

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Суков Максим Геннадійович

УДК 621.833.16

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ХВИЛЬОВИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДІВ ПОТУЖНИХ МАШИН**

Спеціальність: 05.02.02 – Машинознавство

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2021

Дисертація є рукопис
Роботу виконана у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира
Даля
Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Малашенко Володимир Олександрович,
Національний університет „Львівська політехніка”
професор, завідувач кафедри технічної
механіки та динаміки машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент
Проценко Владислав Олександрович
Херсонська державна морська академія,
професор кафедри транспортних
технологій та механічної інженерії

кандидат технічних наук, доцент,
старший науковий співробітник
Устиненко Олександр Віталійович
Національний технічний університет
„Харківський політехнічний інститут”,
доцент кафедри теорії і систем автоматичного
проекування механізмів і машин

Захист відбудеться 05.05.21 о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті „Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів, вул. Ст. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Національного університету „Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів, вул. професорська, 1.

Автореферат розісланий 02 березня 2021 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06
к.т.н., доцент

Ю.П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сучасний розвиток машинобудівної галузі в Україні спрямований на підвищенні технічного рівня продуктивності та конкурентоспроможності вітчизняних машин. В конструкціях потужних машин особливе місце займають електромеханічні приводи, до структури яких відносяться передаточні механізми. Традиційні конструкції цих механізмів в структурі приводів з використанням зубчастих передач фактично, на даний час, вичерпали свої функціональні можливості з причини зростання габаритних розмірів та масових характеристик. Тому удосконалення методів розрахунків та пошук нових конструкцій приводів потужних машин без збільшення їхніх габаритів є одним із прогресивних напрямків підвищення їх функціональних можливостей.

Перспективним напрямком удосконалення приводів потужних машин є використання в передаточних механізмах зі складними багато поточними силовими і кінематичними схемами великогабаритних хвильових зубчастих передач (ВГХЗП), що дозволить суттєво зменшити масу, габарити всього приводу і одночасно забезпечить широкий діапазон передаточних відношень.

Тому удосконалення конструкцій ВГХЗП і методів їх розрахунків на основі сучасних досліджень з обґрунтуванням конструктивно-силових і кінематичних параметрів та впровадження у виробництво з урахуванням умов роботи є досить актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно з Загальнодержавною цільовою економічною програмою розвитку промисловості на період до 2017 року, яка ухвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 9 липня 2008 р. №947-р; Державною програмою розвитку внутрішнього виробництва, що затверджена постановою Кабінету Міністрів України від 12 вересня 2011 р. № 1130; планами та науково-дослідницькими програмами ПрАТ «НКМЗ» і СНУ ім. В. Даля, договорів: № 804/05757665/186 від 19.01.2009 р., № 23/114-09 від 18.12.2009 р., № 13/34-07-3 від 25.11.2011 р., № 23/2-10 від 12.01.2010 р., № 13/22-10 від 18.01.2010 р., № 23/117-11 від 12.10.2011 р., № 23/117-11 від 12.10.2010 р., в яких здобувач приймав безпосередню участь.

Метою роботи є підвищення технічного рівня і ефективності функціонування приводів потужних машин за рахунок обґрунтованого вибору структури і параметрів великогабаритних хвильових зубчастих передач з урахуванням їх конструктивно-технологічних особливостей і умов роботи.

Для досягнення поставленої мети були поставлені та розв'язані наступні **задачі**:

- провести порівняльний аналіз результатів існуючих досліджень, методів розрахунку, конструктивно-технологічних особливостей ВГХЗП в структурі приводів потужних машин і обґрунтувати напрямок подальших досліджень;

- розробити та удосконалити математичні моделі функціонування ВГХЗП в приводах потужних машин для визначення кінематичних, силових параметрів передач та їх зміну в процесі експлуатації;

- розробити методику фізичного моделювання процесу взаємодії зубців деформованого зубчастого зачеплення ВГХЗП для оцінки напружено-деформованого стану елементів передачі;

- розробити методику та провести експериментальні дослідження силових факторів у зоні контактів дисків генератора хвиль з гнучким колесом та визначити величину і характер розподілу навантажень в процесі передачі обертаючого моменту;

- провести порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних результатів та отримати підтвердження адекватності розроблених математичних моделей;
- розробити практичні рекомендації такі, що спрямовані на підвищення ефективності функціонування ВГХЗП;

Об'єкт дослідження: процеси, що відбуваються при передачі обертаючого моменту в зоні пружної взаємодії гнучкого колеса з генератором хвиль та жорстким колесом у великогабаритних хвильових зубчастих передачах.

Предмет дослідження: Кінематичні, конструктивні та силові параметри великогабаритних хвильових зубчастих передач, які застосовуються в приводах потужних машин і характеризують навантажувальну здатність, енергетичну ефективність і масово-габаритні показники приводів.

Методи досліджень. Методи математичного моделювання та аналізу використані при розробці моделей взаємодії гнучкого елемента зі сполученими елементами вищих кінематичних пар. Теорія інженерного експерименту, подібності розмірностей, методи фізичного моделювання та тензометрії використовувалися у процесі силового аналізу зубчастого зачеплення, встановлення характеру розподілення навантаження між зубцями та за шириною зубчастого вінця, у оцінці енергетичних втрат у вищих кінематичних парах ВГХЗП. Методи синтезу зубчастого зачеплення з пружною деформацією гнучкого колеса використовуються при визначенні геометричних параметрів зубчастого зачеплення ВГХЗП, а також при дослідженні інтерференції та можливості проскакування зубців у зачепленні. Вирішення задач напружено-деформованого стану гнучкого колеса виконано методами теорії пружності та скінчених елементів.

Коректне використання теоретичних та експериментальних методів дослідження дозволило отримати обґрунтовані та вірогідні наукові результати, сформулювати висновки та розробити рекомендації.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у вирішенні важливої наукової задачі – підвищення ефективності функціонування приводів потужних машин застосуванням великогабаритних хвильових зубчастих передач в передаточних механізмах. При цьому розв'язано такі нові задачі:

- отримала подальший розвиток математична модель розподілу навантаження в зубчастому зачепленні ВГХЗП, яка на відміну від існуючих враховує важливі чинники: розподіл сил по ширині зубчастого вінця в залежності від фази зачеплення; залежність осьових сил від зовнішнього навантаження; максимальну нормальну силу, що діє на зубець.

- встановлені закономірності переміщення зубців у деформованому зачепленні великогабаритної хвильової зубчастої передачі, що враховують швидкості руху точок гнучкого колеса у радіальному та окружному напрямках, окружні швидкості та швидкості ковзання ГК, що викликані поворотом нормалі до нейтрального шару гнучкого колеса, внаслідок його розтягування і розкручування зубців в залежності від параметрів ВГХЗП і величини деформації гнучкого колеса.

- встановлено граничні умови відсутності інтерференції та процес «проскакування» зубців, коли абсолютна величина від'ємного проміжку між їх вершинами на вході в зачепленні не повинна перевищувати сумарну товщину зуба гнучкого та жорсткого коліс по хордам їх вершин $|\Delta^-| > (S_a^I + S_a^K)$; «заклинювання» тоді, коли кут повороту генератора хвиль φ приймається на 20° менше кута γ , що дорівнює половині кута контакту гнучкого колеса з диском генератора хвиль.

- вперше розроблено математичну модель напружено-деформованого стану гнучкого колеса великогабаритної хвильової зубчастої передачі, яка враховує сумісний вплив зубчастого та шліцьового вінців, що зв'язані циліндричною оболонкою, на величини нормальних та дотичних напружень і лінійні деформації гнучкого колеса. Це дозволяє знизити максимальні значення нормальних напружень згину до максимального рівня дотичних напружень та підвищити на 20-25% навантажувальну здатність гнучкого колеса.

Практичне значення отриманих результатів. Отримали подальший розвиток теоретичні та експериментальні методики оцінки геометричних, кінематичних, силових показників ефективності ВГХЗП, та міцності їхніх основних деталей.

Вдосконалена методика силового аналізу ВГХЗП, що дозволяє підвищити точність теоретичного та експериментального визначення навантажень в передачах на основі розробки математичних і фізичних моделей розподілу зусиль в сполучених зубцях гнучкого і жорсткого коліс.

Отримали подальший розвиток підході щодо підвищення ефективності ВГХЗП, які основані на реалізації фізичних та математичних моделей розподілу навантаження в зубчастому зачепленні, переміщення зубців, напружено-деформованого стану гнучкого колеса, що дозволило розробити практичні рекомендації щодо підвищення ефективності ВГХЗП, а саме:

використання проміжного кільця з бронзи надає можливість знизити осьову силу в ВГХЗП до 39% та підвищити ККД редуктора на 2,0...2,2% та одержати максимальний ККД - 0,9...0,92 при номінальному навантаженні $T_2 = 2,5 \cdot 10^5$ Н·м при обертах $n_1 = (50...750)$ об/хв .

Згідно з результатами практичних натурних досліджень на ПрАТ «НКМЗ» розроблено та впроваджено у виробництво 16 великогабаритних хвильових редукторів загальною масою 112492 кг, знижена трудомісткість на 4250 нормо-годин (30,8 %), знижена металомісткість на 77218 кг (40,7 %), економічний ефект від впровадження склав 2 205 934 грн.

Особистий внесок здобувача Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень отримані здобувачем особисто. В працях, що опубліковані у співавторстві, здобувачу належить:

- вдосконалення теоретичних та експериментальних підходів щодо дослідження зубчастого зачеплення [1, 2, 10, 11];
- розробка математичних моделей напружено-деформованого стану ГК [3, 5, 6, 8] і дисків генераторів хвиль [13, 15], стосовно різних граничних умов теорії пружності;
- дослідження ефекту виникнення осьових сил у великогабаритній хвильовій зубчастій передачі [7, 9], а також встановлення силових факторів в області контакту дисків з гнучким колесом [4, 14];
- виконання стендових і ресурсних випробувань великогабаритних хвильових редукторів, встановлення залежностей ККД від параметрів навантаження і умов експериментальних досліджень [12];
- дослідження силових та міцнісних параметрів великогабаритних хвильових зубчастих передач [16, 17, 19, 22, 23];
- розробка методик трьохмерного моделювання режимів роботи великогабаритної хвильової зубчастої передачі [17, 20, 21, 24];
- розробка принципових схем механічних пристроїв для подачі заявки на патент України на корисні моделі [25,26].

Апробація результатів дисертації. Основні результати доповідались, обговорювались та були схвалені на 8 міжнародних науково-технічних конференціях, у тому числі: 42 МНТК – 44 МНТК

«Проблеми якості и довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей и вузлів» (м. Севастополь, 2011 – 2013 рр.); XVIII МНТК – XX МНТК «Машинобудування і техносфера XXI сторіччя» (м. Севастополь, 2011 – 2013 рр.); прийнято доповідь «Особливості розрахунків хвильових зубчастих передач великогабаритних приводів машин» на міжнародну науково-технічну конференцію ЗП-2020 «Проблеми якості і довговічності зубчастих передач та механічного приводу» (м. Харків – м. Одеса, 2020 р.).

