

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Дубиняк Тарас Степанович

УДК 621.867.4

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПАРАМЕТРІВ ЗАХИСНИХ МЕХАНІЗМІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕСРІВ

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора
філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Т. С. Дубиняк

Науковий керівник:

Гевко Іван Богданович, доктор
технічних наук, професор

Тернопіль – 2018

АНОТАЦІЯ

Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких 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, 2018.

Дисертаційна робота присвячена обґрунтуванню конструкцій та параметрів гнучких гвинтових конвеєрів з механізмами захисту від перевантажень. Для вирішення поставлених задач проведено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень процесів спрацювання пружно-запобіжних муфт та завантажувально-захисних насадок при перевантаженні гнучких гвинтових конвеєрів. У дисертації вирішена науково-прикладна задача, яка полягає у підвищенні ефективності функціонування гнучких гвинтових конвеєрів за рахунок забезпечення адекватного захисту їх гнучких гвинтових робочих органів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів пружно-запобіжної муфти з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками та завантажувально-захисної насадки.

Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних і кінематичних параметрів пружно-запобіжних муфт відносно моменту їх спрацювання. На основі проведеного статичного силового розрахунку запропонованих запобіжних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів виведено аналітичні залежності зміни обертового моменту в залежності від провертання півмуфт і встановлено величини граничних моментів спрацювання пружно-запобіжної муфти.

Встановлено вплив основних параметрів на динаміку спрацювання пружно-запобіжної муфти в режимі перевантаження шнека гнучкого гвинтового конвеєра. В результаті динамічних розрахунків гнучкого гвинтового конвеєра із запобіжними елементами у вигляді муфт виведено аналітичні і побудовано

графічні залежності впливу конструктивних характеристик запропонованих пристроїв на динамічні ударні навантаження.

Досліджено вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра і встановлено вплив конструктивних параметрів на динаміку механічної системи привода гвинтового конвеєра. Результати показують, що такими конструктивними рішеннями, як зменшення величин пробігу півмуфти та зазорів у з'єднаннях, а також маси деталей, що піддаються ударним навантаженням, та їх пружному зв'язку із робочими органами гвинтового конвеєра, практично можна нівелювати вплив ударних навантажень на динаміку механічної системи привода в цілому.

Для проведення експериментальних досліджень розроблено і виготовлено пружно-запобіжну муфту та завантажувально-захисну насадку гнучкого гвинтового конвеєра. Розроблено експериментальну установку та методику визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра, а також її експлуатаційних характеристик. Наведені результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості пружини механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра та гнучкого гвинтового робочого органу дослідної установки.

В результаті проведених експериментальних досліджень ПЗМ ГГК встановлено, що коефіцієнт її динамічності залежить від частоти обертання муфти і прямопропорційно зростає при зростанні швидкості обертання. На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу частоти обертання n , кута нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткості пружини стиску C на величину передачі максимального обертального моменту муфтою. Тому для збільшення величини передачі максимального обертального моменту ПМЗ необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становить 2,7% – 11,4%.

Встановлено, що пружно-запобіжна муфта забезпечує плавний запуск шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження, і коефіцієнт динамічності досліджуваної муфти у порівнянні з варіантом традиційної муфти імпульсного типу є меншим в 1,21 – 1,29 рази.

Ключові слова гнучкий гвинтовий конвеєр, пружно-запобіжна муфта, запобіжний механізм, пристрій, завантажувально-захисна насадка, конструктивно-силові параметри, момент.

ANNOTATION

Dubynyak T.S. Justification of structures and parameters of protective mechanisms of flexible screw conveyors. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Science with major in 05.05.05 «Lifting-and-Transport Vehicles». – Ternopil Ivan Pul'ujNationalTechnicalUniversity, Ternopil, 2018.

The dissertation is devoted to substantiation of structures and parameters of flexible screw conveyors with mechanisms of protection against overloads. To solve the problems, a complex of theoretical and experimental investigations of the processes of elastic-safety couplings and load-protection nozzles during overloading of flexible screw conveyors was carried out. The analytical dependences for determination of constructive and kinematic parameters of elastic-safety couplings concerning the moment of their operation are deduced. The influence of the basic parameters on the dynamics of operation of the elastic-safety coupling in the mode of overloading of the screw of the flexible screw conveyor is established. The influence of gaps on the force of contact interaction in the details of the conveyor drive is investigated and the influence of structural parameters on the dynamics of the mechanical system of the propeller conveyor drive is established.

Analytical dependences for determination of structural and kinematic parameters of elastic-safety couplings are deduced from the moment of their operation. Based on

the performed static force calculation of the proposed safety mechanisms of flexible screw conveyors, the analytical dependences of the transmission torque variation, depending on the turning of the half-coupling, have been set for the values of the limiting moments of the elastic-safety coupling.

The influence of the basic parameters on the dynamics of operation of the elastic-safety coupling in the mode of overloading of the screw of the flexible screw conveyor is established. As a result of dynamic calculations of a flexible screw conveyor with safety elements in the form of a coupling, analytical and graphical dependences of the influence of the structural characteristics of the proposed devices on dynamic shock loads are derived.

The influence of gaps on the force of contact interaction in the details of the conveyor drive is investigated and the influence of structural parameters on the dynamics of the mechanical system of the propeller conveyor drive is established. The results show that by such constructive solutions as reducing the values of the half-summit runoff and clearance in the joints, as well as the masses of the parts subjected to shock loads and their elastic connection with the working bodies of the screw conveyor, the impact of shock loads on the dynamics can be virtually eliminated. mechanical system of the drive as a whole.

For experimental studies, an elastic-safety coupling and a loading and protecting nozzle for a flexible screw conveyor have been developed and manufactured. An experimental installation and a method for determining the relationship between the structural and power parameters of the elastic-safety coupling of a flexible screw conveyor, as well as its operational characteristics, have been developed. The results of experimental studies are presented. for determining the torsional rigidity of the spring of the mechanism of smooth start-up of the elastic-safety coupling of a flexible screw conveyor and flexible screw working unit of the test facility.

As a result of the conducted experimental researches of elastic-safety couplings flexible screw conveyors it was established that the coefficient of its dynamism depends on the speed of the coupling and increases in a linear way with increasing speed of rotation. On the basis of the conducted multivariate experiment, a regressive

dependence was obtained for determining the influence of the frequency of rotation n , the angle of inclination of the coupling elements and the stiffness of the compression spring C on the magnitude of the transmission of the maximum torque momentum. Therefore, to increase the value of the transmission of the maximum torque elastic-safety couplings necessary to increase the spring stiffness and rotational speed clutch and reduce lunok. Rozbizhnist angle between the results of theoretical and experimental studies is 2.7% – 11.4%.

For carrying out of experimental researches an elastic-safety clutch and a loading and protective packing of a flexible screw conveyor are developed and made. An experimental installation and a method for determining the relationship between the structural and power parameters of the elastic-safety coupling of a flexible screw conveyor, as well as its operational characteristics, have been developed. It has been established that the elastic-safety coupling provides a smooth start of the auger during start-up of the drive and reduces the dynamic loads on it during overload, and the dynamics of the investigated coupling compared with the variant of the traditional coupling of the impulse type is smaller in 1,21 – 1,29 times.

Keywords: flexible screw conveyor, elastic-safety coupling, safety mechanism, device, load-protection nozzle, structural and power parameters, moment.

Список публікацій здобувача:

Фахові видання та публікації в закордонних збірниках

1. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches / I.V. Lutsiv, Iv.B. Nevko, O.L. Lyashuk, T.S. Dubynyak // INMATEH – Agricultural Engineering. Polytechnic University of Bucharest. – Bucharest, 2017. – Vol. 51, № 1. – P. 69 – 76. *(Автором виведені залежності силових та динамічних параметрів запобіжних муфт. Входить до наукометричної бази Scopus).*

Публікації у фахових виданнях

2. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / Ів.Б. Гевко, Ю.Є. Паливода, О.П. Скиба, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2016. – № 3 (75). – С. 257 – 266. *(Автором вдосконалено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження).*

3. Визначення параметрів піднімально-транспортної лебідок з використанням фрикційної запобіжної муфти / Б.М. Гевко, Р.В. Комар, С.Л. Мельничук, Т.С. Дубиняк // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2016. – № 53. – С. 32 – 36. *(Автором приведена конструкція конусної фрикційної і запобіжної муфти, досліджено характеристики піднімально-транспортних лебідок).*

4. Дубиняк Т.С. Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / Т.С. Дубиняк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2017. – № 2 (80). Том 2. – С. 43 – 48. *(Входить до наукометричної бази WorldCat; Base; eLibrary, Google Scholar).*

5. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // «Перспективні технології та прилади». – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – № 10 (1). – С. 115 – 121. *(Автором з метою захисту шнеків від поломок розроблено цілий ряд пружно-запобіжних муфт. Входить до наукометричної бази Google Scholar).*

6. Обґрунтування параметрів гідравлічної запобіжної муфти / Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2017. – № 57. – С. 128 – 133. *(Автором запропоновано конструкцію гідравлічної запобіжної муфти підвищеної чутливості, розроблено теоретичні передумови проектування запобіжної муфти).*

7. Результати експериментальних досліджень обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк, 2017. – Вип. 38. – С. 105 – 113. *(Автором виведено рівняння регресії передачі максимального обертального моменту).*

8. Defining parameters of elastic-safety clutches for screw conveyers = Визначення параметрів пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, О.С. Манзій // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2017. – № 3 (87). – С. 74 – 82. *(Автором обґрунтовано конструкції пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів, які окрім запобіжних дозволяють за рахунок демпфувальних і пружних властивостей забезпечувати плавний запуск шнека гвинтового конвеєра. Входить до наукометричної бази Index Copernicus).*

9. Substantiation of the parameters of hydraulic overload clutch = Обґрунтування параметрів гідравлічної запобіжної муфти / Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2017. – № 2 (86). – С. 59 – 66. *(Автором наведено конструкцію гідравлічної запобіжної муфти, виведено аналітичні залежності крутного моменту залежно від силових і конструктивних параметрів. Входить до наукометричної бази Index Copernicus).*

Тези конференцій та семінари

10. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєрів / Л.Р. Рогатинська, Т.С. Дубиняк, Ю.А. Заставний, П.О. Леськів // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів.

«Актуальні задачі сучасних технологій»: 16 – 17 листопада 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 159 – 160. *(Автором проаналізовано вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу).*

11. Гевко Ів. Взаємозв'язок конструктивних елементів гвинтових механізмів з характером навантаження / Ів. Гевко, Т. Дубиняк // Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 25 – 26 листопада 2015 р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – Т. I. – С. 260 – 261. *(Автором досліджено взаємозв'язок конструктивних елементів гвинтових механізмів з характером навантаження).*

12. Гевко Ів. Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Ів. Гевко, Т. Дубиняк // Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 17 листопада 2016 р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 148. *(Автором розроблена пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра).*

13. Гевко Ів.Б. Експериментальна установка для дослідження приводу гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою / Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь // Всеукраїнська науково-технічна конференція «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича: 11 – 13 квітня 2017р.: тези доп. – Дніпро, 2017. – Ч. 2. – С. 306 – 307. *(Автором розроблена експериментальна установка для дослідження приводу гвинтового конвеєра).*

14. Гевко Ів.Б. Розробка та обґрунтування конструкцій завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя: 17 – 18 травня 2017 р.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 15. *(Автором розроблено та обґрунтовано конструкції завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів).*

15. Дубиняк Т.С. Дослідження механічних параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / Т.С. Дубиняк // Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та

експлуатації сільськогосподарської техніки» Центральноукраїнський національний технічний університет: 1 – 3 листопада 2017 р.: тези доп. – Кропивницький, 2017. – С. 180 – 181. *(Автором досліджено механічні параметри пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра).*

16. Дубиняк Т.С. Телескопічні гвинтові конвеєри / Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь, І.М. Шуст // Матеріали XVI міжнародної молодіжної науково-технічної конференції «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво»: 26 – 29 жовтня 2016 року.: тези доп. – Суми, 2016. – С. 17 – 18. *(Автором запропоновано конструкції телескопічних гвинтових конвеєрів).*

17. Конструкції механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк, І.М. Сливка // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування»: 11 – 12 травня 2017 року.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 56. *(Автором приведено дослідження конструкції механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів).*

18. Пружно-запобіжні муфти гнучких гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, О.С. Манзій // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: 18 – 19 травня 2017 р.: тези доп. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 135 – 137. *(Автором запропонована конструкція пружно-запобіжні муфти гнучких гвинтових конвеєрів).*

Деклараційні патенти

19. Пат. 108267 Україна, МПК F16D 43/20 (2006.01). Муфта запобіжна / Гевко Б.М., Марчук Р.В., Дубиняк Т.С., Навроцька Т.Д., Босюк П.В.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Б.М., Марчук Р.В., Дубиняк Т.С., Навроцька Т.Д., Босюк П.В. – № и 2016 00393; заявл. 18.01.16; опубл. 11.07.16, Бюл. 13. *(Частка всіх авторів однакова).*

20. Пат. 112995 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта / Гевко Ів.Б., Комар Р.В., Мельничук А.Л., Дубиняк Т.С., Шуст І.М.; заявник і

патентоотримувач: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 2017 06029; заявл. 03.06.16; опубл. 10.01.17, Бюл. 1. (*Частка всіх авторів однакова*).

21. Пат. 115032 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М. – № у 2016 1153927; заявл. 14.11.16; опубл. 27.03.17, Бюл. № 6. (*Частка всіх авторів однакова*).

22. Пат. 121360 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружна муфта / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. – № а 2017 02361; заявл. 14.03.17; опубл. 11.12.17, Бюл. № 23. (*Частка всіх авторів однакова*).

23. Пат. 122343 Україна, МПК F16D 43/20 (2006.01). Фрикційна запобіжна муфта підвищеної чутливості / Гевко Б.М., Марчук Р.М., Босюк П.В., Навроцька Т.Д., Дубиняк Т.С.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Б.М., Марчук Р.М., Босюк П.В., Навроцька Т.Д., Дубиняк Т.С., – № у 2016 0041510; заявл. 18.01.16; опубл. 10.01.18, Бюл. № 1. (*Частка всіх авторів однакова*).

24. Пат. 122609 Україна, МПК B65G 33/16 (2006.01), B65G 33/24(2006.01). Завантажувально-захисна насадка гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С. – № а 2017 08195; заявл. 07.08.17; опубл. 25.01.18, Бюл. № 2. (*Частка всіх авторів однакова*).

25. Пат. 122610 Україна, МПК B65G 33/16 (2006.01), B65G 33/24(2006.01). Гнучкий гвинтовий конвеєр із завантажувально-захисною насадкою з еластичним елементом / Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С. – № а 2017 08201; заявл. 07.08.17; опубл. 25.01.18, Бюл. № 2. (*Частка всіх авторів однакова*).

ЗМІСТ

ВСТУП	14
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕХАНІЗМІВ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	19
1.1. Аналіз перевантажень гнучких гвинтових конвеєрів, які виникають в процесі роботи, та засоби їх захисту	19
1.2. Огляд конструкцій механізмів захисту гвинтових конвеєрів	26
1.3. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів	42
1.4. Класифікації захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів та вимоги, що висуваються до них	51
1.5. Висновки і завдання досліджень	57
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ СПРАЦЮВАННЯ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ ГНУЧКИХ КВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ	59
2.1. Статичний силовий розрахунок запобіжних механізмів	59
2.2. Динамічний розрахунок гвинтового конвеєра із запобіжними пристроями	68
2.3. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу гнучкого гвинтового конвеєра	80
2.4. Висновки	88
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	89
3.1. Програма експериментальних досліджень	89
3.2. Конструкція пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	90
3.3. Конструкція завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра	93
3.4. Експериментальне обладнання та методика проведення досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	94
3.5. Результати статичних досліджень механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	101

3.6. Результати динамічних досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	103
3.7. Методика проведення та результати експериментальних досліджень визначення максимального обертового моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра за повнофакторним експериментом..	110
3.8. Результати порівняння теоретичних і експериментальних досліджень передачі максимального обертового моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра.....	118
3.9. Результати статичних досліджень видовження гнучкої шнекової спіралі під навантаженням	119
3.10. Висновки.....	121
РОЗДІЛ 4. ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ЗАХИСТУ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЇХ ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА	123
4.1. Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	123
4.1.1. Методика розрахунку механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	123
4.1.2. Конструктивно-силовий розрахунок параметрів спіралі шнека гнучкого гвинтового конвеєра	133
4.1.3. Інженерна методика розрахунку пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра	135
4.2. Інженерна методика розрахунку завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів.....	139
4.3. Перспективні розробки механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів	144
4.4. Визначення економічної ефективності від застосування механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів	153
4.5. Висновки	156
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	157
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	160
ДОДАТКИ	176

ВСТУП

Актуальність теми. Гвинтові конвеєри знайшли широке використання у різних галузях продуктивної діяльності для переміщення сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. За даними досліджень їх питома вага у завантажувально-розвантажувальних операціях в окремих галузях економіки складає до 40%. Гнучкі гвинтові конвеєри широко використовуються у сільськогосподарському виробництві та будівництві, де є значна необхідність швидкої зміни трас перевантаження вантажів і часто існує утруднений доступ до місць завантаження та розвантаження матеріалів.

При їх експлуатації за рахунок нестабільності завантаження матеріалу та потрапляння сторонніх предметів часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих механізмів, особливо гнучких гвинтових робочих органів. Перевантаженням технологічного характеру можна запобігти при забезпеченні раціонального заповнення транспортованим матеріалом міжвиткового простору шнека конвеєра, та вдосконалюючи механізми завантаження (бункери, живильники та насадки). Виникнення випадкових перевантажень важко передбачити і запобігти їм можна при застосуванні захисних механізмів. Тому, для забезпечення надійної роботи гнучких гвинтових конвеєрів необхідно використовувати в конструкціях їх приводів ефективні запобіжні муфти. Відповідно актуальним є завдання розробки нових конструкцій механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів, в тому числі запобіжних муфт, і, відповідно, теоретичне обґрунтування їх конструктивних і силових параметрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Роботу виконано відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя в рамках науково-дослідної держбюджетної теми ДІ 199-17 «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів» (№ державної реєстрації

0117U002246), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою».

Мета роботи і задачі дослідження. Мета роботи – підвищення ефективності функціонування гнучких гвинтових конвеєрів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів механізмів їх захисту.

Для досягнення мети в роботі поставленні і вирішені наступні **задачі**:

- провести аналіз відомих конструкцій захисних пристроїв гнучких гвинтових конвеєрів та результатів їх теоретичних і експериментальних досліджень, а також встановити основні проблеми та напрямки їх вирішення;

- виконати статичне дослідження пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра та отримати аналітичні залежності для встановлення взаємозв'язку між силовими та конструктивними параметрами;

- розробити динамічну модель процесу роботи пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра з визначенням параметрів руху півмуфт при їх осьовому відведенні;

- розробити методику проведення досліджень, експериментальне устаткування та експериментальні моделі пружно-запобіжної муфти і завантажувально-захисної насадки для гнучкого гвинтового конвеєра, що дозволить оцінити основні кінематичні та силові параметри при перевантаженні гнучкого гвинтового конвеєра;

- провести комплекс статичних і динамічних досліджень для визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи пружно-запобіжної муфти та завантажувально-захисної насадки;

- розробити інженерну методику проектування пружно-запобіжної муфти.

Об'єкт дослідження – процеси захисту гнучких гвинтових конвеєрів від перенавантажень, а саме пружно-запобіжна муфта та завантажувально-захисні насадки.

Предмет дослідження – механізми функціонування пружно-запобіжних муфт та завантажувально-захисних насадок при перевантаженні гнучких

гвинтових конвеєрів, та закономірності взаємозв'язку їх конструктивних і кінематичних параметрів за функціональним призначенням.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проводились з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, основ конструювання деталей машин, а також сучасних методів математичного моделювання. Експериментальні дослідження здійснено за допомогою методів математичного планування експерименту з використанням комп'ютерної техніки і прикладного програмного забезпечення та стандартних методик із застосуванням спеціально спроектованого та виготовленого технологічного устаткування та інструменту.

Наукова новизна отриманих результатів:

- дістало подальший розвиток наукове обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра і отримані числові значення;

- вперше на основі виведених теоретичних залежностей для визначення силових параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра встановлено вплив зміни кута нахилу в елементах зачеплення півмуфт на зміну моменту її спрацювання та вплив демпферних елементів на процес тертя та з'єднання півмуфт і швидкодію їх розчеплення в процесі перевантаження;

- уточнено вплив основних параметрів на динаміку спрацювання пружно-запобіжної муфти в режимі перевантаження шнека гнучкого гвинтового конвеєра;

- вперше досліджено вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра і встановлено вплив конструктивних і силових параметрів на динаміку механічної системи приводу гвинтового конвеєра.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено пружно-запобіжну муфту гнучкого гвинтового конвеєра з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками, яка забезпечує плавний запуск шнека під час пуску приводу та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження, та завантажувально-захисну насадку гнучкого гвинтового конвеєра з деформаційно-силовими характеристиками, яка при перевантаженні

магістралі та розтягуванні гнучкого гвинтового робочого органу і його осьовому зміщенню в сторону насадки забезпечує часткове перекривання отворів просипання, зменшуючи, тим самим, навантаження конвеєра. Розроблено експериментальну установку та методику визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра, а також її експлуатаційних характеристик. Отримано аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних і кінематичних параметрів пружно-запобіжних муфт і навантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра.

Технічна новизна розробок захищена 7-ма деклараційними патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати впроваджено у Тернопільському державному науково-технічному підприємстві «Промінь» та ТОВ «ОСП Корпорація Ватра». Сумарний економічний ефект від її застосування склав 30438 грн. Окремі результати роботи впроваджено в навчальний процес при підготовці фахівців за спеціальністю 15 Автоматизація і приладобудування при викладанні дисципліни «Методи і засоби вимірювання механічних величин» у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Основні положення дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно і опубліковано в одноосібних працях [54, 55]. У працях, опублікованих у співавторстві [21 – 24, 39 – 42, 56, 60, 81, 103, 105 – 111, 124, 127, 138, 146, 150], здобувачеві належать: розрахунок конструктивно-силових параметрів запобіжних муфт [22, 103, 138, 150], динамічний розрахунок гвинтового конвеєра із запобіжними пристроями [146], дослідження впливу зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра [23], вдосконалення взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження [21, 39], розроблення конструкцій механізмів захисту гвинтових конвеєрів та їх дослідження [39 – 42, 56, 60, 81, 105 – 111, 124, 127].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались й обговорювались на: науково-практичних конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя у 2015-2017 рр.; Міжнародній молодіжній науково-технічній конференції (Суми, 2016 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича (Дніпро, 2017); Тринадцятому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2017); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування» (Тернопіль, 2017); Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (Кропивницький, 2017). Робота доповідалась й отримала позитивний відгук на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Публікації. Результати наукових досліджень викладено у 25 наукових працях, з них – 9 статей у фахових виданнях, 5 з них входять до міжнародних наукометричних баз даних: *WorldCat*, *Base*, *eLibrary*, *Google Scholar*, *Index Copernicus*, одна з яких у наукометричній базі *Scopus*, 7 деклараційних патентів України на корисні моделі, 9 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел із 150 найменувань та 4 додатків. Загальний обсяг дисертації 193 сторінки, в тому числі 159 основного тексту, 76 рисунків, 8 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕХАНІЗМІВ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

1.1. Аналіз перевантажень гнучких гвинтових конвеєрів, які виникають в процесі роботи, та засоби їх захисту

Гнучку гвинтові конвеєри (ГГК) знайшли використання у різних галузях економіки для переміщення сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. При їх експлуатації за рахунок нестабільності завантаження матеріалу та потрапляння сторонніх предметів часто виникають перевантаження, які призводять до значних деформацій і поломок елементів цих механізмів, особливо гнучких гвинтових робочих органів. Тому, для забезпечення надійної роботи ГГК необхідно використовувати в їх конструкціях ефективні захисні механізми.

Перевантаження, які виникають при роботі ГГК, бувають технологічними (завелике завантаження матеріалом, не раціональні режими роботи тощо) і випадковими (потрапляння сторонніх предметів, кускових матеріалів тощо). Перевантаженням технологічного характеру можна запобігти при забезпеченні раціонального заповнення транспортованим матеріалом міжвиткового простору шнека ГГК, та вдосконалюючи механізми завантаження (бункери, живильники та насадки) [21, 28], а також використанням в конструкціях приводів ГГК запобіжних муфт. Виникнення випадкових перевантажень важко передбачити і запобігти їм можна використовуючи в конструкціях ГГК запобіжні муфти [1-6, 16, 29, 75], з яких до найбільш розповсюджених слід віднести фрикційні, кулачкові, кулькові, планетарні, реверсивні, з осьовим зміщенням валів і комбіновані запобіжні муфти (ЗМ).

Вибір конструкції ГГК залежить від їх ціни, продуктивності, витрат енергії на виконання процесу, на обслуговування та ремонт, втрат від пошкодження при транспортуванні, габаритів, безпеки експлуатації, довжини траєкторії

транспортування і можливості зміни її кривизни, висоти підйому тощо. При виборі та оцінці конструкції ГГК слід враховувати, що надійність експлуатації має не менш важливе значення, як його продуктивність, ціна та вартість експлуатації. Тому при розробці конструкцій ГГК акцент роблять на надійності та безвідмовності в роботі, продуктивності та безпеки експлуатації. Це, в свою чергу, залежить від правильного підбору захисних пристроїв, що мають забезпечити захист від перевантаження ГГК, до яких належать запобіжні та пружні муфти, бункерні захисні решітки, захисні насадки та огорожуючі захисні елементи. Для ефективного вибору захисних пристроїв у конструкціях ГГК [32] нами вдосконалено схему взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження (рис. 1) [32, 39]. Користуючись даною схемою [35] можна підібрати адекватні захисні механізми ГГК, а саме бункерні захисні решітки для вивантажуючих магістралей шнеків, захисні насадки для завантажуючих магістралей, огорожуючі захисні елементи для підбирачів, запобіжні, пружні чи пружно-запобіжні муфти, що поєднують функціональні характеристики обох видів.

Проте далеко не всі конструкції запобіжних муфт у повній мірі задовольняють поставлені перед ними вимоги по ефективному розімкненню кінематичного ланцюга у разі виникнення перевантаження в гнучких гвинтових конвеєрах. Більшість запобіжних муфт імпульсного типу застосовуються при невеликих швидкостях, малих крутних моментах і махових масах з'єднувальних частин, оскільки при високих швидкостях і великих масах такі муфти створюють багаторазові перевантаження в момент повторних включень, що призводять до швидкого зносу поверхонь кулачків і кульок та нестабільності обертового крутного моменту. Фрикційні запобіжні муфти мають низький коефіцієнт точності спрацювання при перевантаженні, а тому їх застосування в приводах ГГК досить обмежене. Планетарні запобіжні муфти є конструктивно складними у виконанні, мають значні габаритні розміри і є доволі дорогими, що також обмежує їх використання в конструкціях ГГК. З метою розвантаження робочих органів ГГК при забиванні транспортної магістралі розроблено реверсивні ЗМ,

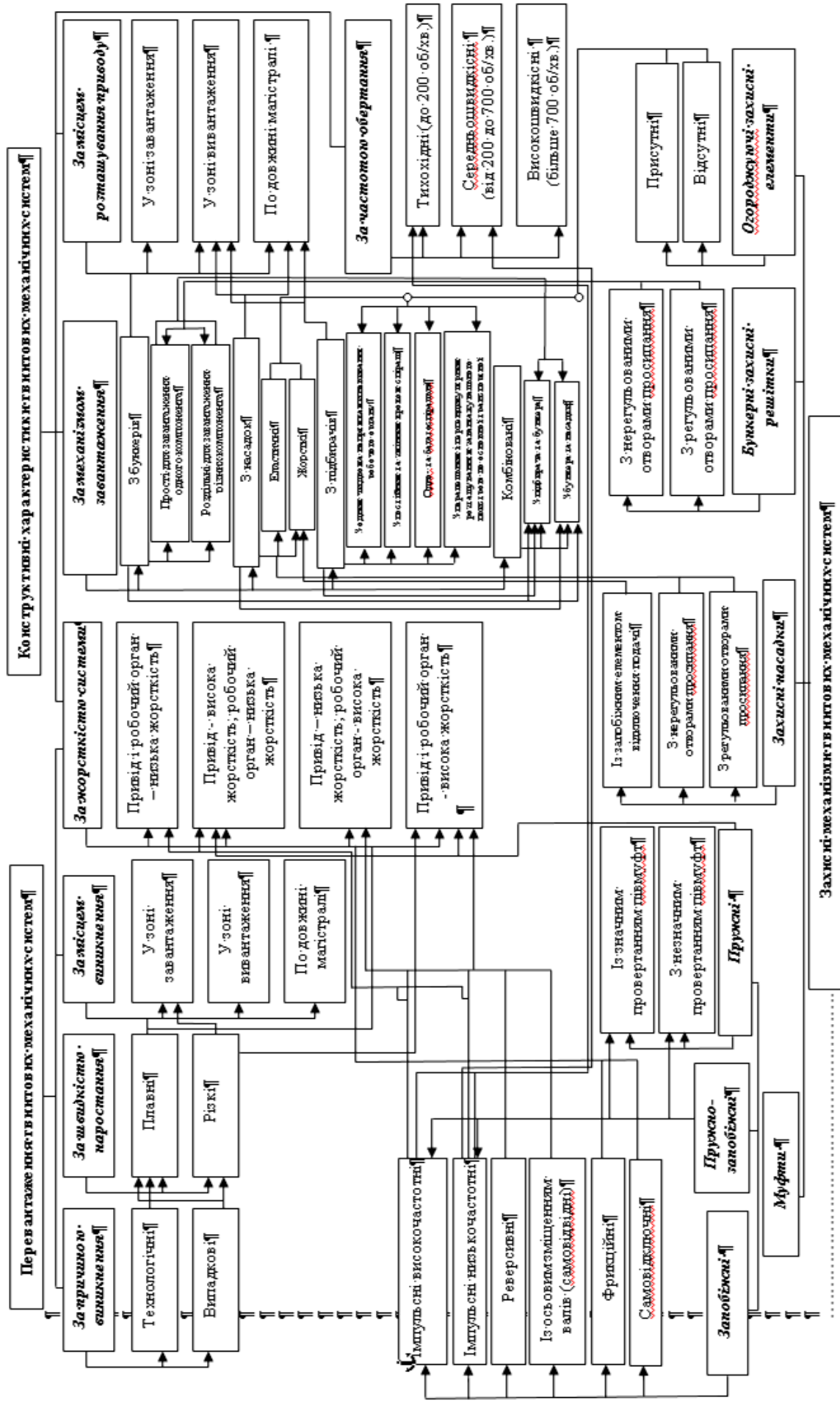


Рис. 1.1. Схема взаємозв'язку конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження

конструктивною особливістю яких є те, що при стопорінні гвинта муфта спрацьовує і відбувається повертаючи шнека в зворотному напрямку. Це дозволяє саморозвантажитись спіралі і зняти забивання транспортної магістралі. Але ці муфти надто складними, дорогими і ненадійними в роботі. Крім того, вони можуть використовувати лише у жорстких гвинтових конвеєрах зі спіралями, які знаходяться на валах. ЗМ з осьовим зміщенням валів можна використовувати лише у конструкціях тихохідних ГГК (до 200 об/хв.), що робить їх використання неефективним.

Вибір бункерних захисних решіток, захисних насадок та огорожуючих захисних елементів є нескладним процесом і залежить від розмірів частинок транспортованого вантажу та продуктивності ГГК і необхідності дотримання умови їх ефективного завантаження, а модель вибору ЗМ для ГГК розроблено в [32, 35]. Розрахунок обертового моменту, який повинен передаватись гвинтовим робочим органом і при перевищенні якого спрацьовує вибрана запобіжна муфта, представлено нижче.

Під час транспортування вантажу у ГГК гвинтовий робочий орган піддається дії крутного моменту. Розрахункова схема представлена на рис. 1.2.

Зусилля, яке сприймають витки гвинтового елемента під час роботи, можна визначити за залежністю [37]:

$$T_{кр} = k_{\beta} \cdot k_p \cdot F_a \cdot \left(\frac{D_c + d_c}{2} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_c + \varphi_3), \quad (1.1)$$

де $T_{кр}$ – крутний момент, що сприймає спіраль, Нм; F_a - значення осьової сили, Н; α_c – кут підйому витка спіралі по його середньому діаметру, град.; φ_3 – зведений кут тертя у зоні контакту «спіраль-вантаж», град.; D_c , d_c – зовнішній і внутрішній діаметри спіралі, м; k_{β} – коефіцієнт, що залежить від умов вивантаження матеріалу, для вільного вивантаження $k_{\beta} = 1$; k_p – коефіцієнт, що залежить від розподілу матеріалу по витку спіралі.

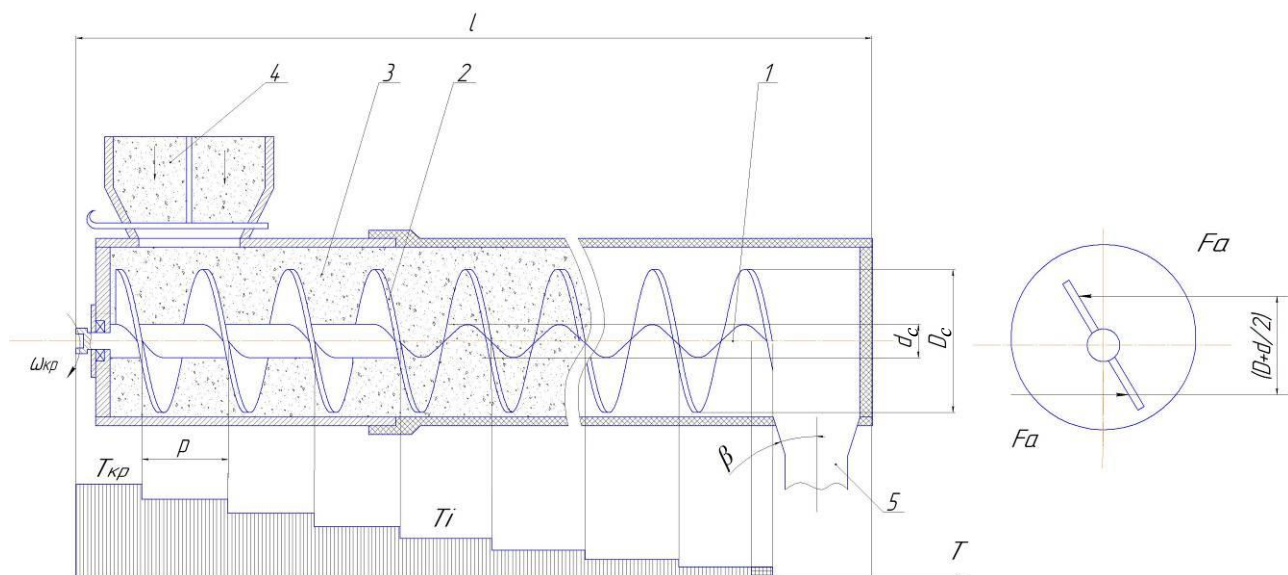


Рис. 1.2. Розрахункова схема визначення сил і пружних деформацій гвинтового робочого органу: 1 – гвинтовий елемент; 2 – робочий орган; 3 – насипний вантаж; 4 – бункер для завантаження; 5 – вихідний отвір; L – довжина шнека; p – крок гвинтового робочого органу; β – кут при вершині вихідного отвору

Для горизонтального тихохідного ГГК, в якому виникає найбільше тертя при переміщенні вантажів, осьове зусилля F_a можна знайти через вагу вантажу, що знаходиться між витками, тобто [37]:

$$F_a = k_n \cdot k_\mu \cdot \gamma \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot (D_c^2 - d_c^2)}{4} \cdot L, \quad (1.2)$$

де k_n – коефіцієнт заповнення ГГК; k_μ – приведений коефіцієнт тертя, для тихохідних ГГК $k_\mu = f$; f – коефіцієнт тертя вантажу по жолобу; γ – густина вантажу, кг/м^3 ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Тоді [37]:

$$T_{кр} = \sum_{i=1}^n T_i;$$

$$T_i = k_\beta \cdot k_p \cdot k_n \cdot k_\mu \cdot \gamma \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot (D_c^2 - d_c^2)}{4} \cdot \frac{L^2}{p} \cdot \left(\frac{D_c + d_c}{2} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_c + \varphi_3), \quad (1.3)$$

де n – число витків спіралі на довжині гвинтового робочого органу, $n = L/p$.

Звідси [37]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{kp}}{W_p} \leq [\tau], \quad (1.4)$$

де W_p – полярний момент опору перерізу.

З цієї умови міцності визначається переріз гвинтового робочого органу на будь-якій ділянці.

Як видно з розрахункової схеми, гвинтовий робочий орган піддається максимальному навантаженню у місці кріплення його з приводом. Отже і запобіжні та пружно-запобіжні муфти та інші елементи захисту ГК повинні підбиратись і налаштовуватись використовуючи отримані аналітичні залежності.

Використавши відповідне програмне забезпечення визначено допустимі крутильні моменти (таблиця 1.1), які приводять до руйнування безвальних спіралей різних конструктивних виконань із Ст.3. При цьому жорсткість спірального гвинтового робочого органу визначається по формулі [37]:

$$C = \frac{\cos(\alpha_c)}{\pi \cdot D_c \cdot n \cdot \left(\frac{\sin(\alpha_c)^2}{\eta \cdot B \cdot H^3 \cdot G} + \frac{\cos(\alpha_c)^2}{B \cdot H^3 \cdot \frac{E}{12}} \right)}, \quad (1.5)$$

де C – жорсткість шнека, Н·м/рад.; B – ширина витка спіралі, мм; H – товщина витка спіралі, мм; E – модуль пружності матеріалу шнека першого роду, МПа; G – модуль пружності матеріалу шнека другого роду, МПа; η – коефіцієнт, що враховує співвідношення B/H .

Залежність допустимих крутильних моментів від конструктивних параметрів безвального спірального гвинтового робочого органу (Ст.3)

№ з/п	Зовнішній діаметр шнека (D_c), мм	Ширина витка шнека (B), мм	Товщина витка шнека (H), мм	Довжина шнека (L), мм	Жорсткість шнека (C_k), Н·м/рад.	Допустимий крутний момент ($T_{кр}$), Н·м
1	2	3	4	5	6	7
1	100	20	2	1000	840	59
2	110	25	2,5	2000	932	65
3	120	30	3	3000	1181	82
4	150	40	2	4000	280	19,5
5	160	20	2,5	5000	205	14,3
6	100	30	3	6000	709	49,5
7	110	40	2	500	3054	214
8	120	20	2,5	1000	1367	95
9	140	30	3	2000	1519	106
10	100	20	2	6000	140	10
11	140	40	3	3000	1350	94
12	110	20	2	4000	191	14
13	120	30	2,5	5000	410	29
14	100	20	3	2000	1417	99
15	120	30	2	3000	350	24,4
16	140	40	2,5	6000	390,6	27,3
17	100	30	2	1000	1260	88
18	120	20	3	2000	1181	82
19	130	30	2,5	3000	631	44
20	140	40	2	5000	240	17
21	110	30	3	3000	1289	90
22	100	35	1,5	500	1240	87
23	150	25	2	1000	700	49
24	125	30	2,5	2000	984	69
25	130	40	3	3000	1454	101
26	135	30	2	4000	233	16
27	140	35	2,5	5000	410	29
28	100	30	3	6000	709	49
29	120	25	2,5	3000	570	40
30	125	20	2	2000	336	23

Отже, перевантаження, які виникають при роботі ГГК, бувають технологічними і випадковими, а основними захисними механізмами ГГК є бункерні захисні решітки, захисні насадки, огорожуючі захисні елементи і ЗМ.

1.2. Огляд конструкцій механізмів захисту гвинтових конвеєрів

Механізмами захисту гвинтових конвеєрів (ГК) виступають різного типу решета, розташовані в бункерах конвеєрів, насадки втягуючих магістралей гвинтових конвеєрів, різного типу огорожуючі захисні елементи і муфти. Найбільш складними в плані проектування і дослідження є захисні насадки і пружні й запобіжні муфти та їх комбінації.

На рис. 1.3 представлені ГК, в бункерах яких розташовані решета з відповідними отворами. Вони виконані з метою непопадання до кожуха вивантажувальної магістралі конвеєра сторонніх предметів, великих кускових матеріалів, що можуть викликати його забивання. Основним призначенням бункерів ГК є відвантаження матеріалу до вивантажувальної магістралі конвеєра за умови запобігання явища перевантаження шнека. Бункери ГК бувають з регульованим (оснащені різного роду шиберами) та нерегульованим завантаженням, із захисними решетами та без них, а за формою виконання квадратними, прямокутними, круглими (конічними, циліндричними), коритоподібними тощо.



Рис. 1.3. Гвинтові конвеєри з бункерним завантаженням:
а) пересувний КВП-60 (ПАТ «ЧеркасиЕлеваторМаш»); б) пересувний конвеєр (ПАТ «Завод Елеваторного Обладнання», м. Кропивницький)

Проаналізуємо насадки втягуючих магістралей ГГК [7-9]. Функціональне призначення насадок ГК – бездеформаційний ввід спіралі в матеріал, її безпечна

робота та здійснення оптимального завантаження кожуха ГК за умови запобігання явища перевантаження технологічного характеру і поломок транспортних засобів [25]. Вони бувають з регульованими по величині протікання матеріалу отворами (регулюється процес завантаження магістралей) і нерегульованими (з постійними отворами), із запобіжною та без запобіжної функції. На рисунку 1.4 зображено різні типи гвинтових конвеєрів (жорсткі та гнучкі) оснащені нерегульованими завантажувальними насадками.

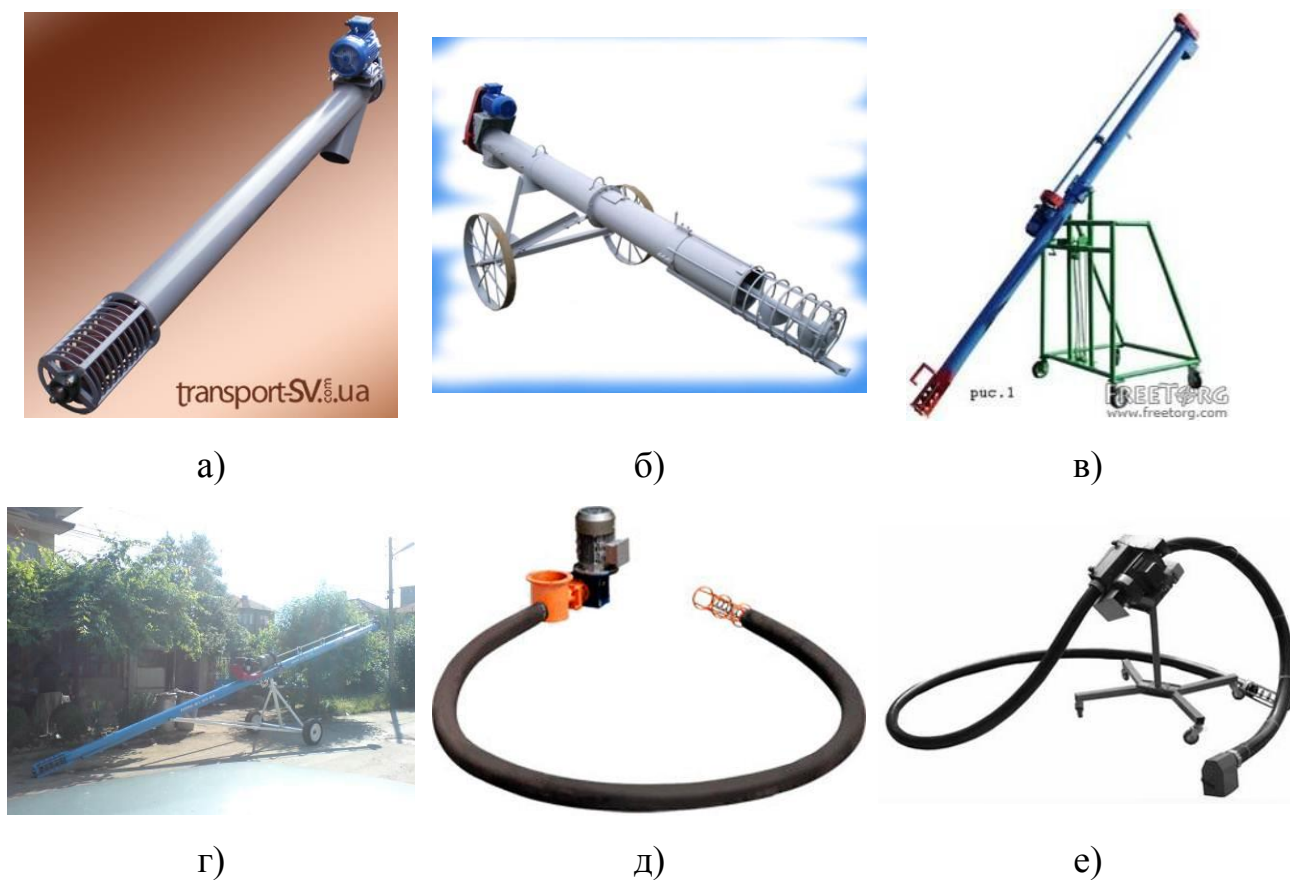


Рис. 1.4. Гвинтові конвеєри оснащені нерегульованими насадками: а) (ПАТ «Завод елеваторного обладнання», м. Кіровоград); б) (ООО «Промстройкомплект», Росія); в) (ООО «Флона», Білорусія); г) (ЕТ «КИСИ-Иван Маринов», Болгарія; д) (ООО «ТехРесурс», Росія; е) (ООО ТД «БМЗ», Росія)

До негативних сторін даних насадок слід віднести неможливість регулювання величини завантаження матеріалом завантажувальних магістралей ГК і забезпечення оптимальної продуктивності останніх.

На рисунку 1.5 зображено завантажувальні насадки з функцією захисту при введенні гвинтової спіралі в сипкий матеріал. Конструкція самозавантажувальної насадки (рис 1.5.а) [9] включає конічну та циліндричну поверхні, в останній з яких розміщується гвинтова спіраль. На циліндричній поверхні насадки виконано радіальні отвори 2, що частково перекриваються відігнутими пелюстками 1, які при введенні в сипкий матеріал магістралі конвеєра забезпечують захист спіралі від деформацій. До негативних сторін даної насадки слід віднести неможливість регулювання величини завантаження конвеєра і можливість травмування оператора до відігнутих пелюстків 1 насадки при переміщенні і роботі з нею.

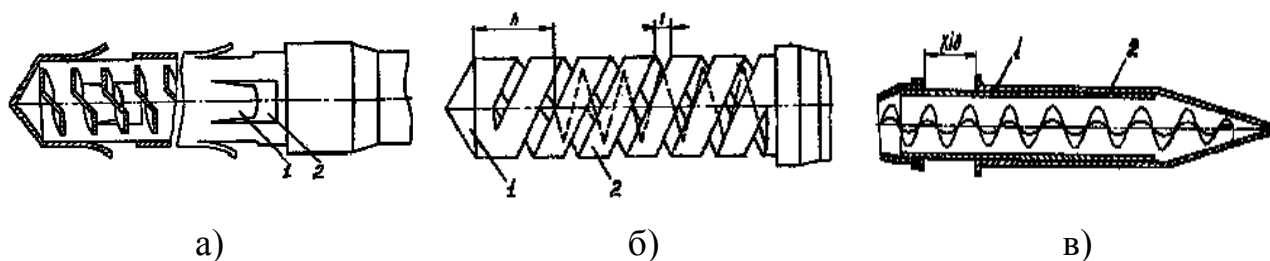


Рис. 1.5. Насадки гвинтових конвеєрів з функцією захисту при введенні гвинтової спіралі в сипкий матеріал

Насадка ГК [8], яка зображена на рис. 1.5.б, складається з наконечника 1 та циліндричних спіралей 2, між витками яких утворені зазори для просипання матеріалу. З метою непотрапляння транспортної спіралі в отвори між спіралями 2, напрям навивки циліндричних спіралей 2 виконано протилежним напрямку навивки транспортної спіралі. При введенні насадки в матеріал, витки циліндричних спіралей 2 під дією сили введення деформуються і закривають отвори просипання, що не призводить до деформації транспортної спіралі, а потім під дією пружних сил займають початкове положення, що забезпечує просипання матеріалу в середину насадки. До недоліків даної насадки слід віднести неможливість регулювання величини завантаження конвеєра при перевантаженні різних матеріалів.

Насадка ГК [7] для бездеформаційного введення шнека в матеріал (рис. 1.5.в) складається з кожуха 1 і наконечника 2, який після введення насадки в

матеріал натягується на кожух і його пелюстки розкриваються, що забезпечує завантаження магістралі ГК. До негативних особливостей цієї насадки необхідно віднести вкрай низьку можливість завантаження конвеєра.

Також розроблено захисні насадки гвинтових конвеєрів [28], конструкції яких представлено на рисунку 1.6. На рис. 1.6.а зображена запобіжна насадка, яка кріпиться до транспортної магістралі 1. На торці вала насадки виконано лунки, в контакт з якими входять кульки 2, що знаходяться в отворах вала насадки 6. Кульки 2 підтиснуті тарілчастими пружинами 3, які знаходяться в отворі вала 6. Також насадка складається з циліндричної поверхні 7, в якій виконані отвори для просипання матеріалу. В насадці розташовано 3-х західний гвинт 5, який закріплений на валу 6 і до внутрішньої обойми підшипника 4, обертання якого забезпечується радіальним 4 та торцевим 8 підшипниками. Якщо до насадки потрапляють сторонні предмети і проходить заклинювання (перевантаження), відбувається зупинка 3-х західного гвинта 5 і відключення його від шнека транспортної магістралі 1 шляхом виходу кульок 2 з лунок через їх осьове зміщення й деформування пружин 3. До недоліків насадки слід віднести значну конструктивну складність і високу вартість, що робить її використання у конструкції ГК нерациональним.

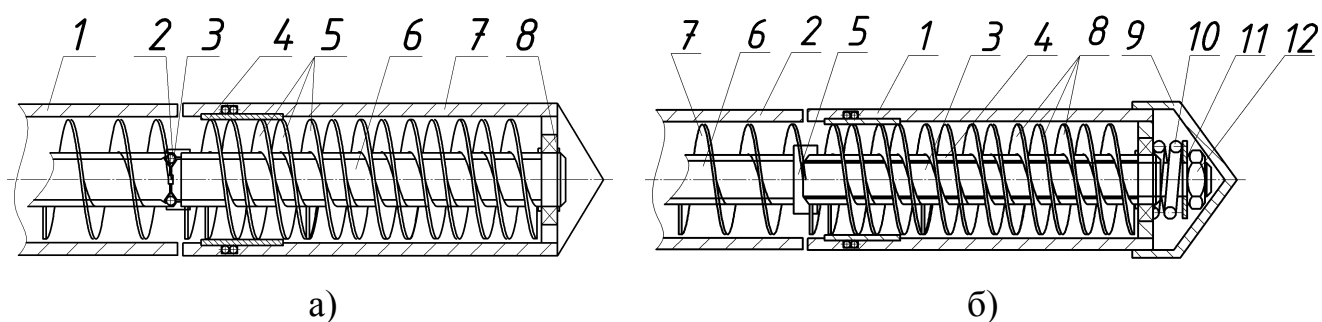


Рис. 1.6. Конструкції захисних насадок гвинтових конвеєрів

На рис. 1.6.б зображена запобіжна насадка 1, яка складається з транспортної магістралі 6 з шнеком 7, що знаходиться в кожусі 2. На торці вала насадки 1 виконано кулачки, що входять в контакт з аналогічними кулачками 5, виконаними на торці вала 3. З вала 3, який розташовано з можливістю осевого зміщення у

валу 4, обертальний момент передається на вал 4 і закріплений на ньому 3-х західний гвинт 8 насадки 1. Гвинт 8 закріплено на валу 4 і в радіальному підшипнику. При потраплянні до насадки 1, через виконані в ній отвори для просипання матеріалу, сторонніх предметів, проходить заклинювання (перевантаження) і виникає зупинка 3-х західного гвинта 8 насадки й відключення його від шнека 7 транспортної магістралі 6 шляхом розчеплення кулачкового з'єднання 5. При цьому проходить осьове зміщення вала 3 і стискання пружини 10, натяг якої регулюється підтиском гайки 12 через шайбу 11. До недоліків насадки потрібно віднести значну складність при виготовленні і високу вартість, що робить її використання у конструкції ГК нераціональним.

Розглянемо і проаналізуємо конструкції пружних і запобіжні муфт та їх комбінацій, які використовуються в конструкціях гвинтових конвеєрів. У машинобудуванні використовують компенсуючі муфти самих різноманітних конструкцій [77], найбільш ефективними з яких є пружні муфти, які дозволяють частково компенсувати нерівномірності обертання валів, пом'якшувати поштовхи та удари, а також гасити крутильних коливання. Серед запобіжних ЗМ найбільш поширеними в машинобудуванні є фрикційні та кулачкові ЗМ, проте суттєвими недоліками фрикційних ЗМ є низька точність спрацювання і надійність в роботі (ріст температури у фрикційних дисках при буксуванні призводить до зміни коефіцієнту тертя і злипання дисків), а кулачкових ЗМ – високий коефіцієнт динамічності при спрацюванні (при частих спрацюваннях профіль елементів зачеплення змінюється) і неможливість їх використання при значних частотах обертання, що обмежує їх використання в конструкціях середньошвидкісних (до 700 об/хв.) і високошвидкісних (більше 700 об/хв.) ГК.

