

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
(м.Луганськ)

На правах рукопису

ШИШОВ Валентин Павлович



ТЕОРІЯ, МАТЕМАТИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ,
СИНТЕЗУ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ПЕРЕДАЧ
ЗАЧЕПЛЕННЯМ ДЛЯ ПРОМИСЛОВОГО ТРАНСПОРТУ

Спеціальності: 05.02.02 - Машинознавство
та деталі машин
05.22.12 - Промисловий
транспорт

А в т о р е ф е р а т

дисертації на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук

Луганськ 1995



00777355 (Y)

дисертацією в рукопис.

Робота виконана у Східноукраїнському державному університеті.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор Кириченко А.Ф.

доктор технічних наук, професор Игнатищев Р.М.

доктор технічних наук, професор Зарубицкий Е.У.

Ведуча організація - Інститут Діпрочашвуглезбагачення (м.Луганськ)

Захист відбудеться * 23 * чертв 1995 р. о 12:00
годині на засіданні спеціалізованої ради Д 18.02.02
у Східноукраїнському державному університеті
(348034, м.Луганськ, квартал Молодіжний, 20а).

Відгуки, завірені печаткою, прохання надсилати
за указаною адресою.

Довідки по телефону: (0642) 46-71-98.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці.
Східноукраїнського державного університету.

Автореферат розіслано * 10 * 02 1995р.

Вчений секретар
спеціалізованої ради,
кандидат техніч.их наук, доцент

Г.І.Мечаяв

ЛННБ ім. В. Стефаніка
АН України

ВИКЛАДАННЯ ЗАГАЛЬНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ, АКТУАЛЬНОСТІ ТА
СТУПЕНЮ ДОСЛІДЖЕНОСТІ ТЕМАТИКИ ДИСЕРТАЦІЇ

Одним з найважливіших завдань сучасного розвитку і про-
ництва є суттєве збільшення випуску знарядь механізації та
автоматизації підйомнотранспортних, навантажувально-розван-
тажувальних та складських робіт з метою скорочення ручної та
тяжкої фізичної праці. При вирішенні цього завдання головне
місце належить промислового транспорту, рівень розвитку яко-
го визначає технічний прогрес на підприємстві, в галузі і про-
мисловості в цілому.

Покращення якості машин промислового транспорту, підви-
щення їх технічного рівня, експлуатаційних характеристик, на-
дійності та довговічності - актуальні завдання сучасного ма-
шинобудування. Переважна більшість сучасних машин промислово-
го транспорту містить в якості передаточних механізмів пере-
дачі зачепленням (зубчаті, черв'ячні та ін.). Досконалість
цих передач, їх технічний рівень в значній мірі визначає вар-
тість та експлуатаційні характеристики промислового транспор-
ту.

В зв'язку з цим, дослідження, направлені на створення
більш сучасних, високонавантажених передач зачепленням, які
мають більш високу навантажувальну здатність, підвищений ККД,
меншу металоемкість, являються актуальними і відповідають ви-
могам науковотехнічного прогресу сучасного промислового тран-
спорту та машинобудування в цілому.

Оцінка якості передач зачепленням проводиться по показ-
никам навантажувальної здатності, покращення яких є головним
завданням при проектуванні та створенні геометричних робочих
поверхонь зачіплюючих пар. Одним із реальних шляхів підвищен-
ня технічного рівня передач є створення зачеплень, які мають

задані високі показники навантажувальної здатності. Але відсутність теорії та математичного забезпечення синтезу геометрії високонавантажених передач, виходячи із заданих величин показників навантажувальної здатності, стримує створення та впровадження більш прогресивних передач зачепленням. Тому розробка теорії, математичного та програмного забезпечення синтезу, синтез високонавантажених передач зачепленням по показникам навантажувальної здатності та створення на цій основі економічних передаточних механізмів для промислового транспорту є важливою і досить актуальною народногосподарською проблемою, яка вимагає свого вирішення.

Рівень дослідженості тематики дисертації визначається наступними положеннями. Відомі методи створення передач зачепленням базуються на алгоритмах аналізу зачеплень, отриманих при числі параметрів відносного руху робочих поверхонь не більш двох. Для більш ефективного дослідження передач необхідні подальші взагалення в теорії зачеплень з збільшенням числа параметрів відносного руху робочих поверхонь. Теорія та математична модель зачеплень на базі обвідної багатопараметричної (більш двох) сім'ї поверхонь не розроблені. Розробка передач зачепленням з новою геометрією зведена до завдання геометрії робочих поверхонь зачеплених пар з подальшим аналізом отриманої передачі по показникам навантажувальної здатності в порівнянні з розповсюдженими передачами. Такий шлях створення передач є довгим і не завжди призводить до отримання бажаних результатів.

Найбільш перспективним є розробка нових передач зачепленням шляхом синтезу їх геометрії по показникам навантажувальної здатності, визначеними умовами роботи проектуємої передачі. Загальна теорія, математичні моделі та алгоритми синтезу високонавантажених передач зачепленням по показникам

навантажувальної здатності для приводів машин промислового транспорту та приводів інших машин відсутнє, і завдання їх розробки і дослідження потребують своїх рішень.

КОНКРЕТНА ФОРМУЛІРОВКА МЕТИ ТА ОСНОВНИХ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета дослідження: розробити теорію, математичні моделі та алгоритми синтезу геометрії високонавантажених передач зачепленням по показникам навантажувальної здатності, створити на цій основі нові економічні з підвищеною міцністю, зносостійкістю та коефіцієнтом корисної дії (ККД) зубчаті, черв'ячні та інші передачі для промислового транспорту.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити математичну теорію і алгоритми досліджень зачеплень на базі обвідної багатопараметричної сім'ї поверхонь;
- розробити теорію узагальненої твірної поверхні і на її основі створити загальну теорію синтезу передач зачепленням з перехресними валами зачеплених колес по показникам навантажувальної здатності;
- розробити методики і алгоритми синтезу по показникам навантажувальної здатності передач зачепленням з гелікоїдною твірною поверхнею, передач з прямозубим циліндричним колесом, циліндричних зубчатих передач, нарізаних різними інструментами;
- синтезувати по показникам навантажувальної здатності нові високовантажні черв'ячні глобоїдні передачі, черв'ячні передачі, циліндричні передачі з арковими зубцями, циліндричні прямозубі та косозубі передачі для приводів машин неперервного транспорту та транспорту циклічної дії;
- провести експериментальні дослідження, розробити та

впроваджені в редуктори приводів транспортуючих машин високо-вантажні синтезовані по показникам навантажувальної здатності передачі зачепленням.

ОБГРУНТОВАННЯ ТЕОРЕТИЧНОЇ І ПРАКТИЧНОЇ ЦІННОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЙОГО НАУКОВОЇ НОВИЗИНИ

В роботі вирішена актуальна проблема створення високо-вантажених передч зачепленням для приводів машин промислового транспорту на основі вперше розробленої нової теорії синтезу цих передач по показникам навантажувальної здатності. Створена загальна теорія синтезу передач зачепленням з перехресними, перетинаючими та паралельними осями коліс: розроблена математична теорія самого загального зачеплення, отриманого на базі обвідної багатопараметричної сім'ї поверхонь, розроблені нові методики та алгоритми синтезу по показникам навантажувальної здатності передач зачепленням з гелікоїдною гвірною поверхнею, передач в прямозубим циліндричним колесом, циліндричних зубчатих передач, нарізаних рєсчним інструментом. Створені методи та алгоритми використані для синтезу високо-вантажених черв'ячних, черв'ячних глобоїдних, глобоїдних гвинтових, циліндричних передач зачепленням з новою, раніше невідомою геометрією робочих поверхонь для приводів машин промислового транспорту. Синтезовані передачі є предметом винаходів, захищених авторськими свідоцтвами.

Практична цінність досліджень заключається в розробці теорії та практичних методів синтезу високонавантажених зачеплень по показникам навантажувальної здатності, дозволяють на стадії проектування передч вибирати їх найбільш раціональні параметри, забезпечуючи при цьому геометрію зубців, відповідаючу умовам дії високих навантажень, зменшеним витратам та високою зносо-

стійкістю робочих поверхонь. Одержан великий об'єм розрахункових та експериментальних результатів, що дозволяє створювати нові високонавантажені передачі зачепленням. На цій основі створені передачі зачепленням, котрі володіють новими властивостями та мають високу навантажувальну здатність, підвищений ККД і високу зносостійкість для приводів машин промислового транспорту. При цьому визначена геометрія інструменту для виготовлення таких передач і реалізовані їх експериментальні та промислові зразки.

ЗАЗНАЧЕННЯ РІВНЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ НАУКОВИХ РОЗРОБОК

Результати виконаних наукових розробок та досліджень впроваджені і використовуються:

- Державним проектно-конструкторським інститутом Діпромашвуглезбагачення при розробці редукторів вантажних та збезвожуючих елеваторів, пластинчатих конвейєрів, живлювачів та інших машин, експлуатуємих в шахтах та на вуглезбагачувальних фабриках;

- машинобудівним заводом ім.Пархоменко (м.Луганськ) серійно виробляються десять типорозмірів двох та трьохступєневих редукторів, розроблених під керівництвом та при участі дисертанта, приводів конвейєрів, елеваторів, живлювачів та інших транспортуючих машин;

- при проектуванні і впровадженні синтезованих циліндричних передач в редуктори вагоноперекидувачів і штовхача вагонів на Суходольскої ЦЗФ (Луганська обл.):

- при проектуванні та впровадженні синтезованих черв'ячних глобоїдних і черв'ячних передач в редуктори привода технологічних ліній верстатобудівного заводу (м.Луганськ).

