

Досліджено різноманітні конструкції варіаторів з двох точок зору: аналіз власне конструкції і аналіз методів та прийомів, застосованих на шляху створення варіатора. Для розв'язання завдання пошуку нових конструкцій механізмів розроблений метод трансформації графів. Він включає наступні евристичні прийоми. Зменшення кількості вузлів графу при спрощення конструкції або для відсікання несуттєвих елементів. Зміна розташування ребр графу і зіставлення нового розташування ребр і необхідних змін в конструкції. Пошук всіх можливих варіантів розташування деталей, що відповідають одному і тому ж графу. Введення в граф вузлів відповідних властивості, для реалізації якої в конструкцію може бути додана деталь (вузол) або навпаки, деталь може бути видалена з конструкції, а властивість, яка вона реалізовувала, буде реалізовано іншими деталями. Розроблено оригінальну конструкцію варіатора, в якому навантаження передається зубчастим зачепленням без використання фрикційних дисків і гнучких ланок. Плавне регулювання передатного відношення забезпечується зубчастим колесом зі змінним кроком. Колесо складається з трьох зубчастих секторів два з яких беруть участь в зачепленні. Третій ненавантажений сектор здійснює поворот з кутового швидкістю більшою, ніж швидкість обертання вихідного валу, поки не займе положення перед входом в зачеплення. Варіатор позбавлений такого недоліку, як коливання передатного відношення. На основі аналізу бондагів визначено ККД, який в залежності від швидкості вихідного валу коливається в межах 95...97%. Недоліком розробленої конструкції є недостатньо широкий діапазон регулювання $R=1,5...1,6$, який обмежений коефіцієнтом перекриття ϵ_α .

Ключові слова; графова модель, колесо зі змінним кроком, варіатор зачепленням, метод трансформації графів

УДК 621.798

DOI: 10.15587/1729-4061.2018.131101

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВАРІАТОРА ЗАЧЕПЛЕННЯМ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕОРІЇ ГРАФІВ

В. В. Іванов

Доктор технічних наук, професор
Кафедра машинознавства та деталей машин
Одеський національний політехнічний університет
пр. Шевченко, 1, м. Одеса, Україна, 65044
E-mail: vvict@ukr.net

Г. Д. Урум

Кандидат технічних наук, доцент*
E-mail: urum-gd@ukr.net

С. В. Іванова

Кандидат педагогічних наук, доцент
Кафедра математики та методики її навчання**
E-mail: ivasvit@ukr.net

М. Г. Волкова

Кандидат фізико-математичних наук, доцент*
E-mail: Volkova_Mariya@ukr.net

* Кафедра вищої математики та статистики**

** Південноукраїнський національний
педагогічний університет імені К. Д. Ушинського
вул. Старопортофранківська, 26, г. Одеса,
Україна, 65020

1. Вступ

Існує цілий ряд областей, де застосування варіаторів забезпечує більш високі технічні показники машин. В першу чергу це автомобілебудування. Декілька виробників автомобілів, таких як Honda, Toyota, Ford, Nissan ведуть роботи з вдосконалення варіаторів, які успішно конкурують з автоматичними коробками швидкостей. Варіатори забезпечують оптимальне передатне відношення у будь який момент, що покращує динаміку автомобіля, підвищує його економічність та зменшує шкідливі викиди. Варіатор також є багатообіцяючою технологією для використання у трансмісії гібридних автомобілів. Ще одна, відносно нова область застосування варіаторів, це вітроустановки. У них параметри приводу повинні бути адаптовані до швидкості вітру. Є ряд областей, де варіатори широко застосовуються вже давно: це машини харчової промисловості, сільськогосподарська техніка, а також верстатобудування.

Механічні варіатори є значно меншими за габаритами і масою ніж електропривод і гідропривід та забезпечують

плавну зміну кутової швидкості. Тому саме механічні варіатори використовують в транспортних засобах. Механічні варіатори підрозділяються на фрикційні і варіатори, що передають навантаження зачепленням. Найбільш широке застосування знайшли фрикційні варіатори, в основному це клинопасові, конусні і торові варіатори. Механічні варіатори в порівнянні з зубчастими передачами мають великі габаритні розміри і масу, більш низькі ККД і жорсткість передатного відношення. Існують тільки два типи варіаторів з зубчастим зачепленням: пластинчасті і з секторами, що деформуються. У зв'язку з цим актуальним є синтез конструкції варіатора з зубчастим зачепленням, який за своїми основними показниками був би близький до зубчастої передачі з постійним передатним відношенням.

Жодна область машинобудування не містить таку кількість оригінальних ідей і різноманітність конструктивних рішень, у тому числі, запатентованих. Пошук нових конструкцій варіаторів є благодатним ґрунтом для вивчення методів проектування традиційних для машинобудування та нових методів, запозичених з інших наукових

дисциплін. Тому проектування варіатора є прекрасним полігоном для застосування евристичних методів, що використовуються в системному аналізі, САПР, управлінні проектами і власне машинобудуванні. Як правило, результатом пошуку є запатентовані конструкції або конструкції, для яких проведені попередні розрахунки і виконана ескізна компоновка. А ось шлях, який пройшов винахідник в пошуках ідеї нового варіатора, а потім конструктивної реалізації ідеї, зазвичай залишається нікому не відомим. І сам винахідник згодом не в змозі ясно усвідомити, які етапи роботи над конструкцією пройдені. І які ідеї, методи і прийоми використані явно або не цілком усвідомлено. Найчастіше досвід пошуку нової конструкції – патерн конструкторського пошуку буває більш корисний, ніж отриманий результат, реалізований у вигляді патенту.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Внаслідок складності і різноманітності конструкцій варіаторів, будь-яку публікацію, присвячену цьому питанню, можна розглядати з двох точок зору: аналіз власне конструкції варіатора і аналіз методів та прийомів, використаних для пошуку конструкції. Саме такою логікою будемо слідувати при аналізі публікацій. Клинопасові і ланцюгові варіатори знайшли широке застосування в приводах автомобілів. Незважаючи на те, що принцип роботи цих варіаторів відмінний, вони схожі за своїм компонованням. Для дослідження динаміки варіаторів використані спрощені моделі [1]. Пас клинопасового варіатора представлений у вигляді набору пружин з'єднаних шарнірами. Ланцюг представлений у вигляді ланок (важелів), з'єднаних пружними елементами. В кожному з таких елементів потік потужності розподіляється на два потоки, при чому в одному з потоків пружність моделюється пружиною, а в іншому за допомогою гідроциліндра [1].

