

**Васильєва Олена Едуардівна**

УДК 621.001

**БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КОНСТРУКТИВНИХ  
ЕЛЕМЕНТІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ  
З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЇХ ВИГОТОВЛЕННЯ ТА НАДІЙНОСТІ**

05.02.02 – машинознавство

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Львів – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національному університеті «Львівська політехніка»  
Міністерства освіти і науки України.

**Науковий  
консультант**

доктор технічних наук, професор **Кузьо Ігор Володимирович**,  
Національний університет «Львівська політехніка», завідувач  
кафедри «Механіка та автоматизація машинобудування»,  
Заслужений діяч науки і техніки України

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор **Пилипенко Олег Іванович**,  
професор кафедри зварювального виробництва і  
автоматизованого проектування будівельних конструкцій  
Чернігівського національного технологічного університету

доктор технічних наук, професор **Ройзман Вілен Петрович**,  
професор кафедри основ інженерної механіки Хмельницького  
національного університету, Заслужений діяч науки і техніки  
України

доктор технічних наук, професор **Струтинський Василь  
Борисович** – завідувач кафедри конструювання верстатів і  
машин Національного технічного університету України «КПІ  
імені Ігоря Сікорського» МОН України, Заслужений діяч науки і  
техніки України

Захист відбудеться «17» жовтня 2018 року о 14<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої  
вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою:  
79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12, гол. корп., ауд. 226.

З дисертацією можна ознайомитись в науково-технічній бібліотеці Національному  
університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розіслано «16» вересня 2018 року.

Вчений секретар спеціалізованої  
вченої ради Д 35.052.06

Ю.П. Шоловій

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** У сучасних конструкціях різних устаткувань, машин, механізмів і приладів для передачі руху від приводу до робочої частини використовують передачі зачепленням із паралельними осями та осями, які перетинаються або перехрещуються. Найбільше поширення отримали циліндричні середньомодульні зубчасті передачі ( $m_n = 2 \dots 12$  мм) в різних редукторах з паралельними осями, удосконалення конструктивних елементів яких можливе за рахунок оптимального вибору в процесі проектування раціональної структури та відповідних для цієї структури параметрів основних складових елементів. Результати аналізу методів синтезу конструктивних параметрів складових елементів циліндричних редукторів показали, що на цей час теорія оптимального проектування інтенсивно розвивається, але ще немає достатньо обґрунтованих розрахункових способів з мінімальною витратою часу на пошук раціональної конструкції, які б дозволяли розв'язувати практичні задачі з отриманням редуктора мінімальної маси та з урахуванням його достатньої надійності в процесі експлуатації. Також використання найбільш удосконаленого програмного забезпечення високого рівня CATIA (компанія Dessault Systems) та Unigraphics (компанія Unigraphics Solutions) не дають можливості отримати оптимального варіанту будь-якої конструкції внаслідок використання тільки типових методів оптимізації. Тобто існуючі методики і алгоритмічні моделі для розв'язку задач синтезу конструктивних параметрів складових елементів циліндричних редукторів мають обмежене використання. Крім цього, існуючі методи дозволяють лише наближено враховувати внутрішні динамічні навантаження, які обумовлені особливостями виготовлення конструктивних елементів, не дозволяють обґрунтовано визначати основні параметри корпусу редуктора, оптимізувати параметри зубчастих передач, враховувати напружено-деформований стан валів особливо при виникненні коливних процесів.

Тому розроблення нових ефективних методів багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів складових елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення, які забезпечують зменшення часу на оптимізацію параметрів з одночасним забезпеченням якості, надійності, зменшення маси редуктора та забезпеченням його довговічності з урахуванням заданих критеріїв оптимізації, а також з одночасним розширенням можливостей для розв'язку різних подібних задач, є актуальною і надзвичайно важливою проблемою сучасності.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалась згідно з тематичним планом науково-дослідних робіт кафедри теоретичної механіки Національного університету «Львівська політехніка» – «Статика та динаміка пружно-пластичних систем» і пов'язана з науково-технічною темою «Дослідження статички та динаміки складних механічних систем при проектуванні і експлуатації великогабаритного обладнання» (№ д/р. 0101U000882) (проведено аналіз і визначена похибка передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом зубонарізання коліс черв'ячними фрезами; розроблено теоретичні основи для визначення впливу тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань), а також кафедри механіки та автоматизації машинобудування «Створення високоефективних енергоощадних резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливних мас» (№ д/р 0108U000378) (розроблено методологію синтезу конструктивних параметрів циліндричних редукторів та встановлено

їх вплив на надійність; розроблено оптимізаційні математичні моделі синтезу зубчастих передач, алгоритми і програми багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів).

Тема дисертації повністю узгоджується з науковим напрямом кафедри механіки та автоматизації машинобудування НУ «Львівська політехніка» «Розробка наукових основ проектування вібраційних машин для автоматизованих виробництв» (№ д/р 0107U004846). Вона також безпосередньо пов'язана з державними науково-технічними програмами: «Підвищення надійності та довговічності машин та конструкцій» (Програма Кабінету Міністрів «Україна – 2010», проект 4 – «Технологічне та технічне оновлення виробництва»); державною цільовою науково - технічною та соціальною програмою «Наука в університетах» на 2008 – 2017 роки (Державний замовник: Міністерство освіти і науки України, Постанова Кабінету Міністрів України від 19.09.2007 № 1155).

**Мета та задачі дослідження.** Метою роботи є розроблення наукових основ багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення та надійності під час експлуатації, який забезпечує високу ефективність пошуку раціональних конструктивно-технологічних параметрів деталей в процесі оптимального проектування з використанням інформаційних технологій.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Розроблення математичних моделей для дослідження впливу якості виготовлення бокових робочих поверхонь зубців коліс циліндричної передачі на внутрішні динамічні навантаження на підставі результатів теоретичних досліджень дійсного профілю робочих поверхонь зубців і відповідно похибки передаточного числа передачі по лінії зачеплення

2. Дослідження впливу тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань.

3. Розроблення методу прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання.

4. Створення методу багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів корпусів циліндричних редукторів на основі дослідження їх напружено-деформованого стану.

5. Удосконалення методу пошуку раціональних конструктивних параметрів зубчастих коліс циліндричних редукторів шляхом дослідження їх впливу на динамічні навантаження.

6. Побудова оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних параметрів вала редуктора з урахуванням його конструктивних особливостей.

7. Здійснення структурної оптимізації циліндричних редукторів з використанням системного підходу та оптимізаційних математичних моделей виходячи з умов їх службового призначення.

8. Створення інженерного методу багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів на основі дискретного програмування.

9. Виконання експериментальних досліджень для перевірки на адекватність математичної та фізичної моделей динамічних процесів.

**Об'єкт дослідження** – процеси оптимізації основних параметрів складових елементів циліндричних редукторів та методологія їх багатопараметричного синтезу.

**Предмет дослідження** – методи та математичні моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів за заданими параметрами, які

забезпечують їх якість виготовлення і надійність в процесі експлуатації з одночасним розширенням можливостей для розв'язку різних подібних задач.

**Методи дослідження** – теоретичні дослідження базувалися на основних положеннях теорії пружності з використанням методу диференціального числення, теорії пружності, аналітичної геометрії, теорії надійності, методу скінчених елементів, математичної статистики та методах оптимального планування експерименту. Результати теоретичних досліджень отримано з точністю, допустимою для інженерних розрахунків і підтвержені результатами експериментальних досліджень.

Розв'язування задач оптимального проектування конструктивних елементів циліндричних редукторів виконувалося на основі дискретного програмування з використанням методу Монте-Карло. Експериментальні дослідження проводилися на спеціально розробленому стенді із замкненим силовим потоком, який дав можливість досліджувати вплив обертального моменту на вхідному валу зубчастої передачі на амплітуду коливання. При цьому використовували сучасні реєструючі та вимірювальні прилади, методи математичної статистики, в тому числі і трендові моделі, методи оптимального планування експерименту та тензометрування. Розрахунки виконано з використанням пакетів прикладних програм. Безпосередньо прямі вимірювання виконувались із використанням двоканального IRIS-USB осцилографа фірми «VIT». Також під час проведення експериментальних досліджень мікроамперметри під'єднувались до модуля USB3000, призначеного для побудови мобільних компактних систем збору та оброблення аналогової та цифрової інформації. Він є універсальним вимірювальним пристроєм, може використовуватись як осцилограф, реєстратор або як спектроаналізатор. Висока швидкодія дозволяє досліджувати процеси, які швидко протікають.

Кількісну оцінку здійснено на основі заданих критеріїв, а достовірність результатів погоджено методами математичної статистики. Динамічний аналіз та перевірка міцності корпусу редуктора здійснено методом скінчених елементів (МСЕ) в матричній постановці та з використанням комп'ютерного розрахунку САЕ-засобами. Отримані результати, що ґрунтуються на відповідній методології, переважають відомі методи розрахунку.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Наукова новизна полягає у вирішенні важливої науково-технічної проблеми розробки теоретичних основ, методів та моделей багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів. При цьому отримано такі наукові результати:

**вперше розроблено:** динамічну математичну модель коливання циліндричної зубчастої передачі з урахуванням якості виготовлення бокової робочої поверхні зубців після зубофрезерування черв'ячними фрезами; отримано теоретичні залежності для визначення впливу тертя профілів зубців у зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань; метод прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання; отримано залежність для визначення коефіцієнту від дії внутрішніх динамічних навантажень, обумовлених технологією зубофрезерування черв'ячними фрезами; методи багатопараметричного синтезу структури та складових конструктивних елементів редукторів на основі оптимізаційних моделей з використанням для розв'язку методу Монте-Карло і пакету прикладних програм, які забезпечують достатню точність і швидкість розрахунків;

**удосконалено:** залежності для визначення похибок передаточного числа зубчастої передачі; залежності для визначення кута повороту веденого колеса з урахуванням коливання передаточного числа; залежності для визначення впливу технологічних і

конструктивних параметрів складових елементів редуктора на надійність і можливість модифікації його конструкції; вибір критеріїв оптимізації основних конструктивних елементів зубчастих передач;

**отримали подальший розвиток:** принципи побудови оптимізаційних математичних моделей оптимального проектування машинобудівних конструкцій; залежності для визначення розмірів конструктивних елементів корпусу редуктора з урахуванням його напружено-деформованого стану, інженерний метод багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів на основі дискретного програмування.

**Практичне значення отриманих результатів.** В роботі запропоновано інженерний метод багатопараметричного синтезу основних параметрів складових конструктивних елементів циліндричних редукторів, який зменшує час на синтез та оптимізацію цих параметрів, забезпечує якість виготовлення, надійність, зменшення маси запроєктованої конструкції за заданими критеріями оптимізації з одночасним розширенням можливостей для розв'язання подібних задач. Для реалізації цього методу розроблено алгоритми і комп'ютерні програми «Корпус», «Зубчасте колесо», «Вал» на основі дискретного програмування, що здійснюють синтез конструктивних параметрів корпусів редукторів, зубчастих коліс, валів за заданими критеріями, виконують обґрунтований вибір підшипників, шпонкових і різьбових з'єднань.

Створено випробувальний стенд із замкненим силовим потоком для дослідження навантажувальної здатності редуктора та коливних процесів на режимах, які відповідають реальним умовам експлуатації. Розроблено рекомендації для зменшення маси корпусів і деталей редуктора, забезпечення їх міцності та надійності.

Метод багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів впроваджено на ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування» (м. Львів), синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей виготовлення та надійності (з пакетом комп'ютерних програм) – на ПрАТ «Калинінський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька область). Крім цього, результати наукових досліджень багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів впроваджено на ТОВ РМЗ «Обрій» (м. Тернопіль). Також результати дисертаційного дослідження отримали подальший розвиток у навчальному процесі Національного університету «Львівська політехніка» на кафедрі «Технічна механіка та динаміка машин» для виконання курсових проектів та Львівського державного університету безпеки життєдіяльності при формуванні трьох дисциплін: «Прикладна механіка», «Методологія і організація наукових досліджень» та «Основи теорії надійності і техногенний ризик».

**Особистий внесок здобувача.** Всі наукові положення, розробки і результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та відносяться до галузі машинознавства. У працях, опублікованих здобувачем у співавторстві, автору належать основні ідеї проведення досліджень і наукове обґрунтування представлених положень, які, наведено у списку опублікованих праць за темою дисертації. Постановка задач досліджень, формулювання основних положень роботи, визначення структури та всього змісту дисертації, аналіз та трактування результатів виконані разом з науковим консультантом.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на: семінарах кафедр теоретичної механіки та механіки і автоматизації машинобудування Національного університету «Львівська політехніка» (2002 – 2015 роках); 5-му, 8-му, 9-му, 10-му та 12-му Міжнародних симпозіумах

українських інженерів-механіків у Львові у 2002, 2007, 2009, 2011 та 2015 роках; Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач редукторів, їх деталей та вузлів» у м. Харкові у 2003, 2007, 2009, 2010 роках; Міжнародній науково-технічній конференції «Науковий потенціал світу – 2004» у м. Дніпропетровську у 2004 р.; Міжнародній науково-технічній конференції «Динаміка, надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем та елементів їх конструкцій» у м. Севастополі у 2008, 2010 роках; II Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми машинознавства» у м. Луганську у 2007 р.; 3-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Пожежна безпека-2007» у м. Черкаси у 2007 р.

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 24 наукових статтях, з яких 3 в закордонних виданнях і 1, що входить в наукометричну базу Scopus, 20 наукових статей у наукових фахових виданнях України, 11 тезах доповідей науково-технічних конференцій, 1 патенті на корисну модель і 3 свідоцтвах на твір (комп'ютерні програми).

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, шести розділів, висновків та 6 додатків на 71 сторінці. Загальний обсяг роботи – 395 сторінок. Основний зміст викладено на 298 сторінках і містить 76 рисунків, 9 таблиць, список використаних джерел із 308 назв.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** наведена актуальність поставленої проблеми, розглянуто її зв'язок з науковими програмами і темами, представлено мету і задачі досліджень, окреслено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів дисертаційного дослідження, наведено дані про апробацію результатів та публікації, які висвітлюють основний зміст наукових досліджень.

**У першому розділі «Сучасний стан проблеми в галузі оптимального проектування редукторів з урахуванням синтезу їх конструктивних елементів»** розглянуто основні типи редукторів з циліндричними зубчастими передачами та методики їх проектування. Наведений огляд літературних джерел з методики проектування циліндричних редукторів показав, що вагомий внесок у розроблення методики проектування зубчастих передач зробили відомі вчені А.І. Петрусевич, Д.Н. Решетов, І.І. Мархель, О.І. Корабльов, В.І. Анур'єв, А.Ф. Кіріченко та інші.

Здійснено аналіз сучасних методів в галузі оптимального проектування машинобудівних конструкцій. Значний внесок у розв'язанні задач оптимізації був зроблений ще на початку ХХ століття А.Г.М. Michel. Він запропонував метод прямого проектування для зменшення маси стержнів в різних конструкціях ферм, які виготовляють з матеріалів з обмеженою міцністю. В другій половині ХХ століття почали використовувати методи лінійного програмування для розв'язку задач в процесі проектування рамних конструкцій (G. Heyman, D.C. Drucker, R.G. Shield). Після цього почали розробляти алгоритми математичного програмування у вигляді імітаційних моделей.

Розробленням теоретичних основ багатопараметричного синтезу та оптимізації машинобудівельних конструкцій займались наукові школи під керівництвом відомих вітчизняних та зарубіжних вчених: І.І. Артоболевського, В.Н. Зузова, М.Д. Генкіна, М.А.

Рижова, К.І. Заблонського, Ю.М. Сухорукова, В.Б. Струтинського, В.П. Шишова, П.Л. Носка, Б.І. Кіндрацького, В.Т. Павлище, В.О. Малащенко, Ю.В. Петракова, Т. Moses, L.A. Schmit, T.P. Kicher, W.M. Morrow та інших.

