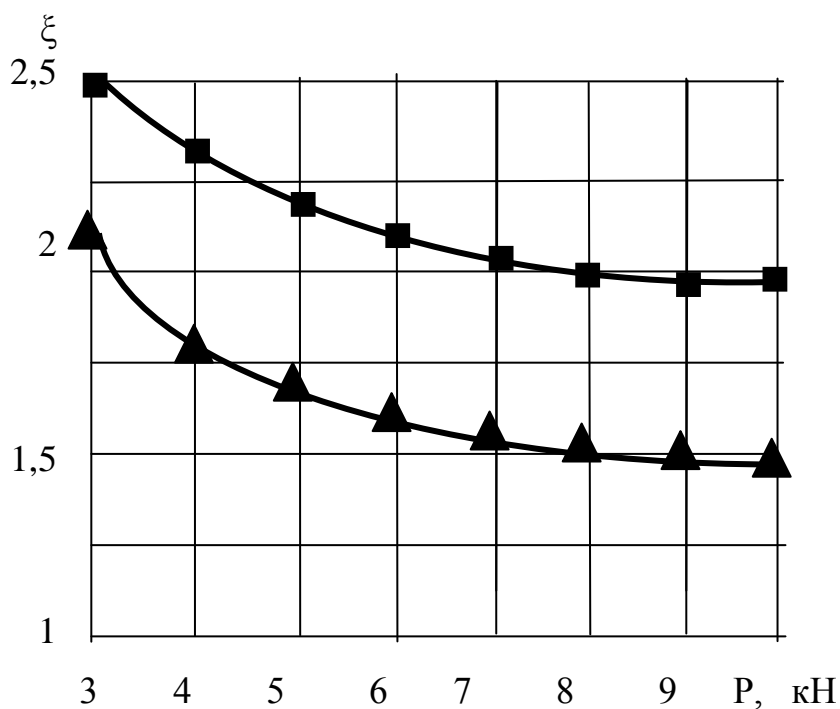


Рис.23 Залежність коефіцієнта  $\xi = \sigma_r / \sigma_H$  від сили P:

▲ - для  $b=10\text{мм}$ ; ■ - для ширини  $b=20\text{мм}$ ;  $\rho_{np} = 15\text{мм}$

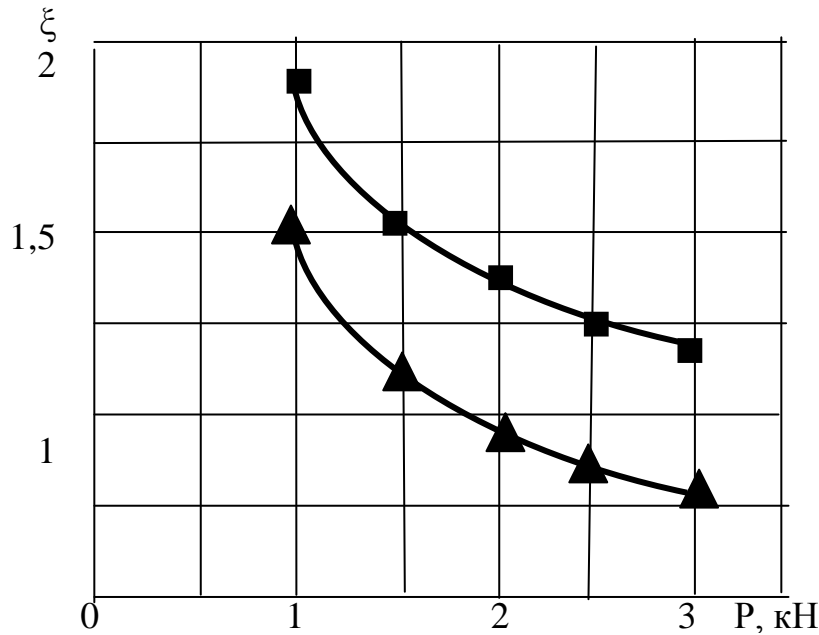


Рис.24 Залежність коефіцієнта  $\xi = \sigma_r / \sigma_H$  від сили P:

▲ - для  $\rho_{np} = 10\text{мм}$ ; ■ - для  $\rho_{np} = 20\text{мм}$ ;  $b=10\text{мм}$

Оцінка згинних напружень для лінійчастих зачеплень виконувалася у відповідності до ГОСТ 21354-87. У випадку точкового контакту визначення згинних напружень виконувалося за рівнянням:

у випадку точкового контакту

(29)

де  $M_k$  – момент сил від навантаження; коефіцієнт форми зубця  $y=0,1$ .

За результатами розрахунків складена таблиця 2.