Пружно-компенсуючі муфти (ПЗМ) німецької фірми “Lenze” [121] з пружним елементом виконаним у вигляді гвинтових циліндричних пружин прямокутного поперечного перерізу характеризуються відносною простотою конструкції і забезпечують високі експлуатаційні показники. На рис. 1.7.а представлено конструкцію муфти “Simplaflex”, а на рис. 1.7.б – “Simpla-miniflex”. Муфта “Simplaflex” включає пружний елемент, який являє собою концентрично

розміщені гвинтові пружини з витками прямокутного поперечного перерізу, що за допомогою пайки кріпляться до півмуфт. Дана муфта характеризується малими габаритами, високими компенсаційними властивостями та простотою експлуатації, а до недоліків слід віднести високу жорсткість спіралі, що часто приводить до додаткового навантаження підшипників валів, недосконалість кріплення пружного елемента і, як наслідок, обмеження навантажувальної здатності. Муфта “Simpla-miniflex” містить лише одну гвинтову пружину з витками прямокутного перерізу і призначена для передачі незначних обертальних моментів. Недоліками даної муфти є обмежена область використання в зв’язку з малою навантажувальною здатністю.

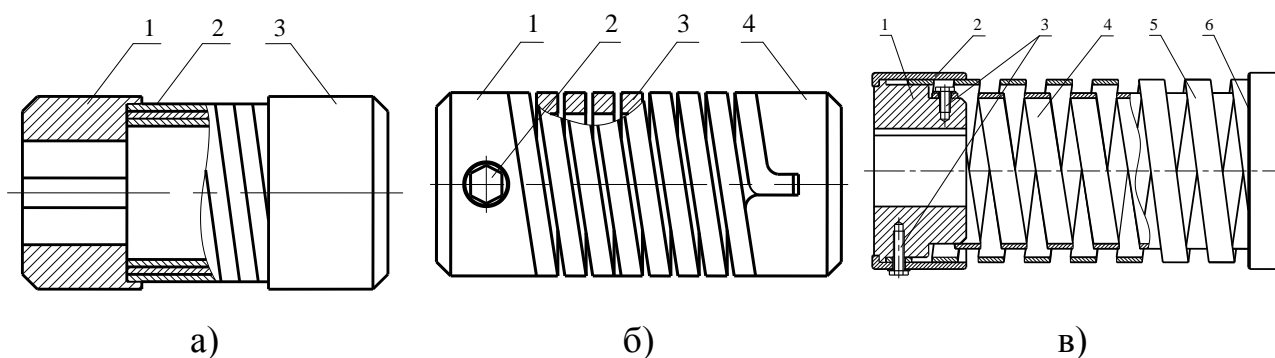


Рис. 1.7. Конструкції пружно-компенсуючих муфт: а) “Simplaflex”: 1, 3 – півмуфти; 2 – пружний гвинтовий елемент; б) “Simpla-miniflex”: 1, 4 – півмуфти; 2 – фіксуєчий болт; 3 – пружний гвинтовий елемент; в) з комбінованим гвинтовим елементом: 1, 6 – півмуфти; 2 – кришки-фіксатори; 3 – кріпильні елементи; 4, 5 – спіралі прямокутного поперечного перерізу

На рис. 1.7.в наведена конструкція ПЗМ [117] з комбінованим пружним елементом. Муфта складається з двох півмуфт 1 і 6 ступінчастої форми, які з’єднані між собою спіралями прямокутного поперечного перерізу, що концентрично розміщені одна в одній і мають взаємно протилежний напрямок навівання. До недоліків даної муфти слід віднести низьку навантажувальну здатність.

На рис. 1.8 зображено конструкції фрикційних ЗМ підвищеної чутливості, до складу яких входять елементи зачеплення «кулька-паз» і «кулька-лунка», що при перевантаженні дозволяє їм спрацьовувати з вищою точністю, аніж

традиційним фрикційним ЗМ. У муфті, представленій на рис. 1.8.а [116], обертальний момент передається з маточини 1 та ведучої півмуфти 2 і притискного диска 5 через фрикційні накладки на ведену півмуфту 4, а його регулювання проводиться пружинами 6. При перевищенні допустимого моменту проходить збільшення тиску веденої півмуфти через кульки 3 на конічні поверхні ведучої півмуфти та притискного диска і відбувається радіальне зміщення ведучої півмуфти та плавне розтискання фрикційних накладок [36].

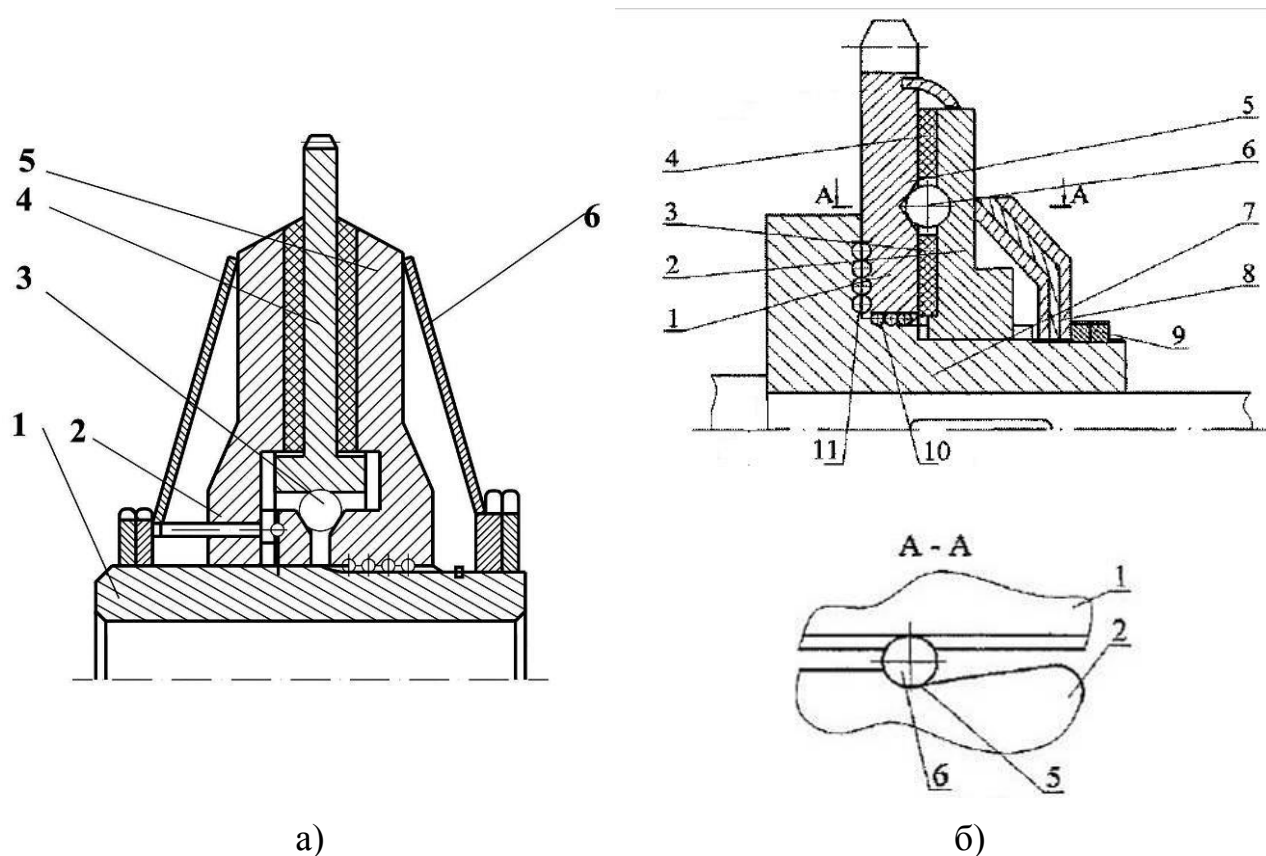


Рис. 1.8. Конструкції фрикційних запобіжних муфт підвищеної чутливості:
 а) 1 – маточина; 2, 4 – ведуча і ведена півмуфти з фрикційними накладками;
 3 – кульки; 5 – притискний диск; 6 – пружини; б) 1, 7 – ведена та ведуча
 півмуфти; 2 – підтискний диск; 3, 4 – фрикційні диски; 5 – гнізда; 6 – кульки;
 8 – пружини; 9 – гайка; 10, 11 – тіла кочення

Фрикційна ЗМ (рис. 1.8.а) [30] складається з веденої півмуфти 1, підтискного диска 2, між торцями яких встановлено фрикційні диски 3 і 4 різних діаметрів, що лежать в одній площині. Між фрикційними дисками по радіусу виконані гнізда 5, в яких розміщені тіла кочення 6 діаметром, який є більшим

товщини фрикційного диска. Профіль канавок гнізд 5 виконаний під кутом для роз'єднання півмуфт. Підтискний диск 2 взаємодіє з ведучою півмуфтою 7 за допомогою шліцевого з'єднання і підтискується пакетом тарілчастих пружин 8, які фіксуються гайкою 9. Ведена півмуфта 1 взаємодіє з ведучою 7 через тіла кочення 10 і 11. При перевантаженні ведена півмуфта 1 зупиняється, що спричиняє до переміщення підтискного диска 2 за рахунок прокочування кульок 6 та стиску тарілчастих пружин 8.

До недоліків даних фрикційних ЗМ підвищеної чутливості слід віднести складність при виготовленні, високу вартість і ненадійність в роботі.

До класу кулачкових муфт можна віднести ЗМ з конусоподібними кулачками (рис. 1.9), дослідження яких проведено в [131]. В конусній ЗМ (рис. 1.9.а) обертальний момент з ведучої півмуфти 1 [37] передається через елементи зачеплення 3 (лунки 5 і конічні стержні 6) на ведену півмуфту 2. У випадку перевантаження конічні стержні 6 провертаються відносно лунок 5 і виходять з зачеплення, що призводить до переміщення веденої півмуфти 2 по шліцах 10 ведучої півмуфти 1 в осьовому напрямку і деформування пружину 4.

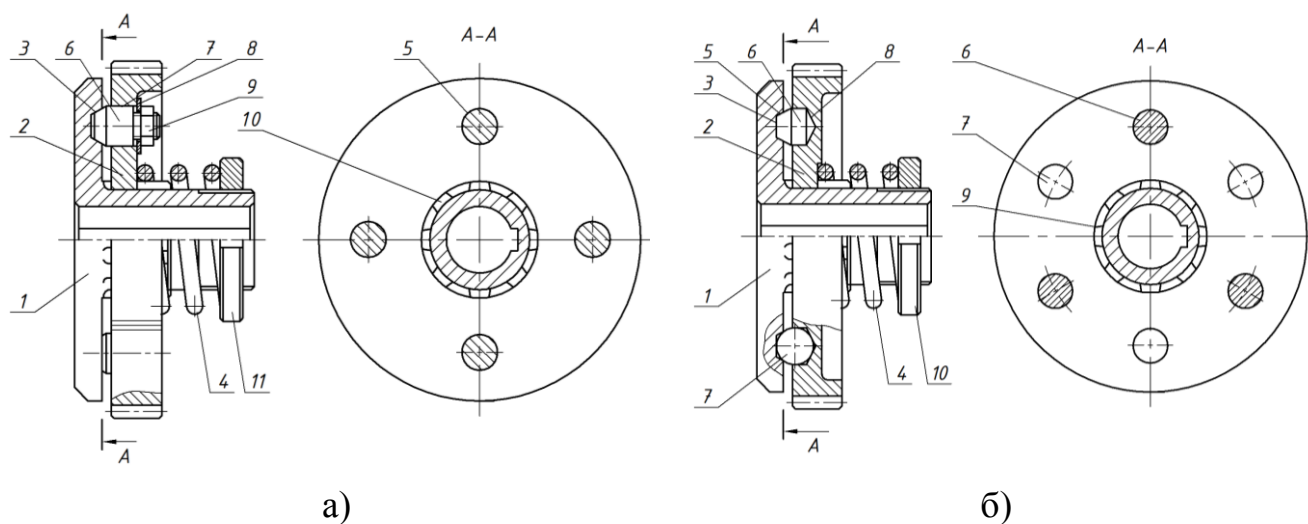


Рис. 1.9. Конструкції конусних запобіжних муфт: а) 1, 2 – ведуча та ведена півмуфти; 3 – елементи зачеплення; 4 – пружина; 5 – лунки; 6 – конічні стержні; 7 – отвори; 8 – шайби; 9 – гайки; 10 – шліци; 11 – гайка; б) 1, 2 – ведуча та ведена півмуфти; 3 – елементи зачеплення; 4 – пружина; 5 – лунки; 6 – конічні стержні; 7 – кульки; 8 – отвори; 9 – шліци; 10 – гайка

В конусно-кульковій ЗМ (рис. 1.9.б) [33] обертальний момент з ведучої півмуфти 1 передається через елементи зачеплення 3 (лунки 5 і конічні стержні 6 та кульки 7) на ведену півмуфту 2. При перевантаженні елементи зачеплення виходять з лунок і ведена півмуфта переміщується по шліцах 9 ведучої півмуфти в осьовому напрямку, деформуючи пружину 4.

До недоліків представлених ЗМ з конусоподібними кулачками слід віднести високий коефіцієнт динамічності при спрацюванні та обмеженість використання в приводах середньошвидкісних і високошвидкісних ГК.

Кулькові ЗМ не одержали широкого використання в конструкціях ГК у зв'язку з підвищеними вимогами до точності виготовлення, високими динамічними навантаженнями, що виникають при їх спрацюванні, а також із значними контактними напруженнями в зоні взаємодії робочих елементів, що призводять до швидкого зношення лунок і падіння обертального моменту. У приводах ГК використовують кулькові ЗМ з демпфуючими елементами, приклади яких наведено на рис. 1.10.

На рис. 1.10.а. зображена кулькова ЗМ з демпфуючими елементами [3], в якій при виникненні перевантаження і відносного провертання з осьовим зміщенням півмуфт амортизаційна втулка, яка виконана з полімерів, що характеризуються пружно-в'язкою деформацією, протидіє миттєвому розтисканню пружини, демпфуючи, при цьому, осьовий і коловий удар. Основним недоліком даної ЗМ є недовговічність амортизаційної втулки внаслідок частоті дії знакозмінних циклічних навантажень.

Використання гумових дисків з неробочої сторони ведучої і веденої півмуфт (рис. 1.10.б) у кульковій ЗМ з демпфуючими елементами, забезпечує демпфування ударних навантажень при зіткненні кульок з торцевими поверхнями півмуфт (а.с. СРСР № 873458). Це досягається розташуванням в наскрізних осьових пазах півмуфт пальців, які взаємодіють з натискними і гумовими дисками, регулювання величини заглиблення яких при демпфуванні осьових ударів забезпечується переміщенням натискних дисків вздовж вала. До недоліків цієї ЗМ слід віднести швидке зношення гумових дисків.

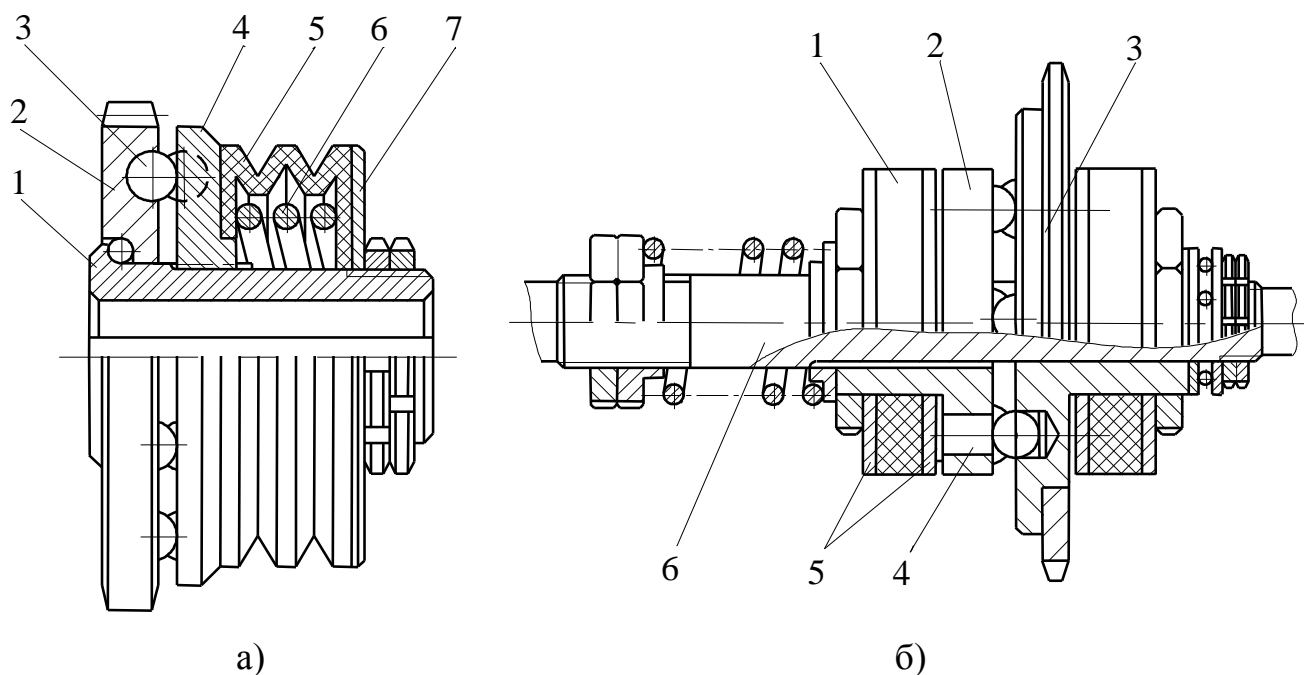


Рис. 1.10. Конструкції кулькових запобіжних муфт з демпфуючими елементами:
 а) 1 – маточина; 2, 4 – ведуча і ведена півмуфти; 3 – кульки; 5 – амортизаційна втулка; 6 – пружина; 7 – диск; б) 1 – гумові диски; 2, 3 – ведуча і ведена півмуфти; 4 – пальці; 5 – натискні і гумові диски; 6 – вал

Для приводів ГК розроблені кулькові низькочастотні ЗМ [25, 32, 115] та сигнально-запобіжну муфту [29, 115] (рис. 1.11). У кульковій низькочастотній ЗМ (рис. 1.11.а) момент обертання [114] передається з ведучої 5 півмуфти через кульки 4 на ведену 2, а при перевантаженні проходить відносно провертання півмуфт і викочування кульок 4 з лунок на торцеву поверхню веденої півмуфти. При цьому кулька 9 починає зміщуватися пазом 10 до моменту потрапляння всіх кульок до лунок, що дозволяє півмуфтам здійснювати певну кількість відносних провертань в режимі буксування. Це значно знижує кількість повторних змикань півмуфт при перевантаженні і, відповідно, забезпечує зменшення коефіцієнта динамічності у порівнянні з традиційними кульковими ЗМ. До недоліків даного класу ЗМ слід віднести часте заклинювання кульок у пазах при спрацюванні і невисоку надійність в роботі.

У сигнально-запобіжній муфті [115] (рис. 1.11.б) стиснуте повітря через електромагнітний золотник 6 поступає в пневмокамеру 7, створюючи зусилля підтиску півмуфти 4. Обертальний момент передається з ведучої півмуфти 1 через ведучий диск 2 і кульки 3 на ведену півмуфту 4 і зірочку, а при перевантаженні

півмуфта 4 зупиняється, кульки викочуються з пазів і відбувається стиск пневмокамери та осьове переміщення ведучого диска, що призводить до вмикання електромагнітного золотника 6, відключення подачі стиснутого повітря, роз'єднання півмуфт і вмикання сигналізації, яка попереджує про виникнення перевантаження. До недоліків муфти потрібно віднести складність при виготовленні, високу вартість і ненадійність в роботі.

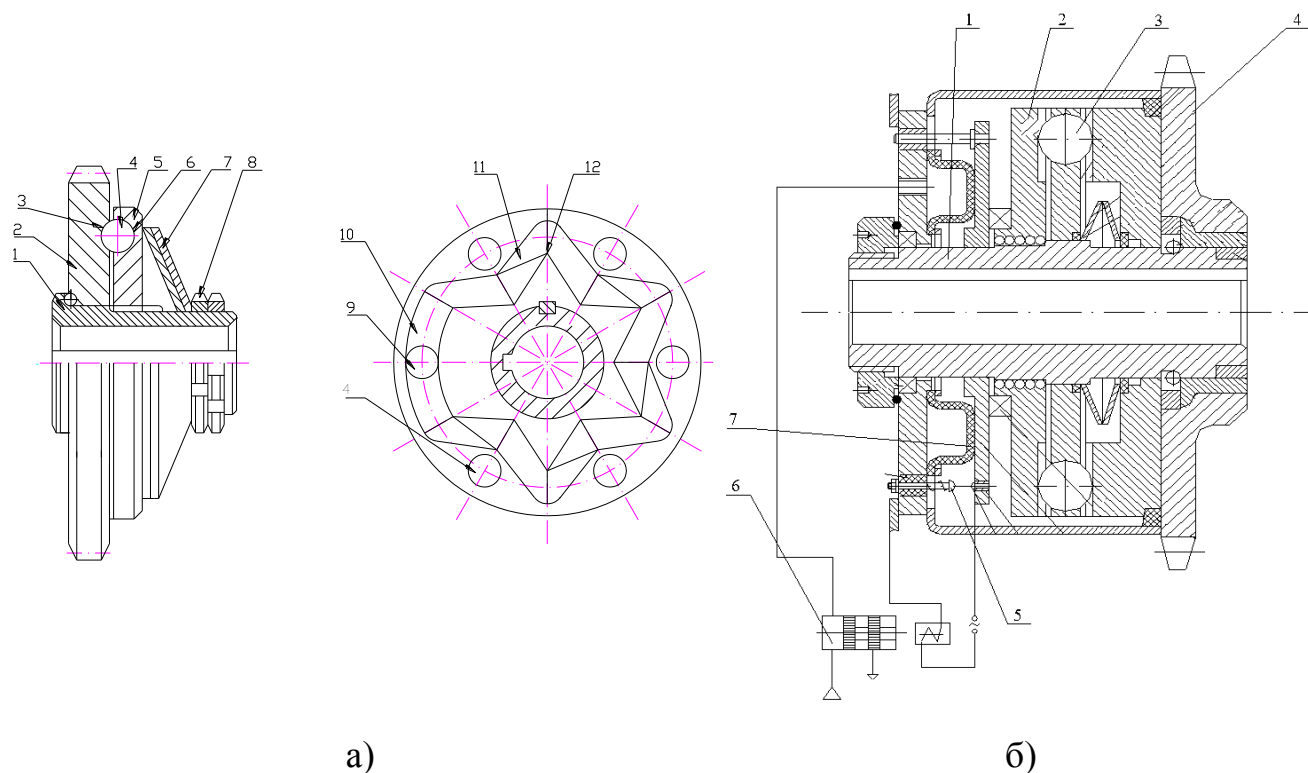


Рис. 1.11. Конструкції запобіжних муфт:

- а) низькочастотна кулькова: 1 – маточина; 2, 5 – ведена і ведуча півмуфти; 3 – лунки; 4 і 9 – кульки; 6 – отвори; 7 – пружини; 8 – гайки; 10 – паз; 11 і 12 – заглиблення; 5 – натискні і гумові диски; 6 – вал; б) сигнально-запобіжна: 1, 4 – ведуча та ведена півмуфта; 2 – ведучий диск; 3 – кульки; 5 – електроконтакт; 6 – електромагнітний золотник; 7 – пневмокамера

В роботі [31] ґрунтовно проведено дослідження планетарних ЗМ ГК (рис. 1.12), які забезпечують значне зменшення повторних включень у режимі буксування, тим самим знижуючи динамічні навантаження на приводи ГК.

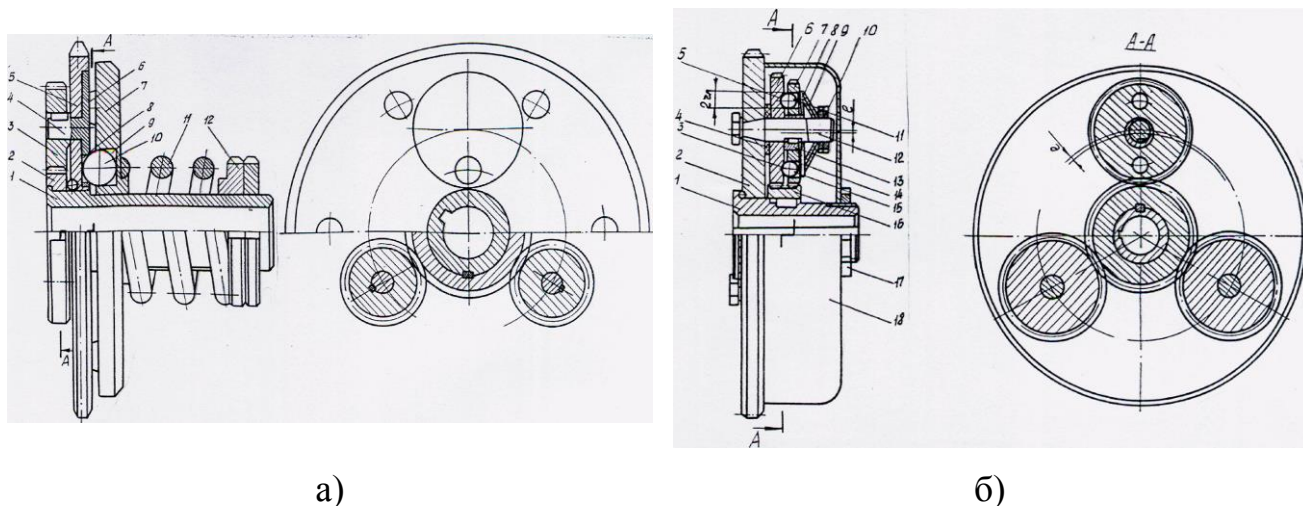


Рис. 1.11. Конструкції планетарно-кулькових запобіжних муфт:
 а) 1 – маточина; 2 – центральна шестерня; 3 – сателіти; 4 – фланці з пальцям;
 5, 7 – ведена і ведуча півмуфти; 6, 10 – кульки; 8 – лунки; 9 – гнізда;
 11 – пружина; 12 – гайки; б) 1 – маточина; 2 – ведена півмуфта; 3 і 5 – лунки;
 4 – втулки; 6 і 7 – сателіти; 8 – диски; 9 – пружини; 10 – гайки; 11 і 15 – кульки;
 12 – пальці; 13 – ексцентричні втулки; 14 – отвори; 16 – шестерня;
 17 – гайка кришки; 18 – кришка

На рис. 1.11.а зображено планетарно-кулькову ЗМ [5], що складається з маточини 1, на якій закріплена центральна шестерня 2. Шестерня входить в зачеплення з сателітами 3, які через фланці з пальцям 4 зв'язані з веденою півмуфтою 5. Між осями обертання сателітів 3 і маточини 1 на фланцях виконані лунки 8 під кульки 10, що розташовані в гніздах 9 ведучої півмуфти 7, а аналогічні кульки 6 розташовані на більшому радіусі обертання і входять в зачеплення з лунками веденої півмуфти. Ведуча півмуфта підтиснута через пружину 11 гайками 12. Обертальний момент передають кульки 6, а кульки 10 виконують роль механізму пробуксовки, знижуючи частоту повторних включень. У випадку виникнення перевантаження, зупиняється ведена півмуфта і сателіти. Ведуча півмуфта продовжує обертатись, приводячи в рух кочення центральну шестерню, а вона відповідно сателіти, що спричиняє вихід всіх кульок з лунок на торцеву поверхню веденої півмуфти. Кількість провертань без включень ЗМ при буксуванні визначається передаточним відношенням планетарного механізму.

Планетарно-кулькова ЗМ [6] зображена на рис. 1.11.б. Вона складається з веденої півмуфти 2, що вільно розташована на ведучій маточині 1, на якій

жорстко закріплена шестерня 16. У веденій півмуфті рівномірно по колу жорстко закріплені пальці 12, на яких розташовані сателіти 6 і 7 різних діаметрів. Сателіти 7 знаходяться на ексцентричних втулках 13, осі яких зміщені відносно осей пальців в напрямку осі обертання пристрою. Величина ексцентриситету втулки вибирається з умови постійного зачеплення сателітів 7 з шестернею, з якою також входять в зачеплення сателіти 6. Сателіти взаємодіють між собою за допомогою кульок 11 і 15, які розташовані в лунках 5 і 3, виконаних на торцевій поверхні сателітів 6 і наскрізних отворах 8 і 14 сателітів 7. З іншої сторони, кульки за допомогою дисків 8 підтиснуті пружинами 9, регулювання затиску яких проводиться гайками 10. Кульки 11 і 15 розташовані на різних відстанях відносно осей пальців. Величина зміщення обумовлена необхідністю непопадання кульок 11 і 15 в лунки 3 і 5 при відносному повертанні сателітів на 180° . Робочі вузли закриті кришкою 18, яка підтиснута гайкою 17. Між сателітами 6 і торцевою поверхнею ведучої півмуфти встановлені на пальцях 12 антифрикційні втулки 4. У випадку виникнення перевантаження зупиняється ведена півмуфта з пальцями, а маточина і сонячна шестерня продовжують обертатись, що призводить до обертання сателітів і відносного повертання між собою, що спричиняє до виходу кульок з лунок. Включення ЗМ здійснюється при певній кількості обертів ведучої півмуфти в залежності від передаточних відношень між сателітами і шестернею.

Розглянуті муфти [5, 6] можна використовувати для примусового розчеплення кінематичного ланцюга на визначений час, що дозволяє здійснювати процеси порційної подачі з використанням ГГК. Проте їх значна складність і висока вартість не сприяють широкому використанню в приводах ГГК.

З метою розвантаження робочих органів ГК при перевантаженні розроблено реверсивні та з осьовим зміщенням валів ЗМ [1, 2, 4, 75] (рис. 12 і рис. 13). ЗМ [1] (рис. 12.а) включає ведену півмуфту, яка складається з втулок 3 і 6. В середині корпусу встановлені ведуча 25 і ведена 18 вали-шестерні, а також сателіти 5, які опираються торцями на шийки хрестовини. Втулка 3 ведучої півмуфти зв'язана за допомогою кулачкового зачеплення 2 з ведучою півмуфтою 22, встановленою на шліцьовій частині ведучого валу-шестерні. Півмуфта 22 підтиснута пружиною 1,

величина деформації якої регулюється гайкою 23. Втулка 6 за допомогою кулачків 19 входить в зачеплення з кулачками 7 гальмівного диску 17, який встановлений на шліцах фланця-втулки 16, що нерухомо закріплена на стійці 15. На зовнішній поверхні жорстко зв'язаних втулок 3 і 6 рухомо (в осьовому напрямку) встановлена втулка 21, яка взаємодіє з півмуфтами через опорні кульки. Втулка 21 має отвори, на поверхні яких виконані зубчаті сектори для зачеплення з гальмівними шестернями 4, які жорстко закріплені на хвостовиках сателітів 5. Упорна ланка пристрою складається з упорних елементів 9, які зв'язані через штоки 13 з гальмівним диском, а також контактує з пружиною 14. Вал транспортера 12 з'єднаний з веденим валом за допомогою шліцьової втулки 8. ЗМ розташована в нерухомій опорі 24. ГК містить бункер 10 і шнек 11. При перевантаженні вал транспортера з шнеком відтискається в осьовому напрямку, проходить осьове зміщення втулки 21, замикає кулачкової пари 7, 9 і розмикає сателітів 5 з зубчатим сектором втулки 21. При зникненні перевантаження вал 12 повертається в початкове положення і шнек продовжує транспортування матеріалу.

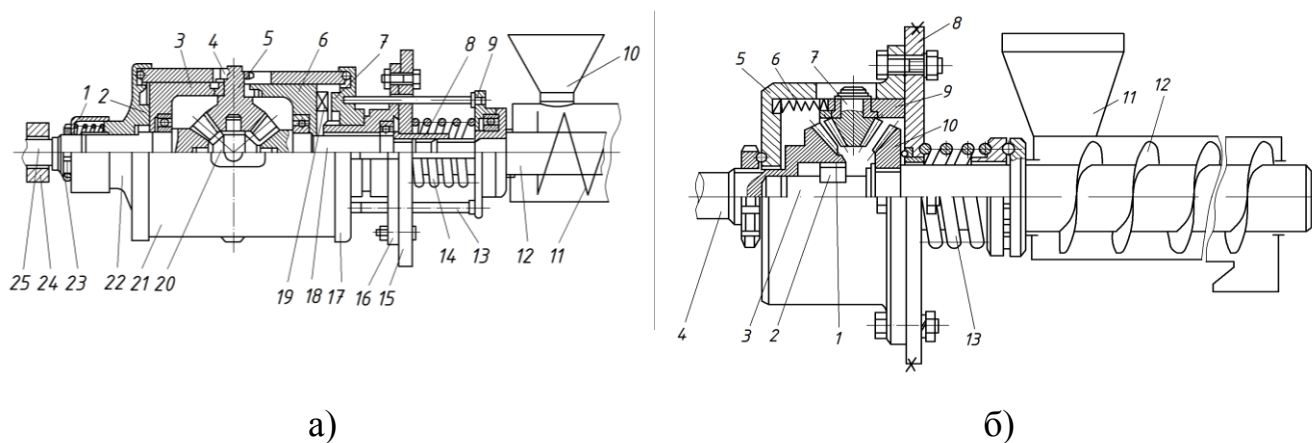


Рис. 1.12. Конструкції реверсивних запобіжних муфт ГК:

- а) 1 – пружина; 2 – кулачки; 3 і 6 – втулки півмуфти; 4 – шестерні; 5 – сателіти; 7 і 19 – кулачки; 8 – шліцева втулка; 9 – упори; 10 – бункер; 11 – шнек; 12 – вал шнека; 13 – штоки; 14 – пружина; 15 – стійка; 16 – фланець-втулка; 17 – гальмівний диск; 18 і 25 – ведений і ведучий вали-шестерні; 20 – хрестовина; 21 – втулка; 22 – ведуча півмуфта; 23 – гайка; 24 – нерухома опора;
- б) 1 і 2 – кулачки; 3 – ведений вал; 4 – вал-шестерня; 5 – корпус; 6 – пружини; 7 – сателіти; 8 – основа; 9 – шліцева втулка; 10 – ведена шестерня; 11 – бункер; 12 – шнек; 13 – підтискна пружина

ЗМ [2] (рис. 12.б) складається з корпусу 5 з основою 8, в середині якого розташований ведучий вал-шестерня 4, ведена конічна шестерня 10, яка жорстко з'єднана з веденим валом 3. Вал 3 виконаний за одне ціле зі шнеком 12. Шліцьова втулка 9, підтиснута до основи 8 пружинами 6. В отворах шліцьової втулки з можливістю обертання встановлені сателіти 7, які входять своїми хвостовиками в отвори корпусу 5. Торцева частина веденого валу 3 розташована концентрично по відношенню до ведучого валу шестерні, радіально виконані кулачки 1 якої знаходяться в зачепленні з кулачками 2 веденого шнекового валу 3. Шнек 12 знаходиться в середині завантажувального бункеру 11. У випадку виникнення перевантаження і відповідно осевого переміщення гвинта і валу 3, замикається диференціальний механізм 10, 7, 4 і розмикаються кулачки 2, 1. Це спричиняє реверсування і саморозвантаження шнека.

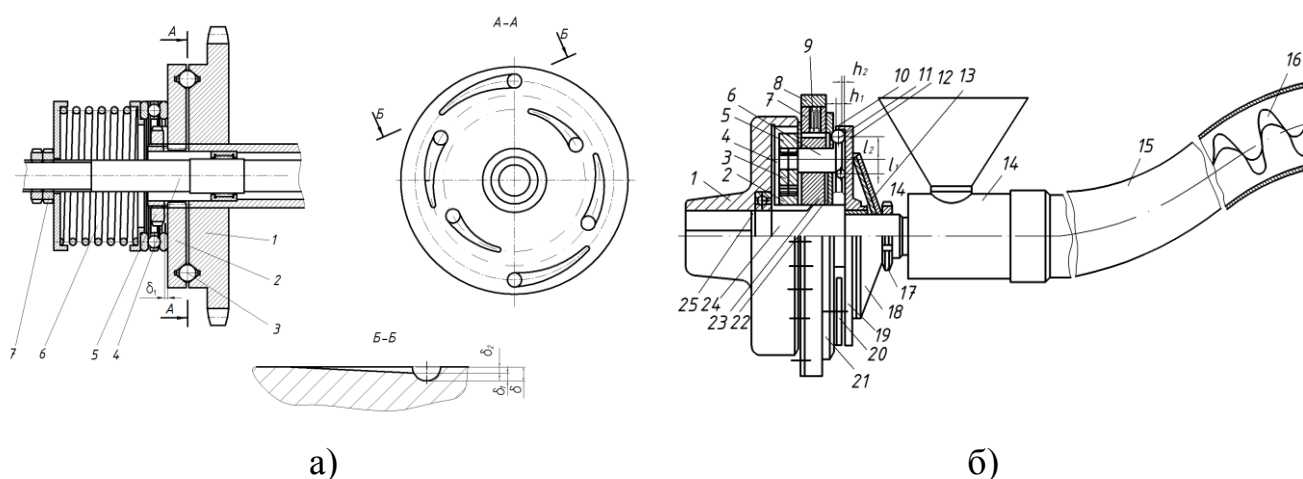


Рис. 1.13. Конструкції саморозвантажувальних запобіжних муфт ГК:
 а) 1 і 2 – ведуча та ведена півмуфти; 3 – кульки; 4 – вал; 5 і 7 – гайки; 6 – пружина;
 б) 1 – півмуфта; 2 – шестерня; 3 – диск; 4, 11 і 22 – кульки; 5 – сателіти; 6 – осі;
 7 – упор; 8 – корпус; 9 – фрикційні елементи; 10 і 23 – отвори; 12 – лунки;
 13 – втулка; 14 – бункер; 15 – жолоб; 16 – шнек; 17 – гайка; 18 – пружина;
 19 – ведена півмуфта; 20 – фланці; 21 – диск; 24 – ведений вал; 25 – підшипник

ЗМ з осевим зміщенням валів [75] (рис. 13.а) складається із ведучої 1 та веденої 2 півмуфт, де на торцевій поверхні півмуфти 1 закріплені кульки 3, які розміщені на різних діаметрах. Кульки 3 входять в зачеплення з лунками півмуфти 2, яка встановлена на шліцах валу 4 з можливістю осевого зміщення.

Між півмуфтою 2 і гайкою 5 існує певний зазор, величина якого відповідає запобіжному режиму, однак є меншою за величину заглиблення кульок 3 у лунки півмуфти 2. Півмуфта 2 підтиснута в сторону ведучої півмуфти 1 центральною пружиною 6, яка взаємодіє із гайкою 7. По діаметру розташування кульок 3 на торцевій поверхні півмуфти 1 виконано колові похилі канавки між сусідніми лунками. При виникненні перевантаження півмуфта 2 зупиняється, а півмуфта 1 продовжує обертатись, що призводить до виходу кульок 3 із зачеплення з лунками і проходить осьове відведення заклиненого шнека. Далі кульки 3 заходять у попереднє положення і відбувається відновлення початкового стану ЗМ.

На рис. 1.13.б зображена реверсивна ЗМ ГГК [4], в якій обертовий рух передається від ведучої півмуфти 1 на центральну шестерню 2 та ведену півмуфту 19 через сателіти 5 і кульки 22 і 11, та на ведений вал 24 з гнучким шнеком 16. Пакет фрикційних елементів 9 в режимі передачі моменту знаходиться в затиснутому положенні і не пов'язує проміжний диск 3 з корпусом 8. У випадку перевантаження гнучкий шнек закручується і момент опору на веденому валу зростає, що призводить до зупинки веденої півмуфти, гальмування центральної шестерні, обкочування сателіти по центральній шестерні та повернення проміжного диска відносно вала, оскільки осі 6 сателітів проходять через отвори проміжного диска. Ця обкатка відбувається до виходу кульки 22 і 11 з лунок 12 веденої півмуфти. При цьому проміжний диск є нерухомим і сателіти обертаються тільки відносно своєї осі, що приводить до обертання в зворотному напрямку центральної шестерні та вала з шнеком.

До недоліків реверсивних та з осьовим зміщенням валів ЗМ ГГК доцільно віднести їх високу конструктивну і технологічну складність, що призводить до високої вартості конструкції, а також ненадійність в роботі.

З аналізу розглянутих конструкцій ЗМ можна констатувати, що напрямок зниження динамічних навантажень є перспективним, однак для його широкого впровадження в приводах ГГК необхідно розробити конструкції ПЗМ, які будуть відрізнятись конструктивною простотою, надійністю в експлуатації і ефективно захищати від перевантажень гнучкі спіралі ГГК.

1.3. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів

Як уже відмічалось, основними захисними механізмами ГГК є бункерні захисні решітки, захисні насадки, огорожуючі захисні елементи і пружні та запобіжні муфти. Розрахунок бункерних захисних решіток та огорожуючих захисних елементів є досить простим і не викликає жодної складності. Він ґрунтується на виборі величини отворів з метою непотрапляння до кожуха ГГК сторонніх предметів, великих кускових матеріалів, які можуть викликати його забивання, а також виходячи з раціонального процесу завантаження міжвиткового простору шнека для забезпечення максимальної продуктивності. Захисні насадки для втягуючих магістралей конструюються з тих же міркувань [25, 28]. Виходячи з цього користуються основною залежністю, яка визначає швидкість просипання вантажу через отвір [64]:

$$V_3 = \lambda \cdot \sqrt{3.2 \cdot g \cdot R}, \quad (1.6)$$

де λ – коефіцієнт просипання; R – гідравлічний радіус випускного отвору (відношення площі до периметру отвору); g – прискорення земного тяжіння.

Використовуючи дану залежність та враховуючи, що продуктивність гвинтового конвеєра визначається за формулою [24]:

$$Q_{вих} = 0,25 \cdot \pi \cdot \varphi_k \cdot V_n \cdot (D_{жс}^2 - d), \quad (1.7)$$

де $D_{жс}$ – діаметр жолоба; d – діаметр вала; V_n – осьова швидкість переміщення вантажу в жолобі; φ_k – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору.

В роботі [25] було встановлено залежність продуктивності завантаження сипких вантажів через насадку:

$$Q_{вих} = k_3 \cdot F \cdot n \cdot V_3, \quad (1.8)$$

де F – площа одного отвору; n – кількість отворів; V_3 – швидкість засипання

матеріалу; k_3 – коефіцієнт завантаження (враховує відношення робочої площі просипання до загальної, $k_3 = 0.7 \dots 0.5$).

Виходячи з того, що продуктивність вивантаження відповідно рівна продуктивності завантаження сипкого матеріалу, було встановлено залежність, з якої визначається радіус отвору просипання [25]:

$$R = \sqrt[5]{\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{\text{жс}}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_3^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} \quad (1.9)$$

Враховуючи (1.9) через рівність площ ширина прямокутного отвору визначається з залежності [25]:

$$l = \frac{\pi}{a} \left[\frac{\varphi^2 \cdot V_n^2 \cdot (D_{\text{жс}}^2 - d^2)}{25,6 \cdot k_3^2 \cdot n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g} \right]^{2/5} \quad (1.10)$$

Використовуючи дані залежності забезпечують раціональні конструктивні розміри отворів просипання насадок і добиваються максимальної продуктивності ГГК при дотриманні встановлених вимог виконання процесу транспортування.

Основи розробці і дослідженню пружних і запобіжних муфт заклали такі вчені, як Д.М. Решетов [128], М.С. Комаров [77], В.К. Тепінкічєв [135], В.С. Поляков, О.А. Ряховський, І.Д. Барбаш [121, 132], Е.М. Попов [122], В.О. Малащенко [85, 92], Я.І. Єсипенко, А.Р. Паламаренко, С.Г. Афанасєв [61], В.Л. Вейнц [20], С.К. Дьяченко, Н.Ф. Кіркач [58], В.Т. Павлице [104], С.Г. Нагорняк, І.В. Луців [102], М.Г. Лопаткін [90], Р.Б. Гевко [43], Е.Н. Ізотов [68], М.Н. Іванов [132], І.Б. Гевко [31], Э.П. Флік [137] та інші.

В Україні питаннями проектування і дослідження пружних і запобіжних муфт займаються колективи багатьох установ, а серед зарубіжних фірм провідними в розробці та виготовленні ЗМ є: “Walterscheid”, “Vulkan”, “Ukob”,

“Strogmag”, “Unicum”, “Paulstra”, “Hochreuter Baum”, “Lenze”, “Cardelis Kupplung” (ФРН); “Morse”, “Hilard Corporation”, “John Dire”, “Une Waindrover”, “Beisler engineering” (США); “Demahe”, “Sigma”, “Slema”, “Pouille” (Франція); “Hardi-Spreuser”, “Metastrim”, “Krofts engineering limited” (Велика Британія); “Кубота” (Японія); Краснодарське ОКТБ, НДІ при МДТУ ім. Н.Е. Баумана, “Уралмашзавод” (Росія) тощо.

Рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів пружних елементів пружно-компенсуючих муфт у вигляді гвинтових пружин переважно круглого поперечного перерізу можна знайти в працях Л.Е. Андреевой [12], А.М. Григор'єва [46], А.І. Турпаева [136], Р.В. Комара [77].

Окремі дані щодо різного роду пружних систем та елементів можна знайти у роботах І.І. Буртновського, Гуляєва В.І., Кукляка М.Л., Малкова В.П., Нарайкіна О.С., Радчина А.С., Светліцкого В.А. У роботах Радчина А.С., Светліцкого В.А. [133] описано матричним методом умову рівноваги гвинтового стержня та розрахунок динамічного пружного переміщення.

Теорія коливання пружних систем, до яких відносяться приводи з використанням пружно-компенсуючих муфт, розглянуті в монографіях В.Л. Вейнца [20], М.С. Комарова [78], Г.С. Пісаренка [134]. Динамічні навантаження, що виникають при експлуатації приводів машин, в тому числі ГГК, незважаючи на значну кількість виконаних досліджень з метою їх зниження, залишаються недостатньо вивченими і суттєво впливають на надійність роботи механізмів.

Для пружин кручення кут закручування, під дією обертального моменту, визначають за формулою [104]:

$$\varphi = \frac{T \cdot \pi \cdot D_{np} \cdot i_n}{E \cdot I_o}, \quad (1.11)$$

де T – обертальний момент, що передає муфта; D_{np} – середній діаметр пружини;

i_n – кількість витків пружини; E – модуль пружності матеріалу пружини; I_o – осьовий момент інерції перерізу витка.

В загальному випадку залежність між жорсткістю та моментом, що сприймає пружна муфта, можна виразити через кут закручення муфти [104]:

$$T = C\varphi, \quad (1.12)$$

де C – жорсткість муфти.

Найбільш повні теоретичні дослідження динаміки спрацювання окремих типів ЗМ викладені в праці В.К. Тепінкічєва [135], яка головним чином стосується питань точності їх спрацювання та визначення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами. При дослідженні точності спрацювання ЗМ імпульсного типу (кулачкових та кулькових) він констатує, що при нерівному коловому кроці розташування елементів зачеплення півмуфт ЗМ мають більшу точність спрацювання ніж при рівномірному. Це справедливо, якщо рухома муфта має довжину шліцевої втулки $L > 0,2 * D$, де D – середній діаметр розташування елементів зачеплення [135]. Також В.К. Тепінкічєв вважає, що попереднє припрацювання елементів зачеплення півмуфт збільшує надійність роботи ЗМ, оскільки стабілізується момент спрацювання при перевантаженні внаслідок стабілізації коефіцієнту тертя між елементами зачеплення. Він рекомендує проводити припрацювання під навантаженням рівним 1,2...1,25 від номінального.

Розрахункові схеми для визначення конструктивно-силових параметрів ЗМ з різними елементами зачеплень приведені в роботі В.С. Полякова, І.Д. Барбаша, О.А. Ряховського [121]. Крім схем розрахунку для визначення конструктивно-силових характеристик для різних схем кулькових зачеплень, в [121] приведені розрахункові формули для визначення деяких параметрів компенсуючих муфт з пружними гвинтовими елементами. Залежність між коловою силою і силою пружини, згідно [121], для імпульсних ЗМ є наступною:

$$P_{np} = P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f), \quad (1.13)$$

де α – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею паза; ρ – зведений кут тертя в парі контакту елемент зачеплення – паз; f – коефіцієнт тертя між елементами зачеплення.

В монографії В.Т. Павлице [104] наведено залежності для динамічного розрахунку механізму на прикладі зведеної двохмасової системи, рух якої виражається через кути закручування її ланок та описується наступними диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 + \varphi_2) = T_{кр} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C(\varphi_1 + \varphi_2) = -(T_{кр} + T_0 \sin \omega t) \end{cases} \quad (1.14)$$

Після відповідних перетворень кут закручування виражається наступною залежністю [104]:

$$\varphi = \frac{T_{кр}}{C} + \left\{ \frac{T_n}{J_2(j^2 - \omega_n^2)} \right\} \sin \omega t, \quad (1.15)$$

де ω_n – частота дії навантаження; t – період зміни навантаження; T_n – номінальний обертальний момент.

Динаміка приводів з кулачковими запобіжними муфтами детально висвітлена в роботі С.А. Дубиняк та інших [52]. Весь процес пробуксовки ЗМ в процесі спрацювання розділено на чотири періоди: перший – від зупинки ведучої ланки до початку виходу з зачеплення кулачків (на протязі даного періоду маси інерції півмуфт рухаються разом, повертаючись на певний кут); другий – від початку виходу кулачків із зачеплення до повного розмикання муфти; третій - від моменту розмикання до наступного входження в зачеплення кулачків пів муфт (в цей час коливальні процеси в системі протікають окремо в обох частинах, а

момент, який діє на півмуфти, практично рівний нулю); четвертий – починається в момент контакту кулачків і закінчується початком нового виходу кулачків із зачеплення. Також конструкції та розрахункові схеми кулькових, кулачкових і планетарних ЗМ, методика їх розрахунку в поєднанні з характером зміни моменту опору на робочому органі, наведені в довіднику С.Г. Нагорняка і І.В. Луціва [102].

Праці В.О. Малащенко [85, 92] присвячені питанням проектування та дослідження запобіжних і обгінних муфт. В них вирази для сил і зміщень у місці прикладання осьової сили при розрахунку елементів муфти на міцність записуються у вигляді системи рівнянь, яка характеризує міцність півмуфт за найнесприятливішого випадку навантаження:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = \frac{F_x}{\pi}; \\ M_r = \frac{3}{4\pi} F_x R_p; \\ M_\theta = \frac{F_x R_p}{2} \left(1 - \frac{r}{R_p} \right); \\ \mathcal{G}_\kappa = \frac{F_x R_p r}{2\pi E J_x} \left[1 - \lambda_{зк} + \frac{1 + \lambda_{зк}}{2} \left(\frac{\pi^2}{3} - \frac{3}{4} \right) + \frac{\lambda_{зк}}{2} \left(1 - \frac{R_p}{r} \right) \right]; \\ u = \left(-\frac{1}{2\pi} \right) \frac{F_x R_p^3}{E J_x} \cdot \frac{r}{R_p} \left\{ \left(1 + \lambda_{зк} \right) \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\pi^2}{3} - \frac{3}{4} \right) \right] + \right. \\ \left. + \lambda_{зк} \left[\frac{r}{R_p} + \frac{\pi^2}{6} - \frac{R_p}{r} \cdot \frac{\pi}{2} + \frac{1}{2} \left(2 \frac{R_p}{r} + 3 \frac{r}{R_p} \right) \right] \right\}, \end{array} \right. \quad (1.16)$$

де Q – поперечна сила в перерізі кільця; M_r, M_θ – моменти згину в перерізі кільця; R_p – радіус кола центрів кульок у робочому стані; r – внутрішній радіус кільцевої поверхні веденої муфти; \mathcal{G}_κ – кут закручування; $\lambda_{зк}$ – відношення жорсткостей при згині і крученні; u – зміщення перерізу кільця.

Б.І. Кіндрацьким було розроблено алгоритм і оптимізаційну математичну модель багатокритеріального структурно-параметричного синтезу ЗМ [74], також винайдені конструкції та проведено динамічні дослідження функціонування приводів із ЗМ імпульсного типу з блокувальним пристроєм силового типу.

М.Г. Лопаткіним [90] встановлено вплив профілю кулачків на швидкість спрацювання кулачкової ЗМ і визначено оптимальну величину профілю кулачків з кутом рівним 45° при задовільному змащуванні, а при незадовільному – 60° .

Праці Е.Н. Ізотова [68] та Е.М. Попова [122] присвячені дослідженню динаміки та статички спрацювання фрикційних ЗМ, впливу наростання навантаження питомого тиску на поверхні тертя на величину навантаження в період спрацювання півмуфт. В результаті досліджень було встановлено, що час нерухомого контакту фрикційних поверхонь дисків веде до певного збільшення коефіцієнту тертя і залежить від швидкості наростання навантаження.

Питання точності спрацювання фрикційної ЗМ з кульковими механізмами розтиску розглянуто в праці Я.І. Єсипенка, А.З. Паламаренка, М.К. Афанасьєва [61]. Зокрема тут представлено розроблену конструкцію, принцип роботи, методику розрахунку і проектування фрикційної ЗМ підвищеної точності обмеження навантаження, та підсумовано результати їх теоретичних і експериментальних досліджень.

