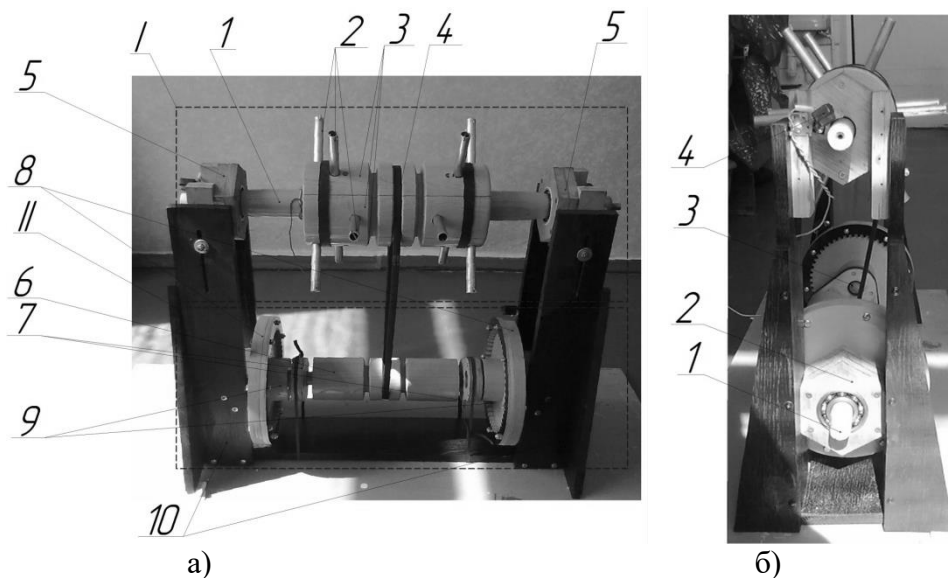


Литовченко В. В.; Підгорний М. В., к.т.н., доц.

ДОСЛІДЖЕННЯ БЕЗСТУПЕНЕВОЇ МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ НА АДАПТАЦІЮ

В статті подано модель та експеримент визначення наявності механічної адаптації відцентрового варіатора. Досліджено параметрами існування адаптації в автоматизованих системах управління, а саме рівновагу системи при динамічній зміні властивостей зовнішніх збурень та стійкість до зміни внутрішніх параметрів під дією зовнішніх подразників.

Вступ. Використання безступеневих передач доцільне в автоматично діючих системах. Забезпечення безперервності регулювання передачі та можливість його застосування без зупинки автотранспортного засобу дозволяє легко автоматизувати керування. Саме тому застосування саморегульованих трансмісій є на сьогодні одним з найперспективніших напрямків в галузі розробки нових типів передач. Саморегуляція безступеневої трансмісії передбачає автоматичну адаптацію передаточного відношення трансмісії до наявних умов навантаження ведучих коліс. На кафедрі «Автомобілі та технології їх експлуатації», Черкаського державного технологічного університету, було розроблено безступеневу механічну трансмісію (БМТ), яка задовольняє таким умовам (див. рис.1) [1, 2].



а) – вид спереду; б) – вид зліва; I – мультиплікаційна ланка; 1 – первинний вал; 2 – напрямні; 3 – розсувні сектори ведучого шківів; 4 – пас; 5 – опори первинного валу; II – редукційна ланка; 6 – вал-шестерня; 7 – водила; 8 – зубчасте колесо; 9 – вихідний вал; 10 – стійки

Рисунок 1 – Дослідницька установка, як фізична модель відцентрового варіатора

По своїй суті установка представляє собою фізичну модель відцентрового варіатора і призначена для демонстрації роботи пристрою, а не для практичного впровадження. Однак модель діюча, що дозволяє проводити експериментальні дослідження.

Конструктивно мультиплікаційна ланка складається з первинного валу 1, напрямних 2, секторів ведучого шківів 3, пасу 4 та опор валу 5. Напрямні жорстко пов'язані з первинним валом та обертаються разом з ним. Сектори ведучого шківів можуть вільно переміщатись по

напрямним, але їх крайнє положення визначене обмежувачами. Клиновий пас охоплює сектори ведучого шківa, натяг пасу також певною мірою обмежує їх переміщення. Передача крутного моменту та частоти обертання відбувається наступним чином. Двигун обертає вал 1, обертовий момент передається на мультиплікаційну ланку трансмісії. Первинний вал 1 обертає напрямні 2, що жорстко на ньому закріплені. Вони ж в свою чергу обертають сектори ведучого шківa 3. Обертовий момент з ведучого шківa передається на пас 4, який пов'язує мультиплікаційну та редуційну ланки.

