

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

**ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНІ МУФТИ:
КОНСТРУКЦІЇ, РОЗРАХУНОК, ДОСЛІДЖЕННЯ**

**ГЕВКО Б. М., ЛУЦІВ І. В., ГЕВКО І. Б.,
КОМАР Р. В., ДУБИНЯК Т. С.**

ТЕРНОПІЛЬ – 2019

УДК 621. 825.5

Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження / Гевко Б. М., Луців І. В., Гевко І. Б., Комар Р. В., Дубиняк Т. С. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 200 с.

Монографія присвячена питанням створення, розрахунку і дослідження пружно-запобіжних муфт, основними характеристиками яких є компенсування зміщення валів, пом'якшення поштовхів та ударів, гасіння крутильних коливання і забезпечення надійного захисту машин і механізмів.

Монографія складається з чотирьох розділів, в яких проведено аналіз та узагальнення результатів досліджень пружних і запобіжних муфт, виконано теоретичне обґрунтування конструктивно-силових параметрів пружно-запобіжних муфт, представлено результати їх експериментальних досліджень, здійснено оптимізацію та розроблено інженерну методику проектування даних механізмів.

Для інженерно-технічних працівників, науковців, аспірантів і студентів.
Іл. 93. Табл. 7. Бібліогр.: 73 назв.

Рецензенти:

- доктор технічних наук, професор В. О. Малащенко (Національний університет «Львівська політехніка»);
- доктор технічних наук, професор Ю. М. Кузнецов (Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»);
- доктор технічних наук, професор Р. М. Рогатинський (Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Рекомендовано до друку Вченою радою Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (протокол № 3 від 19. 03. 2019 р.)

ISBN 978-617-7331-78-9

© Гевко Б. М., Луців І. В., Гевко І. Б.,
Комар Р. В., Дубиняк Т. С., 2019

ЗМІСТ

Вступ	5
РОЗДІЛ 1. Аналіз та узагальнення результатів досліджень	
пружно-запобіжних муфт	7
1.1. Аналіз перевантажень, які виникають в процесі роботи машин і механізмів, та засоби їх захисту	7
1.2. Огляд конструкцій пружних і запобіжних муфт	13
1.3. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень пружних і запобіжних муфт	29
1.4. Класифікація та вимоги, які висуваються до пружних і запобіжних муфт	35
РОЗДІЛ 2. Теоретичне обґрунтування конструктивно-силових параметрів пружно-запобіжних муфт	41
2.1. Синтез схем конструктивного виконання пружно-компенсуючих муфт	41
2.2. Розрахунок діапазону пружної деформації гвинтового елемента компенсуючої муфти	47
2.3. Дослідження динамічних навантажень в приводі з пружно-компенсуючою муфтою	59
2.4. Конструктивно-силовий аналіз радіальної пари контакту пружина-кулька-паз запобіжно-компенсуючої муфти	66
2.5. Динаміка привода із запобіжно-компенсуючою муфтою	81
2.6. Статичний силовий розрахунок пружно-запобіжної муфти	90
2.7. Динамічний розрахунок привода із пружно-запобіжною муфтою	98
РОЗДІЛ 3. Експериментальні дослідження	
пружно-запобіжних муфт	109
3.1. Дослідні моделі пружно-запобіжних муфт	109
3.2. Обладнання для експериментального дослідження пружно-запобіжних муфт	115
3.3. Результати експериментальних досліджень пружно-компенсуючої муфти	122

3.4. Результати експериментальних досліджень запобіжно-компенсуючої муфти	127
3.5. Результати експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти	131
3.6. Методика проведення та результати експериментальних досліджень визначення максимального обертового моменту пружно-запобіжної муфти за повнофакторним експериментом	136
РОЗДІЛ 4. Інженерна методика проектування	
пружно-запобіжних муфт	146
4.1. Технологічність конструкцій муфт.....	146
4.2. Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти	152
4.2.1. Методика розрахунку механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти	152
4.2.2. Інженерна методика розрахунку пружно-запобіжної муфти	161
4.3. Оптимізація конструктивних параметрів запобіжно-компенсуючої муфти	165
Список використаних джерел	173
Додатки	181

ВСТУП

Одними з основних вузлів різноманітних механізмів є муфти, які забезпечують зв'язок між ланками машин, а також часто виконують роль захисту і забезпечують розрив кінематичного ланцюга між приводом та робочим органом у разі виникнення критичного перевантаження. Загалом муфтами називають пристрої, які з'єднують вали і передають обертовий момент, а запобіжними муфтами – муфти, яким додатково притаманна функція захисту елементів машин від перевантажень.

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їхній привід, компонують із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун, редуктор, робочий орган машини тощо. Відповідно безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин.

З'єднання валів і передавання обертового моменту є спільним, але не єдиним призначенням муфт. Муфти можуть виконувати й інші функції, такі як компенсування похибок взаємного розміщення валів, захист елементів машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень, з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання.

При з'єднанні валів дотримання необхідної співвісності пов'язане із значною трудомісткістю і не завжди є економічно обґрунтоване. В процесі роботи приводу будь-яка точність виготовлення чи монтажу може бути порушена вібраціями, перевантаженням чи іншими експлуатаційними факторами. Тому для компенсації неспіввісності валів та частково динамічних резонансних навантажень використовуються різноманітні конструкції пружно-компенсуючих муфт часто з запобіжними характеристиками. Проте більшість таких багатофункціональних пристроїв мають значні габарити, незадовільні

робочі характеристики, низьку надійність, є дорогими у виготовленні та вимагають значних затрат і постійного контролю під час експлуатації.

Однією з основних технологічних і експлуатаційних вимог, що висуваються до деталей та вузлів машин, є технологічність конструкції. Технологічність конструкції деталі машини чи механізму має прямий зв'язок з продуктивністю праці, затратами на технологічну підготовку виробництва, технічне обслуговування та ремонт і суттєво впливає на надійність та функціональну здатність всього машинного комплексу. Відповідно під час проектування муфт потрібно не тільки забезпечувати їх високі експлуатаційні якості, тобто показники надійності, довговічності, функціональної відповідності і ремонтпридатності, але й технологічні вимоги для їх найбільш ефективного виготовлення. При цьому вимоги щодо надійності спрямовані на забезпечення виконання муфтою заданих конструктором функцій із збереженням їх протягом тривалого ресурсу роботи й у встановлених межах всіх параметрів. Реалізація цих вимог в конструкції муфти вимагає додаткових затрат праці, матеріальних та енергетичних ресурсів, витрат на підтримання працездатності пристрою на протязі терміну служби, профілактично-технічного обслуговування та ремонту. Тому відпрацювання конструкції муфти на технологічність повинно, по мірі можливості, сприяти зменшенню всіх вище вказаних витрат і забезпечувати потрібні функціональні властивості.

Відповідно актуальною задачею машинобудування є розробка надійних, технологічних та простих в обслуговуванні багатофункціональних пружно-запобіжних муфт. Цього можна досягти розробкою нових вдосконалених конструкцій за рахунок використання пружних гвинтових елементів.

У монографії наведено теоретичне узагальнення і вирішення науково-прикладної задачі, що полягає у підвищенні надійності, технологічності і розширенні функціональних характеристик муфт шляхом розробки нових, вдосконалених конструкцій з використанням пружних гвинтових елементів.

У підготовці матеріалів до параграфів 3.1, 3.2, 3.5 і 4.1 приймав участь доцент кафедри автомобілів ТНТУ ім. Івана Пулюя, к.т.н. Гудь В.З.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

1.1. Аналіз перевантажень, що виникають в процесі роботи машин і механізмів, та засоби їх захисту

Надійність будь-якої машини в цілому залежить від надійності її складових частин, правильності їх розрахунку, проектування, виготовлення, монтування та подальшої експлуатації. Сучасні методи проектування, зокрема САПР, дозволяють провести високоточні розрахунки щодо вибору конструктивних параметрів деталей машин з урахуванням специфіки та динаміки їх роботи. Проте багато процесів, що відбуваються під час експлуатації, важко піддаються математичному моделюванню.

Подальший розвиток сучасного машинобудування потребує універсальних, багатофункціональних, технологічних та високонадійних з'єднувальних пристроїв, які б забезпечували стабільність процесу функціонування машини чи механізму та характеризувалися високим коефіцієнтом корисної дії. Використання таких пристроїв пов'язане з тим, що більшість приводів машин і механізмів компонуються з окремих елементів або агрегатуються. Найпростіша компонувальна схема приводу з використанням муфт показана на рис.1.1.

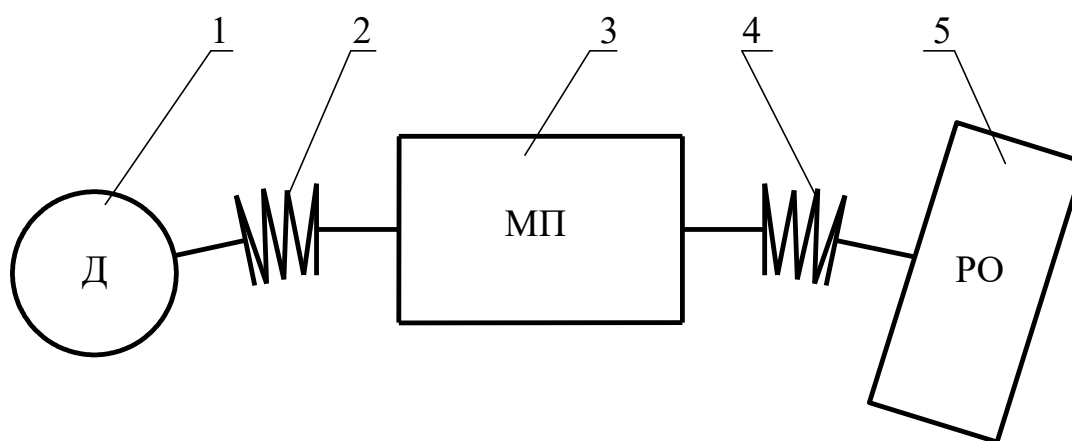


Рис. 1.1. Компонувальна схема приводу машини

Дана схема складається з двигуна (Д), механічної передачі у вигляді редуктора або коробки швидкостей (МП) і робочого органу машини (РО). Оскільки двигун 1, редуктор 3 та робочий орган машини 5 як правило не є співвісними, то безпосередній кінематичний та силовий зв'язок між ними здійснюється за допомогою пружно-компенсуючих муфт 2 і 4. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли неспіввісність задається технологічними факторами чи технічними умовами на складання. Також такі муфти використовують коли похибки взаємного розміщення з'єднаних валів виникають внаслідок експлуатаційних факторів.

При виготовленні машин значна увага приділяється зменшенню динамічних навантажень, чого можна досягти вдосконаленням схеми машини, підвищенням точності виготовлення її деталей і компонувальних вузлів.

Проте досягнення чіткої співвісності пов'язане із значною трудомісткістю і не завжди економічно виправдане, а в окремих випадках є неможливим тому, що будь-яка точність досягнута при виготовленні чи складанні може бути порушена динамічними навантаженнями, вібрацією, зміною температури чи іншими експлуатаційними факторами. При наявності неспіввісності з'єднаних елементів, з'єднання глухими муфтами приводить до втрати потужності приводу та виникнення значних додаткових навантажень, у вигляді радіальної сили F_r , на опорні вузли валів та безпосередньо на вали механізму (рис.1.2) і є основною причиною їх інтенсивного зношування та поломки.

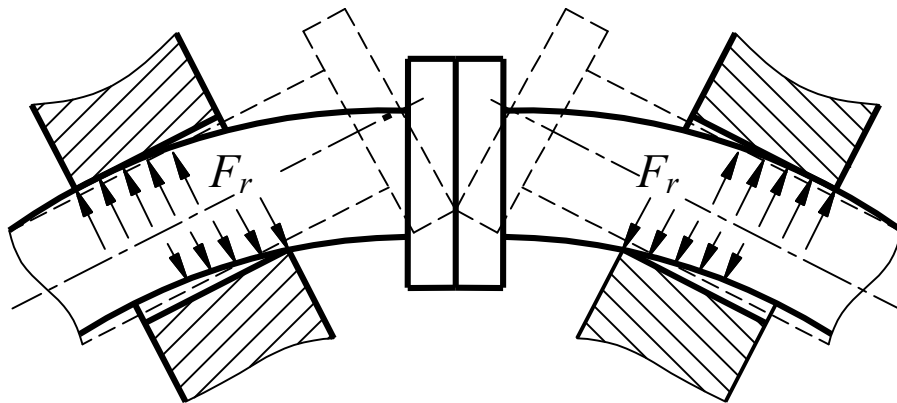


Рис. 1.2. Деформація валів та напрям дії радіальної сили

Слід зауважити, що для зменшення негативної дії вище наведених факторів та виходячи з економічної доцільності дотримання чіткої співвісності у з'єднаних вузлах машин, дана проблема потребує поглибленого вивчення процесів та умов функціонування компенсуючих муфт в приводах машин і має вагоме значення для машинобудування, оскільки використання компенсуючих пристроїв є ефективним та відносно недорогим засобом для компенсації неточностей виготовлення і попередження динамічних резонансних коливань.

Проаналізувавши відомі конструкції компенсуючих муфт [48, 61, 67] можна умовно поділити їх на жорсткі та пружні рухомі компенсуючі муфти. Жорсткі рухомі муфти поділяються на зубчасті, ланцюгові, кулачково-кульсні, гофрові, напівжорсткі дискові, шарнірні, кулькові. Пружні муфти поділяються на два підвиди: муфти з металевими та неметалевими пружними елементами. До муфт з металевими пружними елементами відносять муфти з пакетами пластинчатих або гільзових пружин, змієвидними та гвинтовими пружинами,

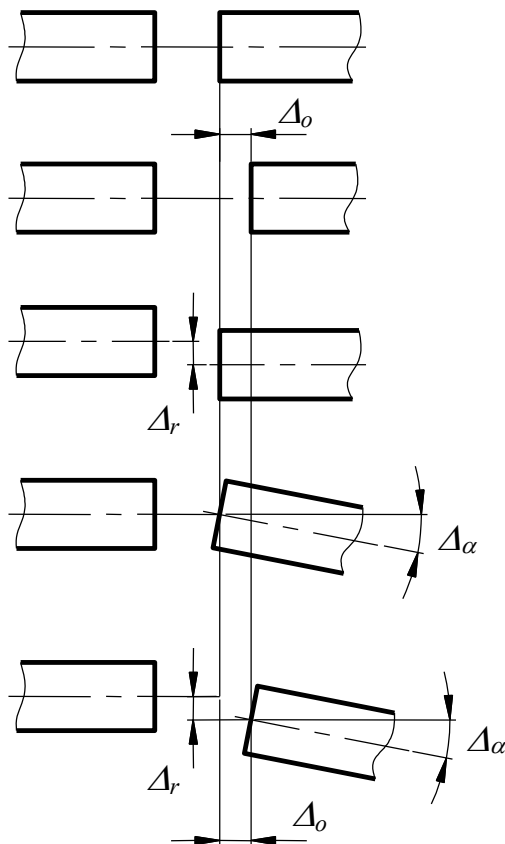


Рис. 1.3. Похибки взаємного розміщення валів

стержнями. Неметалеві пружні елементи виготовляються у вигляді зірочок, пальців, кульок та роликів зазвичай з гуми або пластмас.

Всі вище вказані конструкції муфт служать для компенсації зміщень валів. Характерні похибки взаємного розміщення валів, які рекомендовано і бажано з'єднувати компенсуючими муфтами, показані на рис.1.3. Розрізняють осьове зміщення Δ_o валів, радіальне зміщення Δ_r і кутове зміщення Δ_α . На практиці переважно зустрічається комбінація вказаних похибок, яка має термін неспіввісність валів.

Внаслідок тангенціальної рухомості можлива компенсація нерівномірності обертання валів (синхронні муфти), гасіння крутильних коливань.

Крім цього компенсуючі муфти, а особливо пружно-компенсуючі, мають здатність пом'якшувати поштовхи та ударні навантаження і служать засобами захисту від резонансних коливань. Завдяки відповідній конструкції дані пристрої забезпечують компенсацію зміщень валів в широкому діапазоні.

Також під час експлуатації машин і механізмів часто виникають перевантаження, які призводять до значних деформацій і поломок елементів цих механізмів. Вони викликані як технологічними процесами операцій, так і випадковими явищами. Перевантаженням технологічного характеру можна запобігти при забезпеченні раціональних параметрів технологічних процесів. Проте виникнення випадкових перевантажень важко передбачити і запобігти їм можна використовуючи в конструкціях машин і механізмів муфти з пружно-запобіжними чи запобіжними характеристиками [1-6, 10, 13-18, 20, 23, 24, 26, 28, 35, 37, 39, 40, 42-59, 61-163, 67, 70], до яких належать пружно-запобіжні та запобіжні фрикційні, кулачкові, кулькові, планетарні, реверсивні, з осьовим зміщенням валів та інші типи муфт.

Класифікацію характерів перевантажень приводів і робочих органів машин і механізмів представлено у вигляді схеми (рис. 1.4). Жорсткості приводу і робочого органу відповідно позначені C_1 і C_2 . В залежності від їх характеристик можна виділити такі можливі варіанти виконання: 1 – C_{1max}, C_{2max} ; 2 – C_{1max}, C_{2min} ; 3 – C_{1min}, C_{2min} ; 4 – C_{1min}, C_{2min} [16].

Загальні критерії поділу важко встановити, але слід відмітити, що різкі перевантаження протікають в інтервалі сотих долей оберту привідного валу і тривалість їх наростання визначається швидкістю обертання та жорсткістю приводу і робочого органу, а також жорсткістю предмета який викликав дане перевантаження. Плавні перевантаження зростають в інтервалі долей оберту чи навіть кількох обертів привідного валу. Тому їх можна поділити по швидкості наростання на плавні і різкі.

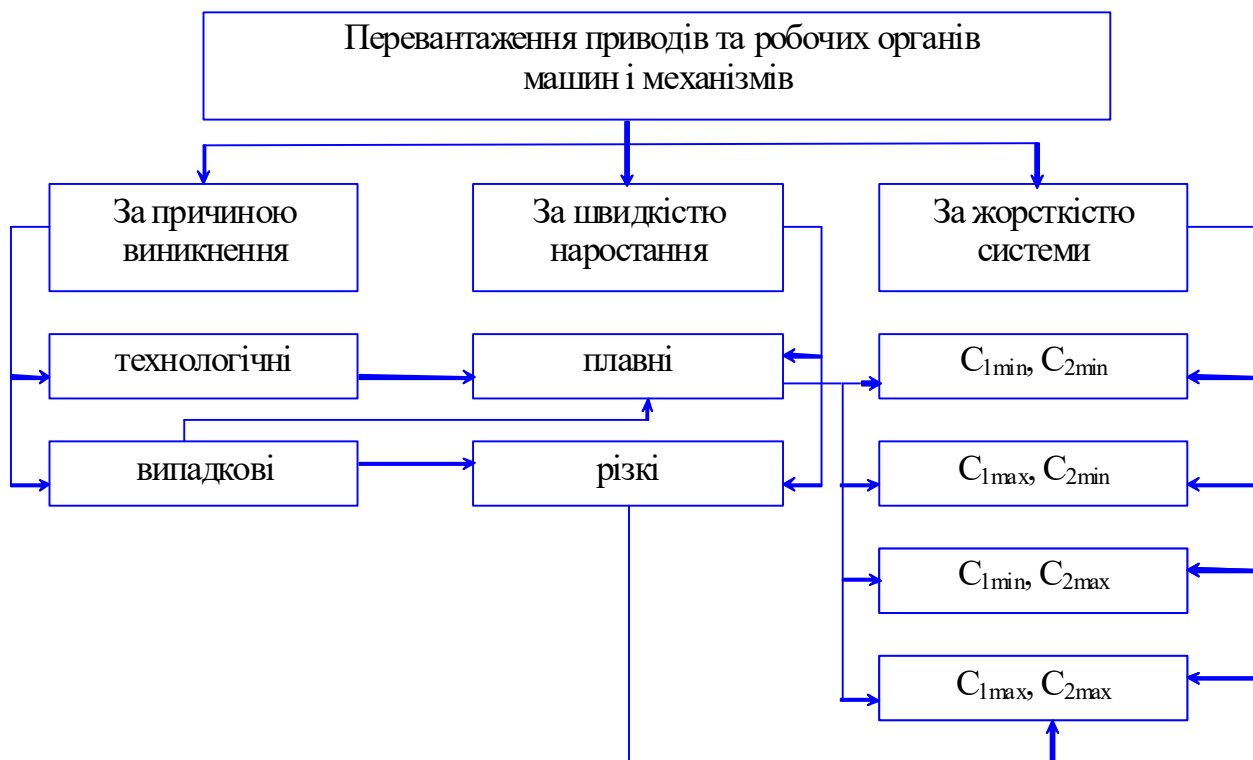


Рис. 1.4. Класифікація характерів перевантажень машин і механізмів

Технологічні і випадкові перевантаження, як правило, бувають плавними, тоді як випадкові є плавними і різкими. Як відомо з практики найбільш небезпечними для стійкості приводів є випадкові перевантаження. При визначенні динамічних навантажень важливо встановити характер зв'язку, що виникає між елементами робочого органу і предметом, який викликає його стопоріння. У тому випадку, коли жорсткість предмета висока, то виникають різкі перевантаження приводу, в іншому випадку зростання моменту опору є плавним.

Однак швидкість зростання граничного крутного моменту в значній мірі залежить від жорсткості приводу C_1 і робочого органу C_2 , коли C_1 і C_2 є максимальними, то перевантаження будуть різкими, а у всіх інших варіантах жорсткості системи вони є плавними, або наближаються до них.

Якщо жорсткість приводу C_1 і робочого органу C_2 є відносно високими, то їх захист від перевантажень задовільно можуть виконувати звичайні

кулькові, кулачкові фрикційні запобіжні муфти. Проте багато робочих органів машин мають відносно невисоку жорсткість.

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 машині чи механізмі. 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 обертального крутного моменту. Фрикційні запобіжні муфти мають низький коефіцієнт точності спрацювання при перевантаженні, а тому їх застосування в приводах машин 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 машин і механізмів. З метою розвантаження робочих органів при їх стопорінні під час виконання технологічного процесу розроблено реверсивні запобіжні муфти, конструктивною особливістю яких є те, що при перевантаженні і стопорінні робочого органу муфта спрацьовує і відбувається повертання останнього в зворотному напрямку. Це дозволяє саморозвантажитись робочому органу і зняти його забивання. Але ці муфти є надто складними, дорогими і ненадійними в роботі. Крім того, вони можуть використовувати лише у жорстких системах, які знаходяться на валах, і їх використання обмежується швидкістю обертання робочого органу (до 200 об/хв.) [35], що робить їх використання неефективним.

Тому при проектуванні машин і механізмів завжди буде існувати проблема пошуку і використання в їх конструкціях ефективних захисних з'єднувальних елементів, які б володіли пружними, компенсаційними і запобіжними характеристиками.

1.2. Огляд конструкцій пружних і запобіжних муфт

Розглянемо і проаналізуємо конструкції пружних і запобіжних муфт та їх комбінацій, які використовуються в конструкціях машин і механізмів. У машинобудуванні використовують компенсуючі муфти самих різноманітних конструкцій [37], найбільш ефективними з яких є пружні муфти, які дозволяють частково компенсувати нерівномірності зміщення валів, пом'якшувати поштовхи та удари, а також гасити крутильних коливання. Зокрема до рухомих компенсуючих муфт відносять три основних типи муфт: жорсткі компенсуючі, шарнірні і пружно компенсуючі. Жорсткі муфти компенсують тільки загальні види зміщень, а пружні також допускають тангенціальне зміщення за рахунок деформації проміжних пружних елементів пристрою. Внаслідок тангенціального переміщення елементів муфти один відносно одного відбувається часткова компенсація нерівномірності обертання валів, пом'якшення поштовхів та ударів, а також гасіння крутильних коливань. Шарнірні муфти, за рахунок рухомості елементів пристрою, допускають кутове зміщення до $35...45^\circ$, зберігаючи при цьому правильний контакт елементів зачеплення. Також варто відмітити, що незначні тангенціальні зміщення, за рахунок можливих зазорів і деформацій деталей, допускають також і жорсткі муфти.

Основними видами жорстких компенсуючих пристроїв є зубчасті, ланцюгові та кулачково-дискові муфти. Зубчасті муфти [61, 67] характеризуються високою навантажувальною здатністю при порівняно невеликих масі та розмірах, а також здатністю працювати з високими кутовими швидкостями. При умові відсутності радіального зміщення, вони здатні компенсувати кутове зміщення валів до 1° , а при його відсутності найбільше радіальне відхилення допускається в межах $0,06...0,8\%$ відстані між центрами сфер зубчастих півмуфт [48]. Зубчасті муфти стандартизовані (ГОСТ 5006-83) для діаметрів валів $40\div 200$ мм і обертальних моментів $1000...63000$ Н·м. При цьому їх компенсаційна здатність складає: $\Delta_o = (3...4)$ мм; $\Delta_r = (1,5...2)$ мм; $\Delta_\alpha = (0,5...1)^\circ$. Практично встановлено [61], що із збільшенням кутового

зміщення зубчасті муфти функціонують вкрай незадовільно, при цьому інтенсивність зношування зубів сильно зростає, оскільки відбувається контакт крайок зубів, що супроводжується великими напруженнями. Також елементи зачеплення повинні постійно змащуватись, заміну мастила доцільно проводити не рідше 3-4 рази на рік.

Проте в деяких конструкціях зубчастих муфт окремі елементи можна виготовляти із пластмас, з метою надання пристроям додаткових електроізоляційних, пружних та демпфуючих властивостей.

В загальному до недоліків зубчастих муфт відносять низьку стійкість елементів зачеплення, велику масу та майже повну відсутність пружно-демпфуючих властивостей.

Ланцюгові муфти [61] відрізняються простотою конструкції, і допускають зміщення валів в наступних межах: $\Delta_r = (0,5...2)$ мм; $\Delta_\alpha = (0,5...1)$. Використання безшумних ланцюгів та сферичних роликів допускає збільшення кутового відхилення до $3...6^\circ$. Ланцюгові муфти стандартизовані (ГОСТ 20742-81) для валів 20...130 мм і обертальних моментів 63...8000 Н·м. До переваг можна віднести відносно малу масу та габаритні розміри, зручність монтажу, надійність у експлуатації. Але слід зауважити, що через зазори ланцюгові муфти не рекомендуються для використання у високошвидкісних та, особливо, реверсивних передачах.

Кулачково-дискові муфти [66, 67], які також відомі як хрестові, плаваючі або муфти Ольдгема, в основному призначені для з'єднання валів із значним радіальним зміщенням, хоча дані конструкції допускають також кутові та осьові зміщення. До переваг муфт даної конструкції слід віднести здатність компенсувати радіальне зміщення в межах до 4% від діаметра з'єднаних валів, проте допустиме кутове зміщення становить не більше $0,4^\circ$. Дані конструкції муфт здатні сприймати обертальний момент в межах 16...16000 Н·м при діаметрі валів 16...150 мм. Здатність компенсувати відхилення валів згідно ГОСТ 20720-81 складає $\Delta_r = (1...3)$ мм; $\Delta_o = (2...4)$ мм; $\Delta_\alpha \leq 0,5^\circ$.

Їх недоліками є незадовільне функціонування навіть при незначних кутових зміщеннях, потреба постійного змащування внаслідок інтенсивного спрацьовування робочих поверхонь, наявність відцентрової сили, що діє на диск, втрати на тертя.

Принцип функціонування більшості шарнірних та карданних муфт базується на використанні просторового шарніра Гука. Дані муфти [61] використовуються для передачі обертального моменту між валами, що мають велике кутове зміщення (до $40...45^\circ$) і яке в процесі роботи машини може змінюватися. Комбінуючи дві муфти можна вдвічі збільшити граничну межу кута нахилу валів, забезпечуючи при цьому передачу обертального моменту при значному радіальному зміщенні осей валів. Розрізняють шарнірні, синхронні шарнірні, кулькові та карданні муфти. Коефіцієнт корисної дії таких муфт при кутовому зміщенні $\Delta\alpha \leq 25^\circ$ складає 0,98-0,99. За габаритами шарнірні муфти поділяють на малогабаритні і великогабаритні (карданні вали). Малогабаритні одинарні і здвоєні шарнірні муфти стандартизовані згідно ГОСТ 5147-80 для валів діаметром 8...40 мм і обертальних моментів від 10 до 1120 Н·м.

Недоліком більшості конструкцій є те, що при рівномірному обертанні ведучого вала ведений вал обертається нерівномірно. Цього недоліку позбавлені кулькові та синхронні муфти [61], які використовуються при великих кутових зміщеннях валів. Здвоєні кулькові муфти також допускають радіальне зміщення.

Конструкції пружних рухомих муфт [52, 59, 61] характеризуються наявністю пружного елемента, за рахунок деформації якого здійснюється взаємне переміщення деталей муфти, що необхідне для компенсації зміщень осей ведучого та веденого валів. Пружні муфти також мають властивість пом'якшувати поштовхи та удари, що супроводжують роботу більшості сільськогосподарських машин. При цьому кінетична енергія удару частково поглинається і перетворюється в тепло, а частково акумулюється пружним елементом, перетворюючись в потенційну енергію деформації. Також муфти з

пружними елементами можуть бути захисними пристроями від резонансних коливань, які виникають в приводі внаслідок нерівномірності обертання. Слід зауважити, що пружні рухомі муфти, як і шарнірні, теж можуть допускати порівняно великі відхилення від співвісності, як у самостійному використанні так і в різноманітних комбінаціях. При цьому, завдяки безпосередній деформації пружного елемента, вали та їх опори навантажуються порівняно малими силами і моментами. Що є важливим показником, оскільки внаслідок неточності окремих елементів муфти з'являється додаткова радіальна сила R_r , що діє на опорні вузли. Значення цієї сили, в залежності від точності виготовлення пристрою, коливається в межах $0 < R_r < P_k$ (де P_k - колова сила). Особливо небажаним є випадок коли обертальний момент передається одним зубом в зубчастій або одним пальцем в пружній втулково-пальцевій муфтах. Пружні муфти поділяють на муфти з неметалевими та з металевими пружними елементами. Неметалеві пружні елементи, виготовлені з гуми чи пластмаси, отримали широке використання в сучасному машинобудуванні завдяки відносній простоті конструкції, задовільним компенсаційним та демпфуючим властивостям. Розрізняють муфти: пружні втулково-пальцеві; із пружним елементом у вигляді диска, зірочки, кульок, роликів, корда та тороподібною пружною оболонкою. Проте через меншу міцність, у порівнянні з металами, такі пружні елементи зазвичай використовуються у приводах з відносно малим навантаженням. Також довговічність гумових чи пластмасових пружних елементів значно менша ніж металевих. Гума поступово втрачає свої пружні властивості внаслідок старіння. Під дією зовнішнього середовища, змінних температур, абразиву та інших факторів такі пружні елементи швидко втрачають експлуатаційні властивості та зазнають руйнування. Компенсаційна здатність пружних муфт з неметалевим пружним елементом складає: $\Delta_o = (1...5)$ мм; $\Delta_r = (0,2...4)$ мм; $\Delta_\alpha = (0,5...4)^\circ$. Діапазон величин обертального моменту, який здатен сприймати пристрій, знаходиться в межах від 2,5 до 25000 Н·м. Розміри основних конструкцій муфт регламентуються ГОСТ 21424-75, ГОСТ 14084-76 та ГОСТ 20884-82.

Через вище вказані недоліки в більшості промислових машин, які працюють у найбільш навантажених режимах та під відкритим небом доцільно використовувати металеві пружні елементи, які поряд з відносною простотою конструкції, дешевизною виготовлення та високими компенсаційними властивостями, характеризуються високою навантажувальною здатністю, надійністю, значним ресурсом експлуатації та можливістю функціонування в агресивних середовищах і при різних температурах. В муфтах з металевими пружними елементами [59, 61] в якості останніх використовують різної форми пружини: гвинтові, пластинчасті, змієподібні, стержневі, криволінійні, гільзові, пружинні кільця. Зокрема муфти із змієвидними пружинами допускають наступні значення зміщень валів: $\Delta_o = (4...20)$ мм; $\Delta_r = (0,5...3)$ мм; $\Delta_\alpha =$ (до $1,15$)°.

Найширший діапазон компенсації зміщень валів та задовільні демпфуючі властивості мають пристрої з гвинтовими пружними елементами, причому в багатьох конструкціях муфт вдало поєднуються гвинтові пружини з кульковими тілами кочення. Такі конструкції поєднують такі властивості як пружність та демпфуючу здатність

пружин, а висока якість обробки і твердість поверхневого шару тіл кочення забезпечує їм тривалий термін експлуатації при значній навантажувальній здатності. Розглянемо деякі поширені конструкції компенсуючи муфт. Так на рис. 1.5 представлена здвоєна кулькова муфта [61]. Конструктивною особливістю муфти є наявність пружинного амортизатора, який зменшує биття корпуса муфти і усуває його осьові

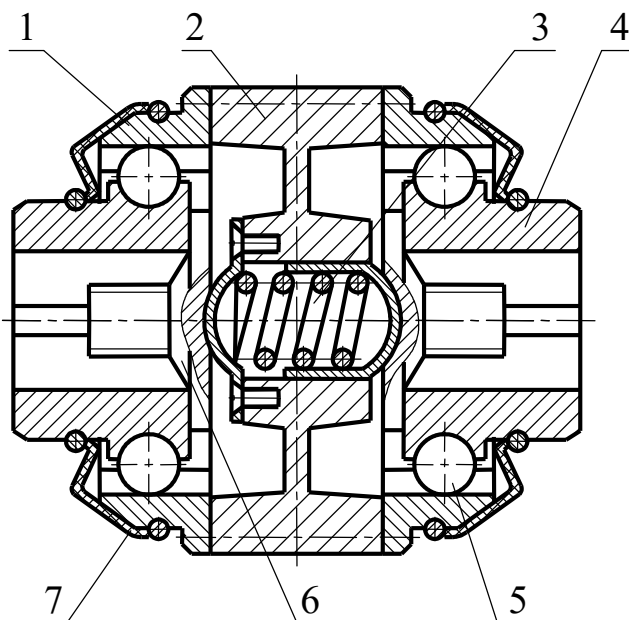


Рис. 1.5. Кулькова компенсуюча муфта: 1 - обойма; 2 - проміжний диск; 3 - пружинний амортизатор; 4 - півмуфта; 5 - кульки; 6 - болт; 7 - манжет

переміщення. Дана конструкція характеризується зручністю монтажу та має задовільну компенсуючу здатність.

Розглянемо найбільш поширені конструкції муфт з гвинтовими та іншими видами пружних елементів, які захищені авторськими свідоцтвами і патентами та мають застосування в сучасному машинобудуванні.

Найпростіша конструкція [61] такого класу муфт представлена на рис.1.6. Дана муфта складається з двох півмуфт, які з'єднані між собою циліндричною пружиною. Кріплення пружини здійснюється відігнутими її кінцями, які входять у отвори півмуфт. Від провертання пружину утримують фіксуючі штифти. Компенсація неспіввісності здійснюється за рахунок пружної деформації пружини.

Еластична муфта, що показана на рис. 1.7, може компенсувати куту неспіввісність у ширшому діапазоні за рахунок специфічної конструкції пружного елемента. Розширення діапазону компенсації здійснюється за рахунок виконання пружного елемента у формі однопорожнинного гіперболоїда. Фіксація пружного гвинтового елемента до півмуфт здійснюється так як і в попередній конструкції.

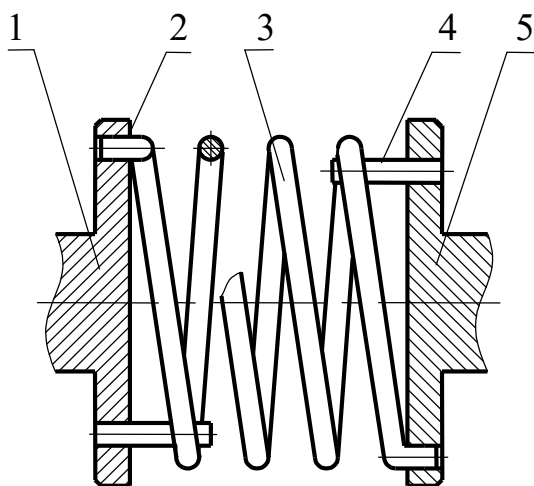


Рис. 1.6. Муфта з пружним гвинтовим елементом у вигляді циліндричної пружини: 1 – півмуфта; 2 – отвір; 3 – пружина; 4 – фіксуючий штифт; 5 – півмуфта

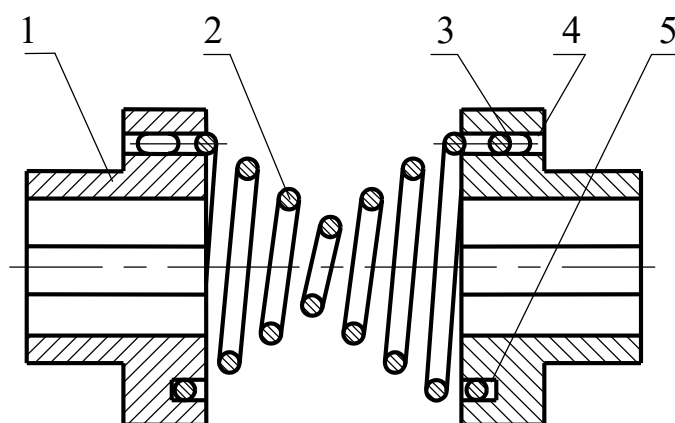


Рис. 1.7. Муфта з пружним гвинтовим елементом у вигляді однопорожнинного гіперболоїда: 1 – півмуфта; 2 – пружний елемент; 3 – отвір; 4 – півмуфта; 5 – канавка

Величина обертального моменту, що передають муфти таких конструкцій залежить від габаритних розмірів, діаметра та фізико-механічних характеристик пружини. Дані муфти характеризуються простотою конструкції, надійністю та високими пружними властивостями.

Проаналізувавши вище наведені конструкції можна зробити висновок, що існують певні обмеження щодо величини обертального моменту, який може сприймати муфта. Усунення цих обмежень шляхом підвищення жорсткості пружини приводить до збільшення габаритних розмірів пристрою та спричиняє зниження компенсуючих властивостей муфти і додаткового радіального навантаження на опори з'єднаних валів.

Клас пружних компенсуючих муфт, які при відносній простоті конструкції забезпечують високі експлуатаційні показники, представляють муфти німецької фірми "Lenze" [61]. Це муфти конструкцій "Simplaflex" та "Simpla-miniflex" пружний елемент яких виконаний у вигляді гвинтових циліндричних пружин прямокутного поперечного перерізу. На рис. 1.8.а представлено конструкцію муфти "Simplaflex", а на рис. 1.8.б – "Simpla-miniflex". Муфта "Simplaflex" включає пружний елемент, який являє собою концентрично розміщені гвинтові пружини з витками прямокутного поперечного перерізу, що за допомогою пайки кріпиться 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.

На рис. 1.8.в наведена конструкція муфти [52] 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 навантажувальною здатністю.

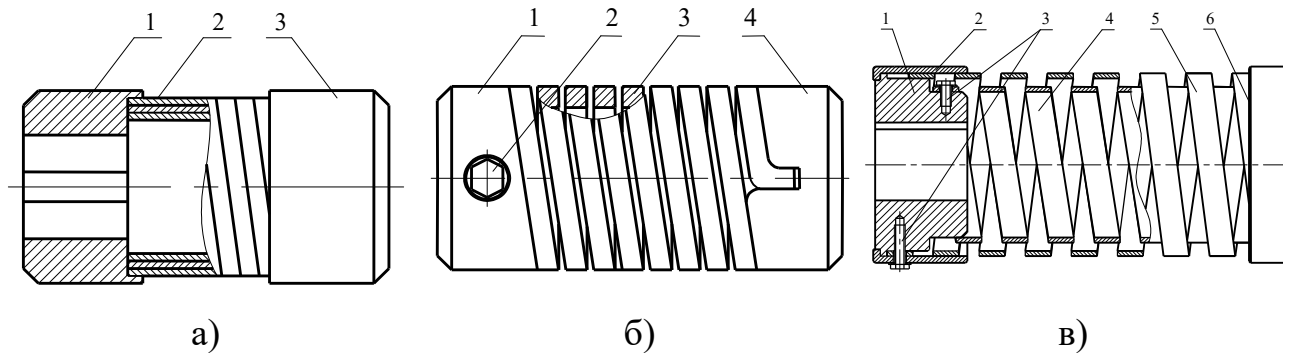


Рис. 1.8. Конструкції пружно-компенсуючих муфт: а) “Simplaflex”: 1, 3 – півмуфти; 2 – пружний гвинтовий елемент; б) “Simpla-miniflex”: 1, 4 – півмуфти; 2 – фіксуючий болт; 3 – пружний гвинтовий елемент; в) з комбінованим гвинтовим елементом: 1, 6 – півмуфти; 2 – кришки-фіксатори; 3 – кріпильні елементи; 4, 5 – спіралі прямокутного поперечного перерізу

Серед запобіжних муфт (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.

На рис. 1.9 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. 1.9.а [56], 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 [17].

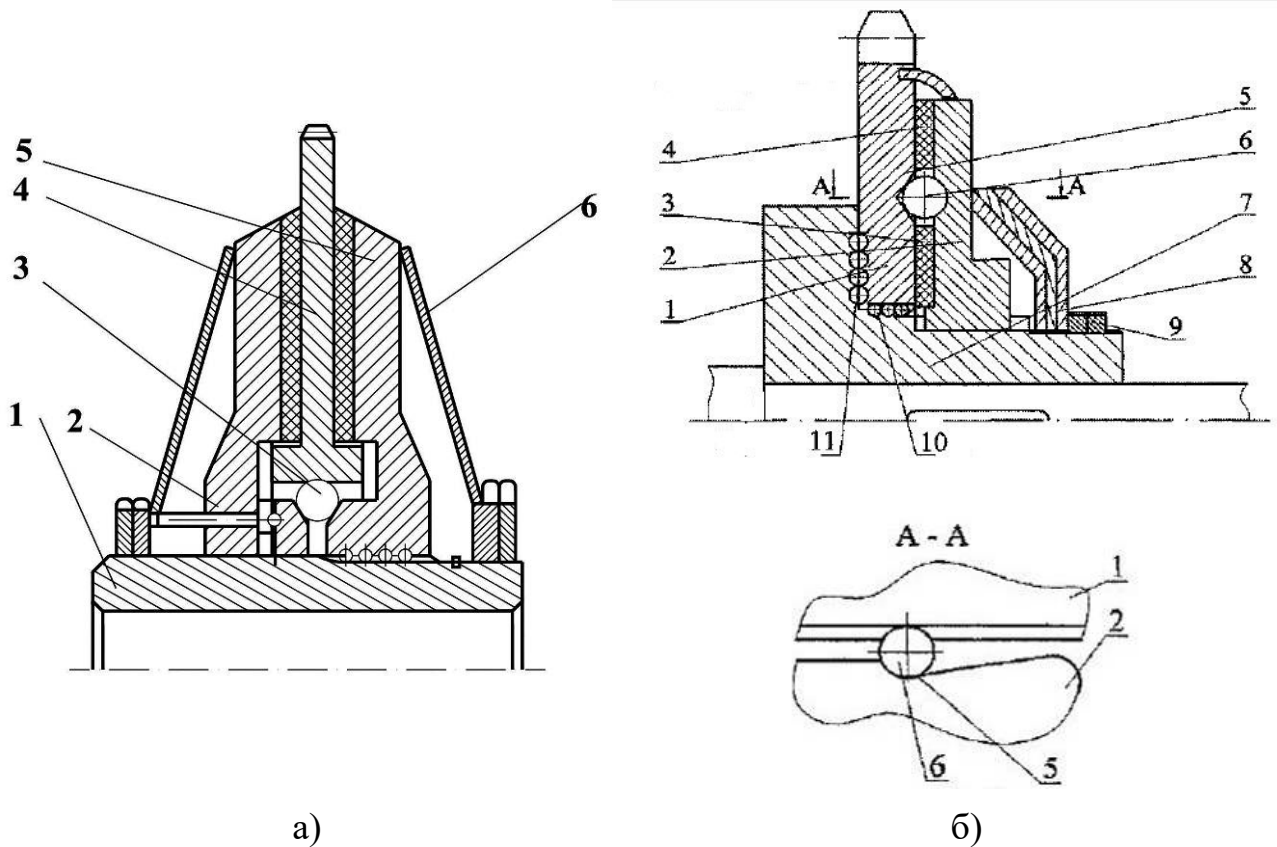


Рис. 1.9. Конструкції фрикційних запобіжних муфт підвищеної чутливості:
 а) 1 – маточина; 2, 4 – ведуча і ведена півмуфти з фрикційними накладками;
 3 – кульки; 5 – притискний диск; 6 – пружини; б) 1, 7 – ведена та ведуча
 півмуфти; 2 – підтискний диск; 3, 4 – фрикційні диски; 5 – гнізда; 6 – кульки;
 8 – пружини; 9 – гайка; 10, 11 – тіла кочення

Фрикційна ЗМ (рис. 1.9.а) [15] 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 шліцьового 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. 1.10), дослідження яких проведено в [18]. В конусній ЗМ (рис. 1.10.а) обертальний момент з ведучої півмуфти 1 передається через елементи зачеплення 3 (лунки 5 і конічні стержні 6) на ведену півмуфту 2. У випадку перевантаження конічні стержні 6 повертаються 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.

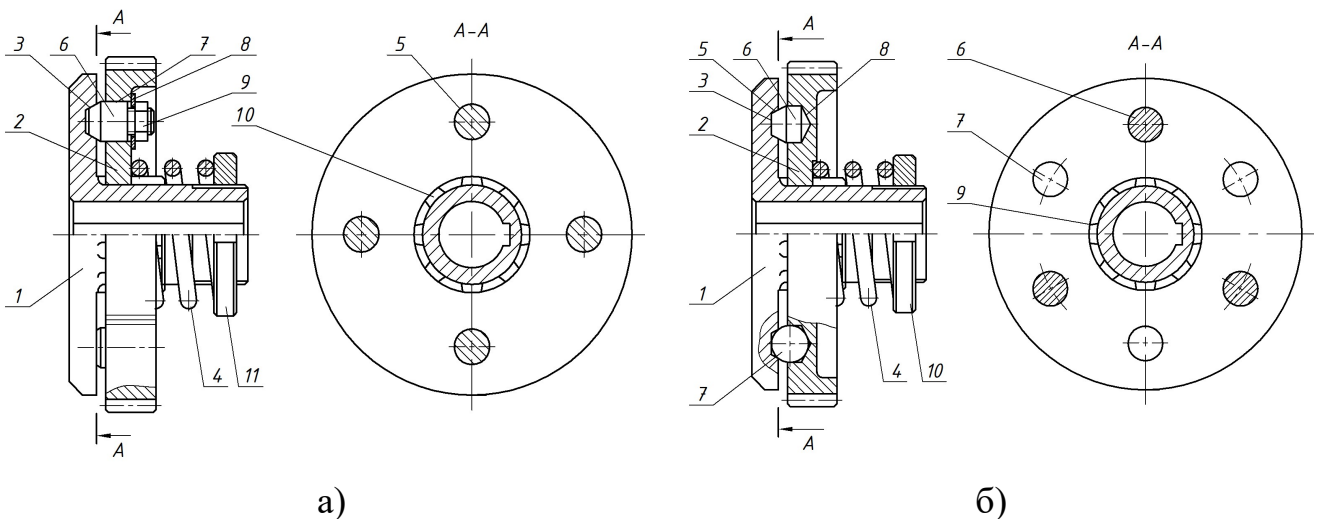


Рис. 1.10. Конструкції конусних запобіжних муфт: а) 1, 2 – ведуча та ведена півмуфти; 3 – елементи зачеплення; 4 – пружина; 5 – лунки; 6 – конічні стержні; 7 – отвори; 8 – шайби; 9 – гайки; 10 – шліці; 11 – гайка; б) 1, 2 – ведуча та ведена півмуфти; 3 – елементи зачеплення; 4 – пружина; 5 – лунки; 6 – конічні стержні; 7 – кульки; 8 – отвори; 9 – шліці; 10 – гайка

В конусно-кульковій ЗМ (рис. 1.10.б) [18] 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 переміщається 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 середньошвидкісних і високошвидкісних приводах машин.

Кулькові ЗМ не одержали широкого використання в конструкціях машин 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 машин і механізмів використовують кулькові ЗМ з демпфуючими елементами, приклади яких наведено на рис. 1.11.

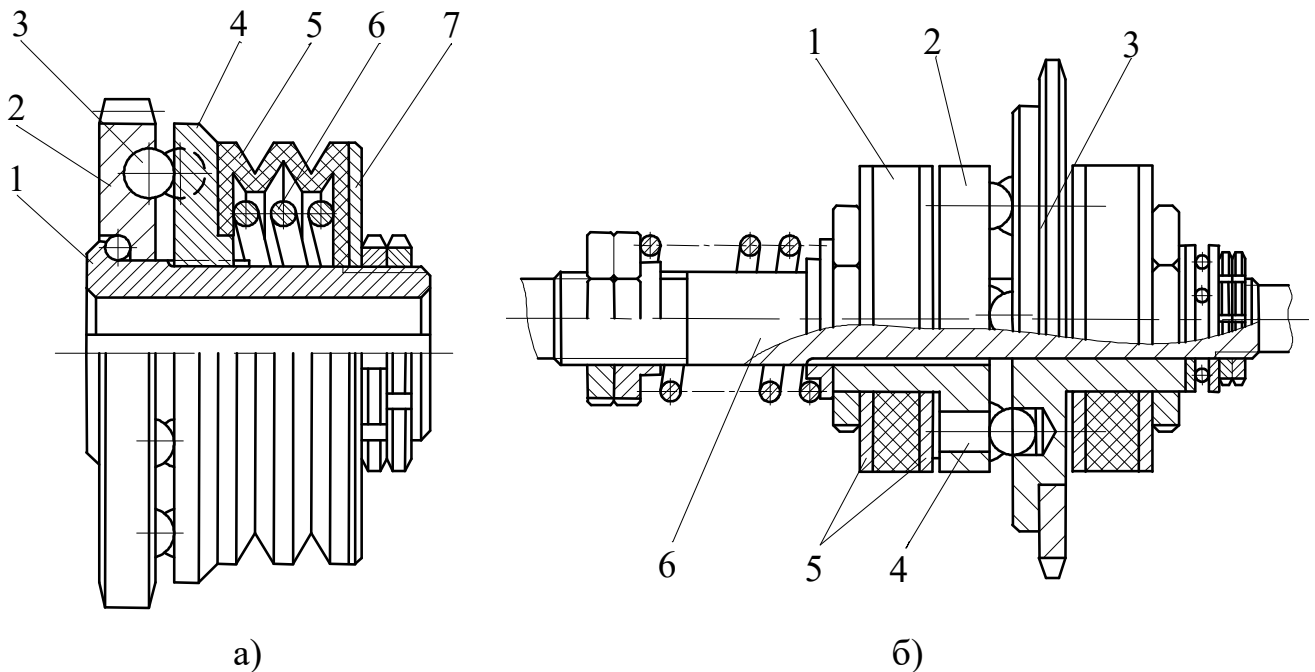


Рис. 1.11. Конструкції кулькових запобіжних муфт з демпфуючими елементами: а) 1 – маточина; 2, 4 – ведуча і ведена півмуфти; 3 – кульки; 5 – амортизаційна втулка; 6 – пружина; 7 – диск; б) 1 – гумові диски; 2, 3 – ведуча і ведена півмуфти; 4 – пальці; 5 – натискні і гумові диски; 6 – вал

На рис. 1.11.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. 1.11.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.

Для приводів машин розроблені кулькові низькочастотні ЗМ [13] та сигнально-запобіжну муфту [14] (рис. 1.12). У кульковій низькочастотній ЗМ (рис. 1.12.а) момент обертання [54] передається з ведучої 5 півмуфти через кульки 4 на ведену 2, а при перевантаженні проходить відносно повертання 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 повертань 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 [14, 55] (рис. 1.12.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.

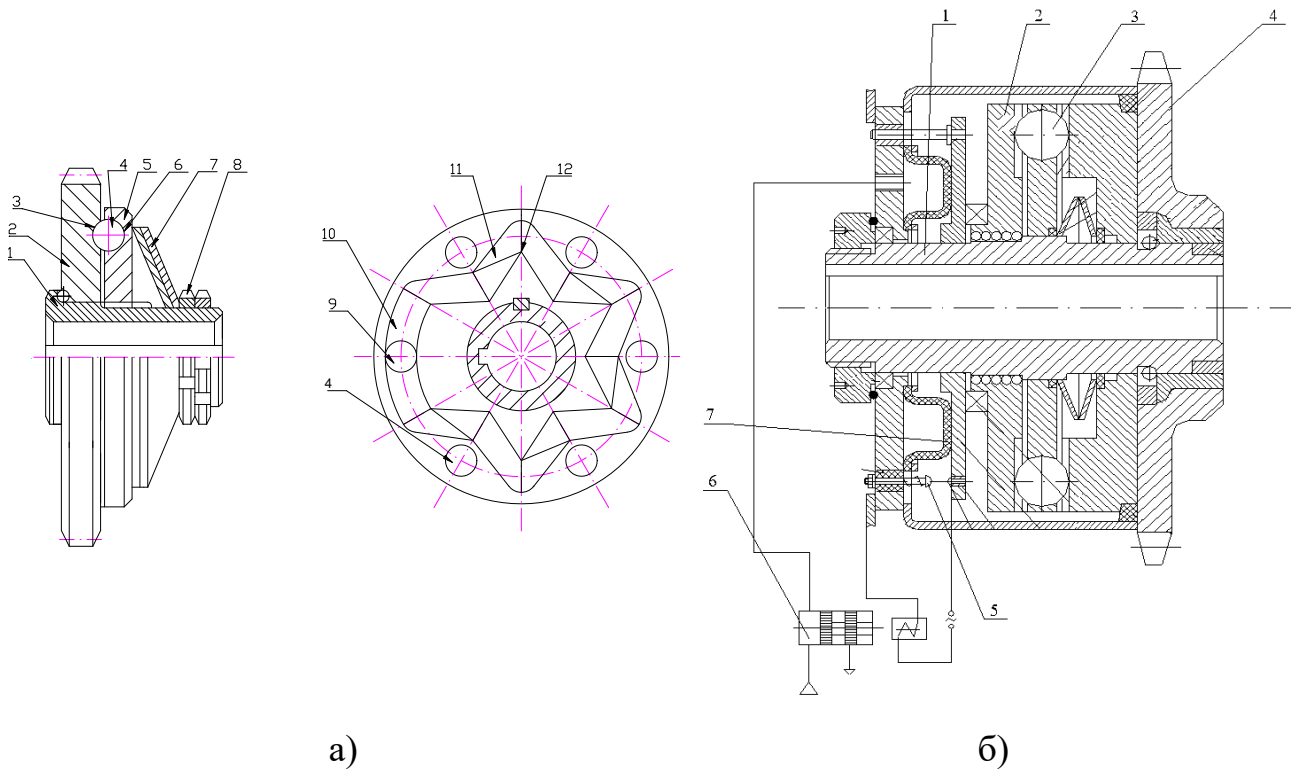


Рис. 1.12. Конструкції запобіжних муфт: а) низькочастотна кулькова: 1 - маточина; 2, 5 – ведена і ведуча півмуфти; 3 – лунки; 4 і 9 – кульки; 6 – отвори; 7 – пружини; 8 – гайки; 10 – паз; 11 і 12 – заглиблення; 5 – натискні і гумові диски; 6 – вал; б) сигнально-запобіжна: 1, 4 – ведуча та ведена півмуфта; 2 – ведучий диск; 3 – кульки; 5 – електроконтакт; 6 – електромагнітний золотник; 7 – пневмокамера

В роботі [16] ґрунтовно проведено дослідження планетарних ЗМ машин (рис. 1.13), які забезпечують значне зменшення повторних включень у режимі буксування, тим самим знижуючи динамічні навантаження на приводи машин. На рис. 1.13.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.

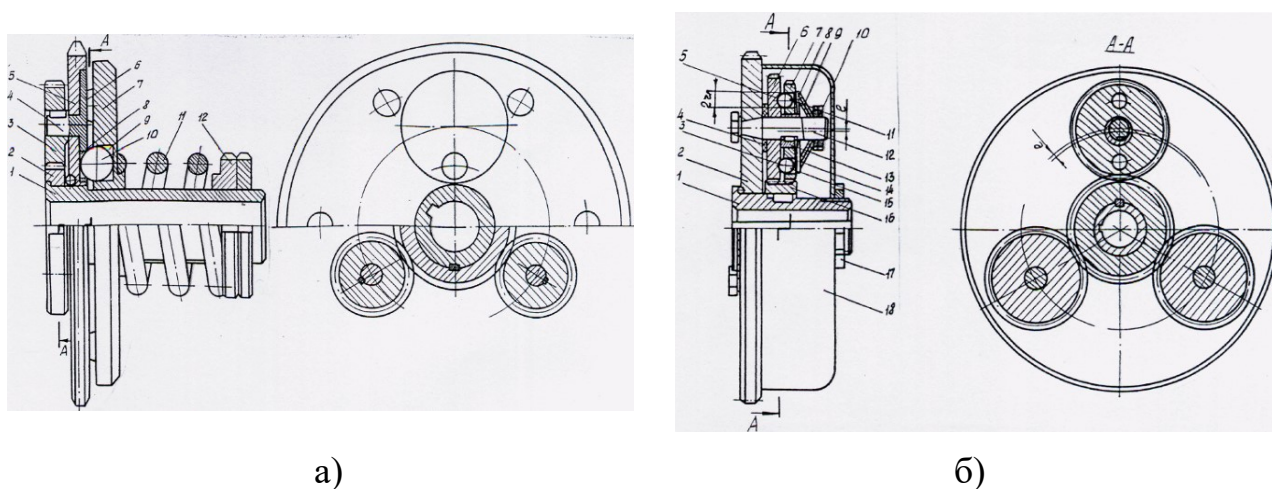


Рис. 1.13. Конструкції планетарно-кулькових запобіжних муфт:
 а) 1 – маточина; 2 – центральна шестерня; 3 – сателіти; 4 – фланці з пальцям;
 5, 7 – ведена і ведуча півмуфти; 6, 10 – кульки; 8 – лунки; 9 – гнізда;
 11 – пружина; 12 – гайки; б) 1 – маточина; 2 – ведена півмуфти; 3 і 5 – лунки;
 4 – втулки; 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

Планетарно-кулькова ЗМ [6] зображена на рис. 1.13.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 провертанні 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 провертання 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. Проте їх значна складність і висока вартість не сприяють широкому використанню, як і саморозвантажувальних запобіжних муфт, зображених на рис. 1.14.

З метою розвантаження робочих органів машин при перевантаженні розроблено муфти з осьовим зміщенням валів ЗМ [1, 2, 4, 35] (рис. 14). ЗМ з осьовим зміщенням валів [35] (рис. 14.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 осьового 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 робочого органу машини чи механізму. Далі кульки 3 заходять у попереднє положення і відбувається відновлення початкового стану ЗМ.