Рекомендації, одержані в дисертації, прийняті до викорис-

тання Барліським (Ульянівська обл.) и Мажгінським (Удмуртія) редукторними заводами при проектуванні та впровадженні черв'ячних редукторів.

Річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень по темі дисертації складає 693,4 тис. карбованців в цінах до 1991 року.

ІНФОРМАЦІЯ ПРО АПРОБАЦІЮ І ПУБЛІКАЦІЇ
РЕЗУЛЬТІВ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ, СТРУКТУРУ
ТА ОБ'ЄМ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Основні положення роботи доповідались і одержали схвальну оцінку на науково-технічних конференціях Східноукраїнського державного університету (1975...1990 р.р.); Хабаровського політехнічного інституту (1974р.); Новочеркаського політехнічного інституту (1978, 1980р.р.); на науково-технічних конференціях по зубчатиим передачам (м.Хабаровськ-1974р., м.Харків-1974, 1976, 1982, 1984р. м.Севастополь-1981, 1983, 1986, 1990, 1991, 1993 р.р., м.Свердловськ-1978р., м.Устінов-1984, 1987, м.Алма-Ата-1986 р.), (на семінарі по проблемам зубчатих зачеплень (м.Москва-1971р.), на сімпозіумах по теорії зачеплень (м.Курган-1979, 1984, 1986, 1993 р.р.), на міжнародному сімпозіумі (м.Іжевськ-1993 р.).

По темі дисертації опубліковано 72 роботи, в тому числі, дві монографії і 17 авторських свідоцтв на винаходи.

Дисертація складається із вступу, восьми розділів, закінчення, списку літератури, додатків і містить 280 сторінок основного тексту, 115 рисунків і 9 таблиць. Список літератури містить 201 назву на 22 сторінках. Додатки викладені на 260 сторінках і включають в себе приклади синтезу, розрахунків та аналіз передач зачепленням для промислового транспор-

ту, довідки та акти впровадження і використання наукових положень та результатів дисертації.

ДЕКЛАРАЦІЯ КОНКРЕТНОГО ОСОБИСТОГО
ВНЕСКУ ДИСЕРТАНТА В РОЗРОБКУ НАУКОВИХ
РЕЗУЛЬТАТІВ, КОТРІ ВІНОСЯТЬСЯ
НА ЗАХИСТ

Розроблені математична теорія та алгоритми досліджень зачеплень на базі обвідної багатопараметричної (більш двох) сім'ї поверхонь, в самому загальному вигляді в теорії зачеплень створені алгоритми досліджень геометро-кінематичних показників цих зачеплень; розроблена теорія взагальної твірної поверхні і на цій основі загальна теорія синтезу передач зачепленням з паралельними, перетинаючими, перехресними осями коліс по показникам навантажувальної здатності; синтезовані та досліджені нові передачі зачепленням з гелікоїдною твірною поверхнею; передачі з циліндричним прямозубим колесом; циліндричних зубчатих передач, нарізаних речним інструментом, для приводів машин промислового транспорту. Розроблені та досліджені експериментально високонавантажені дослідні передачі зачепленням, які синтезовані для промислового транспорту, проведені роботи по впровадженню наукових розробок в промислові зразки редукторів приводів машин промислового транспорту.

ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТОДОЛОГІЇ, МЕТОДА
ДОСЛІДЖЕНЬ, ПРЕДМЕТА ТА ОБ'ЄКТА

Вирішення поставлених в дисертації задач виконано на основі теоретичних та експериментальних досліджень. Теоретичні дослідження базуються на рівняннях теорії зачеплення та теорії пружності, моделюючих процес зачеплення та взаємодії робочих поверхонь ланок передач. При цьому в роботі, поряд зі стандартними методами моделювання задач на ЕОМ, використовуються ана-

літичні методи сучасної математики: математичного аналізу, диференціальних рівнянь, лінійної алгебри, диференційної геометрії і теорії поверхонь. Розроблені в дисертації методи синтезу зачеплень оснований на розв'язуванні диференційних рівнянь, зв'язуючих геометрію спряжених поверхонь та показники навантажувальної здатності передач. Експериментальні дослідження синтезованих передач проводились на сучасних стендах з використанням прийнятих методів експериментів з передачами зачепленням.

Наукові положення, сформульовані в дисертації, обґрунтовані результатами теоретичних досліджень з використанням класичних методів сучасної теорії зачеплень, застосуванням сучасних методів диференційної геометрії та диференційних рівнянь. Достовірність висновків та рекомендацій підтверджується великою кількістю чисельних розв'язків, глибоким порівняльним аналізом отриманих точних рішень диференційних рівнянь з застосуванням ЕОМ при синтезі нових передач зачепленням, співпадінням результатів розрахунків з даними інших дослідників, а також чисельними експериментами та практичною реалізацією синтезованих передач зачепленням в промислових умовах.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ДИСЕРТАЦІЇ

Вступ. Обґрунтована актуальність роботи, коротко викладені основні результати досліджень, які виносяться на захист.

Розділ I. Передачі зачепленням у промисловому транспорті та основні напрямки досліджень по синтезу цих передач. Мета та завдання досліджень.

Сучасні підприємства і виробництва вимагають високої насиченості засобів механізації транспортних та навантажуваль-

но-розвантажувальних операцій. Тому завжди стояло і стоїть питання глибокого дослідження промислового транспорту (неперервної циклічної дії, гідравлічного, залізничного, автомобільного та ін.). Великий внесок в становлення і розвиток науки та практики створення промислового транспорту внесли А.О.Співаковський, П.С.Козьмін, В.К.Д'ячков, Н.В.Тихонов, Р.Л.Зенков, І.І.Івашков, М.П.Александров, О.М.Коняев, С.М.Куденко, В.Ф.Брагін, О.Л.Голубенко, А.І.Беляев та ін. вчені та спеціалісти.

Невід'ємною частиною більшості машин промислового транспорту являється привід, в який входять передачі зачепленням у вигляді редукторів, окремих передач та коробок швидкостей. Найбільше поширення в сучасних машинах промислового транспорту мають приводи з циліндричними та конічними зубчатыми передачами. Рідше використовуються з черв'ячними передачами. До передач зачепленням ставляться високі вимоги по навантаженню, габаритним розмірам, металомісткості та надійності.

Тому проблема створення високонавантажених та економічних передач зачепленням є важливою у загальній проблемі розвитку промислового транспорту. У створенні теорії та практики розрахунків, проектування, виготовлення та удосконалення передач зачепленням великий внесок зробили: В.А.Гавриленко, Т.П.Горобець, Я.С.Давидов, І.І.Дусев, М.Л.Єріхов, К.І.Заблонський, Н.І.Колчин, Л.В.Коростельов, А.Ф.Кириченко, І.С.Кривенко, В.Н.Кудрявцев, Ф.Л.Літвін, М.Л.Новіков, В.М.Севрж, М.С.Тєонюк, В.В.Шульц, С.А.Лагутін, В.П.Прохоров, М.Ф.Лєнський, Е.Бакінгем, Е.Вільдгабер, К.Мерріт, Г.Німанн, Т.Сакай та ін.

Результати їх робіт дають можливість ефективно і всебічно досліджувати практично будь-які види просторових зачеплень.

Показано, що інтенсивно проводяться роботи по синтезу нових та удосконаленню відомих зубчатих, черв'ячних та гіперболоїдних передач. Порядок такого синтезу в більшості робіт можна зобразити слідувачим чином: задається профіль зуба одного з елементів зачеплювальної пари, і одержана передача аналізується по показникам навантажувальної здатності в порівнянні з відомими передачами. І лише в невеликій частині робіт передачі зачепленням (в основному циліндричні зубчаті) синтезуються з визначенням геометрії робочих поверхонь по деяким геометрокінематичним показникам та показникам навантажувальної здатності, які характеризують їх роботоздатність. Тому, на думку автора, перспективним являється розробка загальної теорії, математичного забезпечення, алгоритмів синтезу високонвантажених передач зачепленням по показникам навантажувальної здатності з реалізацією такого методу стосовно як до плоских, так і до просторових видів зачеплень. В результаті проведеного аналізу наслідків досліджень визначена мета роботи та сформульовані її основні завдання.

Розділ 2. Теорія зачеплень на базі обвідної багатопараметричної сім'ї поверхонь.

