

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

**Полуян Анатолій Вікторович**



УДК 621.855.25

**ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЕНЕРГООЩАДНОГО  
БАГАТОМАСОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

**Автореферат**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Львів – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі основ конструювання машин Чернігівського національного технологічного університету Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор  
**Пилипенко Олег Іванович**,  
Чернігівський національний технологічний університет,  
завідувач кафедри основ конструювання машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Пасіка В'ячеслав Романович**,  
Українська академія друкарства (м. Львів),  
професор кафедри інженерної механіки

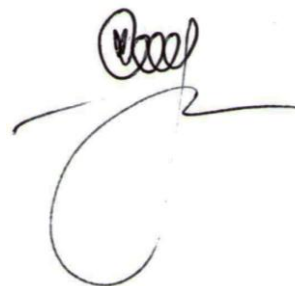
кандидат технічних наук, доцент  
**Устиненко Олександр Віталійович**,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
професор кафедри теорії і систем  
автоматизованого проектування механізмів і машин

Захист відбудеться 26 лютого 2016 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті "Львівська політехніка" (79013, Львів-13, вул. С. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61).

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного університету "Львівська політехніка" (79013, Львів, вул. Професорська, 1) та на сайті Національного університету "Львівська політехніка" в розділі «Наука».

Автореферат розісланий 25 грудня 2015 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради,  
кандидат технічних наук, доцент



Ю.П. Шоловій

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Значна кількість машин, що проектуються, обладнані багатомасовим ланцюговим приводом. Найважливішими задачами проектування такого привода є забезпечення властивості ланцюгової передачі зберігати свою працездатність протягом заданого періоду часу за певних умов експлуатації, зниження її матеріаломісткості та енергоспоживання.

Значна увага приділяється зниженню матеріаломісткості та енергоспоживання ланцюгової передачі, який ґрунтується на заміні металевих деталей передачі на полімерні та металополімерні (в залежності від умов експлуатації), проте, зміна пружних, інерційних і демпфуючих параметрів створюють неузгодженість коливань динамічної системи ланцюгової передачі та зсув резонансних зон частот обертання мас, а це, в свою чергу, призводить до необхідності зміни традиційної методики розрахунку ланцюгових передач.

Незважаючи на накопичений досвід у теорії та практиці, існуюча методика проектування ланцюгових приводів базується виключно на розрахунку найпростіших двохмасових передач, вона не враховує багатомасовості та динамічних процесів, які відбуваються в такій системі.

Відкритими залишаються ряд питань в області автоматизованого розрахунку та проектної побудови багатомасової ланцюгової передачі, підвищення її експлуатаційних показників, створення простого алгоритму розрахунків для проектування при заданих умовах експлуатації.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Наукові дослідження виконувались в рамках робіт, починаючи від завдання 04.02 республіканської цільової комплексної науково-технічної програми РН.82.02.Ц "Матеріаломісткість" і закінчуючи держбюджетною темою № 45/96 "Ресурсозберігаючі методи підвищення працездатності приводів машин застосуванням полімерних композитів", а також згідно тематичного плану кафедри основ конструювання машин "Вдосконалення і розробка конструкцій і технологій у машинобудівній галузі", зокрема наступних етапів:

- комплексна оцінка роботи ланцюгової передачі за допомогою програмного продукту "SolidWorks";
- 3D-моделювання динамічних параметрів ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дослідження є розробка нового підходу до розрахунку та конструювання багатомасових ланцюгових передач, який дозволить ще на стадії проектування комплексно аналізувати та діагностувати кінематику, динаміку, напружено-деформований стан елементів передачі в русі, а також підбирати оптимальні параметри передачі, які забезпечать високу динамічну якість.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні наукові задачі:

- 1) проаналізувати існуючі дослідження динаміки, кінематики, енергоспоживання та проектування багатомасових ланцюгових передач з метою їх удосконалення шляхом підбору оптимальних параметрів;
- 2) розробити алгоритм та програмне забезпечення для автоматизованого розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасових ланцюгових передач;
- 3) розробити інженерну методику для проектування та можливості комплексного дослідження об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач;

4) апробувати розроблену інженерну методику шляхом комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів 2-х, 3-х та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні;

5) теоретично та експериментально дослідити динаміку 4-и масової ланцюгової передачі як приклад типового ланцюгового привода;

6) на основі порівняння теоретичних та експериментальних досліджень проаналізувати ефективність використання розробленої інженерної методики проектування багатомасових ланцюгових передач та привода в цілому.

*Об'єктом дослідження є проектування багатомасових ланцюгових передач різної складності та високої динамічної якості.*

*Предметом дослідження є оптимальні параметри багатомасової ланцюгової передачі.*

**Методи дослідження.** Для вирішення поставлених задач використані методи чисельного аналізу диференціальних рівнянь, теорії механізмів і машин, механіки деформованого твердого тіла, скінчено-елементний аналіз, методи обчислювальної математики, методи програмування, методи оптимізації, метод тензометрії.

**Наукова новизна** отриманих результатів дисертаційної роботи:

- *вперше* розроблено алгоритм розрахунку параметрів багатомасової ланцюгової передачі, що набув подальшого застосування в створеному програмному продукті "*Расчёт n-массовой цепной передачи*", який враховує втрати потужності на тертя в шарнірах ланцюгового контуру та підбирає оптимальні параметри передачі;

- розроблена інженерна методика проектування об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач, яка враховує жорсткість, демпфування, випадкові коливання, нелінійність деформації матеріалів при контактних просторових моделях системи, їх інерційність, статичне і динамічне тертя в контактних парах;

- удосконалено стенд для проведення натурних експериментів використанням інструментального підсилювача AD8555, який забезпечує можливість калібрування і підсилення сигналу за допомогою цифрового інтерфейсу та осцилографа.

**Практичне значення отриманих результатів** полягає у створенні нового підходу до розрахунку, конструювання та можливості підбору оптимальних параметрів багатомасових ланцюгових передач:

- створений програмний продукт "*Расчёт n-массовой цепной передачи*" підбирає оптимальні параметри передачі, при яких забезпечується висока динамічна якість, коефіцієнт корисної дії, термін служби; будує контур передачі та розраховує усі дані для побудови її просторової моделі, задовольняючи втомне руйнування роликів та пластин ланок ланцюга по їх руйнівному навантаженню;

- запропонована інженерна методика проектування об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач дозволяє комплексно дослідити рух елементів ланцюгової передачі, переглядати імітацію її роботи, варіювати параметрами передачі (частотою та напрямом обертання ведучої зірочки, моментом опору ведених зірочок тощо);

- розроблена інженерна методика апробована шляхом комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів 2-о, 3-и та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні;

- удосконалений експериментальний стенд зберігає результати для їх подальшої цифрової обробки спеціалізованим програмним забезпеченням, що суттєво зменшує витрати часу на обробку експериментальних даних.

Результати дисертаційних досліджень впроваджені на приватно-орендному підприємстві ім. Войкова, приватному акціонерному товаристві "Чернігівський автозавод" та в навчальному процесі Чернігівського національного технологічного університету.

**Особистий внесок здобувача.** Розроблена аналітична модель розрахунку та параметричного синтезу багатомасової ланцюгової передачі, яка набула подальшого застосування в створеному програмному продукті "*Расчёт n-массовой цепной передачи*".

Побудова всіх об'ємних моделей ланцюгових передач, розроблення інженерних методик проектування та дослідження об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач та приводів, модернізація стенду для проведення натурних експериментів були виконані здобувачем самостійно. Усі основні положення та наукові результати дисертації отримані особисто здобувачем.

Постановка мети, задач дослідження, відпрацювання структури роботи виконані разом з науковим керівником.

В наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачу належить: в роботах [1, 15, 16, 20, 23, 24, 27] – огляд досліджень, висвітлення питань стосовно технологічно-конструктивної оптимізації виготовлення, перспектив створення та застосування деталей ланцюгової передачі з полімерних композитів; в роботах [2, 3] – побудовані 3D-моделі експериментального стенду в металевому та полімерному виконанні, проведені натурні експерименти, оброблені та проаналізовані результати натурних і комп'ютерних досліджень; в роботі [4] – встановлено залежність втрат потужності на тертя у ланцюговому приводі та його коефіцієнт корисної дії; в роботах [5, 6] – огляд досліджень, висвітлення комплексної системи автоматизації проектування та розрахунку ланцюгових передач; в роботі [7] – проведено порівняльний аналіз спеціалізованих модулів розрахунку та проектування об'ємних моделей зірочок ланцюгової передачі; в роботах [8-10, 17-19, 21, 22] – побудовані 3D-моделі двомасової ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні, проведено комп'ютерне дослідження руху набігаючого ролика внутрішньої ланки металевого ланцюга та пружної монолітної ланки полімерного ланцюга на ведучу зірочку передачі; в роботі [11] – проаналізовані результати досліджень: сил, які діють на ведучу та ведену зірочки передачі в різних координатних площинах; динамічного навантаження ланцюгового контуру; сили контакту (удару) ролика внутрішньої ланки металевого ланцюга та пружної монолітної ланки полімерного ланцюга; в роботі [12] – проаналізовані результати досліджень: необхідної потужності двигуна; розподіл напружень; результуючих переміщень; коефіцієнта запасу міцності пластин ланок металевого приводного роликового ланцюгового контуру і пружної монолітної ланки полімерного ланцюга; в роботах [13, 14, 25, 26, 28-31] – побудовані об'ємні 2-о, 3-и, 4-и та 6-ти масові моделі ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні; оброблені та проаналізовані результати досліджень: динамічного навантаження ланцюгового контуру; імпульсу сили ролика внутрішньої ланки металевого ланцюга та пружної монолітної ланки полімерного ланцюга; моменту сили тертя в шарнірах ланцюгових передач; необхідної потужності двигуна; кінетичної енергії ролика внутрішньої ланки металевого

ланцюга та пружної монолітної ланки полімерного ланцюга; в роботі [32] – розроблено алгоритм програми, синтез основних рівнянь і співвідношень.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати роботи доповідалися і обговорювалися на 2 всеукраїнських та 14 міжнародних науково-практичних конференціях, 1 симпозіумі та 2 конгресах: всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених "Новітні технології у науковій діяльності і навчальному процесі" (16-17 квітня 2013 року, м. Чернігів); II-й всеукраїнській науково-технічній конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні" (10-15 лютого 2014 р, м. Львів); II-й міжнародній науково-практичній конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" (23-25.05.12, Чернігів); XIII-ій міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП "Промислова гідравліка і пневматика" (19-20.09.12, Чернігів); XIII-ом міжнародном науково-техніческом семінаре «Современные проблемы производства и ремонта в промышленности и на транспорте» (18-22.02.2013, г. Свалява); III-й міжнародній науково-практичній конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" (14-16.05.13, Чернігів); 33-ей ежегодной международной конференции «Композиционные материалы в промышленности» (27-31.05.13, Ялта-Гурзуф, Крым); Международной научно-технической конференции «Новые нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении» (22-24.05.2013, Одесса – Киев: АТМ Украины); IV-й міжнародній науково-практичній конференції «Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування» (3-7 червня 2013 року, Луцьк-Світязь); XI-й міжнародній науково-технічній конференції "АВИА-2013" (21-23.05.13, Київ); XX-ой международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». (2013, Донецк (Севастополь), нагороджен дипломом III-ей степени за высокий научный и технический уровень разработки представленного доклада); VII-й міжнародній науково-практичній конференції "Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси (ІРТК-2014)", (19-20.05.14, Київ); IV-й міжнародній науково-практичній конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" (19-21.05.14, Чернігів); IX-й міжнародній науково-практичній конференції "Математичне та імітаційне моделювання систем (МОДС- 2014)", (23-27.06.14, с. Жукін Київської обл.); 2-ой Международный симпозиум "Современные проблемы создания и производства механических передач" Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (17-18.12.13, Москва); 46-й міжнародній науково-технічній конференції "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и механического привода" (ЗП-2015) (25-30.08.15, Одеса); International Scientific and Practical Conference "Innovative technologies in science, Vol. 1.1 (February 21-22, 2015, Dubai, UAE); XI<sup>th</sup> International congress MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS'14 (17-20 September 2014, Varna, Bulgaria), (Awarded a Diploma for participation in the XI<sup>th</sup> INTERNATIONAL CONGRESS MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS'14); VI<sup>th</sup> world congress "Aviation in the XXI<sup>st</sup> century". "Safety in Aviation and Technologies" (September 23-25, 2014, Kyiv, Ukraine).

