

ПОРІВНЯЛЬНІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ІНЕРЦІЙНОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ ҐВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

В. М. Каретін, П. Д. Стухляк*

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя;
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, e-mail: kvn.tntu@gmail.com*

Наведено результати експериментальних досліджень технологічного процесу роботи інерційної запобіжної муфти для двох варіантів і двох випадків визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала: комбінації з реверсом і паразитною шестернею; комбінації без реверсу із паразитною шестернею; комбінації з реверсом і без паразитної шестерні; комбінації без реверсу і без паразитної шестерні. Досліджено функціональний характер зміни гальмівного крутного моменту вихідного вала. Вибрано план факторного експерименту, встановлено граничні інтервали або граничні рівні варіювання (початкову, або верхню та кінцеву, або нижню межу зміни) кожного окремого вхідного фактора: частота обертання вхідного вала інерційної запобіжної муфти та передаточне відношення. Побудовано гістограму неапроксимованих експериментальних даних гальмівного крутного моменту вихідного вала інерційної запобіжної муфти. За результатом порівнянь та аналізу графічних побудов діаграми зміни гальмівного крутного моменту вихідного вала інерційної запобіжної муфти для різних варіантів комбінацій можна констатувати, що: процес роботи інерційної запобіжної муфти з застосування реверсу та з паразитною шестернею забезпечує незначне збільшення гальмівного крутного моменту вихідного вала інерційної запобіжної муфти в середньому на 3%; процес роботи інерційної запобіжної муфти без застосування реверсу та з паразитною шестернею практично не забезпечує збільшення гальмівного крутного моменту вихідного вала інерційної запобіжної муфти. На основі порівняльного аналізу обґрунтовано раціональні параметри інерційної запобіжної муфти, за яких досягається її «стоповий» режим роботи.

Ключові слова: експериментальний стенд, гальмівний крутний момент, частота обертання, передаточне відношення, інерційна запобіжна муфта, планований факторний експеримент.

Приведены результаты экспериментальных исследований технологического процесса работы инерционной предохранительной муфты для двух вариантов и двух случаев определения тормозного крутящего момента выходного вала: комбинации с реверсом и паразитной шестерней; комбинации без реверса и с паразитной шестерней; комбинации с реверсом и без паразитной шестерни; комбинации без реверса и без паразитной шестерни. Исследован функциональный характер изменения тормозного крутящего момента выходного вала. Выбран план факторного эксперимента, установлены предельные интервалы или предельные уровни варьирования (начальный, или верхний и конечный, или нижний предел изменения) каждого отдельного входного фактора: частота вращения входного вала инерционной предохранительной муфты и передаточное отношение. Построена гистограмма неапроксимированных экспериментальных данных тормозного крутящего момента выходного вала инерционной предохранительной муфты. По результатам сравнения и анализа графических построений диаграммы изменения тормозного крутящего момента выходного вала инерционной предохранительной муфты для различных вариантов комбинаций можно констатировать, что: процесс работы инерционной предохранительной муфты по применению реверса и с паразитной шестерней обеспечивает незначительное увеличение тормозного крутящего момента выходного вала инерционной предохранительной муфты в среднем на 3%; процесс работы инерционной предохранительной муфты без применения реверса и с паразитной шестерней практически не обеспечивает увеличения тормозного крутящего момента выходного вала инерционной предохранительной муфты. На основе сравнительного анализа обоснованы рациональные параметры инерционной предохранительной муфты, при которых достигается ее «стоповый» режим работы.

Ключевые слова: экспериментальный стенд, тормозной крутящий момент, частота вращения, передаточное отношение, инерционная предохранительная муфта, планируемый факторный эксперимент.

The results of experimental studies of the technological process of the inertial safety clutch for two options and two cases of determining the braking torque of the output shaft: a combination with a reverse and a parasitic gear; combinations without reverse and with parasitic gear; combinations with reverse and without parasitic gear; combinations without reverse and without parasitic gear are given. The functional nature of the change in the brake torque of the output shaft has been investigated. The plan of the factorial experiment was chosen, the limit intervals

or limit levels of variation (initial, or upper and final, or lower limit of change) of each individual input factor were set: the speed of the input shaft of the inertial safety clutch and the gear ratio. A histogram of non-approximated experimental data of the braking torque of the output shaft of the inertial safety clutch is constructed. On the basis of comparisons and analysis of graphical constructions of the diagram of the change in the braking torque of the output shaft of the inertial overload clutch for various combinations, it can be stated that: the process of operation of the inertial overload clutch using the reverse and with the parasitic gear provides a slight increase in the braking torque of the output shaft of the inertial overload clutch in on average by 3%; the process of operation of the inertial overload clutch without the use of reverse and with a parasitic gear practically does not provide an increase in the braking torque of the output shaft of the inertial overload clutch. On the basis of a comparative analysis, reasonably rational parameters of an inertial safety clutch at which its "stop" mode of operation is achieved.

Key words: experimental stand, braking torque, rotation speed, gear ratio, inertial safety clutch, planned factorial experiment.

Вступ. Постановка проблеми

Муфта є основним вузлом, який забезпечує зв'язок між ланками машин та механізмів. Для забезпечення розриву кінематичного ланцюга при критичному перевантаженні, аварійних ситуаціях, між приводом машини та робочим органом застосовують запобіжні муфти, яким притаманна така функція захисту елементів машин [1].

При спрацюванні в запобіжних муфтах виникають динамічні навантаження, що спричиняють коллові та осьові ударні навантаження на привод машин та на елементи з'єднання. Робочі деталі запобіжної муфти швидко зношуються, точність спрацювання зменшується і, відповідно, скорочується термін роботи робочих органів та привода машин [2, 3].

Відомі конструкції муфт не можуть відповідати сучасним вимогам до експлуатації технологічних машин, оскільки вимагають додаткового часу, щоб відновити початковий стан муфти після їх відносного обертання, або структурно складні у виготовленні та ненадійні.