Розробці конструкцій і визначенню функціонально-експлуатаційних характеристик імпульсних ЗМ, а також дослідженню статички та динаміки їх спрацювання присвячені роботи Р.Б. Гевка [43]. Автором виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів кулькових реверсних ЗМ і описані перехідні процеси функціонування перевантажених приводів.

Дослідженню процесів роботи та визначенню конструктивних параметрів планетарних ЗМ присвячені праці С.Г. Нагорняка [102] І.Б. Гевка [31]. Їх конструктивною особливістю є те, що при розмиканні півмуфт останні здійснюють декілька повних відносних провертань (від 1 до 356) до повторного змикання та відновлення початкового положення, що досягається застосуванням

комбінованої кульково-планетарної передачі. Проте внаслідок значних габаритів і високої вартості на сьогоднішній день широкого практичного застосування такі конструкції не знайшли.

А.В. Матвійчуком [94] встановлено, що для зниження динамічних навантажень при буксуванні ЗМ імпульсного типу доцільно застосовувати непарну кількість елементів зачеплення із безззорним контактом, що збільшує ресурс роботи муфти у 1,8...2,5 разів.

Дисертаційна робота О.М. Клендій [75] присвячена підвищенню ефективності функціонування гвинтових конвеєрів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжної муфти шнекового робочого органу. В роботі описано дослідження розробленої ЗМ для гвинтового конвеєра, яка дозволить забезпечити осьове відведення перевантаженого шнека в напрямку протилежному до напрямку транспортування матеріалу при автоматичному відновленні робочого стану конвеєра. Проте така муфта може ефективно використовуватись лише при невисоких частотах обертання гвинтового робочого органу, тобто в тихохідних гвинтових конвеєрах.

В результаті проведеного аналізу встановлено, що існуючі теоретичні і експериментальні дослідження запобіжних муфт не дозволяють в повній мірі здійснювати заходи пов'язані з конструюванням та розрахунками багатофункціональних пружно-запобіжних муфт. Проаналізовані дослідження направлені на визначення локальних проблем, де не враховано основний комплекс вимог, яким повинні відповідати пружно-запобіжні муфти гнучких гвинтових конвеєрів.

У зв'язку з цим виникає необхідність подальшого спеціалізованого вивчення впливу конструктивних параметрів на експлуатаційні характеристики пружно-запобіжних муфт з осьовим та радіальним розміщенням пружно-гвинтових та кулачкових робочих елементів із відповідним теоретичним та експериментальним обґрунтуванням.

1.4. Класифікації захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів та вимоги, що висуваються до них

Нами розроблено класифікацію захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів, яку представлено на рис. 1.14. До захисних механізмів ГГК необхідно віднести муфти різних типів (запобіжні, пружно-запобіжні та пружні), захисні насадки, бункерні захисні решітки та огорожувальні захисні елементи.

ЗМ поділяються на: високочастотні імпульсного типу, до яких належать кулачкові, кулькові, роликові, з конусоподібними пальцями і комбіновані; низькочастотні імпульсного типу, до яких належать планетарні з різними елементами зачеплення, кулькові низькочастотні і роликові низькочастотні; реверсивні; із осьовим зміщенням валів; фрикційні; самовідключні; із руйнівними елементами. До пружно-запобіжних муфт слід віднести високочастотні та низькочастотні імпульсного типу (перелічені вище) і фрикційні з пружно-копенсуючих елементами. До пружних муфт доцільно віднести різновиди муфт з металевими і неметалевими елементами, класифікацію яких на високому рівні представлено в роботі [77].

Захисні насадки слід поділяти на чотири типи: із запобіжним механізмом відключення подачі; з нерегульованими отворами просипання; з регульованими отворами просипання; з механізмом регулювання подачі матеріалу під час процесу транспортування.

Бункерні захисні решітки поділяють на ті, в яких регулюються отвори просипання, і ті, в яких не регулюються отвори просипання.

Огорожувальні захисні елементи доцільно поділяти на розміщені: у зоні завантаження; у зоні вивантаження; по довжині магістралі.

Вибір захисних механізмів і їх конструкцій залежить від призначення, ГГК, умов роботи, їх ціни, продуктивності, витрат енергії на виконання процесу, на обслуговування та ремонт, втрат від пошкодження при транспортуванні, габаритів, безпеки, надійності і безвідмовності експлуатації, довжини магістралі, кривизни траєкторії транспортування і можливості її зміни, висоти підйому транспортованого матеріалу тощо.

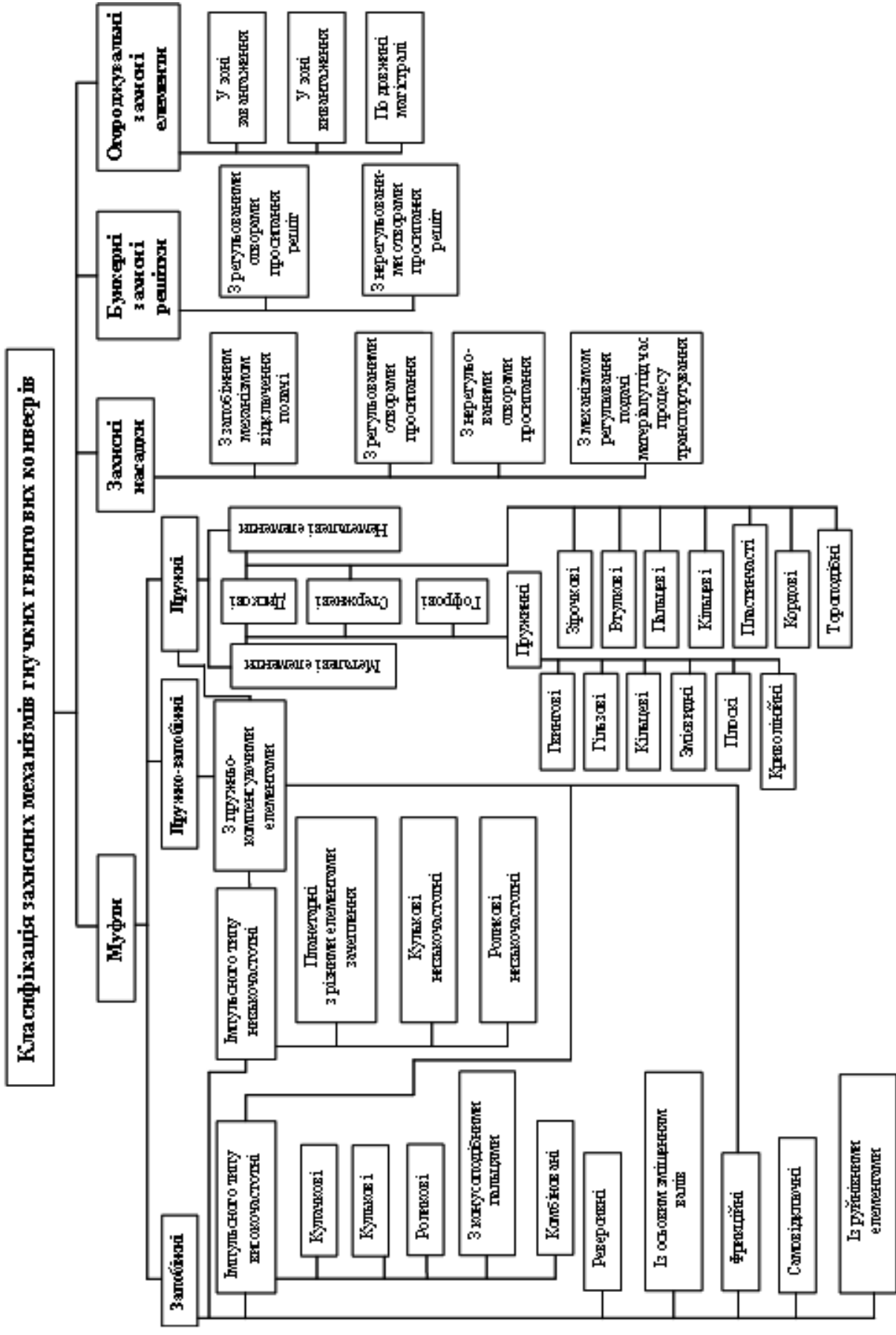


Рис. 1.14. Класифікація захисних механізмів гнучких гвинтових конвєєрів

Вимоги, що висуваються до захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів, напряду залежать від перелічених вище факторів. Як було раніше зазначено (п. 1.2), розрахунок бункерних захисних решіток та огорожуючих захисних елементів ґрунтується на виборі величини отворів з метою непотрапляння до кожуха ГГК сторонніх предметів, великих кускових матеріалів, які можуть викликати його забивання, а також виходячи з раціонального процесу завантаження міжвиткового простору шнека для забезпечення максимальної продуктивності. Розрахунок захисні насадок проводять з тих же міркувань [27], користуються базовою залежністю, яка визначає швидкість просипання вантажу через отвір [64].

Переважно муфти розраховують за обертальним моментом [104]:

$$T = k_n T_n, \quad (1.17)$$

де T_n – номінальний обертальний момент; k_n – коефіцієнт, який враховує короточасні перевантаження або режим роботи муфти.

Для машин із невеликими привідними масами і стабільному навантаженні, до яких відносяться ГК, $k_n = 1,0 \dots 1,5$.

Однією з важливих характеристик пружно-компенсуючих муфт є кут закручування φ , який характеризує пружні властивості муфти та її жорсткість і є важливим показником для динамічного розрахунку. Зв'язок між кутом закручування та жорсткістю муфти в загальному випадку представляють як:

$$C = \frac{dT}{d\varphi}. \quad (1.18)$$

При розрахунках пружних муфт часто використовують величину податливості e' муфти, яка є оберненою до жорсткості:

$$e' = \frac{1}{C}. \quad (1.19)$$

Також важливим параметром пружних пружно-компенсуючих муфт є їх демпфуюча здатність, яка характеризується величиною енергії, яка незворотно поглинається муфтою при деформації пружного елемента. Поглинання енергії відбувається за рахунок використання пружно-демпфуючих матеріалів (гума, пропілен, шкіра), або завдяки особливостей конструкції пружного елемента муфти (пакети сталевих пластин, гільзових пружин тощо).

Важливим параметром пружно-компенсуючих муфт є їх енергоємність, яка характеризує здатність пристроїв амортизувати поштовхи та ударні навантаження за рахунок накопичення потенційної енергії в пружних елементах за рахунок пружної деформації останніх. В загальному під енергоємністю розуміють ту найбільшу кількість енергії, яку муфта здатна акумулювати при максимальній деформації пружного елемента. Для муфт, пружні елементи яких працюють на згин, енергоємність рівна [121]:

$$A_{\sigma} = z_e k_{\sigma} \frac{[\sigma]^2}{2E} V, \quad (1.20)$$

а для муфт, пружні елементи яких працюють на кручення, вона рівна:

$$A_{\tau} = z_e k_{\tau} \frac{[\tau]^2}{2G} V, \quad (1.21)$$

де z_e – кількість пружних елементів; k_{σ} , k_{τ} – коефіцієнти раціональності використання матеріалу (визначаються формою пружного елемента); $[\sigma]$, $[\tau]$ – допустимі напруження при згині і крученні; E , G – модулі пружності матеріалу при згині і крученні (зсуві); V – об'єм одного пружного елемента.

Відповідно, якщо обертальний момент, при якому напруження в муфті, пружні елементи якої працюють на згин, досягають максимальних, то максимальна енергія накопичена муфтою [121] рівна:

$$A_{\sigma} = \frac{T_{\max} \varphi}{2}. \quad (1.22)$$

Звідси максимальний обертальний момент рівний:

$$T_{\max} = [\sigma] \sqrt{\frac{k_{\sigma} C}{E}} z_e V . \quad (1.23)$$

Відповідно, чим більший об'єм займають пружні елементи, тим більша навантажувальна здатність муфти (більша енергоємність), і чим менша товщина пружних елементів, тим більша їх кількість потрібна.

Функціонування ЗМ характеризується рядом критеріїв, які визначають доцільність застосування тієї чи іншої конструкції муфти в конкретному приводі ГК. Основними вимогами [16], які висуваються до запобіжних муфт є:

- надійність і безвідмовність при спрацюванні в разі перевантаження;
- точність спрацювання, яка визначається здатністю розмикати вузли приводу машини при номінальному обертальному моменті;
- стабільність роботи, яка характеризується збереженням експлуатаційних показників при значному ресурсі функціонування;
- здатність автоматично відновлювати своє початкове положення;
- можливість регулювання величини обертального моменту;
- компактність, простота, дешевизна, простота в налаштуванні та експлуатації, технологічність конструкції.

При проектуванні ГГК доцільно застосовувати ЗМ з розширеними функціональними можливостями, які поряд з функцією запобігання виходу з ладу вузлів машини при виникненні перевантаження працюватимуть як компенсуюча пружно-компенсуючі.

Основні технічні вимоги, які ставляться до ЗМ, характеризуються коефіцієнтами точності спрацювання, чутливості спрацювання, динамічності, стабільності та іншими [121]. Точність спрацювання ЗМ оцінювалась коефіцієнтом точності [121]:

$$K_{TC} = \frac{T_{\max}}{T_{\min}}, \quad (1.24)$$

де T_{\max} і T_{\min} – найбільший і найменший обертальні моменти спрацювання ЗМ.

На точність спрацювання ЗМ впливають неточності розмірів окремих деталей, жорсткість, невідповідність твердості і шорсткості поверхонь, швидкість наростання та величина навантаження тощо. Тому завжди $K_{TЧ} > 1$.

Чутливість ЗМ до перевантажень оцінюється коефіцієнтом чутливості [121]:

$$K_{\text{ч}} = \frac{T_{\text{поч}}}{T_{\text{сп}}}, \quad (1.25)$$

де $T_{\text{поч}}$ і $T_{\text{сп}}$ – обертальні моменти при яких починається і закінчується спрацювання ЗМ.

Для ЗМ імпульсного типу (кулачкових, кулькових, роликкових тощо) коефіцієнт чутливості завжди менший одиниці, $K_{\text{ч}} < 1$.

Відношення моментів спрацювання ЗМ при динамічному прикладанні моменту рухомих сил (T_{max}) оцінюється коефіцієнтом динамічності [121]:

$$K_{\text{д}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{рег}}}. \quad (1.26)$$

Величина коефіцієнту динамічності ($K_{\text{д}} > 1$) залежить від співвідношення моментів інерції, жорсткості системи, швидкості наростання навантаження тощо.

Стабільність ЗМ оцінюється коефіцієнтом стабільності [121]:

$$K_{\text{с}} = \frac{T(t)}{T(t_0)}, \quad (1.27)$$

де $T(t)$ і $T(t_0)$ – моменти відключення ЗМ після часу експлуатації t і в початковий момент експлуатації.

Як правило коефіцієнтом стабільності $K_{\text{с}} < 1$, що пояснюється зношенням деталей ЗМ, зміною характеристик пружин в процесі експлуатації тощо.

Коефіцієнт, який характеризує дію запобіжного пристрою при спрацюванні:

$$K_{\text{дс}} = \frac{T_{\text{лс}}}{T_{\text{сп}}}, \quad (1.28)$$

де $T_{\text{лс}}$ – обертальний момент, який встановився після спрацювання ЗМ.

Час спрацювання ЗМ при перевантаженні t_{∂} визначається часом від початку її спрацювання до початкового моменту зменшення навантаження [121]:

$$t_{\partial} = \frac{1}{k} t_{ав}, \quad (1.29)$$

де $t_{ав}$ – час, за який настає аварійний стан машини; k – коефіцієнт безпеки ($k_{min} = 2 \dots 3$).

При виникненні імпульсних короткочасних навантажень рекомендується [14], щоб час дії цих навантажень t_n не перевищував часу аварійного стану машини $t_{ав}$, тобто $t_n \leq t_{ав}$:

$$t_{ав} = \frac{\tau_{зр} W_{\rho} (\kappa - 1)}{\kappa V_n}, \quad (1.30)$$

де $\tau_{зр}$ – граничне напруження; W_{ρ} – полярний момент опору січення найбільш слабкої ланки; V_n – швидкість зростання навантаження; κ – коефіцієнт запасу міцності.

Кількість повторних включень в імпульсних ЗМ під час спрацювання створює додаткові динамічні навантаження на вузли машини і негативно впливає на її механізми. Тому розроблено низькочастотні ЗМ імпульсного типу, коефіцієнт частоти спрацювання яких визначатиметься по формулі [27]:

$$K_{чс} = \frac{2\pi}{\gamma_n}, \quad (1.31)$$

де γ_n – кут повороту ведучої півмуфти від початку розчеплення елементів зачеплення до їх наступного змикання.

При проектуванні муфт ГГК доцільно розробляти і використовувати муфти з розширеними функціональними можливостями, які поряд з функцією відключення шнека при виникненні перевантаження працюватимуть як пружно-компенсуючі. При їх проектуванні необхідно враховувати усі вимоги, які до них висуваються (технічні, технологічні, експлуатаційні), виконання яких забезпечить їх високу надійність при значному терміні експлуатації.

1.5. Висновки і завдання досліджень

На основі проведеного аналізу наукових літературних джерел та патентної інформації зроблено наступні висновки:

1. Існуючі конструкції захисних пристроїв не забезпечують у повній мірі надійного захисту гнучких гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів при різних режимах роботи.

2. Проведений аналіз схем запобіжних муфт і результатів теоретичних та експериментальних досліджень показав, що проблема, пов'язана із зниженням динамічних навантажень на робочі органи і приводи гнучких гвинтових конвеєрів в процесі буксування муфт, не є повністю вирішеною, а існуючі типи муфт є або конструктивно складними і дорогими, або ненадійними у відповідності до вимог захисту конвеєрів від перевантажень.

3. Серед відомих конструкцій запобіжних муфт, які використовуються у приводах гнучких гвинтових конвеєрів, немає муфт, які поєднують пружно-компенсуючі та запобіжні характеристики, що забезпечують адекватний захист гнучких гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів.

У відповідності з результатами проведеного аналізу та з урахуванням визначеної наукової проблеми основні завдання досліджень є наступними:

- теоретично обґрунтувати перспективну схему конструктивного виконання муфти з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками, яка може забезпечувати адекватний захист гнучких гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів;

- виконати статичний силовий розрахунок обґрунтованої конструкції муфти з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками і провести динамічний розрахунок гвинтового конвеєра з цією муфтою;

- спроектувати і виготовити експериментальну модель муфти з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками для надійного захисту гнучких гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів;

- розробити методики проведення досліджень, стендове обладнання та провести дослідження і випробування експериментального взірця муфти з

пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками і завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра з визначенням їх раціональних експлуатаційних характеристик;

- розробити інженерну методику вибору конструктивних параметрів муфти з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками і завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра у відповідності до вимог експлуатації.

Розроблення та використання конструкцій муфт з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками і завантажувально-захисних насадок з правильним вибором їх параметрів дозволить значно підвищити захист гвинтових робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів під різних типів перевантажень.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ СПРАЦЮВАННЯ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ ГНУЧКИХ КВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

2.1. Статичний силовий розрахунок запобіжних механізмів

Надійність будь-якої машини в цілому залежить від надійності її окремих елементів, правильного розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації. Сучасні методи розрахунку з точністю забезпечують можливість вибору конструктивних параметрів деталей машин з врахуванням динаміки їх роботи. При цьому багато з процесів, які відбуваються з механізмами під час експлуатації, погано піддаються математичному моделюванню, що потребує надійного захисту цих машин від перенавантажень. Вимоги надійності, низької металоємності та собівартості, які пред'являються до ГГК, обумовлюють необхідність подальшого удосконалення і створення нових, високоточних і надійних захисних пристроїв. Відповідно розроблення ефективних конструкцій і проведення глибокого аналізу функціонування ПЗМ з врахуванням динаміки процесу перевантаження ГГК, дослідження їх основних функціональних і експлуатаційних характеристик з метою визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів, буде активно сприяти їх використанню в приводах нових ГГК.

Схему ГГК, привід якого оснащено ПЗМ, представлено на рис. 2.1.

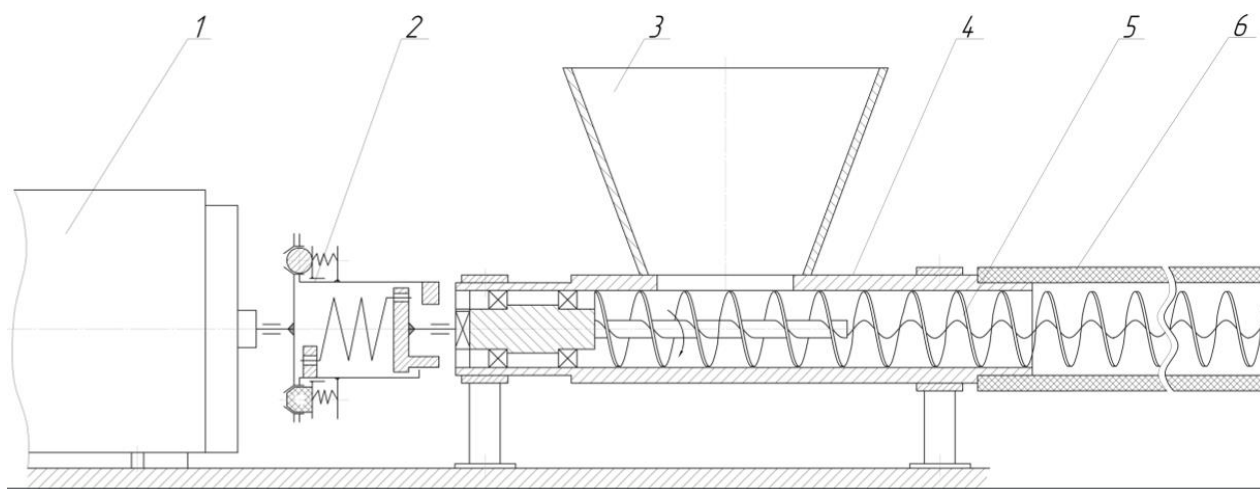


Рис. 2.1. Схема ГГК оснащеного пружно-запобіжною муфтою:
1 – електродвигун; 2 – ПЗМ; 3 – бункер; 4 – живильник; 5 – спіраль; 6 – кожух

В основу запропонованої нами конструкції ПЗМ ГГК поставлено створення захисного механізму ГГК з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками, кінематичну схему якого представлено на рис. 2.2. ПЗМ являє собою ведучу півмуфту з лунками та ведену півмуфту з отворами, в яких і по чергово розміщені елементи зачеплення (кульки і конічні стержні), що підпружинені пружиною стиску з регулюванням сили затиску гайками. У середині веденої півмуфти розташовано пружний механізм, який дозволяє забезпечувати плавний пуск гнучкого гвинтового робочого органу шляхом скручування пружини скручування, яка входить у нього. ПЗМ може бути виготовлена у різних варіантах з різними типами демпферного виконання: конічний стержень – метал, кулька – демпферний матеріал; конічний стержень – демпферний матеріал, кулька – метал (рис. 2.3).

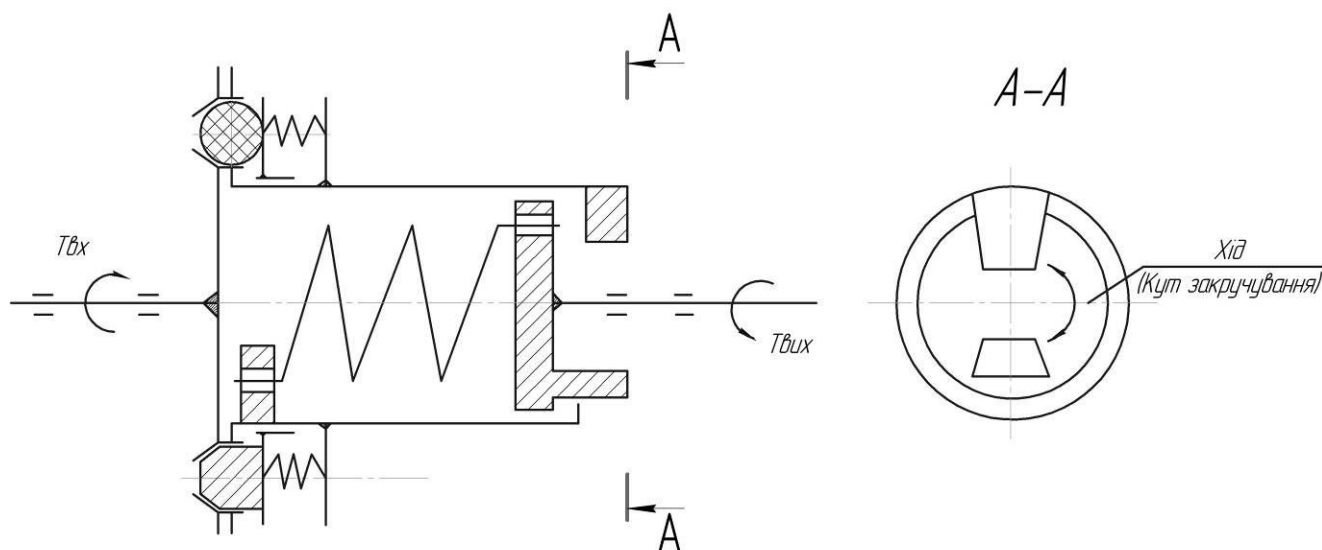


Рис. 2.2. Кінематична схема пружно-запобіжної муфти

Муфта працює наступним чином. При пуску приводу (на схемі не показаний) обертальний момент передається з ведучої півмуфти на ведену півмуфту через елементи зачеплення. З веденої півмуфти з через розташований у ній пружний механізм обертальний момент передається на гнучкий гвинтовий робочий орган ГГК. При цьому забезпечується плавний пуск гвинтового робочого органу шляхом скручування пружини скручування пружного механізму. У випадку виникнення перевантаження на шнеку проходить розчеплення півмуфт

шляхом виходу елементів зачеплення (кульок і конічних стержнів) з лунок. При наступних змиканнях півмуфт в режимі буксування елементи зачеплення з матеріалів з демпфувальними властивостями відіграють роль демпфера при взаємодії півмуфт між собою. Введення демпферних елементів та пружини скручування в конструкцію ПЗМ ГГК забезпечить плавний запуск гнучкого гвинтового робочого органу під час пуску привода ГГК та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі виникнення перенавантаження.

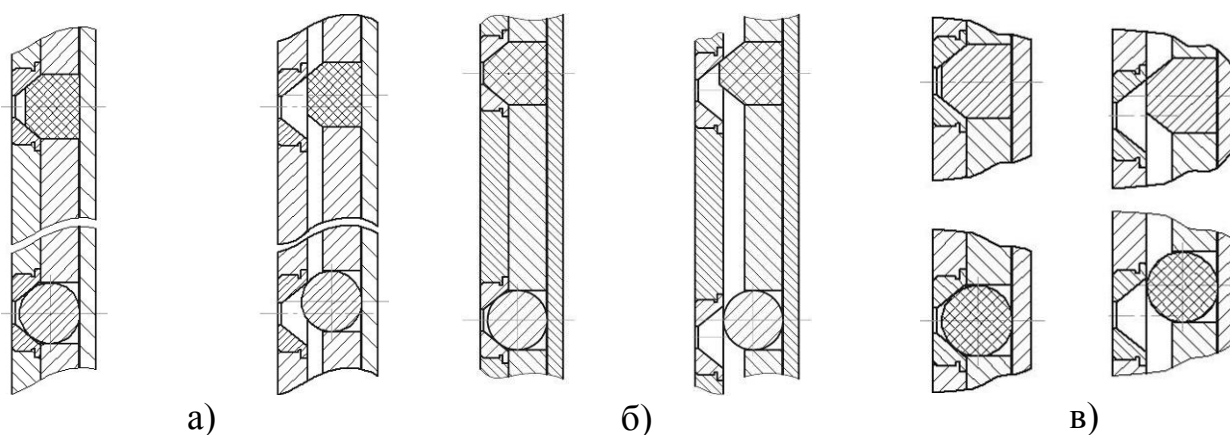


Рис. 2.3. Схема контакту і різновиди елементів зачеплення ПЗМ при спрацюванні в початковий момент і при розчепленні півмуфт:

- а) конічний стержень – демпферний матеріал (з глибиною заглиблення меншим за заглиблення кульок), кулька – метал; б) конічний стержень – демпферний матеріал (з глибиною заглиблення більшою за заглиблення кульок), кулька – метал; в) конічний стержень – метал, кулька – демпферний матеріал

Розглянемо стан елементів зачеплення кулька – лунка і конічний стержень – лунка при взаємодії півмуфт між собою (рис. 2.3). В зонах контакту тіл кочення з поверхнями лунок виникають реакції P_k , F_k , N_k і, відповідно, сили тертя F_{mk} при відносному повороті півмуфти.

На робочу конусну поверхню сектора демпфера діє нормальна складова N_d , яка залежить від величини зусилля змієвидної кільцевої пружини. Відповідно, при провертанні півмуфт на поверхні демпфера виникає сила тертя $F_{mд}$.

Радіальне зміщення секторів (x) можна описати наступним рівнянням:

$$x / \cos \alpha = h / \sin \alpha, \quad (2.1)$$

де α , h – кут підйому конусної поверхні конічних стержнів і глибина лунки.

Таке зміщення секторів може забезпечитись в тому випадку, коли відбувається перевантаження. При цьому осьове переміщення кульок перебуває в певних межах і залежить від глибини лунки h , що в свою чергу, взаємопов'язано з кутовим переміщенням півмуфт наступною залежністю:

$$\varphi_2 - \varphi_3 = h \cdot \operatorname{ctg} \beta / R_\kappa, \quad (2.2)$$

де β , R_κ – кут підйому профілю лунки і радіус розміщення кульок, φ_2 , φ_3 – величина кута відносного повороту півмуфт.

Як правило кути підйому лунки β і конічних стержнів α співпадають.

Схему для визначення умов роботи тіл кочення і демпфера представлено на рисунку 2.4.

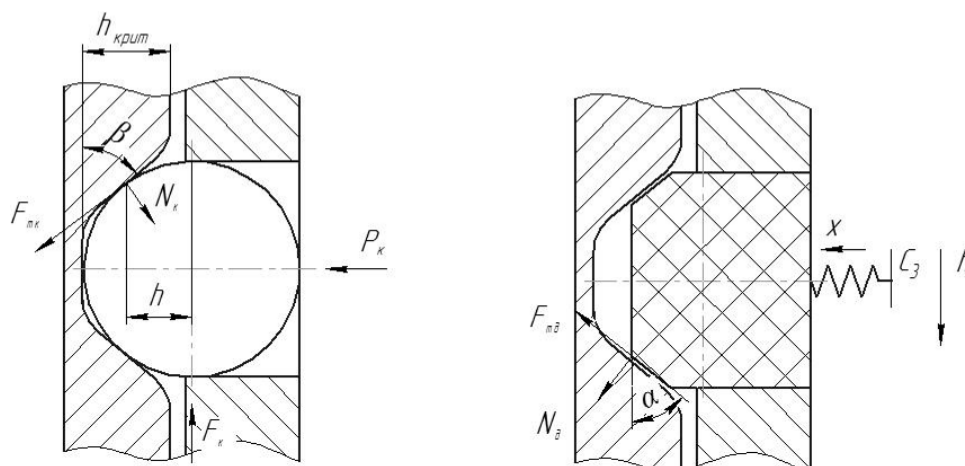


Рис. 2.4. Розрахункова схема елементів зачеплення ПЗМ: кулька – лунка і конічний стержень (демпфер) – лунка

При взаємодії кульки з лункою можна записати умову рівноваги наступними рівняннями:

$$\begin{cases} P_\kappa - N_\kappa \cos \beta + F_{mk} \sin \beta = 0 \\ F_\kappa - N_\kappa \sin \beta - F_{mk} \cos \beta = 0 \\ F_{mk} = N_\kappa \cdot f_{mk} \end{cases} \quad (2.3)$$

При провертанні півмуфт виникають сили тертя в шліцах і на робочих поверхнях демпфера, що визначаються із залежностей:

$$\begin{cases} F_{шл} = (1/R_{шл})C_2(\varphi_2 - \varphi_4)/f_{шл} + \dot{x} \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_{шл} \\ F_{мо} = \frac{\dot{x}}{\cos \alpha} \mu_{мо} + N_o f_{мо}, \end{cases}, \quad (2.4)$$

де C_2 , $f_{шл}$, $f_{мо}$ – жорсткість веденої системи і коефіцієнт тертя в шліцах приведений до осьової сили та сухого тертя в демпфері; $\mu_{шл}$, $\mu_{мо}$, $R_{шл}$ – коефіцієнти в'язкого тертя в шліцах і демпфері та середній діаметр розміщення шліців; $F_{шл}$, φ_4 – сила тертя в шліцах, та кут закручування веденої системи.

Розглядаючи степінь вільності такого механізму можна зробити висновок, що при відносному зміщенні півмуфт ланки мають осьове і радіальне переміщення. Суттєвий вплив на процес тертя мають коефіцієнти в'язкого тертя, які також впливають на з'єднуючі елементи півмуфт і їх швидкодію.

Задачею силового розрахунку є визначення залежності обертального моменту від осьового зміщення рухомої півмуфти.

Розрахункова схема механізму відтискання ПЗМ представлена на рис. 2.5.

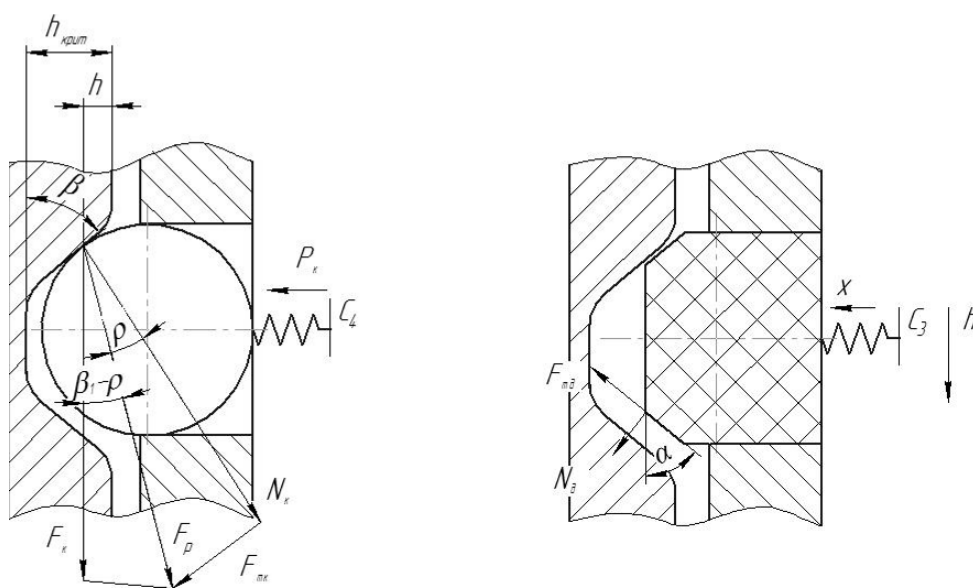


Рис. 2.5. Розрахункова схема механізму відтискання пружно-запобіжної муфти

При взаємодії півмуфт в зоні контакту кульки з лункою виникає нормальна реакція N_k і сила тертя F_{mk} , направлена в сторону, протилежну переміщенню ведучої ланки. Результируюча сила F_ρ зміщена в напрямку колової сили F_k на величину кута тертя ρ .

При перевантаженні повне відключення муфти проходить при переміщенні рухомої півмуфти в осьовому напрямку на величину $h_{\text{крит}}$, що враховує h і величину радіуса заокруглення півмуфт.

Враховуючи профіль кулькового зачеплення можна розглянути зміну величини моменту на наступних етапах опрацювання муфти: на першому етапі переміщення рухомої півмуфти проходить на величину h' від 0 до $(h'_{\text{крит}} - r(1 - \cos \beta))$, а на другому – до повного виходу кульок із зачеплення.

Розглянувши сили і врахувавши, що $\beta_1 = (90^\circ - \beta)$, встановимо залежність між коловою силою F_k і силою пружини P_k відомим рівнянням:

$$P_k = F_k (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - \frac{R_k f_{\text{му}} \mu_{\text{му}}}{R_u}), \quad (2.5)$$

де β_1 – кут нахилу лунки; R_u – середній діаметр розміщення шліців.

В другому випадку величину сили пружини P_k можна виразити як $P_k = C_4 \lambda_0 + C_4 h'$, з врахуванням жорсткості пружини C_4 і величиною її попереднього затиску λ_0 .

Провівши підстановку і заміну величини P_k в формулі (2.5), знаходимо коловою силу F_k в залежності від радіуса розміщення кульок, шліців і попереднього натягу та жорсткості пружини:

$$F_k = (C_4 \lambda_0 + C_4 h') / (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - R_k f_{\text{му}} \mu_{\text{му}} / R_u). \quad (2.6)$$

Враховуючи величину колової сили F_k в рівняння (2.6) і радіус розміщення кульок на орбіті визначаємо обертальний момент муфти при зміщенні рухомої півмуфти в осьовому напрямку на величину h' :

$$T = R_k (C_4 \lambda_0 + C_4 h') / (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - R_k f_{\text{му}} \mu_{\text{му}} / R_{\text{ш}}). \quad (2.7)$$

При подальшому переміщенні кульки по заокругленій ділянці проходить зміщення напрямку дії нормальної реакції N_k по відношенню до робочої поверхні. Тому необхідно визначити залежність зміни напрямку від переміщення рухомої півмуфти.

Залежність значення поточного кута нахилу β_1' нормальної реакції від подальшого переміщення $(h'_{\text{крит}} - h')$ рухомої півмуфти виражається наступним чином: $\sin \beta_1' = (r - (h'_{\text{крит}} - h')) / r$, де $(h'_{\text{крит}} - h') = y'$ – поточна величина зачеплення кульки з лункою.

Величина y' виражається також через переміщення рухомої півмуфти $y' = y_{\text{max}} - y$, де $y_{\text{max}} = (h'_{\text{max крит}} - h'_{\text{max}})$ – максимальна величина зачеплення кульки, при якій кут β_1' нормальної реакції N_k рівний куту нахилу лунки.

Провівши відповідну заміну визначаємо залежність кута нахилу β_1' від переміщення y півмуфти:

$$\sin \beta_1' = \frac{r - y_{\text{max}} + y}{r}. \quad (2.8)$$

$$\beta_1' = \arcsin \frac{r - y_{\text{max}} + y}{r}. \quad (2.9)$$

Позначаємо величину $(r - y_{\text{max}})$ через z і провівши відповідну підстановку,

одержимо, що $\beta_1' = (\arcsin z + y) / r$. Значення величини цього кута з врахуванням $tg \beta_1$ можна записати наступним чином:

$$tg \beta_1 = \frac{\sin(\arcsin \frac{z+y}{r})}{\left(1 - \sin^2(\arcsin \frac{z+y}{r})\right)^{1/2}} = \frac{z+y}{\left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2}}. \quad (2.10)$$

Враховуючи рівняння (2.10), приходимо до рішення рівняння тангенсів, розв'язок якого можна додати в наступному вигляді:

$$tg(\beta_1 - \rho) = \frac{\frac{(z+y)}{\left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2}} - tg \rho \left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2}}{1 + \frac{tg \rho (z+y)}{\left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2}}}, \quad (2.11)$$

$$tg(\beta_1 - \rho) = \frac{(z+y) - tg \rho \left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2}}{\left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2} + tg \rho (z+y)}.$$

Підставивши це рівняння в залежність (2.5) визначаємо величину колової сили в залежності від сили стиску пружини:

$$P_\kappa = F_r \frac{(z+y) - tg \rho \left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2}}{\left(r^2 - (z+y)^2\right)^{1/2} + tg \rho (z+y)} - \frac{R_\kappa f_{му} \mu_{му}}{R_u}. \quad (2.12)$$

Величина обертального моменту на другому етапі спрацювання муфти прийме наступний вигляд:

$$T = \frac{F_\kappa [C_4 \lambda_0 + C_4 (h'_{крит} - y')]}{\frac{(r-y') - tg(2r \cdot y' - (y')^2)^{1/2}}{(2r \cdot y' - (y')^2)^{1/2} + tg \rho (r-y')} - \frac{R_\kappa f_{му} \mu_{му}}{R_u}}. \quad (2.13)$$

На основі попередніх розрахунків можна прийти до висновку, що при передачі моменту в діапазоні від 0 до $h_{крит} - r(1 - \sin \beta_1)$ його величина

визначається по формулі (2.7), а при зміні величини переміщення в границях від $h'_{крит} - r(1 - \sin \beta_1)$ до $h'_{крит}$ використовуються рівняння (2.13).

Провівши розрахунок чисельним методом рівняння обертальних моментів по формулах (2.7) і (2.13) (при $R_k = 50$ мм; $C_4 = 16$ Н/мм; $\mu_{ми} = 1,05$; $f_{ми} = 0,15$; $\lambda_0 = 6$ мм, $R_{ми} = 20$ мм, $h = (4-10)$ мм) на рис. 2.6 представлено графіки зміни величини обертального моменту T в залежності від переміщення рухомої півмуфти на величину h' в режимі спрацьовування ПЗМ при різних кутах нахилу лунок β_1 при передачі обертального моменту кульками (рис. 2.3.а) та конічними стержнями (рис. 2.3.б).

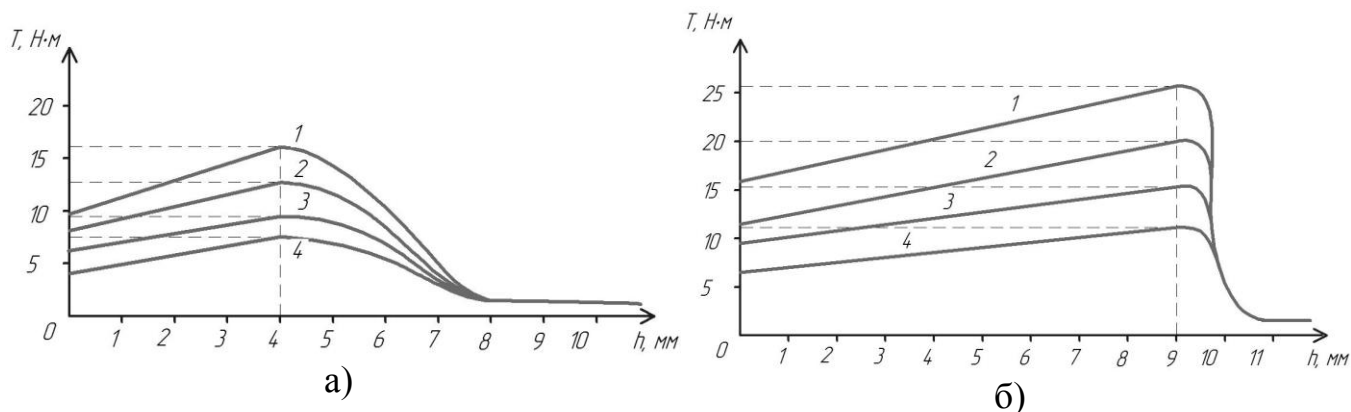


Рис. 2.6. Залежності зміни обертального моменту T від осевого переміщення рухомої півмуфти на величину h' при різних кутах нахилу лунок β_1 при його передачі: а) кульками; б) конічними стержнями:

$$1 - \beta_1 = 45^\circ; 2 - \beta_1 = 50^\circ; 3 - \beta_1 = 55^\circ; 4 - \beta_1 = 60^\circ$$

Досліджуючи ці залежності приходимо до висновку, що граничний момент спрацьовування ПЗМ визначається по формулі (2.7) при максимальному переміщенні рухомої півмуфти на величину $h'_{крит}$. Зміна кута нахилу лунки в межах $60^\circ - 45^\circ$ приводить до збільшення моменту спрацьовування в 1.8 рази. Також слід відзначити, що використання конічних стержнів у якості елементів передачі обертального моменту збільшує граничний момент спрацьовування ПЗМ, проте їх конструктивно доцільно використовувати у якості демпферів, а кульки – у якості елементів передачі обертального моменту.

2.2. Динамічний розрахунок гвинтового конвеєра із запобіжними пристроями

Розрахункова схема гвинтового конвеєра з ПЗМ представлена на рис. 2.7. Оскільки рівняння зв'язку між ведучою і веденою півмуфтами в ПЗМ наближено можна вважати таким, як і в кулачковій, з ідентичним профілем кулачків, то розрахункову модель ПЗМ можна звести до моделі кулачкової ЗМ.

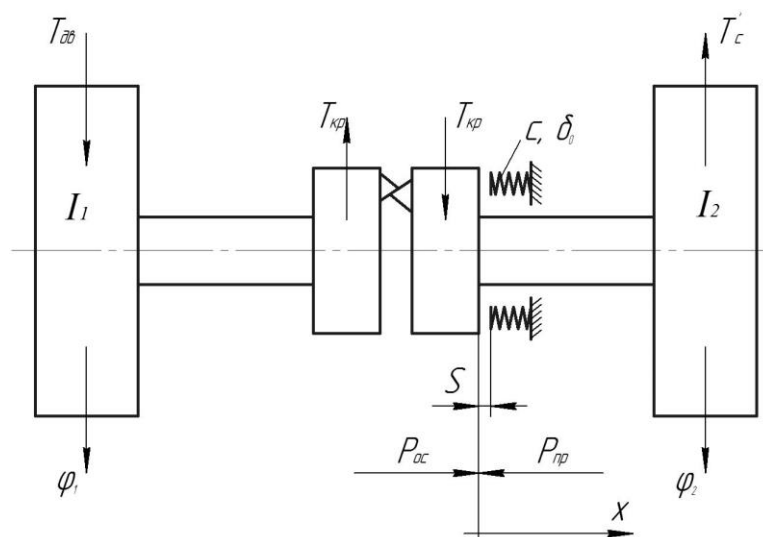


Рис. 2.7. Розрахункова схема гнучкого гвинтового конвеєра з ПЗМ

Динамічна модель муфти є механічною системою, що складається з двох крутильних мас 1 і 2 з півмуфтами на кінцях. Наведені моменти інерції цих мас відповідно рівні I_1 та I_2 . Півмуфта, вільно встановлена на валу веденої крутильної маси, підпружинена в осьовому напрямку пружиною жорсткістю C з попереднім стисненням. При відсутності навантажень, діючих на дану механічну систему між веденою півмуфтою і пружиною, утворюється зазор S .

На ведучу півмуфту, жорстко з'єднану з крутильною масою 1, діє момент, створюваний двигуном $T_{об}$, і момент, що передається муфтою $T_{кр}$. На ведену масу 2 діє момент опору руху, що створюється шнеком $T_{ш}$, і момент, що передається муфтою $T_{кр}$. На рухому півмуфту діє осьова сила $P_{ос}$ з боку веденої півмуфти і сила пружності пружини $P_{пр}$.

У загальному випадку обертальний момент, що створюється ведучим механізмом $T_{\partial\theta}$, є функцією кутової швидкості ω_1 ведучої маси $T_{\partial\theta} = f(\omega_1)$. У даній постановці завдання будемо вважати його постійним у часі $T_{\partial\theta} = const$.

Момент T'_c можна уявити, що складається з двох частин: постійної та змінної:

$$T'_c = T_c + T_m \quad (2.14)$$

де $T_m = f(t - t_1)$ – його змінна складова, як функція часу; t – час; t_1 – певне значення часу, починаючи з якого має місце дія на систему, що міняється в часі складової моменту опору, створюваного веденим механізмом.

Поздовжнє переміщення рухомої півмуфти до роз'єднання (півмуфт) дорівнює:

$$x = \frac{D}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \psi \quad (2.15)$$

де D – середній діаметр конічних стержнів; α – кут нахилу робочих граней лунок; ψ – кут повороту махової маси 1 щодо махової маси 2.

Осьове зусилля, що діє з боку ведучої півмуфти на ведену за умови постійного контакту поверхонь конічних стержнів з лунками в півмуфтах [121] дорівнює:

$$P_{oc} = \frac{2T_{kp}}{D} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right], \quad (2.16)$$

де ρ_1 – кут тертя між конічними стержнями і лунками; d – діаметр вала, на якому встановлена рухома півмуфта; f_1 – коефіцієнт тертя в шліцевому з'єднанні.

Сила пружності пружини, що діє на ведену рухливу півмуфту, становитиме:

$$P_{np} = c [\delta_0 + x - S]. \quad (2.17)$$

Припустимо, що муфта передає певний момент, тоді при цьому ведена півмуфта буде контактувати з пружиною. Таким чином рух механічної системи муфти здійснюється за умови $S \leq x \leq h_k$ та описується наступною системою рівнянь:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_{\delta\theta} - T_{кр}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_{кр} - T_c - T_m; \\ m\ddot{x} &= -c(\delta_0 + x - S) + \frac{2T_{кр}}{D} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right]; \\ x &= \frac{D}{2 \cdot \operatorname{tg}\alpha} (\varphi_1 - \varphi_2); \quad \psi = \varphi_1 - \varphi_2, \end{aligned} \quad (2.18)$$

де h_k – максимальний хід веденої півмуфти (висота конічних стержнів); φ_1 – кут повороту крутильної маси 1; φ_2 – кут повороту крутильної маси 2.

Дана система рівнянь не враховує демпфування коливань, крутильних жорсткостей махових мас 1 і 2. Припустимо, що в початковий момент часу на провідну махову масу діє тільки постійний момент опору руху, тобто рух має місце в момент часу t , відповідний нерівності $0 \leq t \leq t_1$, і відповідно $T_m = 0$. Перетворивши наведену вище систему рівнянь, отримаємо наступне рівняння:

$$\ddot{\psi} + \frac{chh_1}{I_{np}} \psi = \frac{T_{\delta\theta}}{I_{np}} i_2 + \frac{T_c}{I_{np}} i_1 - \frac{ch}{I_{np}} (\delta_0 - S) \quad (2.19)$$

Тут:

$$I_{np} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} + mhh_1; \quad i_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2}; \quad i_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2};$$

$$h_1 = \frac{D}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}; \quad h = \frac{D}{2 \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f_1 \right]}.$$

Позначивши $\frac{chh_1}{I_{np}} = \omega^2$; і $\frac{T_{\delta_0}}{I_{np}} i_2 + \frac{T_c}{I_{np}} i_1 = \frac{ch(\delta_0 - S)}{I_{np}} = a_1$, і розв'язавши

диференціальне рівняння при початкових умовах $\psi|_{t=0} = \frac{a_1}{\omega^2}$, або $\dot{\psi}|_{t=0} = 0$,

отримаємо: $\psi = \frac{a_1}{\omega^2}$, або $\psi = \frac{1}{chh_1} [T_{\delta_0} i_2 + T_c i_1 - ch(\delta_0 - S)]$.

Відповідно:

$$x = \frac{1}{ch} [T_{\delta_0} i_2 + T_c i_1 - ch(\delta_0 - s)]. \quad (2.20)$$

У деякий момент часу t_1 до веденої ланки прикладений момент опору руху T_m , який змінюється в часі. Припустимо, що цей момент залежить від часу лінійно, тобто:

$$T_m = k(t - t_1).$$

Тоді при $t \geq t_1$ і $x \leq h_K$ рух системи буде описуватися рівнянням:

$$\ddot{\psi} + \frac{chh_1}{I_{np}} \psi = \frac{ki_1}{I_{np}} t + \frac{T_{\delta_0} i_2 + T_c i_1 - ch(\delta_0 - S) - hi_1 t_1}{I_{np}}. \quad (2.21)$$

Прийнявши попередні позначення і поклавши, що $\frac{ki_1}{I_{el}} = a_2$, знайдено при початкових умовах $\psi|_{t=t_1} = \frac{a_1}{\omega^2}$, $\dot{\psi}|_{t=t_1} = 0$ рішення рівняння у вигляді:

$$\psi = -\frac{a_2}{\omega^3} \sin[\omega(t-t_1)] + \frac{a_2}{\omega^2}(t-t_1) + \frac{a_1}{\omega^2} \quad (2.22)$$

Рух за вказаним законом триватиме до виходу кінчних стержнів із зачеплення.

Поведінка динамічної системи після виходу кінчних стержнів з зачеплення описується наступною системою рівнянь:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 = T_{\delta_0}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = -T_c - k(t-t_1); \\ m\ddot{x} = -c(x + \delta_0 - S). \end{cases} \quad (2.23)$$

Рішення даної системи рівнянь має вигляд:

$$\begin{cases} \psi = \left(\frac{T_{\delta_0}}{I_1} + \frac{T_c}{I_2} - \frac{kt_1}{I_3} \right) \frac{t^2}{2} + \frac{k}{I_2} \cdot \frac{t^3}{6} + C_{31}t + C_{32} \\ x = C_3 \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{C}{m}}t + \gamma_3 \right) - (\delta_0 - S) \end{cases} \quad (2.24)$$

Константи C_{31} , C_{32} , C_3 , γ_3 знаходять з початкових умов, визначених рівнянням (2.23) при $x = h_K$.

Через певний час після виходу кінчних стержнів із зачеплення останні знову увійдуть в контакт (тепер вже своїми неробочими поверхнями), і буде мати місце взаємне їх ковзання до удару робочими поверхнями.

Контакт конічних стержнів, наступний після виходу їх із зачеплення, відбудеться при:

$$x = \frac{2 \cdot h_1 h_K (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta)}{2 \cdot h_1 \operatorname{tg} \beta + D}, \quad (2.25)$$

де β – кут нахилу до вертикалі неробочих поверхонь конічних стержнів.

Величина осьової сили, що діє з боку ведучої півмуфти на ведену, після відновлення контакту при взаємному ковзанні конічних стержнів по лунках неробочими поверхнями буде:

$$P_{oc} = \frac{2T_{kp}}{D} \left[\operatorname{tg} (\beta + \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right], \quad (2.26)$$

а осьове переміщення веденої півмуфти:

$$x = h_K \left(1 + \frac{h_2}{h_1} \right) - h_2 \psi, \quad (2.27)$$

де $h_2 = \frac{D}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta}$.