**Публікації.** За результатами дисертації опубліковано 32 наукові праці: 9 статей у фахових наукових виданнях України; 3 статті в закордонних наукових періодичних виданнях; 1 стаття в іншому виданні; 18 публікацій – матеріали та

тези конференцій та симпозіумів різного рівня; 1 авторське свідоцтво на комп'ютерну програму.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків та 3 додатків. Загальний обсяг дисертації – 154 сторінки. Дисертація містить 137 рисунків, 2 таблиці, додатки та перелік літературних джерел з 114 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

*У вступі* розкрито сучасний стан проблеми проектування та підбору оптимальних параметрів багатомасового ланцюгового привода, обґрунтовано доцільність проведення досліджень та актуальність теми; сформульовано задачі і мета дисертації, наукова новизна та практична цінність отриманих результатів; наведено дані про апробацію результатів і публікації, що відображають основний зміст дисертації, особистий внесок здобувача.

*У першому розділі* відображено огляд і короткий аналіз вітчизняних та закордонних літературних джерел по дослідженню динаміки ланцюгового привода.

Фундаментальні основи у розвиток теорії синтезу та аналізу приводних роликів ланцюгових передач заклали такі відомі вчені: Н.В. Воробйов, І.П. Глущенко, В.А. Глушков, І.І. Івашков, Г.Б. Столбін, А.А. Готовцев, О.І. Пилипенко, Г.К. Рябов, С.А. Метільков, К.П. Жуков, І.П. Котенок, В.Е. Рибак, R.C. Binder, H.G. Rachner і інші.

У результаті аналізу літературних джерел з'ясовано, що залишається ще цілий ряд невирішених завдань: немає узагальненої, комплексної математичної моделі по дослідженню нелінійних динамічних явищ, які відбуваються на всіх перехідних та усталених режимах роботи багатомасового ланцюгового привода, що дозволило б отримати наближену до реальної картину динамічного навантаження у вітках ланцюгового контуру, не враховується тертя в шарнірах контуру ланцюгової передачі в існуючих математичних моделях та взаємодія контактної пари ролик-зірочка передачі.

Невирішені вище наведені задачі не дозволяють в повному обсязі забезпечити ефективну працездатність протягом заданого періоду часу за певних умов експлуатації, знизити матеріаломісткість та енергоспоживання багатомасової ланцюгової передачі, але вирішити їх можливо шляхом комплексного дослідження її кінематики та динаміки, застосовуючи узагальнену, комплексну, багатофакторну математичну модель. Звичайно, це дуже трудомісткий процес досліджень та розрахунків, але його можна спростити, використавши сучасні потужні програмні комплекси, які з великою точністю прогнозують динамічні процеси, що відбуваються під час роботи привода.

*У другому розділі* розроблено алгоритм розрахунку, підбору оптимальних параметрів та побудови об'ємної моделі багатомасової ланцюгової передачі, який дає можливість подальшого комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів передачі (пластин зовнішніх та внутрішніх ланок ланцюга в русі) та привода в цілому.

Алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі (рис. 1):

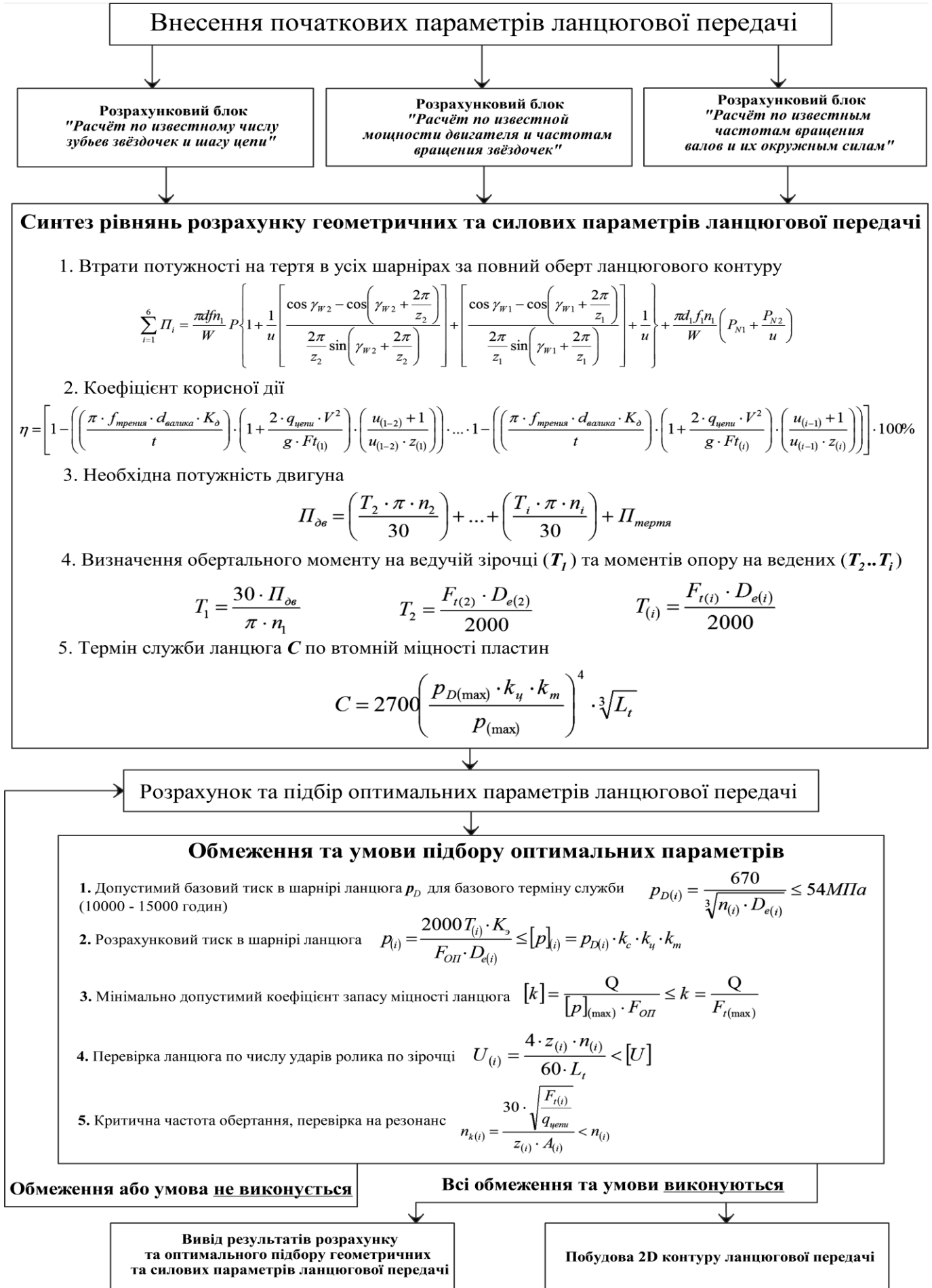


Рисунок 1 – Алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі



1. Розраховуємо геометричні та силові параметри передачі.

2. Синтезуємо рівняння геометричних та силових параметрів таким чином, щоб існувала можливість для розрахунку передачі з будь-якою кількістю мас (зірочок), а також пошуку найкращого варіанта значення коефіцієнта корисної дії, враховуючи та не порушуючи попередньо встановлені обмеження.

3. По отриманих розрахункових даних будуємо ланцюговий контур передачі.

Наведений алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі покладений в основу розробленого програмного продукту "*Расчёт n-массовой цепной передачи*" [32], який призначений для геометричного, міцнісного та оптимізаційного розрахунку багатомасових ланцюгових передач і перевірки їх працездатності при заданих параметрах, побудований за блоковим принципом проектування.

*Коротко розглянемо можливості програмного продукту "Расчёт n-массовой цепной передачи"*. Він містить три розрахункові блоки: розрахунок за відомим числом зубців зірочок і кроком ланцюга, розрахунок за відомою потужністю двигуна і частотами обертання зірочок та розрахунок за відомими частотами обертання валів і їх коловими силами. Назва блоків асоціативно підказує користувачеві, які початкові дані необхідні для розрахунку в обраному блоці. Кожен розрахунковий блок містить такі закладки: вихідні дані, результати розрахунків; графічна побудова ланцюгового контуру передачі. Програмний продукт дає можливість збереження і завантаження, у кожному з форм розрахункових блоків, початкових і розрахункових даних одночасно. Результати графічної побудови контуру ланцюгової передачі можна зберегти у вигляді рисунка з розширенням \*.png.

*Суть розрахункових блоків та їх відмінність.* Залежно від того яке ставиться конструктивне завдання і які початкові дані має інженер-конструктор, він вибирає відповідний розрахунковий блок. Перший блок дає можливість підібрати: максимальну потужність двигуна, визначити колові сили, обертаючі моменти, при цьому не порушуючи умов втомного руйнування роликів і пластин ланцюга. Другий і третій блоки підбирають оптимальні параметри ланцюгового контуру і в цілому передачі, також, як і перший блок, не порушуючи умов втомного руйнування роликів і пластин ланцюга. Математичний апарат у всіх розрахункових блоках використовується один і той же.