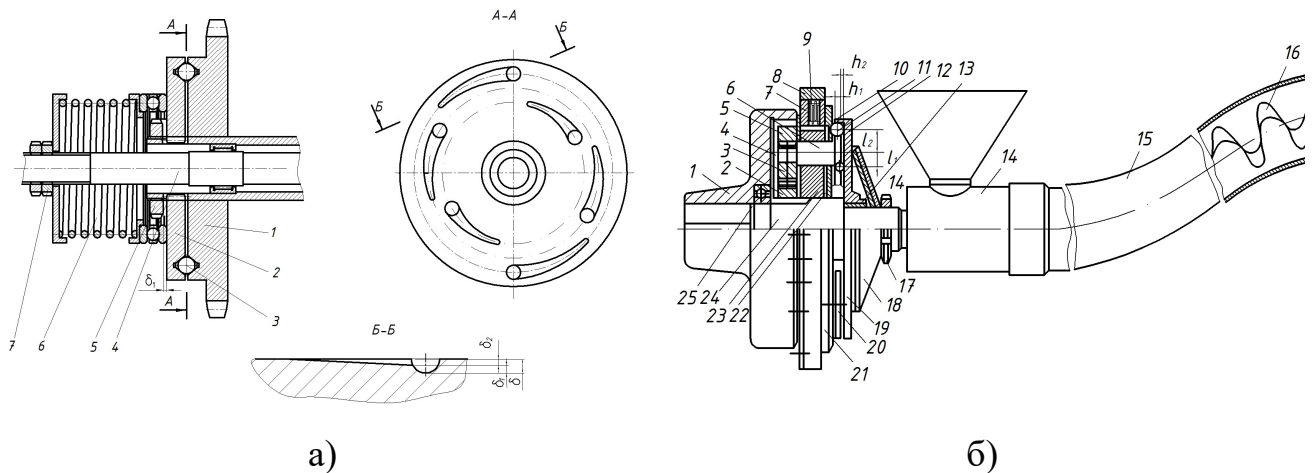


Рис. 1.14. Конструкції саморозвантажувальних запобіжних муфт:
 а) 1 і 2 – ведуча та ведена півмуфти; 3 – кульки; 4 – вал; 5 і 7 – гайки; 6 – пружина;
 б) 1 – півмуфта; 2 – шестерня; 3 – диск; 4, 11 і 22 – кульки; 5 – сателіти; 6 – осі;
 7 – упор; 8 – корпус; 9 – фрикційні елементи; 10 і 23 – отвори; 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

На рис. 1.14.б зображена реверсивна ЗМ гвинтового конвеєра [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.

1.3. Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень пружних і запобіжних муфт

Розробці і дослідженню пружних і запобіжних муфт присвячені праці таких вчених, як Д. М. Решетов [66], М. С. Комаров [38], В. К. Тепінкічєв [70], В. С. Поляков, О. А. Ряховський, І. Д. Барбаш [61, 67], Е. М. Попов [62], В. О. Малащенко [40], Я. І. Єсипенко, А. Р. Паламаренко, С. Г. Афанасєв [28], В. Л. Вейнц [12], С. К. Дьяченко, Н. Ф. Кіркач [26], В. Т. Павлице [49], С. Г. Нагорняк, І. В. Луців [47], М. Г. Лопаткін [39], Р. Б. Гевко [20], Е. Н. Ізотов [32], М. Н. Іванов [31], І. Б. Гевко [13], Э. П. Флік [71] 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); “Demahе”, “Sigma”, “Slema”, “Pouille” (Франція); “Hardi-Speuser”, “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. Андрєсової [8], Р.В. Комара [37].

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. [64] 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 [12], М.С. Комарова [38]. Динамічні навантаження, що виникають

при експлуатації приводів машин, 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 [49]:

$$\varphi = \frac{T \cdot \pi \cdot D_{np} \cdot i_n}{E \cdot I_o}, \quad (1.1)$$

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 [49]:

$$T = C\varphi, \quad (1.2)$$

де C – жорсткість муфти.

Найбільш повні теоретичні дослідження динаміки спрацювання окремих типів ЗМ викладені в праці В.К. Тепінкічієва [70], 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 $L > 0,2 \cdot D$, де D – середній діаметр розташування елементів зачеплення [70]. Також В.К. Тепінкічієв 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 [61]. Крім схем розрахунку для визначення конструктивно-силових характеристик для різних схем кулькових зачеплень, в [61] приведені розрахункові формули для визначення деяких параметрів компенсуючих муфт з пружними гвинтовими елементами. Залежність між коловою силою і силою пружини, згідно [61], для імпульсних ЗМ є наступною:

$$P_{np} = P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f), \quad (1.3)$$

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

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 + \varphi_2) = T_{kp} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C(\varphi_1 + \varphi_2) = -(T_{kp} + T_0 \sin \omega t). \end{cases} \quad (1.4)$$

Після відповідних перетворень кут закручування виражається наступною залежністю [49]:

$$\varphi = \frac{T_{kp}}{C} + \left\{ \frac{T_n}{J_2(j^2 - \omega_n^2)} \right\} \sin \omega t, \quad (1.5)$$

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 [23]. 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 [47].

Праця В.О. Малащенко [40] присвячена питанням проектування та дослідження запобіжних муфт. В ній наведено 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:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = \frac{F_x}{\pi}; \\ M_r = \frac{3}{4\pi} F_x R_p; \\ M_\theta = \frac{F_x R_p}{2} \left(1 - \frac{r}{R_p} \right); \\ \mathcal{G}_\kappa = \frac{F_x R_p r}{2\pi E J_x} \left[1 - \lambda_{3\kappa} + \frac{1 + \lambda_{3\kappa}}{2} \left(\frac{\pi^2}{3} - \frac{3}{4} \right) + \frac{\lambda_{3\kappa}}{2} \left(1 - \frac{R_p}{r} \right) \right]; \\ u = \left(-\frac{1}{2\pi} \right) \frac{F_x R_p^3}{E J_x} \cdot \frac{r}{R_p} \left\{ (1 + \lambda_{3\kappa}) \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\pi^2}{3} - \frac{3}{4} \right) \right] + \right. \\ \left. + \lambda_{3\kappa} \left[\frac{r}{R_p} + \frac{\pi^2}{6} - \frac{R_p}{r} \cdot \frac{\pi}{2} + \frac{1}{2} \left(2 \frac{R_p}{r} + 3 \frac{r}{R_p} \right) \right] \right\}, \end{array} \right. \quad (1.6)$$

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; ϑ_k – 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 [34], також винайдені конструкції та проведено динамічні дослідження функціонування приводів із ЗМ імпульсного типу з блокувальним пристроєм силового типу.

М.Г. Лопаткіним [39] 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 [32] та Е.М. Попова [62] 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 [28]. 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 [20]. 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, І.В. Луціва [47] і І.Б. Гевка [16]. Їх конструктивною особливістю є те, що при розмиканні півмуфт останні здійснюють декілька повних відносних повертань (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 [42] 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.

В результаті проведеного аналізу встановлено, що існуючі теоретичні і експериментальні дослідження пружних і 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 для різних типів машин і механізмів.

Дисертаційна робота О.М. Клендій [35] присвячена підвищенню ефективності функціонування гвинтових конвеєрів в екстремальних умовах експлуатації шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів запобіжної муфти шнекового робочого органу.

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. Класифікація та вимоги, які висуваються до пружних і запобіжних муфт

Нами розроблено класифікацію (рис. 1.15) муфт різних типів: запобіжних, пружно-запобіжних та пружних. 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 [37].

Вибір запобіжних, пружно-запобіжних та пружних муфт залежить від призначення, умов роботи, їх ціни, витрат на обслуговування та ремонт, габаритів, надійності і безвідмовності експлуатації тощо [18].

Вимоги, що висуваються до муфт, напряду залежать від перелічених вище факторів. Переважно муфти розраховують за обертальним моментом [49]:

$$T = k_n T_n, \quad (1.7)$$

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

Однією з важливих характеристик пружно-копенсуючих 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:

$$C = \frac{dT}{d\varphi}. \quad (1.8)$$



Рис. 1.15. Класифікація запобіжних, пружно-запобіжних і пружних муфт

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

$$e' = \frac{1}{C}. \quad (1.9)$$

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 [61]:

$$A_{\sigma} = z_e k_{\sigma} \frac{[\sigma]^2}{2E} V, \quad (1.10)$$

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

$$A_{\tau} = z_e k_{\tau} \frac{[\tau]^2}{2G} V, \quad (1.11)$$

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 [61] рівна:

$$A_{\sigma} = \frac{T_{\max} \varphi}{2}. \quad (1.12)$$

Звідси максимальний обертальний момент рівний:

$$T_{\max} = [\sigma] \sqrt{\frac{k_{\sigma} C}{E}} z_e V. \quad (1.13)$$

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. Основними вимогами [18], які висуваються до запобіжних муфт, є:

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

Основні технічні вимоги, які ставляться до ЗМ, характеризуються коефіцієнтами точності спрацювання, чутливості спрацювання, динамічності, стабільності та іншими [61]. Точність спрацювання ЗМ оцінювалася коефіцієнтом точності [61]:

$$K_{Tq} = \frac{T_{\max}}{T_{\min}}, \quad (1.14)$$

де T_{\max} і T_{\min} – найбільший і найменший обертові 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 $K_{Tq} > 1$.

Чутливість ЗМ до перевантажень оцінюється коефіцієнтом чутливості [61]:

$$K_{\text{ч}} = \frac{T_{\text{ноч}}}{T_{\text{сп}}}, \quad (1.15)$$

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

Для ЗМ імпульсного типу (кулачкових, кулькових, роликкових тощо) коефіцієнт чутливості завжди менший одиниці, $K_q < 1$.

Відношення моментів спрацювання ЗМ при динамічному прикладанні моменту рухомих сил (T_{max}) оцінюється коефіцієнтом динамічності [61]:

$$K_D = \frac{T_{max}}{T_{рег}}. \quad (1.16)$$

Величина коефіцієнту динамічності ($K_D > 1$) залежить від співвідношення моментів інерції, жорсткості системи, швидкості наростання навантаження тощо.

Стабільність ЗМ оцінюється коефіцієнтом стабільності [61]:

$$K_C = \frac{T(t)}{T(t_0)}, \quad (1.17)$$

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

Як правило коефіцієнтом стабільності $K_C < 1$, що пояснюється зношенням деталей ЗМ, зміною характеристик пружин в процесі експлуатації тощо.

Коефіцієнт, який характеризує дію запобіжного пристрою при спрацюванні [61]:

$$K_{ДС} = \frac{T_{ПС}}{T_{зр}}, \quad (1.18)$$

де $T_{ПС}$ – обертальний момент, який встановився після спрацювання ЗМ.

Час спрацювання ЗМ при перевантаженні t_0 визначається часом від початку її спрацювання до початкового моменту зменшення навантаження [61]:

$$t_0 = \frac{l}{k} t_{ав}, \quad (1.19)$$

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

При виникненні імпульсних короткочасних навантажень рекомендується [61], щоб час дії цих навантажень t_n не перевищував часу аварійного стану машини $t_{ав}$, тобто $t_n \leq t_{ав}$:

$$t_{ав} = \frac{\tau_{зр} W_{\rho} (\kappa - 1)}{\kappa V_n}, \quad (1.20)$$

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 [18]:

$$K_{чс} = \frac{2\pi}{\gamma_n}, \quad (1.21)$$

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

При проектуванні муфт доцільно розробляти і використовувати муфти з розширеними функціональними можливостями, які поряд з функцією відключення робочого органу машини від приводу при виникненні перевантаження, можуть працювати 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.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

2.1. Синтез схем конструктивного виконання пружно-компенсуючих муфт

Кожна конструктивна особливість компенсуючої муфти, незалежно від загального компонування її складових чи розміщення робочих пар контакту має відповідне призначення, що спрямоване на покращення функціонально-експлуатаційних показників пристрою. В результаті проведеного аналізу конструкцій компенсуючих муфт виявлена перспектива розробки пристроїв з пружно-гвинтовими та кульковими елементами та поєднання їх експлуатаційних властивостей. Оскільки поєднання пружних та демпфуючих характеристик пружин з високою якістю обробки і твердістю поверхневого шару тіл кочення, забезпечить таким конструкціям муфт значний ресурс, відповідну навантажувальну здатність та високі компенсаційні властивості при різноманітних експлуатаційних режимах. Використання структурно-схемного синтезу забезпечить вибір найбільш раціональних схем з умови покращення експлуатаційних характеристик компенсуючих муфт.

Завдання такого проектування з використанням синтезованого моделювання полягає в пошуку і створенні оптимальних конструкцій компенсуючих муфт на основі вибору структурної схеми механізму, що відповідає максимуму чи мінімуму цільової функції якості.

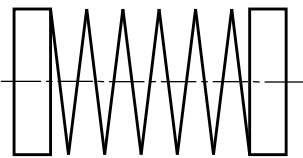
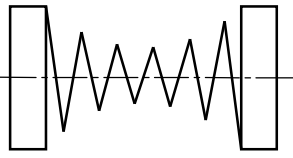
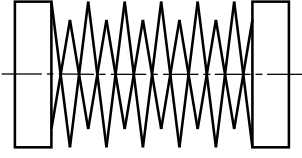
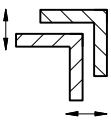
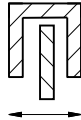
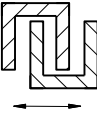
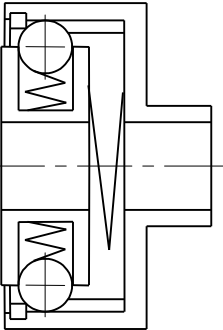
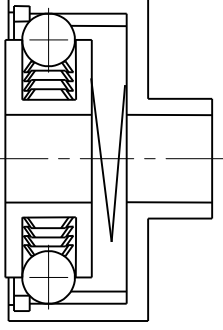
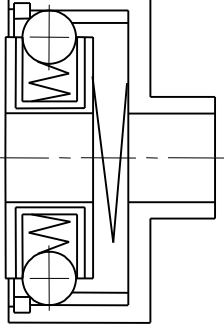
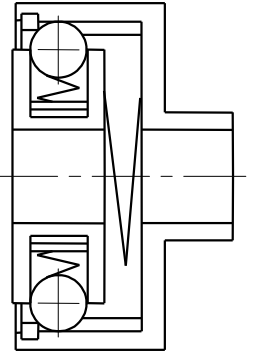
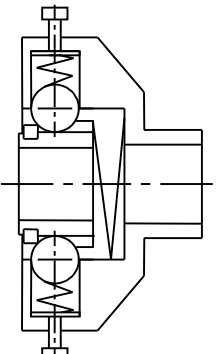
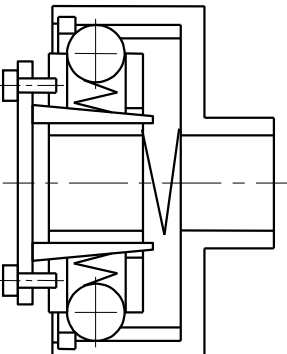
Зокрема задаючись метою підвищення навантажувальної здатності пружно-компенсуючої муфти, окрім традиційного технологічного підходу, що полягає в збільшенні кількості пружних елементів, можна провести комбінування спіралей різноманітних перерізів, варіюючи при цьому їх розміщення, кріплення та форму. Такий конструктивний підхід може суттєво вплинути на підвищення технологічності пристрою та надати йому додаткові демпфуючі властивості за рахунок енергоємності конструкції. Комбінування

функцій компенсуючих муфт із запобіжними, при забезпеченні мінімізації за масою та габаритними розмірами, дасть змогу отримати багатофункціональні технологічні пристрої, що є суттєвим фактором у приводах обмежених за габаритами.

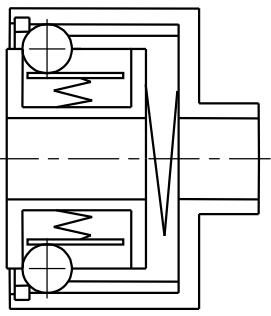
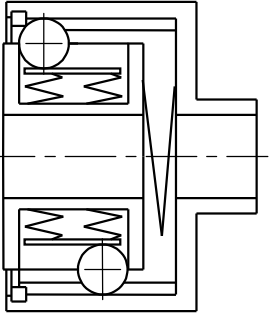
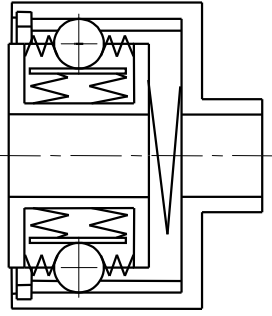
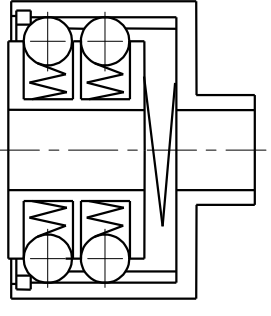
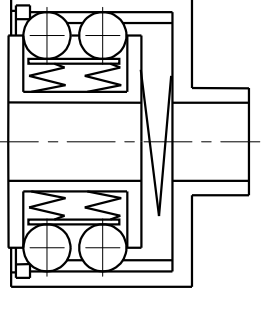
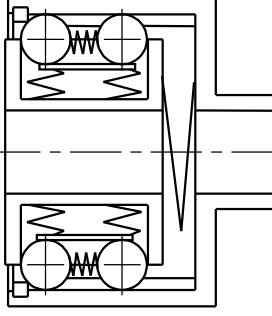
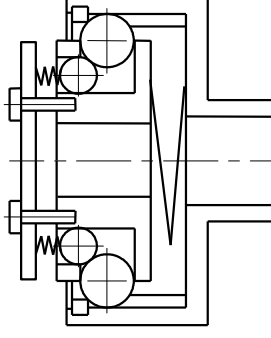
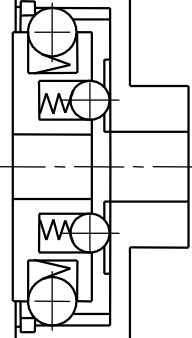
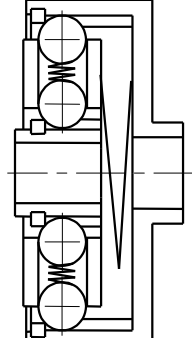
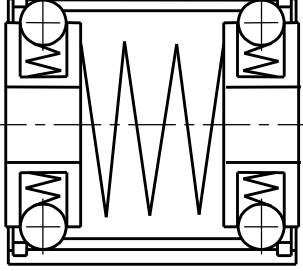
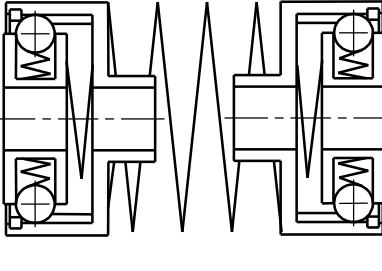
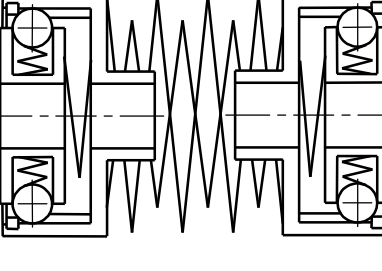
Підвищення навантажувальної здатності при радіальному розміщенні елементів зачеплення пружина-кулька-паз, окрім підбору співвідношення глибини посадочного паза до діаметра кульки, можна досягти збільшенням кількості пар зачеплення. Тобто збільшенням як периметричного розміщення контактуючих елементів, так і застосуванням багаторядних структур. Підвищення пружних властивостей можна здійснити відповідним введенням в конструкцію додаткових пружин, які сумісно діють на тіла кочення як в радіальному так і в осьовому напрямках.

Виконання пружно-компенсуючої муфти у вигляді півмуфт з'єднаних гвинтовим пружним елементом відоме давно і має практичне застосування, але для підвищення навантажувальної та компенсаційної здатності та покращення демпфуючих властивостей такого пружного елемента можна використовувати комбінування кількості спіралей з певними поперечними перерізами та їх формами в осьовому напрямку. Оскільки енергоємність металевого пружного елемента в основному визначається зовнішнім тертям між поверхнями його складових, а спіралі круглого поперечного перерізу схильні до защемлення витків при їх контакті, то перспективу застосування мають пружини з плоскими поверхнями і якомога більшими площами контакту. Рекомендовані форми пружних елементів, їх розміщень, поперечних перерізів спіралей, а також схеми синтезованих конструкцій та комбінованих пружних елементів зведено у таблицю 2.1. Наведені лише найбільш типові варіанти виконання тому, що компоновальна схема компенсуючої муфти залежить від конкретних умов експлуатації. Шляхом системно-морфологічного синтезу можна розробити різні варіанти конструктивного виконання компенсуючих муфт, призначених як для практичного використання, так і для порівняльного аналізу.

Схеми синтезованих конструкцій компенсуючих муфт з осьовим та радіальним розміщенням пружних гвинтових елементів

Компонувальне виконання конструкцій компенсуючих муфт		
		
1) Гвинтовий елемент циліндричної форми	2) Гвинтовий елемент у формі гіперболоїда	3) Комбінований гвинтовий елемент
		
4) Комбінований гвинтовий елемент Г - подібного перерізу	5) Комбінований елемент П - подібного і прямокутного перерізу	6) Комбінований гвинтовий елемент П – подібного перерізу
		
7) Радіальне розміщення пари циліндрична пружина-кулька-паз	8) Радіальне розміщення пари тарілчаста віта пружина-кулька-паз	9) Радіальне розміщення швидкозмінної пари пружина-кулька-паз
		
10) З регулюванням сили тиску пружини шайбами	11) З регулюванням сили тиску пружини різьбовим з'єднанням	12) З регулюванням сили тиску пружини клинами

Продовження табл. 2.1

		
<p>13) З односторонніми „плаваючими” кульками</p>	<p>14) З діагональними „плаваючими” кульками</p>	<p>15) З центральними „плаваючими” кульками</p>
		
<p>16) З дворядним розміщенням пари пружина-кулька</p>	<p>17) З подвійними контактуючими „плаваючими” кульками</p>	<p>18) З різностороннім розміщенням подвійних „плаваючих” кульок</p>
		
<p>19) З радіально-осьовою парою контакту</p>	<p>20) З радіальною і осьовою парою контакту</p>	<p>21) Здвоєна в радіальному напрямку</p>
		
<p>22) Здвоєна в осьовому напрямку, з обоймою</p>	<p>23) Здвоєна в осьовому напрямку, без обойми</p>	<p>24) Здвоєна, з комбінованим гвинтовим елементом</p>

Враховавши особливості конструкцій компенсуючих муфт, розглянутих у підрозділі 1.2, було створено багатоваріантну структуру виконання пристроїв даного класу. Найпростіше виконання компенсуючої муфти з функціями запобіжної та радіальним розміщенням пари контакту показано на схемі 7. Дана конструкція також характеризується невеликими габаритними розмірами. Аналогічні властивості має конструкція згідно схеми 8, особливість виконання – застосовано гвинтові пружини тарілчастого типу. Перевагою такого технологічного заходу є підвищення точності спрацьовування в режимі запобіжної та можливість зменшення лінійних розмірів пружного елемента у порівнянні з традиційними циліндричними пружинами.

Вибір конкретного варіанту виконання повинен прийматися після попередніх розрахунків муфти, при цьому кожна конструкція має як переваги так і недоліки. Варіанти 1 і 7 можна вважати базовими, оскільки на їх основі можна проводити різноманітне комбінування компоновального виконання. Інші варіанти передусім призначені для покращення експлуатаційних характеристик.

Можливістю швидкої заміни пар контакту відзначається конструкція в якій елементи пружина-кулька поміщені у відповідні міні корпуси типу стакана (схема 9). У разі зміни жорсткості пружного елемента або діаметра кульки достатньо просто замінити пару контакту разом із міні корпусом, який розміщений у посадочному отворі посадкою із зазором. Здійснити зміну жорсткості пружного елемента і, відповідно, сили підтиску тіла кочення, без заміни пружини можна в конструкціях показаних на схемах 10, 11, 12. Це досягається або монтажем спеціальних шайб під пружний елемент (схема 10), або специфікою конструкції (схеми 11, 12).

Підвищення пружних властивостей, що зменшують динамічні ударні навантаження при різких реверсуваннях муфти, а також збільшення навантажувальної здатності можна досягти веденням додаткових пружних елементів і тіл кочення паралельно із відповідним їх розміщенням (схеми 13 - 21). Найпоширеніші комбінування компенсуючих муфт з радіальним розміщенням пар контакту та муфт з гвинтовим пружним елементом показано

на схемах 22-24. Також можливі найпоширеніші комбінації, наприклад, 1-4, 1-5, 1-6, 2-4, 2-5, 2-6, 1-(8-21), 22-(8-19, 21) та інші поєднання.

Сумарну кількість варіантів виконання конструкцій можна визначити за загальноприйнятою відомою формулою:

$$N = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (2.1)$$

де n – характеристика; K_j – число альтернатив характеристики.

Проте кількість отриманих варіантів у результаті такого синтезу є дуже значною, що утруднює пошук найбільш раціональних рішень. Тому доцільно скористатись методом синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [18]:

$$N_{IT} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2.2)$$

z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; K_i – альтернатива конструктивного елемента певного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивного елемента певного ієрархічного рівня.

Використовуючи запропоновані структурно-конструктивні схеми компонування елементів компенсуючих муфт можна розробити цілий ряд пристроїв, конструктивне виконання кожного з яких буде визначатись конкретними експлуатаційними та технологічними умовами.

Внаслідок синтезованого моделювання варіантів виконання пружно-компенсуючих муфт, виходячи з умов мінімізації розмірів, простоти та надійності конструкцій, технологічності, собівартості, а також забезпечення бажаних функціональних характеристик, для подальшої розробки було прийнято конструктивні схеми 3 (з прямокутним перерізом спіралей) і 22, оскільки, на нашу думку, вони відповідають вище вказаним вимогам.

Дані схеми є базовими конструктивними виконаннями, які потребують встановлення оптимальних співвідношень між конструктивно-силовими параметрами їх робочих елементів, моделювання їх роботи в динамічних режимах та встановлення експлуатаційних характеристик.

2.2. Розрахунок діапазону пружної деформації гвинтового елемента компенсуючої муфти

Основною метою розрахунку є визначення залежності величини пружної деформації спіралей комбінованого пружного елемента від навантаження, яке створює обертальний момент. Діапазон пружної деформації визначає раціональні розміри величини зазору між спіралями δ (рис. 2.1).

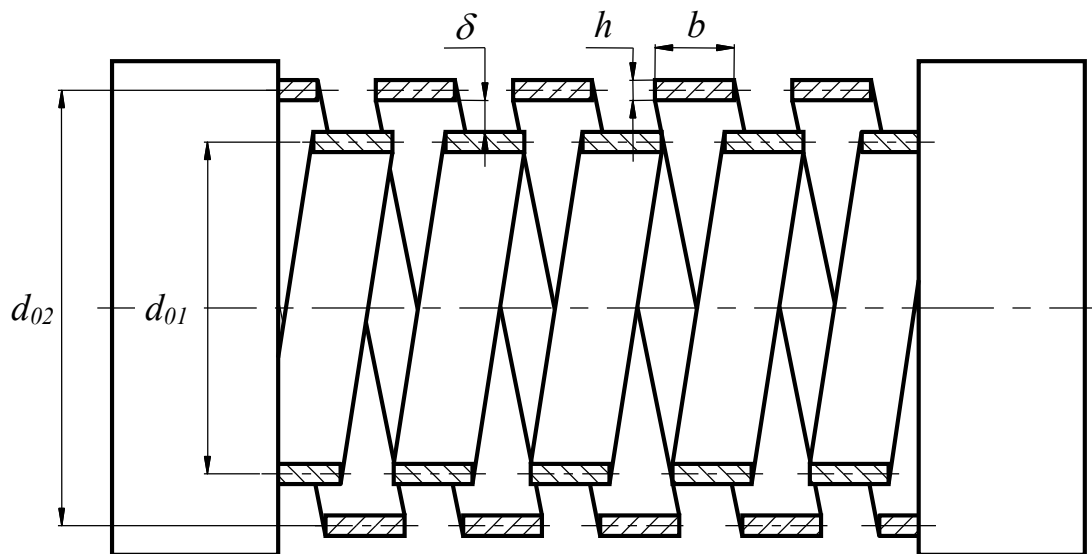


Рис. 2.1. Схема розміщення спіралей комбінованого пружного елемента

В класичному випадку, при дії на спіраль навантаження у вигляді обертального моменту, відбувається зміна її лінійної довжини, кроку та діаметральних розмірів, які взаємопов'язані із зміною кута закручування спіралі. Оскільки в розробленій пружно-компенсуючій муфті [52] довжина спіралей обмежена відстанню між з'єднуваними валами, то змінною величиною є діаметри спіралей гвинтового елемента. Найбільш сприятливі умови роботи муфти, при компенсуванні кутових радіальних та осьових зміщень, виникають в діапазоні від максимального значення зазору δ_{max} між спіралями до моменту їх контакту, тому дана величина суттєво впливає на загальні значення згинальної та крутильної жорсткостей пристрою. Збільшення навантаження приводить до зменшення зазору δ_{max} внаслідок того, що півмуфти закручуються одна

відносно одної на певний кут, при цьому спіралі із взаємно протилежним напрямком навивання контактують між собою, що приводить до підвищення сумарної жорсткості гвинтового пружного елемента і надає йому здатність сприймати значні навантаження без руйнування. Негативною ознакою такої конструкції є те, що збільшення жорсткості пружного елемента спричиняє виникнення додаткового радіального навантаження на підшипники та опори валів, а також призводять до осьової деформації останніх. Тому встановлення діапазону зазору δ_{max} між спіралями пружного елемента є важливим фактором, який має суттєвий вплив на експлуатаційні характеристики муфти.

Обертальний момент у витках спіралей можна умовно розкласти на дві складові, оскільки вектор цього моменту напрямлений вздовж горизонтальної осі гвинтової спіралі і поділяється на згинальний момент $T_{з2} = T \cdot \cos \lambda$ та момент, що спрямований на скручування витків, $T_{ск} = T \cdot \sin \lambda$ (рис. 2.2). При роботі муфти відсутня пружна деформація гвинтового елемента в осьовому напрямку внаслідок постійної відстані між з'єднуваними валами, відповідно у витках спіралей спостерігається чистий згин, розрахунок достатньо проводити тільки за згинальним моментом значення якого приймати рівним обертальному моменту $T_{з2} = T$.

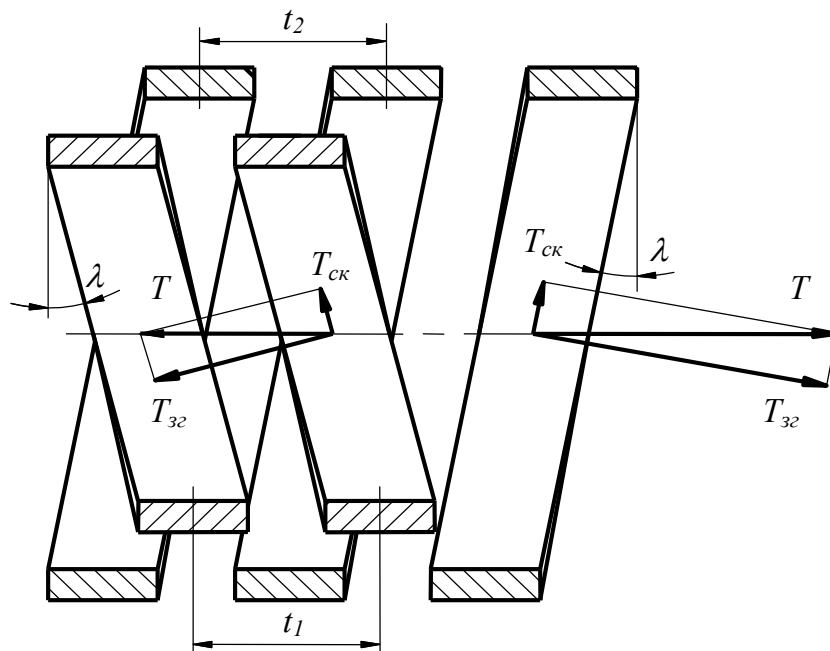


Рис. 2.2. Схема дії навантаження на витки спіралей пружного елемента

В переважній більшості випадків зміна діаметральних розмірів спіралі відбувається в межах пружної деформації і зміна поперечного перерізу спіралі не відбувається. В даному пристрої гвинтовий пружний елемент виконується комбіновано з двох концентрично розміщених одна в одній спіралей із зазором між ними та взаємно протилежним напрямком навивання. В муфтах, які працюють в реверсивних режимах і при значних навантаженнях, нами рекомендовано використовувати три спіралі, причому між двома спіралями однакового напрямку навивання встановлювати спіраль оберненої навивки.

Розглянемо пружну деформацію витка спіралі для випадку, коли закручування здійснюється проти напрямку її навивання, тобто відбувається збільшення діаметра спіралі (рис. 2.3.а).

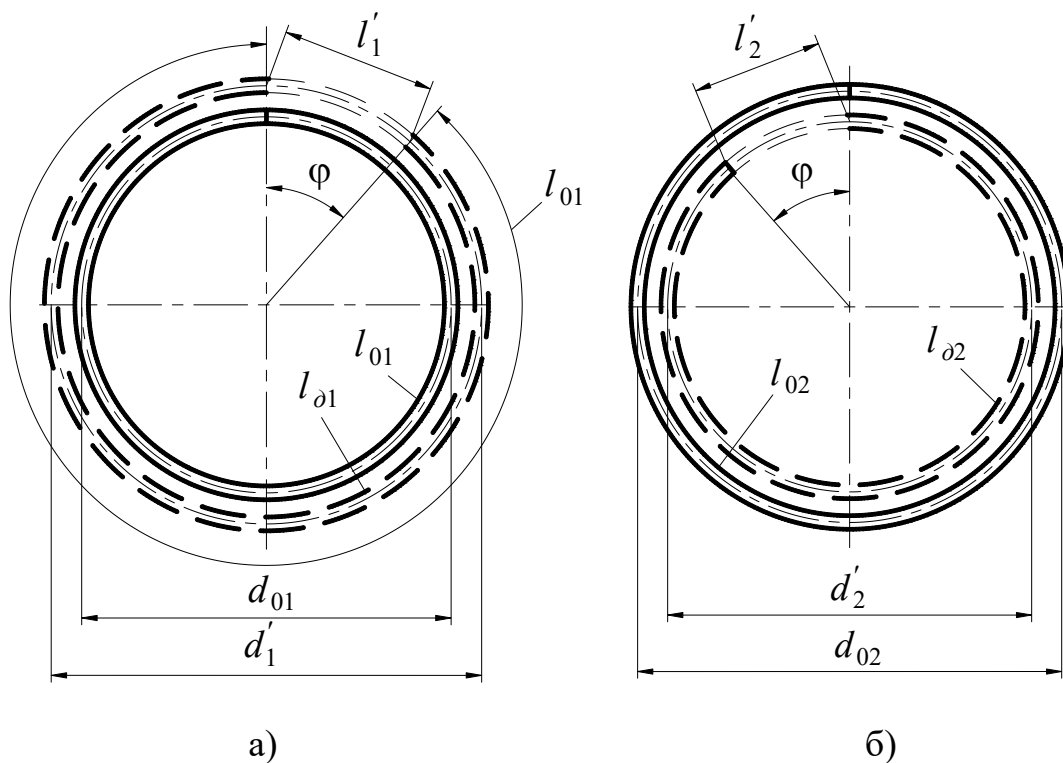


Рис. 2.3. Схеми пружної деформації витків спіралей гвинтового елемента

В загальному випадку початкова довжина витка спіралі:

$$l_{01} = \frac{\pi d_{01}}{\cos \lambda}, \quad (2.3)$$

де d_{01} – середній діаметр витка спіралі до деформації; λ - кут підйому витка.

При пружній деформації початкова довжина витка збільшується на величину l'_1 , яка зв'язана з кутом закручування φ співвідношенням:

$$l'_1 = \frac{\pi d'_1}{360 \cdot \cos \lambda} \varphi, \quad (2.4)$$

де d'_1 – середній діаметр пружно деформованого витка.

Загальну довжину пружно деформованого витка спіралі можна знайти за формулою:

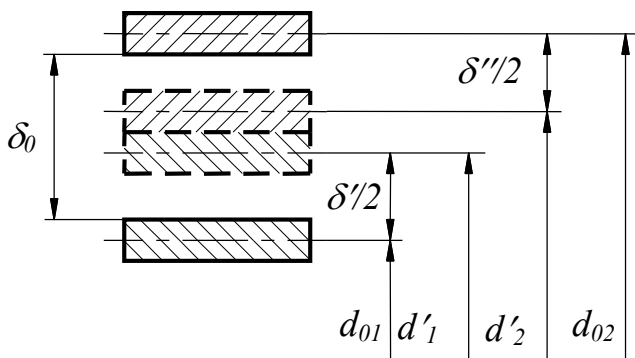
$$l_{\partial 1} = \frac{\pi d'_1}{\cos \lambda}, \quad (2.5)$$

або:

$$l_{\partial 1} = l_{01} + l'_1 = \frac{\pi d_{01}}{\cos \lambda} + \frac{\pi d'_1}{360 \cdot \cos \lambda} \varphi. \quad (2.6)$$

Прирівнявши формули (2.5) і (2.6) отримуємо залежність для визначення діаметра пружно деформованого витка спіралі:

$$d'_1 = \frac{d_{01}}{1 - \frac{\varphi}{360}}. \quad (2.7)$$



Величина пружної деформації (рис. 2.4):

$$\delta' = d'_1 - d_{01} = d_{01} \left(\frac{1}{1 - \frac{\varphi}{360}} - 1 \right). \quad (2.8)$$

Рис. 2.4. Схема для визначення діапазону зазору між спіралями

У випадку коли дія обертального моменту спричиняє закручування спіралі, тобто зменшення її діаметра внаслідок

пружної деформації (рис. 2.3.б), залежність (2.6) запишеться наступним чином:

$$l_{\partial 2} = l_{02} - l'_2 = \frac{\pi d_{02}}{\cos \lambda} - \frac{\pi d'_2}{360 \cdot \cos \lambda} \varphi, \quad (2.9)$$

звідки діаметр пружно деформованого витка:

$$d'_2 = \frac{d_{02}}{1 + \frac{\varphi}{360}}. \quad (2.10)$$

Величина пружної деформації буде рівна:

$$\delta'' = d_{02} - d'_2 = d_{02} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{\varphi}{360}} \right), \quad (2.11)$$

відповідно поточна зміна зазору між спіралями:

$$\delta_{nom} = \frac{\delta' + \delta''}{2}. \quad (2.12)$$

З урахуванням залежностей (2.8) і (2.11) поточна зміна зазору δ_{nom} між спіралями комбінованого пружно-гвинтового елемента буде рівна:

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[d_{01} \left(\frac{1}{1 - \frac{\varphi}{360}} - 1 \right) + d_{02} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{\varphi}{360}} \right) \right]. \quad (2.13)$$

Дійсний зазор δ між спіралями є різницею між початковим значенням δ_0 і його поточною зміною δ_{nom} та з урахуванням залежності (2.13) рівний:

$$\delta = \delta_0 - 0,5 \cdot \left[d_{01} \left(\frac{1}{1 - \frac{\varphi}{360}} - 1 \right) + d_{02} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{\varphi}{360}} \right) \right]. \quad (2.14)$$

За рівністю (2.14) можна дослідити зміну зазору із співвідношення зміни діаметрів спіралей внаслідок закручування муфти, а при проектуванні комбінованого пружного елемента необхідно враховувати навантаження і пружні характеристики спіралей. Тому для встановлення залежності зміни зазору від навантаження у вигляді обертового моменту, що сприймає муфта, конструктивних параметрів і пружних властивостей спіралі розглянемо випадок зміни δ з використанням залежності (1.2), яка враховує вище вказані параметри і рівностей (2.7) і (2.10), які описують співвідношення між зміною діаметра і

кутом закручування спіралі. У випадку коли закручування здійснюється проти напрямку її навивання, тобто відбувається збільшення діаметра спіралі початковий діаметр можна визначити із наступного співвідношення:

$$d_{01} = d'_1 \left(1 - \frac{\varphi}{360} \right), \quad (2.15)$$

а діаметр спіралі згідно рівності (1.16) буде рівний:

$$d_{01} = \frac{\varphi EI_{o1}}{T \pi i_{c1}}. \quad (2.16)$$

Прирівнявши отримані залежності отримаємо формулу для визначення діаметра спіралі після деформації:

$$d'_1 = \frac{\varphi EI_{o1}}{T \pi i_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360} \right)}. \quad (2.17)$$

Якщо виразити осьовий момент інерції перерізу витка спіралі через його конструктивні параметри, а кількість витків спіралі i_{c1} через співвідношення:

$$i_{c1} = \frac{L_{c1}}{t_{c1}}, \quad (2.18)$$

де L_{c1} - лінійна довжина робочої частини спіралі; t_{c1} - крок спіралі, то рівність (2.17) набуде наступного вигляду:

$$d'_1 = \frac{\varphi E b_1 h_1^3 t_{c1}}{12 T \pi L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360} \right)}. \quad (2.19)$$

Аналогічно для випадку зменшення діаметра спіралі залежність (2.19) з врахуванням співвідношення (2.10) запишеться як:

$$d'_2 = \frac{\varphi E b_2 h_2^3 t_{c2}}{12 T \pi L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360} \right)}. \quad (2.20)$$

Поточну зміну зазору між спіралями окрім формули (2.12) можна виразити через різницю діаметрів спіралей після пружної деформації (рис. 2.4):

$$\delta_{nom} = \frac{d'_2 - d'_1}{2}, \quad (2.21)$$

а з врахуванням залежностей (2.19) і (2.20) рівність (2.21) набуде наступного вигляду:

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E}{12T\pi} \left(\frac{b_1 h_1^3 t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{b_2 h_2^3 t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (2.22)$$

При умові, що поперечні перерізи обох спіралей є ідентичними рівність (2.22) можна записати наступним чином:

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E b h^3}{12T\pi} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (2.23)$$

Якщо кількість витків спіралей пружного елемента є однаковою то залежність (2.23) запишеться як:

$$\delta_{nom} = 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E b h^3}{12T\pi_c} \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (2.24)$$

З врахуванням залежності (2.23) рівність (2.14) для визначення дійсного зазору δ між спіралями, в залежності від навантаження і їх пружних характеристик, можна представити у наступному вигляді:

$$\delta = \delta_0 - 0,5 \cdot \left[\frac{\varphi E b h^3}{12T\pi} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \right]. \quad (2.25)$$

Значення обертового моменту, що сприймає муфта можна знайти із співвідношення:

$$T = \frac{\varphi E b h^3}{24\pi\delta_{nom}} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right). \quad (2.26)$$

З врахуванням залежності (1.2) кут закручування і величину обертального моменту можна замінити рівноцінним значенням жорсткості C , яка є функцією кута закручування гвинтового пружного елемента. Відповідно жорсткість пружного комбінованого елемента буде рівною:

$$C = \frac{Ebh^3}{24\pi\delta_{nom}} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right). \quad (2.27)$$

При проектуванні муфти, задавшись необхідним навантаженням при якому буде працювати пристрій, ширину поперечного перерізу витка спіралей комбінованого пружного гвинтового елемента можна розрахувати за наступною залежністю:

$$b = \frac{24\pi\delta T}{\varphi E h^3} \left(\frac{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c1}} - \frac{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c2}} \right). \quad (2.28)$$

Відповідно висота поперечного перерізу витка спіралей буде рівною:

$$h = \sqrt[3]{\frac{24\pi\delta T}{\varphi E b} \left(\frac{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c1}} - \frac{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)}{t_{c2}} \right)}. \quad (2.29)$$

Для встановлення взаємовпливу конструктивно-силових параметрів комбінованого гвинтового пружного елемента на характеристики муфти, провівши розрахунок, за допомогою ПЕОМ спеціально складеної програми розрахунку з використанням рекомендацій [30] (додаток А.1) при наступних значеннях змінних параметрів $T = 10..60$ Н·м; $b = 0,01..0,015$ м; $h = 0,002..0,003$ м; $t_{c1} = t_{c2} = 0,015..0,025$ м; $L_{c1} = 0,1..0,2$ м; $L_{c2} = 0,12..0,3$ м; $i_c = 5..15$; $C = 3..27$ Н·м/рад; $\delta_0 = 0,005..0,015$ м; $\varphi = 5..165^\circ$, вище наведених рівнянь графічною побудовою було отримано характеристики муфти $T = f(\varphi)$ і залежності $\delta = f(T; C; \varphi)$ при змінних значеннях конструктивних параметрів комбінованого пружного гвинтового елемента (рис. 2.5 – рис. 2.9).

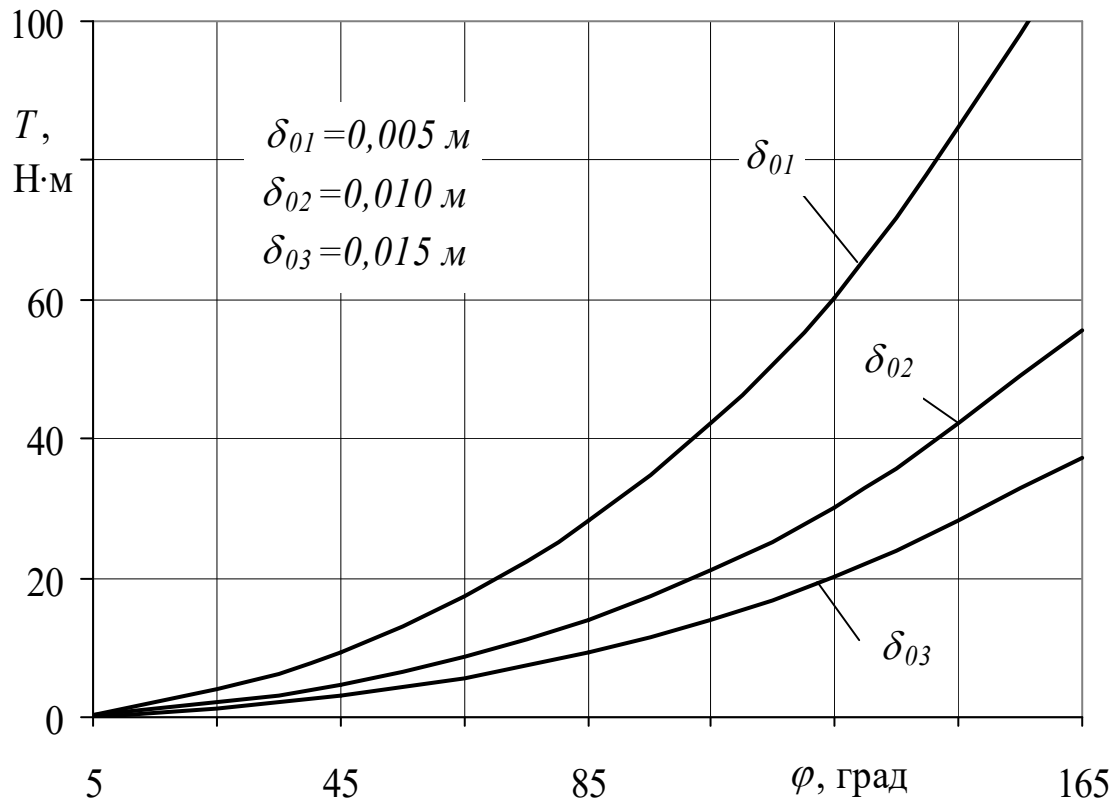


Рис. 2.5. Характеристика пружно-компенсуючої муфти $T = f(\varphi)$

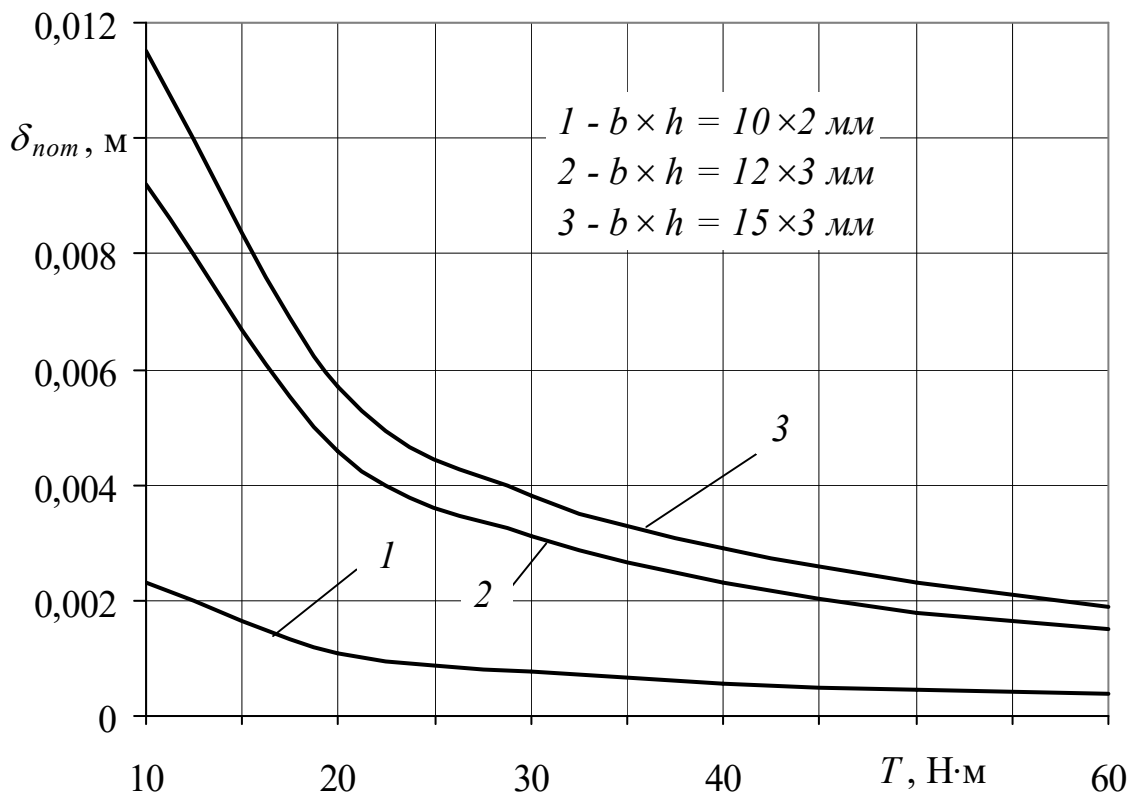


Рис. 2.6. Залежність зміни поточної величини зазору $\delta_{nom} = f(T)$ при різних значеннях поперечного перерізу витків спіралей

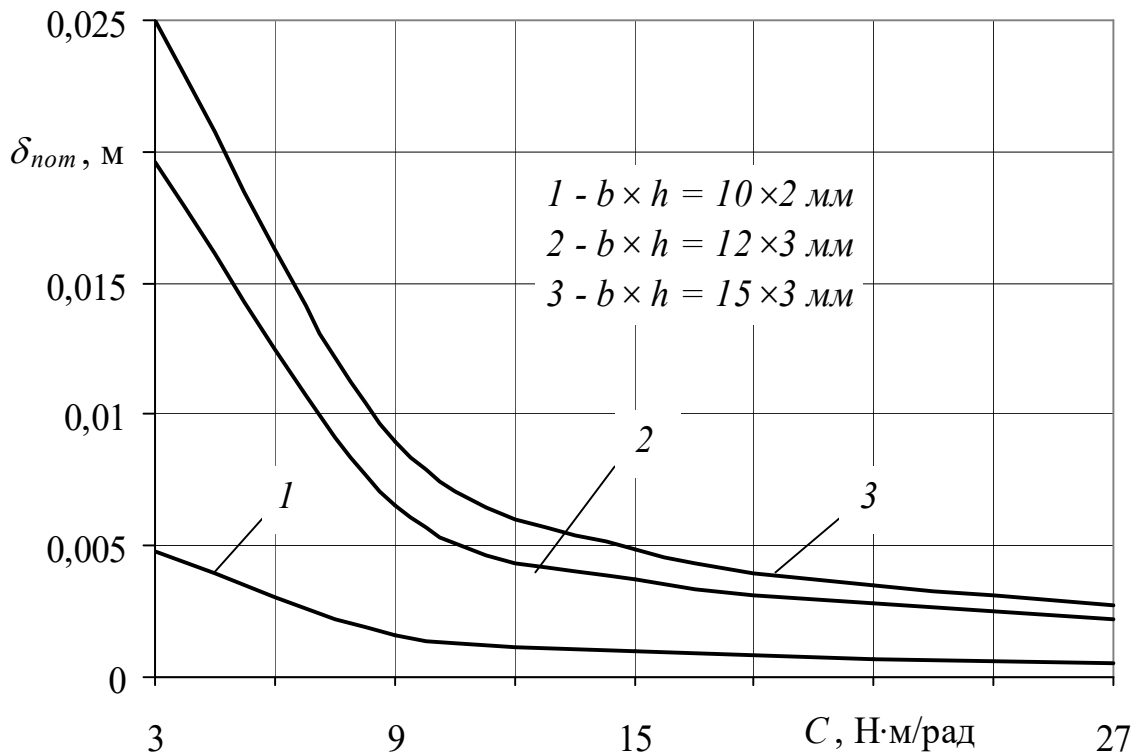


Рис. 2.7. Залежність зміни поточної величини зазору $\delta_{nom} = f(C)$ при різних значеннях поперечного перерізу витків спіралей

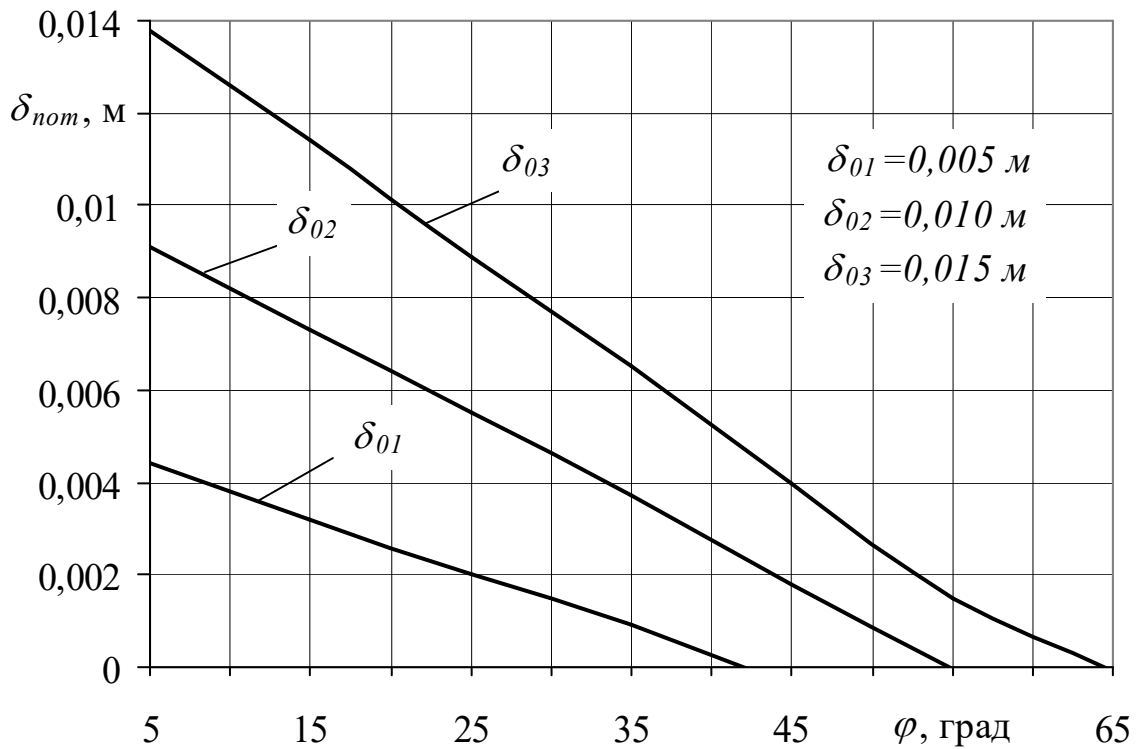


Рис. 2.8. Залежність зміни поточної величини зазору $\delta_{nom} = f(\varphi)$ при різних значеннях початкового зазору δ_0

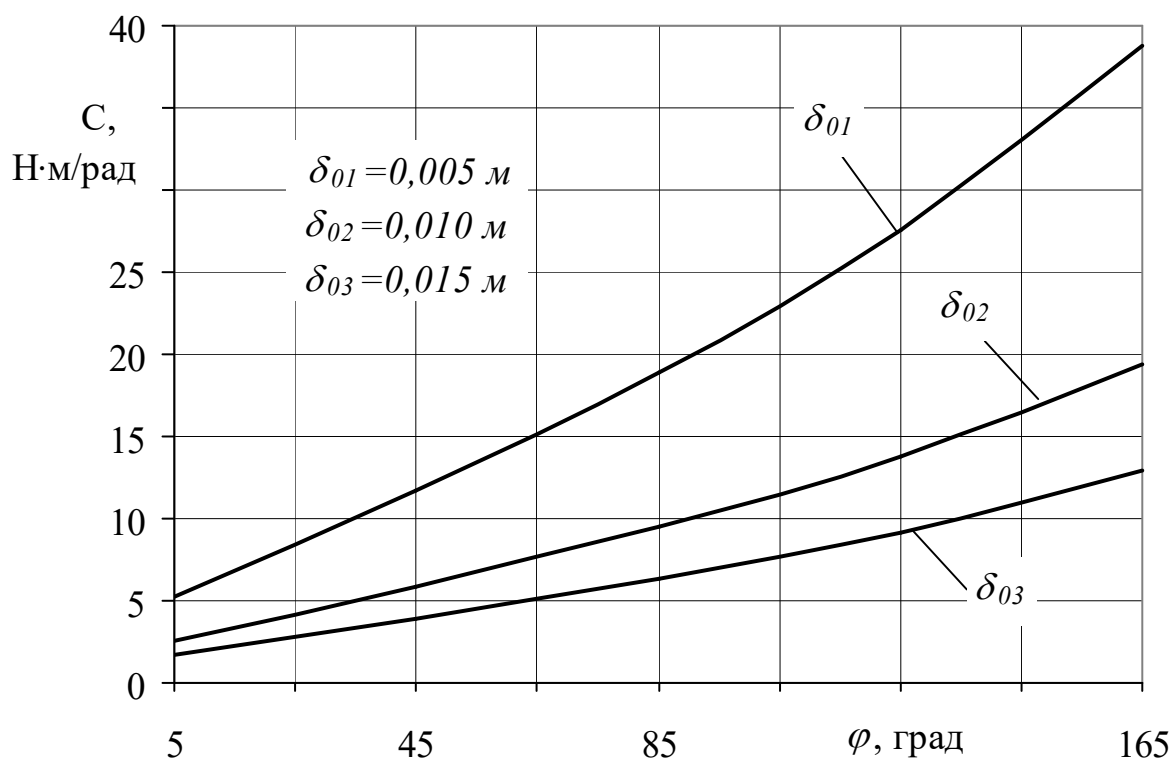


Рис. 2.9. Залежність зміни жорсткості $C = f(\varphi)$ при різних значеннях початкового зазору δ_0 між спіралями

Згідно отриманої методом графічної побудови характеристики $T = f(\varphi)$ муфти можна зробити висновок, що даній пружно-компенсуючій муфті властива нелінійна характеристика, тобто даний пристрій характеризується змінною жорсткістю. А саме жорсткість муфти збільшується із збільшенням пружної деформації гвинтового пружного елемента під дією навантаження, що є важливим показником пружної муфти і забезпечує стабільне функціонування приводу при резонансних режимах.