У повному обсязі дисертація доповідалася на засіданні кафедри «Машинознавство» Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля за місцем її виконання (2013 р.) та наукових семінарах постійно діючої Ради з захисту дисертацій за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство, на розширеному засіданні кафедри «Технічна механіка та динаміка машин» Національного університету «Львівська політехніка» (2020 р.) з одностайним прийняттям змісту та результатів роботи, а також на пленарному засіданні Міжнародної науково-технічної конференції „Проблеми качества и долговечности зубчастих передач и механичного привода” (Одеса, 25-30 серпня 2020 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані у 26 наукових працях, із яких: 13 наукових статей у наукових фахових виданнях України; 5 - у збірниках доповідей міжнародних науково-технічних конференціях, що входять в індексацію Scopus; 6 – у інших виданнях; 2 - патенти на корисну модель; 1 – заявка на корисну модель.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, додатків. Повний обсяг дисертації 246 с., з яких 149 с. основного тексту, 7 таблиць на 5 с., 58 малюнків на 53 с., 218 літературних джерел на 27 с., 4 додатка на 53 с.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі наведена загальна характеристика роботи, обґрунтована актуальність теми дисертації, визначені її мета та задачі дослідження, наукова новизна и практична значущість отриманих результатів.

У першому розділі виконаний аналіз сучасного стану досліджень механічних передач зачепленням, що складають основу привідної техніки, серед яких виділені найбільш перспективні – хвилеві зубчасті передачі. Вони відрізняються низкою технічних пріоритетів не досяжних для інших передач: висока кінематична ефективність для одного ступеня $80 \leq u \leq 400$; багато потоковість зубчастого зачеплення (приблизно 25 ... 50 % зубців коліс знаходяться в одночасному зачепленні); низькі навантаження на зубці; менші маса и габарити; підвищена кінематична точність та плавність роботи; низький шумовий ефект. Це доведено в існуючій науковій літературі попередніми дослідженнями.

У розвиток сучасних досліджень з загального машинознавства певний вклад внесли вчені: В.І. Анурьев, І.І. Артоблевський, І.А. Біргер, А.В. Вавілов, О.І. Вольченко, А.В. Гайдамака, П.М. Гашук, І.Є. Грицай, Е.М. Гуліда, П.Г. Гузенков, Б.І. Кіндрацький, І.Г. Кириченко, М.С. Комаров, С.В. Кравець, О.С. Ланець, В.С. Ловейкін, В.О. Малащенко, П.Л. Носко, Д.М. Решетов, В.Ф. Семенюк, Б.І. Сокіл, В.М. Стрілець, В.Б. Струтинський, О.І. Пилипенко, Л.К. Полішук, С.В. Ракша, М.А. Ткачук, Є.В. Харченко, S. Miller та багато інших.

Вагомий внесок у теорію та практику дослідження деталей машин і зубчастих передач внесли вчені: М.Н. Іванов, Д.П. Волков, Н.А. Ковальов, Л.Г. Козлов, С.А. Шувалов, В.Н. Руденко, В.А. Туришев, М.Г. Косів, Ю.Б. Сінкевич, І.В. Кузьо, В.Р. Пасіка, В.А. Гавриленко, І.Б. Гевко, Л.М. Мартовицький, О.Г. Маслов, О.В. Устиненко, Г.Б. Філімоніхін, О.І. Полетучий, М.В. Маргуліс, В.В. Суглобов, В.О. Проценко, О.С. Васильєва, С.В. Бойко, В.В. Янків, S. Klysz та інші вчені.

Ретельний аналіз робіт цих та інших вчених показав, що існуючі розрахункові методи та методики отримали застосування переважно для хвильових зубчастих передач кінематичного призначення, що спрощує підходи до питань дослідження впливу деформації гнучкого колеса на умови сполучення елементів зачеплення вищих кінематичних пар.

Впровадження в важку промисловість ВГХЗП ускладнює реалізацію відомих рішень, оскільки не визначає межі інтерференції та можливого проскакування зубців в залежності від параметрів зачеплення та рівня деформації гнучкого колеса; не надає можливості встановити характеристики взаємодії дисків з ГК та причини підвищених енергетичних втрат у межах генератора хвиль тощо. Крім того, інформація про результати теоретичних та експериментальних досліджень ВГХЗП обмежена існуючим стандартом мало модульного зачеплення хвильових передач. Все це потребує розробки математичних моделей силових процесів, вивчення геометрії та кінематики зубчастого зачеплення в ВГХЗП та проведення експериментальних досліджень процесів їх функціонування.

За результатами виконаного огляду літературних джерел і попередніх досліджень з хвильових передач остаточно визначені напрямки теоретичних та експериментальних досліджень та чітко призначено основні задачі даної дисертаційної роботи.

У другому розділі «Обґрунтування конструктивно-силових параметрів у деформованому хвильовому зубчастому зачепленні» розроблена методика та виконано силовий аналіз зубчастого зачеплення ВГХЗП, що наведеної нижче на рис. 1. Для можливого дослідження прийнято припущення, що навантаження прикладене на середині висоти зубців, евольвентний профіль зуба жорсткого колеса апроксимований у прямолінійний профіль. Відносна похибка припущення про умовне прикладання нормального зусилля у зачепленні на середині висоти зубців складає 0,3%, відносна похибка прямолінійної апроксимації профілю зуба жорсткого колеса не перевищує 0,1%. Проведеними дослідженнями встановлено, що прийняті припущення не вносять помітної похибки у розрахункову модель, а вигідно її та процес досліджень спрощують.

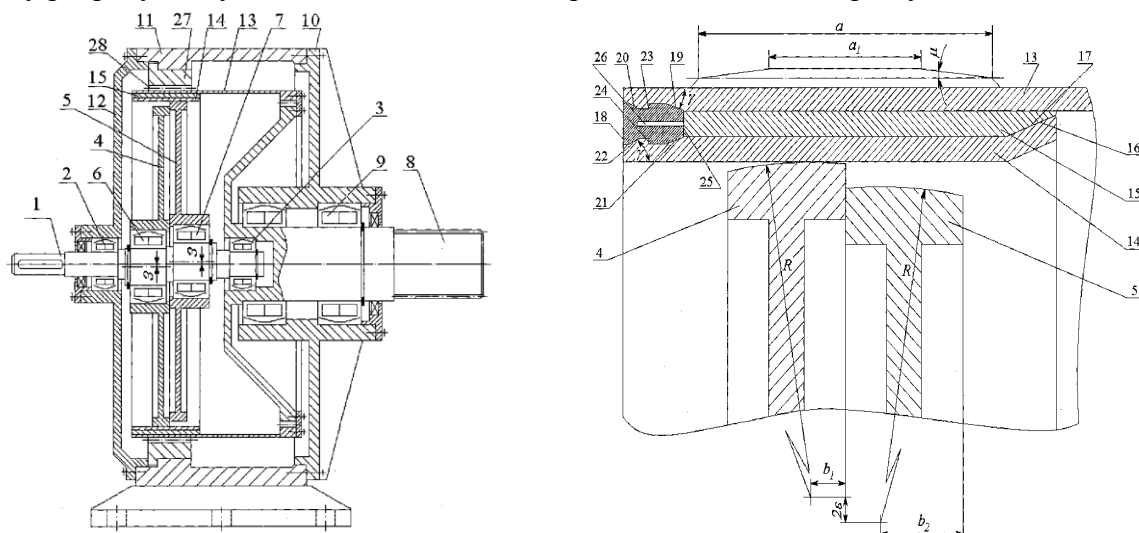


Рис. 1. Розроблений великогабаритний хвильовий редуктор:

1 – тяговий вал; 2, 3, 6, 7, 9 – підшипники; 4,5 - диски генератора хвиль; 8 – ведений вал; 10,12 – кришки; 11 – корпус; 13 – гнучке колесо; 14 – підкладне кільце; 15 – кільце жорсткості; 16, 17 – конічні розточення; 18 – кільцевий замок; 19, 20 – конічні проточки; 21, 22 – поверхні ГК; 23, 24, 25 – опорні площини замка; 26 – кільцевий проріз; 27 – жорстке колесо; 28 – зачеплення зубців гнучкого та жорсткого коліс

Деформації напружених елементів конструкцій, у тому числі і зубців, прийнято вимірювати тензометрією, але на зубцях ХЗП з модулем (1,5...2) мм неможливо закріпити тензорезистори. Для цього на жорсткому колесі виділяється контрольний зуб двома наскрізними поздовжніми пазами, які виконані на місці двох суміжних зубців, и поділяється радіальними пазами на п'ять рівних частин, на їх площинах, що утворилися поздовжніми пазами, з двох протилежних боків монтують тензорезистори (рис. 2). Контрольний зубець розглядається у вигляді консольно встановленої балки з постійним та змінним прямокутними перерізами із силою N_k , яка прикладена на вільному кінці балки під кутом α_k . (рис.3).

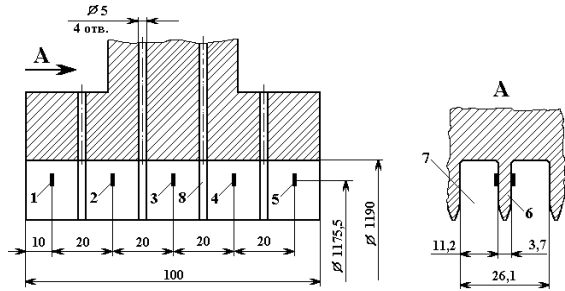


Рис. 2. Схема розташування тензорезисторів: 1-5 – тензорезистори; 6 – контрольний зубець; 7, 8 – поздовжній і радіальний пази

Опорні реакції у защемленні балки M_0 , X_0 , Y_0 (рис. 3) визначаються з умов рівноваги. Обчислюються деформації постійного та змінного перерізів контрольного зубця, зв'язок між ними здійснюється через переміщення нормальної площини O_1-1 , яка «розділяє» контрольний зубець на частини з постійними та змінними перерізами. Рівняння пружної лінії моделі контрольного зуба на ділянці постійного перерізу OO_1 та залежність прогину Y від сили N_k :

$$E \cdot I_1 Y = \frac{M_0 \cdot X_1^2}{2} - \frac{Y_0 \cdot X_1^3}{6}; \quad Y = (0,491 \cdot 10^{-6} X_1^2 - 0,01059 \cdot 10^{-6} X_1^3) N_k, \quad (1)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі; I_1 – осьовий момент інерції апроксимованої моделі зубця (площина O_1-1), мм^4 ; X , Y – координатні функції, $Y = 7,767 - 0,410X$, мм; Y_0 – опорна реакція у защемленні, Н; M_0 – момент реакції в затисканні, Н·м; N_k – сила, яка прикладена на вільному кінці балки, Н.