Таблиця 2

Напруження в зубчастому зачепленні

Вид зачеплення Напруження, МПа	Евольвентне	Точкове	ЕЗД
Контактні	510-550	370-460	290-330
Згинні	60-65	23-27	20-23

Виконаний порівняльний аналіз контактних і згинних напружень у опукло-увігнутому контакті передач з точковим та лінійчастим зачепленням

дозволив зробити такі наступні висновки. Ефективність застосування еволютного зачеплення досягається в першу чергу за рахунок зниження в 1.2-1.5 рази контактних і в 1.1-1.3 рази згинних напружень у зачепленні. Перші знижуються за рахунок заміни в контакті двох опуклих поверхонь евольвентного зачеплення контактом опуклої та увігнутої поверхонь еволютного зачеплення й за рахунок розподілу зусиль по довжині зубця в порівнянні з точковим зачепленням Новікова. Згинні напруження теж зменшуються за рахунок зміщення точки найбільших напружень ближче до полюса передачі та за рахунок того ж розподілу зусиль уздовж зубця в порівнянні еволютного зачеплення з точковим. До зменшення напружень також приведе можливість мати коефіцієнт перекриття більший ніж 2. Проведена порівняльна теоретична оцінка працездатності передач зачепленням показала, що за рахунок підвищення статичної міцності очікувана довговічність передач з еволютним зачепленням зростає на 27%. Це дозволить мати економічний ефект 4 млн грн за рахунок упровадження зубчастої передачі в редукторах. Очікуваний економічний ефект від запровадження еволютних зачеплень у виробництво складає 4 млн. грн. (економія металу за рахунок підвищення навантажувальної здатності).

Проведено натурні дослідження передач з еволютним зачепленням у випробувальному центрі АТЗТ НДІ "Редуктор". Розроблено програму стендових випробувань, яка включає виготовлення партії з трьох зубчастих передач з двостороннім еволютним зачепленням; оцінку точності їх виготовлення та монтажу; проведення стендових випробувань та аналіз отриманих результатів експерименту.

Для виготовлення реальної передачі в мотор-редукторі 1МЦ2С-100Н-71-4,0-110-УЗ, що випускається серійно на київському редукторному заводі, був застосований профіль ЕЗД (рис.25) з такими параметрами:  $k=3$ , кут зачеплення в полюсі передачі  $0,296$  рад. Параметри зубчастої передачі:  $m=2,5$  мм., кількість зубців шестірні 16, кількість зубців колеса 64. Виготовлення зубчастих коліс здійснено електроерозійним способом на верстаті з ЧПУ. Характеристики передачі:  $\varepsilon=2,1$ ,  $\rho_{np} = 16$  мм (у зачепленні на середині висоти головки зуба шестірні),  $h_z = 2,5$  мм. Координати  $x_1$ ,  $y_1$  профілю зубця шестірні ЕЗД наведені в таблиці 3. Зубчаста передача з новим зачепленням ЕЗД (рис.26) установлена замість передачі із зачепленням Новікова.

Таблиця 3

Координати профілю зубця шестірні ЕЗД, мм

$x_1$	$y_1$	$x_1$	$y_1$	$x_1$	$y_1$
-5,0	-0,526	-1,5	-0,323	2,0	0,831

-4,5	-0,508	-1,0	-0,236	2,5	1,130
-4,0	-0,508	-0,5	-0,129	3,0	1,467
-3,5	-0,502	0,0	0	3,5	1,842
-3,0	-0,483	0,5	0,157	4,0	2,258
-2,5	-0,446	1,0	0,345	4,5	2,724
-2,0	-0,393	1,5	0,569	5,0	3,261

Оцінка точності виготовлення та монтажу зубчастих передач з еволютним зачепленням здійснювалась відповідно до ГОСТ 1643-81 для евольвентних передач. У результаті проведених вимірювань встановлено: максимальне відхилення кроку зачеплення відповідає 5 ступеню точності; ексцентриситет дільного кола відповідає 6 ступеню точності; значення твердості робочих поверхонь знаходяться в межах НВ 245-260 од. (матеріал зубчастих коліс – сталь 40Х, зубчасті колеса пройшли нормалізацію), шорсткість робочих поверхонь  $R_z$  не перевищує значень 12 мкм.

Вимірювання функції передаточного відношення за методикою, описаною в 5 розділі, показало, що відхилення від значення номінального передаточного відношення лежать у межах 0,002-0,008. Це відповідає 7-му ступеню точності за нормами кінематичної похибки.

Експериментальне випробування дослідної зубчастої передачі в робочому діапазоні навантажень 50...553 ( $M_{ном}$ ) Н·м і швидкостей обертання  $n_{вих} = 10...100$  об/хв здійснено на стенді з відкритим потоком потужності 4 кВт (рис.27). При цьому вимірювалися такі параметри: передавальна і витрачена потужності, температура корпусу редуктора, шумові характеристики, пляма контакту, знос і шорсткість робочих поверхонь зубців.

Рис.26. Зубчаста передача з ЕЗД (Деклараційний патент України № 68725)

рис. 27. Експериментальний стенд з відкритим потоком потужності

Результати проведених експлуатаційних випробувань наведені на рис. 28-30. Аналіз отриманих результатів дозволив зробити загальний висновок про нормальну працездатність зубчастої передачі з еволютним зачепленням згідно з вимогами ДСТУ 2279-93, ГОСТ Р 50968-96, ТУ-056-241-86 та ПМСІ-150-2000. У порівнянні з результатами випробувань редуктора 1МЦ2С-100Н-71-4,0-110-УЗ, на якому була встановлена

передача із зачепленням Новікова, маємо зниження рівня шуму редуктора на 3-5%; підвищення ККД редуктора на 1,3-1,7% (рис. 28).

У процесі роботи протягом 90 годин навантажень установлено: поломів і відмов не виявлено; рівень шуму редуктора та температура корпусу редуктора (рис. 29) не перевищували припустимих норм 80 дБА і 60° відповідно; пляма контакту при обстеженні передачі в процесі роботи й після розбирання мала 100% по висоті та довжині зубця; значення шорсткості після 20 годин приробки під повним навантаженням не перевищувала 10 мкм і 9 мкм після 90 годин роботи (рис. 30).