Тому питання розробки нових механізмів і обґрунтування їх конструктивно-кінематичних, технологічних параметрів інерційних запобіжних муфт є актуальною задачею.

Аналіз останніх джерел

На сучасному етапі досліджень інерційних запобіжних механізмів, не зважаючи на накопичений експериментальний матеріал та високий рівень теоретичних досліджень, втілення конструкторських ідей далі експериментальних взірців не просувалося, оскільки пошук раціональної кінематичної схеми інерційної запобіжної муфти крутного моменту здійснювався на основі традиційних підходів у конструюванні [4-11].

Не дало належного ефекту і створення так званих пружних моделей, що характеризуються більшою можливістю з реалізації характеристик, більшою кількістю ступенів свободи (вільності) та інші особливості [12-14]. Таким чи-

ном, очевидно є потреба у принципово новому підході до схемного вирішення можливості безступеневої передачі інерційними масами силового потоку.

Оскільки плавне регулювання силового потоку можливе тільки за наявності в кінематичному ланцюгу хоча б однієї передачі з рухомими осями, то доцільність застосування планетарних (диференціальних) механізмів в інерційній запобіжній муфті крутного моменту є незаперечною [5, 15].

Метою роботи є дослідження технологічного процесу роботи інерційної запобіжної муфти на основі порівняльного аналізу отриманих експериментальних даних гальмівного крутного моменту вихідного вала та обґрунтування раціональних параметрів, які забезпечують «стоповий» режим її роботи.

Виклад основного матеріалу

Дослідження функціонального характеру зміни гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного вала провели згідно із структурною схемою (рис. 1) для таких комбінацій двох варіантів і двох випадків роботи ІЗМ:

- визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала ІЗМ комбінації з реверсом і паразитною шестернею $M_{p,n}$, Нм (у подальшому комбінація I);

- визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала ІЗМ комбінації без реверсу і паразитною шестернею $M_{bp,n}$, Нм (у подальшому комбінація II);

- визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала ІЗМ комбінації з реверсом і без паразитної шестерні $M_{p,bn}$, Нм (у подальшому комбінація III);;

- визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала ІЗМ комбінації без реверсу і без паразитної шестерні $M_{bp,bn}$, Нм (у подальшому комбінація IV).

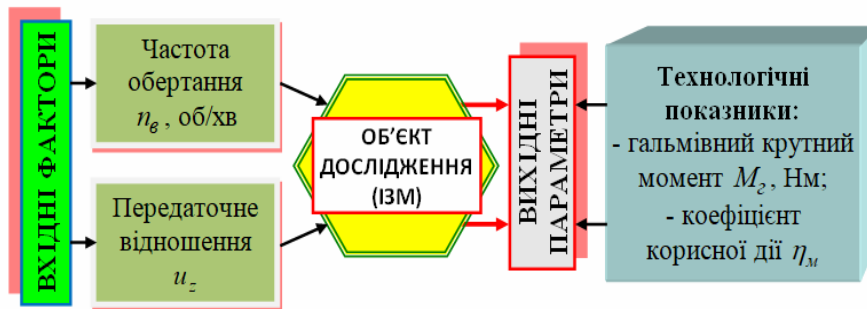
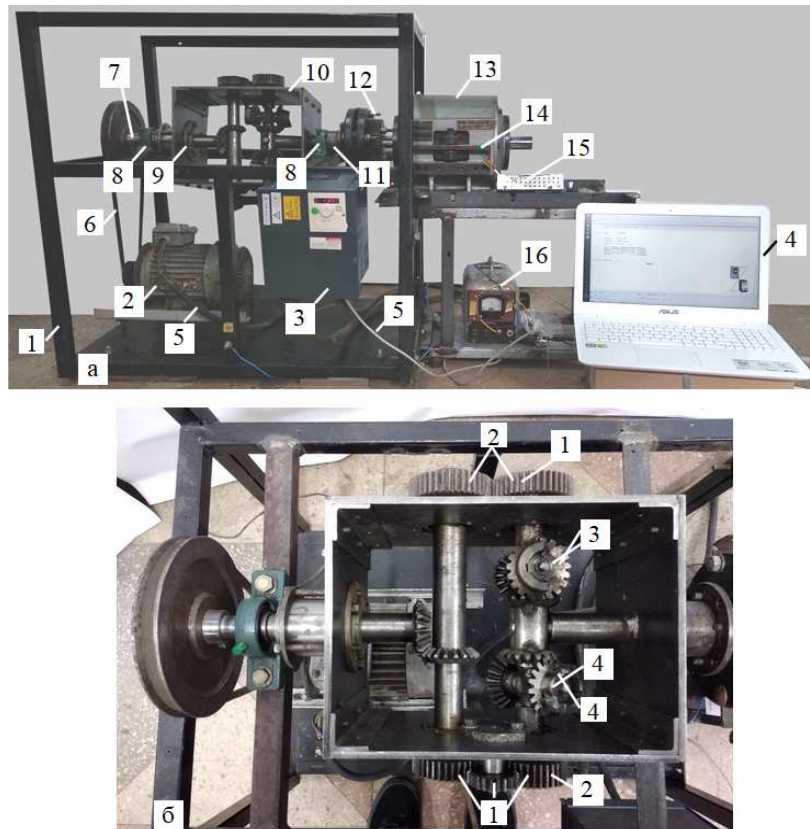


Рисунок 1 – Структурна схема проведення експериментів



а – експериментальний стенд: 1 – основна рама; 2 – електродвигун; 3 – пристрій регулювання обертами електродвигуна Altivar 71; 4 – персональний комп'ютер; 5 – комутаційне з'єднання; 6 – клинопасова передача; 7, 11 – відповідно вхідний і вихідний вали ІЗМ; 8 – підшипникова опора; 9 – стакан; 10 – ІЗМ; 12 – зубчаста з'єднувальна муфта; 13 – електромагнітний порошковий гальмівний пристрій; 14 – тензоелектричні датчики; 15 – аналогово-цифровий перетворювач; 16 – блок живлення;