Методам моделювання динамічних процесів, які відбуваються в редукторах в процесі їх роботи, присвячені роботи відомих вчених Е.Л. Айрапетова, А.І. Петрусевича, М.Д. Генкіна, В.К. Гриневича, М.С. Комарова, В.М. Кудрявцева, А.Ф. Кіріченка, А.В. Орлова, G. Niman, G. Rettig та інших.

Питанням забезпечення надійності машинобудівельних конструкцій та подальшого розвитку теоретичних положень надійності для цих систем присвячені роботи відомих вчених О.С. Пронікова, Б.І. Костецького, І.Г. Носовського, Л.І. Бершадського, В.П. Гриневич, Е.А. Каменської, А.К.Алферова, А.В. Златопольського, Б.В. Гнеденка, Ю.К. Беляєва, А.Д. Соловйова, Н.П. Бусленка, І.І. Коса, В.А. Зорина, А.Л. Райкіна, В. Dillon, С. Singh та інших.

На підставі аналізу літературних джерел встановлено, що загальним недоліком розроблених методів на сучасному етапі є те, що повністю розкрити метод багатопараметричного синтезу машинобудівних конструкцій їм не вдалось. Це можна пояснити тим, що існуючі методи побудовані на типових конструктивних елементах і методах оптимізації і не можуть бути використані для проектування конкретних різноманітних машинобудівних конструкцій. Крім цього, структурна оптимізація виконується з використанням базової, вже розробленої конструкції, що не дозволяє її всебічне використання. Також встановлено, що багатопараметрична оптимізація конструктивних елементів редукторів практично не розглядалася. Крім цього, не розглядалися питання її структурної оптимізації.

Відомо, що на міцність зубчастих передач в процесі експлуатації впливають внутрішні та зовнішні динамічні навантаження, які при розрахунках враховують за допомогою відповідних коефіцієнтів. Значення цих коефіцієнтів наведено в табличній формі і вибір їх значень залежить від суб'єктивних можливостей конструктора, а зовнішні динамічні навантаження, які враховують при розрахунках зубчастих передач на міцність коефіцієнтом  $K_A$ , згідно з існуючими методами важко встановити точно, що пояснюється орієнтовним вибором його значень. Тому вибір значень коефіцієнтів необхідно узгоджувати з динамічними явищами, які виникають в процесі експлуатації редуктора.

Результати аналізу літературних джерел показали, що практично зовсім не розглядалися питання надійності зубчастих передач і в тому числі редукторів. Наведені методики визначення оптимального часу напрацювання на відмову стосуються машинобудівних конструкцій загального машинобудування. Не розглядалися методи математичного моделювання надійності зубчастих передач і заходи для її підвищення.

Таким чином, результати аналізу сучасного стану питання в галузі оптимального проектування редукторів та отриманні на підставі аналізу висновки ставлять одну з актуальніших задач сучасності – розроблення нових ефективних методів багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення, зі скороченням часу на синтез та оптимізацію, з одночасним забезпеченням якості, надійності, зменшенням маси запроєктованої конструкції за заданими критеріями та з розширенням можливостей для розв'язання широкого кола подібних задач.

**У другому розділі «Вплив особливостей виготовлення циліндричних зубчастих передач редукторів на внутрішні динамічні навантаження»** для розгляду внутрішніх



динамічних навантажень необхідно розглянути коливні процеси циліндричних зубчастих передач. В цьому випадку необхідно виконати декілька етапів досліджень.

**На першому етапі** розглянемо похибку передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом нарізання зубців коліс черв'ячними фрезами. Після операції зубофрезерування черв'ячною фрезою бокова робоча поверхня зубців коліс внаслідок перервності процесу зубоутворення (черв'ячна фреза включає певну кількість робочих гребінок – зубців) має не теоретичну евольвенту, а ломану лінію, яка за формою наближається до евольвенти. В цьому випадку на боковій робочій поверхні зубців утворюються гребінці (виступи) і западини (точки дотику ламаних ліній до евольвенти). В процесі передачі обертального моменту по лінії зачеплення виникає коливання передаточного числа передачі за рахунок контакту гребінців або западин робочих поверхонь зубців, тобто виникає похибка передаточного числа передачі, яка може призвести до вимушених коливань зубчастої передачі. Для розв'язання цієї задачі необхідно визначити дійсний профіль робочих поверхонь зубців і відповідно похибку передаточного числа передачі по лінії зачеплення. В цьому випадку потрібно: встановити взаємозв'язок кутів повороту ведучого  $\varphi_1$  та веденого  $\varphi_2$  коліс зубчастої передачі, визначити дійсний профіль зубців після операції зубофрезерування черв'ячною фрезою та обґрунтувати, що гребінці (виступи) на поверхні профілю зубця під дією номінального навантаження (колової сили) не зминаються і залишаються певної висоти.

Взаємозв'язок кутів повороту ведучого  $\varphi_1$  та веденого  $\varphi_2$  коліс зубчастої передачі можна представити у вигляді

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{u} + \Delta\varphi \cdot \sin z_2 \frac{\varphi_1}{u}, \quad (1)$$

де  $u$  – передаточне число;  $z_2$  – число зубців веденого колеса;  $\Delta\varphi$  - амплітуда відхилення кута повороту веденого колеса від положення, яке воно займає при ідеальному евольвентному профілі зубців.

В результаті огинання профілю зубця колеса зубами фрези  $z_\phi$  його поверхня буде обмежена гребінцями вистою  $H$  (для ведучого колеса  $H_1$ , для веденого  $H_2$ ). При спряженні пари коліс по лінії зачеплення робочі профілі в найгіршому варіанті можуть контактувати не по евольвентній поверхні, а по вершинах гребінців, що внесе сумарну лінійну похибку  $\Delta$  вздовж лінії зачеплення  $\Delta = H_1 + H_2$ .

Висоту гребінця  $H$  можна визначити за відомою залежністю Б.А. Тайца

$$H = \frac{\pi^2 \rho k^2}{2z_\phi^2 z^2}, \quad (2)$$

де  $\rho$  – радіус кривини евольвенти в точці, яка розглядається;  $z$  – кількість зубців колеса;  $k$  – число заходів черв'ячної фрези.

З урахуванням значень радіусів кривини ведучого та веденого коліс в кінцевому вигляді значення  $\Delta$  можна визначити за залежністю

$$\Delta = \frac{\pi^2 m_n \cos \alpha_t k^2}{4z_\phi^2 \cos \beta} \left( \frac{1}{z_1} \operatorname{tg} \arccos \left( \frac{z_1 \cos \alpha_t}{z_1 + 2 \cos \beta} \right) + \frac{1}{z_2} \operatorname{tg} \arccos \left( \frac{z_2 \cos \alpha_t}{z_2 + 2 \cos \beta} \right) \right), \quad (3)$$

де  $m_n$  – модуль нормальний зубчастої передачі;  $\alpha_t$  – кут зачеплення;  $\beta$  – кут нахилу зубців;  $z_1, z_2$  – кількість зубців ведучого та веденого коліс відповідно.

Для обґрунтування гіпотези, що гребінці (виступи) на поверхні профілю зубця під дією номінального навантаження (колової сили) не зминаються і залишаються певної висоти, визначимо значення величини пружної деформації по нормалі до профілю під дією колової сили  $F_t$ . В цьому випадку скористуємося рекомендаціями О.М. Римара, згідно з якими величина зближення профілів по нормалі в точці контакту буде

$$\Delta l = \frac{\eta q}{\pi} \left\{ \ln \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi_1}{2} + \frac{\pi}{4} \right) + \ln \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi_2}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \right\}, \text{ мм} \quad (4)$$

де  $\eta = \frac{2(1+\mu)}{E(1+2\mu)}$ ;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $E$  – модуль пружності, МПа;  $q$  – навантаження на одиницю ширини зубчастого вінця  $b$ ;  $q = \frac{F_t}{b}$ , Н/мм;  $\varphi_1, \varphi_2$  – кутові координати точок контакту поверхонь;  $\varphi_1 = \varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{y}{b_k}$ , мм;  $y$  – координата, за якою визначають наближення тіл контакту, мм (в нашому випадку цю координату приймаємо  $y = \Delta$ );  $b_k$  – напівширина площадки контакту двох тіл в процесі навантаження, мм;  $b_k = \sqrt{\frac{2\eta q}{\pi R}}$ ;  $R$  – зведений радіус кривини контактуючих поверхонь (гребінців) робочих профілів зубців  $R = \frac{2R_1R_2}{R_1 + R_2}$ .

Розрахунки показали, що зазор  $\delta = \Delta - \Delta l$  між профілями зубців ведучого і веденого коліс під дією номінального навантаження (колової сили) практично не змінюється, тобто гребінці на поверхні профілю зубця практично не деформуються.

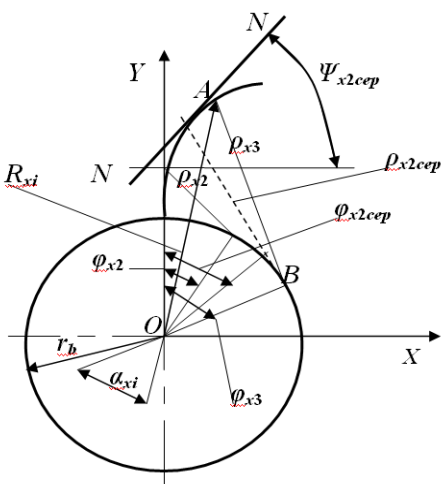


Рис. 1. Схема для профілювання дійсного робочого профілю зубця колеса

Процес утворення профілю бокової поверхні зубця колеса черв'ячною фрезою з числом зубців  $z_\phi$  та кількістю її заходів  $k$  розглянемо з використанням рис. 1. Значення кута  $\alpha_{xi}$

$$\alpha_{xi} = \arccos \frac{r_b}{R_{xi}}, \quad (5)$$

де  $r_b$  – радіус основного кола;  $r_b = \frac{m_n z \cos \alpha_t}{2 \cos \beta}$ ;  $R_{xi}$  – радіус до розглядаємої точки дотику  $i$ -го радіуса кривини  $\rho_{xi}$  евольвенти.

Значення  $R_{xi}$  не може бути більше радіуса  $r_a$  кола вершин зубців, тобто

$$R_{xi} \leq r_a = m_n \left( \frac{z}{2 \cos \beta} + 1 \right). \quad (6)$$

Кут розгорнення евольвенти

$$\varphi_{xi} = \operatorname{tg} \arccos \frac{r_b}{R_{xi}}, \quad (7)$$

Максимальний кут розгорнення евольвенти буде у випадку, коли  $R_{xi}$  буде дорівнювати  $r_a$ . Тоді

$$\varphi_{x\max} = \operatorname{tg} \arccos \frac{z \cos \alpha_t}{z + 2 \cos \beta}, \quad (8)$$

Загальна кількість дотичних ліній  $k_\varphi$  на робочому профілі зубця, яка залежить від кількості зубців фрези  $z_\varphi$ , коефіцієнта перекриття  $\varepsilon_\gamma$  та кількості заходів  $k$  фрези

$$k_\varphi = \frac{z_\varphi}{k} \varepsilon_\gamma. \quad (9)$$

Розподіляємо  $\varphi_{x\max}$  на визначену кількість дотичних ліній на робочому профілі зубця (на інтервали), тобто визначаємо значення кута кожного інтервалу

$$\varphi_{x(i\delta)} = \frac{\varphi_{x\max}}{k_\varphi}, \quad (10)$$

Після визначення кутів початку і кінця кожного інтервалу, встановлюємо значення середнього кута кожного інтервалу  $\varphi_{x\text{ісеп}}$ , середнє значення  $\rho_{x\text{ісеп}}$  і записуємо рівняння дотичної відповідного сліду різання черв'ячною фрезою для кожного інтервалу  $y_i = x_i \operatorname{ctg} \varphi_{\delta\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}} + b_i$ .

Значення  $b_i$  визначали за залежністю

$$b_i = \frac{m_n z \cos \alpha_t}{2 \cos \beta} (\cos \varphi_{xi\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}} + \varphi_{xi\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}} \sin \varphi_{xi\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}}) - \operatorname{ctg} \varphi_{xi\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}} \left[ \frac{m_n z \cos \alpha_t}{2 \cos \beta} (\sin \varphi_{xi\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}} - \varphi_{xi\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}} \cos \varphi_{xi\tilde{n}\tilde{a}\tilde{\delta}}) \right]$$

Приклад визначення координат точок перетинання дотичних прямих на робочому профілі зубця зображено на рис. 2, а максимальна амплітуда коливання передаточного числа при повороті зубця на один кутовий крок вздовж лінії зачеплення, як показали багаточисельні розрахунки, не перевищує  $0,6\Delta$  (рис. 3).

При цьому похибку  $\Delta$  вздовж лінії зачеплення з лінійних розмірів переводили до кутових  $\Delta\varphi$  з урахуванням ділильного діаметра ведучого колеса  $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$

$$\Delta\varphi = \frac{2\Delta \cos \beta}{m_n z_1} \quad (11)$$

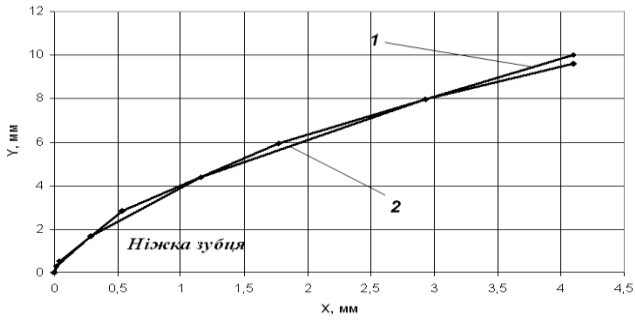


Рис. 2. Робочий профіль зубця: **1** – дійсний; **2** – теоретичний;  $m_n = 8$  мм;  $z_1 = 18$ ;  $\beta = 0^\circ$ ;  $\alpha_t = 30^\circ$ ;  $\varepsilon_\gamma = 1$ ;  $z_\phi = 8$ ;  $k = 2$

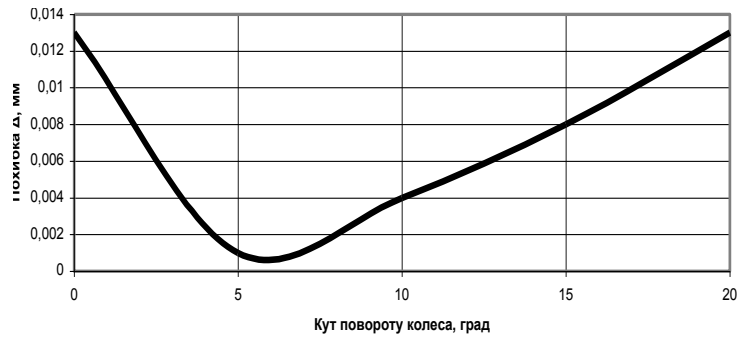


Рис. 3. Залежність похибки  $\Delta$  при повороті ведучого колеса на один кутовий крок  $20^\circ$  при  $z_1 = 18$

На підставі залежності (11) визначаємо кут повороту веденого колеса з урахуванням похибки передаточного числа

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{u} + 0,6\Delta\varphi \sin z_2 \frac{\varphi_1}{u} \quad (12)$$

На другому етапі розглянуто процес, коли частота коливання зусиль в процесі передачі обертальних моментів зубчастою передачею при певній робочій швидкості може збігатися з власною частотою всієї системи. В цьому випадку виникають резонансні явища, які нерідко призводять до виходу з ладу елементів механічної системи. Для розв'язування поставленої задачі необхідно розробити математичну модель динамічного процесу з урахуванням взаємодії електромагнітних явищ в асинхронному електродвигуні та механічних коливань системи. Схема привідної механічної системи з зубчастою передачею зображена на рис. 4, а розрахункова – на рис. 5.