Отримані результати зафіксовано в протоколі контрольних випробувань зубчастої передачі двоступеневого мотор-редуктора 1МЦ2С-100Н-71-4,0-110-УЗ.

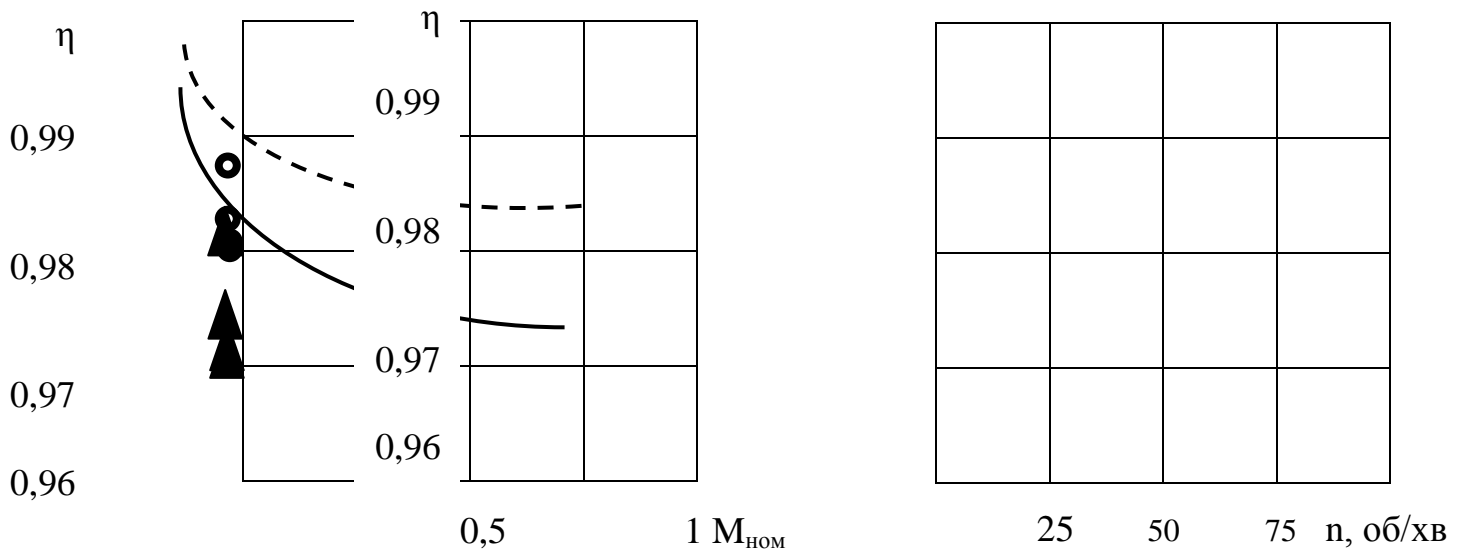


Рис. 28. Вплив навантаження  $M_{ном}$  (а) та швидкості обертання вихідного вала передачі  $n$  (б) на ККД редуктора 1МЦ2С-100Н-71-4,0-110-УЗ:

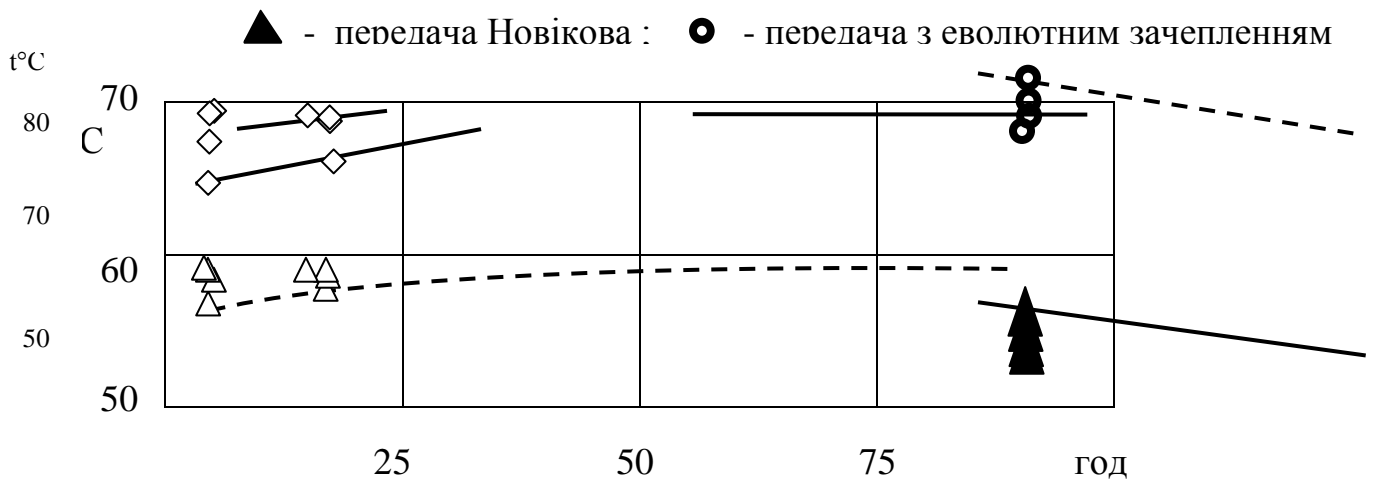


Рис. 29. Залежність температури корпусу редуктора  $t$  від кількості часу на випробування ( $\diamond$  – серійний редуктор;  $\triangle$  – дослідний редуктор)