Проаналізувавши залежності $\delta = f(T; \varphi)$ встановлено, що конструктивно-силові параметри гвинтового елемента мають визначальний вплив на діапазон його пружної деформації, яка характеризує пружні і компенсуючі властивості муфти.

Графічні залежності отримані по даних розрахунків підтверджують теоретичні аспекти згідно яких збільшення навантаження зменшує діапазон зазору між спіралями. Зокрема при наростанні навантаження $T = 10 \dots 60$ Н·м,

незалежно від поперечного перерізу витків, величина діапазону зазору δ між спіралями пружного елемента зменшується в межах 83%. Гвинтовий пружний елемент з більшим поперечним перерізом витків спіралей характеризується ширшим діапазоном пружної деформації за рахунок запасу міцності. Так діапазон зазору між спіралями пружного елемента з перерізом витків $b \times h = 15 \times 3$ мм на 19,8% більший ніж при $b \times h = 12 \times 3$ мм і на 80% більший ніж при $b \times h = 10 \times 2$ мм.

Так як значення δ обмежується також міцністю спіралей пружного гвинтового елемента то умова міцності для комбінованого пружно-гвинтового елемента компенсуючої муфти буде наступною:

$$\sigma = \frac{\varphi E h k'}{4\pi\delta} \left(\frac{t_{c1}}{L_{c1} \left(1 - \frac{\varphi}{360}\right)} - \frac{t_{c2}}{L_{c2} \left(1 + \frac{\varphi}{360}\right)} \right) \leq [\sigma], \quad (2.30)$$

де k' - коефіцієнт кривизни витків [66]; $[\sigma]$ - допустиме напруження згину.

Кут закручування муфти пов'язаний із зміною величини зазору між спіралями лінійною залежністю згідно якої встановлено, що для муфт з початковим значенням зазору $\delta_0 = 0,005$ м оптимальний кут закручування знаходиться в межах $\varphi = 40..43^\circ$, для $\delta_0 = 0,01$ м - $\varphi = 53..55^\circ$ і для $\delta_0 = 0,015$ м кут закручування $\varphi = 63..65^\circ$. Аналізом отриманої залежності виявлено, що при однакових параметрах навантаження і пружних характеристиках спіралей дане співвідношення справджується і для більших значень зазору.

Функція $C = f(\varphi)$ свідчить про лінійне збільшення початкового значення жорсткості пружного гвинтового елемента паралельно із збільшенням кута закручування муфти. Зокрема при менших значеннях зазору ($\delta = 0,005$ м) жорсткість пружного елемента в 1,9...3 рази більша ніж для більших значень зазорів ($\delta = 0,01...0,015$ м) при однакових кутах закручування муфти, що пояснюється ширшим діапазоном пружної деформації спіралей без їх контактування.

2.3. Дослідження динамічних навантажень в приводі з пружно-компенсуючою муфтою

Оскільки в муфтах з металевими пружними елементами при повільному навантаженні і розвантаженні статична жорсткість дещо відрізняється від жорсткості, що проявляється в динамічних режимах (динамічної жорсткості) [61] то виникає потреба в розрахунку динамічного навантаження, а саме динамічного моменту, який сприймає муфта для уточнення її характеристики $T = f(\varphi)$ та встановлення реального діапазону пружної деформації гвинтового елемента в межах попередньо заданого зазору між спіралями. Для спрощення дослідження реальний механізм замінимо його математичною моделлю, яка моделює масово-інерційні характеристики привода. Схема розрахункової динамічної моделі показана на рис. 2.10.

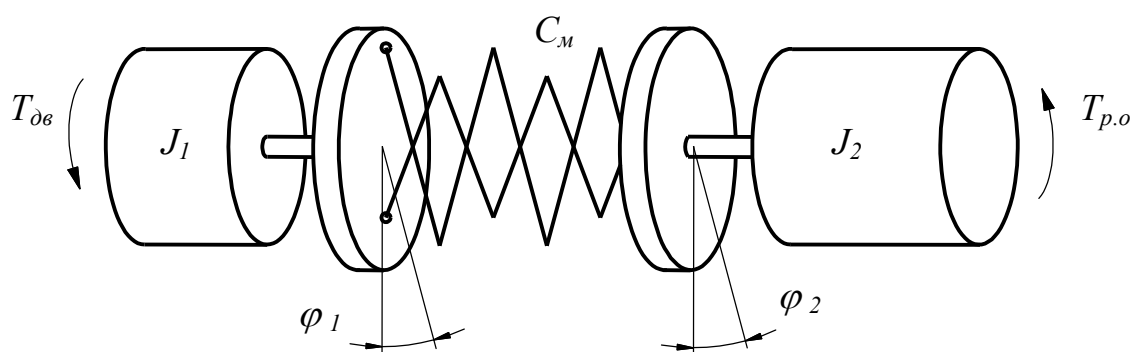


Рис. 2.10. Розрахункова динамічна модель привода з пружно-компенсуючою муфтою

Зведення мас проведене за умови рівності енергій коливань розподіленої та дискретної моделей. При цьому вважалось, що податливість всіх ланок кінематичного ланцюга, окрім досліджуваної муфти, які сприймають обертальний момент, настільки мала, що нею можна знехтувати. Взавши до уваги особливість конструкції пристрою доцільно врахувати демпфуючий момент, що виникає внаслідок тертя в спіралях.

Відповідно диференціальні рівняння руху кожної із мас розрахункової динамічної моделі можна записати наступним чином:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + f_\delta \dot{\varphi} + C_m (\varphi_1 - \varphi_2) = T_{\delta\delta} \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + T_{p.o} = f_\delta \dot{\varphi} + C_m (\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases} \quad (2.31)$$

де J_1, J_2 – моменти інерції привода та робочого органу; φ_1, φ_2 - кути повороту ведучої та веденої півмуфт; C_m - жорсткість муфти; f_δ - коефіцієнт, що враховує дію демпфуючого моменту; $T_{\delta\delta}$ - момент зі сторони двигуна, що діє на ведучу півмуфту; $T_{p.o}$ - момент, що діє на ведену півмуфту зі сторони робочого органу.

Обертальний момент в приводі можна визначити згідно залежності (1.2) і в даному випадку кут закручування муфти φ буде рівний:

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2. \quad (2.32)$$

Відповідно з системи рівнянь (2.31) необхідно визначити значення кута закручування муфти. Шляхом подальших математичних дій приведемо систему рівнянь (2.31) до наступного виду:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{T_{\delta\delta}}{J_1} + \frac{f_\delta \dot{\varphi}}{J_1} + \frac{C_m (\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{f_\delta \dot{\varphi}}{J_2} + \frac{C_m (\varphi_1 - \varphi_2)}{J_2} + \frac{T_{p.o}}{J_2}. \end{cases} \quad (2.33)$$

Відповідними діями зводимо систему рівнянь до одного диференціального рівняння відносно змінної φ :

$$\ddot{\varphi} + f_\delta \dot{\varphi} \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) + C_m \varphi \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) = \frac{T_{\delta\delta}}{J_1} + \frac{T_{p.o}}{J_2}. \quad (2.34)$$

Для розв'язку диференціального рівняння (2.34) використаємо характеристичне рівняння, корені якого матимуть комплексний характер при від'ємному значенні дискримінанту, але при великих значення демпфування (коли при значних навантаженнях відбувається контактування поверхонь

спіралей пружного елемента), тобто при додатному значенні дискримінанта, вони можуть стати дійсними. Дане характеристичне рівняння запишеться у вигляді:

$$k^2 + f_\delta k \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) + C_m \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) = 0. \quad (2.35)$$

Оскільки випадок з дійсними коренями характеризує процес роботи привода з фактично нульовим значенням діапазону зазору між спіралями (наявне тертя між поверхнями спіралей) то залежність $T = f(\varphi)$ набуде чітко вираженої лінійної характеристики. Але такі режими роботи привода є короткочасними і при компенсуванні неспіввісності з'єднувальних валів важливою ознакою є можливість пружної деформації гвинтового елемента муфти в діапазоні конструктивно забезпеченого зазору між спіралями. Тому розглянемо випадок з комплексними коренями, які для рівняння (2.35) будуть:

$$k_{1,2} = -\frac{f_\delta (J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} \pm i \frac{(J_1 + J_2) \sqrt{\frac{4C_m J_1 J_2}{J_1 + J_2} - f_\delta^2}}{2J_1 J_2}. \quad (2.36)$$

Ввівши відповідні заміни приведемо рівність (2.36) до наступного вигляду:

$$k_{1,2} = \psi \pm ij, \quad (2.37)$$

де $\psi = -\frac{f_\delta (J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}$ - коефіцієнт згасання динамічного навантаження;

$j = \frac{(J_1 + J_2) \sqrt{\frac{4C_m J_1 J_2}{J_1 + J_2} - f_\delta^2}}{2J_1 J_2}$ - частота власних коливань муфти.

Загальний розв'язок диференціального рівняння (2.34) для комплексних коренів з врахуванням часткового розв'язку та його похідна по часу:

$$\varphi = (A \cdot \sin jt + B \cdot \cos jt) e^{\psi t} + \frac{T_{\delta s} J_2 + T_{p.o} J_1}{C_m (J_1 + J_2)}, \quad (2.38)$$

$$\dot{\varphi} = (j(A \cdot \cos jt - B \cdot \sin jt) - \psi(A \cdot \sin jt + B \cdot \cos jt)) e^{\psi t}, \quad (2.39)$$

де A, B – сталі інтегрування, які визначаються із початкових умов.

Так як найбільш податливою ланкою привода є муфта то постійно діюче в реальних системах попереднє навантаження спричиняє закручування муфти на деякий кут. Початкові умови в даному випадку будуть:

$$\varphi_{(0)} = -\frac{T_{p.o}}{C_m}; \quad \dot{\varphi}_{(0)} = 0. \quad (2.40)$$

Після підстановки початкових умов у рівності (2.38), (2.39) та відповідних перетворень, отримаємо наступні значення сталих інтегрування:

$$A = \frac{f_{\partial}(T_{p.o} - T_{\partial\delta})}{2C_m j J_1}, \quad B = \frac{J_2(T_{p.o} - T_{\partial\delta})}{C_m(J_1 + J_2)}. \quad (2.41)$$

Максимальне навантаження у гвинтовому пружному елементі виникне у момент часу, коли похідна динамічного моменту буде рівна нулю:

$$\dot{T} = ((jA + \psi B)\cos jt + (\psi A - jB)\sin jt)e^{\psi t}. \quad (2.42)$$

Відповідно час наростання максимального амплітудного навантаження:

$$t = \frac{\pi}{j}. \quad (2.43)$$

Після підстановки значення t у рівність (2.38) отримаємо розрахункову формулу для визначення кута закручування муфти:

$$\varphi = -Be^{\frac{\psi\pi}{j}} + \frac{T_{\partial\delta}J_2 + T_{p.o}J_1}{C_m(J_1 + J_2)}. \quad (2.44)$$

З врахуванням рівності (1.2) значення динамічного моменту, дії якого зазнає пружний гвинтовий елемент муфти:

$$T = C_m \left(\frac{T_{\partial\delta}J_2 + T_{p.o}J_1}{C_m(J_1 + J_2)} - Be^{\frac{\psi\pi}{j}} \right). \quad (2.45)$$

З врахуванням (2.41) і після проведення відповідних заміन отримаємо залежність для визначення навантаження, що діє на муфту:

$$T = C_m \left(\frac{(T_{\partial\delta}J_2 + T_{p.o}J_1) - J_2(T_{p.o} - T_{\partial\delta})}{C_m(J_1 + J_2)} \cdot e^{-\frac{\pi f_{\partial}}{\sqrt{\frac{4C_m J_1 J_2}{(J_1 + J_2)} - f_{\partial}^2}}} \right). \quad (2.46)$$

Для аналізу впливу параметрів привода на зміну динамічного моменту, що сприймається муфтою, були проведені обчислення, за допомогою ПЕОМ у середовищі спеціально складеної програми розрахунку (додаток А.2), залежності (2.46) в наступному діапазоні їх числових значень: $T_{\text{дв}} = 30 \dots 150$ Н·м; $T_{p.o} = 15 \dots 130$ Н·м; $C_m = 5 \dots 25$ Н·м/рад; $f_{\text{д}} = 0,1 \dots 0,5$; $J_1 = J_2 = 3 \dots 5$ кг·м².

За отриманими результатами проведених обчислень побудовані графічні залежності $T = f(C_m; T_{\text{дв}}; T_{p.o}; f_{\text{д}})$, які дають можливість наглядно оцінити вплив параметрів привода і муфти характер зміни динамічного навантаження. Графічні залежності наведені на рис. 2.11 – рис. 2.14.

Проведені дослідження підтверджують нелінійну характеристику муфти. Так у випадку коли величина моменту інерції привода з боку робочого органу менша від моменту інерції зі сторони двигуна то дана характеристика виражена чіткіше, у протилежному випадку збільшення жорсткості в діапазоні 5...25 Н·м/рад спричиняє збільшення моменту лише на 2,9 Н·м.

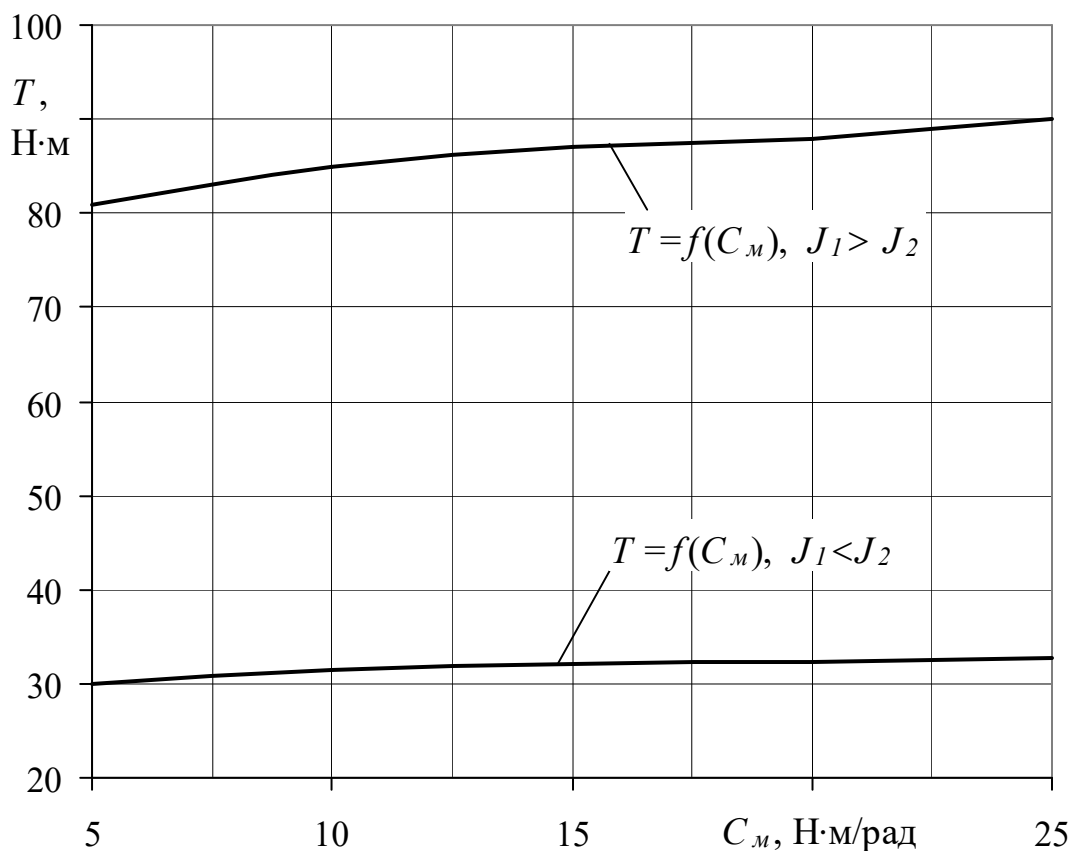


Рис. 2.11. Залежність динамічного моменту $T = f(C_m)$ при різних значеннях моментів інерції

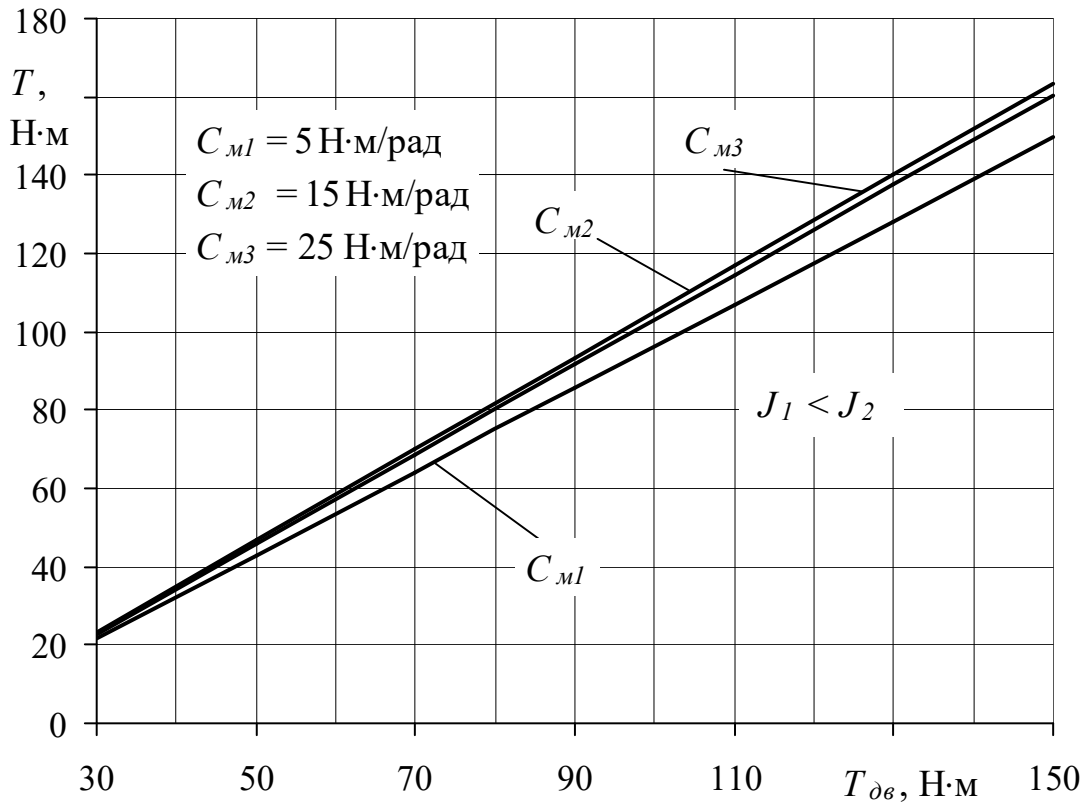


Рис. 2.12. Залежність динамічного моменту $T = f(T_{dv})$ при різних значеннях жорсткості муфти

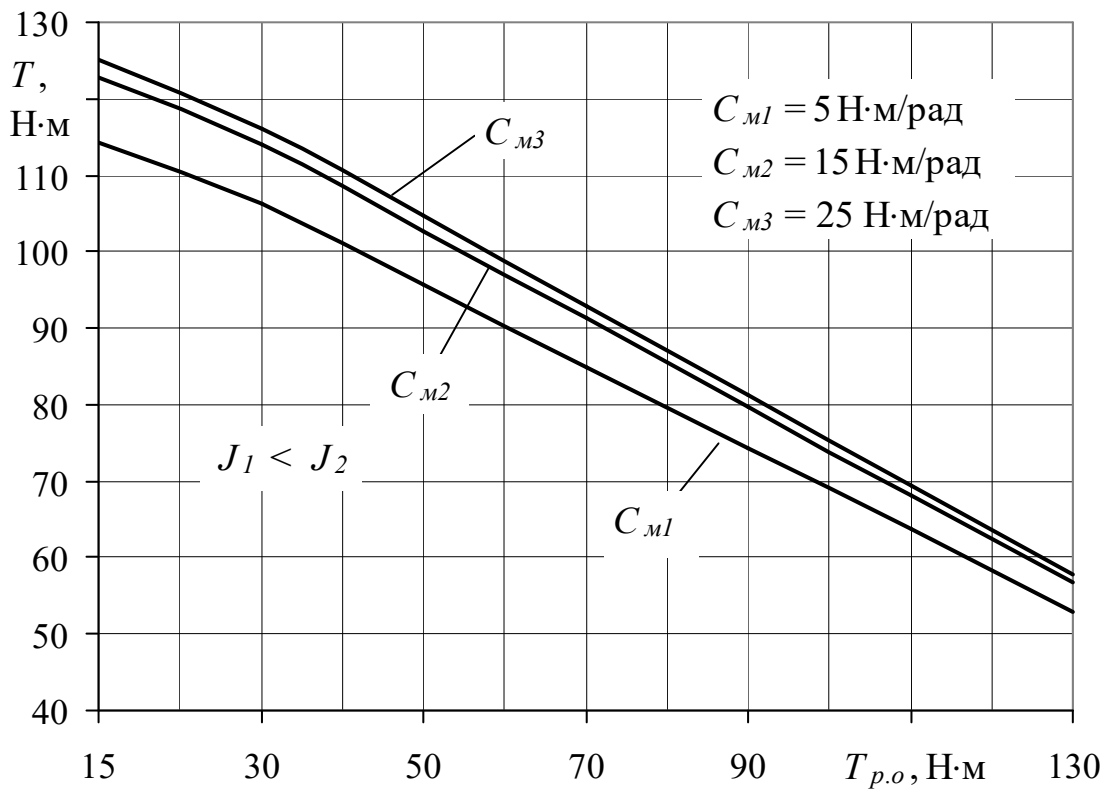


Рис. 2.13. Залежність динамічного моменту $T = f(T_{po})$ при змінних значеннях жорсткості муфти

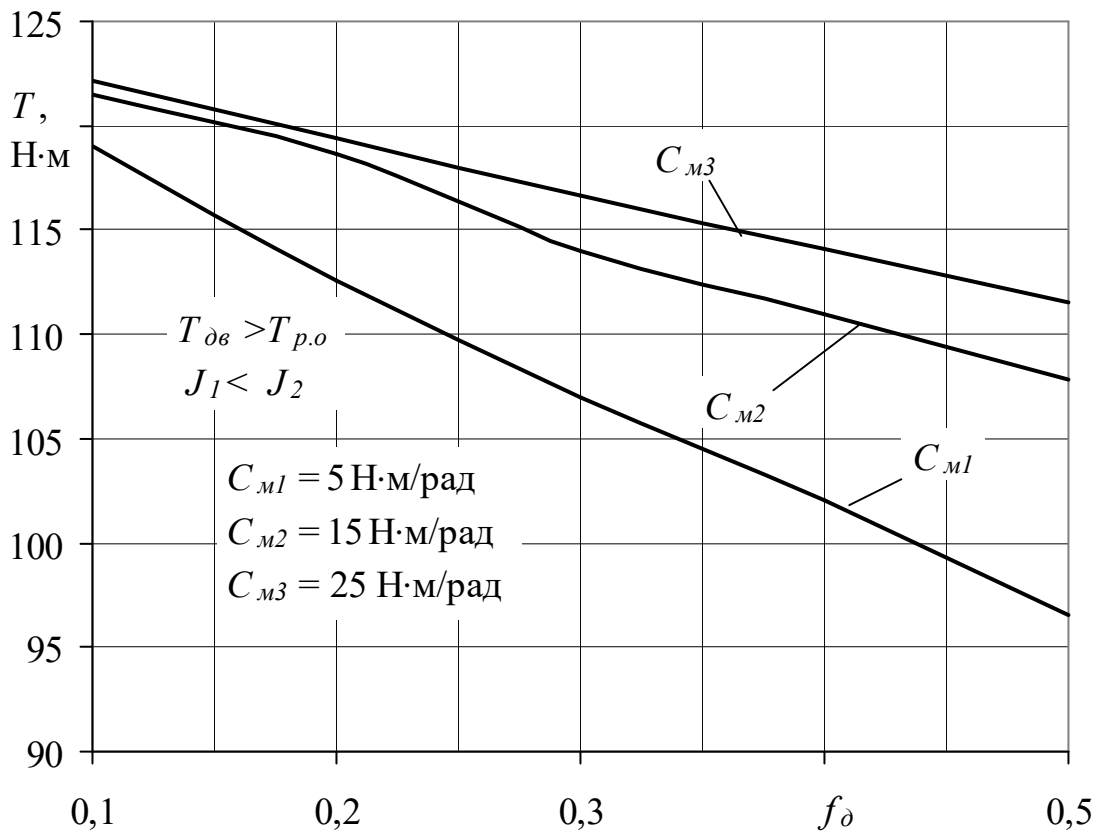


Рис. 2.14. Залежність динамічного моменту $T = f(f_\delta)$ при змінних значеннях жорсткості муфти

Виявлено, що суттєвий вплив на характер зміни динамічного моменту має момент двигуна приводу $T_{\delta в}$, і цей вплив характеризується чітко вираженою лінійною залежністю $T_{max} = f(T_{\delta в})$. Зокрема при збільшенні навантаження з боку двигуна від 30 до 150 Н·м, при стабільному значенні моменту опору зі сторони робочого органу машини і діапазоні жорсткостей 5...25 Н·м/рад, динамічний момент збільшується в 6,8...7 разів. Протидія моменту зі сторони робочого органу при $T_{\delta в} = const$, зменшує навантаження на муфту в 2,1...2,3 рази.

Наявність демпфуючого моменту, що характеризується коефіцієнтом f_δ , знижує пік навантаження, але при відсутності тертя між спіралями цей вплив незначний і при значеннях $f_\delta = 0,1...0,5$ значення динамічного моменту зменшується тільки в 1,09...1,23 рази.

Для підвищення надійності машини оснащеною даною муфтою при значних навантаженнях потрібно уникати раптових різких реверсувань та використовувати даний пристрій сумісно із запобіжною муфтою.

2.4. Конструктивно-силовий аналіз радіальної пари контакту пружина-кулька-паз запобіжно-компенсуючої муфти

Кулькові компенсуючі та синхронні муфти використовуються при великих зміщеннях з'єднаних валів і одночасній наявності їх осьового зміщення. Здвоєні кулькові муфти також допускають і радіальне зміщення. В традиційних конструкціях кулькових муфт [61, 66] найбільш навантаженим елементом є тіла кочення, які під дією циклічних дотичних напружень, без відповідного змащування, швидко спрацьовуються. Тому з метою збільшення ресурсу напрацювання елементів кочення, а також для розширення функціональних можливостей такого класу пристроїв пропонуємо встановлювати кульки у відповідні пази півмуфт з попереднім їх підтиском пружинами, тобто з можливістю спрацювання муфти як запобіжної [52]. Принципова схема компоновки елементів такої компенсуючої муфти показана на рис. 2.15. Конструктивною особливістю даного пристрою є розміщення у обоймі 1 двох півмуфт 2 і 3. В півмуфтах по периметру, через однакові відстані, виконані радіальні пази в яких з підтиском циліндричними пружинами 4 до поздовжніх пазів 5 внутрішньої поверхні обойми, розміщені кульки 6 через які півмуфти контактують з обоймою.

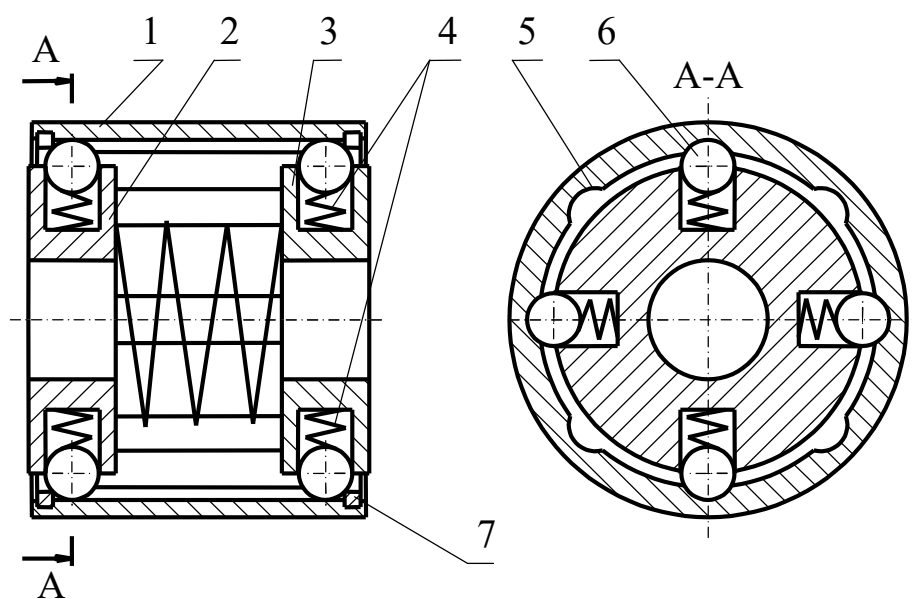


Рис. 2.15. Принципова схема компоновки запобіжно-компенсуючої муфти

Для зручності складання та амортизації биття, між півмуфтами встановлюється пружина. Фіксація півмуфт в обоймі здійснюється стопорними кільцями 7. Таке конструктивне виконання забезпечує вільне провертання на певну величину півмуфт в обоймі, що дозволяє використовувати даний пристрій для з'єднання валів в умовах значної неспіввісності.

Основним обмежуючим фактором при компенсуванні неспіввісності є,

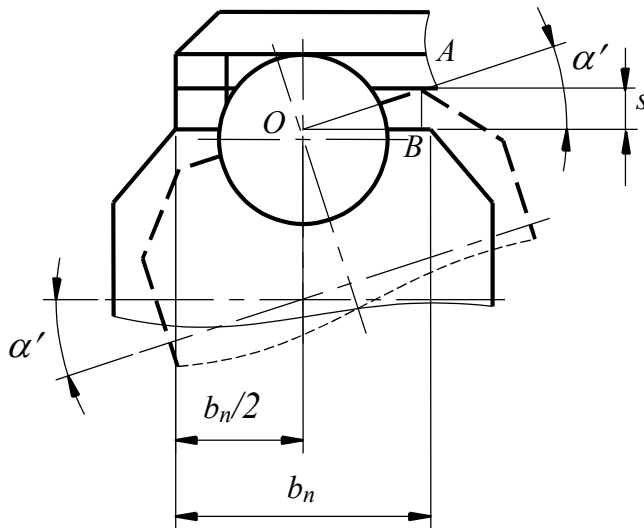


Рис. 2.16. Розрахункова схема для визначення кута зміщень півмуфт

Величини компенсації даним пристроєм відхилень неспіввісності можна визначити згідно розрахункових схем показаних на рис. 2.16 і рис. 2.17. Так з трикутника ABO (рис. 2.16) випливає:

$$\sin \alpha' = \frac{2s}{b_n}, \quad (2.47)$$

де b_n – ширина зовнішньої поверхні півмуфти; s - величина зазору між зовнішньою поверхнею півмуфти та внутрішньою поверхнею обойми.

Відповідно величина кута зміщення:

$$\alpha' = \arcsin \frac{2s}{b_n}. \quad (2.48)$$

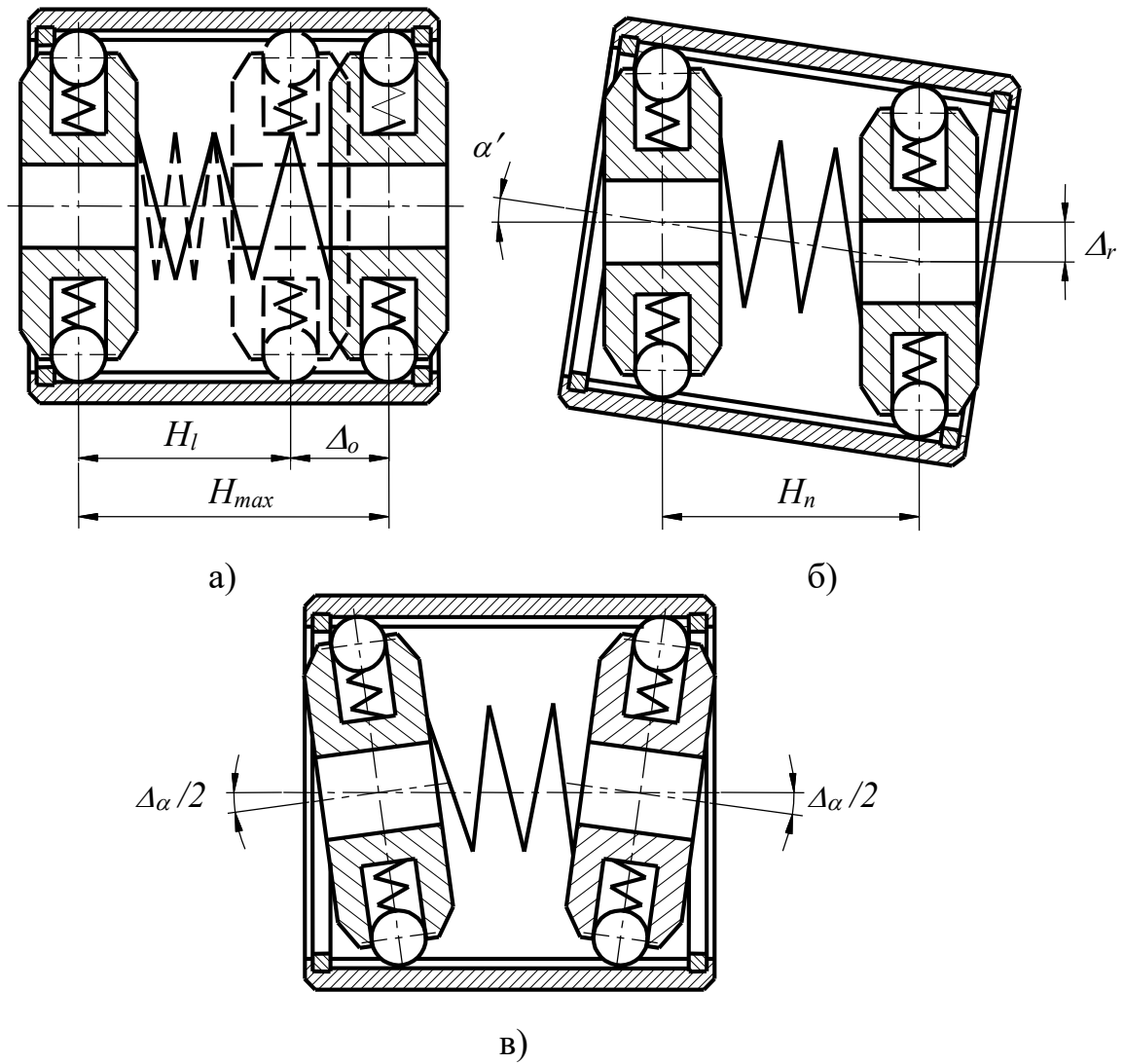


Рис. 2.17. Переміщення півмуфт в обоймі при основних видах зміщень:

а) - осьове зміщення; б) – радіальне зміщення; в) – кутове зміщення

Максимальне кутове зміщення (рис. 2.17.в), яке може компенсувати муфта даної конструкції:

$$\Delta_{\alpha} = 2 \cdot \arcsin \frac{2s}{b_n}. \quad (2.49)$$

Відповідно найбільше радіальне зміщення згідно рис. 2.17.б рівне:

$$\Delta_r = H_n \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{2s}{b_n} \right), \quad (2.50)$$

де H_n - відстань між центрами півмуфт.

В загальному випадку можливі переміщення півмуфт в обоймі при основних видах зміщень показані на рис. 2.17.

Величина компенсації осьового зміщення (рис. 2.17.а) знаходиться в наступному діапазоні реальних значень:

$$\Delta_o = H_{\max} - H_l, \quad (2.51)$$

або:

$$\Delta_o = \lambda_{o.\max}, \quad (2.52)$$

де H_{\max} – максимально можлива відстань між центрами півмуфт; H_l – лінійний розмір максимально стиснутої амортизуючої пружини; $\lambda_{o.\max}$ - найбільша осьова деформація амортизуючої пружини згідно [29].

Компенсуюча муфта функціонує без спрацювання у режимі запобіжної за умови, що кут φ відносного зміщення півмуфти і обойми рівний нулю. Даний період характеризується відсутністю критичних навантажень і під дією сили P_{np} пружини пляма контакту поверхонь кульки і паза є найбільшою. Також кут $\alpha = const$, або ж незначно змінюється не спричиняючи розімкнення пари контакту пружина-кулька-паз.

В загальному випадку навантаження обертальним моментом на пару контакту пружина-кулька-паз буде рівне [61]:

$$T = P_k R, \quad (2.53)$$

де P_k – колова сила; R - відстань від центра півмуфти до точки контакту кульки з краєм паза.

При умові відсутності кутових або радіальних зміщень:

$$R = R_0 + (r_k - h_n), \quad (2.54)$$

де R_0 – відстань від центра півмуфти до центра кульки; r_k - радіус кульки; h_n - глибина паза обойми.

Також при $\alpha' = 0$ колову силу, що сприймає пара контакту пружина-кулька-паз в пружинно-кулькових муфтах в яких відбувається радіальне переміщення кульок, можна визначити із рівності (1.3), яка описує залежність між коловою силою і силою пружини.

Силу дії пружини можна представити залежністю [61]:

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (2.55)$$

де C - жорсткість пружини; Δ'_o - попередня деформація (підтиск) пружини; Δ_n - поточна деформація пружини.

Тоді з урахуванням залежності (1.3) значення колової сили можна визначити з рівності [61]:

$$P_k = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f}. \quad (2.56)$$

Після відповідної заміни, з урахуванням залежностей (2.54) і (2.56), формулу (2.53) можна представити у наступному вигляді [61]:

$$T = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n) \cdot (R_o + (r_k - h_n))}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f}. \quad (2.57)$$

Величина R_o в процесі функціонування муфти буде змінною, оскільки при коливаннях навантаження кулька, пружно деформуючи пружину, переміщується вздовж посадочного отвору, відповідно виникає потреба ввести у формулу (2.57) величину, яка б відображала зміну параметра R_o . Цією величиною є поточна деформація пружини Δ_n , оскільки відстань від центра півмуфти до центра кульки буде змінюватися в залежності від деформації пружини з якою безпосередньо контактує кулька. Тоді плече прикладання сили буде визначатися згідно залежності:

$$R = R_o + (r_k - h_n) + \Delta_n. \quad (2.58)$$

Варто зазначити, що при $\varphi \approx 0$, тобто коли муфта функціонує без переривання кінематичного зв'язку між обоймою і півмуфтою внаслідок втрати

контакту між пазами і кульками, зміна величини поточної деформації пружини Δ_n носить коливальний характер і є незначною. Також можна вважати, що в даний період роботи зведений кут тертя в парі контакту кулька-паз ρ рівний нулю. Відповідно обертальний момент, що сприймає пара контакту муфти можна визначити за наступною залежністю:

$$T = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n) \cdot (R_0 + (r_k - h_n) + \Delta_n)}{\operatorname{tg} \alpha - f}. \quad (2.59)$$

Оскільки величина осьового зміщення не впливає на функціональні показники даного пристрою, то для визначення обертального моменту, що сприймає радіально розміщена пара контакту муфти пружина-кулька-паз використовується рівність (2.59).

При кутовому чи радіальному зміщенні валів в муфті відбувається додаткова зміна поточної величини деформації пружини внаслідок зміни траєкторії руху кульок. Величина поточної деформації пружини внаслідок кутових зміщень, в залежності від її реального значення, може мати суттєвий вплив на зміну величини моменту, що передається муфтою. Передача обертального моменту здійснюється за рахунок пари контакту пружина-кулька-паз і крім співвідношення глибини паза і радіуса кульки визначається силою тиску пружини. А при наявності кутової чи радіальної неспіввісності відбувається переміщення плями контакту елементів зачеплення в осьовому напрямку по поверхні паза вздовж його осі, внаслідок наявного постійного підтиску пружиною. Визначальною величиною цього переміщення є конструктивні параметри пристрою, які також регламентують значення кута зміщення α' .

Розглянемо дані переміщення на прикладі схеми наведеної на рис. 2.18. Умовно задамо, що пружина є абсолютно жорстким елементом. Тоді при радіальному чи кутовому зміщенні кулька повинна переміщуватися з положення 1 в положення 2, але в реальних умовах відбувається переміщення в положення

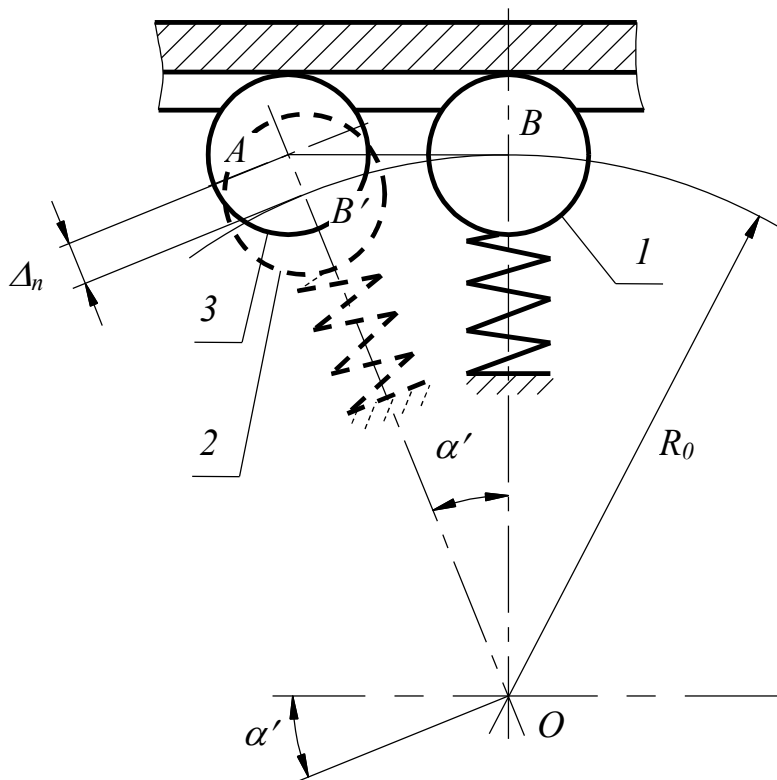


Рис. 2.18. Схема переміщення кульок при кутовій і радіальній неспіввісності валів

ABO (рис. 2.18), згідно якого::

$$OA = \frac{BO}{\cos \alpha'}. \quad (2.60)$$

Оскільки величина BO відома то:

$$OA = \frac{R_o}{\cos \alpha'}. \quad (2.61)$$

Згідно схеми $BO = B'O = R_o$. Відповідно величина поточної деформації підтискної пружини рівна:

$$\Delta_n = R_o \left(\frac{1}{\cos \alpha'} - 1 \right). \quad (2.62)$$

Але величина Δ_n під час обертового руху муфти буде змінюватись. Зміну даної величини розглянемо на прикладі розрахункової схеми (рис. 2.19).

3, що пояснюється дією на кульку сили пружини. Кут між центрами кульок в умовному положенні 2 і реальному 3 рівний куту кутової неспіввісності α' . Переміщення кульки внаслідок неспіввісності спричиняє деформацію пружини, яка носить змінний характер. Для визначення дійсного значення поточної деформації пружини розглянемо трикутник

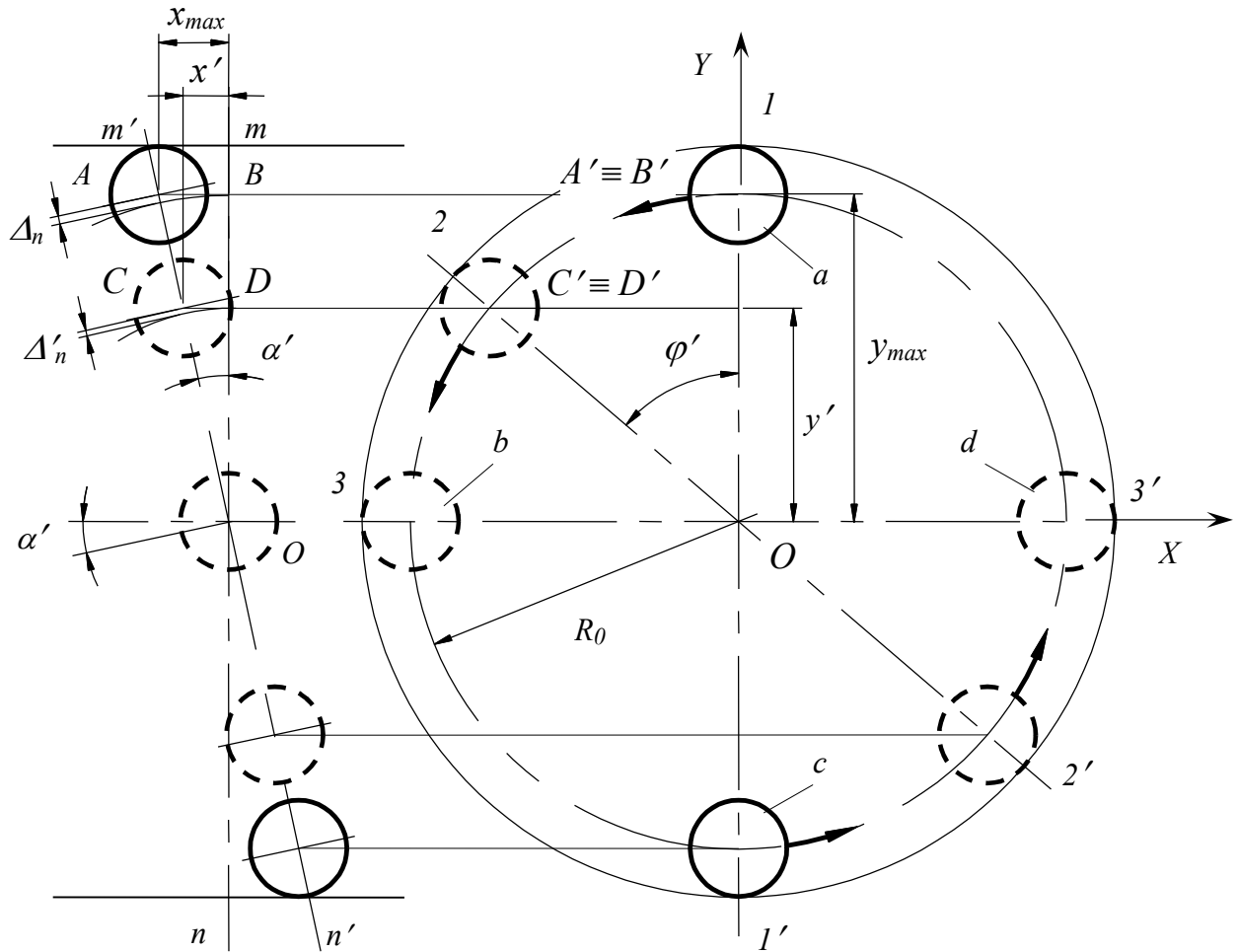


Рис. 2.19. Розрахункова схема для встановлення зміни величини поточної деформації пружини від кута зміщення валів і кута провертання муфти

Величина Δ_n , попередньо розглянута на прикладі схеми показаної на рис.2.18, характеризує максимальне зміщення кульки на деяку величину x_{max} від траєкторії $m-n$ по якій кульки рухаються при відсутності кутових зміщень валів. Розглянемо рух кульки починаючи з деякого положення I , яке відповідає максимальному зміщенню x_{max} . При подальшому провертанні муфти кулька переходить у положення 2 , що супроводжується зміною величини зміщення кульки від траєкторії $m-n$ на величину x' , а також відповідною зміною величини поточної деформації пружини Δ'_n .

Згідно розрахункової схеми встановимо залежність зміни Δ'_n від кута провертання муфти φ' і кута зміщення валів α' :

$$OD = y' = R_0 \cos \varphi', \quad (2.63)$$

відповідно:

$$OC = \frac{R_0 \cos \varphi'}{\cos \alpha'}. \quad (2.64)$$

Поточна деформація пружини, в залежності від кута провертання муфти, буде рівна:

$$\Delta'_n = R_0 \cos \varphi' \left(\frac{1}{\cos \alpha'} - 1 \right). \quad (2.65)$$

Діапазон переміщення кульки з положення 1 (рис. 2.19) в положення 2, характеризується зменшенням величини поточної деформації пружини Δ'_n , яке триває до положення 3, в якому $\Delta'_n = 0$. В той же час діагонально протилежно розміщена кулька здійснює аналогічне переміщення з положення 1' до положення 3', в якому також $\Delta'_n = 0$. А при русі кульок з положення 3 до 1' і, відповідно, з 3' до 1 проходить зворотній процес, а саме поступове збільшення Δ'_n до максимального значення. Кожен з періодів рівний $\pi/2$ і повторюється двічі за повний оберт муфти. Циклічність зміни величини поточної деформації пружини може мати вплив на значення величини обертального моменту, що передає муфта, тому потрібно дослідити даний процес.

Розглянемо зміну сили тиску пружини з урахуванням величини поточної деформації пружини Δ'_n . Відповідно залежність (2.55) з врахуванням циклічності зміни величини Δ'_n можна представити у наступному вигляді:

$$P_{np} = C \left[\Delta'_o - \left| R_0 \cos \varphi' \left(\frac{1}{\cos \alpha'} - 1 \right) \right| \right]. \quad (2.66)$$

Значення колової сили в радіально розміщеній парі контакту пружина-кулька-паз можна визначити з розрахункової схеми, показаної на рис. 2.20.

Згідно розрахункової схеми колова сила буде рівна:

$$P_{\kappa} = \frac{P_{np} \cos \alpha'}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.67)$$

Кут α між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею паза згідно розрахункової схеми (рис. 2.20):

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{r_{\kappa} - h_n}{r_{\kappa}} \right). \quad (2.68)$$

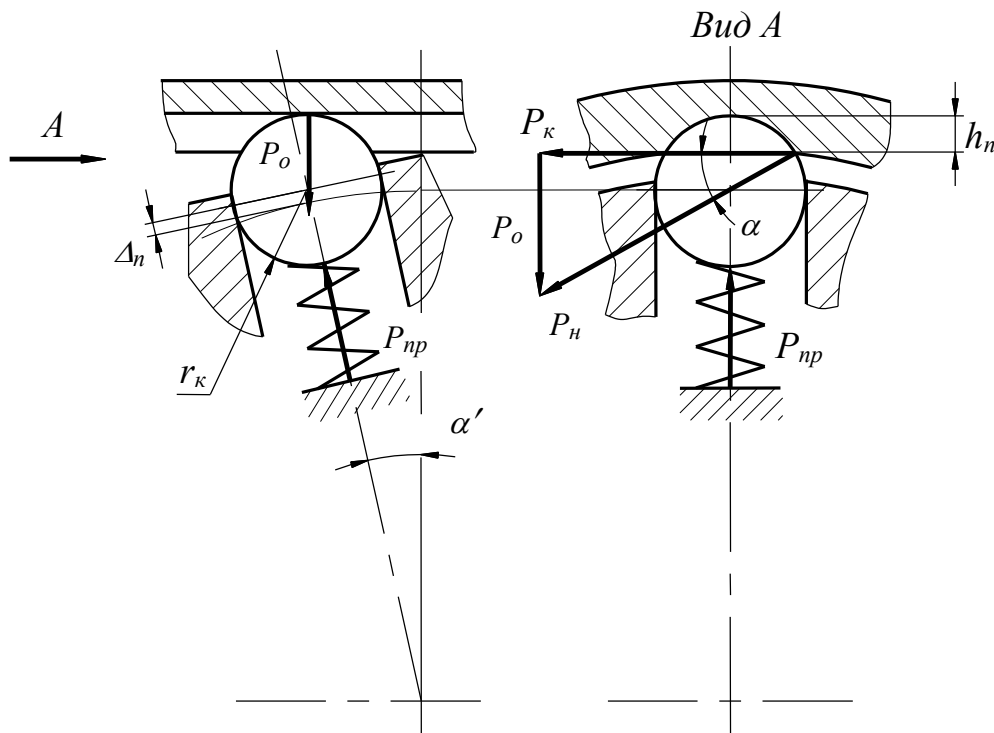


Рис. 2.20. Розрахункова схема для визначення сил в парі контакту

Підставивши рівності (2.66) і (2.68) у залежність (2.67) отримаємо наступну формулу для визначення колової сили в зачепленні:

$$P_{\kappa} = \frac{C \cdot \cos \alpha' \cdot \left[\Delta'_o - \left| R_0 \cos \varphi' \left(\frac{1}{\cos \alpha'} - 1 \right) \right| \right]}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_{\kappa} - h_n}{r_{\kappa}} \right) \right]}. \quad (2.69)$$

З врахуванням рівностей (2.58), (2.65), (2.66) і (2.69) формула для визначення обертового моменту в радіально розміщеній парі контакту пружина-кулька-паз набуде вигляду:

$$T = \frac{C \cdot \cos \alpha' \cdot [\Delta'_o - |R_o \cos \varphi'(\sec \alpha' - 1)|]}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_k - h_n}{r_k} \right) \right]} \times [R_o (1 + \cos \varphi'(\sec \alpha' - 1)) + r_k - h_n]. \quad (2.70)$$

У випадку відсутності кутових зміщень ($\alpha' = 0$) рівність (2.70) можна записати у наступному вигляді:

$$T = \frac{C \Delta'_o \cdot (R_o + r_k - h_n)}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_k - h_n}{r_k} \right) \right]}. \quad (2.71)$$

Обчислення параметрів муфти по отриманій залежності доцільно та зручно проводити на ПЕОМ з використанням попередньо складеної, у середовищі Microsoft Visual C++, програми розрахунку, текст якої подано у додатку А.3.

Для аналізу впливу конструктивних параметрів елементів зачеплення на характер зміни обертового моменту T було проведено розрахунок рівності (2.70) при наступних значеннях параметрів: $R_o = 0,04$ м; $r_k = 0,005 \dots 0,009$ м; $h_n = 0,002 \dots 0,006$ м; $C = 6000 \dots 12000$ Н/м; $\Delta'_o = 0,005 \dots 0,025$ м; $\varphi' = 0 \dots 360^\circ$; $\alpha' = 0 \dots 30^\circ$. Згідно отриманих результатів побудовано графічні залежності зміни обертового моменту $T = f(\alpha'; r_k; h_n; C; \Delta'_o)$.

Як видно з графіка (рис. 2.21) кут зміщення має суттєвий вплив на величину обертового моменту. Циклічність зміни навантаження пояснюється зміною сили тиску пружини, яка залежить, крім жорсткості, від величини попереднього підтиску Δ'_o . В свою чергу зміна Δ'_o викликана кутом зміщення валів α' , що спричиняє додаткову деформацію пружини Δ'_n .

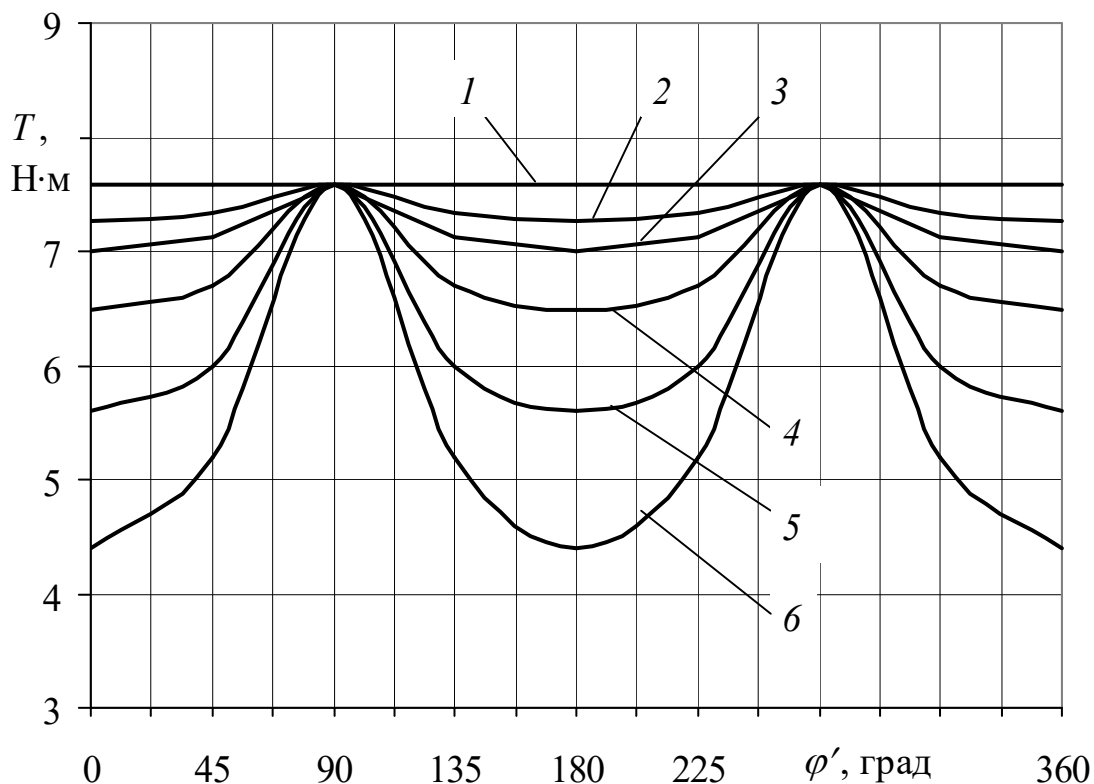


Рис. 2.21. Характер зміни обертального моменту в парі контакту пружина-кулька-паз від кута зміщення валів за повний оберт муфти $T = f(\alpha')$: 1 - $\alpha' = 0^\circ$; 2 - $\alpha' = 8^\circ$; 3 - $\alpha' = 11^\circ$; 4 - $\alpha' = 15^\circ$; 5 - $\alpha' = 20^\circ$; 6 - $\alpha' = 25^\circ$

Аналізуючи графічні залежності встановлено, що в діапазоні значень кута зміщення валів $\alpha' = 0 \dots 8^\circ$ значення обертального моменту, за повний оберт муфти, змінюється в межах $\Delta T = 0 \dots 4,1\%$; в діапазоні $\alpha' = 0 \dots 11^\circ$ змінюється до $7,6\%$; в діапазоні $\alpha' = 0 \dots 15^\circ$ зміна T досягає $14,4\%$; при $\alpha' = 20^\circ$ і 25° , відповідно $26,1$ і 42% .

Варто зазначити, що така зміна значення обертального моменту характерна лише для однієї або двох пар зачеплення. В даній конструкції муфти мінімальна кількість пар зачеплення – 4 і які розміщені через 90° . Відповідно якщо дві діагонально розміщені пари контакту будуть сприймати мінімальне навантаження, то дві інші – максимальне, наприклад пари a, c – \min ; b, d – \max (рис. 2.19). Таким чином відбувається врівноваження циклічного коливання значення обертального моменту.