Використання замість реальних конструкцій спрощених схем є звичайним шляхом для побудови математичної моделі механізму. Але побудова, порівняння і аналіз спрощених схем може стати поштовхом для пошуку нових конструкцій. В даному випадку схожість динамічних моделей могла дати поштовх до використання ланцюга замість пасу – клиноланцюгові варіатори або розміщення на пасу металевих пластин, які контактують з дисками – metal V-belt [1].

Зміна передатного відношення в клинопасовому варіаторі забезпечується осьовим переміщенням дисків [2]. Проектування механізму переміщення дисків досить складне завдання і такий механізм містить більше деталей, ніж клинопасова передача, яка забезпечує передачу навантаження і плавну зміну передатного відношення. Варіатор зазвичай повинен містити три вузла: передачу зі змінним передатним відношенням, механізм, котрий поєднує цю передачу з вихідним валом, і механізм управління варіатором.

Механізм, що з'єднує передачу з вихідним валом, обов'язково є в імпульсних варіаторах. Перевагою таких механізмів є відмова від використовується тертя для передачі навантаження [3]. Простою є конструкція шарнірного чотириланкового механізму із змінною довжиною ланок, у якості передачі зі змінним передатним відношенням. Разом з цим, простота одного вузла вимагає складних механізмів, які керують зміною довжини ланок та з'єднують з вихідним валом важіль в момент, коли його кутова швидкість відповідає заданому значенню [3].

Ще один тип варіаторів, що знайшли широке застосування, в тому числі в автомобілях, – це торові. Зокрема, це варіатори фірми Ultimate Transmissions, що включають чотири диски з торовими поверхнями і два ряди проміжних роликів (Double Roller Full Toroidal Variator). Торові варіатори є найбільш компактними з фрикційних за рахунок використання принципу багатопоточності – розміщення в кожному ряду від двох до чотирьох роликів [4]. Також реалізований принцип взаємної компенсації зусиль, що виникають в контактні роликів і дисків. Крім того, використовується принцип поєднання функцій, так як управління положенням двох рядів роликів здійснюється одним механізмом. Для торових варіаторів вирішена задача оптимізації кінематичних і геометричних параметрів для досягнення мінімальної маси і максимального ККД. Спроекований механізм має ККД 86,7 % для широкого спектра параметрів, що є хорошим результатом для варіаторів, але це значення набагато гірше в порівнянні з зубчастими передачами [4].

Кульовий варіатор має меншу, ніж торовий, навантажувальну спроможність, але дозволяє постійно змінювати положення осі обертання вихідних дисків. Ця особливість дозволила використовувати його в приводі роботів. У кульовому варіаторі також використовуються взаємна компенсація зусиль і багато поточність [5].

Незважаючи на широке застосування, фрикційні варіатори мають цілу низку недоліків: низький ККД, знос деталей, несталість передатного відношення – тому найбільшу кількість патентів присвячено варіаторам зачепленням [6]. Єдиний варіатор зачепленням, що випускається промисловістю, – це ланцюговий варіатор, який має цілу низку оригінальних конструктивних реалізацій. Це варіатори: ICVT Varibox, Fixed-Pitch CVT і Anderson CVT, які замість ланцюга, що змінює свою форму в залежності від розташування шківів, мають зірочку із змінною формою [6]. У ICVT Varibox – це набір паралельних стрижнів, які переміщуються від центру зірочки. У Fixed-Pitch CVT – це набір зірочок, розташованих на змінному радіусі, які утворюють одну зірочку. У Anderson CVT зірочками є конуси, в яких встановлені «плаваючі» зуб'я. Зуб'я можуть змінювати своє положення по висоті і зміщуватися по периметру в межах зазору. Таким чином, зірочка – це колесо із змінною геометрією. Якщо вдасться сконструювати колесо зі змінним кроком, таке щоб воно могло зачіплятися з іншим колесом, тоді ланцюг буде не потрібний.

Для розробки зубчастого варіатора без ланцюгової передачі використана когнітивна карта етапів пошуку [6]. Поряд з когнітивними картами механізм може бути представлений у вигляді графа. Варіант опису механізму у вигляді графу запропонований в статті [7] і заснований на методі проектування з використанням потокових графів SFG (signal flow graphs). У даному методі вузли є змінні, а ребрами є функціональні залежності. Метод SFG заснований на чотирьох наступних принципах. Напрямок потоків між вузлами позначається стрілками. Для отримання вихідного сигналу, вхідний сигнал множиться на ваговий коефіцієнт даного ребра. Значення сигналу у вузлу є сумою всіх вхідних сигналів. Значення сигналу у вузлові передається всіма ребрами, що виходять з нього [7].

Великі можливості для аналізу механізмів і електро-механічних систем представляють бондграфи. Розроблено бондграф для metal V-belt варіатора, в якому ребрам графа ставляться у відповідність кутові швидкості і моменти, а вузлами є механічні деталі (вузли) і електричні

складові [8]. Бондграф дозволяє встановити правила прямої причинності між зусиллями (момент, напруга, тиск) і потоками (швидкість, струм, тиск), що дозволило отримати диференціальну модель, яка описує механічні, електричні та теплові ефекти в приводі гібридного автомобіля [8]. Відзначено, що бондграф – це унікальний наочний спосіб графічного аналізу потоку потужності, останнє важливо не тільки для аналізу, але і для пошуку нових конструктивних рішень.