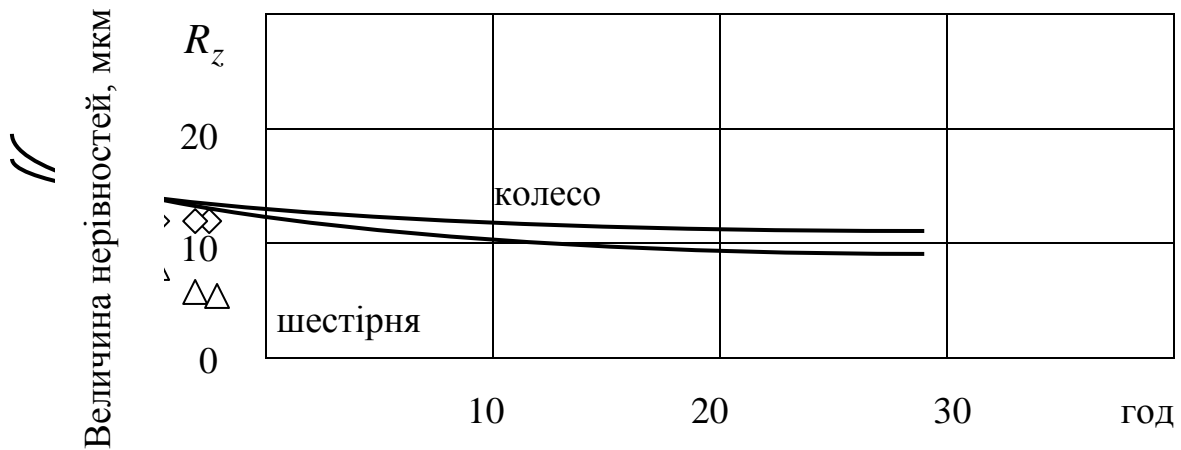


Рис. 30. Залежність шорсткості  $R_z$  робочих поверхонь зубців дослідної передачі від кількості часу на приробку

## ВИСНОВКИ

Розв'язано важливу науково-технічну проблему створення високонавантажених механічних передач на основі обкатних зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактуванням робочих поверхонь, яка визначає перспективний напрям розвитку редукторобудування та привідної техніки в цілому.

1. На основі проведеного аналізу досліджень з теорії зачеплень встановлено, що існуючі та найбільш поширені силові евольвентні передачі та передачі Новікова мають обмежені функціональні можливості й резерв для підвищення їх навантажувальної здатності. Перспективним напрямом розвитку редукторобудування є створення та впровадження нових силових видів зачеплень, що забезпечують лінійність контакту опуклої та увігнутої поверхонь зубців.

Відсутність теорії геометро-кінематичного аналізу та синтезу обкатних уздовж профілю зубця зачеплень з опукло-увігнутих контактом визначила напрям теоретичних та експериментальних досліджень.

2. Розроблено теорію та наукові основи створення високонавантажених механічних передач шляхом застосування лінійчатих зачеплень з опукло-увігнутих контактом робочих поверхонь. При цьому вперше:

а) визначено умови існування обкатних по висоті зубця спряжених поверхонь з опукло-увігнутих контактом:

- встановлено, що МЦШ повинен бути розташований з протилежного боку від полюса зачеплення відносно точки контакту;

- встановлено, що величина відстані від МЦШ до міжцентрової лінії, що визначає співвідношення радіусів кривини спряжених поверхонь, повинна регламентуватися умовами на створення передачі;

б) підтверджена необхідна (збіг обох контурів профілів зубців інструментальних рейок для нарізання шестерень однієї передачі) та

встановлена достатня (забезпечення загальної нерухої центроїди швидкостей шатуна чотириланкового механізму, який замінює зубчасте зачеплення) умови для забезпечення лінійчастого зачеплення робочих поверхонь зубців.

в) на основі теорії зачеплення доведено що:

- центр кривини бічної поверхні зубчастої рейки в нерухомій системі координат зміщується по прямій лінії, що паралельна міжцентровій;

- існує єдина вісь зачеплення як для плоских, так і для просторових передач.

3. При застосуванні отриманого для загального випадку зубчастих зачеплень рівняння Ейлера-Саварі розроблена математична модель геометричного опису робочих поверхонь зубців. Реалізація цієї моделі дозволила вперше:

а) установити зв'язок між радіусами кривини спряжених робочих поверхонь з основними геометро-кінематичними параметрами зубчастих коліс;

б) отримати аналітичний розв'язок диференціальних рівнянь другого роду з нероздільними змінними, які записані на базі формули радіуса кривини профілю зубця інструментальної рейки та основного рівняння зачеплення в скалярній формі;

в) узагальнити існуючі зачеплення з виду контакту та теоретично обґрунтувати новий еволютний вид зачеплення;

г) обґрунтувати застосування:

- коефіцієнта різноманітності, що характеризує будь-яке зачеплення, форму робочої поверхні зубців інструмента та зубчастих коліс;

- кута зміщення, що відрізняє зачеплення одне від іншого.