Редуційна ланка складається з веденого шківa 5, вала – шестерні 6, водила 7, зубчатого колеса 8, вторинного валу 9, пасу та опор 10. Ведений шків жорстко закріплений на вал – шестерні. Вал – шестерня закріплена на водило, що може обертатись навколо осі вторинного валу. Зубчасте колесо знаходиться в постійному зачепленні з вал – шестернею та на фіксовану величину збільшує крутний момент, що передається з мультиплікаційної ланки.

Особливий клас автоматизованих систем керування (АСУ) утворюють системи до яких належить запропонована авторами система та здатні автоматично пристосовуватися до зміни зовнішніх умов і властивостей об'єкту управління, забезпечуючи при цьому необхідну якість управління шляхом зміни структури і параметрів керованого пристрою [3]. Вони називаються адаптивними. У складі адаптивної (що пристосовуються системами) АСУ не повинно містити додаткових пристроїв керування. Алгоритм функціонування пристрій повинен виконувати самостійно [4]. Алгоритм функціонування адаптивної АСУ пропонує зазвичай максимізацію показника якості, який характеризує або властивості процесу управління в АСУ в цілому (швидкодія, точність і так далі), або властивості процесів, що протікають в об'єкті управління (продуктивність, досягнення найвищого коефіцієнта корисної дії, мінімізація витрат і т. д.). Тому адаптивні АСУ є ще і оптимальними.

Авторами проведені дослідження адаптивної АСУ. Результати цих досліджень подані в таблиці 1.

Таблиця 1 – Перевірка роботи фізичної моделі безступеневої механічної трансмісії

№ п/п	Етапи проведення дослідю
1.	Перевірка кріплення в корпусі всіх деталей фізичної моделі
2.	Холостий пуск без зміни частоти обертю валу двигуна
3.	Холостий пуск при мінімальних обертах валу двигуна
4.	Пуск без навантаження зі зміною частоти обертю валу двигуна
5.	Пуск без навантаження при різкій зміні частоти обертю валу двигуна
6.	Тривала робота на усталеному режимі
7.	Тривала робота при неусталеному режимі
8.	Тривала робота з навантаженням
9.	Пуск з постійним навантаженням
10.	Пуск зі змінним навантаженням
11.	Режим зупинки механізму навантаженням
12.	Режим зупинки механізму при вимкненому двигуні без навантаження

Зазначимо, що адаптацію можна перевірити тільки при тривалій роботі з навантаженням. Всі інші режими імітують роботу БМТ на транспортних засобах та апробують результати теоретичних досліджень. Для навантаження системи, що досліджується приймаємо три рівні. Перший рівень – без навантаження, другий – з частковим навантаженням, третій – з максимальним навантаженням, що допустиме привідним електродвигуном.

Стійкість лінійної системи з характеристичним рівнянням:

$$a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0, \quad (1)$$

необхідне виконання двох умов:

1. Всі коефіцієнти характеристичного рівняння мають бути додатні;

2. Добуток середніх коефіцієнтів повинен бути більшим ніж добуток крайніх коефіцієнтів

$$a_1 a_2 > a_0 a_3 \quad (2)$$

В коефіцієнти рівняння входять лише значення параметрів системи, тому стійкість останньої визначається тільки параметрами та не залежить від її стану.

Для вимірювання частоти імпульсів напруги застосовуємо універсальний вимірювальний прилад (моделі ММ12031). Головною вимогою до вимірювального приладу є прийнятна точність вимірювань та можливість вимірювання частоти в діапазоні від 0 до 100 Гц. Мультиметр моделі ММ12031 вимірює частоту в діапазоні від 0 до 30 МГц із автоматичним визначенням одиниці вимірювання. Заявлена точність для діапазону 0-10 Гц складає 0,1%, для діапазону 10-100 Гц точність рівна 1%. Напруга вхідного сигналу в режимі частотоміра 0,5-50 В. Приведені параметри цілком відповідають умовам проведення експерименту. Застосовуємо датчик НS – 34, для отримання вхідних та вихідних частот БМТ.

Таблиці результатів експерименту (див. табл. 2) мають таку структуру. У лівому стовпчику написані частоти обертання, які задаються вхідному валу та фіксуються частотоміром. У верхньому рядку приведені значення навантаження на вихідному валу. В місці перетину відповідного рядка та стовпчика записані результати вимірювання для кожної з трьох реплік. Виходячи з результатів вимірювання розраховуємо середнє арифметичне значення для кожного стану системи та приймаємо його як дійсне для подальших розрахунків. Описана вище таблиця складається для кожної цільової функції. Далі, використовуючи таблицю в якій вже записані результати досліджень, будемо Microsoft Office Excel графік (рисунок 2) шуканих залежностей.

Для залежності вихідної частоти обертів від частоти обертів вхідного валу необхідно провести апроксимацію до поліноміального вигляду та дослідити її на стійкість руху використовуючи критерії Вишнеградського.