Алгоритм побудови об'ємної моделі багатомасової ланцюгової передачі. Розглянемо алгоритм побудови об'ємної моделі на прикладі найпростішої двомасової передачі:

1) розрахувати геометричні параметри передачі, яка проектується;

2) побудувати об'ємні моделі елементів ланцюгової передачі (3D моделі зірочок, внутрішньої за зовнішньої ланок ланцюга);

3) відповідно до розрахованих геометричних параметрів передачі розміщуємо зірочки;

4) будуємо ескіз контуру передачі, відповідно до ділильних діаметрів зірочок (*не потрібно створювати спряження деталей з побудованим ескізом контуру! Це є першою помилкою побудов 3D моделей ланцюгових передач!*);

5) послідовно розташовуємо ланки ланцюгової передачі, користуючись спряженнями деталей між собою (шарніри ланок повинні співпадати з ескізом контуру передачі, *але ні в якому разі не спряжені з ним*);

6) після побудови ланцюгової передачі перевіряємо на інтерференцію компоненти моделі передачі (проникнення однієї геометрії деталі в геометрію іншої, необхідною умовою для дослідження руху 3D моделі передачі є уникнення інтерференції між компонентами);

7) далі переходимо на вкладку "Исследование движения" та задаємо параметри руху: числове значення частоти обертання двигуна, його напрям; числове значення відоме з результатів геометричного розрахунку; напрям дії сили тяжіння; числове значення моменту опору, його напрям; числове значення відоме з результатів геометричного розрахунку; створюємо контактні групи деталей передачі з врахуванням констант тертя між ними; обираємо метод інтегрування (за замовчуванням встановлений метод "GSTIFF" з відповідним налаштуванням параметрів дослідження; запускаємо дослідження руху 3D моделі ланцюгової передачі).

В результаті використання такого алгоритму та подальшого дослідження руху об'ємної моделі передачі матимемо змогу: переглянути імітацію руху її елементів; побудувати графіки, які нас цікавлять; покроково переглядати поведінку будь-якого елемента передачі; варіювати її параметрами (зауважимо, що для побудови багатомасової ланцюгової передачі теж застосовується даний алгоритм, але виникає питання, як розрахувати геометричні параметри багатомасового контуру. Саме для вирішення цього питання і був створений програмний продукт "Расчёт n-массовой цепной передачи").

Математичний апарат, який використовується програмним комплексом "SolidWorks" під час комплексного дослідження кінематики та динаміки багатомасового ланцюгового привода на всіх перехідних і усталених режимах його роботи, а також динаміки напружено-деформованого стану елементів ланцюгової передачі у металевому та полімерному їх виконанні.

Рівняння рівноваги динамічної системи під час нелінійного динамічного аналізу на часовому проміжку  $t + \Delta t$  має вигляд:

$$(1) \quad [M]^{t+\Delta t} \{\ddot{U}\}^{(i)} + [C]^{t+\Delta t} \{\dot{U}\}^{(i)} + {}^{t+\Delta t}[K]^{(i)} {}^{t+\Delta t}[\Delta U]^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)},$$

де  $[M] = \begin{bmatrix} \int (y^2 + z^2) dm & -\int (xy) dm & -\int (xz) dm \\ & \int (z^2 + x^2) dm & -\int (yz) dm \\ & & \int (x^2 + y^2) dm \end{bmatrix}$  – симетрична матриця інерції системи;

${}^{t+\Delta t}\{\ddot{U}\}^{(i)}$  – вектор повного прискорення на повторі ( $i$ );  $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$  – симетрична матриця демпфірування по Релею (пропорційне демпфірування) – це внутрішнє демпфірування в матеріалі (коефіцієнт альфа – впливає на демпфірування низьких частот за рахунок пропорційності масі (інерційним властивостям), коефіцієнт бета – впливає на демпфірування високих частот за рахунок пропорційності жорсткості);

${}^{t+\Delta t}\{\dot{U}\}^{(i)}$  – вектор повної швидкості на повторі ( $i$ );

$[K] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ & & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ & & & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ & & & & k_{55} & k_{56} \\ & & & & & k_{66} \end{bmatrix}$  – симетрична матриця жорсткості;  ${}^{t+\Delta t}[\Delta U]^{(i)}$  – вектор

зростаючих вузлових переміщень на повторі ( $i$ );  ${}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i-1)}$  – вектор повного

переміщення на повторі ( $i$ );  ${}^{t+\Delta t}\{R\}^{(i)}$  – вектор зовнішніх прикладених вузлових навантажень;  ${}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)}$  – вектор внутрішніх утворених у вузлах сил на повторі ( $i - 1$ ).

Використовуючи методи покрокового інтегрування неявного часу (*GSTIFF*, *WSTIFF*, *SI2\_GSTIFF*) та ітераційні методи Ньютона ("Алгоритм Ньютон-Рафсона" (*NR*) та "Змінний алгоритм Ньютон-Рафсона" (*MNR*)), рівняння (1) матиме вигляд:

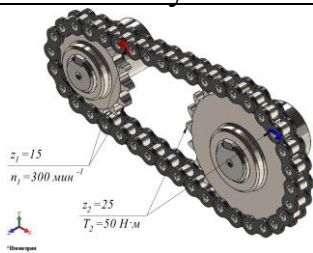
$${}^{t+\Delta t}[\bar{K}]^{(i)} \{\Delta U\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\{\bar{R}\}^{(i)},$$

де  ${}^{t+\Delta t}[\bar{K}]^{(i)} = {}^{t+\Delta t}[K]^{(i)} + a_0[M] + a_1[C]$  – матриця ефективної жорсткості;  ${}^{t+\Delta t}\{\bar{R}\}^{(i)}$  – вектор ефективного навантаження:

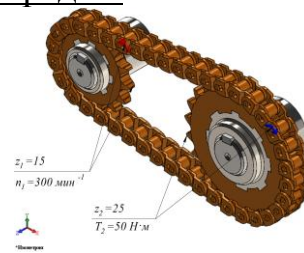
$${}^{t+\Delta t}\{\bar{R}\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)} + [M] \left( -a_0 \left( {}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i-1)} - {}^t\{U\} \right) + a_2 {}^t\{\dot{U}\} + a_3 {}^t\{\ddot{U}\} \right) + [C] \left( -a_1 \left( {}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i-1)} - {}^t\{U\} \right) + a_4 {}^t\{\dot{U}\} + a_5 {}^t\{\ddot{U}\} \right),$$

де  $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4$  і  $a_5$  – константи неявних методів інтегрування.

Комплексно досліджено і проведено порівняльний аналіз кінематики та динаміки на прикладі 2-х (рис. 2), 3-х (рис. 3) та 6-ти (рис. 4) масових ланцюгових приводів у металевому та полімерному виконанні їх передач.

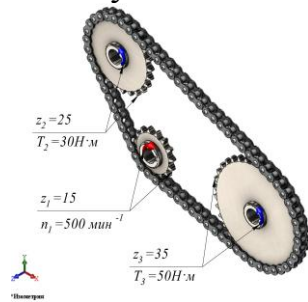


а) в металевому виконанні

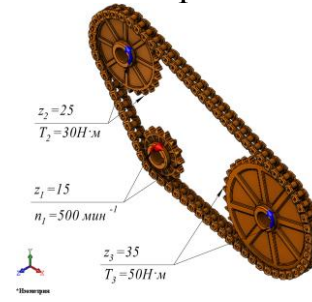


б) в полімерному виконанні

Рисунок 2 – 3D модель 2-х масової ланцюгової передачі

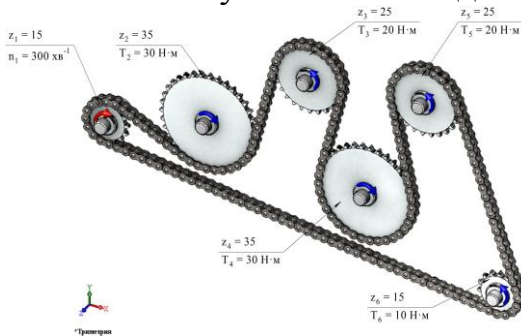


а) в металевому виконанні

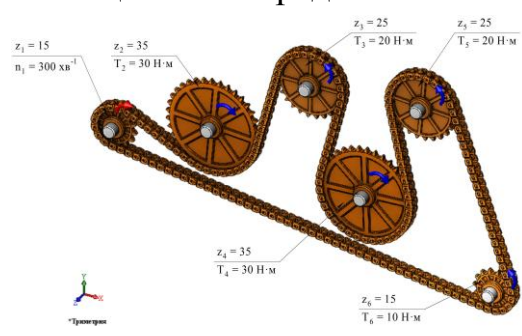


б) в полімерному виконанні

Рисунок 3 – 3D модель 3-х масової ланцюгової передачі



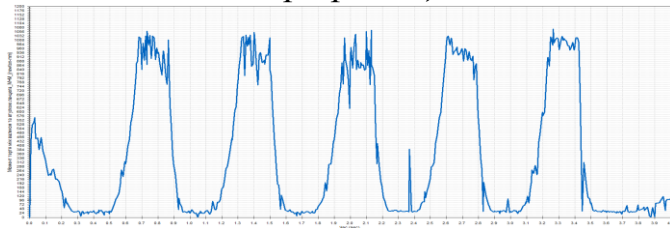
а) в металевому виконанні



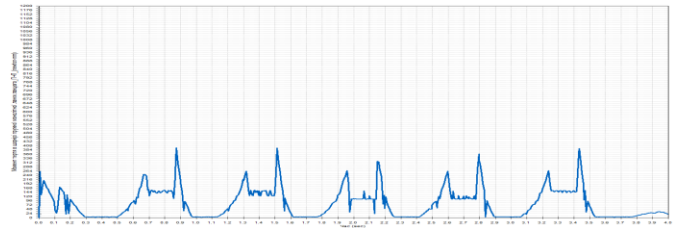
б) в полімерному виконанні

Рисунок 4 – 3D модель 6-х масової ланцюгової передачі

На рисунках 5 – 12 зображено основні параметри дослідження динаміки 2-х, 3-х та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні. Слід зауважити, що по суті динамічне навантаження в ланцюговому контурі відповідає силі, яка діє на шарнір ланцюга.

