

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

**КАРЕТІН ВАСИЛЬ МИКОЛАЙОВИЧ**

**УДК 621.867.42; 621.825**

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ІНЕРЦІЙНОГО ПЛАНЕТАРНОГО  
ЗАПОБІЖНОГО МЕХАНІЗМУ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2021

Дисертація на правах рукопису.

Роботу виконано у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України, м. Тернопіль.

**Науковий керівник:**

Заслужений винахідник України,  
Лауреат Державної премії України,  
доктор технічних наук, професор,  
академік ПТАН України  
**Стухляк Петро Данилович,**  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,  
професор кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор  
**Ромасевич Юрій Олександрович,**  
Національний університет біоресурсів і природокористування України (м. Київ),  
професор кафедри конструювання машин і обладнання;

кандидат технічних наук, доцент  
**Часов Дмитро Павлович,**  
Дніпровський державний технічний університет,  
доцент кафедри технології машинобудування.

Захист відбудеться “11” травня 2021 року о “11:00” годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 79.

З дисертаційною роботою можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, корп. № 2.

Автореферат розіслано “09” квітня 2021 р.

Учений секретар  
спеціалізованої вченої ради

А.Є. Дячун

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Ефективність і надійність функціонування машин і механізмів з гвинтовими конвеєрами під час транспортування сипких матеріалів та вантажів значною мірою залежить від правильного вибору їх компоновальних схем та забезпечення високоточного і надійного захисту робочих органів і приводів машин під час силових перевантажень.

До пристроїв, які автоматично вимикають робочі механізми за перевантажень, відносять фрикційні, електромагнітні, інерційні планетарні та інші з'єднувальні муфти. Вони забезпечують регулювання допустимого обертового моменту і автоматично вмикають в роботу механізми при припиненні перевантаження.

Важливим є комплексний аналіз роботи інерційних планетарних запобіжних муфт (ІПЗМ) у складі гвинтових конвеєрів (ГК), або виконавчих гвинтових механізмів. За стопового режиму інерційна планетарна запобіжна муфта усуває можливість виходу з ладу, або поломки робочих органів гвинтових транспортуючих конвеєрів, що запобігає виникненню аварійних ситуацій зупиненням передавання обертового моменту вхідному валу гвинтового конвеєра.

Отже, розроблення удосконалених конструкцій інерційних запобіжних муфт на основі планетарних механізмів і дослідження впливу їх параметрів для підвищення експлуатаційної ефективності гвинтових транспортуючих механізмів є актуальним завданням.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Розроблення удосконаленої конструкції та обґрунтування раціональних параметрів інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра проведено відповідно до державної тематики НДР Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя «Розробка транспортно-технологічних систем з пружними та еластичними гвинтовими робочими органами» (№ державної реєстрації 0112U01916). Робота є складовою вирішення важливої науково-технічної задачі з розвитку піднімально-транспортних машин.

**Мета та завдання дослідження.** Метою дослідження є підвищення технологічної ефективності процесу роботи гвинтових транспортуючих механізмів шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування раціональних параметрів інерційної планетарної запобіжної муфти.

Досягнення даної мети ґрунтується на розв'язанні низки завдань:

- на основі аналізу відомих конструкцій та результатів наукових досліджень інерційних планетарних механізмів розробити конструктивно-кінематичну схему удосконаленої інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра на основі застосування біпланетарного механізму з рухомою реактивною ланкою;

- розробити узагальнену просторову модель біпланетарного механізму з рухомою реактивною ланкою та визначити вплив її параметрів на динаміку приводу гвинтового конвеєра;

- провести графоаналітичні дослідження кінематичних і динамічних параметрів біпланетарного механізму з рухомою реактивною ланкою;

- встановити основні закономірності зміни обертового моменту на вихідному валу інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра;

- провести експериментальні дослідження гальмівного обертового моменту та коефіцієнта корисної дії інерційної запобіжної муфти гвинтового конвеєра;
- провести лабораторні дослідження ПЗМ у складі ГК з визначення гальмівного обертового моменту.

**Об'єкт дослідження** – процес роботи інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра з інерційним біпланетарним механізмом.

**Предмет дослідження** – конструктивно-кінематичні параметри інерційного біпланетарного механізму та їх вплив на технологічні показники роботи інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження процесу роботи інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра проведено на основі векторного та графоаналітичного моделювання процесу функціонування інерційної біпланетарної ланки з використанням основних положень класичної механіки, вищої математики та теорії машин і механізмів.

Експериментальні дослідження макетного зразка інерційної планетарної запобіжної муфти виконано за лабораторних умов шляхом реалізації основних положень методики математичного планування факторних експериментів. Для теоретичних розрахунків та статистичної обробки експериментальних даних використано прикладні програми.

**Наукова новизна отриманих результатів.** На основі проведених наукових досліджень обґрунтовано процес роботи та основні конструктивно-кінематичні параметри інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра.

На цій підставі:

- *вперше*:
  - на основі способу векторного моделювання отримані аналітичні моделі кінематичних і динамічних процесів функціонування біпланетарного механізму з реактивною інерційною ланкою, що дозволило описати залежності для визначення абсолютної швидкості та абсолютного прискорення руху дебаланса та їх складових проекцій;
  - отримані емпіричні моделі, які описують характер зміни гальмівного обертового моменту стопового режиму роботи інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра;
  - *уточнені* аналітичні залежності для визначення обертового моменту вихідного вала інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра із врахуванням сил інерції дебаланса рухомої реактивної ланки біпланетарного механізму;
  - *дістали подальший розвиток* емпіричні моделі визначення величини коефіцієнта передавання обертового моменту та коефіцієнта корисної дії інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра для варіантів комбінацій процесу її роботи.

**Практичне значення отриманих результатів.** Запропоновано і експериментально обґрунтовано удосконалену конструкцію інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра та визначено її основні параметри. Розроблено і запропоновано метод вибору раціональних параметрів інерційної планетарної запобіжної муфти. Результати досліджень впроваджені на ПрАТ «ТерА» (м. Тернопіль), ТОВ «Україна» (Тернопільська обл., Підволочиський р-н.) і ПП «Україна-Агро-2С» (Хмельницька обл., Чемеровецький р-н) у технологічних лініях, відповідно, для транспортування та формування тіста та для

транспортування сипких продуктів та вантажів. Теоретичні та практичні результати досліджень використані у навчальному процесі ТНТУ імені Івана Пулюя під час викладання дисципліни “Приводи верстатів та верстатних комплексів”.

**Особистий внесок здобувача.** Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертації виконані здобувачем самостійно, постановку завдань, аналіз і трактування результатів – спільно з науковим керівником.

Результати роботи викладені одноосібно автором у 5 друківаних працях [4, 8, 10, 11, 19]. У публікаціях, що виконані у співавторстві, дисертантові належать: виведені рівняння, які описують рух точки дебалансу [1]; запропоноване застосування інерційної планетарної муфти для гвинтового конвеєра [2]; описані залежності для визначення кінематичних і динамічних параметрів дебаланса стопового режиму роботи [3, 13, 15, 18, 20]; отримане рівняння регресії зміни гальмівного обертового моменту [5]; проведений порівняльний аналіз процесу роботи муфти [6]; отримане рівняння регресії к.к.д. інерційної муфти [7]; розроблений алгоритм обробки даних в середовищі MathCad [9]; запропонований метод побудови векторних планів для визначення кутових зміщень сателітів [12]; розроблені програма та методика проведення експериментальних досліджень [14, 16, 17, 20]; запропоноване конструктивне розміщення дебалансів [21].

**Апробація матеріалів дисертації.** Результати проведених наукових досліджень, основні положення і висновки дисертаційної роботи доповідалися та отримали позитивну оцінку на: I, IX Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (м. Тернопіль, ТНТУ, 2010 р., 2020 р.); I-й наук. конф. «Теоретичні та прикладні аспекти розвитку нових автоматизованих технологій і дослідження матеріалів» (м. Тернопіль, ТНТУ, 2011 р.); 10-му, 14-му міжн. симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2011 р., 2019 р.); XV, XXI наук. конф. ТНТУ імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2011 р., 2019 р.); Міжн. наук.-техн. конф. «Автоматизація: проблеми, ідеї, рішення» (м. Севастополь, 2012 р.); Всеукраїнської наук.-практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» (м. Херсон, 2012 р.); VII, VIII наук.-техн. конф. «Інформаційні моделі, системи та технології» (м. Тернопіль, 2019 р., 2020 р.); IV Міжн. наук.-техн. конф. «Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп'ютерних технологій» (м. Тернопіль, 2019); Міжн. наук.-техн. конф. до 60 річчя з дня заснування ТНТУ імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» (м. Тернопіль, 2020 р.); на розширеному фаховому науковому семінарі «Машинобудування, машинознавство та обробка матеріалів» ТНТУ імені Івана Пулюя, 2020 р.

**Публікації.** Основні результати досліджень за темою дисертації опубліковані у 21 науковій праці, із них – 6 статей у фахових виданнях України, 1 стаття в рецензованому закордонному виданні ОЕСР, 1 патент України на корисну модель, 13 тез наукових конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаної літератури із 195 найменувань і 13 додатків. Основні результати роботи викладено на 170 сторінках, де містяться 72 рисунки і 13 таблиць. Загальний обсяг дисертації складає 217 сторінок.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми, визначені мета та завдання, об'єкт й предмет дослідження, методи дослідження, наведено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі «Аналіз стану та результатів дослідження інерційних планетарних механізмів у складі гвинтових конвеєрів» наведено аналіз технологічних процесів, конструкцій робочих органів, класифікацію та результати дослідження інерційних планетарних запобіжних муфт гвинтових конвеєрів (ПЗМ ГК), а також обґрунтовано вибір робочого органу для проведення дослідження.

Механізми із гвинтовими робочими органами широко застосовують завдяки високій продуктивності, простоті конструкції, зручності в експлуатації, відповідно їх використовують як у дискретних технологічних схемах, так і у складі високопродуктивних автоматичних ліній.

У створенні наукових основ теорії проектування транспортуючих гвинтових механізмів та методів визначення їх конструктивних, кінематичних, динамічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик внесли вчені В.В. Адамчук, М.І. Акімов, А.П. Александров, Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, І.Б. Гевко, П.М. Василенко, В.В. Васильків, Х. Герман, А.М. Григор'єв, В.Ф. Дідух, Р.Л. Зенков, В.Г. Іванов, Ф.К. Іванченко, В.С. Ловейкін, Д. Мак-Келві, Ю.А. Пертен, М.І. Пилипець, Р.М. Рогатинський, Ю.О. Ромасевич, А.О. Співаковський, В.Д. Ткач, Д.П. Часов, Г. Шенкель, А. Таурін, Е. Wahl та інші.

Основні напрямки розробки та обґрунтування параметрів інерційних планетарних механізмів, які є фундаментальними для виробничих процесів функціонування ПЗМ ГК, наведено в працях М.Ф. Балжі, С.П. Баженова, П.В. Верховського, Г.М. Данилишина, В.І. Долгополова, В.І. Заславського, А.І. Леонова, С.Г. Нагорняка, І.В. Луціва, С.М. Пономарьова, В.Я. Слонімського, Ф. Бенітеза, Ф. Люнгстрема, Дж. Мадригалья, Дж. Кастільйо, Г. Чалмерса, Х. Хоббса та ін. У них описані узагальнені методики розробки та розрахунку технічних параметрів інерційних одноланкових планетарних механізмів.

