

ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені Івана Пулюя

БУРЯК МИКОЛА ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 621.825.5

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НИЗЬКОДИНАМІЧНИХ
КУЛЬКОВИХ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ**

05.02.02 – машинознавство

Дисертація

на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор,
Заслужений винахідник України

Гевко Роман Богданович

Тернопіль 2004

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ I	
СТАН ПИТАННЯ.....	8
1.1. Аналіз відомих досліджень процесів роботи запобіжних муфт.....	8
1.2. Огляд конструкцій запобіжних муфт.....	13
1.3. Вимоги, які висуваються до процесу роботи запобіжних муфт.....	27
1.4. Аналіз стендового обладнання для дослідження запобіжних муфт....	32
1.5. Висновки.....	42
РОЗДІЛ II	
ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ СПРАЦЮВАННЯ НИЗЬКОДИНАМІЧНИХ КУЛЬКОВИХ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ.....	43
2.1. Силовий аналіз кулькового механізму розтиску півмуфт з торцевими елементами зачеплення.....	43
2.2. Силовий розрахунок кулькового механізму розтиску півмуфт з радіальними елементами зачеплення.....	58
2.3. Динамічний розрахунок механізмів розтиску запобіжних муфт.....	69
2.4. Динаміка спрацювання запобіжної муфти.....	80
2.5. Висновки.....	85
РОЗДІЛ III	
ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	87
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	87
3.2. Конструкції низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.....	87

3.3. Експериментальний стенд та методика проведення досліджень запобіжних муфт.....	93
3.4. Методика проведення та результати статичних досліджень запобіжних муфт	98
3.5. Результати динамічних досліджень запобіжних муфт.....	102
3.6. Результати експериментальних досліджень за повнофакторним експериментом.....	110
3.7. Висновки	115

РОЗДІЛ IV

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ, ЇХ ВИРОБНИЧА ТА ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА.....	116
4.1. Розрахункові залежності і табличні дані для вибору параметрів розроблених конструкцій муфт.....	116
4.2. Інженерна методика проектування запобіжних муфт.....	125
4.3. Виробничі випробування низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення.....	127
4.4. Перспективні напрямки вдосконалення конструкцій запобіжних муфт.....	129
4.5. Техніко-економічне обґрунтування вибору конструкцій запобіжних муфт.....	133
4.6. Висновки.....	137
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	138

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	141
ДОДАТКИ.....	152

ВСТУП

Розвиток сучасного машинобудування ставить задачу підвищення експлуатаційної надійності робочих органів і приводів механізмів і машин, одним з шляхів вирішення якої є розробка і застосування високоточних і низькодинамічних запобіжних муфт, функціональні і експлуатаційні параметри яких залишаються стабільними при значному терміні їх експлуатації.

Динамічні навантаження, які виникають при спрацюванні існуючих конструкцій запобіжних муфт, спричиняють значні осьові та колові ударні навантаження, як на елементи зачеплення півмуфт, так і на привід машин в цілому. Це призводить до швидкого зношення робочих поверхонь муфт, падіння їх навантажувальної здатності, зниження точності спрацювання та терміну експлуатації приводів і робочих органів машини.

Існуючі конструкції саморозмикних запобіжних муфт не можуть задовольнити сучасні експлуатаційні вимоги до технологічних машин, а саме потребують додаткового часу на відновлення початкового положення півмуфт після їх відносного повертання або є конструктивно складними і ненадійними в роботі.

В зв'язку з цим **актуальним** є питання розробки нових конструкцій та обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт, що забезпечить суттєве зниження ударних навантажень на вузли приводу і відповідно підвищить надійність і довговічність механізмів і машин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до координаційного плану важливих науково-дослідних робіт ВУЗів України на 1996-2002 рр., і “Національної програми розробки технологічних комплексів машин і обладнання сільського господарства, харчової та переробної промисловості”, затвердженої Кабінетом Міністрів від 07.03.1996 р., а також є частиною досліджень із науково-дослідної держбюджетної теми ДІ 97-02 “Механіко-технологічні основи проектування транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин” (номер державної реєстрації 0102U002302).

Мета і задачі досліджень.

Мета роботи зменшення рівня ударних навантажень на приводи машин шляхом обґрунтування та вибору раціональних параметрів нових конструкцій низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- проаналізувати відомі конструкції запобіжних муфт та результатів їх теоретичних і експлуатаційних досліджень а також встановити основні технічні проблеми та напрямки їх вирішення;
- провести силовий аналіз механізмів розмикання півмуфт та вивести аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між силовими та конструктивними параметрами;
- розробити динамічні моделі процесу спрацювання муфт з визначенням параметрів руху півмуфт при їх відносному повертанні;
- розробити методику проведення досліджень, стендове обладнання та експериментальні моделі низькодинамічних кулькових запобіжних муфт;
- провести комплекс статичних та динамічних досліджень для визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи розроблених муфт;
- розробити інженерну методику проектування низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.

Об'єкт досліджень: приводи механізмів і машин.

Предмет досліджень: низькодинамічні кулькові запобіжні муфти та процеси їх спрацювання.

Методи дослідження.

Теоретичні дослідження проводились з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, основ конструювання деталей машин, а також сучасних методів математичного моделювання.

Експериментальні дослідження здійснювались з використанням стандартних і оригінальних стендів та методів планування багатofакторного експерименту.

Наукова новизна одержаних результатів.

На основі аналітичних залежностей встановлено взаємозв'язок між конструктивними, кінематичними і силовими параметрами низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.

Реалізація розробленої динамічної моделі дозволила встановити зміну параметрів муфти на характер відносного переміщення півмуфт при їх буксуванні та виявити інтенсивність їх впливу.

На основі дослідження динамічної моделі приводу із запобіжною муфтою встановлено вплив основних параметрів на динаміку спрацювання запобіжних муфт в першій хвилі коливань.

Встановлено межі раціональних конструктивних і кінематичних параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт відносно крутного моменту їх спрацювання.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблені конструкції низькодинамічних кулькових запобіжних муфт, які захищені патентами України на винаходи. Розроблене стендове обладнання для визначення експлуатаційних характеристик запобіжних муфт. Наведені розрахункові аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних і кінематичних параметрів муфт відносно моменту їх спрацювання. Для інженерного проектування конструкцій муфт наведені табличні значення рекомендованих параметрів відносно їх навантажувальної здатності та режимів роботи.

Особистий внесок здобувача.

Безпосередня участь здобувача в отриманні наукових результатів, викладених у дисертації та відображених у наукових працях полягає: в аналізі сучасного стану питання і пошуку нових підходів для зниження динамічних навантажень на приводи машин в процесі роботи запобіжних муфт; виведені

аналітичних залежностей, розробці математичної моделі та програм їх обчислень; розробці та виготовлені низькодинамічних кулькових запобіжних муфт і елементів дослідного стенду; проведенні експериментальних досліджень.

У публікаціях, викладених у співавторстві, особистий внесок здобувача складає понад 70%. У патентах України на винаходи частка кожного автора є однаковою.

Апробація результатів роботи. Основні положення виконаних досліджень доповідались і обговорювались: на науково-технічних семінарах у Тернопільському державний технічний університеті (1999 —2002рр.); на 4-й науково-технічній конференції Тернопільського державного технічного університету “Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні” (2000р.); на міжнародній науково-практичній конференції факультету механізації сільського господарства Національного аграрного університету (2000р.); на засіданні науково-технічної ради СКБ і відділу наукових досліджень ВАТ "ТеКЗ" (2001р.); на другій міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” Національного аграрного університету та Луцького державного технічного університету (2001р.); на розширеному засіданні кафедри “комп’ютерно-інтегрованих технологій” Тернопільського державного технічного університету (2002р.); на фаховому семінарі Тернопільського державного технічного університету (2002р.).

Публікації. Основні положення і результати досліджень опубліковані в 8-ми друкованих працях, з яких 7 статей у фахових виданнях. Технічна новизна розроблених конструкцій кулькових запобіжних муфт захищена 3-ма патентами Україна на винаходи №№ 40989 А; 38106 А; 34816 А.

РОЗДІЛ І СТАН ПИТАННЯ

1.1. Аналіз відомих досліджень процесів роботи запобіжних муфт

Ефективність і надійність функціонування машин і механізмів в значній мірі залежить від правильного вибору їх конформувальних схем, розрахунку і обґрунтування раціональних і оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів, дотримання технології виготовлення і складання базових вузлів, відповідності умовам експлуатації, а також від забезпечення високоточного і надійного захисту робочих органів і приводів машин при виникненні перевантажень.

Особливо це стосується сільськогосподарських машин, де ймовірність виникнення технологічних (внаслідок забивання робочих органів) і випадкових перевантажень є досить високою. Так у збиральних машинах (зерно-, кормо-, буряко-, картоплезбиральні та ін.) практично перед усіма робочими органами встановлені запобіжні муфти, а привідний вал двигуна або вал ВВП енергетичного засобу захищені окремою центральною запобіжною муфтою.

Тому основною вимогою, що висувається до процесу роботи запобіжних муфт є високоточне розмикання кінематичного ланцюга при забезпеченні стабільних функціональних характеристик для заданого ресурсу експлуатації, що дозволяє суттєво зменшити простой техніки при відновленні вузлів і відповідно підвищити продуктивність праці.

З аналізу відомих літературних джерел [24; 27; 32; 36; 37; 40; 48; 49; 53; 76; 79; 80; 85; 86; 89; 93; 96; 99; 114] встановлено, що теоретичні дослідження переважно направлені на виведення залежностей, які описують вплив конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів на крутний момент, який передають муфти при їх спрацюванні. Основна частина експериментальних досліджень присвячена визначенню коефіцієнтів точності спрацювання муфт та їх ресурсних показників [17; 51; 52; 74; 91; 102; 108; 112; 118].

Вагомий внесок у формування наукових основ теоретичних розрахунків параметрів запобіжних муфт, методик експериментальних досліджень, а також їх синтезу і конструювання внесли відомі вчені: Тепенкічєв В.К., Решетов Д.М., Хрісанов М.І., Поляков В.С., Ряховський О.А., Паламаренко А.З., Барбаш І.Д., Попов Е.М., Єсипенко Я.І., Афанасєв С.Г., Тривайло М.С., Гевко Б.М., Кожевніков С.М., Нагорняк С.Г., Дубиняк С.А., Флик Э.П., Кіндрацький Б.І., Гевко Р.Б., Дяченко С.К., Кіркач Н.Ф., Зеленський А.С., Матвійчук А.В., Поліщук В.А., Павх І.І. та інші.

Найбільш повні теоретичні дослідження динаміки спрацювання окремих типів запобіжних муфт виконані В.К. Тепинкічєвим [105], які основним чином відносяться до питань їх точності спрацювання, визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами.

Теоретичні положення процесу спрацювання фрикційних запобіжних муфт з кульковими механізмами розтиску викладенні в працях Єсипенка Я.І., Паламаренка А.З., Афанасьєва М.К. [51; 52; 53]. Однак в конструктивному виконанні такі муфти є надзвичайно складними, що обмежує їх використання в приводах машин.