3. Ціль та задачі дослідження

Метою роботи є розробка конструкції варіатора, який має мати мінімальні габарити та масу порівняно з відомими конструкціями.

Для досягнення поставленої мети були визначені такі завдання:

- відмовитись від використання фрикційних дисків і гнучких ланок в конструкції варіатора;
- розробити конструкцію зубчастої передачі зі змінним кроком зачепленням;
- створення патерну проведених досліджень, який могли б використовувати інші дослідники, а також узагальнення отриманого досвіду у використанні теорії графів при пошуку нових конструкцій механізмів.

4. Матеріали та методи досліджень конструкції варіатора зачепленням

Методами досліджень є евристичні методи, базовані на використанні когнітивних та графових моделей представлення конструкцій. Дані методи послідовно використовуємо для пошуку оригінальної схеми варіатора, розробки та оцінки його конструкції. Також для розробки раціональної конструкції варіатора залучені методи конструювання: декомпозиція, розподіл потоку потужності, рівномірність, раціональне компоновання. Аналіз ККД спроектованого редуктору виконаний за допомогою бондграфів, а особливостей геометрії передачі з використанням теорії зачеплення.

4.1. Пошук конструкції зубчастого колеса зі змінним кроком

Пошук первісної ідеї доцільно почати з створення когнітивної моделі для аналізу місця зубчастого варіатора серед інших типів варіаторів [9]. В даному випадку двома надкласами ознак є передача і варіатор, підкласами – види передач і варіаторів (табл. 1).

Таблиця 1

Когнітивна модель відносин надкласу «передача – варіатор»

Передача	Відношення	Варіатор
Фрикційна передача	Відповідає	Фрикційний
Клинопасова передача	Відповідає	Клинопасовий
Ланцюгова передача	Відповідає	Ланцюговий
Зубчаста передача	Не відповідає	Пошук конструкції

Надмножина і підмножина пов'язані відношенням АКО (a kind of). Тобто кожен елемент підмножини вхо-

дить в надмножину і властивості підмножини успадковуються від надмножини. Види передач і варіаторів пов'язані атрибутивними зв'язками. Фрикційній, ланцюговій і клинопасовій передачам відповідають – фрикційний, ланцюговий і клинопасовий варіатор. Цим зв'язкам відповідає клас існуючих технічних рішень. Зубчаста передача існує, зубчастого варіатора немає. Таким чином, є технічне рішення, яке може бути реалізовано, але в даний момент не реалізоване на практиці.

Для реалізації зубчастого варіатора необхідно зубчасте колесо з числом зубів, яке плавно змінюється. Це можливо при змінному кроці між зуб'ями. Для пошуку такої конструкції доцільно використовувати граф «Мережа взаємодії», що відображає колесо зі змінним кроком. Граф «Мережа взаємодії», включає вузли: A_1 і A_2 осі шестерні і колеса; три пари зубів – Z_2 і Z_2' зуб'я які знаходяться в зачепленні; Z_1 і Z_1' зуб'я, які повинні увійти в контакт; Z_3 і Z_3' зуб'я, які вийшли із зачеплення. Ребрами з'єднані вузли які відповідають зуб'ям з вузлами, що відповідають осям коліс (рис. 1).

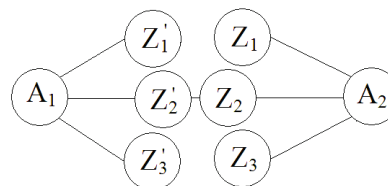


Рис. 1. Граф «Мережа взаємодії» зубчастого колеса

Евристичний характер задачі, що розв'язується, вимагає іншого, більш загального підходу до складання графу механізму. Досвід використання графу «Мережа взаємодії» показує, що він не повинен перетворюватися в специфікацію всіх деталей і елементів деталей, а повинен відображати лише ті вузли і деталі, які важливі для аналізу [10]. Спростимо модель, так як нас цікавить не передача, а саме зубчасте колесо зі змінним кроком 2 (табл. 2). Крок зубчастого зачеплення – це властивість зубів бути розташованими на певній відстані. Цю властивість забезпечує набір паралельних стрижнів в ICVT Varibox або набір зірочок в Fixed-Pitch CVT. Ще не маючи конкретного конструктивного рішення, введемо в модель нові вузли t , які реалізують властивість – відстань між зуб'ями дорівнює кроку. З'єднаємо вузли Z_1, Z_2, Z_3 ребрами з вузлами t . Функціонування зубчастого зачеплення забезпечують зуб, що знаходиться в зачепленні, і зуб, що входить в зачеплення. Зуб, який вийшов із зачеплення, виконав свою функцію і до входу в зону зачеплення наступного разу його місце розташування ролі не грає. Змінюючи величину кроку t , отримаємо зубчасте колесо зі змінним кроком, і змінним числом зубів, в тому числі і дробовим. Взаємне розташування зуба, який входить в зачеплення і зуба, що знаходиться в зачепленні, може бути задано за допомогою цівки. Таким чином, в граф механізму у вигляді вузла може бути введено властивість, для реалізації якої в конструкцію може бути додана деталь або вузол. Властивості t відповідає нова деталь цівка, діаметр якої визначає величину кроку t . Цівка має кінчну форму, що дозволяє плавно змінювати крок в зачепленні.

Трансформуємо граф ще раз. У граф введемо вузол C відповідний властивості забезпечувати регулювання кроку t . Так як місце розташування зуба, що вийшов із

зачеплення, ролі не грає, то в той час як сектор, складений з двох зубів, знаходиться в зачеплення з колесом, третій зуб повертається до тих пір, поки зуб не займе положення перед входом в зачеплення. Тобто поки цівка не впреться в зуб, що знаходиться в зачеплення.