Розроблена теорія і математична модель зачеплення на базі обвідної багатопараметричної сім'ї поверхонь, коли елементами зубчатої пари являються обвідна та обведена поверхні. При цьому одержані загальні рівняння поверхні зачеплення, поверхні зубців і контактних ліній. Узагальнена поверхня зачеплення визначена системою рівнянь.

$$\bar{r}_0 - A_{0j} \bar{r}_j(u, v), \quad F_j(u, v, \varphi_1, \dots, \varphi_n) = (\bar{n}_j, \bar{U}_j) = 0$$

$$(j = 1, 2, \dots, n), \quad (2.1)$$

де $\bar{r}_j(u, v)$ - радіус-вектор обведеної; A_{0j} - матриця переходу від рухомої системи координат до нерухомої; $\varphi_1, \dots, \varphi_n$ - па-

раметри руху обведеної; \bar{n}_1 - вектор нормалі до обведеної;
 \bar{v}_j - вектор-аналог відносної швидкості.

Рівняння обвідної поверхні має вигляд

$$\bar{r}_j = A_{j1} \bar{r}_1, \quad F_j(u, v, \varphi_1, \dots, \varphi_n) = 0, \quad (j = 1, 2, \dots, n). \quad (2.2)$$

A_{j1} - матриця перетворення координат.

Одержані розв'язки задачі по визначенню кривин спряжених поверхонь, головних кривин та головних напрямків обвідної. Ці характеристики виражені через параметри обведеної і параметри відносного руху елементів зачеплення.

Одержані значення приведених кривин та їх головних значень. Так, приведена кривина спряжених поверхонь в напрямку, перпендикулярному вектору \bar{q} дорівнює

$$\chi_{sp} = \frac{1}{\delta} \sum_{i=1}^n \left| \begin{pmatrix} (\bar{r}_1^u \cdot \bar{q}) & (\bar{r}_1^v \cdot \bar{q}) \\ F_{1u} & F_{1v} \end{pmatrix} \right| \cdot D_i, \quad (2.3)$$

де D_i , δ - визначники n -го порядку, які залежать від функція F_{1u} , F_{1v} ; \bar{r}_1^u , \bar{r}_1^v - похідні вектора \bar{r}_1 , F_{1u} , F_{1v} - похідні функція F_j з (2.1) по змінним u , v . Визначена також кривина обвідної багатопараметричної сім'ї поверхонь.

Відносна швидкість дорівнює

$$\bar{v}^{12} = \sum_{i=1}^n v_i \frac{d\varphi_i}{dt}, \quad (2.4)$$

де $\frac{d\varphi_i}{dt}$ - аналог кутової швидкості.

Визначене значення сумарної швидкості руху точок контакту в любому встановленому напрямку, а в напрямку, перпендикулярному вектору \bar{q} , ця швидкість дорівнює

$$U_q = [2\Delta_f |\bar{N}| + (\bar{v}^{12} [\bar{q} \times \bar{e}_i])] \Delta \frac{1}{\Delta}. \quad (2.5)$$

Тут Δ , Δ_f - визначники n -го порядку; \bar{e}_i - одиничний вектор нормалі до обведеної; $|\bar{N}|$ - модуль вектора нормалі до обведеної.

Визначена сумарна швидкість в напрямках, перпендикулярних

однієї з осей еліптичної площинки контакту робочих поверхонь та координатним лініям на обвідній. Досліджено значення кута між вектором відносної швидкості та заданим напрямком.

Литомі ковзання обведеної і обвідної представлені у вигляді $\eta_1 = \left\{ [(\bar{\psi}^{12} \bar{r}_1^v) F - (\bar{\psi}^{12} \bar{r}_1^u) G] \Delta_u - [(\bar{\psi}^{12} \bar{r}_1^v) E - (\bar{\psi}^{12} \bar{r}_1^u) F] \Delta_v \right\} \frac{1}{\Delta_r |N|^2}$, $\eta_2 = \frac{\eta_1}{1 + \eta_1}$. (2.6)

Тут E , F , G - коефіцієнти першої квадратичної форми обведеної; Δ_u , Δ_v - визначники n -го порядку.

Досліджено явище підрізання обвідної багатопараметричної сім'ї псверхонь. Додаткова умова для знаходження особливих точок на спряжених поверхнях має вигляд

$$\begin{vmatrix} F_1^u & F_1^v & F_1^i & \dots & F_1^n \\ F_2^u & F_2^v & F_2^i & \dots & F_2^n \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ F_n^u & F_n^v & F_n^i & \dots & F_n^n \\ E & F(r^u \bar{\psi}_1^u) & \dots & (r^u \bar{\psi}_n^u) \\ F & G(r^v \bar{\psi}_1^v) & \dots & (r^v \bar{\psi}_n^v) \end{vmatrix} = 0, \quad (2.7)$$

де F_j^i ($j = 1, 2, \dots, n$; $i = 1, 2, \dots, n$) - похідні функцій F_j по Φ_i .

При знаходженні особливих точок на обвідній до (2.6) необхідно долучити (2.2), а на обведеної спільно з (2.7) належить розглянути \bar{r}_1 (u, v) та співвідношення $F_j = 0$ з (2.2) Таким чином одержані раніше невідомі узагальнення теорії зачеплення на базі обвідної багатопараметричної сім'ї поверхонь.

Розділ 3. Узагальнений первісний контур інструменту та узагальнена твірна поверхня, їх елементи.

Введено поняття узагальненого первісного контуру інструменту, як контуру, профіль якого окреслений довільною кривою. Рівняння профілюючої кривої первісного контуру представлено у вигляді

$$X_p = f_1(\lambda), \quad Y_p = f_2(\lambda), \quad (3.1)$$

де $f_1(\lambda)$, $f_2(\lambda)$ - довільні необхідне число раз диференційовані функції, λ - змінний параметр. Розглянутий випадок

симетричного та несиметричного первісних контурів. Приведені умови неконгруентності первісних контурів, забезпечуючих профілювання інструментів для нарізування зубців передач з точковим контактом.

На базі узагальненого первісного контуру утворена узагальнена твірна поверхня, обвідними якої є зубці нарізуваного колеса. Узагальненою твірною поверхнею є поверхня, профілі зубців в якій у нормальному, торцовому або іншому перерізах відповідають узагальненому первісному контуру.

Рівняння твірної поверхні представлені у вигляді

$$\begin{aligned}\bar{r}_n &= \bar{r}_0(\mu) + f_1(\lambda)\bar{i}_1 + f_2(\lambda)\bar{j}_1, \\ \bar{r}_n &= \bar{r}_0(\mu) + \bar{b}_0 f_1(\mu) + \bar{n}_0 f_2(\lambda).\end{aligned}\quad (3.2)$$

Тут $\bar{r}_0(\mu)$ - вектор, який визначає поздовжню форму зубців твірної поверхні; μ - змінна величина; \bar{i}_1, \bar{j}_1 - орти осей координат; \bar{b}_0, \bar{n}_0 - одиничні вектори бінормалі та нормалі кривої $\bar{r}_0(\mu)$. Перше рівняння (3.2) відповідає випадку профілювання твірної поверхні узагальненим первісним контуром у нормальному перерізі. Розглянуті випадки утворення спряжених поверхонь зубців зачіплюючих коліс однією твірною поверхнею та двома твірними поверхнями. Для останнього випадку одержані умови, забезпечуючі спряженість робочих поверхонь зачеплюючої пари.

Розроблений алгоритм знаходження основних елементів твірної поверхні, необхідних при синтезі високонавантажених передач. Для поверхонь у формі (3.2) знайдені нормалі, коефіцієнти квадратичних форм, кривизни та геодезичний скрут ліній на твірній поверхні. При синтезі передач зачепленням пропонується по заданим показникам авантажувальної здатності знаходити або функції (3.1), або вектор-функцію $\bar{r}_0(\mu)$. Тому всі характеристики твірної поверхні представлені у вигляді з вилученням старших похідних невідомих функцій. Це дозволяє зображувати

диференціальне рівняння для синтезу передач в зручному для розв'язання вигляді. Зауважимо, що використання поняття узагальненого первісного контуру та узагальненої твірної поверхні дозволяє визначати геометрію інструменту, як результат синтезу передач зачепленням.

Розділ 4. Теорія синтезу напівобкатних передач зачепленням в загальному вигляді.

Розроблена теорія та алгоритм дослідження і синтезу напівобкатних передач зачепленням, схеми яких представлені в таблиці I, з використанням твірної поверхні в формі (3.2) при довільному куту схрещення осей зачіплюючої пари. При дослідженні зачеплення визначені характеристики експлуатаційного зачеплення: рівняння зачеплення, поверхня зачеплення, поверхня зубців нарізованого колеса, контактні лінії на твірній та нарізуваній поверхні. Знайдені також показники навантажувальної здатності передачі такі як відносна швидкість, сумарна швидкість руху точок контакту, кут між вектором відносної швидкості і контактною лінією, приведена кривина, питомі ковзання. Всі ці показники виражені через невідомі функції (3.1) і їх похідні.

Диференціальні рівняння для синтезу передач зачепленням по відносній швидкості, по формі контактних ліній та ліній зачеплення представлені у формі рівнянь першого порядку

$$f_1' = \frac{A_1}{B_1}, \quad (4.1)$$

де A_1 , B_1 - залежать від параметрів передачі, невідомих функцій, але не залежать від похідної f_1' . Ці коефіцієнти визначені для загального випадку напівобкатних передач зачепленням.