б – макетний зразок ІЗМ: 1 – привод нижнього дебалансу; 2 – привод верхнього дебалансу; 3 – верхній дебаланс; 4 – нижній дебаланс

Рисунок 2 – Загальний вигляд експериментального стенду та макетного зразка

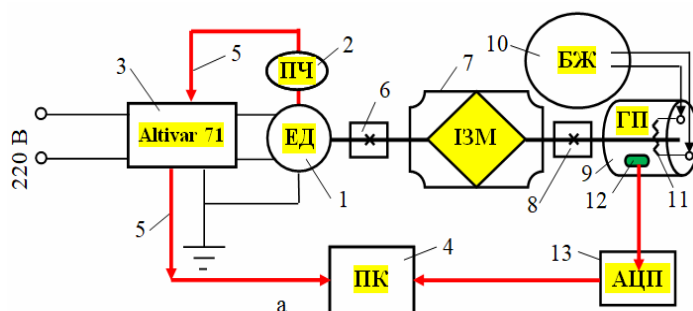
Під час проведення експериментальних досліджень використовували розроблений експериментальний стенд (рис. 2) з можливістю регулювання вхідних параметрів. Електрична схема управління процесом роботи експериментальним стендом наведена на рис. 3.

Мета проведення експериментів полягала в необхідності підтвердження та доповнення теоретичних досліджень на основі отримання та

аналізу необхідних експериментальних залежностей, або емпіричних рівнянь регресії.

Це дозволяє обґрунтувати раціональність параметрів і основні режими роботи удосконаленої інерційної запобіжної муфти, будову та принцип роботи якої наведено у праці [16-18].

Для отримання регресійної моделі, яка описує зміну вихідних параметрів і дозволяє оптимізувати процес роботи ІЗМ, вибрали



1 – електродвигун (ЕД); 2 – передавач частоти E40S6-10ZA-6L-5 обертання вала електродвигуна (ПЧ); 3 – мультисистемний керуючий пристрій Altivar 71; 4 – персональний комп’ютер (ПК); 5 – комутаційне з’єднання; 6 – клинопасова передача; 7 – ІЗМ; 8 – зубчаста з’єднувальна муфта; 9 – електромагнітний порошковий гальмівний пристрій ПТ-16М1 (ГП); 10 – блок живлення (БЖ); 11 – електромагнітна котушка; 12 – тензоелектричний датчик 13 – аналогово-цифровий перетворювач (АЦП)

Рисунок 3 – Електрична схема управління ІЗМ

Таблиця 1 – Рівні варіювання та позначення (кодування) натуральних факторів

Найменування та позначення дійсного фактора	Інтервал варіювання	Значення рівня варіювання: натуральне/кодоване		
Частота обертання вхідного вала ІЗМ n_6 , об/хв	175	87,5/(-1)	262,5/(0)	437,5/(+1)
Передаточне відношення u_z	З паразитною шестернею			
	1,05	1,1/(-1)	2,15/(0)	3,2/(+1)
	Без паразитної шестерні			
	0,65	1/(-1)	1,65 (0)	3,2/(+1)

відповідний план факторного експерименту, реалізацію якого проводили у такому порядку.

Для встановлення функціонального зв’язку впливу факторів, які регламентують зміну вихідних параметрів згідно з рис. 1, вхідні фактори вибирали згідно з аналізом результатів проведених теоретичних досліджень.

На першому етапі встановлювали граничні інтервали або граничні рівні варіювання (початкову, або верхню та кінцеву, або нижню межу зміни) кожного окремого вхідного фактора. При цьому верхній та нижній рівень варіювання фактора позначали індексом, відповідно, X_{max} та X_{min} .

Рівні варіювання та результати їх кодування за натуральними факторами наведено у табл. 1.

Після кодування вхідних факторів складала план-матрицю планованого факторного експерименту типу ПФЕ 32 для двох факторів (частоти обертання вала електродвигуна n_6 , яку позначили індексом x_1 та передаточного відношення циліндричної прямозубої передачі u_z , яке позначили індексом x_2) та трьох рівнів зміни кожного вхідного фактора.

Під час проведення експериментів з визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала ІЗМ для комбінації I (з реверсом і паразитною шестернею $M_{p,n}$, Нм) та для комбінації II (без реверсу із паразитною шестернею $M_{бр,n}$, Нм) співвідношення числа зубів прямозубої циліндричної передачі, або передаточне відношення $z_3 / z_4 = u_z$ (рис. 2) були такими:

