

На правах рукопису

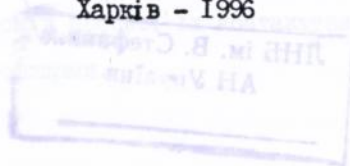

Пилипенко Олег Іванович

НАУКОВІ ОСНОВИ І СИНТЕЗ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

05.02.02 - машинознавство

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків - 1996



Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі основ констрування машин
Чернігівського технологічного інституту.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Гапонів Володимир Степанович

доктор технічних наук, професор
Учасів Петро Миколаєвич

доктор технічних наук, професор
Сердюк Леонід Іванович

Провідна організація – Національний аграрний університет
/м.Київ/.

Захист відбудеться "19" травня 1996 р. о 12 год.
на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.09.16 Харківського
державного політехнічного університету /ЗІ0002, МСП, м.Харків,
вул.Фрунзе, 21/.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Харківського
державного політехнічного університету.

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00754629 (X)

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Бортовий В.В.

ЛННБ ім. В. Стефаніка
АН України

4В - 34.943

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Ланцюгові передачі знайшли широке застосування в сільськогосподарських, текстильних, дорожньо-будівельних, підйомно-транспортних, поліграфічних машинах, двигунах кораблів, автомобілів, вертольотах, металорізальних та деревообробних верстатах, нафтобуровому обладнанні та гірничодобувній техніці, роторно-конвеєрних лініях, обладнанні для виробництва продовольчих товарів, кондитерської та парфюмерної промисловості, виробництва фарфорових та фаянсових виробів, обладнанні цукрових заводів, виробництва паперу, мнотильної техніки та ін. В останній час вони знайшли застосування в таких передових галузях машинобудування як роботобудування та космічна техніка.

Аналіз застосовуваності ланцюгових передач в різних галузях машинобудування показує, що понад 96% від загальної їх кількості складають передачі, оснащені приводними роликівими ланцюгами. Як відомо, традиційно застосовувані металічні зірочки таких ланцюгових передач мають 5-кратний запас міцності, а запас міцності ланцюгів коливається від 5 до 54. І, незважаючи на це, як свідчить досвід експлуатації машин та обладнання з ланцюговими передачами, ресурс останніх складає в кращому випадку 50%, а то і менше ресурсу машини. В переважній більшості випадків виходу ланцюгової передачі з ладу причиною є розколвання роликів ланцюга від динамічних навантажень і недопустимо великих контактних напружень, пошкодження шарнірів і розрив ланцюга. При низьких швидкостях, характерних для роботи багатьох сільськогосподарських машин, вихід ланцюгової передачі з ладу відбувається по причині спрацювання як ланцюга, так і зірочок в процесі їх контактування з абразивними та агресивними середовищами.

Головним недоліком дотеперішніх методів розрахунку було неврахування динамічного характеру навантажень, на передньому плані стояло питання міцності, тобто визначення розмірів спиралось на застарілі статико-емпіричні методи 30-х років, що або зовсім не враховують динамічні явища, або враховують деякі з них за допомогою надто приблизних емпіричних коефіцієнтів вже після того, як передача спроектована, що аж ніяк не може вплинути на її якість.

Розвиток науки і техніки призвів до необхідності і можливості розв'язання проблеми розрахунків та конструювання ланцюгових передач на засадах теорії коливань та експлуатаційної міцності з врахуванням реальних динамічних процесів, що відбуваються.

Зниження динамічних навантажень, контактних напружень і спрацювання можуть бути досягнуті застосуванням полімерних та металополімерних зірочок, проте, зміна пружних, інерційних та демпфуючих параметрів у результаті їх застосування призводить до розлагодження коливальної системи ланцюгової передачі та зміщення резонансних зон частот обертання. Тому застосування таких деталей передач навантаження, без прогнозуючого динамічного розрахунку, що дозволяє керувати вказаними параметрами, позбавлено будь-якого сенсу. Відповідної ж теорії та математичного апарату, здатних обслуговувати науково обгрунтовані методи проектування таких передач, до цього часу не розроблено, що перешкоджає їх широкому впровадженню у промисловість. Одночасно вирішується проблема зниження матеріаломісткості та енергоспоживання ланцюгових передач, оскільки маса полімерних зірочок у 6-7 разів менша металевих, і потрібно менше енергії на розгін та гальмування ведених деталей. Попутно також має місце різке зниження трудовитрат на виготовлення зірочок литвом під тиском на термопластавтоматах, втрат від корозії, зниження вібрацій та робочих шумів, скорочення верстатного парку та виробничих площ, різке підвищення продуктивності та зниження собівар-

тості виробництва зірочок ланцюгових передач.

В основу дисертації покладені результати досліджень за завданням 04.02 "Розробити і освоїти в промислових умовах технологічні процеси по зниженню матеріаломісткості та підвищенню динамічних якостей ланцюгових передач машин шляхом застосування полімерних матеріалів замість металевих" Республіканської цільової комплексної науково-технічної програми РН.82.02.Ц "Матеріаломісткість" /Постанова Ради Міністрів України № 420 від 22.II.85 р. про включення її в якості одного з розділів у державний план економічного та соціального розвитку України на 1986-1990 р.р. і Постанова РМ України № 250 від II.07.86 р. про включення завдання 04.02 в програму "Матеріаломісткість"/. Результати досліджень згідно програми "Матеріаломісткість" наведені у звітах: "Зниження матеріаломісткості та покращення динамічних якостей ланцюгових приводів бурязбиральної техніки шляхом застосування полімерних матеріалів", 1987, № держ. реєстрації 0185.0045795; "Розробка і впровадження технологічної оснастки для виробництва деталей з пластмас", 1987, № держ.реєстрації 0186.0070510; "Розробка і впровадження деталей машин з полімерних композитів", 1990, № держ. реєстрації 01.90.0014654.

Мета і основні завдання роботи - розробка наукових основ і синтез багатомасових ланцюгових передач на основі концепції їх автоматизованого проектування по критеріях віброактивності та віброзахисту, зниження матеріаломісткості та енергоспоживання за рахунок застосування полімерних композитів при мінімальних витратах праці та часу на їх розробку та виготовлення. Головним результатом роботи є реалізація нової концепції синтезу ланцюгових передач від створення теоретичних основ нових методів розрахунку та конструювання з врахуванням реальних динамічних процесів, що від-

бувають під час їх експлуатації, застосування нових прогресивних матеріалів, технологій та обладнання для їх здійснення до серійного освоєння промисловістю ланцюгових передач, оснащених новими комплектуючими деталями.

Для досягнення мети були поставлені наступні завдання:

1. Перегляд концепції розрахунку, конструювання, вибору параметрів, заснованої на застарілих підходах 30-х років, що стосувалися майже виключно двомасових передач, і оптимізація ланцюгових передач з практично будь-якою кількістю мас з тим, щоб проектування здійснювалось по критеріях віброактивності та віброзахисту з метою локалізації та зменшення динамічних навантажень і робочих шумів.

2. Вдосконалення модельних уявлень, що найбільш адекватно відображають поведінку ланцюгових передач в умовах експлуатації, та створення на цій основі надійних, економічних і достатньо швидких методів їх аналітичного розрахунку з врахуванням динамічних процесів, що супроводжують роботу реальних передач.

3. Розробка формалізованих методів синтезу багатомасових ланцюгових передач на основі нової /динамічної/ концепції їх автоматизованого проектування.

4. Розробка та застосування чисельних методів розв'язання задач динамічного розрахунку і оптимізації структури та параметрів ланцюгових передач, заснованих на застосуванні БОМ.

5. Створення спеціалізованих пакетів прикладних програм, що забезпечують ефективне застосування чисельних методів для аналізу та оптимального синтезу ланцюгових передач з практично будь-якою кількістю мас.

6. Створення машинних методів моделювання роботи багатомасових ланцюгових передач, забезпечуючи швидкий і всебічний аналіз структури, конструктивних та експлуатаційних параметрів передач, що викликає принципові труднощі, а то і зовсім неможливі при натур-

ному експерименті.

7. Дослідження напружено-деформованого стану зірочок ланцюгових передач з полімерних композитів з метою розробки способів керування ним і створення на цій основі методів їх конструювання.

8. Перевірка створених теоретичних основ проектування ланцюгових передач як експериментальними методами, так і методами моделювання на ЕСМ.

9. Застосування полімерних композитів замість металів з метою зниження металомісткості, енергоспоживання, втрат від корозії, зниження вібрацій та робочих шумів, скорочення верстатного парку і виробничих площ, різкого підвищення продуктивності та зниження собівартості виготовлення деталей ланцюгових передач, вивільнення верстатників високої кваліфікації, підвищення коефіцієнту використання матеріалів.

10. Застосування високопродуктивної та практично безвідходної технології виробництва деталей ланцюгових передач литвом під тиском на термопластавтоматах з полімерних композитів, створення рецептури деяких з них із застосуванням відходів виробництва.

Наукова новизна роботи. До основних наукових результатів, що виносяться на захист, відносяться:

1. Розробка математичних моделей ланцюгових передач з будь-якою кількістю мас як динамічних систем, що описуються диференціальними рівняннями з врахуванням факторів конструктивного, технологічного, кінематичного та експлуатаційного характеру.

2. Аналіз коливань різних типів, джерел збуджень в системі та їх моделювання на ЕОМ, визначення частот власних крутильних, поперечних, параметричних та поздовжніх коливань, вимушених коливань і резонансних частот багатомасових ланцюгових передач. Дослідження вимушених коливань і визначення їх амплітуд та фаз в залежності від параметрів системи і швидкості руху ланцюга. Визна-

чення динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру, зумовлених конструктивними, кінематичними, технологічними та експлуатаційними факторами, а також інерційних навантажень і динамічних нерівномірностей обертання мас.

3. Розробка експериментальної установки для досліджень та випробувань передач гнучким зв'язком, експериментальних методів визначення динамічних характеристик. Дослідження процесів, періодичних з частотою зубців зірочок, частотою їх обертання та частотою обертання ланцюгового контуру, поперечних коливань та стійкості руху ланцюга.

4. Частотна класифікація ланцюгових передач і визначення на цій основі сумарних динамічних навантажень. Розробка конструктивних і технологічних шляхів вдосконалення ланцюгових передач як на основі теорії регулювання коливань, так і застосування нових прогресивних матеріалів, а саме полімерних композитів.

5. Дослідження напружено-деформованого стану полімерних зірочок ланцюгових передач при експлуатаційних навантаженнях та оцінка їх теплового стану і створення на цій основі методики їх конструювання.

6. Синтез ланцюгових передач з практично будь-якою кількістю мас і розробка методики вибору оптимальних структури та параметрів по різних критеріях. Автоматизація проектування і створення пакетів прикладних програм для аналізу та оптимального синтезу ланцюгових передач, моделювання їх роботи на ЕОМ.

7. Технологічний синтез деталей ланцюгових передач, що включає розробку нових видів полімерних деталей машин /зірочок, підшипників ковзання/ і технологічної оснастки у вигляді автоматичних прес-форм для їх литва під тиском на термопластавтоматах з полімерних композитів, рецептури деяких з них з використанням відходів виробництва.