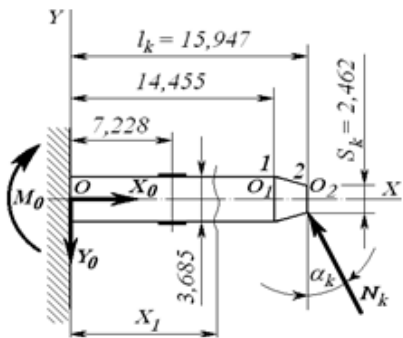


Рис. 3. Розрахункова модель контрольного зуба жорсткого колеса

Диференціюванням 2^{го} рівняння (1) по X отримуємо залежність кута повороту θ нормальної площини контрольного зуба на ділянці OO_1 від положення розглядуваного перерізу та зусилля N_k

$$\theta = (0,982 \cdot X_1 - 0,03177 \cdot X_1^2) \cdot 10^{-6} N_k \quad (2)$$

Прогин Y_1 і кут повороту θ нормальної площини O_1-1 , яка «розділяє» контрольний зуб:

$$Y_1 = 0,706 \cdot 10^{-4} N_k; \quad \theta = 7,557 \cdot 10^{-6} N_k. \quad (3)$$

Диференціальне рівняння пружної лінії моделі контрольного зуба для змінного перерізу $O_1 O_2$ і вираз кривини пружної лінії Y'' мають вигляд:

$$E \cdot I_x Y'' = M_0 - Y_0 X; \quad Y'' = \frac{20,137 \cdot 10^{-6} N_k}{(X - 18,943)^3} + \frac{5,766 \cdot 10^{-6} N_k}{(X - 18,943)^2}. \quad (4)$$

Прогин пружної лінії моделі контрольного зуба на ділянці $O_1 O_2$ Y та під силою N_k

$$Y = \left[-\frac{10,069}{(18,943 - X)} - 5,766 \cdot \ln(18,943 - X) + 6,772 \cdot X - 16,378 \right] \cdot 10^{-6} N_k; \quad Y_2 = 0,819 \cdot 10^{-4} N_k \text{ [мм]}. \quad (5)$$

Напруження розтягування σ^+ та стискання σ^- моделі контрольного зуба у межах тензорезисторів:

$$\sigma^+ = \frac{M_u}{W_z} - \frac{X_0}{F} = 0,1867 N_k, \text{ МПа}; \quad \sigma^- = \frac{M_u}{W_z} + \frac{X_0}{F} = 0,1983 N_k, \text{ МПа}, \quad (6)$$

де $M_u = M_o - Y_o a_m$ – згинаючий момент в межах тензорезисторів;

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = 39,61 \text{ мм}^3 \text{ – осьовий момент опору перерізу моделі;}$$

$a_m = 7,227 \text{ мм}$ – відстань від защемлення до тензорезисторів.

За допомогою співвідношення $\sigma = E\varepsilon$ та формул (5), (6), встановимо залежність між відносною деформацією тензорезисторів ε и прогином пружної лінії в точці прикладання сили:

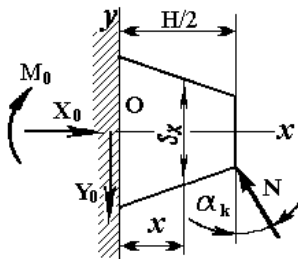
$$Y_2 = 5013,33 \cdot \varepsilon^+; \quad Y_2 = 472,07 \cdot \varepsilon^- \quad (7)$$

Збільшена фізична модель зуба жорсткого колеса навантажувалася гідропресом, пересування моделі вимірювались на основі бруса рівного опору, який не повинен вдавати значного впливу на прогин моделі зуба під дією навантаження. Для цього сила опору бруса N_R приймає багатократно менші значення, ніж нормальна сила N_k , яка прикладена до моделі зуба, $N_R/N_k \cdot 100\% \leq 1,5\%$. Для задоволення наведеної нерівності складено диференціальне рівняння пружної лінії бруса рівного опору, розв'язок якого дозволив встановити прогин кінця бруса, рівний прогину пружної лінії контрольного зуба під силою N_k

$$Y_{\max} = \frac{3P_R l^2}{Eh^3 \text{tg} \beta} = 0,819 \cdot 10^{-4} N_k, \quad (8)$$

де $\beta = 10^\circ$ – кут між віссю та бічною гранню бруса; $h = 4 \text{ мм}$, $l = 220 \text{ мм}$ – товщина та довжина бруса; $b = 77,6 \text{ мм}$ – максимальна ширина бруса в защемленні.

Зв'язок відносної деформації поверхні бруса рівного опору ε з прогином його кінця Y_{\max} представлено у виразах:



$$\varepsilon = \frac{3P_R}{Eh^2 \text{tg} \beta}, \quad Y_{\max} = 12100 \varepsilon, \text{ мм.} \quad (9)$$

Рис.4. Розрахункова схема моделі зуба жорсткого колеса

Зуб жорсткого колеса ХЗП апроксимуємо у вигляді балки трапецієдного перерізу з защемленим кінцем (рис. 4). Опорні реакції у защемленні балки визначаються з умов рівноваги.

Силовий аналіз зубчастого зачеплення виконаний на основі моделі зуба у збільшеному масштабі, виготовленій з того ж матеріалу, що і жорстке колесо. Математичні моделі зуба жорсткого колеса та його збільшеної фізичної моделі апроксимовані у трапецієдні пластинки.

Розв'язанням рівнянь пружності та граничних умов для плоско напруженого стану математичних моделей оригіналу зуба та його збільшеної моделі методами теорії пружності встановлена відповідність прикладених сил та викликаних ними переміщень для розглядуваних математичних моделей.

Прямолінійна апроксимація евольвентного профілю при пласко напруженому стані зуба спростила доказ тотожності рівнянь пружності та граничних умов математичних моделей. Результати справедливі також і для евольвентного профілю зуба при його геометричному моделюванні без апроксимації.

Число пар зубців, які одночасно зачіпляються, і характер розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця представляють деяку функцію обертаючого моменту M_2 і визначаються за результатами експерименту. Кількість зубців у зачепленні визначалась також методом швидкісної кінозйомки. В залежності від величини обертаючого моменту M_2 у зачепленні знаходиться (40÷50)% зубців. Розбіжність отриманих результатів не перевищує 7-ми відсотків.

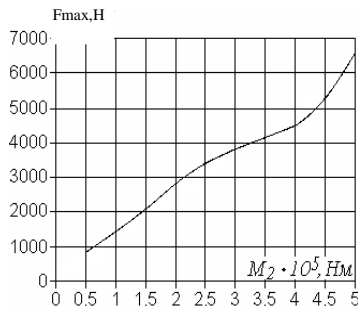


Рис. 5. Залежність максимальної сили F_{max} , Н, діючої на зубець, від обертаючого моменту M_2

Експериментально отримані залежності нормальних сил F_1, \dots, F_5 , діючих на елементи контрольного зубу жорсткого колеса та результуючої нормальної сили F , від кута повороту генератора хвиль α , під навантаженням $M_2 = (0,5 \dots 5) \cdot 10^5$ Н·м, а також величини максимальної нормальної сили на зубець F_{max} від величини навантажувального моменту M_2 хвильового редуктора міксеру МП-600АС (рис. 5).

Розробка досконалих фізичних і математичних моделей дозволила підвищити точність результатів теоретичних та експериментальних досліджень силових процесів у зубчастому зачепленні ВГХЗП. Порівняльне оцінювання похибок (7...10%), які вносяться відхиленнями геометричних форм і розмірів фізичних моделей і математичних аналогів, підтверджує коректність отриманих результатів та об'єктивність розробленого експериментально-теоретичного методу силового аналізу зубчастого зачеплення ВГХЗП.

У третьому розділі «Дослідження кінематики деформованого зубчастого зачеплення великогабаритної хвильової передачі» розглянуто кінематичні процеси у зубчастому зачепленні ВГХЗП. Побудована математична модель переміщень зубців гнучкого колеса, які викликані його деформацією під дією генератора хвиль та прикладеним навантаженням, а також пружною деформацією підшипників. запропонована узагальнена математична модель взаємодії зубців у зачепленні ВГХЗП дозволила визначити граничні умови, які характеризують прояви інтерференції та проскакування зубців. Розроблена математична модель кінематики зубчастого зачеплення ХЗП на основі перманентної деформації ГК, яка описує швидкості його точок у радіальному та коловому напрямках, а також швидкість ковзання зубців в залежності від параметрів ВГХЗП і деформації безпосередньо гнучкого колеса.

Радіальні та колові переміщення W , V і кут повороту нормалі θ ділянки зубчастого вінця ГК, віддаленої на кут $0 \leq \varphi \leq \theta^*$ від великої осі генератора хвиль описано залежностями:

$$W = \frac{W_0}{g-v} (g \cos \varphi - v); \quad V = -\frac{W_0}{g-v} (g \sin \varphi - v \varphi); \quad \theta = \frac{W_0 v \varphi}{a_1 (g-v)}, \quad (10)$$

де $\varphi = \frac{\pi}{2} - \omega_h t$ – поточне положення великої осі генератора хвиль;

a_1 – радіус серединної лінії обода ГК; θ^* – кут між великою віссю генератора хвиль та місцем сходу ГК з диску генератора хвиль;

g, v – безрозмірні коефіцієнти.

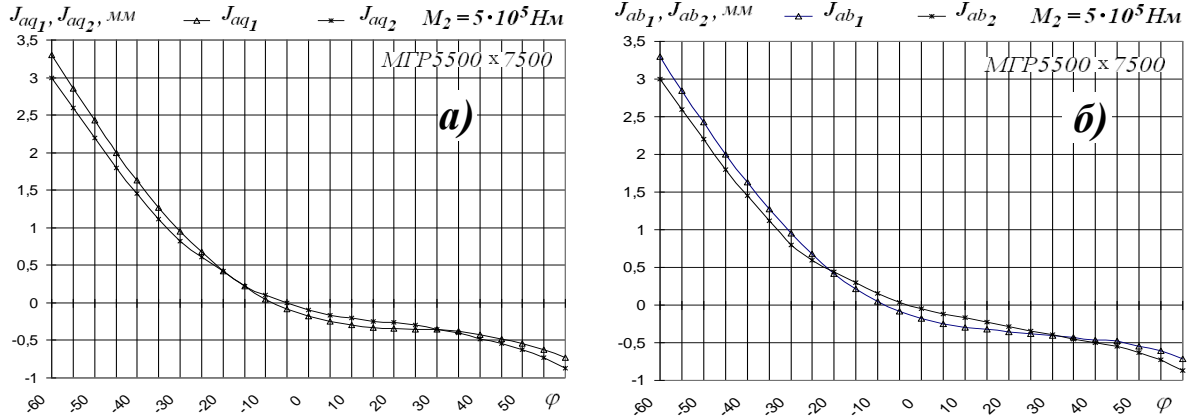
Проекції радіальних пересувань вершин и западин зубців гнучкого колеса на напрямок осі симетрії зуба та колових пересувань на напрямок ортогональний до осі симетрії зуба отримані з урахування деформацій гнучкого та жорсткого зубчастих коліс.