$$u_{z1} = 42 / 42 = 1; u_{z2} = 44 / 40 = 1,1;$$

$$u_{z3} = 51 / 33 = 1,55; u_{z4} = 56 / 28 = 2;$$

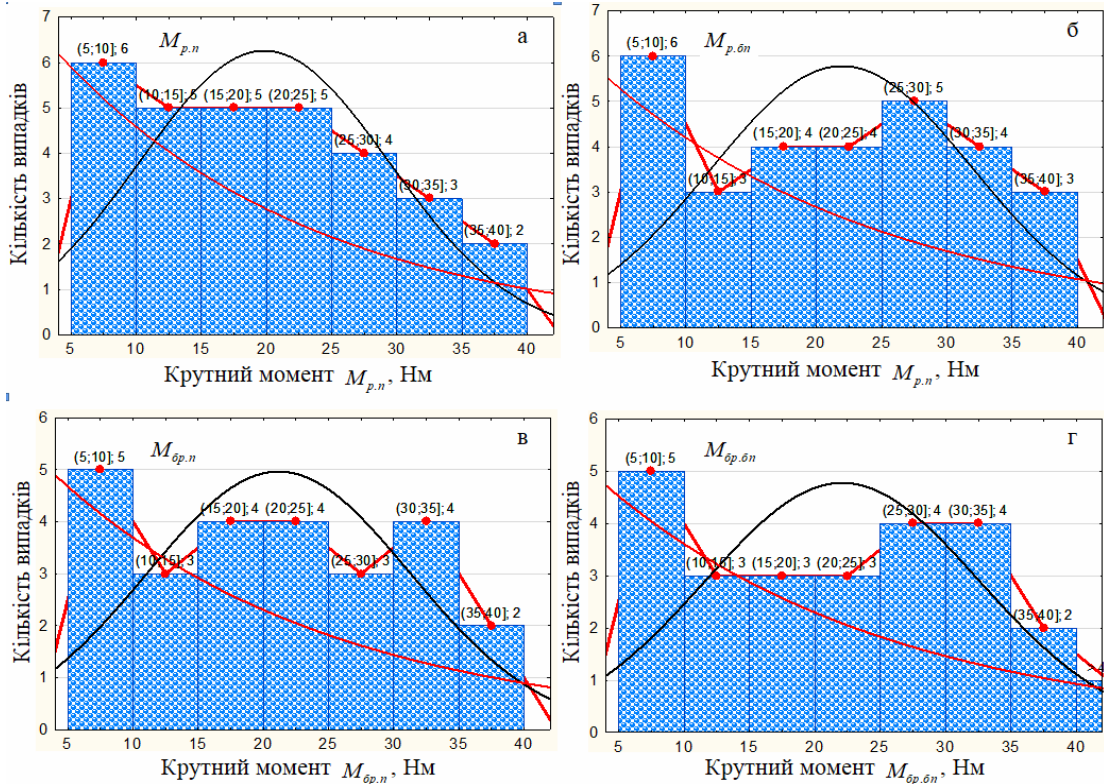
$$u_{z5} = 60 / 24 = 2,5; u_{z6} = 64 / 20 = 3,2.$$

Під час проведення експериментів з визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала ІЗМ для комбінації III (з реверсом і без паразитної шестерні $M_{p,бн}$, Нм) та для комбінації IV (без реверсу і без паразитної шестерні $M_{бр,бн}$, Нм) співвідношення числа зубів прямозубої циліндричної передачі, або передаточне відношення $z_3 / z_4 = u_z$ (рис. 2) були такими:

$$u_{z1} = 42 / 42 = 1; u_{z2} = 44 / 40 = 1,1;$$

$$u_{z3} = 51 / 33 = 1,55; u_{z4} = 56 / 28 = 2;$$

$$u_{z5} = 60 / 24 = 2,5; u_{z6} = 64 / 20 = 3,2.$$



а, б – з паразитною шестернею, відповідно варіант комбінації I і II;
в, г – без паразитної шестерні, відповідно варіант комбінації III, IV

Рисунок 4 – Гістограма неапроксимованих експериментальних даних гальмівного крутного моменту M_{ci} вихідного вала ІЗМ

Частоту обертання вхідного вала 7 (рис. 2а) ІЗМ 10 регулювали перетворювачем частоти 2 (рис. 3) керуючого пристрою 3 Altivar 71 із застосуванням стандартного ліцензованого програмного забезпечення Power Suite V2.3.0. Технологічне навантаження гальмівного пристрою 9 (електромагнітного порошкового гальмівного пристрою ПТ-16М1) моделювали за допомогою системи керування Arduino [19].

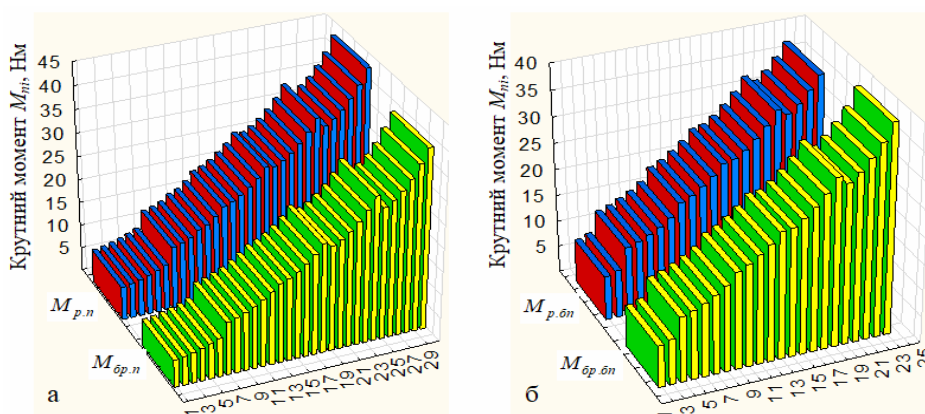
Необхідний рівень частоти обертання n_0 вала електродвигуна 1 (рис. 3.) у процесі проведення експериментальних досліджень з визначення гальмівного крутного моменту вихідного вала для варіантів комбінації I, II, III, IV процесу роботи ІЗМ задавали командою з панелі керування електродвигуном за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 для керуючого пристрою 3 Altivar 71 шляхом ступінчастої зміни необхідної частоти обертання n_p ротора електродвигуна 1.

Розрахована відповідність числових значень заданої частоти змінного струму ν_{30} та необхідного значення частоти обертання n_0 вала електродвигуна під час проведення експериментальних досліджень зміни гальмівного крутного моменту M_{ci} вихідного вала ІЗМ. За-

дана частота обертання n_0 вала електродвигуна відображалася у вікні віртуального осцилографа персонального комп'ютера та фіксувалася за допомогою датчика типу E40S6-10Z4-6L-5, який підключено одночасно до ротора електродвигуна та керуючого пристрою Altivar 71 з відносною похибкою $\pm 1,5 \%$. Технічні можливості пристрою Altivar 71 дозволяли змінювати частоту обертання вала електродвигуна від 0 до 1400 об/хв. Передаточне відношення клинопазової передачі становило 3,2.