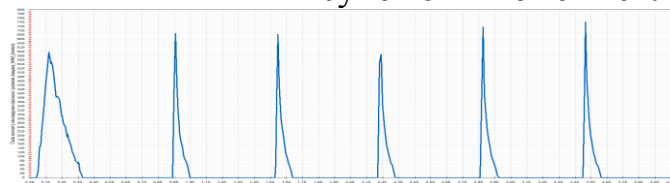


а) в металевому виконанні  
(контактна пара: втулка-валик)

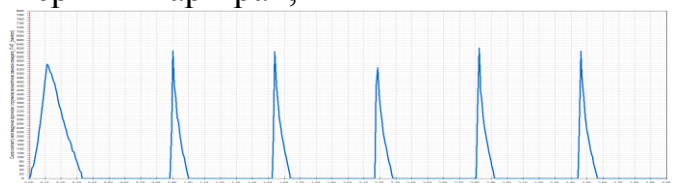


б) в полімерному виконанні  
(контактна пара: шарнір двох сусідніх пружних монолітних ланок)

Рисунок 5 – Момент сили тертя в шарнірах, Н·мм

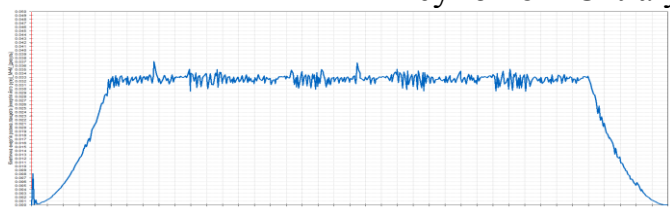


а) в металевому виконанні (контактна пара: ведуча зірочка-ролик ланцюга)

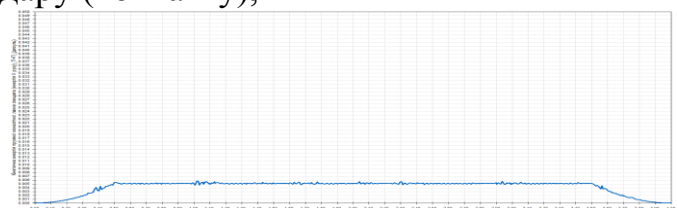


б) в полімерному виконанні (контактна пара: ведуча зірочка-пружна ланка)

Рисунок 6 – Сила удару (контакту), Н

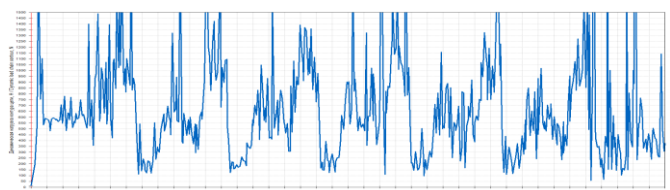


а) в металевому виконанні

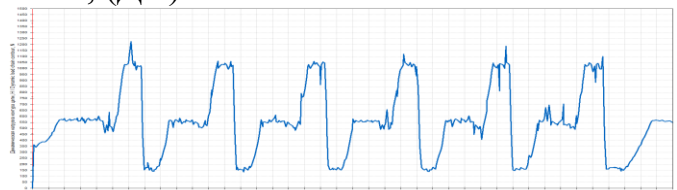


б) в полімерному виконанні

Рисунок 7 – Загальна кінетична енергія набігаючого ролика ланцюга та пружної монолітної ланки, (Дж)

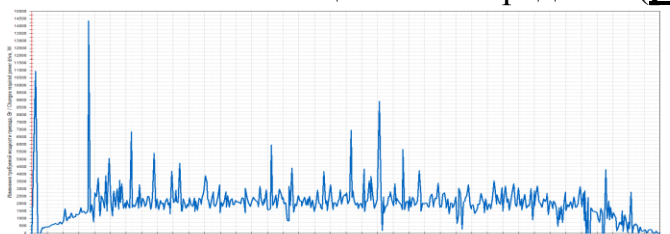


а) в металевому виконанні  
(середнє значення складає **686 Н**)

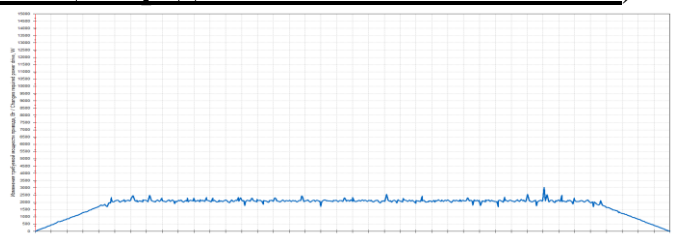


б) в полімерному виконанні  
(середнє значення складає **561 Н**)

Рисунок 8 – Динамічне навантаження ланцюгового контуру в 3-х масових ланцюгових передачах (**різниця середніх значень склала 125 Н**)

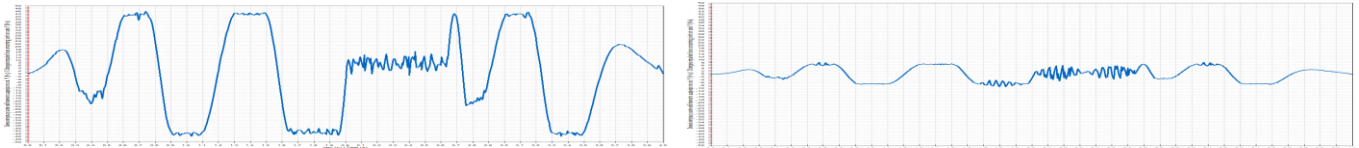


а) в металевому виконанні  
(середнє значення складає **1942 Вт**)



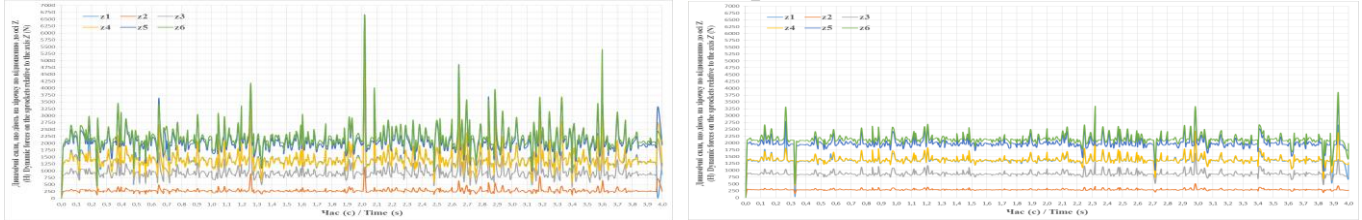
б) в полімерному виконанні  
(середнє значення складає **1862 Вт**)

Рисунок 9 – Необхідна потужність двигуна привода в 3-х масових ланцюгових передачах (**різниця середніх значень склала 80 Вт**)



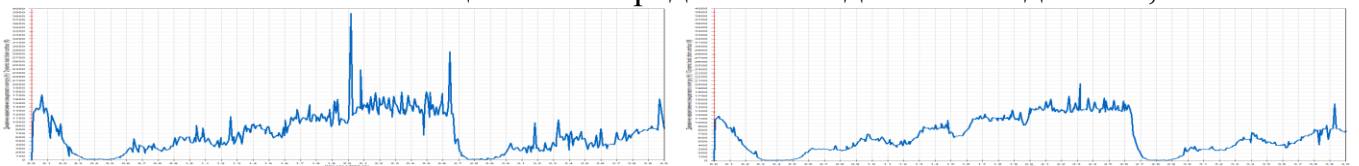
а) в металевому виконанні

б) в полімерному виконанні

Рисунок 10 – Імпульс сили набігаючого шарніра  
в 6-ти масових ланцюгових передачах по осі Y, Н·с

а) в металевому виконанні

б) в полімерному виконанні

Рисунок 11 – Сили, що діють на зірочки  
в 6-ти масових ланцюгових передачах по відношенню до осі Z, Н

а) в металевому виконанні

б) в полімерному виконанні

(середнє значення складає **684 Н**)(середнє значення складає **655 Н**)Рисунок 12 – Динамічне навантаження ланцюгового контуру  
в 6-ти масових ланцюгових передачах (**різниця середніх значень склала 29 Н**)

З аналізу отриманих результатів дослідження динаміки, порівнюючи металеве виконання деталей передачі з полімерним, можна оцінити, що: максимальні значення моменту сили тертя в полімерному виконанні деталей у 2,5 рази менші в порівнянні з металевим виконанням (рис. 5); сила контакту (удару) між ведучою зірочкою і набігаючим металевим роликом ланцюга більша в порівнянні з силою контакту пружної монолітної ланки та ведучої зірочки (рис. 6); максимальні значення загальної кінетичної енергії ролика ланцюга у декілька разів більші порівняно з загальною кінетичною енергією пружної монолітної ланки (рис. 7); зменшення діапазону зміни необхідної потужності двигуна та його зниження досягається в полімерному виконанні ланцюгової передачі (рис. 9); максимальні та мінімальні значення імпульсу сили в полімерному виконанні деталей у декілька разів менші (рис. 10); діапазон зміни сил, які діють на ведучу та ведені зірочки в полімерному виконанні ланцюгового привода набагато менший, ніж в металевому виконанні, що дає змогу підвищити стійкість передачі обертального моменту веденим зірочкам (рис. 11); діапазон зміни значень динамічних навантажень ланцюгового контуру в полімерному виконанні стійкий та сталий в порівнянні зі значеннями в металевому виконанні (рис. 8, 12). Зменшення загальної кінетичної енергії ланки ланцюга призводить до підвищення реверсивності ланцюгової передачі, тобто, для зміни напрямку руху системи необхідно прикласти меншу силу.

Досліджено та проведено порівняльний аналіз динаміки напружено-деформованого стану елементів ланцюгових приводів у металевому та полімерному виконанні передачі (час для дослідження напружено-деформованого стану пластини внутрішньої та зовнішньої ланок металевого ланцюгового контуру і пружної монолітної ланки полімерного ланцюгового контуру складає від 0,5 до 1,05 секунди,



що відповідає одному повному періоду обертання ланцюгових контурів в усталеному режимі роботи). Властивості міцності матеріалу під час впливу статичних та динамічних навантажень не однакові, а його руйнування має принципове розходження, обумовлене характером деформації. При статичних навантаженнях напруження і деформації розподілені рівномірно по всьому об'єму ізотропного тіла, оскільки кожна його частинка бере участь у процесі деформації, а при динамічних навантаженнях напруження, деформації і руйнування матеріалу виникають в одній частині тіла незалежно від того, що відбувається в іншій його частині, особливо це має місце в полімерних композитах. Під час роботи ланцюгових передач також виникають і вібраційні навантаження контуру та зірочок передачі, які зосереджені в місцях багаторазової мікроударної взаємодії ролика ланцюга із зірочками передачі. Як результат такого впливу виникають великі локалізовані напруження і переміщення матеріалу (рис. 13, 14), які настільки швидко змінюються з часом, що виникаючі мікротріщини не встигають поширитися в матеріалі, а розподіл напружень і деформацій вже змінився.