Дослідженню процесів роботи і визначенню конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів планетарних запобіжних передач з гальмівною ланкою присвячена монографія Хрісанова М.І. [114]. Проте широкого практичного застосування такі конструкції не знайшли, внаслідок складності їх виготовлення, а також значної кількості елементів запобіжної планетарної передачі.

Синтез конструктивних і кінематичних схем кулькових, кулачкових і планетарних запобіжних муфт, методика їх розрахунку в поєднанні з характером зміни моменту опору на робочому органі наведенні в довіднику Нагорняка С.Г. і Луціва І.В. [78].

Питання профілювання лунок під кульки для забезпечення постійного моменту спрацювання запобіжних муфт вирішено в праці Нагорняка С.Г. [77].

Методика розрахунку запобіжних муфт із визначенням взаємозв'язку між силовими (зусилля розтиску півмуфт, крутний момент) і конструктивними параметрами кулькових і комбінованих запобіжних муфт викладено в працях Гевка Б.М. [18; 24; 25].

Основні вимоги до процесу роботи запобіжних муфт, а також розрахункові залежності механізмів розтиску півмуфт наведено в довіднику В.С. Полякова, І.Д. Барбаша і О.А. Ряховського [92]. В даній праці на основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень представлено конструктивні схеми різних типів запобіжних муфт, а також табличні дані для вибору їх раціональних конструктивних параметрів в залежності від навантажувальної здатності.

Питання, які пов'язані із виникненням перевантажень сільськогосподарських машин і їх впливу на процес роботи запобіжних муфт вивчені і викладені в дисертаційній роботі Е.М. Попова [93].

Динаміка приводів машин із запобіжною муфтою на чотирьох етапах процесу спрацювання детально представлена в праці С.А. Дубиняка, М.Ф. Рацинця, С.Г. Нагорняка [48].

Розробці конструкцій і визначенню функціонально-експлуатаційних характеристик кулькових запобіжних муфт з автоматичним розмиканням кінематичного ланцюга присвячена дисертаційна робота Гевка Р.Б. [37]. Автором виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних, силових і енергетичних параметрів кулькових запобіжних муфт. Описані перехідні процеси функціонування перевантажених приводів. Досліджено вплив динамічних навантажень на роботу саморозмикних кулькових запобіжних муфт і визначаємо коефіцієнти динамічності.

Однак до недоліків розроблених муфт можна віднести спосіб їх повторного вмикання. В одній конструкції це здійснюється зниженням частоти обертання приводу, а в іншому випадку відновлення початкового положення муфти забезпечується шляхом реверсування ведучої ланки. У випадку роботи машин з короткочасними перевантаженнями це суттєво знижує продуктивність

праці, підвищує витрати часу на відновлення початкового положення півмуфт, а також обмежує застосування таких конструкцій запобіжних муфт в тих приводах машин, які не мають змоги здійснити реверс ведучої ланки.

Розробці і дослідженню дворядних кулькової і кульково-клинової запобіжних муфт присвячена дисертаційна робота А.В. Матвійчука [76]. Автором приведено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень з визначення функціональних і експлуатаційних характеристик розроблених запобіжних муфт на спеціально спроектованому і виготовленому стенді. Встановлено зміну крутного моменту, коефіцієнтів динамічності, точності та чутливості спрацювання запобіжних муфт в залежності від режимів їх роботи. Доведено, що для зниження динамічних навантажень при буксуванні муфт доцільно застосовувати непарну кількість елементів зачеплення із безззорним контактом, що збільшує ресурс роботи муфти у 1,8...2,5 разів по відношенню до ресурсу роботи запобіжних муфт з традиційними профілями робочих поверхонь.

У 1997 – 2000 рр. захищено ряд дисертаційних робіт, які тісно пов'язані з розробкою і дослідженням запобіжних муфт при їх органічному поєднанні з конкретними робочими органами сільськогосподарських машин.

Так розробці і дослідженню низькочастотних запобіжних муфт приводу гнучких конвеєрів присвячена дисертаційна робота І.Б. Гевка [27]. Їх конструктивною особливістю є те, що при розмиканні півмуфт останні здійснюють декілька повних відносних повертань (3...6) до повторного змикання при восьми кульках, які одночасно знаходяться в зачепленні. Це досягається застосуванням комбінованої кульково-планетарної передачі із розрахунком і підбором строго визначеного передаточного відношення центральної шестерні і сателітів, які належать різним ланкам, відповідно ведучій і веденій.

Автором також виведено аналітичні залежності для визначення кількості холостих повертань півмуфт від конструктивних параметрів зубчатого зачеплення. Встановлено, що максимальна кількість відносних холостих

обертів дворядної планетарно-кулькової запобіжної муфти досягається 50 при габаритних радіальних розмірах до 188 мм.

Розробці і дослідженню параметрів пружно-захисних муфт присвячена дисертаційна робота В.А. Поліщука [89]. Автором розроблена комбінована запобіжна муфта з пружними елементами, які дозволяють компенсувати ударні навантаження при взаємодії робочого органу машини з технологічною масою, а у випадку виникнення перевантаження спрацьовує кульковий запобіжний механізм. Встановлено, що для частоти обертання робочого органу 250...300 об/хв коефіцієнт динамічності розробленої комбінованої пружно-запобіжної муфти становить 1,25...1,27, а коефіцієнт точності спрацювання – 1,1...1,12.

Створення пульсуючих поздовжніх коливань скребкових транспортерів забезпечують високоенергомісткі планетарні запобіжні муфти при умові миттєвого гальмування полотна транспортера. Дослідженню таких типів запобіжних муфт присвячена кандидатська дисертаційна робота І.І. Павха [86]. Автором встановлено основні фактори, які впливають на процес спрацювання високоенергомістких запобіжних муфт у пружному та запобіжному режимах їх функціонування. Кінетостатичний розрахунок високоенергомістких планетарних пружно-запобіжних муфт показав, що для пристрою з ексцентричним розташуванням сателітів максимальне значення крутного, моменту, який може передати сателіт знаходиться в межах кута його відносного повертання 106° , а для муфти з профільним виконанням сателітів – 120° [36; 85].

Таким чином, з проведеного аналізу можна зробити висновок, що переважна більшість розроблених конструкцій запобіжних муфт і робіт пов'язаних з визначенням їх раціональних і оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів направлена на визначення локальних проблем і не враховують основного комплексу вимог, яким повинні відповідати запобіжні муфти, а саме: точність спрацювання; надійність і довговічність в

експлуатації (мінімальне зношення елементів зачеплення), а також зручність в експлуатації.

На нашу думку таким трьом основним чинникам повинні відповідати запобіжні муфти і в даній роботі буде зроблена спроба розробити конструкції саме таких муфт і провести комплекс теоретичних і експериментальних досліджень для визначення їх раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів, які задовольняють умови експлуатації машин і механізмів.

1.2. Огляд конструкцій запобіжних муфт

Класифікація запобіжних муфт першочергово здійснюється за типом елементів зачеплення, які передають крутний момент від ведучої ланки до веденої. Так, найбільш розповсюдженими є зараз кулькові, кулачкові, фрикційні та зубчато-планетарні муфти. Для розширення функціональних можливостей досить часто застосовуються комбіновані запобіжні муфти, які окрім функції обмеження навантаження забезпечують компенсування зміщень валів, демфування ударних пускових моментів.

Вибір тієї чи іншої конструкції запобіжної муфти в першу чергу визначається заданими умовами стосовно експлуатаційних характеристик, до яких, як правило, відносять точність спрацювання, її довговічність і стабільність в роботі, а також характер зміни динамічних навантажень в процесі буксування півмуфт. Виходячи з цього, найбільш точно спрацьовують муфти, в яких до мінімуму зведена частка крутного моменту, що передається за рахунок сил тертя, а його основна частина здійснюється за рахунок кінематичного розчеплення півмуфт.

В цьому аспекті передача крутного моменту фрикційними муфтами здійснюється виключно за рахунок сил тертя, а в кулачкових зачепленнях частка крутного моменту, що передається за рахунок сил тертя є суттєвою внаслідок значних сумарних площ контакту між елементами зачеплення.

Найбільш точно спрацьовують кулькові запобіжні муфти, оскільки зони контакту елементів зчеплення є незначними, що мінімізує передачу крутних моментів за рахунок сил тертя. В той же час, такі муфти потребують високої точності виготовлення для забезпечення рівномірної передачі моменту кульками, які розташовані в коловому, або радіальному напрямках. Також при роботі кулькових запобіжних муфт виникають значні осьові ударні навантаження при виході та вході півмуфт в зачеплення, що спричиняє швидке руйнування робочих поверхонь, оскільки контактні напруження, що виникають на незначних площах взаємодії є суттєвими.

Таким чином, основними напрямками вдосконалення конструкцій кулькових запобіжних муфт є зменшення ударних навантажень при відносному провертанні ведучих і ведених ланок, підвищення точності та стабільності роботи муфт при їх високій довговічності.

Зменшення ударних навантажень при буксуванні півмуфт забезпечується, як правило, застосуванням демфуючих елементів, конструктивне використання яких досить широке. Розглянемо типові варіанти їх виконання.

На рис. 1.1. зображена кулькова запобіжна муфта (а. с. СРСР № 1444571), що містить ступицю 1, ведучу 2 і ведену 4 півмуфти, взаємозв'язані кульками 3. Ведена півмуфта за допомогою диска 7 підтиснута пружиною 6. Пружину охоплює амортизаційна втулка 5, яка виконана з еластичного матеріалу у вигляді двох фланців, зв'язаних між собою по зовнішньому діаметрі гофрованою поверхнею.

При виникненні перевантаження і відносного провертання з осьовим зміщенням півмуфт, амортизаційна втулка протидіє миттєвому розтисканню пружини демпфуючи при цьому осьовий і коловий удар. Даний ефект досягається за рахунок використання амортизаційної втулки з полімерів, які характеризуються пружно-в'язкою деформацією.

Основним недоліком такої муфти є недовговічність амортизаційної втулки внаслідок зміни характеристик поліамідів при дії на них знакозмінних циклічних навантажень.

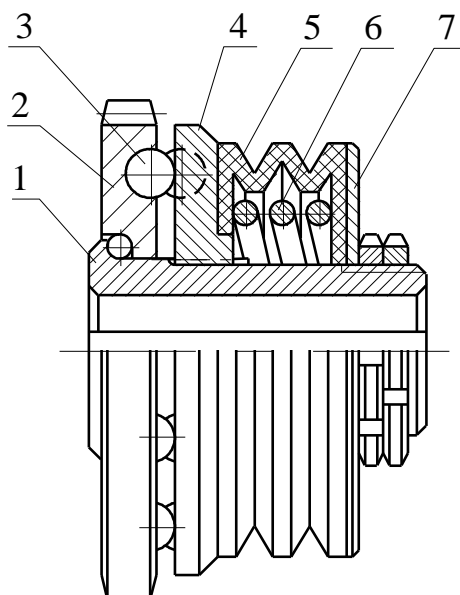


Рис. 1.1. Кулькова запобіжна муфта з гофрованою амортизаційною втулкою

Застосування гумових дисків 1 з неробочої сторони ведучої 2 і веденої 3 півмуфт (рис. 1.2) забезпечує демпфування ударних навантажень при зіткненні кульок з торцевими поверхнями півмуфт (а.с. СРСР № 873458). Це досягається розташуванням в наскрізних осьових пазах півмуфт пальців 4, які взаємодіють з натискними дисками 5, що охоплюють гумові диски.