Таблиця 2 – Вимірювання співвідношення частоти обертів вихідного та вхідного валів

n _{Вих.} , об\хв. при P _{Вих.} , Н·м	P ₁ ,			P ₂ ,			P ₂ ,		
	n _{Вх.} , об\хв.								
n ₁ , 348 об\хв	48,56	49,32	51,01	40,39	41,55	42,56	33,5	32,3	28,5
	49,63			41,5			31,4		
n ₂ , 379,6 об\хв	177,1	177,9	179,6	156,8	154,9	153,3	112,3	115,3	113,9
	178,2			154,9			113,8		
n ₃ , 394,8 об\хв	195,3	197,46	199,76	191,34	190,1	188,8	133,8	135,6	136,8
	197,5			190,08			135,4		
n ₄ , 402,8 об\хв	226,3	227,4	230,6	205,5	204,2	206,3	151,5	155,1	147,4
	228,1			205,3			151,3		
n ₅ , 405,6 об\хв	242,5	240,9	244,5	210,5	215,1	211,4	157,4	158,9	160,1
	242,6			212,3			158,8		
n ₆ , 407,58 об\хв	254,5	261,7	262,4	229,4	229,7	235,1	162,5	167,2	163,2
	259,5			231,4			164,3		
n ₇ , 411,78 об\хв	268,3	265,5	268,1	239,5	237,1	241,5	177,4	179,6	171,1
	267,3			239,3			176		
n ₈ , 413,1 об\хв	270,3	285,2	275,9	246,6	255,7	248,9	184,1	182,2	185,2
	277,1			250,4			183,8		
n ₉ , 417,12 об\хв	295,6	290,9	297,9	264,5	262,1	268,7	188,4	186,5	191,2
	294,8			265,1			188,7		
n ₁₀ , 423,84 об\хв	320,3	322,8	321,3	281,4	284,8	288,2	208,2	211,5	208,3
	321,4			284,8			209,3		

По результатам вимірювань будують графіки залежностей $n_{\text{вих.}} = f(n_{\text{вх.}}, P)$. Ці графіки приведені на рис. 2.