Граф колеса, зі змінним числом зубів, включає вузол J , пов'язаний із зуб'ями і віссю колеса. Конструктивне вузол J – це механізм, що з'єднує зуб'я, що знаходяться під навантаженням з вихідним валом і змушує ненавантажені зуб'я обертатися з кутовою швидкістю більшою, ніж швидкість обертання вихідного валу (табл. 3).

- зміна розташування ребр графу і зіставлення нового розташування ребр і необхідних змін в конструкції;
- пошук всіх можливих варіантів розташування деталей, що відповідають одному і тому ж графу;
- введення в граф вузлів відповідних властивості, для реалізації якої в конструкцію може бути додана деталь (вузол) або навпаки, деталь може бути видалена з конструкції, а властивість, яка вона реалізовувала, буде реалізовано іншими деталями.

Затребуваними є співвісні конструкції варіаторів, таким чином необхідна передача або передачі, що з'єднують

вхідний вал з конічним колесом – вузол A . Головний вузол V – зубчасте колесо зі змінним кроком. Необхідний також вузол C , що забезпечує регулювання кроку t . Даний вузол управляє переміщенням цівками і в кінцевому підсумку передатним числом варіатору. Вузол J – механізм, який з'єднує зуб'я, що знаходяться під навантаженням з вихідним валом і змушує ненавантажені зуб'я обертатися з кутовою швидкістю більшою, ніж швидкість обертання вихідного валу. Таким чином, використаний принцип декомпозиції, завдяки чому завдання проектування варіатору розбито на чотири підзадачі – проектування вузлів A, V, C, J .

Зуб, за допомогою кронштейна з'єднаний з втулкою, назвемо сектором. Проблемою даної конструкції є велика швидкість обертання секторів, які вийшли із зачеплення. Зуб, що знаходиться в зачепленні, повертається на кілька градусів, а зуб, який вийшов із зачеплення, за цей час, повинен повернутися майже на 360 градусів. При чотиризубом секторі (b) в порівнянні з однозубим (a) в чотири рази зменшується кут, на який повинен повернутися зуб, який вийшов із зачеплення до упирання в цівку (табл. 4).

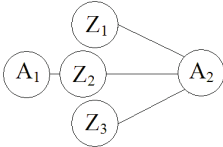
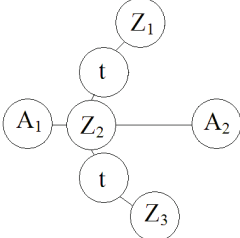
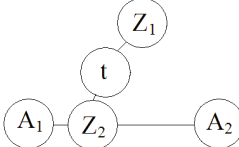
При проектуванні вузла A застосуємо принцип багатопоточності. При чотиризубому секторі число ведучих конічних шестерень може бути збільшено до двох або навіть до чотирьох.

Для конструктивної реалізації отриманої моделі зубчастого колеса зі змінним кроком вибір дільного діаметра секторів d повинен здійснюватися виходячи з умови цілого числа зубів колеса при нарізанні. З урахуванням того, що секторів зубчастого колеса може бути декілька, при виборі дільного діаметра необхідно дотримуватися умови:

$$\frac{d}{mq} = n \in N,$$

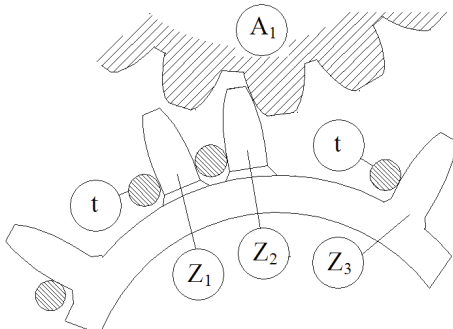
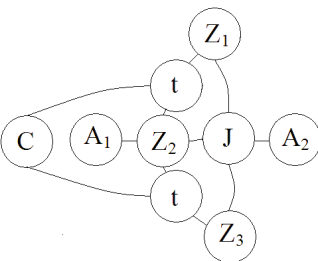
де m – модуль зубів секторів, q – число секторів в колесі зі змінним кроком, n – ціле число, N – множина цілих чисел.

Таблиця 2 Трансформація графу

Спрощений граф передачі	Граф передачі с вузлами t	Граф зубчастого сектору, що замінює колесо
		

Таблиця 2

Таблиця 3 Зубчасте колесо зі змінним кроком і його граф

Схема зубчастого колеса	Граф зубчастого колеса
	

Таблиця 3

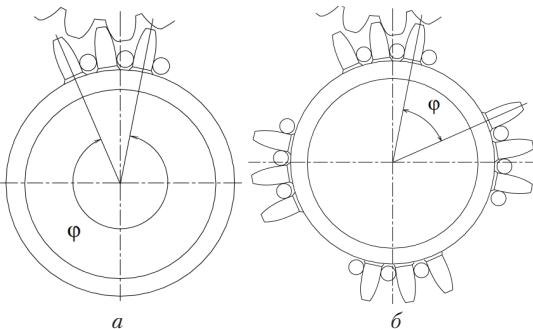
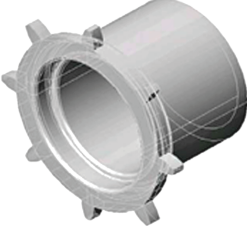
На підставі отриманого графу спроектовано зубчасте колесо зі змінним кроком, взаємне розташування зуба, що входить в зачеплення, і зуба, що знаходиться в зачепленні, може бути задано за допомогою конічних цівок (табл. 3). Так як крок колеса змінний, то колесо, з яким воно зачіплюється, має бути конічним. Цівки переміщуються паралельно осі колеса зі змінним кроком – це колесо циліндричне. Передача, що складається з конічного і циліндричного коліс, є циліндро-конічною.