На привідній механічній системі привід здійснюється асинхронним електродвигуном з обертальним моментом  $T_\delta$ , що передається на механічну передачу (механічна передача може бути зубчастою, ланцюговою, пасовою тощо) з передаточним числом  $u_1$ .

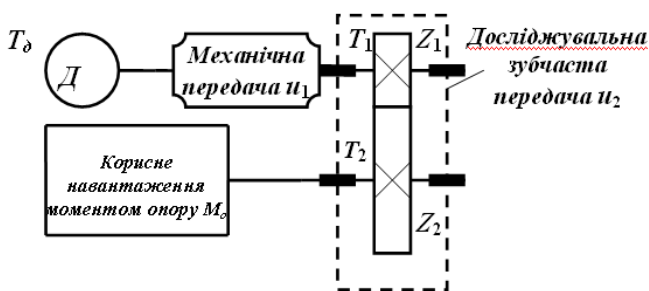


Рис. 4. Схема привідної механічної системи

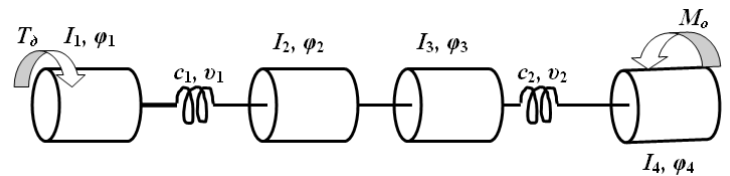


Рис. 5. Розрахункова схема привідної системи

Далі обертовий рух передається на досліджувану зубчасту передачу з передаточним числом  $u_2$ , до якої приєднується корисне навантаження з моментом опору  $M_o$ , що може бути у вигляді різноманітних механічних систем. На розрахунковій схемі привідної механічної системи (рис. 5) зображено привідний механізм у вигляді скінченного числа обертових елементів з моментами інерції  $I_1, I_2, I_3, I_4$ , зв'язаних між собою пружними

ланками. За узагальнені координати руху приймаємо кутові переміщення відповідних елементів  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ . Коефіцієнти жорсткості і коефіцієнти демпфування яких відповідно становлять  $c_1, v_1, c_2, v_2$ . Вважаємо, що значення інерційних, жорсткісних і дисипативних чинників елементів приводу визначені з урахуванням зведення до ведучої шестерні  $z_1$ .

В умовах стаціонарного режиму роботи розкриття зазору в зубчастій передачі  $z_1$  і  $z_2$  не виникає, тому вважаємо *кінематичний зв'язок між масами з моментами інерції  $I_2$  і  $I_3$  жорстким*.

Рівняння руху мас системи складаємо використовуючи рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\dot{\Delta}}{\dot{q}_j} \right) - \frac{\ddot{\Delta}}{\ddot{q}_j} = Q_j^i + Q_j^p + Q_j^c; j = 1, 2, 3, \quad (13)$$

де  $T$  – кінетична енергія;  $q_j$  – узагальнена координата;  $Q_j^i, Q_j^p, Q_j^c$  – узагальнені сили, які відповідають потенціальній енергії, енергії розсіювання та зовнішнім діям.

При розроблені математичної моделі вважаємо, що на привідну механічну систему не впливають зовнішні дії. Тому значенням  $Q_j^c$  нехтуємо.

Вираз кінетичної енергії з урахуванням визначення координати  $\varphi_2$  за залежністю (12) подамо у вигляді

$$T = \frac{I_1 \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \omega_2^2}{2} + \frac{I_3 \omega_2^2}{2u_2^2} \left[ 1 + \Delta \varphi \cos z_2 \frac{\varphi_2}{u_2} \right]^2 + \frac{I_4 \omega_4^2}{2}, \quad (14)$$

де  $\omega_1, \omega_2, \omega_4$  – кутові швидкості ланок з моментами інерції  $I_1, I_2, I_4$ .

Узагальнені сили  $Q_j^i$  і  $Q_j^p$  визначаємо за залежностями

$$Q_j^i = -\frac{\partial \dot{T}}{\partial q_j}; \quad Q_j^p = -\frac{\partial \Phi}{\partial q}, \quad (15)$$

де  $\Pi$  – потенціальна енергія;  $\Phi$  – дисипативна функція (функція Релея).

Вирази потенціальної енергії та функції Релея запишемо як

$$\dot{T} = \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2 u_1)^2}{2} + \frac{c_2}{2} \left( \frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta \varphi \cos z_2 \frac{\varphi_2}{u_2} - \varphi_4 \right)^2; \quad (16)$$

$$\Phi = \frac{v_1(\omega_1 - \omega_2 u_1)^2}{2} + \frac{v_2}{2} \left[ \frac{\omega_2}{u_2} \left( 1 + \Delta \varphi \cos z_2 \frac{\varphi_2}{u_2} \right) - \omega_4 \right]^2, \quad (17)$$

де  $c_1, c_2$  – коефіцієнти жорсткості муфт;  $v_1, v_2$  – коефіцієнти демпфування.

На підставі залежностей для кінетичної (14) і потенціальної (16) енергій та для функції (17) з урахуванням залежностей (13) та (15) отримуємо диференціальні рівняння руху. Рух ротора двигуна описується рівнянням

$$I_1 \frac{d^2 \omega_1}{dt^2} + \nu_1 (\omega_1 - \omega_2) + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = T_\delta, \quad (18)$$

де  $T_\delta$  – електромагнітний обертовий момент електродвигуна.

Диференціальне рівняння руху досліджуваної зубчастої передачі з передаточним числом  $u_2$  набуває вигляду

$$\begin{aligned} & \left( I_2 + \frac{I_3 s^2}{u_2^2} \right) \frac{d\omega_2}{dt} - \frac{I_3 \Delta \varphi z_2^2 s \omega_2^2}{u_2^3} \sin \frac{z_2 \varphi_2}{u_2} + \frac{c_2 s}{u_2} \left( \frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta \varphi \sin \frac{z_2 \varphi_2}{u_2} - \varphi_4 \right) - \\ & - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{\nu_2 s}{u_2} \left( \frac{\omega_2 s}{u_2} - \omega_4 \right) - \nu_1 (\omega_1 - \omega_2) = 0, \end{aligned} \quad (19)$$

де  $s = 1 + \Delta \varphi \cos z_2 \frac{\varphi_2}{u_2}$ .

Диференціальне рівняння руху механічної системи з моментом сил опору руху корисного навантаження набуває вигляду

$$I_4 \frac{d\omega_4}{dt} + \nu_2 \omega_4 + c_2 \varphi_4 - \nu_2 \frac{d}{dt} \left( \frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta \varphi \sin \frac{z_2 \varphi_2}{u_2} \right) - c_2 \left( \frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta \varphi \sin \frac{z_2 \varphi_2}{u_2} \right) = -M_o. \quad (20)$$

Обертальний момент асинхронного двигуна  $T_\delta$  будемо визначати з використанням рівнянь електромагнітного стану машини згідно рекомендацій В.Й. Чабана

$$\frac{di_s}{dt} = a_s (u_s + e_s - r_s i_s) + b_s (e_R - r_R i_R); \quad (21)$$

$$\frac{di_R}{dt} = b_R (u_s - e_s - r_s i_s) + a_R (e_R - r_R i_R). \quad (22)$$

В наведених залежностях (21) і (22) індекси  $S$  і  $R$  вказують на приналежність відповідних параметрів до обмоток статора та ротора електродвигуна. Параметри  $i_s$  та  $i_R$  є матрицями-колонками проєкцій струмів на координатні осі  $x$  та  $y$ , тобто  $i_s = \text{col}(i_{sx}, i_{sy})$ ;  $i_R = \text{col}(i_{Rx}, i_{Ry})$ .

Електромагнітний момент двигуна визначаємо за залежністю

$$T_{\dot{a}} = \frac{3}{2} p_0 (i_{sy} i_{Rx} - i_{sx} i_{Ry}) \alpha_m \quad (23)$$

де  $p_0$  – число пар магнітних полюсів;  $\alpha_m$  – величина, яка зворотна індуктивності розсіювання обмоток і робочої індуктивності електродвигуна.

Наведена математична модель асинхронного двигуна записана в нормальній формі Коші. Це полегшує розгляд поставленої динамічної задачі, яка зводиться до чисельного розв'язку нелінійної системи звичайних диференціальних рівнянь (18) – (22) з урахуванням залежності (23).

Початковими умовами інтегрування рівнянь руху є значення координат і швидкостей мас системи на початковому моменті часу, а рівнянь електромагнітного стану є відповідні значення проєкцій струмів. Для аналізу стаціонарних процесів здійснюємо інтегрування рівнянь динаміки до встановлення коливальних явищ. Початкові умови вважаємо відомими.

Для аналізу коливних процесів, які виникають за рахунок зміни передаточного числа зубчастієї передачі внаслідок похибки профілів зубців ведучого та веденого коліс, що обумовлено технологією виготовлення коліс черв'ячними фрезами, була розроблена програма на мові програмування Fortran-6 для розв'язування системи диференціальних рівнянь (18) – (22) методом Рунге-Кутта.

Результати виконаних досліджень з використанням розробленої програми дозволили отримати залежності для визначення оберտальних моментів електродвигуна  $T_d$ , на вхідному валу досліджуваної зубчастієї передачі  $T_1$  і на вихідному валу цієї передачі  $T_2$  (рис. 6...рис. 8).

В процесі роботи досліджуваної зубчастієї передачі виникають крутні коливання зубчастих коліс, значення яких реєструвалося на вихідному валу і які залежать від похибки профілів  $\Delta\varphi$  зубців ведучого та веденого коліс. Це дозволило розглядати вплив різних значень похибок профілів  $\Delta\varphi$  зубців, які залежать від кількості зубців черв'ячної фрези  $z_\varphi$ , на амплітуду коливань  $a$  при  $u_2 = 2$ . Результати окремих досліджень представлені на рис. 9. Необхідно зауважити, що при переведенні значень  $\Delta$ , які визначають в мм, в значення  $\Delta\varphi$  в рад, внаслідок значної різниці у розмірах величин  $\Delta$  і  $m_n z_1$ , значення  $\Delta\varphi$  коливається в межах 0,0001...0,0006 рад.

Крутні коливання призводять до додаткових оберտальних рухів, спряженого з ведучим колесом веденого вздовж лінії зачеплення на величину амплітуди  $a$  та відповідно до зміни кутової швидкості  $\omega_4$  на величину

$$\Delta\omega = \frac{2a \cos \beta}{m_n z_2 t} \quad (24)$$

де  $t$  – час зміни амплітуди від нульового значення до максимального, що відповідає  $0,25\tau$  ( $\tau$  – період коливного руху в рад). В нашому випадку (рис. 9)  $t = 0,25t_\tau = 0,0000575$  с, де  $t_\tau = 0,00023$  с – час одного періоду коливань вихідного вала від похибки профілів зубців ведучого та веденого коліс.

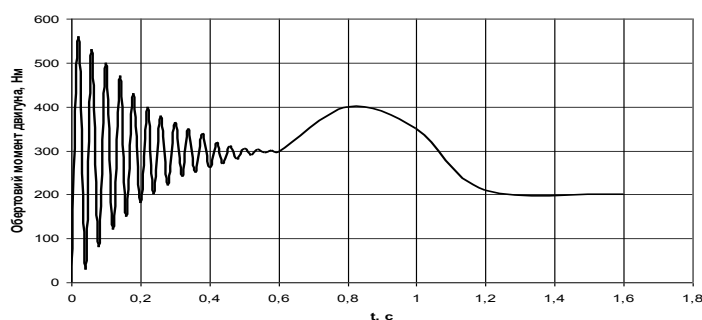


Рис. 6. Обертальний момент електродвигуна  $T_d$  в період пуску до сталого режиму роботи при  $\Delta\varphi = 0,0001$  рад

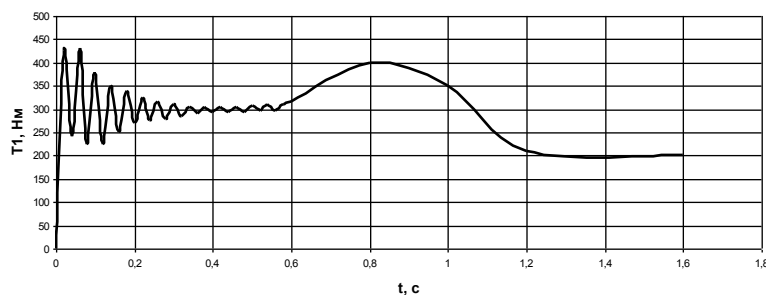


Рис. 7. Обертальний момент на вхідному валу досліджуваної зубчастій передачі  $T_1$  в період пуску до сталого режиму роботи при  $u_1 = 1$ ;  $\Delta\varphi = 0,0001$  рад

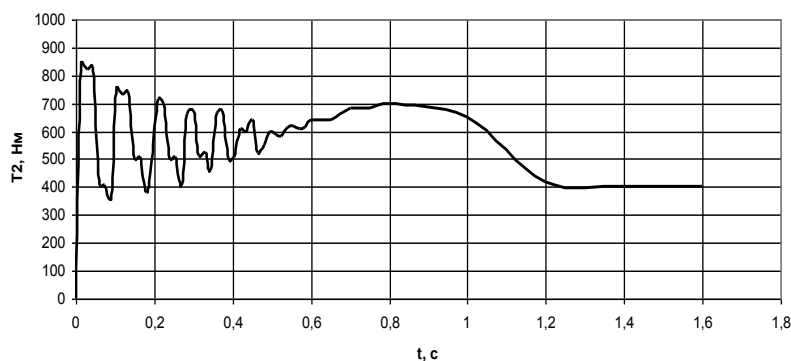


Рис. 8. Обертальний момент на вихідному валу досліджуваної зубчастій передачі  $T_2$  в період пуску до сталого режиму роботи при  $u_2 = 2$ ;  $\Delta\varphi = 0,0001$  рад

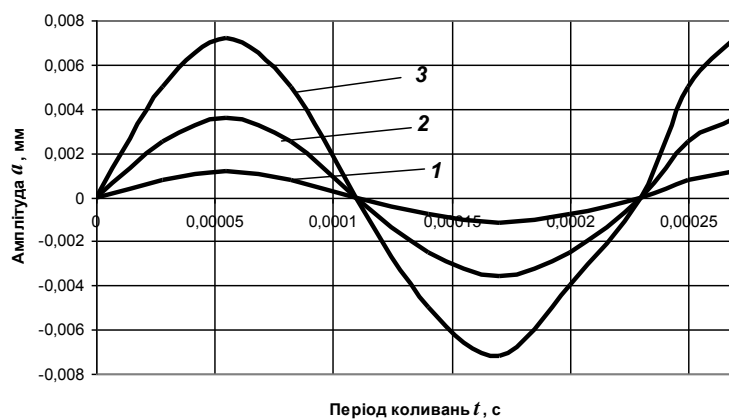


Рис. 9. Залежність амплітуди від часу коливаний вихідного вала від похибки профілів зубців ведучого та веденого коліс фрезерованих черв'ячною фрезою  $z_{\varphi} = 6$  при  $u_2 = 2$ : 1 –  $\Delta\varphi = 0,0001$  рад; 2 –  $\Delta\varphi = 0,0004$  рад; 3 –  $\Delta\varphi = 0,0006$  рад



Результати аналізу графічних залежностей, які представлені на рис. 6...рис. 9 показали, що коливання передаточного числа за рахунок похибки профілів робочих поверхонь зубців  $\Delta\varphi$  ведучого і веденого коліс передачі впливають на зміну амплітуди крутильних коливань і відповідно на збільшення значення обертальних моментів особливо в період пуску до сталого режиму роботи. В свою чергу це призводить до зміни кутової швидкості  $\Delta\omega$  передачі і збільшення внутрішніх динамічних навантажень.