Методи досліджень - аналітичні та чисельні методи математич-

ної фізики, теорії коливань та динаміки машин при дослідженні поперечних, поздовжніх та крутильних коливань і відповідних динамічних характеристик; теорії функцій Мат'є при дослідженні параметричних коливань та стійкості руху ланцюга; експериментальні методи досліджень вібрацій, деформацій та напружень із застосуванням високочутливої тензOMETричної апаратури для дослідження динамічних процесів роботи ланцюгових передач і експериментального визначення динамічних характеристик; теорії пружності, теплопровідності та методу кінцевих елементів для дослідження напружено-деформованого та теплового стану полімерних зірочок; теорії технічних систем і математичної теорії оптимальних процесів для синтезу ланцюгових передач і розробки методики вибору їх оптимальних структури та параметрів; програмування та математичне моделювання на ЕОМ для автоматизації проектування і створення пакетів прикладних програм для аналізу та синтезу ланцюгових передач; механіки та технології полімерних композитів для розробки їх рецептури і технологічного синтезу деталей ланцюгових передач.

Вірогідність та обґрунтованість основних положень і математичних моделей забезпечуються застосуванням точних аналітичних або чисельних методів та алгоритмів, підтверджена результатами розрахунків тестових прикладів, прийнятим збігом аналітичних і чисельних результатів рішень з результатами, одержаними як експериментально, так і моделюванням на ЕОМ.

Практична цінність і реалізація результатів роботи. Результати теоретичних та експериментальних досліджень дозволили закласти наукові основи оптимального синтезу багатомасових ланцюгових передач на нових принципах, що враховують динамічний характер їх роботи, одержувати ланцюгові передачі високої динамічної якості ще на стадії їх автоматизованого проектування по критеріях зниження віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання при мі-

німальних витратах праці та часу на їх розробку, виготовлення та експлуатацію.

Застосування нових прогресивних матеріалів, ресурсозберігаючих і практично безвідходних технологій та обладнання для їх здійснення з метою серійного виробництва нових комплектуючих деталей з полімерних композитів дозволяє вирішувати одну з актуальніших народногосподарських проблем – зниження матеріаломісткості та енергоспоживання машин і обладнання.

Розроблені методики зниження динамічних навантажень і вибору основних параметрів та оптимальних режимів роботи дозволяють одержати ланцюгові передачі зниженої віброактивності, що знижує витрати потужності на привід, звуковипромінювання, експлуатаційні видатки.

Розв'язані в роботі оптимізаційні задачі синтезу ланцюгових передач надають можливість конструкторам проводити їх структурну та параметричну оптимізацію, забезпечуючи максимальні довговічність і коефіцієнт корисної дії, конструювання полімерних зірочок ланцюгових передач та оцінку їх теплового і напружено-деформованого стану, оптимізацію ланцюгових передач по критеріях віброактивності.

Створений комплекс автоматизованого оптимального проектування багатомасових ланцюгових передач, що складається з пакетів прикладних програм для ЕС ЕОМ і автоматизованого робочого місця конструктора АРМ "Автограф – 840.01,05", дозволяє проводити комп'ютерний структурний синтез ланцюгових передач, їх силовий та динамічний розрахунки, автоматизовану побудову карт динамічної навантаженості та динамічної настройки ланцюгових передач.

Розроблена програма розрахунку параметрів профілів зубців зірочок та їх оформлюючих матриць дозволяє виготовляти матриці пресформ для серійного виробництва полімерних зірочок по програмам на

електроерозійних верстатах з ЧПУ.

Розроблена рецептура полімерних композитів з використанням відходів виробництва у вигляді гумової кришки, одержуваної дробленням спрацьованих шинних виробів та конвеєрних стрічок, дозволяє економити 15% поліаміду при виробництві полімерних зірочок ланцюгових передач. Застосування різних додатків до полімерних матеріалів під час їх переробки на термопластавтоматах у деталі дозволяє знизити тертя та спрацювання при експлуатації ланцюгових передач. В результаті довговічність ланцюгів, що працюють на полімерних зірочках, зростає у 1,5-2 рази в порівнянні з ланцюговими передачами, оснащеними металевими зірочками.

Розроблений стенд для випробувань передач гнучким зв'язком /а.с.І717988/, зокрема, ланцюгових передач, дозволяє проводити широкі експериментальні дослідження і випробування передач, фіксувати і визначати частоти, амплітуди коливань різних типів, динамічні навантаження в передачі.

Розроблені І9 типорозмірів полімерних зірочок різного призначення, зокрема, армована полімерна зірочка підвищеної навантажувальної здатності /а.с.І2884І5/, зірочки з компенсацією спрацювання зубців і гідравлічною або пневматичною системою відновлення робочого профілю зубчастого вінця без зняття зірочки з валу /а.с.І719755/.

Розроблені технічні умови /ТУ/ на гумонаповнені поліаміди та зірочку натягну з полімерного композиту, що дає змогу замінити підшипники кочення підшипниками ковзання з полімерного композиту, обійтися без кришок підшипників та їх кріплень, знижуючи масу зірочок у 6-7 разів.

Основні результати роботи впроваджені та використовуються в проектуванні ланцюгових передач ІСКБ ВО "Дніпропетровський комбайновий завод", інститутом механіки металополімерних систем Ака-

демії наук Біларусі, заводом "Воронежсельмаш", Новоград-Волинським заводом сільгоспмашинобудування, заводом "Ліжинеільмаш", Білоцерківським заводом сільгоспмашин, заводом "Гомсельмаш" ВО "Томак" /м.Київ/, де організовано серійне виробництво полімерних зірочок ланцюгових передач.

Економічний ефект, підтверджений актами впровадження, тільки від зниження собівартості виробництва зірочок ланцюгових передач склав 500000 руб. у цінах 1990 р.

Апробація роботи. Основні положення та окремі розділи дисертації доповідались і обговорювались з 1972 по 1996 р.р. на 78 конгресах, симпозиумах, науково-технічних конференціях і семінарах, з них 14 міжнародних, 21 всесоюзних, 43 республіканських та міжрегіональних, у тому числі на: УІ всесоюзній науково-технічній конференції по керуванню та автоматичним механічним приводам і передачам гнучким зв'язком /Одеса, 1986/, всесоюзній н-т конф. "Автоматизированное проектирование машин, оборудования, приборов и технологических процессов в машиностроении" /Устинов, 1986/, ІV всесоюзному симпозиумі "Теория реальных передач зацеплением" /Курган, 1988/, всесоюзній н-т конф. "Применение полимерных материалов в сельхозмашинах" /Ростов-на-Дону, 1980/, всесоюзному семінарі "Применение композиционных материалов в сельхозмашинах и оборудовании" /Київ, 1983/, всесоюзній конф. "Развитие и совершенствование агрегатирования и приводов сельскохозяйственной техники" /Москва, 1984/, ІІ всесоюзній н-т конф. "Прочность, жесткость и технологичность изделий из композиционных материалов" /Ереван, 1984/, всесоюзній н-т конф. "Конструирование и производство сельхозмашин" /Ростов-на-Дону, 1985/, всесоюзній нараді "Спыт применения композитных материалов в сельскохозяйственном машиностроении" /Чернигов, 1985/, міжнародному конгресі "АППИКЕМ-88" /Нитра, Чехословакия, 1988/, всесоюзній конф. "Современные проблемы

механики и технологии машиностроения" /Москва, 1989/, П всесоюзній конф. "Проблеми снижения материалоемкости силовых конструкций" /Горький, 1989/, X ювілейному міжнародному симпозиумі "Полимери-89" /Варна, Болгарія, 1989/, IV міжнародному симпозиумі "Интертрибо-90" /Штрбске Плесо, Чехословакія, 1990/, XVI міжнародній конф. "Упрочненне пластмассы - 91" /Карлови Вары, Чехословакія, 1991/, УП міжнародному конгресі "АШЛИХЕМ-91" /Нитра, Словачія, 1991/, міжнародному симпозиумі "Ярофри - 91" /Ярославль, 1991/, міжнародному симпозиумі по трибофатиці /Гомель, 1993/, XVII міжнародній конф. "Упрочненне пластмассы - 93" /Карлови Вары, Чехія, 1993/, У міжнародному симпозиумі "Интертрибо - 93" /Братислава, Словачія, 1993/, міжнародній конф. "Поликом-95" /Солигорск, 1995/, міжнародній конф. "Ресурсо-, енергосберегающие и экологически чистые технологии в производстве деталей из композиционных материалов" /Славськ, 1996/.

Основний зміст дисертації /75%/ доповідався, обговорювався і був схвалений на засіданні кафедри динаміки та міцності машин і опору матеріалів Київського політехнічного інституту /Київ, 1988/. Дисертаційна робота в цілому доповідалась і обговорювалась на засіданні кафедри основ конструювання машин Чернігівського технологічного інституту /Чернігів, 1993, 1996/, на розширеному засіданні кафедри деталей машин і прикладної механіки Харківського державного політехнічного університету /Харків, 1996/, на семінарі кафедри опору матеріалів Національного аграрного університету /Київ, 1996/.

Розроблені деталі ланцюгових передач з полімерних композитів, що виготовляються серійно на вказаних підприємствах агропромислового комплексу, експонувались на міжнародних виставках у Болгарії /м.Софія/, Індії /м.м.Делі, Калькутта/, Угорщині /м.Будапешт/, Чехословаччині /м.Прага/, Польщі /м.Варшава/, Білорусі /м.Мінськ/.

Югославії /м.Загреб/, Німеччині /м.Берлін/. За розробку автоматичних прес-форм і технологічного процесу виробництва зірочок ланцюгових передач автор удостоєний срібною медаллю ВДНГ СРСР /м.Москва/.

Публікації. По темі дисертації опубліковано 109 друкованих робіт, у тому числі монографія, 40 наукових статей, 61 матеріалів і тез доповідей на конгресах, симпозиумах та конференціях, 4 авторських свідоцтва на винаходи.

Особистий внесок дисертанта у розробку наукових результатів полягає: у висуненні ним нової концепції автоматизованого синтезу ланцюгових передач з будь-якою кількістю мас, основаної на розробці математичних моделей ланцюгових передач як коливних систем, де відбуваються динамічні процеси, викликані конструктивними, кінематичними, технологічними та експлуатаційними факторами; особистому проведенні теоретичних і експериментальних досліджень, моделюванні роботи ланцюгових передач на ЕОМ; автоматизації оптимального проектування ланцюгових передач і створенні пакетів прикладних програм для аналізу та синтезу ланцюгових передач; створенні оригінальних конструкцій стелу та зірочок ланцюгових передач з полімерних композитів і розробка рецептури деяких з них.