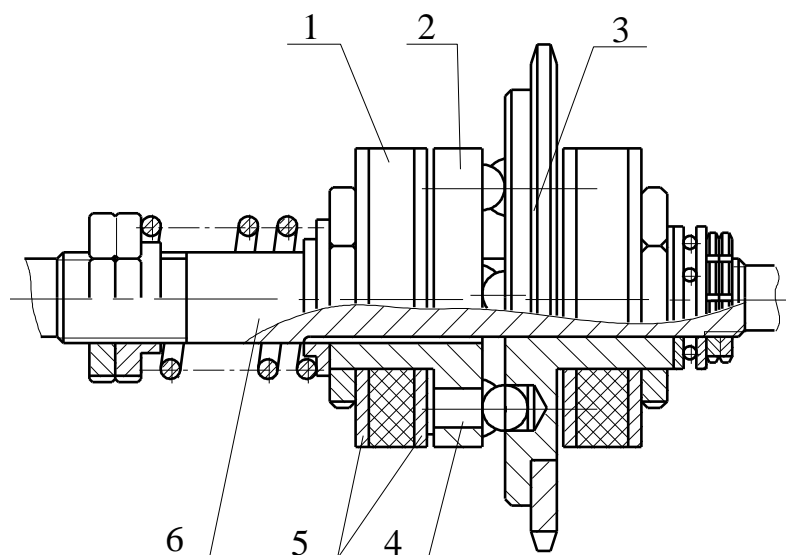


Рис. 1.2. Кулькова запобіжна муфта з гумовими демпфуючими дисками

Регулювання величини заглиблення пальців при демпфуванні осьових ударів забезпечується переміщенням натискних дисків вздовж вала 6.

До недоліків даної муфти можна віднести те, що колові ударні навантаження залишаються незмінними. Також при постійних циклічних навантаженнях гума швидко втрачає свої експлуатаційні характеристики. При зміні частоти обертання валу та при зміні крутного моменту кульки можуть не попадати на торцеву поверхню пальців, що виключає можливість гасіння осьових ударів.

Варіант застосування гумових демпфуючих дисків 1 і 3 з обох сторін рухомої півмуфти 2 (рис. 1.3) забезпечує зменшення інерційних переміщень рухомої півмуфти в сторону стискання пружини, а також сприяє зростанню крутного моменту, який передає муфта (а.с. СРСР № 896754). Внутрішній демпфуючий диск забезпечує гасіння осьового удару при повторному входженні півмуфт в зачеплення. Основним недоліком такої муфти є неузгодженість між часом деформації металевих пружин і гумових демпфуючих дисків. Тому при значних крутних моментах внутрішній гумовий диск не встигає повернутись в початковий напружений стан після деформації, в той час як рухома півмуфта здійснить зворотно-поступальний рух у осьовому напрямку.

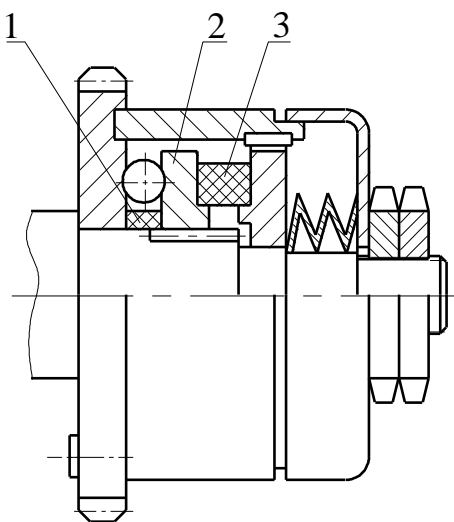


Рис. 1.3. Кулькова запобіжна муфта з двостороннім розташуванням демпфуючих дисків

Таким чином застосування демпфуючих дисків може лише частково вирішити проблему зниження ударних навантажень в процесі буксування півмуфт. Основними недоліками таких конструкцій є швидке старіння демпфуючих елементів, а також жорстка залежність між деформаціями і кінематичними параметрами різних елементів муфт.

Радикальним способом виключення ударних навантажень в процесі буксування півмуфт є застосування саморозмикних запобіжних муфт, півмуфти яких після першого спрацювання повністю виходять із зачеплення. Відновлення початкового положення може забезпечуватись наступними способами: вручну, автоматично, шляхом зменшення частоти обертання ведучої ланки, або її реверсуваням.

На рис. 1.4 зображена саморозмикна запобіжна муфта з ручним вмиканням (а.с. СРСР № 943785), що містить ведучу півмуфту 1, в середині якої концентрично встановлена ведена півмуфта 2. В радіальних пазах веденої півмуфти встановлені кулачки 3, несучі поверхні яких входять в зачеплення із заглибленнями, що виконані на внутрішній поверхні веденої півмуфти. З іншої сторони плоскі кінцевики кулачків контактують з конусними поверхнями натискних втулок 4, які підтиснуті пружинами.

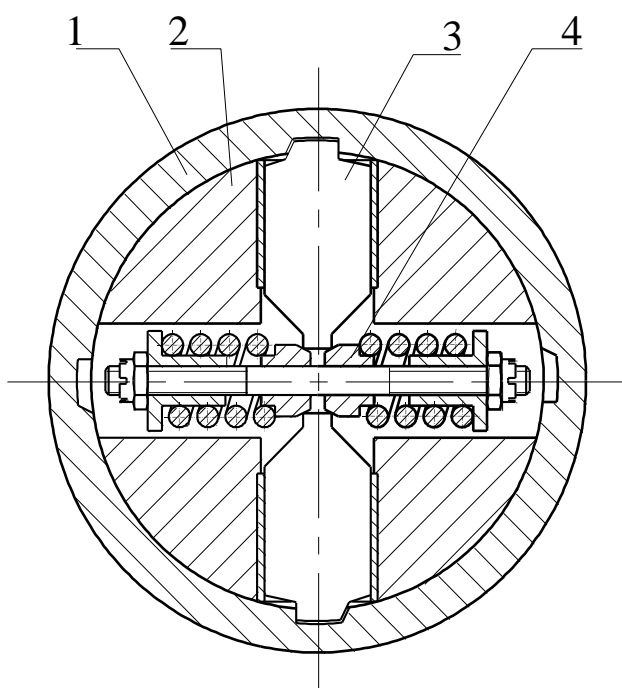


Рис. 1.4. Саморозмикна запобіжна муфта з ручним вмиканням півмуфт

При спрацюванні муфти кулачки виходять із зачеплення з ведучою півмуфтою і своїми кінцевиками розтискають натискні втулки, деформуючи, при цьому, пружини. В зв'язку з тим, що конусна поверхня втулок переходить у плоску торцеву то кулачки зацімлюються між втулками.

Відновлення початкового положення муфти здійснюється вручну шляхом демонтунням півмуфт і розведення пружних елементів.

Дана муфта і відповідно спосіб повторного змикання півмуфт призводить до зниження продуктивності машин і обладнання, значних витрат часу на обслуговування після виникнення перевантаження, що суттєво обмежує застосування таких типів муфт в приводах машин.

Для усунення даного недоліку, а саме для автоматичного відновлення початкового положення муфти, шляхом зменшення частоти обертання вузлів приводу, розроблена конструкція саморозмикної кулькової запобіжної муфти з автоматичним змиканням півмуфт (а.с. СРСР № 1325220), яка зображена на рис. 1.5. Вона складається зі ступиці 1, на якій вільно встановлено ведена півмуфта 2, що через кульки 3 зв'язана з ведучою півмуфтою 4. Кульки, які розташовані в отворах ведучої півмуфти також контактують з натискним

диском 8, в радіальних пазах якого закріплені кулачки 5, що взаємодіють з аналогічними зворотними кулачками, які закріплені у відцентрових колодках 6. Колодки розтиснуті між собою пружинами. Натискний диск взаємодіє з регулювальним диском 7, який підтиснутий центральною пружиною.

При виникненні перевантаження кульки відтискають диск 8, деформуючи центральну пружину. При цьому, торцевий контакт кулачків переходить на контакт по похилих поверхнях, що спричиняє радіальне переміщення колодок.

При певному співвідношенні складових від дії відцентрових сил, сил тертя і сил пружин відбувається фіксація натискного диску, тобто півмуфти не входять у початкове положення.

Зменшенням частоти обертання приводу відбувається зниженням величини відцентрової сили, і під дією центральної пружини півмуфти входять у зачеплення.

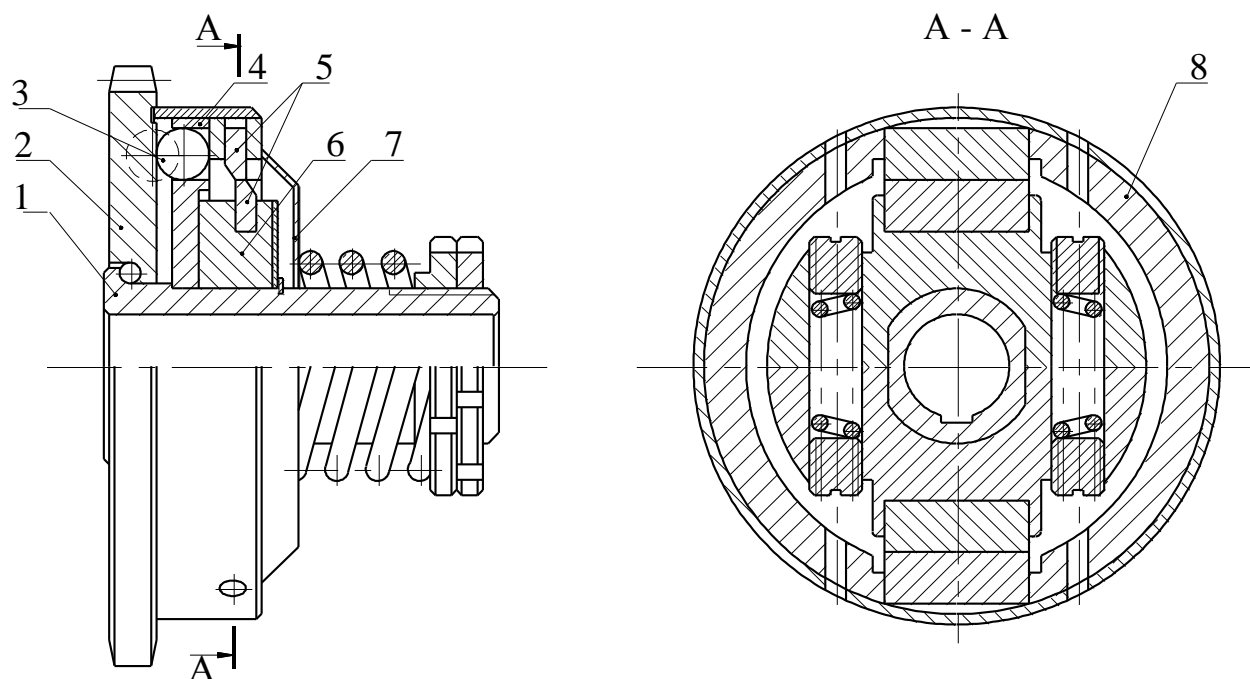


Рис. 1.5. Саморозмикна запобіжна муфта з автоматичним змиканням півмуфт

Перевагою такої муфти є забезпечення повного розмикання кінематичного ланцюга без ударних взаємодій півмуфт при їх провертанні та самозмикання у випадку зниження частоти обертання привідного валу.