Якщо підсумувати прийоми, використані для знаходження колеса зі змінним кроком, то отримаємо, поряд зі знайденою оригінальною конструкцією, метод пошуку нових конструкцій механізмів, назвемо його метод трансформації графів. Даний метод вдосконалив метод «Мережа взаємодії» та включає чотири евристичних прийоми:

- зменшення кількості вузлів графу при спрощення конструкції або для відсікання несуттєвих елементів;

Таблица 4

Проектування вузла V

Застосування принципу багатопоточності	Твердотільна модель сектору
 <p><i>a</i> – однозубий сектор; <i>b</i> – чотиризубий сектор</p>	

Механізм управління з кінчною цівковою передачею включає нерухомий диск 1, на якому розташовані зовнішній 3 і внутрішній 2 ряди цівок, що формують кінчні цівкові колеса. Зірочка через втулку, з'єднана з кронштейном 9. У кронштейні з можливістю обертання і осьового переміщення встановлена тривінцева цівкова шестерня: верхній вінець 4, середній вінець 5, нижній вінець 8. Середній вінець 5 пов'язаний з кінчним цівковим колесом, у вигляді диску 6, з'єднаний з вихідним валом, і цівками 7. Залежно від співвідношення сил тертя в зачепленні цівкової передачі шестерня займає верхнє або

4. 2. Пошук конструкції механізму, що з'єднує колесо зі змінним кроком з вихідним валом

В результаті розробки конструкції вузла управління *J* створені дві альтернативні конструкції: гіпоїдно-черв'ячний механізм та механізм з кінчною цівковою передачею. У гіпоїдно-черв'ячному механізмі кожен з секторів має кронштейн, в підшипниках якого обертається черв'як 2, що входить в зачеплення з черв'ячним колесом 1, жорстко з'єднаним з втулкою. На осі черв'яка обертається гіпоїдна шестерня 4, що входить в зачеплення з гіпоїдним колесом 3 (табл. 4). Гіпоїдна шестерня 4 передає обертання на вали черв'яків 2 через фрикційну муфту 5. Зуб сектору передає навантаження через черв'як на черв'ячне колесо. При цьому черв'як не обертається, а працює як елемент зубчастої муфти. Гіпоїдна шестерня, обкатуючись по нерухомому гіпоїдному колесу, не може повернути черв'як, так як момент, при якому фрикційна муфта прослизає, менше ніж момент, який потрібен для повороту черв'яка в навантаженому стані. Після виходу зуба сектору із зачеплення, його черв'як, так як він не навантажений, починає обертатися під дією зусилля в зачепленні шестерні. При цьому сектор буде прискорено обертатися до тих пір, поки його зуб не наздожене зуб сектору, який через кінчну цівку упреться в зуб наступного сектору. При цьому фрикційна муфта сектору працює в режимі ковзання (табл. 5).

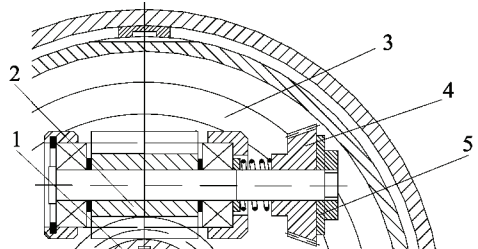
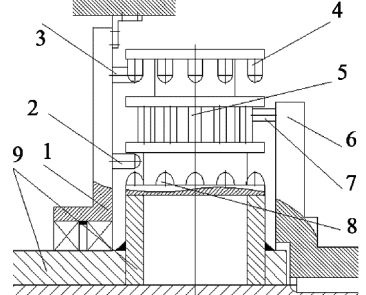
нижнє положення. При цьому знаходяться в зачепленні шестерня 4 і колесо 3, або шестерня 8 і колесо 2, таким чином кутова швидкість сектору під навантаженням дорівнює кутовій швидкості вихідного валу, а ненавантажений сектор обертається з кутовою швидкістю більшою, ніж кутова швидкість вихідного валу (табл. 5).

При ескізному проектуванні вузлів *A, V, C, J* розроблені два варіанти вузла *J*, порівняємо ці дві конструкції за допомогою методу оцінки варіантів конструктивного рішення [10]. Як незмінні елементи розглядаємо корпус, кронштейн, сектори і вихідний вал. Виділено комбіновані елементи: передача, що здійснює з'єднання секторів з вихідним валом – *a*; передача, що забезпечує обертання секторів з кутовою швидкістю більшою, ніж кутова швидкість валу – *b*; фізичний принцип, що забезпечує роботу механізму в режимі передачі потужності із секторів на вихідний вал – *c*; фізичний принцип, що забезпечує роботу механізму в режимі обертання секторів з кутовою швидкістю більшою, ніж кутова швидкість валу – *d*. Присвоєно чисельні значення кожному з поєднань елементів. Сума оцінок – ступінь, з якою конструкція відповідає завданню (табл. 6).

В результаті застосування методу оцінки варіантів конструктивного рішення встановлено, що гіпоїдно-черв'ячний механізм краще, його оцінка 16, тоді як механізм з кінчною цівковою передачею має оцінку 7.

Таблица 5

Проектування вузла J

Гіпоїдно-черв'ячний механізм	Механізм з кінчною цівковою передачею
	

Таблиця 6

Порівняльний аналіз варіантів вузла J

Параметри комбінованих елементів	Бали	Оцінка
цівкова конічна передача	2	
цівкова конічна передача	2	
передача зусилля натисканням	2	
зісковзування зубів цівкової передачі	1	конічний цівковий механізм
черв'ячна передача	4	
гіпоїдна передача	4	
самогальмування в черв'ячній передачі	5	
прослизання в фрикційній муфті	3	гіпоїдно-черв'ячний механізм

проміжного валу 7, з конічного колеса 10 передається на сектори, а потім за допомогою черв'яків 18 на черв'ячне колесо 2, втулку 9 і через шліцьове з'єднання на ведений вал 6. Зуб сектора 12 передає навантаження за допомогою черв'яка 18 на черв'ячне колесо. Після виходу зубу сектора 13 із зачеплення, його черв'як починає обертатися під дією зусилля в зачепленні шестерні 20. Сектор прискорено обертатися поки його зуб не наздожене зуб сектора 11, який через конічну цівку 14 упреться в зуб сектора 12.