Співавторам по друкованих наукових працях належить: проведення деяких розрахунків на ЕОМ за складеними програмами, виконання креслень для виготовлення прес-форм по виробництву полімерних зірочок, проведення випробувань зразків з полімерних композитів та полімерних зірочок в польових умовах.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з двох томів. Перший том містить дві частини: аналіз і синтез, у тому числі вступ, сім глав з висновками, заключення і список літератури з 199 найменувань, з них 30 на іноземних мовах. Основний текст викладено на 317 сторінках, рисунків 131, таблиць 35. Другий том складається з семи додатків, куди винесені: аналітичне дослідження

крутильних коливань 3-х масової ланцюгової передачі, результати досліджень напружено-деформованого стану полімерних зірочок двох типорозмірів, програми автоматизованого оптимального проектування багатомасових ланцюгових передач на ЄС БОМ та АНІ "Автограф - 840.01,05" з прикладами, ТУ на гумонаповнені поліаміди, ТУ на зірочку натягну з полімерних композитів, акти випробувань полімерних зірочок в польових умовах з закљченнями, акти впровадження та розрахунки економічної ефективності.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Вступ містить обговорення актуальності проблеми та підходів до її вирішення, формулювання мети роботи та її обґрунтування.

Частина I. Аналіз.

Глава I. Тенденції розвитку машинобудування і проблема оптимального синтезу ланцюгових передач. Розглядаються наукові, технічні, технологічні, економічні та соціальні передумови постановки та вирішення проблеми, а також задач, що звідси витікають. Подано огляд існуючих критеріїв працездатності та вибору параметрів ланцюгових передач, виявлені тенденції підвищення працездатності в працях вітчизняних та зарубіжних вчених. Зазначено, що використовувані дотепер методи проектування ланцюгових передач розраховані в основному на найпростіші двомасові передачі, причому безуються вони на застарілих статико-емпіричних засадах 30-х років, не використовуючи сучасних досягнень науки і техніки, а тому вже не відповідають вимогам сучасного машинобудування. Здійснений структурно-морфологічний аналіз динамічної системи ланцюгової передачі, розглянуті її параметри як коливальної системи. Сформульовані цілі, задачі та методи аналізу і синтезу ланцюгових передач.

Глава 2. Дослідження динамічної системи ланцюгової передачі частотними методами. Записуються диференціальні рівняння обертання n мас, з'єднаних ланцюговим контуром, характеристичне рівняння крутильних коливань, матриці інерційних та пружних коефіцієнтів

ентів. Рішення чисельними методами на ЕОМ узагальненої алгебраїчної проблеми про власні значення дає квадрати власних частот і власні форми ланцюгової передачі з будь-якою кількістю мас:

$$P_{\psi}^2 = [M]^{-1} \cdot [C] \quad /1/$$

де $[M]$ - діагональна матриця мас, що обертаються; $[C]$ - симетрична матриця жорсткостей віток ланцюгового контуру.

Рішення рівняння власних поперечних коливань ведучої вітки ланцюга, представленої у вигляді нитки з рівномірно розташованими рівними масами представляє собою суму членів ряду, кожний з яких є так звана стояча хвиля, що відповідає певній формі коливань. Отримані залежності, що зв'язують частоти власних коливань вітки, швидкість її руху і натяг.

Досліджені умови стійкості руху вітки ланцюга при періодичній зміні її натягу шляхом зведення вихідного диференціального рівняння до рівняння Мат'є-Хілла, з аналізу періодичних рішень якого визначаються області стійкості при параметричних коливаннях та резонансні частоти поперечних коливань вітки.

В результаті рішення частотного рівняння власних поздовжніх коливань ведучої вітки ланцюгового контуру визначені власні частоти, причому встановлено, що швидкість руху ланцюга на них не впливає /на відміну від частот власних поперечних коливань вітки ланцюга/.

Прирівнюванням власних частот і частот вимушених коливань одержані резонансні частоти для крутильних, поперечних, параметричних і поздовжніх коливань в ланцюговій передачі.

Глава 3. Визначення динамічних навантажень, викликаних конструктивними, кінематичними, технологічними та експлуатаційними факторами. В результаті проведеного кінематичного аналізу ланцюгових передач виявлено джерела внутрішніх збуджень, що викликають

S'_n - розкладені у ряди Фур'є функції збуджень, що являють собою періодичні негармонічні поздовжні переміщення кінцевих шарнірів набігачких і збігачких /зі штрихами/ віток ланцюгового контуру.

Різниця функцій збуджень в прямих частинах /2/ представляється у вигляді сум гармонічних складових, наприклад:

$$\pm S_i \mp S'_{i+1} = \pm A_i \sin \kappa \omega_z \tau \pm B_i \cos \kappa \omega_z \tau,$$

$$\text{зде } A_i = \frac{t}{\pi} \sum_{\kappa=1}^{\infty} (-1)^{\kappa} \frac{(1 - \kappa^2 z_{i+1}^2) \cos \kappa \xi_i - (1 - \kappa^2 z_i^2) \cos \kappa 2\pi j}{\kappa (1 - \kappa^2 z_i^2) (1 - \kappa^2 z_{i+1}^2)}; \quad /3/$$

$$B_i = \frac{t}{\pi} \sum_{\kappa=1}^{\infty} (-1)^{\kappa} \frac{(1 - \kappa^2 z_i^2) \sin \kappa 2\pi j - (1 - \kappa^2 z_{i+1}^2) \sin \kappa \xi_i}{\kappa (1 - \kappa^2 z_i^2) (1 - \kappa^2 z_{i+1}^2)}.$$

В /3/ κ - номер гармоніки; $\omega_z = \omega_i z_i$ - частота збудження; ω_i - кутові швидкості обертання зірочок; z_i - їх числа зубців; τ - час; t - крок ланцюга; $\xi_i = \alpha_i - \rho_i \frac{2\pi}{z_i}$ - зсув по фазі між рухом кінцевих шарнірів віток, що належать одній зірочці; α_i - кут охоплення зірочки ланцюгом; ρ_i - кількість шарнірів ланцюга на дузі охоплення; $j = \frac{\varepsilon z_i}{2\pi}$ - коефіцієнт числа ланок; ε - зсув по фазі між збудженнями кінцевих шарнірів віток, що належать сусіднім зірочкам.

Рішення системи диференціальних рівнянь /2/ дає:

- динамічні навантаження у вітках ланцюгового контуру

$$P_{i,i+1} = c_{i,i+1} \left[\sum_{\kappa=1}^{\infty} (-1)^{\kappa} A_i \sin \kappa \omega_z \tau \mp \sum_{\kappa=1}^{\infty} (-1)^{\kappa} B_i \cos \kappa \omega_z \tau \mp X_i \pm X_{i+1} \right], \quad /4/$$

де X_i, X_{i+1} - лінійні амплітуди коливань;

- інерційні навантаження від нерівномірності обертання мас

$$P_{a_i} = m_i \ddot{X}_i = P_{i,i+1} - P_{i-1,i}, \quad /5/$$

де m_i - маси, що обертаються; \ddot{X}_i - їх прискорення;

- динамічну нерівномірність обертання мас /%/

$$\delta_i = 2 \varphi_i z_i \cdot 100 \% \quad /6/$$

де φ_i - кутові амплітуди крутильних коливань.

При цьому, щоб одержати амплітуди коливань і динамічні навантаження при будь-якій кількості мас в ланцюговому контурі, здійснений перехід від їх аналітичного визначення до чисельних методів, виконаних на ЕОМ.

Глава 4. Експериментальні дослідження. Розроблена і створена універсальна експериментальна установка /стенд/, для досліджень і випробувань передач гнучким зв'язком, що дозволяє досліджувати практично будь-які контури передач і задавати режими навантажень, що відповідають реальним. За допомогою тензOMETричних вимірвальних ланок омичного опору отримані осцилограми частот власних коливань, амплітуд крутильних коливань, динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру та ударних навантажень при різних режимах експлуатації та числах зубців зірочок. Задовільне співпадання теоретичних величин частот, амплітуд коливань, динамічних навантажень та резонансних частот обертання з одержаними експериментально підтверджують справедливність вихідних передумов, прийнятих при теоретичних дослідженнях динамічних процесів у ланцюговій передачі.

Дослідження поперечних коливань та стійкості руху ланцюга підтвердили існування залежності частоти поперечних коливань від швидкості руху, причому розходження теоретичних і експериментальних величин не перевищує 10%, що дозволяє вважати отриману залежність достатньо надійною при розрахунках.

Вхід ударної вимірвальної ланки в зачеплення з зубом зірочки супроводжується характерним піком ударного навантаження, який для полімерної зірочки у декілька разів менше, ніж для металевої, причому в передачі навантаження бере участь більше полімерних зубців, ніж у випадку застосування металевої зірочки.

Шум складається з напластування погашених коливань, а похибки виготовлення ланцюгів призводять до того, що акустичний

сигнал представляє собою стохастичний процес, що відрізняється безперервним шумовим спектром, з якого виразно виступає частота зубців та її гармоніки.

Частина II. Синтез.

Глава 5. Методика вибору основних параметрів і оптимальних режимів роботи приводу зниженої віброактивності. Проведений частотний аналіз показав, що для звичайних передач /швидкість ланцюга до 10 м/с/ динамічне навантаження слід визначати як суму динамічних навантажень, викликаних полігональним ефектом зірочок і різнорозмірністю кроків ланок ланцюга. Для швидкохідних передач найбільшу небезпеку являє сума динамічних навантажень від ексцентриситетів зірочок і накопиченої похибки довжини вітки. На рис. I представлена частотна діаграма, де показані всі власні частоти /поперечних коливань f_u , крутильних коливань f_φ , поздовжніх коливань f_x /, частоти збуджень /від полігонального ефекту зірочок f_z , накопиченої похибки довжини вітки f_w , $2f_w$, ексцентриситетів зірочок f_d / і відповідні резонансні числа частот обертання n_z^u , n_z^φ , n_d^u , n_w^u , n_z^x для ланцюгової передачі, оснащеної ланцюгом ПР-15,875-2270-2 ГОСТ 13568-75, натят ведучої вітки якої $S_1 = 1$ кН, її довжина $l = nt = 33 \cdot 15,875 = 523,87$ мм, число ланок в контурі $W = 65$, передаточне число $u = 1,8$, моменти інерції $J_1 = 0,13$ кгм², $J_2 = 0,17$ кгм².