До недоліків можна віднести складність конструкції, необхідність високоточного виготовлення її деталей, вплив крутного моменту і частоти обертання ведучої півмуфти на процес розмикання та фіксації натискного диска, а також відсутність звукового попередження про спрацювання муфти.

Повне розмикання кінематичного ланцюга при виникненні навантаження та повторному змиканні півмуфт шляхом реверсування ведучої ланки забезпечує муфта німецької фірми “Якоб” (рис. 1.6).

При нормальному режимі роботи машини, кульки, які розташовані в отворах проміжного диску 2, за допомогою шайби 1 і тарілчастих пружин 6 втискаються в сферичні лунки, які розміщені наполовину в натискному 4 і фланцевому кільці 3. Таким чином, вони повністю без зазору передають зусилля або обертовий момент з притискного кільця на фланцеве і навпаки. Притискне кільце за допомогою конічної втулки 5 закріплено на валу. При

виникненні перевантаження кільце повертається по відношенню до фланця і натискає за допомогою кульок на шайбу, зміщуючи її в сторону стискання пружини.

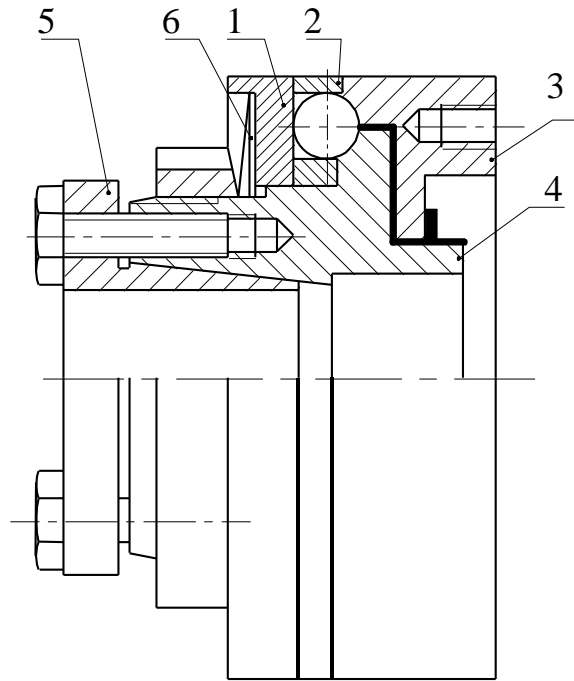


Рис. 1.6. Саморозмикна запобіжна муфта із реверсним змиканням півмуфт

В процесі спрацювання, в осьовому напрямку переміщуються лише кульки і шайба, що забезпечує незначну масу розмикання, а тому динамічний момент в результаті прискорення даних мас залишається невеликим. Однак, повторне вмикання проводиться шляхом реверсування, тобто повертанням фланцевого кільця відносно притискного, що не завжди можливо виконати автоматично. Ручне вмикання муфти знижує продуктивність праці, потребує великих зусиль і затрат часу. До того ж така конструкція муфти є складною у виготовленні.

Повне автоматичне розмикання півмуфт при реверсуванні ведучої ланки забезпечується при застосуванні муфти (а.с. СРСР №1270437), яка зображена на рис. 1.7. Вона складається зі ступиці 1, веденої півмуфти 2, на торцевій поверхні якої рівномірно по колу виконані лунки 3. Ведена півмуфта зв'язана з ведучою 5 кульками 4, розміщеними в торцевих гніздах 6 і дугових пазах 7.

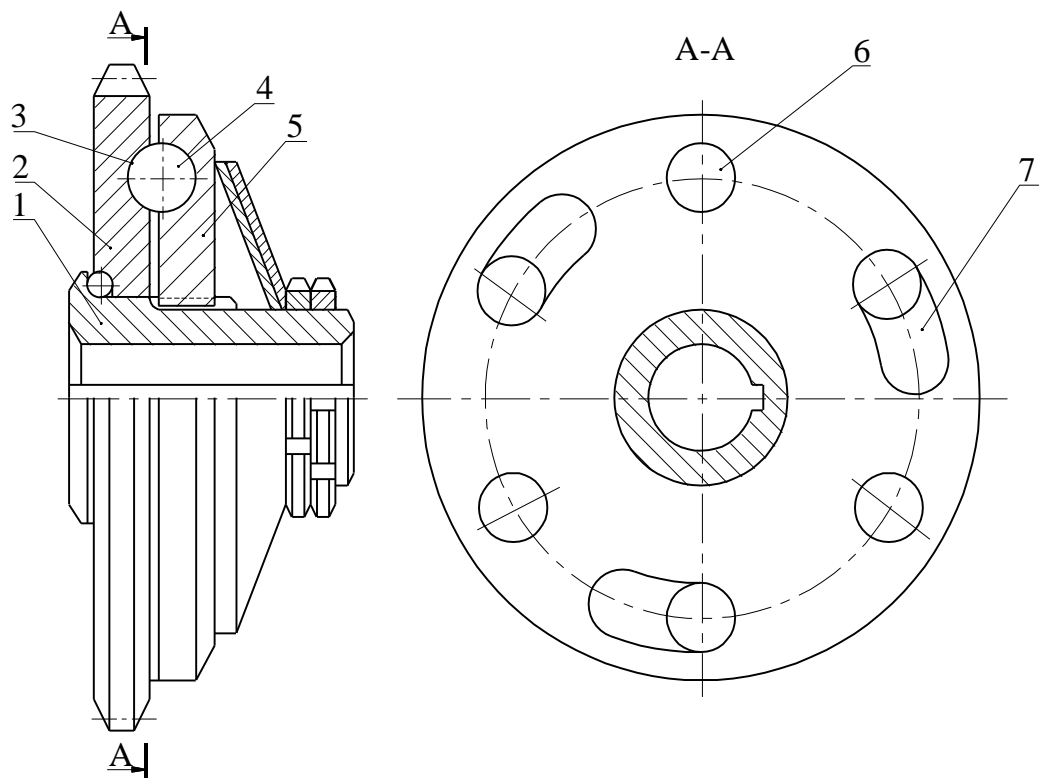


Рис. 1.7. Саморозмикна запобіжна муфта з автоматичним змиканням півмуфт

Передача обертового моменту забезпечується кульковим зачепленням між півмуфтами. При виникненні перевантаження, кульки які розташовані в дугових пазах, контактуючи з торцевою поверхнею веденої півмуфти, перекочуються до протилежних стінок пазів. Таким чином порушується рівномірність розташування кульок по колу півмуфти при незмінному положенні лунок, що виключає можливість повторного спрацювання запобіжної муфти. Вмикання її здійснюється шляхом реверсування ведучої ланки. У цьому випадку кульки, які розташовані в пазах ведучої півмуфти, перекочуються по них в початкове положення, що призводить до самовмикання муфти.

З проведеного аналізу саморозмикних запобіжних муфт можна зробити висновок, що їх основною перевагою є повне розмикання кінематичного ланцюга у випадку виникнення перевантаження. Однак дані муфти мають і недоліки, до яких відносяться відсутність звукового попередження при буксуванні півмуфт, а також обмеженість їх застосування в приводах, в яких

відсутнє реверсування ведучої ланки. В іншому випадку відновлення початкового положення півмуфти потребує значних затрат часу, що знижує продуктивність технологічних машин.

Для зменшення динамічних навантажень у коловому напрямку, а також для підвищення точності спрацювання шляхом зменшення амплітуди зростання крутного моменту при виникненні різких перевантажень застосовують комбіновані пружно-запобіжні муфти, один з варіантів яких зображено на рис. 1.8. [89].

Муфта складається зі ступиці 1, на якій вільно встановлена ведуча півмуфта 2. На півмуфті виконані похилі лунки, з якими взаємодіють несучі кульки 3 встановлені в наскрізних отворах 4 веденої півмуфти 5. У її внутрішніх дугових пазах 6 розташовані обмежувальні кульки 7, які також закріплені в отворах ступиці. У торцевих отворах веденої півмуфти встановлені пружні прутки 9, які з іншого боку жорстко закріплені в регульованому диску 8. Елементи зачеплення підтиснуті диском 10, зусилля натиску якого регулюється пружинами.

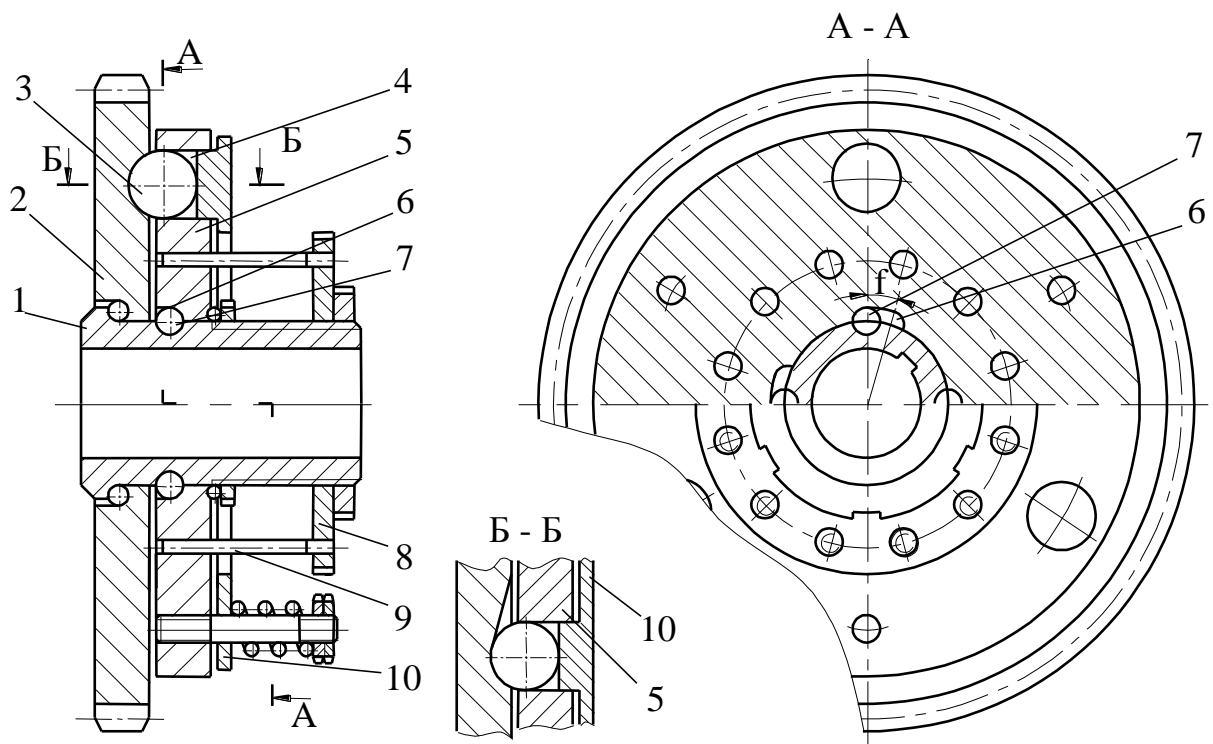


Рис. 1.8. Комбінована кулькова пружно-запобіжна муфта

При зростанні моменту опору, відбувається провертання веденої півмуфти відносно ступиці та регульованого диску, яке обмежене дуговим пазом, що спричиняє деформацію прутків в коловому напрямку. Шляхом підбору конструктивно-силових параметрів механізму демпфування можна досягнути оптимальної величини провертання веденої півмуфти відносно ступиці. У запобіжному режимі роботи несучі кульки виходять з лунок і зміщуються в осьовому напрямку в наскрізних отворах веденої півмуфти, що спричиняє переміщення натискного диску та відповідно деформацію пружин.