Для синтезу передач по іншим показникам одержані диференціальні рівняння другого порядку. При використанні в якості

Синтезовані передачі

№ п/п	Схема передачі	Передача
1.		Черв'ячна та гвинтова з зовнішнім та внутрішнім зачепленням.
2.		Циліндрична з внутрішнім та зовнішнім зачепленням.
3.		Циліндро-конічна з зовнішнім та внутрішнім зачепленням.
4.		Циліндро-гіпоїдна та спіроїдна.
5.		Глобоїдна черв'ячна і глобоїдна гвинтова.

показника синтезу зведеної кривини або сумарної швидкості диференціальні рівняння мають вигляд

$$f_1'' = [-B_x \pm (B_x^2 - A_x C_x)^{0,5}] \frac{1}{A_x}. \quad (4.2)$$

Тут A_x , B_x , C_x - не залежать від другої похідної функції f_1 ; f_1'' - друга похідна функції f_1 . Встановлено, що зведена кривина має мінімальне, а сумарна швидкість максимальне значення у випадку перетворення на нуль підкоренового виразу в рівнянні (4.2).

Для синтезу передач за питомим ковзанням або куту між вектором відносної швидкості і контактною лінією, одержані рівняння, що мають вигляд

$$f_1'' = -\frac{C_y}{2B_y}, \quad (4.3)$$

де B_y , C_y - не залежать від другої похідної функції f_1 .

В загальному випадку запропонований наступний порядок синтезу передач зачепленням: задається значення показника навантажувальної здатності або приймається його екстремальне значення, розв'язується відповідне диференціальне рівняння при різних початкових умовах з визначенням функції f_1 або f_2 ; проводиться аналіз одержаних зачеплень за всією сукупністю показників навантажувальної здатності, вибирається варіант, що відповідає заданим умовам роботи передачі. Одержані результати рекомендується використовувати при аналізі і синтезі передач зачепленням за іншими показниками навантажувальної здатності (наприклад, втратам в зачепленні, зносу зубців та ін.).

Розділ 5. Синтез, розробка і дослідження високонавантажених передач зачепленням з гелікоїдною твірною поверхнею для приводів машин промислового транспорту.

Розроблена математична модель і алгоритми синтезу передач зачепленням для приводів машин неперервного транспор-

ту, транспорту циклічної дії та ін., коли одним з елементів пари, що зачеплюється, є гелікоід.

$$\begin{aligned} X_1 &= (R_1 - f_2) \cos \mu + f_1 \sin \mu \cos \beta; \\ Y_1 &= (R_1 - f_2) \sin \mu - f_1 \cos \mu \cos \beta; \quad Z_1 = \rho \mu + f_1 \sin \beta. \end{aligned} \quad (5.1)$$

Тут ρ - параметр гвинта, R_1 - радіус циліндра,

μ - параметр, β - кут нахилу гвинтової лінії.

Одержані результати можуть бути використані при аналізі і синтезі гвинтових і черв'ячних передач з довільним кутом перехрещування осей пари, що зачеплюється, циліндричних косозубих передач внутрішнього і зовнішнього зачеплення, спіроїдних передач і циліндро-конічних передач (див. табл. I). При цьому розроблено алгоритми і методику синтезу зачеплень за заданим і екстремальним показниками навантажувальної здатності. При синтезі передач за заданими показниками диференціальні рівняння мають вигляд (4.1)-(4.3). Алгоритми для синтезу передач за екстремальними показниками навантажувальної здатності містить диференціальні рівняння і співвідношення для визначення екстремальних значень показників. Диференціальні рівняння мають вигляд

$$f_2'' = \frac{A + A_f}{B_f}, \quad (5.2)$$

де A , A_f , B_f - не залежать від другої похідної функції f_2 . Ці коефіцієнти залежать від параметрів передачі і екстремальних значень показників навантажувальної здатності. Мінімальна зведена кривина і максимальна сумарна швидкість руху точок контакту мають значення

$$\begin{aligned} X_{\text{шп}}^{\text{min}} &= -B_1 \pm (B_1^2 - B_2)^{0.5}, \\ U_{\text{max}} &= (S_1^2 E F^2 - 2S_2 S_3 F F^2 + S_2^2 G) [(F^2)^2 (E G - F^2)]^{-1}, \end{aligned} \quad (5.3)$$

де B_1 , B_2 , S_1 , S_2 , S_3 , F^2 - залежить від геометрії передачі і відносної швидкості в зачепленні; E , F ,

G - коефіцієнти першої квадратичної форми поверхні (5.1).

З застосуванням одержаних диференціальних рівнянь синте-

зовані ортогональні черв'ячні передачі за мінімальною зведеною кривизною і гвинтові передачі за максимальною сумарною швидкістю. Диференційні рівняння (5.2) розв'язувалось методом Рунге-Кутта при варіюванні початкових умов інтегрування і різних способах задання додаткового зв'язку параметрів зачеплення. Одержано три види передач: з опуклим, угнутих і опукло-угнутих профілем осьового або торцевого перерізів гелікоїда (5.1) (рис.1). Синтезовані передачі проаналізовані за основними геометрокінематичними показниками навантажувальної здатності та критеріями Німанна, Німанна-Девіса і Блока. Встановлено, що передачі, синтезовані за екстремальними показниками, мають в 10-15 разів менші значення зведеної кривини і в 3-6 разів більшу сумарну швидкість порівняно з передачами, в яких використовується евольвентний гелікоїд.

Слід зауважити, що найбільш раціональним є застосування синтезованих передач з опуклим профілем поверхні гелікоїда в осьовому і торцевому перерізу, які мають принципово новий характер контакту в зачепленні (рис.2). Несуча здатність цих передач за мінімальними значеннями розрахункових критеріїв в 1,5-1,8 рази, а за середніми в 2,3-2,7 рази вища, ніж передачі з евольвентним гелікоїдом. Синтезовані, розроблені з використанням результатів досліджень і рекомендовані для застосування черв'ячні передачі з опуклим профілем витків черв'яка редуктора Р436-6 приводу технологічної лінії.

Встановлено, що суттєво підвищення навантажувальної здатності гвинтових передач може бути досягнене при використанні глобоїдних передач з гвинтовим циліндричним колесом. Навантаження за критерієм заїдання синтезованих за макс-

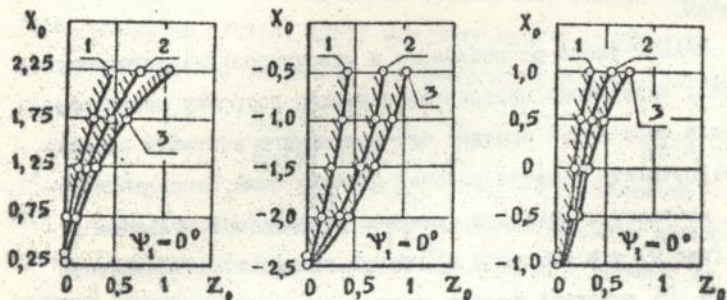


Рис. 1. Синтезовані профілі витків черв'яка:

а- вгнутий /1- $f'_{20} = 0,05$, 2- $f'_{20} = 0,07$, 3- $f'_{20} = 0,09$ /,

б- опуклий /1- $f'_{20} = 0,33$, 2- $f'_{20} = 0,70$, 3- $f'_{20} = 1,0$ /,

в- опукло-вгнутий /1- $f'_{20} = 0,46$, 2- $f'_{20} = 0,53$, 3- $f'_{20} = 0,76$ /.

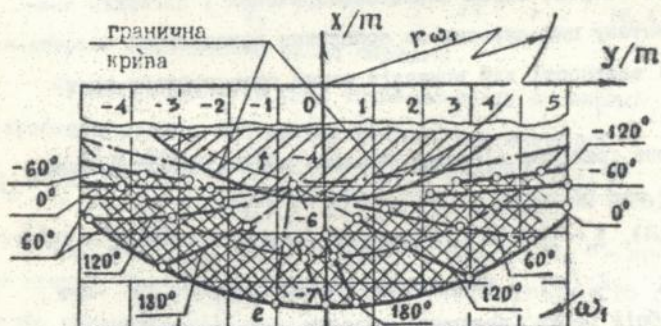


Рис. 2. Проекції ліній контакту черв'ячної передачі на площину, перпендикулярну осі черв'яка. /кут $\psi \neq 0$ по всій робочій ділянці поля зачеплення/.

мальною сумарною швидкістю таких передач у два рази вище навантаження аналогічного критерія евольвентних гвинтових передач.

Використання розробленого в даному розділі алгоритму синтезу черв'ячних передач забезпечило розробку нових різновидів черв'ячних передач без повторного контакту передач з відсутністю в межах робочої ділянки поля зачеплення точок, контакту з нульовою сумарною швидкістю і нульовим кутом (рис.2) між вектором відносної швидкості і контактною лінією. Ці передачі являються предметом винаходів з участю дисертанта.

Розділ 6. Синтез, розробка і дослідження високонавантажених циліндричних зубчатих передач для приводів машин промислового транспорту. Представлені теоретичні узагальнення досліджень циліндричних зубчатих передач загального вигляду, розроблені теорія, математичне забезпечення і алгоритми аналізу і синтезу цих передач за основними показниками навантажувальної здатності для приводів машин промислового транспорту.