Характер зміни навантаження для муфти з кількістю радіальних пар контакту пружина-кулька-паз $z = 4$ показано на рис. 2.22.

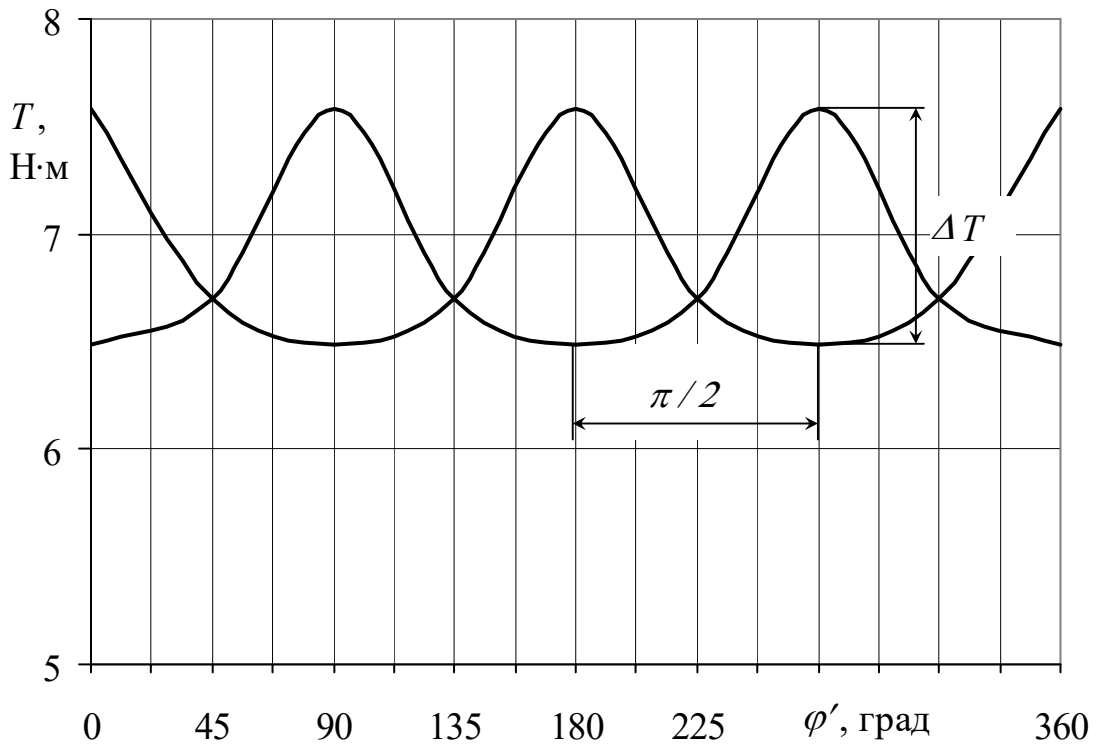


Рис. 2.22. Характер зміни обертового моменту за оберт муфт для пар контакту пружина-кулька-паз $z = 4$

Залежності зміни навантаження від конструктивних параметрів пари контакту, а саме радіуса кульки r_k , глибини паза h_n , жорсткості пружин C і їх попередньої деформації Δ'_0 показано на рис. 2.23 – рис. 2.25.

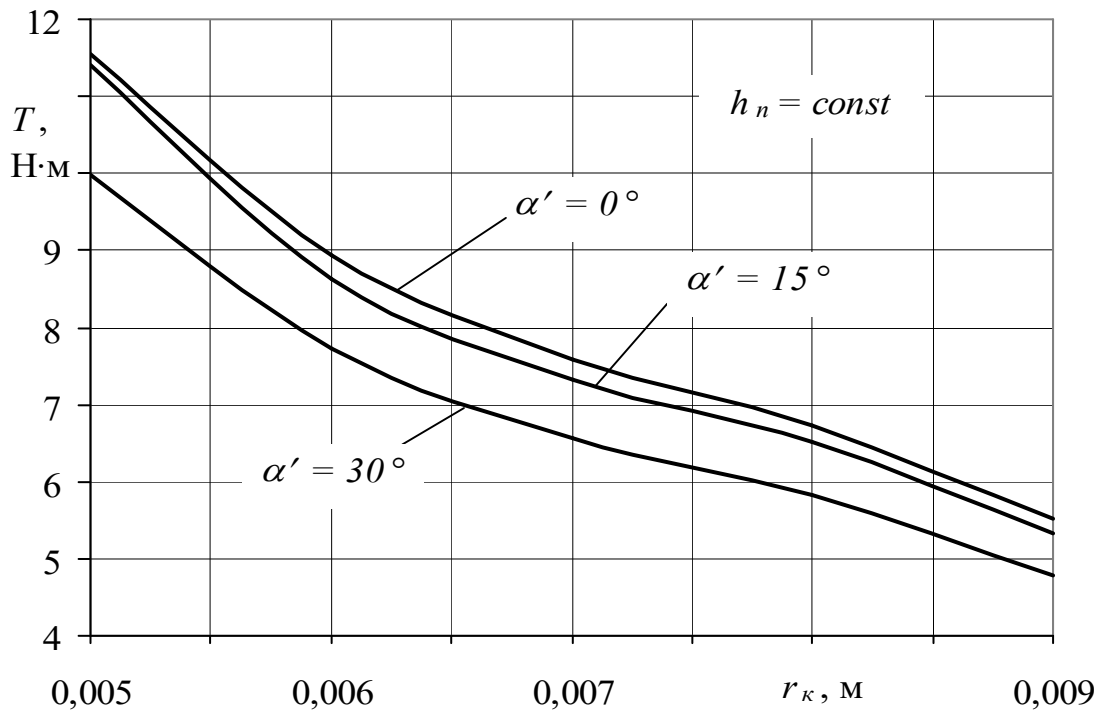


Рис. 2.23. Залежність зміни величини обертового моменту від радіуса кульки при постійному значенні глибини паза

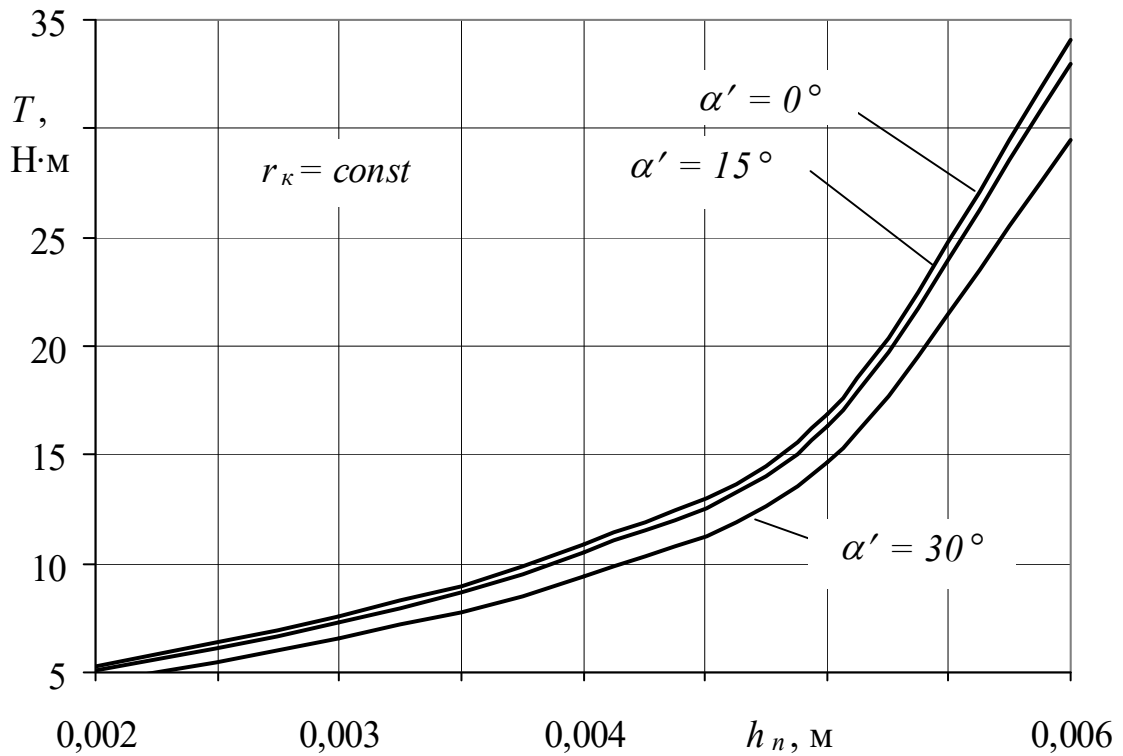


Рис. 2.24. Залежність зміни величини обертового моменту від глибини паза при постійному значенні радіуса кульки

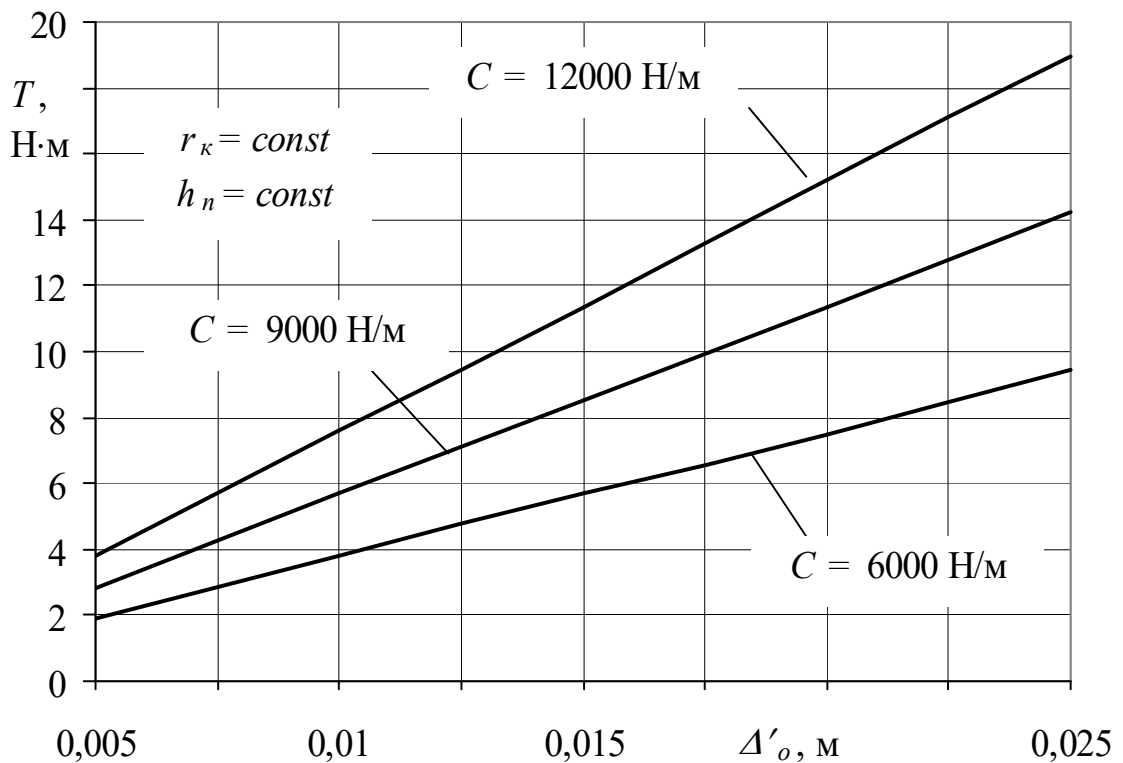


Рис. 2.25. Залежність зміни величини обертового моменту від попереднього підтиску пружини

Аналізуючи отримані графічні залежності встановлено, що збільшення розмірів тіл кочення при постійному значенні глибини пазів не сприяє підвищенню навантажувальної здатності муфти, а має зворотній ефект. Так при $h_n = 0,003$ м зміна радіуса кульки r_k від 0,005 до 0,009 м, при відсутності зміщень $\alpha' = 0$, призводить до падіння величини обертального моменту від 11,5 Н·м до 5,5 Н·м, тобто зменшується на 52%. При $\alpha' = 15...30^\circ$ зменшення навантаження також коливається в межах 52...53%. Тобто незалежно від кута неспіввісності збільшення розмірів тіл кочення, при $h_n = \text{const}$, знижує навантажувальну здатність муфти. Це пояснюється зменшенням площі плями контакту кульки з поверхнею паза. Виявлено, що при аналогічних значеннях параметрів елементів зачеплення муфти, але при постійному значенні радіуса кульки $r_k = 0,007$ м, збільшення глибини паза обойми в діапазоні 0,002...0,006 м сприяє підвищенню навантажувальної здатності муфти на 84%. Проте доцільно зауважити, що збільшення глибини паза знижує компенсаційну здатність муфти, яка характеризується величиною зазору s між зовнішньої поверхнею півмуфти та внутрішньою поверхнею обойми. Згідно вище вказаного можна зробити висновок, що підвищити навантажувальну здатність пристрою можна шляхом підбору співвідношення розмірів кульки і глибини паза і оптимальне значення цього співвідношення, із забезпеченням умови компенсаційної здатності муфти, становить $h_n/r_k = 0,5...0,7$.

Аналізуючи отримані залежності зміни величини обертального моменту виявлено, що при значенні кута зміщення до 15° і кількості пар контакту $z \geq 4$ коливання значення навантаження незначні і знаходяться в межах 1,2...3,4%. З чого випливає, що кутові зміщення $\alpha' \leq 15^\circ$ не мають суттєвого впливу на навантажувальну здатність муфти.

Збільшення жорсткості підтискних пружин, незалежно від значення співвідношення розмірів пари контакту, сприяє підвищенню навантажувальної здатності муфти. Відповідно величина попереднього підтиску пружин, при постійних значеннях радіуса кульки і глибини паза, сприяє збільшенню величини обертального моменту зокрема при $\Delta' = 0,005...0,025$ м і для

діапазону жорсткостей $C = 6000 \dots 12000$ Н/м у кожному із випадків збільшення навантаження знаходиться в межах 80%.

Відповідно з урахуванням співвідношення конструктивних елементів та параметрів неспіввісності валів загальна навантажувальна здатність муфти з кількістю пар контакту z можна визначити за наступною залежністю:

$$T = \frac{zC \cdot \cos \alpha' \cdot [\Delta'_o - |R_0 \cos \varphi'(\sec \alpha' - 1)|]}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_k - h_n}{r_k} \right) \right]} \times \times [R_o (1 + \cos \varphi'(\sec \alpha' - 1)) + r_k - h_n]. \quad (2.72)$$

Аналізуючи всі вище наведені графічні залежності характеру зміни навантаження можна констатувати, що для більш стабільної передачі обертального моменту кількість радіально розміщених пар контакту пружина-кулька-паз повинна бути не менше чотирьох на одній півмуфті.

2.5. Динаміка привода із запобіжно-компенсуючою муфтою

Для визначення динамічних навантажень в приводі з розробленою запобіжно-компенсуючою муфтою потрібно розглянути різні етапи та умови її функціонування на прикладі динамічної моделі привода, яка відображає процес його функціонування. Узагальнену динамічну модель привода до кінематичного ланцюга якого входить дана муфта можна представити відповідною системою зведених мас. Схема розрахункової динамічної моделі показана на рис. 2.26.

Основними інерційно-силовими параметрами привода є моменти інерції J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 та відповідні навантаження у вигляді моментів T_δ і T_o , що створюються двигуном та робочим органом. При передачі обертального моменту, при відповідній жорсткості C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 елементів привода та муфти, під дією моментів T_δ і T_o , відбувається певна пружна деформація складових системи, яка характеризується кутами закручування $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$.

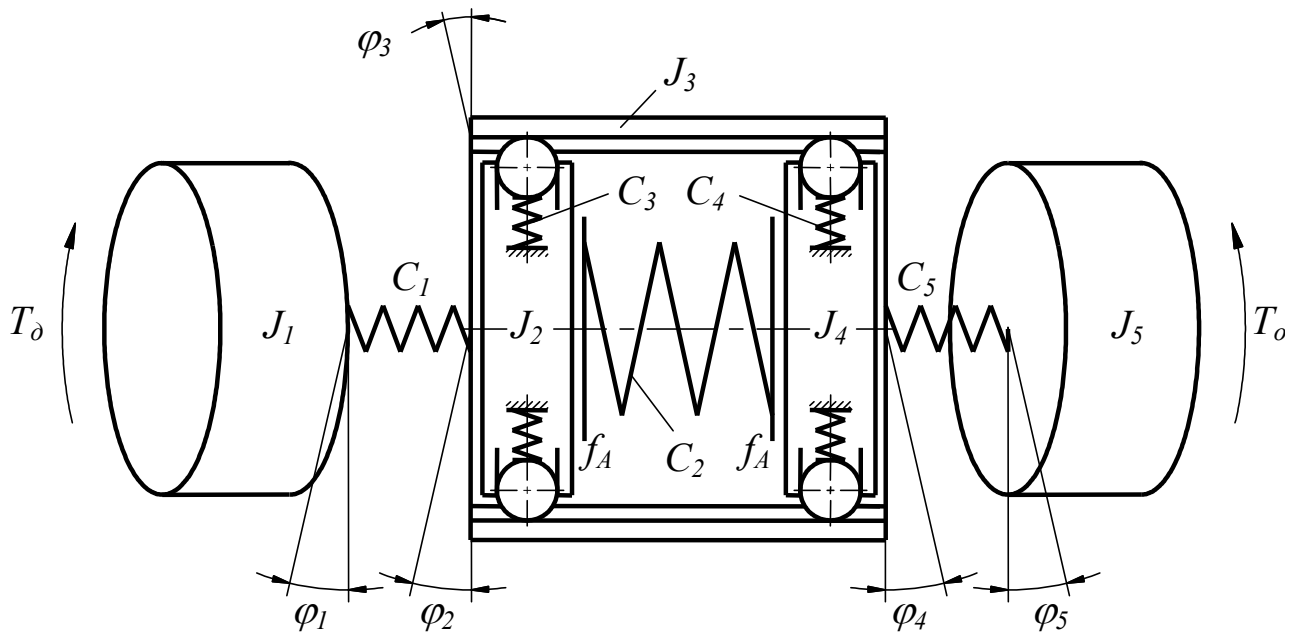


Рис. 2.26. Розрахункова динамічна модель привода із запобіжно-компенсуючою муфтою

Процес функціонування муфти в приводі можна умовно поділити на два основних етапи, які характеризують рух системи. Перший етап характеризується найсприятливішими умовами роботи коли навантаження стабільне і площа плями контакту кульок з поверхнями пазів є максимальною. В даному випадку відбувається лише часткове зміщення елементів привода в напрямку кутів закручування без переривання кінематичного зв'язку, тобто муфта працює тільки як з'єднувальна компенсуюча.

Функціонування привода в загальному випадку можна описати наступною системою рівнянь:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_d - C_1(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_3(\varphi_2 - \varphi_3); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = C_3(\varphi_2 - \varphi_3) - C_4(\varphi_3 - \varphi_4); \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = C_4(\varphi_3 - \varphi_4) - C_5(\varphi_4 - \varphi_5); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = C_5(\varphi_4 - \varphi_5) - T_o. \end{cases} \quad (2.73)$$

Оскільки конструктивно-силові параметри півмуфт ідентичні то для кутів закручування можна вважати справедливою умову $\varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4$, відповідно систему рівнянь (2.74) можна записати наступним чином:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_o - C_1(\varphi_1 - \varphi_2); \\ (J_2 + J_3 + J_4) \ddot{\varphi}_2 = C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = C_5(\varphi_2 - \varphi_5) - T_o. \end{cases} \quad (2.74)$$

Значення прискорень основних ланок привода будуть рівні:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{T_o - C_1(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5)}{(J_2 + J_3 + J_4)}; \\ \ddot{\varphi}_5 = \frac{C_5(\varphi_2 - \varphi_5) - T_o}{J_5}. \end{cases} \quad (2.75)$$

Оскільки об'єктом дослідження є запобіжно-компенсуюча муфта привода то при подальших дослідженнях функціонування муфти в компенсуючому режимі, для визначення моменту, що діє на даний пристрій, розглянемо навантаження, що діють на кожен із півмуфт. Відповідно різниця прискорень зі сторони двигуна і зі сторони робочого органа привода:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 = \frac{T_o - C_1(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1} - \frac{C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5)}{(J_2 + J_3 + J_4)}; \\ \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_5 = \frac{C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_5(\varphi_2 - \varphi_5)}{(J_2 + J_3 + J_4)} - \frac{C_5(\varphi_2 - \varphi_5) - T_o}{J_5}. \end{cases} \quad (2.76)$$

Розв'язок даної системи рівнянь можна провести звичайним аналітичним методом. Для цього введемо наступну заміну:

$$\begin{aligned} \varphi_1 - \varphi_2 &= \theta_1; & \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 &= \ddot{\theta}_1; \\ \varphi_2 - \varphi_5 &= \theta_2; & \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_5 &= \ddot{\theta}_2. \end{aligned} \quad (2.77)$$

Після проведення заміни (2.77) в системі (2.76) вона набуде вигляду:

$$\begin{cases} \ddot{\theta}_1 = \frac{T_o - C_1\theta_1}{J_1} - \frac{C_1\theta_1 - C_5\theta_2}{(J_2 + J_3 + J_4)}; \\ \ddot{\theta}_2 = \frac{C_1\theta_1 - C_5\theta_2}{(J_2 + J_3 + J_4)} - \frac{C_5\theta_2 - T_o}{J_5}. \end{cases} \quad (2.78)$$

Прискорення ланок приводу від двигуна до ведучої півмуфти можна також записати як:

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{T_\delta - C_1\theta_1}{J_1 + J_2}. \quad (2.79)$$

Згідно основного закону динаміки (другого закону Ньютона для обертового руху) навантаження обертовим моментом на ведучій півмуфті буде рівне:

$$T_1 = \ddot{\theta}_1 J_2 = \frac{J_2(T_\delta - C_1\theta_1)}{J_1 + J_2}. \quad (2.80)$$

Відповідно з першого рівняння системи (2.78) знайдемо кут закручування ланок приводу від робочого органа до веденої півмуфти:

$$\theta_2 = \frac{(J_2 + J_3 + J_4)}{C_5} \left(\frac{T_\delta - C_1\theta_1}{J_1} - \frac{C_1\theta_1}{(J_2 + J_3 + J_4)} - \ddot{\theta}_1 \right). \quad (2.81)$$

Підставивши рівність (2.81) в друге рівняння системи (2.78) і з врахуванням залежності (2.79) отримуємо прискорення ланок приводу від робочого органа до веденої півмуфти:

$$\ddot{\theta}_2 = \left(\frac{C_1\theta_1}{(J_2 + J_3 + J_4)} - \frac{T_o}{J_5} \right) \times \left[(T_\delta - C_1\theta_1) \cdot (J_2 + J_3 + J_4) \cdot \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{(J_1 + J_2)} \right) - C_1\theta_1 \right]. \quad (2.82)$$

Відповідно навантаження на ведену півмуфту буде рівне:

$$T_2 = J_4 \left(\frac{C_1\theta_1}{(J_2 + J_3 + J_4)} - \frac{T_o}{J_5} \right) \times \left[(T_\delta - C_1\theta_1)(J_2 + J_3 + J_4) \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{(J_1 + J_2)} \right) - C_1\theta_1 \right]. \quad (2.83)$$

Другий етап характеризується наростанням навантаження зі сторони двигуна або робочого органу внаслідок чого, оскільки муфта є найподатливішою ланкою приводу, відбувається зміна різниці кутів закручування до певного значення $\varphi_2 - \varphi_3 = \varphi_{max}$ у випадку $T_\delta > T_o$ або у випадку коли $T_\delta < T_o$ тоді $\varphi_3 - \varphi_4 = \varphi_{max}$, тобто до певного значення сумарного кута

закручування муфти при якому відбувається розмикання кінематичного ланцюга привода внаслідок радіального переміщення кульок в посадочних отворах і втрати контакту з поверхнями пазів обойми. Тобто в залежності від навантаження муфта може переходити в запобіжний режим роботи.

Після виходу кульок із зачеплення відбувається провертання однієї з півмуфт, в залежності від сторони наростання навантаження, відносно обойми до моменту контакту кульок з наступними, по ходу провертання півмуфти, пазами обойми. При цьому, в найпоширенішому випадку, що має місце при роботі муфти, відбувається входження кульок в зачеплення з пазами і спостерігається поступове наростання навантаження до наступного провертання півмуфти. Щоб описати ці перехідні процеси потрібно встановити умову рівноваги пари контакту пружина-кулька-паз.

Для встановлення умови рівноваги радіально розміщеної пари контакту пружина-кулька-паз розглянемо схему показану на рис. 2.27 з врахуванням позначень згідно підрозділу 2.4.

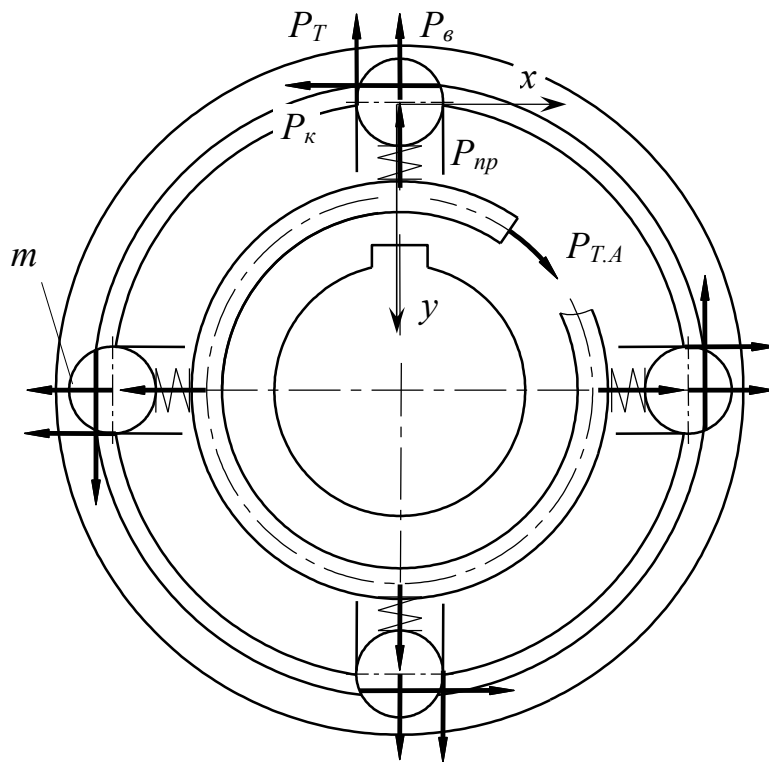


Рис. 2.27. Схема для визначення умови рівноваги пари контакту пружина кулька-паз

Відповідно умова рівноваги буде мати вигляд:

$$m_{\kappa} \ddot{y} + C_i y = P_{\kappa} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - P_{\epsilon} - P_{np} - P_T, \quad (2.84)$$

де m_{κ} – маса кульки; C_i – жорсткість підтискної пружини; y – радіальне переміщення кульки; P_{ϵ} – відцентрова сила; P_T – сила тертя між кулькою і поверхнею посадочного отвору.

Значення відцентрової сили, яка діє на кульку під час обертового руху, з врахуванням рівності (2.65) можна визначити за формулою:

$$P_{\epsilon} = m_{\kappa} \omega_o^2 (R_o - \Delta'_n), \quad (2.85)$$

де ω_n - кутова швидкість обертання півмуфти. Сила тертя буде рівна:

$$P_T = P_{\kappa} f. \quad (2.86)$$

Замінивши значення сили тиску пружини рівноцінним значенням її жорсткості і деформації та виразивши силу тертя через колову силу приведемо рівність (2.83) до наступного вигляду:

$$m_{\kappa} \ddot{y} + C_i y = P_{\kappa} (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - m_{\kappa} \omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) - C_i \Delta'_o. \quad (2.87)$$

Зведена жорсткість підтискних пружин на кожній з півмуфт буде рівна:

$$C_3 = \sum_{i=1}^z C_i; \quad C_4 = \sum_{i=1}^z C_i. \quad (2.88)$$

При наявності неспіввісності валів вплив на умову рівноваги також може мати амортизуюча пружина із жорсткістю C_2 . На першому етапі функціонування муфти провертання півмуфт не спричиняє розімкнення кінематичного ланцюга, відповідно амортизуюча пружина повертається разом з півмуфтами і тертя в місцях контакту амортизуючої пружини з торцевими поверхнями півмуфт є незначним. У випадку провертання однієї з півмуфт аж до виходу кульок із зачеплення, сила тертя $P_{T.A}$ значно збільшується і може мати вплив на момент, що передають пари контакту пружина кулька-паз. Дана сила тертя залежить від величини неспіввісності оскільки вона впливає на значення осьової пружної деформації пружини, що визначає силу, яка діє на

пружину в осьовому напрямку. Сила тертя рівна добутку цієї осьової сили на коефіцієнт тертя f_A .

Оскільки осьова сила рівна добутку осьової деформації на жорсткість пружини то сила тертя амортизуючої пружини рівна:

$$P_{T.A} = \lambda_o C_2 f_A. \quad (2.89)$$

Відповідно умова рівноваги елементів зачеплення півмуфти набуде вигляду:

$$m_\kappa \ddot{y} + \sum_{i=1}^z C_i y = P_\kappa (tg(\alpha - \rho) - f) - m_\kappa \omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) - \sum_{i=1}^z C_i \Delta'_o - \lambda_o C_2 f_A, \quad (2.90)$$

звідки жорсткість підтискних пружин півмуфти:

$$\sum_{i=1}^z C_i = \frac{z(P_\kappa (tg(\alpha - \rho) - f) - m_\kappa (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \ddot{y})) - \lambda_o C_2 f_A}{\Delta'_o + y}. \quad (2.91)$$

Систему рівнянь, яка описує навантаження в приводі із компенсуючою муфтою, з врахуванням роботи муфти у запобіжному режимі, можна записати у наступному вигляді:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_\partial - C_1 |\varphi_1 - \varphi_2|; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_1 - [z(P_\kappa (tg(\alpha - \rho) - f) - m_\kappa (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \ddot{y})) - \\ - \lambda_o C_2 f_A] \cdot (\Delta'_o + y)^{-1} \cdot |\varphi_2 - \varphi_3|; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = |\varphi_2 - 2\varphi_3 - \varphi_4| \cdot [z(P_\kappa (tg(\alpha - \rho) - f) - m_\kappa (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \ddot{y})) - \\ - \lambda_o C_2 f_A] \cdot (\Delta'_o + y)^{-1}; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = |\varphi_3 - \varphi_4| \cdot (z(P_\kappa (tg(\alpha - \rho) - f) - m_\kappa (\omega_n^2 (R_o - \Delta'_n) + \ddot{y})) - \lambda_o C_2 f_A) \times \\ \times (\Delta'_o + y)^{-1} - T_2; \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = T_2. \end{cases} \quad (2.92)$$

Заміна значень жорсткості підтискних пружин умовою рівноваги проведена тому, що в реальних умовах незалежно від того з якої сторони виникне перевантаження, спрацьовувати буде та півмуфта сумарна жорсткість підтискних пружин якої буде менша. Найоптимальнішим буде випадок, коли півмуфти будуть спрацьовувати по чергово, тобто дотримання умови $C_3 = C_4$ забезпечить збільшення ресурсу напрацювання муфти в 1,8...2 рази.

Використовуючи вище наведені рівняння можна провести розрахунок навантаження, що діє як на муфту так і на ланки привода.

Оскільки взаємозалежність параметрів елементів зачеплення муфти і привода досліджувались у підрозділі 2.4 то розглянемо вплив на обертальний момент амортизуючої пружини (залежність $T = f(\omega_n)$ при змінних значеннях λ_0 і C_2). Дослідимо дану залежність при сприйманні муфтою максимального навантаження, тобто задамо наступними початковими умовами $\varphi = 0$; $\Delta'_n = 0$; $y = 0$; $\dot{y} = 0$ при наступних значеннях параметрів муфти і привода: $T_l = 100$ Н·м; $z = 4$; $P_k = 15$ Н; $\alpha = 30^\circ$; $\rho = 6^\circ$; $f = 0,12$; $m_k = 0,02$ кг; $R_0 = 0,04$ м; $f_A = 0,17$; $(\varphi_2 - \varphi_3) = (\varphi_3 - \varphi_4) = 0,5^\circ$. Значення змінних досліджуваних параметрів знаходяться в наступному діапазоні: $\omega_n = 10 \dots 30$ рад/с; $\lambda_0 = 0,005 \dots 0,015$ м; $C_2 = 7000 \dots 12000$ Н/м (програма розрахунку подана в додатку А.4). Результати розрахунків представлено на рисунку 2.28 і рисунку 2.29.

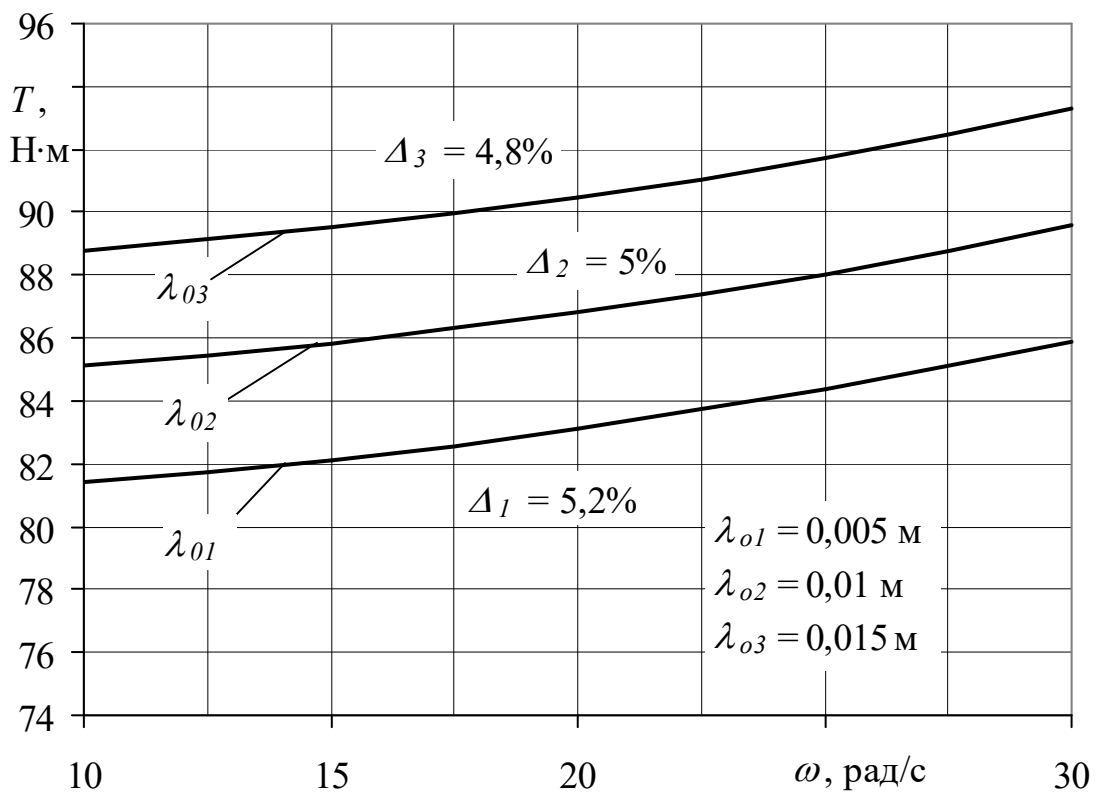


Рис. 2.28. Залежність зміни обертального моменту від кутової швидкості при змінних значеннях деформації амортизуючої пружини внаслідок неспіввісності

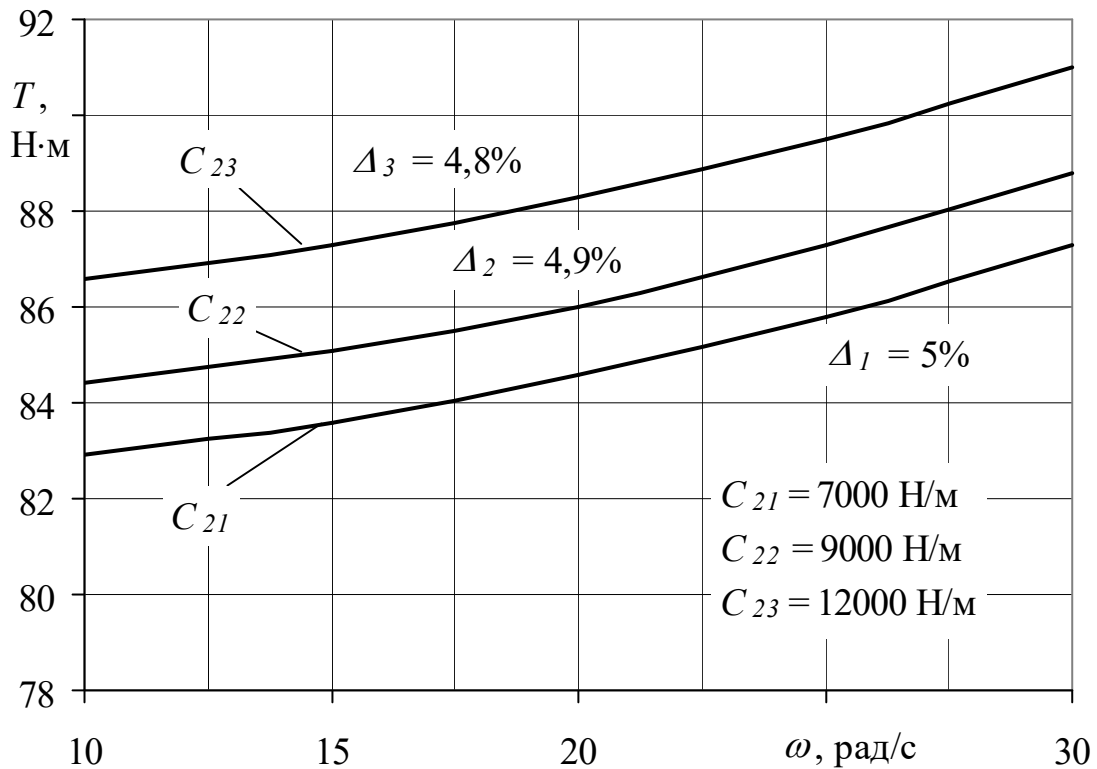


Рис. 2.29. Залежність зміни обертового моменту від кутової швидкості при змінних значеннях жорсткості амортизуючої пружини

Згідно отриманих результатів встановлено, що наявність амортизуючої пружини незначно впливає на зміну величини моменту, оскільки по попередніх припущеннях сила тертя в місцях контакту амортизуючої пружини і півмуфт могла впливати на момент спрацювання муфти. Як видно з графіка, показаного на рис. 2.29, при зміні осьової деформації амортизуючої пружини внаслідок неспіввісності, через рівні інтервали наростання кутової швидкості привода, збільшення величини обертового моменту на протязі всього змінного інтервалу кутової швидкості не перевищує 5,2%. Відповідно при зміні осьової деформації амортизуючої пружини в межах від 0,005 м до 0,015 м наростання навантаження знаходиться в межах 7,9...8,3%, що вказує на незначний вплив пружини на обертовий момент при наявній неспіввісності з'єднаних валів.

Зміна моменту через рівні інтервали наростаючої кутової швидкості складає 4,8...5% для кожної з жорсткостей, а наростання навантаження знаходиться в межах 4...4,3%, що підтверджує попередні результати даного дослідження.

2.6. Статичний силовий розрахунок пружно-запобіжної муфти

В основу запропонованої нами конструкції пружно-запобіжної муфти поставлено створення захисного механізму з пружно-компенсуючими та запобіжними характеристиками, кінематичну схему якого представлено на рис. 2.30. Пружно-запобіжна муфта 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 робочого органу шляхом скручування пружини скручування, яка входить у нього. Пружно-запобіжна муфта може бути виготовлена у різних варіантах з різними типами демпферного виконання: конічний стержень – метал, кулька – демпферний матеріал; конічний стержень – демпферний матеріал, кулька – метал (рис. 2.31).

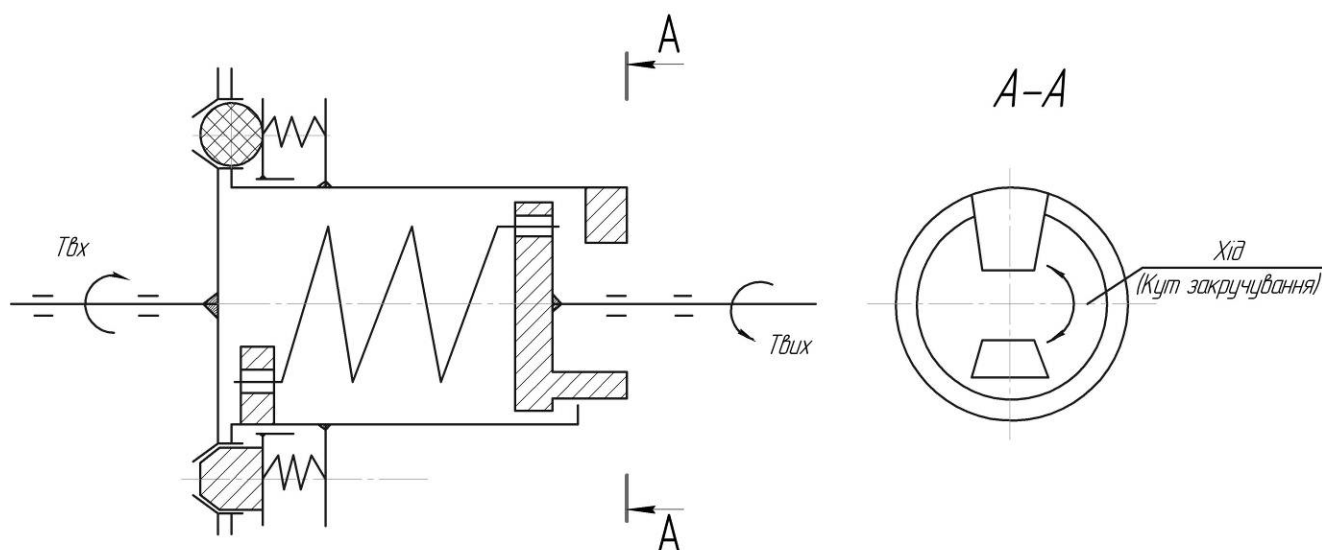


Рис. 2.30. Кінематична схема пружно-запобіжної муфти

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 робочий орган машини чи механізму. При цьому забезпечується його плавний пуск шляхом скручування пружини скручування пружного механізму. У випадку виникнення

перевантаження 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 пружно-запобіжної муфти забезпечує плавний запуск робочого органу машини чи механізму під час пуску привода та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі виникнення перевантаження.

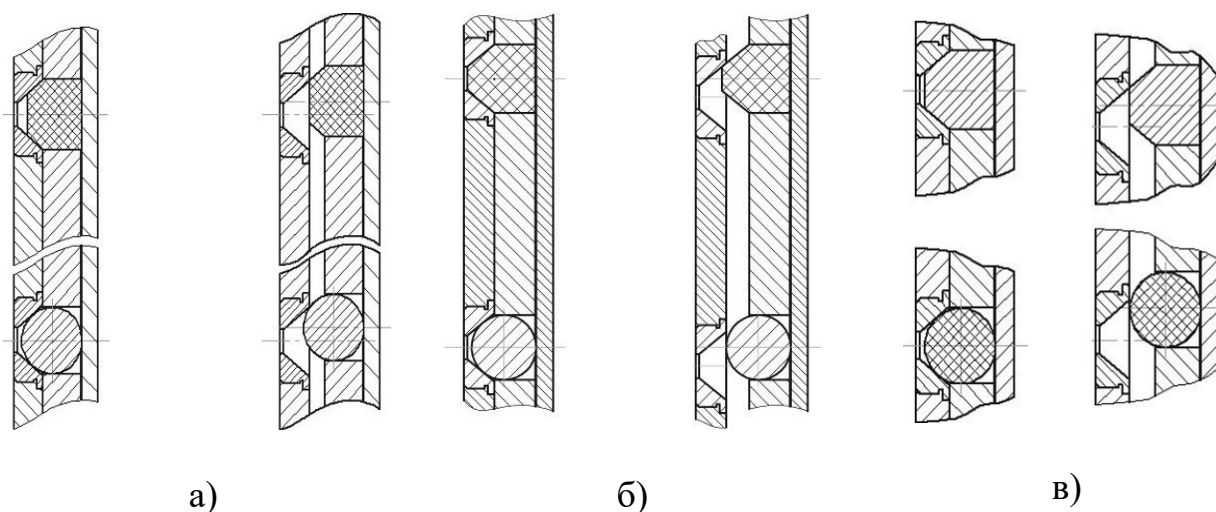


Рис. 2.31. Схема контакту і різновиди елементів зачеплення ПЗМ при спрацюванні в початковий момент і при розчепленні півмуфт: а) конічний стержень – демпферний матеріал (з глибиною заглиблення меншим за заглиблення кульок), кулька – метал; б) конічний стержень – демпферний матеріал (з глибиною заглиблення 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. 2.31). 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_0 , яка залежить від величини зусилля змієвидної кільцевої пружини. Відповідно, при провертанні півмуфт на поверхні демпфера виникає сила тертя F_{m0} .

Радіальне зміщення секторів (x) можна описати наступним рівнянням:

$$x / \cos \alpha = h / \sin \alpha, \quad (2.93)$$

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:

$$\varphi_2 - \varphi_3 = h \cdot \operatorname{ctg} \beta / R_k, \quad (2.94)$$

де β , R_k – 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 2.32.

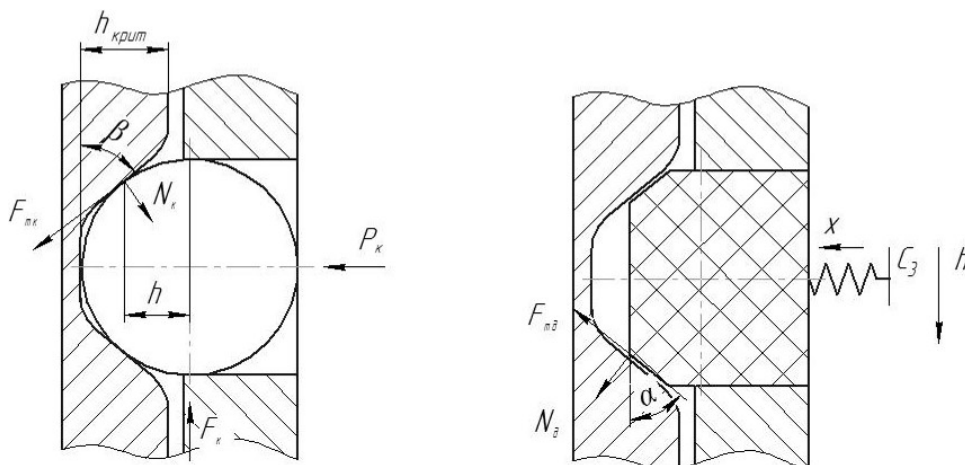


Рис. 2.32. Розрахункова схема елементів зачеплення ПЗМ: кулька – лунка і конічний стержень (демпфер) – лунка

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

$$\begin{cases} P_k - N_k \cos \beta + F_{mk} \sin \beta = 0 \\ F_k - N_k \sin \beta - F_{mk} \cos \beta = 0 \\ F_{mk} = N_k \cdot f_{mk} \end{cases} \quad (2.95)$$

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

$$\begin{cases} F_u = (1/R_u)C_2(\varphi_2 - \varphi_4)/f_{mu} + \dot{x} \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_{mu} \\ F_{m\partial} = \frac{\dot{x}}{\cos \alpha} \mu_{m\partial} + N_{\partial} f_{m\partial}, \end{cases}, \quad (2.96)$$

де C_2 , f_{mu} , $f_{m\partial}$ – жорсткість веденої системи і коефіцієнт тертя в шліцах приведений до осьової сили та сухого тертя в демпфері; μ_{mu} , $\mu_{m\partial}$, R_u – коефіцієнти в'язкого тертя в шліцах і демпфері та середній діаметр розміщення шліців; F_u , 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 пружно-запобіжної муфти представлена на рис. 2.33.

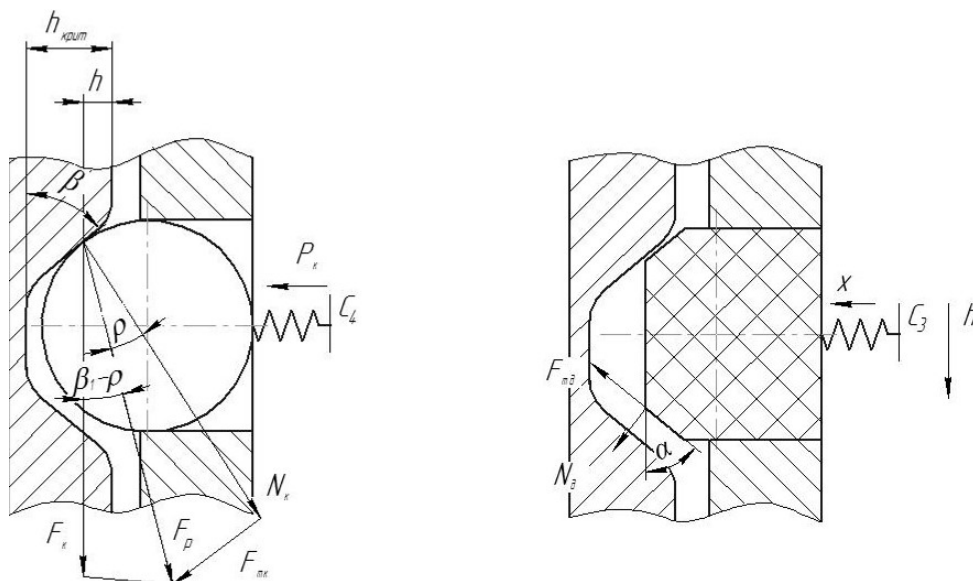


Рис. 2.33. Розрахункова схема механізму відтискання пружно-запобіжної муфти

При взаємодії півмуфт в зоні контакту кульки з лункою виникає нормальна реакція N_{κ} і сила тертя F_{mk} , направлена в сторону, протилежну переміщенню ведучої ланки. Результируюча сила F_{ρ} зміщена в напрямку колової сили F_{κ} 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_{κ} і силою пружини P_{κ} відомим рівнянням:

$$P_{\kappa} = F_{\kappa} (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - \frac{R_{\kappa} f_{\text{му}} \mu_{\text{му}}}{R_{\text{ш}}}), \quad (2.97)$$

де β_1 – кут нахилу лунки; $R_{\text{ш}}$ – середній діаметр розміщення шліців.

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

Провівши підстановку і заміну величини P_{κ} в формулі (2.97), знаходимо колову силу F_{κ} в залежності від радіуса розміщення кульок, шліців і попереднього натягу та жорсткості пружини:

$$F_{\kappa} = (C_4 \lambda_0 + C_4 h') / (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - R_{\kappa} f_{\text{му}} \mu_{\text{му}} / R_{\text{ш}}). \quad (2.98)$$

Враховуючи величину колової сили F_{κ} в рівняння (2.98) і радіус розміщення кульок на орбіті визначаємо обертальний момент муфти при зміщенні рухомої півмуфти в осьовому напрямку на величину h' :

$$T = R_{\kappa}(C_4 \lambda_0 + C_4 h') / (\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) - R_{\kappa} f_{\text{муф}} \mu_{\text{му}} / R_{\text{ш}}). \quad (2.99)$$

При подальшому переміщенні кульки по заокругленій ділянці проходить зміщення напрямку дії нормальної реакції N_{κ} 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_{κ} рівний куту нахилу лунки.

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

$$\sin \beta_1' = \frac{r - y_{\text{max}} + y}{r}. \quad (2.100)$$

$$\beta_1' = \arcsin \frac{r - y_{\text{max}} + y}{r}. \quad (2.101)$$

Позначаємо величину $(r - y_{\max})$ через z і провівши відповідну підстановку, одержимо, що $\beta_1' = (\arcsin z + y) / r$. Значення величини цього кута з врахуванням $\operatorname{tg} \beta_1$ можна записати наступним чином:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin(\arcsin \frac{z+y}{r})}{\left(1 - \sin^2(\arcsin \frac{z+y}{r})\right)^{1/2}} = \frac{z+y}{(r^2 - (z+y)^2)^{1/2}}. \quad (2.102)$$

Враховуючи рівняння (2.102), приходимо до рішення рівняння тангенсів, розв'язок якого можна додати в наступному вигляді:

$$\operatorname{tg}(\beta_1 - \rho) = \frac{\frac{(z+y)}{(r^2 - (z+y)^2)^{1/2}} - \operatorname{tg} \rho (r^2 - (z+y)^2)^{1/2}}{1 + \frac{\operatorname{tg} \rho (z+y)}{(r^2 - (z+y)^2)^{1/2}}}, \quad (2.103)$$

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

Підставивши це рівняння в залежність (2.97) визначаємо величину колової сили в залежності від сили стиску пружини:

$$P_\kappa = F_r \frac{(z+y) - \operatorname{tg} \rho (r^2 - (z+y)^2)^{1/2}}{(r^2 - (z+y)^2)^{1/2} + \operatorname{tg} \rho (z+y)} - \frac{R_\kappa f_{\mu u} \mu_{\mu u}}{R_u}. \quad (2.104)$$

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

$$T = \frac{F_\kappa [C_4 \lambda_0 + C_4 (h'_{\text{крит}} - y')]}{\frac{(r - y') - \operatorname{tg}(2r \cdot y' - (y')^2)^{1/2}}{(2r \cdot y' - (y')^2)^{1/2} + \operatorname{tg} \rho (r - y')}} - \frac{R_\kappa f_{\mu u} \mu_{\mu u}}{R_u}. \quad (2.105)$$

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

визначається по формулі (2.99), а при зміні величини переміщення в границях від $h'_{крит} - r(1 - \sin \beta_1)$ до $h'_{крит}$ використовуються рівняння (2.105).

Провівши розрахунок чисельним методом рівняння обертальних моментів по формулах (2.100) і (2.106) (при $R_k = 50$ мм; $C_4 = 16$ Н/мм; $\mu_{му} = 1,05$; $f_{му} = 0,15$; $\lambda_0 = 6$ мм, $R_{uu} = 20$ мм, $h = (4-10)$ мм) на рис. 2.34 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. 2.34.а) та конічними стержнями (рис. 2.34.б).

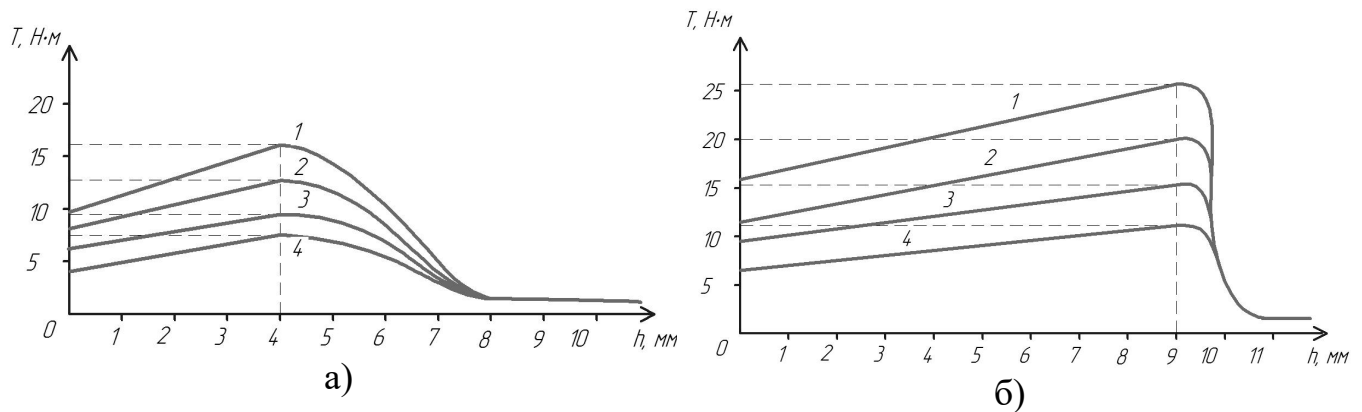


Рис. 2.34. Залежності зміни обертального моменту T від осевого переміщення рухомої півмуфти на величину h' при різних кутах нахилу лунок β_1 при його передачі: а) кульками; б) конічними стержнями:
 1 – $\beta_1 = 45^\circ$; 2 – $\beta_1 = 50^\circ$; 3 – $\beta_1 = 55^\circ$; 4 – $\beta_1 = 60^\circ$

Досліджуючи ці залежності приходимо до висновку, що граничний момент спрацьовування пружно-запобіжної муфти визначається по формулі (2.100) 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 пружно-запобіжної муфти, проте їх конструктивно доцільно використовувати у якості демпферів, а кульки – у якості елементів передачі обертального моменту.

2.7. Динамічний розрахунок привода із пружно-запобіжною муфтою

Розрахункова схема привода з пружно-запобіжною муфтою представлена на рис. 2.35. Оскільки рівняння зв'язку між ведучою і веденою півмуфтами в ПЗМ наближено можна вважати таким, як і в кулачкової, з ідентичним профілем кулачків, то розрахункову модель пружно-запобіжною муфтою можна звести до моделі кулачкової запобіжної муфти.

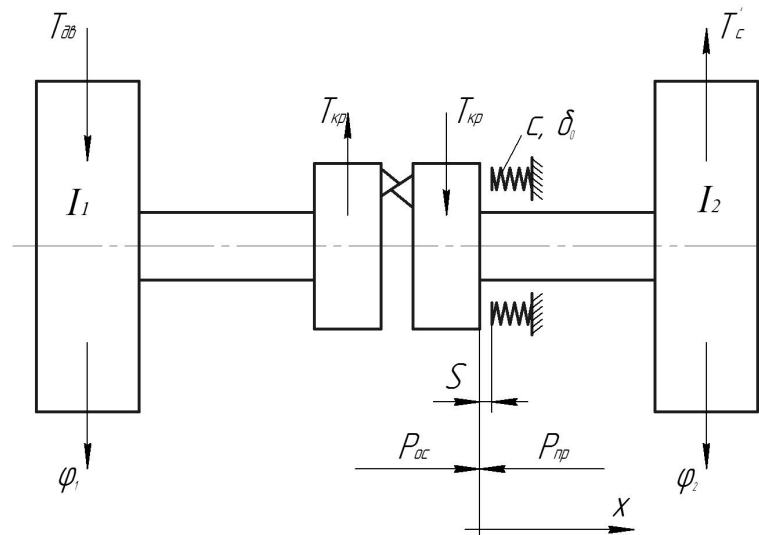


Рис. 2.35. Розрахункова схема привода з пружно-запобіжною муфтою

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 $T_{дв}$, 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 $T_{\partial\epsilon}$, є функцією кутової швидкості ω_1 ведучої маси $T_{\partial\epsilon} = f(\omega_1)$. У даній постановці завдання будемо вважати його постійним у часі $T_{\partial\epsilon} = const$.