Аналіз відомих досліджень показав, що використання запобіжних інерційних механізмів у складі гвинтових конвеєрів дозволяє суттєво підвищити показники їх технологічної ефективності, надійності та безвідмовності. Зокрема це стосується біпланетарного механізму з інерційною рухомою реактивною ланкою, уточнення динамічних і енергосилових параметрів та покращення його функціональних характеристик потребує подальших досліджень.

Для відтворення функціонування інерційних запобіжних механізмів, або підвищення ефективності роботи гвинтових конвеєрів, розроблено схему ПЗМ ГК з біпланетарним інерційним механізмом, рис. 1.

При обертанні веденого центрального конічного зубчастого колеса 2 рух передається конічним зубчастим колесам 15, 16 приводів дебалансів 9, 10, 11, 12, які обертаються в шарнірах водила 1, унаслідок чого конічні сателіти 5, 6, 7, 8 дебалансів обкочують рухоме реактивне зубчасте колесо 17. Зміна енергії розбалансованих мас змінює їх інерційні параметри, як відносно центральної осі, так і осі рухомого реактивного колеса та осей конічних сателітів дебалансів, що

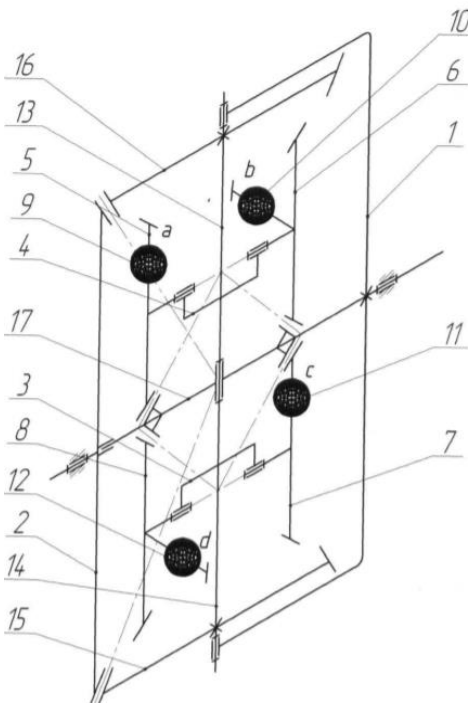


Рис. 1. Конструктивно-кінематична схема ІПЗМ ГК

спричиняє силове обмеження ступеня вільності планетарного механізму. При цьому на валах 13, 14 приводів дебалансів формуються моменти сил інерції, що є умовою передавання обертів від веденого центрального конічного колеса 2 до ведучого водила 1, або навпаки. Максимальні моменти сил інерції забезпечують стоповий режим роботи ІПЗМ, або гвинтового конвеєра (його зупинку) при перевантаженні робочих органів.

У другому розділі «Теоретичні дослідження процесу функціонування інерційних планетарних механізмів» наведені математичні моделі, які описують характер зміни кінематики і динаміки функціонування біпланетарного механізму з інерційною реактивною ланкою та залежності для визначення величини обертового моменту вихідного вала ІПЗМ ГК.

Враховуючи кінематику планетарного механізму, виходячи із його функціонального призначення у складі ГК, сформовано еталонну компоновальну та ідеальну схему інерційного модуля (рис. 2). В ній, рух дебаланса визначали послідовним додаванням його обертань навколо трьох фізичних осей: осі сателіта; осі привода дебаланса та центральної осі механізму.

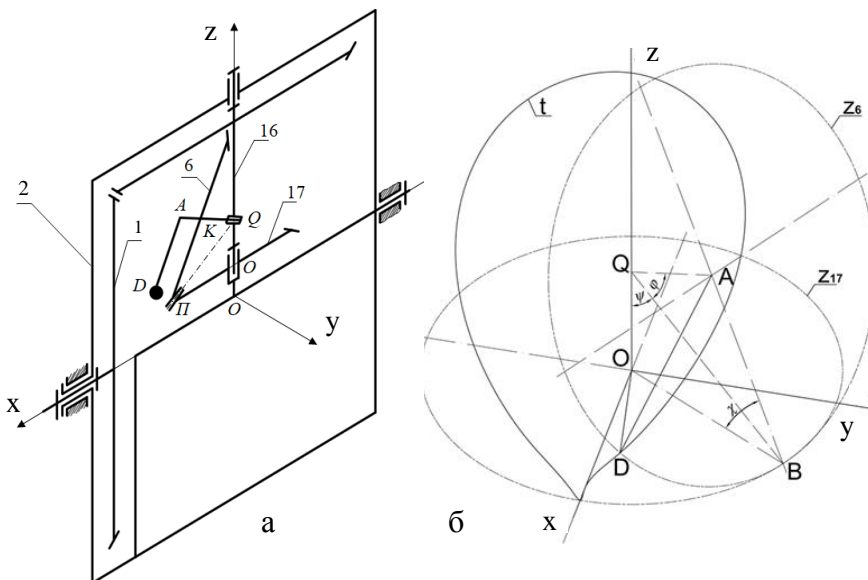


Рис. 2. Еталонна компоновальна (а) та ідеальна схема (б) інерційної реактивної ланки ІПЗМ ГК

Узагальненим випадком інерційного імпульсного модуля ІПЗМ є жорстко встановлене на вихідній ланці рухоме реактивне конічне колесо 17 (рис. 2,а), основа початкового конуса якого паралельна до центральної осі механізму та сателіт 6 з приводом 16, геометрична вісь якого співпадає з геометричною віссю реактивного конічного колеса.

Враховуючи те, що зворотне обертання вихідної ланки 2 відносно до вхідної 1, зазвичай, блокується механізмом вільного ходу, кінематичні параметри дебаланса досліджували у стоповому та динамічному режимах роботи ІПЗМ ГК.

Припускали, що дебаланс має форму кулі масою  $m$ . Початкова точка траєкторії суміщалася з центральною віссю механізму. Тоді координати дебаланса у стоповому режимі та у загальному випадку визначали за формулами:

$$\left. \begin{aligned} x(t) &= r \left[ (\cos(\omega_6 t + \varepsilon) \cos(\chi) + c) \cos(\omega_{16} t + \gamma) + \sin(\omega_6 t + \varepsilon) \sin(\omega_{16} t + \gamma) \right]; \\ y(t) &= r \left[ (\cos(\omega_6 t + \varepsilon) \cos \chi + c) \sin(\omega_{16} t + \gamma) - \sin(\omega_6 t + \varepsilon) \cos(\omega_{16} t + \gamma) \right]. \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

$$z(t) = r \left[ 1 - \cos(\omega_6 t + \varepsilon) \sin \chi \right], \quad (2)$$

де  $r$  – радіус обертання дебаланса навколо осі сателіта, м;  $c$  – радіус обертання центра основи початкового конуса сателіта, м;  $\varepsilon$ ,  $\gamma$  – початкові кутові зміщення дебаланса відносно осей обертання, рад;  $\chi$  – кут між основами початкових конусів сателіта і реактивного колеса, рад.

Траєкторія точки  $D$  (рис. 2,б) у стоповому режимі визначається її обертаннями навколо осі сателіта  $QK$  з кутовою швидкістю  $\omega_6$  і разом з сателітом навколо осі привода  $OQ$  з кутовою швидкістю  $\omega_{16}$ , а координати точки  $D$  у нерухомій системі координат  $xOyz$  визначаються зі співвідношень:

$$\left. \begin{aligned} x_D(t) &= QB \left[ \left( \cos \varphi \cos \left( \varphi + \psi - \frac{\pi}{2} \right) + \sin \varphi \cos \chi \cos(\omega_6 t) \right) \cos(\omega_{16} t) + \sin \varphi \sin(\omega_6 t) \sin(\omega_{16} t) \right]; \\ y_D(t) &= QB \left[ \left( \cos \varphi \cos \left( \varphi + \psi - \frac{\pi}{2} \right) + \sin \varphi \cos \chi \cos(\omega_6 t) \right) \sin(\omega_{16} t) - \sin \varphi \sin(\omega_6 t) \cos(\omega_{16} t) \right]; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$z_D(t) = QB \sin \varphi \sin \chi (1 - \cos(\omega_6 t)),$$

де  $QB$  – спільна твірна початкових конусів сателіта  $z_6$  і реактивного колеса  $z_{17}$ ;  $x_D(t)$ ,  $y_D(t)$ ,  $z_D(t)$  – проекції радіус-вектору  $r_D(t) = \sqrt{x_D(t)^2 + y_D(t)^2 + z_D(t)^2}$  на відповідні осі координат;  $\varphi, \psi$  – відповідно, кут при вершині  $Q$  початкового конуса сателіта та реактивного колеса, рад.

Кутові переміщення проекції точки  $D$  (рис. 3) відносно осей нерухомої системи координат  $xOyz$ , або обертання проекції точки  $D$  навколо осей  $Oz$ ,  $Ox$  і  $Oy$  визначаються кутами  $\beta_H(t) = \angle xOH(t)$ ,  $\beta_P(t) = \angle zOP(t)$  і  $\beta_F(t) = \angle xOF(t)$ , або

$$\beta_H(t) = \arctan \frac{y(t)}{x(t)}; \beta_P(t) = \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{y(t)}{OP(t)} \right); \quad (4)$$

$$\beta_F(t) = \arccos \left( \frac{x(t)}{OF(t)} \right).$$

Оскільки змінні цих рівнянь та їх функції є неперервними, диференціюванням кутів  $\beta_H(t)$ ,  $\beta_P(t)$  і  $\beta_F(t)$  за часом отримано кутові швидкості обертання проекції точки  $D$  відносно осей системи координат  $Ox$ ,  $Oy$  і  $Oz$ :

$$\omega_H(t) = \frac{d}{dt} \beta_H(t); \omega_P(t) = \frac{d}{dt} \beta_P(t); \omega_F(t) = \frac{d}{dt} \beta_F(t). \quad (5)$$

Середні значення кутових швидкостей проекцій  $H$ ,  $P$ ,  $F$  і  $D$ , за модулем, є в межах 200...260 рад/с (рис. 4) за час обертання 0,08 с. Пікових значень кутова швидкість відносно осі  $Ox$  досягає в середині періоду і становить  $1,6 \cdot 10^3$  рад/с.

У стоповому режимі немає обертання ланок навколо центральної осі  $Ox$ , тобто рух дебаланса визначається кінематикою кінцевого диференціала інерційного механізму, що перетворюється у кінчну планетарну передачу, оскільки реактивне кінчне колесо  $z_{17}$  за цієї умови нерухоме. Тоді швидкість

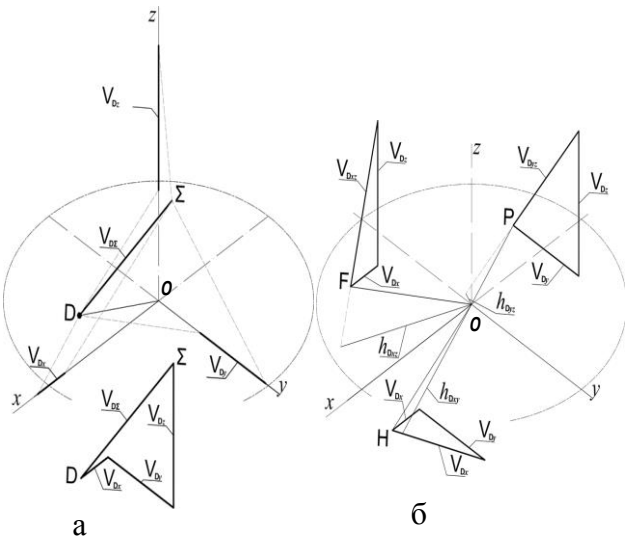


Рис. 3. Проекції абсолютної швидкості  $\vec{V}_{D\Sigma}(t)$  (а, б)



точки  $D$  визначається її обертанням навколо осі  $QA$  сателіта  $z_6$  та обертанням цієї осі навколо осі  $Oz$ , що відповідає векторній сумі  $\vec{V}_{D\Sigma}(t) = \vec{V}_{DA}(t) + \vec{V}_{DO}(t)$ , де  $\vec{V}_{DA}(t)$  – вектор колової швидкості точки  $D$  навколо осі  $QK$  сателіта  $6$ ;  $\vec{V}_{DO}(t)$  – вектор колової швидкості точки  $D$  навколо осі  $Oz$ .