Твірна поверхня (інструментальна рейка) з використанням (3.2) має рівняння

$$x_n = f_1(\lambda), \quad y_n = y_0(\mu) + f_2(\lambda) \cos \beta, \quad z_n = z_0(\mu) - f_2(\lambda) \sin \beta \quad (6.1)$$

де $y_0(\mu)$, $z_0(\mu)$ - координати вектора $\vec{r}_0(\mu)$, β - кут нахилу зубців рейки (величина змінна). Визначені основні геометричні характеристики поверхні (6.1). При дослідженні верстатного зачеплення одержані значення відносних швидкостей, рівняння зачеплення. Рівняння поверхні зачеплення має вигляд

$$x = f_1(\lambda), \quad y = -\Omega_1 \cos \beta, \quad z = z_0(\mu) - f_2(\lambda) \sin \beta, \\ \Omega_1 = \frac{f_1 f_1'}{f_2'} \quad (6.2)$$

Розроблена геометрична теорія поверхонь зубців колес, що нарізаються. При цьому визначені коефіцієнти квадратичних форм поверхонь зубців, лінії контакту зубців, нормальні кривини в заданих напрямках. Для визначення кривин одержані рівності

$$K^* = \frac{A_k (f_1'')^2 + B_k f_1'' + C_k}{\bar{A}_k (f_1'')^2 + \bar{B}_k f_1'' + \bar{C}_k}, \quad (6.3)$$

де $A_k, B_k, C_k, \bar{A}_k, \bar{B}_k, \bar{C}_k$ - не залежать від другої похідної функції f_1 . Співвідношення вигляду (6.3) використані при синтезі циліндричних передач за заданою кривиною поверхонь зубців одного з коліс пари, що зачеплюється.

Досліджені основні геометро-кінематичні показники навантажувальної здатності експлуатаційного зачеплення.

Швидкість ковзання експлуатаційного зачеплення дорівнює (кутова швидкість $\omega_1 = 1/\text{сек.}$).

$$v^{12} = \left(\frac{i_1 + 1}{i_1} \right) (\Omega_1^2 \cos^2 \beta + f_1^2)^{0.25}, \quad (6.4)$$

де i_1 - передаточне число передачі.

Сумарна швидкість руху точок контакту в напрямі

перпендикулярному контактним лініям, має значення

$$U_{\tau} = \frac{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{0.25} \{ 2R_1 + \frac{f_1}{f_2} [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2' (1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta] \} \left(\frac{i_1 - 1}{i_1} \right)}{\{ [(f_1')^2 + (f_2')^2] (1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta + (\Omega_2')^2 \cos^4 \beta \}^{0.25}} \quad (6.5)$$

Тут $\Omega_2 = \Omega_1 + f_2$, Ω_2' - похідна Ω_2 ; K_n - кривина кривої. При рівності нулю чисельника виразу (6.5) сумарна швидкість дорівнює нулю. Одержаний при цьому вираз використовується для визначення особливих точок контакту в зачепленні. Для визначення кута між вектором \vec{v}^{12} і контактною лінією одержана залежність

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{0.25} [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2' (1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta]}{\{ f_2' \Omega_2' - [(f_1')^2 + (f_2')^2] (1 - \Omega_1 K_n) \} \sin^2 \beta \cos^2 \beta}, \quad (6.6)$$

де ψ - кут між вектором відносної швидкості і контактною

лінією. З (6.6) виходить, що $\gamma = 0,5\pi$ при $\beta = 0$ і при рівності нулю виразу в фігурних дужках знаменника (6.1). Досліджена швидкість руху точок контакту в напрямі швидкості ковзання і визначені питомі ковзання

$$\eta_1 = \pm \frac{l_1 + l}{l_1} \left\{ \frac{R_1 f_2'}{f_1 [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2' (1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta] \pm l} \right\}^{-1} \quad (6.7)$$

де R_1 - радіус первісного циліндру ($i = 1$ - шестерні, $i = 2$ - колеса; верхній знак відноситься до шестерні, нижній - до колеса). Якщо вираз в фігурних дужках дорівнює нулю, питоме ковзання дорівнює нескінченності, що свідчить про наявність особливих точок на робочих поверхнях зубців.

Зведена кривина робочих поверхонь зубців для загального випадку має значення

$$\chi_{\text{пр}} = \frac{(R_1 + R_2) f_2' \{ [(f_1')^2 + (f_2')^2] (1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta + (\Omega_2')^2 \cos^2 \beta}{[(f_1')^2 + (f_2')^2]^{3/2} \{ R_1 + \frac{f_1'}{f_2'} [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2' (1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta] \}} \rightarrow \quad (6.8)$$

Локально-поверхневий контакт зубців ($\chi_{\text{пр}} = 0$) можливий при рівності нулю виразу в фігурних дужках чисельника (6.8) і забезпечується в перерізах зубчатого вінця при $\beta = 0$. Профіль вихідного контуру інструменту повинен бути окреслений дугою кола з центром на початковій прямій. Одержані співвідношення для визначення довжини контактної лінії зубців в робочому зачепленні, коефіцієнтів профільного і осевого перекриття, умов підрізання і загострення зубців, коефіцієнта навантаження. Результати досліджень використані при визначенні параметрів високонавантажених передач редукторів приводів шахтних стрічкових конвейєрів типу КЛ і ЛКУ, а також при визначенні основних геометричних параметрів восьми типорозмірів редукторів з зачепленням Новікова для приводів елеваторів, ланцюгових конвейєрів, підживлювачів і

інших машин, що експлуатуються на вуглезбагачувальних фабриках.

Представлені вище співвідношення носять загальний характер і можуть бути використані при аналізі відомих і нових видів циліндричних передач зачепленням. Вони можуть бути використані для синтезу нових різновидів циліндричних передач, шляхом знаходження функцій f_1 , f_2 або $Y_0(\mu)$, $Z_0(\mu)$ при заданих геометро-кінематичних показниках навантажувальної здатності передачі чи геометричній характеристиці зачеплення. Співвідношення (6.7) - (6.8) можна розглядати як диференційні рівняння при заданому показнику навантажувальної чи геометричній характеристиці зачеплення. Розв'язок цих рівнянь визначає геометрію твірної поверхні і, отже, первісний контур ріжучого інструменту. В роботі приведені диференційні рівняння для синтезу передач за лініями зачеплення, за відносною швидкістю, дані приклади розв'язків цих рівнянь. Розглянуто синтез циліндричних передач за лінією контакту зубців, і одержані диференційні рівняння для цього синтезу.

Розроблено метод синтезу циліндричних передач за заданими для двох випадків: випадку, коли задані функції $Y_0(\mu)$, $Z_0(\mu)$, а при синтезі визначають функцію, наприклад, $f_2(f_1)$; випадку, коли задані функції $f_1(\lambda)$, $f_2(\lambda)$, а при синтезі визначають, наприклад, функцію $Z_0(Y_0)$. В першому випадку диференційні рівняння зведені до вигляду

$$f_2'' = \frac{f_2' + (f_2')^2 - A^2(f_2')^2}{f_1}, \quad (6.9)$$

де A^2 - залежить від параметрів передачі, заданого показника навантажувальної здатності і не залежить від другої похідної функції f_2 .

В другому випадку диференційні рівняння мають вигляд

$$\bar{z}_0 = \frac{(1 + z_0^2)^{3/2} (1 + A^N)}{\Omega_1 + (1 - A^N) f^2}, \quad (6.10)$$

де A^N - залежить від параметрів передачі, заданого показника навантажувальної здатності і не залежить від другої похідної функції z_0 . Викладено порядок синтезу зачеплень з використанням рівнянь (6.9) і (6.10), наведені початкові умови при розв'язуванні диференціальних рівнянь. Розроблені алгоритми аналізу і синтезу циліндричних передач носять загальний характер і можуть стати основою створення САПР передач за заданими показниками навантажувальної здатності.

Як окремі випадки викладеного розроблені математичні моделі, теорія і математичне забезпечення синтезу циліндричних косозубих передач і передач з внутрішніми круговими зубцями. При цьому визначені основні геометро-кінематичні показники навантажувальної здатності і одержані диференціальні рівняння для синтезу цих передач за основними показниками навантажувальної здатності. Наведені розв'язки диференціальних рівнянь методом рядів з одержанням значень як окремі випадки викладеного розроблені математичні моделі, теорія і математичне забезпечення синтезу циліндричних косозубих передач і передач з арковими круговими зубцями. При цьому визначені основні геометро-кінематичні показники навантажувальної здатності і одержані диференціальні рівняння для синтезу цих передач за основними показниками навантажувальної здатності. Наведені розв'язки диференціальних рівнянь методом рядів з одержанням значень коефіцієнтів рядів при заданих показниках навантажувальної здатності.

Синтезовано ряд нових видів косозубих зубчатих передач, до яких відносяться косозуба передача з сталою зведеною кривою, рівною зведеній кривині в полюсі зачеп-

лення, зубчата передача з сталою сумарною швидкістю, зубчата передача з рівними питомими ковзаннями елементів зубчатої пари, зубчата передача з довжиною лінії контакту не меншою величини осевого шагу. Стання являється предметом винаходу і впроваджена в редукторі приводу штовхача вагонів Суходольської ЦЗФ.