4. Уперше розроблено теорію геометро-кінематичного аналізу та синтезу еволютних зачеплень, яка дозволила:

а) побудувати математичні моделі аналізу та синтезу зубчастих передач з еволютним зачепленням для визначених умов:

- у початковий момент ( $x=0$ ) точка контуру повинна знаходитися в полюсі зачеплення ( $y=0$ );

- тангенс кута зачеплення в полюсі зачеплення має бути більшим від значення коефіцієнта тертя.

б) описати в аналітичному вигляді геометрію кривої, що є профілем зубця інструментальної рейки;

в) дослідити основні геометро-кінематичні характеристики передач з еволютним зачепленням. Установлено, що їх величини повинні лежати в межах:

- коефіцієнт перекриття – 1.1- 3;

- коефіцієнт питомого ковзання – 0.04-0.16;

- кут зачеплення в полюсі 3-27°;

- висота головки зубця на шестірні та колесі – 0.5-1.0m

- ККД – 0.94-0.98;

г) визначити умови забезпечення заданого коефіцієнта перекриття.



5. Розроблено метод синтезу лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактуванням робочих поверхонь для плоских та просторових передач. На основі проведених теоретичних досліджень отримано передачі з еволютним зачепленням, що забезпечують підвищення їх техніко-експлуатаційних показників і технологічність виготовлення. При цьому вперше:

а) визначено покращені в порівнянні з існуючими передачами показники роботи еволютних зубчастих зачеплень, у тому числі:

- підвищена їх навантажувальна здатність за рахунок зниження в 1,2-1,5 рази контактних і в 1,1-1,3 рази згинних напруг (у порівнянні з передачами Новикова);

- зменшено в 2-3 рази знос робочих поверхонь (у порівнянні з евольвентними передачами);

б) запропоновано рекомендації:

- з вибору раціональної геометрії спряжених робочих поверхонь зубців еволютного зачеплення;

- щодо вдосконалення робочих поверхонь зубчастих зачеплень циклоїдальних, цівкових, ланцюгових передач і передач Новикова.

6. Розроблено метод геометричного розрахунку, контролю виготовлення та складання зубчастих передач з еволютним зачепленням, апробація якого дозволила:

а) запропонувати способи усунення інтерференції зубців;

б) знизити:

- трудомісткість виготовлення на 8-10% (у порівнянні з передачами Новикова) за рахунок остаточної обробки опукло-увігнутих поверхонь зубців звичайними інструментами;

- металомісткість привода на 15-20% за рахунок зменшення його габаритних розмірів;

в) визначити переваги передачі з еволютним зачепленням над існуючими:

- коефіцієнт перекриття в порівнянні з передачами Новикова вищий (2-3 замість 1,1-1,3);

- питоме ковзання нижче в 1,1-5 разів (у порівнянні з евольвентними передачами);

- питомий критерій товщини масляного шару вищий у 1,1-3 рази (у порівнянні з евольвентними передачами);

- температурний критерій заїдання нижчий у 1,1-5 разів (у порівнянні з евольвентними передачами);

- поліпшені умови змащення;

г) обґрунтувати необхідність оцінювати точність виготовлення зубців контролем за роликками, аналогічно для контролю евольвентних передач;

д) рекомендувати:

- контроль точності виготовлення профілю зубців проводити за допомогою спеціального профілометра;

- перевірку якості виготовлення передач з еволютним зачепленням і монтаж здійснювати за допомогою дослідження функції передаточного відношення.

7. Проведено лабораторні та натурні випробування дослідних передач з еволютним зачепленням в серійному редукторі. Аналіз технічних показників підтвердив перевагу обкатних передач з опукло-увігнутих контактуванням робочих поверхонь. Для передач з еволютним зачепленням у порівнянні з нормами технічної діагностики встановлено:

- зменшення рівня шуму на 3-5%;
- зниження температури корпусу редуктора на 17%;
- підвищення ККД на 1,3-1,7%;
- прогнозоване підвищення ресурсу передачі на 27% за рахунок зниження контактних напруг.

Одержані в дисертації результати теоретичних досліджень реалізовані в технічних рішеннях, новизна яких захищена двома деклараційними патентами України.

8. Практична цінність дисертації підтверджена актами впровадження результатів дослідження в АТЗТ НДІ "Редуктор", ВАТ "НДПТМАШ", ХК "Луганськтепловоз", ІМіС НАН України, ВАТ "Майкопський редукторний завод", ДАХК "Артем", СНУ ім. В.Даля, ХНАДУ, НТУ "Харківській політехнічний інститут". Очікуваний економічний ефект від упровадження еволютних зачеплень у виробництво складає 4 млн грн. Крім того очікується одержання додаткового економічного ефекту за рахунок зменшення витрат на ремонт та обслуговування еволютних передач.

### **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Бондаренко В.С. Об одной особенности контактирования цилиндрических зубчатых передач Новикова // Вестник Харьковского политехнического ин-та. – 1974. – № 96. Вып. 5. – С.29-32.
2. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Видревич Б.А. Условия контактирования цилиндрической зубчатой передачи с зацеплением Новикова при наличии погрешностей зацепления // Вестник Харьковского политехнического ин-та. – 1975. – № 100. Вып. 6. – С.60-64.
3. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Майстренко Н.Г., Кириченко Л.А. О выборе геометрических параметров зацепления цилиндрических зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления // Вестник Харьковского политехнического ин-та. – 1979. – № 158. Вып. 10. – С.60-61.
4. Павлов А.И. Динамика передачи с заданной функцией передаточного отношения // Вестник Харьковского политехнического ин-та. – 1980. – № 163. Вып. 2. – С.17-18.
5. Павлов А.И. Определение динамической нагрузки в зубчатой передаче методом комплексного контроля // Сб. «Теория механизмов и машин». – 1984. – Вып. 36. – Харьков. – С.113-115.