Отримані значення крутного моменту M_{ci} на вихідному валу ІЗМ за трикратної повторності кожного експерименту на кожній комбінації рівнів варіювання вхідними факторами заносили у відповідні стовбці таблиці результатів експериментальних досліджень.

Графічна інтерпретація результатів реалізації експериментального дослідження з визначення гальмівного крутного моменту M_{ci} вихідного вала ІЗМ для випадків варіантів комбінації I, II, III, IV залежно від зміни частоти обертання n_0 вала електродвигуна та передаточного відношення u_z привода верхнього дебалансу ІЗМ наведено на рис. 4 (гістограма вірогідності, або гістограму частот розподілену неапроксмо-



а – з паразитною шестернею; б – без паразитної шестерні

Рисунок 5 – Неапроксимовані експериментальні дані крутного моменту M_{zi} на вихідному валу ІЗМ

ваних значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ для випадків варіантів комбінацій I, II, III, IV) та рис. 5 (отримані неапроксимовані дані вихідного параметра – гальмівного крутного моменту M_{zi}). Під час побудови гістограми (рис. 4) згідно з формулою Штюргеса [20, 21] отриманий масив неапроксимованих значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ для варіантів комбінації I, II, III, IV було поділено на 7 основних класів.

Побудовані гістограми (рис. 4) ілюструють (відображають) диференційний закон розподілену випадкової величини, або щільність розподілену неапроксимованих значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ для варіантів комбінації I, II, III, IV.

Середня кількість отриманих випадкових значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ для варіантів комбінації I, II, III, IV знаходиться у межах від 1 до 3, при цьому значення M_{zi} лежать у межах всього діапазону отриманих експериментальних даних – від 5 до 40 Нм. Максимальна кількість випадків або результатів вимірювання випадкової величини, що дорівнює 6 (кількості спостережень числових значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ, належить діапазону зміни класів M_{zi} від 5 до 10 Нм при рівні достовірності 0,95.

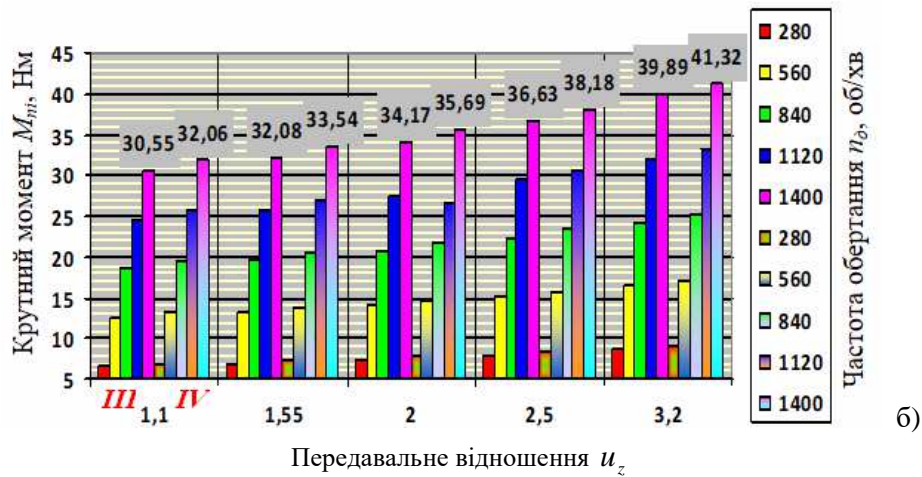
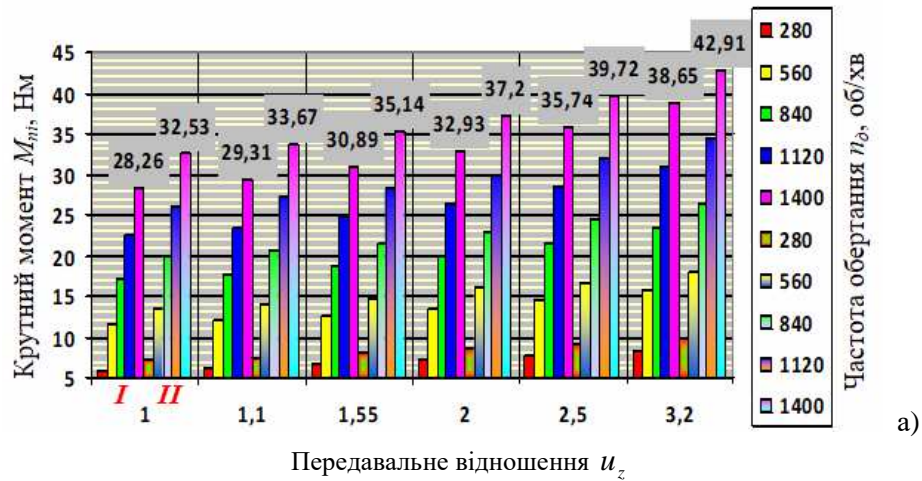
Аналіз рис. 4 показує, що закон розподілу неапроксимованих значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ для варіантів комбінації I, II, III, IV близький до нормального, крива 1, а діапазон зміни неапроксимованих експериментальних даних (рис. 5) із засто-

суванням паразитної шестерні та без її застосування змінюється в межах від нижнього (мінімального) середнього значення 5 Нм до верхнього (максимального) значення 40 Нм.

Перевірка гіпотези про нормальний розподіл вибіркової сукупності випадкової величини необхідна для підтвердження (або відхилення) нульової гіпотези про розподіл випадкової величини та належність вибіркової сукупності до генеральної, а перевірка відповідності розподілу випадкової величини нормальному закону розподілу не апроксимованих значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ для варіантів комбінації I, II, III, IV проведена за критерієм відповідності Колмогорова-Смирнова $K(\lambda)$ [20,21].