На основі загальних принципів регулювання коливань намічені шляхи зниження динамічних навантажень і вибору основних параметрів та оптимальних режимів роботи багатомасових ланцюгових передач, основними з яких є: усунення або зменшення збуджень /виключенням джерел збуджень або зміною робочих швидкостей, вводом пружних елементів з полімерних матеріалів/, зміна власної частоти системи /варіюванням конструктивними, жорсткісними або інерційними параметрами/, зменшення амплітуди динамічного навантаження /створенням

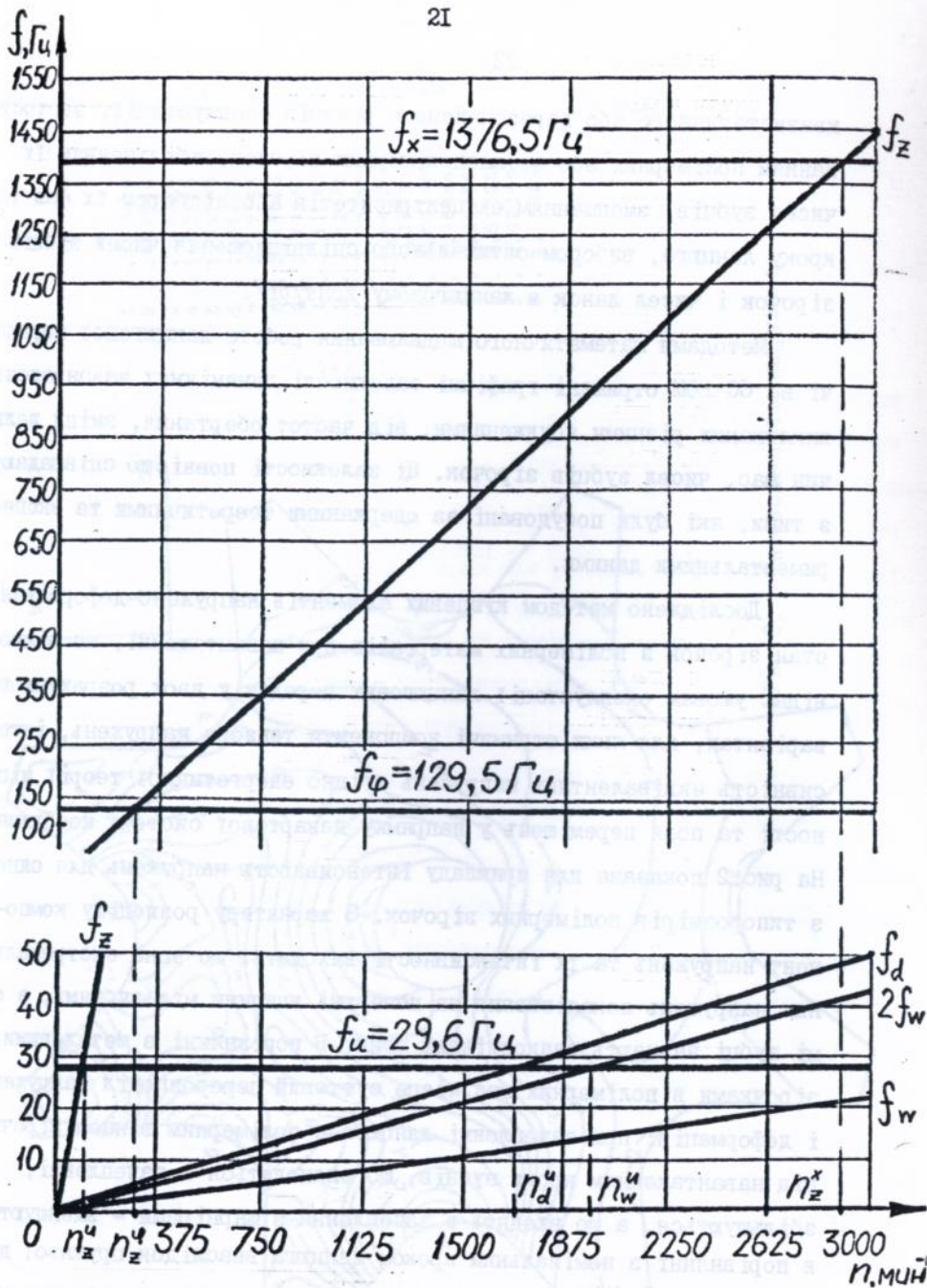
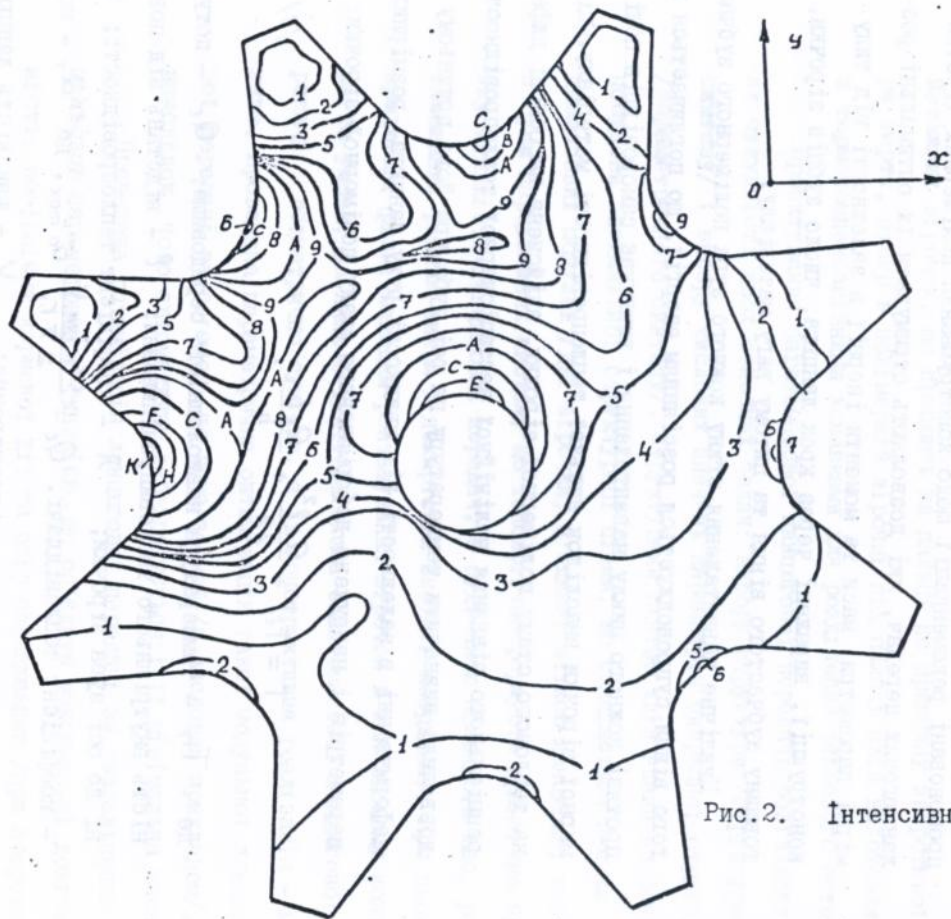


Рис. I. Частотна діаграма

квазистатичного або зарезонансного режимів експлуатації, застосуванням полімерних або металополімерних зірочок, збільшенням їх чисел зубців, зменшенням ексцентриситетів або підбором їх фаз та кроку ланцюга, вибором оптимального співвідношення чисел зубців зірочок і чисел ланок в ланцюговому контурі/.

Методами математичного моделювання роботи ланцюгової передачі на ЄС ЕОМ отримані графічні залежності динамічних навантажень, викликаних різними збудженнями, від частот обертання, зміни величин мас, чисел зубців зірочок. Ці залежності повністю співпадають з тими, які були побудовані за одержаними теоретичними та експериментальними даними.

Досліджено методом кінцевих елементів напружено-деформований стан зірочок з полімерних матеріалів при навантаженні, що відповідає умовам експлуатації ланцюгових передач у двох розрахункових варіантах, для яких отримані компоненти тензора напружень, інтенсивність еквівалентних напружень згідно енергетичної теорії міцності та поля переміщень у напрямку декартової системи координат. На рис.2 показана для прикладу інтенсивність напружень для одного з типорозмірів полімерних зірочок. З характеру розподілу компонент напружень та їх інтенсивності виходить, що зона екстремальних напружень локалізована на поверхні впадини між зубцями, а самі зубці зазнають знакозмінний згин. В порівнянні з металевими зірочками в полімерних має місце суттєвий перерозподіл напружень і деформацій: при зачепленні ланцюга с полімерним вінцем зірочки під навантаженням кроки зубців, що знаходяться в зачепленні, збільшуються, а що входять в зачеплення з шарнірами - зменшуються в порівнянні з номінальним кроком ланцюга внаслідок пружної деформації зубців і податливості полімерного зубчастого вінця в цілому. При цьому критичною зоною є все дно впадини зубчастого вінця, а не тільки бокова поверхня зуба, як у металевих зірочок.



1	.297054
2	.609654
3	.922254
4	1.23485
5	1.54745
6	1.86005
7	2.17265
8	2.48525
9	2.79785
A	3.11045
B	3.42305
C	3.73565
D	4.04825
E	4.36085
F	4.67345
G	4.98605
H	5.29865
I	5.61125
J	5.92385
K	6.25209

Рис.2. Інтенсивність напружень

Дорівнювальна оцінка контактних напружень, що спричиняються до розколювання роликів при роботі ланцюга з металевими зірочками, показала, що у випадку застосування полімерних зірочок ці напруження виявляються нижчими у 5-6 разів.

Використання розроблених моделей і систем врахування силових факторів дозволяє керувати напружено-деформованим станом конструкції зірочок шляхом цілеспрямованої зміни їх жорсткостей /товщинами вінця, маточини, кількістю ребер жорсткості і т.п./ в залежності від прикладених експлуатаційних навантажень. В результаті запропоновані рекомендації щодо конструювання полімерних зірочок ланцюгових передач, які дозволяють отримувати їх оптимальні розмірні параметри, маси та моменти інерції в залежності від типу конструкції, виражені через крок ланцюга, число зубців зірочки, товщину зубчастого вінця та питому вагу матеріалу.

Циклічне навантаження згину кожного зуба полімерного зубчастого вінця супроводжується розсіянням енергії, що поглинається на протязі кожного циклу навантаження і викликає саморозігрів полімерної зірочки внаслідок низької теплопровідності матеріалу. Оцінка теплового стану полімерної зірочки, здійснена на основі диференціального рівняння нелінійної нестационарної теплопровідності, дозволила визначити температуру на осі зуба при його пружному деформуванні в залежності від швидкості руху ланцюга, розмірних параметрів і напружено-деформованого стану полімерної зірочки:

$$T = T_{cp} + \frac{Q_{\epsilon} l^2}{2\lambda} + \frac{Q_{\epsilon} l}{h}, \quad /7/$$

де T_{cp} - температура навколишнього середовища; Q_{ϵ} - потужність внутрішнього тепловипромінювання; l - відстань від поверхні до осі зуба зірочки; λ - коефіцієнт теплопровідності; h - коефіцієнт тепловіддачі. $Q_{\epsilon} = \frac{\alpha_{\tau} T_{cp} V}{2 \pi r_s} \sigma_{o \max}$, де α_{τ} - коефіцієнт температурного розширення; V - швидкість ланцюга;

r_s - радіус вінця зірочки; $\sigma_{0 \max}$ - максимальне середнє напруження при об'ємному напруженому стані. Наприклад, при $\sigma_{0 \max} = 177 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $\alpha_T = 9,8 \cdot 10^5 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$; $V = 5 \text{ м/с}$; $r_s = 0,016 \text{ м}$; $T_c = 20^\circ\text{C}$; $l = 0,0025 \text{ м}$; $\lambda = 0,346 \text{ Вт/м }^\circ\text{C}$; $h = 21,6 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ потужність тепловипромінювання $Q_c = 441936,3 \text{ Вт/м}^2$, а температура на осі зуба $T = 75,14 \text{ }^\circ\text{C}$, тобто саморозігрів матеріалу зірочки в процесі її експлуатації складає $55,14 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для зниження ефекту тепловипромінювання доцільне наповнення базових марок поліамідів бронзовою або алюмінієвою пудрою, а для натяжних зірочок, що працюють на пальці по принципу зворотної пари тертя, отвір в полімерній зірочці під палець слід виготовляти з термокомпенсаційними канавками для розділення теплового потоку.