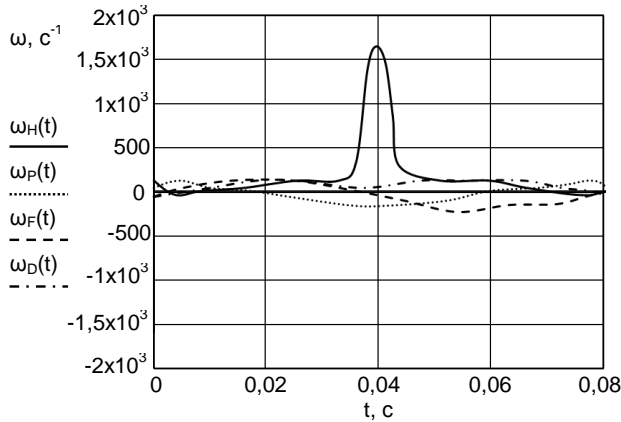


Рис. 4. Залежність зміни кутової швидкості точки  $D$  від часу

Після визначення проекції складових, отримано проекції та абсолютну швидкість точки  $D$  у стоповому режимі:

$$\left. \begin{aligned} V_{D\Sigma x}(t) &= V_{QA_x}(t) + V_{Oz_x}(t); \\ V_{D\Sigma y}(t) &= V_{QA_y}(t) + V_{Oz_y}(t); \\ V_{D\Sigma z}(t) &= V_{QA_z}(t) + V_{Oz_z}(t). \end{aligned} \right\}; \quad (6)$$

$$V_{D\Sigma}(t) = \sqrt{(V_{D\Sigma x}(t))^2 + (V_{D\Sigma y}(t))^2 + (V_{D\Sigma z}(t))^2}. \quad (7)$$

Вектори швидкостей стопового та динамічного режиму відрізнялись лише за їх модульними значеннями.

Тому, для визначення вектора абсолютної швидкості точки  $D$  у динамічному режимі уявно додамо до вектора  $\vec{V}_{D\Sigma}(t)$  вектор колової швидкості  $\vec{V}_{Ox}(t)$  точки  $D$  навколо осі  $Ox$ , з якою суміщена центральна вісь механізму. Отриманий сумарний вектор  $\vec{V}_{D\Omega}(t)$  повертаємо на кут  $\alpha(t) = (\omega_1 + \omega_p(t)) \cdot t$  до положення  $\vec{V}_{D\Omega_\alpha}(t)$ . При цьому  $\vec{\omega}_{\Omega_\alpha}(t) = (v(t) \cdot x D_{\Omega_\alpha}(t), 0, 0)$ , де  $v(t)$  – коефіцієнт подібності.

Тоді проекції вектора та модуль абсолютної швидкості точки  $D$  в динамічному режимі визначаються як:

$$\left. \begin{aligned} V_{D\Omega_\alpha x}(t) &= V_{D\Omega x}(t); \\ V_{D\Omega_\alpha y}(t) &= V_{D\Omega y}(t) \cdot \sin \alpha(t); \\ V_{D\Omega_\alpha z}(t) &= V_{D\Omega z}(t) \cdot \cos \alpha(t). \end{aligned} \right\}; \quad V_{D\Omega_\alpha}(t) = \sqrt{V_{D\Omega_\alpha x}(t)^2 + V_{D\Omega_\alpha y}(t)^2 + V_{D\Omega_\alpha z}(t)^2}. \quad (8)$$

Диференціюванням проекцій  $V_{D\Omega_\alpha x}(t)$ ,  $V_{D\Omega_\alpha y}(t)$  і  $V_{D\Omega_\alpha z}(t)$  абсолютної швидкості  $\vec{V}_{D\Omega_\alpha}(t)$  визначаються проекції  $a_{D\Omega_\alpha x}(t)$ ,  $a_{D\Omega_\alpha y}(t)$  і  $a_{D\Omega_\alpha z}(t)$  абсолютного прискорення  $a_{D\Omega_\alpha}(t)$ , тобто:

$$\left. \begin{aligned} a_{D\Omega_\alpha x}(t) &= \frac{d}{dt} V_{D\Omega_\alpha x}(t); \\ a_{D\Omega_\alpha y}(t) &= \frac{d}{dt} V_{D\Omega_\alpha y}(t); \\ a_{D\Omega_\alpha z}(t) &= \frac{d}{dt} V_{D\Omega_\alpha z}(t). \end{aligned} \right\}; \quad a_{D\Omega_\alpha}(t) = \sqrt{(a_{D\Omega_\alpha x}(t))^2 + (a_{D\Omega_\alpha y}(t))^2 + (a_{D\Omega_\alpha z}(t))^2}. \quad (9)$$

Швидкість зміни переміщення та прискорення точки  $D$  (рис. 5) залежно від зміни часу від 0 до 0,08 с відносно осей  $Oxyz$  змінюється за модулем у межах, відповідно: відносно осі  $Ox$  – від 0 до 12 м/с, від  $1,3 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup> до  $2,1 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup>; відносно осі  $Oy$  – від 0 до 14 м/с, від  $1,0 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup> до  $1,7 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup>; відносно осі  $Oz$  – від 0 до 11 м/с, від  $1,1 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup> до  $1,2 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup>.

Абсолютна швидкість переміщення та абсолютне прискорення зміни точки  $D$  залежно від зміни часу від 0 до 0,08 с відносно осей  $Oxyz$  змінюється за модулем в межах, відповідно від 0 до 15 м/с та від  $1,1 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup> до  $1,2 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup>.

Максимальні значення абсолютної швидкості переміщення та абсолютного прискорення точки  $D$  залежно від зміни часу відносно осей  $Oxuz$  змінюються періодично часу, що дорівнює  $0,02$  с (відповідно, за  $0,02$  с,  $0,04$  с і  $0,06$  с) та змінюються від  $13$  м/с до  $15$  м/с, а максимальне значення абсолютного прискорення точки  $D$  досягається за час, що дорівнює  $0,04$  с та становить  $2,4 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup>.

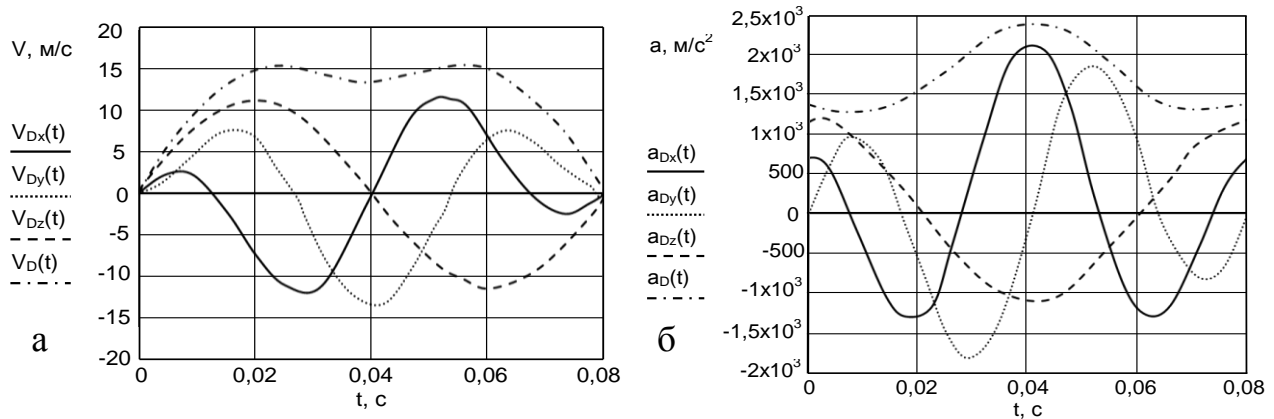


Рис. 5. Залежність зміни абсолютної швидкості (а) та абсолютного прискорення (б) точки  $D$  та її складових від часу

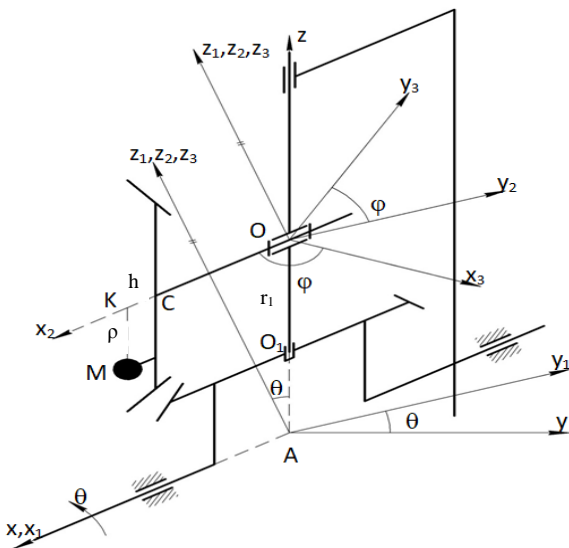


Рис. 6. Схема інерційного модуля

Для оцінювання впливу кінематичних характеристик дебаланса на силові параметри інерційного модуля лабораторної установки складено розрахункову схему (рис. б), де  $OC = OO_1 = r_1$  – висота початкових конусів сателіта і опорного колеса вихідної ланки;  $KC = h$  – відстань від площини основи початкового конуса сателіта до дебаланса;  $KM = \rho$  – радіус центру маси дебаланса відносно осі сателіта;  $AO = l$  – відстань від центральної осі  $Ax$  до вершин початкових конусів кінечних коліс.

Для визначення координат дебаланса введено нерухому систему координат  $Axuz$  так, що вісь  $Ax$  співпадає з центральною

віссю механізму. Рухома система координат  $Ax_1y_1z_1$  пов'язана з інерційним модулем так, що осі  $Ax$  та  $Ax_1$  суміщені, а з віссю  $Az_1$  суміщена вісь початкового конуса опорного колеса вихідної ланки.