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

$$T'_c = T_c + T_m \quad (2.106)$$

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:

$$x = \frac{D}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \psi \quad (2.107)$$

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 [61] дорівнює:

$$P_{oc} = \frac{2T_{kp}}{D} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right], \quad (2.108)$$

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:

$$P_{np} = c [\delta_0 + x - S]. \quad (2.109)$$

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

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_{\text{дв}} - T_{\text{кр}}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_{\text{кр}} - T_c - T_m; \\ m\ddot{x} &= -c(\delta_0 + x - S) + \frac{2T_{\text{кр}}}{D} \left[\text{tg}(\alpha - \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right]; \\ x &= \frac{D}{2 \cdot \text{tg}\alpha} (\varphi_1 - \varphi_2); \quad \psi = \varphi_1 - \varphi_2, \end{aligned} \quad (2.110)$$

де h_κ – 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:

$$\ddot{\psi} + \frac{chh_1}{I_{np}} \psi = \frac{T_{\text{дв}}}{I_{np}} i_2 + \frac{T_c}{I_{np}} i_1 - \frac{ch}{I_{np}} (\delta_0 - S) \quad (2.111)$$

Тут:

$$\begin{aligned} I_{np} &= \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} + mhh_1; \quad i_1 = \frac{I_1}{I_1 + I_2}; \quad i_2 = \frac{I_2}{I_1 + I_2}; \\ h_1 &= \frac{D}{2 \cdot \text{tg}\alpha}; \quad h = \frac{D}{2 \left[\text{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f_1 \right]}. \end{aligned}$$

Позначивши $\frac{chh_1}{I_{np}} = \omega^2$; і $\frac{T_{\delta\delta}}{I_{np}}i_2 + \frac{T_c}{I_{np}}i_1 = \frac{ch(\delta_0 - S)}{I_{np}} = a_1$, 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 $\psi = \frac{1}{chh_1} [T_{\delta\delta}i_2 + T_c i_1 - ch(\delta_0 - S)]$.

Відповідно:

$$x = \frac{1}{ch} [T_{\delta\delta}i_2 + T_c i_1 - ch(\delta_0 - s)]. \quad (2.112)$$

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:

$$\ddot{\psi} + \frac{chh_1}{I_{np}}\psi = \frac{ki_1}{I_{np}}t + \frac{T_{\delta\delta}i_2 + T_c i_1 - ch(\delta_0 - S) - hi_1 t_1}{I_{np}}. \quad (2.113)$$

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:

$$\psi = -\frac{a_2}{\omega^3} \sin[\omega(t - t_1)] + \frac{a_2}{\omega^2}(t - t_1) + \frac{a_1}{\omega^2} \quad (2.114)$$

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

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

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\Phi}_1 = T_{\delta_0}; \\ I_2 \ddot{\Phi}_2 = -T_c - k(t - t_1); \\ m \ddot{x} = -c(x + \delta_0 - S). \end{cases} \quad (2.115)$$

Рішення даної системи рівнянь має вигляд:

$$\begin{cases} \psi = \left(\frac{T_{\delta_0}}{I_1} + \frac{T_c}{I_2} - \frac{kt_1}{I_3} \right) \frac{t^2}{2} + \frac{k}{I_2} \cdot \frac{t^3}{6} + C_{31}t + C_{32} \\ x = C_3 \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{c}{m}}t + \gamma_3 \right) - (\delta_0 - S) \end{cases} \quad (2.116)$$

Константи C_{31} , C_{32} , C_3 , γ_3 знаходять з початкових умов, визначених рівнянням (2.115) при $x = h_K$.

Через певний час після виходу конічних 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:

$$x = \frac{2 \cdot h_1 h_K (tg\alpha + tg\beta)}{2 \cdot h_1 tg\beta + D}, \quad (2.117)$$

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 [61]:

$$P_{oc} = \frac{2T_{kp}}{D} \left[tg(\beta + \rho_1) - \frac{D}{d} f_1 \right], \quad (2.118)$$

а осьове переміщення веденої півмуфти:

$$x = h_K \left(1 + \frac{h_2}{h_1} \right) - h_2 \psi, \quad (2.119)$$

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

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

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\Phi}_1 = T_{\text{дв}} + T_{\text{кр}}; \\ I_2 \ddot{\Phi}_2 = -T_{\text{кр}} - T_c - T_m; \\ m \ddot{x} = P_{oc} - c(x + \delta_0 - S). \end{cases} \quad (2.120)$$

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. 2.36), тобто:

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

Відповідно:

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

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

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

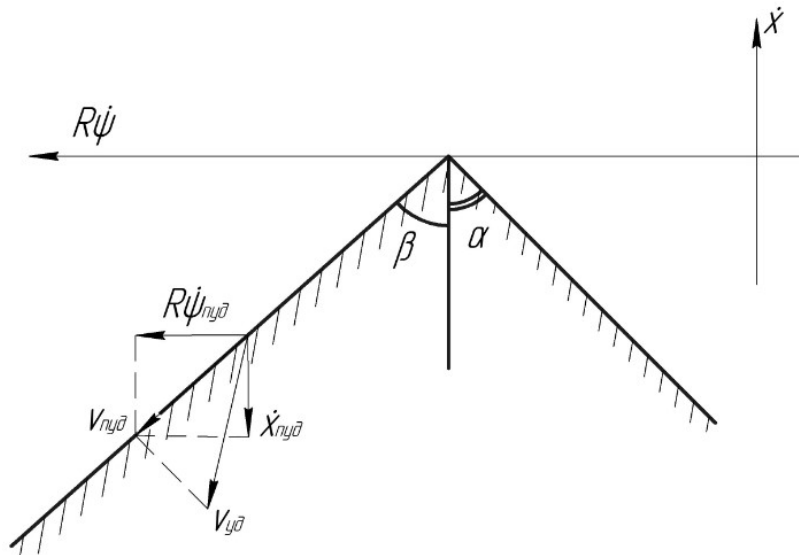


Рис. 2.36. Розрахункова схема контакту неробочих поверхонь конічних стержнів по лунках

Систему рівнянь (2.120) можна звести до рівняння:

$$\ddot{\psi} + \frac{ch_2h_3}{I_{np}^*} \psi = T_{\delta_0} \frac{i_2}{I_{np}^*} + \frac{T_c}{I_{np}^*} i_1 + \frac{ki_1}{I_{np}^*} (t - t_1) + \frac{ch_3}{I_{np}^*} \left[\delta_0 - S + h_\kappa \left(1 - \frac{h_2}{h_1} \right) \right] \quad (2.121)$$

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

Ввівши позначення:

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

і вирішивши диференціальне рівняння, отримаємо:

$$\psi = C_4 \cdot \sin(\omega_2 t + \gamma_4) + \frac{b_3}{\omega_2^2} (t - t_1) + \frac{a_3}{\omega_2^2} \quad (2.122)$$

Константи C_4 і γ_4 визначають з початкових умов.

Рівняння (2.122) 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:

$$\ddot{\Psi} = \frac{1}{I_{np}^*} [T_{\partial\delta} i_2 + T_c i_1 + k(t - t_1) i_1]. \quad (2.123)$$

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

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

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_∂ при ударі знаходяться із статичних P_{cm} шляхом множення їх на динамічний коефіцієнт K_∂ :

$$P_\partial = P_{cm} \cdot K_\partial \quad (2.124)$$

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

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

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

$$T_{cm1} = T_{\partial\delta}i_2 + T_c i_1 + ki_1 (t - t_1);$$

$$T_{cm2} = T_{\partial\delta}i_2 + T_c i_2 + ki_1 (t - t_1) + ch_3\delta,$$

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:

$$K_{p\partial} = |\dot{x}_{y\partial}| \cdot K_{p_0} \quad K_{m\partial} = |\dot{x}_{y\partial}| \cdot K_{m_0} \quad (2.125)$$

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

Тоді при крутильному ударі маємо:

$$\frac{T_{\partial 1}}{T_{\partial 2}} = \frac{\dot{\Psi}_{y\partial 1}}{\dot{\Psi}_{y\partial 2}} \cdot \frac{T_{cm1}}{T_{cm2}}, \quad (2.126)$$

або:

$$\frac{T_{\partial 1}}{T_{\partial 2}} = \frac{\dot{\Psi}_{y\partial 1}}{\dot{\Psi}_{y\partial 2}} \cdot \frac{T_{cm1}}{T_{cm2} + ch_3\delta}, \quad (2.127)$$

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

$$\frac{P_{\partial 1}}{P_{\partial 2}} = \frac{T_{\partial 1}}{T_{\partial 2}} = \frac{\dot{\Psi}_{y\partial 1}}{\dot{\Psi}_{y\partial 2}} \cdot \frac{T_{cm1}}{T_{cm2} + ch_3\delta}. \quad (2.128)$$

Дослідження динаміки запропованої 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. 2.37 і рис. 2.38 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 .

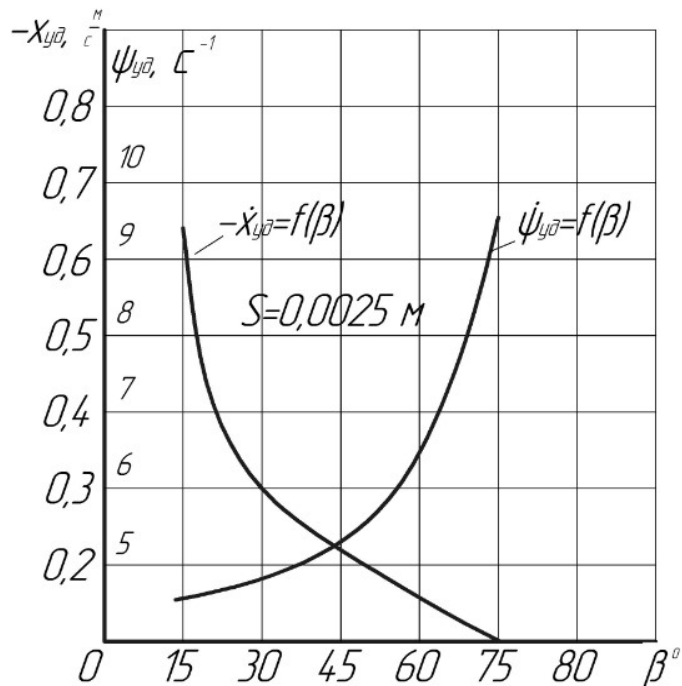


Рис. 2.37. Залежності осьової та кулової швидкостей півмуфт від кута нахилу неробочих граней конічних стержнів (елементів зачеплення)

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 кулова швидкості півмуфт при ударі мінімальні (рис. 2.36).

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. 2.38). Тому найбільш доцільно застосовувати пружини жорсткістю 14000 Н/м.

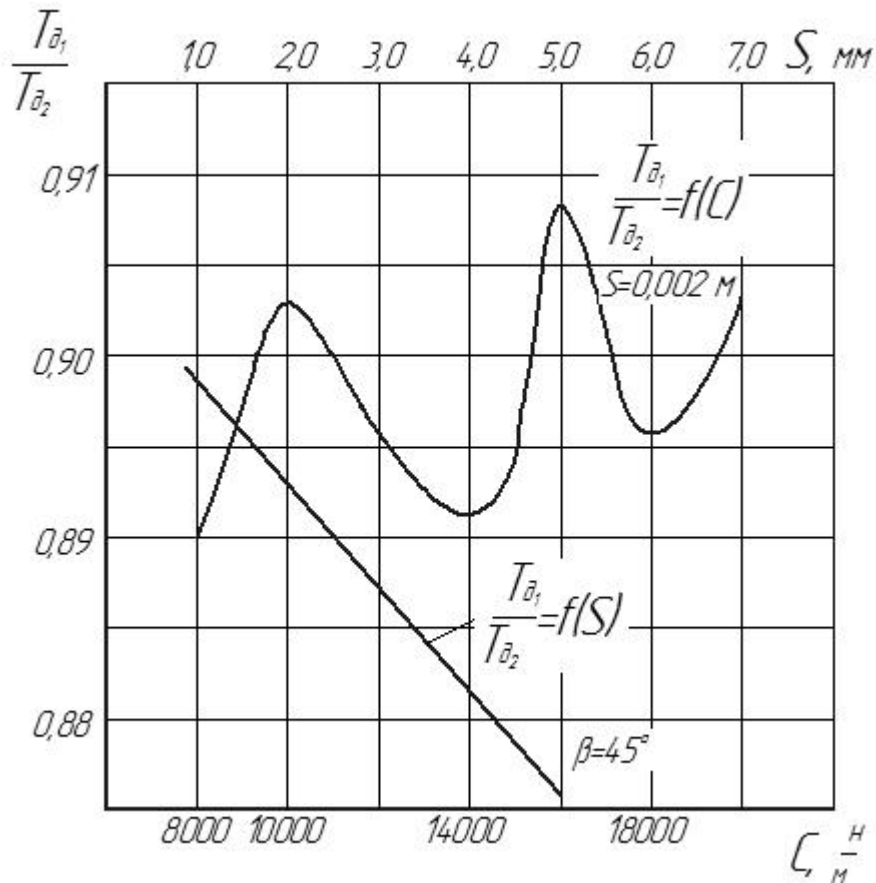


Рис. 2.38. Залежності моментів T при ударних динамічних навантаженнях від жорсткості пружини C

У результаті проведених досліджень встановлено, що пропонована пружно-запобіжна муфта забезпечує значне зменшення динамічних ударних навантажень при перевантаженнях, підвищує точність автоматичного відновлення з'єднання півмуфт при знятті перевантажень, і при цьому значно підвищує надійність і довговічність елементів машин.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

3.1. Дослідні моделі пружно-запобіжних муфт

З метою збільшення діапазону компенсації зміщень з'єднаних валів, захисту від перевантажень складових ланок кінематичного ланцюга приводів машин та покращення ресурсних показників було спроектовано та виготовлено моделі пружно-запобіжних муфт. При проектуванні і виготовленні використовувались рекомендації та дані згідно [9, 68, 69].

На рис. 3.1. наведена конструкція пружно-компенсуючої муфти [52] з комбінованим пружним елементом. Дана муфта складається з двох півмуфт 1 і 6, ступінчастої форми, що з'єднані між собою пружним елементом, який конструктивно виконаний у вигляді двох або більше (в залежності від навантаження, що сприймає пристрій; величини зміщення; обмеження за габаритами; потрібного коефіцієнта демпфування) спіралей 4 і 5 прямокутного поперечного перерізу. Причому спіралі розміщені, з гарантованим зазором, концентрично одна в одній і мають взаємно протилежний напрямок навивання.

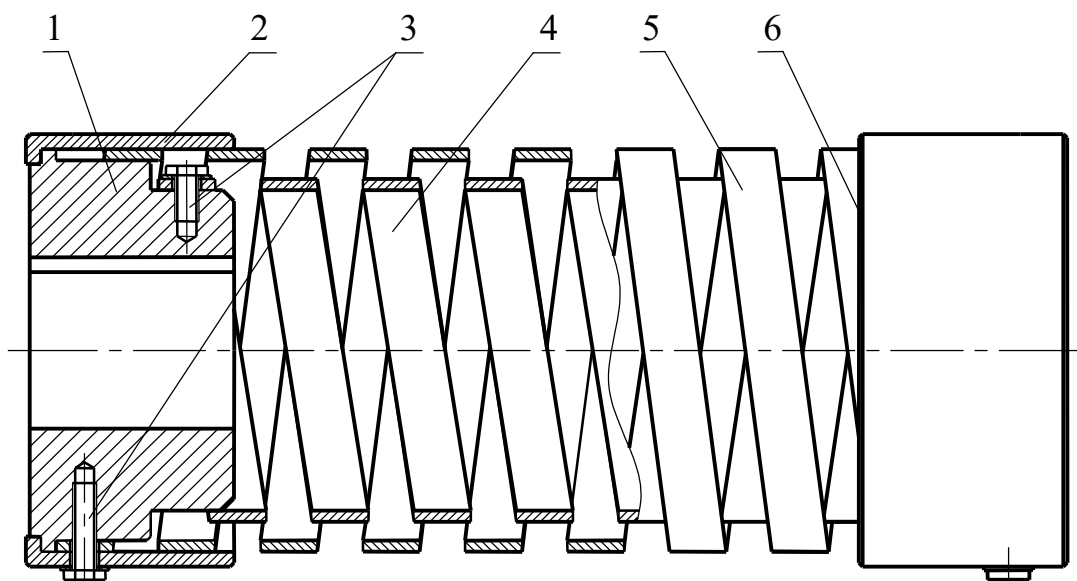


Рис. 3.1. Пружно-компенсуюча муфта з комбінованим гвинтовим елементом

В комплектність пристрою також входять кришки-фіксатори 2 і кріпильні елементи 3. Наявність зазору між сусідніми спіралями сприяє зменшенню зведеної жорсткості пружного елемента при сприйманні муфтою номінального навантаження, що в свою чергу призводить до зменшення величини радіального навантаження на опорні вузли валів.

Дослідну модель пружно-компенсуючої муфти представлено на рис. 3.2.



а)



б)

Рис. 3.2. Дослідна модель пружно-компенсуючої муфти:

а) загальний вигляд; б) в розібраному вигляді

В процесі роботи, у випадку збільшення навантаження, ведуча і ведена півмуфти зміщуються одна відносно одної в коловому напрямку на певний кут, що приводить до закручування спіралей, при цьому, за рахунок взаємно протилежного напрямку навивання, вони входять в контакт між собою, внаслідок чого підвищується навантажувальна здатність муфти. У цьому випадку явище тертя між пружинами носить позитивний характер тому, що за рахунок нього відбувається додаткове демпфування критичних навантажень.

Таке конструктивне виконання пружно-компенсуючої муфти характеризується підвищеною навантажувальною здатністю, задовільними

демпфуючими властивостями, а також можливістю компенсувати зміщення з'єднаних валів в широкому варіаційному діапазоні.

Конструкція компенсуючої муфти з функціями запобіжної [53] показана на рис. 3.3. Даний пристрій складається із зовнішньої обойми 9 з розміщеними в ній двома півмуфтами 1 і 6, зовнішні поверхні яких, для збільшення компенсаційної здатності, виконані півкруглої або скошеної форми, а на їх вершині, по всьому периметру і через рівні відстані, в глухих циліндричних отворах 2 встановлені кульки 3, які підтиснуті пружинами 4 до пазів півкруглої форми 10 внутрішньої поверхні обойми 9. Півмуфти фіксуються в протилежних кінцях корпуса 1 амортизуючою циліндричною гвинтовою пружиною 5, а випаданню запобігають обмежуючі кільця 7, що закріплені фіксуючими кільцями 8.

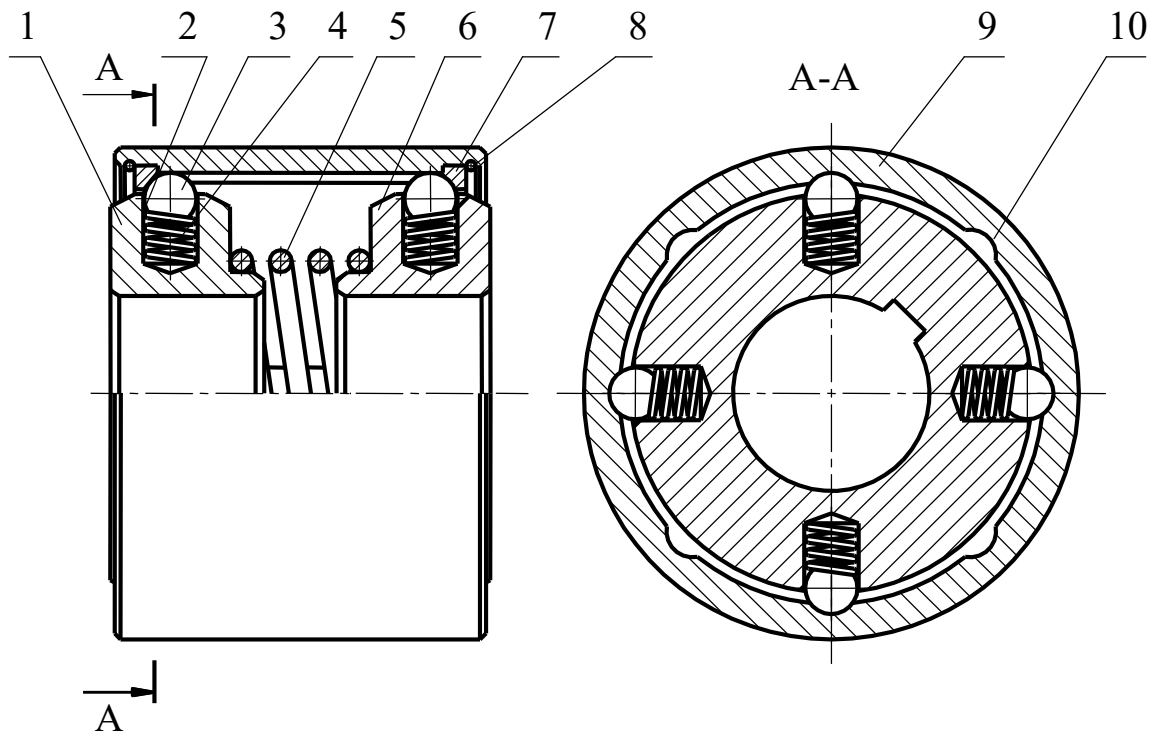


Рис. 3.3. Запобіжно-компенсуюча муфта

Функціонує дана муфта наступним чином. Обертальний момент передається на півмуфти через зачеплення кулька-паз. У випадку виникнення перевантаження кульки, деформуючи пружини, входять в глухі циліндричні отвори півмуфт, таким чином відбувається проковзування їх по поверхні пазів

внутрішньої поверхні обойми. При зменшенні величини обертального моменту, під дією сили пружності циліндричних пружин, кульки відновлюють контакт з пазами, тобто відновлюється кінематичний зв'язок між з'єднаними ланками. Компенсація неспіввісності з'єднаних валів відбувається за рахунок провертання півмуфт на кульках з'єднання кулька-паз та переміщення кульок в осьовому напрямку по пазах внутрішньої поверхні обойми.

Дослідну модель запобіжно-компенсуючої муфти показано на рис. 3.4.



а)

б)

Рис. 3.4. Дослідна модель запобіжно-компенсуючої муфти:

а) загальний вигляд; б) в розібраному вигляді

На рис. 3.5 зображено конструктивну схему пружно-запобіжної муфти [24], а на рис. 3.6 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. 3.7, а в розібраному – на рис. 3.8.

Наведемо короткий опис досліджуваної пружно-запобіжної муфти. Конструкцію пружно-запобіжної муфти 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.

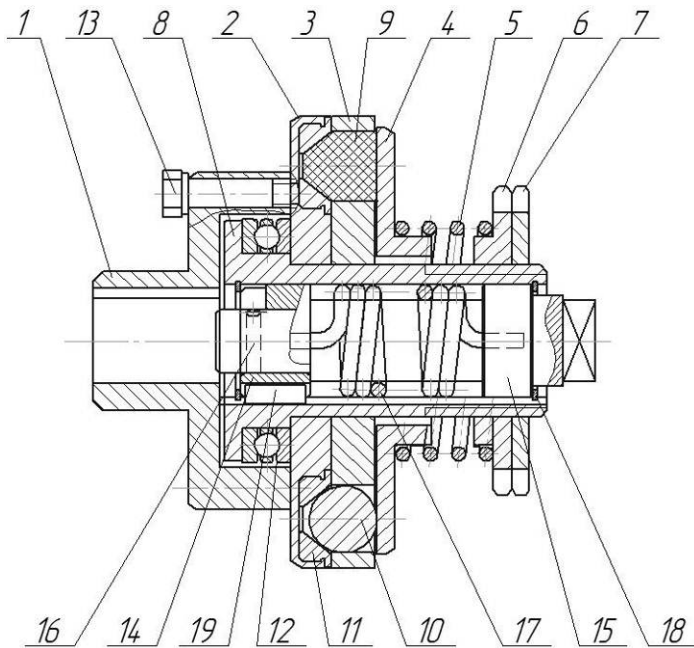


Рис. 3.5. Конструктивна схема пружно-запобіжної муфти

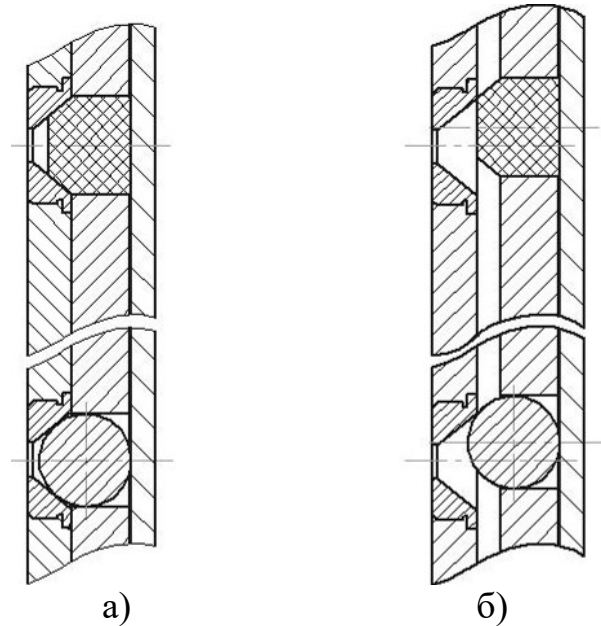


Рис. 3.6. Схема контакту елементів зачеплення ПЗМ при спрацюванні: а) початковий момент розчеплення; б) завершальний момент розчеплення

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. Пружно-запобіжна муфта 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. 3.8.а). Пружно-запобіжна муфта 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 повертання торцевий диск 4. Півмуфти взаємодіють між собою через опорний підшипник 12 та лунки 11, в контакті з якими знаходяться конічні стержні 9 та кульки 10, які виконані відповідно з пружного матеріалу чи

металу і розташовані почергово в отворах диска 3. Величина передачі обертового 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 валу 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 робочим органом механізму для передачі обертового моменту. Введення демпферних елементів та пружини скручування в конструкцію Пружно-запобіжна муфта забезпечує плавний запуск шнека під час пуску приводу та зменшення динамічних навантажень на нього в процесі перенавантаження.

На рис. 3.6 представлено схему контакту елементів зачеплення пружно-запобіжної муфти 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 обертового моменту здійснюється кульками (метал). Але на завершальному моменті розчеплення, як



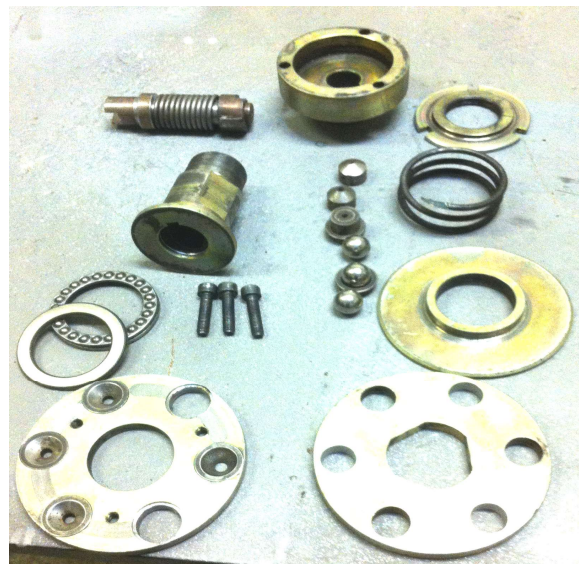
Рис. 3.7. Загальний вигляд пружно-запобіжної муфти

при входженні в контакт при змиканні після відносного повертання 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 пружно-запобіжної муфти.



а)



б)

Рис. 3.8. Загальний вигляд пружно-запобіжної муфти у розібраному вигляді

Запропоновані конструкції пружно-компенсуючих муфт з осьовим та радіальним розміщенням пружних гвинтових робочих елементів можуть мати широке застосування в приводах різного роду машин в умовах значних зміщень валів та динамічних навантажень.

3.2. Обладнання для експериментального дослідження пружно-запобіжних муфт

Для експериментальних досліджень моделей пружно-компенсуючих муфт було спроектовано та змонтовано відповідне стендове обладнання, технічні характеристики якого дозволили провести припрацювання і випробування дослідних взірців в широкому комбінаційному діапазоні осьових, кутових та радіальних зміщень з'єднаних валів та при різних значеннях навантаження як в динамічному так і в статичному стані.

Для замірів окремих досліджуваних параметрів використовувались відповідні рекомендації та обладнання [19, 27, 30, 38].

Дослідження характеристик розроблених конструкцій муфт проводилось в два етапи на двох стендах. Зазвичай пристрої, що пройшли попереднє припрацювання, з поступовим збільшенням навантаження та погіршенням умов експлуатації, характеризуються вищою ймовірністю безвідмовної роботи ніж їх однотипні аналоги без попереднього обкатування. Тому завданням першого етапу було проведення попереднього припрацювання виготовлених моделей з метою виявлення найбільш ненадійні елементи конструкції та встановлення функціональної здатності пристроїв в умовах значної неспіввісності валів (зокрема при куті зміщення більше 25°). На другому етапі встановлювали діапазон раціональних значень навантажень стабільного функціонування досліджуваних муфт. Для пружно-компенсуючої муфти встановлювались межі зміни величини пружної деформації спіралей, які визначали числове значення зазору між ними, в залежності від навантаження та кута закручування муфти. А для запобіжно-компенсуючої та пружно-запобіжної муфт встановлювали вплив величини неспіввісності на зміну величини обертального моменту та граничні величини передачі обертального моменту.

Для ресурсного напрацювання досліджуваних муфт використовувався стенд [37] (рис. 3.9), виконаний на базі вертикально-фрезерного верстату 10 моделі Φ_2-250 з поворотним шпиндельним вузлом. На робочому столі верстату 9 розміщено редуктор 8, який кріпиться на відповідній опорній рамі 7, що має можливість переміщення вздовж пазів робочого стола. Співвісно із валом редуктора, в послідовному порядку, на стійках 13 розміщені підшипникові вузли 11 з валами, які, як і опорна рама 7, кріпляться у Т-подібних пазах робочого стола верстата. Між підшипниковими вузлами на їх валах змонтовано гальмівний пристрій 12, який сумісно із важелем 14 призначений для створення додаткового навантаження. Обертний рух з шпинделя 2 верстату на редуктор 8 передається через ланцюгову муфту 3. Досліджувана модель муфти 16 встановлюється на вихідному валу редуктора 8 та відповідному валу підшипникового вузла 11 і фіксується втулками 15. Фіксація редуктора здійснюється болтом 4. Числові значення неспіввісності визначаються за

допомогою розмірних шкал, одна з яких нанесена на робочому столі верстата, а інша на рамі 7. Кутове відхилення неспіввісності визначається за шкалою вимірною пристрою 5.

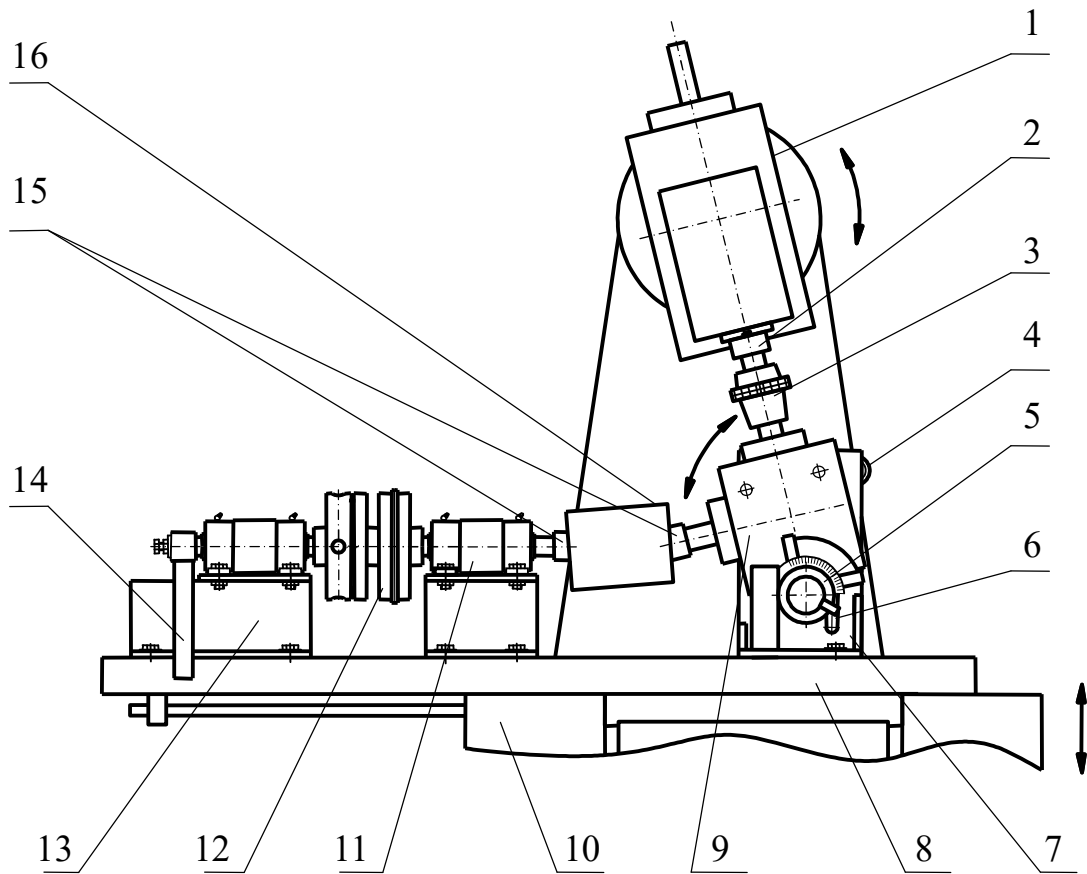


Рис. 3.9. Принципова схема станда для проведення функціонально-ресурсних досліджень розроблених муфт

Вимірний пристрій величини неспіввісності призначений для уточнення значень кутового зміщення безпосередньо в зоні розміщення досліджуваної моделі муфти, оскільки дана величина може виставлятися і за шкалою повороту шпиндельного вузла верстату. Вимірник розміщений на відповідній стійці, яка жорстко кріпиться до опорної плити редуктора. Даний пристрій складається зі шкали проградуєваної в діапазоні $0 \dots 90^\circ$, яка встановлена на осі з можливістю колового повертання та проградуєвної фіксації. Контрольна шкала закріплена на корпусі редуктора. Загальний вигляд станда в умовах науково-дослідної лабораторії показано на рис. 3.10.

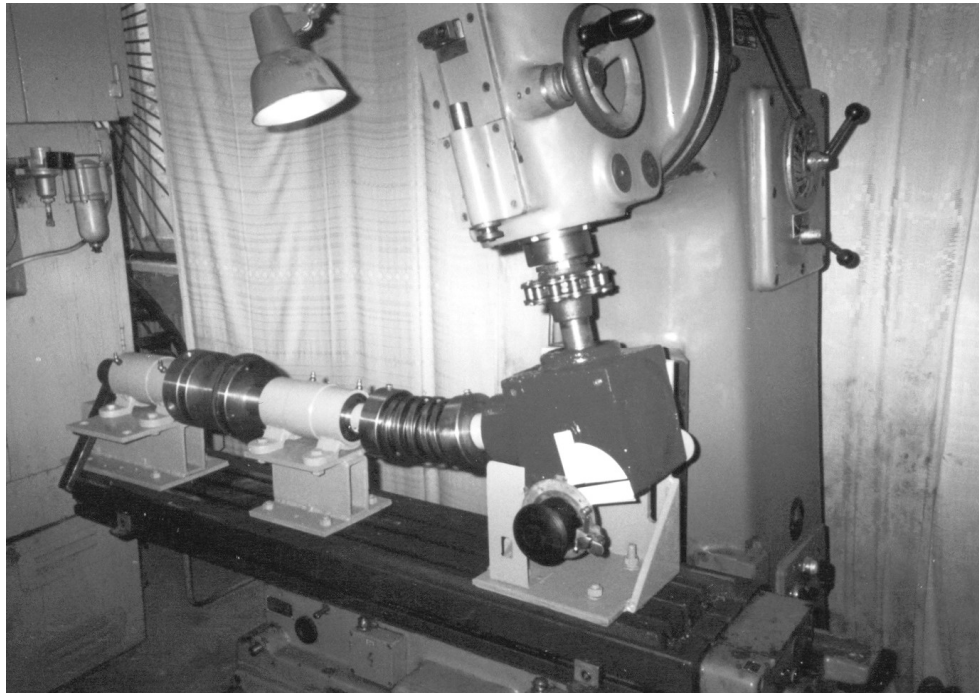


Рис. 3.10. Загальний вигляд станда для проведення функціонально-ресурсних досліджень пружно-компенсуючих та пружно-запобіжних муфт

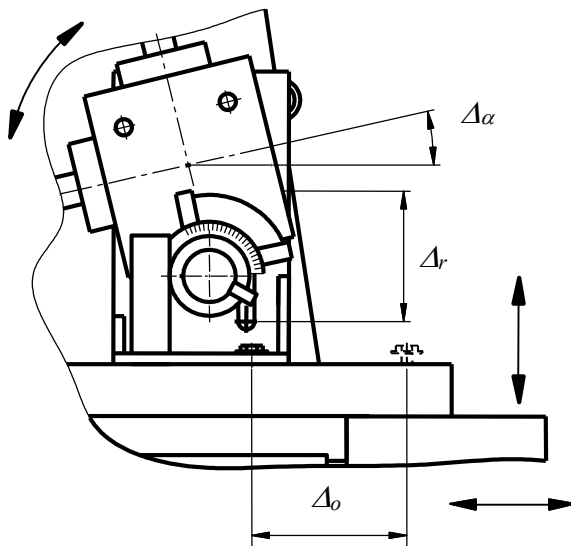


Рис. 3.11. Зміщення елементів станда для задання величин неспіввідності

Величини неспіввідності задаються відповідним зміщенням шпиндельного вузла 1 верстату із послідовним зміщенням редуктора 8 у відповідних пазах 6 опорної рами 7 та зміщенням підшипникових вузлів у Т-подібних пазах робочого стола з наступною їх фіксацією болтовим з'єднанням. Напрямки зміщення елементів

станда для задання величин неспіввідності при ресурсних випробуваннях показано на рис. 3.11.

Основні швидкісно-силові параметри станда наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Технічна характеристика стенда для припрацювання пружно-компенсуючих та пружно-запобіжних муфт

№п/п	Характеристика	Значення
1.	Потужність двигуна, кВт	4
2.	Діапазон частоти обертів, об/хв	0 - 2000
3.	Габаритні розміри, мм	1655×1125×2150
4.	Діапазон зміщень:	
	- кутового, град	0...47
	- радіального, мм	0...100
	- осьового, мм	±150

Для дослідження експлуатаційних характеристик муфт було спроектовано та виготовлено стенд, опис якого представлено в [18]. Для покращення точності та зручності проведення дослідів у кінематичний ланцюг стенда вмонтовано автоматизований електропривід [18, 19, 27], 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.

Для проведення ресурсних випробувань розробленої пружно-запобіжної муфти і встановлення її характеристик розроблено, виготовлено і використано експериментальну установку, конструктивну схему якої зображено на рис. 3.12, а загальний вигляд на рис. 3.13 [27]. Експериментальна установка складається з опори 1, електродвигуна 2, досліджуваної пружно-запобіжної муфти 3, бункера з шибером 4, патрубкa зі шнеком 5, регульованого вивантажувального отвору 6, монітора 7, персонального комп'ютера (ПК) 8 та перетворювача частоти (Altivar 71) 9.

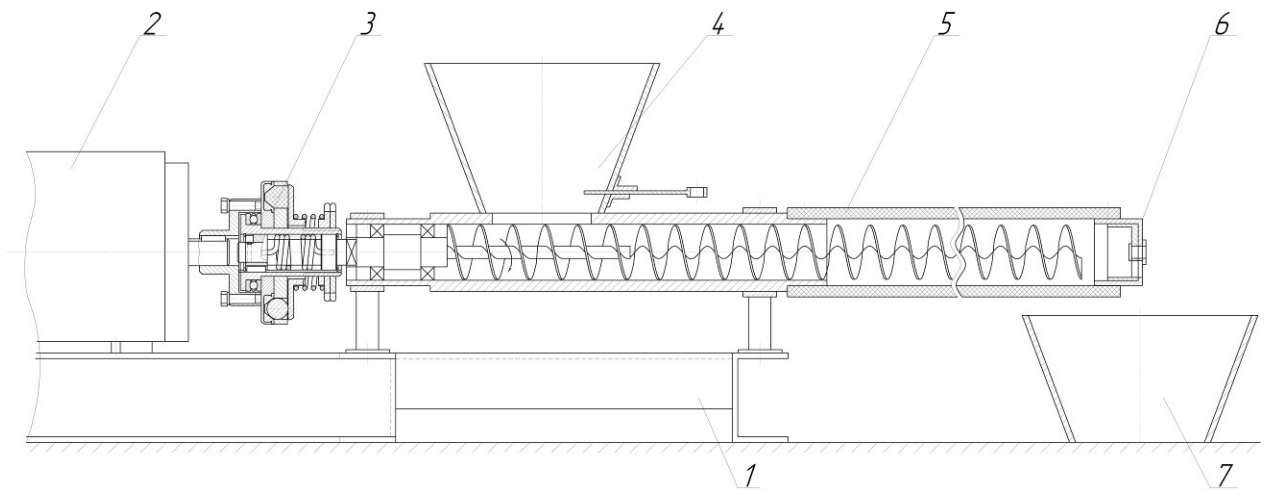


Рис. 3.12. Конструктивна схема експериментальної установки для ресурсних випробувань пружно-запобіжної муфти у приводі гвинтового конвеєра

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Обертальний момент з електродвигуна 2 через досліджувану муфту 3 передається на шнек 5 конвеєра. Сипкий матеріал засипається в бункер 4 і з нього потрапляє до патрубкa 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. 3.14). Пружні властивості муфти дозволяють в значній мірі компенсувати виникаючі у шнеку навантаження, а у випадку його перевантаження і аварійної зупинки проходить

розчеплення півмуфт. Після зменшення навантаження до заданого пружно-запобіжна муфта відновлює своє зачеплення і проходить включення шнека.



Рис. 3.13. Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження привода гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою



Рис. 3.14. Вигляд стану регульованого вивантажувального отвору експериментальної установки: а) відкритий; б) напівзакритий; в) закритий

Змінюючи ті чи інші параметри встановлювали вплив на значення обертового 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.

3.3. Результати експериментальних досліджень пружно-компенсуючої муфти

Основним призначенням пружно-компенсуючої муфти є з'єднання деталей, які через неточність виготовлення чи експлуатаційне призначення функціонують в умовах неспіввісності. Експериментальним шляхом встановлювався діапазон коливань зміни навантаження в межах пружної деформації спіралей в полі допуску конструктивно заданого зазору. Для мінімізації повторюваності дослідів використовувалось математичне планування експерименту. Результати кодування факторів експерименту, план-матриця, рандомізація порядку проведення дослідів і поверхні відгуку експериментів для кожної з досліджуваних муфт наведені у додатку Б.1.

Досліджувана модель виготовлена з урахуванням прив'язочних розмірів стендового обладнання (діаметри посадочних валів $d_e = 35$ мм). Ступені півмуфт під розміщення спіралей комбінованого елемента: номінальний діаметр більшої ступені $D_{II} = 86$ мм; номінальний діаметр меншої ступені $d_{II} = 70$ мм; поперечний переріз витка спіралі $b \times h = 10 \times 2, 12 \times 3$ мм; лінійна довжина комбінованого пружного елемента $L_c = 100, 150, 200, 250, 300$ мм; номінальне значення зазору $\delta = 5, 10, 15$ мм; матеріал спіралей сталь марки 65 Г (вихідна заготовка – холоднотянута стрічка; термообробка: гартування в маслі ($t = 830 - 850$ °С), після холодного навивання – відпуск ($t = 320 - 350$ °С)).

При статичному дослідженні методом тарування були отримані дані для побудови характеристики муфти $T = f(\varphi)$. Відповідно на рис. 3.15 наведена графічна характеристика муфти по даних отриманих методом обчислення теоретичної залежності (2.26) і по експериментальних даних.

Порівняльний аналіз підтверджує чітко виражену нелінійну характеристику муфти, що вказує на достовірність даних отриманих теоретичним шляхом. Розбіжність в зміні навантаження знаходиться в межах $\Delta = 11,2...12,7\%$. Різниця між даними отриманими експериментальним і теоретичним шляхом пояснюється деякою відмінністю між дійсними і теоретичними жорсткостями спіралей.

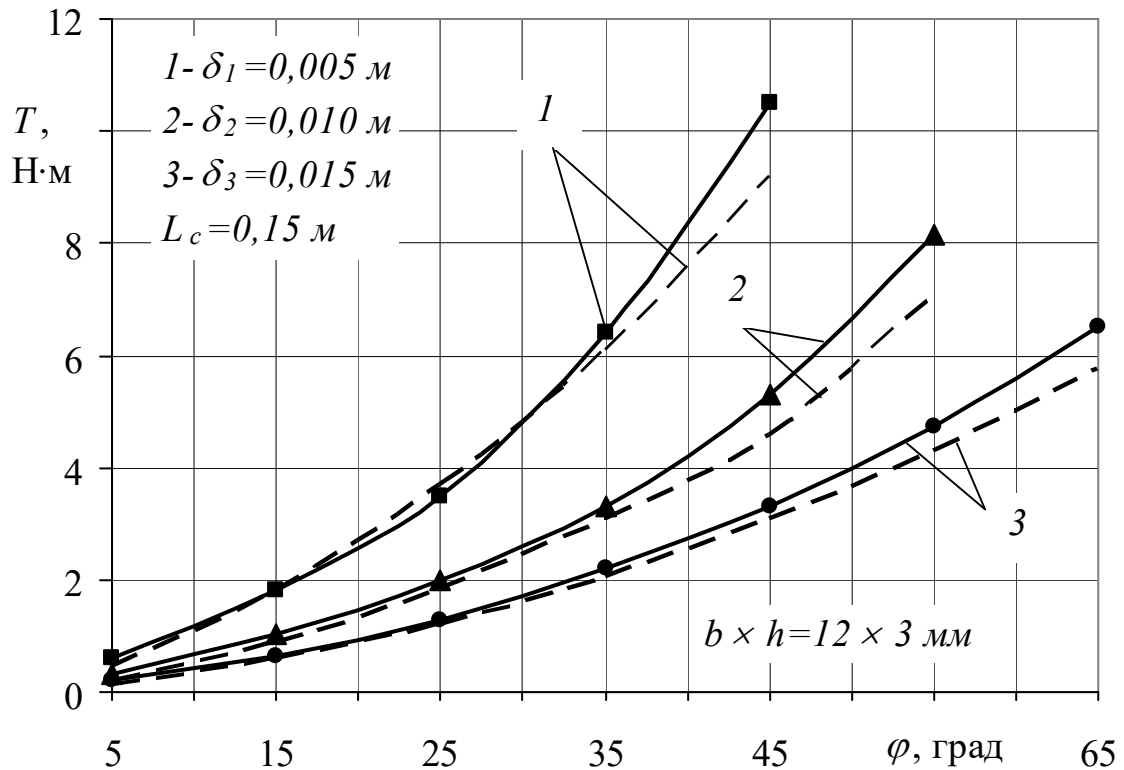


Рис. 3.15. Характеристика пружно-компенсуючої муфти $T = f(\varphi)$:
 - - - - теоретична залежність; ———— експериментальна залежність

На рис. 3.16 наведена графічна залежність зміни поточної величини зазору від кута закручування муфти при різних початкових значеннях зазорів. Аналогічно, як і в попередній серії дослідів, залежність отримана по теоретичних даних отриманих обчисленням співвідношення (2.13) і по результатах експерименту, в ході якого визначалась зміна δ_{nom} в залежності від кута φ закручування муфти для різних значень початкових зазорів. Відповідно на рис. 3.17 наведені графічні залежності зміни δ_{nom} від кута закручування для комбінованих пружних гвинтових елементів різної лінійної довжини L_c .

Експериментальні дані підтвердили результати теоретичних досліджень, згідно яких муфта з більшим значенням початкового зазору характеризується більшим кутом закручування. Для гвинтового елемента зі спіралями з розмірами $b \times h = 12 \times 3$ мм; $L_c = 150$ мм і значеннями зазору $\delta = 0,005 \dots 0,015$ м кут закручування знаходиться в межах $\varphi = 39 \dots 66^\circ$. Похибка між теоретичними і експериментальними результатами не перевищує 9,9...14,4%.

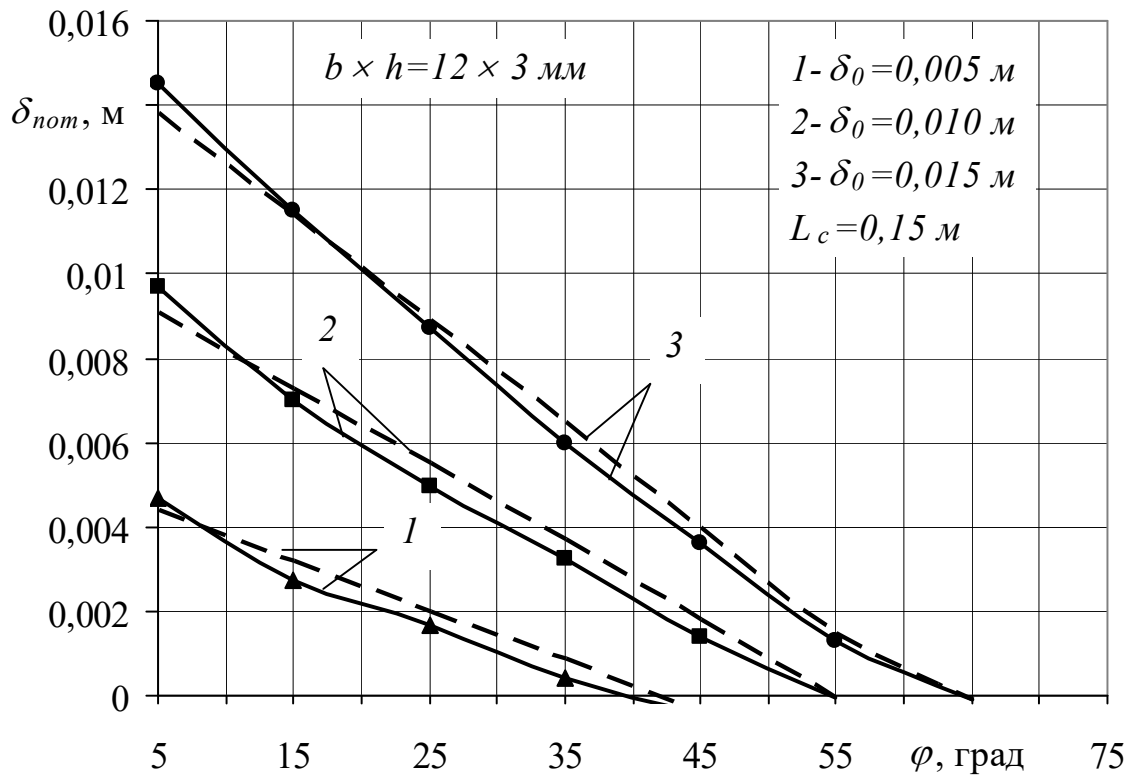


Рис. 3.16. Залежність зміни поточної величини зазору від кута закручування муфти при різних значеннях початкового зазору δ_0 :
 - - - - теоретична залежність; — — — експериментальна залежність

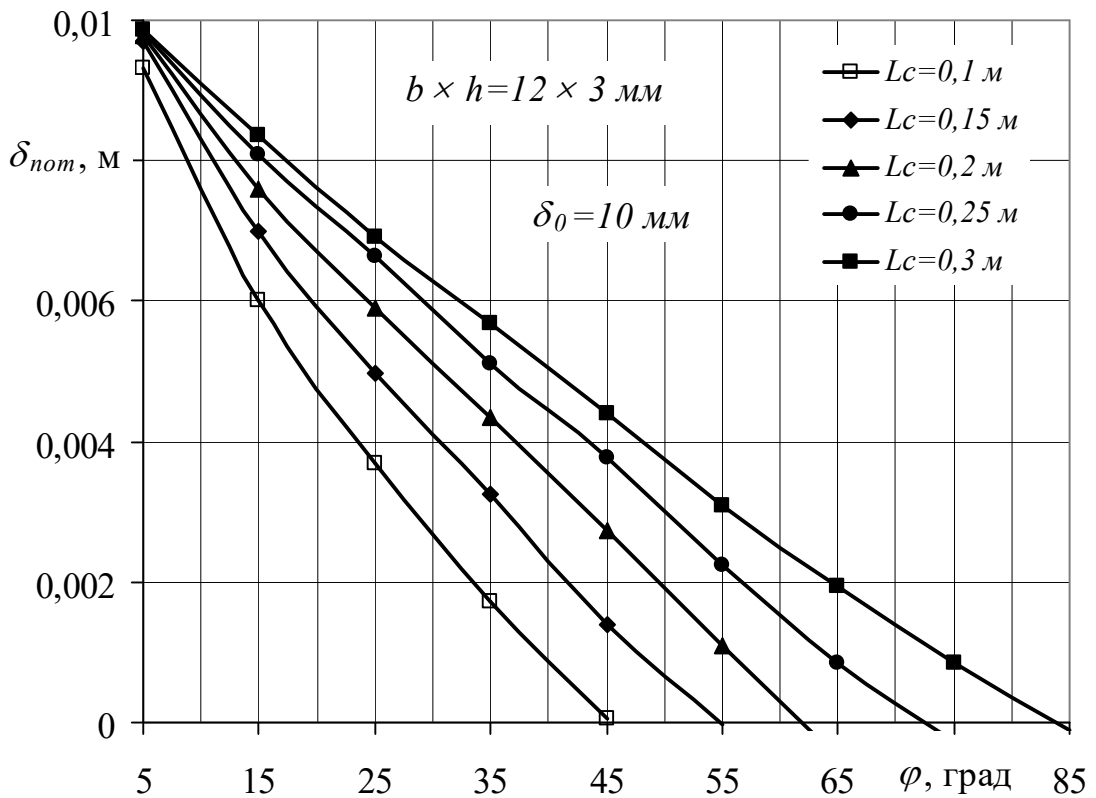


Рис. 3.17. Залежність зміни поточної величини зазору від кута закручування муфти при різних значеннях лінійної довжини L_c

Аналізуючи отримані залежності зміни поточної величини зазору від кута закручування муфти для різних довжин пружного елемента (рис. 3.17) встановлено, що муфта більшої лінійної довжини характеризується відповідно більшим кутом закручування.

Методом інтенсифікації прискорених випробувань ($\Delta\alpha = 35^\circ$, $\Delta r = 35$ мм, $n = 2000$ об/хв., повна відсутність змашувального матеріалу) встановлено, що ресурс комбінованого гвинтового пружного елемента лінійною довжиною $L_c \geq 300$ мм не перевищував 65...76 год. (руйнування в місцях кріплення внаслідок вібрацій), а при $L_c \leq 100$ мм становить 45...51 год. (надлишкові напруження в місцях кріплення). При даних величинах зміщення найкращі результати спостерігаються в муфтах лінійною довжиною $L_c = 150...200$ мм. Графічне відображення даної серії експериментів показано на рис. 3.18.

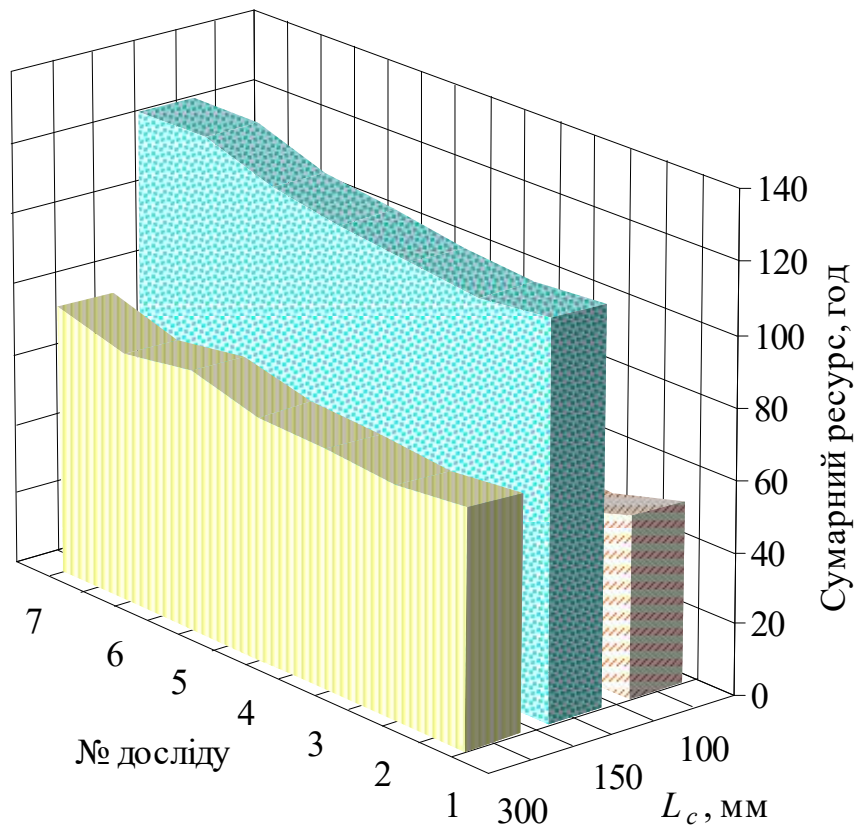


Рис. 3.18. Порівняльні залежності ресурсних характеристик муфт з різними лінійними довжинами комбінованого пружно-гвинтового елемента

Проте під час динамічних випробувань візуально виявлено, що у муфтах лінійною довжиною $L_c > 250$ мм, спостерігаються значні вібрації і коливання,

які спричиняють появу тріщин у місцях кріплення спіралей та пришвидшене руйнування пружного елемента, що пояснюється зменшенням його жорсткості.

Порівняльний аналіз напрацювання на ресурс пружного елемента з однією спіраллю і комбінованого з двома спіралями ($L_c = 150$ мм) виявив, що руйнування односпірального пружного елемента відбувається через 23...28 год. роботи. Ресурс напрацювання комбінованого пружного елемента склав понад 110 год. З чого можна констатувати, що дане конструктивне виконання підвищує навантажувальні і ресурсні характеристики муфти порівняно з односпіральним пружним елементом в 4,4...4,7 разів без погіршення компенсаційних властивостей (за умови відсутності контакту між спіралями). Діапазон підвищених компенсаційних властивостей визначається величиною зазору між спіралями. Комбінований пружний елемент лінійною довжиною $L_c = 150$ мм характеризується в 1,6...2,4 разів більшим ресурсом роботи порівняно із аналогічними конструкціями з габаритами $L_c \leq 100$ мм і $L_c \geq 300$ мм. Відповідно оптимальна рекомендована довжина комбінованого пружного елемента при комбінаційному значенні неспіввісності $\Delta_\alpha \leq 35^\circ$, $\Delta_r \leq 35$ мм повинна становити $L_c = 150...200$ мм. У випадку коли дана довжина муфти не забезпечує з'єднання неспіввісних валів, можливим є варіант збільшення її лінійних і жорсткісних параметрів, якщо не будуть створюватись надлишкові радіальні навантаження на опорні вузли з'єднаних валів.