Згідно з отриманими результатами дослідження та на основі теорії зубчастого зачеплення ХЗП, з урахуванням деформацій жорсткого та гнучкого коліс, радіальних проміжків та пружної контактної деформації кілець підшипників, на яких встановлені диски генератора хвиль, розтягування зубчастого вінця, перекошу зубців і закручування ГК, встановлені залежності бічних проміжків у зубчастому зачепленні ХЗП від кута повороту генератора хвиль φ (рис. 6). Від'ємні значення бічних проміжків між зубцями представляють інтерференцію зубців, максимальні значення якої представлені для максимального навантаження приводів пересувного

міксерів і рудорозмельного млина. Проміжки біля вершин зубців гнучкого j_{aq} , і жорсткого j_{ab} коліс при вході у зачеплення, міксер:

$$j_{aq_{\max}} = -0,875 \text{ мм}; j_{ab_{\max}} = -0,875 \text{ мм}; \quad \text{млин: } j_{aq_{\max}} = -0,825 \text{ мм}; j_{ab_{\max}} = -0,825 \text{ мм}.$$

Встановлено, що від'ємні проміжки у зубчастому зачепленні не дозволяють здійснювати передачу великих обертальних моментів. Експериментально доведено, що поблизу торців зубчастих коліс ВГХЗП помітні сліди нерівномірного інтенсивного зношування зубців. Це обумовлюється



деформацією ГК та перекосом зубців по довжині відносно зубців жорсткого колеса. Для усунення інтерференції зубців необхідні технічні рішення, які виключають від'ємні проміжки у зубчастому зачепленні. На основі положень опору матеріалів стосовно згину стержнів приймаємо припущення про не розтягування нейтральної поверхні ГК, тобто сума приростів її довжини рівняє нулю $W \cdot d\theta + dV = 0$, де θ - кутова координата деякої точки на серединній поверхні до деформації, що відраховується від великої осі генератора хвиль. Вважаємо, що радіальні пересування ГК не змінюються у напрямку осей.

Рис. 6. Проміжки біля переднього та заднього торців зубчастого вінця:

а) гнучкого колеса J_{aq1}, J_{aq2} ; б) жорсткого колеса J_{ab1}, J_{ab2} привода рудорозмельного млина

Швидкість ковзання зубців V_S зростає при віддаленні від великої осі генератора хвиль, що видно з графіка на рис. 8. Вона змінюється від нуля, у ділянці великої осі генератора хвиль, до максимуму у місці сходу ГК з диска генератора хвиль, при куту $\theta = \theta^* = \gamma$. Для ХЗП міксерів $\gamma = 41,7^\circ$, млина $\gamma = 44,1^\circ$. Максимальна швидкість ковзання зубців ХЗП міксерів: $V_{S_{\max}} = 0,373 \text{ м/с}$, $\omega_1 = 78,54 \text{ рад/с}$; $V_{S_{\max}} = 0,066 \text{ м/с}$, $\omega_1 = 13,8 \text{ рад/с}$; ХЗП млина: $V_{S_{\max}} = 0,466 \text{ м/с}$, $\omega_1 = 78,54 \text{ рад/с}$.

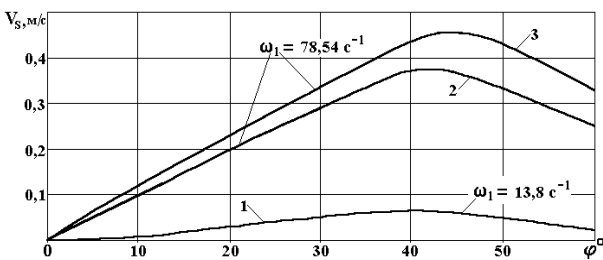


Рис. 7. Швидкості ковзання зубців у ВГХР приводів: 1, 2 – ВЗ-1120 міксерів; 3 – ВЗ-1120А млина

Швидкість ковзання зубців у ХЗП при незмінній частоті обертання ГХ ω_1 пропорційна модулю зубців і величині куту φ , який відраховано від великої осі ГХ до початку входу зубців у зачеплення. Встановлено, що у важкому машинобудуванні кут φ слід приймати на 20° менше куту γ , що знижує енергетичні втрати та усуває умови заклинювання зубців. При обертаючих моментах $M_{2_{\max}} \leq 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, модуль зубців слід приймати $(2,5 \leq m \leq 3,5) \text{ мм}$.

У четвертому розділі «Дослідження напружено-деформованого стану» виконані теоретичні дослідження напружено-деформованого стану ГК, представленого у вигляді трьох незалежних

математичних моделей: циліндричної оболонки защемленої по торцях, зубчастого та шліцьового вінців зв'язаних циліндричною оболонкою, а також за методом скінчених елементів. Головним елементом ХЗП, який потребує особливої уваги з точки зору жорсткості та ресурсу роботи, є гнучке колесо, яке безперервно деформується під дією генератора хвиль. Враховуючи особливий вплив деформацій на інтерференцію зубчастого зачеплення ХЗП, визначаються його напруження та деформації.

Це колесо можна розглядати як тонкостінну циліндричну оболонку тому, що $h/2a=0,01232$ для циліндричної оболонки довжиною l , товщиною стінки h , радіусом серединної поверхні a (рис. 8), яка защемлена двома торцями у товстій плити, які повертаються відносно одна одної на деякий кут ψ . При цьому зберігається відстань між плитами, яка дорівнює довжині недеформованої оболонки l . У процесі повороту плити не зазнають деформації. Під час деформації оболонки точка M , що розташована на її поверхні і визначається радіусом \bar{r} , отримує переміщення \bar{U} і переходить у точку M_1 , радіус якої \bar{r}^* дорівнює:

$$\bar{r}^* = \bar{r} + \bar{U}; \quad \bar{U} = u \bar{e}_1 + v \bar{e}_2 + w \bar{n}, \quad (11)$$

де u , v , w – складові вектора переміщення \bar{U} вздовж осей \bar{e}_1 , \bar{e}_2 , \bar{n} .

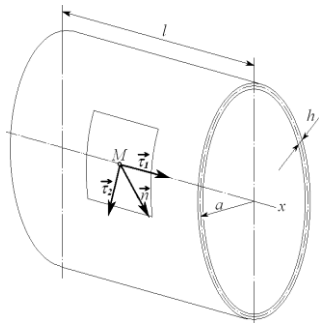


Рис. 8 – Оболонка гнучкого колеса

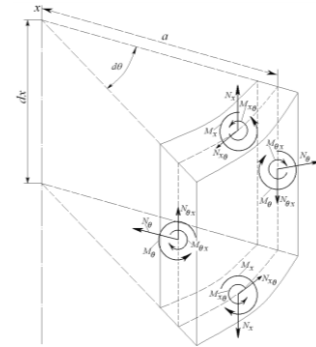


Рис. 9 – Силіві фактори елемента оболонки

Виділяємо елемент оболонки (рис. 9) двома площинами, що проходять через вісь оболонки, та двома площинами, які перпендикулярні до цієї осі. З боку відкинutoї частини оболонки на виділений елемент діють зусилля, котрі зводяться до системи паралельних і дотичних напружень, які урівноважують виділений елемент. Система нормальних і дотичних напружень, що діють на виділений елемент, замінюється еквівалентною системою зусиль та моментів N_x , N_θ , $N_{x\theta}$, M_x , M_θ , $M_{x\theta}$, які прикладені до його бокових площин:

$$N_x = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \nu \left(\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w}{a} \right) \right]; \quad N_\theta = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w}{a} + \nu \frac{\partial u}{\partial x} \right]; \quad N_{x\theta} = \frac{Eh}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right); \quad (12)$$

$$M_x = -\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\nu}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right]; \quad M_\theta = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left[\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right];$$

$$M_{x\theta} = \frac{Eh^3}{12(1+\nu)a} \left(\frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right),$$

де ν – коефіцієнт Пуассона; E – модуль пружності першого роду.

Напружено-деформований стан оболонки представляється рівняннями рівноваги:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} - \frac{\nu}{a} \frac{1}{a^2} \frac{\partial w}{\partial x} + P_1 \frac{(1-\nu^2)}{Eh} = 0; \quad \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \theta} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{h^2}{12a^2} \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial \theta} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^3 w}{\partial \theta^3} \right) + \frac{h^2}{12a^2} \left(\frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} \right) + P_2 \frac{(1-\nu)}{Eh} = 0; \quad (13)$$

$$\nu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w}{a} - \frac{h^2}{12} \left(a \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right) - \frac{h^2}{12} \left(\frac{1}{a} \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \theta} + \frac{1}{a^3} \frac{\partial^3 v}{\partial \theta^3} \right) + P_3 \frac{a(1-\nu^2)}{Eh} = 0.$$

Використовуючи теорії пружності отримана залежність нормальних і дотичних напружень в оболонці, для сталі: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\nu = 0,3$; $[\tau] = 100 \text{ МПа}$;

$$\sigma = \frac{2(1+\nu)^2}{E} [\tau]^2; \quad \sigma = 1,6 \text{ МПа, тобто } \sigma = 0,16 \% [\tau]. \quad (14)$$

Напруження розтягу в оболонці, що спрямовані вздовж твірної є малими та їх можна не враховувати.

Задачу про напружений стан оболонки під дією крайового ефекту розглянуто виходячи з рішення В. Л. Бідермана, яке представлено через функцію напружень.

Силкові фактори у перерізах оболонки координатними площинами (рис. 10) та переміщення U , V , W вздовж координатних ліній виражаються через похідні функції напружен:

$$N_\theta = -\frac{D}{a^4} \left(\frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \theta^6} \right); \quad M_\theta = -\frac{D}{a^3} \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} \right);$$

$$\frac{\partial S}{\partial x} = \frac{D}{a^4} \left(\frac{\partial^3 \Phi}{\partial \theta^3} + 2 \frac{\partial^5 \Phi}{\partial \theta^5} + \frac{\partial^7 \Phi}{\partial \theta^7} \right); \quad U = \frac{1}{a} \frac{\partial \Phi}{\partial x}; \quad V = -\frac{1}{a} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta}; \quad W = \frac{1}{a} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2}, \quad (15)$$

де $D = E h^3 / 12$ – циліндрична жорсткість оболонки.