Проектування багатомасової ланцюгової передачі розглядається як сукупність двох основних задач: вибору структури /структурного синтезу/ і вибору числових значень параметрів одержаної структури /параметричного синтезу/. Структурний синтез здійснений на основі побудови оптимальної структурної схеми, що складається з суми двомасових модулів /дві зірочки, з'єднані віткою ланцюга/, тобто з суми парціальних систем, що топологічно формують практично будь-яку кількість ланцюгових передач, з будь-якою кількістю мас, розташованих різним чином в декартовій системі координат. При цьому враховані різні випадки розташування зірочок в ланцюговому контурі та умови, за яких структурна схема багатомасової ланцюгової передачі геометрично сумісна, а її конструктивна реалізація - можлива. Проведена параметрична оптимізація такої модульної ланцюгової передачі за об'ємом, що вона займає /з числовим прикладом/, внаслідок чого автоматично забезпечується і її мінімальна маса.

Проведена оптимізація ланцюгової передачі за узагальненою цільовою параметричною функцією, що об'єднує максимальні довговічність, коефіцієнт корисної дії та опір спрацюванню /при збереженні

мінімального об'єму/. Отримані /на числовому прикладі/ оптимальні параметри ланцюга, число зубців зірочок, число ланок ланцюгового контуру, довговічність в годинах, ККД і коефіцієнт опору спрацюванню /табл.І/.

В якості цільової функції при оптимізації багатомасової ланцюгової передачі по критеріях віброактивності прийняті амплітуди динамічних навантажень і найбільш інтегральна характеристика - коефіцієнт динамічності ланцюгової передачі, що залежить, зокрема, від середньоквадратичних абсолютних значень максимальних динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру. Наведені приклади такої оптимізації реальних ланцюгових передач машин.

Глава 6. Автоматизація оптимального проектування багатомасових ланцюгових передач. В основу розробки автоматизації оптимального синтезу ланцюгових передач на ЄС ЕОМ /I035-I060/ в комплексі з АРМ "Автограф-840.01,05" /автоматизоване робоче місце конструктора, виконане на базі машини СМ I8I0/ покладені результати та залежності, одержані в главах 2,3 частини I даної роботи /аналіз/, і в главі 5 частини II /синтез/, побудовані за блочним принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового і динамічного розрахунків, що склали методику автоматизованого оптимального проектування багатомасових /кількість мас від 2 до 24/ ланцюгових передач POLBOR. Програми для ЄС ЕОМ написані на найбільш популярних мовах, що широко застосовуються дотепер для науково-технічних розрахунків, FORTRAN /програма D I N A F/ і більш потужній універсальній мові PL /I. Програми структурного синтезу GEOM, оптимізації об'єму ланцюгової передачі OPTVOL та програма параметричної оптимізації OPTPARAM для АРМ "Автограф-840.01,05" написані на мові PASKAL .

Блок структурного синтезу та розрахунку геометричних параметрів GEOM в автономному режимі /поза загальною програмою

 * РЕЗУЛЬТАТ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОГРАММЫ *
 * * OPTPARAM * *

Таблица I

Ввести пределы изменения числа зубьев (min max) >> 9 21
 Пределы изменения Z 9..21

 Допустимые конструктивные параметры, удовлетворяющие все ограничения

t, мм	B, мм	dв, мм	Z	W	L, Час	КПД	кНм		f	f11	f12	f13
							K,-----	м.кв.с				
15.88	9.65	5.08	11	92	3899.8	0.982	212.53	3.14	0.32	615.85	11.54	
15.88	9.65	5.08	13	96	2913.6	0.985	128.76	2.34	4.41	956.55	11.41	
15.88	9.65	5.08	15	100	2279.7	0.987	83.82	1.84	7.39	1206.05	11.29	

 Конструктивные параметры при превышении допустимого давления в шарнирах на 15%

t, мм	B, мм	dв, мм	Z	W	L, Час	КПД	кНм		f	f11	f12	f13
							K,-----	м.кв.с				
12.70	7.75	4.45	15	116	3543.1	0.986	122.97	2.74	-7.76	238.54	13.96	
12.70	7.75	4.45	17	122	2901.2	0.987	84.48	2.25	-3.69	477.41	13.88	
15.88	6.48	5.08	13	96	2448.1	0.985	108.19	2.00	-6.63	957.11	11.41	
15.88	9.65	5.08	9	86	5445.5	0.978	388.03	4.48	-5.58	123.25	11.66	

PODBOR, в яку він включений як складова частина/ дає можливість конструктору вибрати оптимальну кінематичну схему багатомасової ланцюгової передачі та отримати оптимальні параметри /довжини віток, кути синфазності, сумарну довжину ланцюга/ за рахунок урахування дійсного розташування ланок ланцюгового контуру по багатокутникам зірочок, а не по колу, як це загальноприйнято. На рис.3 показане виконання графічної частини програми структурного синтезу ланцюгової передачі **GEOM** для ІЗ-масового ланцюгового контуру однієї з текстильних машин. Отримані числові параметри використовуються потім як для перевірки розрахунків по програмі **PODBOR** /обчислення строків служби за втомною міцністю пластин і роликів/, так і для розрахунку динамічних характеристик багатомасових ланцюгових передач за програмою **DINAM**.

Блок процедури силового розрахунку ланцюгової передачі **SILRAS** є складовою частиною комплексу автоматизованого оптимального проектування ланцюгових передач **PODBOR** і дозволяє проводити автоматично або в діалоговому режимі перевірочні розрахунки модульної передачі за втомною міцністю пластин, роликів та зносостійкістю шарнірів, а також статичною міцністю ланцюга. Підпрограми, що містяться в блоці силового розрахунку, здійснюють процедури оперативної зміни конструктивних параметрів як в автоматичному, так і в ручному режимах.

Автономна програма динамічного розрахунку **DINAF** служить для детального розрахунку динаміки багатомасових ланцюгових передач і одержання їх основних динамічних характеристик: частот власних коливань, їх форм, амплітуд, динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру, інерційних навантажень мас, що обертаються, та динамічних нерівномірностей обертання зірочок. На прикладах динамічного розрахунку реальних ланцюгових передач, що працюють в складі сільськогосподарських і текстильних машин, встановлено, що

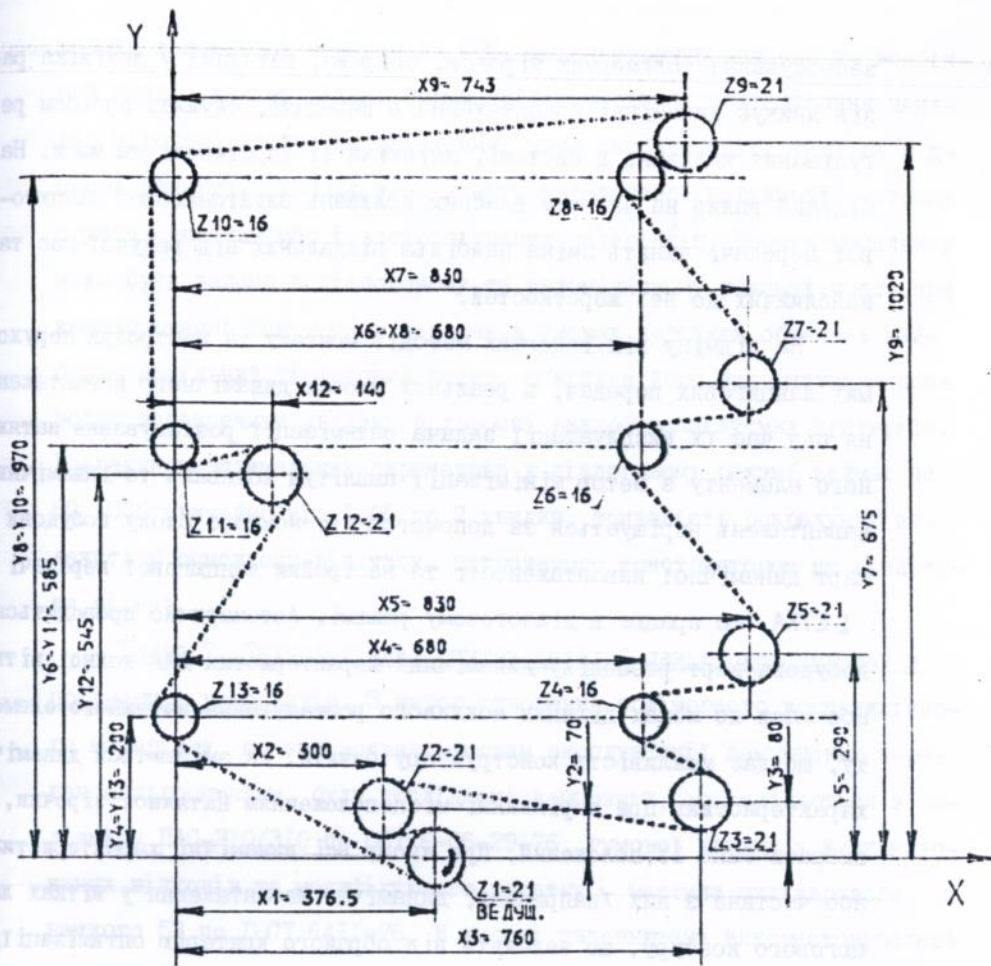


Рис.3. Виконання програми структурного синтезу
 ГЕОМ для 13-масової ланцюгової передачі
 текстильної машини ТВ-І /машинна графіка/

застосування полімерних зірочок, зокрема, натяжних у декілька разів знижує динамічні навантаження в передачі, служить засобом регулювання коливань в системі, змінюючи її жорсткості та маси. Найбільший вплив на частоту власних коливань багатомасової ланцюгової передачі чинить зміна найбільш віддалених від ведучої мас та найближчих до неї жорсткостей.

На відміну від існуючих методів монтажу та настройки нерухомих ланцюгових передач, в реальних умовах динамічного навантаження під час їх експлуатації задача оптимізації розташування натяжного елемента з метою мінімізації амплітуд коливань та динамічних навантажень вирішується за допомогою автономного блоку побудови карт динамічної навантаженості та настройки ланцюгової передачі

СЕТКА, що працює в діалоговому режимі. Автоматично проводиться побудова карт розподілу динамічних характеристик для кожної вітки або маси по межах ділянки можливого розташування натяжного елемента, що дає можливість конструктору бачити, як змінюються динамічні характеристики при варіюванні місцеположенням натяжної зірочки, і вибрати таке її положення, при якому всі динамічні характеристики або частина з них /наприклад, динамічне навантаження у вітках ланцюгового контуру, що залежить від обраного критерію оптимізації/ мінімізуються.