Згідно із рис. 9  $a_1 = 0,0012$  мм;  $a_2 = 0,0036$  мм;  $a_3 = 0,0072$  мм. Тоді за залежністю (24)  $\Delta\omega_1 = 0,2$  рад/с;  $\Delta\omega_2 = 0,6$  рад/с;  $\Delta\omega_3 = 1,2$  рад/с. Після статистичної обробки результатів експериментів була отримана залежність для визначення коефіцієнта  $K_v$  від дії внутрішніх динамічних навантажень обумовлених технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами, який враховується при розрахунках зубчастих передач на міцність і втому

$$K_v = C_{K_v} \exp\left[\frac{77,7\Delta \cos \beta}{m_n z_1}\right] \cdot \exp\left[3 \cdot 10^{-6} \frac{\omega_1}{u} d_2\right], \quad (25)$$

де  $C_{K_v}$  – коефіцієнт пропорційності; для коефіцієнта  $K_{H_v} \rightarrow C_{K_{H_v}} = 1,1$ ; для коефіцієнта  $K_{F_v} \rightarrow C_{K_{F_v}} = 1,4$ ;  $\Delta$  – висота вершин гребінців на робочій поверхні зубця ведучого колеса, мм;  $\omega_1$  – кутова швидкість ведучого зубчастого колеса з числом зубців  $z_1$ , рад/с;  $u$  – передаточне число зубчастої передачі;  $d_2$  – дільний діаметр веденого зубчастого колеса з числом зубців  $z_2$ , мм.

**На третьому етапі** було розглянуто вплив тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань. При навантаженні зубчастої передачі обертальним моментом  $T$  зубці ведучого (меншого) колеса взаємодіють із зубцями спареного (веденого більшого) колеса. В результаті цієї дії виникає сила  $N$  нормального навантаження, яка направлена вздовж лінії зачеплення. У випадку, коли зубчаста передача косозуба, то сила  $N$  має нахил до всіх координатних осей. Її значення встановлюють за залежністю

$$N = \frac{2T}{d_1 \cos \beta \cos \alpha_n},$$

де  $d_1$  – дільний діаметр ведучого колеса;  $\beta$  – кут нахилу зубців коліс;  $\alpha_n$  – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців.

Силу  $N$  можна розкласти на три взаємно перпендикулярні складові:  $F_t = 2T/d_1$  – колова сила (дотична до дільного кола зубчастого колеса);  $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$  – осьова сила, яка паралельна осі обертання зубчастого колеса;  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta$  – радіальна сила, яка направлена вздовж міжосьової відстані по радіусу зубчастого колеса. Вектор сили тертя завжди є направленим в сторону протилежну векторам швидкості ковзання поверхонь та швидкості відносних коливань спряжених деталей. Тому роль сили тертя зводиться до гасіння цих коливань.

Було розглянуто стійку систему, тобто таку, для якої корпус зубчастої передачі (наприклад, корпус редуктора) є жорстким і масивним, вали мають значну крутильну жорсткість, а зубчасті колеса – жорсткі тіла і мають тільки три ступеня вільності, а саме незалежні переміщення тільки вздовж трьох координатних осей (рис. 10).

Для спрощення аналізу було досліджено три випадки руху системи під дією сили, яка відповідно співпадає з кожною із осей координат. Результати досліджень дозволили отримати амплітудно-частотну характеристику з урахуванням впливу на значення сили тертя  $F_y$  при коливанні вздовж осі  $Z$  у вигляді  $\eta = f(\omega/\omega_y)$

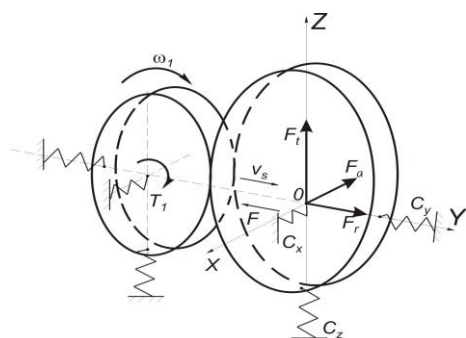


Рис. 10. Схема пружної системи зубчастої передачі

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_y}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\xi}{\omega_y}\right)^2\left(\frac{\omega}{\omega_y}\right)^2}}, \quad (26)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість ведучого колеса;  $\omega_y$  – частота власних коливань системи вздовж осі  $Y$ ;  $\xi$  – коефіцієнт затухання коливань.

За залежністю (26) була розглянута амплітудно-частотна характеристика зубчастої передачі одноступеневого редуктора типу Ц-200Н (рис. 11) при значенні  $\omega$  в межах від 0 до  $3\omega_y$ .

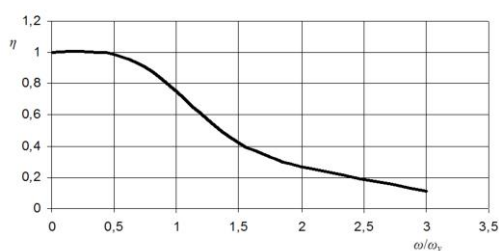


Рис. 11. Амплітудно-частотна характеристика в площині ковзання робочих профілів зубців коліс (вздовж осі  $Y$ ) з урахуванням сили тертя від дії коливань вздовж осі  $Z$

Результати аналізу амплітудно-частотної характеристики дали можливість встановити, що вимушені коливання системи мають в резонансній зоні обмежену амплітуду, тобто коливання, які перпендикулярні до напрямку ковзання робочих поверхонь зубців коліс, демпфіруються тертям за законом в'язкого опору. Для зменшення впливу зовнішніх збуджуючих сил, які направлені вздовж ковзання робочих профілів, на коливання зубчастої передачі необхідно зменшувати шорсткість робочих поверхонь зубців до  $R_a = 1,25 \dots 0,63$  мкм, що суттєво покращить поведінку системи при дії збуджуючих сил за рахунок зменшення тертя.

**На четвертому етапі** виконувалися експериментальні дослідження для перевірки отриманих теоретичних результатів, що пов'язані з похибкою передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом зубонарізання коліс черв'ячними фрезами. Для дослідження та перевірки цих досліджень на фізичній моделі був спроектований та виготовлений випробувальний стенд з замкненим силовим потоком (рис. 12).

Досліджували вплив похибки профілю  $\Delta\varphi$ , шорсткості робочих поверхонь зубців  $R_a$  та обертового моменту  $T_1$ , який витрачається на подолання корисного навантаження, на величину амплітуди коливання  $a$ . Досліди виконувалися з використанням прямозубих зубчастих коліс  $\beta = 0^0$ , які виготовлялися зі сталі 40Х модуля  $m_n = 4$  мм з передаточним числом  $u = 1$  і шириною вінців коліс  $b = 20$  мм.

Зубчасті колеса термічно оброблялися (покращання). Зв'язок між амплітудою  $a$  і чинниками, які впливають на її величину можна описати нелінійною залежністю виду

$$a = C_a \Delta\varphi^n R_a^m T_1^p, \quad (27)$$

де  $C_a$  – сталий коефіцієнт пропорційності;  $n, m, p$  – невідомі показники степені.

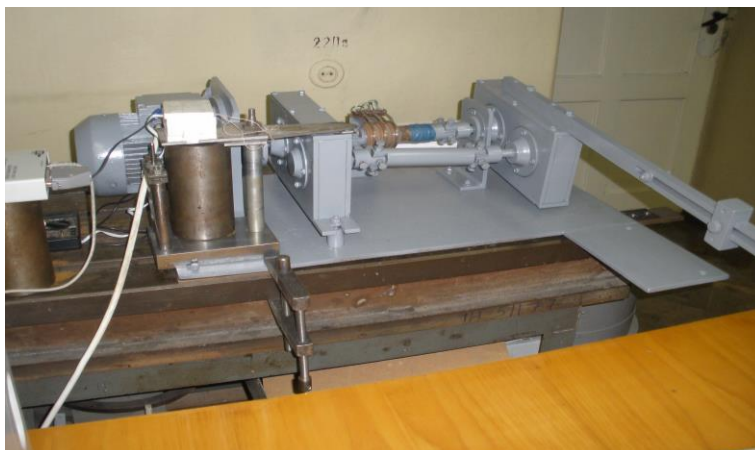


Рис. 12. Випробувальний стенд

Для проведення експерименту виконувався повнофакторний експеримент типу  $2^3$ . Рівні зміни чинників наведено в табл. 1. В процесі виконання експериментальних досліджень реєструвалися коливні процеси системи в залежності від похибки профілів  $\Delta\varphi$  зубців, шорсткості їх робочих поверхонь  $R_a$  та величини обертового моменту  $T_1$ . Кожний дослід реєструвався у вигляді осцилограми. Амплітуда коливання системи  $a$  відповідає величині зміни напруги у вольтах (В), а періодичність коливання в мікросекундах (мс). При розшифровці осцилограм користувалися тарувальними графіками.

Таблиця 1

### Рівні зміни чинників

Рівні чинників	$\Delta\varphi$ , рад		$R_a$ , мкм		$T_1$ , Н·м	
	$\tilde{x}_1$	$\ln \tilde{x}_1$	$\tilde{x}_2$	$\ln \tilde{x}_2$	$\tilde{x}_3$	$\ln \tilde{x}_3$
Верхній (+)	0,0004	7,82	3,2	1,16	150	5,01
Основний (0)	0,000225	–	1,9	–	100	–
Нижній (–)	0,00005	9,9	0,63	-0,46	50	3,91

Перевірка відтворюваності процесу виконувалася за критерієм Кохрена, а адекватність – за критерієм Фішера. Результати експерименту дали можливість отримати середнє значення залежності амплітуди  $\bar{a}$  від часу коливання корпусу редуктора (перша гармоніка)

$$\bar{a} = \frac{67,16\Delta\varphi^{0,07}R_a^{0,06}}{T_1^{0,31}}, \text{ мкм} \quad (28)$$

На п'ятому етапі був виконаний аналіз отриманих результатів. Відомо, що, наприклад, функцію  $a = a(\varphi)$ , де  $a$  – амплітуда коливання, а  $\varphi$  – кут повороту зубчастого колеса, з задовільним рівнем точності можна представити у вигляді

$$a_{(k)} = c_k \sin \Omega_k t_i, \quad (29)$$

де  $a_{(k)}$  – амплітуда  $k$ -ої гармоніки;  $c_k$  – коефіцієнт пропорційності (стала величина);  $\Omega_k = k\omega$ ;  $\omega$  – кутова швидкість зубчастого колеса, яке розглядається,  $\text{с}^{-1}$ ;  $t_i$  – час,  $\text{с}$ ;

В нашому випадку необхідно на підставі першої гармоніки (коливання корпусу редуктора) отримати залежності для шостої (зубчастого колеса) і сьомої (робочого профілю зуба). Для визначення залежності амплітуди від часу коливання корпусу редуктора (першої гармоніки  $k = 1$ ) скористаємося залежностями (28) і (29), на підставі яких отримаємо

$$a_{(k)} = \frac{67,16\Delta\phi^{0,07} R_a^{0,06}}{T_1^{0,31}} \sin(k\omega t_i); \rightarrow a_{(1)} = \frac{67,16\Delta\phi^{0,07} R_a^{0,06}}{T_1^{0,31}} \sin(1\omega t_i), \quad (30)$$

де  $\omega = \pi n_\partial/30$ ,  $\text{рад/с}$ ;  $n_\partial$  – частота обертання вала приводу,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $t_i$  – час,  $\text{с}$ ; розглянемо цей час в межах одного періоду, тобто в межах від  $t_i = 0$  до  $t_i = t_\tau = \tau/\omega = 2\pi/(z\omega)$ ;  $z$  – кількість зубців зубчастого колеса, яке розглядається.

Залежність амплітуди від часу коливання корпусу редуктора (перша гармоніка) зображена на рис. 13. Використовуючи графічну залежність, представимо амплітуди від часу коливання корпусу редуктора у вигляді полінома третьої степені

$$a_{(1)} = c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4. \quad (31)$$

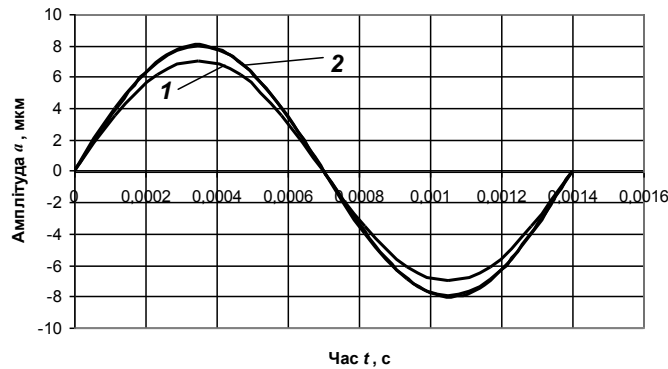


Рис. 13. Зміна амплітуди в часі коливання корпусу редуктора (перша гармоніка): 1 –  $\Delta\phi = 0,0001$  рад; 2 –  $\Delta\phi = 0,0004$  рад

На підставі отриманого полінома для визначення амплітуди певної гармоніки коливання  $a_{(k)}$  в залежності від часу періоду коливання використовуємо для розв'язку ряд Фур'є на проміжку  $[-t_\tau, +t_\tau]$ . В цьому випадку

$$a_{(k)} = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}, \quad (32)$$

де  $a_k$  – косинусний коефіцієнт  $k$ -ої гармоніки ( $k = 1; 2; 3; \dots$ );  $b_k$  – синусний коефіцієнт  $k$ -ої гармоніки.

Значення цих коефіцієнтів визначали за залежностями

$$\left. \begin{aligned} a_k &= \frac{1}{t_\tau} \int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4) \cos \frac{k\pi}{t_\tau} t_i dt; \\ b_k &= \frac{1}{t_\tau} \int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4) \sin \frac{k\pi}{t_\tau} t_i dt. \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Фазовий кут  $\varphi_k$  можна визначити за залежністю

$$\varphi_k = \operatorname{arctg} \frac{a_k}{b_k} \quad (34)$$

На підставі залежностей (31)-(34) було отримано значення амплітуди коливання робочого профілю зуба від часу для шостої і сьомої гармонік. На рис. 14, як приклад, зображена залежність амплітуди від часу коливання робочого профілю зуба (сьомої гармоніки) при похибці профілю зубців  $\Delta\varphi = 0,0001$  рад з періодом коливань  $t_r = 0,00014$  с.

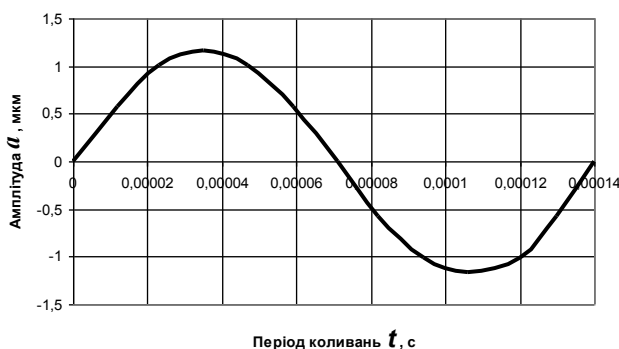


Рис. 14. Зміна амплітуди в часі коливання зубчастих коліс сьомої гармоніки при похибці профілю зубців колеса  $\Delta\varphi = 0,0001$  рад

Результати експериментальних досліджень порівнювали з результатами теоретичних досліджень з визначенням відносної похибки до результатів експерименту. Розрахунки, які наведені в дисертаційній роботі, показали, що відносна похибка не виходить за межі 11,3%. Таке значення похибки є допустимим, а отримані результати по врахуванню дії внутрішніх динамічних навантажень можуть використовуватися для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому та втому зубців при згині.