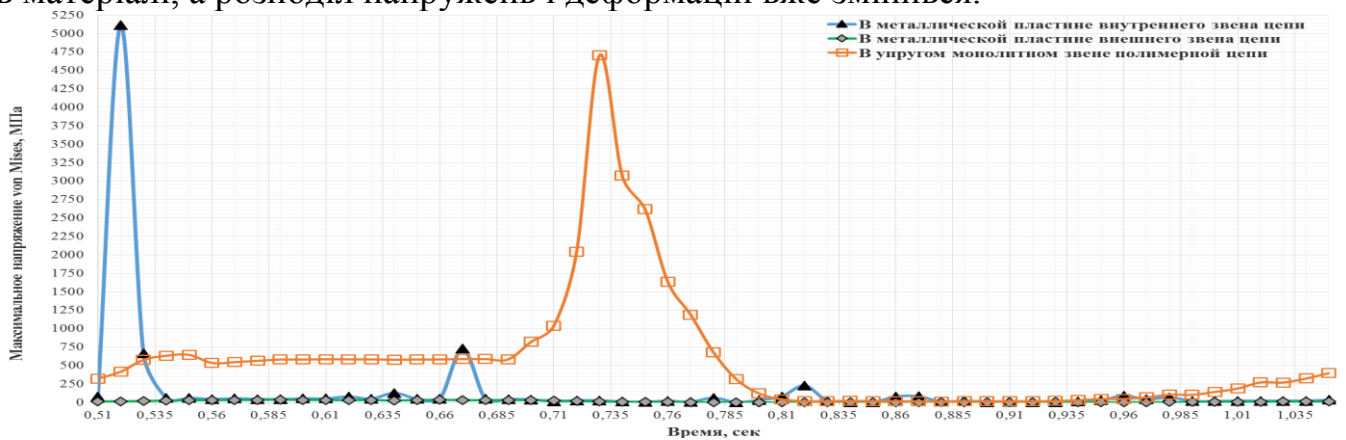


Рисунок 13 – Порівняння максимальних розподілів напружень в пластинах ланок металевого ланцюга і пружній монолітній ланці полімерного ланцюга (середні значення максимальних розподілів напружень: в металевій пластині зовнішньої ланки – 14,58 МПа, в металевій пластині внутрішньої ланки – 157 МПа; в полімерній ланці – 567 МПа)

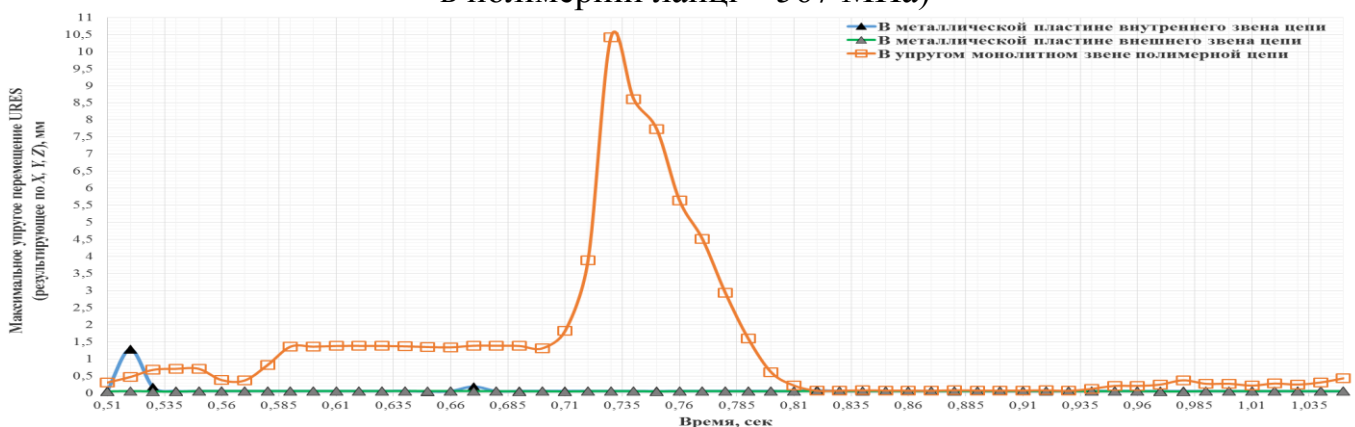


Рисунок 14 – Порівняння максимальних результуючих пружних переміщень в пластинах ланок металевого ланцюга і пружній монолітній ланці полімерного ланцюга (середні значення: в металевій пластині зовнішньої ланки – 0,06 мм, у металевій пластині внутрішньої ланки – 0,09 мм; в полімерній ланці – 1,33 мм)

Отримане середнє мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності пластин металевого ланцюга відповідає традиційному своєму високому значенню, а для полімерного ланцюга це значення вкладається в машинобудівні норми (рис. 15).

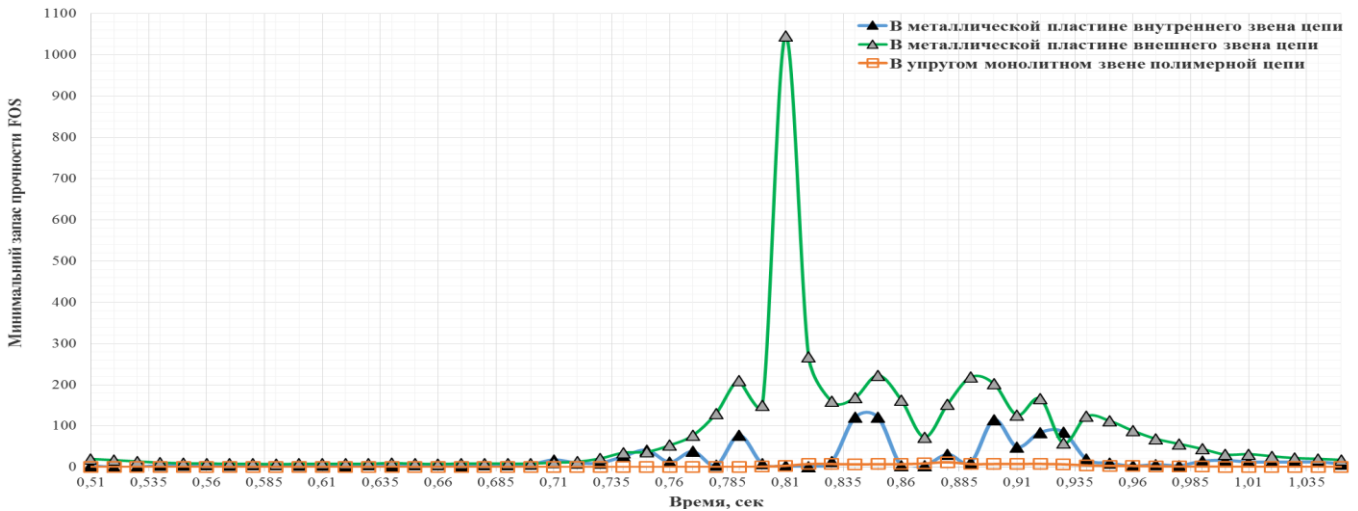


Рисунок 15 – Порівняння мінімальних значень коефіцієнта запасу міцності пластин ланок металевих ланцюга і пружної монолітної ланки полімерного ланцюга (середні значення: в металевій пластині зовнішнього ланки – 83,63; в металевій пластині внутрішнього ланки – 20,22; в полімерній ланці – 2,27)

**У третьому розділі** обґрунтовується ефективність використання програмного комплексу "SolidWorks" для проектування, прогнозування поведінки та імітації руху багатомасової ланцюгової передачі при заданих умовах експлуатації на основі порівняння результатів комп'ютерних та натурних досліджень динаміки ланцюгових приводів в металевому, металополімерному і полімерному виконанні ланцюгових передач. Схема експериментального стенду зображена на рисунку 16.

Досліджуваний багатомасовий ланцюговий привод оснащений машиною постійного струму 1 (МП-52), яка приводить в рух ланцюгову передачу 3, що складається з ведучої зірочки 2 ( $z_1 = 18$ ), відхиляючої зірочки 4 ( $z_2 = 18$ ), натяжної зірочки 6 ( $z_3 = 17$ ) та зірочки 7 ( $z_4 = 18$ ), що створює момент опору за допомогою електромагнітного порошкового гальма 8 (ПГ-6М1), опір якого регулюється блоком живлення 9 (0 – 24 В), під'єднаного через клемовий роз'єм  $X_1$ . Зміна напружено-деформованого стану пластин фіксується за допомогою тензомоста з чотирьох тензодатчиків 5 марки КФ5П1-5-100 з вимірювальною базою 5 мм та опором 100 Ом кожний. Далі сигнал передається через клемовий роз'єм  $X_2$ , де підсилюється інструментальним підсилювачем 11 марки AD8555 (фірми Analog Devices) та надходить до осцилографа 10 (рис. 16) марки Siglent SDS1022DL, який зберігає результати для подальшої їх цифрової обробки на ПК.

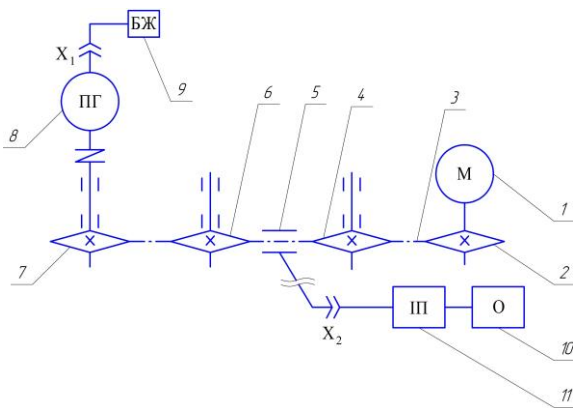


Рисунок 16 – Вимірювальна схема експериментального стенду

Шляхом обробки осцилограм дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода (оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями) спеціалізованим програмним забезпеченням на ПК була визначена лінійна залежність взаємозв'язку цифрового сигналу і величини навантаження в вимірювальній ланці ланцюга ( $1\text{ mV} = 10\text{ H}$ ).

На рисунку 17 показана вимірювальна ланка, яку використовували під час дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями (рис. 18 відповідно).

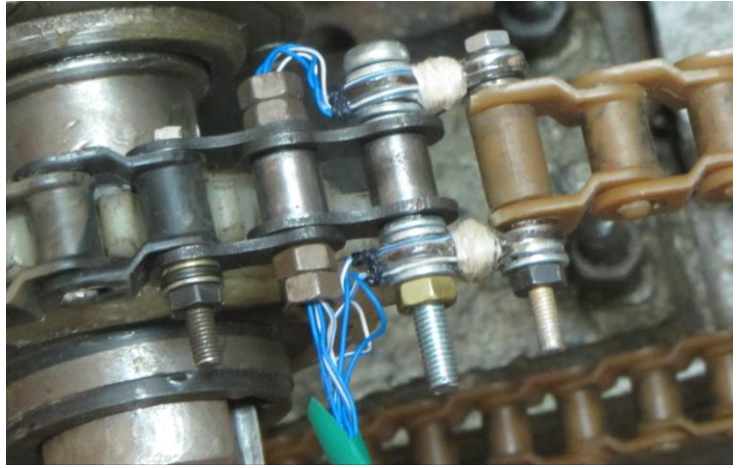


Рисунок 17 – Вимірювальна ланка, встановлена в металевому (ліворуч) та полімерному (праворуч) ланцюгових контурах передачі

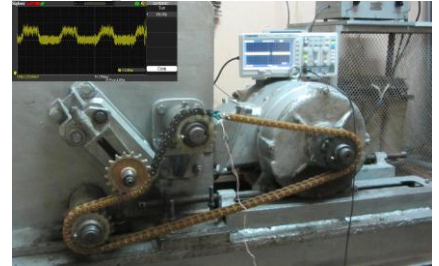
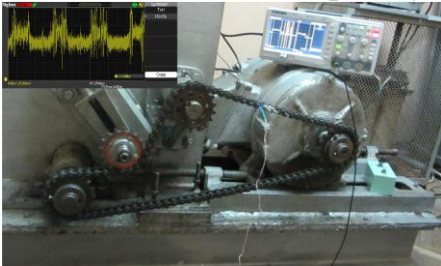


Рисунок 18 – Експериментальний стенд дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими (ліворуч), металополімерними (в центрі) та полімерними (праворуч) деталями ланцюгової передачі

По отриманих результатах натурно-експериментального дослідження були побудовані експериментальні осцилограми динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода (рис. 19), оснащеного металевими (М+М), металополімерними (М+П – металевий ланцюг, полімерні зірочки; П+М – полімерний ланцюг, металеві зірочки) та полімерними деталями передачі (П+П). Зауважимо, що динамічне навантаження в ланцюговому контурі відповідає силі, яка діє на пластини вимірювальної ланки ланцюга та шарнір.