Деформація оболонки симетрична відносно осі, розв'язок рівняння В. Л. Бідермана знаходимо у вигляді ряду через косинуси $\Phi = \sum \Phi_k(x) \cos k\theta$ і підставляємо у рівняння (15), отримуємо послідовність диференціальних рівнянь $\Phi_k^{(4)}(K=2, 4, \dots)$

$$\Phi_k^{(4)}(x) + 4m_k^4 \Phi_k(x) = 0, \quad \text{де } m_k = K \sqrt{\xi \left(\frac{k^2 - 1}{2} \right)}. \quad (16)$$

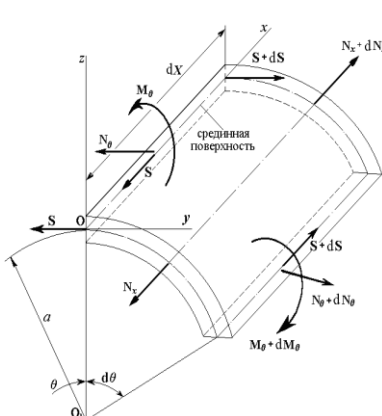
Функції $\Phi_k(x)$ виражаються через функції Крилова, вхідні коефіцієнти C_{k_i} ($i=1, 2, 3, 4$) визначаємо з граничних умов. Торці зубчастого та шліцьового вінців вільні від навантаження, на торцях оболонки відсутні осеві зусилля. Шліцьовий вінець припускається нерозтяжним, зсування точок шліцьового вінця у коловому напрямку вважаємо рівним нулю:

$$(N_x)_{x=0} = 0; \quad (N_x)_{x=q} = 0; \quad (V)_{x=q} = 0; \quad q = l/a. \quad (17)$$

Четверту граничну умову отримано зі спільності деформації у стику оболонки та зубчастого вінця

$$\left\{ S - 2E \xi^3 \sqrt{3} \left(\frac{b_1}{a} \right) \left(\frac{h_1}{h} \right)^3 \left(\frac{\partial^5 W}{\partial \theta^5} + \frac{\partial^3 W}{\partial \theta^3} + \frac{\partial W}{\partial \theta} \right) + \frac{dq_n}{d\theta} \right\}_{x=0} = 0, \quad (18)$$

Розв'язуючи систему диференціальних рівнянь з урахуванням граничних умов (17) та (18), знаходимо функцію напружень:



$$\Phi = -\frac{a \Delta}{R_\Delta} \sum_{(19)} \left\{ \frac{ch m_k (2q-x) \cos m_k x - ch m_k x \cos m_k (2q-x)}{ch 2m_k q - \cos 2m_k q + \lambda_k (sh 2m_k q - \sin 2m_k q)} \frac{\cos k\theta}{k^2 (k^2 - 1)^2} \right\}$$

Величини m_k , λ_k , R_Δ обчислюються згідно з залежностями від ширини, товщини зубчастого вінця та значення максимальної радіальної деформації зубчастого вінця ГК.

Рис. 11 Розрахункова схема елемента оболонки

За допомогою рівнянь (15-19) отримуємо розрахункові формули для шуканих силових факторів:

$$N_x = -\frac{2E\Delta\xi^2}{R_\Delta} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{[e^{-m_k x} - e^{-m_k(4q-x)}] \sin m_k x -}{1 + \lambda_k - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q) e^{-2m_k q} +} \right. \\ \left. - \frac{[e^{-m_k(2q-x)} - e^{-m_k(2q+x)}] \sin m_k(2q-x) \cdot \cos k\theta}{(1 - \lambda_k) e^{-4m_k q} (k^2 - 1)} \right\};$$

$$N_\theta = -\frac{2E\Delta\xi^3\sqrt{3}}{R_\Delta} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{[e^{-m_k x} + e^{-m_k(4q-x)}] \cos m_k x -}{1 + \lambda_k - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q) e^{-2m_k q} +} \right. \\ \left. - \frac{[e^{-m_k(2q-x)} + e^{-m_k(2q+x)}] \cos m_k(2q-x) \cdot \frac{k^2}{(k^2 - 1)} \cos k\theta}{(1 - \lambda_k) e^{-4m_k q} (k^2 - 1)} \right\};$$

$$S = -\frac{E\Delta\xi^{2,5}\sqrt{6}}{R_\Delta} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\langle e^{-m_k x} (\cos m_k x - \sin m_k x) + e^{-m_k(2q-x)} \times}{[(1 + \lambda_k) - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)] \times} \right. \\ \times \frac{[\cos m_k(2q-x) - \sin m_k(2q-x)] - e^{-m_k(2q+x)} [\cos m_k(2q-x) +}{\times e^{-2m_k q} + (1 - \lambda_k) e^{-4m_k q}} \\ \left. + \frac{[\sin m_k(2q-x)] - e^{-m_k(4q-x)} (\cos m_k x + \sin m_k x) \sin k\theta}{\times \sqrt{(k^2 - 1)}} \right\}. \quad (20)$$

Ряди для силових факторів N_x і M_θ сходяться абсолютно при всіх значеннях x , для N_θ та S – при $x \neq 0$. При $x = 0$ розрахункові формули отримуються за допомогою методу поліпшення збіжності рядів. Силкові фактори (20) дозволяють розрахувати напружений стан оболонки ГК. Числовий розрахунок виконаний для хвильового редуктора механізму приводу рудорозмельного млина з заданими розмірами: $a = 548, 3$ мм; $l = 340$ мм; $h = 13,5$ мм; $h_1 = 15,8$ мм; $b_1 = 100$ мм; $\Delta = 2,255$ мм. Для порівняння напруженого стану виконаний аналогічний розрахунок зі зменшеною у два рази товщиною стінки оболонки гнучкого колеса.

Визначальними є нормальні напруження σ_{θ_1} та σ_{θ_3} , що зв'язані з деформацією згину, стиску σ_{θ_1} – на внутрішній поверхні оболонки ГК ХЗП та розтягу σ_{θ_3} – на зовнішній поверхні оболонки. При товщині оболонки ($h = 13,5$ мм) нормальні напруження $(\sigma_{\theta_1})_{\max} = -80$ МПа та $(\sigma_{\theta_3})_{\max} = +85$ МПа. Максимальне значення дотичних напружень: $\tau_{\max} = 20$ МПа, при моменті $M_{2\max} = 5 \cdot 10^5$ Н·м. Зі зменшенням товщини ГК вдвічі ($h = 6,75$ мм), дотичні напруження кручення зростають до $\tau_{\max} = 40$ МПа, а напруження згину у результаті крайового ефекту зменшуються до значень того ж порядку, що наведено вище.

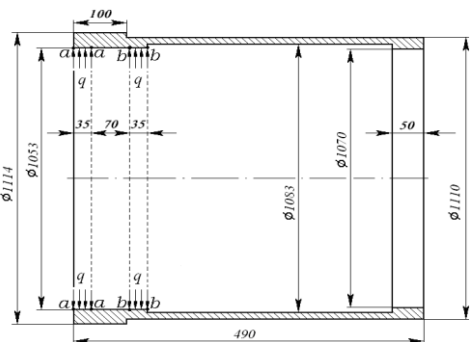


Рис. 12 Розрахункова схема ГК

Для дослідження деформованого стану гнучкого колеса методом кінцевих елементів розроблено його

$$\frac{E\Delta\xi^3\sqrt{3}}{R_\Delta} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{\langle [e^{-m_k x} + e^{-m_k(4q-x)}] \cos m_k x -}{[(1 + \lambda_k) - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)] \times} \right. \\ \left. \frac{[e^{-m_k(2q-x)} + e^{-m_k(2q+x)}] \cos m_k(2q-x) \rangle \cos k\theta}{\times e^{-2m_k q} + (1 - \lambda_k) e^{-4m_k q} (k^2 - 1)} \right\}.$$

розрахункову схему (рис. 12). Радіальні зусилля, що діють на гнучке колесо з боку генератора хвиль, передаються по лінії їх спільного контакту. Замінюємо розподілене радіальне навантаження зосередженими силами F_0 .

Через симетрію навантаження та деформацію гнучкого колеса обмежимося розрахунком однієї чверті останнього. Кожний кінцевий елемент представляє частину циліндричної оболонки у плані прямокутної форми неоднакових розмірів, менших у контакті гнучкого колеса з генератором хвиль, більших – де контакт відсутній (рис. 13).

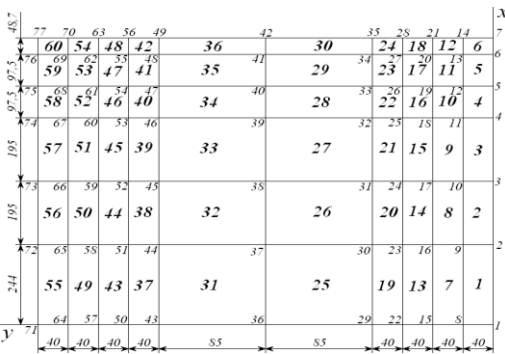


Рис. 13 Маркувальна схема вузлів моделі МСЕ для ГК

Вихідні дані: номери кінцевих елементів і вузлів, їх координати, жорсткості кінцевих елементів, накладені зв'язки, навантаження у вузлах кінцевих елементів. Результати розрахунку радіальних пересувань кінцевих елементів чверті гнучкого колеса ХЗП приведені на рис. 14.

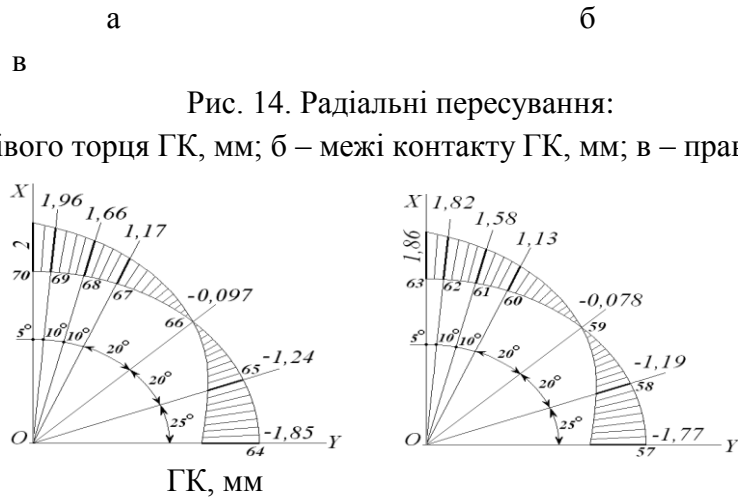


Рис. 14. Радіальні пересування: а – лівого торця ГК, мм; б – межі контакту ГК, мм; в – правого торця

Радіальні деформації приймають максимальні значення біля лівого вільного торця ГК, в межах вузла “77”, $\Delta = 2,01$ мм (рис.14, а) та в ортогональному напрямку, в межах вузла “71”, $\Delta = -1,88$ мм. З віддаленням від вільного торця, зліва – направо, радіальні деформації зубчастого вінця ГК монотонно зменшуються. У середині зубчастого вінця (рис.14,б), в межах вузла “70”, $\Delta = 2,0$ мм та в ортогональному напрямку, в межах вузла “64”, $\Delta = -1,85$ мм. По правому торцю зубчастого вінця ГК (рис.14,в), в межах вузла “63”, $\Delta = 1,86$ мм та в ортогональному напрямку, в межах вузла “57”, $\Delta = -1,77$ мм. Різниця максимальних деформацій по торцям зубчастого вінця складає $\delta_1 = 0,15$ мм та $\delta_2 = -0,11$ мм. Під навантаженням числові різниці максимальних деформацій по торцям зубчастого вінця ГК δ_1 і δ_2 зростають, що призводить до інтерференції та проскакування зубців у зачепленні. Виконані дослідження дозволяють уточнити розрахунок деформацій ГК, що необхідно для усунення інтерференції зубців та оптимізації параметрів ВГХЗП.