Діаметр конічних цівок підібраний таким чином, щоб крок зубів веденого колеса дорівнював кроку зубів конічної шестерні 10. При переміщенні веденого колеса щодо цієї шестерні змінюється діаметр цівок і крок між зуб'ями.

Передача спроектована таким чином, що при зачепленні колеса зі змінним кроком на максимальному радіусі конічної шестерні 10 відносних переміщень секторів не відбувається, так як число зубів колеса зі змінним кроком дорівнює числу зубів трьох секторів.

5. Аналіз конструкції варіатору зачепленням

Розроблений варіант конструкції варіатору з гіпоїдно-черв'ячним механізмом показано на подовжньому (а) і поперечному (б) розрізах, а також у вигляді твердотільної моделі (в) (рис. 2). Варіатор включає в себе корпус 3, кришки 1 і 4, ведучий вал 5, проміжні вали з конічними шестернями 8 і 10, колесо зі змінним кроком, що обертається на валу 6. Колесо зі змінним кроком складено з трьох секторів 11, 12 і 13, які можуть повертатися один щодо одного і щодо втулки 9. Кожен з цих секторів має кронштейн 17, в підшипниках якого обертається черв'як 18, що входить в зачеплення з черв'ячним колесом 2, жорстко пов'язаним з втулкою 9. На осі черв'яка обертається гіпоїдна шестерня 20, що входить в зачеплення з гіпоїдним колесом 21, закріпленим в стакані 22. Гіпоїдна шестерня 20 передає обертання на вали черв'яків 18 через фрикційну муфту 23. Стакан 22 переміщується по шліцах, нарізаних на корпусі, за допомогою рейкової передачі та маховика 19 і при цьому через кульковий підшипник переміщує втулку 9 по шліцах веденого валу 6. Між зуб'ями секторів розташовані конічні цівки 14, закріплені в кільцях 15, що вільно обертуються в підшипнику 16. Рух від ведучого валу 5 через конічну зубчасту передачу передається до

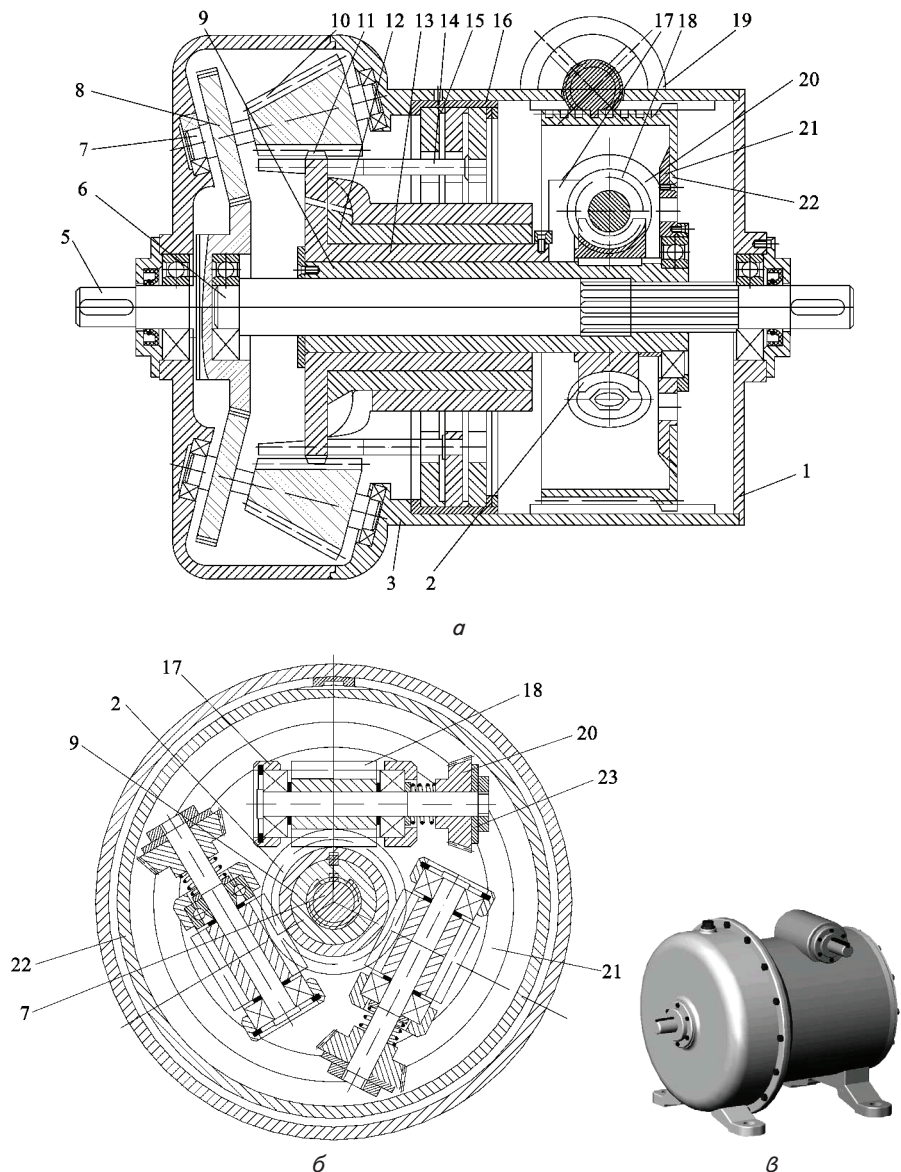


Рис. 2. Конструкція варіатору: а – подовжній розріз; б – поперечний розріз; в – твердотільна модель