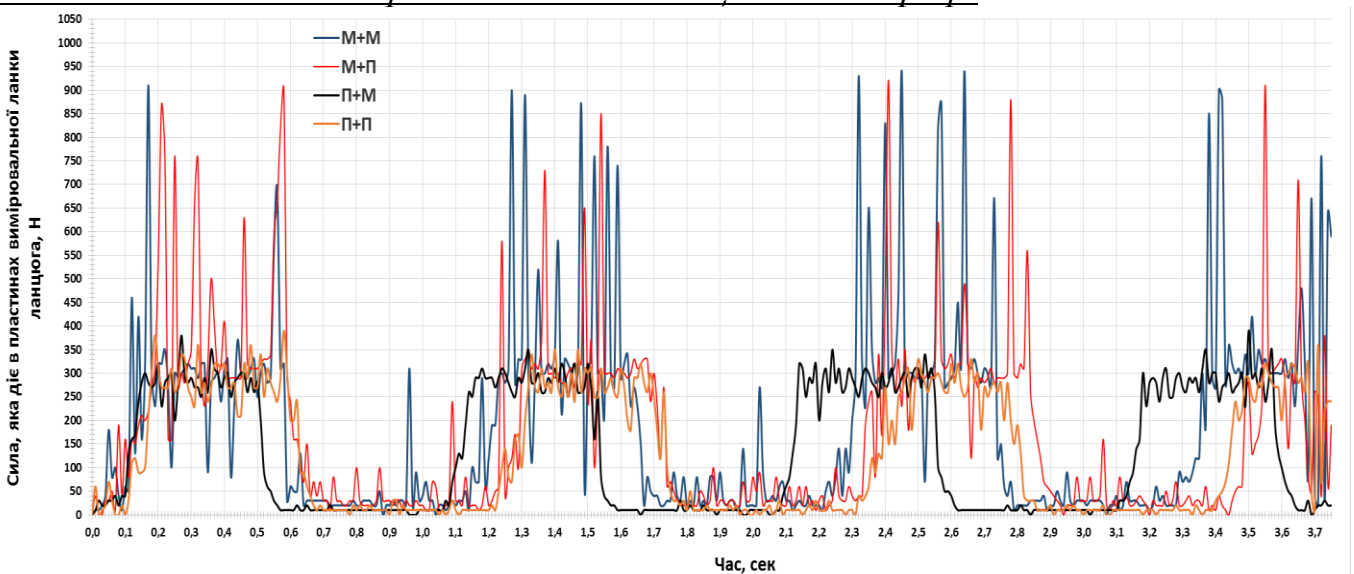


Рисунок 19 – Експериментальні осцилограми динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями передачі (М+М при частоті обертання  $300 \text{ хв}^{-1}$ , М+П –  $285 \text{ хв}^{-1}$ , П+М –  $315 \text{ хв}^{-1}$ , П+П –  $290 \text{ хв}^{-1}$ )



Для порівняння результатів натурних та комп'ютерних досліджень були побудовані 3D моделі експериментального стенду відповідно до алгоритму, який детально розглянутий у 2 розділі дисертації. По отриманих результатах комп'ютерного дослідження були побудовані графіки динамічного навантаження ланцюга багатомасового ланцюгового привода (рис. 26).

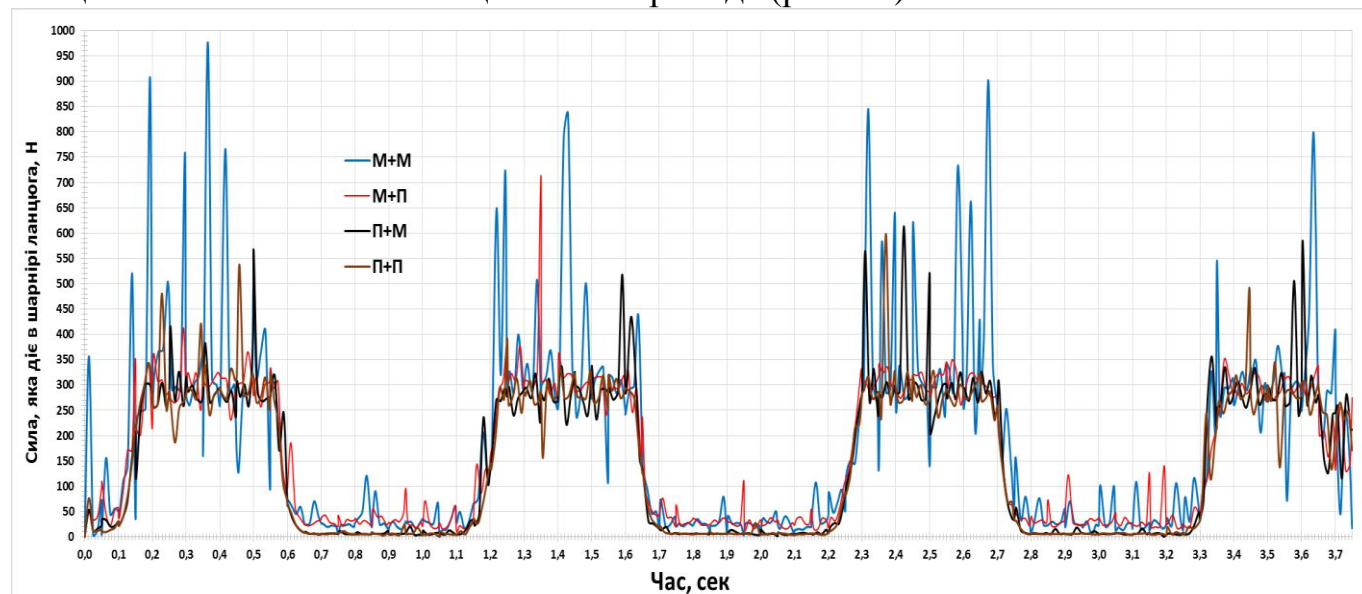


Рисунок 20 – Сила, яка діє на шарнір багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями передачі (при частоті обертання ведучої зірочки  $300 \text{ хв}^{-1}$ )

Порівняння результатів натурального та комп'ютерного дослідження динамічного навантаження ланцюга багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями передачі відображено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Порівняння результатів дослідження багатомасових ланцюгових передач.

Показник	Виконання елементів передачі	Експериментальне дослідження	Теоретичне дослідження (моделювання)	Розбіжність значень
Динамічне навантаження у ведучій вітці ланцюгового контуру (середнє значення), Н	Металеві зірочки, металевий ланцюг (М+М)	360	340	5,6%
	Полімерні зірочки, металевий ланцюг (П+М)	338	325	3,8%
	Металеві зірочки, полімерний ланцюг (М+П)	264	250	5,3%
	Полімерні зірочки, полімерний ланцюг (П+П)	266	261	1,9%

Заміна в ланцюговій передачі металевих зірочок на полімерні не дуже суттєво вплинула на динаміку привода в порівнянні з використанням полімерного ланцюга на металевих зірочках та комплексним використанням як зірочок, так і ланцюга з полімерних композитів. Порівняння результатів натурального та комп'ютерного дослідження динамічного навантаження ланцюга показало невелику розбіжність

середніх значень у ведучій вітці контуру, що свідчить про ефективність використання програмного комплексу "SolidWorks" для проектування, прогнозування поведінки та імітації руху багатомасової ланцюгової передачі при заданих умовах експлуатації. Середнє значення динамічного навантаження ланцюга дає можливість зорієнтуватися у виборі потужності двигуна, кроку та його рядності.

У четвертому розділі проведено післяпроектну порівняльну діагностику результатів розрахунку та проектування багатомасової ланцюгової передачі розробленого програмного продукту "Расчёт n-массовой цепной передачи", використовуючи програмний комплекс "SolidWorks".

Розглянуто розрахунок та оптимальний підбір параметрів багатомасової ланцюгової передачі використавши дані, які відповідають початковим експериментальним даним натурного та комп'ютерного досліджень, розглянутих в розділі 3 дисертації.

Під час використання другого розрахункового блоку були підібрані оптимальні параметри багатомасової ланцюгової передачі, які забезпечують більший термін служби ланцюга на 39621 годину і більший коефіцієнт корисної дії на 2,96% при однакових умовах експлуатації.

На основі порівняння результатів післяпроектної діагностики побудованих варіантів ланцюгових приводів (табл. 2) проаналізована ефективність використання розробленої інженерної методики проектування багатомасових ланцюгових передач та привода в цілому. Для порівняння були взяті 3D-моделі експериментального стенду в металевому та полімерному виконанні передачі, а також побудована нова 3D-модель цього ж стенду, але вже з підібраними оптимальними параметрами ланцюгової передачі (рис. 21) за допомогою програмного продукту "Расчёт n-массовой цепной передачи".