Комплекс автоматизованого оптимального проектування багатомасових ланцюгових передач **ПОДБОР**, що включає всі вищезазвані автономні програми та підпрограму **DINAM**, що є скороченим варіантом програми динамічного розрахунку **DINAF**, дозволяє конструктору, працюючи в діалоговому режимі з ЕОМ, побудувати ланцюговий контур, що містить від 2 до 24 мас /зірочок/, задовольняючи як технічному завданню, так і вимогам оптимального проектування: мінімальної вартості, матеріаломісткості, об'єму, маси і високої динамічної якості. Комплекс дозволяє здійснювати імітаційне моделювання

роботи ланцюгових передач на ЕСМ, що забезпечує швидкий та всебічний аналіз впливу різних параметрів: координат розташування центрів зірочок, частот їх обертання, умов експлуатації, типу та рядності ланцюга, способу змашування, передаваної потужності, строку служби, величин мас і застосовуваних матеріалів. Робота комплексу може бути задана в діалоговому та автоматичному режимах, проте, при конструюванні ланцюгових передач в умовах жорстких обмежень найбільш доцільний діалоговий режим, оскільки його використання дозволяє забезпечити ув'язку більшості важкоформалізуємих критеріїв. Розрахунок оптимальних параметрів у діалоговому режимі займає на 6С 1035 звичайно від 1,05 до 7 хвилин, тривалість розрахунку залежить в основному від часу, витраченого конструктором на прийняття рішень.

Глава 7. Технологічний синтез деталей ланцюгових передач з полімерних композитів. З метою створення полімерного композиційного матеріалу, що задовольняє умовам експлуатації ланцюгових передач сільгоспмашин, були досліджені композити, що складаються з поліаміду ПАС-210/310 по ОСТ 6-06-29-76, гумової кришки з вулканізованих відходів та модифікуючого додатку - мастила циліндрового важкого 52 по ГОСТ 6411-76. В якості наповнювача використовувалась кришка, одержана дробленням зношених шинних виробів /ТУ 38105778-77/ та конвеєрних стрічок /ТУ 38105378-77/. Проведені статичні та динамічні випробування дозволили відпрацювати рецептуру полімерного композиту, що має добрі вібропоглинаючі властивості та ударну в'язкість порівнювану з поліамідами, наповненими скловолокном. Розроблені технічні умови на гумонаповнений поліамід ПАС-210КР. Незалежно від виду полімерної композиції на основі поліамідів, найкращі умови тертя ковзання спостерігаються при твердості по Роквелу $HRC \geq 50$. Якщо сталйна поверхня має твердість нижче цієї величини, то вершини мікронерівностей, що відокремлюються,

попадаючи на полімерну поверхню ковзання, діють як абразив, спри-
 яючи прискореному спрацюванню як полімерного композиту, так і ме-
 талу. При дуже гладких сталених поверхнях у поліамідних компози-
 ції спостерігається високий коефіцієнт тертя, оскільки при цьому
 великі сили адгезії та зчеплення. Тому необхідно забезпечити опти-
 мальні величини мікронерівностей поверхні металевого партнера /ро-
 лика ланцюга/ полімерної зірочки, що складають від 0,2 до 3 мкм
 /в залежності від складу полімерного композиту/.

Конструювання зірочок з полімерних композитів тісно пов'яза-
 не з конструюванням прес-форм для їх литва під тиском на термопла-
 ставоматах та технологією переробки полімерних матеріалів у виро-
 би. Зокрема, ребра жорсткості необхідні не тільки під час експлуа-
 тації зірочок, щоб протистояти деформаціям, але і для керування
 процесом заповнення оформлюючої зубці зірочок порожнини форми, при-
 мусової орієнтації розплаву в необхідному напрямку.

Зниження трудомісткості та скорочення строків проектування
 як самих полімерних зірочок, так і прес-форм для їх виробництва,
 досягнуто автоматизацією конструкторських робіт /графопобудовник/,
 а також уніфікацією та нормалізацією деталей форм, що дало змогу
 звести завдання конструктора до проектування оформлюючих профіль
 зубців зубчастого вінця полімерних зірочок матриць за 10 парамет-
 рами зірочки з врахуванням різних усадок та технологічних допус-
 ків, що вибираються за квалітетами в залежності від коливань
 усадок.

Виготовлення матриць прес-форм для виготовлення зірочок
 здійснювалось на електроерозійних верстатах з числовим програмним
 управлінням дротяним електродом за програмою САП ЕС.

Потрібну структуру полімерних зірочок в залежності від вимог
 їх експлуатації отримували, варіюючи технологічними параметрами
 переробки, зокрема, товщина поверхневого шару деталі залежить від

температури розплаву, температури форми та часу її заповнення. Контроль якості одержуваних деталей відбувався шляхом виміру їх маси як єдиної величини, що не залежить ні від властивостей переробляного матеріалу, ні від розмірів деталі або її складності, але піддається автоматизованому виміру на кожній відлитій деталі і пов'язана з параметрами переробки. Всього було розроблено і відлито 19 типорозмірів полімерних зірочок різних конструкцій та призначення, впроваджених у серійне виробництво на ряді підприємств машинобудування. Розроблені технічні умови на зірочку натягну з полімерного композиційного матеріалу, що дає змогу замінити підшипники кочення підшипниками ковзання з полімерного композиту, обійтися без кришок підшипників кочення та їх кріплень, знижуючи масу зірочок у 6-7 разів.

Розроблені армовані полімерні зірочки підвищеної навантажувальної здатності /а.с.І288415/, зірочки з компенсацією спрацювання зубців і гідравлічною або пневматичною системою відновлення робочого профілю зубчастого вінця без зняття зірочки з валу /а.с.І719755/.

Дослідно-промислова перевірка працездатності полімерних зірочок та підшипників ковзання, проведена як на стенді /а.с.І717988/, так і безпосередньо на бурякозбиральних машинах в польових умовах збирання врожаю дозволила встановити, що при одних і тих же умовах та параметрах експлуатації ланцюг, що працює на полімерних зірочках, витримує у 1,5-2 рази більші числа циклів навантаження, ніж при роботі на зірочках з сталей 20 та 45.

Розгляд хімічної стійкості поліамідних композицій показав, що їх з успіхом можна використовувати для деталей ланцюгових передач сільгоспмашин та обладнання, працюючих в контактi з агресивними середовищами /добривами, пестицидами і т.п./, а також з харчовими продуктами, наприклад, в обладнанні м'ясо-молочної переробної

промисловості.

Порівнювальна оцінка звуковипромінювальної здатності металевих і полімерних зірочок дозволяє рекомендувати останні до застосування в текстильних та поліграфічних машинах, а також для зниження негативного впливу використання металевих зірочок при певних умовах /по частотах звуковипромінювання/ на здоров'я людини.

Співставлення одержаних показників економічної ефективності серійного впровадження полімерних зірочок різних конструкцій та призначення на ряді підприємств машинобудування з нормативами для машинобудівної та хімічної промисловості показує, що додаткові капітальні вкладення у вигляді витрат на проектування та виготовлення автоматичних прес-форм для серійного виробництва полімерних зірочок окупаються у відносно короткі строки /1,5-2 роки/.

Відсутність рекламацій, пов'язаних з працездатністю серійно вироблюваних полімерних зірочок під час їх експлуатації в ланцюгових передачах у споживачів, свідчить про високу техніко-економічну ефективність заміни металевих приводних і особливо натяжних та відхиляючих зірочок з підшипниками ковзання замість підшипників кочення на полімерні. Останні не тільки незрівняно технологічніші металевих, що спричиняється до різкого підвищення продуктивності під час їх виробництва, зниження трудовитрат і собівартості /весь цикл виготовлення триває для зірочок середніх типорозмірів 50-60 секунд/, але і забезпечують практично безвідходне виробництво /литники та полімерні зірочки, що відпрацювали ресурс, знову служать сировиною для їх виробництва/.

В И С Н О В К И

Результати виконаної комплексної роботи, присвяченої створенню наукових основ нового напрямку в проектуванні та синтезі однієї

з широкозастосовуваних у машинобудуванні механічних передач на основі нової концепції їх автоматизованого розрахунку як динамічних систем з практично будь-якою кількістю мас по критеріях віброактивності, матеріало- та енергозбереження, можна розглядати як розв'язання однієї з науково-технічних проблем, що мають важливе народногосподарське значення:

І. Розроблені та обґрунтовані математичні моделі багатомасових ланцюгових передач як динамічних систем, що описуються диференціальними рівняннями з врахуванням факторів конструктивного, технологічного, кінематичного та експлуатаційного характеру.

Досліджена динамічна система ланцюгової передачі частотними методами, в результаті чого визначені частоти власних крутильних, поперечних, параметричних та поздовжніх коливань, частоти вимушених коливань і резонансні зони частот обертання. Отримані аналітичні вирази функцій збудження коливань в системі, визначені сили удару зуба зірочки, ведучої та ударної ланок ланцюга, тривалість їх дії та відповідні частоти. Знайдені частотні спектри ударних імпульсів, що формують звуковипромінювання /шум/ в ланцюговій передачі.

Досліджені вимушені коливання в багатомасовій ланцюговій передачі, визначені амплітуди та фази коливань в залежності від параметрів системи і швидкості руху ланцюга. Знайдені динамічні навантаження у вітках ланцюгового контуру, зумовлені конструктивними, кінематичними, технологічними та експлуатаційними факторами, а також інерційні навантаження і динамічні нерівномірності обертання мас.

2. Розроблені експериментальна установка /стенд/ для досліджень та випробувань передач гнучким зв'язком /а.с.І7І7988/, методи фіксації коливань і динамічних навантажень. Експериментально досліджені процеси, періодичні з частотою зубців зірочок, частотою

їх обертання і частотою обертання ланцюгового контуру, поперечні коливання та стійкість руху ланцюга, ударні навантаження.

Задовільне співпадання теоретичних величин частот, амплітуд коливань, динамічних навантажень та резонансних частот обертання з одержаними експериментально підтверджують справедливість вихідних передумов, прийнятих при теоретичних дослідженнях динамічних процесів у ланцюговій передачі.

3. Проведена частотна класифікація ланцюгових передач і на цій основі визначені сумарні динамічні навантаження і методи їх зниження до прийнятних рівнів.

4. Досліджено методом кінцевих елементів напружено-деформований стан зірочок при експлуатаційних навантаженнях і запропоновані на цій основі методи конструювання полімерних зірочок з елементами керування їх напружено-деформованим станом.

Оцінка теплового стану полімерної зірочки дозволила визначити температуру її саморозігріву на осі зуба під час його циклічного згинного навантаження в залежності від швидкості руху ланцюга, розмірних параметрів, напруженого стану і запропонувати способи зниження цієї температури до допустимих меж.

5. Здійснений структурний синтез багатомасової ланцюгової передачі на основі побудови оптимальної структурної схеми, що складається з комбінації двомасових модулів, тобто з сукупності парціальних систем, що топологічно формують практично будь-яку кількість ланцюгових передач, з будь-якою кількістю мас, розташованих різним чином в декартовій системі координат. При цьому враховані всі випадки розташування зірочок в ланцюговому контурі та умови, за яких структурна схема багатомасової ланцюгової передачі є геометрично сумісною, а її конструктивна реалізація – можливою.