Крім того, отримані результати досліджень дали можливість встановити, що сумарну лінійну похибку  $\Delta$  вздовж лінії зачеплення при розрахунку коефіцієнта  $K_v$ , який враховує дію внутрішніх динамічних навантажень, можна визначати як суму допусків на похибку профілю зубця  $f_f$  і на відхилення кроку зачеплення  $f_{pb}$  згідно ГОСТ 1643-81.

У третьому розділі «Забезпечення надійності циліндричних редукторів в процесі синтезу їх конструктивних елементів на основі оптимального проектування» виконано вибір та обґрунтування показників надійності. На підставі результатів аналізу робіт були рекомендовані для оцінки надійності редукторів та його складових елементів такі показники:

1) **безвідмовність**: середнє напрацювання на відмову  $T_B$ ; гамма-відсоткове напрацювання на відмову  $T_\gamma$  (значення цього показника встановлюється з деякою імовірністю  $\gamma$ , яка для більшості виробів серійного виробництва  $\gamma = 90 \dots 95\%$ ); імовірність безвідмовної роботи  $R(t)$ ;

2) **ремонтпридатність**: середня тривалість відновлення  $T_{від}$ ;

3) **комплексний показник надійності**: коефіцієнт готовності  $A(t)$ .

Згідно із рекомендаціями В. Dillon та С. Singh для визначення імовірності безвідмовної роботи  $R(t)$  складного обладнання, до якого відносять і редуктори, використовують розподіл Вейбулла. В цьому випадку  $R(t)$  визначають за залежністю

$$R(t) = \exp \left[ - \left( \frac{t}{a} \right)^b \right], \quad (35)$$

де  $t$  – час безпосередньої роботи об'єкта, на протязі якого визначають для нього  $R(t)$ ;  $a$  – параметр масштабу, тобто  $a = T_B$ ;  $T_B$  – середнє значення часу напрацювання об'єкта на відмову;  $b$  – параметр форми.

Необхідно визначити показники надійності циліндричного редуктора протягом одного внутрішньоциклового періоду планово-попереджувального ремонту обладнання Гамма-відсоткове напрацювання редуктора на відмову  $T_\gamma$  дорівнює 3600 год, тобто це є напрацювання, протягом якого відмова об'єкта не виникне з імовірністю 90% при довготривалій роботі з постійним навантаженням. Середня тривалість ремонтного циклу від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту складає 30000 год. Планово-попереджувальний ремонт передбачає 18 проміжних періодів. Час одного внутрішньоциклового періоду ППР буде  $t = 30000/18 = 1666,7$  год. Після напрацювання об'єктом цього часу  $t = 1666,7$  год проводиться його огляд і при необхідності виконується ремонт. Визначимо для цього періоду експлуатації редуктора імовірність безвідмовної роботи та коефіцієнт готовності. Для визначення показників надійності редукторів уточнювали параметри розподілу  $a$  і  $b$  з використанням методу статистичного моделювання. За основу для уточнення параметрів розподілу приймали  $a = T_\gamma = T_B = 3600$  год, а параметр форми згідно із рекомендаціями  $b = 2$ .

Таблиця 2

### Результати статистичного моделювання розподілу Вейбулла

№	$i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	$X_i = R_i(t)$	0,10	0,09	0,73	0,25	0,33	0,37	0,54	0,20	0,48	0,06
2	$t_i \cdot 10^3$ за залежністю (3.3)	5,46	5,59	2,02	4,24	3,79	3,59	2,83	4,57	3,08	6,04
3	Впорядко- ваний ряд $t_i \cdot 10^3$	2,02	2,83	3,08	3,59	3,79	4,24	4,57	5,46	5,59	6,04
4	$R(t)$ за залежністю (3.4)	0,91	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,36	0,27	0,18	0,09
5	$\lg t_i$	3,31	3,45	3,49	3,56	3,58	3,63	3,66	3,74	3,75	3,78
6	$\lg(-\lg R(t_i))$	-1,39	-1,06	-0,86	-0,71	-0,59	-0,47	-0,35	-0,25	-0,13	0,02

За результатами статистичного моделювання розподілу Вейбулла була побудована залежність  $\lg(-\lg R(t_i))$  від  $\lg t_i$  з накладанням на неї лінії тренда і отриманням рівняння  $y = 2,9178x - 11,068$  для визначення уточнених параметрів. На підставі методу статистичного моделювання отримано значення параметрів  $a = T_B = 4677$  год для редукторів сьомого ступеня точності і  $b = 2,9178$ . Для редукторів восьмого ступеня точності значення  $T_B$  зменшується введенням коефіцієнта на точність  $k_T = 0,9$ ; для дев'ятого ступеня точності –  $k_T = 0,8$ . Тобто при визначенні параметру масштабу необхідно користуватися залежністю  $a = T_B \cdot k_T$ .

На підставі отриманих значень параметрів  $a$  і  $b$  було встановлено, що імовірність безвідмовної роботи двоступеневого редуктора при внутрішньоцикловому періоду ППР  $t = 1666,7$  год знаходиться в межах  $R(t)_P = 0,905$ . Прийнятий в межах ППР період часу безперервної роботи редуктора  $t_1 = 1666,7$  год є завищеним та не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора.  $R(t)_P = 0,905$  вказує на те, що, наприклад, з 10 працюючих двохступневих редукторів за час  $t_1$  один обов'язково відмовить. Тому було встановлено,

що найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час  $t_1 = 720$  год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах  $0,98...0,99$  та коефіцієнт готовності –  $0,999$ .

В процесі роботи редуктора при збільшені  $L$  (відстані між опорами валу) відповідно збільшуються напруження згину  $\sigma_{зг}$ . Для зменшення напружень згину доцільно зменшувати відстань  $L$  між опорами. Це можливо зробити тільки за умови модифікації конструкції корпусу редуктора. Вважаємо, що зубчаста передача прямозуба і відповідно  $M_{amax} = 0$ . Тоді до модифікації конструкції корпусу:  $M_{rmax} = R_{1r} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1r}$ ;  $M_{tmax} = R_{1t} \cdot [(2/3)L] = 0,67LR_{1t}$ . Після модифікації конструкції корпусу:  $M_{rmax} = R_{1r} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1r}$ ;  $M_{tmax} = R_{1t} \cdot [0,5(0,5L)] = 0,25LR_{1t}$ .

$$\frac{\sigma_{зг}}{\sigma_{зг.м}} = \frac{\frac{\sqrt{M_{rmax}^2 + M_{tmax}^2}}{W_{O\Phi}}}{\frac{\sqrt{M_{rmax}^2 + M_{tmax}^2}}{W_{O\Phi}}} = \frac{\sqrt{(0,67LR_{1r})^2 + (0,67LR_{1t})^2}}{\sqrt{(0,25LR_{1r})^2 + (0,25LR_{1t})^2}} = \frac{0,67}{0,25} = 2,68. \quad (36)$$

Отже зменшення відстані між опорами швидкохідного вала, наприклад, в два рази дозволяє зменшити його напруження згину у  $2,68$  рази.

На довговічність підшипника значний вплив має кут нахилу зубців  $\beta$  коліс передачі. Його приймають при проектуванні передач в межах  $10^\circ...15^\circ$ . Розглянемо вплив кута нахилу зубців  $\beta$  на довговічність підшипника. При цьому візьмемо для розрахунку дві зубчасті передачі з  $\beta_1 = 10^\circ$  і  $\beta_2 = 15^\circ$ . Співвідношення  $\frac{R_a}{VR_r}$  буде при  $V = 1$  (в редукторах обертається внутрішнє кільце підшипника)

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{F_t \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \beta}{1 \cdot F_t \operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin \beta}{\operatorname{tg} \alpha_n}.$$

$$\text{Для першої передачі } \frac{\sin \beta_1}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 10^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,48 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,13.$$

$$\text{Для другої передачі } \frac{\sin \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{\sin 15^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 0,72 \rightarrow X = 0,46; Y = 1,00.$$

Тоді  $R_1 = 0,37F_t K_B K_T$ ;  $R_2 = 0,44F_t K_B K_T$ . Знаходимо співвідношення  $\frac{R_2}{R_1} = 1,19$ . Тоді  $R_2 = 1,19R_1$ . Враховуючи наведене співвідношення, визначаємо  $L_{h1}$  і  $L_{h2}$  за залежністю

$$L_{h1} = \frac{10^6 C^3}{60R_1^3 n}; \quad L_{h2} = \frac{10^6 C^3}{60(1,19R_1)^3 n} = \frac{10^6 C^3}{101,11R_1^3 n}.$$

$$\text{Співвідношення довговічностей підшипника } \frac{L_{h1}}{L_{h2}} = 1,685, \text{ тобто } L_{h1} = 1,685L_{h2}.$$

Звідси можна зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців  $\beta$  з  $15^\circ$  до  $10^\circ$  збільшує напрацювання підшипників на відмову  $T_B$  на  $68,5\%$ , тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців  $\beta$  передачі приймати в межах не більше  $10^\circ$ .

**У четвертому розділі «Багатопараметричний синтез конструктивних елементів корпусів редукторів з використанням дискретного програмування» розглянуто критерії оптимізації Севіджа, Гурвіца, Байеса-Лапласа, Ходжи-Лемона, мінімаксий, різницевий, оптимістичний та критерій нейтралітету, які базуються на економічних**

показниках. При виборі критеріїв оптимізації були враховані рекомендації Б.І. Кіндрацького, що технічна система повинна функціонувати в різних умовах, для кожної з яких якість функціонування характеризується деяким частковим критерієм. Ефективність системи визначається в цьому випадку сукупністю величини критеріїв для кожної з умов. Часткові критерії мають однакову природу та однакову розмірність.

Виходячи з наведеного положення для оптимізації та синтезу конструктивних параметрів корпусів зубчастої передачі приймаємо наступні критерії:

1. Економічний показник надійності корпусу – перший частковий критерій
2. Вартість забезпечення надійності корпусу – другий частковий критерій.

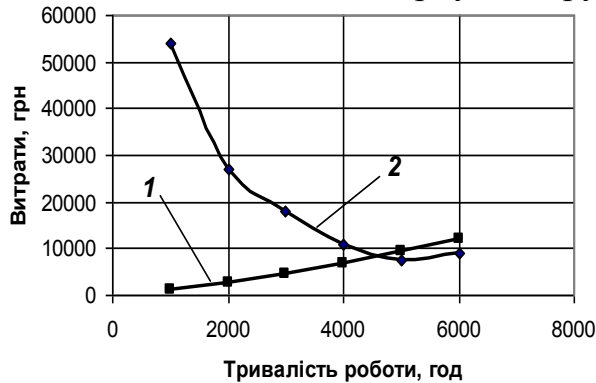


Рис. 15. Критеріальні залежності:

$$1 - Q_H; 2 - E$$

Тоді загальний критерій оптимізації можна представити у вигляді різниці витрат. При цьому виріб буде складатися з оптимальних конструктивних елементів у випадку, коли ця різниця має мінімальне значення.

$$0 \leq |E - Q_i| \leq B, \quad (37)$$

де  $B = (0,05 \dots 0,1) |E - Q_H|$ .

Наступним етапом синтезу конструктивних параметрів корпусів редукторів є визначення розмірів конструктивних елементів корпусу в залежності від його напружено-деформованого стану. До основних конструктивних параметрів корпусу відносять: товщину стінки корпусу  $\delta$ ; товщину верхнього поясу фланця корпусу  $b_\phi$ ; товщину нижнього поясу корпусу (без бобишек)  $p$ ; товщину ребер корпусу  $m_p$ ; діаметр отвору під фундаментні болти  $d_1$ ; діаметр отворів під болти біля підшипників  $d_2$  і т.д..

Основним чинником, від якого залежать майже всі конструктивні елементи корпусу є товщина його стінки  $\delta$ . Тому на підставі розгляду напружено-деформованого стану корпусу від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, визначимо значення товщини стінки корпусу  $\delta$ . Для розгляду напружено-деформованого стану корпусу від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, приймаємо розрахункову схему у вигляді рами, форма та розміри якої зображені на рис. 15.



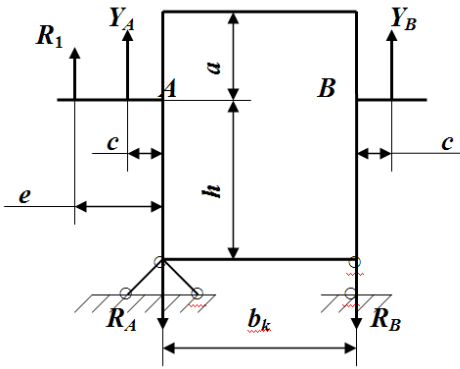


Рис. 16. Розрахункова схема

Аналізуючи прийняту схему можна зауважити, що вона має три зайвих в'язі, тобто конструкція тричі статично невизначена. Для розкриття цієї невизначеності, а також для виявлення небезпечного перерізу та значень внутрішніх сил в ньому, застосуємо метод сил. Використовуючи метод сил утворюємо статично визначену, так звану основну систему, за рахунок звільнення від зайвих в'язей. На підставі закону незалежності дії сил кожне з переміщень системи можна представити як суму переміщень від дії зайвих невідомих сил, тобто  $\Delta_{ik} = \delta_{ik}X_k$  і переміщень від заданого

навантаження  $\Delta_{ip}$ . Була розроблена система канонічних рівнянь.

При обчисленні коефіцієнтів  $\delta_{ik}$  і вільних членів  $\Delta_{ip}$  канонічних рівнянь для плоских рам, як правило, нехтують впливом нормальних і поперечних сил і беруть до уваги лише згинальні моменти. В нашому випадку нехтуємо силами  $X_A$ ,  $Z_A$ ,  $X_B$  та  $Z_B$ . На підставі отриманих значень вільних членів канонічних рівнянь визначаємо внутрішні повздовжні зусилля  $N$  та згинальні моменти, в тому числі і  $M_{\max}$ . Тоді виходячи з умови міцності на згин, отримуємо

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_{\max}}{L[\sigma]}}, \quad (38)$$

де  $[\sigma]$  – допустиме напруження на розтяг матеріалу корпусу редуктора;  $L = a_w + [(D_1 + D_2)/2]$  – довжина небезпечного перерізу стінки корпусу;  $a_w$  – міжосьова відстань;  $D_1$ ,  $D_2$  – діаметри зовнішніх кілець підшипників ведучого та веденого валів відповідно.

Для перевірки на міцність товщини стінки корпусу редуктора визначалося максимальне нормальне напруження з урахуванням максимального внутрішнього зусилля, яке діє зі сторони максимального згинального моменту та максимального згинального моменту, який діє на стінку корпусу, а також осьового моменту перерізу стінки. Було встановлено, що максимальні напруження практично не перевищують допустимих і міцність корпусу редуктора забезпечується. Крім цього, можна зауважити, що прийняті значення допустимих напружень бралися при умові розтягу елементів конструкції корпусу. У випадку стискання елементів конструкції допустимі напруження зростають до 120...150 МПа. В той же час корпус працює в різних умовах і тому допустимі напруження можна брати в межах 80...100 МПа, а це дозволяє зменшити товщину стінки корпусу приблизно на 10%.

Співвідношення максимального згинального моменту  $M_{\max}$ , що діє на стінки корпусу редуктора, до обертального моменту  $T_1$  є сталою величиною, яка знаходиться в межах 1,8...1,95, тобто для спрощення розрахунків варто застосувати залежність  $M_{\max} = (1,8...1,95)T_1$ .

Для обґрунтування запропонованої оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора, яка побудована на розрахунках методом сил, застосуємо метод скінчених елементів з використанням системи SolidWorks. Розгляд процесу обґрунтування почнемо з представлення твердотілої моделі корпусу редуктора в середовищі SolidWorks (рис. 17) згідно параметрів, які отримано за результатами синтезу конструктивних елементів одноступеневого редуктора 1ЦУ-200-6,3-11-У3 на підставі

метода сил. Твердотіла модель побудована згідно методик, рекомендованих Н.Ю. Дударевою та С.А. Загайко .