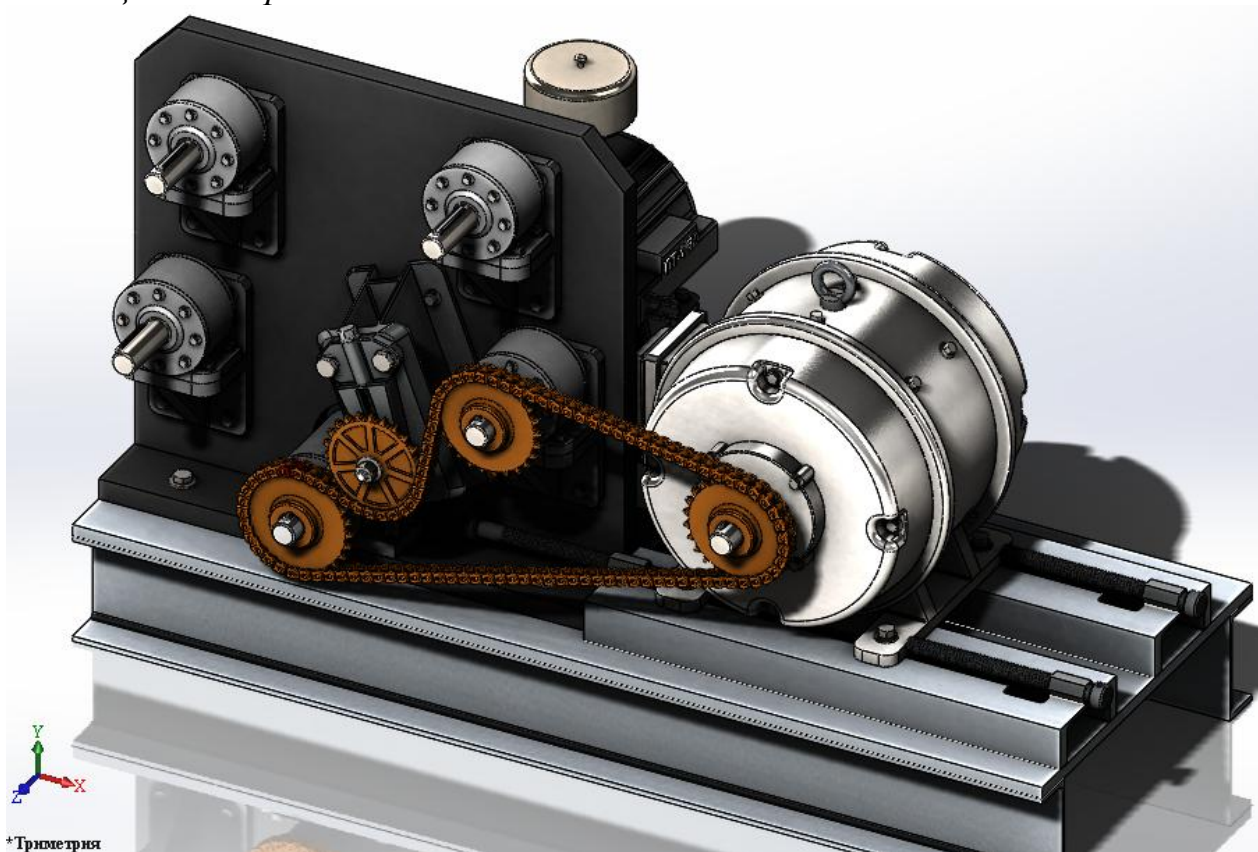


Рисунок 21 – 3D модель багатомасового ланцюгового привода з підібраними оптимальними параметрами ланцюгової передачі

Таблиця 2 – Порівняння результатів післяпроектної діагностики побудованих варіантів багатомасових ланцюгових приводів при однакових умовах експлуатації.

Показник	Металеві зірочки, металевий ланцюг (М)	Полімерні зірочки, полімерний ланцюг (П)	Полімерні зірочки, полімерний ланцюг (оптимізована) (П+О)	Ефект в результаті оптимального підбору параметрів передачі
Динамічне навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру (середнє значення), Н	309	290	211	- в порівнянні з металевим виконанням – <b><u>98Н</u></b> ; - в порівнянні з полімерним виконанням – <b><u>79Н</u></b> .
Необхідна потужність двигуна привода, Вт	457	452	438	- в порівнянні з металевим виконанням – <b><u>19Вт</u></b> ; - в порівнянні з полімерним виконанням – <b><u>14Вт</u></b> .

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

1. Розроблено алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі.

2. Створено програмний продукт "*Расчёт n-массовой цепной передачи*", який враховує втрати потужності на тертя в шарнірах ланцюгового контуру, підбирає оптимальні параметри передачі, які забезпечують високу динамічну якість, зростання коефіцієнта корисної дії, великий термін служби; будує контур передачі та розраховує всі дані для побудови її просторової моделі.

3. Розроблена інженерна методика проектування 3D-моделей ланцюгового привода будь-якої складності, яка дозволяє комплексно дослідити рух передачі та будь-якого її елемента (деталі), проводити порівняльний аналіз кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану деталей ланцюгового привода в різному конструктивному виконанні.

З аналізу отриманих результатів дослідження ланцюгової передачі у металевому та полімерному виконаннях випливає: максимальні та мінімальні значення імпульсу сили в полімерному виконанні деталей у 6 разів менші, а максимальні значення моменту сили тертя у 5 разів менші в порівнянні з металевим виконанням; діапазон змін обертального моменту двигуна та сил, які діють на ведучу та ведені зірочки, в полімерному виконанні ланцюгового набагато менший, ніж в металевому; діапазон зміни динамічних навантажень ланцюгового контуру в полімерному виконанні стійкий та сталий в порівнянні зі значеннями в металевому виконанні; сили контакту (удару) між ведучою зірочкою і набігаючим металевим роликком ланцюга більші в порівнянні з аналогічним контактом пружної монолітної ланки; зменшення діапазону зміни необхідної потужності двигуна привода та його зниження досягається в полімерному виконанні ланцюгової передачі; максимальні

значення загальної кінетичної енергії ролика металевого ланцюга у 5 разів більші порівняно з пружною монолітною ланкою; максимальне (пікове) напруження у вузлах пружної монолітної полімерної ланки менше на 375 МПа, ніж в металевій пластині внутрішньої ланки ланцюга; отримане середнє мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності пластин металевого ланцюга відповідає традиційно високому значенню 83-20, а для полімерного ланцюга це значення вкладається в машинобудівні норми 2,27.

4. Удосконалено стенд для проведення натурних експериментів, використавши інструментальний підсилювач AD8555 та осцилограф, які забезпечують зменшення затрат часу на обробку експериментальних даних.

5. Встановлено, що застосування полімерних деталей в ланцюговій передачі знижує динамічне навантаження у ланцюговому приводі, але заміна металевих зірочок на полімерні не суттєво впливає на динаміку привода.

6. Порівняння результатів натурального та комп'ютерного досліджень, показало розбіжність їх значень у межах 4,26 %, що свідчить про ефективність використання програмного комплексу "SolidWorks" для проектування, прогнозування поведінки та імітації руху ланцюгової передачі різної складності при заданих умовах експлуатації.

7. Поставлена в дисертації мета досягнута, а сформульовані задачі розв'язані. Практичну цінність дисертації підтверджено актами впровадження результатів дисертаційних досліджень.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА**

### **Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації**

#### *Публікації у закордонних виданнях:*

1. Пилипенко О.И. Технологии и материалы цепных передач из полимерных композитов / Пилипенко О.И., Полуян А.В. // Приводы и компоненты машин, междунар. инж. журнал, №2-3. – г. Москва, 2013. – С.11-14. ISSN 2223-1587.

2. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Dynamic parameters of a chain transmission in metal and polymer design. International virtual journal for science, technics and innovations for the industry MTM Machines, Technologies, Materials. Published by Scientific technical Union of Mechanical Engineering. Issue 9/2014. Varna, Bulgaria. – P. 40-43. ISSN 1313-0226.

3. Pilipenko O., Poluyan A. Project 3D Design, Calculation and Analysis of Chain Drives in Metal and Polymer Realization. International Journal of Mechanical Engineering and Automation. Ethan Publishing, USA. Volume 2, Number 1, 2015. – P. 40-46. Print ISSN: 2333-9179. Online ISSN: 2333-9187.

#### *Публікації у фахових наукових виданнях України*

4. Пилипенко О.І. Втрати потужності на тертя у ланцюговому електроприводі і його коефіцієнт корисної дії / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Вісник ЧДТУ №2(57), серія «Технічні науки». – м. Чернігів, 2012. - С.5-14. ISSN 2225-7551.

5. Пилипенко О.І. Комплексна автоматизація проектування ланцюгових передач / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Вісник ЧДТУ №4(61), серія «Технічні науки». - Чернігів, 2012. - С.5-15. ISSN 2225-7551.

6. Пилипенко О.І. Система автоматизованого проектування ланцюгових передач / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Вісник НУ «Львівська політехніка» №746. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – м. Львів, 2012, С.51-55. ISSN 0321-0499.

7. Пилипенко О.І. Вирішення інженерних задач під час 3D проектування зірочок ланцюгових передач / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Вісник ЧДТУ №1(63), серія «Технічні науки». – м. Чернігів. 2013. – С.14-20. ISSN 2225-7551.

8. Пилипенко О.І. Комплексна оцінка аналізу руху ролика ланцюга за допомогою програмного продукту SolidWorks / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Вісник ЧДТУ №2(65), серія «Технічні науки». – м. Чернігів. 2013. – С. 9-17 ISSN 2225-7551.

9. Пилипенко О.І. Побудова моделей та порівняльний аналіз кінематики ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Міжвузівський збірник ЛНТУ випуск 41, Ч.2. "Наукові нотатки" за галузями знань "Машинобудування та металообробка", "Інженерна механіка", "Металургія та матеріалознавство". – м. Луцьк. 2013. – С. 96-102.

10. Pilipenko O.I. 3D computer modeling of chain transmission in metal and polymer design / Pilipenko O.I., Poluyan A.V. // Вісник НУ "Львівська політехніка" №772. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – м. Львів, 2013, С.89-97. ISSN 0321-0499.

11. Пилипенко О.І. Порівняльний аналіз динаміки ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Вісник ЧДТУ №3(67), серія «Технічні науки». – м. Чернігів. 2013. – С.15-21. ISSN 2225-7551.

12. Пилипенко О.И. Динамика напряжённо-деформированного состояния элементов цепного привода в металлическом и полимерном исполнении / Пилипенко О.И., Полуян А.В. // Вестник НТУ "ХПИ" №34 (1143), серія "Проблеми механічного привода". – г. Харьков. 2015. – С. 109-115. ISSN 2079-0791.

#### ***Публікації у інших виданнях України***

13. Пилипенко О.И. Эксплуатационные преимущества применения полимерных деталей цепных передач / Пилипенко О.И., Полуян А.В. // Международный научно-технический сборник. №1, Том 8, "Композитные материалы". – г. Днепропетровск. 2014. – С. 57-63. ISBN 978-966-2267-26-9.

#### **Опубліковані праці апробаційного характеру**

14. Пилипенко О.І. Втрати потужності на тертя у ланцюговому електроприводі і його коефіцієнт корисної дії / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей II міжнародної науково-практичної конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем". – м. Чернігів, 2012. – С. 26-27.



**15.** Пилипенко О.І. Технологічний синтез деталей ланцюгових передач з полімерних композитів / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей XIII міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП "Промислова гідравліка і пневматика". – м. Чернігів, 2012. – С. 70.

**16.** Пилипенко О.И. Технолого-конструктивная оптимизация изготовления деталей цепных передач из полимерных композиционных материалов / Пилипенко О.И., Полуян А.В. // Тезисы докладов 13-го Международного научно-технического семинара «Современные проблемы производства и ремонта в промышленности и на транспорте». – г. Свалява, 2013. – С.164-166.

**17.** Пилипенко О.І. Комплексна оцінка аналізу руху ролика ланцюга за допомогою програмного продукту SolidWorks / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей III міжнародної науково-практичної конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем". – м. Чернігів, 2013. – С. 23-25.