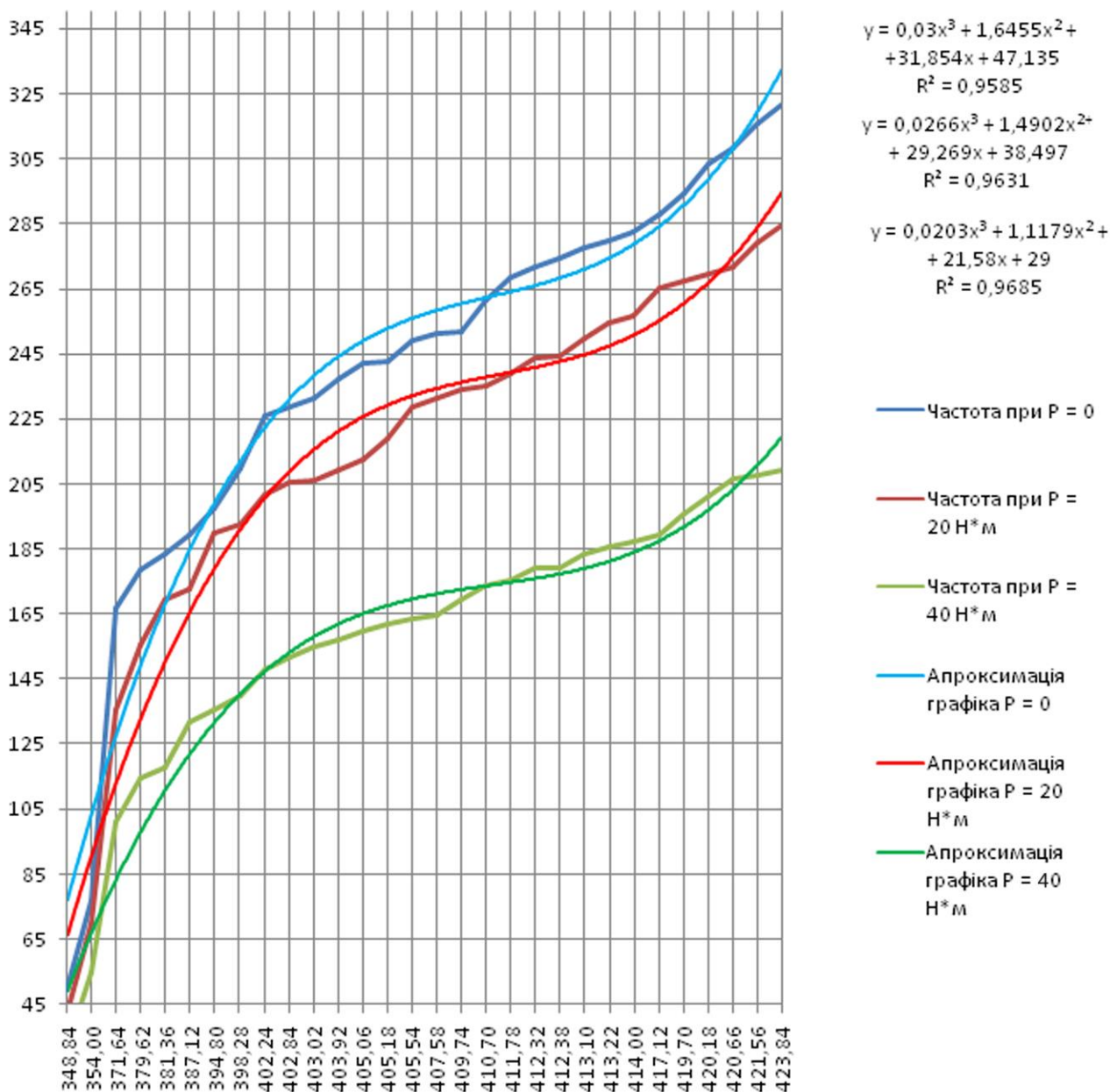


Рисунок 2 – Графік залежності частоти обороту валу двигуна до частоти обороту ведучих коліс. Апроксимація графіків залежності

Отримані характеристичні рівняння системи керування безступеневою механічною трансмісією необхідно перевірити на стійкість.

Для дослідження стійкості системи обираємо критерій стійкості Вишнеградського як такий, що дозволяє провести достовірне дослідження та достатньо простий у використанні.

Критерії стійкості Вишнеградського полягають в наступних умовах:

- всі коефіцієнти поліноміального характеристичного рівняння системи мають бути додатними. Як видно з рівнянь, що показані на рис. 2, ця умова виконується;
- добуток крайніх коефіцієнтів поліноміального рівняння має бути меншим добутку середніх його коефіцієнтів:

$$\begin{aligned}
&\text{При } P = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}: y = 0,03x^3 + 1,6455x^2 + 31,854x + 47,135; \\
&0,03 \times 47,135 < 1,6455 \times 31,854 \\
&\text{При } P = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}: y = 0,0266x^3 + 1,4902x^2 + 29,269x + 38,497; \\
&0,0266 \times 38,497 < 1,4902 \times 29,269 \\
&\text{При } P = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}: y = 0,0203x^3 + 1,117x^2 + 21,58x + 29; \\
&0,0203 \times 29 < 1,117 \times 21,58
\end{aligned}
\tag{3}$$

Як видно з рівнянь (3) обидві умови критерію стійкості Вишнеградського виконуються. Тому можна з впевненістю сказати, що дана система керування безступеневою механічною трансмісією стійка та адаптивна.

Висновки

Запропонована авторами безступенева механічна трансмісія стійка та адаптивна.

Результати експериментальних досліджень підтверджують наявність стійкості роботи системи керування відцентровим варіатором на базі безступеневої механічної трансмісії. В даній системі, робоча ланка, виконує функцію системи керування. Робочі параметри системи є і параметрами керування, одночасно. За проведеними дослідженнями було визначено умови стійкості автоматизованої системи керування за критеріями Вишнеградського. Завдяки спорідненості механічної роботи та керування, запропонована система стійка за принципом роботи. Тому може виконувати свої функції (динамічна трансформація потужності двигуна до ведучих коліс), навіть при суттєвому впливу збурення. Отже, має можливість пристосуватись (адаптуватись) до дії зовнішніх чинників, а саме – зміні частоти обертів валу двигуна та навантаження на ведучих колесах.

Список літературних джерел

1. Пилипенко, О. М., Литовченко, В. В., Удоденко, В. С., Вірьовка, Д. І. (2011). Рациональный розподіл керуючих зусиль варіаторів з гнучкими в'язями. Вісник СевНТУ, (122), С. 118-120.
2. Литовченко В. В., Підгорний М. В. (2018). Структурний синтез синхронізатора натягу пасу відцентрового варіатора. Матеріали міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту», №6, С. 117-124.
3. Устойчивость систем управления. Методические указания. Могилевский государственный технический университет. 2001.
4. Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Издание второе переработанное и дополненное. Издательство «Наука». Москва 1976.

Литовченко Володимир Володимирович – викладач кафедри дизайну, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: akronimail@gmail.com

Підгорний Микола Володимирович – к.т.н., доцент, декан факультету комп'ютеризованих технологій машинобудування та дизайну, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: pmv1971pmv@gmail.com