Перевагами такої муфти є повне роз'єднання пружних і запобіжних елементів, надійність в роботі та ремонтоздатність. Однак, пружний режим роботи характеризується незначним кутовим зміщенням ланок, що обмежує застосування муфти в якості пружної.

При входженні муфти в запобіжний режим роботи пружні прутки не можуть забезпечити ефективного демпфування, а в певних випадках (при накладанні частот коливань прутків і спрацювань муфти) можуть бути джерелом підвищених вібрацій і відповідно ударних навантажень.

Суттєвого зменшення динамічних навантажень при відносному провертанні півмуфт та значному розширенні пружного режиму їх функціонування забезпечують планетарні запобіжні муфти.

Так, на рис. 1.9. представлена планетарна муфта з пружинами розтягу і характер зміни передавального крутного моменту, а на рис. 1.10 – планетарна муфта з пружинами стискування.

Планетарна муфта з пружинами розтягу (рис. 1.9) складається з центральної шестерні 1, в постійному зачепленні з якою знаходяться сателіти 2, які вільно розташовані на пальцях 3, закріплених у ведучій шестерні 4. На торці кожного сателіта ексцентрично, відносно осі його обертання, запресовані кривошипні пальці 5, з'єднані пружинами 6 з нерухомими пальцями 7.

При передачі обертового руху від ведучої шестерні до центральної, сателіти від початкового положення провертаються до тих пір, доки діючий на них момент сил зі сторони пружин не зрівноважиться моментом опору веденої ланки

приводу. При перевантаженнях сумарний момент пружних сил, гальмуючий сателіти, стає меншим ніж момент опору, і сателіти, провертаючись відносно власних осей, зупиняють ведену ланку приводу, а також зумовлюють дію на нього знакозмінного періодичного моменту. Завдяки можливості роботи механізму в запобіжному режимі його можна застосовувати в приводах вібраційних пристроїв, що забезпечує демпфування динамічних навантажень.

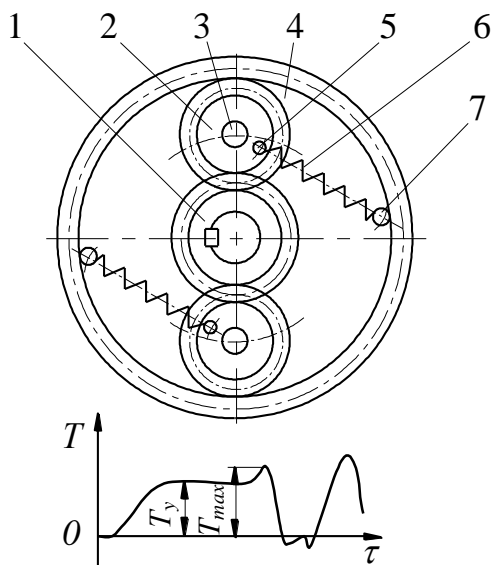


Рис. 1.9. Планетарна муфта з пружинами розтягу і процес її роботи

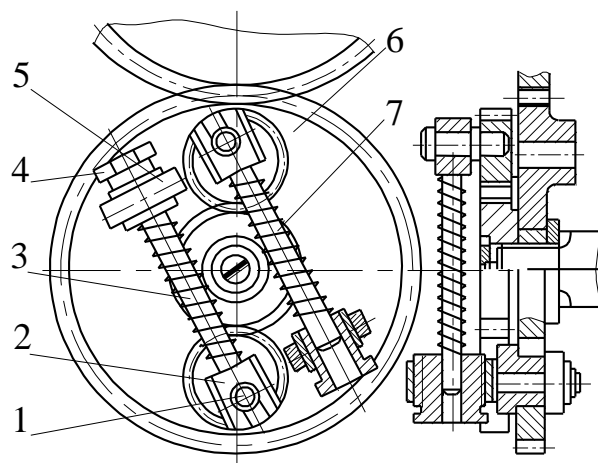


Рис. 1.10. Планетарна муфта з пружинами стискування

Однак муфта має і ряд недоліків: не передбачено регулювання крутного моменту, системи захисту зубчатих пар. Поперечні та поздовжні коливання пружин також негативно впливають на процес роботи муфти.

Ці недоліки частково вирішені в планетарній запобіжній муфті з пружинами стискування (рис. 1.10), характерною особливістю якої є те, що кожний кривошипний палець 1 вільно охоплюється вилкою 2 тяги 3, інший кінець якої проходить в наскрізних отворах втулки 4. Втулка, за допомогою гвинтової пари взаємодіє з шарнірним упором 5, з'єднаним з ведучою шестернею. Між торцями вилки і втулки встановлена пружина стискування 7.

Процес роботи такої муфти подібний до попередньо розглянутої, проте вирішуючи питання регулювання крутного моменту, муфта значно

конструктивно ускладнилась, а поява декількох надлишкових пар тертя протидіє її автоматичному відновленню початкового положення при знятті навантаження на робочому органі.

Розглянуті конструкції запобіжних муфт суттєво згладжують ударні навантаження при відносному повертанні півмуфт, а також характеризуються наявністю значного пружного режиму. Однак основним недоліком таких конструкцій є суттєві коливання крутного моменту, амплітуда яких перевищує амплітуду моменту спрацювання традиційних запобіжних муфт.

Комбінація планетарних і кулькових елементів зачеплення дає можливість значно розширити експлуатаційні характеристики запобіжних муфт, а саме кількісно зменшити повторні взаємодії півмуфт при їх відносному повертанні. Так, коли звичайні кулькові запобіжні муфти за один оберт повторно змикаються 4-8 разів, то застосування певних конструкцій планетарно-кулькових запобіжних муфт забезпечує повторне спрацювання півмуфт після декількох відносних повертань.

Типова конструкція таких муфт зображена на рис. 1.11. Вона містить ведену півмуфту 1, вільно встановлену на ступиці 2 (а. с. СРСР №1379515). На торці веденої півмуфти рівномірно по колу у вставках 4 розміщені сателіти 3, які входять в зачеплення з центральною шестерню 6, жорстко встановленою на ступиці. В наскрізних отворах сателітів діаметрально протилежно знаходяться кульки 7, які входять в зачеплення з лунками ведучої півмуфти 5, підтиснутої пружинами.

У випадку виникнення перевантаження сателіти починають перекочуватись відносно центральної шестерні, що призводить до виходу кульок із зачеплення з лунками ведучої півмуфти. Підбираючи відповідне передаточне відношення i зубчастого зачеплення можна досягти того, що повторно сателіти займуть своє початкове положення при тому ж розташуванні кульок через n обертів. Співвідношення між передаточним відношенням центрального колеса, сателіта і кількістю їх відносних повертань в режимі холостого ходу можна виразити наступним чином

$$n_2 = i \cdot n_1,$$

де n_2 – кількість повних обертів сателіта;

i – передаточне число між центральним колесом і сателітом;

n_1 – мінімальна кількість повних обертів веденої півмуфти (води́ла), яке при перемноженні на передаточне відношення i дає ціле число.

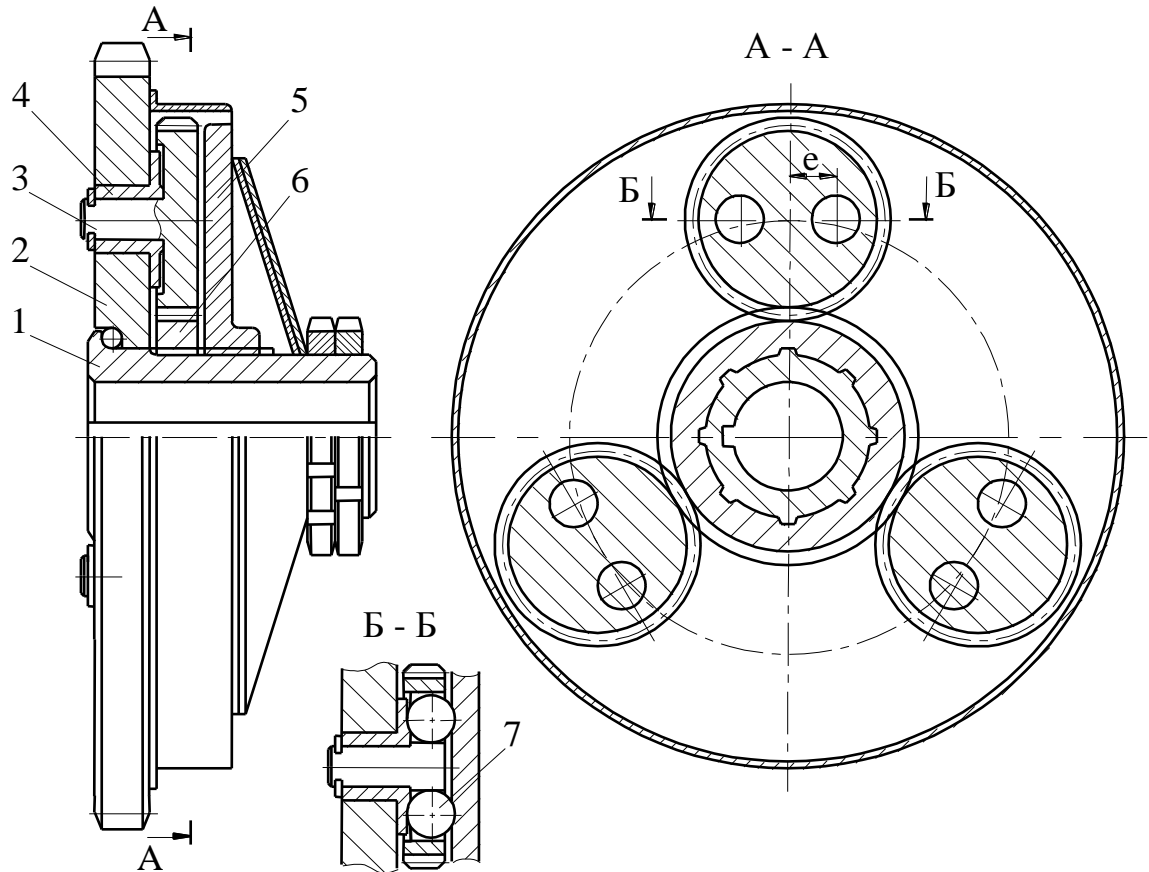


Рис. 1.11. Кульково-планетарна запобіжна муфта

Входячи з оптимальних габаритних розмірів кулькової планетарної запобіжної муфти і зменшення циклічності ударних навантажень на зубчасту передачу передаточне відношення рекомендується вибирати в межах $i = 1 \dots 2$.