Розрахунки напружено-деформованого стану корпусу редуктора (рис.18) виконано в середовищі SolidWorks Simulation методом скінченних елементів. Аналізуючи отримані результати за значеннями максимальних напружень, можна стверджувати, що:

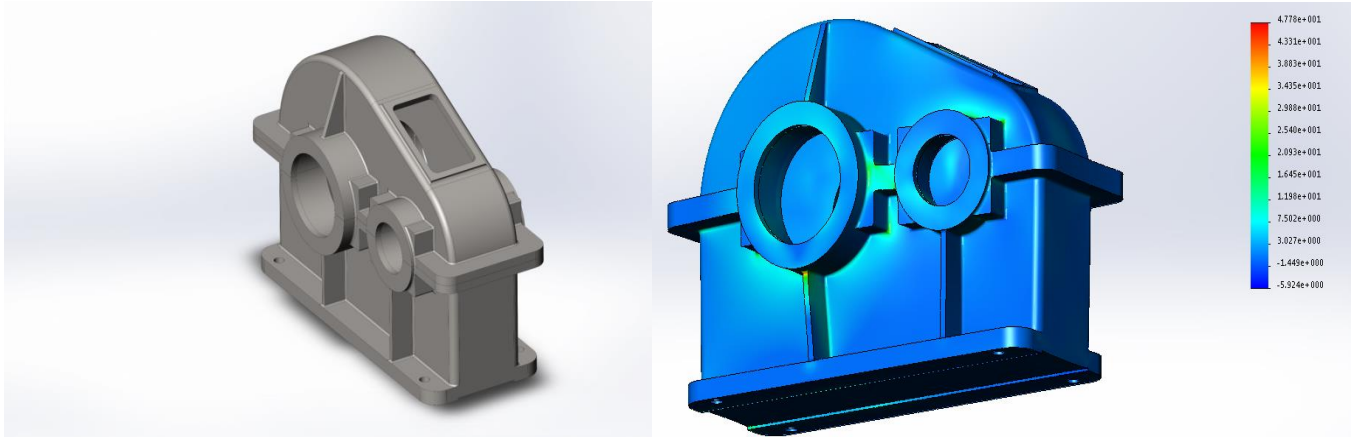


Рис. 17. Твердотіла модель корпусу редуктора та локалізація максимального значення перших головних напружень

- максимальні напруження, які отримані на підставі розробленої оптимізаційної математичної моделі з використанням для розрахунку напружено-деформованого стану корпусу редуктора «метода сил»  $\sigma_{max} = 52$  МПа;
- максимальні напруження, які отримані з використанням метода скінчених елементів та системи SolidWorks  $\sigma_{max} = 48$  МПа.

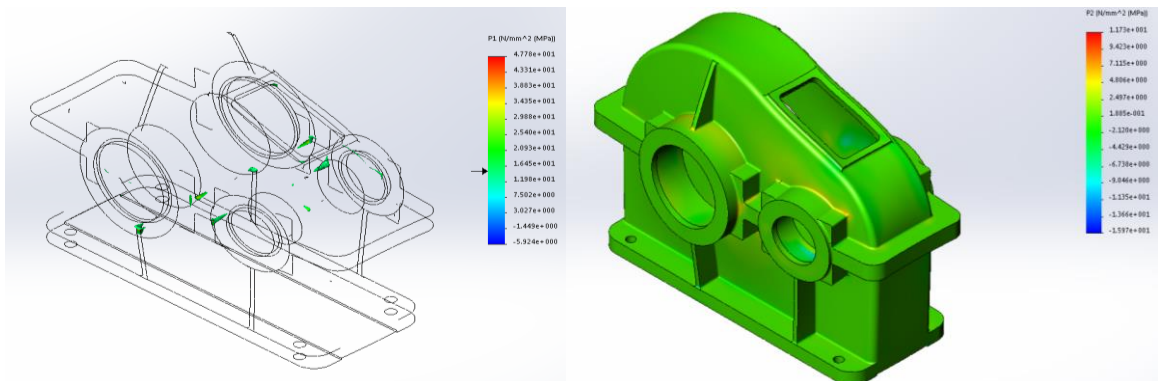


Рис. 18. Місця концентрації перших головних напружень та хронограма других головних напружень

Відносна похибка за отриманими результатами складає 7,7%, що є допустимим при виконанні інженерних розрахунків різних об'єктів на міцність.

Після отримання значення товщини стінки  $\delta$  корпусу редуктора були отримані залежності для визначення всіх інших конструктивних параметрів корпусу у функціональній залежності від  $\delta$ , які введено у алгоритм математичної моделі синтезу з метою розроблення комп'ютерної програми «Корпус».

Для синтезу оптимальних конструктивних елементів корпусу редуктора було розроблено оптимізаційну математичну модель, яка має вигляд:

функція мети

$$m = 7,8 \cdot 10^{-6} L \delta^2 \Rightarrow \min ; \tag{39}$$

за критерієм

$$0 \leq |E - Q_i| \leq B ; \tag{40}$$

за обмеженнями

$$a_1 \leq P \leq b_1 ; a_2 \leq K_{II} \leq b_2 ; a_3 \leq T_E \leq b_3 ; a_4 \leq t \leq b_4 ; a_5 \leq R(t) \leq b_5 ; a_6 \leq [\sigma] \leq b_6 ; y_i \leq 0,01 m_n ; p \geq [p] , \tag{41}$$

де  $P$  – потужність, яка передається зубчастою передачею, кВт;  $K_{II}$  – коефіцієнт, який враховує короточасні перевантаження;  $T_E$  – заданий період експлуатації до капітального ремонту, год;  $t$  – сумарний час, на протязі якого виконують один огляд корпусу редуктора згідно ППР для забезпечення надійності його роботи, год;  $a_1, a_2, \dots, a_6$  – мінімальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників, які визначають на стадії розроблення технічного завдання на проектування;  $b_1, b_2, \dots, b_6$  – максимальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників;  $y_i$  – деформація прогину швидкохідного вала в перерізі під циліндричним зубчастим колесом;  $m_n$  – модуль нормальний зубчастого колеса;  $p$  – імовірність попадання досліджуваної точки в область допустимих розв’язків;  $[p]$  – допустиме значення імовірності.

Поставлена задача відноситься до дискретного програмування, а для її розв’язання використовували метод Монте-Карло. За допомогою спеціальної програми утворюється послідовність псевдовипадкових чисел  $\mu_i$  в інтервалі 0...1. Псевдовипадкові числа перетворюють до значень чинників за залежністю

$$x_i = a_j + \mu_i (b_j - a_j), \tag{42}$$

де  $x_i$  – значення чинника на  $i$ -му етапі розв’язання задачі;  $\mu_i$  – псевдовипадкове число на цьому етапі;  $a_j, b_j$  – відповідно мінімальне та максимальне значення  $j$ -го обмеження.

Для розв’язання представленої оптимізаційної задачі було розроблено блок-схему розв’язку моделі і після цього була написана програма «Корпус» (рис.19) на мові програмування C#. З метою обґрунтування розробленої математичної моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора було розглянуто її використання для розрахунку та синтезу вже розроблених одноступеневих і двоступеневих редукторів. За основу були прийняті редуктори компанії «GlobalProm» (Україна, м. Харків): одноступеневий редуктор типу 1ЦУ-200-6,3-11-У3 і двоступеневий типу 1Ц2У-100-20-12 У1.

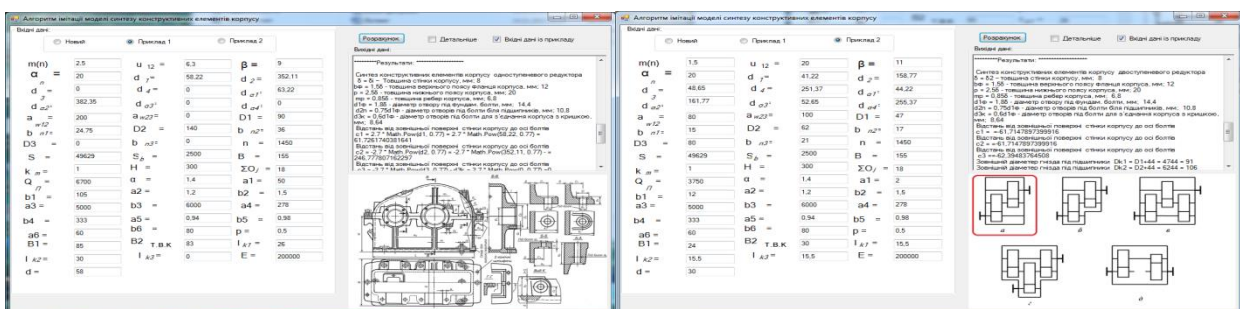


Рис. 19. Робочі вікна програми «Корпус» для визначення конструктивних параметрів одноступеневих та двоступеневих редукторів

Результати аналізу показали, що розроблена оптимізаційна математична модель для синтезу конструктивних елементів корпусів одноступеневого і двоступеневого редукторів, дає можливість отримати оптимальну конструкцію корпусу за умови забезпечення необхідної міцності, надійності, та завдяки оптимізації конструктивних розмірів здійснює економію матеріалу на одному корпусі до 10,2%.

У п'ятому розділі «Пошук раціональних конструктивних параметрів зубчастих коліс на основі оптимізаційного математичного моделювання» розглянуто вибір та обґрунтування критеріїв оптимізації основних параметрів зубчастих коліс. Процес вибору та обґрунтування критеріїв оптимізації виконаний за аналогією з критеріями оптимізації для корпусів редукторів. По осі  $X$  відкладено тривалість роботи зубчастої передачі, яка пропорційна економічному показнику надійності зубчастого колеса  $Q_e$ , а по осі  $Y$  – тривалість роботи зубчастої передачі, що пропорційна вартості надійності  $Q_H$ , по осі  $Z$  – витрати. Тоді загальний критерій оптимізації можна представити у вигляді

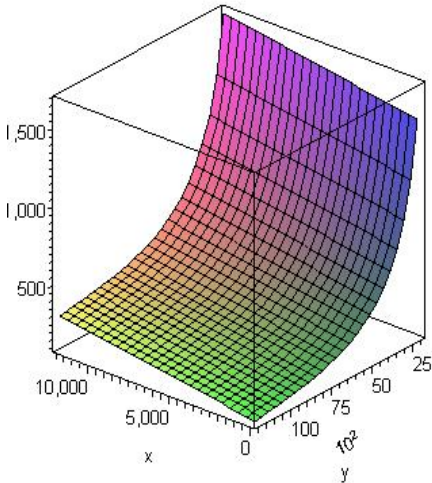


Рис. 20. Двокритеріальна оптимізаційна поверхня

$$0 \leq |Q_e - Q_f| \leq B_{\zeta, i}, \quad (43)$$

де  $B_{\zeta, n} = (0,05 \dots 0,1) |Q_e - Q_H|$ .

де  $Q_e = K_e \cdot T_{cl}$ ;  $T_{cl}$  – середній час служби передачі, який пов'язаний з максимально можливим базовим числом циклів навантаження та з дією проектуючих циклів напружень, що діють на зубці колеса.

Після отримання залежностей для визначення параметрів (вказані за обмеженнями в оптимізаційній математичній моделі) зубчастих коліс в залежності від їх напружено-деформованого стану було розроблено оптимізаційну математичну модель синтезу параметрів зубчастих коліс, яка має вигляд:

функція мети

$$Q_{Bi} \Rightarrow \min; \quad (44)$$

за критерієм

$$0 \leq |Q_e - Q_f| \leq B_{\zeta, i}; \quad (45)$$

за обмеженнями

$$a_1 \leq \psi_{ba} \leq b_1; \quad a_2 \leq L \leq b_2; \quad a_3 \leq T_B \leq b_3; \quad a_4 \leq T_E \leq b_4; \quad a_5 \leq V_1 \leq b_5; \quad p \geq [p], \quad (46)$$

де  $Q_B$  – вартість виготовлення зубчастого колеса, грн;  $a_1, a_2, \dots, a_5$  – мінімальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників, які визначають на стадії розроблення технічного завдання на проектування;  $b_1, b_2, \dots, b_5$  – максимальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників;  $p$  – імовірність попадання точки дослідження в область допустимих розв'язків;  $[p]$  – допустиме значення імовірності;  $\psi_{ba}$  – коефіцієнт

ширини зубчастого вінця;  $L$  – допустимий рівень звуку, дБА;  $T_B$  – напрацювання на відмову, год;  $T_E$  – заданий термін експлуатації зубчастої передачі, год;  $V_1$  – колова швидкість ведучого колеса, м/с.

Для розв'язання оптимізаційної моделі використовувати метод Монте-Карло. На першому етапі було розроблено блок-схему алгоритму розв'язку моделі. На підставі блок-схему алгоритму була написана програма «Зубчаста передача» для визначення конструктивних параметрів зубчастих коліс на мові програмування С#. Пакет прикладних програм дав змогу обґрунтувати розроблену оптимізаційну модель багатопараметричного синтезу на існуючих конструкціях редукторів. За основу для перевірки на адекватність розробленої моделі було прийнято одноступеневий редуктор типу 1ЦУ-200-4-12-У3 Київського редукторного заводу ПП «Кирмет».

Результати аналізу показали, що запропонований метод багатопараметричного синтезу параметрів циліндричної зубчастої передачі дає можливість зменшити витрати матеріалу на виготовлення передачі на 16,5% при забезпеченні необхідної міцності та надійності.

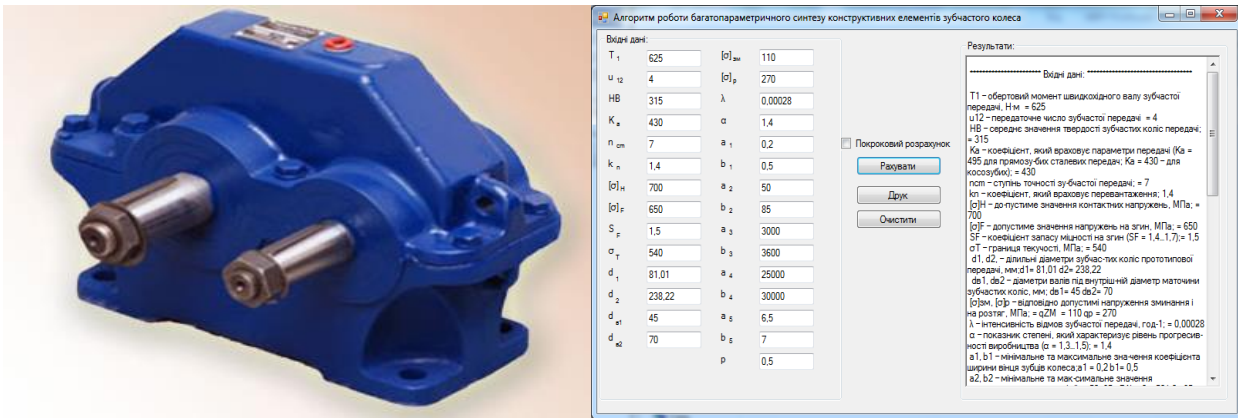


Рис. 21. Загальний вигляд робочого вікна програми «Зубчаста передача» для визначення конструктивних параметрів зубчастих коліс та результати розрахунку для одноступеневого редуктора типу 1ЦУ-200-6,3-11-У3

У шостому розділі «Вплив напружено-деформованого стану вала редуктора на синтез його конструктивних параметрів» розглянуто вибір критеріїв оптимізації та обмежень для визначення основних параметрів вала, як одного із складових елементів редуктора. Для процесу багатопараметричного синтезу параметрів валів необхідним є визначення таких основних параметрів: середнього терміну служби (довговічність) вала; границі текучості матеріалу вала; коефіцієнту запасу міцності в небезпечних перерізах вала; прогину вала; кута нахилу перерізів вала від його прогину; кута закручування вала від обертового моменту, який передається; критичної кутової швидкості обертання вала.