Система рівнянь, що описує процес ковзання конічних стержнів своїми неробочими поверхнями по лунках після контакту, має вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 = T_{\delta_0} + T_{kp}; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = -T_{kp} - T_c - T_m; \\ m \ddot{x} = P_{oc} - c(x + \delta_0 - S). \end{cases} \quad (2.28)$$

Початкові умови визначаються в момент контакту.

Процес можна описати математично лише наближено, оскільки невідомо яким чином після контакту розподіляться швидкості і чи буде після контакту конічних стержнів неробочими поверхнями мати місце взаємне ковзання конічних стержнів по лунці без відриву.

У межах даної постановки задачі вважаємо, що контакт неробочими поверхнями конічних стержнів по лунках відбувається «м'яко», без відскоку і миттєво, удар не пружний, тобто відносна швидкість конічних стержнів в момент часу після удару дорівнює проекції цієї ж швидкості до удару на осі, збігається з напрямком неробочої поверхні конічних стержнів (рис. 2.8), тобто:

$$v_{n.y\delta} = -\dot{x}_{y\delta} \cos \beta + R\dot{\psi}_{y\delta} \cdot \sin \beta.$$

Відповідно:

$$\dot{x}_{n.y\delta} = \dot{x}_{y\delta} \cos^2 \beta - R\dot{\psi}_{y\delta} \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta;$$

$$\dot{\psi}_{n.y\delta} = -\frac{\dot{x}_{y\delta}}{R} \sin \beta \cdot \cos \beta + \dot{\psi}_{y\delta} \sin^2 \beta.$$

Тут індекси $_{уд.}$ і $_{п.уд.}$ позначають швидкості в момент часу, що безпосередньо передуює контакту конічних стержнів, і момент часу, безпосередньо наступний за моментом контакту конічних стержнів півмуфт неробочими поверхнями.

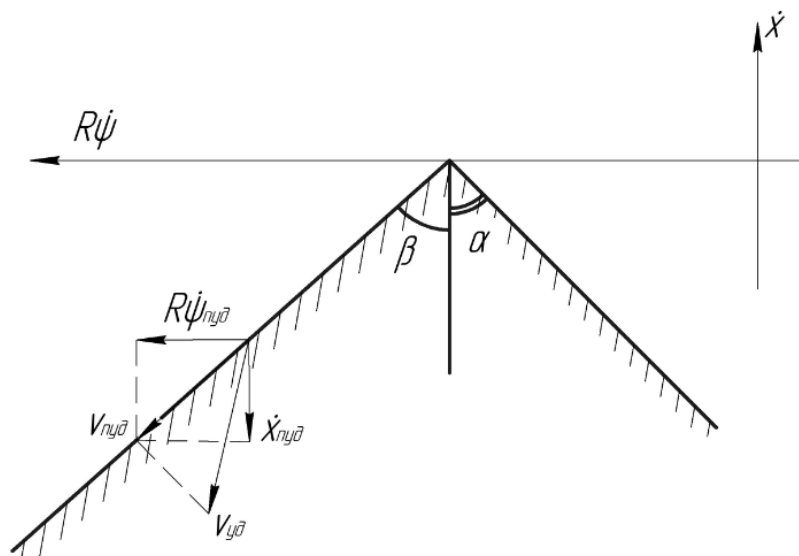


Рис. 2.8. Розрахункова схема контакту неробочих поверхонь конічних стержнів по лунках

Систему рівнянь (2.28) можна звести до рівняння:

$$\ddot{\psi} + \frac{ch_2h_3}{I_{np}^*} \psi = T_{\delta\delta} \frac{i_2}{I_{np}^*} + \frac{T_c}{I_{np}^*} i_1 + \frac{ki_1}{I_{np}^*} (t - t_1) + \frac{ch_3}{I_{np}^*} \left[\delta_0 - S + h_\kappa \left(1 - \frac{h_2}{h_1} \right) \right] \quad (2.29)$$

$$\text{де } I_{np}^* = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} + mh_2h_3; \quad h_3 = \frac{D}{2 \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right]}.$$

Ввівши позначення:

$$\omega_2^2 = \frac{ch_2h_3}{I_{np}^*}; \quad b_3 = \frac{k}{I_{np}^*} \cdot i_1; \quad a_3 = \frac{1}{I_{np}^*} \left\{ T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1 + ch_3 \left[\delta_0 - S + h_\kappa \left(1 + \frac{h_2}{h_1} \right) \right] \right\},$$

і вирішивши диференціальне рівняння, отримаємо:

$$\psi = C_4 \cdot \sin(\omega_2 t + \gamma_4) + \frac{b_3}{\omega_2^2} (t - t_1) + \frac{a_3}{\omega_2^2} \quad (2.30)$$

Константи C_4 і γ_4 визначають з початкових умов.

Рівняння (2.30) описує процес, поки на ведену півмуфту буде діяти сила пружності пружини P_{np} .

Припинення дії пружини відбудеться при $x < S$.

Рівняння, яке описує рух системи після закінчення дії пружини, має вигляд:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_{np}^*} \left[T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1 + k (t - t_1) i_1 \right]. \quad (2.31)$$

З урахуванням введеного значення $a_4 = \frac{1}{I_{el}^*} (T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1)$, рішення цього диференціального рівняння має вигляд:

$$\psi = a_4 \frac{t^2}{2} + b_3 \frac{(t - t_1)^3}{6} + C_{41} t + C_{42}; \quad x = h_\kappa \left(1 + \frac{h_2}{h_1} \right) - h_2 \psi.$$

Константи C_{41} і C_{42} визначаються з початкових умов в момент часу, коли має місце припинення дії пружин, тобто при $x = S$.

Удар конічних стержнів своїми робочими поверхнями відбудеться при $x = 0$. Виникаючі динамічні навантаження при ударі конічних стержнів півмуфт робочими поверхнями призводять до підвищеного зносу вдаряючих поверхонь і швидкого виходу муфт з ладу (скорочення терміну служби).

Динамічні навантаження P_δ при ударі знаходяться із статичних P_{cm} шляхом множення їх на динамічний коефіцієнт K_δ :

$$P_\delta = P_{cm} \cdot K_\delta \quad (2.32)$$

У даному випадку буде мати місце як осьовий удар півмуфт, так і крутий удар веденою і ведучою махових мас. Тому розмежуємо осьове ударне динамічне навантаження P_δ при осьовому ударі і динамічно ударний момент $M_{y\delta}$ при крутильному ударі.

Різними будуть і динамічні коефіцієнти відповідно $K_{p\delta}$ і $K_{m\delta}$.

Розглянемо випадок дії ударних навантажень при осьовому та крутильних ударах в досліджуваній муфті з зазорами S установки пружини і певною запобіжною муфтою без зазору. Всі величини відносяться до досліджуваної муфти, позначимо індексом 1 і до відомої – з індексом 2.

У момент удару статичні крутні момент в обох муфтах рівні

$$T_{cm1} = T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_1 + k i_1 (t - t_1);$$

$$T_{cm2} = T_{\delta\delta} i_2 + T_c i_2 + k i_1 (t - t_1) + c h_3 \delta,$$

де δ – попередній натяг пружини, яка регулює обертальний муфтою момент у відомій муфті.

Статичні осьові навантаження рівні:

$$P_{cm1} = \frac{T_{cm1}}{h_3}; P_{cm2} = \frac{T_{cm2}}{h_3}.$$

Для того, щоб зрівняти динамічні ударні навантаження в досліджуваній і відомій муфтах знайдемо відношення цих навантажень в вищевказаних муфтах.

При цьому, оскільки визначення динамічних коефіцієнтів при ударі важко, внаслідок складності мають місце процесів, між іншим, що динамічні коефіцієнти приблизно пропорційні модулям швидкості в момент удару:

$$K_{p\partial} = |\dot{x}_{y\partial}| \cdot K_{p_0} \quad K_{m\partial} = |\dot{x}_{y\partial}| \cdot K_{m_0} \quad (2.33)$$

де K_{p_0} , K_{m_0} – відповідно коефіцієнти пропорційності.

Тоді при крутильному ударі маємо:

$$\frac{T_{\partial 1}}{T_{\partial 2}} = \frac{\dot{\Psi}_{y\partial 1}}{\dot{\Psi}_{y\partial 2}} \cdot \frac{T_{cm1}}{T_{cm2}}, \quad (2.34)$$

або:

$$\frac{T_{\partial 1}}{T_{\partial 2}} = \frac{\dot{\Psi}_{y\partial 1}}{\dot{\Psi}_{y\partial 2}} \cdot \frac{T_{cm1}}{T_{cm2} + ch_3\delta}, \quad (2.35)$$

При осьовому ударі оскільки $\dot{x}_1 = -h_2\dot{\psi}_i$ і $P_{cm} = \frac{T_{cm}}{h_3}$;

$$\frac{P_{\partial 1}}{P_{\partial 2}} = \frac{T_{\partial 1}}{T_{\partial 2}} = \frac{\dot{\Psi}_{y\partial 1}}{\dot{\Psi}_{y\partial 2}} \cdot \frac{T_{cm1}}{T_{cm2} + ch_3\delta}. \quad (2.36)$$

Дослідження динаміки запропонованої і відомості запобіжних муфт на ЕОМ дало можливість визначити осьові і кутові швидкості вдаряючих мас в момент

удару конічних стержнів їх робочими поверхнями і відносини динамічних ударних навантажень.

На рис. 2.9 і рис. 2.10 наведені відповідно графіки залежностей цих відносин від зазору S і жорсткості пружини C і графіки залежностей осьової і окружної швидкості при ударі від кута нахилу неробочої межі β .

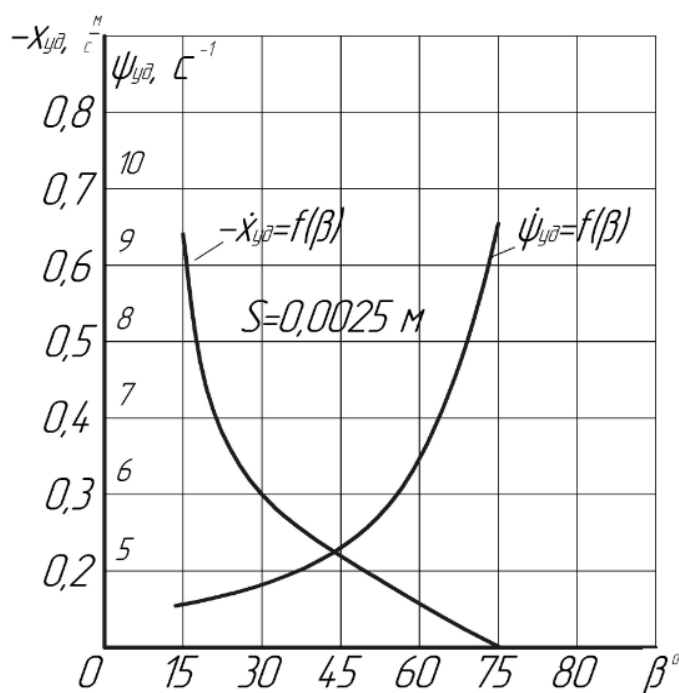


Рис. 2.9. Залежності осьової та колової швидкостей півмуфти від кута нахилу неробочих граней конічних стержнів (елементів зачеплення)

З графіків видно, що запропонована запобіжна муфта з пружиною, встановленої з зазором, дає можливість зменшити динамічні ударні навантаження в порівнянні з відомою на 10%-15%. Найбільш доцільно застосовувати конічні стержні з кутом нахилу неробочих граней 45° , оскільки при цьому осьова і колова швидкості півмуфти при ударі мінімальні (рис. 2.8).

Зі збільшенням зазору S динамічні ударні навантаження дещо зменшуються, але при цьому муфта втрачає чутливість. Тому найбільш раціонально застосовувати конструкції муфт з зазорами $S = 1 \div 2$.

Зі збільшенням жорсткості пружини виникнення ударних динамічних навантажень, в порівнюваних муфтах, змінюється зигзаподібно, але в невеликих межах (рис. 2.10). Тому найбільш доцільно застосовувати пружини жорсткістю 14000 Н/м.

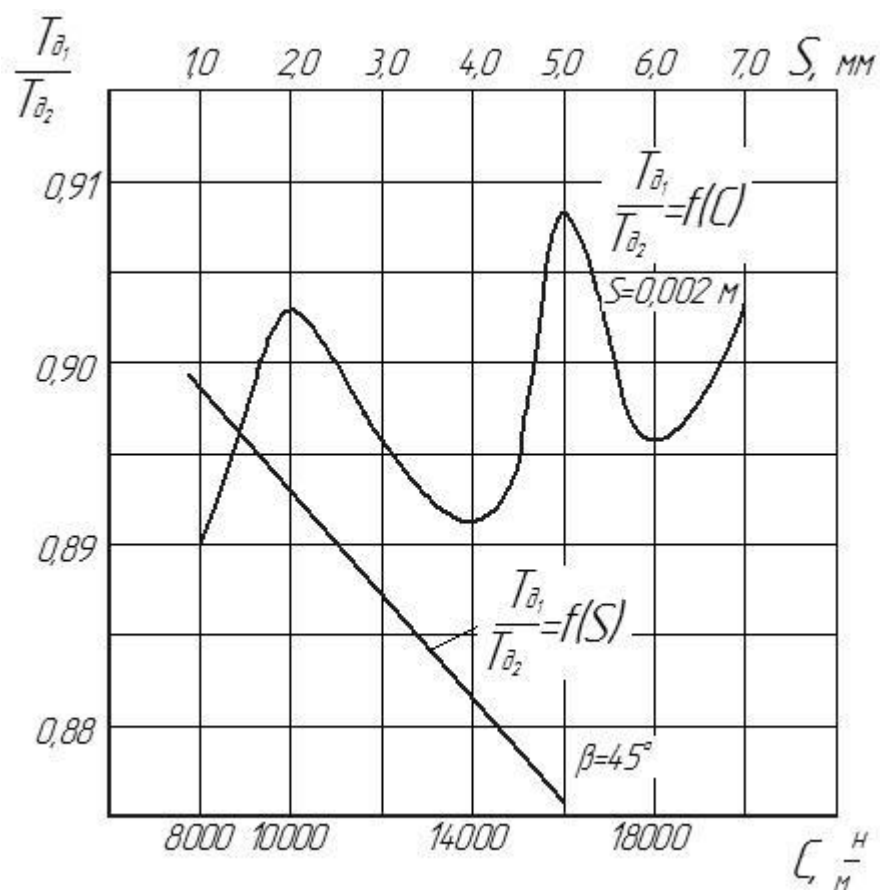


Рис. 2.10. Залежності моментів T при ударних динамічних навантаженнях від жорсткості пружини C

У результаті проведених досліджень встановлено, що запропонована пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра забезпечує значне зменшення динамічних ударних навантажень при перевантаженнях шнека, підвищує точність автоматичного відновлення з'єднання півмуфт при знятті перевантажень, і при цьому значно підвищує надійність і довговічність приводних пристроїв гнучкого гвинтового конвеєра та його робочого органу.

2.3. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу гнучкого гвинтового конвеєра

Експлуатація гнучких гвинтових конвеєрів пов'язана із змінними динамічними навантаженнями. При цьому при спрацюванні запобіжних муфт та в спряжених із зазором деталях приводу виникають ударні контактні напруження. В підрозділі 2.2 було вказано, що оскільки визначення динамічних коефіцієнтів при ударі є дуже складною процедурою, то спрощено у першому наближенні динамічні коефіцієнти приймають пропорційними модулям швидкості в момент удару. Проаналізуємо більш детально вплив швидкостей взаємодії та інших факторів на коефіцієнт динамічності приводу конвеєра при ударі, зокрема при наявності зазорів в спряженнях.

Зростання динамічності системи виникає при співударі металевих деталей приводу, як правило під час пуску чи зміні режимів приводу, що потрібно враховувати при силовому розрахунку. При обладнанні конвеєра запобіжною муфтою ударні сили виникають, як правило у елементах зчеплення (наприклад конус-лунка), а також у елементах приводу, зокрема з'єднаннях секційних елементів секційних гнучких шнеків.

Згідно розв'язку контактної задачі Герца, поточна сила взаємодії двох тіл для невеликих швидкостях зіткнення при пружному ударному контакті описується залежністю:

$$P_{ij} = k_{ij} a_{ij} u_{ij} = k_{ij} u_{ij}^{3/2} / \sqrt{K_i + K_j}, \quad (2.37)$$

де k_{ij} – коефіцієнт, що враховує пружні властивості тіла контакту; u_{ij} – величина жорсткого зближення в контактній задачі Герца; a_{ij} – розрахунковий радіус площадки контакту; K_i та K_j – кривини поверхонь об'єктів (частинок) в точці контакту (для вгнутих поверхонь із знаком мінус).

У вказаній формулі:

$$k_{ij} = \frac{4}{3} \sqrt{\left(\frac{1 - \mu_i^2}{E_i} + \frac{1 - \mu_j^2}{E_j} \right)}, \quad (2.38)$$

де μ_i та μ_j – коефіцієнт Пуассона матеріалу поверхонь контакту;
 E_i та E_j – модуль Юнга матеріалу поверхонь контакту.

Величина жорсткого зближення u_{ij} визначається як теоретичне взаємопроникнення тіл контакту одне в одне по нормалі до поверхні контакту.

Для випадку взаємодії тіл, відмінних від куль, площадка контакту буде некруглою і для поверхні контакту визначається приведена кривизна, яку, в першому наближенні приймаємо рівною середній кривині поверхні $K_i = H_i$. В цьому випадку важливо знати профіль обох поверхонь. Опишемо такі поверхні неявними функціями. Якщо в запобіжній муфті використовуються кульки радіусом R_k , то рівняння їх, як функція в часі, описується нерівністю:

$$f_k(x, y, z, t) = (x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2 - R_k^2 \leq 0. \quad (2.39)$$

Рівняння поверхні кульки (сфери) має вигляд рівності:

$$f_k(x, y, z, t) = (x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2 - R_k^2 = 0, \quad (2.39a)$$

де $x_0(t)$, $y_0(t)$, $z_0(t)$ – координати центру рухомої системи координат тіла (кульки) в базовій (нерухомій) системі координат.

Рівняння конусного елемента витягнутого по осі Oz з координатою вершини $z = z_0(t)$ та кутом при вершині 2γ :

$$f_{k,z}(x, y, z, t) = (x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 \cos^2 \gamma - (z - z_0(t))^2 \sin^2 \gamma \leq 0. \quad (2.40)$$

За залежностями (2.39) та (2.40) кривизна поверхонь робочих елементів муфт визначається за відомими залежностями.

Для оцінки зближення поверхонь робочих елементів муфт чи секційних робочих органів шнеків залежності (2.38), (2.39) запишемо у вигляді неявних функцій одиничного градієнту, тобто приведемо їх до нормального виду, коли підстановка координати будь-якої точки $A(x_A, y_A, z_A)$ в таке рівняння об'єкту визначає віддаль цієї точки від поверхні об'єкту.

Відповідно, для кульки та конусного елемента рівняння поверхонь запишуться у вигляді:

$$f_k(x, y, z, t) = \sqrt{(x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2 + (z - z_0(t))^2} - R_k \leq 0, \quad (2.41)$$

$$f_{k.z}(x, y, z, t) = \sqrt{(x - x_0(t))^2 + (y - y_0(t))^2} \cos \gamma - (z - z_0(t)) \sin \gamma \leq 0. \quad (2.42)$$

Аналогічним чином, записуються елементи лунок. Якщо поверхні контакту описані у вигляді неявних функцій одиничного градієнту, $f_i = f_i(x, y, z) = 0$, то за величину жорсткого зближення в точці контакту $E(x_E, y_E, z_E)$ можна умовно вважати глибину проникнення одного геометричного об'єкту в інший.

В цьому випадку величина жорсткого зближення буде

$$u_{ij} = \Delta h_i + \Delta h_j = -[f_{iE}(x_E, y_E, z_E) + f_{jE}(x_E, y_E, z_E)], \quad (2.43)$$

де Δh_i та Δh_j глибини проникнення кожного об'єкту відносно розрахункової точки контакту (зближення) E .

Згідно досліджень [129], за результатами реалізації обчислювального експерименту, час контакту металевих об'єктів складає тисячні долі секунд і залежить від рухомих мас, максимальна величина сили контакту при динамічному безвідривному режимі не перевищує подвійного статичного навантаження, а час контактної взаємодії практично не залежить від швидкості зближення.

У відповідності [23, 129], зміну в часі сили контакту $P_{ij} = P_{ij}(t)$ спряжених деталей при ударі можна апроксимувати функцією, аналогічною бета-функції, в

якій фіксованими параметрами розподілу є максимальна сила ударної взаємодії $P_{ij \max}$, що сприймає робочий орган та асиметрія удару τ , що визначається відношенням часу t_{\max} досягнення максимуму ударної сили до всього часу контакту t_k :

$$P_{ij}(t) = P_{ij \max} \left(\frac{t}{\tau \cdot t_k} \right)^\varepsilon \left[\frac{t_k - t}{t_k (1 - \tau)} \right]^{\varepsilon(1-\tau)/\tau}, \quad (2.44)$$

де ε – коефіцієнт форми кривої, для пружного удару $\varepsilon = 1,5 - 1,7$, для в'язко-пластичного $\varepsilon < 1,5$; τ – параметри асиметрії кривої взаємодії, $\tau = t_{\max} / t_k$, для симетричної кривої $\tau = 0,5$. Більші значення коефіцієнту ε приймають для більших швидкостей співударяння та нормального удару (без тангенціальної складової) (додаток А).

Відповідно, для пружного удару сталевих деталей приводу (муфти) приймаємо $\varepsilon = 1,5$, $\tau = 0,5$ і залежність (2.44) приймає вигляд:

$$P_{ij}(t) = P_{ij \max} \left[\frac{4t(t_k - t)}{t_k^2} \right]^{1,5}. \quad (2.45)$$

У випадку, якщо маса елемента j суттєво більша маси елемента i , $m_j > m_i$ то, згідно закону збереження імпульсу, i -ий елемент масою m_i при ударі змінює величину та напрям руху (відбивається від поверхні масивного елемента) i , відповідно, виконується співвідношення:

$$m_i(\bar{v}_{i-} - \bar{v}_{i+}) = -\bar{n}_i \cdot \int_0^{t_k} P_{ij} dt, \quad (2.46)$$

де \bar{v}_{i-} та \bar{v}_{i+} відповідно, швидкість зближення (до контакту) деталей з вільним ходом (початковим зазором) Δ , та швидкість відскоку елемента приведеною масою m_i ; \bar{n}_i – вектор нормалі до поверхні елемента j .

У випадку реалізації імітаційної моделі системи, швидкість зближення визначаємо диференціюванням по часу величин переміщень центрів ваги об'єктів $C_i(x_{Ci}(t), y_{Ci}(t), z_{Ci}(t))$ та $C_j(x_{Cj}(t), y_{Cj}(t), z_{Cj}(t))$. Враховуючи те, що ми приймали масу елемента j (наприклад привідної пів муфти, жорстко зв'язаної з приводом) суттєво більшу маси елемента i (підпружиненої півмуфти), то будемо вважати, що $df_j(x_{Cj}, y_{Cj}, z_{Cj}, t)/dt = 0$.

Відповідно:

$$v_i = v_{i-} = df_i(x_{Ci}, y_{Ci}, z_{Ci}, t)/dt = 0. \quad (2.47)$$

Представимо імпульс кількості руху при ударі у вигляді

$$\int_0^{t_k} P_{ij} dt = \xi_{ij} P_{ij \max} t_k, \quad (2.48)$$

де ξ_{ij} – коефіцієнт що враховує форму кривої $0,55 \leq \xi_{ij} \leq 0,7$. Для пружних тіл ξ_{ij} приймає менші значення із вказаного діапазону.

У випадку зміни сили удару за залежністю (2.42) отримаємо

$$\int_0^{t_k} P_{ij} dt = \int_0^{t_k} P_{ij \max} \left[\frac{4t(t_k - t)}{t_k^2} \right]^{1,5} dt = 0,6 P_{ij \max} t_k. \quad (2.49)$$

Відповідно $\xi_{ij} = 0,6$.

Тоді за законом збереження кількості імпульсу залежність (2.39) прийме вигляд:

$$m_i(1 + k_{ei0})v_i = \int_0^{t_k} P_{ij} dt = \xi_{ij} P_{ij \max} t_k, \quad (2.50)$$

де k_{ei0} – коефіцієнт відновлення при ударі, $k_{ei0} = -|\bar{v}_{i+}|/|\bar{v}_{i-}|$.

Максимальну силу удару можна визначити за залежністю:

$$P_{ij \max} = \frac{(1 + k_{ei\delta})m_i}{\xi_{ij}t_k} \cdot \frac{df_j}{dt} = \frac{(1 + k_{ei\delta})m_i v_i}{\xi_{ij}t_k}. \quad (2.51)$$

У випадку ввімкнення приводу системи із з'єднанням без зазорів, максимальна сила, що може діяти на спряження між ними визначається динамікою розгону. В інерційних динамічних процесах з підпружиненими елементами, безударний рух зберігатиметься до рівня $P_{\max 0} = 2P_{c0}$, де P_{c0} – сила при стаціонарному (стабільному) навантаженні.

Для елементів муфт, та інших спряжень, що передають крутний момент сила ударного $P_{ij \max} = 2T_{ij \max} / D$ та $P_{c0} = 2T_{c0} / D$, де $T_{ij \max}$ і T_{c0} – максимальний момент при ударному навантаженні та момент стаціонарного (постійного робочого) навантаження; D – діаметр розміщення силових елементів спряження (для муфт – кульок, кулачків, конусних елементів). Відповідно, залежності (2.50) та (2.51) прийме вигляд

$$I_i(1 + k_{ei\delta})\omega_i = \int_0^{t_k} T_{ij} dt = \xi_{ij}T_{ij \max} t_k, \quad (2.52)$$

$$T_{ij \max} = \frac{(1 + k_{ei\delta})I_i\omega_i}{\xi_{ij}t_k}. \quad (2.53)$$

Отже, у випадках, коли в системі є зазори, чи при спрацюванні муфти, ударні навантаження пропорційні масі (моменту інерції) об'єкту якому потрібно надати робочий рух та його відносній лінійній (кутовій) швидкості зближення. Звідси впливає, що елементи, що прискорюється приводом з ударом, чи проскакуванням (для муфт) необхідно робити мінімальної маси із пружним її з'єднанням з робочими органами, які сприймають робоче навантаження. Саме цим вимогам відповідає розроблена муфта.

Враховуючи те, що час ударної взаємодії складає тисячні долі секунди, то для уникнення накладення ударного навантаження з робочим навантаженням для переміщення вантажу швидкохідними конвеєрами, необхідно щоб пружні елементи забезпечували мінімальне кутове зміщення $\Delta\phi$ веденої півмуфти з робочим органом з допомогою пружних елементів. Так, для робочих кутових швидкостей конвеєра біля $\omega = 80 \text{ с}^{-1}$ зміщення $\Delta\phi_k = \omega t_k$, яке повністю розводить вплив наступних мас має становити біля $\Delta\phi_k = 0,18$ рад, тобто біля $\Delta\phi_k = 10^\circ$. При половинному значенні такого зміщення $\Delta\phi_k = 5^\circ$, вплив робочої маси, із врахуванням суперпозиції, незначно перевищуватиме навантаження від безударного динамічного руху.

У випадку, якщо поверхня i -ої деталі описана функцією одиничного градієнту $f_i = f_i(x, y, z) = 0$, то швидкість його нормального зближення із робочою поверхнею буде $v_i = \text{d} f_i / \text{d} t = \text{d} f_i(x, y, z) / \text{d} t$ і для лінійних переміщень можна наближено визначити, як відносна швидкість, яку набирає звільнена маса елемента під дією прикладеної сили на заданій віддалі (інтервалі спрацювання муфти чи зазорів з'єднанні).

$$v_i = \text{d} f_i / \text{d} t = P_{\text{прив}} \Delta / m_{\text{прив}}, \quad (2.54)$$

де $P_{\text{прив}}$ та $m_{\text{прив}}$ – відповідно приведені до ударної зони контакту осьова сила (наприклад сила пружини, що діє на півмуфту чи сила, що діє на секційні елементи шнеку) при стаціонарному русі та маса рухомого елемента, що сприймає ударне навантаження (півмуфти чи рухомих складових приводу); Δ – зазор в спряженні.

Відповідно, для кутових переміщень:

$$\omega_i = d f_i / dt = T_{\text{прив}} \Delta \phi / I_{\text{прив}}, \quad (2.55)$$

де $T_{\text{прив}}$ та $I_{\text{прив}}$ – відповідно приведені до ударної зони контакту крутний момент приводу та момент інерції рухомих складових приводу; $\Delta \phi$ – кутовий параметр вільного руху пів муфти чи зазору в спряженні.

Проведені дослідження показали, що час контакту практично не залежить від швидкості контактної зближення і, відповідно, максимальна сила ударної взаємодії, в першому наближенні для осьових переміщень, буде прямо пропорційна швидкості контактної зближення:

$$P_{ij \max} = C_E m_i v_i = C_E m_i P_{\text{прив}} \Delta / m_{\text{прив}}, \quad (2.55)$$

де $C_E = (1 + k_{\text{від}}) / (\xi_{ij} t_k)$ – часовий параметр моделі, постійний для певної пари деталей в умовах ударної взаємодії.

Для кутових переміщень, відповідно:

$$P_{ij \max} = C_E I_i \omega_i = 2 C_E m T_{\text{прив}} \Delta \phi / (D_c I_{\text{прив}i}). \quad (2.56)$$

За відомою максимальною силою ударної взаємодії за відомими залежностями визначаються максимальні контактні напруження в зоні контакту, за якими проводиться інженерний вибір матеріалу деталей спряження та їх розрахунок на довговічність.

Результати дослідження показують, що конструктивними рішеннями, а саме зменшенням величини вільного пробігу півмуфти та зазорів у з'єднаннях, маси деталей, що піддаються ударним навантаженням та їх пружному зв'язку із гвинтовим робочими органами практично можна нівелювати вплив ударних навантажень на динаміку системи в цілому.

2.4. Висновки

1. На основі проведеного статичного силового розрахунку запропонованих запобіжних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів виведено аналітичні залежності зміни передавального обертального моменту в залежності від повертання півмуфт і встановлено величини граничних моментів спрацювання пружно-запобіжної муфти. Встановлено, що зміна кута нахилу в елементах зачеплення півмуфт в межах з 60° до 30° призводить до збільшення моменту спрацювання в 1,8 рази, що підтверджує висновок про можливість їх ефективного використання в приводах гнучких гвинтових конвеєрів.

2. Встановлено, що введення в конструкцію пружно-запобіжної муфти демпферних елементів забезпечує суттєвий вплив на процес тертя в'язкого тертя, які також впливають на з'єднання півмуфт і швидкодію їх розчеплення в процесі перевантаження.

3. Встановлено, що використання в конструкції захисного механізму пружного механізм з пружно-компенсуючими властивостями забезпечує плавний пуск гвинтового робочого органу шляхом скручування пружини скручування пружного механізму.

4. В результаті динамічних розрахунків гнучкого гвинтового конвеєра із запобіжними елементами у вигляді муфт виведено аналітичні і побудовано графічні залежності впливу конструктивних характеристик запропонованих пристроїв на динамічні ударні навантаження. Встановлено, що ці характеристики сприяють зменшенню динамічних ударних навантажень на 9-12% і виявлено підвищення точності автоматичного відновлення з'єднання півмуфт при знятті перевантажень.

5. Результати досліджень впливу зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра показують, що такими конструктивними рішеннями, як зменшення величин пробігу півмуфти та зазорів у з'єднаннях, а також маси деталей, що піддаються ударним навантаженням, та їх пружному зв'язку із робочими органами гвинтового конвеєра, практично можна нівелювати вплив ударних навантажень на динаміку механічної системи приводу в цілому.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

У відповідності до встановленої мети та задач дисертаційної роботи і на основі проведеного теоретичного аналізу, розроблені програма та методика експериментальних досліджень, згідно яких передбачалося дослідження функціональних та експлуатаційних характеристик пружно-запобіжної муфти та завантажувально-захисної насадки (ЗЗН) гнучкого гвинтового конвеєра. Зокрема програмою проведення експериментальних досліджень передбачалось:

- розроблення технічної документації та виготовлення дослідної моделі пружно-запобіжної муфти та завантажувально-захисної насадки для гнучкого гвинтового конвеєра і встановити точність розрахунку їх конструктивно-силових параметрів згідно виведених теоретичних залежностей. Зокрема пружно-запобіжна муфта дає можливість здійснити плавний пуск гнучкого гвинтового робочого органу (ГРО) конвеєра і забезпечує розмикання кінематичного ланцюга від привода до шнека при виникненні перевантаження та забезпечує відновлення його початкового положення. ЗЗН забезпечує перекривання отворів просипання сипкого матеріалу до кожуха гнучкого гвинтового конвеєра при виникненні перевантаження конвеєра, коли занадто велика кількість матеріалу потрапляє до магістралі;

- виготовлення експериментального стенду, який забезпечує проведення експериментальних випробовувань в широкому діапазоні змінних значень для визначення функціональних та експлуатаційних характеристик досліджуваних пружно-запобіжної муфти та завантажувально-захисної насадки конвеєра при перевантаженому гнучкому гвинтовому робочому органі гнучкого гвинтового конвеєра;

- проведення статичних і динамічних досліджень для визначення впливу конструктивних і силових параметрів пружно-запобіжної муфти на характер її

компенсаційної здатності та зміну передачі обертового моменту до спрацювання при використанні математичного планування багатofакторного експерименту;

- проведення статичних досліджень для визначення впливу конструктивних параметрів гнучкого гвинтового робочого органу на характер її здатності до перекривання отворів просипання сипкого матеріалу у завантажувально-захисних насадках гнучких гвинтових конвеєрів.

3.2. Конструкція пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

З метою захисту ГГК від перевантажень розроблено ПЗМ [40]. На рис. 3.1 зображено конструктивну схему пружно-запобіжної муфти, а на рис. 3.2 схему контакту її елементів зачеплення: кульки - лунки і конічні стержні (виконані з демпферного матеріалу з глибиною заглиблення меншим за заглиблення кульок) – лунки. Загальний вигляд розробленої пружно-запобіжної муфти у зібраному вигляді представлено на рис. 3.3, а в розібраному – на рис. 3.4.

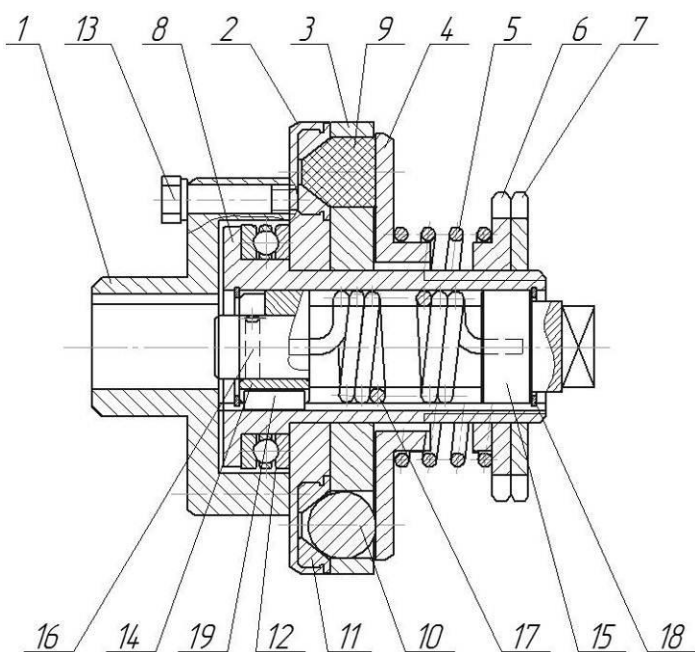


Рис. 3.1. Конструктивна схема пружно-запобіжної муфти

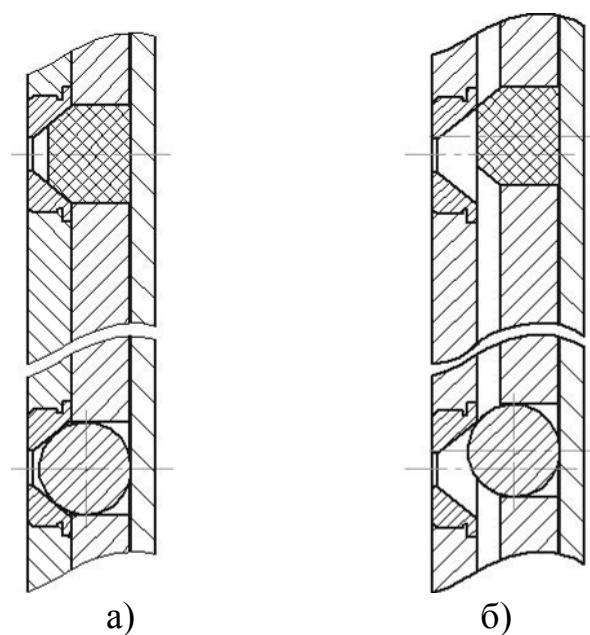


Рис. 3.2. Схема контакту елементів зачеплення ПЗМ при спрацюванні: а) початковий момент розчеплення; б) завершальний момент розчеплення

Наведемо короткий опис досліджуваної ПЗМ. Конструкцію ПЗМ ГГК виконано у вигляді ведучої півмуфти з лунками та веденої півмуфти з отворами, в яких розміщені елементи зачеплення (кульки – лунки і конічні стержні – лунки), що підпружинені пружиною стиску з регулюванням сили затиску гайками. Окрім того, ведучу півмуфту виконано з двох частин, які через опорний підшипник взаємодіють з можливістю колового обертання з ведучою півмуфтою, в середині якої розташовано механізм плавного пуску. ПЗМ може бути виконана у різних варіантах з різними типами демпферного виконання: конічний стержень – демпферний матеріал, кулька – метал або конічний стержень – метал, кулька – демпферний матеріал (рис. 3.4.а). ПЗМ ГГК складається з ведучої півмуфти, що включає маточину 1, до якої болтами 13 закріплено ведучий фланець 2, в якому рівномірно по колу встановлено знімні лунки 11, та веденої півмуфти, яка складається з цапфи 8, на якій розташовано з можливістю осьового зміщення диск з отворами під елементи зачеплення 3 та з можливістю осьового зміщення та радіального провертання торцевий диск 4. Півмуфти взаємодіють між собою через опорний підшипник 12 та лунки 11, в контакт з якими знаходяться конічні стержні 9 та кульки 10, які виконані відповідно з пружного матеріалу чи металу і розташовані по чергово в отворах диска 3. Величина передачі обертального моменту регулюється натягом пружини стиску 5 гайками 6, 7. У середині цапфи 8 розташовано механізм плавного пуску, що складається з вала 15 на якому кріпиться пружина кручення 17 та втулка 14. При пуску приводу (на рисунку не показаний) обертовий момент передається з маточини 1 через ведучий фланець 2, знімні лунки 11, на конічні стержні 9 та кульки 10, а з них на диск 3, цапфу 8. Конструктивно втулка 14 від цапфи 8 через шпонку 19 передає обертовий момент, плавно скручуючи пружину 17 вала 15. Коли момент кручення досягає певного значення і кінці пружини обертаються на певний кут, тоді втулка 14 спрацьовує з штифтом 16, що жорстко закріплений на валу 15. В свою чергу на кінці вала 15 виконано хвостовик, преміщення якого в осьовому напрямку обмежується скобою 18, який можна агрегатувати із шнеком для передачі обертового моменту. Введення демпферних елементів та пружини скручування в конструкцію ПЗМ

ГГК забезпечує плавний запуск шнека під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження.

На рис. 3.2 представлено схему контакту елементів зачеплення ПЗМ кульки - лунки і конічні стержні - лунки при спрацюванні в початковий та в завершальний момент розчеплення. Як видно на рисунку, якщо використовувати конічні стержні з демпфувального матеріалу (капролону), то передача обертального моменту ПЗМ здійснюється кульками (метал). Але на завершальному моменті розчеплення, як при входженні в контакт при змиканні після відносного провертання півмуфт під час розчеплення, першочерговим відбувається контакт пар елементів зачеплення конічні стержні – лунки, що забезпечує за рахунок демпфувальних властивостей стержнів у поєднанні зі скручуванням-розкручуванням пружини скручування різке зменшення динамічних навантажень під час спрацювання ПЗМ.



Рис. 3.3. Загальний вигляд пружно-запобіжної муфти



а)



б)

Рис. 3.4. Загальний вигляд пружно-запобіжної муфти у розібраному вигляді

3.3. Конструкція завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра

Одним з найважливіших критеріїв роботи гнучких гвинтових конвеєрів вважається продуктивність, максимальну величину якої можна забезпечити оптимальним завантаженням через бункери або насадки [25, 28]. При цьому слід враховувати, що процес транспортування гнучкими гвинтовими конвеєрами часто супроводжується перевантаженнями. Для вирішення цієї проблеми в завантажувальних магістралях ГГК нами розроблено конструкцію завантажувально-захисної насадки (рис. 3.5 і рис. 3.6). Суть її роботи полягає в тому, що при перевантаженні конвеєра, коли занадто велика кількість матеріалу потрапляє до магістралі, проходить розтягування спіралі під дією матеріалу, і при розміщені на ній певних елементів це забезпечує перекривання отворів просипання насадки.

На рисунку 3.5 представлена конструктивна схема розробленої завантажувально-захисної насадки [110] ГГК, а на рисунку 3.6 подано її загальний вигляд.

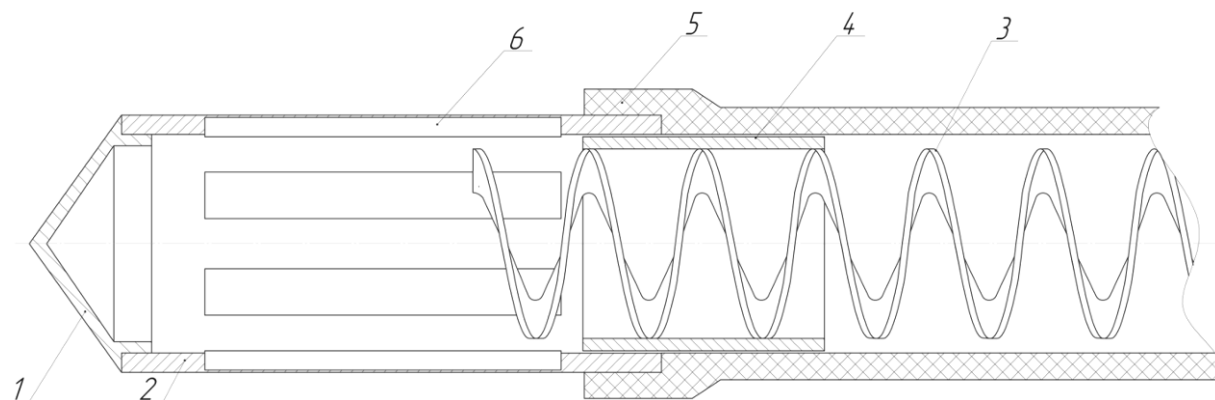


Рис. 3.5. Конструктивна схема завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра

Завантажувально-захисна насадка 2 (рис. 3.5) містить наконечник 1. Її закріплено в гнучкому кожусі 5 завантажувальної магістралі ГГК. Наприкінці гнучкого гвинтового робочого органу 3 на його зовнішньому контурі розміщено втулку 4.

При перевантаженні магістралі та розтягуванні гнучкого гвинтового робочого органу 3 проходить його осьове зміщення в сторону наконечника 1, що забезпечує часткове перекривання отворів просипання 6, зменшуючи, тим самим, завантаження ГГК.

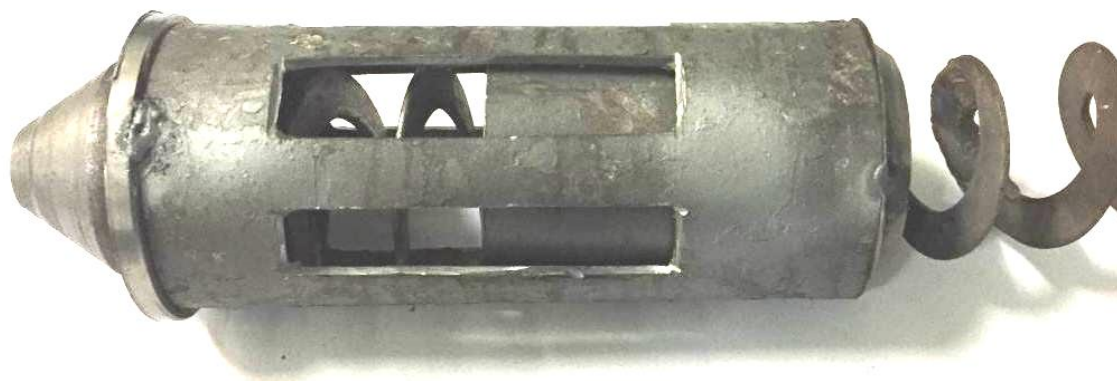


Рис. 3.6. Загальний вигляд завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра

Розроблена конструкція завантажувально-захисної насадки дозволяє в значній мірі забезпечити ефективність процесу завантаження магістралей гнучких гвинтових конвеєрів і їх захист від перевантажень.

3.4. Експериментальне обладнання та методика проведення досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Для проведення експериментальних випробувань розробленої пружно-запобіжної муфти ГГК і встановлення її характеристик розроблено і виготовлено експериментальну установку, конструктивну схему якої зображено на рис. 3.7, а загальний вигляд на рис. 3.8 [60]. Експериментальна установка складається з опори 1, електродвигуна 2, досліджуваної пружно-запобіжної муфти 3, бункера з шибером 4, патрубку зі шнеком 5, регульованого вивантажувального отвору 6, монітора 7, персонального комп'ютера (ПК) 8 та перетворювача частоти (Altivar 71) 9.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Обертальний момент з електродвигуна 2 через досліджувану муфту 3

передається на шнек 5 ГК. Сипкий матеріал засипається в бункер 4 і з нього потрапляє до патрубку зі шнеком 5. Величина просипання регулюється шибером, що встановлений у бункері. Далі матеріал транспортується до регульованого вивантажувального отвору 6. Регулюванням вивантаження матеріалу створюється додаткове навантаження на шнек, і, відповідно, на досліджувану пружно-запобіжну муфту (рис. 3.9). Пружні властивості муфти дозволяють в значній мірі компенсувати виникаючі у шнеку навантаження, а у випадку значного перевантаження шнека і його аварійної зупинки проходить розчеплення півмуфт. Після зменшення навантаження до заданого пружно-запобіжна муфта відновлює своє зачеплення і проходить включення шнека.

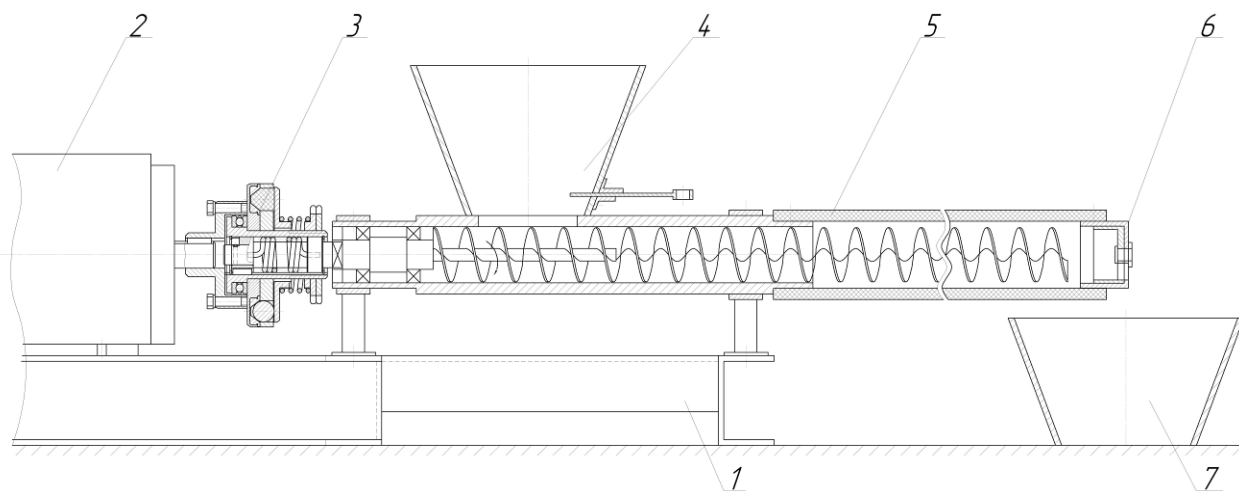


Рис. 3.7. Конструктивна схема експериментальної установки для дослідження привода гнучкого гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою

Для покращення точності та зручності проведення дослідів у кінематичний ланцюг стенда вмонтовано автоматизований електропривід [40, 60], який включає трьохфазний асинхронний електродвигун, що керується перетворювачем частоти (Altinar-71) (ПЧ) з ПК за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0. Завдяки цій програмі здійснювався вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводився його запуск. При керуванні роботи двигуна була можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1480 об/хв., що дозволяла виконувати дослідження статичних і динамічних

процесів. Крім того, існувала можливість включення реверсу вала двигуна. Дані про витрати енергії і величину обертального моменту на валу електропривода, в залежності від навантаження, в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей відображаються на моніторі дисплея ПК у відсотках від номінальних величин. Для побудови графічних залежностей використовуються максимальні значення дослідних даних.



Рис. 3.8. Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження привода гнучкого гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою



Рис. 3.9. Вигляд стану регульованого вивантажувального отвору експериментальної установки: а) відкритий; б) напівзакритий; в) закритий

Робочий термінал перетворювача частоти дозволяє відобразити його характеристики, електричні величини, робочі параметри і несправності;

змінювати настройки і конфігурацію ПЧ; керувати перетворювачем в локальному режимі за допомогою клавіатури після підключення до комп'ютера; зберігати і відновлювати конфігурацію в енергонезалежній пам'яті терміналу. ПЧ забезпечує три режими роботи: транспортування, загальний режим чи режим із змінним моментом [60].

Програмне забезпечення PowerSuite версії 2.3.0 дозволяє: вибрати тип пристрою, його схемну конфігурацію і ввести параметри двигуна; змінити налаштування параметрів (в т.ч. не маючи доступу до пристрою); перепризначити і сконфігурувати входи і виходи; переглянути та роздрукувати список параметрів, їх можливих і вибраних значень, а також значень за умовчанням; зберегти необмежену кількість конфігурацій параметрів на диску у вигляді файлу; передати налаштування в пристрій або отримати інформацію про поточні настройки від пристрою; управляти пристроєм від ПК за допомогою віртуальних кнопок, аналогічних кнопок на робочому терміналі; візуалізувати внутрішні змінні сигнали за допомогою віртуальних вимірювальних приладів або віртуального осцилографа; експортувати список налаштувань в інші програми; конвертувати файли налаштувань попередніх версій PowerSuite [90].

Панель управління (рис. 3.10) призначена для управління ПЧ в режимі Connected, а також для імітації управління в режимі Simulated. Після активізації панелі (перемикач Command) вона дозволяє задавати напрямок обертання (перемикач Rotation) і частоту (Frequency reference); давати команди Пуск (кнопка Test run) і Стоп (кнопка Test stop) [60].

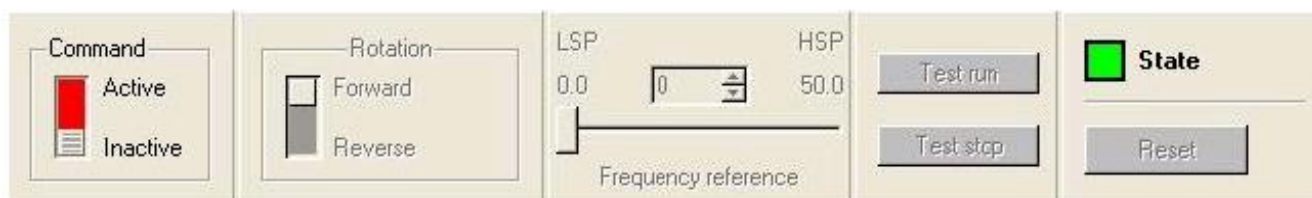


Рис. 3.10. Панель управління двигуном

Віртуальний осцилограф призначений для відображення станів ПЧ і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області. Вікно осцилографа

викликається з вікна конфігурації кнопкою Score і воно фактично є одним з видів вікна конфігурації (рис. 3.11) [60].