Таким чином, забезпечуючи роз'єднання півмуфт на n обертів, муфта в декілька разів зменшує кількість повторних включень в режимі буксування. Це призводить до значного зниження динамічних навантажень як на саму муфту, так і на решту елементів кінематичного ланцюга.

З аналізу конструкцій запобіжних муфт можна констатувати, що напрямок зниження динамічних навантажень є перспективним, однак для його широкого впровадження в приводах машин необхідно розробити конструкції запобіжних муфт, які в першу чергу будуть відрізнятись конструктивною простотою і надійністю в експлуатації. Також доцільно забезпечити такі процеси буксування муфт, в яких крутний момент, що виникає при відносному повертанні півмуфт був би значно (на порядок) менший ніж момент, при якому спрацює муфта. При цьому, для зручності експлуатації і попередження довготривалого режиму буксування необхідно забезпечити звуковий сигнал про спрацювання муфти не застосовуючи додаткових пристроїв.

Відновлення початкового положення муфти повинно забезпечуватись зниженням частоти обертання валу.

1.3. Вимоги, які висуваються до процесу роботи запобіжних муфт

Функціонування запобіжних муфт характеризується рядом критеріїв, які визначають доцільність застосування тієї чи іншої конструкції муфти в конкретному приводі машини або механізму. Основними вимогами [37; 92], які висуваються до запобіжних муфт є:

- надійність і безвідмовність в процесі спрацювання;
- точність спрацювання, яка визначається здатністю розмикати вузли приводу машини при номінальному крутному моменті;
- стабільність роботи, яка характеризується збереженням експлуатаційних показників при значному ресурсі функціонування;
- здатність автоматично відновлювати своє початкове положення;
- можливість регулювання величини крутного моменту, який передається;
- компактність, простота та технологічність конструкції.

При проектуванні машин і механізмів доцільно застосовувати запобіжні муфти з розширеними функціональними можливостями, а саме, поряд з

функцією запобігання виходу з ладу вузлів машини при виникненні перевантаження, муфта повинна працювати як компенсуюча або пружна.

Для підбору і порівняльної оцінки запобіжних муфт користуються наступними характеристикам [18; 28; 57; 65; 66; 69].

Коефіцієнт перевищення номінального навантаження в машині γ_{nn} , який характеризує, в якому інтервалі навантаження повинна спрацювати муфта, щоб передати номінальне навантаження, але запобігти виходу з ладу деталей машини

$$\gamma_{nn} = \frac{T_D}{T_H}, \quad (1.1)$$

де T_H – номінальний крутний момент (максимальний момент, який забезпечує надійне функціонування машини);

T_D – найбільший момент, який допускається найслабшою ланкою машини.

Інтервал навантаження, всередині якого повинна спрацювати муфта

$$T_D - T_H = T_H(\gamma_{nn} - 1). \quad (1.2)$$

Надійний захист машини забезпечується, якщо крутний момент, досягаючи свого допустимого значення, викликає спрацювання муфти.

Інтервал навантаження, всередині якого повинна спрацювати запобіжна муфта

$$\Delta T_{zp} = (T_{zp} + \xi T_{zp}) - T_0 = T_{zp}(1 + \xi - \gamma_{\chi}), \quad (1.3)$$

де T_{zp} – гранична величина крутного моменту, при якому закінчується спрацювання муфти;

T_0 – крутний момент, при якому починається спрацювання муфти;

ξ – відносна похибка спрацювання;

$\gamma_{\chi} = T_0/T_{zp}$ – коефіцієнт чутливості запобіжної мути.

Для муфт з елементами зчеплення кулька-кулька $\gamma_{\chi} = 1$, а для кулачкових і елементів зчеплення кулька-лунка $\gamma_{\chi} < 1$ і коливається в межах 0,8...0,9 [69].

Надійний захист найслабшої ланки машини здійснюється при умові

$$T_H(\gamma_{nn} - 1) \leq T_{zp}(1 + \delta - \gamma_{\chi}). \quad (1.4)$$

Важливим показником при роботі запобіжних муфт є коефіцієнт їх точності спрацювання $\gamma_{mч}$, який визначається [37]

$$\gamma_{mч} = \frac{T_{max}}{T_{min}}, \quad (1.5)$$

де T_{max} і T_{min} – максимальний і мінімальний крутні моменти, при яких відбувається спрацювання муфти.

На коефіцієнт $\gamma_{mч}$ в значній мірі впливає точність виготовлення деталей муфти, її тип, місце розташування в кінематичному ланцюгу машини, а також характер виникнення навантаження на робочому органі. В зв'язку з коливаннями величини коефіцієнта тертя коефіцієнт точності приймають: у фрикційних муфтах $\gamma_{mч} \leq 2,5$ (при умові змащення $\gamma_{mч} \leq 1,5$), пружно-кулачкових $\gamma_{mч} \approx 1,25 \dots 1,5$ [92]. Згідно відомих досліджень [37; 76] для пружно-кулькових запобіжних муфт $\gamma_{mч} \approx 1,15 \dots 1,25$. У процесі проведення досліджень необхідно досягати таких конструктивно-технологічних параметрів запобіжних муфт, при яких їх коефіцієнт точності спрацювання був би близьким до одиниці.

З аналізу літературних джерел [37; 86; 89; 92; 93] відомо, що навантаження, які виникають у вузлах приводу машини при спрацюванні запобіжних муфт перевищують величину $T_{зр}$. В залежності від режиму роботи машини (пуск, гальмування, різке перевантаження), моментів інерції деталей ведучих і ведених мас, жорсткості системи, швидкості зростання навантаження такі перевищення є різними. Це враховуються коефіцієнтом динамічності k_{∂}

$$k_{\partial} = \frac{T_{\partial}}{T_c}, \quad (1.6)$$

де T_{∂} і T_c – відповідно моменти спрацювання муфти при динамічному прикладанні моменту рухомих сил (задана частота обертання ведучого вала) і статичному (частота обертів валу не перевищує $0,03 \text{ с}^{-1}$).

В процесі розрахунку, проектування та регулювання муфти на заданий момент спрацювання в приводі машини необхідно розрахунковий статичний момент помножити на коефіцієнт динамічності, що забезпечить її відповідне

спрацювання при перевантаженні робочого органу машини [17]. Для надійного захисту робочих органів машин, запобіжні муфти доцільно розташовувати максимально наближено до зони виникнення перевантаження, для того, щоб одночасно з появою навантаження на робочому органі, навантаження на запобіжній муфті прийняло значення, відповідно до його моменту спрацювання [93].

Однак, при наближенні муфти до робочого органу зростання крутного моменту пропорційне першому ступеню передаточного числа, момент інерції – другому ступеню, а обертові маси – третьому ступеню. Це, в свою чергу, призводить до небажаного зростання коефіцієнта динамічності муфти.

Час функціонування запобіжної муфти t_{∂} визначається від початку її спрацювання до початкового моменту зменшення навантаження [92]

$$t_{\partial} = \frac{I}{k} t_{ав}, \quad (1.7)$$

де $t_{ав}$ – час, за який настає аварійний стан машини;

k – коефіцієнт безпеки ($k_{min} = 2 \dots 3$).

При виникненні імпульсних короточасних навантажень рекомендується [93], щоб час дії таких навантажень t_n не перевищував часу аварійного стану машини $t_{ав}$, тобто $t_n \leq t_{ав}$

$$t_{ав} = \frac{\tau_{зр} W_{\rho} (k - 1)}{k V_n}, \quad (1.8)$$

де $\tau_{зр}$ – граничне напруження;

W_{ρ} - полярний момент опору січення найбільш слабкої ланки;

V_n – швидкість зростання навантаження;

k – коефіцієнт запасу міцності.

Довговічність роботи запобіжних муфт характеризується коефіцієнтом їх стабільності, який визначається з відношення моменту спрацювання в перед експлуатаційний період до моменту спрацювання після певної кількості повторних провертань ведучої півмуфти відносно веденої. Як показали дослідження [37; 92] в початковий момент експлуатації відбувається різке

падіння крутного моменту, внаслідок притирання пар тертя та елементів зчеплення півмуфт, а далі стабільність роботи муфти підвищується. Даний фактор обумовлює застосування стендів для припрацювання муфт.

Коефіцієнт, який характеризує дію запобіжної муфти при спрацюванні γ_{dc} визначається з відношення

$$\gamma_{dc} = \frac{T_{dc}}{T_{gp}}, \quad (1.9)$$

де T_{dc} – крутний момент, який встановлюється після спрацювання муфти.

Величина коефіцієнта γ_{dc} залежить від принципу роботи муфти [92]. В муфтах з автоматичним відновленням з'єднання півмуфт без припинення передачі крутного моменту (фрикційні муфти) $\gamma_{dc} < 1$, а в муфтах з автоматичним відновленням з'єднання після відносних провиртань елементів зчеплення (пружно-кулачкові або пружно-кулькові муфти) $\gamma_{dc} > 1$. В саморозмикних муфтах, в яких потік енергії повністю припиняється після першого спрацювання півмуфт $\gamma_{dc} = 0$.

Даний показник суттєво впливає на довговічність роботи запобіжних муфт. Надто великі динамічні навантаження на елементи приводу в процесі буксування запобіжних муфт (при γ_{dc} в межах одиниці) призводять до швидкого руйнування трансмісії машини в цілому, а також до зношення елементів зчеплення запобіжної муфти. В той же час муфта автоматично відновлює початкове положення, що не потребує до повної зупинки машини для відновлення початкового положення півмуфт. З іншої сторони саморозмикні муфти, в яких $\gamma_{dc} = 0$ значно довше зберігають свої експлуатаційні можливості, а також не призводять до руйнування приводу машини. Однак затрати часу на відновлення початкового стану запобіжної муфти знижують продуктивність роботи технологічних машин.

На нашу думку, пошук компромісу, який полягає в автоматичному або напівавтоматичному відновленні початкового положення елементів зчеплення півмуфт при досягненні мінімально можливого коефіцієнта γ_{dc} в певній мірі

дозволить вирішити проблему надійності роботи запобіжних муфт із збереженням своїх експлуатаційних показників при тривалому терміні функціонування.

Ефективність роботи запобіжних муфт в значній мірі залежить від точності виготовлення окремих деталей та їх складання, якості матеріалів і поверхневої їх термообробки. Тому важливою вимогою, яка висувається до муфт є технологічність конструкції, яка визначається економічною доцільністю її виготовлення при заданій якості в умовах виробництва, експлуатації та ремонту [37]. Важливим технологічним фактором, який впливає на точність спрацювання муфти є рівномірність передачі крутного моменту одночасно всіма парами торцевих елементів зчеплення, наприклад кулачками або кульками, а також їх захист від дії зовнішнього середовища при постійній наявності мастил в парах тертя.