Одним із головних показників нормальної роботи вала є його експлуатаційна надійність. Відповідно основним показником експлуатаційної надійності зубчастої передачі є довговічність роботи кожного складового елемента та виробу загалом.

Перед переходом до розроблення оптимізаційної математичної моделі для синтезу конструктивних елементів валів було встановлено критерій оптимізації виду

$$0 \leq \left| \dot{\Delta}_{\text{пад}} - h \right| \leq B_a, \quad (47)$$

де  $B_\epsilon = (0,05 \dots 0,1) |T_{сер} - h|$ .

де  $T_{сер.i}$  – середній термін служби вала, год;  $h$  – встановлений строк служби передачі, год.

Для синтезу конструктивних елементів валів було розроблено оптимізаційну математичну модель виду:

функція мети

$$[\sigma]_{Ei} - \sigma_{E \max i} \Rightarrow \min ; \quad (48)$$

за критерієм

$$0 \leq |\dot{\Delta}_{\dot{\Delta}} - h| \leq B_a ; \quad (49)$$

за обмежень

$$a_1 \leq \sigma_{Ti} \leq b_1 ; s_i \geq 1,5 ; y_i \leq [y] ; \theta_i \leq [\theta] ; \varphi_i \leq [\varphi] ; 0,7\omega_{\dot{\Delta}.i} > \omega > 1,3\omega_{\dot{\Delta}.i} ; p_i \geq [p] , \quad (50)$$

де  $[\sigma]_{Ei}$  – допустиме значення еквівалентних напружень, МПа;  $\sigma_{E \max i}$  – максимальне значення дійсних еквівалентних напружень, МПа;  $\sigma_{Ti}$  – границя текучості матеріалу вала, МПа;  $s_i$  – коефіцієнт запасу міцності в небезпечних перерізах вала;  $y_i$  – дійсний прогин вала, мм;  $\theta_i$  – дійсний кут нахилу перерізів вала, рад;  $\varphi_i$  – дійсний кут закручування вала, рад;  $\omega$  – кутова швидкість обертання вала, рад/с;  $\omega_{кр.i}$  – значення критичної кутової швидкості обертання вала, рад/с;  $a_1$  – мінімальне значення границі витривалості, МПа;  $b_1$  – максимальне значення границі витривалості, МПа;  $p_i$  – фактичне значення імовірності попадання досліджуваного параметра в область допустимих розв'язків;

$$p_i = \frac{k_i}{N_i} ; \quad (51)$$

$k_i$  – кількість циклів попадання досліджуваного параметра в область допустимих розв'язків;  $N_i$  – загальна кількість випробувань для отримання оптимального результату;  $[p]$  – допустиме значення імовірності.

Для синтезу оптимальних значень конструктивних параметрів вала математичну модель оптимізації було представлено алгоритмічною формою з використанням для її розв'язку метода Монте-Карло. Пакет прикладних програм на мові програмування С# дав можливість повністю реалізувати розроблену математичну модель у вигляді програми «Вал» (рис. 22).

Для **прикладу** розглянемо визначення конструктивних параметрів проміжного вала двоступеневого редуктора:  $P = 27$  кВт;  $n = 1450$  хв<sup>-1</sup>;  $u = 4$ ;  $d_1 = 78$  мм;  $m_n = 3$  мм;  $\beta = 14^\circ$ ;  $l_m = 62$  мм;  $\alpha_n = 20^\circ$ ;  $K_{\Pi} = 2,2$ ;  $[\tau] = 25$  МПа;  $[y] = 0,03$  мм;  $[\theta] = 0,01$  рад;  $[\varphi] = 0,009$  рад;  $a_1 = 294$  МПа;  $b_1 = 786$  МПа;  $h = 20500$  год;  $[p] = 0,95$ .

Після введення вхідних даних був отриманий результат розрахунку:  $d = 42$  мм;  $d_{ni} = 40$  мм;  $l = 188$  мм;  $r_i = 1$  мм; підшипник 46308; матеріал сталь  $\sigma_{\dot{\Delta}.i} = 600$  МПа;  $p_i = 0,96$ ;  $s_i = 2$ .

Результати оптимізації перевірялися звичайним розрахунковим методом та експериментальним шляхом на стенді із замкненим силовим потоком. Отримані результати показали, що розраховані дані за допомогою розробленої оптимізаційної математичної

моделі повністю адекватні розрахунковим і експериментальним результатам. Загальна відносна похибка не перевищує 5...7%.

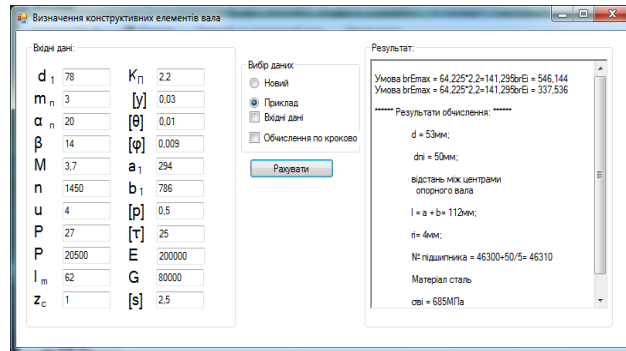


Рис. 22. Робоче вікно програми «Вал» для визначення конструктивних параметрів валів зубчастої передачі

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі, яка є завершеним науковим дослідженням, наведені результати розв'язування актуальної наукової проблеми з розробленням наукових основ багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів, який забезпечує високу ефективність пошуку раціональних конструктивно-технологічних параметрів деталей в процесі оптимального проектування з використанням інформаційних технологій і з урахуванням коливних процесів та їх надійності при експлуатації.

1. Результати аналізу літературних джерел показали, що на сучасному етапі методики розрахунку і проектування складових елементів циліндричних редукторів, головним чином побудовані на суб'єктивних підходах конструктора та забезпеченні міцності з використанням довідкової літератури. Виключення складають лише зубчасті передачі, розрахунок яких на міцність виконують згідно із ГОСТ 21354 – 87. Отже, багатопараметрична оптимізація конструктивних елементів циліндричних редукторів практично не розглядалася. Крім цього, не розглядалися питання її структурної оптимізації.

Також не розглядалися питання надійності зубчастих передач та інших складових елементів редукторів. Наведені методики визначення оптимального часу напрацювання на відмову стосуються лише машинобудівних конструкцій загального машинобудування, а методи математичного моделювання надійності зубчастих передач циліндричних редукторів і заходи для її підвищення не досліджувалися взагалі.

2. Вперше розроблена математична модель динамічних процесів циліндричних зубчастих передачах редукторів для дослідження якості виготовлення бокових робочих поверхонь зубців коліс, яка дає можливість визначати її вплив на зміну внутрішніх динамічних навантажень. Вперше отримано залежність для визначення коефіцієнту від дії внутрішніх динамічних навантажень, обумовлених технологією зубофрезерування черв'ячними фрезами. Встановлено вплив тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань. Доведено, що коливання, які є перпендикулярними до напрямку ковзання робочих поверхонь зубців коліс, демпфуються тертям за законом в'язкого опору, а тертя робочих поверхонь зубців коліс в напрямку заданого руху не тільки не демпфує коливання, але й підсилює ефект дії зовнішніх

змушувальних сил. Отже для зменшення впливу зовнішніх змушувальних сил, які спрямовані вздовж ковзання робочих профілів, необхідно зменшувати шорсткість робочих поверхонь зубців до  $R_a = 1,25 \dots 0,63$  мкм.

3. Розроблено методологію прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання. Встановлено, що найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час  $t = 720$  год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах  $0,98 \dots 0,99$ . Модифікація корпусу редуктора з метою підвищення надійності редуктора дала можливість збільшити його середнє напрацювання на відмову  $T_B$  в 1,3 рази.

Зменшення кута нахилу зубців косозубих коліс редуктора до  $10^\circ$  збільшує напрацювання  $T_B$  підшипників на відмову на 68,5%. Встановлено, що з метою підвищення надійності зубчастої передачі необхідно приймати більші значення коефіцієнта ширини зубчастого вінця  $\psi_{ba}$  з рекомендованих меж його зміни. Наприклад, при збільшенні  $\psi_{ba}$  від 0,2 до 0,4 зменшується кількість циклів навантажень, яка необхідна для припрацювання зубців у полюсі зачеплення в 1,44 рази без зміни кількості циклів навантажень у вершини зуба, а також зменшується значення еквівалентного коефіцієнта концентрації навантаження  $K_{H\beta e}$  на 3%.

4. Вперше розроблено оптимізаційну математичну модель для синтезу конструктивних параметрів корпусів одноступеневого і двоступеневого циліндричних редукторів. Встановлено, що при розробленні корпусів редукторів шляхом оптимізації їх конструктивних розмірів є можливість зекономити матеріал на одному корпусі до 10,2%.

5. Удосконалено метод пошуку раціональних конструктивних параметрів циліндричних зубчастих передач. Встановлено, що використання методу багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів дає можливість зменшити витрати матеріалу на виготовлення передачі на 16,5% при забезпеченні необхідної міцності та надійності. Вперше запропоновано залежність для визначення кута нахилу зубців коліс передачі в залежності від допустимого рівня шуму згідно із санітарними нормами СН 2.2.4/2.1.8.562-96, що дозволило не перевищувати його значення в межах 50...85 дБА.

6. Побудовано оптимізаційну математичну модель синтезу параметрів вала редуктора з урахуванням його конструктивних особливостей та напружено-деформованого стану. Для розроблення конструкції вала використовувався метод багатопараметричного синтезу, тобто оптимізаційна математична модель, яка дає можливість забезпечити необхідну міцність на згин, втомну міцність, і жорсткість вала із запобіганням поперечних коливань, а також його експлуатаційну надійність з одночасним вибором матеріалу.

7. Здійснено структурну оптимізацію циліндричного редуктора з урахуванням вибору конструктивних параметрів за схемами компоновки корпусів двоступінчастих редукторів, з виконанням перевірки ведучого вала швидкохідної ступені на деформацію прогину, величина якого не повинна перевищувати  $0,01m_n$ .

8. Для реалізації методу багатопараметричного синтезу конструктивних чинників циліндричних редукторів був розроблений інженерний метод із застосуванням інформаційних систем на основі дискретного програмування «Корпус», «Зубчаста передача», «Вал». Пакети прикладних програм розроблені на мові C# для роботи в середовищі Windows XP.

9. Результати експериментальних досліджень на випробувальному стенді із замкненим силовим потоком дозволили отримати математичну нелінійну модель для



визначення залежності амплітуди від часу коливання та отримати першу гармоніку, за допомогою якої визначено гармоніку коливання зубчастої передачі і в тому числі гармоніку коливання робочого профіля зуба колеса, що впливає на плавність роботи передачі. Результати експериментальних досліджень дозволили отримати спрощену залежність для визначення коефіцієнтів, які враховують динамічні процеси в процесі роботи зубчастих передач і підтвердили результати теоретичних досліджень, що пов'язані з похибкою передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом зубонарізання коліс черв'ячними фрезами. Максимальні значення відносних похибок коливалися в межах 9...10,1%.

10. Розроблені методи багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів впроваджено на ВАТ «Український інститут автобусотролейбусобудування» (м. Львів), синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності з комплектом комп'ютерних програм – на ПрАТ «Калинінський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька область). Крім цього, результати наукових досліджень стосовно багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів на ТОВ РМЗ «Обрій» (м. Тернопіль). Також результати дисертаційного дослідження впроваджено в навчальний процес Національного університету «Львівська політехніка» на кафедрі «Технічна механіка та динаміка машин» під час виконання курсових проектів та Львівського державного університету безпеки життєдіяльності при формуванні дисциплін «Прикладна механіка», «Методологія та організація наукових досліджень» та «Основи теорії надійності і техногенний ризик». Розроблені в дисертаційній роботі методи і рекомендації після повного впровадження у машинобудівну промисловість України дозволять отримати економічний ефект в сумі 17,5 млн грн.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### *Стаття у науковометричній базі Scopus:*

1. Васильева Е. Э. Оптимизация конструктивных элементов валов редукторов приводов шахтных скребковых конвейеров / Е.Э. Васильева, И.В. Кузьо // ISSN 2071-2227, Науковий вісник НГУ (Scopus), 2014, №3. – С.37-45. (Розроблена математична модель для оптимізації конструктивних елементів валів редукторів).

### *Статті у наукових періодичних виданнях інших держав:*

2. Гулида Э.Н. Конструкционное и технологическое обеспечение качества изготовления корпусов редукторов общего назначения. / Э.Н. Гулида, Е.Э. Васильева //– Минск: Белорусский национальный технический университет. / Машиностроение. Республиканский межведомственный сборник научных трудов. – Вып. 28. – 2014. – С. 9-18. (Розроблена методологія розрахунку на міцність корпусів редукторів з урахуванням напружено-деформованого стану).

3. Vasilieva E. Optimization of the structural components of gearwheels of cylindrical reducing gears. / E. Vasilieva, I. Kuzio // Econtechmod. An international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modeling processes. – Lublin – Preszow. – 2014, vol.3, №1. – С. 127-133. (Розроблена математична модель і методологія оптимізації конструктивних компонентів циліндричних редукторів).

4. Vasilieva E. Experimental research on the influence of the production quality of tooth operation surfaces of cylindrical gearwheels and torque on a gear oscillation amplitude. / E.

Vasilieva, I. Kuzio // Econtechmod. An international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modeling processes. – Lublin – Preszow. – 2014, vol.3, №2. – С.79-87. (Виконано аналіз сучасних методів прогнозування надійності пожежних автомобілів, а в роботах розроблена математична модель для визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач та амплітуди їх коливання на необхідних для аналізу гармоніках).

***Статті у наукових фахових виданнях України:***

5. Васильєва О.Е. Вплив зовнішніх динамічних навантажень на зношування зубців коліс передачі в процесі експлуатації пожежного устаткування / О.Е. Васильєва // Зб. наук. праць ЛПБ «Пожежна безпека». – Львів: ЛПБ, 2002. — №2. — С. 133-135.

6. Васильєва О.Е. Експериментальне дослідження впливу зовнішніх динамічних навантажень на зношування зубців зубчастих передач пожежного устаткування / О.Е. Васильєва, Е.М. Гуліда // Науковий вісник УкрНДПБ. — Київ: УкрНДПБ, 2003. – №1(7). – С. 112-117.(Запроектовано та виготовлено випробувальний стенд с замкненим силовим потоком, отримано залежності для дослідження впливу зносостійкості циліндричних зубчастих передач на зовнішні динамічні навантаження).

7. Кузьо І.В.. Залежність коефіцієнту тертя між зубцями коліс передачі від ударних навантажень при перехідних процесах / І.В. Кузьо О.Е. Васильєва // Вісник ДУ «Львівська політехніка» Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні. – Львів: ДУ «Львівська політехніка», 2003. – Вип. 427. – С. 77-82. (Отримано залежності для визначення коефіцієнту тертя робочих профілів зубців передач при пусках, зупинках і перемиканнях).

8. Васильєва О.Е. Оптимізація вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування / О.Е. Васильєва, Д.С. Борисов // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2003. – №3. – С. 60-66. (Виконано синтез елементів циліндричних зубчастих передач; отримана математична модель оптимізації циліндричних зубчастих передач коробок відбору потужності пожежних автомобілів).

9. Васильєва О.Е. Динамічні навантаження зубчастих передач приводів пожежного устаткування / О.Е. Васильєва // Зб. наук. праць ЛПБ «Пожежна безпека». – Львів: ЛПБ, 2004. — №4. — С. 102-108.

10. Васильєва О.Е. Вплив динамічних навантажень на коефіцієнт тертя між зубцями коліс приводів передач пожежного устаткування при пусках, зупинках, перемиканнях / О.Е. Васильєва, Д.С. Борисов // Зб. наук. праць «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2004. – №2 (5). – С. 55-61. (Розроблено математичні моделі для визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач).