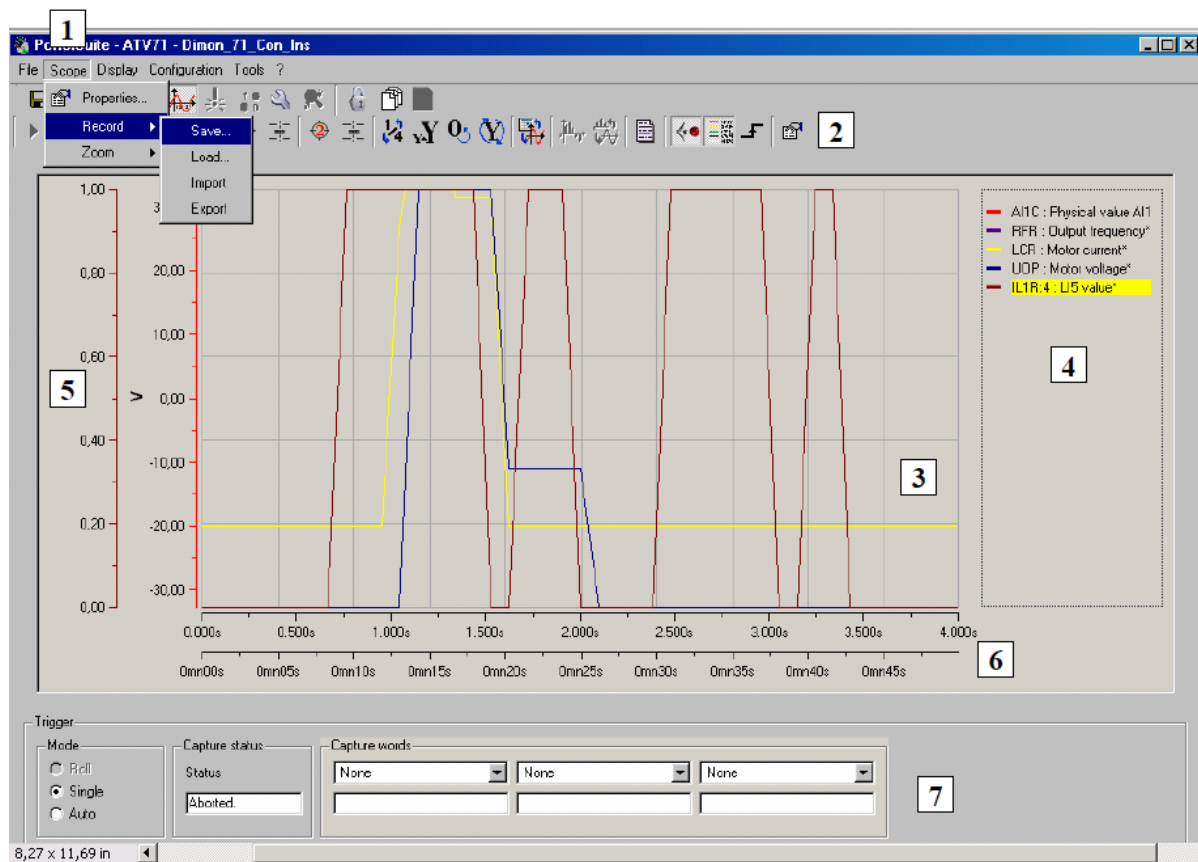


Рис. 3.11. Вікно осцилографа

При його відкритті в головному меню з'являється меню Score (1) і однойменна панель інструментів (2). У полі осцилографа (3) в осях X (6) і Y (5) будуються графіки. При бажанні в полі осцилографа можна вивести легенду (4). Легенда відображає зв'язок між сигналами, виведеними на осцилографі, їх назвами і кольоровим маркуванням. На панелі тригера (7) задаються режими роботи осцилографа, відображається стан осцилографа [60].

Осцилограф має два типи вимірювань, які можна вибрати у вікні Mode опція Score type: 1 вимір швидко мінливих в часі сигналів – Score type = Fast score (швидкий осцилограф); 2 вимір повільно мінливих в часі сигналів – Score type = Slow score (повільний осцилограф). Відмінності між ними полягають у наступному. Під час вимірювання в режимі Slow score осцилограф в режимі

реального часу здійснює висновок виміряних (прийнятих від перетворювача) даних на екран. При цьому період часу між вимірюваннями великий (достатній для того, щоб встигнути здійснити обмін даними). У режимі Fast score дані спочатку записуються в пам'ять перетворювача, а потім передаються для відображення. Так само в групі параметрів Mode вибирається тип відображення сигналу в функції часу (Display type = Time) або залежність одного сигналу від іншого (Display type = XY) [60].

Налаштування розгортки осцилографа здійснюється у групі параметрів Sampling. Для повільних процесів (Scope type = Slow scope) задається: для режиму Sampling rate кількість точок (Nber of points) і відстань в часі між ними (Sampling rate); для режиму Time by division кількість точок (Nber of points) і ціну поділки (Time by division). Кількість точок для повільних процесів може бути вибрано в межах 10 ... 1000, крок за часом 0,1 ... 100 с. Установки для вимірювання швидких процесів (напр. пуско-гальмівні режими) аналогічні. Крок часу вибирається в межах 0,001 ... 1 с. Максимальна кількість вимірювань (точок), яке може бути записано в пам'ять перетворювача, становить 4000. Максимальна кількість вимірюваних сигналів у Scope може бути не більше 4, тому при знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2 – 2000, 4 – 1000 [60].

При проведенні експериментальних досліджень ПЗМ змінними були наступні параметри та фактори:

- частота обертання гнучкого гвинтового робочого органу;
- жорсткість пружини стиску пружно-запобіжної муфти та сила її попереднього стискування;
- величина зазору протікання матеріалу з регульованого вивантажувального отвору;
- кут між напрямком дії коллової сили і нормаллю в елементах зачеплення муфти (лунках і конічних стержнях).

Величина обертального моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку

номінальної потужності двигуна (трьохфазного асинхронного електродвигуна АИР90L4УЗ потужністю 2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Аналогічно для обертального моменту. Для визначення номінального обертального моменту використовувалась відома формула [75]:

$$T = \frac{9554 \cdot P_n}{n_n} \text{ (Н}\cdot\text{м)}, \quad (3.1)$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт); n_n – номінальна частота обертання електродвигуна, об/хв.

Частота обертання гнучкого гвинтового робочого органу задавалась у вікні осцилографа в персональному комп'ютері у вигляді кратних чисел і некратних чисел, що відповідало відповідній швидкості обертання, яку можна визначити за формулою [34]:

$$N_{ГГРО} = n_n \cdot \nu_c / \nu_m, \quad (3.2)$$

де ν_c – частота змінного струму електродвигуна, Гц.; ν_m – частота змінного струму електромережі, Гц;

Змінюючи ті чи інші параметри встановлювали вплив на значення обертального моменту T та потужності двигуна P в залежності від частоти обертання робочого органу n при його перевантаженні. Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення даних (окрім випадкових) отриманих в результаті досліджень.

При проведенні досліджень фіксували значення обертальних моментів спрацювання ПМЗ в залежності від частоти обертання ГГРО ГГК, жорсткості пружини стиску ПМЗ і кутом нахилу елементів зачеплення муфти під час перевантаження.

3.5. Результати статичних досліджень механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Методикою експериментальних досліджень передбачалось проведення статичних експериментальних досліджень механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра з метою встановлення взаємозв'язку між його деформаційно-силовими та конструктивними параметрами. Метою експериментальних досліджень було визначення крутильної жорсткості механізму плавного пуску ПЗМ ГГК та його ГГРО. Для ефективної роботи і забезпечення плавного запуску ГГРО при пуску крутильну жорсткість механізму плавного пуску ПЗМ слід вибирати як мінімум на половину меншою, за крутильну жорсткість гнучкого гвинтового робочого органу.

Для визначення крутильної жорсткості використовувалась дослідна машина моделі КМ-50-1 (рис. 3.12.а). При цьому пружина механізму плавного пуску ПЗМ ГГК (рис. 3.12.б) жорстко кріпилася до фіксаторів, на торцевій циліндричній поверхні яких виконувались паралельні лиски, за допомогою яких фіксатори встановлювались у затискний механізм поворотних обойм дослідної машини.

Методика проведення експериментів наступна. Після встановлення дослідного взірця пружини механізму плавного пуску ПЗМ в поворотні обойми, верхня залишалась в постійному положенні, а нижній надавався обертовий рух за допомогою обертання нижнього захвату електродвигуном через систему передач. Залежно від величини кута закручування α замірювалися покази максимального крутного моменту T . Значення крутного моменту визначали за коловою шкалою, при цьому, фіксували відносне зміщення за допомогою кутової шкали. Також машина оснащена записуючим пристроєм, за допомогою якого викреслюється крива залежності моменту від кута повороту нижнього захвату. При проведенні досліджень фіксували значення крутних моментів в залежності від кута відносного повертання обох частин пружини механізму плавного пуску ПЗМ в десятикратній повторюваності.

Аналогічно проводилось закріплення елемента ГГРО досліджуваної установки (рис. 3.12.в) і його статичне дослідження.

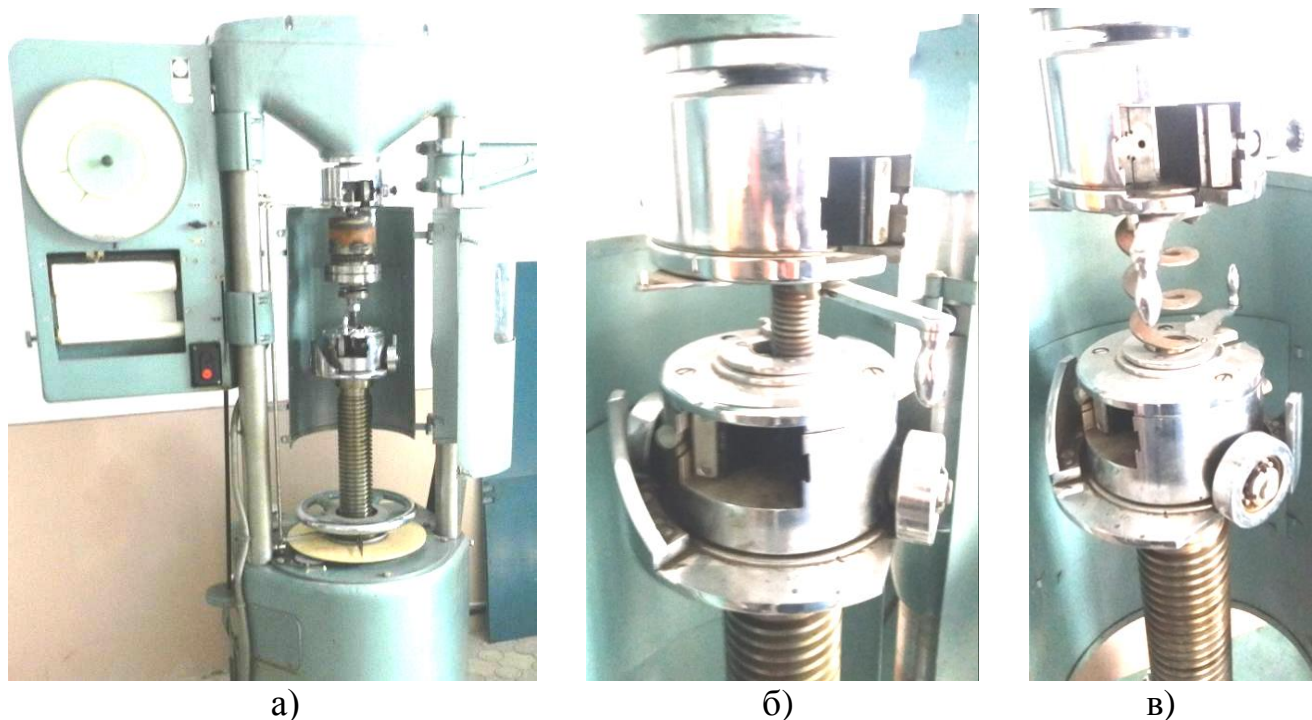


Рис. 3.12. Дослідна машина КМ-50-1:
 а) загальний вигляд; б) з досліджуваною пружиною механізму плавного пуску ПЗМ ГПК; в) з досліджуваним елементом ГПРО досліджуваної установки

За результатами досліджень встановлено, що крутильна жорсткість пружини механізму плавного пуску ПЗМ ГПК (рис. 3.13.а) є значно нижчою, ніж крутильна жорсткість ГПРО дослідної установки (рис. 3.13.б).

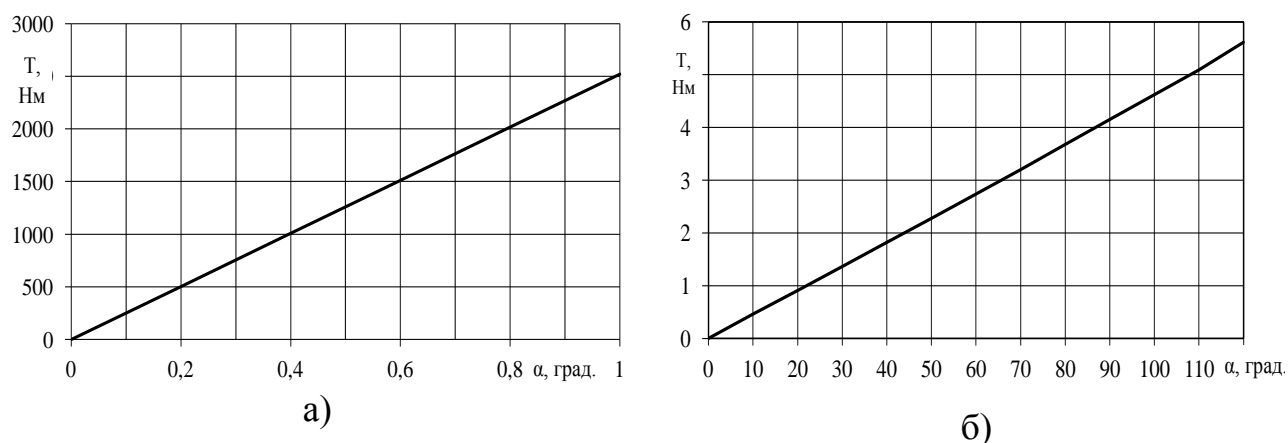


Рис. 3.13. Залежність кута закручування α від величини крутного моменту T для:
 а) спіралі ($l = 150$ мм; $h = 3$ мм; $D = 68$ мм; $b = 16$ мм); б) пружини механізму плавного пуску ПЗМ ($l = 48$ мм; $D = 32,5$ мм; $d = 4$ мм)

3.6. Результати динамічних досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Для проведення експериментальних досліджень ПЗМ ГГК [127] було спроектовано та виготовлено експериментальну установку [60], опис якої і процес проведення експериментальних досліджень було здійснено в п. 3.4. (рис. 3.14). Момент спрацювання пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра представлено на рис. 3.15.



Рис. 3.14. Проведення експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

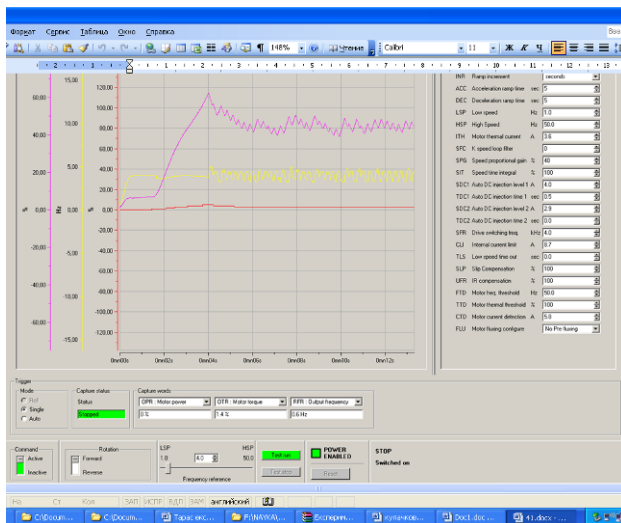


Рис. 3.15. Момент спрацювання пружно-запобіжної муфти ГГК

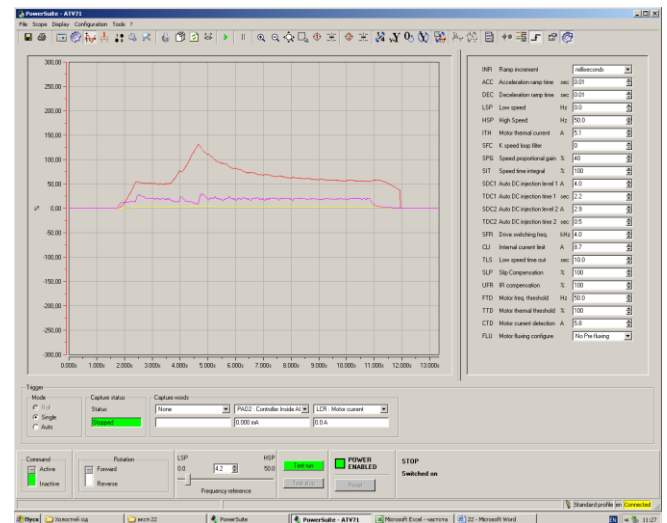
При виконанні досліджень візуально чітко спостерігався при запуску привода сповільнений запуск шнека, за рахунок скручування пружини скручування. Також при перевантаженнях і загалом під час виконання процесу транспортування пружина скручування постійно виконувала демпфуючу функцію за рахунок скручування-розкручування в кінематичному ланцюгу при передачі обертального моменту від приводу до робочого органу.

На рис. 3.16 представлено вікна осцилографа з результатами спрацювання запобіжної муфти з елементами зачеплення конічні стержні (метал) – лунки [37] і досліджуваної пружно-запобіжної муфти з пружиною скручування та різними елементами зачеплення кульки (метал) – лунки і конічні стержні (капролон) –

лунки. Як видно з рисунків, при використанні демпфувальних елементів при спрацюванні муфти в режимі перевантаження режим буксування проходить значно плавніше без значних динамічних навантажень, що видно із зубців осцилограми при повторних змиканнях-розмиканнях півмуфт. Частота обертання задавалась у вікні осцилографа з персонального комп'ютера у вигляді кратних чисел 4.2, 8.4, 12.6, 17, 21, що відповідно відповідало швидкості обертання 120 об/хв., 240 об/хв., 360 об/хв., 480 об/хв., 600 об/хв.



а)



б)

Рис. 3.16. Приклад вікна осцилографа з результатами спрацювання муфти: а) з елементами зачеплення конічні стержні (метал) – лунки; б) з пружиною скручування та елементами зачеплення кульки (метал) – лунки і конічні стержні (капролон) – лунки

На рис. 3.17 і рис. 3.18 наведено результати експериментальних досліджень ПЗМ ГГК при наступних її конструктивних характеристиках: діаметр розміщення елементів зачеплення $D = 100$ мм; середній діаметр внутрішнього отвору рухомого диску веденої півмуфти $d = 48$ мм; попередня деформація (підтиск) пружини $\Delta_0 = 4$ мм; поточна деформація пружини (в режимі розчеплення півмуфт ПМЗ) $\Delta_n = 6$ мм; кількість елементів зачеплення кульок (метал) $z_1 = 3$; кількість елементів зачеплення конічних стержнів (капролон) $z_2 = 3$; діаметр конічних стержнів $d_c = 20$ мм; діаметр кульок $d_k = 20$ мм; жорсткість пружини:

$C_1 = 12,4$ Н/мм, $C_2 = 14,7$ Н/мм, $C_3 = 15,6$ Н/мм; кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту елемента зачеплення з контактуючою поверхні: $\alpha_1 = 50^\circ$, $\alpha_2 = 55^\circ$, $\alpha_3 = 60^\circ$.

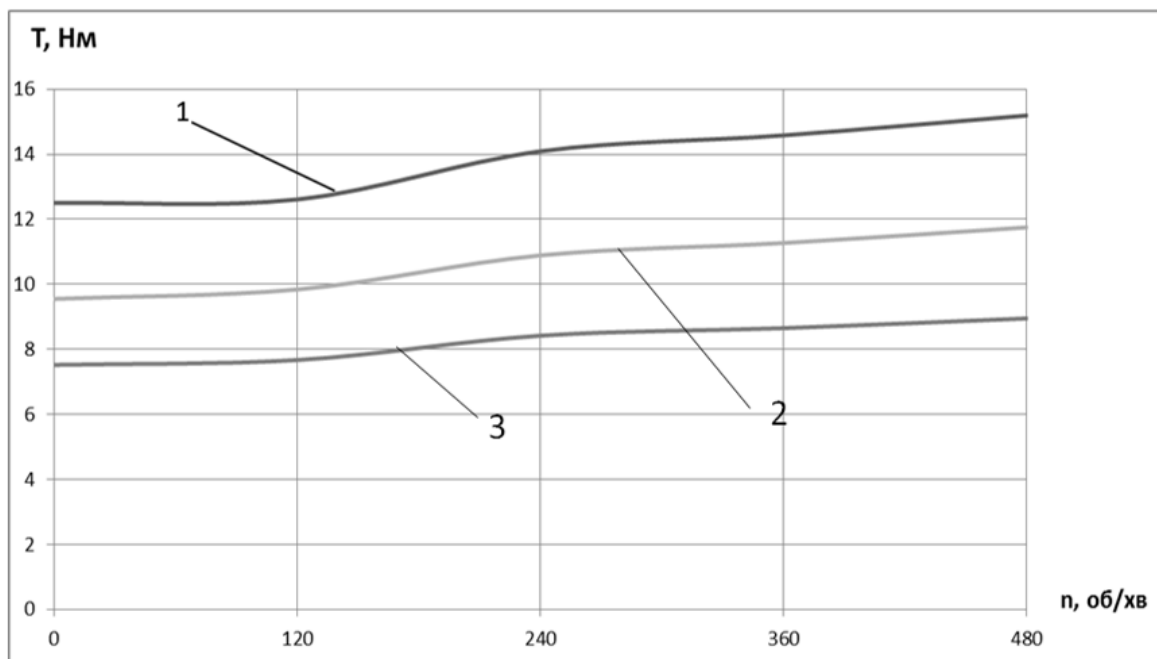


Рис. 3.17. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n пружно - запобіжною муфтою при $C_3 = 15,6$ Н/мм для:
1 – $\alpha_1 = 50^\circ$; 2 – $\alpha_2 = 55^\circ$; 3 – $\alpha_3 = 60^\circ$

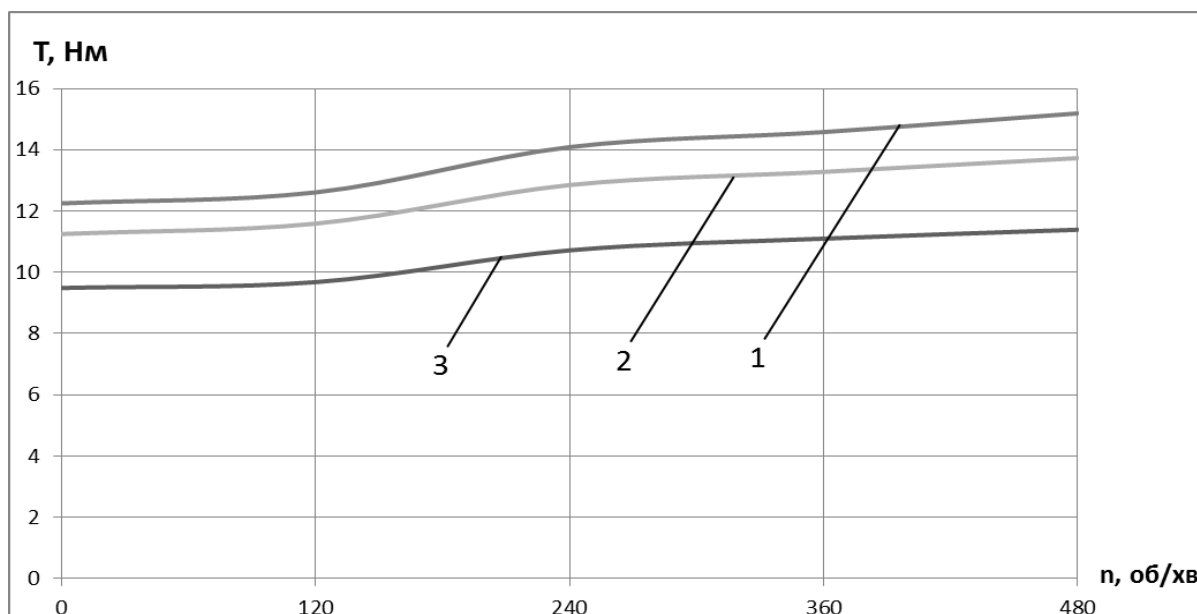


Рис. 3.18. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n пружно - запобіжною муфтою при $\alpha_1 = 50^\circ$ для:
1 – $C_1 = 15,6$ Н/мм; 2 – $C_2 = 14,7$ Н/мм; 3 – $C_3 = 12,4$ Н/мм

На рис. 3.19 і рис. 3.20 представлено графічні залежності коефіцієнта динамічності K_D досліджуваної ПЗМ ГГК від частоти обертання n ведучої півмуфти при спрацюванні в режимі перевантаження.

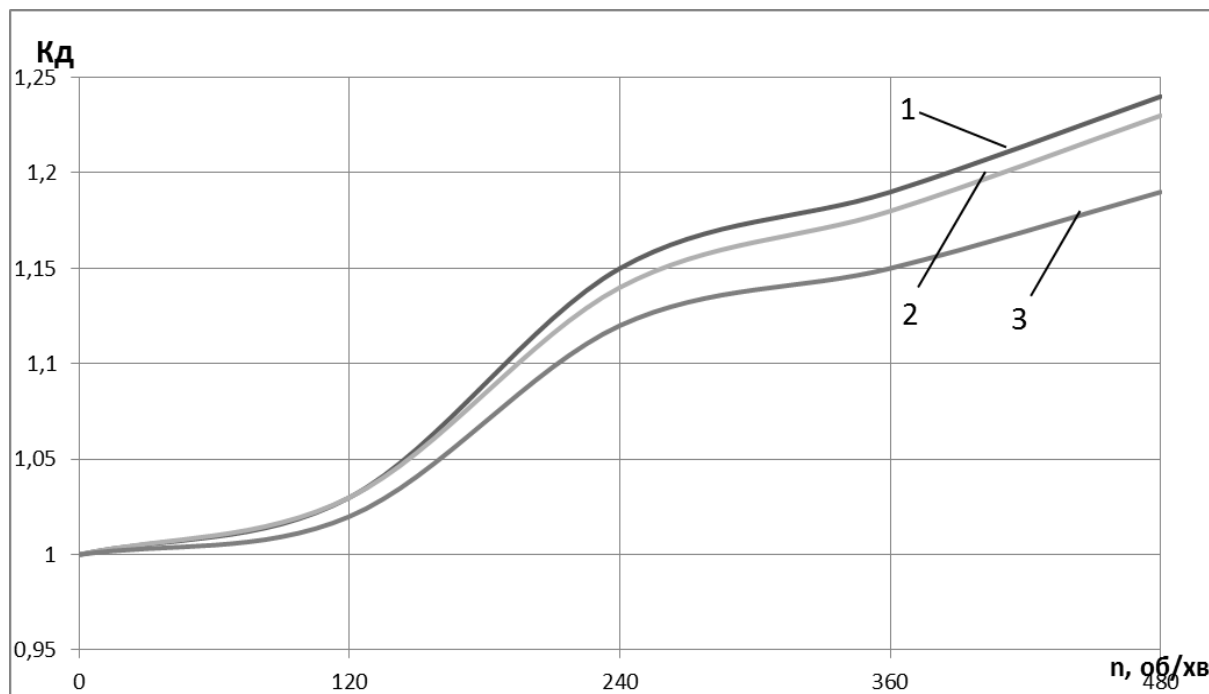


Рис. 3.19. Залежність коефіцієнта динамічності K_D пружно-запобіжної муфти від частоти обертання n при $C_3 = 15,6$ Н/мм для:
1 – $\alpha_1 = 50^\circ$; 2 – $\alpha_2 = 55^\circ$; 3 – $\alpha_3 = 60^\circ$

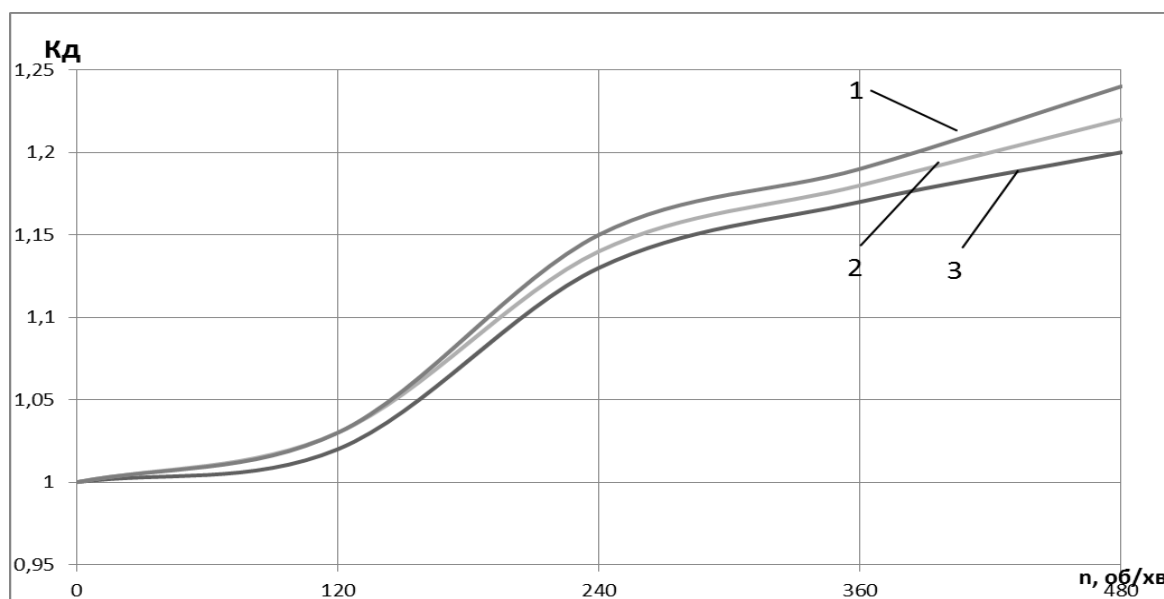


Рис. 3.20. Залежність коефіцієнта динамічності K_D пружно-запобіжної муфти від частоти обертання n при $\alpha_1 = 50^\circ$ для:
1 – $C_1 = 15,6$ Н/мм; 2 – $C_2 = 14,3$ Н/мм; 3 – $C_3 = 12,1$ Н/мм

В результаті проведених експериментальних досліджень ПЗМ ГГК встановлено, що коефіцієнт динамічності ПЗМ залежить від частоти обертання муфти і прямопропорційно зростає при зростанні швидкості обертання. Так коефіцієнт динамічності K_D (для пружини з жорсткістю $C_3 = 15,6$ Н/мм) при швидкості 240 об/хв. становить 1,12-1,15; при швидкості 360 об/хв. становить 1,15-1,19; при швидкості 480 об/хв. – $K_D = 1,19-1,24$. Коливання коефіцієнту динамічності залежить від моменту опору і вищі показники ($K_D = 1,15$ при швидкості 240 об/хв.; $K_D = 1,21$ при швидкості 360 об/хв.; $K_D = 1,24$ при швидкості 480 об/хв.) притаманні режиму буксування при більших обертальних моментах. Загалом коефіцієнт динамічності досліджуваної пружно-запобіжної муфти, у порівнянні з варіантом запобіжної муфти з елементами зачеплення конічні стержні (метал) – лунки без пружиною скручування, є меншим в 1,21-1,29 рази. Коефіцієнт точності спрацювання ПЗМ ГГК K_T коливається в межах 1,16-1,23, що є допустимим і відповідає вимогам, що ставляться до запобіжних муфт з елементами зачеплення у вигляді кулачків чи кульок [121].

3.7. Методика проведення та результати експериментальних досліджень визначення максимального обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра за повнофакторним експериментом

На основі попередніх досліджень було встановлено, що домінуючими факторами, які впливають на момент спрацювання ПЗМ ГГК є частота обертання гнучкого гвинтового робочого органу, кут між напрямком дії колової сили і нормаллю в елементах зачеплення муфти (лунках і конічних стержнях) та жорсткість пружини стиску ПЗМ. Для визначення інтенсивності впливу даних факторів на величину обертального моменту, що передає ПЗМ, проведено багатофакторний експеримент.

Для встановлення граничних величин передачі обертального моменту ПЗМ ГГК в залежності від силових і конструктивних параметрів проводились заміри обертального моменту при спрацюванні муфти з фіксацією даних у ПК із наперед заданою частотою за використання програмного забезпечення Power Suite [60].

Для визначення залежності обертального моменту сипкий матеріал (кукурудзу) засипали в бункер і транспортували його до зони вивантаження. Для пуску електродвигуна АИР90L4УЗ потужністю 2,2 кВт і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0. Для створення навантаження на ПЗМ регулюванням вивантаження матеріалу створювалось додаткове навантаження на ГГРО, і, відповідно, на досліджувану пружно-запобіжну муфту. При досягненні критичного навантаження, ПЗМ спрацювала (відбувалось розчеплення півмуфт) і проходило падіння обертального моменту на валу двигуна. Ці процеси, а самі значення обертальних моментів спрацювання ПМЗ в залежності від частоти обертання ГГРО ГГК, жорсткості пружини стиску ПМЗ і куту нахилу елементів зачеплення муфти під час перевантаження, фіксували в трикратній повторюваності у вікні ПК. Оцінка його коливань визначалась за рахунок реалізації та проведення порівняльного багатофакторного експерименту типу ПФЕ P^k , де P – кількість рівнів варіювання фактора; k – кількість факторів, які присутні у експерименті. Для кожного з обраних незмінних факторів експеримент проводився тричі, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту згідно методики, викладеної в [58].

Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, яку приймали у вигляді функціонала $T = f(x_1; x_2 \dots x_i)$, де T – обертальний момент на привідному валу від 1 до i -го випадку; $x_1; x_2 \dots x_i$ – натуральні незалежні змінні фактори, вибирали відповідний умовний план багатофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у такій послідовності.

Для визначення зміни обертального моменту T при роботі ПЗМ незалежними змінними факторами приймали: частоту обертання n , яку кодували індексом X_1 , кут нахилу елементів зачеплення пружно-запобіжної муфти α , який кодували індексом X_2 , жорсткість пружини стиску C , яку кодували індексом X_3 , тобто $T = f(n, \alpha, C)$.

При побудові план-матриці багатофакторних експериментів вводили кодовані позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання кожним фактором, які відповідно позначали як (+1), (-1), (0). Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 3.1. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- частоту обертання n , яку кодували індексом x_1 ;
- кута нахилу лунок α , який кодували індексом x_2 ;
- жорсткість пружини стиску C , яку кодували індексом x_3 .

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень величини передачі максимального обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Фактори	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	натур.	код.				
Частота обертання n , об/хв.	X_1	x_1	480	0/+1	240/0	480/-1
Кут між напрямком дії колової сили і нормаллю (нахилу лунок) α , град.	X_2	x_2	10	50/+1	55/0	60/-1
Жорсткість пружини C , Н/мм	X_3	x_3	4,4	12,1/+1	14,3/0	16,5/-1

Оброблення отриманих даних експериментальних масивів проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [10, 58, 63, 120]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у певній послідовності (додаток Б).

З метою достовірної оцінки якості роботи ПЗМ ГГК під час проведення експерименту необхідну кількість вимірів показників (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [58], при цьому досліди провели в

трикратній повторності.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих. Після кодування вхідних факторів було складено план-матрицю повного факторного експерименту (ПФЕ) для загального числа дослідів $N = 3^3$ (табл. 3.2). Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [10, 120].

Таблиця 3.2

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, T , Нм			Середні значення T , Нм
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1 x_2	x_1 x_3	x_2 x_3	x_1x_2 x_3	1	2	3	$T_{сер.}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	T_{11}	T_{12}	T_{13}	$T_{1с}$
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	T_{21}	T_{22}	T_{23}	$T_{2с}$
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	T_{31}	T_{32}	T_{33}	$T_{3с}$
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	T_{41}	T_{42}	T_{43}	$T_{4с}$
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	T_{51}	T_{52}	T_{53}	$T_{5с}$
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	T_{61}	T_{62}	T_{63}	$T_{6с}$
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	T_{71}	T_{72}	T_{73}	$T_{7с}$
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	T_{81}	T_{82}	T_{83}	$T_{8с}$
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	T_{91}	T_{92}	T_{93}	$T_{9с}$
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	T_{101}	T_{102}	T_{103}	$T_{10с}$
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	T_{111}	T_{112}	T_{113}	$T_{11с}$
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	T_{121}	T_{122}	T_{123}	$T_{12с}$

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	T_{131}	T_{132}	T_{133}	T_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	T_{141}	T_{142}	T_{143}	T_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	T_{151}	T_{152}	T_{153}	T_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	T_{161}	T_{162}	T_{163}	T_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	T_{171}	T_{172}	T_{173}	T_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	T_{181}	T_{182}	T_{183}	T_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	T_{191}	T_{192}	T_{193}	T_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	T_{201}	T_{202}	T_{203}	T_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	T_{211}	T_{212}	T_{213}	T_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	T_{221}	T_{222}	T_{123}	T_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	T_{231}	T_{232}	T_{233}	T_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	T_{241}	T_{242}	T_{243}	T_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	T_{251}	T_{252}	T_{253}	T_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	T_{261}	T_{262}	T_{263}	T_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	T_{271}	T_{272}	T_{273}	T_{27c}

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома [58], який описує реальний експериментальний процес:

$$T = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \quad (3.3)$$

де Y – експериментальне значення; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ – коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ; x_1, x_2, x_3 – вхідні кодовані фактори.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за

відповідними загальними формулами [58]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}; \quad (3.4)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.5)$$

де x_{iu} – значення кодованої змінної у відповідному стовпці плану експерименту; \bar{y}_u – середній результат u -го дослідження; u – порядковий номер дослідження; i – номер фактору; j, k – номер фактору, відмінного від i -го; N – кількість проведених експериментів.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК «Statistica 6.0». Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичну дисперсію випадкової величини D [10, 58, 63, 120].

Залежність параметру оптимізації від зміни одного вхідного фактору, за постійного значення інших факторів, будували за допомогою пакета прикладної програми «Math Cad 6.0».

Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення («неузгодженості») визначали за

способом найменших квадратів, яка описується залежністю [10, 120]:

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (3.6)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ – величина “неузгодженості”; m_{i_e} , m_{i_m} – відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го дослідження.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [10] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіцієнти	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Значення	8,773	0,912	-2,589	1,54	-0,282	0,165	-0,277	-0,008	0,589	0,231

Тоді загальний вигляд рівняння регресії передачі максимального обертового моменту ПЗМ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах має вигляд:

$$T_{(x_1, x_2, x_3)} = 8,773 + 0,912x_1 - 2,589x_2 + 1,54x_3 - 0,282x_1x_2 + 0,165x_1x_3 - 0,277x_2x_3 - 0,008x_1^2 + 0,589x_2^2 + 0,231x_3^2. \quad (3.7)$$

де x_1 – кодоване значення частоти обертання (n); x_2 – кодоване значення кута нахилу лунок (α); x_3 – кодоване значення жорсткості пружини (C).

Коефіцієнт b_{11} є незначним, тому в подальших розрахунках ним будемо нехтувати. Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3.7) матиме вигляд:

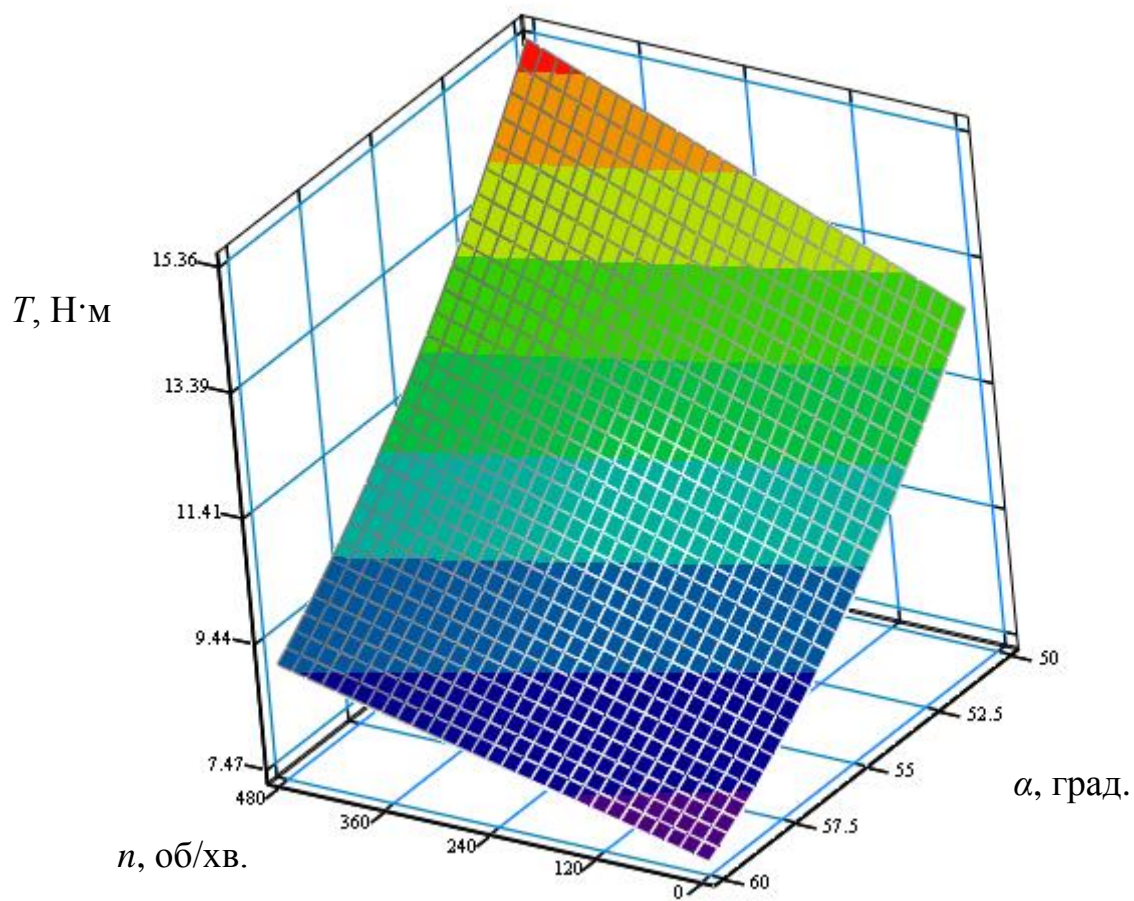
$$T_{(n, \alpha, C)} = 85,524 + 1,226 \cdot 10^{-2} n - 2,693\alpha + 0,645 \cdot C - 2,35 \cdot 10^{-4} n\alpha + 3,125 \cdot 10^{-4} nC - 2,518 \cdot 10^{-2} \alpha C + 2,356 \cdot 10^{-2} \alpha^2 + 4,773 \cdot 10^{-2} C^2. \quad (3.8)$$

Отримане рівняння регресії (3.7) та регресійна залежність (3.8) можуть бути використані для визначення величини передачі максимального обертового моменту T залежно від частоти обертання n , кута нахилу лунок α та жорсткості пружини C у таких межах зміни вхідних факторів:

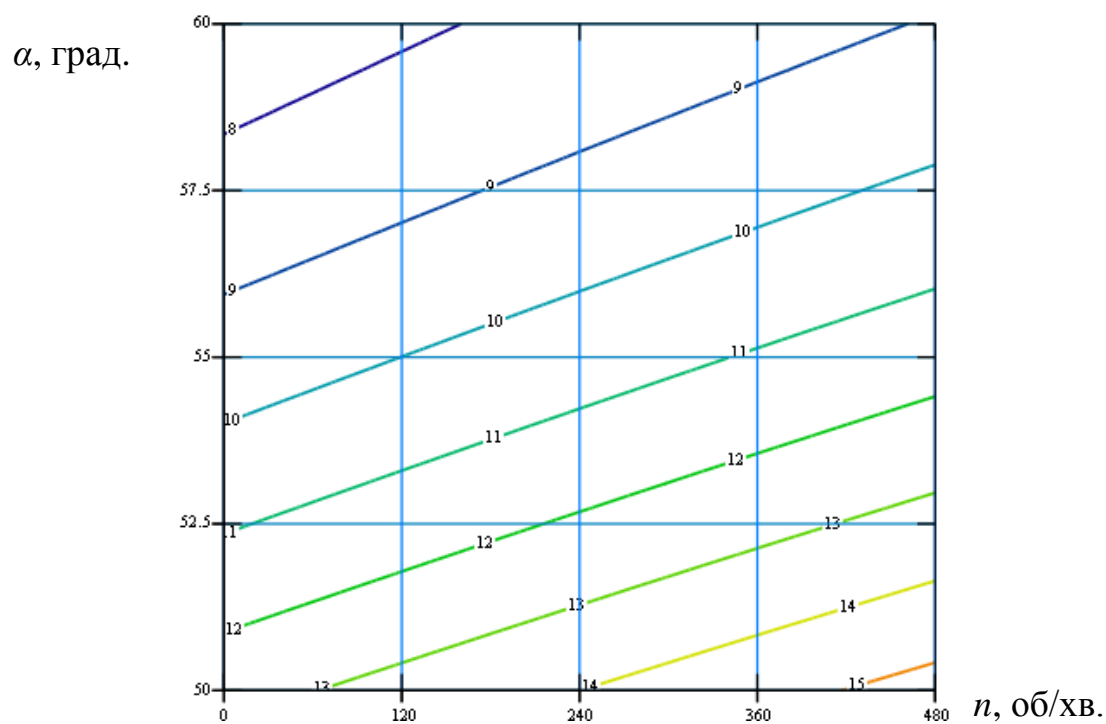
$$0 \leq n \leq 480 \text{ (об/хв.)}; 50 \leq \alpha \leq 60 \text{ (град)}; 12,1 \leq C \leq 16,5 \text{ (Н)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних та силових параметрів ПМЗ на величину передачі максимального обертового моменту використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів як функцію від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора. Графічні значення результатів залежності передачі максимального обертового моменту ПЗМ при відповідних конструктивних параметрах (діаметр розміщення елементів зачеплення $D = 100$ мм; середній діаметр внутрішнього отвору рухомого диску веденої півмуфти $d = 48$ мм; попередня деформація (підтиск) пружини $\Delta_o = 4$ мм; поточна деформація пружини (в режимі розчеплення півмуфт ПМЗ) $\Delta_n = 6$ мм; кількість елементів зачеплення: кульок (метал) $z_1 = 3$, конічних стержнів (капролон) $z_2 = 3$; діаметр конічних стержнів $d_c = 20$ мм; діаметр кульок $d_k = 20$ мм) з використанням «Mathcad 2000 Professional» наведено на рис. 3.21 – рис. 3.23.

Згідно проведеного аналізу регресійних рівнянь можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертового моменту, є фактори x_2 та x_3 , (α , C) і комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_1 (n) призводить до незначного збільшення величини передачі максимального обертового моменту. Загалом для збільшення величини передачі максимального обертового моменту ПМЗ необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок.



а)



б)

Рис. 3.21. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертового моменту ($C = 16,5 \text{ Н/мм}$)

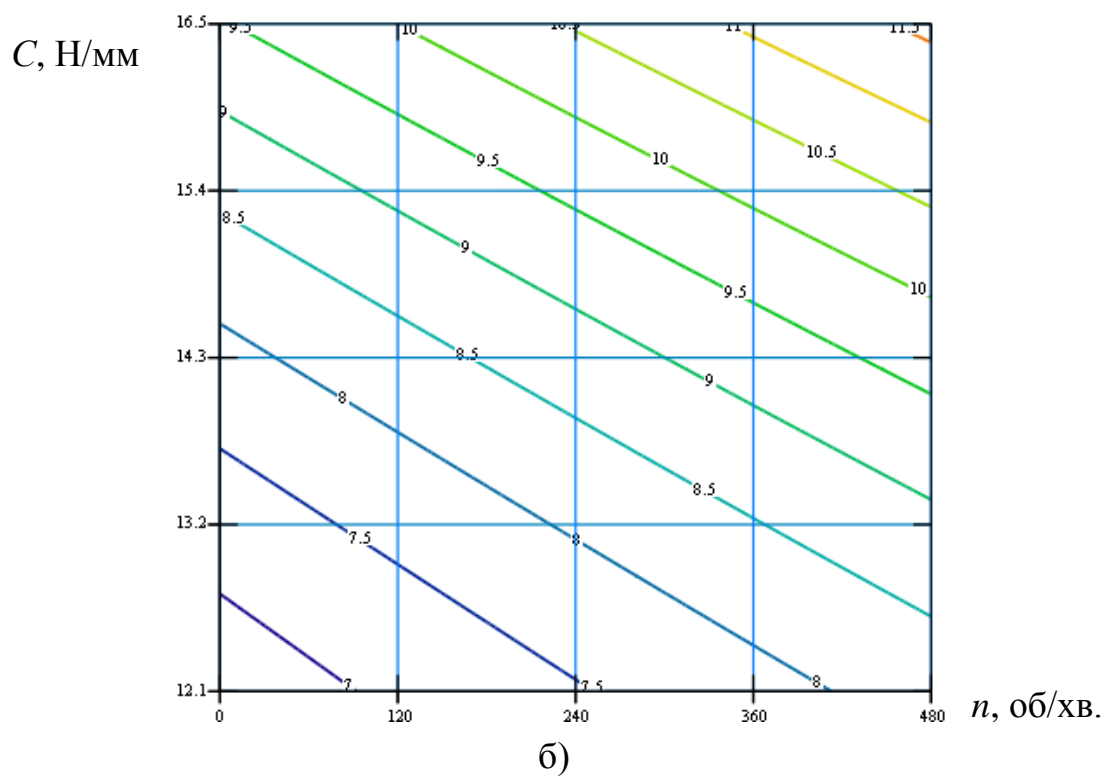
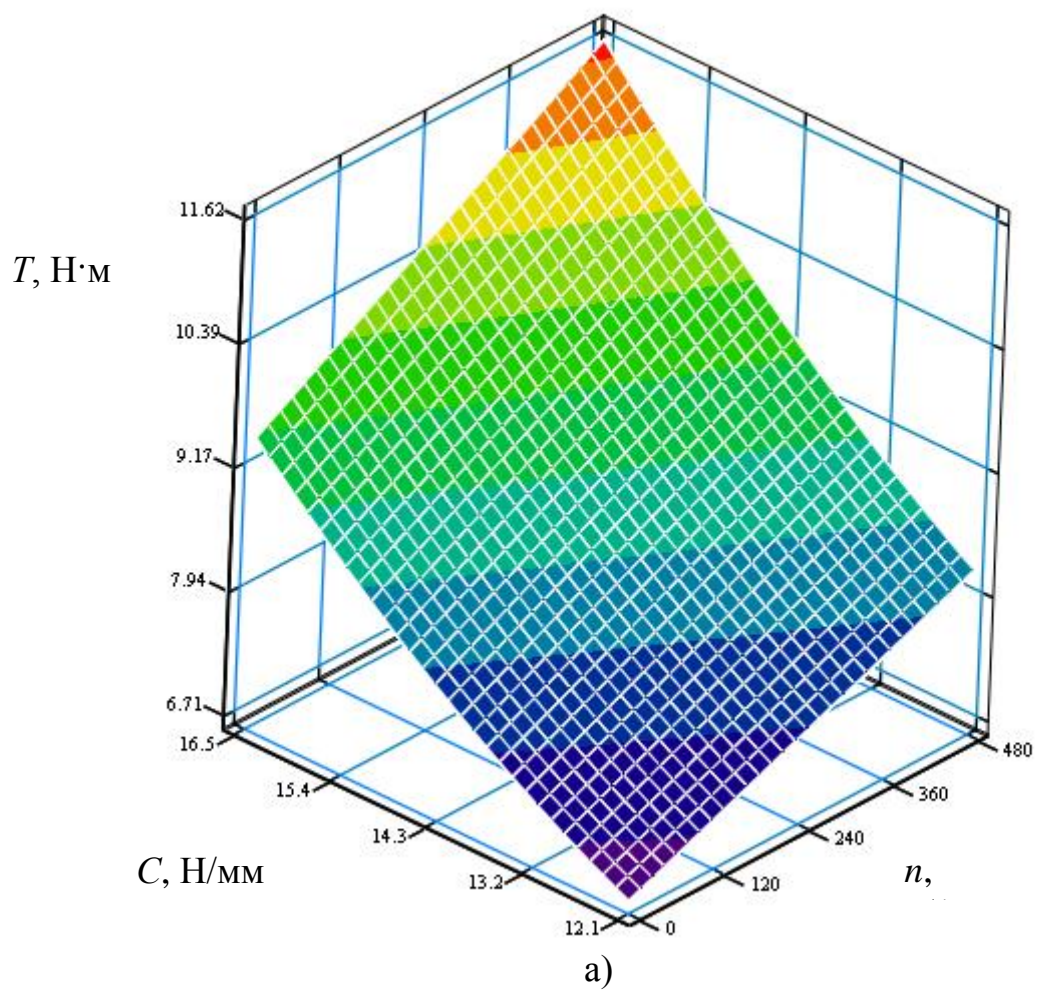
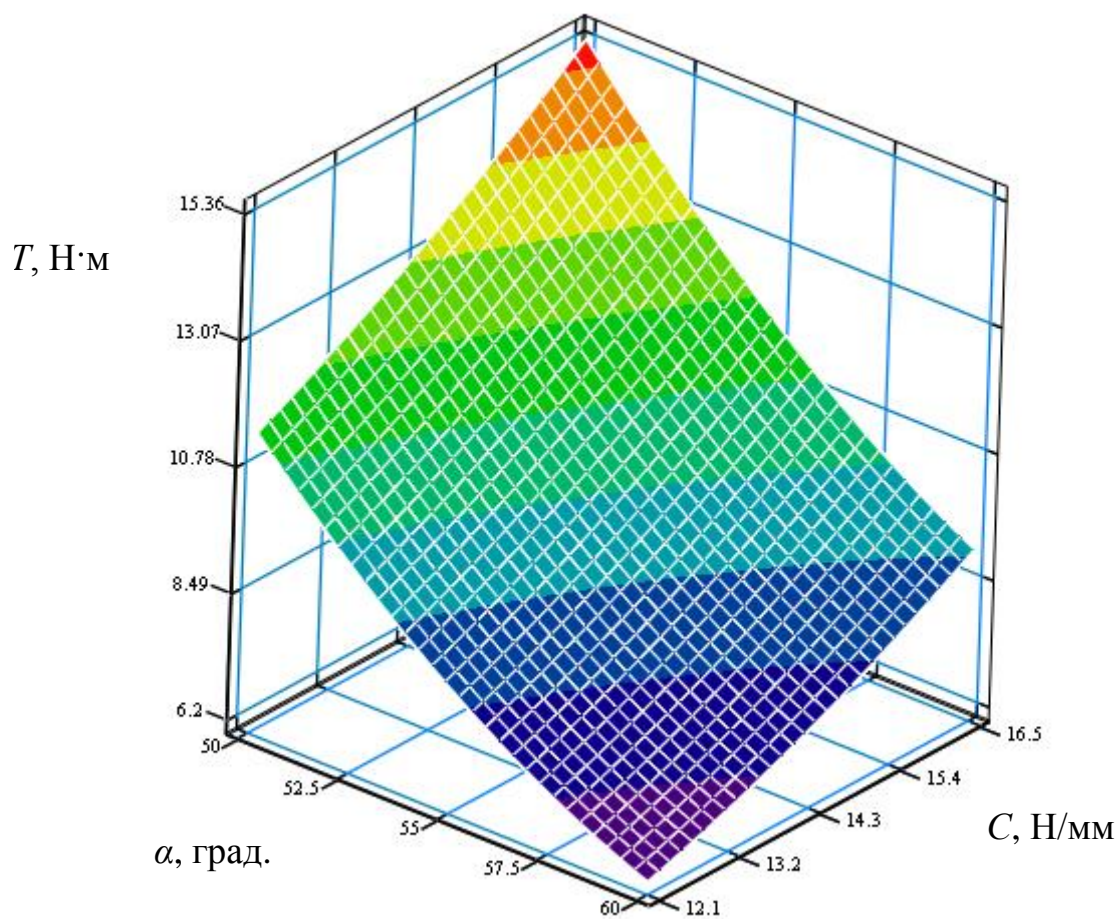
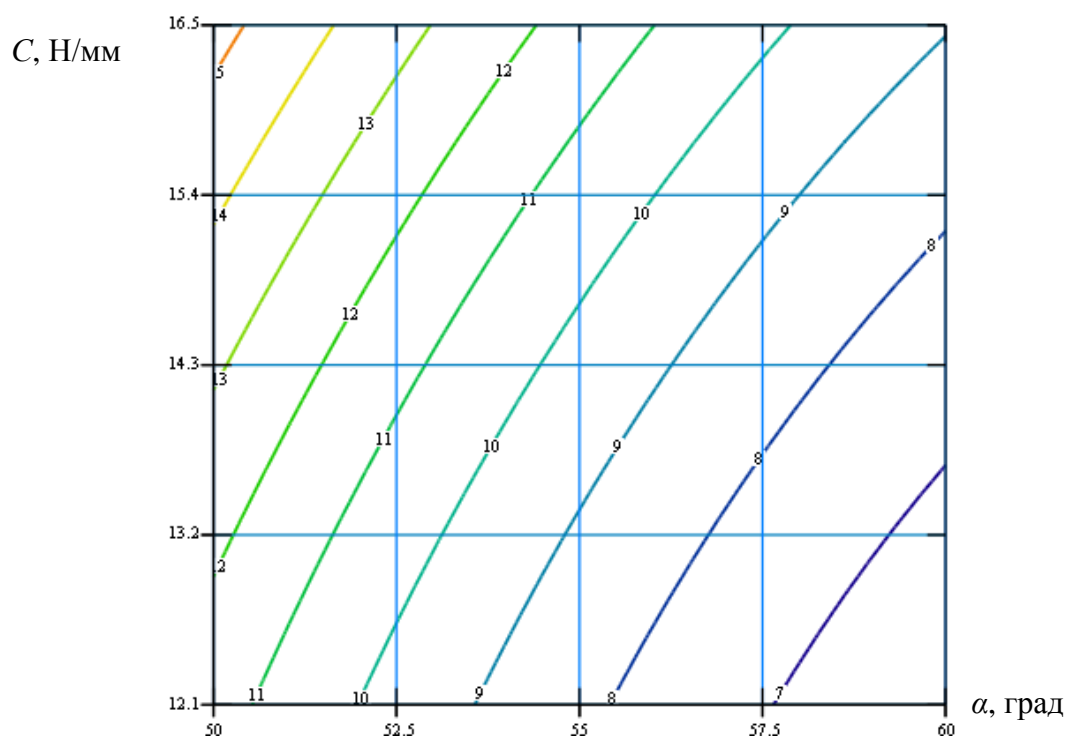


Рис. 3.22. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертового моменту ($\alpha = 55$ град)



а)



б)

Рис. 3.23. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертового моменту ($n = 480$ об/хв.)