Система координат  $Ox_2y_2z_2$  утворена перенесенням системи  $Ax_1y_1z_1$  вздовж осі  $z_1$  на відстань  $l$  так, що початок  $O$  співпадає з вершинами початкових конусів кінечних коліс, а вісь  $x_2$  паралельна до осей  $Ax$  та  $Ax_1$ . Система координат  $Ox_3y_3z_3$  введена так, що початок  $O$  співпадає з вершинами кінечних коліс, а площина  $Ox_3y_3$  суміщена з площиною  $Ox_2y_2$ . В початковий момент часу площини  $xAz$ ,  $xAz_1$ ,  $x_2Oz_2$  і  $x_3Az_3$  суміщені (рис. б). У довільній момент часу  $t$  вісь кінечного колеса повернулася на кут  $\varphi = \omega t$  навколо осі  $z_3$ . Координати дебалансу відносно осей  $Ox_3y_3z_3$  будуть дорівнювати:

$$x_3 = r_1 + h; \quad y_3 = \rho \sin \varphi; \quad z_3 = r_1 - \rho \cos \varphi. \quad (10)$$

Для визначення координат дебалансу в довільний момент часу у системі координат  $Ox_2y_2z_2$  необхідно скласти матрицю  $A_{23}$  направляючих косинусів між осями  $Ox_3y_3z_3$  та  $Ox_2y_2z_2$ . Після складання матриці отримано координати дебаланса у системі координат  $Ox_2y_2z_2$

$$\begin{pmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{pmatrix} = A_{2,3} \cdot \begin{pmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r_1 + h \\ -\rho \sin \varphi \\ r_1 - \rho \cos \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (r_1 + h) \cos \varphi + \rho \sin^2 \varphi \\ (r_1 + h) \sin \varphi - \rho \sin \varphi \cos \varphi \\ r_1 - \rho \cos \varphi \end{pmatrix}, \quad (11)$$

а координати дебаланса в системі координат  $Ax_1y_1z_1$   $x_1 = x_2$ ;  $y_1 = y_2$ ;  $z_1 = l + z_2$ .

Аналогічно, створивши матрицю направляючих косинусів  $A_{01}$ , знаходимо координати та прискорення дебалансу в нерухомій системі координат

$$\begin{cases} x = (r_1 + h) \cos \varphi + \rho \sin^2 \varphi \\ y = (r_1 + h - \rho \cos \varphi) \sin \varphi \cos \theta + (r_1 + l - \rho \cos \varphi) \sin \theta; \\ z = -(r_1 + h - \rho \cos \varphi) \sin \varphi \sin \theta + (r_1 + l - \rho \cos \varphi) \cos \theta. \end{cases} \quad (12)$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 \cos \omega t (r_1 + h - 2\rho \cos \omega t) - 2\rho \omega^2 \sin^2 \omega t;$$

$$\ddot{y} = C \cos \omega t \sin \omega t \cos \omega_1 t + 2\rho \omega \omega_1 \sin \omega_1 t \cos 2\omega t - (r_1 + l) \omega_1^2 \sin \omega_1 t + A \cos \omega t \sin \omega_1 t + B \sin \omega t \cos \omega_1 t; \quad (13)$$

$$\ddot{z} = -C \cos \omega t \sin \omega t \sin \omega_1 t + 2\rho \omega \omega_1 \cos \omega_1 t \cos 2\omega t - (r_1 + l) \omega_1^2 \cos \omega_1 t + A \cos \omega t \cos \omega_1 t - B \sin \omega t \sin \omega_1 t.$$

Отримані формули дозволяють визначити моменти сил інерції дебаланса відносно нерухомої осі  $Ax$ , які приводять в рух інерційний модуль.

У стоповому режимі обертання навколо центральної осі відсутнє, тобто різниця кутових швидкостей сателіта (рис. 6) і водила є максимальною, внаслідок чого імпульсним модулем формується максимальний обертовий момент  $M_{i5} = M_{\max}$ . Зміна моментів сили інерції відносно осей за один період (одне обертання одного дебаланса навколо осі  $QC$ ) визначається:

$$\sum \overline{M_{Ox} \omega_{Ox}} = \overline{M_2 \omega_2} + \overline{M_3 \omega_3} + \overline{M_{i5} \omega_5} = 0, \quad (14)$$

де  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $M_{i5}$  – момент сил інерції вхідної ланки, вихідної ланки, сателіта;  $\omega_2$ ,  $\omega_3$ ,  $\omega_5$  – кутова швидкість вхідної ланки, вихідної ланки, сателіта.

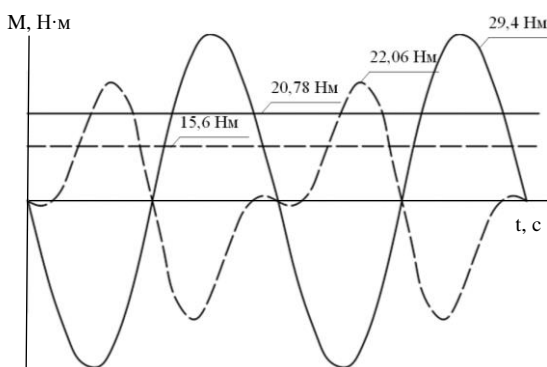


Рис. 7. Діаграма обертового моменту

Оскільки закономірність (14) має яскраво виражений гармонічний характер, то доцільно визначити діюче значення обертового моменту  $M_{зан}$ :

$$M_{зан} = 0,707 M_{\max}, \quad (15)$$

де  $M_{\max} = 29,4$  Н·м – амплітудне значення максимального обертового моменту (рис. 7).

Отже, у стоповому режимі роботи гвинтового конвеєра максимальний обертовий момент муфти формується за умови збільшення енергії дебаланса внаслідок

збільшення його швидкостей обертання навколо своєї осі та осі привода імпульсного модуля.

За динамічного режиму перерозподіл кутових швидкостей обертання сателіта навколо трьох осей формує обертовий момент  $M_D = 15,6$  Н·м, що передається запобіжною муфтою при обчисленому передаточному відношенні.

У третьому розділі «Програма та методика проведення експериментальних досліджень інерційної запобіжної муфти» наведено опис лабораторної установки та розроблені методики проведення, оброблення і аналізу результатів експериментів.

Вона передбачала: розроблення емпіричних рівнянь регресії, які функціонально характеризують і описують зміну гальмівного обертового моменту вихідного вала та коефіцієнта корисної дії ІПЗМ ГК.

Методика експериментальних досліджень ІПЗМ ГК ґрунтується на загальних положеннях планування експерименту, проведення, обробки експериментального масиву та аналізу одержаних результатів планованих факторних експериментів із використанням прикладних програм.

При проведенні експериментальних досліджень побудовану структурну модель ІПЗМ ГК (рис. 8), яку подано у вигляді «чорної скрині».

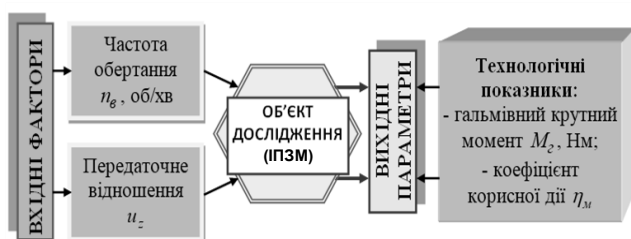


Рис. 8. Структурна модель проведення експериментів

Дослідження гальмівного моменту  $M_{zi}$  вихідного вала та коефіцієнта корисної дії  $\eta_{mi}$  провели на лабораторній установці, яка містить раму 1 (рис. 9), на якій встановлено електродвигун 2, керуючий пристрій 3 Altivar 7.1, який призначений для ступінчастого регулювання частоти

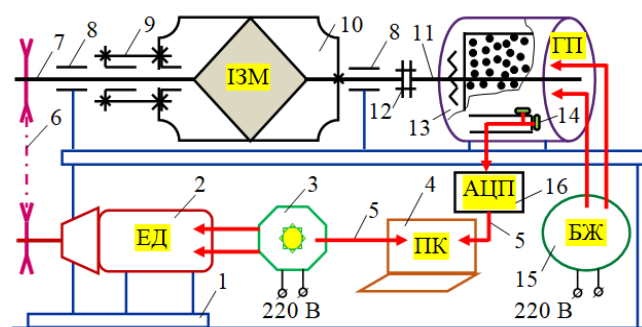
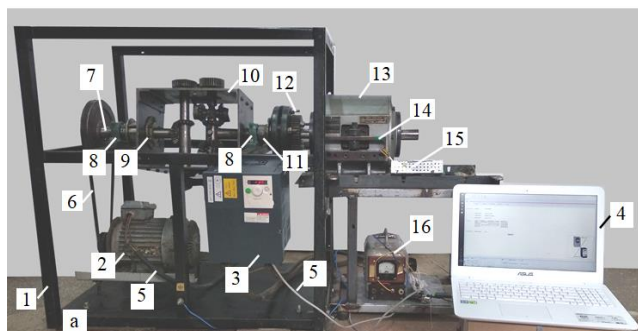


Рис. 9. Загальний вигляд (а) та схема лабораторної установки (б)

обертання двигуна, ІПЗМ ГК 10, гальмо 13 типу ПТ-16М1, яке виконано у вигляді електромагнітного порошкового навантажувального гальма та блок живлення 15 індукційних котушок гальма ПТ-16М1. Вхідний вал 9 ІПЗМ ГК, змонтовано послідовно в опорі 8, встановлений на рамі стенда та в стакані 10, закріпленому на боковині ІПЗМ ГК, за допомогою клинопасової передачі 6 з'єднаний з валом електродвигуна. Вихідний вал 11 ІПЗМ ГК змонтований в опорі 8, яка встановлена на рамі стенда. Вал за допомогою муфти 12 з'єднаний з валом ПТ-16М1. Будова ІПЗМ ГК аналогічна будові на рис. 1. Електродвигун, тензоелектричні датчики 14, які встановлено на динамометричній пружині гальма ПТ-16М1 та обмотки електромагнітних котушок гальма ПТ-16М1 за допомогою комунікаційного з'єднання 5 підключено, відповідно, до пристрою Altivar 7.1, аналогово-цифрового перетворювача 16 (АЦП) та блоку живлення. Персональний комп'ютер 4 за допомогою кабелю зв'язку 5VW3-A8106 підключений до пристрою Altivar 7.1, який має перетворювач частоти 2, плату керування роботою пристрою, а також до АЦП частоти 15.

Частоту обертання вхідного вала 7 ІПЗМ ГК 10 регулювали перетворювачем частоти пристрою 3 Altivar 7.1 за допомогою ліцензованого програмного забезпечення Power Suite V2.3.0. Технологічне навантаження гальма 13 ПТ-16М1, що відповідало режимам роботи ГК моделювали за допомогою системи керування Arduino.

Стоповий, або обертовий режим роботи ІПЗМ ГК відтворювали зміною гальмівного обертового моменту на валу гальма ПТ-16М1, який з'єднано з вихідним валом ІПЗМ ГК з'єднувальною муфтою.

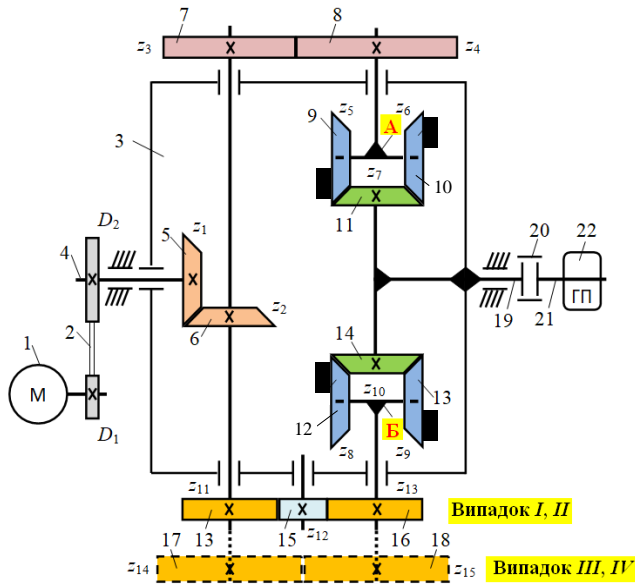


Рис. 10. Кінематична схема станда:

- 1 – двигун; 2 – клинопосова передача;  
3 – ІПЗМ; 4, 19 – вхідний і вихідний вал;  
5, 6, 9-14 – конічні шестерні; 7, 8, 14, 16-18 –  
прямозубі шестерні; 15 – прямозуба  
паразитна шестерня; 20 – муфта; 21 – вал  
гальма; 22 – гальмо; А, Б – верхній і нижній  
привод дебалансу

Зміну гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала досліджено згідно з структурною схемою (рис. 8) для таких випадків комбінацій роботи ІПЗМ ГК: з реверсом і паразитною шестернею  $M_{p,n}$ , Н·м (випадок I); без реверсу і паразитною шестернею  $M_{бр,n}$ , Н·м (випадок II); з реверсом і без паразитної шестерні  $M_{p,бн}$ , Н·м (випадок III); без реверсу і без паразитної шестерні  $M_{бр,бн}$ , Н·м (випадок IV), рис. 10.