11. Васильєва О.Е. Підвищення надійності багатофункціональної пожежної техніки / О.Е. Васильєва, Є.Г.Сабіров // Зб. наук. праць ЛПБ «Пожежна безпека». – Львів: ЛПБ, 2005. — №7. — С. 73-78. (Рстановлено значення показників надійності зубчастих передач та розроблена математична модель і оптимізаційна програма вибору параметрів зубчастих передач коробки відбору потужності).

12. Васильєва О.Е. Оптимізаційна програма вибору конструктивних та експлуатаційних чинників зубчастих передач коробки відбору потужності АЦ-40(130)63Б / О.Е. Васильєва, А.В.Камінський, О.В.Придатко, О.В.Хлєвной // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2006. — №8. — С. 72-77.(розроблено

оптимізаційну математичну модель синтезу основних конструктивних чинників зубчастої передачі КВП та її основі розроблено комп'ютерну програму).

13. Гуліда Е.М. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач в процесі їх проектування / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Проблеми якості та довговічності зубчастих передач редукторів, їх деталей та вузлів. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. Вип.№ 21. – С. 191-197. (Виконано синтез елементів циліндричних зубчастих передач).

14. Гуліда Е.М. Багатопараметричний синтез елементів валів зубчастих передач / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля . – Луганськ: СНУ ім. Володимира Даля , 2007. — №9(115). – С. 52-58. (Розроблено оптимізаційну математичну модель синтезу основних параметрів вала циліндричного редуктора).

15. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності редуктора відбору потужності інженерних автомобілів на базі тягача АТ-Г з використанням методу статичного моделювання / О.Е. Васильєва, Д.О.Чалий // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2008. — №13. — С. 134-139. (Розроблено метод прогнозування надійності циліндричних редукторів (коробок відбору потужності) на базі АТ-Г з використанням методу статистичного моделювання).

16. Гуліда Е.М. Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання. / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Проблеми якості та довговічності зубчастих передач редукторів, їх деталей та вузлів. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. Вип.№ 28. – С. 38-45. (Отримано залежності для визначення показників надійності редукторів, розроблено метод прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання).

17. Васильєва О.Е. Похибка передаточного числа зубчастої передачі, яка зумовлена процесом зубонарізання коліс черв'ячними фрезами./ О.Е. Васильєва. // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник НУ «Львівська політехніка». – Львів, 2009. – № 642. – С. 25-32.

18. Васильєва О. Е. Динамічна та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень / О.Е. Васильєва // Механіка, енергетика, екологія: зб.наук.пр. // Науковий вісник Севастопольського Національного технічного. університету. – Севастополь: СевНТУ, 2010. – Вип. № 110. – С. 79-85.

19. Васильєва О.Е. Багатопараметричний синтез конструктивних елементів корпусів циліндричних редукторів / О.Е. Васильєва // Науковий вісник Харківського Національного технічного університету «Проблеми механічного привода». – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – Вип.№27. – С. 38-45.

20. Васильєва О.Е. Напрями підвищення надійності та ефективності застосування модернізованої багатофункціональної пожежної техніки / О.Е. Васильєва, І.В.Паснак // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2010. — №16. — С. 64-71. (Розроблено математичні моделі для визначення показників надійності редукторів багатофункціональної пожежної техніки).

21. Васильєва О.Е. Дослідження коливних процесів зубчастої передачі на випробувальному стенді із замкненим силовим контуром / О.Е. Васильєва, Е.М.// Проблеми якості та довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей та вузлів // Науковий вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №28. – С. 23-33.(Розроблено методику дослідження коливних процесів зубчастої

передачі на випробувальному стенді та виконано математичну обробку отриманих результатів).

22. Васильєва О.Е. Визначення розмірів конструктивних елементів корпусів редукторів приводів підйомно-транспортного устаткування в залежності від їх напружено-деформованого стану. / О.Е. Васильєва // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – № 4. – Одеса: ОНПУ, 2013. – С. 143-152.

23. Васильєва О.Е. Аналіз сучасних методів прогнозування надійності пожежних автомобілів з метою удосконалення процесу їх технічного обслуговування./ О.Е. Васильєва, В.В. Палканинець. // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету. – Львів: НЛТУ України, 2013. – Вип. № 23.15. – С. 119-126. (Розроблено математичні моделі для визначення показників надійності та параметрів масштабу та форми пожежних автомобілів для удосконалення процесу технічного обслуговування).

24. Гуліда Е. М. Підвищення надійності пожежного відцентрового насосу ПН-40УВ/ Е. М. Гуліда, І. В. Паснак, О.Е. Васильєва. // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». - Вінниця: ВНАУ, 2017. – Вип. 4(87). – С. 48-53. (Отримано залежності для визначення показників надійності відцентрового насосу пожежних автомобілів та загального машинобудування).

#### ***Публікації у матеріалах міжнародних наукових конференцій:***

25. Васильєва О.Е. Вплив динамічних навантажень зубчастих передач на їх межу витривалості / О.Е. Васильєва, І.В. Кузьо // 5-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2002. – С.77-78.

26. Васильєва О.Е. Оптимізація елементів зубчастих передач редукторів. / О.Е. Васильєва // 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів - механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2007. – С. 80-81.

27. Васильєва О.Е. Методи оцінки надійності пожежних автомобілів. / О.Е. Васильєва, С.П. Назарчук // Природничі науки та їх застосування в діяльності служби цивільного захисту. - Міжнародна науково-практична конференція Черкаської академії пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля. – Черкаси: ЧАПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2006. – С. 5-8. (Розроблено метод оцінки надійності пожежних автомобілів).

28. Васильєва О. Е. Оптимізаційна математична модель синтезу конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач / О. Е. Васильєва //Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем». - Севастополь., 2007. - С. 282-287.

29. Васильєва О.Е. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач коробок відбору потужності пожежних автомобілів у процесі їх проектування. / О.Е.Васильєва. // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Пожежна безпека - 2007». – Черкаси: АПБ ім, Героїв Чорнобиля, 2007. – С. 433-435.

30. Васильєва О.Е. Математичне моделювання ймовірного викривлення осі вала пожежного відцентрового насоса в екстремальних умовах навантаження./ Штангрет Б.С. Назарчук С.П.// 7-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2005. – С. 217-219. (Розроблена математична модель для визначення викривлення осі вала пожежного відцентрового насоса при зміні навантажень).

31. Васильєва О.Е. Вплив тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань / О.Е. Васильєва, Е.М. Гуліда. // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Динаміка, надійність і довговічність

механічних і біомеханічних систем та елементів їхніх конструкцій». – Севастополь: СевНТУ, 2008. – С. 122-132. (Розроблено математичну модель дослідження впливу сил тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань).

32. Васильєва О.Е. Синтез конструктивних елементів корпусів циліндричної зубчастої передачі / О. Е. Васильєва // 9-ий Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2009. – С. 156-158.

33. Васильєва О.Е. Оптимізація конструктивних елементів зубчастих передач коробок відбору потужно пожежних автомобілів в процесі їх проектування. / О.Е.Васильєва, І.В.Паснак // Всеукраїнська науково-практична конференція «Об'єднання теорії та практики – запорука підвищення боєздатності оперативно-рятувальних підрозділів», 2013. – С. 129-131. (Розроблена математична оптимізаційна модель для синтезу конструктивних елементів зубчастих передач та виконано дослідження з отриманням конструктивних елементів передачі).

34. Васильєва О.Е. Багатопараметричний синтез основних елементів конструкцій зубчастих коліс циліндричних редукторів. 12-й Міжнародний симпозиум інженерів-механіків. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2015. – С. 64-65.

#### ***Патенти України:***

35. Васильєва О.Е. Патент на корисну модель №68094 «Стенд із замкненим силовим потоком для випробування редукторів» / О.Е. Васильєва – винахідник та власник патенту // Дата реєстрації 12.03.2012. – К.: ДСІВ України.

36. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63803. «Комп'ютерна програма для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 28.01.2016. – К.: ДСІВ України.

37. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 64243 «Комп'ютерна програма для визначення конструктивних елементів валів редукторів» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 26.02.2016. – К.: ДСІВ України.

38. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63928 «Комп'ютерна програма для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 05.02.2016. – К.: ДСІВ України.

У зазначених наукових працях та патентах України основні положення та результати дисертаційної роботи повністю викладено.

#### **АНОТАЦІЯ**

***Васильєва О.Е.*** Багатопараметричний синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення та надійності. - На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – «Машинознавство». Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2018.

Дисертаційна робота присвячена подальшому розвитку наукових основ, які пов'язані з розробленням нових ефективних методів багатопараметричного синтезу основних

конструктивних елементів циліндричних редукторів, що забезпечують зменшення часу на структурний синтез та параметричну оптимізацію з одночасним розширенням можливостей для розв'язку складних задач і забезпеченням якості та надійності під час експлуатації. В дисертаційній роботі розроблено динамічну математичну модель колювання циліндричної зубчастої передачі з урахуванням якості виготовлення бокової робочої поверхні зубців після зубофрезерування черв'ячними фрезами. Також отримано теоретичні залежності для визначення впливу тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань.

Варто відзначити запропоновану методику прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання і багатопараметричного синтезу структури та конструктивних елементів циліндричних редукторів на основі оптимізаційних моделей і методу Монте-Карло та програмного забезпечення з використанням середовища С#, що забезпечують достатню точність і швидкість розрахунків. На підставі розроблених методів багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів запропоновано інженерний метод оптимального проектування конструктивних елементів циліндричних редукторів, який забезпечує обґрунтований вибір конструктивних параметрів деталей, параметрів навантаження та закріплення, а також необхідну міцність, жорсткість, власні частоти коливань і мінімальну масу. Для реалізації даної задачі розроблено алгоритми і програми, що дозволяють синтезувати за певними критеріями конструктивні елементи корпусів редукторів, зубчастих коліс, валів, виконувати обґрунтований вибір підшипників тощо.

Під час виконання дисертаційних досліджень було створено випробувальний стенд із замкненим силовим потоком для дослідження навантажувальної здатності редукторів та коливних процесів на режимах, що відповідають реальним умовам експлуатації. Результати досліджень на випробувальному стенді дали можливість перевірити адекватність математичної та фізичної моделей і визначити навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач з урахуванням коливних процесів. Водночас було запропоновано рекомендації для зменшення маси корпусів і деталей редуктора з одночасним забезпеченням їх міцності та вібростійкості.

Виконані дослідження та отримані результати дали можливість визначити економічну ефективність від впровадження запропонованих заходів багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів в межах України в сумі 17,5 млн грн.

**Ключові слова:** циліндричний редуктор, корпус редуктора, зубчаста передача, вал, підшипник.

## АННОТАЦІЯ

**Васильева Е.Э.** Многопараметрический синтез конструктивных элементов цилиндрических редукторов с учетом особенностей их изготовления и надежности. - На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 - «Машиноведение». Национальный университет «Львовская политехника», Львов, 2018.

Диссертация посвящена дальнейшему развитию научных основ, связанных с разработкой новых эффективных методов многопараметрического синтеза основных

конструктивных элементов цилиндрических редукторов, обеспечивающих уменьшение времени на структурный синтез и параметрическую оптимизацию с одновременным расширением возможностей для решения сложных задач и обеспечением качества и надежности во время эксплуатации. В диссертационной работе разработана динамическая математическую модель колебания цилиндрической зубчатой передачи с учетом качества изготовления боковой рабочей поверхности зубьев после зубофрезерования червячными фрезами. Также получены теоретические зависимости для определения влияния трения профилей зубьев в зацеплении цилиндрической зубчатой передачи на демпфирование вынужденных колебаний.

Стоит отметить предложенную методику прогнозирования надежности цилиндрических редукторов с использованием метода статистического моделирования и многопараметрического синтеза структуры и конструктивных элементов цилиндрических редукторов на основе оптимизационных моделей с использованием метода Монте-Карло и программного обеспечения на основе среды C #, обеспечивающие достаточную точность и скорость расчетов. На основании разработанных методов многопараметрического синтеза конструктивных элементов цилиндрических редукторов предложено инженерный метод оптимального проектирования конструктивных элементов цилиндрических редукторов, который обеспечивает обоснованный выбор конструктивных параметров деталей, параметров нагрузки и закрепления, а также необходимую прочность, жесткость, собственные частоты колебаний и минимальную массу. Для реализации данной задачи разработаны алгоритмы и программы, позволяющие синтезировать по определенным критериям конструктивные элементы корпусов редукторов, зубчатых колес, валов, выполнять обоснованный выбор подшипников и др.

Во время выполнения диссертационных исследований был создан испытательный стенд с замкнутым силовым потоком для исследования нагрузочной способности редукторов и колебательных процессов на режимах, соответствующих реальным условиям эксплуатации. Результаты исследований на испытательном стенде позволили проверить адекватность математической и физической моделей и определить нагрузки на зубцы цилиндрических зубчатых передач с учетом колебательных процессов. В то же время были предложены рекомендации для уменьшения массы корпусов и деталей редуктора с одновременным обеспечением их прочности и виброустойчивости.

Выполненные исследования и полученные результаты позволили определить экономическую эффективность от внедрения предложенных мероприятий многопараметрического синтеза конструктивных элементов цилиндрических редукторов в пределах Украины в сумме 17,5 млн грн.

**Ключевые слова:** цилиндрический редуктор, корпус редуктора, зубчатая передача, вал, подшипник.

## ABSTRACT

*Vasileva O.E.* Multiparameter synthesis of structural elements of cylindrical gearboxes taking into account peculiarities of their manufacturing and reliability. - As a manuscript.

Thesis for a Doctor of Technical Sciences degree in specialty 05.02.02 – «Machine Science». National University «Lviv Polytechnic», Lviv, 2018.

The dissertation is devoted to the further development of the scientific foundations which are related to the development of new effective methods of multiparameter synthesis of the main structural elements of cylindrical reducers, which provide a reduction in the time for structural

synthesis and parametric optimization with simultaneous expansion of possibilities for solving complex problems and ensuring quality and reliability. during operation. In the dissertation the dynamic mathematical model of oscillation of a cylindrical gear transmission is developed taking into account the quality of manufacturing of lateral working surface of the teeth after worm cutters milling. Also obtained theoretical dependences for determining the effect of friction of the teeth profiles in the affected cylindrical gear transmission on damping of forced oscillations.

It is worth noting the proposed method for predicting the reliability of cylindrical gearboxes using statistical simulation methods and multiparameter synthesis of the structure and structural elements of cylindrical reducers on the basis of optimization models using the Monte Carlo method and software based on the C# medium, which provide sufficient accuracy and speed of calculations. Based on the developed methods of multi-parameter synthesis of structural elements of cylindrical reducers, an engineering method for optimal design of structural elements of cylindrical gears is proposed, which provides a reasonable choice of structural parameters of parts, loading and fastening parameters, as well as the required strength, rigidity, own frequency of oscillations and minimum mass. For realization of this task algorithms and programs were developed, allowing to synthesize according to certain criteria the structural elements of bodies of gears, gear wheels, shafts, to carry out the reasonable choice of bearings, etc.

During the implementation of the dissertation research, a test stand with a closed power flow was created to investigate the load capacity of the gear units and oscillatory processes at the modes that correspond to the actual operating conditions. The results of the research on the test bench gave an opportunity to check the adequacy of mathematical and physical models and to determine the load on the pin of cylindrical gears taking into account oscillatory processes. At the same time, recommendations were made to reduce the mass of cases and parts of the gear unit while ensuring their strength and vibration resistance.

The performed researches and the obtained results made it possible to determine the economic efficiency of implementation of the proposed measures of multi-parameter synthesis of structural elements of cylindrical reducers within Ukraine in the amount of UAH 17,5 million.

**Key words:** cylindrical gearbox, gearbox housing, gearbox, shaft, bearing.