3.8. Результати порівняння теоретичних і експериментальних досліджень передачі максимального обертового моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

В результаті проведення експериментальних досліджень передачі максимального обертового моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра були отримані дані для побудови графічних залежностей. Це дало змогу провести порівняння отриманих експериментальних та теоретичних результатів досліджень і побудувати відповідні графічні залежності (рис. 3.24). На рис. 3.24 представлені графічні залежності зміни передачі максимального обертового моменту T ПЗМ ГГК від кута нахилу лунок α для конструктивних параметрів досліджуваної пружно-запобіжної муфти.

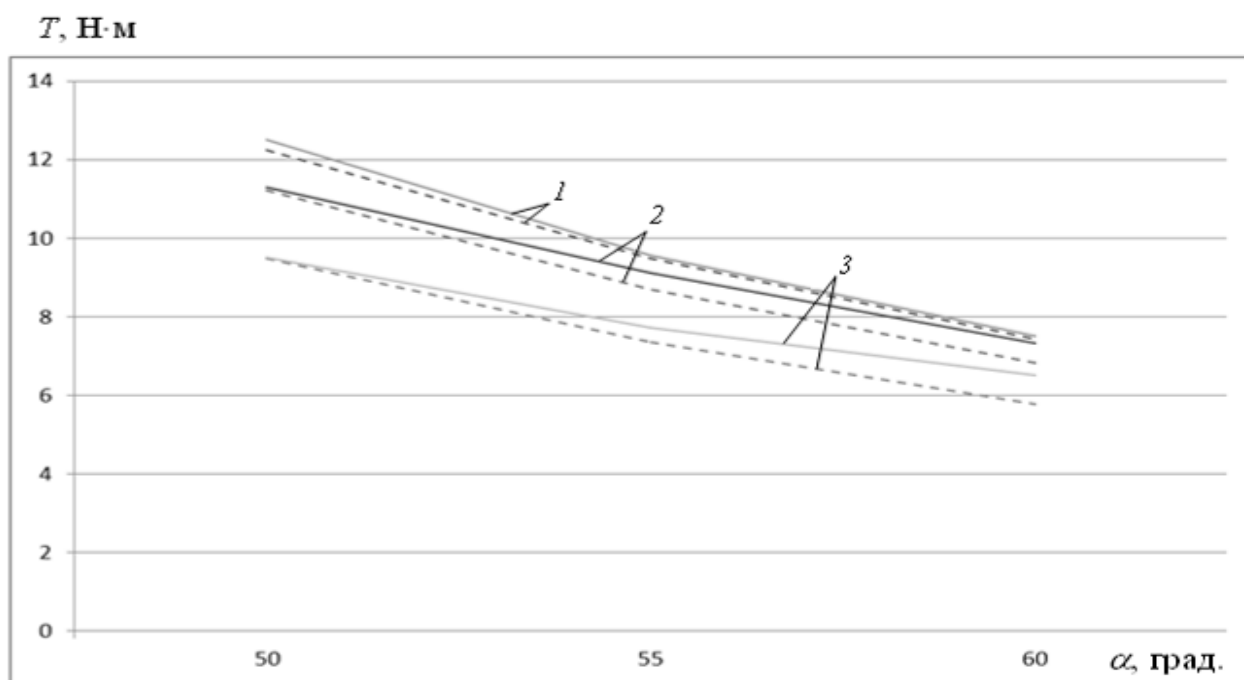


Рис. 3.24. Графічні залежності порівняння теоретичних — — — та експериментальних ————— результатів досліджень передачі максимального обертового моменту T від кута нахилу лунок α пружно - запобіжною муфтою при: 1 – $C_1 = 15,6$ Н/мм; 2 – $C_2 = 14,7$ Н/мм; 3 – $C_3 = 12,4$ Н/мм

В результаті порівняння теоретичних та експериментальних даних результатів досліджень максимального обертового моменту відхилення становить в межах 2,7% – 11,4%.

3.9. Результати статичних досліджень видовження гнучкої шнекової спіралі під навантаженням

Методикою експериментальних досліджень передбачалось проведення статичних експериментальних досліджень видовження гнучкої шнекової спіралі під навантаженням з метою встановлення взаємозв'язку між її деформаційно-силовими та конструктивними параметрами. Для ефективного завантаження завантажувальних магістралей ГГК та забезпечення надійної роботи ГГРО і їх захисту від перевантажень розроблено завантажувально-захисну насадку (рис. 3.5 і рис. 3.6), яка при перевантаженні магістралі та розтягуванні гнучкого гвинтового робочого органу і його осьовому зміщенню в сторону насадки забезпечує часткове перекривання отворів просипання, зменшуючи, тим самим, завантаження ГГК. Відповідно нами проведено дослідження, які передбачали визначення довжини видовження шнекової спіралі (довжина шнека $L = 1$ м, висота витка спіралі $b = 16$ мм, товщина спіралі $h = 3$ мм, зовнішній діаметр спіралі $D_1 = 68$ мм; $D_2 = 98$ мм; крок спіралі $t_{\text{крок1}} = 59$ мм; $t_{\text{крок2}} = 85$ мм) під дією вантажу. Методика проведення експериментів наступна. Для визначення величини видовження спіраль жорстко кріпилася у верхньому кінці до нерухомого кронштейна, а нижній кінець навантажувався гирями відповідної маси (рис. 3.25 і рис. 3.26). При проведенні досліджень величину відносного видовження шнекової спіралі фіксували з допомогою лінійки. Експеримент проводили в десятикратній повторюваності.



Рис. 3.25. Загальний вигляд навантаженої спіралі



Рис. 3.26. Вантажі, що використовувались при виконання досліджень

При проведенні досліджень враховувалось, що при максимальному заповненні внутрішнього простору магістралі ($D_{max} = 100$ мм, $L = 1$ м, коефіцієнт завантаження $\varphi = 0,5$) різними матеріалами з різною густиною (сіль, пісок, зернові) маса матеріалу, яка знаходитиметься в цьому об'ємі, коливатиметься від 1 кг до 8,6 кг.

За результатами досліджень встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі ГГК (рис. 3.27) є прямолінійною, і якщо даний тип насадки використовувати на практиці, то вона буде ефективно регулювати зазори просипання до завантажувальних магістралей ГГК для різних матеріалів з різною густиною забезпечуючи захист ГГРО від перевантажень. Якщо враховувати видовження спіралі довжиною 4 – 6 м (раціональні конструктивні розміри завантажувальних магістралей ГГК), то воно при транспортуванні різних матеріалів різними типами спіралей коливатиметься приблизно в межах від 10 до 150 мм. Відповідно можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри насадок слід підбирати індивідуально.

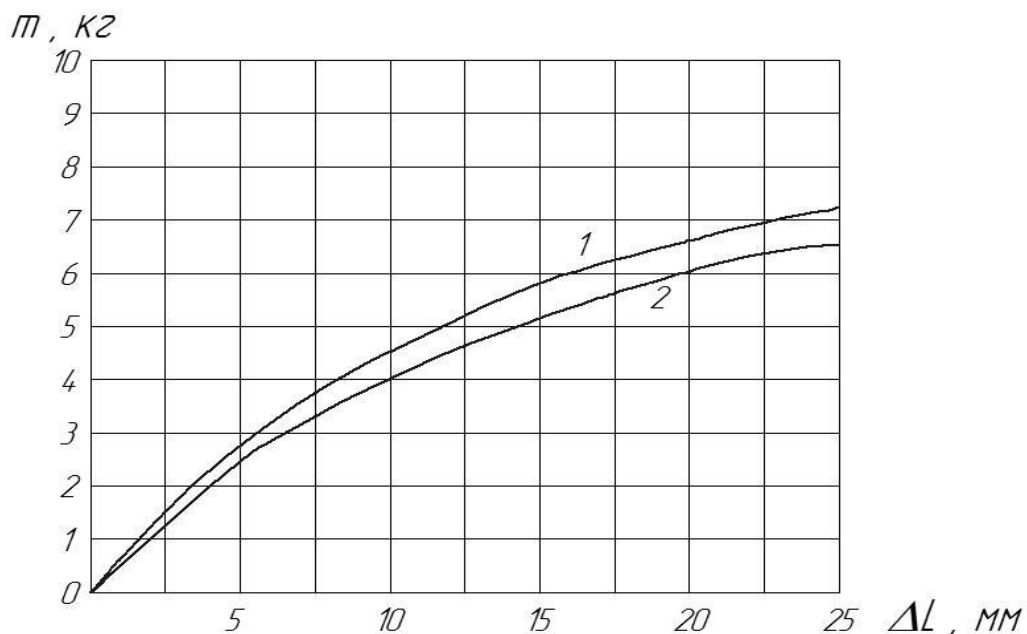


Рис. 3.27. Залежність величини відносного видовження спіралі ΔL від маси приклепеного вантажу m при діаметрі спіралі: 1 – $D_1 = 68$ мм; 2 – $D_2 = 98$ мм

3.10. Висновки

1. Розроблено і виготовлено конструкції пружно-запобіжної муфти та завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра, а також експериментальне обладнання для проведення досліджень пружно-запобіжної муфти ГГК при плавному та різкому пуску, в широких діапазонах частоти обертання і реверсуванні в процесі досліджень з використанням перетворювача частоти серії Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 з відображенням відповідних даних в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей на моніторі дисплея ПК, що дозволили провести комплекс експериментальних досліджень.

2. Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти ГГК, яка передбачала визначення величини передачі максимального обертального моменту ПЗМ від зміни трьох основних факторів: частоти обертання n , кута нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткості пружини стиску C , тобто $T = f(n, \alpha, C)$.

3. Наведені результати експериментальних досліджень з визначення крутильної жорсткості пружини механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра та гнучкого гвинтового робочого органу дослідної установки, з яких видно, що крутильна жорсткість пружини механізму плавного пуску є значно нижчою, аніж крутильна жорсткість ГГРО, що дозволяє забезпечувати плавний запуск останнього досліджуваною муфтою при пуску приводу.

4. В результаті проведених експериментальних досліджень ПЗМ ГГК встановлено, що коефіцієнт її динамічності залежить від частоти обертання муфти і прямопропорційно зростає при зростанні швидкості обертання. Так коефіцієнт динамічності K_D (для пружини з жорсткістю $C_3 = 16$ Н/мм) при швидкості 240 об/хв. становить 1,12-1,15; при швидкості 360 об/хв. становить 1,15-1,19; при швидкості 480 об/хв. – $K_D = 1,19-1,24$. Коливання коефіцієнту динамічності залежить від моменту опору і вищі показники ($K_D = 1,15$ при швидкості 240 об/хв.; $K_D = 1,21$ при швидкості 360 об/хв.; $K_D = 1,24$ при швидкості 480 об/хв.)

притаманні режиму буксування при більших обертальних моментах. Загалом коефіцієнт динамічності досліджуваної ПЗМ, у порівнянні з варіантом запобіжної муфти з елементами зачеплення конічні стержні (метал) – лунки без пружиною скручування, є меншим в 1,21-1,29 рази. Коефіцієнт точності спрацювання ПЗМ ГГК K_T коливається в межах 1,16-1,23, що є допустимим і відповідає вимогам, що ставляться до запобіжних муфт з елементами зачеплення у вигляді кулачків чи кульок.

5. На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу частоти обертання n , кута нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткості пружини стиску C на величину передачі максимального обертового моменту муфтою. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $0 \text{ об/хв.} < n < 480 \text{ об/хв.}$; $50^\circ < \alpha < 60^\circ$; $12,1 \text{ Н/мм} < n < 16,5 \text{ Н/мм}$. Згідно проведеного аналізу регресійної залежності можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертового моменту ПЗМ, є кут нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткість пружини стиску C і комбінації цих факторів. Збільшення частоти обертання n призводить до незначного збільшення величини передачі максимального обертового моменту. Тому для збільшення величини передачі максимального обертового моменту ПЗМ необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становить 2,7% – 11,4%.

6. За результатами досліджень встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі ГГК є стабільною і незначною, і якщо розроблену завантажувально-захисну насадку використовувати на практиці, то вона буде ефективно регулювати зазори просипання до завантажувальних магістралей ГГК. Також можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри розробленої завантажувально-захисної насадки слід підбирати індивідуально.

РОЗДІЛ 4

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ЗАХИСТУ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЇХ ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА

4.1. Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Надійність будь-якої машини в цілому залежить від надійності її окремих елементів, правильного розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації. Сучасні методи розрахунку з точністю забезпечують можливість вибору конструктивних параметрів деталей машин з врахуванням динаміки їх роботи. Вимоги надійності, низької металоємності та собівартості, які пред'являються до гнучких гвинтових конвеєрів, обумовлюють необхідність подальшого удосконалення і створення нових, високоточних і надійних захисних пристроїв. Відповідно розроблення відповідних конструкцій і проведення глибокого аналізу функціонування ПЗМ з врахуванням динаміки процесу перевантаження ГГК, дослідження їх основних функціональних і експлуатаційних характеристик з метою визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів, буде активно сприяти їх використанню в приводах нових ГГК.

4.1.1. Методика розрахунку механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Опис запропонованої досліджуваної конструкції ПЗМ детально представлено в пункті 3.2 даної дисертаційної роботи, де на рис. 3.1 зображено її конструктивну схему, а загальний вигляд у зібраному та в розібраному вигляді представлено на рис. 3.3 та на рис. 3.4. Проте для конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску ПЗМ ГГК з елементами зачеплення конічний стержень – неметал, кулька – метал зображено представимо її на рис. 4.1, а штифтове рухоме з'єднання даної ПЗМ ГГК на рис. 4.2 (позначення елементів ПЗМ на рисунках 4.1 і 4.2 відповідають позначенням виконаним на рис. 3.1 з пункту 3.2).

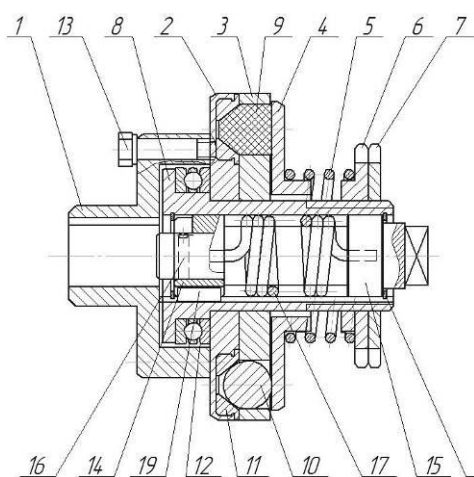


Рис. 4.1. Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра

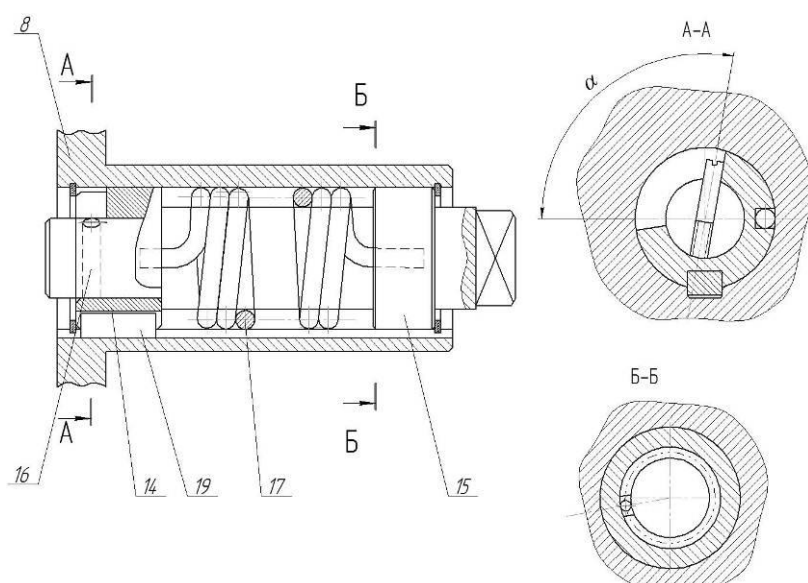


Рис. 4.2. Штифтове рухоме з'єднання пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Нами розроблено методику конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра, згідно якої механізм плавного пуску муфти проектується в такій послідовності [55]:

- а) проводиться розрахунок параметрів пружини пуску;
- б) виконується розрахунок шпонки;
- в) здійснюється розрахунок штифта.

Дана методика передбачає використання загальновідомих формул конструктивно-силового розрахунку деталей машин.

З метою проведення експериментальних досліджень ефективності функціонування розробленої пружно-запобіжної муфти з плавним пуском гнучкого гвинтового конвеєра нами проведено практичний розрахунок параметрів механізму плавного пуску досліджуваної муфти, робоче креслення якого представлено на рис. 4.3.

При цьому креслення пружини кручення механізму плавного пуску представлено на рис. 4.4, а схему розрахунку шпонки на рис. 4.5.

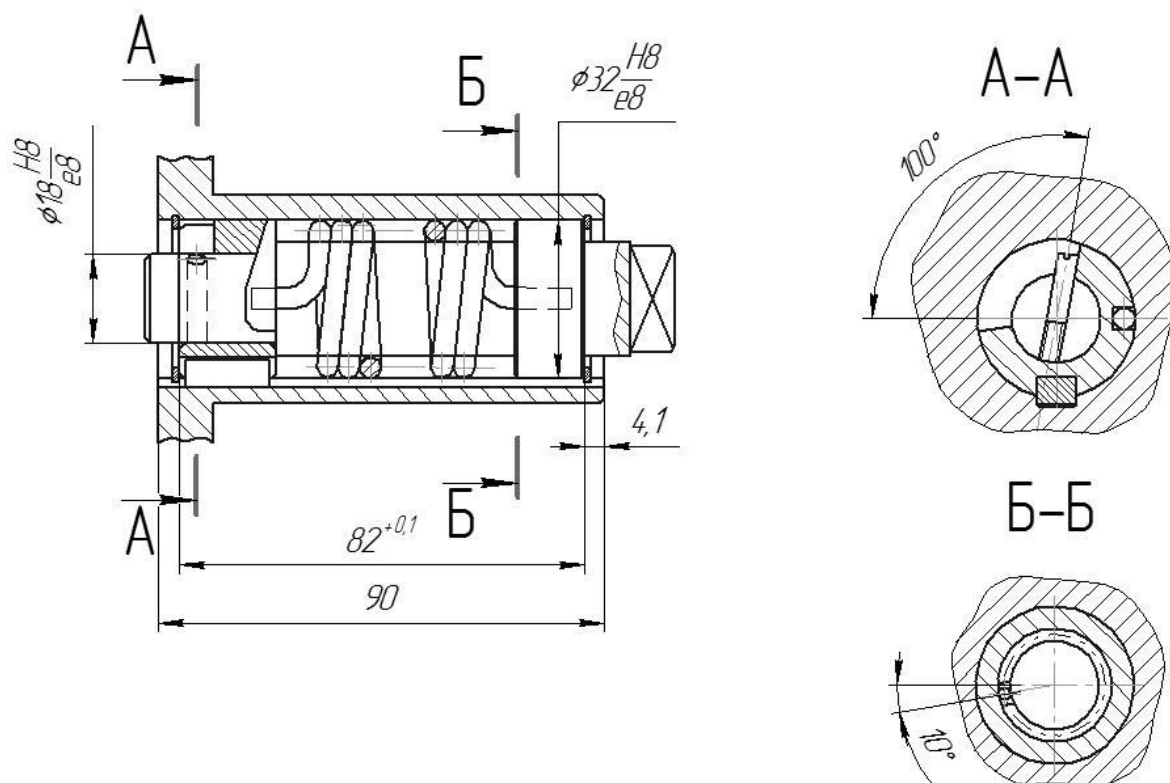


Рис. 4.3. Робоче креслення механізму плавного пуску муфти

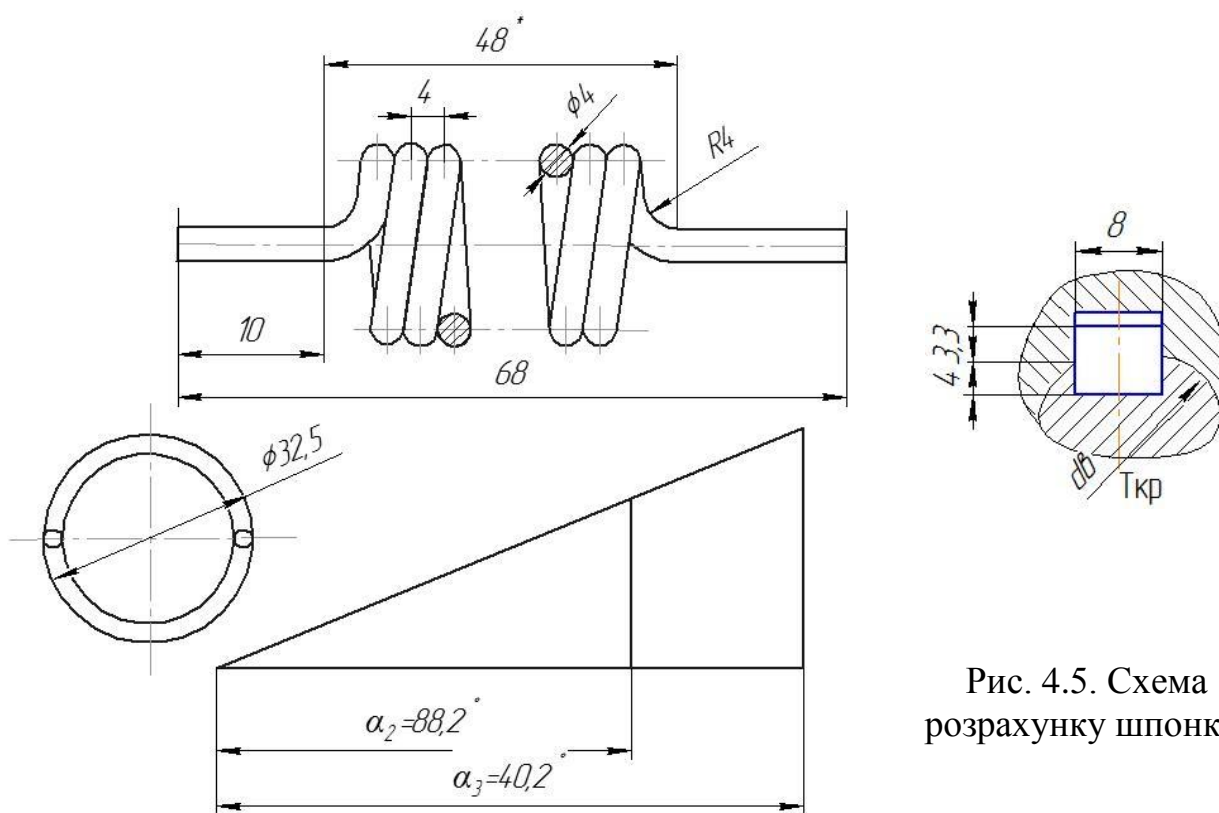


Рис. 4.4. Пружина кручення механізму плавного пуску

Рис. 4.5. Схема розрахунку шпонки

У такому випадку момент пружини кручення M_r розраховується за формулою [104]:

$$M_r = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot [\sigma_{3z}]}{32 \cdot K} = \frac{\pi \cdot 4^3 \cdot 700}{32 \cdot 1,12} = 3,925 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.1)$$

де $K = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} = \frac{4 \cdot 7,13 - 1}{4 \cdot 7,13 - 4} = \frac{27,5}{24,5} = 1,12$; $C = \frac{D_0}{d_0} = \frac{28,5}{4} = 7,13$; d – діаметр дроту; D_0 – середній діаметр пружини.

Кут закручування пружини кручення при M_r розраховується за формулою [104]:

$$\alpha_r = \frac{1,8 \cdot C \cdot [\sigma_{3z}] \cdot n}{1000 \cdot K} = \frac{1,8 \cdot 7,13 \cdot 700 \cdot 11}{1000 \cdot 1,12} = 88,2^\circ \quad (4.2)$$

Тоді для прикладу вибираємо пружину зі сталі Сталь 60С2А ГОСТ 14963–69: $d = 4 \text{ мм}$; $D_0 = 28,5 \text{ мм}$; $n = 11$; $[\sigma_{3z}] = 1,25$; $[\tau_3] = 1,25 \cdot 56 = 700 \text{ Мпа}$.

Максимальний момент $M_3 = 1,25 M_r = 1,25 \cdot 3,9 = 4,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Найбільший кут закручування $\alpha_3 = 1,25 \alpha_r = 1,25 \cdot 88,2 = 110,2^\circ$.

Після цього проводимо розрахунок шпонки, що представлено на рис. 4.5. Приймаємо такі параметри для розрахунок шпонки: $T_{кр} = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $[\sigma_{3м}] = 100 \text{ Мпа}$;
Шпонка $b \times h \times l_0 = 8 \times 7 \times l_0$; $d_6 = 32 \text{ мм}$.

$$\sigma_{3м} = \frac{2T_{кр}}{d_6 \cdot l_0 (h - t_1)} \leq [\sigma_{3м}] \rightarrow l_0 \geq \frac{2T_{кр}}{d_6 \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{3м}]} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{32 \cdot (7 - 4) \cdot 100} = 2,08 \quad (4.3)$$

Приймаємо $l_0 = 16 \text{ мм}$.

Схеми розрахунку штифта та вала, ослабленого отвором під штифт, представлено рис. 4.6 та рис. 4.7.

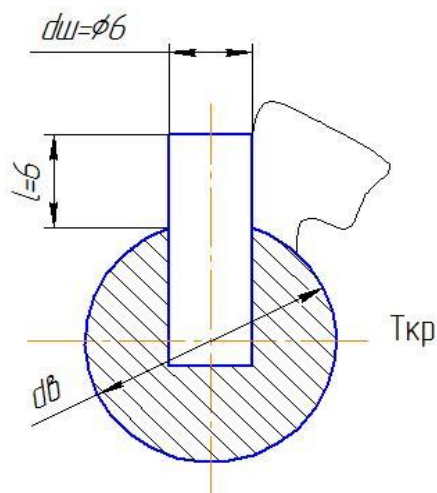


Рис. 4.6. Схема розрахунку штифта

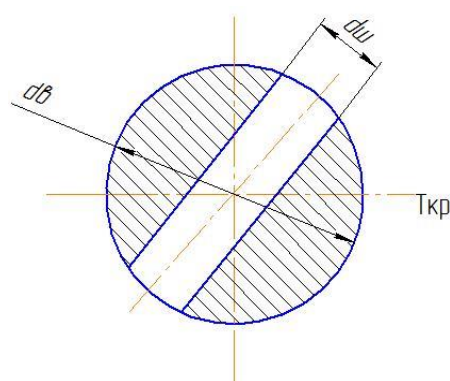


Рис. 4.7. Схема вала ослабленого отвором під штифт

Приймаємо такі параметри для розрахунку штифта:

$$T_{кр} = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}; d_{ш} = 6 \text{ мм}; l = 6 \text{ мм};$$

$$[\sigma_{зг}] = 214 \text{ МПа}; [\tau_{зр}] = 248 \text{ МПа}; [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа}; d_6 = 18 \text{ мм}.$$

З умови міцності на зріз [104]:

$$\tau_{зр} = \frac{T_{кр} \cdot 2 \cdot 4}{d_6 \cdot \pi d_{ш}^2} \leq [\tau_{зр}] \rightarrow d_{ш} \geq \sqrt{\frac{8T_{кр}}{\pi \cdot d_6 [\tau_{зр}]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 10 \cdot 10^3}{\pi \cdot 18 \cdot 248}} = 2,39 \text{ мм}. \quad (4.4)$$

Приймаємо 6 мм.

Проводимо перевірка на згинання [104]:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{T_{кр} \cdot l \cdot 32}{\left(\frac{d_6}{2} + l\right) \cdot \pi d_{ш}^3} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 6 \cdot 32}{(9 + 6) \cdot \pi \cdot 6^3} = 188,7 \text{ МПа} < [\sigma_{зг}] = 214 \text{ МПа}. \quad (4.5)$$

Проводимо перевірка на зминання [104]:

$$\sigma_{зм} = \frac{T_{кр}}{\left(\frac{d_g}{2} + \frac{l}{2}\right) \cdot l \cdot d_{ш}} = \frac{10 \cdot 10^3}{\left(9 + \frac{6}{2}\right) \cdot 6 \cdot 6} = 23,2 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа} . \quad (4.6)$$

Проводимо розрахунок на кручення вала $\varnothing 18$, ослабленого отвором під штифт (рис. 4.7). $T_{кр} = 10 \text{ МПа}$; $d_{ш} = 6 \text{ мм}$; $d_g = 18 \text{ мм}$; $[\tau_{кр}] = 128 \text{ МПа}$.

Полярний момент опору перерізу [104]:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_g^3 \left(1 - 0,9 \frac{d_{ш}}{d_g}\right)}{16};$$

$$\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_p} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 18^3 \left(1 - 0,9 \frac{6}{18}\right)} = 13,1 \text{ МПа} < [\tau_{кр}] = 128 \text{ МПа} .$$

Для ефективного практичного застосування при підборі циліндричної пружини кручення для розробленого механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра (при куті закручування пружини на 110°) нами проведено розрахунок крутного моменту $T_{кр}$ від різних конструктивних параметрів пружини кручення (табл. 4.1 і рис. 4.8 – рис. 4.10) за відповідною залежністю [104]:

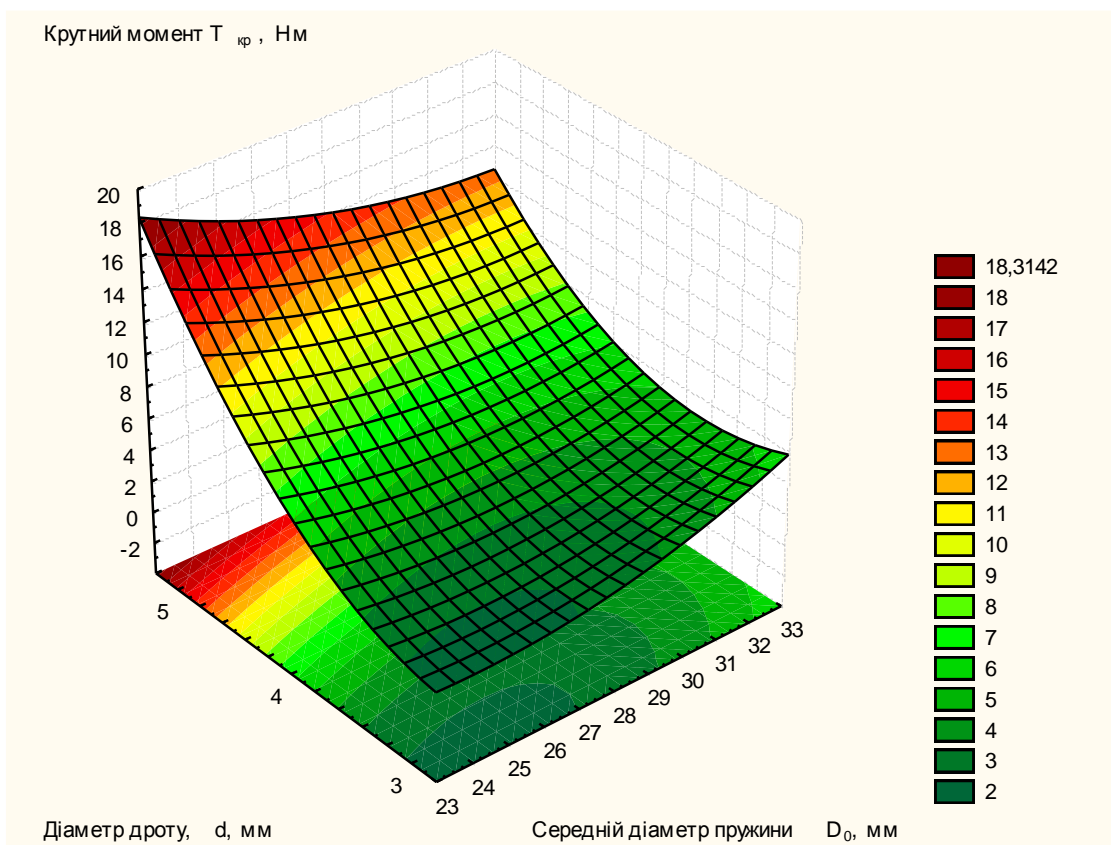
$$T_{кр} = \alpha_r \cdot E \cdot d^4 / 64 \cdot D_0 \cdot n, \quad (4.7)$$

де α_r – кут закручування пружини (рад.); E – модуль пружності (для сталі – $2,0 \times 10^5$ МПа); d – діаметр дроту (м); D_0 – середній діаметр пружини (м); n – кількість робочих витків (шт.).

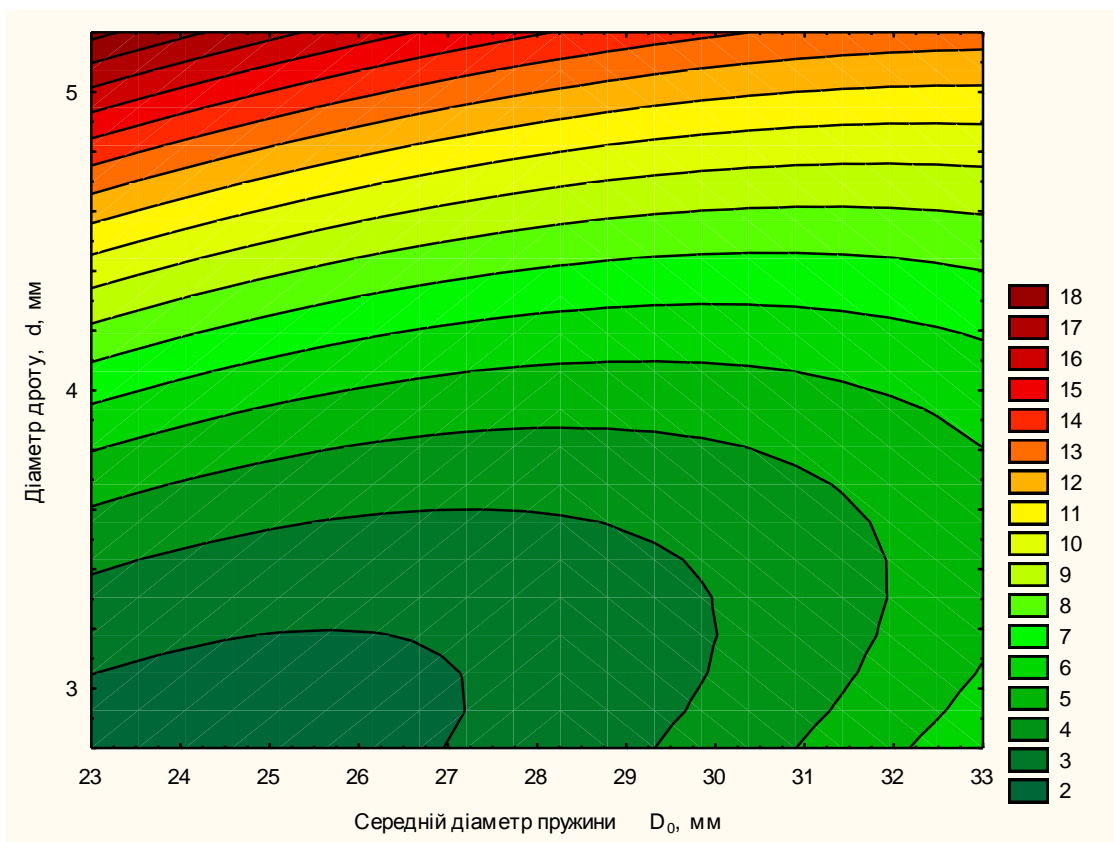
Таблиця 4.1

Залежність крутного моменту $T_{кр}$ від різних конструктивних параметрів пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ ГГК (при куті закручування пружини на 110° для Сталь 60С2А ГОСТ 14963-69

Середній діаметр пружини D_0 , мм	Діаметр дроту пружини d , мм	Кількість робочих витків пружини n , шт.	Крутний момент $T_{кр}$, Нм
24	3	9	2,25
		11	1,84
		13	1,56
	4	9	7,1
		11	5,81
		13	4,92
	4,5	9	11,38
		11	9,31
		13	7,88
	5	9	17,35
		11	14,2
		13	12,01
28,5	3	9	1,89
		11	1,55
		13	1,31
	4	9	5,95
		11	4,87
		13	4,12
	4,5	9	9,59
		11	7,84
		13	6,64
	5	9	14,61
		11	11,95
		13	10,11
32	3	9	1,68
		11	1,24
		13	1,05
	4	9	5,33
		11	4,36
		13	3,69
	4,5	9	8,54
		11	6,98
		13	5,91
	5	9	13,01
		11	10,65
		13	9,1

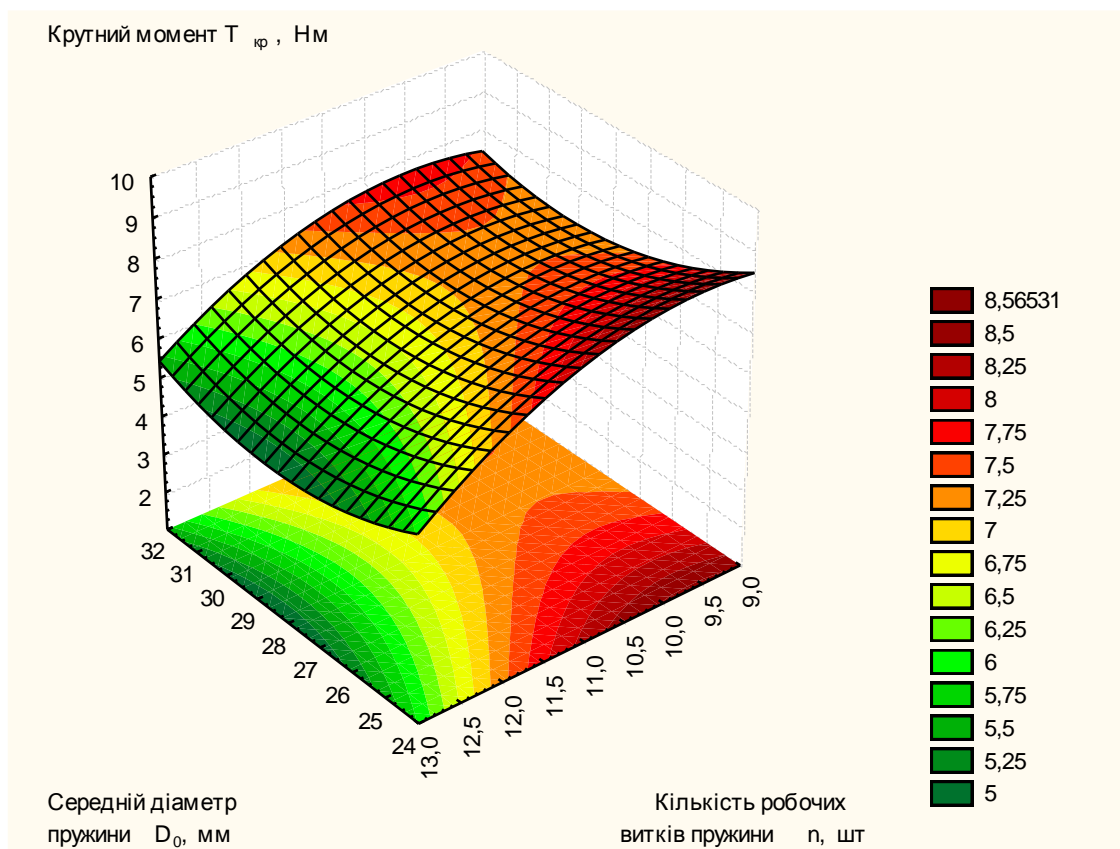


а)



б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $T_{кр}$ для циліндричної пружини ($n = 11$ шт.)

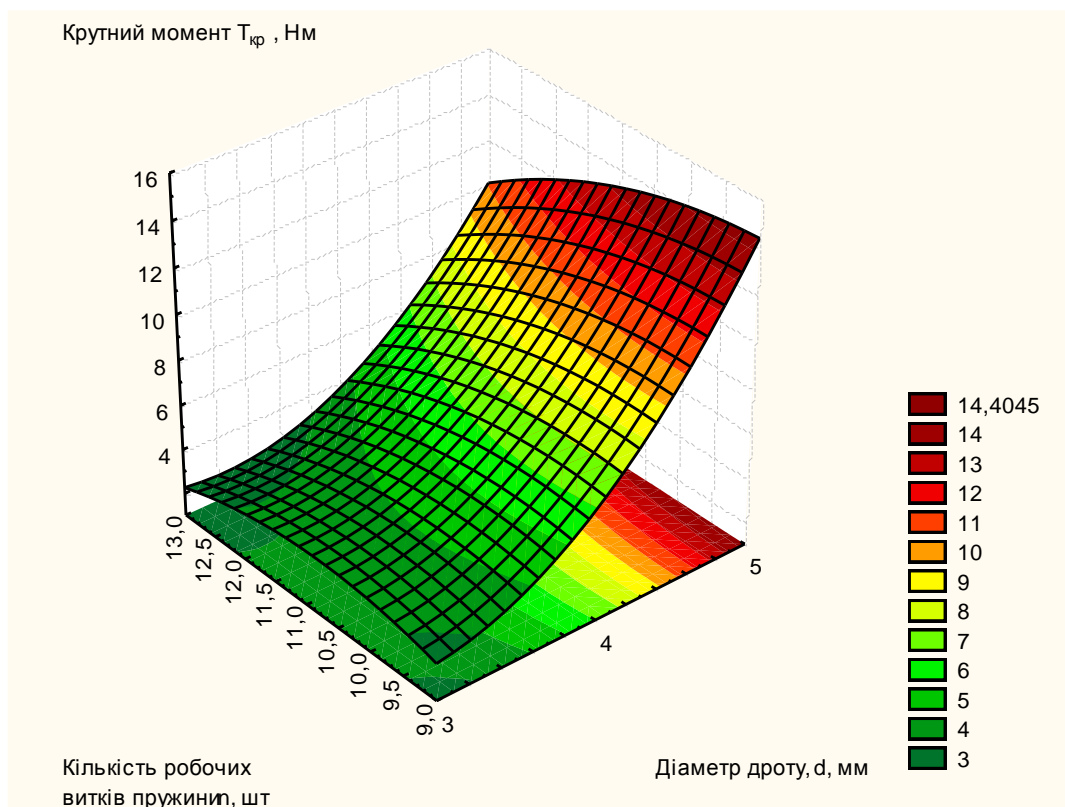


а)

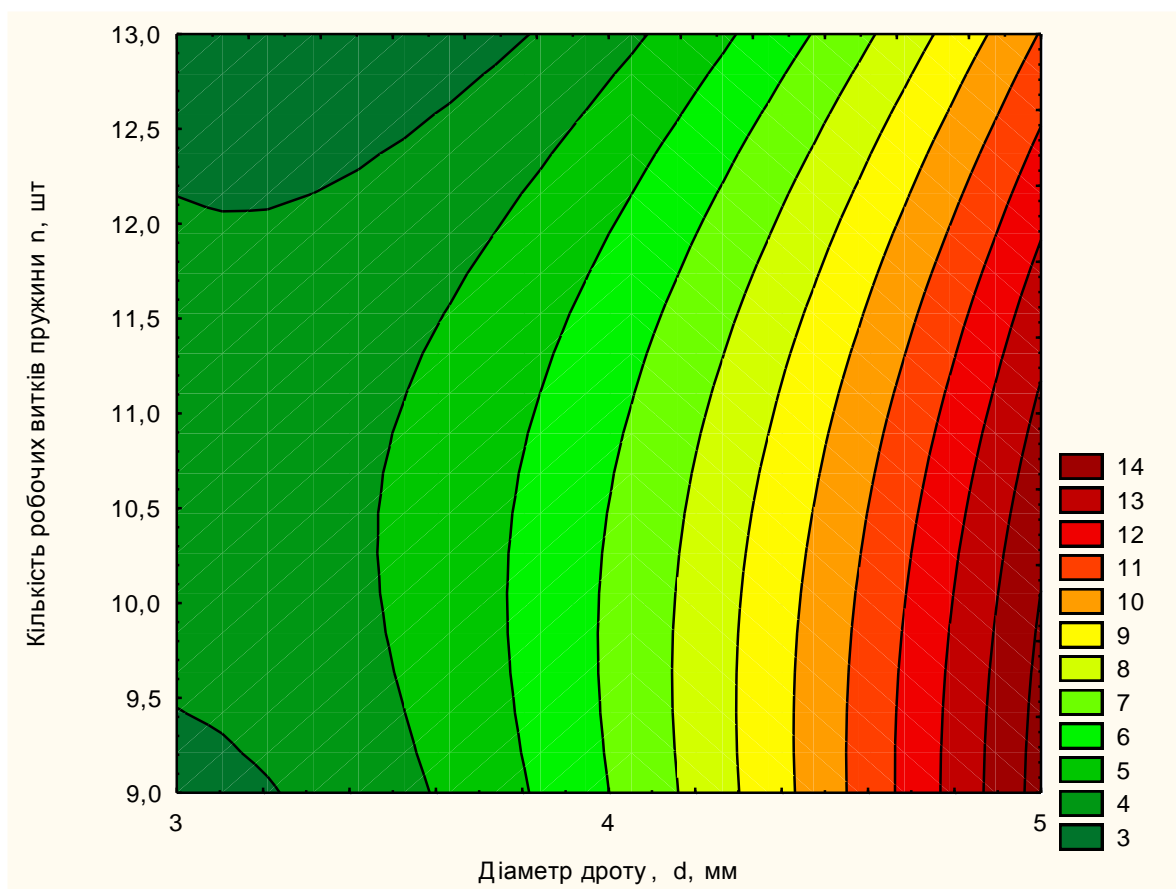


б)

Рис. 4.9. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності кругного моменту $T_{кр}$ для циліндричної пружини ($d = 4$ мм)



а)



б)

Рис. 4.10. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $T_{кр}$ для циліндричної пружини ($D_0 = 28$ мм)

4.1.2. Конструктивно-силовий розрахунок параметрів спіралі шнека гнучкого гвинтового конвеєра

Для ефективного підбору циліндричної пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ слід розраховувати кут закручування гнучкого гвинтового робочого органу ГГК. Як було зазначено в п.3.5 даного дисертаційного дослідження, для ефективно роботи і забезпечення плавного запуску ГГРО при пуску крутильну жорсткість механізму плавного пуску ПЗМ слід вибирати як мінімум на половину меншою, за крутильну жорсткість ГГРО. Тому наведемо практичний приклад виконаного нами розрахунку кута закручування досліджуваного ГГРО, який можна використовувати при розрахунках шнеків різних типорозмірів (довжина шнека $L = 4$ м, переріз витка спіралі $b \times h = 16 \times 3$ мм, зовнішнім діаметр шнека $D_1 = 68$ мм; крок $t_{\text{крок}} = 48$ мм). При цьому скористаємось відомою методикою розрахунку, представленою в літературі [104].

Шнек представляємо у вигляді циліндричної пружини кручення з прямокутним перерізом витка (рис. 4.11).

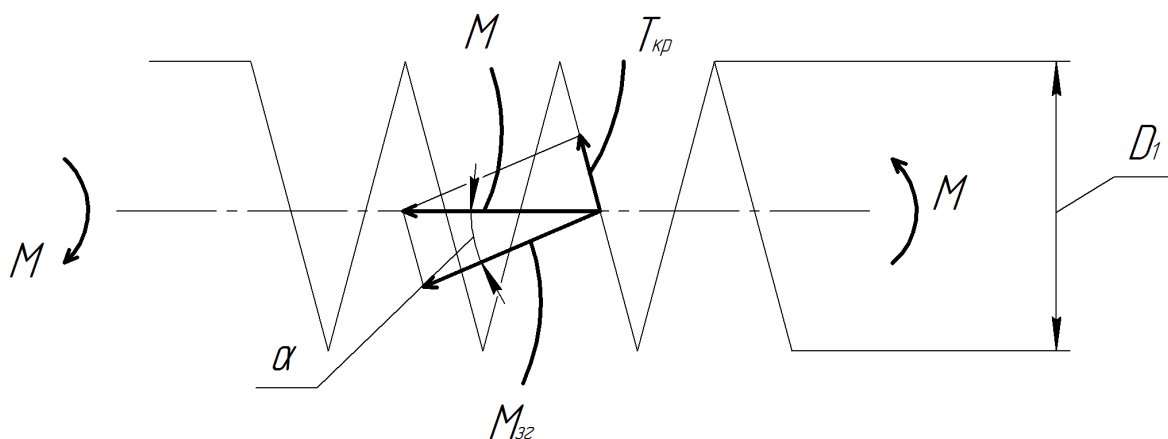


Рис. 4.11. Розрахункова схема шнека у вигляді циліндричної пружини кручення з прямокутним перерізом витка

Зовнішній момент M , вектор якого направлений вздовж осі пружини, розкладаємо на два:

$$M_{zz} = M * \cos \alpha \quad i \quad T_{кр} = M * \sin \alpha.$$

При малих кутах $\alpha \leq 10^\circ$ $\sin \alpha \approx 0$. Тоді $T_{кр} \approx 0$. В матеріалі шнека, в основному, виникають напруження згину від згинального моменту $M_{зг} = M$. Скручуванням витків від $T_{кр}$ при $\alpha < 10^\circ$ нехтуємо.