6. Павлов А.И. Динамика кинематической зубчатой передачи // Сб. «Теория механизмов и машин». – Харьков: Вища школа, 1987. – Вып. 43. – С.83-85.
7. Медведев Д.В., Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование цевочного зацепления для силовой передачи // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 109. – С.133-135.
8. Кириченко А.Ф., Андриенко С.В., Медведев Д.В., Павлов А.И. Контроль точности изготовления передач ВВК // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 100. – С.108-110.
9. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Синтез новых зацеплений для плоских зубчатых передач // Вестник СевГТУ. – 2000. – Вып. 25. – С.152-155.
10. Павлов А.И. Развитие геометрической теории зубчатых зацеплений // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 116. – С.104-107.
11. Павлов А.И. Совершенствование зубчатых зацеплений с выпукло-вогнутым контактом // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2001. – Вып. 6. – С.181-184.
12. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Плыгун В.И. Некоторые вопросы совершенствования и развития геометрической теории зацеплений в зубчатых передачах // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2001. – Вып.12. – С.84-89.
13. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Компьютерное исследование пространственных зубчатых зацеплений // Зб. «Геометричне та комп'ютерне моделювання». – Харків: Вища школа, 2002. – Вип. 1.– С.103-105.
14. Павлов А.И., Чайка Э.Г. Исследование приведенного радиуса кривизны в нормальном сечении зацепления с выпукло-вогнутым контактом обкатной косозубой цилиндрической зубчатой передачи с помощью программного комплекса VISSIM // Зб. «Геометричне та комп'ютерне моделювання». – Харків: Вища школа, 2002. – Вип. 2. – С.108-111.
15. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Порівняння характеристик просторових передач // Вісник Технологічного університету Поділля. Ч. 1, Технічні науки. – 2002. – С.32-33.
16. Павлов А.И. Ось зацепления пространственной передачи // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2002. – Вып. 7, Т. 2. – С.58-59.
17. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2002. – Вып. 10, Т. 2. – С.99-102.
18. Павлов А.И. Особенности зацеплений с выпукло-вогнутым контактом для силовых зубчатых передач // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2002. – Вып. 6, Т. 1. – С.43-45.
19. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Федченко А.В., Плыгун В.И. Современное состояние вопроса динамики передач зацеплением // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2002. – Вып. 10, Т. 3. – С.108-113.

20. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Новое зацепление – современному машиностроению // Тезисы междунаrodn. научно-практической конф. "Динаміка наукових досліджень". – Т. 2. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2002. – С.27-31.
21. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Федченко А.В. Компьютерное построение и анализ зацепления для косозубых обкатных передач с выпукло-вогнутым контактом // Труды 5-й межд. научно-техн. конф. «Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве». – Харьков: Вища школа, 2002.– С.632.
22. Павлов А.И., Кириченко А.Ф. Уравнение Эйлера-Савари для общего случая зацепления // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. – 2002. – № 3 (49). – С.191-192.
23. Павлов А.И., Чайка Е.Г., Матюшенко Н.В. Зацепление для тяжело-нагруженных зубчатых передач // Матеріали VI Міжнародн. науково-практичної конф. «Наука і освіта'2003». – Т. 12. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2003. – С.48-49.
24. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2003. – Вып. 5. – С.103-106.
25. Павлов А.И. Качественные характеристики эволютного зацепления // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Вища школа, 2003. – № 4. – С.19-20.
26. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Чайка Э.Г. Компьютерное построение эволютного зацепления // Труды 6-ой межд. научно-техн. конф. «Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве». – Харьков: Вища школа, 2003. – С.303-304.
27. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Подальший розвиток теорії зачеплень для побудови силових зубчастих передач // «Машинознавство». – Львів: МПП "МВС", 2003. – № 10. – С.30-32.
28. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Побудова форми тіл для зубчастої передачі із мимобіжними осями // «Прикладна геометрія та інженерна графіка». – К: КНУБА, 2003. – №72. – С.99-102.
29. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Некоторые аспекты проектирования и исследования зубчатых зацеплений // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. –2003. – № 12 (70). – С.10-14.
30. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Чайка Э.Г. Компьютерное построение эволютного зацепления // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2003. – Вип. 18 «Підвищення надійності відновлюваних деталей машин». – С.160-163.
31. Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Плыгун В.И. Исследование функции передаточного отношения зубчатой передачи // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2003. – Вып. 8, Т. 2. – С.121-123.