У п'ятому розділі виконані експериментальні дослідження ВГХЗП для визначення характеру взаємодії ГК с ГХ, напружено-деформованого стану ГК, а також ККД, осьових сил та температурних режимів роботи ВГХР. Ресурсні випробування ВГХР проводилися на універсальному стенді. Для об'єктивної оцінки міцності несучих елементів конструкції ВГХЗП необхідно знати

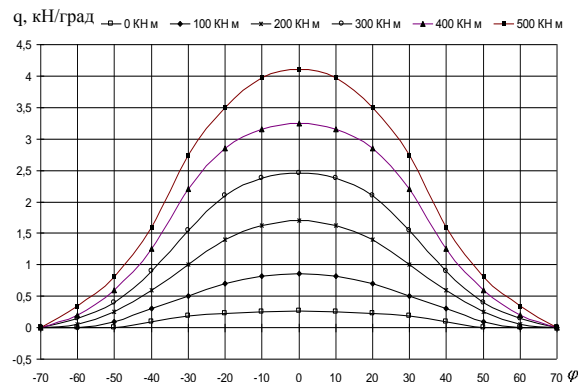


Рис. 15. Залежність навантаження q на ГК від положення головної осі ГВ φ та моменту M_2

величини та характер розподілення навантаження у контактї ГК з генератором хвиль (ГХ).

Експериментальні дослідження виконані в умовах важкого машинобудування ПрАТ "НКМЗ", на універсальних стендах з розімкненим силовим контуром, у якості дослідного зразка використовувався ВГХР В3-1120 механізму повороту пересувного міксеру МП-600АС. Отримані експериментальні значення розподілення навантаження q , яке прикладене до ГК з боку дисків ГХ від положення головної осі φ , під дією різного навантаження M_2 (рис. 15), а також залежність результуючої сили R дії ГК на диски генератора хвиль від величини навантаження M_2 (рис. 17).

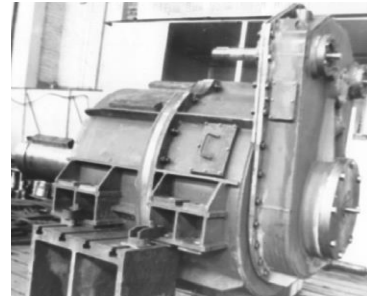
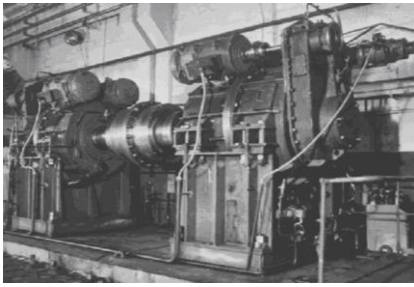


Рис. 15. Стенд на зустрічних силових потоках

Рис. 16. Хвильовий редуктор

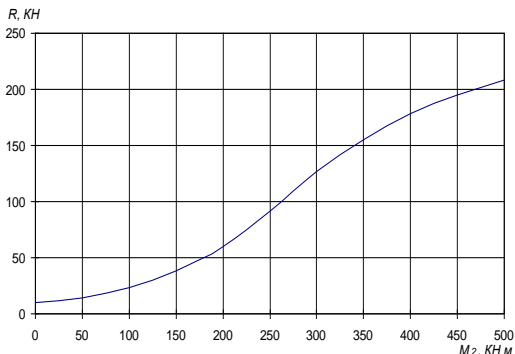


Рис. 17. Залежність радіальної сили R , що діє на диск ГХ від величини моменту M_2

Тензометрія деформованого стану ГК виконувалася при кутовій швидкості веденого валу 1,667 рад/с та обертальних моментах (рис. 15 і рис. 16) $M_2 = (0,2; 0,5; 1,5; 3,0; 4,0; 5,0) \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. (рис. 17). За результатом вимірювань встановлені три дискретні компоненти нормальних напружень на зовнішній поверхні ГК: σ_x - вздовж твірної, σ_θ - у коловому напрямку, σ_{45° - під кутом 45° до напрямків X та θ . Результати вимірювань напружень σ_θ на поверхні ГК В3 - 1120А представлені на рис. 18.

Аналіз результатів експериментальних досліджень вказує на

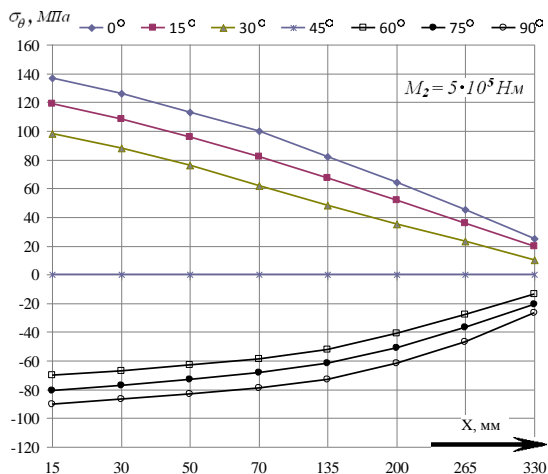


Рис. 18. Напруження σ_θ на поверхні ГК ВГХР В3-1120А в залежності від відстані X при постійних кутах θ

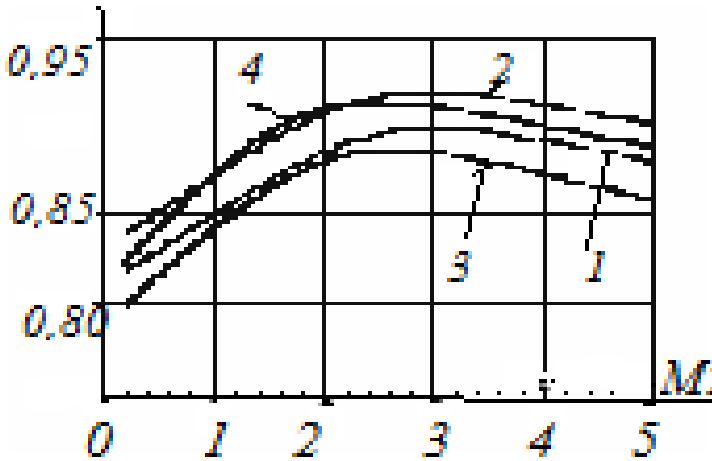
незначність напружень σ_x та σ_{45° , які мало змінюються під дією навантаження M_2 . Визначальними з точки зору міцності ГК є напруження σ_θ , які зростають у 1,5 ... 2,15 рази зі збільшенням навантаження M_2 від $0,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При віддаленні від зубчастого вінця радіальні деформації, які викликані ГХ, згасають, знижуються напруження σ_θ від $\sigma_{\theta \max}$ біля зубчастого вінця до $\sigma_{\theta \min}$ поблизу шліцьового вінця. У вимірюваному інтервалі по довжині оболонки $X_0 = 15 \text{ мм}$, $X_{\max} = 330 \text{ мм}$, максимальні напруження розтягу σ_θ зменшуються у 3,25...5,1 разів, максимальні напруження стиснення σ_θ зменшуються у 1,7...4,8 разів. Максимальні напруження розтягу σ_θ виникають під час проходження великої осі ГХ, максимальні стискальні напруження σ_θ при проходженні малої осі. При відхиленні від великої осі ГХ на кут 45° нормальні напруження σ_θ приймають нульові значення.

Експериментальні дослідження ККД редукторів В3-1120А та В3-1120 проводилися при ступеневому змінюванні: частоти обертання генератора хвиль та

навантаження. Проаналізовані силові та кінематичні фактори, які впливають на втрати енергії у ХЗП, визначені експериментальні залежності ККД ВГХЗП від експлуатаційних характеристик, розроблені рекомендації щодо зниження енергетичних втрат у вищих кінематичних парах ВГХЗП. По результатах досліджень побудовані залежності ККД редукторів ВЗ-1120А та ВЗ-1120 від навантажувального моменту M_2 (рис. 19).

η

Рис. 19. ККД ВЗ - 1120А (криві 1, 2) та ВЗ-1120 (криві 3, 4), $n_1 = 100$ об/хв. в залежності від моменту $M_2 \times 10^5$ Н·м, вставні кільця: 1, 3 - сталь; 2, 4 - бронза



Аналіз результатів показує, що зі збільшенням частоти n_1 , ККД хвильових редукторів падає. При підвищенні частоти $n_1 = (50 \dots 750)$ об/хв. ККД редуктора ВЗ-1120А зменшується: при $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м на 1,4%; при $M_2 = 3 \cdot 10^5$ Н·м на 1,9%; при $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м на 2,2%. ККД редуктора ВЗ-1120 зменшується при підвищенні частоти обертання $n_1 = (50 \dots 750)$ об/хв.: при $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м на 1,7%; при $M_2 = 2,5 \cdot 10^5$ Н·м на 1,8%;

при $M_2 = 5 \cdot 10^5$ Н·м на 2,4%. З підвищенням навантаження від $M_2 = 2 \cdot 10^4$ Н·м до $(2,5 \div 3,0) \cdot 10^5$ Н·м ККД зростає. Падіння ККД ВГХР зі збільшенням моменту M_2 та/або частоти n_1 зумовлено зростанням втрат у зубчастому зачепленні та кінематичних парах ГХ–ГК, а також збільшуються втрати на перемішування мастила. Для підвищення ККД ВГХР слід виключити інтерференцію зубців і знизити енергетичні втрати в області генератора хвиль шляхом встановлення вставного кільця з бронзи.