Кут закручування шнека $\alpha_{ш}$ буде рівний куту нахилу поперечного перерізу крайнього витка під дією згинального моменту $M_{зг}$ (рис. 4.12).

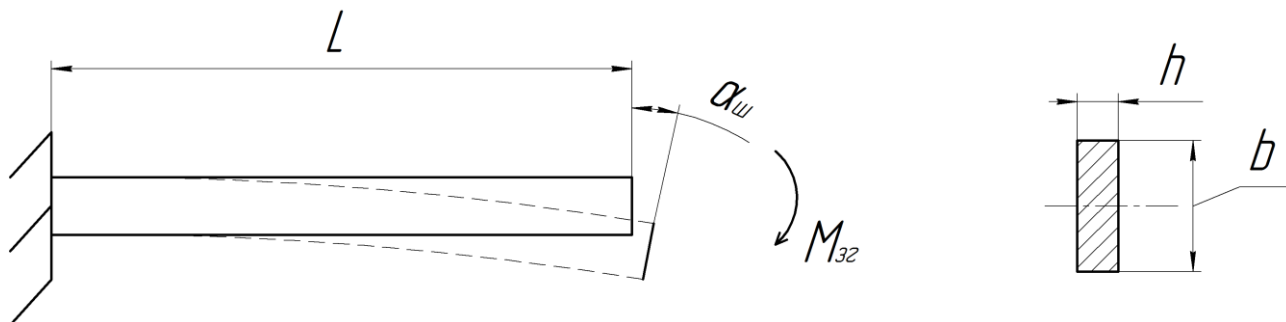


Рис. 4.12. Розрахункова схема кута закручування шнека

Цей кут визначатиметься за формулою [128]:

$$\alpha_{ш} = M_{зг} \cdot L / E \cdot I, \quad (4.8)$$

де L – довжина стержня (в нашому випадку довжина розгорнутих витків шнека $L = \pi \cdot D_{сер.} \cdot n$, де $D_{сер.}$ – середній діаметр шнека, $D_{сер.} = 68 - 16 = 52$ мм; n – кількість витків шнека, $n = H / t_{крок} = 4000 / 48 = 83,3(3) \approx 83$); E – модуль пружності матеріалу стержня; I – модуль інерції поперечного перерізу стержня, $I = h \cdot b^3 / 12 = 3 \cdot 16^3 / 12 = 1024$ мм⁴.

Звідси:

$$\alpha_{ш} = M_{зг} \cdot (\pi \cdot D_{сер.} \cdot n) / E \cdot I \text{ (в рад.)}$$

Максимальний крутний момент пружини кручення механізму плавного пуску в табл. 4.1 становить 10,65 Нм. Відповідно щоб отримати $\alpha_{ш} = 5^\circ$ на всій довжині шнека ($L = 4$ м) потрібно прикласти крутильний момент на рівні:

$$M_{зг} = (\alpha_{ш} \cdot E \cdot I / (\pi \cdot D_{сер.} \cdot n)) \cdot 2\pi / 360 = 5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1024 \cdot 2\pi / \pi \cdot 52 \cdot 83 = 474513 \text{ Н}\cdot\text{мм (або 474,5 Н}\cdot\text{м)}$$

Як видно з розрахунків, крутильна жорсткість ГГРО практично завжди буде набагато більшою за крутильну жорсткість механізму плавного пуску ПЗМ, а тому при розрахунку механізму плавного пуску ПМЗ її визначати недоцільно.

4.1.3. Інженерна методика розрахунку пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Проведенні теоретичні і експериментальні дослідження ПЗМ ГГК дозволяють отримані результати представити в більш простій формі для можливості їх використання при інженерному проектуванні ПЗМ.

Конструкторська підготовка при проектуванні і розрахунку ПЗМ ГГК передбачає детальний аналіз конструкцій, а також здійснення комплексу робіт по забезпеченню технологічності. Методика розрахунку пружно-запобіжної муфти використовує загальновідомі формули і містить наступні основні кроки:

1. Збір і аналіз початкових даних, таких як діаметри вала двигуна і кріпильного вала гнучкого гвинтового робочого органу d_1 і d_2 та величину максимального обертового моменту муфти для конкретної конструкції ГГК. Під ці параметри розпочинається розрахунок ПЗМ, її окремих ведучої та веденої півмуфт, і її запобіжного та пружного механізму.

2. Виходячи із максимально допустимого обертового моменту муфти з табл. 4.1 (або за використання ф-ли 4.7) проводиться підбір (розрахунок) пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ ГГК. При цьому підбір проводиться виходячи з основної вимоги, що крутний момент, який забезпечує зкручування пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ на певний кут (наприклад, в розробленій конструкції ПЗМ цей кут закручування пружини становить 110^0), повинен бути 2 – 5 разів меншим, аніж максимальний обертовий момент муфти.

3. Проводиться орієнтовний розрахунок штифтового рухомого з'єднання механізму плавного пуску ПЗМ виходячи з конструктивних параметрів підібраної (розрахованої) пружини кручення.

4. Проводиться орієнтовний розрахунок діаметра, товщини і довжини маточини окремих ведучої та веденої півмуфт та розрахунок з'єднання (шпонкового на зріз і зминання, а шліцьового на зминання) виходячи з їх мінімальних розмірів. У випадку невиконання умови міцності на зминання (зріз) відбувається вибір нових параметрів з'єднання (довжина шпонки визначається товщиною з'єднувальної півмуфти). При розрахунку довжини маточини веденої

півмуфт враховують конструктивні параметри пружини кручення і загалом механізму плавного пуску. Розрахунок параметрів шпоночного з'єднання на змінання і зріз проводиться по формулах:

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot T}{0,04 \cdot d \cdot l_{shp} \cdot k} \leq [\sigma_{3M}];$$

$$\tau_{3P} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_{shp} \cdot b} \leq [\tau_{3P}],$$

де d – діаметр вала, T – крутний момент, що передається муфтою, l_{shp} – довжина шпонки, k – глибина паза маточини, b – ширина шпонки.

5. Приймається діаметр елементів зачеплення (кульок і конічних стержнів) d_k в межах 15 – 25 мм і проводиться орієнтовний розрахунок діаметра розташування D елементів зачеплення (кульок і конічних стержнів), зовнішнього діаметра півмуфт D_n та товщини півмуфт H по формулах:

$$D > (1,5 - 3) \cdot D_{np};$$

$$D_n > (1,5 - 3) \cdot D_{np} + d_k;$$

$$H = (1,2 - 1,4) \cdot 0,5 \cdot d_k,$$

де D_{np} – зовнішній діаметр пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ.

6. Проводиться орієнтовний розрахунок загальної кількості елементів зачеплення z (кульок і конічних стержнів; при цьому їх кількість має бути однакою і розташовуватись вони повинні почергово) в залежності від зовнішнього діаметра півмуфт по формулі:

$$z < \pi \cdot D_n / d_k.$$

7. Проводиться орієнтовний розрахунок кута нахилу лунок під елементи зачеплення півмуфт. Кут нахилу лунок α приймаємо в діапазоні від 45° – 60° .

8. Проводиться перевірка півмуфт на згин та зминання по формулах:

$$\sigma_{зг} = \frac{\sqrt{T_{зг}^2 + 0,5 \cdot T^2}}{W} \leq [\sigma_{зг}];$$

$$\sigma_{зМ} = \frac{2 \cdot T}{(D_n - r_k / \cos \alpha - 0,25 \cdot r_k \cdot \operatorname{tg} \alpha)},$$

де W – момент опору в небезпечному січенні; $T_{зг}$ – максимальний згинний момент в небезпечному січенні; r_k – радіус елементів зачеплення.

9. Проводиться вибір конструктивних параметрів пружини стискування. При цьому її внутрішній діаметр приймається на рівні діаметра розташування $D_{ез}$ елементів зачеплення. Жорсткість пружини стискування визначається за формулою:

$$C = \frac{2T(\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df\mu/d)}{D(\Delta_o + \Delta_n)},$$

де ρ – кут тертя між елементами зачеплення і лунками; f – коефіцієнт тертя в шліцьовому з'єднанні; μ – коефіцієнт тертя в демпфері; Δ_o і Δ_n – відповідно величина попередньої та поточної деформації пружини стискування.

Після виконання орієнтовних розрахунків проводиться кінцевий і встановлюються параметри шліцьових і шпонкових з'єднань, розміри веденої і ведучої півмуфт, розташування елементів зачеплення, їх кількість, конструктивні і силові параметри пружин скручування і стискування та інші параметри.

Для практичного використання при підборі основних конструктивних параметрів пружно-запобіжної муфти в залежності від величини максимально допустимого обертового моменту муфти нами проведено його розрахунок від різних конструктивних параметрів (при $D = 100$ мм; $d = 48$ мм; $d_k = 20$ мм; $\Delta_o = 4$ мм; $\Delta_n = 6$ мм; $\rho = 6^\circ$; $f = 0,15$; $\mu = 1,05$), результати якого представлено в таблиці 4.2.

Залежність статичного обертального моменту $T_{кр}$ від різних конструктивних параметрів пружно-запобіжної муфти

Діаметр розташування елементів зачеплення D , мм	Кут нахилу лунок під елементи зачеплення α , град.	Жорсткість пружини стискування C , Н/мм	Обертальний момент $T_{кр}$, Нм
90	45	12	10,49
		14	12,24
		16	14,00
	50	12	8,05
		14	9,39
		16	10,74
	55	12	6,31
		14	7,37
		16	8,42
	60	12	4,99
		14	6,66
		16	7,61
100	45	12	12,45
		14	14,53
		16	16,61
	50	12	9,41
		14	10,98
		16	12,55
	55	12	7,3
		14	8,51
		16	9,73
	60	12	5,72
		14	6,68
		16	7,63
110	45	12	14,71
		14	17,16
		16	19,61
	50	12	10,91
		14	12,73
		16	14,55
	55	12	8,36
		14	9,75
		16	11,15
	60	12	6,5
		14	7,58
		16	8,67

4.2. Інженерна методика розрахунку завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів

Проведенні теоретичні і експериментальні дослідження завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів дозволяють отримати результати представити в більш простій формі для можливості їх використання при інженерному проектуванні завантажувально-захисних насадок.

За результатами експериментальних досліджень (розділ 3) встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі гнучкого гвинтового конвеєра є прямолінійною, і якщо враховувати видовження спіралі довжиною 4–6 м (раціональні конструктивні розміри завантажувальних магістралей гнучких гвинтових конвеєрів), то вона при транспортуванні різних матеріалів різними типами спіралей коливатиметься приблизно в межах від 10 до 150 мм. Відповідно можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри насадок слід підбирати індивідуально.

Вихідними даними для проектування ГГК є його тип (функціональне призначення згідно виконуваних операцій), продуктивність, характеристики транспортно-технологічного процесу, тип технологічного вантажу (густина, коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя, кут природного відкосу) тощо. Для забезпечення протікання нормального технологічного процесу транспортування гнучким гвинтовим конвеєром з втягуючою магістраллю необхідно визначити оптимальні геометричні розміри отворів просипання насадок. Продуктивність вивантаження відповідно рівна продуктивності завантаження сипкого матеріалу, а тому для максимальної продуктивності конвеєра слід забезпечити його раціональне завантаження. Залежності для визначення продуктивності транспортування гнучкими гвинтовими конвеєрами різних типів представлені в [37]. У випадку завантаження сипких вантажів через насадку, продуктивність визначається залежністю (1.8). Провівши відповідні перетворення отримано залежності для визначення параметрів отворів просипання завантажувально-захисних насадок (рис. 3.5) для різних типів гнучких гвинтових конвеєрів (табл. 4.3). При цьому розрахункові формули

виведені для різних видів отворів просипання (круглих, квадратних, прямокутних) для врахування гідравлічного радіусу випускного отвору при розрахунку швидкості просипання сипкого матеріалу (ф-ла 1.6).

Таблиця 4.3

Залежності для визначення параметрів різних видів отворів просипання завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів різних типів

Тип ГГК	Розрахункова формула*
1	2
Гнучкий тихохідний:	
- з спіральним ГРО	$D_o = 5 \sqrt{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $a = 5 \sqrt{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з гофрованим ГРО	$D_o = 5 \sqrt{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $a = 5 \sqrt{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з секційним ГРО	$D_o = 5 \sqrt{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $a = 5 \sqrt{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}} ;$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$

1	2
Гнучкий швидкохідний:	
- з спіральним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з гофрованим ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з секційним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_3^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$

*де D_o – діаметр отвору просипання; a – сторона квадрата отвору просипання; L – відповідно ширина і довжина отвору просипання; D – зовнішній діаметр шнека, м²; $k_s = p/D$ – коефіцієнт кроку спіралі, $k_s = 0,8 \dots 1,5$; p – крок спіралі; k_c – коефіцієнт зменшення швидкості транспортування і продуктивності внаслідок перегину шляху, $k_c = 0,8 \dots 1$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гофр гвинтової спіралі, $k_z = 0,9 \dots 0,98$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гвинтової секції, $k_z = 0,85 \dots 0,95$; n – частота обертання робочого органу, об/хв.; φ – коефіцієнт наповнення ГГК; ρ – густина транспортованого вантажу, т/м³; ψ_{np} – коефіцієнт, що враховує відхилення осьової швидкості потоку.

Ширина отвору просипання ЗЗН визначається із умови не потрапляння до магістралі кускового матеріалу, розміри якого можуть викликати заклинювання спіралі. Цей розмір повинен бути в межах 0,8 кроку спіралі. Враховуючи можливі перекося спіралі і зменшення її кроку на малих радіусах кривизни під час транспортування та виходячи із величини коефіцієнта кроку спіралі $k_s = p/D = 0,8 \dots 1,5$, ширина отвору просипання насадки b повинна становити $b = 0,7 \cdot p$ або $b = 0,56 D$ (при розрахунку слід приймати менше значення).

Задавшись відповідною шириною отвору просипання насадки b можна визначити його необхідну довжину L . Оскільки ширина і кількість отворів в циліндричній насадці взаємопов'язані (обмежені діаметром для циліндричної чи шириною периметру просипання для прямокутної насадки), то впливати на обсяг потрапляння сипкого вантажу до магістралі ГГК можна лише довжиною насадки. Для практичного використання при підборі основних конструктивних параметрів завантажувально-захисних насадок в залежності від величини раціонального потрапляння сипкого вантажу до магістралі ГГК та її захисту від потрапляння до неї сторонніх габаритних кускових предметів і з врахуванням обмежень по технологічному забиванню магістралі, запропоновано раціональну конструкцію насадки (рис. 4.13), в якій регулюється площа просипання в ручному і автоматичному режимах, і конструктивні параметри прямокутних отворів просипання для неї (табл. 4.4).

Таблиця 4.4

Конструктивні параметри отворів просипання
завантажувально-захисної насадки

Діаметр насадки D , мм	Ширина отвору просипання насадки b , мм	Довжина отвору просипання насадки L , мм
70	20	300
	30	250
	40	200
100	20	350
	30	300
	40	250
130	20	400
	30	350
	40	300

Загалом для практичного використання досить важко передбачити необхідні конструктивні параметри насадок, оскільки ГГК використовуються в одиничному і дрібносерійному виробництві, а відтак при використанні однієї і тієї ж конструкції відбувається транспортування вантажів з різною густиною по різних криволінійних траєкторіях, що призводить до різного видовження спіралі і перекривання отворів просипання. Крім того, довжина отворів просипання, а відтак і всієї площі потрапляння вантажу до магістралі ГГК, обмежені габаритними розмірами насадки, які по діаметру обмежені зовнішнім діаметром спіралі, а по довжині не можуть бути габаритними (максимально до 350 мм). Відтак запропонована вдосконалена конструкція розробленої ЗЗН [110], що зображена на рис. 4.13.а, дозволяє в кожному конкретному випадку регулювати процес завантаження регулювальною втулкою, а інша вдосконалена конструкція насадки, зображена на рис. 4.13.б, передбачає покриття отворів насадки захисною сіткою з квадратними отворами, що забезпечує захист ГГК від потрапляння до магістралі конвеєра сторонніх габаритних кускових предметів.

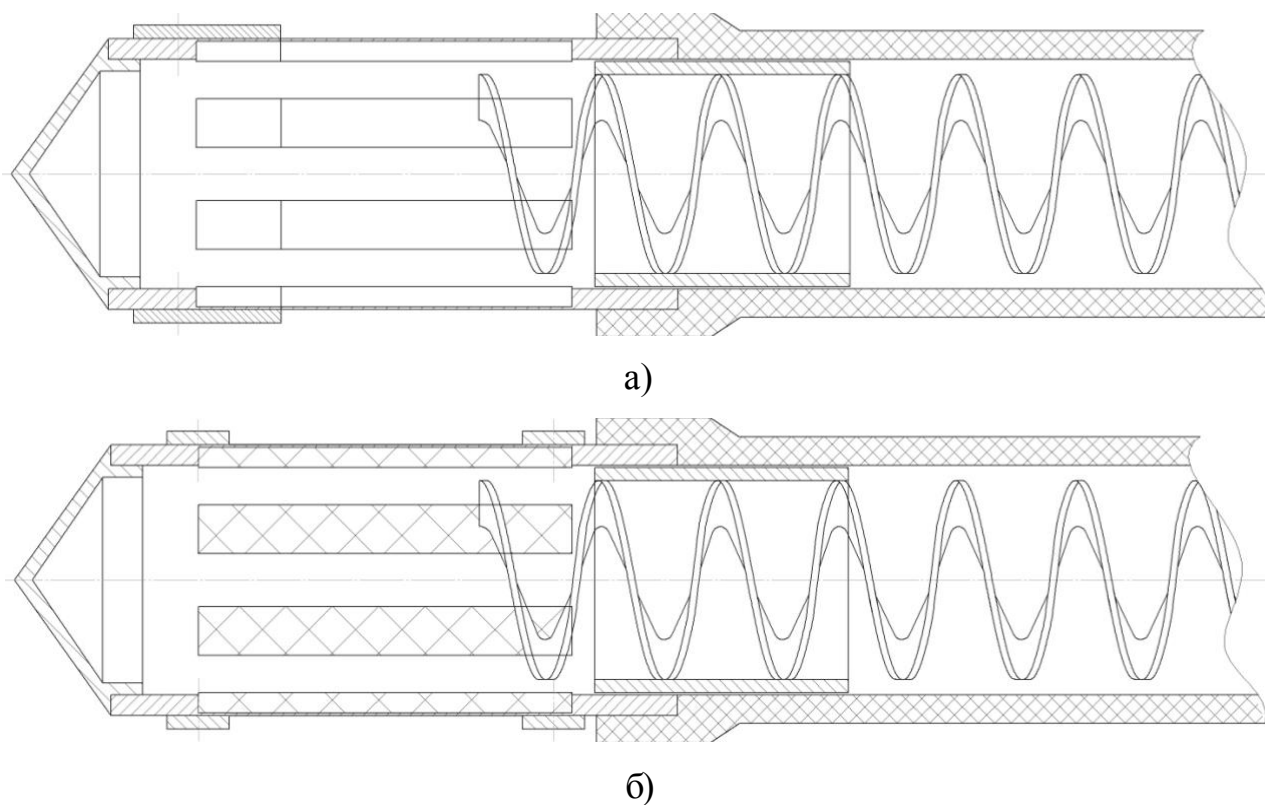


Рис. 4.13. Вдосконалені конструкції завантажувально-захисної насадки:
а) заявка на пат. України у 2018 03660; б) заявка на пат. України у 2018 03659

4.3. Перспективні розробки механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів

Розроблена конструкція пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра суттєво знижує динамічне навантаження в процесі його спрацювання і забезпечує плавний пуск його робочого органу та компенсацію на механізми ГГК ударних навантажень. Проте нами розроблено не лише досліджувану ПЗМ ГГК. Також в процесі досліджень було розроблено цілий ряд механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів від перевантажень. Проведемо їх аналіз.

Нами розроблено конструкцію завантажувально-захисної насадки завантажувальних магістралей ГГК з еластичним елементом (рис. 4.14) [111]. Суть її роботи полягає в тому, що при перевантаженні конвеєра, коли занадто велика кількість матеріалу потрапляє до магістралі, проходить розтягування спіралі під дією матеріалу, і при розміщені на ній певних елементах це забезпечує перекривання отворів просипання насадки. Гнучкий гвинтовий конвеєр з завантажувально-захисною насадкою з еластичним елементом виконаний у вигляді гнучкого кожуха 1 з розміщеною у ньому гнучкою гвинтовою спіраллю 2. З гнучким кожухом 1 з'єднано наконечник 3, що має конічну 4 і циліндричну 5 поверхні, де на циліндричній поверхні 5 наконечника 3 виконані отвори 6. До кінця гнучкої гвинтової спіралі 2, що заходить в наконечник 3, закріплено цангову втулку 7, на якій розташовано еластичну спіраль 8. Цангова втулка 7 контактує з конусом 9, який розташовано у циліндричній частині наконечника 3 і закріплено до його конічної частини 4.

Робота гнучкого гвинтового конвеєра з завантажувально-захисною насадкою з еластичним елементом здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал через отвори 6 циліндричної поверхні 5 наконечника 3 потрапляє на гнучку гвинтову спіраль 2, якою транспортується по гнучкому кожуху 1 у зону вивантаження (на рисунку не показано). При перевантаженні конвеєра, коли занадто велика кількість сипкого матеріалу потрапляє до кожуха 1, проходить розтягування спіралі 2 під дією матеріалу, що призводить до осьового зміщення цангової втулки 7 у бік конуса 9 і її розтиску, що призводить до деформації

еластичної спіралі 8, яка перекриває отвори 6 і зменшення завантаження. Після зменшення завантаження конвеєра проходить стиснення спіралі 2 і процес транспортування сипкого матеріалу відбувається в сталому режимі.

До переваг гнучкого гвинтового конвеєра з завантажувально-захисною насадкою з еластичним елементом належить підвищення надійності і довговічності конструкції.

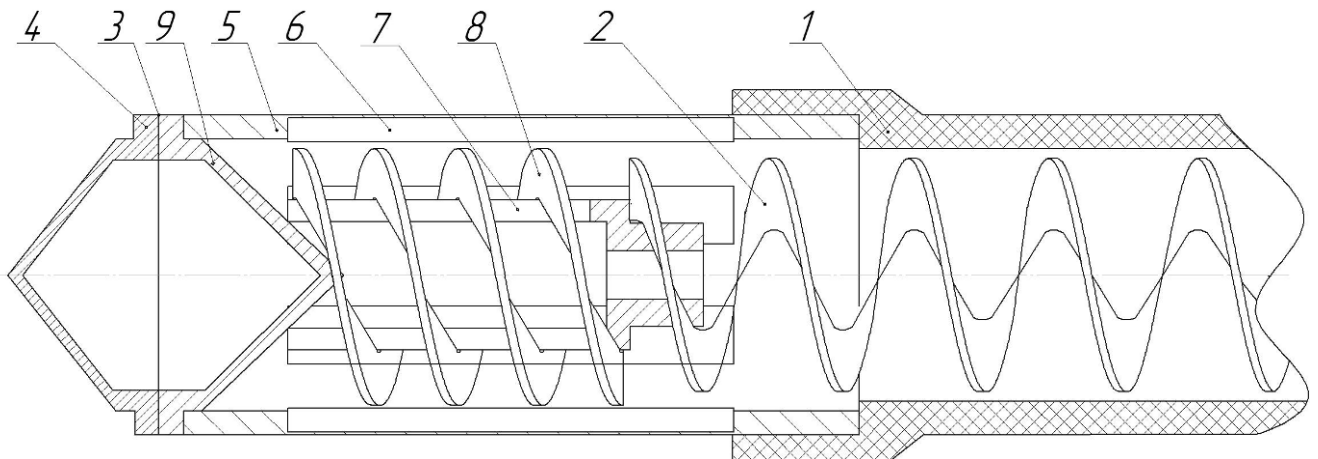


Рис. 4.14. Конструктивна схема завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра з еластичним елементом [111]

Також нами запропоновано ряд конструкцій пружно-запобіжних муфт, що окрім запобіжних дозволяють за рахунок демпфувальних і пружних властивостей забезпечувати плавний запуск шнека гвинтового конвеєра під час пуску приводу і зниження різкості зміни навантажень на нього під час експлуатації та перевантажень [105-111].

На рис. 4.15 представлено конструктивну схему запобіжної муфти [105] підвищеної чутливості. Муфта виконана у вигляді веденої півмуфти 1, яка складається з двох частин, які встановлені на ведучому валу 2 за допомогою сферичного підшипника 3 і жорстко з'єднані з зірочкою 4. На кінці ведучого вала 2 шарнірно встановлена ведуча півмуфта, яка виконана у вигляді диска 5 і підтримується в нахиленому до осі обертання муфти положенні пальцями 6, які контактують своїми сферичними поверхнями.

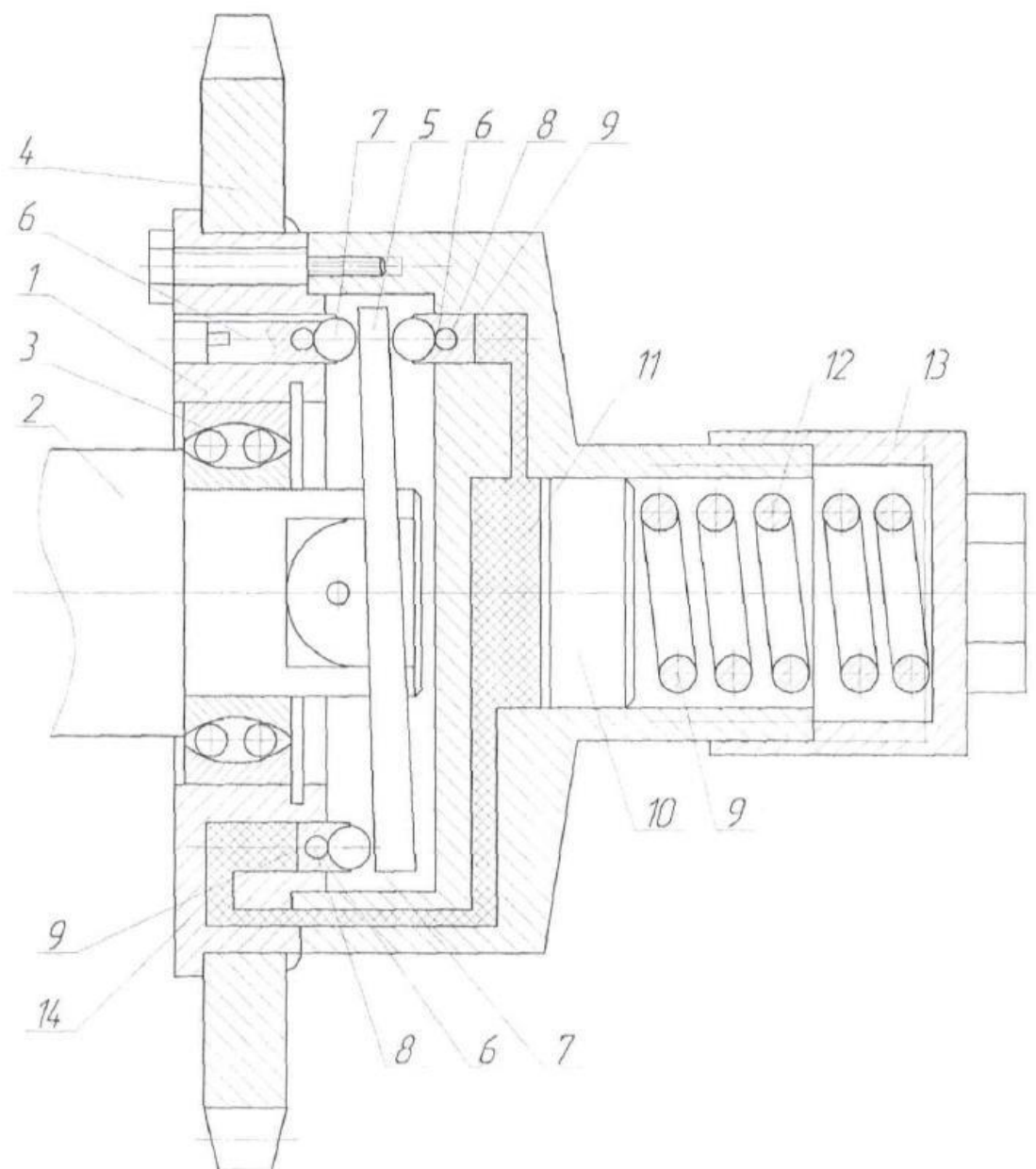


Рис. 4.15. Конструктивна схема запобіжної муфти підвищеної чутливості [105]

Особливість конструкції пальців 6 в тому, що при їх вершинах є завальцьовані пупки 7, які є в контакті з твердим мастилом для їх змащення.

Пальці 6 встановлені в діаметрально протилежних повздовжніх каналах 8, виконаних у веденій півмуфті і з'єднаних з центральним отвором 9, в якому встановлений поршень 10. Простір між пальцями 6 і поршнем 10 заповнено в'язкою рідиною 11, наприклад гідропластом. Поршень 10 підпружинений в осьовому напрямку пружиною 12, зусилля якої регулюють гайкою 13. Для обмеження нахилу ведучої півмуфти у веденій півмуфті передбачено упор 14.

Муфта працює наступним чином. При нормальному режимі роботи ведуча і ведена півмуфти знаходяться у відносному спокої. Крутний момент передається з вала 1 на ведучий диск 5 і завдяки нахиленому положенню останнього на ведену півмуфту 1 і далі на ведений елемент – зірочку 4. У випадку виникнення перенавантаження, тобто зупинки зірочки 4 з веденою півмуфтою 1, ведучий диск 5 продовжує обертатись, займаючи положення, перпендикулярне осі обертання, переміщуючи при цьому пальці 6. Останні через гідропласт 11 діють на поршень 10 і відводять його вправо, стискаючи пружину 12, внаслідок чого відбувається повертання ведучих елементів відносно ведених.

Установка веденої півмуфти на валу за допомогою сферичного підшипника 3 в сукупності з шарнірним з'єднанням провідної напівмуфти з валом дозволяє компенсувати кути відхилення веденого елемента в широкому діапазоні.

До переваг муфти відносяться підвищення чутливості та покращення її роботи.

На рис. 4.16 представлено конструктивну схему розробленої пружно-запобіжної муфти [106].

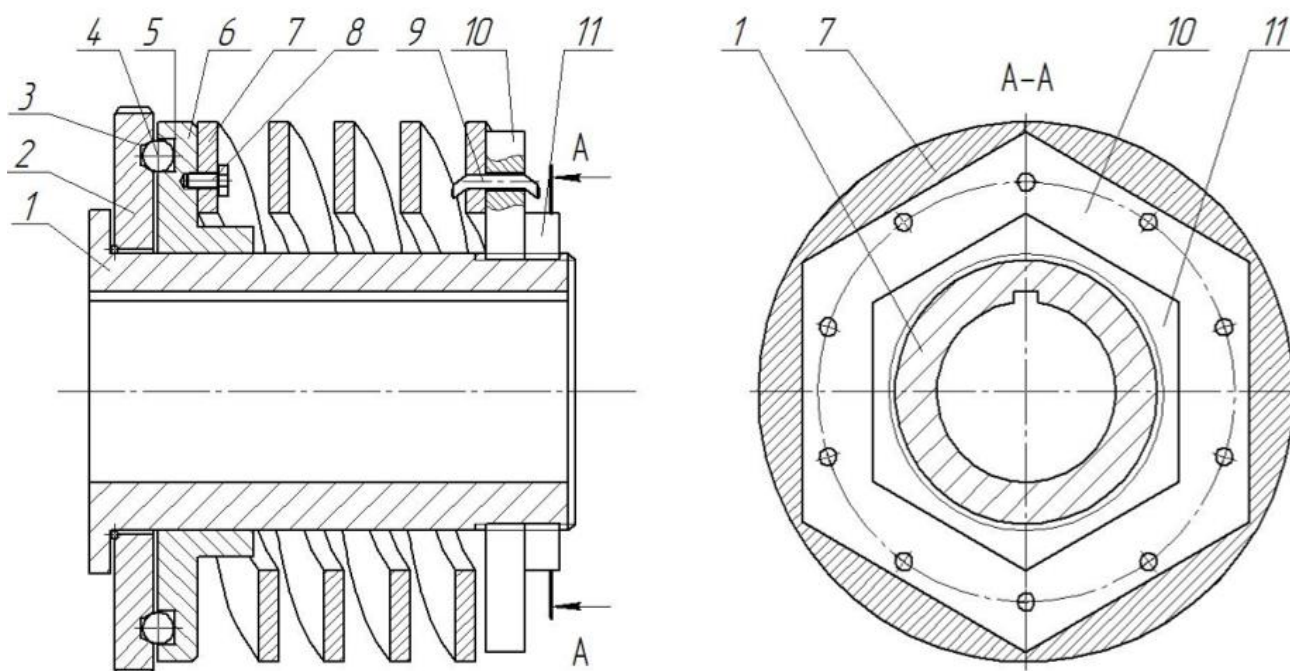


Рис. 4.16. Конструктивна схема пружно-запобіжної муфти [106]

Пружно-запобіжна муфта складається з маточини 1, на якій вільно розташована ведена півмуфта 2, на торцевій поверхні якої виконано лунки 3 під кульки 4, що розташовані у ведучій півмуфті 6 в отворах 5. Ведуча півмуфта 6 взаємодіє з веденою 2 через кульки 4, що підтиснені спіральною пружиною 7, кінці якої жорстко закріплено на торцевих поверхнях ведучої півмуфти 6 болтом 8 та затискної гайкою 10 штифтом 9. Величина зусилля затиску регулюється затискною гайкою 10, положення якої фіксується контргайкою 11, з меншими зовнішніми розмірами у порівнянні з затискною гайкою 10.

Пружно-запобіжна муфта працює наступним чином. Величина передачі обертального моменту регулюється натягом спіральної пружини 7 затискною гайкою 10, після якого кінець спіральної пружини 7 жорстко закріплюється на торці затискної гайки 10 штифтом 9, що фіксується контргайкою 11. Обертальний момент передається з маточини 1 через ведучу півмуфту 6 і кульки 4 на ведену півмуфту 2. При виникненні перевантаження ведена півмуфта 2 зупиняється, й у початковий момент перевантаження зупиняється ведуча півмуфта 6 з кульками 4, а маточина 1 обертається далі, що викликає зкручування спіральної пружини 7. Після кількох відносних повертань півмуфт 2 і 6 з маточиною 1 і допустимого скручування спіральної пружини 7, кульки 4 викочуються з лунок 3 на торцеву поверхню веденої півмуфти 2, і обертаються до повного зникнення перевантаження. Після зникнення перевантаження при співпаданні кульок 4 з лунками 3 відбувається вмикання пружно-запобіжної муфти, яка починає працювати в режимі передачі обертального моменту.

Введення спіральної пружини у конструкцію пружно-запобіжної муфти і закріплення її кінців на торцях ведучої півмуфти та затискної гайки забезпечує плавний режим розмикання півмуфт в режимі спрацювання при перенавантаженні, та забезпечує пружні властивості при спрацюванні.

На рис. 4.17 представлено конструктивну схему розробленої пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра [107]. Вона складається з ведучої півмуфти, що включає маточину 1, до якої болтами 4 закріплено ведучий фланець 3, в якому рівномірно по колу встановлено знімні лунки 5, та веденої півмуфти,

яка складається з цапфи 2, на якій розташовано з можливістю осьового зміщення диск з отворами під елементи зачеплення 8 та з можливістю осьового зміщення та радіального повертання торцевий диск 9. Півмуфти взаємодіють між собою через опорний підшипник 12 та лунки 5, в контакті з якими знаходяться конічні стержні 6 та кульки з пружного матеріалу 7, які розташовано по чергово в отворах диска 8. Величина передачі обертального моменту регулюється натягом пружини стиску 10 гайками 11. В середині цапфи 2 між нерухомим 13 та рухомим в радіальному напрямку 16 фланцях розташовано кулачкові елементи зачеплення 14 та пружину скручування 15, яку закріплено у нерухомому 13 та рухомому 16 фланцях. Нерухомий фланець 13 жорстко закріплено до лівого торця цапфи 2, а рухомий фланець 16 до втулки 17, яка виконує роль внутрішньої обойми підшипника ковзання в цапфі 2. З правої сторони рухомого фланця 16 виконано хвостовик, який можна агрегувати із шнеком (на рисунку не показаний) для передачі обертального моменту.

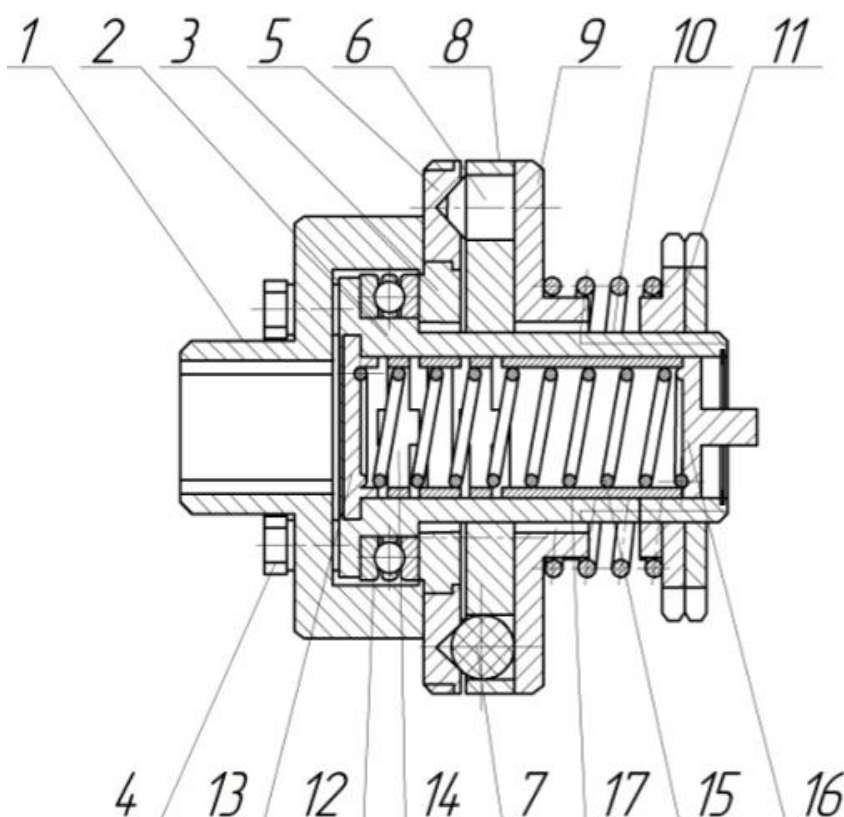


Рис. 4.17. Конструктивна схема пружно-запобіжної муфти ГГК [107]

ПЗМ ГГК (рис. 4.16) працює наступним чином. При пуску приводу (на рисунку не показаний) пружина скручування 15 дозволяє забезпечити плавний запуск шнека (на рисунку не показаний) шляхом скручування і поступового введення в зачеплення елементів муфти. Так обертальний момент передається з маточини 1 через ведучий фланець 3, знімні лунки 5, на конічні стержні 6 та кульки з пружного матеріалу 7, а з них на диск 8, цапфу 2, нерухомий фланець 13, і при скручуванні пружини скручування 15 на кулачкові елементи зачеплення 14, та рухомий фланець 16 і його хвостовик, який агрегатується зі шнеком для передачі обертального моменту. При виникненні перевантаження на шнеку під час виконання технологічного процесу зупиняється рухомий фланець 16 і кулачкові елементи зачеплення 14, що призводить до зупинки нерухомого фланця 13, цапфи 2, диска 8 та виходу конічних стержнів 6 і кульок з пружного матеріалу 7 з лунок 5 на торцеву поверхню ведучого фланця 3. При цьому проходить додаткове стискання пружини стиску 10. При наступних змиканнях пімуфт в режимі буксування кульки з пружного матеріалу 7 і пружина скручування 15 виконують роль демпферів.

Введення кульок з пружного матеріалу 7 та пружини скручування 15 у конструкцію пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра забезпечує плавний запуск шнека гнучкого гвинтового конвеєра під час пуску приводу та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження.

Також нами розроблено пружну муфту (рис. 4.18), основною функцією якої є компенсація динамічних навантажень у приводах та гвинтових робочих органах ГГК [108]. Вона складається з ведучої півмуфти 1, виконаної у вигляді гвинта, на якій розташована ведена півмуфта 2, що виконана у вигляді пустотілого циліндра з внутрішніми шліцьовими пазами 7, до якого з торців закріплено обмежуючі диски 3 і 4. У веденій півмуфті 2 розташовано направляючу втулку 5 з кульками 8, на зовнішній поверхні якої виконано шліцьові виступи 6, які входять у зачеплення з внутрішніми шліцьовими пазами 7 пустотілого циліндра веденої півмуфти 2, а кульки 8 входять у зачеплення з гвинтовим пазом 9 ведучої півмуфти. Направляючу втулку 5 підпружинено пружиною стиснення 10.

Пружна муфта працює наступним чином. Обертальний момент передається з ведучої півмуфти 1 на ведену півмуфту 2 через гвинтовий паз 9 на кульки 8, з них на направляючу втулку 5, далі через шліцьові виступи 6 направляючої втулки 5 на внутрішні шліцьові пази 7 пустотілого циліндра веденої півмуфти 2. При виникненні перевантаження і збою нормального ходу передачі обертального моменту ведена півмуфта 2 призупиняється, що викликає прокочування кульок 8 по гвинтовому пазу 9 ведучої півмуфти 1 і стиснення пружини стиснення 10 до певної міри. Після зникнення перевантаження під дією пружини стиснення 10 проходить відтискання направляючої втулки 5 в осьовому напрямку, що забезпечується перекошуванням кульок 8 по гвинтовому пазу 9 ведучої півмуфти 1. Конструкція даної муфти забезпечує плавний режим роботи різних типів механізмів, машин і верстатів при перенавантаженні, та забезпечує можливість експлуатації при високих навантаженнях.

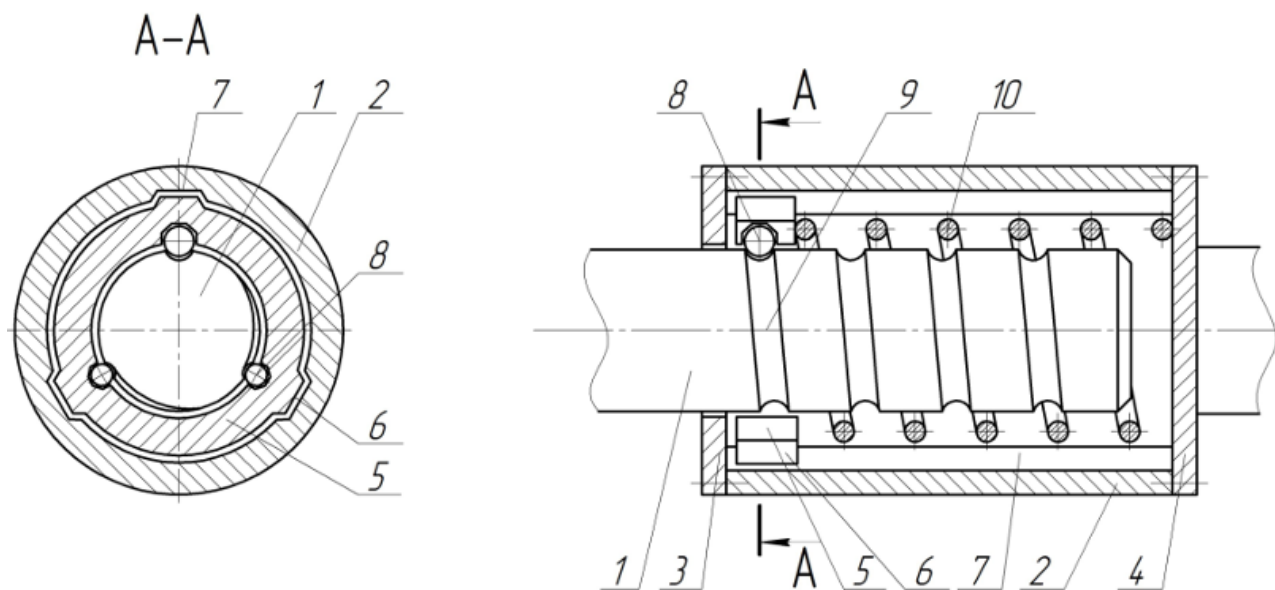


Рис. 4.18. Конструктивна схема пружної муфти ГГК [108]

На рис. 4.19 представлено конструктивну схему розробленої фрикційної запобіжної муфти підвищеної чутливості [109]. Вона виконана у вигляді ведучої півмуфти 1, яка жорстко зв'язана з фланцем 2, на конічній поверхні якої встановлені фрикційні диски 3. Фланець 2 вільно посаджений на веденому валу 4,

а на його кінці жорстко закріплена центральна шестірня 5, яка входить одночасно в зачеплення з трьома сателітами 6, встановленими в фланці 2. Сателіти 6 мають ексцентричні ділянки 7 зі змонтованими на них сферичними роликами 8, які є у взаємодії з конічною поверхнею 9 веденої півмуфти 10, на конічній поверхні якої закріплений ведений фрикційний диск 11. Крім цього, сферичні ролики 8 встановлені на ексцентричні ділянки на шпонки, щоб не було проковзування і зберігалась кінематична точність при русі півмуфти в переважувальному режимі. Ведена півмуфта 10 зв'язана з валом 4 шліцями і підпружинена в осьовому напрямку пружиною 12 з регулювальною гайкою 13. Для захисту від забруднення муфти захищає ущільнення 14 і циліндричний диск 15, який жорстко закріплений до веденої півмуфти 10. До переваг муфти належать підвищення точності її спрацювання і відповідно підвищення техніко-економічних параметрів.

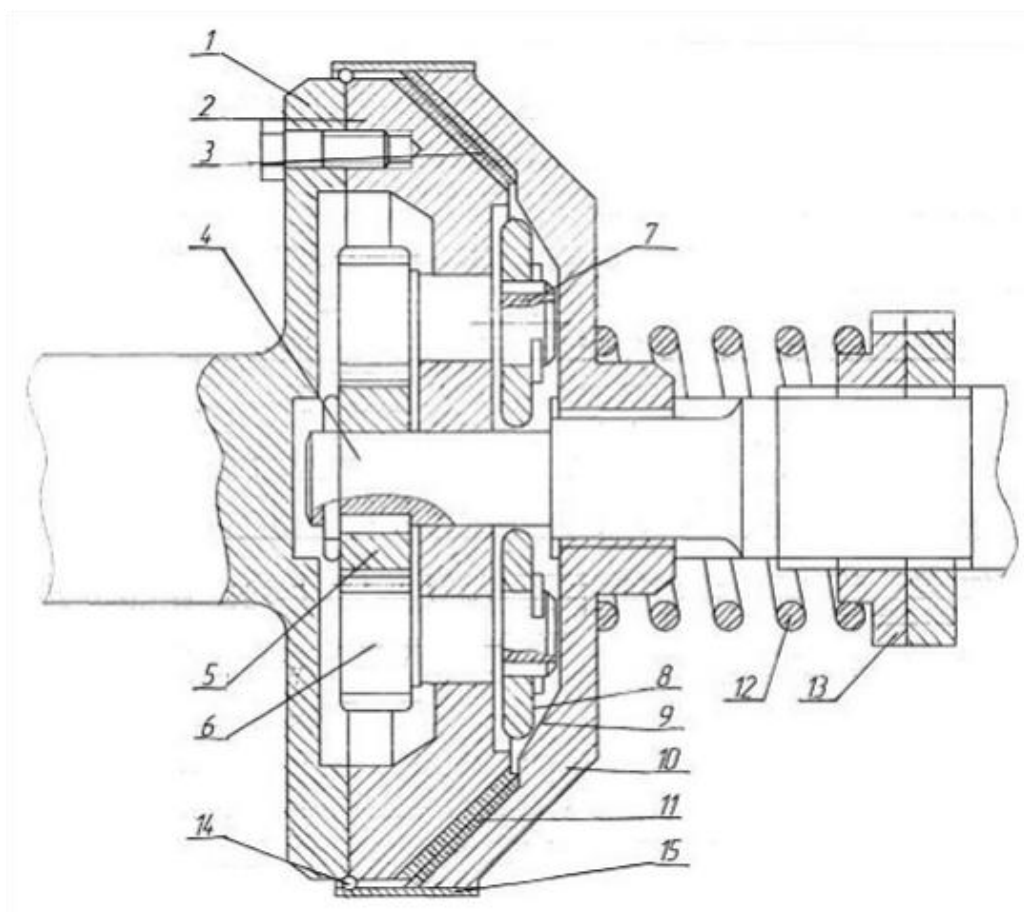


Рис. 4.19. Конструктивна схема фрикційної запобіжної муфти підвищеної чутливості [109]

4.4. Визначення економічної ефективності від застосування механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів

Одним з важливих критеріїв вибору конструкцій механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів є їх економічна ефективність. Узагальнюючим показником економічної ефективності являється економічний ефект, що характеризує абсолютну величину перевищення вартісної оцінки очікуваних (фактичних) результатів над сумарними витратами ресурсів за певний розрахунковий час [39].

Плавний запуск гнучкого гвинтового робочого органу ГГК, забезпечення демпфувальних властивостей на елементи ГГК та повне розчеплення кінематичного ланцюга між приводом та ГГРО в режимі перевантаження, є головним фактором економічної ефективності розроблених конструкцій ПЗМ. При різкому запуску ГГРО при включенні електродвигуна відбувається різкий скачок навантаження на гнучкий шнек, що часто призводить до його обриву у місці кріплення з валом. Особливо це відбувається при завантаженому стані і при значній кривизні траєкторії розташування ГГРО, коли момент зрушування і перемагання існуючого тертя є надто значним. Для плавного запуску ГГРО можна використовувати різноманітні перетворювачі частоти. Проте це викликає певні незручності для оператора, який повинен кожен раз витратити час на розгін шнека і вибір оптимальної частоти його обертання, а також вимагає невиправданих витрат при включенні цих засобів до складу приводу, оскільки їх вартість часом є вищою за вартість цілого ГГК. Враховуючи, що ГГК мають не надто високу продуктивність, в порівнянні з іншими видами транспортерів, їх використання є обмеженим і застосовуються вони, як правило, в індивідуальному та серійному виробництві де ними часто укомплектовують хлібопекарські підприємств, для транспортування борошна по криволінійних траєкторіях, та птахоферми. Основним призначенням ГГК є забір і транспортування по криволінійних траєкторіях різних видів сипких вантажів.

Тому одні і ті ж захисні механізми не можуть використовуватись у конструкціях усіх ГГК при виконанні відповідних операцій. Це зумовлює

необхідність правильного підбору механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів в залежності від:

- величини обертального моменту;
- частоти обертання гнучкого гвинтового робочого органу;
- вартісних показників;
- умов забору чи завантаження сипким матеріалом ГГК.

Використання бункерних решіт і завантажувально-захисних насадок для втягуючих магістралей ГГК через їхню конструктивну нескладність не вимагає значних витрат і вони в конструкції ГГК при проектуванні включаються автоматично. Проте ПЗМ є значно дорожчими і конструктивно складнішими, тому при конструюванні певної конструкції ГГК необхідно визначити доцільність їх включення у її конструкцію конвеєра. Доцільність використання ПЗМ в конструкції певної ГГК можемо визначити за вдосконаленою формулою, початковий варіант якої був запропонований в роботі [35]:

$$ED_{зм} = i \cdot N \cdot \left(\left[\sum_{w=1}^h B_{11} + B_{12} + B_{13} \right] + T_1 \cdot \frac{Q \cdot k_n}{F_{ef}} + B_m \right) - (C_{зм1} + C_{зм2}), \quad (4.9)$$

де i – ймовірність настання поломки зумовленої відсутністю ПЗМ, $i = 0 \dots 1$; N – кількість можливих поломок зумовленої відсутністю ПЗМ за весь термін експлуатації ГГК, шт.; B_{11} – вартість деталей (складальних одиниць, вузлів, матеріалів), що використовуються при ремонті (заміняються) ГГК зумовленим поломкою через відсутність ПЗМ з врахуванням витрат на їх пошук і доставку, грн.; h – кількість деталей (складальних одиниць, вузлів, матеріалів), що використовуються при ремонті (заміняються) ГГК, шт.; B_{12} – витрати на заробітну плату робітників, які будуть зайняті ремонтом ГГК, грн.:

$$B_{12} = \sum_{d=1}^l C_{mj} \cdot T_{pnj} \cdot k_{don} \cdot k_{dod} \cdot k_n, \quad (4.10)$$

де l – кількість робітників, що прийматимуть участь в ремонті ГГК, чол.; C_{mj} – годинна тарифна ставка робітника j -го розряду відповідної професії, що буде зайнятий ремонтом ГГК, грн.; T_{pnj} – число годин відпрацьованих робітником j -го розряду відповідної професії, що буде зайнятий ремонтом ГГК, год.; k_{don} – коефіцієнт, що враховує доплати до прямої зарплати, $k_{don} = 1,35$; k_{dod} – коефіцієнт, що враховує величину додаткової зарплати, $k_{dod} = 1,1$; k_n – коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок, $k_n = 1,22$; B_{13} – витрати на запуск та випробування ГГК після ремонту, грн.; T_1 – час простою ГГК при поломці та ремонті, год.; Q – річний обсяг виробництва (транспортування) продукції при використанні ГГК, грн.; k_n – коефіцієнт, що враховує прибутковість продукції, $k_n = 0,05 \dots 0,75$; F_{ef} – річний ефективний час роботи ГГК, год.; B_m – витрати пов'язані із втратою продукції (сировини, матеріалів) при її переробці (транспортуванні) в момент аварії ГГК, грн.; C_{zm1} – собівартість виготовлення ПЗМ (витрати на пошук, купівлю, доставку і монтаж), грн.; C_{zm2} – витрати на технічний огляд (ТО) і ремонт ПЗМ за весь термін експлуатації ГГК, грн.