Графічне зображення експериментального масиву даних неапроксимованих значень гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного валу ІЗМ для варіанту комбінації I (з реверсом і з паразитною шестернею), для варіанту комбінації II (без реверсу та з паразитною шестернею), для варіанту комбінації III (з реверсом і без паразитної шестерні), для варіанту комбінації IV (без реверсу та без паразитної шестерні) подано у вигляді діаграми, яку наведено на рис. 6.

Діаграми розсіювання зміни неапроксимованих значень гальмівного крутного моменту M_{zi} на вихідному валу ІЗМ для варіантів комбінації I, II та для варіантів комбінації III, IV від зміни частоти обертання n_g вала електродвигуна та передаточного відношення u_z привода верхнього дебалансу ІЗМ наведено на рис. 7. Штрих-пунктирними лініями відображено довірчу межу (регресійну межу) зміни випадкової похибки результатів отриманих значень значення гальмівного крутного моменту M_{zi} вихід-



а – з паразитною шестернею;
 б – без паразитної шестерні; I, II, III, IV – відповідні варіанти комбінації
Рисунок 6 – Діаграма неапроксимованих значень крутного моменту M_{ci} на вихідному валу ІЗМ

ного вала ІЗМ для варіантів комбінації I, II, III, IV залежно від зміни n_e та u_z привода верхнього дебалансу ІЗМ за довірчого інтервалу 0,95.

Середнє значення гальмівного крутного моменту M_{ci} вихідного вала ІЗМ, або його 1/2 M_{ci} (значення медіана, або квантилі випадковості розподілу, яка відповідає половині значення функції розподілу) для відповідних варіантів комбінацій зміни передаточного відношення u_z привода верхнього дебалансу ІЗМ є такою:

- для варіанту комбінації I: $0,5 M_{p,n} = 19,38$ і $17,67$ Нм, відповідно, за значення передаточного відношення $u_z = 1,77$ і частоти обертання вала електродвигуна $n_d = 757$ об/хв;

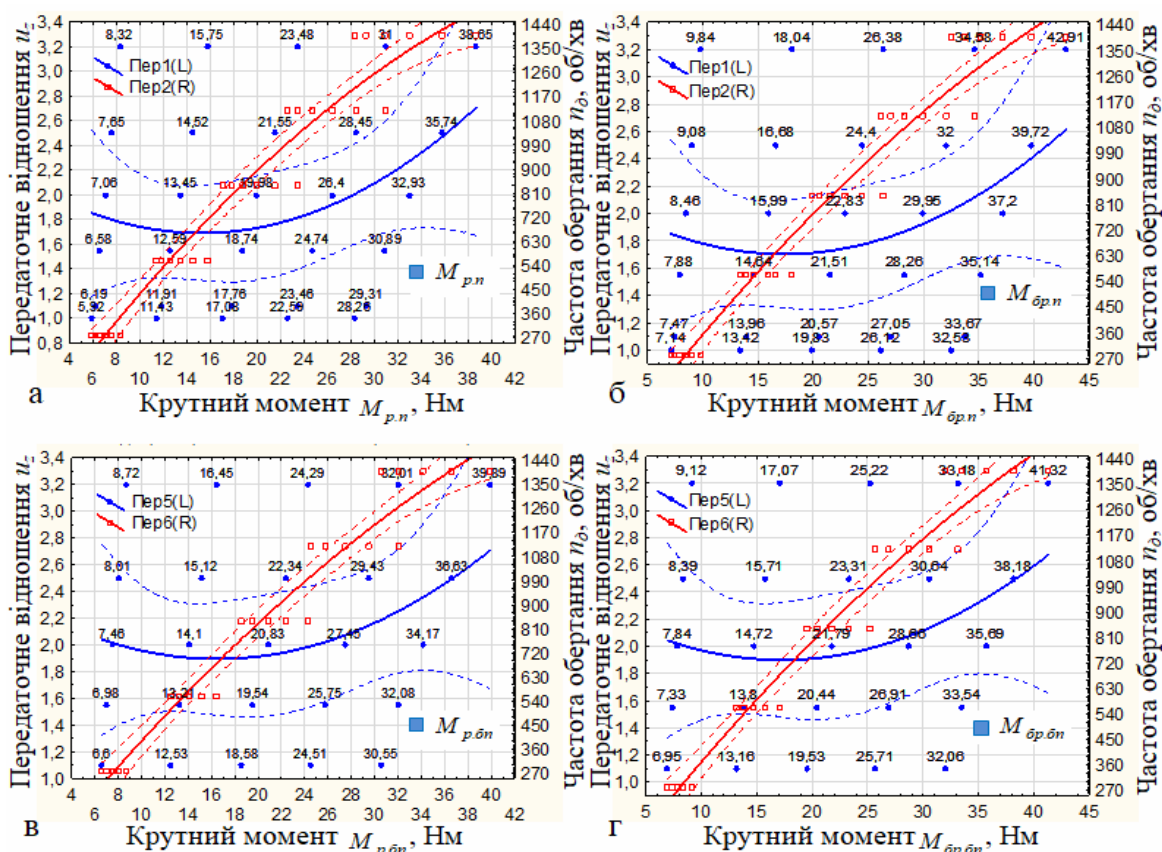
- для варіанту комбінації II: $0,5 M_{br,n} = 22,21$ і $20,54$ Нм, відповідно, за значення передаточного відношення $u_z = 1,78$ і частоти обертання вала електродвигуна $n_d = 767$ об/хв;

- для варіанту комбінації III: $0,5 M_{p,br} = 20,93$ і $18,73$ Нм, відповідно, за значення передаточного відношення $u_z = 2$ і частоти обертання вала електродвигуна $n_d = 750$ об/хв;

- для варіанту комбінації IV: $0,5 M_{br,br} = 21,29$ і $19,58$ Нм, відповідно, за значення передаточного відношення $u_z = 2$ і частоти обертання вала електродвигуна $n_d = 750$ об/хв.