Слід зазначити, що у випадках незначних зміщень ($\Delta_\alpha \leq 10^\circ$; $\Delta_r \leq 5$ мм) задовільно функціонують пристрої з лінійною довжиною $L_c \leq 100$ мм. Виявлено, що слабким місцем гвинтового пружного елемента, що спричиняє поломку муфти в цілому, є зона кріплення спіралей, оскільки отвір під болтове з'єднання послаблює стійкість спіралі при знакозмінних циклічних навантаженнях. Тому пропонується альтернативний варіант кріплення спіралей відігнутими кінцями у спеціальних канавках з наступним їх притиском відповідними кільцями. Проте попередньо встановлено, що такий спосіб при заміні спіралей більш трудомісткий та вимагає більших затрат часу і можливо є недоцільним коли існує висока ймовірність руйнування спіралей.

3.4. Результати експериментальних досліджень запобіжно-компенсуючої муфти

Основним функціональним призначенням запобіжно-компенсуючої муфти є компенсація неспіввісності з'єднаних валів і захист елементів машини чи механізму від перевантаження. Модель муфти виготовлена з врахуванням прив'язочних розмірів стендового обладнання (діаметри посадочних валів $d_e = 35$ мм). Габаритні розміри муфти: довжина – 120 мм; зовнішній діаметр – 100 мм. Матеріал обойми і півмуфт сталь марки 25ХГТ (термообробка внутрішньої поверхні обойми: нітроцементация з наступним гартуванням в маслі ($t = 840 - 860$ °С) і відпуском ($t = 180 - 200$ °С)), твердість внутрішньої поверхні обойми 58 – 60 HRC. В якості тіл кочення використовувались стандартні підшипникові кульки (матеріал ШХ15) радіусом $r_k = 6, 7, 8, 9$ мм; початковий радіус розміщення кульок $R_o = 40$ мм; глибина паза $h_n = 2...5$ мм; $C = 6350...11333$ Н/м; $\Delta_o = 5...20$ мм; $z = 2, 4$.

Вплив конструктивних параметрів пари контакту пружина-кулька-паз, а саме радіуса кульки r_k , глибини паза h_n , ширини зовнішньої поверхні півмуфти b_n з врахуванням поточної деформації пружини Δ'_n , на компенсуючі властивості муфти визначалось шляхом зміни одного із параметрів при постійних значеннях інших. По отриманих результатах замірів зміни кута зміщення α' було встановлено, що підвищення компенсаційних властивостей муфти можна досягти збільшенням розмірів кульок. Так поступове збільшення r_k в межах від 6 до 9 мм при постійних значеннях $h_n = 3$ мм, $b_n = 14$ мм, $\Delta'_n = 1,5$ мм збільшує діапазон зміни кута зміщення α' на 64%. Встановлено, що із збільшенням r_k на 1 мм зміна значення α' знаходиться в межах 21...30%. Зміна інших конструктивних параметрів в сторону зростання має негативний вплив на компенсуючі властивості муфти. Зокрема при збільшенні значення глибини пазів h_n в межах 2...5 мм компенсуючі властивості муфти по куту зміщення зменшуються майже на 85%; зміна ширини зовнішньої поверхні півмуфти b_n в межах 10...16 мм зменшує діапазон кута зміщення на 3%. З врахуванням величини можливої поточної деформації пружини $\Delta'_n = 1,5...3$ мм зміна

значення α' знаходиться в межах 59%. Графічні залежності впливу конструктивних параметрів пари контакту пружина-кулька-паз на компенсуючі властивості муфти показані на рис. 3.19.

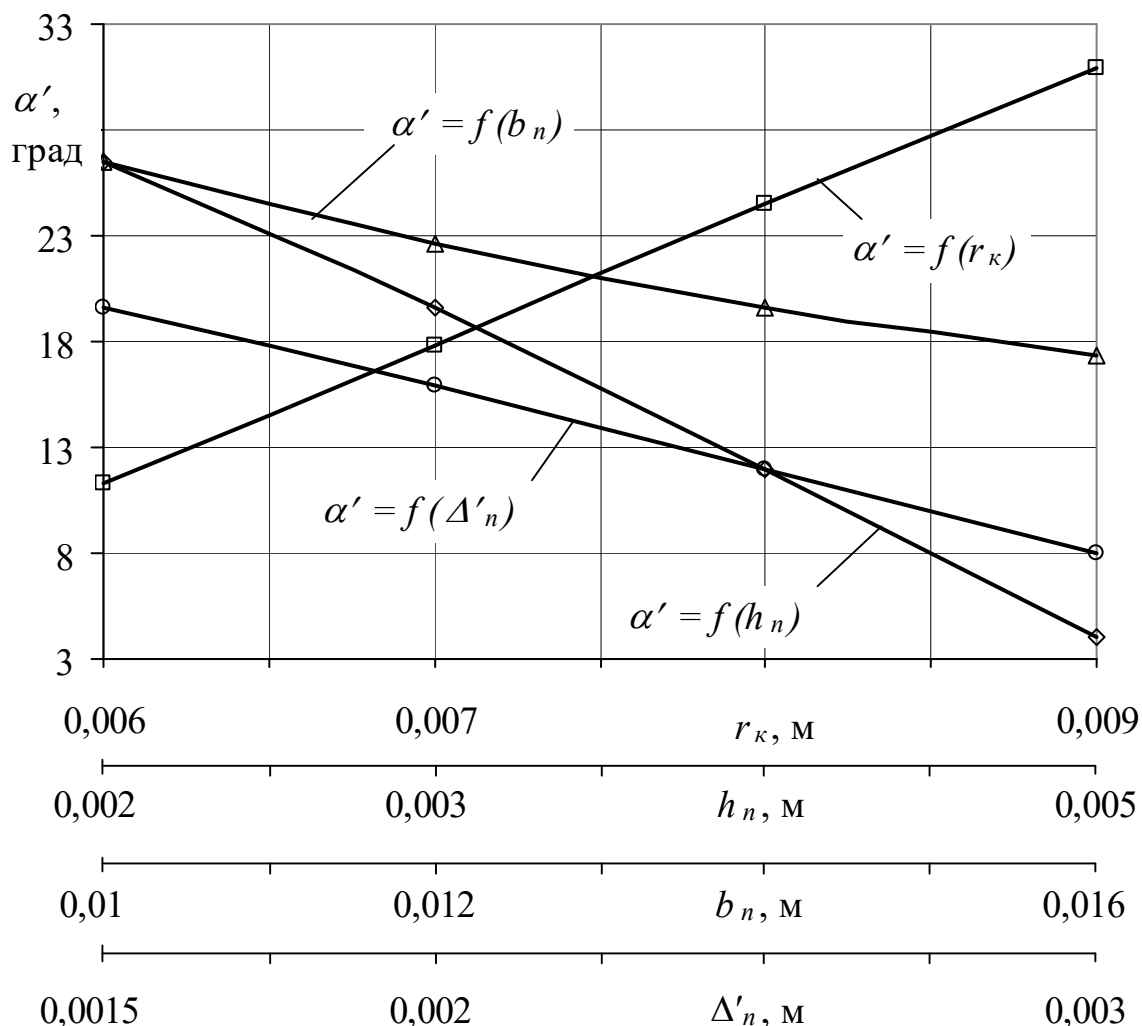


Рис. 3.19. Залежність зміни кута зміщення α' від конструктивних параметрів радіальної пари контакту пружина-кулька-паз

Оскільки на величину обертового моменту, що передає муфта, мають вплив радіус кульки і глибина пазів обойми, то по даних, отриманих розрахунком залежності (2.71), і по експериментальних значеннях побудовано порівняльні залежності зміни навантаження від конструктивних параметрів пари контакту (рис. 3.20).

В даній серії експериментів навантаження фіксувалося по моменту спрацювання муфти в запобіжному режимі. Кількість пар контакту становила

$z = 4$ на кожній з півмуфт. Отримані результати підтвердили дані теоретичних розрахунків, похибка знаходиться в межах 5,4...11,6%. Експеримент підтвердив попередні теоретичні припущення про зменшення навантажувальної здатності муфти із збільшенням діаметра тіл кочення при стабільному значенні жорсткості пружин і величину їх попереднього підтиску. Втрати навантажувальної здатності, при постійній глибині паза h_n і збільшенні діаметра кульки інтервалом 2 мм, склали відповідно 41,1% для $h_n = 0,004$ м, 40,8% для $h_n = 0,003$ м і 35% для $h_n = 0,002$ м.

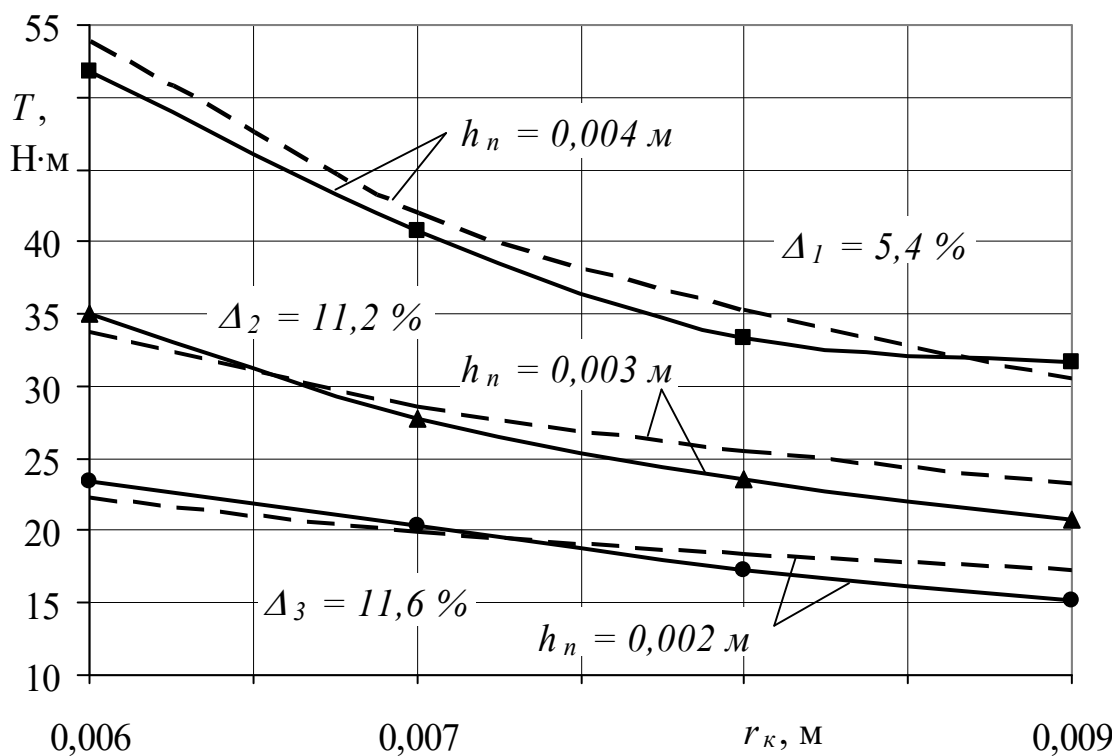


Рис. 3.20. Залежність зміни навантаження від конструктивних параметрів пари контакту: - - - - теоретична залежність; — — — — експериментальна залежність

Шляхом аналізу та співставлення результатів експериментальних досліджень встановлено, що для забезпечення оптимальних навантажувальної здатності та компенсуючих властивостей муфти між радіусом кульок і глибиною пазів обойми потрібно дотримуватись співвідношення $h_n/r_k = 0,5...0,65$.

В ході експериментальних досліджень також визначалась зміна обертового моменту в залежності від кута провертання муфти і кута зміщення півмуфт. Характер зміни обертового моменту за повний оберт муфти визначався при кутовій швидкості $\omega \approx 15,7 \text{ с}^{-1}$. Кількість пар контакту $z = 2, 4$. Величина кутового зміщення $\alpha' = 0 \dots 25^\circ$.

Експериментальні дані підтвердили результати теоретичних досліджень згідно яких більш стабільна передача обертового моменту забезпечується при кількості пар контакту $z \geq 4$. Так коливання значення обертового моменту при $\alpha' = 20^\circ$ і $z = 4$ в 3,5 раз менше ніж при $\alpha' = 20^\circ$ і $z = 2$.

Для встановлення достовірності теоретичних досліджень щодо впливу амортизуючої пружини на функціонування муфти в запобіжному режимі експериментальним шляхом встановлено зміну частоти обертання півмуфти від деформації амортизуючої пружини (рис. 3.21), яка зумовлюється наявністю осьового і частково кутового зміщення півмуфт.

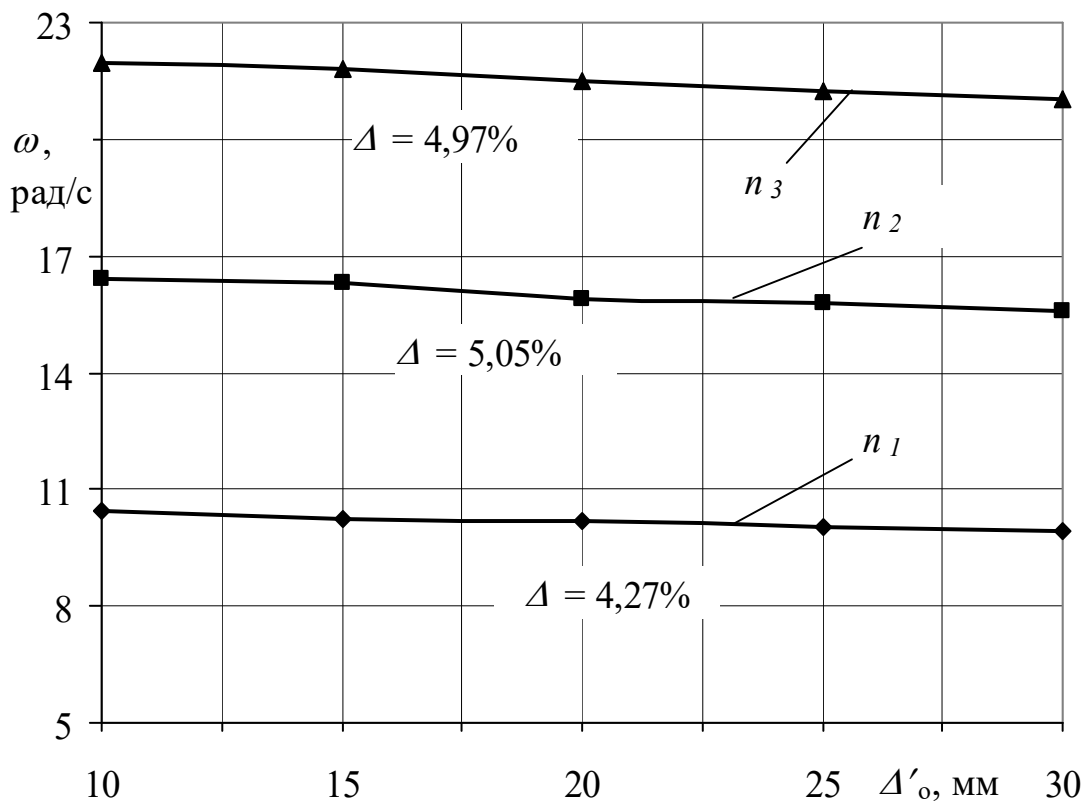


Рис. 3.21. Залежності впливу амортизуючої пружини на кутову швидкість муфти при наявності осьового зміщення:
 $n_1 \approx 100$ об/хв.; $n_2 \approx 158$ об/хв.; $n_3 \approx 212$ об/хв.

При жорсткості амортизуючої пружини $C_A = 20100$ Н/м і осьовому зміщенні півмуфт в діапазоні $\Delta_o = 0,01...0,03$ м зміна кутової швидкості обертання півмуфти при спрацюванні в запобіжному режимі не перевищує 4,27...5,05%, що характеризує незначний вплив величини зміщення на навантажувальну здатність пристрою і підтверджує результати теоретичних досліджень. Виявлено, що вплив амортизуючої пружини при осьовому зміщенні послаблюється при умові наявності змащувального матеріалу в зоні контакту амортизуючої пружини з торцевими поверхнями півмуфт. Проте при відсутності змащувального матеріалу навіть якщо дана величина не знаходиться в діапазоні вільного ходу півмуфт – вплив незначний і не має суттєвого значення при спрацюванні муфти в запобіжному режимі.

Під час динамічних випробувань також встановлено, що при комбінаційному діапазоні кутових та радіальних зміщень дослідна модель зберігає функціональну здатність при $\Delta_\alpha = 26^\circ$; $\Delta_r = 12$ мм. При окремих видах зміщень їх значення можуть сягати відповідно 30° і 16 мм.

3.5. Результати експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти

Для проведення експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти [65] було спроектовано та виготовлено її дослідний взірець. Момент спрацювання пружно-запобіжної муфти зафіксовано на відповідному фото (рис. 3.22).

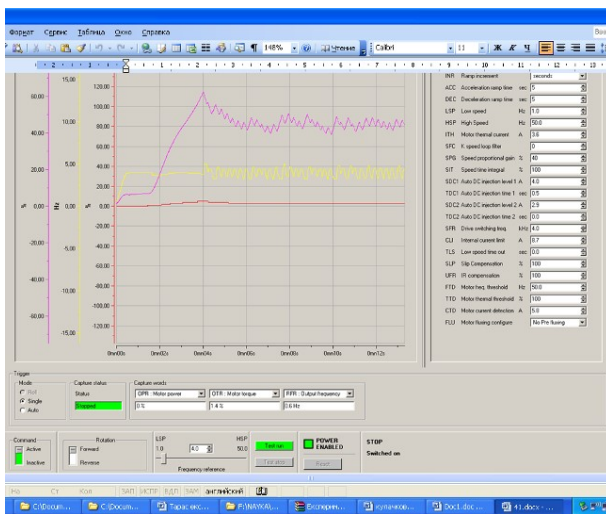
При виконанні досліджень візуально чітко спостерігалася при перевантаженнях демпфуюча функція



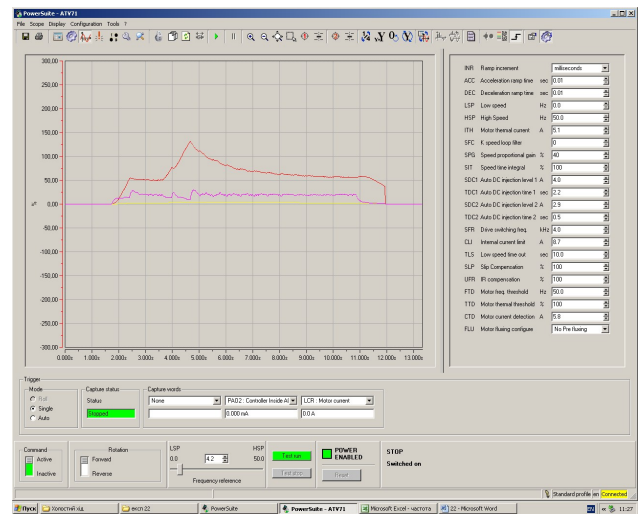
Рис. 3.22. Момент спрацювання пружно-запобіжної муфти

пружини скручування, яка виконувала пружно-компенсуючу роль за рахунок скручування-розкручування в кінематичному ланцюгу при передачі обертового моменту від приводу до робочого органу.

На рис. 3.23 представлено вікна осцилографа з результатами спрацювання запобіжної муфти з елементами зачеплення конічні стержні (метал) – лунки [18] 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. 3.23. 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. 3.24 і рис. 3.25 наведено результати експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти 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: $\alpha_1 = 50^\circ$, $\alpha_2 = 55^\circ$, $\alpha_3 = 60^\circ$.

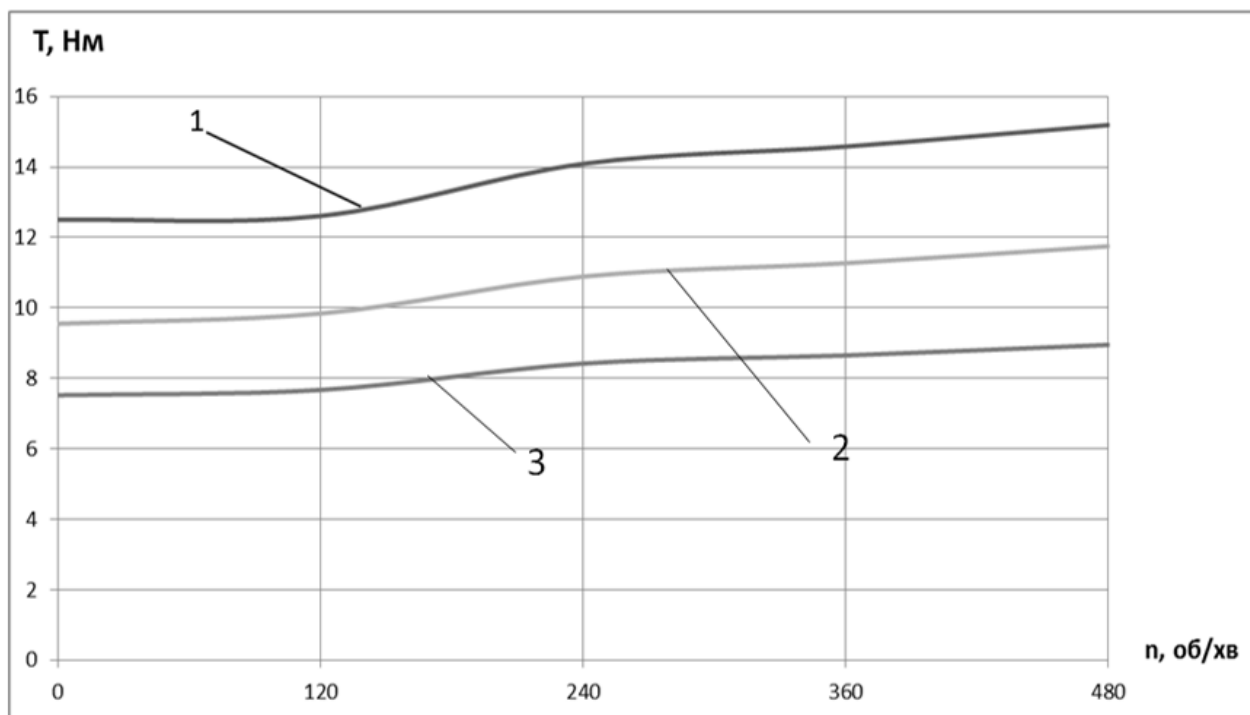


Рис. 3.24. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n пружно - запобіжною муфтою при $C_3 = 15,6$ Н/мм для:
 1 – $\alpha_1 = 50^\circ$; 2 – $\alpha_2 = 55^\circ$; 3 – $\alpha_3 = 60^\circ$

На рис. 3.26 і рис. 3.27 представлено графічні залежності коефіцієнта динамічності K_D досліджуваної ПЗМ ГГК від частоти обертання n ведучої півмуфти при спрацюванні в режимі перевантаження.

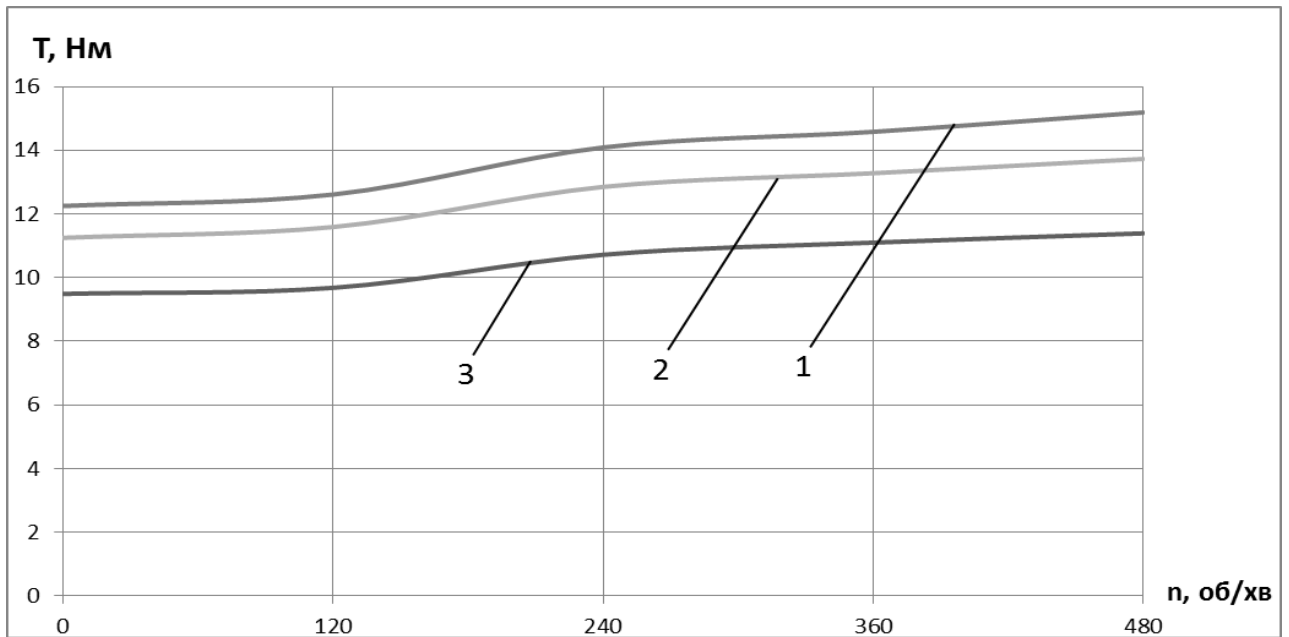


Рис. 3.25. Залежність передачі максимального обертового моменту T від частоти обертання n пружно - запобіжною муфтою при $\alpha_1 = 50^\circ$ для:
 1 – $C_1 = 15,6$ Н/мм; 2 – $C_2 = 14,7$ Н/мм; 3 – $C_3 = 12,4$ Н/мм

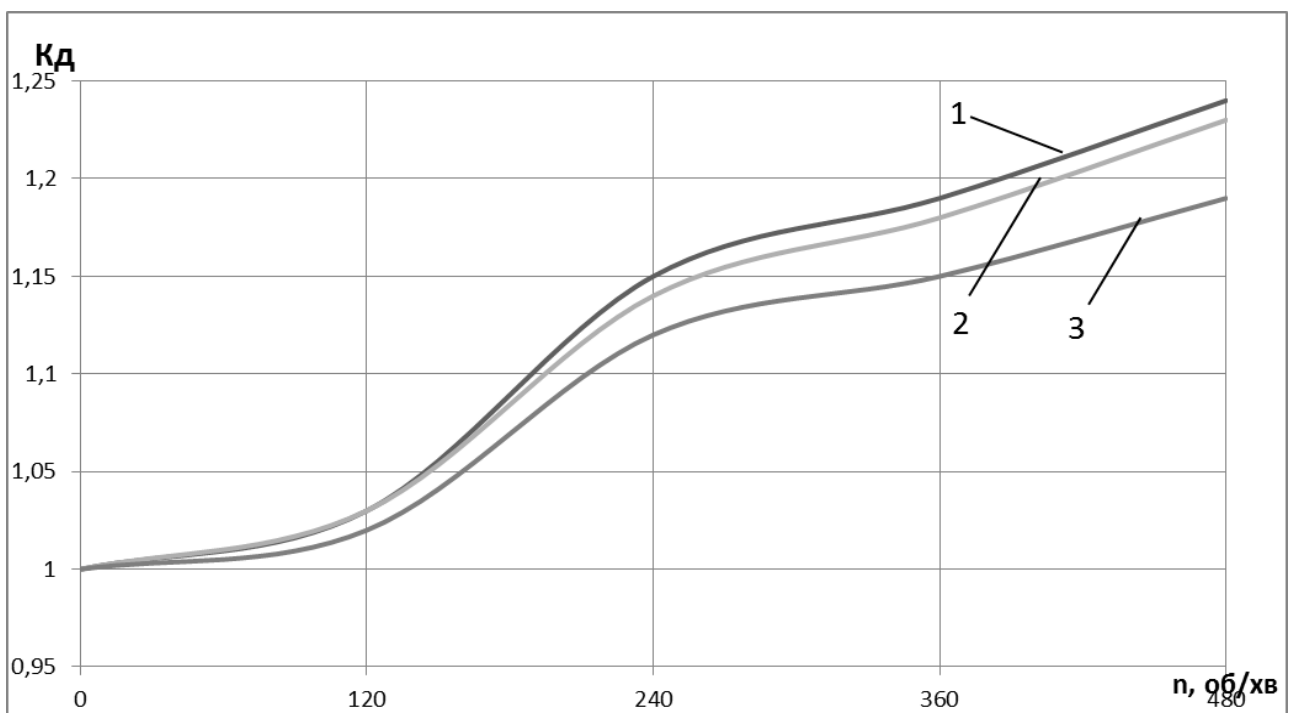


Рис. 3.26. Залежність коефіцієнта динамічності K_d пружно-запобіжної муфти від частоти обертання n при $C_3 = 15,6$ Н/мм для:
 1 – $\alpha_1 = 50^\circ$; 2 – $\alpha_2 = 55^\circ$; 3 – $\alpha_3 = 60^\circ$

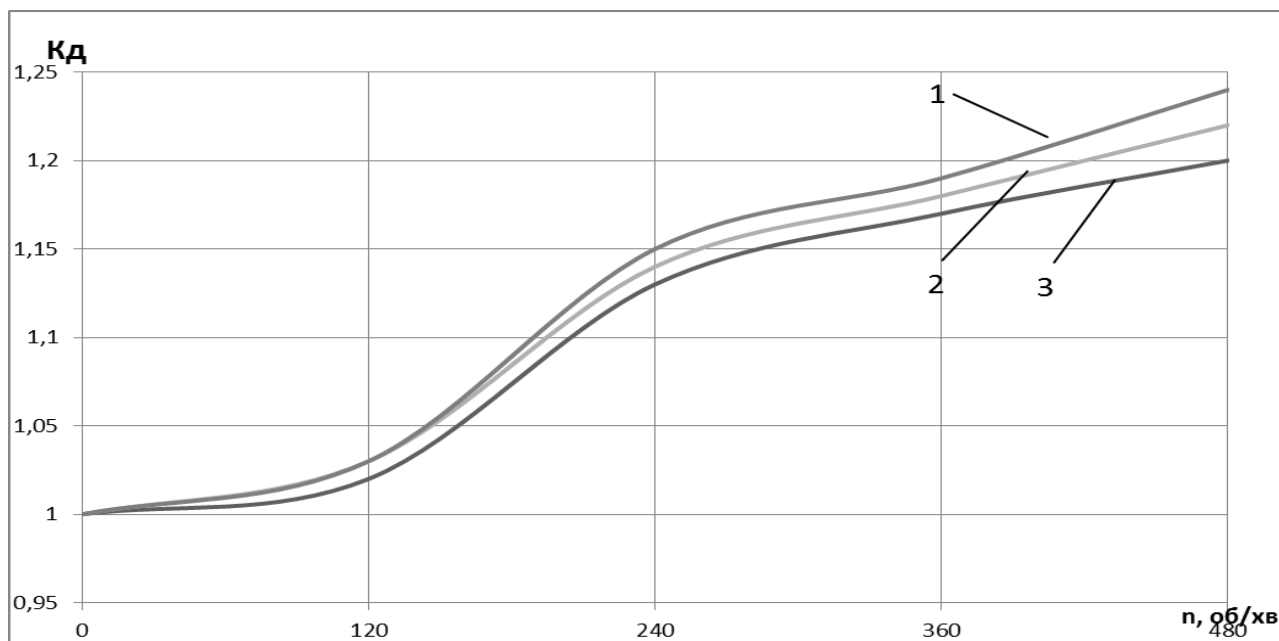


Рис. 3.27. Залежність коефіцієнта динамічності K_d пружно-запобіжної муфти від частоти обертання n при $\alpha_1 = 50^\circ$ для:
 1 – $C_1 = 15,6$ Н/мм; 2 – $C_2 = 14,3$ Н/мм; 3 – $C_3 = 12,1$ Н/мм

В результаті проведених експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти встановлено, що коефіцієнт динамічності пружно-запобіжної муфти 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 пружно-запобіжної муфти 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 [61].

3.6. Методика проведення та результати експериментальних досліджень визначення максимального обертального моменту пружно-запобіжної муфти за повнофакторним експериментом

На основі попередніх досліджень було встановлено, що домінуючими факторами, які впливають на момент спрацювання пружно-запобіжної муфти 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 пружно-запобіжної муфти. Для визначення інтенсивності впливу даних факторів на величину обертального моменту, що передає муфта, проведено багатофакторний експеримент.

Для встановлення граничних величин передачі обертального моменту пружно-запобіжної муфти 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 [27]. При досягненні критичного навантаження пружно-запобіжна муфта спрацьовувала (відбувалось розчеплення півмуфт) і проходило падіння обертального моменту на валу двигуна. 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.

Для визначення зміни обертального моменту T при роботі муфти 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. 3.2. 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 3.2

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

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 [7, 25, 30, 60]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у загальновідомій послідовності [7, 25, 30, 60] і представлено в роботі [24].

З метою достовірної оцінки якості роботи пружно-запобіжної муфти під час проведення експерименту необхідну кількість вимірів показників (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в [25], при цьому досліді 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. 3.3). Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [7, 60].

Таблиця 3.3

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	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	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_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	T_{21}	T_{22}	T_{23}	T_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	T_{31}	T_{32}	T_{33}	T_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	T_{41}	T_{42}	T_{43}	T_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	T_{51}	T_{52}	T_{53}	T_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	T_{61}	T_{62}	T_{63}	T_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	T_{71}	T_{72}	T_{73}	T_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	T_{81}	T_{82}	T_{83}	T_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	T_{91}	T_{92}	T_{93}	T_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	T_{101}	T_{102}	T_{103}	T_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	T_{111}	T_{112}	T_{113}	T_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	T_{121}	T_{122}	T_{123}	T_{12c}

Продовження таблиці 3.3

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 [25], який описує реальний експериментальний процес:

$$T = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.1)$$

де U – 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 [25]:

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

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N} ; \quad (3.2)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N} , \quad (3.3)$$

де x_{iu} – значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту; \bar{y}_u – середній результат u -го дослід; u – порядковий номер дослід; 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 [7, 25, 30, 60].

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 [7, 60]:

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (3.4)$$

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

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами [7] і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 3.4.

Таблиця 3.4

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 муфти за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах має вигляд:

$$T_{(x_1, x_2, x_3)} = 8,773 + 0,912x_1 - 2,589x_2 + 1,54x_3 - 0,282x_1x_2 + 0,165x_1x_3 - 0,277x_2x_3 - 0,008x_1^2 + 0,589x_2^2 + 0,231x_3^2. \quad (3.5)$$

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 (3.5) матиме вигляд:

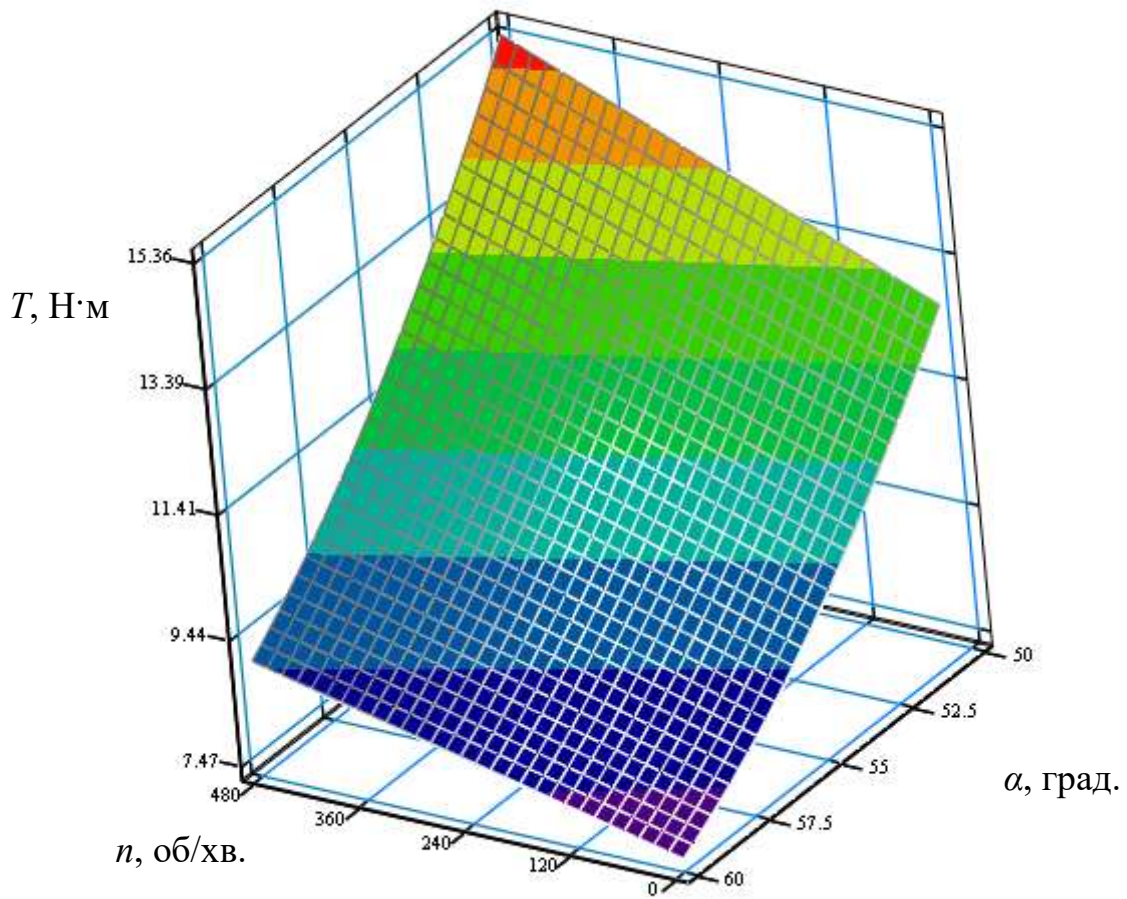
$$T_{(n, \alpha, C)} = 85,524 + 1,226 \cdot 10^{-2}n - 2,693\alpha + 0,645 \cdot C - 2,35 \cdot 10^{-4}n\alpha + 3,125 \cdot 10^{-4}nC - 2,518 \cdot 10^{-2}\alpha C + 2,356 \cdot 10^{-2}\alpha^2 + 4,773 \cdot 10^{-2}C^2. \quad (3.6)$$

Отримане рівняння регресії (3.5) та регресійна залежність (3.6) 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:

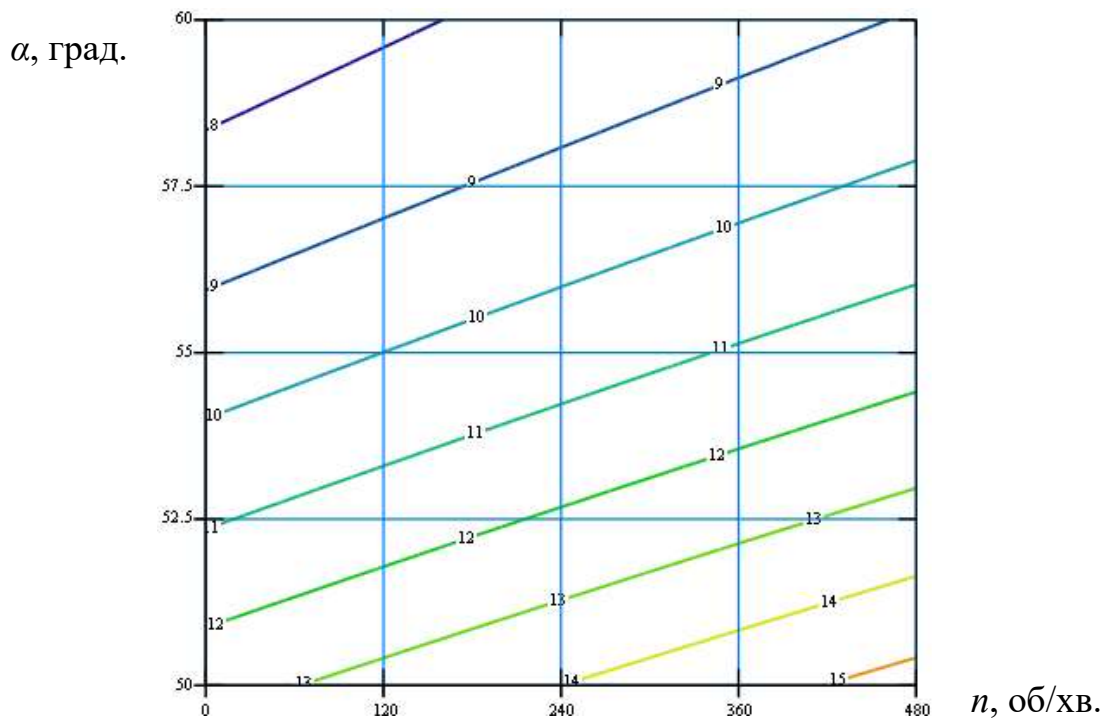
$$0 \leq n \leq 480 \text{ (об/хв.)}; 50 \leq \alpha \leq 60 \text{ (град)}; 12,1 \leq C \leq 16,5 \text{ (Н)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних та силових параметрів муфти 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 муфти 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 муфти) $\Delta_n = 6$ 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. 3.28 – рис. 3.30.

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 пружно-запобіжної муфти необхідно збільшувати жорсткість пружини та частоту обертання муфти і зменшувати кут нахилу лунок.



а)



б)

Рис. 3.28. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертового моменту ($C = 16,5$ Н/мм)

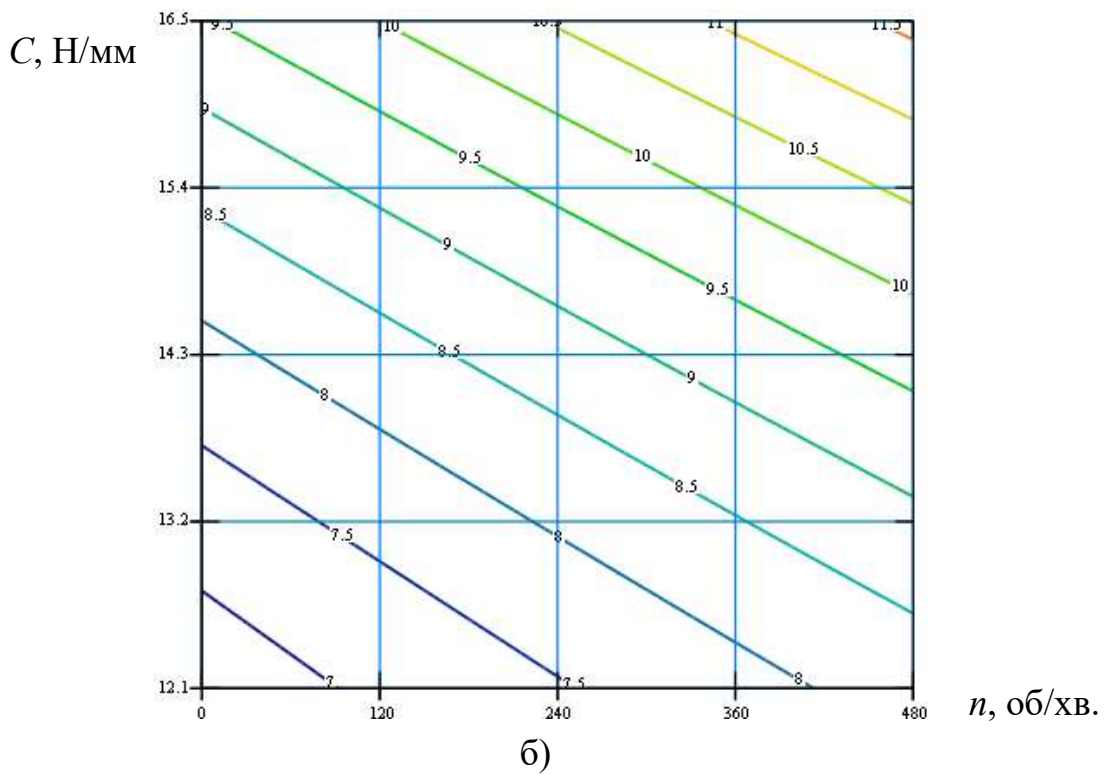
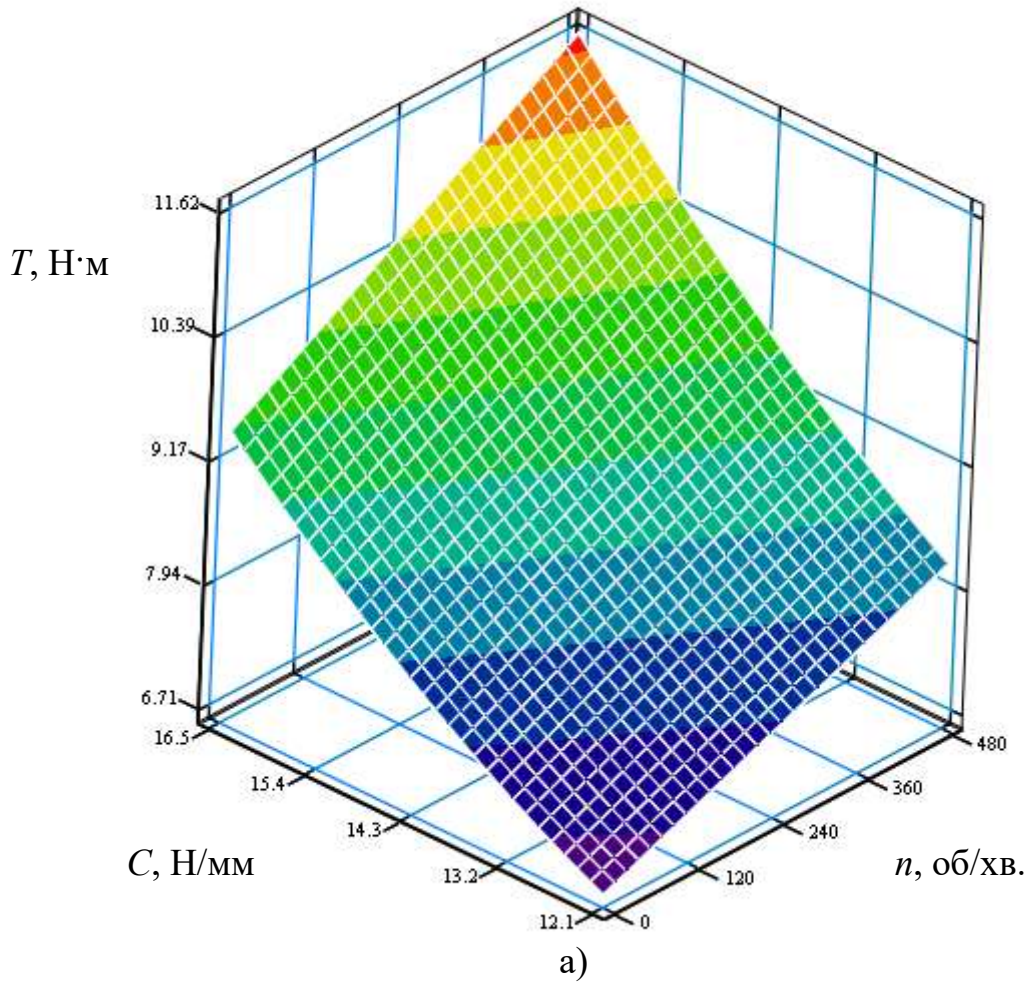


Рис. 3.29. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертального моменту ($\alpha = 55$ град)

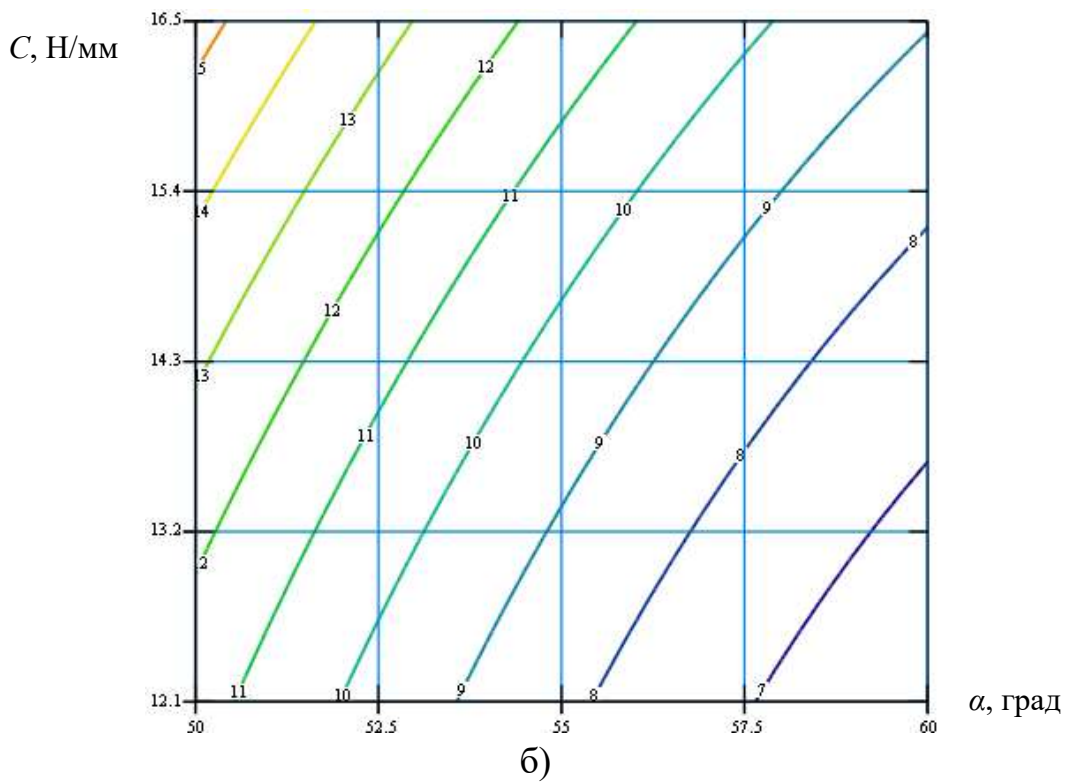
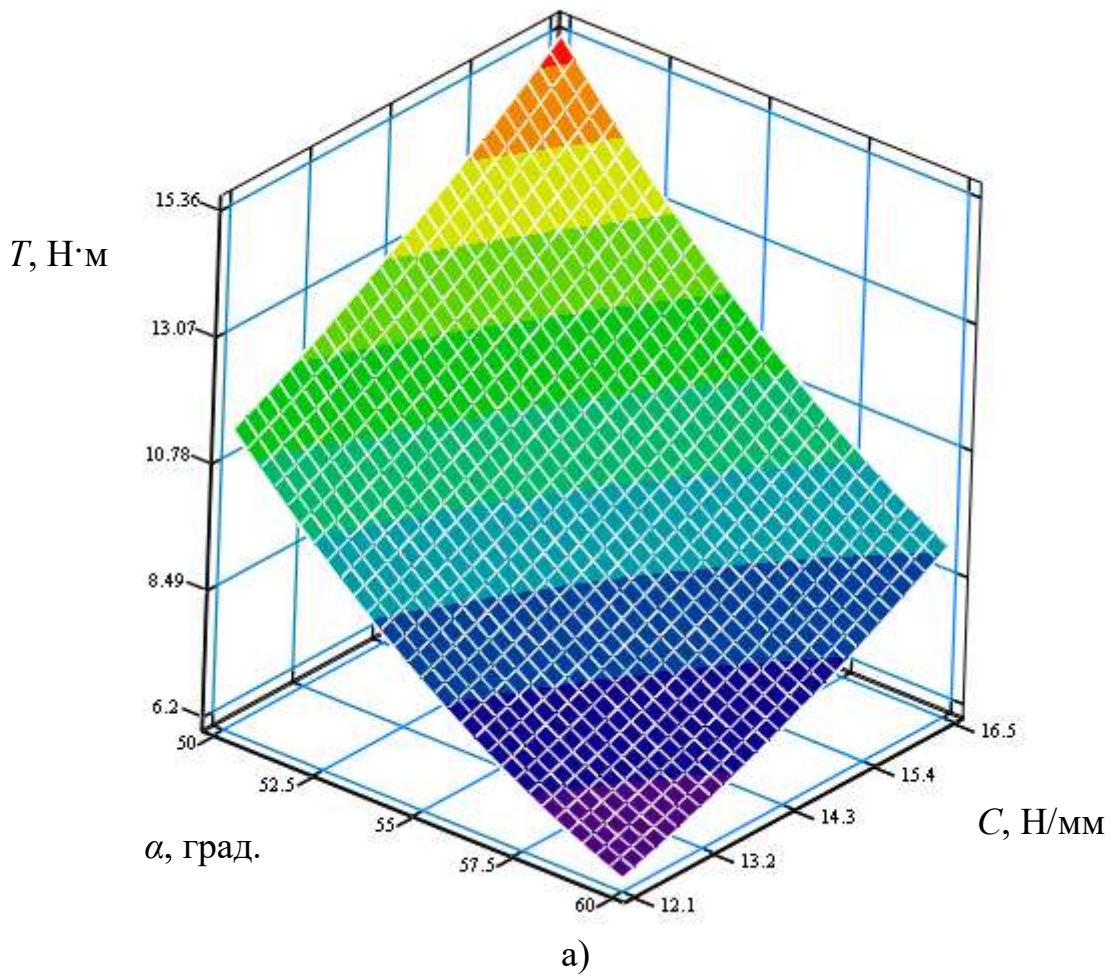


Рис. 3.30. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності передачі максимального обертового моменту ($n = 480$ об/хв.)

РОЗДІЛ 4

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

4.1. Технологічність конструкцій муфт

Однією з основних технологічних і експлуатаційних вимог, що висуваються до деталей та вузлів машин є технологічність конструкції. Технологічність конструкції деталі машини чи механізму має прямий зв'язок з продуктивністю праці, затратами на технологічну підготовку виробництва, технічне обслуговування та ремонт і суттєво впливає на надійність та функціональну здатність всього машинного комплексу.

Питання забезпечення технологічності конструкцій муфт у певній мірі розглянуті в роботах [18, 37, 49, 61, 66] та інших. Технічні вимоги, які ставляться до муфт, характеризуються вимогами забезпечення високої надійності та довговічності, що сприяють збереженню стабільних функціональних і експлуатаційних характеристик машин і механізмів. Ці вимоги характеризуються коефіцієнтами точності і чутливості, динамічності і частоти спрацювання муфт та іншими.

Основним критерієм технологічності конструкції приводів машин є їх економічна ефективність при заданій якості і визначених умовах виробництва, експлуатації та ремонту. Відпрацювання конструкції муфт на технологічність проводиться на стадії вартісного інжинірингу і воно повинно забезпечувати зниження матеріало- та трудоємності їх виготовлення, скорочення тривалості і вартості робіт з обслуговування та ремонту при експлуатації. В загальному комплекс робіт із забезпечення високої технологічності конструкцій муфт передбачає: скорочення і спрощення елементів конструкції, стандартизацію, уніфікацію та групування деталей за конструктивно-технологічними ознаками, обмеження номенклатури деталей і використовуваних матеріалів тощо.

Відповідно при проектуванні компенсуючих муфт потрібно не тільки забезпечувати високі експлуатаційні якості, тобто показники надійності,

довговічності, функціональної відповідності і ремонтпридатності, але й технологічні вимоги для їх найбільш ефективного виготовлення. При цьому вимоги щодо надійності спрямовані на забезпечення виконання муфтою заданих конструктором функцій із збереженням їх протягом тривалого ресурсу роботи і у встановлених межах всіх параметрів. Реалізація цих вимог в конструкції муфти вимагає додаткових затрат праці, матеріальних та енергетичних ресурсів, затрати на підтримання працездатності пристрою на протязі терміну служби, профілактично-технічне обслуговування і ремонт. Тому відпрацювання конструкції муфти на технологічність повинно, по мірі можливості, сприяти зменшенню всіх вище вказаних витрат і при цьому забезпечувати потрібні функціональні властивості.

При відпрацюванні муфти на технологічність необхідно перевіряти можливість спрощення конструкції та заміни матеріалу; проектування деталей більш раціональної форми з легкодоступними для механічної обробки поверхнями; можливість зменшення матеріало- і трудомісткості; зменшення кількості та розмірів поверхонь, що обробляються; наявність на деталях зручних базуючих поверхонь; можливість вибору раціонального способу отримання заготовки та подальшої її обробки; наявність у конструкції термічно оброблюваних деталей і конструктивних елементів, яким не властиве істотне спотворення форми внаслідок нагрівання при термообробці.

Конструкція деталей муфти та й самого виробу також повинна відповідати певним технологічним вимогам: мати простий зовнішній контур без гострих кутів, поворотів, високих ребер, гострих крайок і виступів. У випадку виготовлення деталей муфти із заготовки отриманої литтям, відливки повинні забезпечувати направлене зміцнення металу і мати достатній опір усадочним і термічним напруженням. Зменшенню габаритних розмірів запобіжно-компенсуючих муфти сприяє застосування витих тарілчастих пружин.

До певного класу деталей муфт ставлять наступні вимоги: конструкція втулок, півмуфт, шайб, обойм та інших деталей аналогічної конструкції

повинна допускати механічну обробку всіх поверхонь при якомога меншій кількості переустановлення. По можливості варто використовувати наскрізні отвори, внаслідок можливості подальшої обробки таких деталей прогресивними методами, наприклад протягування.

Ефективними методами підвищення технологічності конструкції муфт є типізація конструктивного компонування і уніфікація вузлів та деталей в межах однотипних груп. Уніфікація і стандартизація в області складальних робіт повинна охоплювати і регламентувати використання в конструкціях типорозмірів таких конструктивних елементів як різьбові, шліцеві і шпонкові з'єднання; модулі зубчастих коліс; діаметри отворів; жорсткості, діаметральні і лінійні розміри гвинтових циліндричних пружин.

Одними з основних характеристик муфт є якість і надійність, а тому, при їх розробці та вартісному інжинірингу працюють над наступними проблемами [18]: зменшення складності конструкцій муфт; збільшення частки уніфікованих елементів; скорочення кількості конструктивних елементів муфт; покращення функціональних характеристик муфт; покращення показників безпеки; зменшення витрат на експлуатацію, обслуговування та ремонт; підвищення якості та надійності конструкції; зменшення собівартості виготовлення; підвищення експлуатаційної готовності; зменшення габаритів, ваги та інше.

Отже, проектувати муфт потрібно так, щоб вона включала мінімальну кількість компонентів (деталей та складальних одиниць) і максимально можливе з них число уніфікованих; потребувала при виготовленні мініимально можливу кількість операцій технологічного процесу; щоб допуски на виготовлення деталей задовольняли можливості обладнання; всі покупні комплектуючі закуповувались у відповідності до специфікації і проходили якісний контроль.

До муфт, що виробляються, потрібно застосовувати вартісний аналіз, який базується на пошуку можливого скорочення витрат на виготовлення існуючого виробу, при яких не проходить зниження його цінності.