Синтезована і досліджена зубчата передача з сталою зведеною кривою в декілька разів меншою, ніж в полюсі зачеплення евольвентної передачі. Координати профілю первісного контуру інструменту (Рис.3) такої передачі подані в вигляді

$$f_1 = -c \frac{X}{2} (1 - \sqrt{1 - \frac{X}{c}})^2, \quad f_2 = \int_0^X \frac{\frac{X}{2}}{(1 - \frac{X}{c})^{0.5}} d'_{11} \quad (6.11)$$

де $\frac{X}{c} = \sin \alpha$; c - стала; α - кут профілю інструменту; X - зведена кривина.

Дослідження цих передач показують, що її геометро-кінематичні показники суттєво вище, ніж передачі з евольвентним зачепленням. Зведена кривина синтезованої передачі у чотири-п'ять разів менша, сумарна швидкість в 2,5-3 рази більша, а питомі ковзання в 5-8 разів менші, ніж в евольвентної передачі. Передачі рекомендовані для застосування в планетарному мультиплікаторі подвійних бурильних колон.

Розроблена методика синтезу передач з арковими зубцями з замкнутою миттєвою лінією контакту (Рис.4). В таких передачах навантаження на зубці сприймається об'ємом мастила, що міститься в замкнутому контурі. Первісний контур ріжучого інструменту передач знайдено у вигляді функції

$$f_2 = \frac{h}{a} [f_1 (2h - f_1)]^{0.5} - \frac{h^2}{a} \arcsin \frac{f_1 - h}{h} + \pi (K_s m - \frac{h^2}{2a}), \quad (6.12)$$

де K_s - коефіцієнт; m - модуль; a , h - півосі еліпса, яким окреслена лінія зачеплення передачі в точковому перерізі.

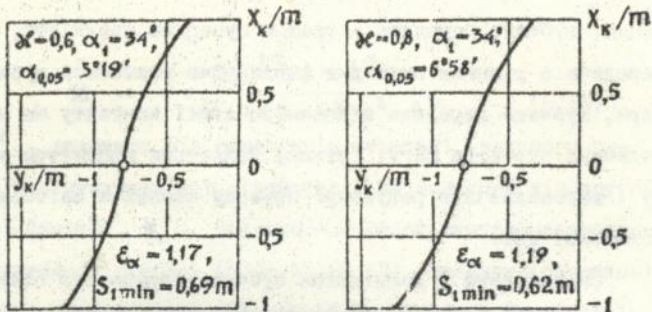


Рис.3. Синтезовані профілі первісного контуру циліндричних зубчатих гередач.

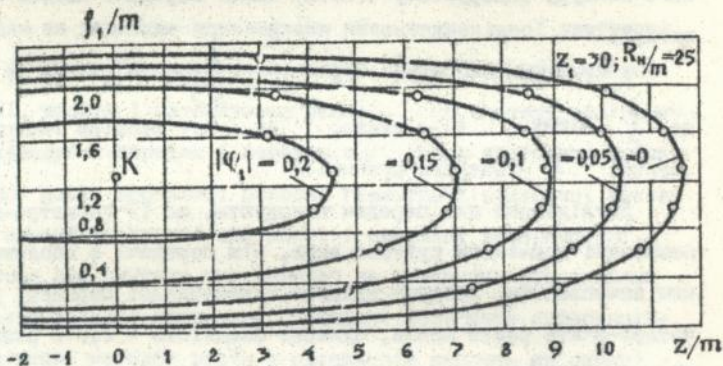


Рис.4. Замкнуті лінії контакту зубців синтезованої циліндричної зубчатої перелачі.

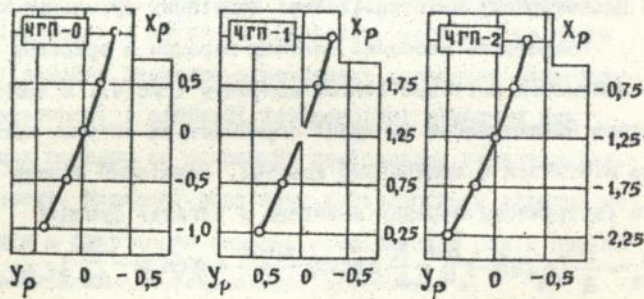


Рис.5. Синтезовані профілі зубців циліндричного прямозубого колеса глобоїдної перелачі.

Передача являється предметом нашого винаходу. Вона всебічно досліджена за основними показниками навантажувальної здатності. В результаті досліджень встановлено, що в процесі зачеплення контури площинки контакту зубців зменшуються, залишаючись обмеженими замкнутою лінією контакту. Сумарна швидкість в зачепленні таких передач в 5-6 разів більша, ніж в евольвентних, а зведена кривина в 2-3 рази (а в частині поля зачеплення в 15-20 разів менша), ніж в евольвентній передачі, питомі ковзання прислизно дорівнюють значенням в евольвентній передачі. Досліджені специфічні показники передач з замкненими лініями контакту (периметри і площа замкненої площинки, об'єм замкненої порожнини, середні витрати мастила через замкнений контур. Ці передачі розроблені і впроваджені в редуктор приводу перевертача вагонів Суходольської ЦЗФ. Наведені приклади синтезу циліндричних зубчатих передач з двоякоопукловігнутими зубцями.

Розділ 7. Синтез, розробка і дослідження високонавантажених передач з прямозубим циліндричним колесом для приводів машин промислового транспорту.

Викладається математичне забезпечення синтезу і аналізу зубчатих передач, до складу яких входить прямозубе колесо як елемент зубчатої пари. Одержані результати можуть бути застосовані при синтезі гіперболоїдних передач зовнішнього зачеплення, глобоїдних передач з прямозубим колесом, циліндричних передач з зовнішнього і внутрішнього зачеплення, циліндро-конічних передач (див. табл. I). Досліджено статичне і робоче зачеплення таких передач з одержанням узагальнених математичних залежностей для визначення основних показників навантажувальної здатності: відносної швидкості в зачепленні, сумарної швидкості руху точок контакту, зведе-

ної кривини, питомих ковзань, кута між вектором відносної швидкості і контактною лінією, коефіцієнтів перекриття та ін.

Розроблено метод синтезу високонавантажених передач за основними показниками навантажувальної здатності з одержанням необхідних диференціальних рівнянь для визначення геометрії зубців прямозубого колеса за заданим або екстремальним показником навантажувальної здатності. Одержані диференціальні рівняння мають вигляд

$$f_1'' = \frac{F_0^A + (1 - I_{21} \cos \varphi_1) [1 + (f_1')^2]}{\mu I_{21} \sin \varphi_1 \sin \varphi_1 - A I_{21} \cos \varphi_1 - (1 - I_{21} \cos \varphi_1) (f_1 - R_1)} \quad (7.1)$$

де f_1 , f_1' , f_1'' - невідома функція і її похідні;

F_0^A - параметр, що залежить від показника навантажувальної

здатності; I_{21} - передаточне відношення; μ - параметр;

φ_1 - кут перехрещення осей коліс; R_1 - радіус прямозубого колеса; φ_1 - кут повороту прямозубого колеса.

Викладено порядок розв'язку диференціальних рівнянь (7.1) з заданням початкових умов і області на поверхні зачеплення, де відшукуються цей розв'язок.

З застосуванням рівнянь (7.1) виконано синтез глобоїдних черв'ячних (гвинтових) передач за максимальною сумарною швидкістю руху точок контакту робочих поверхонь зубців. Одержані при цьому профілі зубців представлені на рис.5. Синтезована глобоїдна передача проаналізована за основними показниками навантажувальної здатності і за критерієм заїдання. При цьому встановлено, що в такій передачі відсутні звичайні вузлові точки контакту, контактні лінії перпендикулярні чи майже перпендикулярні вектору відносної швидкості. Навантаження заїдання синтезованої глобоїдної передачі з прямозубим колесом приблизно в два рази перевищує цей показник

для евольвентної черв'ячної передачі. Синтезована передача застосована в редукторі РЧЗБ-6 приводу технологічної лінії.

Розділ 9. Експериментальні дослідження і впровадження в промисловий транспорт синтезованих передач зачепленням.

Стисло викладаються результати експериментів по виявленню навантажувальної здатності синтезованих і розроблених з використанням одержаних в роботі рекомендацій передач зачепленням і редукторів. Зокрема за рекомендаціями дисертанта і за його участю розроблено, випробувано і впроваджено в серійне виробництво на Луганському заводі ім. Пархоменко десять типорозмірів циліндричних редукторів з зачепленням Невікова. Вони використовуються в приводах конвейєрів, елеваторів, підживлювачів і інших машин промислового транспорту в шахтах і на збагачувальних фабриках. Їх застосування дозволило зменшити габаритні розміри приводів транспортуючих машин в 1,5-2 рази.

Проведені лабораторні і промислові випробування черв'ячних передач, синтезованих за мінімальною зведеною кривою робочих поверхонь. Встановлено, що їх навантажувальна здатність з умови заїдання робочих поверхонь черв'ячного колеса в 1,6-1,8 разів більша, а ККД редуктора в 1,1-1,18 разів вищий, ніж черв'ячних передач з архімедовим черв'яком. Редуктори РЧЗБ-6 з такими передачами впроваджені в приводи технологічних ліній Луганського верстатобудівного заводу, що дозволило збільшити довговічність приводів в 1,5-2 рази.