Висновки

На основі порівнянь та аналізу графічних побудов діаграми зміни гальмівного крутного моменту M_{ci} вихідного вала для варіантів комбінацій I, II (з паразитною шестернею привода верхнього дебалансу ІЗМ, рис. 6а) та варіантів комбінацій III, IV (без паразитної шестерні привода верхнього дебалансу ІЗМ, рис. 6б)



а – для комбінації I, $M_{p,n}$; б – для комбінації II, $M_{бр,n}$;
 в – для комбінації III, $M_{p,бр}$; г – для комбінації IV, $M_{бр,бр}$

Рисунок 7 – Діаграма розсіювання неапроксимованих значень крутного моменту M_{zi} на вихідному валі ІЗМ залежно від зміни частоти обертання n_d вала електродвигуна та передавального відношення u_z привода верхнього дебалансу ІЗМ

процесу роботи ІЗМ залежно від зміни частоти обертання n_d вала електродвигуна від 280 об/хв до 1400 об/хв та зміни передаточного відношення u_z від 1 до 3,2 можна констатувати, що:

- процес роботи ІЗМ із застосуванням реверсу та з паразитною шестернею (варіант комбінації I за якого верхній і нижній дебаланси мають зустрічне обертання) забезпечує незначне збільшення гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного вала ІЗМ – в середньому на 3 %, (або в 1,03 рази) порівняно з варіантом комбінації IV без застосування реверсу та без паразитної шестерні, за якого верхній і нижній дебаланси мають одностороннє обертання тільки за частоти обертання вала електродвигуна $n_d \geq 840$ об/хв. За частоти обертання вала електродвигуна $280 \leq n_d \leq 840$ об/хв передача крутного моменту практично не збільшується;

- процес роботи ІЗМ без застосування реверсу та з паразитною шестернею (варіант комбінації II, за якого верхній і нижній дебаланси мають зустрічне обертання) практично не за-

безпече збільшення гальмівного крутного моменту M_{zi} вихідного вала ІЗМ порівняно з варіантом комбінації III із застосуванням реверсу та без паразитної шестерні, за якого верхній і нижній дебаланси мають одностороннє обертання у всьому діапазоні зміни частоти обертання вала електродвигуна $280 \leq n_d \leq 1400$ об/хв.

Література

1. Клендій О.М. Обґрунтування параметрів запобіжних муфт гвинтових конвеєрів. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. Тернопіль, 2015. 178 с.
2. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Підвищення надійності функціонування гвинтових конвеєрів. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2011. Вип. 114. С. 168-172.
3. Малащенко В. О., Малащенко В.В., Щербак В.В. Экспериментальные исследования коэффициента передачи энергии в зависимости от индуктивной нагрузки в согласующем устройстве дискового типа. Автомобильный

транспорт: сб. науч. тр. ХНАДУ Харьков, 2012. Вып. 31. С. 168-173.

4. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента, Москва: Машиностроение, 1978. 224 с.

5. Стухляк П., Курко А., Каретін В., Добротвор І. Аналітичне дослідження кінематики дебалансу реактивно-інерційного блока інерційного трансформатора крутного моменту. *Машинознавство*. 2011. № 7. С.41-44.

6. Berselli G. et al., Kinematic design and bond graph modeling of an inertia-type infinitely variable transmission, *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, 5, 2008, <https://doi.org/10.1115/DETC2008-49875>.

7. Benitez F.G. et al. Infinitely Variable Transmission of Ratcheting Drive Type Based on One-Way Clutches, *ASME. Journal of Mechanical Design*. July 2004. 126(4). – 673–682. <https://doi.org/10.1115/1.1758258>.

8. Aliukov S. et al. Analysis of Methods for Solution of Differential Equations of Motion of Inertial Continuously Variable Transmissions, *SAE Technical Paper*, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-01-1105>.

9. Marchuk R., Komar R., Dubynyak T., Flonts O., Dynya V., Semeniv I. Substantiation of the parameters of hydraulic overload clutch. *Scientific Journal of TNTU*, 2017. vol. 86, no 2, pp. 59-66.

10. Lutsiv I., Nevko I., Dubynyak T., Manziy O. Defining parameters of elastic-safety clutches for screw conveyers. *Scientific Journal of TNTU*, 2017. vol. 87, no 3, pp. 72-80.

11. Liu K. et al. Dynamic Analysis of an Overrunning Clutch for the Pulse-Continuously-Variable-Speed Transmission, *SAE Technical Paper*, 1998, <https://doi.org/10.4271/980827>.

12. Ince E. et al. On the advantages of the new power-split infinitely variable transmission over conventional mechanical transmissions based on fuel consumption analysis, *Journal of Cleaner Production*, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.118795>.

13. Tsuchiya E. et al. Formulation of intervibrator motion and development of a controller for a pulse-drive transmission, *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 150. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103880>.

14. Liang J. et al. Simulation Study on Planetary Bevel Gear CVT System Based on Virtual Prototyping Technology, *Applied Mechanics and Materials*. 215-216. 1003-1008 doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.215-216.1003>.

15. Strilets O.; Malashchenko V.; Strilets V. Dynamic model of a closed-loop hydraulic system for speed control through gear differential. *Scientific Journal of TNTU*. 2020. vol 98, no 2, pp. 91–98.

16. Karetin V. Kinematic study of the standard layout circuit of the inertia module. *Scientific Horizons*. 2020. 07 (92), pp. 104–111. doi: 10.33249/2663-2144-2020-92-7-104-111.

17. Каретін В.М., Курко А.М. Комп'ютеризований стенд для експериментального дослідження енергетичних характеристик інерційного диференціального трансформатора моменту: зб. тез. доп. *Матеріали XXI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя*. Тернопіль, 2019. С. 87.