Поняття технологічності конструкції приводів машин розповсюджується

на ремонт та експлуатацію. Останнє особливо важливе, оскільки затрати на всі види ремонту часто перевищують вартість нових виробів. Підвищення ремонтпридатності виробу забезпечується легкістю та зручністю його складання, принципу вузлової заміни та вузлового ремонту елементів виробу, введенням у конструкцію змінних швидкозношуваних деталей, а також можливістю відновлення найбільш складних із них.

Конструкції муфт називають технологічними, якщо в прийнятих конструкторських рішеннях враховані можливості забезпечення оптимальних затрат роботи та засобів на їх проектування, виготовлення, технічне обслуговування та ремонт, при заданій якості та прийнятих умовах виготовлення, технологічного обслуговування і ремонту.

До умов виготовлення або ремонту муфти відносяться масштаб і повторюваність випуску (одиничне, серійне або масове виробництво), питання спеціалізації та організації виробництва, використовувані технологічні процеси та кваліфікація робочого персоналу. Одна і та ж муфта, залежно від обсягу випуску, має різну технологічність при різних способах його виготовлення. Специфічним вимогам до конструкцій, що виготовлюються в умовах одиничного або дрібносерійного виробництва, є зручність їх виготовлення універсальними технологічними засобами з допомогою універсального устаткування, універсальних пристроїв та стандартного інструменту. В умовах крупносерійного та масового виробництва конструкція муфти повинна бути спрямована на виготовлення високо механізованими технологічними процесами.

Підвищення технологічності та ремонтпридатності конструкцій муфт забезпечується за рахунок зниження трудомісткості і собівартості їх виготовлення та експлуатації. Зниження трудомісткості і собівартості її виготовлення досягається підвищенням його серійності, зокрема стандартизацією, уніфікацією і групуванням виробів та їх елементів за конструктивними ознаками, що сприяє застосуванню поточних методів роботи; обмеженням номенклатури конструкцій і використовуваних матеріалів, що спрощує її виготовлення; можливістю освоєних

у виробництві конструктивних рішень, які відповідають сучасним вимогам. Зниження трудомісткості і собівартості експлуатації муфти досягається раціональним виконанням конструкції, що забезпечує низькі експлуатаційні витрати, зручністю технологічного обслуговування і ремонту, підвищенням надійності та ремонтпридатності пристрою тощо.

При оцінці технологічності конструкції муфти (порівняння проводять з базовим варіантом конструкції) використовують ряд кількісних показників, зокрема: трудомісткість виготовлення муфти; рівень технологічності конструкції за трудомісткістю виготовлення і собівартістю. Крім основних показників використовують ряд допоміжних: розхід матеріалу; ступінь уніфікації муфти (характеризується коефіцієнтами конструктивної повторюваності та стандартизації). Відпрацювання конструкції муфти на технологічність проводиться на етапах їх проектування, складанні робочої документації, виготовленні дослідного взірця та кінцевого відпрацювання технологічного процесу в період виготовлення та випробування головної серії. До основних вимог технологічності конструкції муфти відносять [18]:

- використання мінімального числа деталей та складальних одиниць;
- можливість паралельного складання складальних одиниць муфти з метою економії виробничого часу;
- включення до конструкції муфти максимального числа стандартизованих і нормалізованих складальних одиниць;
- забезпечення мінімального числа розмірних ланцюгів;
- забезпечення можливості механізації та автоматизації складальних робіт;
- можливість використання уніфікованих технологічних процесів виготовлення та складання муфти;
- забезпечення високої ремонтпридатності конструкції та її елементів.

При проектуванні запобіжні муфти керуються ДСТУ ГОСТ 2.601:2006, ДСТУ ГОСТ 2.001:2006, ДСТУ 3278-95, ДСТУ 3973-2000, ДСТУ 3974-2000. Для використання у конструкціях машин і механізмів слід підбирати запобіжні

муфти, що ефективно реагують на перевантаження, не створюють значних динамічних навантажень в режимі спрацювання, є зручними у експлуатації, а також можуть задовольняти певні додаткові функціональні потреби. Налаштування на заданий момент спрацювання запобіжного пристрою повинно проводитися на стенді поза межами машини. Перевантаженням машин можна запобігти використовуючи пружно-запобіжні муфти з високою надійністю і точністю спрацювання. Технічні вимоги, що ставляться до запобіжних муфт, характеризуються коефіцієнтами точності і чутливості спрацювання, коефіцієнтом динамічності і стабільності, та іншими [61]. Вони визначаються ДСТУ 2130-93, ДСТУ 2134-93, ДСТУ 2174-95, ДСТУ 3557-97.

У результаті проведеного аналізу існуючих пружно-запобіжних муфт приводів машин і механізмів можна зробити наступні висновки:

– на етапі проектування муфти необхідно враховувати вимоги, які ставляться до них: технічні, технологічні, експлуатаційні, виконання яких забезпечує високу надійність захисних пристроїв при довгих термінах їх експлуатації;

– для зменшення величини тертя в з'єднаннях необхідно пропонувати виконання конструкції приводу з парами тертя кочення і відповідним змащенням;

– для зменшення величини динамічних навантажень, що виникають у режимі буксування пружно-запобіжних муфт, необхідно при їх проектуванні керуватися правилом зменшення частоти спрацювання в режимі буксування (кількість включень-виключень за одне відносне провертання півмуфт);

– підвищувати технологічність муфти можна заміною шліцевого з'єднання на з'єднання вал-втулка з гранями, наприклад, три- або чотиригранне, трудоємкість виготовлення яких є меншою, аніж звичайних.

4.2. Розрахунок параметрів пружно-запобіжної муфти

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. Відповідно розроблення відповідних конструкцій і проведення глибокого аналізу функціонування пружно-запобіжних муфт з врахуванням динаміки процесу перевантаження, дослідження їх основних функціональних і експлуатаційних характеристик з метою визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів, буде активно сприяти їх використанню в приводах машин.

4.2.1. Методика розрахунку механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти

Опис запропонованої досліджуваної конструкції пружно-запобіжної муфти детально представлено в пункті 3.1 даної монографії, де на рис. 3.5 зображено її конструктивну схему, а загальний вигляд у зібраному та в розібраному вигляді представлено на рис. 3.7 та на рис. 3.8.

Для конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску цієї муфти розглянемо креслення штифтового рухомого з'єднання, зображеного на рис. 4.1 (позначення елементів муфти на рис. 4.1 відповідає позначенням виконаним на рис. 3.5 з пункту 3.1).

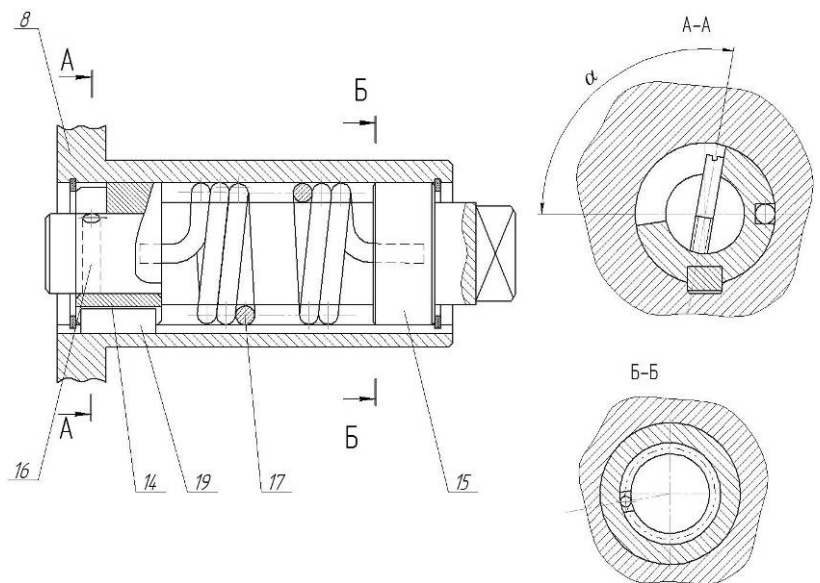


Рис. 4.2. Штифтове рухоме з'єднання пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра

Нами розроблено методику конструктивно-силового розрахунку параметрів механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти, згідно якої механізм плавного пуску муфти проектується в такій послідовності [24]:

- 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 проведено практичний розрахунок параметрів механізму плавного пуску досліджуваної муфти, робоче креслення якого представлено на рис. 4.2.

При цьому креслення пружини кручення механізму плавного пуску представлено на рис. 4.3, а схему розрахунку шпонки на рис. 4.4.

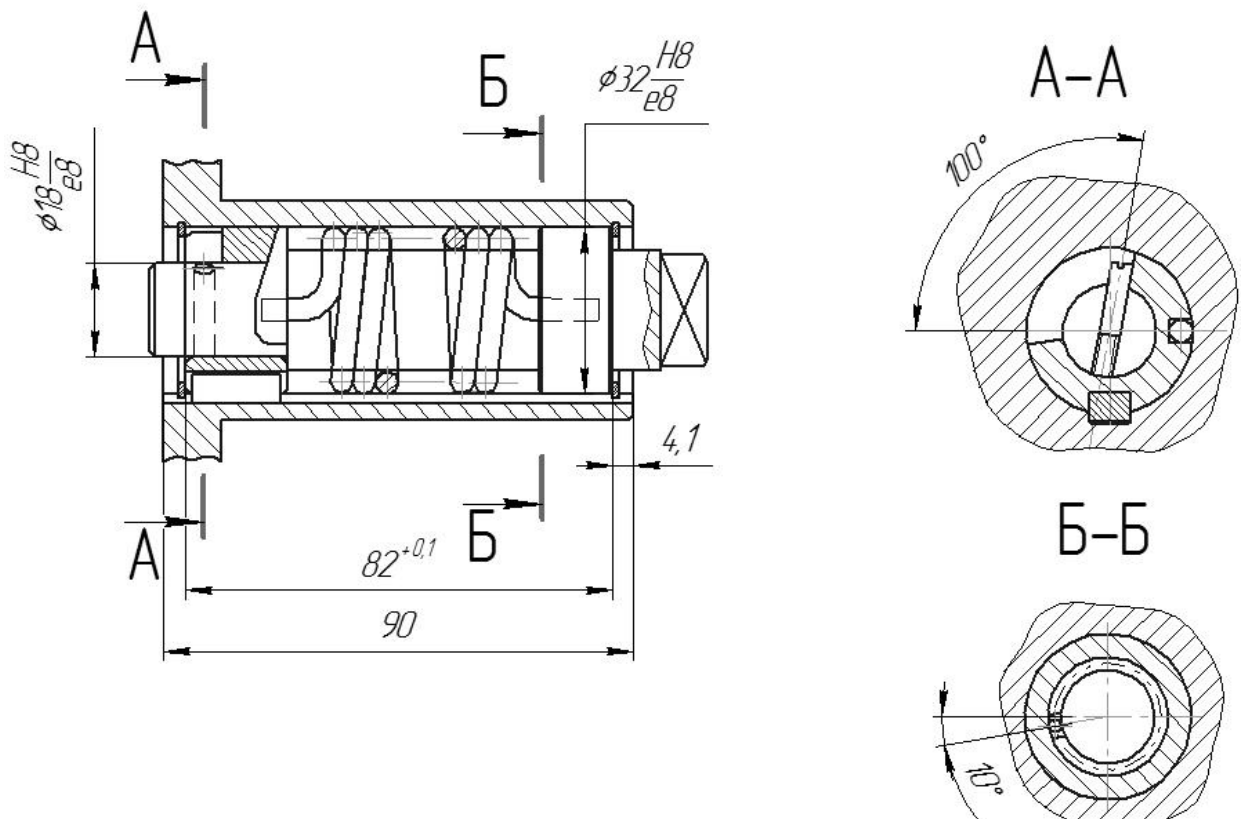


Рис. 4.2. Робоче креслення механізму плавного пуску муфти

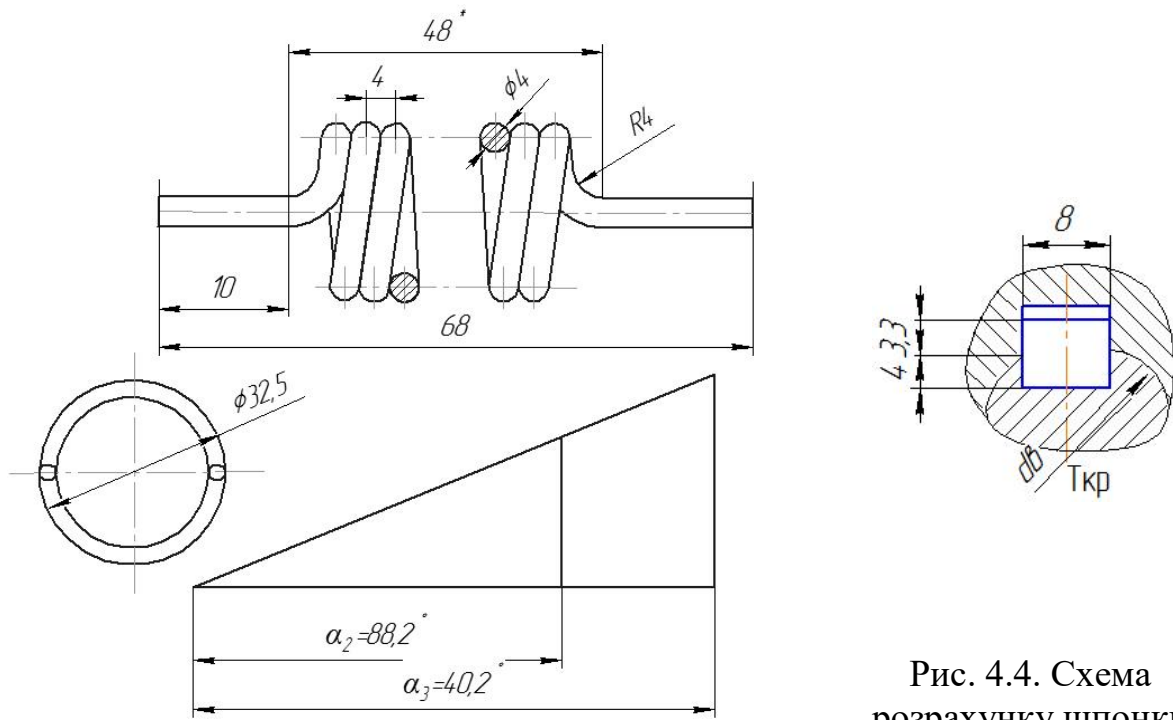


Рис. 4.3. Пружина кручення механізму плавного пуску

Рис. 4.4. Схема розрахунку шпонки

У такому випадку момент пружини кручення M_r розраховується за формулою [49]:

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

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 [49]:

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

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:

$T_{кр} = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $[\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа}$; Шпонка $b \times h \times l_0 = 8 \times 7 \times l_0$; $d_e = 32 \text{ мм}$.

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

Приймаємо $l_0 = 16 \text{ мм}$.

Схеми розрахунку штифта та вала, ослабленого отвором під штифт, представлено рис. 4.5 та рис. 4.6.

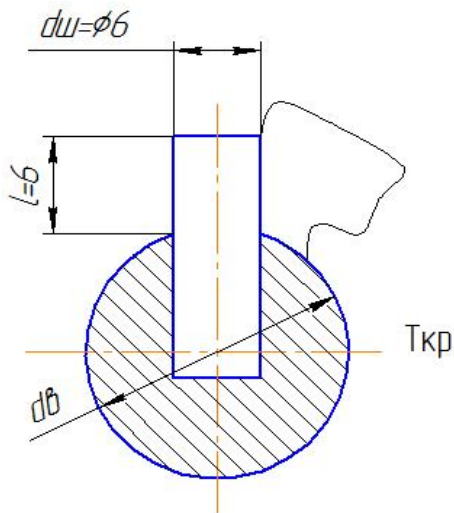


Рис. 4.5. Схема розрахунку штифта

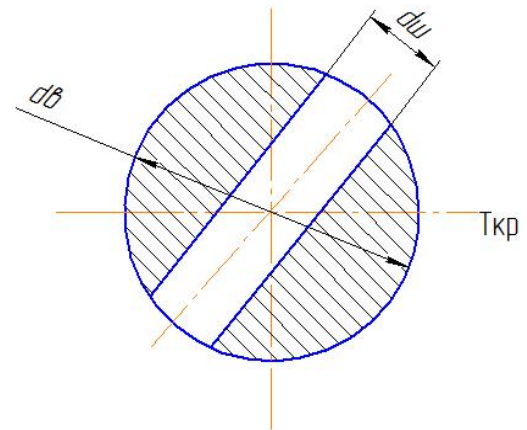


Рис. 4.6. Схема вала ослабленого отвором під штифт

Приймаємо такі параметри для розрахунку штифта:

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

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

З умови міцності на зріз [49]:

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

Приймаємо 6 мм.

Проводимо перевірка на згинання [49]:

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

Проводимо перевірка на зминання [49]:

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

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

Полярний момент опору перерізу [49]:

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

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

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. 4.7 – рис. 4.9) за відповідною залежністю [49]:

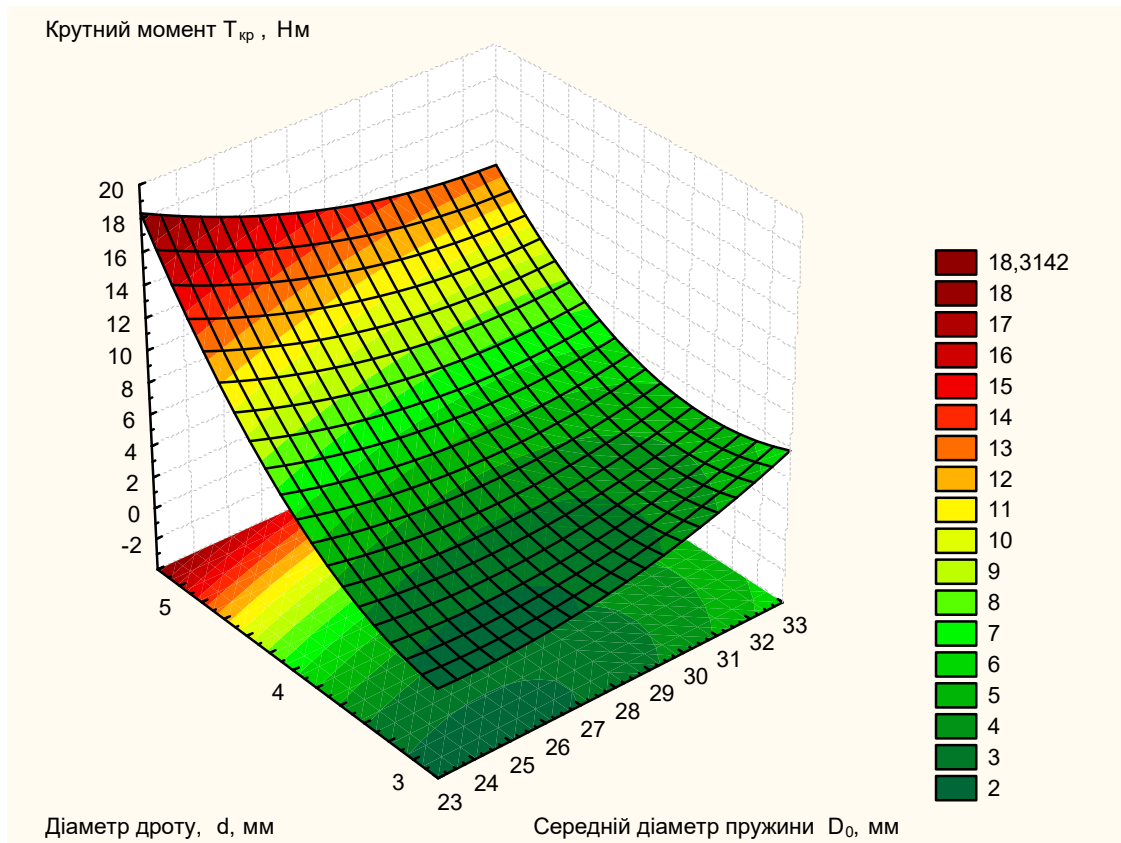
$$T_{кр} = \alpha_r \cdot E \cdot d^4 / 64 \cdot D_0 \cdot n, \quad (4.7)$$

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.).

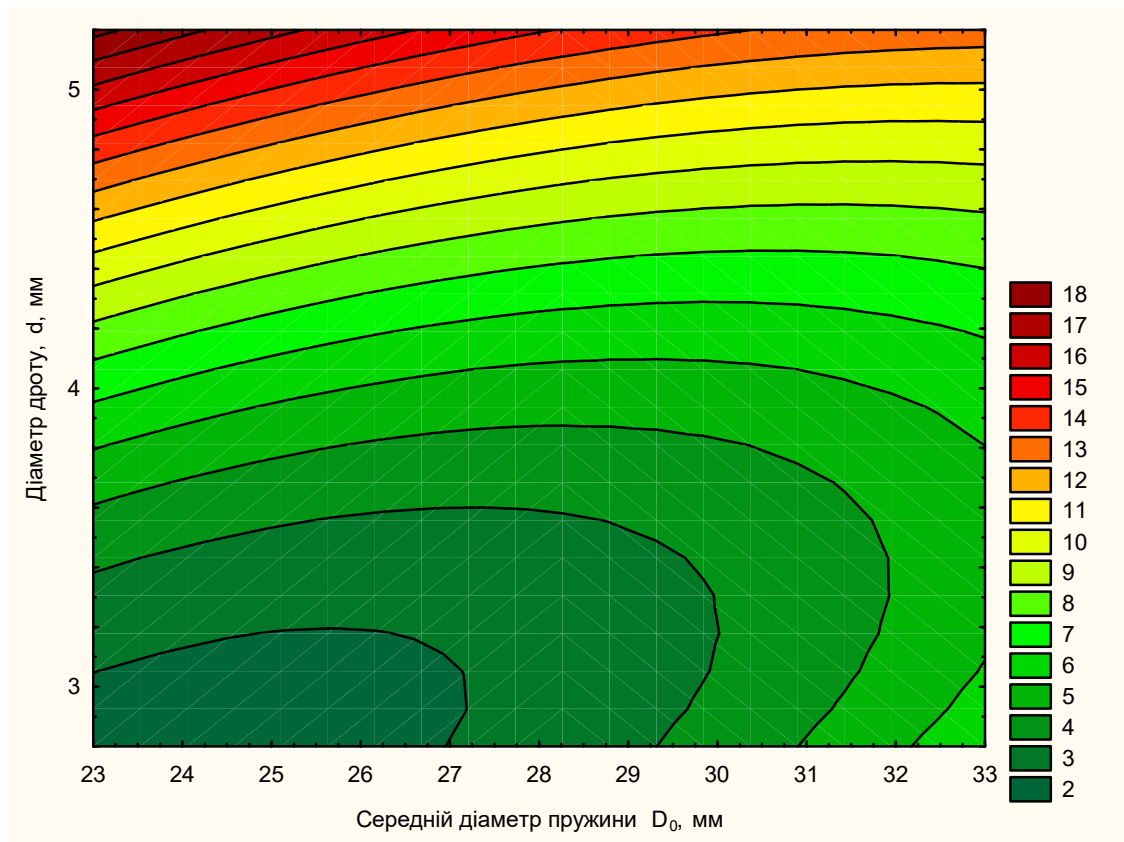
Таблиця 4.1

Залежність крутного моменту $T_{кр}$ від різних конструктивних параметрів пружини кручення механізму плавного пуску ПЗМ ГГК (при куті закручування пружини на 110^0 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

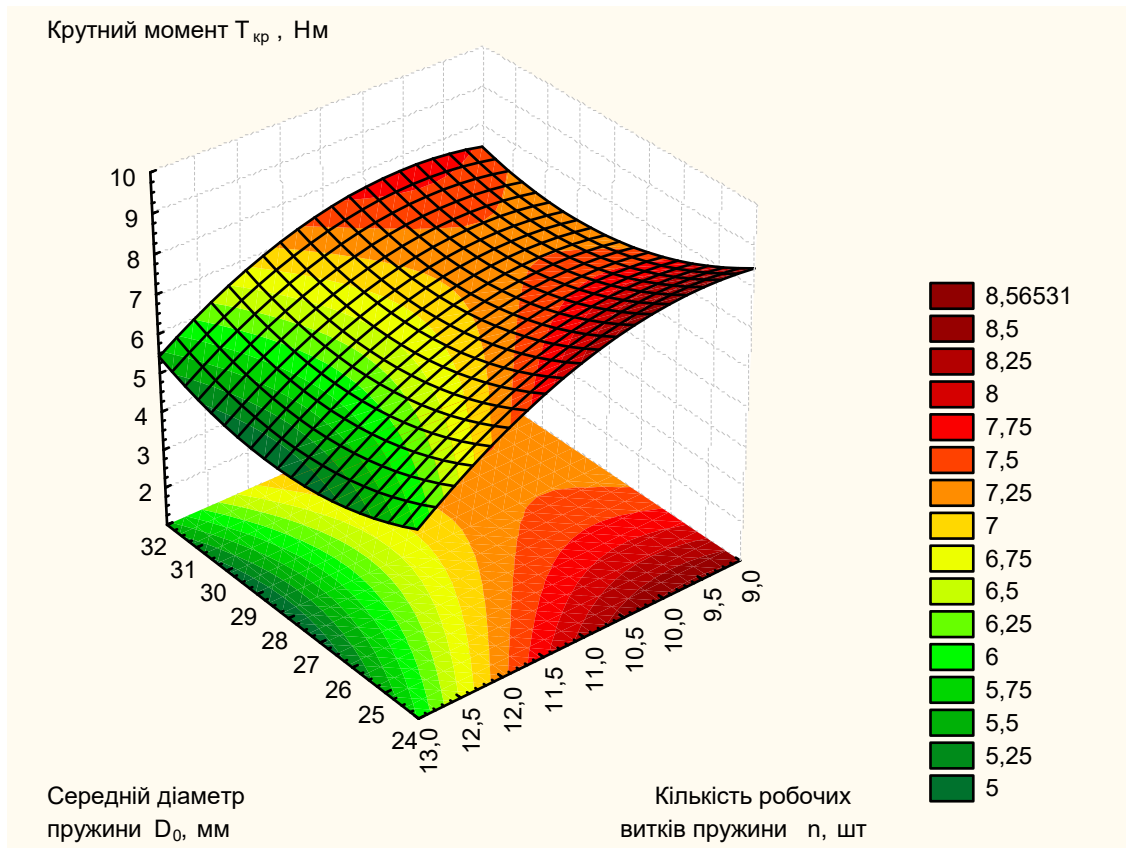


а)

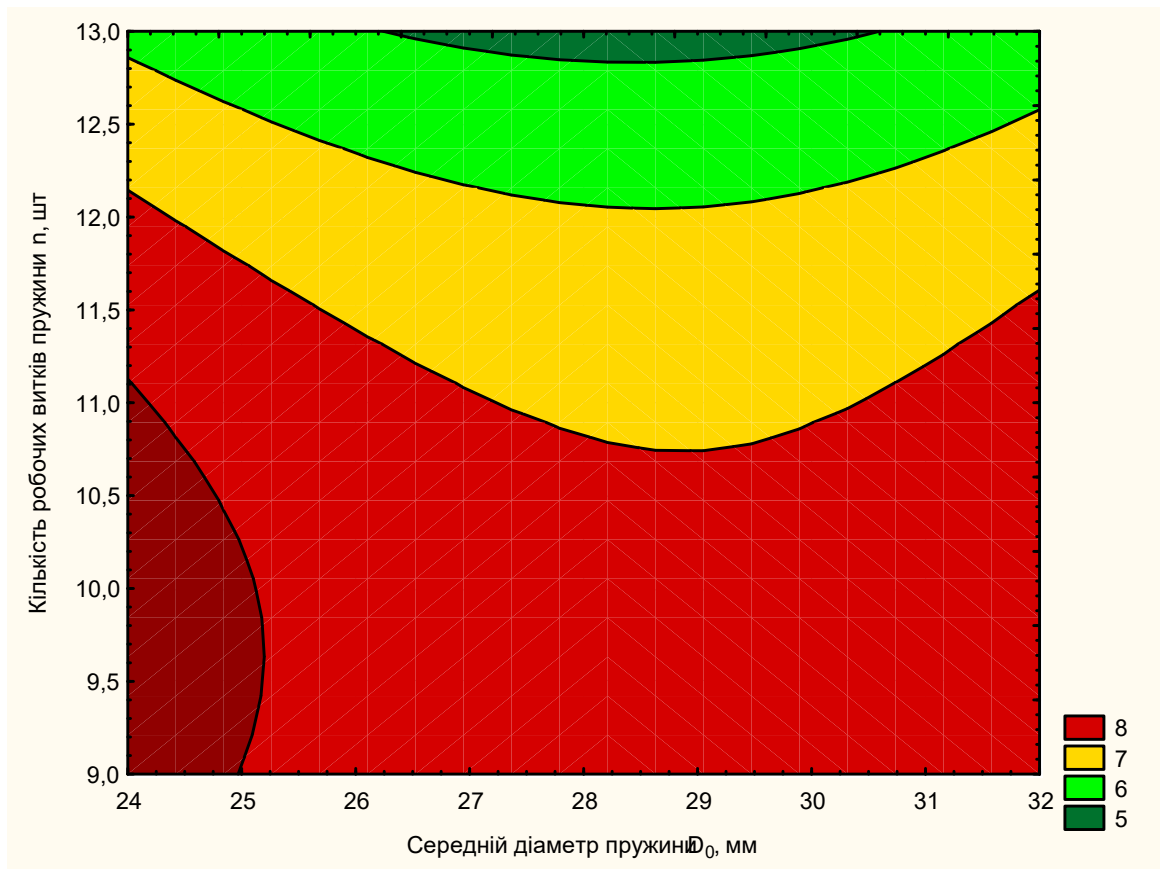


б)

Рис. 4.7. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $T_{кр}$ для циліндричної пружини ($n = 11$ шт.)

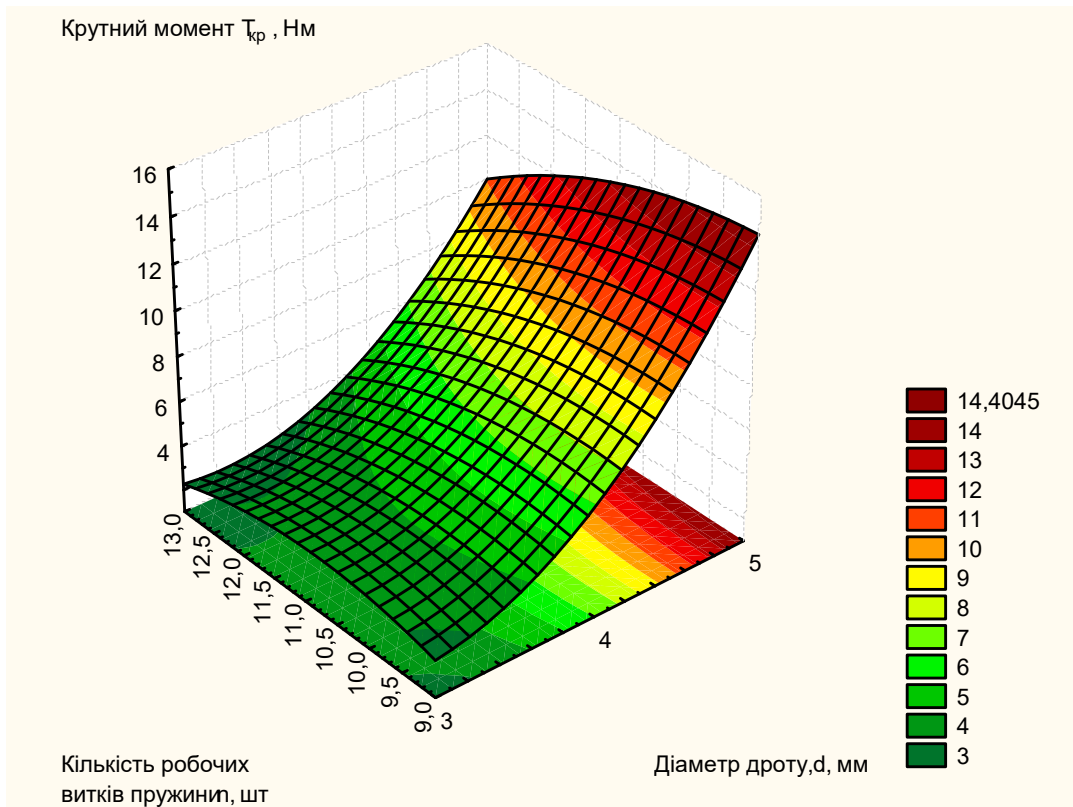


а)

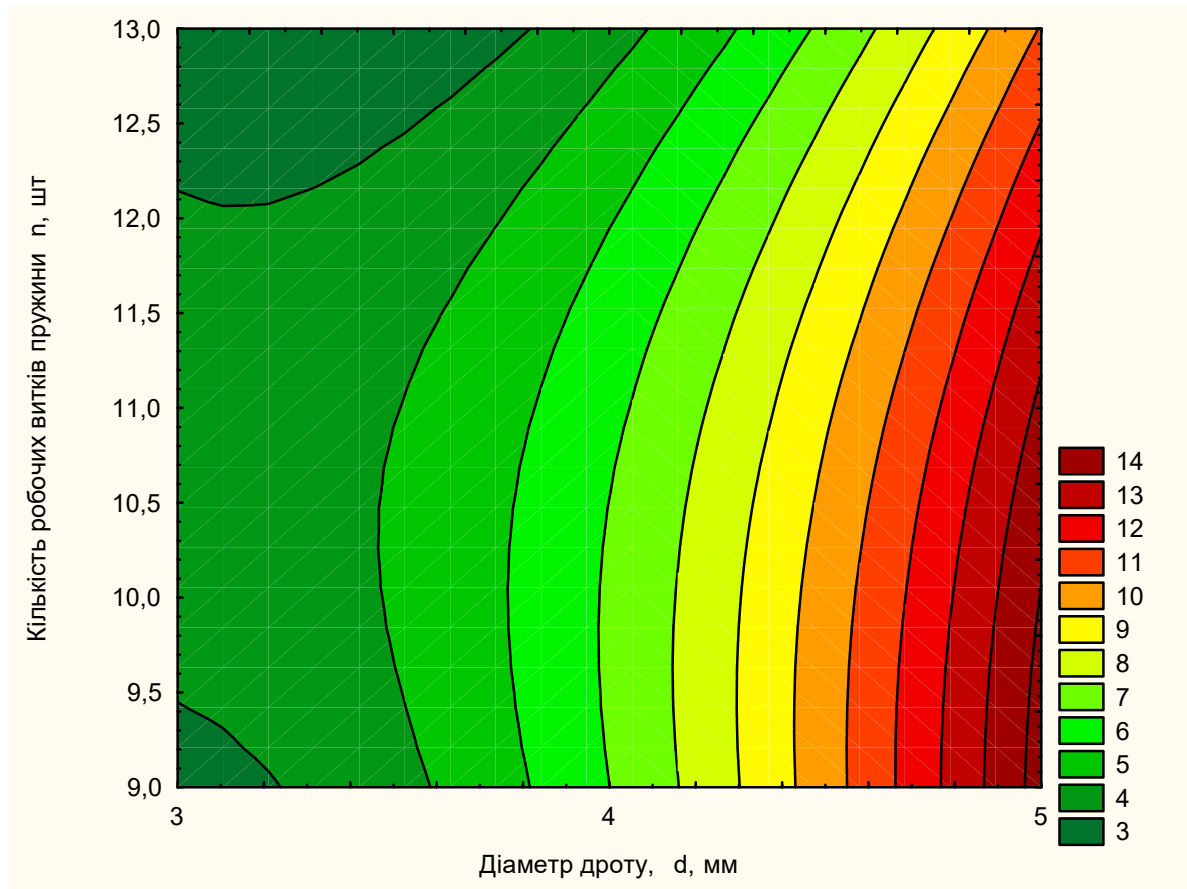


б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $T_{кр}$ для циліндричної пружини ($d = 4$ мм)



а)



б)

Рис. 4.9. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $T_{кр}$ для циліндричної пружини ($D_0 = 28$ мм)

4.2.2. Інженерна методика розрахунку пружно-запобіжної муфти

Проведенні теоретичні і експериментальні дослідження пружно-запобіжної муфти дозволяють отримані результати представити в більш простій формі для можливості їх використання при інженерному проектуванні муфти.

Конструкторська підготовка при проектуванні і розрахунку муфти 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 обертального моменту муфти для конкретної конструкції машини. Під ці параметри розпочинається розрахунок муфти, її окремих ведучої та веденої півмуфт, і її запобіжного та пружного механізму.

2. Виходячи із максимально допустимого обертального моменту муфти з табл. 4.1 (або за використання ф-ли 4.7) проводиться підбір (розрахунок) пружини кручення механізму плавного пуску пружно-запобіжної муфти. При цьому підбір проводиться виходячи з основної вимоги, що крутний момент, який забезпечує зкручування пружини кручення механізму плавного пуску муфти на певний кут (наприклад, в розробленій конструкції пружно-запобіжної муфти цей кут закручування пружини становить 110°), повинен бути 2 – 5 разів меншим, аніж максимальний обертальний 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 змінання, а шліцьового на змінання) виходячи з їх мінімальних розмірів. У випадку невиконання умови міцності на змінання (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 зминання і зріз проводиться по формулах:

$$\sigma_{\zeta i} = \frac{2 \cdot \dot{O}}{0,04 \cdot d \cdot l_{shp} \cdot k} \leq [\sigma_{\zeta i}];$$

$$\tau_{\zeta D} = \frac{2 \cdot \dot{O}}{d \cdot l_{shp} \cdot b} \leq [\tau_{\zeta D}],$$

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 муфти.

6. Проводиться орієнтовний розрахунок загальної кількості елементів зачеплення z (кульок і конічних стержнів; при цьому їх кількість має бути однаковою 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:

$$\sigma_{3Г} = \frac{\sqrt{T_{3Г}^2 + 0,5 \cdot T^2}}{W} \leq [\sigma_{3Г}];$$

$$\sigma_{3М} = \frac{2 \cdot T}{(D_n - r_k / \cos \alpha - 0,25 \cdot r_k \cdot \operatorname{tg} \alpha)},$$

де W – момент опору в небезпечному січенні; $T_{3Г}$ – 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:

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

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.

Таблиця 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

4.3. Оптимізація конструктивних параметрів запобіжно-компенсуючої муфти

При проектуванні нових конструкцій будь-яких машин чи механізмів завжди виникає проблема вибору їх оптимальних параметрів, оскільки розроблені пристрої будуть зазнавати впливу цілого ряду експлуатаційно-технологічних, фізико-механічних та інших факторів, які суттєво ускладнюють їх розрахунок. Так, зокрема при розробці нових муфт, в залежності від умов їх експлуатації, бажаних функціональних характеристик, властивостей матеріалу та багатьох інших факторів методика розрахунку їх оптимальних конструктивних параметрів може суттєво змінюватись. Тому комплексне врахування усіх передуючих факторів можливе лише в рамках розв'язку оптимізаційної задачі.

Мета даної задачі полягає в знаходженні мінімуму цільової функції від матеріаломісткості розробленої запобіжно-компенсуючої муфти [52], що дасть можливість зменшити її питому масу і встановити діапазон оптимальних значень параметрів елементів зачеплення, тобто забезпечити функціональну здатність пристрою при зменшенні його металомісткості.

Основними вихідними даними, які потрібно враховувати при оптимізації є номінальний обертальний момент T , на передавання якого розраховується муфта; кут α_{max} , що характеризує величину можливого кутового зміщення валів; фізико-механічні властивості матеріалу елементів пристрою.

Оскільки компенсаційну і навантажувальну здатність характеризують параметри елементів зачеплення муфти, а саме радіально розміщеної пари контакту пружина-кулька-паз то за незалежні змінні, що підлягають оптимізації приймаємо наступні параметри муфти: радіус кульки r_k , глибину паза обойми h_n , кількість кульок z , радіус поперечного перерізу підтискної пружини r_n . Позначаємо дані параметри як кодовані змінні $r_k = x_1, h_n = x_2, z = x_3, r_n = x_4$.

Функцію мети з врахуванням конструктивних особливостей муфти можна задати наступною залежністю:

$$f_o = k_1V_1 + 2k_2V_2 + 2k_3V_3 + zk_4V_4 + zk_5V_5 + k_6V_6 + 2k_7V_7, \quad (4.8)$$

де V_1 – об’єм зовнішньої обойми муфти; V_2 – об’єм півмуфти; V_3 – об’єм обмежуючого кільця; V_4 – об’єм кульки; V_5 – об’єм підтискної пружини; V_6 – об’єм амортизуючої пружини; V_7 – об’єм фіксуючого кільця; $k_1...k_7$ – коефіцієнти, що враховують густину матеріалу кожного елемента конструкції.

При наявності однакових елементів доцільно їх групувати. В даному випадку – це півмуфти, кульки, пружини, фіксуючі і обмежувальні кільця.

Відповідно об’єми елементів конструкції будуть:

$$V_1 = \pi L_{11}(R_{11}^2 - r_{11}^2) - 2\pi L_{12}(R_{12}^2 - r_{12}^2) - \frac{n\pi}{2} r_{\kappa} (L_{11} - 2L_{12}); \quad (4.9)$$

$$V_2 = \frac{4}{3} \pi r_{21}^3 - \frac{2}{3} \pi H_{21}(3r_{21} - H_{21}) - z \pi r_{\kappa}^2 H_{22} - \pi R_{23} H_{23}; \quad (4.10)$$

$$V_3 = \pi L_3 (R_3^2 - r_3^2); \quad (4.11)$$

$$V_4 = \frac{4}{3} \pi r_{\kappa}^3; \quad (4.12)$$

$$V_5 = \frac{\pi^2 r_n^2 D_{52} z}{\cos \alpha_5}; \quad (4.13)$$

$$V_6 = \frac{\pi^2 r_{61}^2 D_{62} z}{\cos \alpha_6}; \quad (4.14)$$

$$V_7 = \pi^2 r_{71} D_{72}. \quad (4.15)$$

Відповідно функція мети для даної конструкції запобіжно-компенсуючої муфти набуде наступного вигляду:

$$\begin{aligned} f_0 = & k_1 \pi (L_{11}(R_{11}^2 - r_{11}^2) - L_{12}(R_{12}^2 - r_{12}^2) - \frac{n}{2} r_{\kappa} (L_{11} - 2L_{12})) + \\ & + 2k_2 \pi \left(\frac{4}{3} r_{21}^3 - \frac{2}{3} H_{21}(3r_{21} - H_{21}) - z r_{\kappa}^2 H_{22} - R_{23} H_{23} \right) + \\ & + 2k_3 \pi L_3 (R_3^2 - r_3^2) + \frac{4}{3} k_4 \pi r_{\kappa}^3 + k_5 \frac{\pi^2 r_n^2 r_{52} z}{4 \cos \alpha_5} + k_6 \frac{\pi^2 r_{61}^2 r_{62} z}{4 \cos \alpha_6} + k_7 \pi^2 r_{71} r_{72}, \end{aligned} \quad (4.16)$$

де L_{11} – довжина зовнішньої обойми муфти; R_{11} – зовнішній радіус півмуфти;

r_{11} – внутрішній радіус півмуфти; L_{12} – довжина канавки під обмежуюче кільце; r_{12} – внутрішній радіус канавки під обмежуюче кільце; R_{12} – зовнішній радіус виточки під обмежуюче кільце; n – кількість пазів; r_{21} – радіус умовно описаного кола по вершинах півмуфти; H_{21} – висота умовного кульового сегмента по вершинах півмуфти; H_{22} – глибина посадочного отвору під кульку; R_{23} – внутрішній радіус півмуфти; H_{23} – довжина півмуфти; L_3 – довжина обмежуючого кільця; R_3 – зовнішній радіус кільця; r_3 – внутрішній радіус кільця; r_{51} – радіус перерізу підтискної пружини; r_{52} – радіус підтискної пружини; α_5 – кут підйому гвинтової лінії підтискної пружини; r_{61} – радіус перерізу амортизуючої пружини; r_{62} – радіус амортизуючої пружини; α_6 – кут підйому гвинтової лінії амортизуючої пружини; r_{71} – радіус перерізу фіксуємого кільця; r_{72} – радіус посадочної канавки під фіксуємоє кільце.

На зміну параметрів даної запобіжно-компенсуючої муфти накладаються відповідні технологічні та експлуатаційні обмеження:

1) Умова забезпечення необхідної чутливості спрацювання в режимі запобіжної:

$$h_n - \frac{d_k}{2} \leq 0, \quad (4.17)$$

де d_k – діаметр кульки.

2) При неспіввісності з'єднаних валів для нормальної роботи пристрою повинна справджуватися умова:

$$\arcsin\left(\frac{r_k + r_{21}}{2r_k + r_{21} + h_n}\right) - \alpha'_{\max} \leq 0. \quad (4.18)$$

3) Умова забезпечення стійкості стінок пазів обойми:

$$\frac{T}{\pi r_k^2 D_{21}} - [\sigma_k] \leq 0, \quad (4.19)$$

$[\sigma_k]$ – допустиме контактне напруження на стінках пазів.

4) Умова забезпечення необхідної кількості кульок:

$$\frac{\cos \rho}{(\cos \alpha - \rho)(\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f)} - z \leq 0. \quad (4.20)$$

5) Умова забезпечення необхідної кількості пазів:

$$2mz - n \leq 0, \quad m = 1, 2, \dots \quad (4.21)$$

6) Умова забезпечення стабільної роботи муфти:

$$\frac{2T}{zD_{21}} (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f) - P_{\text{дон}} \leq 0, \quad (4.22)$$

де $P_{\text{дон}}$ – допустима сила тиску кульки на поверхню паза.

7) Умова міцності пружного елемента при динамічних ударних навантаженнях (у випадку спрацювання муфти у запобіжному режимі):

$$T = \frac{\pi(2r_n)^3 [\sigma]_{\max}}{16 \operatorname{tg} \alpha_5 \left(1 + \frac{1}{2D_{52}}\right) z}, \quad (4.23)$$

де $[\sigma]_{\max}$ – максимальне дотичне напруження у пружному елементі.

Відповідно умова обмеження:

$$\frac{2T \operatorname{tg} \alpha_5 \left(1 + \frac{1}{2D_{52}}\right) z}{\pi(2r_n)^3} \leq [\sigma]_{\max}. \quad (4.24)$$

Для зручності розрахунку об'єми деталей, які безпосередньо не впливають на зміну шуканих конструктивних параметрів позначимо через $V_1 \dots V_n$ (тобто V_3, V_6, V_7).

$$\begin{aligned} f_0 = & k_1 \pi (L_{11} (R_{11}^2 - r_{11}^2) - L_{12} (R_{12}^2 - r_{12}^2) - \frac{n}{2} x_1 (L_{11} - 2L_{12})) + \\ & + 2k_2 \pi \left(\frac{4}{3} r_{21}^2 - \frac{2}{3} H_{21} (3r_{21} - H_{21}) - x_3 x_1^2 H_{22} - R_{23}^2 H_{23} \right) + \\ & + 2k_3 V_3 + \frac{4}{3} k_4 \pi x_1^2 x_3 + k_5 \frac{\pi^2 x_4^2 r_{52} x_3}{4 \cos \alpha_5} + k_6 V_6 + k_7 V_7. \end{aligned} \quad (4.25)$$

Функції обмеження будуть наступними:

$$f_1 = x_2 - x_1 \leq 0; \quad (4.26)$$

$$f_2 = \frac{x_1 + r_{21}}{2x_1 + r_{21} + x_2} - \sin \alpha'_{\max} \leq 0; \quad (4.27)$$

$$f_3 = \frac{c_3}{x_1^2} - [\sigma] \leq 0; \quad (4.28)$$

$$f_4 = c_4 - x_3 \leq 0; \quad (4.29)$$

$$f_5 = c_5 x_3 - n \leq 0; \quad (4.30)$$

$$f_6 = \frac{c_6 c_7}{x_3} - P_{\text{дон}} \leq 0; \quad (4.31)$$

$$f_7 = \frac{2c_8 x_3 (4D_{52} + 1)}{x_4^3} - [\sigma]_{\max} \leq 0, \quad (4.32)$$

де $c_3 = \frac{3T}{\pi D_{21}}$; $c_4 = \frac{\cos \rho}{(\cos \alpha - \rho)(\text{tg}(\alpha - \rho) - f)}$; $c_5 = 2m$; $c_6 = \frac{2T}{D_{21}}$;

$c_7 = \text{tg}(\alpha - \rho) - f$; $c_8 = \frac{2T \text{tg} \alpha_5}{D_{52} \pi}$.

Використовуючи метод множин Лагранжа, де $\varphi(x, u) = f_0 + \sum_{i=1}^6 u_i f_i, u_i \geq 0$,

та застосовуючи умови Куна-Таккера, мінімізуємо функцію мети при $\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_1} = 0$, та $u_i f_i = 0$.

Для функції Лагранжа часткові похідні будуть:

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_1} = \frac{\partial f_0}{\partial x_1} + \frac{3r_{21} + x_2}{(2x_1 + r_{21} + x_2)^2} - \frac{2c_3}{x_1^3} = 0; \quad (4.33)$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_2} = \frac{\partial f_0}{\partial x_2} - \frac{x_1 - r_{21}}{x_2^2} = 0; \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_3} = \frac{\partial f_0}{\partial x_3} - 1 + c_3 - \frac{c_6 c_7}{x_3^2} + \frac{c_8 (4D_{52} + 1)}{x_4^3} = 0; \quad (4.35)$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial x_4} = \frac{\partial f_0}{\partial x_4} - \frac{3c_8 x_3 (4D_{52} + 1)}{x_4} = 0. \quad (4.36)$$

Функції мети:

$$\frac{\partial f}{\partial x_1} = -\frac{k_1 \pi m}{2} (L_{11} - 2L_{12}) - 4k_2 \pi x_3 x_1 H_{22} + \frac{8}{3} k_4 \pi x_1 = 0; \quad (4.37)$$

$$\frac{\partial f}{\partial x_2} = 0; \quad (4.38)$$

$$\frac{\partial f}{\partial x_3} = -2k_2 \pi x_1^2 H_{22} + \frac{k_5 \pi x_4^2 r_{52}}{4 \cos \alpha_5} = 0; \quad (4.39)$$

$$\frac{\partial f}{\partial x_4} = \frac{k_5 \pi^2 r_{52} x_3}{4 \cos \alpha_5} = 0. \quad (4.40)$$

Задавшись значеннями обертального моменту $T = 30 \dots 120$ Н·м, кута зміщення $\alpha'_{max} = 30^\circ$ та згідно реальних параметрів муфти (підрозділ 3.4) по функціях обмеження було побудовано номограму (рис. 4.10) для визначення діапазону оптимальних конструктивних значень найбільш відповідальних елементів муфти, а саме радіусів кульок, глибини пазів, кількості кульок та радіуса поперечного перерізу підтискних пружин.

Використовуючи можливі розв'язки, що задовольняють умови Куна-Таккера і можуть мати місце при розв'язку загальної задачі оптимізації, в залежності від вихідних даних отримуємо відповідні системи рівнянь.

Так для обчислення діаметра кульок, які використовуються в даному пристрої можна використати наступні залежності:

$$\begin{cases} f_1 = 0 \\ f_2 = 0 \end{cases}, \quad \begin{cases} x_2 - x_1 = 0 \\ \frac{x_1 + r_{21}}{2x_1 + r_{21} + x_2} - \sin \alpha'_{max} = 0 \end{cases}. \quad (4.41)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (4.41) отримаємо:

$$x_1 = r_{21} \frac{1 + \sin \alpha'_{max}}{1 - 3 \sin \alpha'_{max}}. \quad (4.42)$$

У випадку, коли відомий обертальний момент на валу, умова стійкості пазів обойми прийме вигляд:

$$f_3 = 0, \text{ відповідно } r_k = \sqrt{\frac{3T[\sigma]}{2\pi r_{21}}}. \quad (4.43)$$

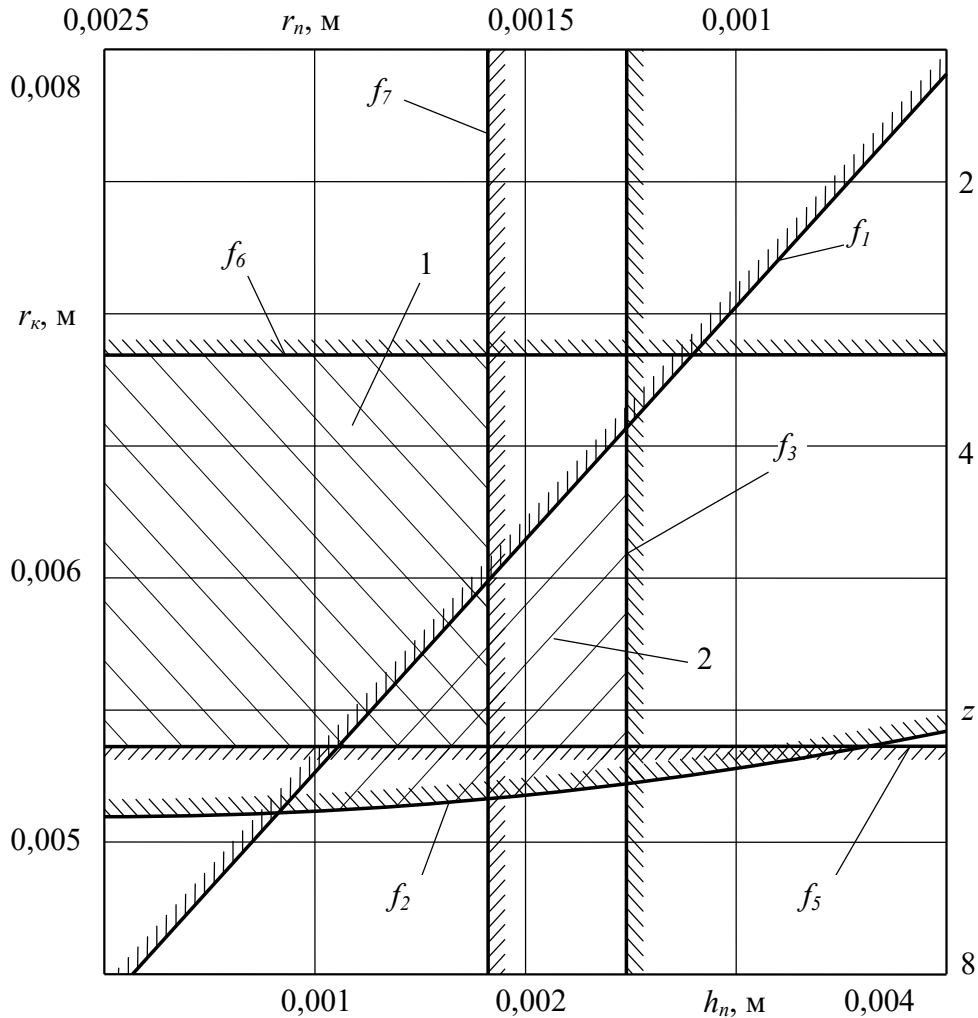


Рис. 4.10. Номограма для визначення оптимальних конструктивних значень елементів зачеплення муфти: 1 – зона оптимальних значень r_n, z ; 2 – зона оптимальних значень h_n, r_k .

Величину глибини паза зовнішньої обойми муфти знаходимо з відповідної функції обмеження:

$$x_2 = h_n = \frac{r_k + r_{21}}{\sin \alpha'_{\max}} - (2r_k + r_{21}). \quad (4.44)$$

Розрахунковий діаметр пружного елемента:

$$\begin{cases} f_4 = z - \frac{n}{2m} = 0 \\ f_7 = \frac{2T \operatorname{tg} \alpha_5 \left(1 + \frac{1}{2D_{52}}\right) z}{\pi(2r_n)^3} - [\sigma]_{\max} = 0. \end{cases} \quad (4.45)$$

Звідки радіус січення пружини:

$$x_4 = r_n = \sqrt[3]{\frac{2T \operatorname{tg} \alpha_5 (4D_{52} + 1) n z}{2m [\sigma]_{\max}}}. \quad (4.46)$$

Необхідну кількість кульок можна прийняти згідно співвідношення:

$$x_3 = z = \frac{n}{2m}, \quad (4.47)$$

або ж:

$$x_3 = z = \frac{T(\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f)}{P_{\text{дон}} r_{21}}. \quad (4.48)$$

Дана методика визначення оптимальних значень елементів зачеплення запобіжно-компенсуючої муфти може бути базовим етапом проектування багатофункціональних пристроїв аналогічної конструкції. Методика проектування ґрунтується на аналізі можливих розв'язків поставленої задачі нелінійного програмування з використанням умови Куна-Таккера і дозволяє при проектуванні по отриманих номограмах приймати оптимальні конструктивні параметри муфти без проведення детальних розрахунків. Використання даної методики також дозволяє зменшити матеріаломісткість муфт аналогічної конструкції на 5...12% без погіршення їх функціональних характеристик.

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. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
8. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. – М.: Машиностроение, 1981. – 392 с.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 728 с.
10. Буряк М.В. Обґрунтування параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. / М.В. Буряк – Хмельницький, 2004. – 152 с.

11. Василенко П.М. Основы научных исследований / П.М. Василенко, Л.В. Погорельй. – К. : Вища школа, 1985. – 266 с.
12. Вейнц В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейнц. – Л. : Машиностроение, 1969. – 368 с.
13. Гевко І.Б. Дослідження характеристик приводів гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко, М.В. Буряк // Вісник ТДТУ. – 2000. – Т. 5, № 4. – С. 61 – 66.
14. Гевко І.Б. Обґрунтування параметрів сигнально-запобіжної муфти / І.Б. Гевко // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2004. – Вип. 12. – С. 24 – 30.
15. 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.
16. 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.
17. 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.
18. 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.
19. 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.

20. Гевко Р.Б. Предохранительные муфты повышенной плавности срабатывания / Р.Б. Гевко // Машиностроитель. – 1986. – № 3. – 19 с.
21. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А.Н. – М. : МАШГИЗ, 1959. – 180 с.
22. Гуляев В.И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней. – К.: Наукова думка, 1992. – 344 с.
23. 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.
24. Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / Т.С. Дубиняк. – Тернопіль, 2018. – 24 с.
25. Душинський В.В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник / В.В. Душинський. – К. : НТУУ «КПІ», 1998. – 408 с.
26. Дьяченко С.К. Предохранительные муфты / С.К. Дьяченко, Н.Ф. Киркач. – К. : Гостехиздат УССР, 1962. – 120 с.
27. 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.
28. Есипенко Я. И. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я. И. Есипенко, А. Р. Паламаренко, Н. К. Афанасьев. – К. : Техника, 1972. – 164 с.
29. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – К. : Вища школа, 1985. – 506 с.
30. Зажигаев Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажигаев, А.А. Кишьян, Ю.И. Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 258 с.

31. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – изд. 5-е, перераб. – М. : Высшая школа, 1991. – 383 с.
32. 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.
33. Иоффе А.Д. Теория экспериментальных задач / А.Д. Иоффе, В.М. Тихомиров. – М. : Наука, 1974. – 479 с.
34. Кіндрацький Б.І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій / Б.І. Кіндрацький, Г.Т. Сулим. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280 с.
35. 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.
36. Коловский М.З. Динамика машин / М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
37. 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.
38. Комаров М.С. Динамика машин и механизмов / М.С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 341 с.
39. Лопаткин М.Г. Крутящий момент при выключении кулачковых предохранительных муфт / М.Г. Лопаткин. – Москва : Станки и инструмент, 1968. – № 2. – 23 с.
40. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів : вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
41. Малков В.П., Угодчиков А.Г. Оптимизация упругих систем. – М.: Наука, 1981. – 288 с.

42. 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.

43. Муфти запобіжні кулачкові. Параметри та розміри : ДСТУ 2130:93. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 8 с. – (Національний стандарт України).

44. Муфти запобіжні кулькові. Параметри та розміри : ДСТУ 2134:93. – [Чинний від 1995-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 8 с. – (Національний стандарт України).

45. Муфти запобіжні фрикційні. Параметри, конструкція і розміри : ДСТУ 2174:95. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1996. – 24 с. – (Національний стандарт України).

46. Муфти механічні. Ряди номінальних крутних моментів : ДСТУ 3557:97. – [Чинний від 1998-01-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 1998. – 6 с. – (Національний стандарт України).

47. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования : справочник / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцев. – Киев : Техника, 1992. – 72 с.

48. Ниберг Н.Я. Муфты. Детали машин. Справочник. - М.: Машиностроение, 1968. – 440 с.

49. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

50. 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. – № u 200804076; заявл. 31.03.08; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15.

51. 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.

52. Пат. 43160А Україна, МПК F16D3/72. Пружно-компенсуюча муфта / Комар Р.В.; заявник і власник патенту: Комар Р.В. – №2001 031831; заявл. 20.03.01; опубл. 15.11.01. Бюл. № 10.

53. Пат. 43244А Україна, МПК F16D3/22. Запобіжно-компенсуюча муфта / Гупка Б.В., Комар Р.В.; заявники і патентоотримувачі: Гупка Б.В., Комар Р.В. – №2001042849; заявл. 25.04.01; опубл. 15.11.01. Бюл. №10.

54. 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.

55. 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.

56. 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.

57. Пат. 112995 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта / Гевко І.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.

58. Пат. 115032 Україна, МПК F16D 7/06 (2006.01). Пружно-запобіжна муфта гнучкого гвинтового конвеєра / Гевко І.Б., Дубиняк Т.С., Мельничук А.Л., Скиба О.П., Клендій В.М.; заявники і патентоотримувачі: Гевко І.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.

59. 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.

60. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов: [пер. с нем.] / [К. Хартан, Э. Лецкий, В. Шефер и др.]. – М. : Мир, 1977. – 552 с.

61. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.

62. 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.

63. Приводы машин. Справочник // [под ред. В.В. Длоугого]. – Л. : Машиностроение, 1982. – 383 с.

64. Радчин А.С., Буртковский И.И. Пружины и рессоры. – К.: Вища школа, 1973. – 253 с.

65. Результати експериментальних досліджень обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра / І.В. Луців, І.Б. Гевко, Т.С. Дубиняк, В.З. Гудь // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк, 2017. – Вип. 38. – С. 105 – 113.

66. 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.

67. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.

68. Светлицкий В.А., Нарайкин О.С., Упругие элементы машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.

69. Справочник по сопротивлению материалов. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. 2-е изд. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
70. Тепинкечиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков / В.К. Тепинкечиев.– М.:Машиностроение,1969. – 157с.
71. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин / Э.П. Флик. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.
72. 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.
73. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyor 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.

Додатки

А.1. Програма розрахунку діапазону пружної деформації гвинтового елемента компенсуючої муфти.....	182
А.2. Програма розрахунку динамічних навантажень в приводі з пружно-компенсуючою муфтою.....	185
А.3. Програма розрахунку обертального моменту, що передає запобіжно-компенсуюча муфта.....	188
А.4. Програма розрахунку параметрів запобіжно-компенсуючої муфти в динамічному режимі.....	191
Б.1. Математичне планування повнофакторного експерименту.....	196

Додаток А.1

Програма розрахунку діапазону пружної деформації гвинтового елемента компенсуючої муфти

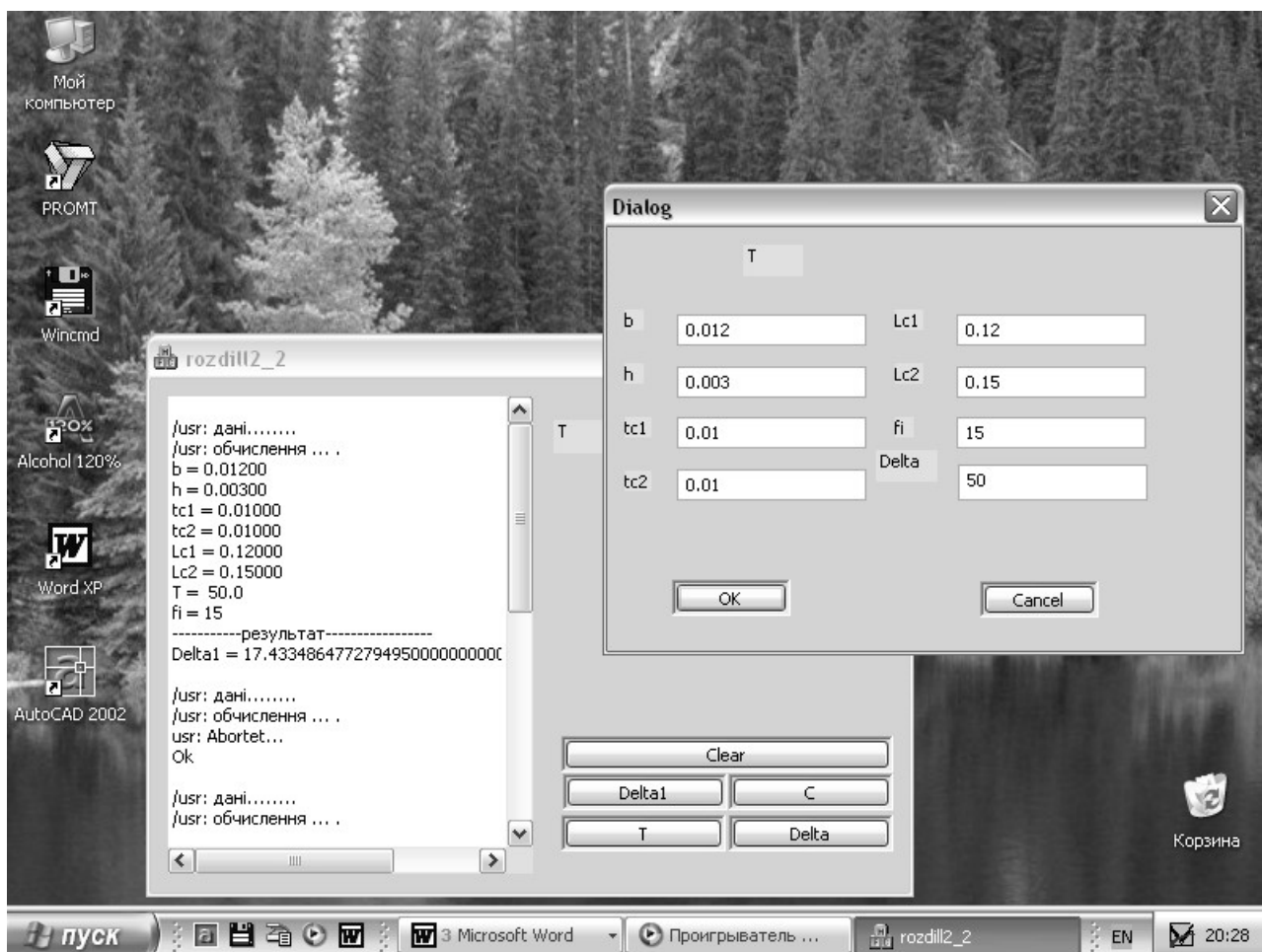


Рис. А.1.1. Робочий інтерфейс програми

Блок dDelt.cpp

```
// dDelt.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "rozdill2_2.h"
#include "dDelt.h"
#include "dil.h"
// CdDelt dialog
IMPLEMENT_DYNCREATE(CdDelt, CDHtmlDialog)
CdDelt::CdDelt(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDHtmlDialog(CdDelt::IDD, CdDelt::IDH, pParent)
    , b(0)
    , h(0)
    , C(0)
    , ic(0)
    , fi(0)
CdDelt::~CdDelt()
void CdDelt::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
    CDHtmlDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, b);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT9, h);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT12, C);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT13, ic);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT14, fi);
BOOL CdDelt::OnInitDialog()
    CDHtmlDialog::OnInitDialog();
```

```

        return TRUE; // return TRUE unless you set the focus to a control
BEGIN_MESSAGE_MAP(CdDelt, CDHtmlDialog)
END_MESSAGE_MAP()
BEGIN_DHTML_EVENT_MAP(CdDelt)
    DHTML_EVENT_ONCLICK(_T("ButtonOK"), OnButtonOK)
    DHTML_EVENT_ONCLICK(_T("ButtonCancel"), OnButtonCancel)
END_DHTML_EVENT_MAP()
// CdDelt message handlers
HRESULT CdDelt::OnButtonOK(IHTMLInputElement* /*pElement*/)
    OnOK();
    return S_OK; // return TRUE unless you set the focus to a control
HRESULT CdDelt::OnButtonCancel(IHTMLInputElement* /*pElement*/)
    OnCancel();
    return S_OK; // return TRUE unless you set the focus to a control
double CdDelt::Ebh(void)
    double a,ret;
    a = h*h*h;
    ret = E*b*a;
    return ret;
double CdDelt::func1(void)
    double a,ret;
    a = 1 - (double) fi / 360;
    ret = 1/a - 1;
    return ret;
double CdDelt::func2(void)
    double a,ret;
    a = 1 + (double) fi / 360 ;
    ret = 1 - 1/a;
    return ret;
double CdDelt::Delta(void)
    double a,ret;
    a = 24*pi*C*ic;
    ret = Ebh()*(func1() + func2())/a;
    return ret;

```

Блок dil.cpp

```

// dil.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "rozdil2_2.h"
#include "dil.h"
#include <math.h>
// Cdil dialog
IMPLEMENT_DYNCREATE(Cdil, CDHtmlDialog)
Cdil::Cdil(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDHtmlDialog(Cdil::IDD, Cdil::IDH, pParent)
    , m_title(_T(""))
    , b(0)
    , h(0)
    , tc1(0)
    , tc2(0)
    , lc1(0)
    , lc2(0)
    , fi(0)
    , m_val(_T(""))
    , val(0)
Cdil::~Cdil()
void Cdil::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
    CDHtmlDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, m_title);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT2, b);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT3, h);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT4, tc1);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT5, tc2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT6, lc1);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT7, lc2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT8, fi);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT10, m_val);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT11, val);
BOOL Cdil::OnInitDialog()
    CDHtmlDialog::OnInitDialog();
    return TRUE; // return TRUE unless you set the focus to a control

```

```

BEGIN_MESSAGE_MAP(Cdil, CDHtmlDialog)
END_MESSAGE_MAP()
BEGIN_DHTML_EVENT_MAP(Cdil)
    DHTML_EVENT_ONCLICK(_T("ButtonOK"), OnButtonOK)
    DHTML_EVENT_ONCLICK(_T("ButtonCancel"), OnButtonCancel)
END_DHTML_EVENT_MAP()
// Cdil message handlers
HRESULT Cdil::OnButtonOK(IHTMLInputElement* /*pElement*/)
    OnOK();
    return S_OK; // return TRUE unless you set the focus to a control
HRESULT Cdil::OnButtonCancel(IHTMLInputElement* /*pElement*/)
    OnCancel();
    return S_OK; // return TRUE unless you set the focus to a control
double Cdil::funk1(void)
    double a,b,ret;
    b = (double) fi / 360;
    a = 1 - b;
    ret = 1/a - 1;
    return ret;
double Cdil::funk2(void)
    double a,b,ret;
    b = (double) fi / 360;
    a = 1 + b;
    ret = 1 - 1/a;
    return ret;
double Cdil::funk3(void)
    double a,b,ret;
    a = tc1 / lc1;
    b = tc2 / lc2;
    ret = a*funk1() + b*funk2();
    return ret;
double Cdil::Ebh(void)
    double a,ret;
    a = h*h*h;
    ret = E*b*a;
    return ret;
double Cdil::Delta1(void)
    double a,ret;
    a = (fi*Ebh())/(12*pi*val);
    ret = 0.5*fabs(a*funk3());
    return ret;
double Cdil::Func_T(void)
    double a,ret;
    a = fi*Ebh();
    ret = a*funk3()/(24*pi*val);
    return ret;
double Cdil::Func_C(void)
    double a,ret;
    a = 24*pi*val;
    ret = Ebh()*funk3()/a;
    return ret;
double Cdil::Func_Delta(void)
    return 0;

```


Додаток А.2

Програма розрахунку динамічних навантажень приводу з пружно-компенсуючою муфтою

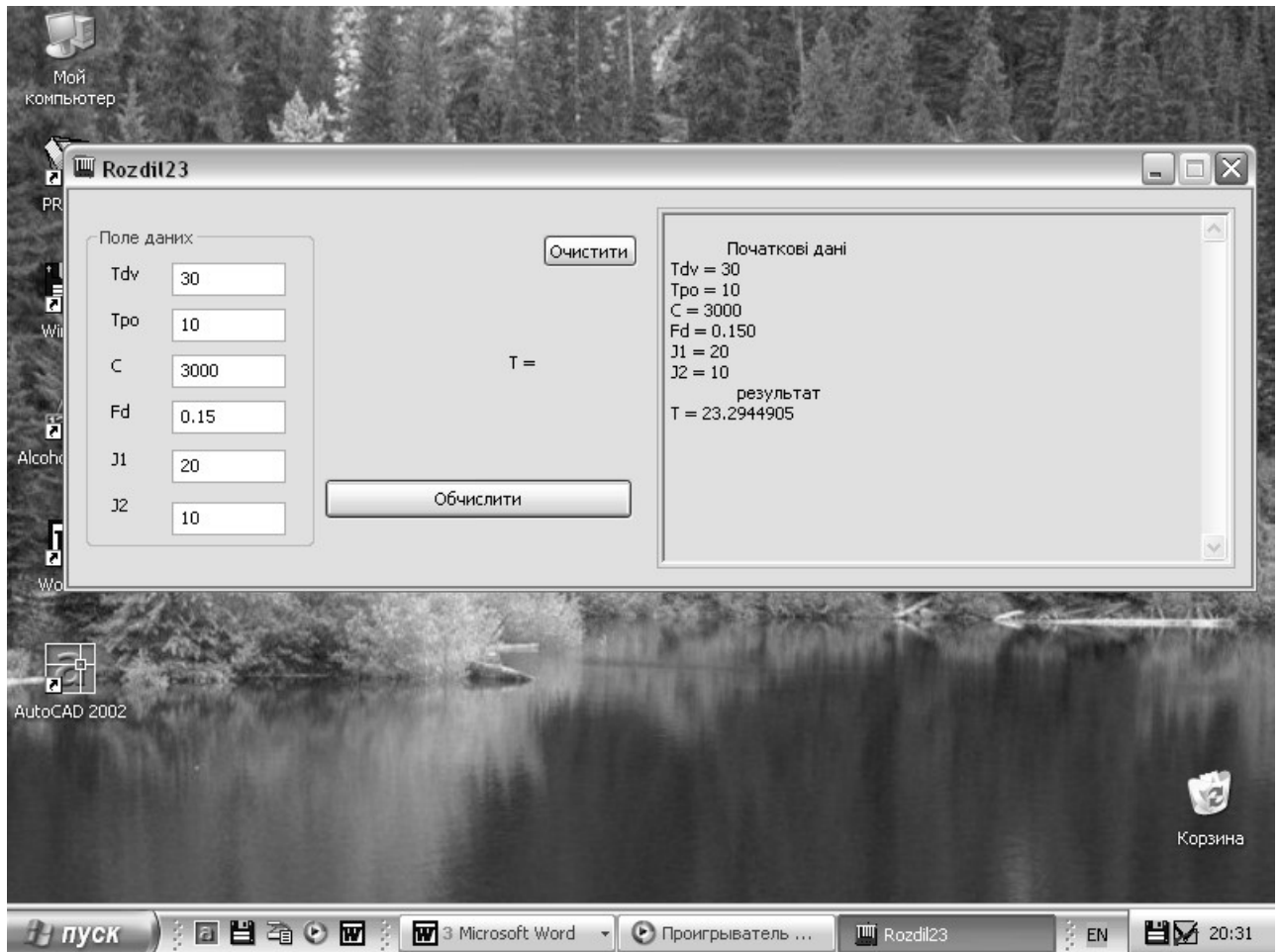


Рис. А.2.1. Робочий інтерфейс програми

Блок Rozdil23Dlg.cpp

```
// Rozdil23Dlg.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "Rozdil23.h"
#include "Rozdil23Dlg.h"
#include <math.h>
#ifdef _DEBUG
#define new DEBUG_NEW
#endif
// CAboutDlg dialog used for App About
const double pi=3.1415926535897932384626433832795;
class CAboutDlg : public CDialog
public:
    CAboutDlg();
// Dialog Data
    enum { IDD = IDD_ABOUTBOX };
    protected:
    virtual void DoDataExchange(CDataExchange* pDX); // DDX/DDV support
// Implementation
    protected:
        DECLARE_MESSAGE_MAP()
    CAboutDlg::CAboutDlg() : CDialog(CAboutDlg::IDD)
    void CAboutDlg::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
        CDialog::DoDataExchange(pDX);
```

```

BEGIN_MESSAGE_MAP(CAboutDlg, CDialog)
END_MESSAGE_MAP()
// CRozdil23Dlg dialog
CRozdil23Dlg::CRozdil23Dlg(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDialog(CRozdil23Dlg::IDD, pParent)
    , m_Tdv(0)
    , m_Tpo(0)
    , m_C(0)
    , m_fd(0)
    , m_J1(0)
    , m_J2(0)
    , m_out(_T(""))
    , m_hIcon = AfxGetApp()->LoadIcon(IDI_ICON1);
void CRozdil23Dlg::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
{
    CDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, m_Tdv);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT2, m_Tpo);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT3, m_C);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT4, m_fd);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT5, m_J1);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT6, m_J2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT7, m_out);
}
BEGIN_MESSAGE_MAP(CRozdil23Dlg, CDialog)
    ON_WM_SYSCOMMAND()
    ON_WM_PAINT()
    ON_WM_QUERYDRAGICON()
    //}AFX_MSG_MAP
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON1, OnBnClickedButton1)
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON2, OnBnClickedButton2)
END_MESSAGE_MAP()
// CRozdil23Dlg message handlers
BOOL CRozdil23Dlg::OnInitDialog()
{
    CDialog::OnInitDialog();
    // Add "About..." menu item to system menu.
    // IDM_ABOUTBOX must be in the system command range.
    ASSERT((IDM_ABOUTBOX & 0xFFF0) == IDM_ABOUTBOX);
    ASSERT(IDM_ABOUTBOX < 0xF000);
    CMenu* pSysMenu = GetSystemMenu(FALSE);
    if (pSysMenu != NULL)
    {
        CString strAboutMenu;
        strAboutMenu.LoadString(IDS_ABOUTBOX);
        if (!strAboutMenu.IsEmpty())
        {
            pSysMenu->AppendMenu(MF_SEPARATOR);
            pSysMenu->AppendMenu(MF_STRING, IDM_ABOUTBOX, strAboutMenu);
        }
    }
    // Set the icon for this dialog. The framework does this automatically
    // when the application's main window is not a dialog
    SetIcon(m_hIcon, TRUE); // Set big icon
    SetIcon(m_hIcon, FALSE); // Set small icon
    // TODO: Add extra initialization here
    return TRUE; // return TRUE unless you set the focus to a control
}
void CRozdil23Dlg::OnSysCommand(UINT nID, LPARAM lParam)
{
    if ((nID & 0xFFF0) == IDM_ABOUTBOX)
    {
        CAboutDlg dlgAbout;
        dlgAbout.DoModal();
    }
    else
    {
        CDialog::OnSysCommand(nID, lParam);
    }
}
// If you add a minimize button to your dialog, you will need the code below
// to draw the icon. For MFC applications using the document/view model,
// this is automatically done for you by the framework.
void CRozdil23Dlg::OnPaint()
{
    if (IsIconic())
    {
        CPaintDC dc(this); // device context for painting
        SendMessage(WM_ICONERASEBKGND, reinterpret_cast<WPARAM>(dc.GetSafeHdc()), 0);
        // Center icon in client rectangle
        int cxIcon = GetSystemMetrics(SM_CXICON);
        int cyIcon = GetSystemMetrics(SM_CYICON);
        CRect rect;
        GetClientRect(&rect);
        int x = (rect.Width() - cxIcon + 1) / 2;
        int y = (rect.Height() - cyIcon + 1) / 2;
        // Draw the icon
        dc.DrawIcon(x, y, m_hIcon);
    }
    else
    {
        CDialog::OnPaint();
    }
}
// The system calls this function to obtain the cursor to display while the user drags
// the minimized window.
HCURSOR CRozdil23Dlg::OnQueryDragIcon()
{
    return static_cast<HCURSOR>(m_hIcon);
}
void CRozdil23Dlg::OnBnClickedButton1()

```

```

UpdateData(TRUE);
double ret = T();
m_out+="\r\n    Початкові дані\r\n";
m_out.AppendFormat("Tdv = %d\r\nTpo = %d\r\nC = %d\r\nFd = %3.3f\r\nJ1 = %d\r\nJ2 =
%d\r\n",m_Tdv,m_Tpo,m_C,m_fd,m_J1,m_J2);
m_out+="    результат    \r\n";
m_out.AppendFormat("T = %5.7f",ret);
UpdateData(FALSE);
double CRozdil23Dlg::Opch1(void)
double a,b,c,ret;
a = m_Tdv*m_J2 + m_Tpo*m_J1;
b = m_J2*(m_Tpo - m_Tdv);
c = m_C*(m_J1 + m_J2);
ret = (a - b)/c;
return ret;
double CRozdil23Dlg::expon(void)
double a,b,c,d,ret;
a = pi*m_fd;
b = 4*m_C*m_J1*m_J2;
c = m_J1 + m_J2;
d = sqrt(b/c - m_fd*m_fd);
ret = exp(-(a/d));
return ret;
double CRozdil23Dlg::T(void)
double a,ret;
a = Opch1()*expon();
ret = m_C*a;
return ret;
void CRozdil23Dlg::OnBnClickedButton2()
m_out = "";
UpdateData(FALSE);

```

Блок Rozdil23Dlg.h

```

// Rozdil23Dlg.h : header file
#pragma once
// CRozdil23Dlg dialog
class CRozdil23Dlg : public CDialog
// Construction
public:
    CRozdil23Dlg(CWnd* pParent = NULL); // standard constructor
// Dialog Data
enum { IDD = IDD_ROZDIL23_DIALOG };
protected:
    virtual void DoDataExchange(CDataExchange* pDX); // DDX/DDV support
// Implementation
protected:
    HICON m_hIcon;
    // Generated message map functions
    virtual BOOL OnInitDialog();
    afx_msg void OnSysCommand(UINT nID, LPARAM lParam);
    afx_msg void OnPaint();
    afx_msg HCURSOR OnQueryDragIcon();
    DECLARE_MESSAGE_MAP()
public:
    int m_Tdv;
    int m_Tpo;
    int m_C;
    double m_fd;
    int m_J1;
    int m_J2;
    CString m_out;
    afx_msg void OnBnClickedButton1();
private:
    double Opch1(void);
    double expon(void);
public:
    double T(void);
    afx_msg void OnBnClickedButton2();

```

Додаток А.3

Програма розрахунку обертального моменту, що передає запобіжно-компенсуюча муфта

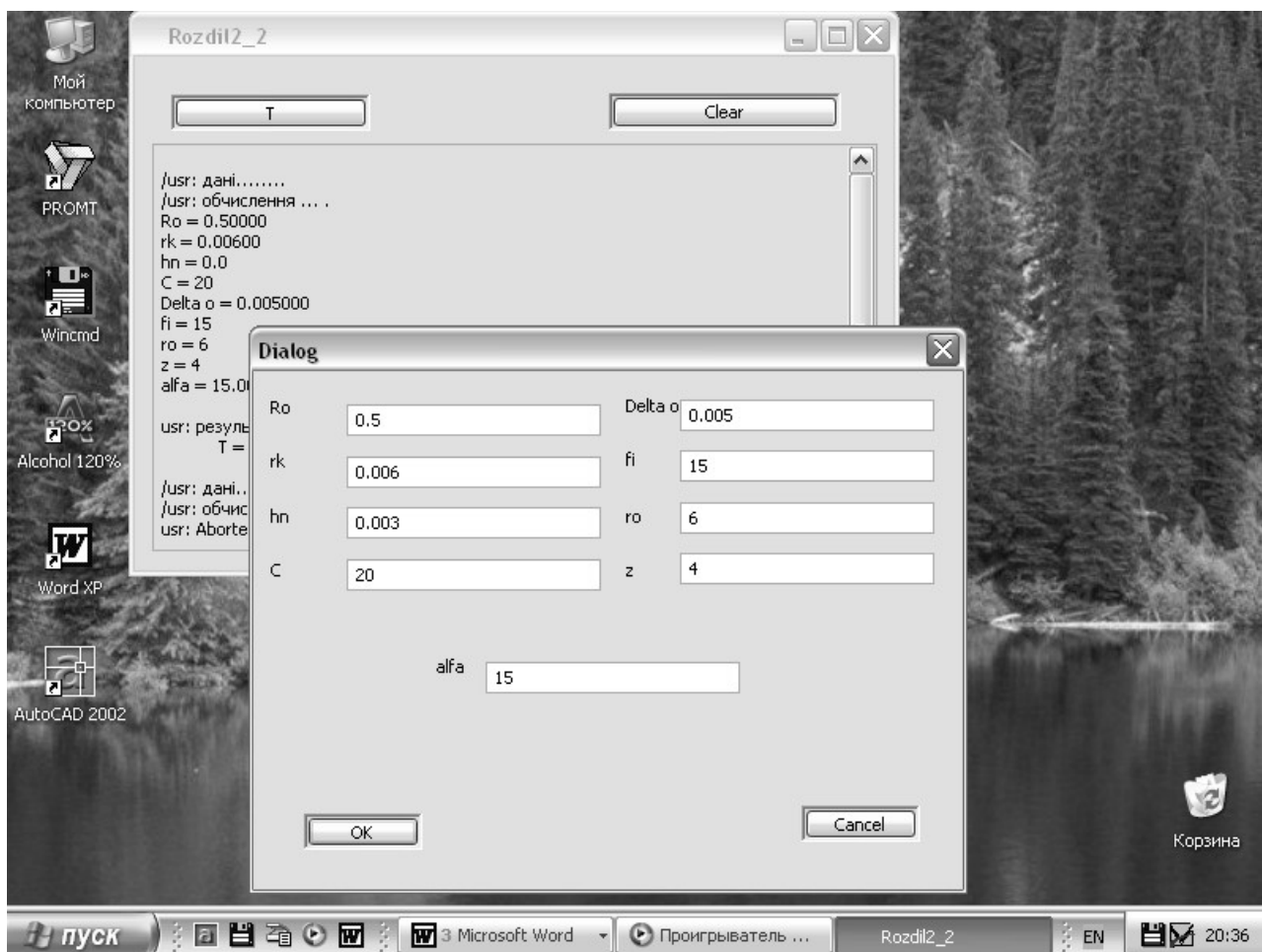


Рис. А.3.1. Робочий інтерфейс програми

Блок dt.cpp

```
// dt.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "Rozdil2_2.h"
#include "dt.h"
#include <math.h>
// Cdt dialog
IMPLEMENT_DYNAMIC(Cdt, CDialog)
Cdt::Cdt(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDialog(Cdt::IDD, pParent)
    , Ro(0)
    , rk(0)
    , hn(0)
    , C(0)
    , delta(0)
    , fi(0)
    , ro(0)
    , z(0)
    , alfa(0)
{
}
Cdt::~Cdt()
{
}
void Cdt::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
{
    CDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, Ro);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT2, rk);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT3, hn);
}
```

```

DDX_Text(pDX, IDC_EDIT4, C);
DDX_Text(pDX, IDC_EDIT5, delta);
DDX_Text(pDX, IDC_EDIT6, fi);
DDX_Text(pDX, IDC_EDIT7, ro);
DDX_Text(pDX, IDC_EDIT8, z);
DDX_Text(pDX, IDC_EDIT9, alfa);
BEGIN_MESSAGE_MAP(Cdt, CDialog)
END_MESSAGE_MAP()
// Cdt message handlers
double Cdt::funk1(void)
    double a,b,c,ret;
    a = sqrt(hn*(2*rk-hn));
    b = pi*fi*Ro/180;
    c = a - b;
    ret = sqrt(rk*rk - c*c) - rk + hn;
    return ret;
double Cdt::funk2(void)
    double a,b,ret;
    a = Ro + rk;
    b = 1/cos(alfa);
    ret = a*(b-1);
    return ret;
double Cdt::funk3(void)
    double a,b,c,d,ret;
    a = sqrt(hn*(2*rk - hn));
    b = pi*fi*Ro/180;
    c = (a - b)/rk;
    d = acosf(c) - ro;
    ret = tan(d) - fi;
    return ret;
double Cdt::T(void)
    double a,b,c,ret1,ret;
    a = funk1() - funk2();
    b = delta - a;
    c = Ro - a;
    ret1 = z*C*b/funk3();
    ret = ret1*c;
    return ret;

```

Блок dt.h

```

#pragma once
// Cdt dialog
const double pi = 3.1415926535897932384626433832795;
const double f = 0.12;
class Cdt : public CDialog
    DECLARE_DYNAMIC(Cdt)
public:
    Cdt(CWnd* pParent = NULL); // standard constructor
    virtual ~Cdt();
// Dialog Data
    enum { IDD = IDD_DIALOG1 };
protected:
    virtual void DoDataExchange(CDataExchange* pDX); // DDX/DDV support
    DECLARE_MESSAGE_MAP()
public:
    double Ro;
    double rk;
    double hn;
    int C;
    double delta;
    int fi;
    int ro;
    int z;
    double alfa;
private:
    double funk1(void);
    double funk2(void);
    double funk3(void);
public:
    double T(void);

```

Блок Rozdil2_4Dlg.cpp

```

// Rozdil2_2Dlg.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "Rozdil2_2.h"
#include "Rozdil2_2Dlg.h"
#ifdef _DEBUG
#define new DEBUG_NEW
#endif

// CAboutDlg dialog used for App About
class CAboutDlg : public CDialog
public:
    CAboutDlg();

// Dialog Data
    enum { IDD = IDD_ABOUTBOX };
protected:
    virtual void DoDataExchange(CDataExchange* pDX); // DDX/DDV support

// Implementation
protected:
    DECLARE_MESSAGE_MAP()
    CAboutDlg::CAboutDlg() : CDialog(CAboutDlg::IDD)
    void CAboutDlg::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
        CDialog::DoDataExchange(pDX);
    BEGIN_MESSAGE_MAP(CAboutDlg, CDialog)
    END_MESSAGE_MAP()
// CRozdil2_2Dlg dialog
    CRozdil2_2Dlg::CRozdil2_2Dlg(CWnd* pParent /*=NULL*/)
        : CDialog(CRozdil2_2Dlg::IDD, pParent)
        , m_out_T("")
        , m_hIcon = AfxGetApp()->LoadIcon(IDR_MAINFRAME);
    void CRozdil2_2Dlg::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
        CDialog::DoDataExchange(pDX);
        DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, m_out);
    BEGIN_MESSAGE_MAP(CRozdil2_2Dlg, CDialog)
        ON_WM_SYSCOMMAND()
        ON_WM_PAINT()
        ON_WM_QUERYDRAGICON()
        //}AFX_MSG_MAP
        ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON1, OnBnClickedButton1)
        ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON2, OnBnClickedButton2)
    END_MESSAGE_MAP()
// CRozdil2_2Dlg message handlers
    BOOL CRozdil2_2Dlg::OnInitDialog()
        CDialog::OnInitDialog();
        // Add "About..." menu item to system menu.
        // IDM_ABOUTBOX must be in the system command range.
        ASSERT((IDM_ABOUTBOX & 0xFFF0) == IDM_ABOUTBOX);
        ASSERT(IDM_ABOUTBOX < 0xF000);
        CMenu* pSysMenu = GetSystemMenu(FALSE);
        if (pSysMenu != NULL)
            CString strAboutMenu;
            strAboutMenu.LoadString(IDS_ABOUTBOX);
            if (!strAboutMenu.IsEmpty())
                pSysMenu->AppendMenu(MF_SEPARATOR);
                pSysMenu->AppendMenu(MF_STRING, IDM_ABOUTBOX, strAboutMenu);
        // Set the icon for this dialog. The framework does this automatically
        // when the application's main window is not a dialog
        SetIcon(m_hIcon, TRUE); // Set big icon
        SetIcon(m_hIcon, FALSE); // Set small icon
        // TODO: Add extra initialization here
        return TRUE; // return TRUE unless you set the focus to a control
    void CRozdil2_2Dlg::OnSysCommand(UINT nID, LPARAM lParam)
        if ((nID & 0xFFF0) == IDM_ABOUTBOX)
            CAboutDlg dlgAbout;
            dlgAbout.DoModal();
        else
            CDialog::OnSysCommand(nID, lParam);

// If you add a minimize button to your dialog, you will need the code below
// to draw the icon. For MFC applications using the document/view model,
// this is automatically done for you by the framework.
    void CRozdil2_2Dlg::OnPaint()
        if (IsIconic())
            CPaintDC dc(this); // device context for painting
            SendMessage(WM_ICONERASEBKGND, reinterpret_cast<WPARAM>(dc.GetSafeHdc()), 0);
            // Center icon in client rectangle
            int cxIcon = GetSystemMetrics(SM_CXICON);
            int cyIcon = GetSystemMetrics(SM_CYICON);
            CRect rect;

```

```

GetClientRect(&rect);
int x = (rect.Width() - cxIcon + 1) / 2;
int y = (rect.Height() - cyIcon + 1) / 2;
// Draw the icon
dc.DrawIcon(x, y, m_hIcon);
else
CDialog::OnPaint();
// The system calls this function to obtain the cursor to display while the user drags
// the minimized window.
HCURSOR CRozdil2_2Dlg::OnQueryDragIcon()
return static_cast<HCURSOR>(m_hIcon);
void CRozdil2_2Dlg::OnBnClickedButton1()
m_out+="\n\nusr: дані.....\n\nusr: обчислення... \n\n";
if(vt.DoModal()==IDOK){
double ret = vt.T();
m_out.AppendFormat("Ro = %3.5f\nrk = %3.5f\nhn = %1.1f\nC = %d\nDelta o = %3.6f\nfi = %d\nro =
%d\nz = %d\nalfa = %3.5f\n", vt.Ro, vt.rk, vt.hn, vt.C, vt.delta, vt.fi, vt.ro, vt.z, vt.alfa);
m_out+="\n\nusr: результат \n\n";
m_out.AppendFormat(" T = %5.7f\n", ret);
else
m_out+="usr: Abortet... \n\nOk\n\n";
UpdateData(FALSE);
void CRozdil2_2Dlg::OnBnClickedButton2()
m_out="";
UpdateData(FALSE);

```

Додаток А.4

Програма розрахунку параметрів запобіжно-компенсуючої муфти в динамічному режимі

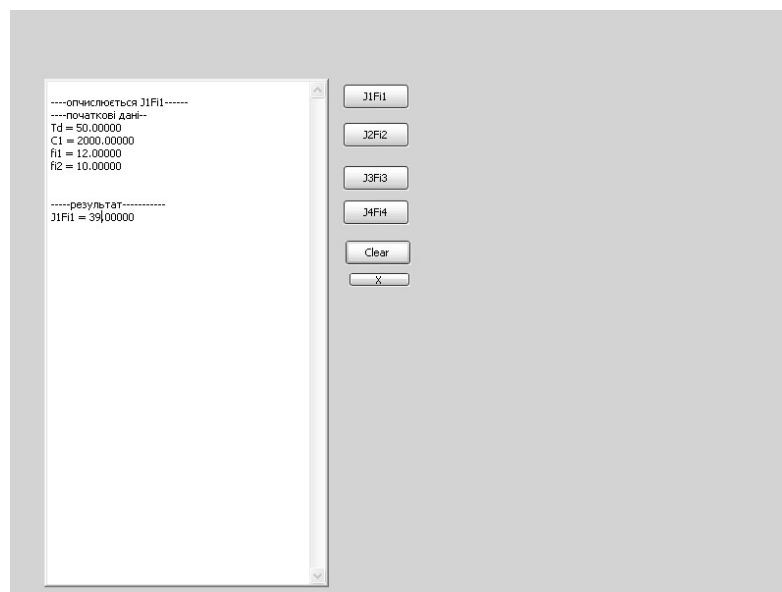


Рис. А.4.1. Робочий інтерфейс програми

Блок Dj2j4.cpp

```

// Dj2j4.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "Rozdil2_5.h"
#include "Dj2j4.h"

```

```

#include <math.h>
// CDj2j4 dialog
IMPLEMENT_DYNAMIC(CDj2j4, CDialog)
CDj2j4::CDj2j4(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDialog(CDj2j4::IDD, pParent)
    , m_prop(_T(""))
    , wn(0)
    , lamda(0)
    , c2(0)
    , delta(0)
    , y2(0)
    , y1(0)
CDj2j4::~CDj2j4()
void CDj2j4::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
    CDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, m_prop);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT2, wn);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT3, lamda);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT4, c2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT5, delta);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT6, y2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT7, y1);
BEGIN_MESSAGE_MAP(CDj2j4, CDialog)
END_MESSAGE_MAP()
// CDj2j4 message handlers
double CDj2j4::Zet(void)
    double a,b,c;
    a = Pk*(tan(alfa-ro)-f);
    b = mk*(wn*wn*(Ro-deltan)+y1);
    c = z*(a - b);
    return c;
double CDj2j4::J2Fi2(void)
    double a,b,ret;
    a = lamda*c2*fa;
    b = delta + y2;
    ret = T1-(Zet()-a)/b*fi2fi3;
    return ret;

```

Блок Dj2j4.h

```

#pragma once
// CDj2j4 dialog
const int T1 = 100;
const int z = 4;
const int Pk = 15;
const int alfa = 30;
const int ro = 6;
const double f = 0.12;
const double mk = 0.02;
const double Ro = 0.08;
const double fa = 0.17;
const double fi2fi3 = 0.5;
const int deltan = 0;
class CDj2j4 : public CDialog
    DECLARE_DYNAMIC(CDj2j4)
public:
    CDj2j4(CWnd* pParent = NULL); // standard constructor
    virtual ~CDj2j4();
// Dialog Data
    enum { IDD = IDD_DIALOG2 };
protected:
    virtual void DoDataExchange(CDataExchange* pDX); // DDX/DDV support
    DECLARE_MESSAGE_MAP()
public:
    CString m_prop;
    int wn;
    double lamda;
    int c2;
    double delta;
    double y2;
private:
    double Zet(void);
public:
    double J2Fi2(void);
    double y1;

```


Блок dj3.cpp

```

// dj3.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "Rozdil2_5.h"
#include "dj3.h"
#include <math.h>
#include "Dj2j4.h"
// Cdj3 dialog
IMPLEMENT_DYNAMIC(Cdj3, CDialog)
Cdj3::Cdj3(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDialog(Cdj3::IDD, pParent)
    , fi2(0)
    , fi3(0)
    , fi4(0)
    , wn(0)
    , c2(0)
    , lamda(0)
    , delta(0)
    , y1(0)
    , y2(0)
Cdj3::~Cdj3()
void Cdj3::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
    CDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, fi2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT2, fi3);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT3, fi4);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT4, wn);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT5, c2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT6, lamda);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT7, delta);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT8, y1);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT9, y2);
BEGIN_MESSAGE_MAP(Cdj3, CDialog)
END_MESSAGE_MAP()
// Cdj3 message handlers
double Cdj3::Zet(void)
    double a,b,c;
    a = Pk*(tan(alfa-ro)-f);
    b = mk*(wn*wn*(Ro-deltan)+y1);
    c = z*(a - b);
    return c;
double Cdj3::J3Fi3(void)
    double a,b,c,ret;
    a = lamda*c2*fa;
    b = delta + y2;
    c = fi2 - 2*fi3 - fi4;
    ret = c*(Zet() - a)/b;
    return ret;

```

Блок dj4.cpp

```

// dj4.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "Rozdil2_5.h"
#include "dj4.h"
#include <math.h>
#include "Dj2j4.h"
// Cdj4 dialog
IMPLEMENT_DYNAMIC(Cdj4, CDialog)
Cdj4::Cdj4(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDialog(Cdj4::IDD, pParent)
    , wn(0)
    , c2(0)
    , lamda(0)
    , delta(0)
    , y1(0)
    , y2(0)
    , T2(0)
Cdj4::~Cdj4()
void Cdj4::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
    CDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, wn);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT2, c2);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT3, lamda);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT4, delta);

```

```

        DDX_Text(pDX, IDC_EDIT5, y1);
        DDX_Text(pDX, IDC_EDIT6, y2);
        DDX_Text(pDX, IDC_EDIT10, T2);
BEGIN_MESSAGE_MAP(Cdj4, CDialog)
END_MESSAGE_MAP()
// Cdj4 message handlers
double Cdj4::Zet(void)
    double a,b,c;
    a = Pk*(tan(alfa-ro)-f);
    b = mk*(wn*wn*(Ro-deltan)+y1);
    c = z*(a - b);
    return c;
double Cdj4::J4F4(void)
    double a,b,c,ret;
    a = lamda*c2*fa;
    b = delta + y2;
    c = 1/((Zet()-a)*b);
    ret = fi3fi4*c - T2;
    return ret;

```

Блок Rozdil2_5Dlg.cpp

```

// Rozdil2_5Dlg.cpp : implementation file
#include "stdafx.h"
#include "Rozdil2_5.h"
#include "Rozdil2_5Dlg.h"
#ifdef _DEBUG
#define new DEBUG_NEW
#endif
// CRozdil2_5Dlg dialog
BEGIN_DHTML_EVENT_MAP(CRozdil2_5Dlg)
    DHTML_EVENT_ONCLICK(_T("ButtonOK"), OnButtonOK)
    DHTML_EVENT_ONCLICK(_T("ButtonCancel"), OnButtonCancel)
END_DHTML_EVENT_MAP()
CRozdil2_5Dlg::CRozdil2_5Dlg(CWnd* pParent /*=NULL*/)
    : CDHtmlDialog(CRozdil2_5Dlg::IDD, CRozdil2_5Dlg::IDH, pParent)
    , m_out(_T(""))
    , m_hIcon = AfxGetApp()->LoadIcon(IDR_MAINFRAME);
void CRozdil2_5Dlg::DoDataExchange(CDataExchange* pDX)
    CDHtmlDialog::DoDataExchange(pDX);
    DDX_Text(pDX, IDC_EDIT1, m_out);
}
BEGIN_MESSAGE_MAP(CRozdil2_5Dlg, CDHtmlDialog)
    //}AFX_MSG_MAP
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON1, OnBnClickedButton1)
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON5, OnBnClickedButton5)
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON3, OnBnClickedButton3)
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON2, OnBnClickedButton2)
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON4, OnBnClickedButton4)
    ON_BN_CLICKED(IDC_BUTTON6, OnBnClickedButton6)
END_MESSAGE_MAP()
// CRozdil2_5Dlg message handlers
BOOL CRozdil2_5Dlg::OnInitDialog()
    CDHtmlDialog::OnInitDialog();
    // Set the icon for this dialog. The framework does this automatically
    // when the application's main window is not a dialog
    SetIcon(m_hIcon, TRUE); // Set big icon
    SetIcon(m_hIcon, FALSE); // Set small icon
    ShowWindow(SW_MAXIMIZE);
    // TODO: Add extra initialization here

    return TRUE; // return TRUE unless you set the focus to a control
// If you add a minimize button to your dialog, you will need the code below
// to draw the icon. For MFC applications using the document/view model,
// this is automatically done for you by the framework.
void CRozdil2_5Dlg::OnPaint()
    if (IsIconic())
        CPaintDC dc(this); // device context for painting
        SendMessage(WM_ICONERASEBKGND, reinterpret_cast<WPARAM>(dc.GetSafeHdc()), 0);
        // Center icon in client rectangle
        int cxIcon = GetSystemMetrics(SM_CXICON);
        int cyIcon = GetSystemMetrics(SM_CYICON);
        CRect rect;
        GetClientRect(&rect);
        int x = (rect.Width() - cxIcon + 1) / 2;
        int y = (rect.Height() - cyIcon + 1) / 2;
        // Draw the icon

```

```

        dc.DrawIcon(x, y, m_hIcon);
    else
        CDHtmlDialog::OnPaint();
// The system calls this function to obtain the cursor to display while the user drags
// the minimized window.
HCURSOR CRozdil2_5Dlg::OnQueryDragIcon()
    return static_cast<HCURSOR>(m_hIcon);
HRESULT CRozdil2_5Dlg::OnButtonOK(IHTMLInputElement* /*pElement*/)
    OnOK();
    return S_OK;
HRESULT CRozdil2_5Dlg::OnButtonCancel(IHTMLInputElement* /*pElement*/)
    OnCancel();
    return S_OK;
void CRozdil2_5Dlg::OnBnClickedButton1()
    m_out+="\r\n----обчислюється J1Fi1-----\r\n----початкові дані--\r\n";
    if(fi1.DoModal()==IDOK){
        double ret = fi1.J1Fi1();
        m_out.AppendFormat("Td = %5.5f\r\nC1 = %5.5f\r\nfi1 = %5.5f\r\nfi2 = %5.5f\r\n",fi1.Td,fi1.C1,fi1.fi1,fi1.fi2);
        m_out+="\r\n\r\n----результат-----\r\n";
        m_out.AppendFormat("J1Fi1 = %5.5f",ret);
    }
    else{
        m_out+="\r\n---зупинено користувачем---\r\n";
    }
    UpdateData(FALSE);
void CRozdil2_5Dlg::OnBnClickedButton5()
    DestroyWindow();
void CRozdil2_5Dlg::OnBnClickedButton3()
    m_out+="\r\n----обчислюється J2Fi2-----\r\n----початкові дані--\r\n";
    if(j2.DoModal()==IDOK){
        double ret = j2.J2Fi2();
        m_out.AppendFormat("Wn = %d\r\nC2 = %d\r\nLamda0 = %5.5f\r\nDelta0 = %5.5f\r\nY1 = %5.5f\r\nY2 =
%5.5f\r\n",j2.wn,j2.c2,j2.lamda,j2.delta,j2.y1,j2.y2);
        m_out+="\r\n\r\n----результат-----\r\n";
        m_out.AppendFormat("J2Fi2 = %5.5f",ret);
    }
    else{
        m_out+="\r\n---зупинено користувачем---\r\n";
    }
    UpdateData(FALSE);
void CRozdil2_5Dlg::OnBnClickedButton2()
    m_out+="\r\n----обчислюється J3Fi3-----\r\n----початкові дані--\r\n";
    if(j3.DoModal()==IDOK){
        double ret = j3.J3Fi3();
        m_out.AppendFormat("Wn = %d\r\nC2 = %d\r\nLamda0 = %5.5f\r\nDelta0 = %5.5f\r\nY1 = %5.5f\r\nY2 =
%5.5f\r\nfi2 = %5.5f\r\nfi3 = %5.5f\r\nfi4 = %5.5f\r\n",j3.wn,j3.c2,j3.lamda,j3.delta,j3.y1,j3.y2,j3.fi2,j3.fi3,j3.fi4);
        m_out+="\r\n\r\n----результат-----\r\n";
        m_out.AppendFormat("J3Fi3 = %5.5f",ret);
    }
    else{
        m_out+="\r\n---зупинено користувачем---\r\n";
    }
    UpdateData(FALSE);
void CRozdil2_5Dlg::OnBnClickedButton4()
    m_out+="\r\n----обчислюється J4Fi4-----\r\n----початкові дані--\r\n";
    if(j4.DoModal()==IDOK){
        double ret = j4.J4Fi4();
        m_out.AppendFormat("Wn = %d\r\nC2 = %d\r\nLamda0 = %5.5f\r\nDelta0 = %5.5f\r\nY1 = %5.5f\r\nY2 =
%5.5f\r\nT2 = %5.5f\r\n",j4.wn,j4.c2,j4.lamda,j4.delta,j4.y1,j4.y2,j4.T2);
        m_out+="\r\n\r\n----результат-----\r\n";
        m_out.AppendFormat("J3Fi3 = %5.5f",ret);
    }
    else{
        m_out+="\r\n---зупинено користувачем---\r\n";
    }
    UpdateData(FALSE);
void CRozdil2_5Dlg::OnBnClickedButton6()
    m_out="";
    UpdateData(FALSE);

```

Додаток В

Математичне планування повнофакторного експерименту

Перед початком досліджень рекомендовано проводити математичне планування експерименту, яке дозволяє при одночасному варіюванні всіх змінних факторів звести до мінімуму кількість дослідів. Тому при математичному плануванні кількість повторюваних дослідів значно менша ніж при класичному методі. Ступінь відтворюваності перевіряється за критеріями Фішера, Кохрена і Стьюдента згідно відповідної методики [7, 60].

Кількість дослідів при математичному плануванні повнофакторного експерименту (ПФЕ):

$$n_{\partial} = m^k, \quad (\text{Б.1})$$

де m - число рівнів, на яких проводиться експеримент; k - кількість факторів експерименту.

Планування і проведення ПФЕ згідно рекомендацій [7, 60] складається з наступних етапів: кодування факторів; складання плану-матриці експерименту; рандомізація дослідів; реалізація плану експерименту; перевірка відтворюваності дослідів; перевірка адекватності моделі; оцінка значущості коефіцієнтів регресії.

Найбільш простими у практичному застосуванні є ортогональні (ОЦКП) та рототабельні (РЦКП) центрально-композиційні плани. Різниця між ними полягає в тому, що перший план проведення експериментальних досліджень будується з врахуванням критерію ортогональності, який забезпечує незалежність визначення коефіцієнтів регресії, а інший - критерію рототабельності, який забезпечує однаковість дисперсії відгуку (параметра оптимізації) в всіх напрямках.

З врахуванням спрощення статистичної обробки результатів лабораторних експериментів рекомендовано приймати ОЦПК повнофакторного експерименту (ПФЕ) типу 2^3 , тобто проводити трьохфакторний експеримент на двох рівнях варіювання. Оскільки при проведенні експериментів змінні фактори T , L_c , і δ , а числа, що виражають значення цих факторів – мають різні порядки, рекомендується приводити їх до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих [7, 60]. Зв'язок між кодованими x_i та натуральними змінними X_i встановлюється за залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (\text{Б.2})$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні; ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Нульовим називається рівень, що займає центр інтервалу (середнє значення фактора), який визначається за формулою:

$$X_0 = \frac{X_{\max} + X_{\min}}{2}, \quad (\text{Б.3})$$

де X_0 - числове значення основного рівня; X_{\max} - числове значення верхнього рівня; X_{\min} - числове значення нижнього рівня.

Інтервал варіювання рівний [136]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{\max} - X_{\min}}{2}. \quad (B.4)$$

Результати кодування для неповного квадратного рішення трьохфакторного експерименту дослідження пружно-компенсуючої муфти мають наступний вигляд (див. табл. Б.1).

Умовні позначення вводяться для верхнього, нижнього та основного рівнів варіювання факторів, відповідно $+1$, -1 , 0 при побудові план-матриці планування експериментів. План-матриця експерименту для восьми дослідів (у нашому випадку $n_0 = 2^3 = 8$) зведена в таблицю Б.2. Рандомізація дослідів проводиться для встановлення послідовності їх проведення. Результати рандомізації порядку проведення дослідів зведені в таблицю Б.3.

Аналогічно проводиться планування експерименту для дослідження запобіжно-компенсуючої муфти. Результати планування експерименту дослідження запобіжно-компенсуючої муфти зведені в табл. Б.4, Б.5, Б.6.

Таблиця Б.1

Результати кодування факторів експерименту для дослідження пружно-компенсуючої муфти

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				Натуральні			Кодові		
				Верхній	Нижній	Нульовий	Верхній	Нижній	Нульовий
Навантаження T , Н·м	X_1	x_1	10	120	20	70	+1	-1	0
Лінійна довжина гвинтового елемента L_c , м	X_2	x_2	0,1	0,30	0,1	0,20	+1	-1	0
Величина зазору δ , мм	X_3	x_3	1	10	0	5	+1	-1	0

Таблиця Б.2

План-матриця повнофакторного експерименту для дослідження пружно-компенсуючої муфти

Номер дослідів (точка плану)	Позначення кодіваних факторів			Взаємодія кодіваних факторів			
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1

Таблиця Б.3

Рандомізація порядку проведення дослідів для пружно-компенсуючої муфти

№ експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8
Порядок проведення	2	8	5	1	6	4	3	7

Таблиця Б.4

Результати кодування факторів експерименту для дослідження запобіжно-компенсуючої муфти

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				Натуральні			Кодові		
				Верхній	Нижній	Нульовий	Верхній	Нижній	Нульовий
Глибина паза $h_n, \text{м}$	X_1	x_1	0,0005	0,004	0,002	0,003	+1	-1	0
Радіус кульки $r_k, \text{м}$	X_2	x_2	0,001	0,007	0,005	0,006	+1	-1	0
Жорсткість пружини $C, \text{Н/м}$	X_3	x_3	1000	9000	3000	6000	+1	-1	0

Таблиця Б.5

План-матриця повнофакторного експерименту для дослідження запобіжно-компенсуючої муфти

Номер досліду (точка плану)	Позначення кодованих факторів			Взаємодія кодованих факторів			
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1

Таблиця Б.6

Рандомізація порядку проведення дослідів для запобіжно-компенсуючої муфти

№ експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8
Порядок проведення	5	7	1	3	2	8	4	6

Рівняння регресії повнофакторного експерименту при дослідженні пружно-компенсуючої муфти має вигляд:

$$y_{x_1} = 6,131 + 1,59x_1 - 2,13x_2 + 1,65x_3 - 2,18x_1x_2. \quad (\text{Б.5})$$

Згідно проведеної перевірки за критерієм Фішера $F_{x_1} = 1,146$; $F_T = 2,175$. Оскільки $F_{x_1} < F_T$ - отже рівняння регресії адекватно відтворює результати експерименту. Поверхня відгуку показана на рис. Б.1.

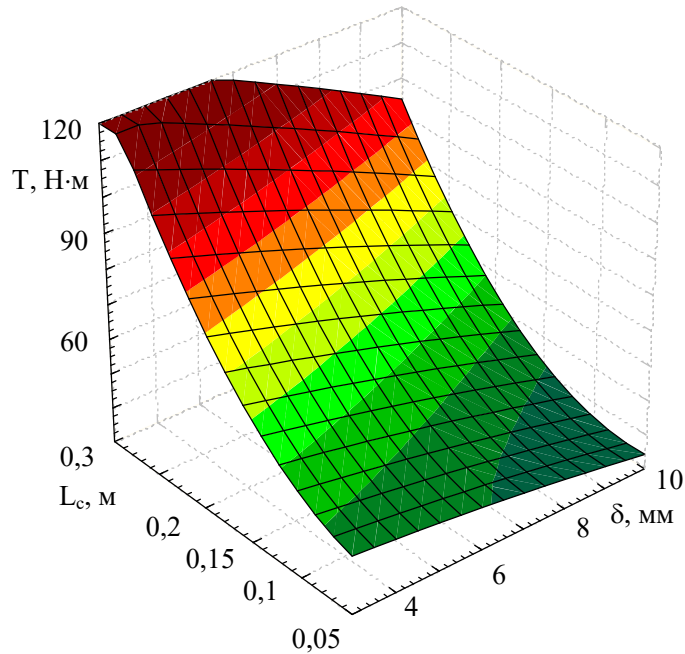


Рис. Б.1. Поверхня відгуку взаємозалежності зазору δ між спіралями, величини обертального моменту T і лінійної довжини гвинтового елемента L_c

Для запобіжно-компенсуючої муфти рівняння регресії має наступний вигляд:

$$y_{X_2} = 5,47 - 2,43x_1 + 4,12x_2 - 3,06x_3 + 1,17x_1x_2 - 1,05x_1x_3 + 1,13x_2x_3. \quad (\text{Б.6})$$

Перевірка за критерієм Фішера: $F_{X_2} = 0,9$; $F_T = 1,69$. Як і для попереднього дослідження справджується умова $F_{X_2} < F_T$, відповідно рівняння регресії адекватно відтворює результати експерименту.

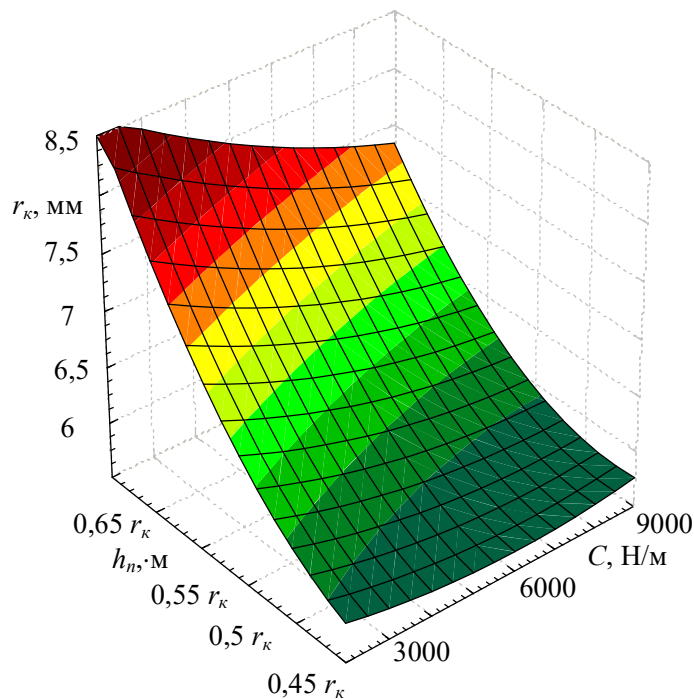


Рис. Б.2. Поверхня відгуку взаємозалежності радіуса кульки r_k , глибини паза h_n і жорсткості пружини C

**ГЕВКО Б. М., ЛУЦІВ І. В., ГЕВКО І. Б.,
КОМАР Р. В., ДУБИНЯК Т. С.**

**ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНІ МУФТИ:
КОНСТРУКЦІЇ, РОЗРАХУНОК, ДОСЛІДЖЕННЯ**

Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження /
Гевко Б. М., Луців І. В., Гевко І. Б., Комар Р. В., Дубиняк Т. С. – Тернопіль:
ФОП Паляниця В. А., 2019. – 200 с.

ISBN 978-617-7331-78-9

Підписано до друку 26.03.2019. Формат 60×90, 1/16.
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.
Умовно-друк. арк. 12,5. Наклад – 350 прим.
Замовлення № 260319

Друк ФОП Паляниця В. А.
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.
тел. (0352) 528-777.