При проектуванні запобіжних муфт необхідно враховувати всі вимоги, які до них висуваються (технічні, технологічні, експлуатаційні), виконання яких забезпечить їх високу надійність і точність в роботі при значному терміні експлуатації.

1.4. Аналіз стендового обладнання для дослідження запобіжних муфт

Для дослідження основних функціонально - експлуатаційних характеристик запобіжних муфт, а також встановлення відповідності до вимог, що висуваються до ефективності та надійності їх роботи, на даний час розроблено ряд конструкцій експериментальних стендів [24; 37; 76; 93; 110; 119] для дослідження запобіжних муфт.

Основними ознаками даних стендів є визначення таких показників запобіжних муфт, як коефіцієнти динамічності, точності спрацювання, стабільності, чутливості, характер зміни крутного моменту, зона переходу пружного режиму роботи в запобіжний, вплив зростання моменту опору в часі на процес роботи муфт та ін.

Для встановлення таких показників запобіжних муфт, як точність спрацювання, чутливість до перевантаження, коефіцієнт динамічності, межа переходу пружного режиму в запобіжний та ін. розроблений та виготовлений експериментальний стенд [37; 76; 119], кінематична схема і загальний вигляд якого зображено на рис. 1.12.

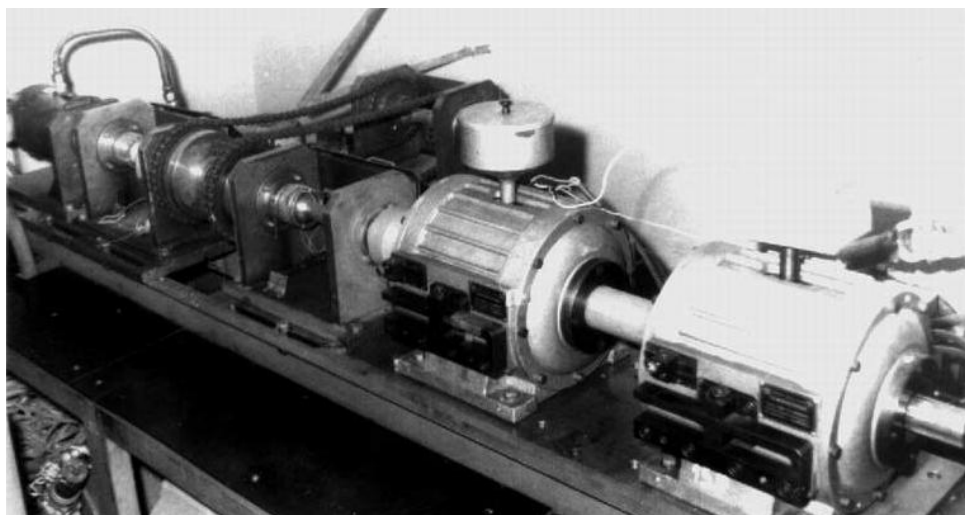
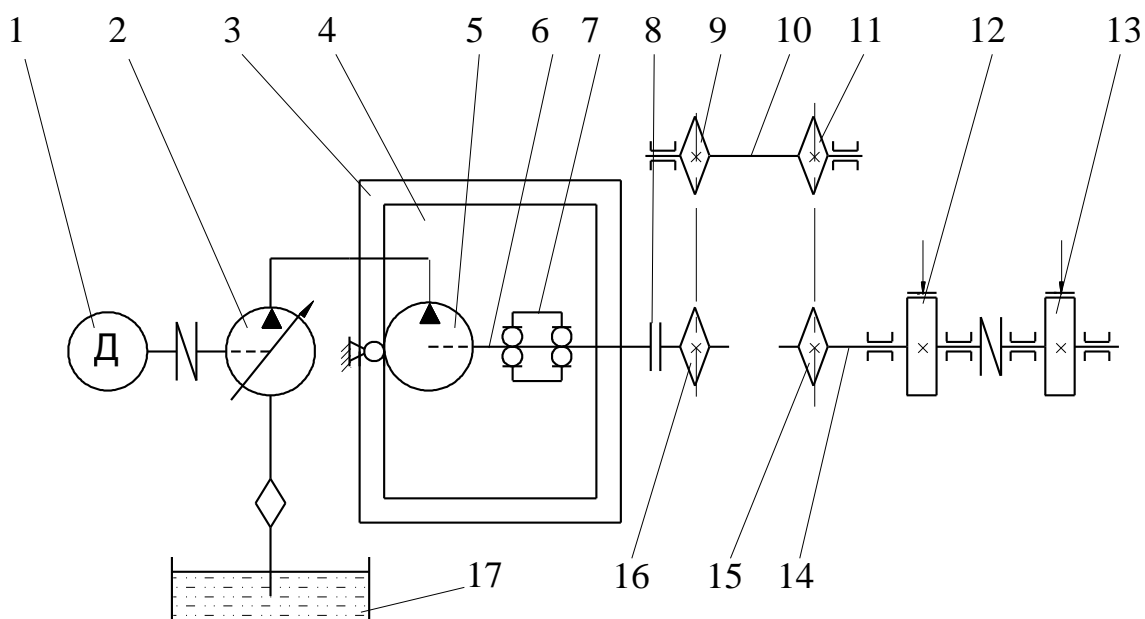


Рис. 1.12. Кінематична схема та загальний вигляд стенду для дослідження запобіжних муфт

Він містить привідний електродвигун 1, з'єднаний за допомогою муфти з гідропомпою 2 гідростатичної передачі, підживлення якого здійснюється від масляного баку 17. Ведуча система, яка розташована на рухомій плиті 4

складається з гідромотора 5 і перетворювача крутного моменту 7, закріпленого на ведучому валу 6. Рухома плита з можливістю крутового і осьового переміщення та фіксації заданого положення встановлена на рамі 3. На ведучому валу розташована дослідна муфта 8, яка за допомогою ланцюгових передач 16, 9 зв'язана з проміжним валом 10. Проміжний вал через ланцюгову передачу 11, 15 передає крутний момент на гальмівний вал 14. На валу послідовно з'єднані два порошкових гальма 12 і 13, які задають момент опору ведучій півмуфті, імітуючи процес перевантаження.

В процесі дослідження, на певних обертах, порошкові гальма створюють момент опору на веденій ланці запобіжної муфти. Характер зміни крутного моменту через перетворювач фіксується на записуючому пристрої (самописець, осцилограф). Розшифрування осцилограм здійснюється на основі тарувальних графіків кутів закручення ланок стенду від навантаження тарувального важеля.

На тензометричних ділянках валів наклеєні тензодатчики, які з'єднані по напівмостовій схемі через струмознімач з виходом тензометричного підсилювача на записуючий пристрій.

Для контролю частоти обертання вала стенда служить перетворювач – непрозорий диск, встановлений на привідному валу. Рівномірно по колу диска виконано 60 отворів. На цьому ж радіусі, по різні сторони диска, встановлені освітлювальна лампа і фотодіод. Отриманий з фотодіоду сигнал представляє собою послідовність імпульсів, частота подачі яких відповідає частоті обертання вала стенда. Підсилений сигнал подається на цифровий частомір. Перетворювач може бути використаний в якості показника обертів при записі осцилограми процесу спрацювання запобіжної муфти.

Технічна характеристика стенда: тип привідного електродвигуна – трифазний асинхронний, з коротко замкнутим ротором електродвигун змінного струму 4A200L4У3; потужність привідного електродвигуна – 45 кВт; діапазон регулювання частоти обертання ведучого вала – 0...1500 об/хв; максимальний крутний момент на ведучому валу – 500 Нм; максимальний гальмівний крутний момент – 800 Нм; спосіб створення навантаження – розімкнутий за допомогою

порошкових гальм, або за допомогою механічного періодичного гальмування; кількість порошкових гальм – 2; тип порошкових гальм – ПТ-40М; метод вимірювання крутного моменту – тензометричний; гідростанція – ГМ8-22Н; охолодження – водяне; розхід води – 12 л/хв; керування режимами роботи стенда – дистанційне з пульта; габаритні розміри – 2800×800×1500 мм.

До переваг даного стенду відносяться високі функціональні можливості, які дають змогу досліджувати та випробовувати як запобіжні муфти, так і пружні, компенсуючі, комбіновані та ін. Окрім цього даний стенд може застосовуватися для припрацювання поверхонь зчеплення запобіжних муфт.

Основними недоліками стенду є його надто великі габаритні розміри, а посадочні діаметри ведучих і ведених валів рівні 50 мм, що значно ускладнює проведення досліджень малогабаритних та низькомоментних муфт. З аналізу досліджень муфт на даному стенді [37; 76; 89] встановлено, що при обертах ведучого валу 300...400 об/хв вібрації привідних ланок стенду суттєво впливають на процес роботи досліджувальних муфт, що призводить до різких змін коефіцієнта точності їх спрацювання. Складність стенду та його керування потребує значних затрат часу для його підготовки до експлуатації.

Також відомий [27] дослідний стенд, який зображений на рис. 1.13. Він складається з двигуна 4, редуктора 3, муфти 2 і навантажувального пристрою 18, який зв'язаний з муфтою валом 1, а з датчиками показів 17 – кінцевиком 14. Навантажувальний пристрій містить закріплений на кінцевіку діамагнітний диск 11 з котушками 5, 9 і 11 електромагнітних систем 7, 8 і 10. Навантаження від двох електромагнітних систем 7 і 8, які мають один магнітопровід 6, сприймає другий діамагнітний диск 16. Він жорстко закріплений до проміжного валу і вміщує ротор 12, який сприймає навантаження від третьої електромагнітної системи 10.

При відключенні електромагнітних систем муфта обертається в режимі холостого ходу. З подачею навантаження на котушки 5 виникає магнітне поле, яке викликає появу вихрових потоків в диску 16. Взаємодія даного магнітного

поля з магнітним полем, що викликане вихровими струмами спричиняє гальмівну дію на диск, створюючи момент опору на веденій півмуфті.