18. Каретін В. М., Курко А. М., Векторний спосіб визначення кінематичних параметрів ідеального інерційного модуля у стоповому режимі. *Вісник ВПІ*. Вип. 4. С. 105–112, Вер 2020. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2020-151-4-105-112>

19. Каретін В.М., Курко А.М., Михайлишин М.С. Автоматизована реєстрація параметрів потужності інерційного диференціального трансформатора моменту. *Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп'ютерних технологій*: зб. тез. доп. *Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції*. Тернопіль, 2019. С.186-187.

20. Рогов В. А. Методика и практика технических экспериментов: учебное пособие. Москва: Академия, 2005. 288 с.

21. Шашков В.Б. Прикладной регрессионный анализ: учебное пособие. Оренбург: ГОУ ВПО ОГУ, 2003. 363 с.

References

1. Klendii O.M. Obgruntuvannia parametriv zapobizhnykh muft hvyntovykh konveieriv. Dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.02. Ternopil, 2015. 178 p. [in Ukrainian].

2. Nevko R.B., Klendii O.M. Pidvyshchennia nadiinosti funktsionuvannia hvyntovykh konveieriv. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka*. 2011. Vyp. 114. pp. 168-172. [in Ukrainian].

3. Malashhenko V. O., Malashhenko V.V., Shherbak V.V. Jeksperimental'nye issledovaniya koeficienta peredachi jenerгии v zavisimosti ot induktivnoj nagruzki v soglasujushhem ustrojstve diskovogo tipa. *Avtomobil'nyj transport: sb. nauch. tr. HNADU. Har'kov*, 2012. Vyp. 31. pp. 168-173.

4. Leonov A.I. Inercionnye avtomaticheskie transformatory vrashhajushhego momenta, Moskva: Mashinostroenie, 1978, 224 p. [in Russian].
5. Stukhliak P., Kurko A., Karetin V., Dobrotvor I. Analitichne doslidzhennia kinematyky debalansu reaktyvno-inertsiiinoho bloka inertsiiinoho transformatora krutnoho momentu. *Mashynoznavstvo*, 2011. No 7, pp. 41-44. [in Ukrainian].
6. Berselli G. et al., Kinematic design and bond graph modeling of an inertia-type infinitely variable transmission, *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, 5, 2008, <https://doi.org/10.1115/DETC2008-49875>.
7. Benitez F.G. et al. Infinitely Variable Transmission of Ratcheting Drive Type Based on One-Way Clutches, *ASME. Journal of Mechanical Design*. July 2004. 126(4). – 673–682. <https://doi.org/10.1115/1.1758258>.
8. Aliukov S. et al. Analysis of Methods for Solution of Differential Equations of Motion of Inertial Continuously Variable Transmissions, *SAE Technical Paper*, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-01-1105>.
9. Marchuk R., Komar R., Dubynyak T., Flonts O., Dynya V., Semeniv I. Substantiation of the parameters of hydraulic overload clutch. *Scientific Journal of TNTU*, 2017. vol. 86, no 2, pp. 59-66.
10. Lutsiv I., Hevko I., Dubynyak T., Manzii O. Defining parameters of elastic-safety clutches for screw conveyers. *Scientific Journal of TNTU*, 2017. vol. 87, no 3, pp. 72-80.
11. Liu K. et al. Dynamic Analysis of an Overrunning Clutch for the Pulse-Continuously-VariableSpeed Transmission, *SAE Technical Paper*, 1998, <https://doi.org/10.4271/980827>.
12. Ince E. et al. On the advantages of the new power-split infinitely variable transmission over conventional mechanical transmissions based on fuel consumption analysis, *Journal of Cleaner Production*, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.118795>.
13. Tsuchiya E. et al. Formulation of intervibrator motion and development of a controller for a pulse-drive transmission, *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 150. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103880>.
14. Liang J. et al. Simulation Study on Planetary Bevel Gear CVT System Based on Virtual Prototyping Technology, *Applied Mechanics and Materials*. 215-216. 1003-1008 doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.215-216.1003>.
15. Strilets O.; Malashchenko V.; Strilets V. Dynamic model of a closed-loop hydraulic system for speed control through gear differential. *Scientific Journal of TNTU*. 2020. vol 98, no 2, pp. 91–98.
16. Karetin V. Kinematic study of the standard layout circuit of the inertia module. *Scientific Horizons*. 2020. 07 (92), pp. 104–111. doi: 10.33249/2663-2144-2020-92-7-104-111.
17. Karetin V.M., Kurko A.M. Kompiuteryzovanyi stend dlia eksperymentalnoho doslidzhennia enerhetychnykh kharakterystyk inertsiiinoho dyferentsialnoho transformatora momentu: zb. tez. dop. *Materialy XXI naukovoï konferentsii TNTU imeni Ivana Puliuia*. Ternopil, 2019. P. 87. [in Ukrainian].
18. Karetin V. M., Kurko A. M. Vektorny sposib vyznachennia kinematychnykh parametriv idealnoho inertsiiinoho modulua u stopovomu rezhymi. *Visnyk VPI*, vyp. 4, pp. 105–112, Ver 2020. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2020-151-4-105-112>
19. Karetin V.M., Kurko A.M., Mykhailyshyn M.S. Avtomatyzovana reiestratsiia parametriv potuzhnosti inertsiiinoho dyferentsialnoho transformatoru momentu. *Teoretychni ta prykladni aspekty radiotekhniki, prykladobuduvannia i kompiuternykh tekhnolohii*: zb. tez. dop. Materialy IV Mizhnarodnoi naukovo-tekhnicnoi konferentsii. Ternopil, 2019.S.186-187. [in Ukrainian].
20. Rogov V. A. Metodika i praktika tehniceskikh jeksperimentov: uchebnoe posobie. Moskva: Akademija, 2005. 288 p. [in Russian].
21. Shashkov V.B. Prikladnoj regressiionnyj analiz: uchebnoe posobie. Orenburg: GOU VPO OGU, 2003. 363 p. [in Russian].