Параметричний синтез ланцюгової передачі проведений на основі вирішення оптимізаційних задач: мінімізації займаного об'єму та

маси, з одного боку, і максималізації довговічності, коефіцієнту корисної дії та опору спрацюванню - з іншого. Наведені приклади структурного та параметричного синтезу ланцюгових передач на ЕОМ.

6. Здійснена оптимізація динамічної системи багатомасової ланцюгової передачі за критеріями віброактивності, де цільовими функціями є амплітуди динамічних навантажень і найбільш інтегральна характеристика системи - коефіцієнт динамічності ланцюгової передачі, що залежить, зокрема, від середньоквадратичних абсолютних значень максимальних динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру.

7. Розроблена методика автоматизованого синтезу багатомасових ланцюгових передач, що складається з пакетів прикладних програм блочної структури, надаючи конструктору можливість вибрати оптимальну кінематичну схему, отримати її оптимальні параметри, провести автоматично або в діалоговому режимі перевірочний розрахунок модульної передачі по втомній міцності пластин, роликів та зносостійкості шарнірів, а також статичної міцності вибраного ланцюга.

8. Створена автономна програма динаміки ланцюгових передач для детального розрахунку їх динамічних характеристик: частот власних коливань, їх форм, амплітуд, динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру, інерційних навантажень обертових мас і динамічних нерівномірностей їх обертання. На прикладах динамічного розрахунку реальних ланцюгових передач встановлено, що застосування полімерних зірочок, зокрема, натяжних у декілька разів знижує динамічні навантаження в передачі та служить засобом регулювання коливань в системі шляхом зміни її жорсткостей та мас.

9. Вирішена задача оптимізації розташування натяжного елемента з метою мінімізації амплітуд коливань і динамічних навантажень за допомогою розробленого автономного блоку побудови карт динамічної навантаженості та настройки ланцюгової передачі, працюючого

в діалоговому режимі. Використання цієї програми дозволяє проводити динамічну настройку ланцюгової передачі, забезпечуючи мінімізацію динамічних навантажень, і уникнути важко формалізуємі у зв'язки різнорідних критеріїв її оптимізації.

10. Розроблений комплекс автоматизованого оптимального синтезу багатомасових ланцюгових передач, що складається з вищенаведених блоків та програм, дає можливість вибрати науково обгрунтовану сукупність оптимальних значень їх структури, параметрів, матеріалів та режимів експлуатації, за яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість ланцюгової передачі знижених віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання.

11. Проведені статичні та динамічні випробування дозволили розробити рецептуру полімерного композиту / в склад якого входять відходи у вигляді гумової кришки, одержаної дробленням спрацьованих шинних виробів та конвеєрних стрічок/, що має добрі вібропоглинальні властивості та ударну в'язкість, яку можна порівняти з склонаповненими поліамідами.

12. Розроблена автоматизована методика проектування оформлених профіль зубців зубчастого вінця полімерних зірочок матриць для прес-форм за 10 параметрами зірочки з врахуванням коливань відповідних усадок та технологічних допусків. Виготовлення матриць також автоматизоване і здійснюється дротяним електродом за програмою на електроерозійних верстатах з ЧПУ. Показані можливості оптимізації технологічних параметрів переробки полімерних композитів у деталі для отримання потрібної структури та товщини поверхневого шару. Контроль якості одержуваних деталей здійснений в'яхомвиміру їх як єдиного параметру, що піддається автоматизації.

13. Дослідно-промислова перевірка працездатності полімерних зірочок та підшипників ковзання, проведена як на стенді, так і безпосередньо на сільгоспмашинах в польових умовах збирання врожаю,

дозволила встановити, що при одних і тих же умовах і параметрах експлуатації ланцюг, що працює на полімерних зірочках, витримує у 1,5-2 рази більше число циклів навантаження, ніж при роботі на металевих зірочках. Запропоновані конструкції полімерних зірочок підвищеної навантажувальної здатності /а.с.1288415/ і зірочок, що забезпечують відновлення зубчастого вінця при спрацюванні зубців, у тому числі без зняття зірочки з валу /а.с.1719755/.

14. Оцінка хімічної стійкості полімерних композитів на основі поліамідів дозволяє рекомендувати їх до застосування для деталей сільгоспмашин та обладнання, що працюють у контакті з агресивними середовищами /добривами, пестицидами і т.п./, з одного боку, а також з харчовими продуктами, наприклад, в обладнанні м'ясо-молочної промисловості - з іншого. Порівнювальна оцінка звуковипромінюючої здатності металевих і полімерних зірочок дозволяє рекомендувати останні до використання в текстильних та поліграфічних машинах, а також для зниження негативного впливу застосування металевих зірочок в певних умовах /по частотах звуковипромінювання/ на здоров'я людини.

15. Результати роботи в її аналітичній частині можуть бути використані не тільки для роликкових ланцюгових передач, але і для передач зубчастими ланцюгами, зубчастими пасами, а також для розгалужених зубчастих передач. Результати прикладної частини роботи, що торкаються конструювання, рецептури полімерних композитів та технології їх переробки у полімерні зірочки, можуть знайти застосування для аналогічних деталей передач зачепленням, тобто для зубчастих коліс та шківів зубчато-пасових передач.

16. Головним результатом роботи є реалізація нової концепції синтезу ланцюгових передач від створення теоретичних основ нових методів розрахунку та конструювання з врахуванням реальних динамічних процесів, що відбуваються під час їх експлуатації, використання нових прогресивних матеріалів, ресурсозберігаючих техно-

логії та обладнання для їх здійснення до серійного впровадження і промислового освоєння ланцюгових передач, оснащених новими комплектуючими деталями.

Робота містить розробку теоретичних положень, сукупність яких можна розглядати як новий важливий напрямок в одній з областей машинознавства, має науково обґрунтовані технічні рішення, впровадження яких вносить певний вклад у науково-технічний прогрес, тому виконаний у дисертаційній роботі комплекс досліджень і розробок може бути визнаний як розв'язання однієї з науково-технічних проблем, що має важливе народногосподарське значення.

Основні результати дисертації опубліковані в наступних роботах:

1. Полимерные материалы в сельскохозяйственном машиностроении /С.К.Абрамов, Г.И.Рассохин, О.И.Пилипенко и др. - М.: Агропромиздат, 1986. - 255 с. /из них 77 с. Пилипенко О.И./.
2. Пилипенко О.И., Слуцкий С.С., Лапицкий И.М. Узлы трения цепных приводов сельхозмашин из композиционных материалов //В кн.: Антифрикционные самосмазывающиеся пластмассы и их применение в промышленности. - М.: 1984, с.35-39.
3. Пилипенко О.И., Лабудько В.А. Практические вопросы проектирования и конструирования полимерных даталей передач зацеплением //В кн.: Конструирование изделий из полимерных материалов. - М.: 1986, с.120-126.
4. Пилипенко О.И., Лабудько В.А. Изгибная нагрузочная способность полимерных звездочек цепных передач //Там же, с.127-131.
5. Слуцкий С.С., Лапицкий И.М., Пилипенко О.И. Снижение динамических нагрузок в цепном приводе сельхозмашин //В кн.: Динамика и надежность мобильных сельскохозяйственных машин. Гомель, 1983, с.46-48.
6. Пилипенко О.И., Преображенский И.Н. Силовые детали пере-

дач зацеплением из полимерных композитов //Проблемы машиностроения и автоматизации. Международный журнал № 3 /33/. - М.: 1990, с.58-62.

7. Пилипенко О.И. Контактное взаимодействие элементов цепного привода из полимерных композитов // *Mechanika*, том 9, zes. 2 AGH, Polska, Kraków, 1990, s. 91-97.

8. Пилипенко О.И. Полимерные детали передач в машинах агропромышленного комплекса //Пластические массы, № 6. - М.: Химия, 1990, с.9-12.

9. Пилипенко О.И., Слущкий С.С., Лапицкий И.М. Изменение частотных характеристик и динамических нагрузок цепного привода сельхозмашин путем применения полимерных звездочек //Тракторы и сельхозмашины, № 9. - М.: Машиностроение, 1981, с.21-23.

10. Пилипенко О.И., Бессчастный А.И. Определение динамических нагрузок и неравномерности движения цепного привода //Известия ВУЗов. Технология текстильной промышленности, № 2, 1982, с.90-96.

11. Бондарев В.С., Пилипенко О.И., Зворыкин К.О. Исследование звездочек с упруго установленными зубьями для цепных передач //Детали машин: Респ.межвед.научно-техн. сб., вып.40, - К.: Техніка, 1985, с.8-13.

12. Пилипенко О.И., Бессчастный А.И. Определение собственных частот крутильных колебаний цепного привода прядильных машин //Известия ВУЗов. Технология текстильной промышленности, № 6, 1980, с.90-93.

13. Пилипенко О.И., Слущкий С.С., Лапицкий И.М. Вынужденные колебания трехзвездной цепной передачи, обусловленные эксцентриситетами звездочек //Сб. "Цепные передачи и приводы", Краснодар, 1979, с.39-47.

14. Pilipenko O.I. Reinforced Plastics in Designing and Applications of the Driving Parts of Machines // XVI Conference

with International Participation "Reinforced Plastics-91",
Czechoslovakia, Plzeň, 1991, p. 111-122.

15. Pilipenko O.I. Friction and Wear in Groups of the Chain Drives from Polymer Composites // International Symposium "Yarofri-91", Yaroslavl, 1991, p. 273-278.

16. Pilipenko O.I. Ecological Aspects of Application of Polymer Composites in Agricultural Machines // reports of International Seminar "Environmental Challenges and Solutions in Agricultural Engineering", Åas, Norway, 1991, p. 254-258.

17. Пилипенко О.И. Полимерные композиты в проектировании и применения деталей передач зацеплением // Ogólnopolski symposium "Kompozyty i kompozycje polimerowe", Polska, Szczecin, 1994, s. 348-351.

18. Буря А., Пилипенко О., Рыбак Т. Разработка способа получения и исследование свойств армированных пластиков // VI Konferencja Naukowo-Techniczna "Nowe kierunki modyfikacji tworzyw sztucznych", Polska, Rydzyna, 1995, s. 44-53.

19. Пилипенко О.И., Бессчастный А.И. Крутильные колебания многозвездной цепной передачи в приводе текстильных машин, вызываемые кинематическим возмущением // Сб. научн.-иссл. трудов ВНИИЛТЕКМАШ, № 34. - М.: 1978, с.120-127.

20. Пилипенко О.И., Бессчастный А.И. Определение собственных частот крутильных колебаний трехзвездной цепной передачи // Там же, с.128-132.

21. Пилипенко О.И., Бессчастный А.И. Об использовании полимерных звездочек в цепном приводе текстильных машин для улучшения их динамических характеристик // Сб. научн.-иссл. трудов ВНИИЛТЕКМАШ № 37. - М.: 1979, с.70-76.