32. Павлов А.И., Андриенко С.В. Построение рабочей поверхности зубьев звездочки цепной передачи // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2003. – Вып. 8, Т. 3. – С.43-46.
33. Павлов А.И. Обкатные сопряженные поверхности для зубчатых зацеплений // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Вища школа, 2004. – № 4. – С.22-24.
34. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В., Павлов А.И. Совершенствование зацепления Новикова // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. – 2004. – № 12 (75). – С.34-36.
35. Зубчаста передача з еволютним одностороннім зачепленням: Деклараційний патент на корисну модель, Україна. № 68700. 7F16H1/06. / Павлов А. И. (UA) – №2003098848; Заявл. 30.09.2003; Опубл. 16.08.2004; Бюл. №8. – 4 с.
36. Зубчаста передача з еволютним двостороннім зачепленням: Деклараційний патент на корисну модель, Україна. № 68725. 7F16H1/06. / Павлов А.И., Кириченко А.Ф. (UA) – 2003109222; Заявл. 13.10.2003; Опубл. 16.08.2004; Бюл. №8. – 4 с.
37. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2004. – Вып 30. – С.153-157.
38. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений: Монография. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с.
39. Павлов А.И., Ткач П.Н., Ревякина О.А. Сравнение характеристик эволютного и эвольвентного зацеплений // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. – 2007. – № 9 (115). – С.171-174.
40. Кириченко А.И., Павлов А.И. Перспективы внедрения эволютного зацепления в зубчатых передачах // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. – 2007. – № 12 (118). – С.89-91.
41. Павлов А.И., Вербицкий В.И. Контактные напряжения при взаимодействии двух шаров // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. – 2007. – № 12 (118). – С.173-177.
42. Павлов А.І., Павлов В.А. Геометричне моделювання зубчастих зачеплень з підвищеними якісними характеристиками // Наукові нотатки. Міжвуз. збірник. Вип. 22, ч. 1. – Луцьк. – 2008. – С.249-25.
43. Носко П.Л., Павлов А.И., Черников А.В. Построение сопряженной поверхности зубчатого зацепления // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». Вып. 29. – Харків: НТУ «ХПИ». – 2008, № 29. – С.29-32.

## АНОТАЦІЯ

**Павлов А.І. Синтез високонавантажених передач на основі лінійчастих зубчастих зачеплень з опукло-увігнутих контактуванням робочих поверхонь.** - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 - машинознавство. - Східноукраїнський національний університет імені В.Даля, Луганськ, 2009.

Дисертація присвячена проблемі побудови обкатних уздовж профілю зубців зачеплень з опукло-увігнутих контактом для високонавантажених зубчастих передач. У роботі запропоновано метод розробки таких зачеплень, який ґрунтується на застосуванні побудови Бобільє. За допомогою теорії зубчастих зачеплень записано диференціальне рівняння, розв'язання якого виконано як задачу Коші. Вид профілю нового зачеплення залежить від початкових умов та введеного коефіцієнта різновидності, яким є відстань між миттєвим центром обертання шатуна чотириланкового механізму та лінією, що з'єднує центри обертання коліс передачі.

На основі розробки наукових основ геометро-кінематичного аналізу та синтезу лінійчастих зубчастих зачеплень побудовано двадцять один варіант еволютних зачеплень, у яких відбувається опукло-увігнутий контакт робочих поверхонь і які мають криву лінію зачеплення. Розрахунки їх якісних характеристик дали покращені значення порівняно з характеристиками існуючих зачеплень. Розроблено рекомендації щодо застосування нових зачеплень у конкретних плоских і просторових передачах.

Розглянуто питання проектування, виробництва та контролю передач з еволютним зачепленням, розроблені методики їх геометричного розрахунку, контролю виготовлення та складання. Апробація цих методик дозволила розробити пропозиції щодо усунення інтерференції зубців, обґрунтувати необхідність оцінювати точність виготовлення зубців контролем за роликками, запропонувати перевірку якості виготовлення еволютних передач, а монтаж здійснювати за допомогою дослідження функції передаточного відношення.

Проведено лабораторні та натурні випробування реальних зубчастих передач з еволютним зачепленням. Шляхом порівняння технічних показників підтверджена перевага передач з еволютним зачепленням, що має лінійчасте опукло-увігнуте контактування робочих поверхонь. Отримані результати підтвердили вірогідність теоретичних положень і викладок.

Розроблені програми, методики та рекомендації впроваджені в АТЗТ НДІ "Редуктор", ВАТ "НДПТМАШ", ХК "Луганськтепловоз", ІМіС НАН України, ВАТ "Майкопський редукторний завод", ДАХК "Артем", СНУ ім. В.Даля, ХНАДУ, НТУ "Харківський політехнічний інститут", що підтверджено відповідними актами.

**Ключові слова:** полюс зачеплення, лінія зачеплення, вісь зачеплення, еволютне зачеплення, опукло-увігнутий контакт, радіус кривини, коефіцієнт питомого ковзання, коефіцієнт перекриття, коефіцієнт корисної дії.

**АННОТАЦІЯ**

**Павлов А.И. Синтез высоконагруженных передач на основе линейных зубчатых зацеплений с выпукло-вогнутым контактированием рабочих поверхностей.** - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 - Машиноведение. - Восточноукраинский национальный университет им. В.Даля, Луганск, 2009.

Диссертация посвящена проблеме синтеза обкатных вдоль профиля зубьев зацеплений с выпукло-вогнутым контактом для высоконагруженных зубчатых передач. В работе предложен метод разработки таких зацеплений, который основан на применении построения Бобилье. Последнее позволяет заменить зубчатое зацепление четырехзвенным рычажным механизмом, в котором одно звено – неподвижное, два – совершают вращательное движение относительно осей вращения зубчатых колес, а четвертое – совершает плоскопараллельное движение. Образовано это звено точкой контакта, центрами кривизны рабочих поверхностей зубьев и проходит через полюс зацепления передачи (на основании основной теоремы зацепления). Мгновенный центр скоростей (МЦС) четвертого звена имеет определенное положение для каждого зацепления. Например, для эвольвентного зацепления МЦС находится в бесконечности, что приводит к двояковыпуклому контакту. А для создания выпукло-вогнутого контакта МЦС должен быть в районе полюса зацепления.