Як показали дослідження, осьова сила на ГК є функцією навантажувального моменту M_2 , односпрямована – завжди розтягу та не залежить від напрямку обертання генератору хвиль: ГК ВЗ-1120, бронзове вставне кільце, $M_2 = 5,0 \cdot 10^5$ Н·м, $P_{кб} = 7,62 \cdot 10^3$ Н; сталеве вставне кільце $P_{кб} = 12,43 \cdot 10^3$ Н. При рівнозначному навантаженні ГК ВЗ-1120А: бронзове вставне кільце $P_{мб} = 8,26 \cdot 10^3$ Н; при сталевому вставному кільці $P_{мб} = 13,5 \cdot 10^3$ Н. Використання проставних кілець з бронзи дозволило знизити осьові сили у редукторах на 39%.

Під час контролю температурних режимів роботи ВЗ-1120 та ВЗ-1120А температура повітря у цеху коливалась в межах 18 ... 20°C. Температура мастила у картері редукторів вимірювалась під час усталеного режиму ртутним термометром з діапазоном вимірювання температури $(0 \dots 300)^\circ$ С. При номінальних значеннях $M_2 = 3,0 \cdot 10^5$ Н·м та $n_1 = 750$ об/хв., при сталевому кільці для міксеру $t = 83^\circ$ С та млину $t = 91^\circ$ С; при бронзовому кільці для міксеру $t = 69^\circ$ С та млину $t = 76^\circ$ С. Сумарна кількість наробок при ресурсних випробуваннях редукторів склала 5420 годин. Стендові випробування ВЗ-1120 та ВЗ-1120А підтвердили результати теоретичних досліджень та доводять позитивні результати, що отримані під час розв'язування поставленої у дисертації наукової задачі. Для збільшення наочності наведено порівняльну таблицю.

Порівняльна характеристика запропонованих хвильових редукторів з базовими аналогами

Найменування машини	Редуктор	Вага, кг	Габарити, мм	Передагочне число	Обертальний момент M_2 на веденому валу, кН·м	Трудомісткість одиниці виробу, нормо годин	Економічний ефект на одиницю виробу, грн.	Кількість, одиниць
Міксер пересувний МП-300АС	базовий	9800	2500×1500×1200	2866,7	127	857	167282	8
	новий	6050	1790×1045×1145	2860	130	562		
Міксер пересувний МП-600АС	базовий	13585	2240×3600×2450	1456,9	320	993	200535	2
	новий	8406	2865×1660×1870	2163,1	320	681		
Міксер стаціонарний МС-1300	базовий	7517	3800×1300×1400	333,8	147	828	77768	6
	новий	4730	2845×1630×1820	380	320	617		

ВИСНОВКИ

На основі теоретичних та експериментальних досліджень, стендових і промислових випробувань дослідних зразків розв'язана науково-технічна задача з підвищення навантажувальної здатності, кінематичної ефективності, зниження габаритів і ваги механічного приводу, яка представляє особливу актуальність для важкого машинобудування.

1. На основі порівняльного аналізу робіт встановлено, що відомі наукові дослідження та розрахункові методики призначені для порівняно невеликих ХЗП, з кулачковим ГХ та гнучким підшипником, для невеликих обертальних моментів. ХЗП, розроблені для важкого машинобудування, володіють суттєвими відмінностями, а саме дисковий ГХ формує ГК інакше, аніж кулачковий. Конструктивні відмінності та відсутність геометричної подоби невеликих і крупних ХЗП не дозволяють використовувати відомі результати наукових досліджень та розрахункові методики у важкому машинобудуванні.

2. Розроблено фізичні та математичні моделі, які підвищили точність науково обґрунтованих результатів теоретичних та експериментальних досліджень розподілення сил у зубчастому зачепленні ХЗП, що отримані у вигляді двопараметричних залежностей. Порівняльна оцінка похибок, які вносяться відхиленнями геометричних форм і розмірів фізичних моделей і математичних аналогів, підтверджує коректність отриманих результатів, та об'єктивність розробленого експериментально-теоретичного методу силового аналізу зубчастого зачеплення ВГХЗП. Розбіжності результатів теоретичних та експериментальних досліджень не перевищує 5,5 %.

3. Запропонована узагальнена математична модель зубчастого зачеплення ВГХЗП, яка дозволяє визначати граничні умови прояву інтерференції та проскакування зубців. Зі зростанням навантаження поле від'ємних проміжків зсувається у бік входу зубців у зачеплення, де від'ємні проміжки досягають абсолютних максимальних величин.

4. Вперше розроблена математична модель кінематики зубчастого зачеплення ХЗП на основі перманентної деформації ГК, яка дозволила визначити швидкості точок ГК у радіальному \dot{w} та коловому \dot{v} напрямках. Отримані колові швидкості ГК від повороту нормалі до нейтрального шару ГК

V_θ та його розтягування V_{tp} , розклинюючого ефекту зубців V_{tr} . Визначена повна колова швидкість точок ГК V_{tg} та швидкість ковзання зубців V_s в залежності від параметрів ХЗП та розмірів деформації ГК. Результати досліджень дозволяють встановлювати кращі зони поля зачеплення з умови мінімізації швидкості ковзання, зношування та заклинювання зубців, втрат енергії.

5. Вперше розроблені математичні моделі напружено-деформованого стану ГК, представленого у вигляді циліндричної оболонки защемленої по торцям, зубчастого та шліцьового вінців зв'язаних циліндричною оболонкою, а також методом кінцевих елементів. Це дозволило встановити величини нормальних та дотичних напружень, а також лінійні та кутові деформації ГК. На основі отриманих результатів встановлені визначальні напруження σ_{θ_1} і σ_{θ_3} , пов'язані з деформацією згину, стискання σ_{θ_1} – на внутрішній поверхні оболонки ГК та розтягування σ_{θ_3} – на зовнішній поверхні оболонки. При товщині оболонки ($h=13,5$ мм) напруження $(\sigma_{\theta_1})_{\max} = -80$ МПа і $(\sigma_{\theta_3})_{\max} = +85$ МПа. Максимальне значення дотичних напружень $\tau_{\max} = 20$ МПа при максимальному обертальному моменті $M_{2\max} = 5 \cdot 10^5$ Н·м. Вплив крайового ефекту на напружений стан оболонки ГК пов'язаний з напруженнями згину σ_{θ_1} і σ_{θ_3} , їх розмір знижується при зменшенні товщини оболонки. Максимальні напруження, пов'язані з крайовим ефектом, виникають поблизу торця оболонки, з'єднаного з зубчастим вінцем, де слід передбачати плавний перехід, який враховує негативний фактор концентрації напружень. При зменшенні товщини ГК вдвічі ($h = 6,75$ мм) дотичні напруження кручення зростають до $\tau_{\max} = 40$ МПа, а згинальні напруження у результаті крайового ефекту зменшуються до значень того ж порядку. При цьому максимальні напруження стиску та розтягу рівні між собою за порядку. При цьому максимальні напруження стиску та розтягу рівні між собою за абсолютною величиною $(\sigma_{\theta_1})_{\max} = -26$ МПа, $(\sigma_{\theta_3})_{\max} = +26$ МПа.

6. Встановлено, що зниження максимальних нормальних напружень згину $(\sigma_\theta)_{\max}$ до рівня максимальних дотичних напружень кручення τ_{\max} покращує напружено-деформований стан ГК, підвищує навантажувальну здатність і ресурс роботи високо навантажених ВГХР. Виконані дослідження дозволяють встановити напруження та деформації ГК, необхідні для оптимізації параметрів ВГХЗП.

7. Експериментально отримано розподілення нормального навантаження на ГК від дії ГХ, залежність радіальної сили R , діючої на диски, від величини обертального моменту M_2 .

8. На основі експериментальних досліджень встановлено, що ККД ВГХР приймає максимальне значення $\eta_{\max} = [0,92 \div 0,90]$ при номінальному навантаженні $M_2 = 2,5 \cdot 10^5$ Н·м, при цьому частота обертання вхідного валу регулюється у межах $n_1 = (50 \dots 750)$ об/хв. При максимальному навантаженні $M_{2\max} = 5 \cdot 10^5$ Н·м ККД падає на 3% та при частоті обертання вхідного валу $n_1 = 750$ об/хв. складає $\eta = 0,87$. З ростом частоти обертання n_1 у межах $(50 \dots 750)$ об/хв., ККД знижується на 2%.

9. Поставлена у дисертації мета досягнута, сформульовані задачі успішно розв'язано. Отримані наукові результати використовуються у важкому машинобудуванні в якості керівних технічних матеріалів для проектних розрахунково-конструкторських робіт хвильових редукторів. За результатами виконаних досліджень розроблені та впроваджені у виробництво 16 великогабаритних хвильових редукторів загальною вагою 112492 кг зі зменшеними габаритами, вага на 77218 кг (40,7%) та трудомісткість виготовлення на 4250 нормо годин (30,8 %) нижчі за існуючі. Економічний ефект від впровадження розроблених хвильових редукторів на ПрАТ «НКМЗ» склав 2 205 934 грн.

ПУБЛІКАЦІЇ З ТЕМИ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у виданнях, що входять до наукометричної бази Scopus

1. V. N. Strelnikov, M. G. Sukov. Analysis of axial forces of heavy-duty harmonic gear drive. *Advances in Engineering Research (AER)*, volume 157. International Conference "Actual Issues of Mechanical Engineering" (AIME 2018), pp.584-589: <https://www.atlantis-press.com/proceed./aime-18>.

2. V. N. Strelnikov, M. G. Sukov. Stressed state of heavy-duty harmonic gear drive flexspline. *Advances in Engineering Research*, volume 158. International Conference on AviaMechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018), pp. 391-398: <https://www.atlantis-press.com/proceedings/avent-18/articles>.

3. V. N. Strelnikov, M. G. Sukov. Experimental investigation on interaction of wave disk generator with flexible gear. *IPDME2018 IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 194 (2018) 032028 IOP Publishing doi:10.1088/1755-1315/194/3/032028 1.

4. V. N. Strelnikov M. G. Sukov. Analysis of axial forces in harmonic drives of mining machines and heavy industrial equipment. *HIRM-2019 Journal of Physics: Conference Series* 1353 (2019) 012042 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/1353/1/012042 1.

5. V. N. Strelnikov M. G. Sukov. Teeth interference in harmonic drives intended for heavy engineering. *ITBI 2019 Journal of Physics: Conference Series* 1333 (2019) 052025 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/1333/5/052025 1.