22. Пилипенко О.И., Лабудько В.А. Применение полиамидных композиций в приводах сельхозмашин //Сб. научных трудов "Применение полимерных материалов в деталях сельхозмашин", Днепр-ск, 1989, с.8-14.

23. Пилипенко О.И., Лабудько В.А. Оценка контактной прочности зубьев звездочек цепных передач из полиамидных композиций //Там же, с.91-97.

24. Пилипенко О.И., Лабудько В.А., Радченко С.В. Динамика цепного привода, оснащенного звездочками из полимерных композитов //Сб. "Научно-технический прогресс в машиностроении", вып.29. "Прочность, жесткость и технологичность изделий из композиционных материалов". - М.: 1991, с.109-117.

25. Пилипенко О.И., Бессчастный А.И. Об условиях устойчивости движения ветви цепного контура при периодическом изменении ее натяжения //Сб. научных трудов ВНИИТТЕКМАШ "Вопросы исследования и проектирования машин прядильного оборудования". - М.: 1983, с.113-121.

26. Пилипенко О.И. Напряженно-деформированное состояние полимерных звездочек при эксплуатационных нагрузках сельхозмашин //Сб. научных трудов Днепр.гос.аграрн. ун-та "Использование полимерных материалов в сельхозмашиностроении", Днепр-ск, 1994, с.24-34.

27. Пилипенко О.И. Тепловыделение, обусловленное циклическим изгибом зубьев полимерных звездочек, при эксплуатационных нагрузках сельхозмашин //Там же, с.35-41.

28. Рыбак В.Е., Пилипенко О.И. К определению собственных частот поперечных колебаний движущейся ветви цепной передачи //Вестник ЛПИ, № 12. Роликовые цепные передачи. Из-во ЛГУ, 1966, с.79-82.

29. Рыбак В.Е., Пилипенко О.И. Про коливання гнучкої еластичної нитки з врахуванням зміни її натягу //Вісник ЛПІ, № 17. Деякі питання динаміки машин. Вид-во ЛДУ, 1967, с.122-127.

30. Пилипенко О.І., Павлице В.Т. Експериментальне дослідження динамічних навантажень у ведучій вітці ланцюгової передачі //Вісник ЛПІ, № 42. Деякі питання динаміки машин. Вид-во ЛДУ, 1970, с.68-72.

31. Пилипенко О.І. Про збурюючий ефект ексцентриситетів зірочок ланцюгової передачі //Вісник ЛПІ, № 49. Роликові ланцюгові передачі. Вид-во ЛДУ, 1971, с.67-73.

32. Пилипенко О.І. Дослідження крутильних коливань, обумовлених ексцентриситетами зірочок ланцюгової передачі //Там же, с.73-81.

33. Пилипенко О.І. Визначення динамічних навантажень, викликаних полігональним ефектом зірочок під час усталеного режиму роботи роликових ланцюгових передач //Вісник ЛПІ, № 69. Деякі питання динаміки та технології машин. Вид-во ЛДУ, 1973, с.249-261.

34. Пилипенко О.І. Визначення сумарних динамічних навантажень, зумовлених факторами конструктивного, технологічного, кінематичного та експлуатаційного характеру //Там же, с.261-266.

35. Лапицкий П.М., Пилипенко О.И., Шербаков С.В., Слуцкий С.С. Повышение работоспособности цепной передачи //Вестник машиностроения, № 5. - М.: Машиностроение, 1975, с.54-56.

36. Пилипенко О.И., Лапицкий И.М., Слуцкий С.С. Повышение надежности цепного привода машин для производства и переработки химических волокон //Химические волокна, № 5. - М.: Химия, 1976, с.66-67.

37. Шербаков С.В., Лапицкий И.М., Слуцкий С.С., Лизарев А.Д., Пилипенко О.И. Прочность металлополимерных звездочек цепной передачи //Вестник машиностроения, № II. - М.: Машиностроение, 1976, с.23-26.

38. Фролов К.В., Преображенский И.Н., Цурпал И.А. Пилипенко О.И. Технологические пути повышения качества деталей машин из полимерных композиционных материалов //Сб. "Научно-технический прогресс в машиностроении", вып.17: Проблемы прочности и техноло-

гии в машиностроении. - М.: 1989, с.62-80.

39. А.с. № I2884I5. Полимерная звездочка /Пилипенко О.И., Лабудько В.А., Чежин С.П. - Опубл. в Б.И. № 5, 1987.

40. А.с. № I467289. Упругое монолитное звено цепи /Драган Р.В., Пилипенко О.И., Лабудько В.А. - Опубл. в Б.И., № II, 1989.

41. А.с. № I7I7988. Стенд для испытаний и исследований передач гибкой связью /Пилипенко О.И., Лабудько В.А., Радченко С.В. - Опубл. в Б.И., № 9, 1992.

42. А.с. № I7I9755. Звездочка /Пилипенко О.И., Радченко С.В., Лабудько В.А. - Опубл. в Б.И., № IO, 1992.

43. Пилипенко О.И., Цыбенко А.С., Кришук Н.Г., Паленый В.В., Клименко В.А. Расчет напряженно-деформированного состояния металлополимерных звездочек цепной передачи при эксплуатационных нагрузках //Деп.УкрНИИТИ № I670-УК 90 от IO.IO.90,КПИ. - К.: I43 с.

44. Пилипенко О.И. Применение полимерных композитов в машинах агропромышленного комплекса //VI Medzinárodný Kongres APLICHEM-88, Československo, Bratislava 71/1988, s. 37-38.

45. Pilipenko O.I. Properties and Applications of Rubber-Filled Polyamides // X-th Anniversary Simposium Polymers-89, Abstracts, Bulgaria, Varna, 1989, p. 188.

46. Пилипенко О.И., Лабудько В.А., Радченко С.В. О возможности применения вторресурсов для производства полимерных деталей машин //Тезисы докладов всесоюз. н-т конф. "Пути повышения эффективности использования вторичных полимерных ресурсов". Клипнев: 1989, с.376.

47. Пилипенко О.И., Жигинас С.В. Автоматизированное проектирование цепных приводов сельскохозяйственных машин //Тезисы докл. всесоюз. н-т конф. "Конструирование и производство сельхозмашин", Ростов-на-Дону, 1985, с.39.

48. Пилипенко О.И., Цыбенко С.А. Прочность и податливость зубьев звездочек из композиционных материалов для роликовых цепных передач //Материалы II Всесоюзн. н-т конф. "Прочность, жесткость и технологичность изделий из композиционных материалов" Ереван, 1984, с.37-38.

49. Пилипенко О.И., Лабудько В.А., Радченко С.В. Динамика цепного привода, оснащенного звездочками из полимерных композиционных материалов //Тезисы докладов III Всесоюзной конф. "Прочность, жесткость и технологичность изделий из композиц. мат-лов", Запорожье, 1989, с.149-150.

50. Пилипенко О.И., Жигинас С.В., Лабудько В.А. Автоматизированное построение карт динамической нагруженности передач гибкой связью //Тезисы докл. Всесоюзн. н-т конф. по управляемым и автоматическим механическим приводам и передачам гибкой связью. - Одесса: 1986, с.243-244.

51. Пилипенко О.И., Жигинас С.В. Автоматизированный анализ и проектирование цепных передач //Тезисы Всесоюзн. н-т конф. "Автоматизированное проектирование машин, оборудования, приборов и технологических процессов в машиностроении". - Устинов: 1986, с.69-70.

52. Пилипенко О.И. Материалосберегающие принципы проектирования многозвездных цепных приводов машин //II Всесоюзная конф. "Проблемы снижения материалоемкости силовых конструкций". -Горький: 1989, с.75.

53. Pilipenko O.I. Friction Groups of Chain Drives of Polymer Composites // IV Symposium INTERTRIBO-90, Proseedings, Vysoke Tatry, Āeskoslovensko, 1990, p. 80-81.

54. Pilipenko O.I. Details of Joining Components Made from Polymer Composites for Machine Industry // VII International Congress APLICHEM-91, Chehoslovakia, Bratislava, 413108/91, 1991, p. 19.

55. Pilipenko O.I. Design and Application of Machine Elements

with Engagement Made from Reinforced Plastics // XVII International Conference "Reinforced Plastics-93", K. Vary, Chehia, 1993, p. 213-214.

56. Пилипенко О.И. Экспериментальное исследование работоспособности цепного привода, оснащенного звездочками из полимерных композитов // Тезисы докладов международного симпозиума по трибологии. - Гомель: 1993, с. 70-71.

57. Пилипенко О.И., Степенко А.П. Проектирование и применение деталей приводов машин из полимерных композитов и оснастки для их производства // Тезисы докладов н-т конф. "Прогрессивные полимерные материалы, технология их переработки и применение". - Ростов-на-Дону: 1994, с. 30-31.

58. Пилипенко О.И., Степенко А.П. "Проектирование деталей цепных передач из полимерных композитов" // Тезисы докладов международной н-т конф. "Поликом-95". - Гомель-Солигорск: 1995, с. 61.

59. Пилипенко О.И., Степенко А.П. Расчет и конструирование деталей передач зацеплением из полимерных композитов // Тезисы докладов конф. "Ресурсо-, энергосберегающие и экологически чистые технологии в производстве деталей из композиционных материалов". - Славско: 1996, с. II-13.

Annotation

Pilipenko O.I. The Scientific Foundations and Synthesis of the Chain Drives

The thesis (manuscript) is for a doctor's degree of technical sciences on speciality 05.02.02 - science of machines. Kharkov State Polytechnical University, Kharkov, 1996.

109 scientific works and 4 author's certificates which are devoted to realization of the new conception of automatized synthesis of the chain drives with practically any quantity of mass from the creation of theoretical foundations of the new

methods of computation, designing and modelling with due regard for real dynamic processes occurring in their operation, using of new progressive materials, technologies and equipment for their realization to serial industrial use of the chain drives, supplied by new components are being defended.

А н н о т а ц и я

Пилипенко О.И. Научные основы и синтез цепных передач. Диссертация /рукопись/ на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 - машиноведение, Харьковский государственный политехнический университет, Харьков, 1996


Защищается 109 научных работ и 4 авторских свидетельства, посвященных реализации новой концепции автоматизированного синтеза цепных передач с практически любым количеством масс от создания теоретических основ новых методов расчета, конструирования и моделирования с учетом реально происходящих при их эксплуатации динамических процессов, использования новых прогрессивных материалов, технологий и оборудования для их осуществления до серийного освоения промышленностью цепных передач, оснащенных новыми комплектующими деталями.

Ключові слова:

ланцюгові передачі, динамічні процеси, методи розрахунку, автоматизований аналіз і синтез, нові матеріали і технології.

НАВ. НЕ СЯН

Зам. № 953 Тираж 120

©  Чернігівський технологічний інститут
250027, м. Чернігів, вул. Шевченка, 95

Підп. до друку 20.04.96р. Ум. др. арк. 2,0

447875

Ar 34.943

AB 34.943

© 1994
All rights reserved.
Printed in the United States of America
ISBN 0-13-023-111-1