Для отримання емпіричної моделі, залежності гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала та коефіцієнта корисної дії  $\eta_{mi}$  ІПЗМ ГК залежно від параметрів процесу, реалізували планований двофакторний експеримент типу ПФЕ  $3^2$ . Результати кодування факторів і рівні їх варіювання наведено у табл. 1.

Таблиця 1

#### Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

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

Частоту обертання вхідного вала ІПЗМ ГК визначено за формулою  $n_g = n_{oi} / u_k$ , де  $u_k$  – передаточне відношення клинопосової передачі. Задана частота обертання вала  $n_{oi}$  електродвигуна та гальмівний обертовий момент  $M_z$  гальма, який отриманий у стоповому режимі, відображалися у вікні віртуального осцилографа програми Power Suite V2.3.0 та віртуального осцилографа МР-730 системи керування Arduino. Числове значення гальмівного обертового моменту  $M_z$  гальма відповідало значенню гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала ІПЗМ ГК.

Коефіцієнт передачі обертового моменту (або к.к.д.  $\eta_{mi}$  ПЗМ) визначений за формулою  $\eta_{mi} = M_{zi} n_{di} / 95,5 K_{zi} N_{no} u_k$ , де  $K_{zi}$  – коефіцієнт використання номінальної потужності електродвигуна під час проведення експерименту;  $N_{no}$  – номінальна потужність електродвигуна, кВт.

Отримані експериментальні значення  $M_{zi}$  та  $\eta_{mi}$ , або значення функціональної залежності  $M_{zi} = f_M(x_1; x_2)$  і  $\eta_{mi} = f_\eta(x_1; x_2)$  для відповідних точок симетричного композиційного плану експерименту типу ПФЕ  $3^2$  записували у відповідні графі рандомізованої план-матриці.

Обробку отриманого експериментального масиву даних проведено за загальновідомими методиками та методами статистичної обробки для отримання і  $\eta_{mi} = f_\eta(u_z; n_g)$  з використанням методик кореляційного і регресійного аналізу, які характеризують вплив факторів і їх взаємодію на зміну гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала та коефіцієнта передачі моменту  $\eta_{mi}$  ПЗМ ГК.

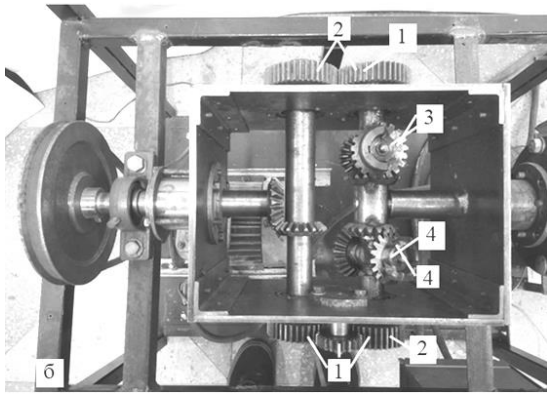


Рис. 11. Загальний вигляд ПЗМ ГК, вигляд зверху: 1, 2 – привод нижнього та верхнього дебалансу; 3, 4 – верхній і нижній дебаланс

У четвертому розділі «Результати експериментальних досліджень інерційної запобіжної муфти» наведено результати лабораторних досліджень гальмівного обертового моменту вихідного вала та коефіцієнта корисної дії ПЗМ ГК.

Послідовність проведення експериментів із визначення гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала та  $\eta_{mi}$  ПЗМ ГК (рис. 11) встановлювали згідно з нумерованим порядком рандомізованої план-матриці експерименту типу ПФЕ  $3^2$ .

Перевірку адекватності апроксимуючої моделі і оцінки значущості коефіцієнтів емпіричної моделі  $M_{zi} = f_M(u_z; n_g)$  виконано за критерієм Фішера та Ст'юдента, отримано рівняння регресії, яке описує характер зміни:

- для випадку I (з реверсом і з паразитною шестернею)  $M_{p.n}$ :

$$M_{p.n} = 0,094 + 0,31u_z + 0,53n_g + 0,01u_z n_g - 0,29(u_z)^2; \quad (16)$$

- для випадку II (без реверсу і з паразитною шестернею)  $M_{op.n}$ :

$$M_{op.n} = 0,36 + 0,49u_z + 0,063n_g + 0,01u_z n_g - 0,32(u_z)^2; \quad (17)$$

- для випадку III (з реверсом і без паразитної шестерні)  $M_{p.on}$ :

$$M_{p.on} = -0,59 + 1,45u_z + 0,063n_g + 0,01u_z n_g - 0,19(u_z)^2 + 3,3 \cdot 10^{-5} (n_g)^2; \quad (18)$$

- для випадку IV (без реверсу і без паразитної шестерні)  $M_{op.on}$ :

$$M_{op.on} = 1,38 - 0,83u_z + 0,061n_g + 0,01u_z n_g + 0,24(u_z)^2. \quad (19)$$

Аналіз побудованих графічних відтворень у вигляді поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів (рис. 12) свідчить, що визначальним фактором для зміни гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала для випадків I, II, III, IV процесу роботи є частота обертання  $n_g$  вхідного вала ПЗМ.

При цьому, зі збільшенням частоти обертання  $n_6$  вхідного вала в межах від 87,5 об/хв до 437,5 об/хв, гальмівний обертовий момент  $M_{zi}$  вихідного вала ІПЗМ також зростає: для випадку *I* як функція  $M_{p.n} = f_M(u_z; n_6)$  від 4,5 до 4,8 рази; для випадку *II* як функція  $M_{бр.n} = f_M(u_z; n_6)$  від 3,9 до 4,7 рази; для випадку *III* як функція  $M_{p.бн} = f_M(u_z; n_6)$  від 4,6 до 4,9 рази та для випадку *IV* як функція  $M_{бр.бн} = f_M(u_z; n_6)$  від 4,1 до 5,1 рази, що також характерно залежностям, які наведено, відповідно, на рис. 13,а та рис. 13,б.

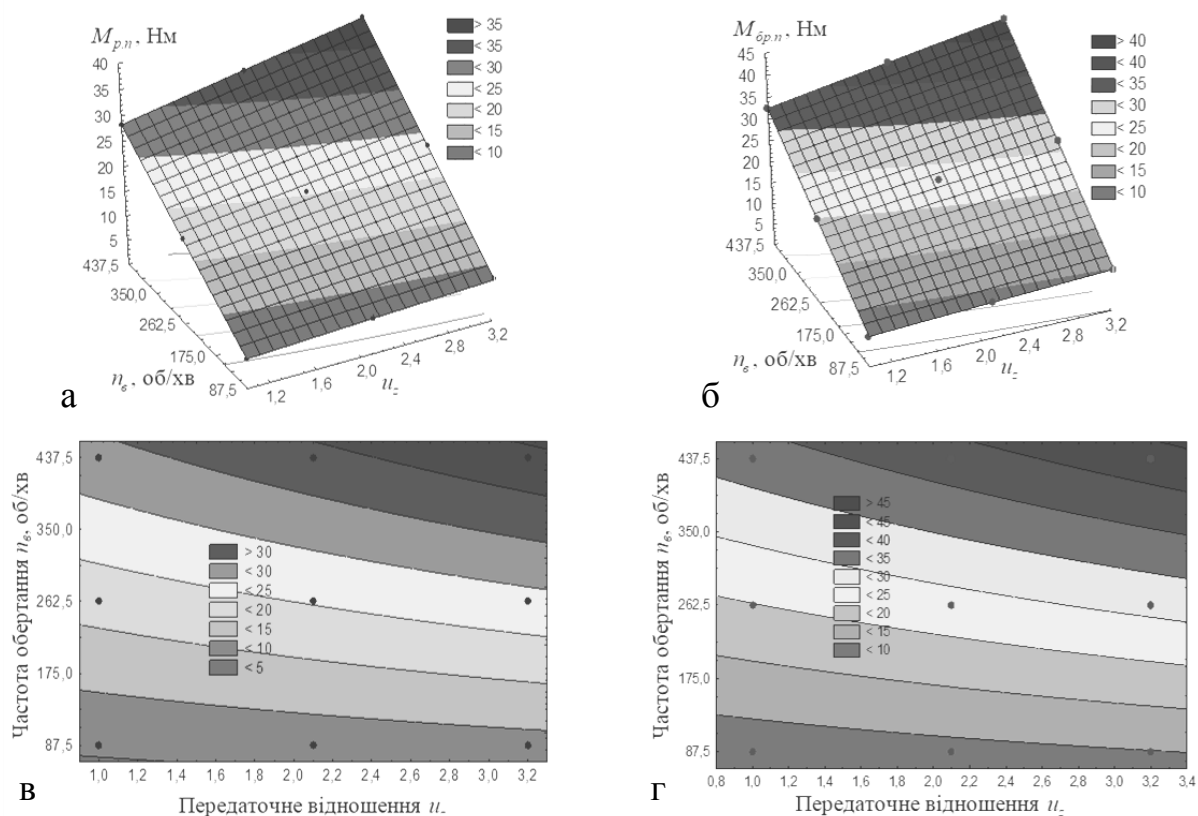


Рис. 12. Поверхня відгуку (а, б) та двомірний переріз (в,г) поверхні відгуку функції  $M_{p.n} = f_M(u_z; n_6)$  та  $M_{бр.n} = f_M(u_z; n_6)$

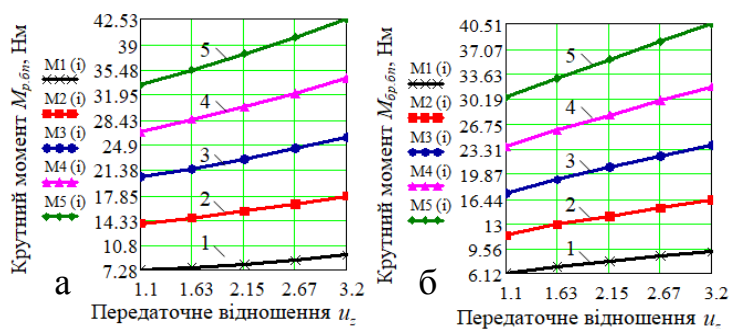


Рис. 13. Залежність зміни: а –  $M_{бр.n} = f_M(u_z)$ ; б –  $M_{бр.бн} = f_M(u_z)$ ; 1, 2, 3, 4, 5 – відповідно, при  $n_6 = 87,5; 175; 262,5; 350; 437,5$  об/хв

Збільшення передаточного відношення  $u_z$  у межах від 1 до 3,2 для випадків *I* і *II* та у межах від 1,1 до 3,2 для випадків *III* і *IV* суттєво не впливає на зростання гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала у межах зміни частоти обертання  $n_6$  вхідного вала ІПЗМ від 87,5 об/хв до 437,5 об/хв – у середньому від

При цьому характер функціональної зміни  $M_{zi}$  для всіх випадків *I*, *II*, *III*, *IV* роботи залежно від збільшення частоти обертання  $n_6$  вхідного вала ІПЗМ ГК наближений до пропорційного – за збільшення  $n_6$  до 5 разів (від 87,5 об/хв до 437,5 об/хв) гальмівний обертовий момент  $M_{zi}$  вихідного вала ІПЗМ також зростає пропорційно збільшенню  $n_6$  та становить від 4,8 до 5,1 рази.