Публікації у наукових фахових виданнях України

6. Стрельников В.Н. Синтез червячной передачи общего вида / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, А.И. Волошин, М.Г. Суков // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2011. – Вып. 41. – 373 с. – С. 303 – 310.*

7. Стрельников В. Н. Анализ напряженного состояния гибкого колеса волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, А.И. Волошин, М.Г. Суков, Г.А. Лесняк // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2011. – Вып. 42. – 324 с. – С. 266 – 273.*

8. Стрельников В.Н. Исследование напряженного состояния оболочки гибкого колеса крупной волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков, Г.А. Лесняк, Ю.П. Гавриш // *Вестник национального технического университета "ХПИ": Сб. научных тр.: Тематический вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2011. – Вып. 29'2011. – С. 170 – 179.*

9. Стрельников В.Н. Определение деформаций и напряжений гибкого колеса крупной волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // *Вестник национального технического университета "ХПИ": Сб. научных тр.: Тематический вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. – Вып. 35'2012. – С. 159 – 166.*

10. Стрельников В.Н. Анализ осевых сил, возникающих на гибком колесе волновой передачи / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // *Вестник национального технического университета "ХПИ": Сб. научных тр.: Тематический вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. – Вып. 36'2012. – С. 140 – 145.*

11. Стрельников В.Н. Экспериментальное исследование к.п.д. крупных волновых редукторов / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2012. – Вып. 1, 2(44). – С. 244 – 250.*

12. Стрельников В.Н. Напряженно – деформированное состояние гибкого колеса в виде цилиндрической оболочки заземленной по торцам / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2013. – Вып. 1, 2(45). – С. 227 – 234.*

13. Стрельников В.Н. Разработка математической модели червячной пары для производства червячных передач на универсальных обрабатывающих центрах / В.Н. Стрельников Г.С. Суков, Н.Д. Воробьев, М.Г. Суков и др. // *Вестник национального технического университета "ХПИ":*

Сб. научных тр.: Тематический вып. “Машиноведение и САПР”. – Харьков, 2013. – Вып. № 1 (975) – С. 130 – 139.

14. Стрельников В.Н. Представление напряженного состояния оболочки гибкого колеса волновой передачи через функцию напряжений / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Серия “Проблемы механического привода”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2013. – №40’2013. – С. 165 – 170.

15. Стрельников В.Н. Устранение интерференции зубьев в крупной волновой передаче / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Серия “Проблемы механического привода”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2013. – №41’2013. – С. 138 – 142.

16. Стрельников В.Н. Напряженно – деформированное состояние гибкого колеса представленного сопряжением кольца и оболочки / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2013. – Вып. 1, 2(46). – С. 272 – 282.

17. Стрельников В.Н. Трехмерное моделирование поверхностей зубьев в САД-системах для генерации программы к станкам с ЧПУ/ В.Н. Стрельников, М.Г. Суков // Вестник национального технического университета “ХПИ”: Сб. научных тр.: Серия “Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2018. – №25 (1301) 2018. – С. 135 – 139.

18. Малащенко В.А., Стрилец О.Р., Суков М.Г. Коэффициент полезного действия зубчатого дифференциала. Сучасні технології промислового комплексу: Збірник матеріалів VI Міжнародної науково-практичної конф., 8–12 вересня 2020 року, Херсон. – 2020. – С. 304-309.

Публікації у інших виданнях

19. Стрельников В.Н. Исследование осевых сил в крупных волновых редукторах / В.Н. Стрельников, М.Г. Суков // Известия Волг. гос. техн. ун. – та. – 2019. – № 6. – С. 30 – 35.

20. Стрельников В.Н. Интерференция зубьев в зацеплении крупной волновой передачи / В.Н. Стрельников, А.И. Волошин, М.Г. Суков // Вестник Белг. гос. техн. ун.–та им. В.Г. Шухова. – 2019. – № 1. – С. 142 – 149.

21. Стрельников В.Н. Разработка силовой модели зубчатого зацепления крупной волновой передачи. / В.Н. Стрельников, А.И. Волошин, М.Г. Суков // Вестник Донского гос. техн. ун. – та. – 2019. – № 2. – С. 120 – 129.

22. Стрельников В.Н. Исследование взаимодействия гибкого колеса с генератором волн / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков // Les problèmes contemporains de la technosphère et de la formation des cadres d’ingénieurs // Recueil des exposés des participants de la V Conférence internationale scientifique et méthodique à Tabarka du 06 au 15 octobre 2011. – Donetsk: UNTD, 2011. – P. 197 – 201.

23. Стрельников В.Н. Напряженно – деформированное состояние диска волнообразователя / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков, И.Ю. Нечепоренко // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XX международной научно - технической конференции в г. Севастополе 16–21 сентября 2013г. в 3–х томах.–Донецк: ДонНТУ, 2013. Т. 3 – 302 с. – С. 46 – 54.

24. Стрельников В. Н., Суков Г. С., Волошин А. И., Суков М. Г. Общее решение расчета параметров червячной передачи. Прогресивні технології та системи машинобудування. 2011. Вып. 41. С. 310–314.

25. Патент на корисну модель 85742 України, МПК В23D 31/00. Спосіб збирання ножиць / Коваленко В.І., Найдено Л.Ф., Вербицький В.Б., Суков М.Г., Калашников А.А., Грибанов О.В., Чудненко О.О.; заявник та патентовласник Публічне акціонерне товариство “Новокраматорський машинобудівний завод”. - № u 201307914; заявл. 21.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. № 22.

26. Патент на корисну модель 146327 України, МПК F16D 41/06. Обгінно-запобіжна муфта / Малащенко В.О., Сологуб Б.В., Суков М.Г., Борис А.О.; заявник та патентовласник Національний університет «Львівська Політехніка». Заявка № u 202006279 від 28.09.2020; опубл. 10.02.2021. Бюл. № 6.

АНОТАЦІЯ

Суков М.Г. Обґрунтування параметрів великогабаритних хвильових зубчастих передач приводів потужних машин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.02.02 – машинознавство. – Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля.

Дисертаційна робота присвячена розробці наукових методів и засобів підвищення навантажувальної здатності великогабаритних хвильових зубчастих передач, що представляє особливу актуальність для важкого машинобудування.

Силовий аналіз деформованого зубчастого зачеплення заснований на фізичних та математичних моделях, які охоплюють тривимірну силову взаємодію гнучкого елемента у сполученнях вищих кінематичних пар. Теоретичні та експериментальні дослідження комплексних моделей забезпечили підвищення точності результатів тривимірного кількісного та якісного розподілення сил у зубчастому зачепленні, а також дозволили визначити граничні умови прояву інтерференції та проскакування зубів.

Дослідження кінематичних процесів у зубчастому зачепленні хвильової передачі, дозволили визначити швидкості точок гнучкого колеса у радіальному \dot{w} та коловому \dot{v} напрямках, та швидкість ковзання зубів V_s , оцінити поле зачеплення за критеріями мінімізації швидкості ковзання, зношування та заклинювання зубів, енергетичних втрат.

Розроблені математичні моделі напружено-деформованого стану гнучкого колеса у вигляді циліндричної оболонки защемленої по торцям, зубчастого та шліцьового вінців з'єднаних циліндричною оболонкою, для розрахунку методом кінцевих елементів. Це дозволило встановити розподілення напружень, а також лінійні та кутові деформації гнучкого колеса.

Встановлено вплив конструктивних факторів на інтерференцію та енергетичні втрати у зубчастому зачепленні хвильової передачі. Величина енергетичних втрат здебільшого зумовлена великою протяжністю поля зачеплення.

Порівняльний аналіз отриманих результатів підтвердив адекватність виконаних теоретичних та експериментальних досліджень, що забезпечило суттєве зниження енергетичних втрат та підвищення навантажувальної здатності великогабаритних хвильових редукторів.

Ключові слова: хвильова передача, інтерференція зубців, аналіз, навантажувальна здатність, гнучке колесо, генератор хвиль, напруження, деформації, ККД, осьові сили.

ANNOTATION

Sukov M.G. Substantiation of parameters of large-wave wave gears of drives of powerful machines. - Manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.02.02 – Mechanical engineering. - East Ukrainian National University Vladimir Dahl.

The dissertation is devoted to the development of scientific methods and means of increasing the load capacity of large wave gears, which is especially relevant for heavy engineering. The force analysis of deformed gearing is based on physical and mathematical models that cover the three-dimensional force interaction of a flexible element in combinations of higher kinematic pairs. Theoretical and experimental studies of complex models have improved the accuracy of the results of three-dimensional quantitative and qualitative distribution of forces in the gearing, as well as allowed to determine the boundary conditions for the manifestation of interference and skipping teeth.

Studies of kinematic processes in the gearing of the wave transmission, allowed to determine the velocities of the points of the flexible wheel in the radial and circular directions, and the speed of sliding teeth, to evaluate the gearing field by minimizing the speed of sliding, wear and jamming of teeth, energy losses. Mathematical models of the stress-strain state of a flexible wheel in the form of a cylindrical shell clamped at the ends, toothed and splined crowns connected by a cylindrical shell have been developed for calculation by the finite element method.

This allowed to establish the stress distribution, as well as linear and angular deformations of the flexible wheel. The influence of design factors on interference and energy losses in gear transmission of wave transmission is established. The magnitude of energy losses is mainly due to the large length of the engagement field. Comparative analysis of the obtained results confirmed the adequacy of the performed theoretical and experimental studies, which provided a significant reduction in energy losses and increased load capacity of large wave reducers.

The distribution of the normal effect of the boundary effect on the stress state of the shell of the HA is associated with bending stresses and their size decreases with decreasing shell thickness. The maximum stresses associated with the edge effect occur near the end of the shell, connected to the ring gear, where a smooth transition should be provided, which takes into account the negative stress concentration factor. When the thickness of the HA is halved ($h = 6.75$ mm), the tangential tensile stresses increase to $t_{\max} = 40$ MPa, and the bending stresses as a result of the edge effect decrease to values of the same order. The maximum compressive and tensile stresses are equal to each other in order. The maximum compressive and tensile stresses are equal in absolute value = - 26 MPa, = +26 MPa.

It is established that the reduction of the maximum normal bending stresses to the level of the maximum tangential torsional stresses t_{\max} improves the stress-strain state of the HA, increases the load capacity and service life of highly loaded VGHR. The performed researches allow to establish stresses and deformations of GK necessary for optimization of parameters of VGHZP.

The distribution of the normal load on the HA from the action of the GC, the dependence of the radial force R acting on the disks, on the value of the torque M_2 is obtained experimentally.

On the basis of experimental researches it is established that efficiency of VGHR accepts the maximum value at nominal loading, thus frequency of rotation of an input shaft is regulated within. At maximum load, the efficiency decreases by 3% and at the speed of the input shaft is With increasing speed n_1 within (50... 750) rpm, the efficiency decreases by 2%.

The goal set in the dissertation is achieved, the formulated tasks are successfully solved. The obtained scientific results are used in heavy engineering as guiding technical materials for design and design work of wave reducers. According to the results of the performed researches, 16 large-sized wave reducers with a total weight of 112492 kg with reduced dimensions, weight by 77218 kg (40.7%) and labor intensity of manufacturing by 4250 standard hours (30.8%) lower than the existing ones were developed and introduced into production. The economic effect from the introduction of the developed wave reducers at PJSC NKMZ amounted to UAH 2,205,934.

Key words: wave transmission, teeth interference, analysis, loading capacity, flexible wheel, wave generator, stress, deformation, efficiency, axial forces.