Всебічно експериментально досліджені синтезовані з максимальною сумарною швидкістю в зачепленні глобідні черв'ячні передачі з прямозубим циліндричним колесом. Результати експериментів підтвердили теоретичні положення про високу навантажувальну здатність таких передач. Навантаження заїдання

для цих передач в 1,5–2 рази вище, ніж для черв'ячних передач з евольвентним черв'яком, вдається також підвищити ККД редуктора на 5–10%. Ці передачі упроваджені в приводи технологічних ліній Луганського верстатобудівного заводу. Довговічність передач редукторів збільшена в 1,5–2 рази.

Проведені експериментальні дослідження по виявленню навантажувальної здатності синтезованих циліндричних зубчатих передач з арковими зубцями з замкненими лініями контакту. Встановлено, що такі передачі, маючи високий ККД зачеплення, допускають навантаження в 1,3 рази більше, ніж передачі з арковими зубцями евольвентного профілю. Передачі в приводі вагоноперевертача Суходольської ЦЗФ Луганської області. Довговічність зубчатих колес при цьому підвищена в 1,7–2,5 рази. Розроблені, виготовлені і впроваджені в редуктори приводів штовхача вагонів (Суходольська ЦЗФ Луганської обл.) зубчаті передачі Новікова з майже лінійним контактом зубців, синтезовані з використанням рекомендацій дисертації. Довговічність зубчатих колес редукторів підвищена в 1,5–2,5 рази.

Проведені також широкі проектні і експериментальні роботи з дослідженнями навантажувальної здатності синтезованих глобоїдних гвинтових зубчатих передач. Встановлено, що навантаження заїдання цих передач в 1,7–1,8 разів вище, ніж гвинтових передач з евольвентними колесами. При цьому забезпечується підвищення ККД передачі на 7–10%.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

В дисертаційній роботі створені і реалізовані нові теорія, математичні моделі та алгоритми синтезу передач зачеплення з високою навантажувальною здатністю, підвищеним ККД, меншою металомісткістю для приводів машин промислового

транспорту та приводів інших машин.

Наукове значення роботи заключається в розробці методів синтезу високонавантажених передач зачепленням з паралельними, перетинаючими, перехресними осями зачеплених коліс по встановленим показникам навантажувальної здатності.

Основні висновки та результати роботи, витікаючі із наукового дослідження:

1. Створені математичні моделі і алгоритми синтезу по показникам навантажувальної здатності високонавантажених передач зачепленням з гелікоїдною твірною поверхнею, передач з прямозубим циліндричним колесом, циліндричних зубчатих передач, нарізаних речним інструментом для промислового транспорту.

2. Розроблена теорія і створена математична модель зачеплень на базі обвідної багатопараметричної (більше двох) сім'ї поверхонь, в самому загальному вигляді в теорії зачеплення, створені алгоритми для дослідження геометро-кінематичних показників таких зачеплень.

3. Розроблена теорія узагальненої твірної (інструментальної) поверхні, і на її основі створена загальна теорія синтезу передач зачепленням з перехресними осями зачеплених коліс по показникам навантажувальної здатності.

4. Синтезовані і досліджені по показникам навантажувальної здатності нові високонавантажені передачі зачепленням з гелікоїдальною твірною поверхнею.

4.1. Виконані аналіз і дослідження нових глоїдних гвинтових зубчатих передач, синтезовані по максимальній швидкості точок контакту. Аналізом встановлено, що по критерію заїдання їх навантажувальна здатність в два рази вище, ніж

евольвентних гвинтових передач.

4.2. Синтезовані і досліджені нові черв'ячні передачі з циліндричним черв'яком по мінімальній зведеної кривині поверхонь, що зачеплюються. Передачі мають значення критеріїв навантажувальної здатності в 2,3...2,7 разів більше, ніж їх значення для черв'ячної передачі з архімедовим черв'яком. Вони впроваджені в черв'ячному редукторі РЧЗ6-6 приводів технологічної лінії.

4.3. Створені нові різноматітні високонавантажені черв'ячні передачі без подвійного контакту, з відсутністю в межах робочої ділянки поля зачеплення точок контакту з нульовою сумарною швидкістю і нульовим кутом поміж вектором відносної швидкості і контактної лінією. Ці передачі є предметом винаходів дисертанта.

5. Синтезовані і досліджені нові високонавантажувальні циліндричні зубчаті передачі, до яких відносяться: косозубі передачі з постійною зведеною кривиною робочих поверхонь; зубчаті передачі з постійною сумарною швидкістю точок контакту в межах поля зачеплення; зубчаті передачі з однаковими питомими ковзкостями елементів зубчатої пари; зубчаті передачі з постійною зведеною кривиною в кілька разів менше, ніж в полюсі зачеплення евольвентної передачі; зубчаті передачі з двома опуклоугнутими зубцями; зубчаті передачі з арковими зубцями і замкнутими миттєвими лініями контакту робочих поверхонь. Дві останні передачі є предметом винаходів дисертанта.

5.1. З використанням отриманих з дисертації результатів: - розроблені і впроваджені в виробництво циліндричні зубчаті передачі редукторів приводів шахтних конвеєрів КЛ і ЛКУ. Габаритні розміри редукторів зменшені в 1,1-1,3

рази в порівнянні з редукторами евольвентного зачеплення. Рекомендації дисертанта використані при розробці восьми типорозмірів двох- і трьохступневих редукторів з зачепленням Новікова для приводів конвеєрів, елеваторів, живлювачів та інших вуглезбагачуючих машин. Габаритні розміри приводів при цьому зменшені в 1,5-2 рази;

- розроблені для редукторів приводів штовхачів вагонів циліндричні зубчаті передачі з довшою ліній контакту зубців не менш осьової відстані. Їх впровадження дозволяє збільшити довговічність зубчатих передач в 1,5-2,5 рази;

- розроблені циліндричні зубчаті передачі з сталом зведеною кривиною робочих поверхонь для мультиплікатора привода подвійних свердильних колон з розрахунковою контактною міцністю в 2,5-3 рази більшою, ніж передач з евольвентним зачепленням;

- розроблені циліндричні зубчаті передачі з арковими зубцями і замкнутими миттєвими лініями контакту робочих поверхонь. Ці передачі впроваджені в редукторах приводів перекидача вагонів, що дало змогу збільшити довговічність передач в 1,7-2,5 рази.

6. Синтезовані і досліджені нові глобоїдні черв'ячні передачі з прямозубим циліндричним колесом по максимальній швидкості руху точок контакту робочих поверхонь. Такі черв'ячні передачі мають в два рази більше, розрахунковий критерій заїдання, ніж черв'ячні передачі з евольвентним черв'яком. Передачі впроваджені в редуктор Р436-6 привода технологічної лінії. Довговічність передачі збільшена в 1,5-2 рази.

7. Проведені лабораторні дослідження дослідних зразків синтезованих зубчатих та черв'ячних передач для приводів машин промислового транспорту. В результаті експериментів вста-

новлено:

- синтезована глобоїдна черв'ячна передача з циліндричним прямокутним колесом має в 1,5-2 рази більше навантаження заїдання і на 5-10% вище ККД в порівнянні з черв'ячною передачею з архімедовим черв'яком;

- синтезована черв'ячна передача з опуклим профілем витків черв'яка має навантаження заїдання в 1,6-1,8 разів більше, а ККД в 1,1-1,18 разів вище, ніж черв'ячна передача з архімедовим черв'яком;

- навантажувальна здатність синтезованих циліндричних зубчатих передач з коловими арковими зубцями і замкнутими миттєвими лініями контакту в 1,3 раза більше, ніж передач з коловими арковими зубцями евольвентного зачеплення;

- синтезована циліндрична зубчата передача з сталю зведеною кривиною робочих поверхонь зубців в межах поля зачеплення дозволяє приблизно вдвічі збільшення із умови контактної міцності переданого навантаження.

Таким чином в дисертації розпрацьовані нові рішення і узагальнення з великої наукової проблеми, реалізація яких забезпечує збільшення ресурса і передавасмих навантажень зубчатих передач в приводах машин промислового транспорту та приводах інших машин. Виконані теоретичні розробки по значності та ступеню узагальнення є вагомим внеском в розвиток наукової теорії самих розповсюджених передач - передач зачепленням.

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНО У ПРАЦІХ:

1. Величко Н.И., Третьяк А.Е., Шишов В.П. Глобоидные винтовые зубчатые передачи // Монография. Дзп. УІФНіанті

1963-Ук 89, Киев. 1989.-170 с.

2. Подройко В.И., Шишов В.П. Червячные передачи с экстремальными показателями нагрузочной способности // Монография. Деп. УКРНИНТИ, № 1033-Ук89, Киев, 1989.-244 с.

3. Витренко А.Н., Шишов В.П., Третьяк А.Е. К исследованию зубчатых передач, нарезанных долбяком // Вопросы проектирования и исследования механизмов машин и автоматов. Новочеркасск. 1977.-с.23-27.