Відповідно, для забезпечення плавного запуску гнучкого гвинтового робочого органу ГГК і забезпечення демпфувальних властивостей на елементи ГГК та зупинку ГГРО в режимі перевантаження, особливо в завантаженому стані і при значній кривизні траєкторії розташування, значно ефективнішим є використання в їх конструкціях ПЗМ у порівнянні з перетворювачами частоти, що й доводить економічну ефективність їх застосування в конструкціях гнучких гвинтових конвеєрів.

Розроблені конструкції пружно-запобіжних та інших видів муфт і завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів захищені 7-ма деклараційними патентами на корисні моделі [105 – 111] (додаток В). ПЗМ виготовлені на основі пат. України № 115032 та №121360 знайшли застосування у конструкціях конвеєрів у Тернопільському державному науково-технічному підприємстві «Промінь» та ТОВ «ОСП Корпорація Ватра». Сумарний економічний ефект від застосування склав 30438 грн. (додаток Г).

4.5. Висновки

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра та її пружного механізму.

Складено блок-схему розрахунку ПЗМ. Представлено у вигляді табличних даних результати розрахунків залежності крутного моменту від різних конструктивних параметрів пружини кручення механізму плавного пуску та запобіжного механізму ПЗМ ГГК.

На основі проведених досліджень визначено шляхи подальшого вдосконалення механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів і представлено запропоновані перспективні розробки.

Проведено визначення економічної ефективності від застосування механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів і запропоновано вдосконалену формулою, за якою можна визначити доцільність використання пружно-запобіжної муфти в конструкції певного гнучкого гвинтового конвеєра.

Розроблені конструкції пружно-запобіжних та інших видів муфт і завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів захищені 7-ма деклараційними патентами на корисні моделі, а пружно-запобіжні муфти, виготовлені на основі пат. України № 115032 та № 121360, знайшли застосування у конструкціях конвеєрів у Тернопільському державному науково-технічному підприємстві «Промінь» та ТОВ «ОСП Корпорація Ватра». Сумарний економічний ефект від застосування склав 30438 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації вирішена науково-прикладна задача, яка полягає у підвищенні ефективності функціонування гнучких гвинтових конвеєрів за рахунок забезпечення адекватного захисту їх гнучких гвинтових робочих органів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів пружно-запобіжної муфти з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками та завантажувально-захисної насадки. При цьому:

1. На основі проведеного статичного силового розрахунку запропонованих запобіжних механізмів ГГК виведено аналітичні залежності зміни обертового обертового моменту в залежності від повертання півмуфт і встановлено величини граничних моментів спрацювання ПЗМ. Встановлено, що зміна кута нахилу в елементах зачеплення півмуфт в межах від 60° до 30° призводить до збільшення моменту спрацювання в 1,8 рази. Введення в конструкцію ПЗМ демпферних елементів забезпечує суттєвий вплив на процес в'язкого тертя, з'єднання півмуфт і швидкодію їх розчеплення в процесі перевантаження. Використання в конструкції захисного механізму пружного елемента з пружно-компенсуючими властивостями забезпечує плавний пуск гнучкого гвинтового робочого органу шляхом скручування пружини деформації пружного механізму.

2. В результаті динамічних розрахунків гнучкого гвинтового конвеєра із запобіжними елементами у вигляді муфт виведено аналітичні і побудовано графічні залежності впливу конструктивних характеристик запропонованих пристроїв на динамічні ударні навантаження. Встановлено, що ці характеристики сприяють зменшенню динамічних ударних навантажень на 9% – 12%. Також виявлено підвищення точності автоматичного відновлення з'єднання півмуфт при знятті перевантажень.

3. Результати досліджень впливу зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєра показують, що такими конструктивними рішеннями, як зменшення величин пробігу півмуфти та зазорів у з'єднаннях, а також маси деталей, що піддаються ударним навантаженням, та їх пружному зв'язку із

робочими органами гвинтового конвеєра, практично можна нівелювати вплив ударних навантажень на динаміку механічної системи привода в цілому.

4. Розроблено і виготовлено конструкції пружно-запобіжної муфти та завантажувально-захисної насадки ГГК, а також експериментальне обладнання для проведення досліджень пружно-запобіжної муфти ГГК з використанням перетворювача частоти серії Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0, що дозволило провести комплекс експериментальних досліджень.

5. В результаті проведених експериментальних досліджень ПЗМ ГГК встановлено, що коефіцієнт її динамічності залежить від частоти обертання муфти і прямопропорційно зростає при зростанні швидкості обертання. Так коефіцієнт динамічності K_D (для пружини з жорсткістю $C = 16$ Н/мм) при швидкості 240 об/хв. становить 1,12-1,15; при швидкості 360 об/хв. становить 1,15-1,19; при швидкості 480 об/хв. – $K_D = 1,19-1,24$. Коливання коефіцієнту динамічності залежить від моменту опору і вищі показники ($K_D = 1,15$ при швидкості 240 об/хв.; $K_D = 1,21$ при швидкості 360 об/хв.; $K_D = 1,24$ при швидкості 480 об/хв.) притаманні режиму буксування при більших обертальних моментах.

6. Доведено, що коефіцієнт динамічності досліджуваної ПЗМ, у порівнянні з варіантом запобіжної муфти з елементами зачеплення конічні стержні (метал) – лунки без пружиною скручування, є меншим в 1,21-1,29 рази. Коефіцієнт точності спрацювання ПЗМ ГГК K_T коливається в межах 1,16-1,23.

7. На основі проведеного багатofакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення впливу частоти обертання n , кута нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткості пружини стиску C на величину передачі максимального обертального моменту муфтою. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $0 \text{ об/хв.} < n < 480 \text{ об/хв.}$; $50 < \alpha < 60^\circ$; $2,1 \text{ Н/мм} < C < 16,5 \text{ Н/мм}$. Згідно проведеного аналізу регресійної залежності можна констатувати, що основними факторами, які впливають на збільшення величини передачі максимального обертального моменту ПЗМ, є кут нахилу елементів зачеплення муфти α та жорсткість пружини стиску C і комбінації цих факторів. Збільшення частоти обертання n призводить до

незначного збільшення величини передачі максимального обертового моменту, причому для збільшення величини передачі максимального обертового моменту ПМЗ необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становить 2,7% – 11,4%.

8. За результатами досліджень встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі ГГК є стабільною і незначною, і якщо розроблену завантажувально-захисну насадку використовувати на практиці, то вона буде ефективно регулювати зазори просипання до завантажувальних магістралей ГГК. Також можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри розробленої завантажувально-захисної насадки слід підбирати індивідуально.

9. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування ПЗМ та її пружного механізму і складено блок-схему розрахунку ПЗМ. Представлено у вигляді табличних даних результати розрахунків залежності крутного моменту від різних конструктивних параметрів пружини кручення механізму плавного пуску та запобіжного механізму ПЗМ ГГК. Розроблені конструкції ПЗМ та інших видів муфт і завантажувально-захисних насадок ГГК захищені 7-ма деклараційними патентами на корисні моделі, а пружно-запобіжні муфти, виготовлені на основі пат. України № 115032 та № 121360, знайшли застосування у конструкціях конвеєрів у ТДНТП «Промінь» та ТОВ «ОСП Корпорація Ватра». Сумарний економічний ефект від застосування склав 30438 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А. с. 1300222 СССР, МПК F 16 D 7/04. Предохранительное устройство / А.Ю. Оболевский, Т.В. Тарасова, В.К. Сулимов, Р.Б. Гевко (СССР). – № 4005093/31-27; заявл. 06.01.1986; опубл. 30.03.87, Бюл. № 12.
2. А. с. 1437597 СССР, МПК F 16 D 7/04. Предохранительное устройство / В.К. Сулимов, Т.В. Сулимова, Р.Б. Гевко (СССР). – № 4155124/25-27; заявл. 02.12.1986; опубл. 15.11.88, Бюл. № 42.
3. А. с. 1444571 СССР, МПК F 16 D 7/06. Предохранительная шариковая муфта / Р.Б. Гевко и В.К. Сулимов (СССР). – № 4025151/25-27; заявл. 21.02.1986; опубл. 15.12.88, Бюл. № 46.
4. А. с. 1456342 СССР, МПК B65G33/24. Предохранительное устройство / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко (СССР). – №4102349/27-03; заявл. 11.05.1986; опубл. 07.02.89, Бюл. № 5.
5. А. с. 1751530 СССР, МПК F 16 D 7/06. Предохранительная муфта / И.Б. Гевко, Р.Б. Гевко, Б.М. Гевко и О.И. Дубик (СССР). – № 4898920/27; заявл. 08.10.1990; опубл. 07.07.92, Бюл. № 28.
6. А. с. 1767251 СССР, МПК F 16 D 7/08. Предохранительная муфта / И.Б. Гевко (СССР). – № 4913622/27; заявл. 02.01.1991; опубл. 07.10.92, Бюл. № 37.
7. А.с. 1348268 СССР, МПК B65G33/16; B65G33/24. Гибкий винтовой конвейер / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко (СССР). – № 1348268; заявл. 12.05.1988; опубл. 30.10.87, Бюл. № 40.
8. А.с. 1645219 СССР, МПК B65G33/16; B65G33/24. Гибкий винтовой конвейер / Р.Б. Гевко, И.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский (СССР). – № 1645219; заявл. 20.02.1989; опубл. 30.04.1991, Бюл. № 16.
9. А.с. 1710462 СССР, МПК B65G33/16; B65G33/24. Гибкий винтовой конвейер / Р.Б. Гевко, И.Б. Гевко, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский (СССР). – № 1710462; заявл. 20.12.1989; опубл. 07.02.1992, Бюл. № 5.
10. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

11. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. – М. : Высшая школа, 1985. – 516 с.
12. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. – М.: Машиностроение, 1981. – 392 с.
13. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя / В.И. Ануриев. – М. : Машиностроение, 1979. – 728 с.
14. Белый И.В. Основы научных исследований и технического творчества / И.В. Белый, К.П. Власов, В.Б. Клепиков. – Х. : Вища школа, 1989. – 200 с.
15. Богацкий В.М. Удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів шнекового дозатора порошкових реагентів для позапічної обробки сталі : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.08 «Машины для металлургійного виробництва» / В.М. Богацкий. – Донецьк, 2004. – 18 с.
16. Буряк М.В. Обґрунтування параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / М.В. Буряк – Хмельницький, 2004. – 152 с.
17. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайсон. – М. : Машиностроение, 1989. – 536 с.
18. Вартабедян В.А. Загальна електротехніка / В.А. Вартабедян. – 3-є вид., переробл. і доп. – К. : Вища школа, 1979. – 320 с.
19. Василенко П.М. Основы научных исследований / П.М. Василенко, Л.В. Погорелый. – К. : Вища школа, 1985. – 266 с.
20. Вейнц В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейнц. – Л. : Машиностроение, 1969. – 368 с.
21. Взаємозв'язок конструктивних характеристик гвинтових і захисних механізмів від характеру навантаження / Ів.Б. Гевко, Ю.Є. Паливода, О.П. Скиба, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2016. – № 3 (75). – С. 257 – 266.
22. Визначення параметрів піднімально-транспортної лебідок з використанням фрикційної запобіжної муфти / Б.М. Гевко, Р.В. Комар,

С.Л. Мельничук, Т.С. Дубиняк // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2016. – № 53. – С. 32 – 36.

23. Вплив зазорів на силу контактної взаємодії в деталях приводу конвеєрів / Л.Р. Рогатинська, Т.С. Дубиняк, Ю.А. Заставний, П.О. Леськів // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. «Актуальні задачі сучасних технологій»: 16 – 17 листопада 2017.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 159 – 160.

24. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.

25. Гевко І.Б. Аналіз конструкцій і розрахунків завантажувальної здатності насадок гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – Київ, 2000. – Т. 7. – С. 160 – 163.

26. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.

27. Гевко І.Б. Дослідження характеристик приводів гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко, М.В. Буряк // Вісник ТДТУ. – 2000. – Т. 5, № 4. – С. 61 – 66.

28. Гевко І.Б. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів / Гевко І.Б., Тарасюк Ю.М., Клендій В.М. // Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та машинообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство») «Наукові нотатки». – Випуск 44. – Луцьк : ЛНТУ, 2014. – С. 57 – 62.

29. Гевко І.Б. Обґрунтування параметрів сигнально-запобіжної муфти / І.Б. Гевко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2004. – Вип. 12. – С. 24 – 30.

30. Гевко І.Б. Результати експериментальних досліджень фрикційної запобіжної муфти підвищеної чутливості / І.Б. Гевко // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ. – 2005. – Вип. 16. – С. 36 – 42.

31. Гевко І.Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами : автореф.

дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / І.Б. Гевко. – Луцьк, 1997. – 18 с.

32. Гевко І. Взаємозв'язок між конструктивними характеристиками гвинтових механічних систем і захисних механізмів та характеристики навантаження / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 217 – 225.

33. Гевко І. Дослідження характеристик приводів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин з конусними запобіжними муфтами / І. Гевко, Р. Комар // Вісник ТДТУ. – 2010. – Т. 15, № 2. – С. 73 – 79.

34. Гевко І. Експериментальні дослідження запобіжних муфт приводів гвинтових механічних систем / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 3. – С. 108 – 116.

35. Гевко І. Модель вибору запобіжних муфт гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин / І. Гевко // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2010. – Т. 15, № 1. – С. 66 – 72.

36. Гевко І.Б. До питання динаміки приводів з фрикційними запобіжними муфтами / І.Б. Гевко // Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ. – 2004. – Вип. 14. – С. 24 – 32.

37. Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І.Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.

38. Гевко І.Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: Підручник. – / [І.Б. Гевко, Б.М. Гевко]. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 199 с.

39. Гевко Ів. Взаємозв'язок конструктивних елементів гвинтових механізмів з характером навантаження / Ів. Гевко, Т. Дубиняк // Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 25 – 26 листопада 2015 р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – Т. I. – С. 260 – 261.

40. Гевко Ів. Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Ів. Гевко, Т. Дубиняк // Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції

молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій»: 17 листопада 2016 р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 148.

41. Гевко Ів.Б. Експериментальна установка для дослідження привода гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою / Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь // Всеукраїнська науково-технічна конференція «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича: 11 – 13 квітня 2017р.: тези доп. – Дніпро, 2017. – Ч. 2. – С. 306 – 307.

42. Гевко Ів.Б. Розробка та обґрунтування конструкцій завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя: 17 – 18 травня 2017 р.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 15.

43. Гевко Р.Б. Предохранительные муфты повышенной плавности срабатывания / Р.Б. Гевко // Машиностроитель. – 1986. – № 3. – 19 с.

44. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Перев. с нем. [Текст] / Х. Герман. – Л. : Химия, 1975. – 230 с.

45. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А.Н. – М. : МАШГИЗ, 1959. – 180 с.

46. Григорьев А.М. Гибкие шнеки / А.М. Григор'єв, П.А. Преображенський. – К. : Знание, 1967. – 98 с.

47. Григорьев А.М. Винтовые конвеєры. – М. Машиностроение., 1972. – 184 с.

48. Груздев И.Э. Теория шнековых устройств / И.Э. Груздев, В.Г. Мирзоев, В.И. Янков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 164 с.

49. Гуляев В.И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней. – К.: Наукова думка, 1992. – 344 с.

50. Гурик О.Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / О.Я. Гурик. – Тернопіль, 2003. – 20 с.

51. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л.В. Гячев. – М. : Машиностроение, 1968. – 184 с.
52. Динамика приводов с кулачковыми предохранительными муфтами / С.А. Дубиняк, Б.М. Гевко, Н.Ф. Рачинец [и др.] // Научные труды УСХА. – 1975. – № 2. – С. 115 – 119.
53. Дмитрів Д.В. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів малогабаритних кормозмішувачів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / Д.В. Дмитрів. – Тернопіль, 2001. – 179 с.
54. Дубиняк Т.С. Дослідження механічних параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / Т.С. Дубиняк // Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» Центральноукраїнський національний технічний університет: 1 – 3 листопада 2017 р.: тези доп. – Кропивницький, 2017. – С. 180 – 181.
55. Дубиняк Т.С. Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / Т.С. Дубиняк // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2017. – № 2 (80). Том 2. – С. 43 – 48.
56. Дубиняк Т.С. Телескопічні гвинтові конвеєри / Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь, І.М. Шуст // Матеріали XVI міжнародної молодіжної науково-технічної конференції «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво»: 26 – 29 жовтня 2016 року.: тези доп. – Суми, 2016. – С. 17 – 18.
57. Душинський В.В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В.В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1998. – 408 с.
58. Дьяченко С.К. Предохранительные муфты / С.К. Дьяченко, Н.Ф. Киркач. – К. : Гостехиздат УССР, 1962. – 120 с.

59. Експериментальне обладнання для дослідження механічних систем / [І. Гевко, І. Брошак, В. Сай та ін.] // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2011. – Т. 16, № 1. – С. 96 – 104.

60. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк // «Перспективні технології та прилади». – Луцьк: Луцький НТУ, 2017. – № 10 (1). – С. 115 – 121.

61. Есипенко Я. И. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я. И. Есипенко, А. Р. Паламаренко, Н. К. Афанасьев. – К. : Техника, 1972. – 164 с.

62. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – К. : Вища школа, 1985. – 506 с.

63. Зажигаев Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажигаев, А.А. Кишьян, Ю.И. Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 258 с.

64. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1973. – 220 с.

65. Зенков Р.Л. Бункерные устройства / Р.Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1972. – 182 с.

66. Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 320 с.

67. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – изд. 5-е, перераб. – М. : Высшая школа, 1991. – 383 с.

68. Изотов Е.И. Исследование динамики привода и предохранительных устройств кривошипных прессов : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : 05.02.09 «Долговечность и надежность машин» / Е.И. Изотов. – М., 1963. – 23 с.

69. Иоффе А.Д. Теория экспериментальных задач / А.Д. Иоффе, В.М. Тихомиров. – М. : Наука, 1974. – 479 с.

70. Иванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини / Ф.К. Иванченко. – К. : Вища школа, 1993. – 412 с.

71. Казачковський Н.Н. Программа PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»] / Н.Н. Казачковський, Д.В. Якупов. – Дніпропетровськ : НГУ, 2006. – 45 с.

72. Капаціла Ю.Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Ю.Б. Капаціла. – Луцк, 1999. – 18 с.

73. Кищенко А.И. Исследование винтового конвейера с импульсным вращением : автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук : 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины» / А.И. Кищенко. – Челябинск, 1972. – 22 с.

74. Кіндрацький Б.І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій / Б.І. Кіндрацький, Г.Т. Сулим. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280 с.

75. Клендій О.М. Обґрунтування параметрів запобіжних муфт гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 – «Машинознавство» / Львів, 2015. – 23 с.

76. Коловский М.З. Динамика машин / М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.

77. Комар Р.В. Обґрунтування параметрів з'єднувальних компенсуючих муфт з пружними гвинтовими елементами. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / Р.В. Комар – Хмельницький, 2004. – 150 с.

78. Комаров М.С. Динамика машин и механизмов / М.С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 341 с.

79. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги : ДСТУ 2672:94. – [Чинний від 1995-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1995. – 10 с. – (Національний стандарт України).

80. Конвейеры: Справочник / [Волков Р.А., Гнутов А.Н., Дьячков В.К. и др.]; под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.

81. Конструкції механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів / Ів.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк, І.М. Сливка // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування»: 11 – 12 травня 2017 року.: тези доп. – Тернопіль, 2017. – С. 56.
82. Красников В.В. Подъёмно-транспортные машины / В.В. Красников. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.
83. Кукляк М.Л. Методи підвищення довговічності пружних елементів машин. – Львів: Світ, 1997. – 206 с.
84. Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / В.Л. Куликівський. – Вінниця, 2012. – 20 с.
85. Кулькові механізми вільного ходу. Конструкції та приклади розрахунків / [В.О. Малащенко, П.М. Гащук, О.І. Сороківський та ін.]. – Львів : вид-во Новий Світ, 2012. – 212 с.
86. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів: Автореф. дис...канд. тех. наук: – Львів, 2004. – 12с.
87. Ловейкин В.С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В.С. Ловейкин, А.П. Нестеров – Луганськ : Вид-во СНУ, 2002. – 387 с.
88. Ловейкін В.С. Моделювання та керування навантаженням гвинтових конвеєрів / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська // Праці I Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – I». – Тернопіль, 2004. – С. 163 – 169.
89. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В.С. Ловейкін, О.Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8 – 15.
90. Лопаткин М.Г. Крутящий момент при выключении кулачковых предохранительных муфт / М.Г. Лопаткин. – Москва : Станки и инструмент, 1968. – № 2. – 23 с.

91. Малащенко В.О. Експериментально-аналітичне визначення основних показників системи транспортування пиловугілля / В.О. Малащенко, Г.П. Куковський, О.І. Сороківський // Вісник Східноукраїнського національного університету «Науковий журнал». – 2000. – № 6 (24). – С. 208 – 212.

92. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів : вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.

93. Малков В.П., Угодчиков А.Г. Оптимизация упругих систем. – М.: Наука, 1981. – 288 с.

94. Матвійчук А.В. Розробка і дослідження дворядних кулькової і кульково-клинової запобіжних муфт коренеклубнезбиральних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / А.В. Матвійчук. – Тернопіль, 1996. – 20 с.

95. Машины непрерывного транспорта / Под ред. В.И. Плавинского. – М. : Машиностроение, 1969. – 719 с.

96. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.

97. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [В.С. Ловейкін, Ю.В. Човник, М.Г. Діктерук та ін.]. – К. : вид-во РВВ МДАУ. – Миколаїв, 2004. – 286 с.

98. Муфти запобіжні кулачкові. Параметри та розміри : ДСТУ 2130:93. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 8 с. – (Національний стандарт України).

99. Муфти запобіжні кулькові. Параметри та розміри : ДСТУ 2134:93. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 8 с. – (Національний стандарт України).

100. Муфти запобіжні фрикційні. Параметри, конструкція і розміри : ДСТУ 2174:95. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1996. – 24 с. – (Національний стандарт України).

101. Муфти механічні. Ряди номінальних крутних моментів : ДСТУ 3557:97. – [Чинний від 1998-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1998. – 6 с. – (Національний стандарт України).

102. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы метало-обрабатывающего оборудования : справочник / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив. – Киев : Техника, 1992. – 72 с.

103. Обґрунтування параметрів гідравлічної запобіжної муфти / Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2017. – № 57. – С. 128 – 133.

104. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

105. Пат. 108267 Україна, МПК F16D 43/20 (2006.01). Муфта запобіжна / Гевко Б.М., Марчук Р.В., Дубиняк Т.С., Навроцька Т.Д., Босюк П.В.; заявники і патентотримувачі: Гевко Б.М., Марчук Р.В., Дубиняк Т.С., Навроцька Т.Д., Босюк П.В. – № у 2016 00393; заявл. 18.01.16; опубл. 11.07.16, Бюл. 13.

106. Пат. 112995 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта / Гевко Ів.Б., Комар Р.В., Мельничук А.Л., Дубиняк Т.С., Шуст І.М.; заявник і патентотримувач: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 2017 06029; заявл. 03.06.16; опубл. 10.01.17, Бюл. 1.

107. Пат. 115032 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М.; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М. – № у 2016 1153927; заявл. 14.11.16; опубл. 27.03.17, Бюл. № 6.

108. Пат. 121360 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружна муфта / Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. ; заявники і патентотримувачі: Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П. – № а 2017 02361; заявл. 14.03.17; опубл. 11.12.17, Бюл. № 23.

109. Пат. 122343 Україна, МПК F16D 43/20 (2006.01). Фрикційна запобіжна муфта підвищеної чутливості / Гевко Б.М., Марчук Р.М., Босюк П.В.,

Навроцька Т.Д., Дубиняк Т.С.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Б.М., Марчук Р.М., Босюк П.В., Навроцька Т.Д., Дубиняк Т.С., – № у 2016 0041510; заявл. 18.01.16; опубл. 10.01.18, Бюл. № 1.

110. Пат. 122609 Україна, МПК В65G 33/16 (2006.01), В65G 33/24(2006.01). Завантажувально-захисна насадка гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С. – № а 2017 08195; заявл. 07.08.17; опубл. 25.01.18, Бюл. № 2.

111. Пат. 122610 Україна, МПК В65G 33/16 (2006.01), В65G 33/24(2006.01). Гнучкий гвинтовий конвеєр із завантажувально-захисною насадкою з еластичним елементом / Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С.; заявники і патентоотримувачі: Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С. – № а 2017 08201; заявл. 07.08.17; опубл. 25.01.18, Бюл. № 2.

112. Пат. 34510. Україна, МПК F16D 43/00. Запобіжна муфта / Гевко І.Б., Комар Р.В., Матвійчук А.В., заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 200804076; заявл. 31.03.08; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15.

113. Пат. 35922. Україна, МПК F16D 43/00. Запобіжна муфта / Гевко І.Б., Комар Р.В., Матвійчук А.В.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № у 200805534; заявл. 29.04.08; опубл. 10.10.08, Бюл. № 19.

114. Пат. 4284. Україна, МПК7 F16D7/06. Низькочастотна запобіжна муфта / Гевко І.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2004 0402780; заявл. 15.04.04; опубл. 17.01.05, Бюл. № 1.

115. Пат. 43102А. Україна, МПК7 F16D7/06. Захисний пристрій механізмів машин від перевантаження / Гупка Б.В., Гевко І.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2001 021159; заявл. 19.02.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10.

116. Пат. 43103А. Україна, МПК7 F16D7/06. Запобіжна фрикційна муфта / Гевко І.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № 2001 021161; заявл. 19.02.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10.

117. Пат. 43160А Україна, МПК F16D3/72. Пружно-компенсуюча муфта / Р.В. Комар. – №2001 031831; Заявл. 20.03.01; Опубл. 15.11.01. Бюл. № 10. – 3 с.

118. Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.20.01 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / А.І. Пік. – Луцьк, 1999. – 20 с.

119. Плавинский В.И. Машины непрерывного транспорта / [под ред. В.И. Плавинского]. – М. : Машиностроение, 1969. – 719 с.

120. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов: [пер. с нем.] / [К. Хартан, Э. Лецкий, В. Шефер и др.]. – М. : Мир, 1977. – 552 с.

121. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.

122. Попов Е.М. Исследование динамики привода и предохранительных муфт сельскохозяйственных машин при перегрузках : автореф. дис. на соискание наук. степени доктора техн. наук : спец. 05.20.04 «Сельскохозяйственные и милиоративные машины» / Е.М. Попов. – Воронеж, 1970. – 22 с.

123. Приводы машин. Справочник // [под ред. В.В. Длоугого]. – Л. : Машиностроение, 1982. – 383 с.

124. Пружно-запобіжні муфти гнучких гвинтових конвєєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, О.С. Манзій // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму: 18 – 19 травня 2017 р.: тези доп. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2017. – С. 135 – 137.

125. Радик Д.Л. Розробка і дослідження енергозберігаючих гвинтових живильників : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец.

спец. 05.05.11 «Сільськогосподарські та меліоративні машини» / Д.Л. Радик. – Тернопіль, 1996. – 19 с.

126. Радчин А.С., Буртковский И.И. Пружины и рессоры. – К.: Вища школа, 1973. – 253 с.

127. Результати експериментальних досліджень обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк, 2017. – Вип. 38. – С. 105 – 113.

128. Решетов Д.Н. Детали машин: [учебн. для студ. машиностроительных и механических специальностей вузов] / Д.Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 469 с.

129. Рогатинська О.Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / О.Р. Рогатинська. – Тернопіль, 2006. – 20 с.

130. Рогатинський Р.М. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2012. – № 3 (67). – С. 197 – 210.

131. Рогатинський Р.М. та інші Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. / Рогатинський Р.М., Гевко Б.М., Дячун А.Є., Тернопіль, 2014. – 280 с.

132. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.

133. Светлицкий В.А., Нарайкин О.С., Упругие элементы машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.

134. Справочник по сопротивлению материалов. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. 2-е изд. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.

135. Тепинкечиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков / В.К. Тепинкечиев. – М.: Машиностроение, 1969. – 157с.

136. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи / А.И. Турпаев. – М. : Машиностроение, 1982. – 223 с.

137. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин / Э.П. Флик. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.

138. Defining parameters of elastic-safety clutches for screw conveyers = Визначення параметрів пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Ів.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, О.С. Манзій // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2017. – № 3 (87). – С. 74 – 82.

139. Deutsches Patentamt. DE 30 18 929 A1. Biigsne Schnecke fur Seneckenforderer. Anmeldetag: 17.10.79. Offentegungstag 26.11.81.

140. Deutsches Patentamt. DE 3021115 A1. B 65 G 33/16. Fordereinrichtung, insbesondere fur trockene Forderguter. Anmeldetag: 4.6.80. Offentegungstag 12.12.81.

141. Deutsches Patentamt. DE 3242754 A1. Schneckenforder. Anmeldetag: 18.11.82. Offentegungstag 24.5.84.

142. European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantialli horizontal and substantialli vertical borew conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.

143. Finan J.S., Hurley W.J. Transitive calibration of the AHP verbal scale / J.S. Finan, W.J. Hurley // European Journal of Operational Reseaarch. – 1999. – V.112.

144. Hansen F. Konstruktionswissenschaft-Grundlagen und Methoden-Berlin: VEB. Verlag, 1976. – 165 S.

145. Holland J.H. Adaptation in natural and artificial systems. An introductory analysis with application to biology, control and artificial intelligence. – London: Bradford book edition, 1994.

146. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches / I.V. Lutsiv, Iv.B. Hevko, O.L. Lyashuk, T.S. Dubynyak // INMATEH – Agricultural Engineering. Polytechnic University of Bucharest. – Bucharest, 2017. Vol. 51, № 1. – P. 69 – 76.

147. Kalpakjian, Serope. Manufacturing engineering and technology. USA: Addison-Wesley Publishing Company, 1989.

148. Koller R. Konstruktionsmethode für den Maschinen-Geräte-und apparatebau- Berlin: Springer-Verlag, 1976. – 184 P.

149. Loveykin V. Screw feeder: optimization of motion modes considering that the moments of resistance forces change under linear law / V. Loveykin, A. Javors'ka // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2012. – Vol. 14, No. 3. – Pp. 40 – 46.

150. Substantiation of the parameters of hydraulic overload clutch = Обґрунтування параметрів гідравлічної запобіжної муфти / Р.М. Марчук, Р.В. Комар, Т.С. Дубиняк [та ін.] // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2017. – № 2 (86). – С. 59 – 66.

ДОДАТКИ

Додаток А

Модель ударної взаємодії елементів запобіжної муфти

Для встановлення закономірностей пружної контактної взаємодії кульки приведеної маси із поверхнею (півмуфтою) проводили обчислювальний експеримент з використанням програмного забезпечення.

З метою встановлення параметрів моделі та перевірки її адекватності спочатку визначали зміну навантаження на нерухому сталюю поверхню від дії сталюї кульки, встановленої з нульовим зазором від дії власної ваги. На рис. А.1 показано зміну навантаження в перехідний момент для кульок радіусом: $r = 0,005$ м; $r = 0,0075$ м; $r = 0,01$ м; $r = 0,0125$ м.

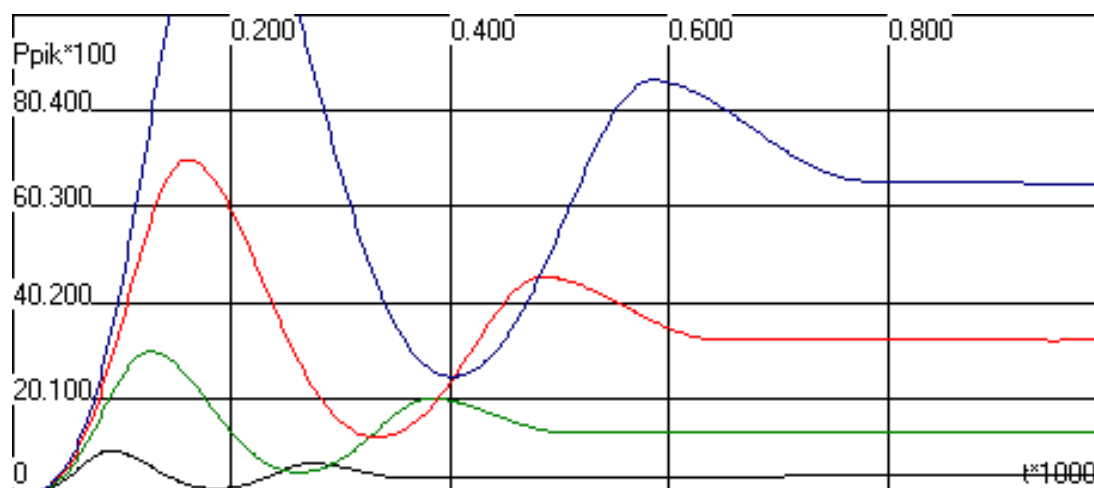


Рис. А.1. Закономірності перехідного процесу при вільному встановленні без зазору кульок розмірами (в порядку зростання):
 $r = 0,005$ м; $r = 0,0075$ м; $r = 0,01$ м; $r = 0,0125$ м

Оскільки контактна сила стабілізувалась на значенні сили тяжіння відповідної кульки, то модель, в цілому, працездатна та адекватно відтворює процес взаємодії.

За результатами реалізації обчислюваного експерименту встановлено, що час перехідного процесу на протязі, якого сила контактної взаємодії зрівнюється з вагою кульки, збільшується із збільшенням розмірів кульки за степеневою залежністю.

З метою встановлення закономірностей впливу швидкості співударання на силу удару проведено моделювання взаємодії сталюї кульки із нерухомою плоскою сталюю поверхнею для різних швидкостей зближення.

На рис. А.2 та рис. А.3 наведено закономірності зміни сили удару кульки до поверхні від швидкості співударання (рис. А.2) та розмірів кульок.

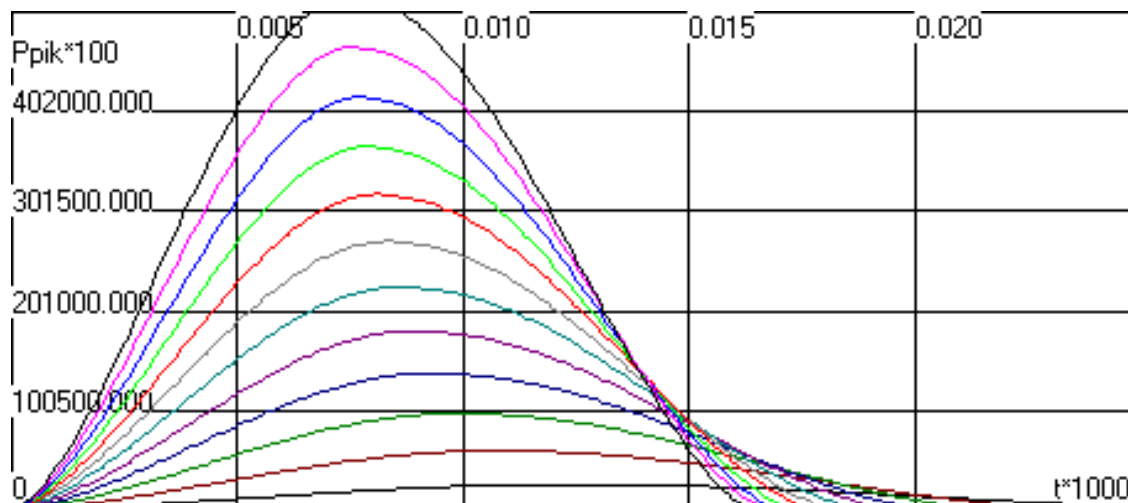


Рис. А.2. Зміна сили удару від швидкості співударання сталюї кульки $r = 0,005$ м при швидкостях зближення: 1 – $v_1 = 1$ м/с; 2 – $v_2 = 2$ м/с; 3 – $v_3 = 3$ м/с; 4 – $v_4 = 4$ м/с; 5 – $v_5 = 5$ м/с; 6 – $v_6 = 6$ м/с; 7 – $v_7 = 7$ м/с; 8 – $v_8 = 8$ м/с; 9 – $v_9 = 9$ м/с; 10 – $v_{10} = 10$ м/с; 11 – $v_{11} = 11$ м/с; 12 – $v_{12} = 12$ м/с

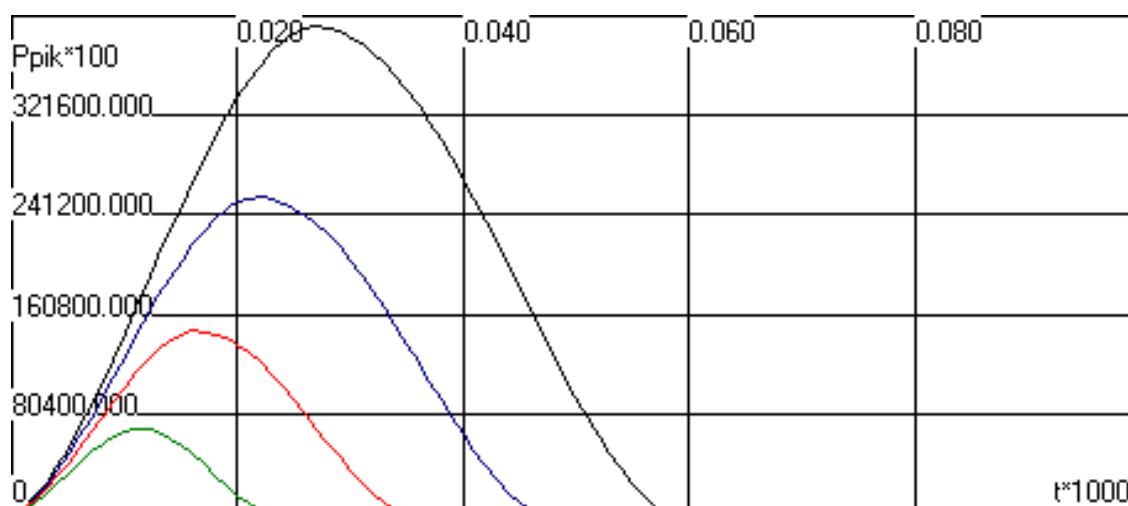


Рис. А.3. Залежність зміни сили удару P (Н), в часі для кульок різних радіусів r , при початковій швидкості співударання $v_1 = 1$ м/с (в порядку зростання розмірів): 1 – $r = 0,005$ м; 2 – $r = 0,0075$ м; 3 – $r = 0,01$ м; 4 – $r = 0,0125$ м

Коли при ударі до поверхні півмуфти кулька передає імпульс від маси другої пів муфти з елементами приводу, то приймаємо, що маса кульки незмінного розміру збільшується до величини приведеної маси:

$$m_{\text{прив}} = k_m \cdot m_k, \quad (\text{A.1})$$

де k_m – коефіцієнт приведення маси рухомих елементів до маси кульки.

Час удару та сила удару кульки із приведеною масою, при цьому, буде суттєво зростати. Відповідні графіки для швидкості співударяння $v_1 = 1$ м/с наведені на рис. А.4.

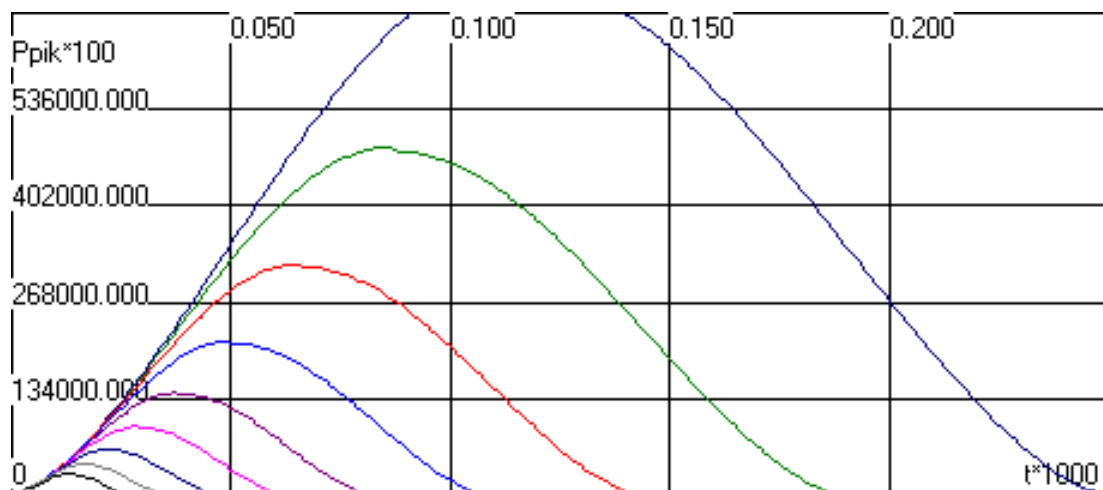


Рис. А.4. Залежність зміни сили удару P (н), в часі для кульки радіусом $r = 0,005$ м при швидкості співударяння $v_1 = 1$ м/с з приведеними масами, відповідно (по порядку зростання контактної сили):

$$\begin{aligned} 1 - m_{\text{прив}} &= m_k; 2 - m_{\text{прив}} = 2m_k; 3 - m_{\text{прив}} = 4m_k; 4 - m_{\text{прив}} = 8m_k; \\ 5 - m_{\text{прив}} &= 16m_k; 6 - m_{\text{прив}} = 32m_k; 7 - m_{\text{прив}} = 64 \cdot m_k; 8 - m_{\text{прив}} = 128 \cdot m_k; \\ 9 - m_{\text{прив}} &= 256 \cdot m_k \end{aligned}$$

Аналогічно, зміна сили удару кульки із приведеною масою в часі для швидкості співударяння $v_2 = 2$ м/с наведена на рис. А.5.

Апроксимація залежностей зміни сили удару в часі для випадку контактної взаємодії з достатньою для практичного використання точністю, доцільно проводити залежностями виду (2.44). На рис. А.6. наведені криві за залежністю (1) для різних значень ε та τ , а також крива $F(t)$ за залежністю (2.45).

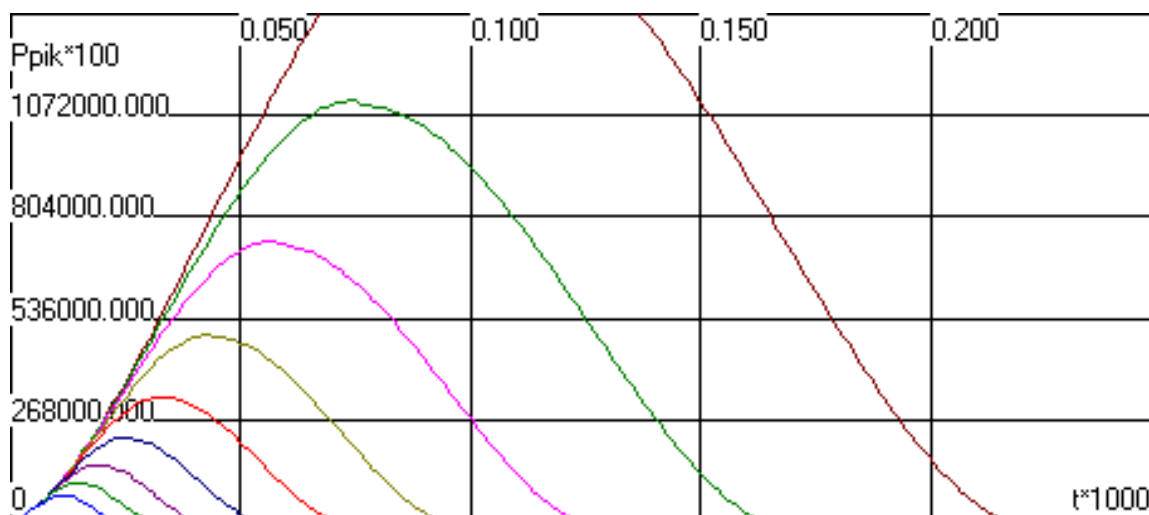


Рис. А.5. Залежність зміни сили удару P (Н), в часі для кульки радіусом $r = 0,005$ м при швидкості співударяння $v_1 = 2$ м/с з приведеними масами, відповідно (по порядку зростання контактної сили):

$$\begin{aligned}
 1 - m_{\text{прив}} &= m_k; & 2 - m_{\text{прив}} &= 2m_k; & 3 - m_{\text{прив}} &= 4m_k; & 4 - m_{\text{прив}} &= 8m_k; \\
 5 - m_{\text{прив}} &= 16m_k; & 6 - m_{\text{прив}} &= 32m_k; & 7 - m_{\text{прив}} &= 64 \cdot m_k; & 8 - m_{\text{прив}} &= 128 \cdot m_k; \\
 9 - m_{\text{прив}} &= 256 \cdot m_k
 \end{aligned}$$

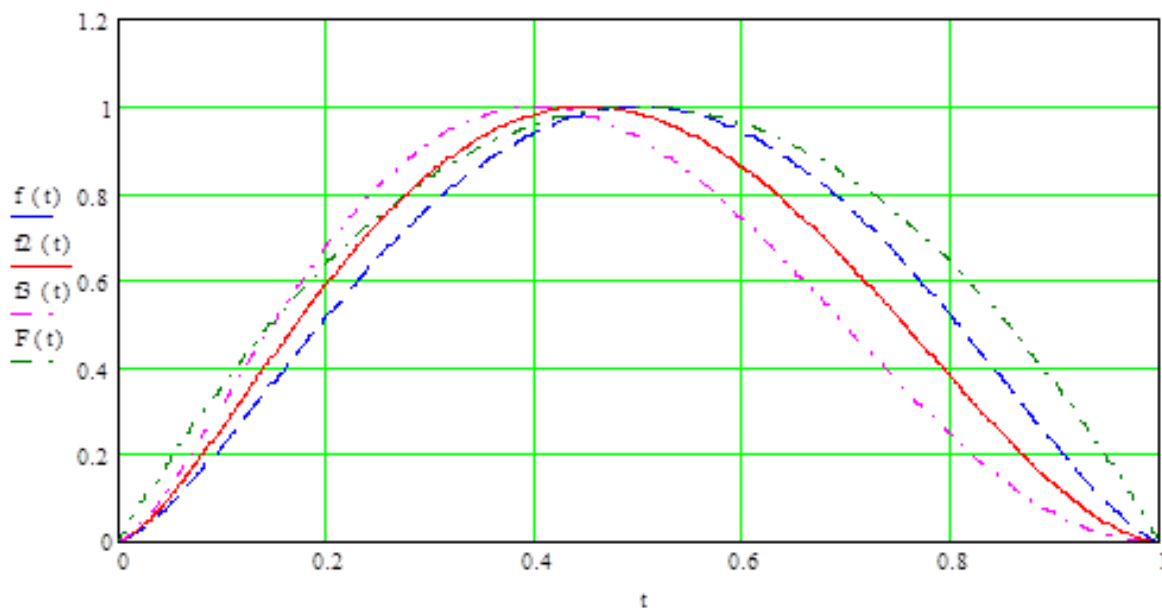


Рис. А.6. Апроксимація зміни сили удару залежністю (1) при:
 $f(t) - \varepsilon = 1,5, \tau = 0,5$; $f_2(t) - \varepsilon = 1,5, \tau = 0,45$; $f_3(t) - \varepsilon = 2, \tau = 0,4$ та
 залежністю (2) – $F(t) = P_{ij}(t)$

Проведений аналіз показує, що крива $f_2(t)$ з параметрами $\varepsilon = 1,5, \tau = 0,45$ найбільш адекватно описує зміну сили удару від часу в процесі пружного ударного контакту тіл.

Додаток Б

Методика проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортно-технологічних механізмів та їх елементів

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [10, 120]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (\text{Б.1})$$

де X_{i0} – натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні; ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактору.

Повнофакторний експеримент (ПФЕ) проводили на трьох рівнях варіювання факторами. Нульовий рівень, або середнє значення кожного вхідного фактору, визначали за формулою [10, 120]:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (\text{Б.2})$$

де X_0 – числове значення нульового рівня вхідного фактору;

X_{max} – числове значення верхнього рівня вхідного фактору;

X_{min} – числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Визначали інтервали варіювання факторами [10, 120]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (\text{Б.3})$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [10, 120]. Після кодування вхідних факторів складали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті, наведені відповідно у табл. 3.2. З метою достовірної оцінки ПЗМ ГГК під час проведення експериментальних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [10, 58, 63, 120], при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [58]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (\text{Б.4})$$

де n – кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);

$j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (\text{Б.5})$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (\text{Б.6})$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (\text{Б.7})$$

де t_T – табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [58].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n - 1)N. \quad (\text{Б.8})$$

Якщо умова значимості (А.4) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F – критерієм Фішера наступним чином [58]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (\text{Б.9})$$

де $N - g'$ – число степеней вільності дисперсії адекватності; g' – число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії; \bar{y}_u – середнє значення відгуку в u -му досліді; \tilde{y}_u – значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (\text{Б.10})$$

де S_y^2 – дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [10, 58, 63, 120]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно

нерівності [120]:

$$F_p < F_T. \quad (\text{Б.11})$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p – критерію Фішера менше табличного F_T при 5%-му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

Додаток В













ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108267** (13) **U**

(51) МПК

F16D 43/20 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2016 00393**

(22) Дата подання заявки: **18.01.2016**

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: **11.07.2016**

(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: **11.07.2016, Бюл.№ 13**

(72) Винахідник(и):

**Гевко Богдан Матвійович (UA),
Марчук Роман Михайлович (UA),
Дубиняк Тарас Степанович (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна (UA),
Босюк Павло Володимирович (UA)**

(73) Власник(и):

**Гевко Богдан Матвійович,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Марчук Роман Михайлович,
вул. Шептицького, 13, м. Рівне, 33003 (UA),
Дубиняк Тарас Степанович,
вул. О. Довженка, 7/60, м. Тернопіль, 46022
(UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Босюк Павло Володимирович,
вул. Б. Бойчуків, 5А/82, м. Тернопіль, 46000
(UA)**

(54) МУФТА ЗАПОБІЖНА

(57) Реферат:

Муфта запобіжна виконана у вигляді вала, на якому змонтована ведуча і ведена півмуфти, які зв'язані з'єднувальними елементами, що встановлені в каналах веденої півмуфти і підтиснуті до ведучої півмуфти підпружиненим в осьовому напрямку поршнем через в'язку рідину. Елементи тертя, які пов'язані з ведучою півмуфтою, виконані у вигляді пальців, на кінцях яких виконані сферичні елементи (кульки) тертя кочення і які завальцьовані з можливістю кругового провертання, і є у взаємодії з ведучим диском, крім цього кульки знизу є у взаємодії з твердим мастилом, яке розміщене в отворах пальців під кульками.

UA 108267 U



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **112995** (13) **U**
(51) МПК
F16D 7/06 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2016 06029</p> <p>(22) Дата подання заявки: 03.06.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.01.2017</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2017, Бюл.№ 1</p>	<p>(72) Винахідник(и): Гевко Іван Богданович (UA), Комар Роман Васильович (UA), Мельничук Андрій Леонідович (UA), Дубиняк Тарас Степанович (UA), Шуст Ігор Михайлович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)</p>
---	---

(54) ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНА МУФТА

(57) Реферат:

Пружно-запобіжна муфта виконана у вигляді веденої півмуфти з лунками, і ведучої півмуфти з отворами, в яких розміщені тіла кочення, що підпружинені пружиною. Пружина виконана у вигляді спіралі, яка з одного боку жорстко закріплена до торця ведучої півмуфти, а з другого боку до затискної гайки, що зафіксована контргайкою.

Додаток Г

**ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
“ОСП КОРПОРАЦІЯ ВАТРА”**

Україна, 46005 м. Тернопіль, вул. Мисулницька, 46

АКТ**впровадження у виробництво пружно-запобіжних муфт**

На підприємстві ТОВ «ОСП Корпорація Ватра» в 2017 році у конструкціях конвєсрів було використано конструкції пружно-запобіжних муфт, виготовлених на основі пат. України №112995 та №115032, що забезпечують надійний захист конвєсрів від перевантажень, компенсують ударні навантаження в їх роботі і характеризуються високою надійністю.

Економічний ефект від впровадження і використання даних винаходів становить 17870 грн.

**Головний інженер
ТОВ «ОСП Корпорація Ватра»**



Вітровий В.Й.



УкрОборонПром
Державний концерн

Тернопільське державне науково-технічне підприємство «Промінь»

Україна, 46016, м. Тернопіль, вул. Токмаська, 28, телефони 23-45-29, 068 857 09 08
 Рр. 2680400026081, фоза АТ «УкроборонПром», код ЄДРПОУ 14040960, МФО 338879
 Свідоцтво про державну реєстрацію №26740973, ідентифікаційний номер №140409619183
 E-mail: Tdnt@ukr-oboronprom.com, tdnt@promin@ukr.net

№ 667
 25.09 2017р.

Пружно-запобіжна муфта від перевантаження обладнання, виготовлена на основі пат. України №112995 та №115032, протягом 2017 року експериментально застосовувалась Тернопільським державним науково-технічним підприємством "Промінь" при виконанні замовлень по ремонту і модернізації гнучких шнекових конвєсрл сільськогосподарського та промислового обладнання. Сумарний економічний ефект від примінення пристрою склав 12 568,00 грн

Керуючий санацією

Т.Б. Білан