3,0 Н·м до 4,0 Н·м, що також характерно аналізу зміни графічних побудов, які наведено на рис. 13.

У межах збільшення частоти обертання  $n_e$  вхідного вала від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв та зміни передаточного відношення  $u_z$  від 1 до 3,2 приріст гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала для всіх випадків *I*, *II*, *III*, *IV* процесу роботи ІПЗМ ГК становив у середньому від 8,0 Н·м до 10,0 Н·м.

На основі порівнянь та аналізу графічних побудов діаграми зміни гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала для випадків *I*, *II* (рис. 14,а) та випадків *III*, *IV* (рис. 14,б) залежно від зміни частоти обертання  $n_e$  вхідного вала ІПЗМ від 87,5 об/хв до 437,5 об/хв та зміни передаточного відношення  $u_z$  від 1 до 3,2 виявлено, що:

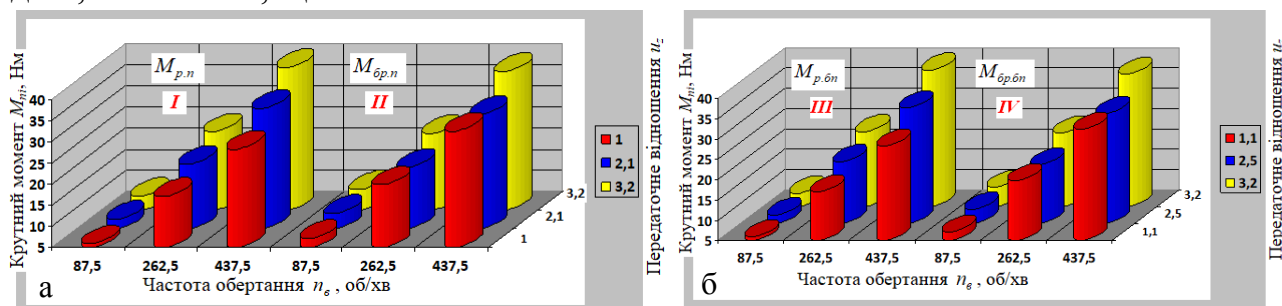


Рис. 14. Діаграма апроксимованих значень гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  ІПЗМ ГК для випадку: а – *I* ( $M_{p.n}$ ) та *II* ( $M_{op.n}$ ); б – *III* ( $M_{p.on}$ ) та *IV* ( $M_{op.on}$ )

- випадок *I* забезпечує зростання гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала, або початку стопового режиму роботи ІПЗМ ГК в середньому на 10...15 %, або в 1,1...1,15 рази порівняно з випадком *II*, рис. 14,а;

- випадок *III* забезпечує збільшення гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала, або початку стопового режиму роботи ІПЗМ ГК в середньому на 5...20%, або в 1,05...1,2 рази порівняно з випадком *IV*, рис. 14,б.

При цьому значне збільшення гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала для всіх випадків *I*, *II*, *III*, *IV* процесу роботи (у середньому на 15...20 %) відбувається за частоти обертання вхідного вала ІПЗМ ГК  $n_e \geq 262,5$  об/хв, а середні максимальні значення  $M_{op.n,max}$  вихідного вала, які становлять від 25 Н·м до 43 Н·м, отримано за зміни частоти обертання  $n_e$  вхідного вала в межах від 262,6 об/хв до 437,5 об/хв та передаточного відношення  $u_z$  приводу верхнього дебалансу від 2,0 до 3,2.

Отже, максимальний гальмівний обертовий момент  $M_{zi,max}$  вихідного вала, або початку стопового режиму роботи ІПЗМ при перевантаженні робочих органів ГК, за якого усуваються аварійні ситуації, забезпечує раціональні параметри процесу роботи ІПЗМ ГК, які знаходяться в діапазоні:

- частота обертання вхідного вала ІПЗМ від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв;
- передаточне відношення приводу верхнього дебалансу ІПЗМ від 2,0 до 3,2.

Передаточне відношення приводу нижнього дебалансу ІПЗМ є постійним та дорівнює 1,0. Ці параметри ІПЗМ забезпечують стоповий режим роботи ГК за умов виникнення перевантаження його робочих органів, або аварійних ситуацій ГК у межах вихідного обертового моменту ІПЗМ від 20 до 42 Н·м.



Визначення експериментального значення коефіцієнта передачі обертового моменту  $\eta_{mi}$  ІПЗМ проведено з метою встановлення технологічної ефективності процесу роботи ІПЗМ.

При цьому коефіцієнт корисної дії  $\eta_{mi}$  визначено для аналогічних випадків експлуатації на основі гальмівного обертового моменту  $M_{zi}$  вихідного вала ІПЗМ.

Шляхом нехтування (вилучення) незначущих коефіцієнтів отримано рівняння регресії у натуральних величинах, яке описує зміну к.к.д.  $\eta_{mi}$  залежно від частоти обертання  $n_6$  вхідного вала та передаточного відношення  $u_z$  приводу верхнього дебаланса ІПЗМ ГК для випадків *I*, *II*, *III*, *IV*, і записане у вигляді функції  $\eta_{mi} = f_{\eta}(u_z; n_6)$ :

$$\eta_{p.n} = 0,47 + 0,11u_z - 2,6 \cdot 10^{-5} u_z n_6 + 2,18 \cdot 10^{-7} (n_6)^2; \quad (20)$$

$$\eta_{\delta p.n} = 0,6 + 0,13u_z - 5,19 \cdot 10^{-5} u_z n_6 + 6 \cdot 10^{-7} (n_6)^2; \quad (21)$$

$$\eta_{p.\delta n} = 0,5 + 0,06u_z - 2,72 \cdot 10^{-5} u_z n_6 - 0,012(u_z)^2 + 1,36 \cdot 10^{-6} (n_6)^2; \quad (22)$$

$$\eta_{\delta p.\delta n} = 0,61 - 0,83u_z + 0,061n_6 - 2,72 \cdot 10^{-5} u_z n_6 + 0,009(u_z)^2 + 3,27 \cdot 10^{-6} (n_6)^2. \quad (23)$$

Аналіз побудованих графічних відтворень у вигляді поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів (рис. 15) доводить, що зі збільшенням передаточного відношення  $u_z$  приводу верхнього дебаланса в межах від 1 до 3,2 к.к.д.  $\eta_{mi}$  ІПЗМ також зростає: для випадку *I* від 0,58 до 0,83; для випадку *II* від 0,66 до 0,96; для випадку *III* від 0,54 до 0,85; для випадку *IV* від 0,68 до 0,89, а збільшення частоти обертання  $n_6$  вхідного вала майже не впливає на зростання к.к.д.  $\eta_{mi}$  ІПЗМ –  $\eta_{mi}$  змінюється у межах від 0,01 до 0,03.

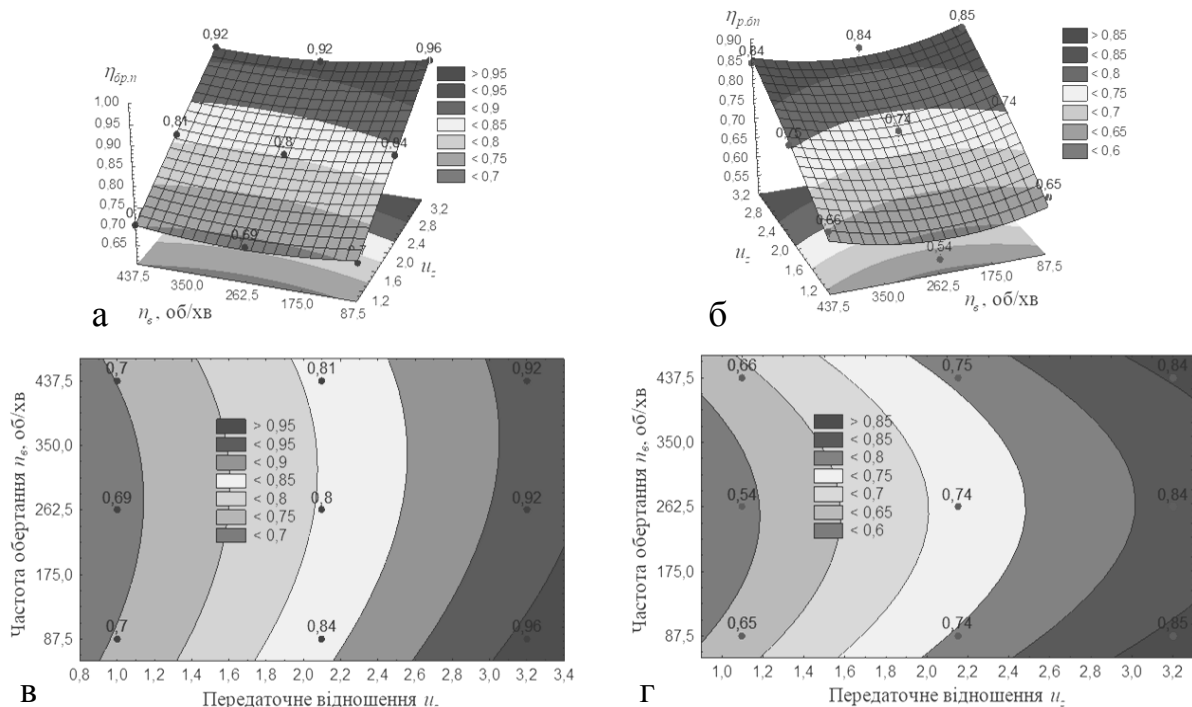


Рис. 15. Поверхня відгуку (а, б) та двомірний переріз (в, г) поверхні відгуку функції: а –  $\eta_{p.n} = f_{\eta}(u_z; n_6)$ ; б –  $\eta_{\delta p.n} = f_{\eta}(u_z; n_6)$

При цьому значне збільшення коефіцієнта передачі обертового моменту  $\eta_{mi}$  для випадків *I*, *II*, *III*, *IV* роботи ІПЗМ (у середньому на 11,5 % до 12 %) відбувається за передаточного відношення  $u_z$  приводу верхнього дебаланса  $u_z \geq 2$  і зміни частоти обертання  $n_6$  вхідного вала у межах  $262,5 \text{ об/хв} \leq n_6 \leq 437,5 \text{ об/хв}$ .

На основі проведеного аналізу доведено, що максимальні значення коефіцієнта передачі обертового моменту  $\eta_{mi}$ , або оптимальний режим роботи ІПЗМ забезпечує застосування варіанту комбінації II, тобто процес роботи ІПЗМ без реверсу та із паразитною шестернею, за якого приводи верхнього та нижнього дебалансів мають зустрічний напрямок обертання. При цьому середні максимальні значення коефіцієнта передачі обертового моменту  $\eta_{mi \max}$ , які є в діапазоні від 0,81 до 0,96, отримано за зміни передаточного відношення  $u_z$  приводу верхнього дебалансу від 2,0 до 3,2 та діапазону зміни частоти обертання  $n_g$  вхідного вала ІПЗМ від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв.