Діапазон регулювання R може бути обмежений коефіцієнтом перекриття ϵ_α на більшому радіусі конічного колеса, через те, що висота зубів зубчастого конуса постійна, а крок збільшується від меншого до більшого радіусів.

$$\epsilon_\alpha = \frac{c_1 \sqrt{R} + c_2 R + c_3}{\pi m_{\min} R \cos \alpha_w},$$

де коефіцієнти

$$c_1 = \sqrt{r_{a1\max}^2 - r_{f1\max}^2} \sqrt{r_{a1\min}^2 + r_{f1\min}^2},$$

$$c_2 = r_{1\min} \sin \alpha,$$

$$c_3 = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{f2}^2} - r_2 \sin \alpha_w.$$

У цих залежностях радіуси кіл колеса зі змінним кроком та максимального і мінімального конічної шестерні: $r_{a2}, r_{a1\max}, r_{a1\min}$ – виступів; $r_{f2}, r_{f1\max}, r_{f1\min}$ – западин; α_w – кут зачеплення. Для спроектованого варіатору діапазон регулювання $R=1,52$, при коефіцієнті перекриття на більшому радіусі конічного колеса $\epsilon_\alpha=1,07$.

Побудовані бондграфи для випадку коли один сектор передає навантаження, а два інших рухаються прискорено (рис. 3, а) і коли два сектори передають навантаження, а один рухається прискорено (рис. 3, б).

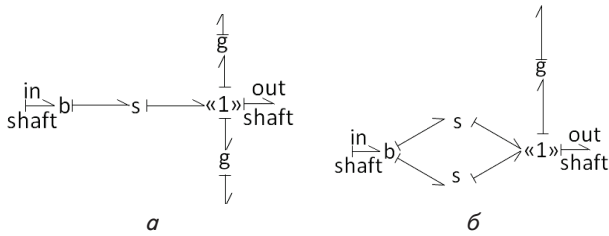


Рис. 3. Бондграф варіатору: а – один зуб у зачепленні; б – два зуби у зачепленні

Потужність з вхідного валу передається через конічну шестерню (b) до сектору (s). Черв'ячна передача є вузлом типу «1» – швидкість черв'ячного колеса є однаковою для основного потоку потужності та потоку управління. З одного боку з черв'ячного колеса рух передається на вихідний вал, з іншого через черв'як до гіпоїдної шестерні (g). Бондграф дозволяє визначити ККД варіатору. У випадку, коли в зачепленні знаходяться два сектори, вони рухаються як одне ціле, але навантаження на них різне, через нерівномірний розподіл навантаження між зубами. Тобто є можливість досліджувати, як нерівномірний розподіл навантаження на ККД. У випадку два сектори рухаються прискорено ККД менше, через те, що більше потужності втрачається у вузлі J. Тобто ККД варіатору зменшується зі збільшенням передатного відношення.

Для визначення ККД знайдено момент, який передається у вузлі J, він дорівнює моменту спрацювання фрикційної муфти. Приведений до валу черв'яка момент тертя механізму управління становить:

$$T_f = (T_s + T_r) / i + T_w + T_g + T_b,$$

де моменти тертя: у втулці сектора – T_s , кілець з цівками – T_r , в черв'ячній – T_w , та гіпоїдної – T_g передачах,

в підшипниках черв'яка – T_b , а i – передатне відношення черв'ячної передачі.

Приведений до валу черв'яка момент моменти інерції:

$$T_i = (J_s + J_c) \epsilon / i + (J_w + J_g) \epsilon,$$

де моменти інерції J_s – сектора, J_c – цівки, J_w – черв'яка, J_g – гіпоїдної шестерні, ϵ – прискорення черв'яка. Фрикційна муфта повинна бути налаштована таким чином, щоб момент її спрацювання T , був більше моменту, необхідного для прискореного руху сектору, але менше моменту тертя в навантаженій черв'ячній передачі T_0 :

$$T_f + T_i \leq T \leq T_0.$$

З цієї залежності знайдено найбільший припустимий момент інерції. Досягти максимальних значень прискорення секторів можна за рахунок зниження моменту інерції системи, з цією метою гіпоїдну шестерню слід виконувати з текстоліту, а черв'як – з легких сплавів. ККД спроектованого варіатору при максимальній швидкості вихідного валу становить 97 %, що приблизно відповідає ККД двоступеневого циліндричного редуктору. При мінімальній швидкості вихідного валу ККД дорівнює 95 %.

6. Обговорення результатів досліджень і порівняння знайденої конструкції з відомими конструкціями варіаторів

Проблемою всіх фрикційних варіаторів є коливання передатного відношення в залежності від навантаження. Це обмежує можливості використання в механізмах, які потребують кінематичної точності, наприклад в верстатах. В ланцюговому варіаторі це явище теж має місце через деформацію пластин ланцюга, що призводить до зміни його розташування на зірочках при зміні крутильного моменту. В спроектованому варіаторі збільшення навантаження призводить до деформації секторів та черв'ячного зчеплення. Але передачі зубчаста та черв'ячна мають набагато більшу жорсткість, а головне – їх деформація ніяким чином не впливає на передатне відношення. Тому можна вважати, що це єдиний варіатор, позбавлений такого недоліку, як несталість обраного передатного відношення.

Варіатор зачепленням має ККД в межах 95–97 %, що краще ніж у ланцюгових варіаторів – 92–95 % і набагато краще ніж у фрикційних 80–88 %.

Спроекований варіатор більш надійний, ніж фрикційні, та не має поверхонь, що зношуються під навантаженням і ланцюга, в якому деформуються і заклинюють пластини які контактують з зірочками. Він більш компактний, так при максимальному моменті 160 Нм його довжина становить 260 мм, а діаметр 180 мм, при приблизно такій самій навантажувальній спроможності, клинопасовий варіатор фірми VARMEC має габарити 160×270×555, найбільш компактний дисковий варіатори: SITI серія МК-МКФ виробника SITI S.p.A. має габарити 350×390×400; серія VAR 30/1 фірми виробника VARMEC має габарити 307×320×393. Для наочності на рис. 4 дане співставлення габаритів клинопасового, фрикційного дискового та розробленого варіаторів приблизно однакової навантажувальної спроможності.