**18.** Пилипенко О.І. Аналіз лінійних переміщень, швидкостей та прискорень ролика ланцюга / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених "Новітні технології у науковій діяльності і навчальному процесі". – м. Чернігів, 2013. – С. 13 – 16.

**19.** Пилипенко О.И. Компьютерное 3D моделирование работы цепной передачи из полимерных композитов / Пилипенко О.И., Полуян А.В. // Тезисы докладов 33 ежегодной международной конференции и выставки «Композиционные материалы в промышленности». – Ялта, Гурзуф, Крым, 2013. – С.253-256.

**20.** Пилипенко О.І. Ресурсоберегающие конструкции и технологии деталей цепных приводов / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении». – г. Одесса, 2013. – С. 145-149.

**21.** Пилипенко О.І. Побудова моделей та порівняльний аналіз кінематики ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей IV Міжнародної науково – практичної конференції «Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування». – м. Луцьк, 2013. – С. 96-102.

**22.** Пилипенко О.І. 3D моделювання кінематики ланцюгової передачі за допомогою програмного комплексу SolidWorks / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції «АВІА-2013». Том 1. – м. Київ, 2013. – С. 3.10 – 3.13.

**23.** Пилипенко О.И. Практика, перспективы создания и применения цепных приводов из полимерных композитов / Пилипенко О.И., Полуян А.В. // Тезисы докладов XX Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». Том 2. – г. Донецк (Севастополь), 2013. – С. 239-243.

**24.** Пилипенко О.И. Технологии и материалы цепных передач из полимерных композитов / Пилипенко О.И., Полуян А.В. // Тезисы докладов 2-ого

Международного симпозиума "Современные проблемы создания и производства механических передач" (Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН). – г. Москва, 2013. – С.11-14.

**25.** Пилипенко О.І. Комп'ютерне 3D моделювання ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей II-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні". – м. Львів, 2014. – С. 49.

**26.** Пилипенко О.І. 3D моделювання  $n$ -масової ланцюгової передачі в глобальній системі координат SolidWorks / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей VII міжнародної науково-практичної конференції "Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси" (ІРТК-2014). – м. Київ, 2014. – С. 232-234.

**27.** Пилипенко О.І. Технологія зменшення собівартості виготовлення деталей ланцюгових передач / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей IV міжнародної науково-практичної конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем". – м. Чернігів, 2014. – С. 22-24.

**28.** Пилипенко О.І. Моделювання, імітація та аналіз роботи ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні / Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Тези доповідей IX міжнародної науково-практичної конференції "Математичне та імітаційне моделювання систем" (МОДС-2014). – с. Жукін, Київська обл., 2014. – С. 238-242.

**29.** Pilipenko O.I., Poluyan A.V. 3D modeling of experimental stand for research  $n$ -mass chain transmission. Proceedings. The sixth world congress "Aviation in the XXI-st century". "Safety in Aviation and Technologies". September 23-25, 2014. Kyiv, Ukraine. Volume 1. Pages 1.9.16 - 1.9.19.

**30.** Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Dynamic parameters of a chain transmission in metal and polymer design. Proceedings. XI-th International Congress MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS 2014. 17 - 20 September 2014. Varna, Bulgaria. Volume 1. Pages 70 – 74. ISSN 1310-3946 (11/160).

**31.** Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Dynamics of three mass chain drive in metal and polymeric implementation. Proceedings of the International Scientific and Practical Conference "Innovative technologies in science, Vol. 1.1 February 21-22, 2015, Dubai, UAE". – Dubai.: Rost Publishing, 2015. – p. 6-9. ISBN 978-966-316-368-0.

#### **Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації**

**32.** Казимир В.В. Комп'ютерна програма "Расчёт  $n$ -массовой цепной передачи" / Казимир В.В., Борисов Д.Ю., Пилипенко О.І., Полуян А.В. // Авторське свідоцтво №59073. – 2015.

## АНОТАЦІЯ

**Полуян А.В. Параметричний синтез енергоощадного багатомасового ланцюгового привода. – На правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство – Національний університет "Львівська політехніка", Львів, 2015.

У дисертаційній роботі відображено застосування розробленого нового підходу до розрахунку, конструювання та оптимізації ресурсозберігаючих багатомасових ланцюгових приводів, який базується на врахуванні реальних динамічних процесів, що відбуваються під час їх роботи, використовуючи полімерні композити для виготовлення зірочок та ланцюгів і переходом на автоматизоване оптимальне проектування, що дає змогу вибирати сукупність значень їх параметрів, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість передач і приводів, зниження віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання. Розроблено програмний продукт "*Расчёт n-массовой цепной передачи*", який дозволяє підібрати оптимальні параметри багатомасової ланцюгової передачі, при яких буде забезпечена її висока динамічна якість, коефіцієнт корисної дії, термін служби. Були комплексно досліджені та проаналізовані кінематика, динаміка та напружено-деформований стан елементів ланцюгових приводів в металевому та полімерному виконанні 2-о, 3-и, 4-и та 6-ти масових ланцюгових передач, враховуючи: жорсткість, демпфування, випадкові коливання, нелінійність деформації матеріалів, інерційність системи та статичне і динамічне тертя в контактних парах.

**Ключові слова:** багатомасовий ланцюговий привод, динаміка напружено-деформованого стану, аналіз кінематики та динаміки, моделювання та проектування деталей, оптимізація ланцюгового привода.

## ABSTRACT

**Poluyan A.V. Parametric synthesis energy-efficient multimass chain drive. – On the rights of the manuscript.**

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences by the, specialty 05.02.02 – Machinery. – National University "Lviv Polytechnic", Lviv, 2015.

The dissertation shows the creation theoretically based and practically confirmed design techniques multimass chain drives. The approach takes into consideration real dynamic processes that occur during the operation of the drives using polymer composite materials for producing chains and sprockets and switching over to automated optimal design. It allows selecting the collection of their quantity values, ensuring high dynamic quality of gears and drives, reduction of vibration, energy and material consumption in the process of designing. The software "*Calculation n-mass of chain transmission*" was developed. It allows selecting the optimal parameters of multimass chain transmission ensuring its high dynamic quality, performance and durability. Kinematics, dynamics and deflected mode of chain drive elements in metal and polymer 2, 3, 4 and 6-mass chain transmissions were analyzed fully, considering stiffness, damping, random vibrations, nonlinearity of materials deformation, time lag of the system and static and dynamic friction in contact pairs.

**Key words:** multimass chain drive, the dynamics of the stress-strained state, analysis kinematics and dynamics, modelling and designing parts, optimization chain drive.



## АННОТАЦИЯ

**Полуян А.В. Параметрический синтез энергосберегающего многомассового цепного привода. – На правах рукописи.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Национальный университет "Львовская политехника", Львов, 2015.

В диссертационной работе отражено создание теоретически обоснованной и практически подтвержденной методики проектирования многомассовых цепных приводов, основанная на учёте реальных динамических процессов, происходящих во время их работы, используя полимерные композиты для изготовления звёздочек и цепей, и переходом на автоматизированное оптимальное проектирование, позволяет подобрать совокупность значений их параметров, при которых ещё на стадии проектирования обеспечивается высокое динамическое качество передач и приводов, снижение виброактивности, материалоёмкости и энергопотребления.

Были комплексно исследованы и проанализированы кинематика, динамика и напряженно-деформированное состояние элементов цепных приводов в металлическом и полимерном исполнении 2-х, 3-х, 4-х и 6-ти массовых цепных передач, учитывая: жесткость, демпфирование, случайные колебания, нелинейность деформации материалов, инерционность системы, статическое и динамическое трение в контактных парах.

Во время проведения компьютерного исследования использовались инкрементные методы управления нагрузкой, которые применяют итерационные схемы Ньютоновского типа: алгоритм Ньютона-Рафсона и переменный алгоритм Ньютона-Рафсона, позволяющие комплексно исследовать кинематику и динамику многомассового цепного привода, поскольку учитываются: жёсткость, демпфирование, случайные колебания, нелинейность деформаций деталей цепной передачи, инерционность системы, статическое и динамическое трение в контактных парах.

При проведении натурных экспериментов использовались методы численного анализа дифференциальных уравнений, теории механизмов и машин, механики деформируемого твердого тела, конечно-элементный анализ, методы вычислительной математики, методы программирования, методы оптимизации, а также метод тензометрии, который позволяет получить данные об изменении нагрузки в пластинах звеньев цепи с помощью датчиков омического сопротивления. Разработан программный продукт "*Расчёт n-массовой цепной передачи*", который позволяет, в зависимости от поставленной задачи оптимизации многомассового цепного привода, подобрать оптимальные параметры передачи, при которых будет обеспечено высокое динамическое качество, коэффициент полезного действия, срок службы передачи и рассчитаны все необходимые данные для дальнейшего его объёмного моделирования.

Комплексно исследована и проанализирована кинематика и динамика цепных приводов в металлическом и полимерном исполнении 2-х, 3-х, 4-х и 6-ти массовых цепных передач, по всем координатным осям и проекциям на соответствующие им плоскости, учитывая: жесткость, демпфирование, случайные колебания, нелинейность деформаций материалов, инерционность системы, статическое и динамическое трение в контактных парах.

Также комплексно исследована и проанализирована динамика напряженно-деформированного состояния элементов цепных приводов в металлическом и полимерном исполнении цепных передач, которая подтверждает существование возникающих вибрационных нагрузок, которые многократно действуют и сосредоточены в местах микроударного взаимодействия ролика цепи со звёздочками, и как результат такого влияния, возникают большие локализованные напряжения и упругие перемещения в материале, что и является причиной разрыва пластин звеньев металлической цепи.

В результате проведения натурных и компьютерных исследований оказалось, что применение полимерных деталей в цепной передаче снижает динамическую нагрузку в цепном приводе.

Сравнение результатов натурального и компьютерного исследований, показало небольшое расхождение их значений, что свидетельствует об эффективности использования программного комплекса *"SolidWorks"* для проектирования, прогнозирования поведения и имитации движения цепной передачи и привода в целом различной сложности при заданных условиях эксплуатации: наибольшее значение динамической нагрузки в ведущей ветви цепного контура имеет место в металлическом исполнении передачи, причем расхождение между теоретическим и экспериментальным значениями составляет 5,6%; наименьшее значение динамической нагрузки в ведущей ветви цепного контура имеет место при работе полимерной цепи на полимерных звёздочках, причём расхождение между теоретическим и экспериментальным значениями составляет 1,9%.

**Ключевые слова:** многомассовый цепной привод, динамика напряженно-деформированного состояния, анализ кинематики и динамики, моделирование и проектирование деталей, оптимизация цепного привода.

Підг. до друку 21.12.2015 р. Формат 60x84/16.  
Папір офсетний. Друк різнографія. Автор. Арк. 0,9.  
Тираж 120 пр. Замов. № 307/15.

---

Редакційно-видавничий відділ  
Чернігівського національного технологічного університету  
14027, Україна, м. Чернігів, вул. Шевченка, 95  
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів  
видавничої продукції серія ДК №4802 від 01.12.2014 р.