Отже, у контексті забезпечення передачі максимального обертового моменту,  $\eta_{mi \max}$ , раціональні параметри процесу роботи ІПЗМ ГК знаходяться в діапазоні: частота обертання вхідного вала ІПЗМ від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв; передаточне відношення приводу верхнього дебалансу від 2,0 до 3,2; передаточне відношення приводу нижнього дебалансу 1,0.

У п'ятому розділі «Виробничі лабораторні дослідження та економічна ефективність застосування інерційної планетарної запобіжної муфти у складі з гвинтовим конвеєром» наведено результати лабораторних досліджень, напрямки розвитку інерційних планетарних механізмів, рекомендовані параметри для виробництва та визначено економічну ефективність застосування ІПЗМ ГК.

Виробничі лабораторні дослідження процесу роботи ІПЗМ ГК (рис. 16) провели за транспортування пшениці.

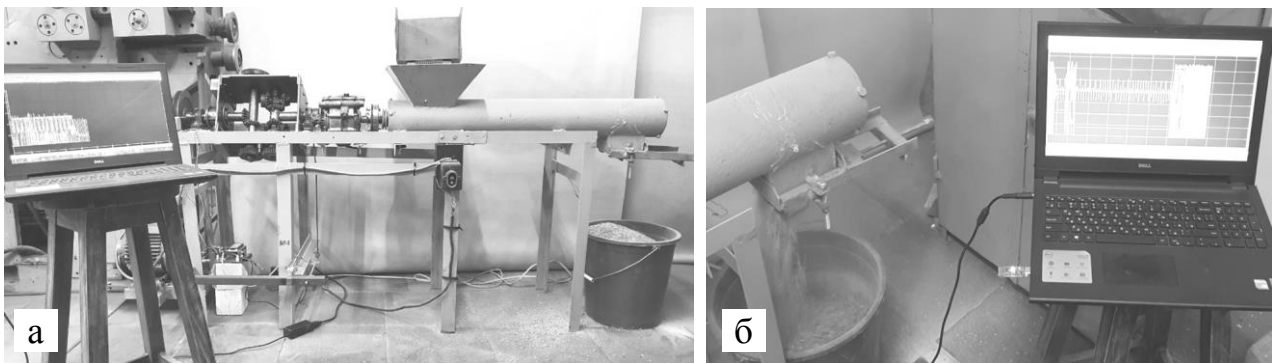


Рис. 16. Загальний вигляд: а – ІПЗМ ГК; б – процесу вивантаження матеріалу

Встановлено, що максимальний гальмівний обертовий момент, що спричиняє зупинку транспортування пшениці ГК за перевантаження був у межах від 20,5 до 32,5 Н·м.

Розроблена система дозволяє покращити надійність роботи розробленого стенду, підвищити міжремонтний ресурс експлуатації в 1,6 рази та збільшити продуктивність праці ГК в 1,5 рази.

Завдання підвищення ефективності функціонування гвинтових конвеєрів під час транспортування вантажів різного призначення вирішено шляхом підвищення надійності процесу роботи, а також конструктивним удосконаленням запобіжних інерційних механізмів.

Розрахований річний економічний ефект від застосування ІПЗМ, який досягнуто за рахунок підвищення технологічної ефективності процесу роботи гвинтових конвеєрів, становить 12209,7 грн на один виріб.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено нове наукове актуальне завдання підвищення технологічної ефективності роботи гвинтового конвеєра шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів інерційної планетарної запобіжної муфти, та встановлені такі основні результати:

1. Абсолютне значення швидкості та прискорення переміщення точки дебалансу залежно від зміни часу від 0 до 0,08 с змінюється в межах, відповідно, 0...15 м/с та  $(1,4...2,4) \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup>, при цьому максимальні значення абсолютної швидкості рівній 13...15 м/с змінюються періодично у часі, що дорівнює 0,02 с (відповідно, за 0,02 с, 0,04 с і 0,06 с), а максимальне значення абсолютного прискорення  $2,4 \cdot 10^3$  м/с<sup>2</sup> досягається за час рівний 0,04 с.

2. Максимальний обертовий момент вихідного вала інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра у стоповому режимі формується шляхом зростання енергії дебаланса за рахунок збільшення швидкостей обертання дебаланса навколо своєї осі та осі привода імпульсного модуля та змінюється в діапазоні 19,6...29,4 Н·м за відповідного передаточного відношення приводу дебаланса рівного 2,2.

3. Основний масив апроксимованих значень гальмівного обертового моменту вихідного вала інерційної запобіжної муфти гвинтового конвеєра залежно від зміни частоти обертання вхідного вала від 87,5 об/хв до 437,6 об/хв та передаточного відношення від 1,0 до 3,2 для випадків процесу роботи приводу без застосування реверсу та зі застосуванням реверсу знаходиться у межах, відповідно, від 6 Н·м до 42 Н·м та від 7 Н·м до 43 Н·м.

Розбіжність теоретичних і експериментальних значень гальмівного обертового моменту вихідного вала інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра становить від 10 % до 17 %.

4. Визначальним фактором, який суттєво впливає на збільшення гальмівного обертового моменту вихідного вала інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра є зміна частоти обертання вхідного вала в межах від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв. При цьому обертовий момент вихідного вала зростає у середньому на 15...20 % для всіх випадків процесу роботи приводу.

5. Середні значення максимального гальмівного обертового моменту вихідного вала, які змінюються в діапазоні від 25 Н·м до 43 Н·м отримано для випадку застосування приводу інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра без реверсу та з паразитною шестернею, або зустрічного напрямку обертання приводів верхнього та нижнього дебалансів та зміни частоти обертання вхідного вала в межах від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв і передаточного відношення приводу верхнього дебалансу від 2,0 до 3,2.

6. Основний масив апроксимованих значень коефіцієнта передачі обертового моменту гвинтовому конвеєру  $\eta_{mi}$  інерційної планетарної запобіжної муфти залежно від зміни частоти обертання вхідного вала від 87,5 об/хв до 437,6 об/хв та передаточного відношення від 1,0 до 3,2 для випадків процесу роботи приводу без застосування реверсу та зі застосуванням реверсу є у межах від 0,59 до 0,96 та від 0,54 до 0,89 відповідно.

7. Встановлено, що раціональне функціонування гвинтового конвеєра в аспекті забезпечення максимального гальмівного обертового моменту вихідного вала  $M_{ni} \rightarrow \max$  при виникненні перевантаження робочих органів у межах від 20 Н·м до 42 Н·м, або початку стопового режиму роботи гвинтового конвеєра досягається за таких параметрів: частоти обертання вхідного вала інерційної запобіжної муфти від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв; передаточного відношення приводу верхнього (від 2,0 до 3,2) та нижнього дебалансу рівного 1,0.

8. Річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок підвищення технологічних можливостей гвинтового конвеєра становить 12209,7 грн. Результати досліджень впроваджено на ПрАТ «ТерА» (м. Тернопіль), ТОВ «Україна» (Тернопільська обл., Підволочиський р-н.) і ПП «Україна-Агро-2С» (Хмельницька обл., Чемеровецький р-н) у технологічних лініях, відповідно, для транспортування та формування тіста та для транспортування сипких продуктів та вантажів. Теоретичні та практичні результати досліджень використані у навчальному процесі ТНТУ імені Івана Пулюя під час викладання дисципліни «Приводи верстатів та верстатних комплексів».

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### *Наукові праці, в яких опубліковано основні результати дисертаційної роботи*

1. Стухляк П. Аналітичне дослідження кінематики дебалансу реактивно-інерційного блока інерційного трансформатора крутного моменту / П. Стухляк, А. Курко, В. Каретін, І. Добротвор // *Машинознавство*. – 2011. – № 9-10. – С. 41-44. (Здобувачем розроблено рівняння, які описують рух точки дебалансу. Індексуються в міжнародній наукометричній базі **Google Scholar**).

2. Чвартацький Р.І. До питання подрібнення і змішування коренебульбоплодів / Р.І. Чвартацький, І.І. Чвартацький, В.М. Каретін // *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.* – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – Вип. 23. – С. 161-165. (Здобувачем запропоновано застосування інерційної муфти для гвинтового конвеєра. Індексуються в міжнародних наукометричних базах **Google Scholar; Ulrich's; ResearchBib; Scientific Indexing Services; CiteFactor; WorldCat**).

3. Каретін В.М. Векторний спосіб визначення кінематичних параметрів ідеального інерційного модуля у стоповому режимі / В. М. Каретін, А. М. Курко // *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. – 2020. – № 4. – С. 105-112. (Здобувачем розроблено залежності для визначення кінематичних і динамічних параметрів дебаланса стопового режиму роботи. Індексуються в міжнародних наукометричних базах **Index Copernicus; Google Scholar**).

4. Каретін В. Кінематичне дослідження моделі еталонної компоновальної схеми інерційного модуля / В. Каретін // *Наукові горизонти*. – 2020. – № 07(92). – С. 104-111. (Індексуються в міжнародних наукометричних базах **Index Copernicus; Google Scholar; DOAJ**).

5. Karetin V. Experimental studies of the inertial safety clutch for screw conveyor / V. Karetin, P. Stukhlyak, A. Kurko // *Scientific Journal of TNTU*. – 2020. – No. 100(4). – P. 86-96. (Здобувачем отримано рівняння регресії зміни гальмівного крутного моменту. Індексуються в міжнародних наукометричних базах **Index Copernicus; Google Scholar**).

6. Каретін В.М. Порівняльні експериментальні дослідження процесу роботи інерційного планетарного механізму гвинтових конвеєрів / В.М. Каретін, П.Д. Стухляк // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2020. – № 2(49). – С. 71-80. *(Здобувачем проведено порівняльний аналіз процесу роботи муфти. Індукується в міжнародних наукометричних базах Scientific Indexing Services; Google Scholar; JOURNAL FACTOR; WorldCat; ResearchBib).*

7. Karetin V. The results of experimental studies transfer coefficient inertial torque coupling screw conveyor / V. Karetin, V. Baranovsky, P. Stukhlyak, A. Kurko // Innovative solutions in modern science. – New York: ТК Meganom LLC, 2020 – No 5(41) – P. 85 – 96. *(Здобувачем розроблено рівняння регресії к.к.д. інерційної муфти. Індукується в міжнародних наукометричних базах Scientific Indexing Services; Google Scholar; CORE; OpenAIRE; Ulrich's; WorldCat; CiteFactor; ResearchBib; BASE).*

### ***Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертаційної роботи***

8. Каретін В. Графічний аналіз реактивно-інерційного блоку зубчастих коліс планетарного механізму / В. Каретін // Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій”, 21-22 грудня 2010 року: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2010. – С. 47.

9. Курко А. Комп'ютерне моделювання кінетики дебалансу реактивно-інерційного блоку / А. Курко, В. Каретін, Р. Цебрій // I наукова конференція “Теоретичні та прикладні аспекти розвитку нових автоматизованих технологій і дослідження матеріалів”, 18 травня 2011 року: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2011. – С. 23. *(Здобувачем розроблено алгоритм обробки даних в середовищі MathCad).*

10. Каретін В.М. Аналітичне дослідження кінематики дебалансу реактивно-інерційного блоку інерційного трансформатора крутного моменту / В. М. Каретін // 10-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези допов. – Львів: НУ «ЛП», 2011. – С. 314-315.