4. Шишов В.П. Модернизация приводов транспортных машин // Механизация и автоматизация цехового транспорта. Тематич. сб., ГОСИТИ. М.: 1962, вып.97-с.3-18.

5. Ильченко А.И., Дербасов Н.М., Шишов В.П. Освоение и внедрение передач Новикова на Луганском заводе им.Пархоменко // Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Тематич.сб., М.: ВВИА им.Жуковского, 1960, вып.1.-с. 4-25.

6. Лагутин С.А., Пузина В.М., Шишов В.П. К исследованию качественных показателей цилиндрических передач с замкнутыми линиями контакта // Конструирование и производство транспортных машин. Харьков. Изд-во Харьков.ун-та. 1980, вып.12-с. 80-84.

7. Шишов В.П. О влиянии параметров зацепления на изломную прочность зубьев круго-винтовых передач // Углеобогащительное оборудование. Труды института. М.: Недра, 1965, т.1.-с.191-201.

8. Севрюк В.Н., Шишов В.П., Скляр А.Е. К исследованию геометрии цилиндрических передач с круговыми зубьями // Научные основы проектирования машин и прогрессивной техники. Харьков, 1971, № 15.-с. 69-75.

9. Чесноков В.А., Шишов В.П., Берлин В.М. Определение кривизн и главных направлений огибающей Λ - параметрическо-

го семейства поверхностей // Изв.вузов. Машиностроение. 1974, № 5 -с. 62-66.

10. Чесноков В.А., Шишов В.П., Берлин В.М. Определение особых точек на огибающей поверхности для общего случая // Изв.вузов. Машиностроение. 1973, № 10 -с.69-72.

11. Шишов В.П., Павленко А.В., Шишова Н.В. Оптимизация параметров червячных передач по величинам КПД зацепления // Проблемы зубчатых передач и редукторостроения. Тез. докл. научно-техн.конф. Харьков, 1993.-с. 29.

12. Морнева М.О., Шишов В.П. Геометро-кинематические показатели передач Новикова с почти линейным контактом зубьев // Проблемы прочности, надежности и долговечности зубчатых передач и редукторов. Тез.докл.респ.научно-техн. конф. Харьков. 1991.-с.34.

13. Павленко А.В., Подройко В.И., Шишов В.П. Результаты оптимизации параметров зацепления червячных передач с различной геометрией // Там же.-с.35.

14. Шишов В.П. Опыт расчета и проектирования зубчатых передач Новикова // Проектирование и изготовления передач Новикова. Тематич.сб., Киев. ИТИ, 1962.- с. 11-23.

15. Шишов В.П. К вопросу определения геометрических параметров цилиндрических передач по заданным показателям работоспособности // Опыт проектирования передач зацеплением. Тез.докл.респ.конф. Харьков, 1974.- с.21

16. Шишов В.П., Каплун А.М., Винокуров Г.Г. Метод синтеза винтовых (в том числе червячных) передач с улучшенными качественными показателями// Теория передач в машинах. Новочеркасск, НПИ, 1981-с. 38-

17. Шишов В.П., Подройко В.И. Червячные передачи с выпуклым профилем витков червяка // Изв.вузов. Машиностроение.

1935, № 5.-с.32-35.

18. Шишов В.П., Подройко В.И. Синтез передач зацеплением с экстремальными качественными показателями несущей способности // Вестник машиностроения, 1935, № 8-с. 33-35.

19. Шишов В.П. Об одном методе синтеза зацеплений по заданным показателям качества // Теория и геометрия пространственных зацеплений. Труды 2-го всесоюзного симпозиума. Курган, 1979.-с.45.

20. Шишов В.П., Берлин В.М., Пузина В.М. К вопросу о качественном синтезе цилиндрических зубчатых передач транспортных машин. //Конструирование и производство транспортных машин. Харьков, 1973, вып.10.- с.104-103.

21. Шишов В.П., Пузина В.М. К вопросу синтеза цилиндрических зубчатых передач с замкнутыми контактными линиями // Конструирование и производство транспортных машин. Харьков. 1979, вып.11.-с.85-90.

22. Шишов В.П. Об одном методе синтеза зацеплений // Проблемы теории зубчатых зацеплений. Труды всесоюзного семинара. М.: 1971.-с.10-12.

23. Авт.свид. 1672039 (СССР). Червячная передача //Шишов В.П., Демин Б.Ф., Подройко В.И. и др. Опубл. в Б.И. № 31, 1991.

24. Червячная передача // Шишов В.П., Демин Б.Ф., Подройко В.И. и др. Положит.реш. по заявке 4697363/25, 1989.

25. Червячная передача // Шишов В.П., Демин Б.Ф., Подройко В.И. и др. Положит.реш. по заявке 4707731/25, 1990.

26. Дозаполняющая передача с зацеплением Новикова // Шишов В.П., Зайцев В.Д., Шестопап В.П. и др. Положит. реш. по заявке 4336339/23, 1991.

27. Авт.свид.763577 (СССР). Способ обработки зубчатой

передатки // Шишов В.П., Каплун А.М. Оpubл. в Б.И. № 37, 1980.

28. Авт.свид. 806302 (СССР). Способ нарезания глобоидных червяков // Шишов В.П., Каплун А.М., Толмачев Ю.А. Оpubл. в Б.И. № 7, 1981.

29. Авт.свид. 879104 (СССР). Червячная передача // Шишов В.П., Каплун А.М. и др. Оpubл. в Б.И. № 41, 1981.

30. Авт.свид. 96547 (СССР). Способ нарезания конических колес // Шишов В.П., Каплун А.М. Оpubл. в Б.И. № 38, 1982.

31. Авт.свид. 975264 (СССР). Способ нарезания зубчатых колес // Шишов В.П., Каплун А.М. и др. Оpubл. в Б.И. № 43, 1982.

32. Авт.свид. 983349 (СССР). Глобоидная передача // Шишов В.П., Каплун А.М. и др. Оpubл. в Б.И. № 47, 1982.

33. Авт.свид. 715857 (СССР). Зубчатая передача // Шишов В.П., Лагутин С.А., Лузина В.М. Оpubл. в Б.И. № 6, 1980.

34. Авт.свид. 1227860 (СССР). Червячная передача // Шишов В.П., Подройко В.И. Оpubл. в Б.И. № 16, 1986.

35. Авт.свид. 456766 (СССР). Привод цепного конвейера // Шишов В.П., Севрюк В.Н. и др. Оpubл. в Б.И. № 2, 1975.

36. Авт.свид. (СССР). Зубчатая передача // Шишов В.П., Утутов Н.Л. Оpubл. в Б.И. № 9, 1983.

37. Авт.свид. 1087721 (СССР). Зубчатая передача // Шишов В.П., Утутов Н.Л. Оpubл. в Б.И. № 15, 1984.

38. Авт.свид. 1178984 (СССР). Червячная цилиндрическая передача // Шишов В.П., Утутов Н.Л., Шишова Н.В. Оpubл. в Б.И. № 5, 1985.

39. Авт.свид. 904420 (СССР). Червячная передача // Шишов В.П., Шевченко С.В., Подройко В.И. Оpubл. в Б.И. № 5, 1982.

40. Зуя Б.С., Утутов Н.Л., Шишов В.П. Геометрия цилиндрических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями // Деп. УкрНИинти, № 63-Ук86, Киев. 1986. - 10 с.

41. Морнева М.О., Шишов В.П. Об исходном контуре дозаполосной передачи с зацеплением Новикова // Деп.УкрНИинти, № 1297-Ук92, 1992:-13 с.

А Н Н О Т А Ц И Я

Шишов В.П. Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальностям: 05.02.02 - машиноведение и детали машин, 05.21.12 - промышленный транспорт, Восточнoукраинский госуниверситет, Луганск, 1994.

Проведены теоретические и экспериментальные исследования новых высоконагруженных передач для промышленного транспорта, созданных на основе нового метода синтеза геометрии их рабочих поверхностей. Установлено, что эти передачи имеют в 1,5-2 раза более высокую нагрузочную способность и на 5-10% повышенный КПД. Осуществлено промышленное внедрение разработанных передач.

A N N O T A T I O N

Shishov V.P. Theory, mathematical maintenance and realization of highloaded gear transmissions synthesis by an engagement - ment for industrial transport.

Dissertation on competition of an academic degree of doctor of technical sciences on specialities: 05.02.02 - science of machines and machine components, 05.22.12 - industrial transport, East-Ukrainian State, Lougansk, 1994.

The theoretical and experimental investigations of new highloaded gear transmissions² by an engagement for industrial transport to be created on the basis of the new method of syntesis of their working surfaces geometry have been carried out. It is established that the gearings have 1,5-2 times higher loading ability and 5-10 per cent heightened efficiency. The industrial introduction of gear transmissions to be worked out has been realized.

Ключові слова: привод, промисловий транспорт, коньейер, синтез, робоча поверхня, поле зачеплення.

Підписано до друку 25.01.95

Формат 60х34/16

Об'єм 2 д.л. заказ № 35

Тираж 100 примірників

348034, м.Луганськ, кв.Молодіжний, 20а, Ротопринт СУДУ

AB 31.931