По заданному положению МЦС можно предположить вид неподвижной centroиды, которая одновременно представляет эволюту кривой, описывающей рабочую поверхность зуба.

С помощью уравнения Эйлера-Савари построена обобщенная математическая модель, реализация которой позволила получить аналитическое решение дифференциального уравнения с целью описания геометрии рабочих поверхностей зубьев для любых видов зацеплений. Анализ полученных решений позволил обосновать возможность создания новых видов зацеплений на основе линейчатых зубчатых зацеплений с выпукло-вогнутым контактированием рабочих поверхностей.

В результате проведенных исследований разработана теория геометро-кинематического анализа и синтеза высоконагруженных передач с эволютным зацеплением. При этом установлено, что вид профиля нового зацепления зависит от начальных условий и введенного коэффициента разновидности, которым является расстояние между мгновенным центром вращения шатуна четырёхзвенного механизма и линией, которая соединяет центры вращений колес передачи. С помощью построения Бобилье доказано существование единой оси зацепления как для плоских, так и для пространственных зубчатых передач.

Усовершенствована методика синтеза и анализа пространственных зубчатых зацеплений. При этом установлено, что расчет пространственной передачи следует проводить как эквивалентной цилиндрической передачи в плоскости зацепления; гипоидную и винтовую передачи можно рассматривать как приближенные варианты гиперболоидных передач;

передачи с круговыми и с арочными зубьями не могут быть изготовлены с эвольвентным зацеплением из-за переменного угла наклона зуба.

Учитывая высокую чувствительность передач с эволютным зацеплением к погрешностям изготовления и монтажа, рассмотрены вопросы их производства и контроля. При этом обоснована необходимость в передачах с эвольвентным зацеплением оценивать точность изготовления зубьев контролем по роликам, а профилей зубьев – с помощью специального профилометра. По результатам проведенных исследований рекомендовано проверку качества изготовления и монтажа передач в сборе осуществлять с помощью исследования функции передаточного отношения.

С целью подтверждения теоретических результатов проведены лабораторные и натурные исследования реальных зубчатых передач с эволютным зацеплением. Путем сравнительного анализа технических показателей показано преимущество передач с эволютным зацеплением и линейчатым выпукло-вогнутым контактированием рабочих поверхностей.

Разработанные программы, методики и рекомендации внедрены в АОЗТ НИИ "Редуктор", ОАО "НИИПТМАШ", ХК "Лугансктепловоз", ИМиС НАН Украины, ОАО "Майкопский редукторный завод", ДАХК "Артем", ВНУ им. В.Даля, ХНАДУ, НТУ "Харьковский политехнический институт", что подтверждено соответствующими актами.

**Ключевые слова:** полнос зацепления, линия зацепления, ось зацепления, эволютное зацепление, выпукло-вогнутый контакт, радиус кривизны, коэффициент полезного действия, коэффициент удельного скольжения, коэффициент перекрытия.

## ABSTRACT

**Pavlov A.I. The Synthesis of higher power gears on basis of liner gearing with concave-convex contact of the worker surfaces.**-Manuscript.

Thesis for doctor's degree in technical sciences by speciality 05.02.02 - science of machines. - The East-Ukraine national university named after V. Dal, Lugansk, 2009.

The dissertation is devoted to a question of construction of rolling gearings with convexo-concave contact for power tooth gearings. In work the technique of development of such gearings which is based on application of Bobilie construction is offered. With the help of this technique the differential equation which decision is executed as Coshi's task is written down. The kind of a structure of new gearing depends on entry conditions and the entered factor of a version with which is distance between the instant centre of rotation of a rod the four-element mechanism and a line which connects the centers of rotations of wheels of transfer.

Variants constructed twenty one evolute gearings in which there is a convexo-concave contact, have a curve line of action. Calculations of their qualitative characteristics distances the raised values in comparison with



characteristics of existing gearings. Recommendations to application of new gearings in concrete transfers are developed.

The main lack evolute gearings is the big sensitivity to errors of inter-axel distance of transfer, the question of designing, manufacture and the control of transfers with the offered gearing therefore is considered.

Also the question of occurrence in gearing additional loadings which are caused by existing errors of manufacturing and installation of a tooth gearing, including, in transfer with evolute gearing is considered.

If there is a necessity to apply optimum spatial transfer it is necessary to count a kind of such hyperbolic transfer that is proved in work with the help of concept of an axis of gearing.

Development of work has allowed to prepare a technique of designing and manufacture of any transfer with evolute gearing which is transferred on the enterprises of Ukraine.

**Key words:** a pole of gearing, a line of action, an axis of gearing, evolute gearing, convexo-concave contact, radius of curvature, efficiency, factor of overlapping.

Підписано до друку \_\_\_\_\_ 2009 р.  
Формат 60x84  $\frac{1}{16}$ . Папір офсетний. Гарнітура Times.  
Друк офсетний. Умов. друк. арк. 1.9  
Тираж 100 прим. Вид. № \_\_\_\_\_. Замовлення № \_\_\_\_\_

Видавництво  
Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля  
91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а

Дільниця оперативної поліграфії Східноукраїнського національного  
університету імені Володимира Даля  
91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а