11. Каретін В. Дослідження фазових поверхонь кінематики та динаміки параметрів дебалансів / В. Каретін // XV наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 14-15 грудня 2011 року: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2011. – С. 31.

12. Стухляк П.Д. Кінематичне дослідження реактивно-інерційного блоку графічним способом / П. Д. Стухляк, А. М. Курко, В. М. Каретін // Автоматизація: проблеми, ідеї, рішення: матеріали міжнародної науково-технічної конференції: тези допов. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – С.123-125. *(Здобувачем запропоновано метод побудови просторових векторних планів для визначення кутових зміщень сателітів).*

13. Стухляк П.Д. Графічне визначення даних для кінетостатичного розрахунку механізму / П. Д. Стухляк, А. М. Курко, В. М. Каретін // Всеукраїнська науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування»: тези допов. – Херсон: ХДМА, 2012. – С. 157-159. *(Здобувачем розроблено залежності для визначення кінематичних і динамічних параметрів дебаланса стопового режиму роботи).*

14. Курко А. Комп'ютеризований стенд для експериментального дослідження енергетичних характеристик інерційного диференціального трансформатора моменту / А. Курко, В. Каретін // XXI наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 16-17 травня 2019 року: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – С. 87. *(Здобувачем встановлено відповідність між енергетичними параметрами інерційної запобіжної муфти та силового електроприводу).*

15. Каретін В.М. Кінетичні передумови трансформації в потужності інерційного диференціального трансформатора моменту / В. М. Каретін, А. М. Курко, М. С. Михайлишин // 14-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові, 23-24 травня 2019 року: тези допов. – Львів: ТзОВ "КІНПАТРИ ЛТД", 2019. – С. 108-109. *(Здобувачем теоретично обґрунтовано кінематичні умови стопового і динамічного режимів роботи).*

16. Каретін В. Автоматизована реєстрація параметрів потужності інерційного диференціального трансформатора моменту / В. Каретін, А. Курко, М. Михайлишин // IV Міжнародна науково-технічна конференція “Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп'ютерних технологій” присвячена 80-ти річчю з дня народження професора Я.І. Проця, 20-21 червня 2019 року: тези допов. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – С. 186-187. *(Здобувачем розроблено структурну схему стенда для автоматизованої реєстрації параметрів потужності інерційної запобіжної муфти).*

17. Каретін В. Автоматизований обробіток експериментальних даних в середовищі Excel / В. Каретін, А. Курко, М. Михайлишин // VII науково-технічна конференція “Інформаційні моделі, системи та технології”: тези допов. – Тернопіль: ФОП Паляниця ВА, 2019. – С. 9. *(Здобувачем розроблено програму та методіку проведення експериментальних досліджень).*

18. Курко А. Моделювання кінематики сферичного руху геометричними засобами / А. Курко, В. Каретін // Міжнародна науково-технічна конференція “Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій” до 60-річчя з дня заснування ТНТУ імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2020. – С. 134. *(Здобувачем розроблено залежності для визначення кінематичних і динамічних параметрів дебаланса стопового режиму роботи).*

19. Каретін В. М. Експериментальні дослідження інерційного диференціального трансформатора моменту / В. М. Каретін // IX Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 25-26 листопада 2020 року: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2020. – Том 1. – С. 74-75.

20. Михайлишин М.С. Дослідження кінематики і динаміки дебалансу інерційного модуля / М. С. Михайлишин, В. М. Михайлишин, П. Д. Стухляк, В. М. Каретін, А. М. Курко // VIII науково-технічна конференція “Інформаційні моделі, системи та технології”, 9-10 грудня 2020 року: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2020. – С. 20-21. *(Здобувачем розроблено залежності для визначення кінематичних і динамічних параметрів дебаланса стопового режиму роботи).*

***Наукові праці, які додатково розкривають результати дисертаційної роботи***

21. Пат. 86532 Україна, МПК F16H 33/00 F16H 29/00 Інерційний диференціальний трансформатор моменту / Курко А.М., Каретін В.М.; заявник і власник патенту Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201302670; заявл. 04.03.2013; опубл. 10.01.2014. Бюл. № 1/2014. 5 с. (Здобувачем запропоновано конструктивне розміщення дебалансів. Частка всіх співавторів однакова).

## АНОТАЦІЯ

**Каретін В.М.** Обґрунтування параметрів інерційного планетарного запобіжного механізму гвинтових конвеєрів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2021.

У дисертації на підставі сукупності узагальнених наукових результатів вирішено нове актуальне завдання підвищення технологічної ефективності процесу роботи гвинтових транспортних механізмів шляхом удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів інерційної планетарної запобіжної муфти, яку виконано на основі біпланетарного інерційного механізму з рухомою реактивною ланкою.

На основі проведених теоретично-експериментальних досліджень розроблено: аналітичні залежності, які дозволяють аналізувати переміщення точки дебалансу та механізму загалом; аналітичні залежності для визначення кінематичних і динамічних параметрів стопового режиму роботи гвинтового конвеєра з інерційною планетарною запобіжною муфтою; емпіричні рівняння, які характеризують зміну гальмівного обертового моменту стопового режиму роботи та коефіцієнта корисної дії передачі обертового моменту.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтовано основні раціональні параметри інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра.

Максимальний обертовий момент вихідного вала інерційної планетарної запобіжної муфти гвинтового конвеєра у стоповому режимі формується шляхом зростання енергії дебаланса за рахунок збільшення швидкостей обертання дебаланса навколо своєї осі та осі привода імпульсного модуля та змінюється в діапазоні 19,6 ... 29,4 Н·м за відповідного передаточного відношення приводе дебаланса, що дорівнює 2,2.

Раціональне функціонування процесу роботи гвинтового конвеєра з метою забезпечення максимального гальмівного обертового моменту вихідного вала при виникненні перевантаження його робочих органів у межах від 20 Н·м до 42 Н·м, або початку стопового режиму роботи гвинтового конвеєра досягнуто за наступних параметрів: частота обертання вхідного вала ІПЗМ від 262,5 об/хв до 437,5 об/хв; передаточне відношення приводе верхнього дебалансу від 2,0 до 3,2; передаточне відношення приводе нижнього дебалансу рівне 1,0.

Конструктивна новизна технічного рішення захищена патентом України на корисну модель.

**Ключові слова:** вхідний вал, вихідний вал, дебаланс, координата, швидкість, прискорення, стоповий режим роботи, гальмівний обертовий момент, частота обертання, передаточне відношення, коефіцієнт корисної дії, гвинтовий конвеєр.

## АННОТАЦІЯ

**Каретин В.М.** Обоснование параметров инерционного планетарного предохранительного механизма винтовых конвейеров. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины». - Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2021.

В диссертации на основании полученных научных результатов решена задача повышения технологической эффективности процесса работы винтовых транспортных механизмов путем усовершенствования конструкции и обоснования параметров инерционной планетарной предохранительной муфты винтового конвейера.

На основе проведенных теоретико-экспериментальных исследований разработаны: аналитические зависимости, позволяющие анализировать перемещение точки дебаланса и механизма в целом; аналитические зависимости для определения кинематических и динамических параметров стопового режима работы винтового конвейера с инерционной планетарной предохранительной муфтой; эмпирические уравнения, характеризующие изменение тормозного крутящего момента стопового режима работы и коэффициента полезного действия передачи крутящего момента.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований обоснованы основные рациональные параметры инерционной планетарной предохранительной муфты винтового конвейера.

Максимальный крутящий момент выходного вала инерционной планетарной предохранительной муфты винтового конвейера в стоповом режиме формируется путем прироста энергии дебаланса за счет увеличения скоростей его вращения вокруг своей оси и оси привода импульсного модуля и находится в диапазоне 19,6 ... 29,4 Н·м при соответствующем передаточном отношении привода дебаланса равно 2,2.

Рациональное функционирование процесса работы винтового конвейера в аспекте обеспечения максимального тормозного крутящего момента выходного вала при возникновении перегрузки его рабочих органов в пределах от 20 Н·м до 42 Н·м, или начала стопового режима работы винтового конвейера достигается при таких параметрах: частота вращения входного вала ИППМ от 262,5 об / мин до 437,5 об / мин; передаточное отношение привода верхнего дебаланса от 2,0 до 3,2; передаточное отношение привода нижнего дебаланса равно 1,0.

Конструктивная новизна технического решения защищена патентом Украины на полезную модель.



**Ключевые слова:** входной вал, выходной вал, дебаланс, координата, скорость, ускорение, стоповый режим работы, тормозной крутящий момент, частота вращения, передаточное отношение, коэффициент полезного действия.

## ANNOTATION

**Karetin V.M.** Substantiation of parameters of the inertial planetary safety mechanism of the screw conveyors. – Qualification scientific work on the rights of manuscript.

The dissertation for obtaining a scientific degree of the Candidate of technical sciences on a specialty 05.05.05 "Lifting and transportation machinery". – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2021.

In the dissertation, on the basis of the set of generalized scientific results, the new actual problem of increasing the technological efficiency of screw transport mechanisms operation process is solved due to design improvement and substantiation of parameters of the inertial planetary safety clutch, which is produced on the basis of the biplanetary inertial mechanism with a mobile reactive link.

On the basis of the conducted theoretical and experimental research the following has been developed: analytical dependences which allow to analyse the displacement of the imbalance point and the mechanism in general; analytical dependences for determination of kinematic and dynamic parameters of the operation stop mode of the screw conveyor with inertial planetary safety clutch; empirical equations that characterize the change in braking torque of the stop mode and the torque transmission efficiency.

Grounded on the conducted theoretical and experimental research, the optimal parameters of the inertial planetary safety clutch of the screw conveyor are substantiated.

The braking safety torque of the output shaft of the screw conveyor inertial planetary safety clutch in the stop mode is formed by means of increasing the imbalance energy due to acceleration of the imbalance rotation around its axis and the drive axis of the pulse module as well as range variation of 19.6 ... 29.4 N·m, when respective gear ratio of the imbalance drive equals to 2.2.

Rational functioning of the process of the screw conveyor operation in terms of providing maximum braking torque of the output shaft in case of overload of its working parts in the range from 20 N·m to 42 N·m, or the beginning of the stop mode of the screw conveyor, is achieved by the following parameters: input shaft speed is from 262.5 rpm to 437.5 rpm; the gear ratio of the upper imbalance drive is from 2.0 to 3.2 and the lower imbalance drive is equal to 1.0.

The annual economic effect achieved by increasing the technological capabilities of the screw conveyor is UAH 12,209.7. The research results were implemented at PJSC "TerA" (Ternopil), LLC "Ukraine" (Ternopil region, Pidvolochysk district) and PP "Ukraine-Agro-2C" (Khmelnysky region, Chemerivtsi district) in technological lines, respectively, for transportation and dough formation and for transportation of bulk products and goods. Theoretical and practical results of the research were implemented in the educational process of Ternopil Ivan Puluj National Technical University during teaching the subject "Drives of Machines and Machine Complexes".

The constructive novelty of the technical solution is protected by a patent of Ukraine for a utility model.

**Keywords:** input shaft, output shaft, imbalance, coordinate, speed, acceleration, stop operation mode, braking torque, rotation speed, gear ratio, efficiency factor, screw conveyor.