Недоліком розробленої конструкції є недостатньо широкий діапазон регулювання $R=1,52$. Згадані вище варіатори мають діапазон регулювання у межах 3,5...4.

Для збільшення діапазону R доцільно розміщувати два механізми варіатора послідовно в одному корпусі із загальним механізмом управління цівками по аналогії з конструкцією торового варіатора типу – Double Roller Full Toroidal.



Рис. 4. Порівняння габаритів варіаторів

Основний напрямок подальших досліджень – це збільшення діапазону регулювання за рахунок використання циклоїдального зачеплення конічної шестерні з секторами замість евольвентного. А також розробка конструкції із здвоєним вузлом колеса зі змінним кроком. Разом ці дві новації можуть дозволити збільшити діапазон регулювання до двох.

Розроблений варіатор може бути застосований в автомобілях, причому в першу чергу з великим об'ємом двигуна. Також можливе використання у верстатах, де важлива жорсткість кінематичного ланцюга. У цьому випадку варіатор може бути встановлений разом з коробкою швидкостей. При чому знаменник геометричного ряду коробки швидкостей має бути менший за діапазон регулювання. У цьому випадку досягається плавна зміна передатного відношення у межах добутку діапазонів регулювання коробки швидкостей та варіатора. У верстатах передатне відношення кінематичного ланцюга встановлюється перед початком обробки деталі, тому не-

обхідність налагодження як варіатора, так і коробки швидкостей, не є недоліком.

7. Висновки

1. Розроблено оригінальну конструкцію варіатора, в якому навантаження передається зубчастим зачепленням без використання фрикційних дисків і гнучких ланок. Варіатор має мінімальні габарити та масу порівняно з відомими конструкціями, як фрикційних так і ланцюгових варіаторів. Недоліком конструкції є недостатньо широкий діапазон регулювання $R \leq 1,6$.

2. Плавне регулювання передатного відношення забезпечується зубчастим колесом зі змінним кроком, складеним з трьох зубчастих секторів два з яких беруть участь в зачепленні, а третій ненавантажений сектор здійснює поворот з кутовою швидкістю більшою, ніж швидкість обертання вихідного валу, поки не займе положення перед входом в зачеплення. Швидкість обертання третього сектора лімітує діапазон регулювання. Раціональна конструкція зубчастого варіатора повинна бути багатопоточною з кількістю зубів секторів не менше чотирьох.

3. Для розв'язання завдання пошуку нових конструкцій механізмів розроблений метод трансформації графів, який включає чотири евристичних прийоми:

- зменшення кількості вузлів графа при спрощення конструкції або для відсікання несуттєвих елементів;
- зміна розташування ребр графу і зіставлення нового розташування ребр і необхідних змін в конструкції;
- пошук всіх можливих варіантів розташування деталей, що відповідають одному і тому ж графу;
- введення в граф вузлів відповідних властивості, для реалізації якої в конструкцію може бути додана деталь (вузол), або навпаки, деталь може бути видалена з конструкції, а властивість, яка вона реалізовувала, буде реалізовано іншими деталями.

Література

1. Srivastava N., Haque I. A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control // Mechanism and Machine Theory. 2009. Vol. 44, Issue 1. P. 19–41. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2008.06.007
2. Delkshos M., Saadat Foumani M. Multi-objective geometrical optimization of full toroidal CVT // International Journal of Automotive Technology. 2013. Vol. 14, Issue 5. P. 707–715. doi: 10.1007/s12239-013-0077-0
3. Design and Analysis of a Spherical Continuously Variable Transmission / Kim J., Park F. C., Park Y., Shizuo M. // Journal of Mechanical Design. 2002. Vol. 124, Issue 1. P. 21. doi: 10.1115/1.1436487
4. Cholis N., Ariyono S., Priyandoko G. Design of Single Acting Pulley Actuator (SAPA) Continuously Variable Transmission (CVT) // Energy Procedia. 2015. Vol. 68. P. 389–397. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.270
5. Cyders T., Williams R. L. Analysis of a New Form of Intrinsically Automatic Continuously Variable Transmission // Volume 2: 34th Annual Mechanisms and Robotics Conference, Parts A and B. 2010. doi: 10.1115/detc2010-28729
6. Andersen B. S., Dalling R. R., Todd R. H. A Survey of Positive Engagement, Continuously Variable Transmissions // Volume 7: 10th International Power Transmission and Gearing Conference. 2007. doi: 10.1115/detc2007-34856
7. Bond Graph Modeling of Automotive Transmissions and Drivelines / Deur J., Ivanović V., Assadian F., Kuang M., Tseng E. H., Hrovat D. // IFAC Proceedings Volumes. 2012. Vol. 45, Issue 2. P. 427–232. doi: 10.3182/20120215-3-at-3016.00075
8. Pennestri E., Belfiore N. P. On Crossley's contribution to the development of graph based algorithms for the analysis of mechanisms and gear trains // Mechanism and Machine Theory. 2015. Vol. 89. P. 92–106. doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.09.001
9. Ivanov V., Chumak N. Optimization of curriculum of projects of the reverse engineering of the standardized wares // Bulletin of the National Technical University «KhPI» Series: New solutions in modern technologies. 2017. Issue 23 (1245). P. 16–21. doi: 10.20998/2413-4295.2017.23.03
10. Analysis of matrix and graph models of transmissions for optimization their design / Ivanov V., Urum G., Ivanova S., Naleva G. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 4, Issue 1 (88). P. 11–17. doi: 10.15587/1729-4061.2017.107182