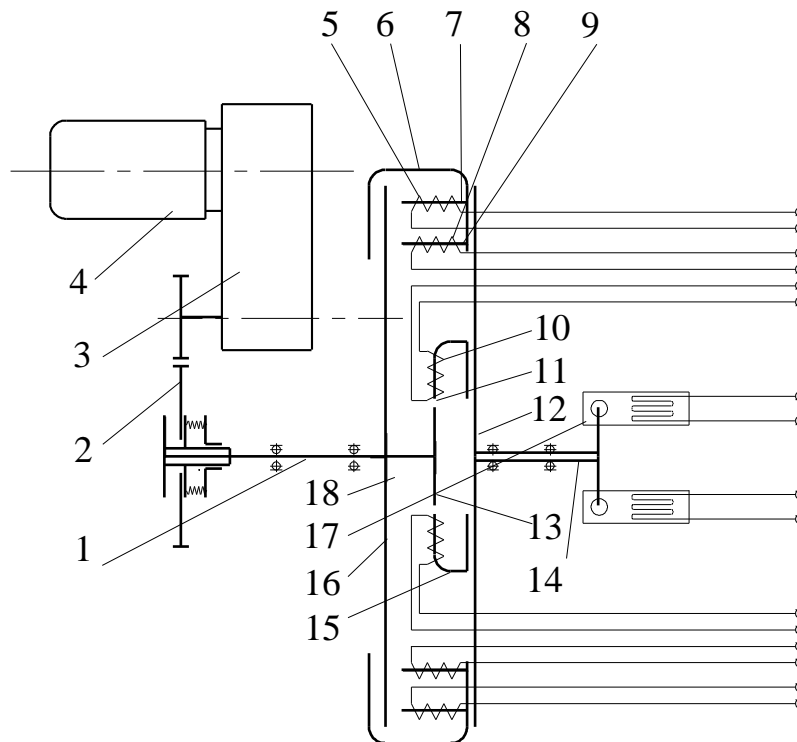


Рис. 1.13. Схема стенду для дослідження запобіжних муфт

Додаткові котушки 9 і 11 другої і третьої електромагнітних систем використовуються при переводі дослідної муфти в необхідний запобіжний режим.

Котушки 19 служать для в'язкого гальмування диска 12, що має можливість плавно чи різко збільшити взаємодію диску з магнітними потоками, який створюється в котушці 9. Це призводить до збільшення гальмівного моменту на диску і відповідно до відносного провертання півмуфт. Котушки 11 служать для жорсткого гальмування хрестоподібним ротором. При вимиканні котушок ротор утворює замкнутий магнітний ланцюг, орієнтуючись своїми полюсами відносно полюсів магнітопроводів, що призводить до замикання магнітних силових ліній. При цьому хрестовини зупиняються, що спричиняє гальмування муфти в жорсткому режимі навантаження.

До переваг даного станда можна віднести можливість забезпечення визначення характеру зміни крутного моменту на ведучій півмуфті, вплив конструктивних та технологічних параметрів на процес спрацювання муфти, забезпечення різних режимів навантаження. Недоліком станду є обмеження з визначення таких параметрів як чутливість муфти, коефіцієнта її стабільності, а особливо часу спрацювання.

На рис. 1.14 [76] зображена схема станда для визначення функціональних та ресурсних характеристик пружно-запобіжних муфт. Він складається з вала 2, електромагнітного пристрою, в котрий входить котушка 3 електромагніта, яка розташовується на валу за допомогою підшипників і фрикційного диска 9, зубчастого колеса, що з'єднане з основою котушки за допомогою підшипників, а також дослідної муфти 5. Вона приводиться в обертний рух через редуктор 6 двигуном 7. Стенд також містить фрикційний пристрій, який включає гвинтову пару 8, пружину 10 і фрикційний диск, що встановлений на валу функціонально задаючого навантаження пристрою 11 і датчиків 1.

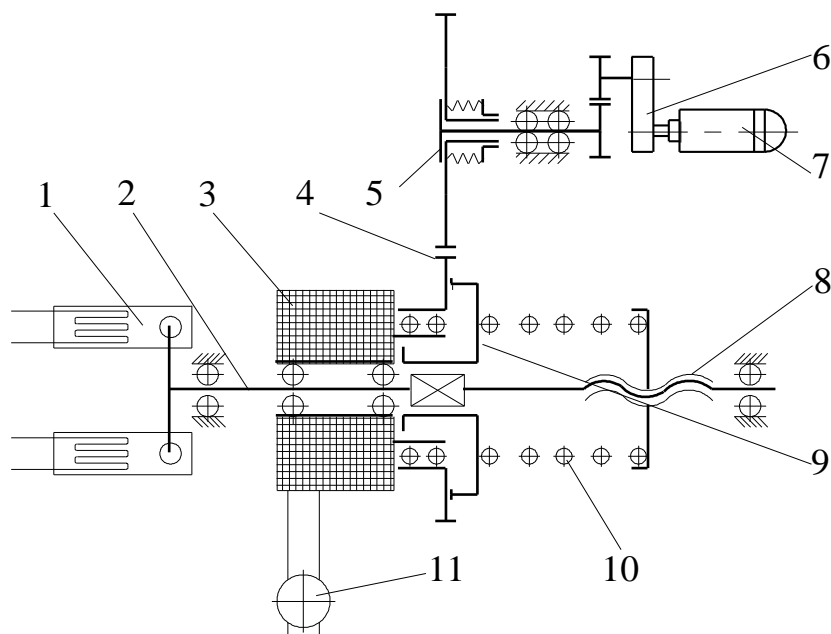


Рис. 1.14. Схема станда для дослідження запобіжних муфт

В процесі роботи, гвинтовою парою, пружиною та підтискним фрикційним диском створюється основний навантажувальний момент, який

регулюється в широкому діапазоні перед налагоджуванням стенда. Під час обертання, муфта навантажена моментом опору, який викликаний стисканням фрикційних поверхонь зубчатого колеса і фрикційного диску. Момент опору через диск і вал за допомогою важеля, закріпленого на валу, передається через кульки на датчик 1. В певний момент часу з функціонального задаючого пристрою напруга передається на котушку, в результаті чого фрикційний диск отримує додаткове переміщення в сторону фрикційної поверхні зубчатого колеса, завдяки чому створюється додаткове навантаження, що призводить до розчеплення півмуфт.

Конструкція даного стенду дозволяє визначити такі експлуатаційні параметри пружно-запобіжних муфт як стабільність моменту в часі, характеристики чутливості, точності і часу спрацювання.

Основним недоліком стенду є складність проведення досліджень при ударних навантаженнях на робочому органі, оскільки фрикційні передачі не можуть забезпечити різкого зростання моменту опору.

Розглянуті стенди представлені авторами лише у вигляді кінематичних схем і не дають змоги оцінити вплив конструктивних і технологічних особливостей стендів на процес дослідження запобіжних муфт.

Також відомий стенд (рис. 1.15), який містить стаціонарну плиту 1, в підшипникових опорах якої розташований вал 2 із дослідною запобіжною муфтою 3 [27]. До однієї з опор кріпиться механізм для створення навантаження 4, в корпусі якого розташований гвинт 5. На різнонаправлених різьбових частинах гвинта розташована права та ліва щоки 6 з фрикційними накладками, між якими встановлений гальмівний диск, що обертається з валом. До стаціонарної плити кріпиться пересувна плита 8, на якій розміщені вузли приводу. Передача крутного моменту на муфту здійснюється з високомоментного двигуна постійного струму 9 (2ПБВ-80МУХЛ4), через планетарний редуктор 10, вал-зірочку 11, за допомогою ланцюгової передачі. Пересувна плита може зміщуватись по пазах 12, для зміни міжосьової віддалі

ланцюгової передачі. Напряга живлення для обмотки збудження двигуна подається з джерела постійного струму БА – 44А.

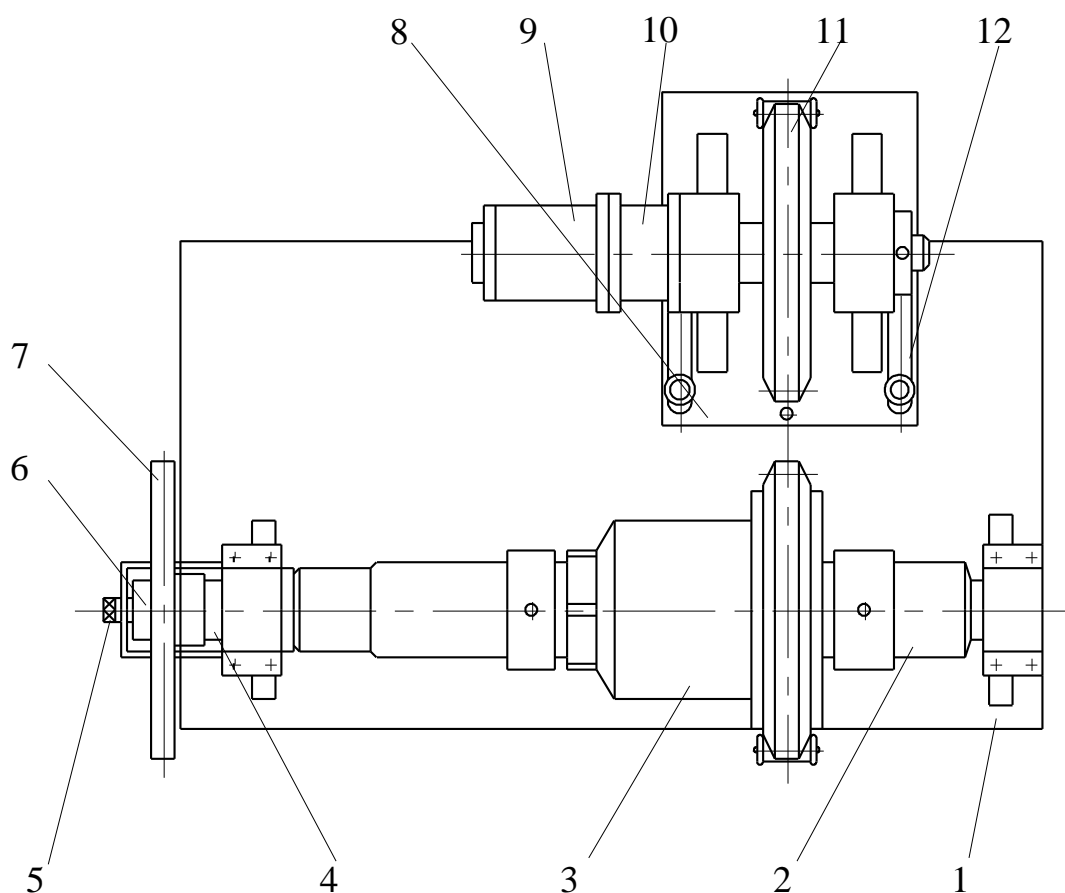


Рис. 1.15. Стенд для дослідження запобіжних муфт

Крутний момент на ведучу частину досліджуваної муфти передається за допомогою ланцюгової передачі з електродвигуна постійного струму через планетарний редуктор і вал-зірочку. Навантаження на ведучу півмуфту здійснюється за допомогою диска і навантажувального механізму. При обертанні гвинта відбувається затискання (розтискання) диска і тим самим проходить зростання або зменшення моменту опору на вал і ведені частини запобіжної муфти. Можливість осьового зміщення гвинта в опорах дозволяє щокам при затиску диска самовстановлюватись.

До переваг даного стенда можна віднести компактність і простоту в керуванні привідного валу, а також при створенні гальмівного моменту.

Однак даний стенд значно ускладнює процес запису характеру зміни крутного моменту, а ручне навантаження на ведений вал не дає можливості моделювати різні види гальмівного навантаження.

З метою припрацювання робочих поверхонь запобіжних муфт розроблений стенд [76], який зображений на рис. 1.16. В процесі припрацювання півмуфт проходить зміцнення їх поверхневого шару, що викликане зміною мікротвердості поверхонь за рахунок пружно – пластичної деформації.

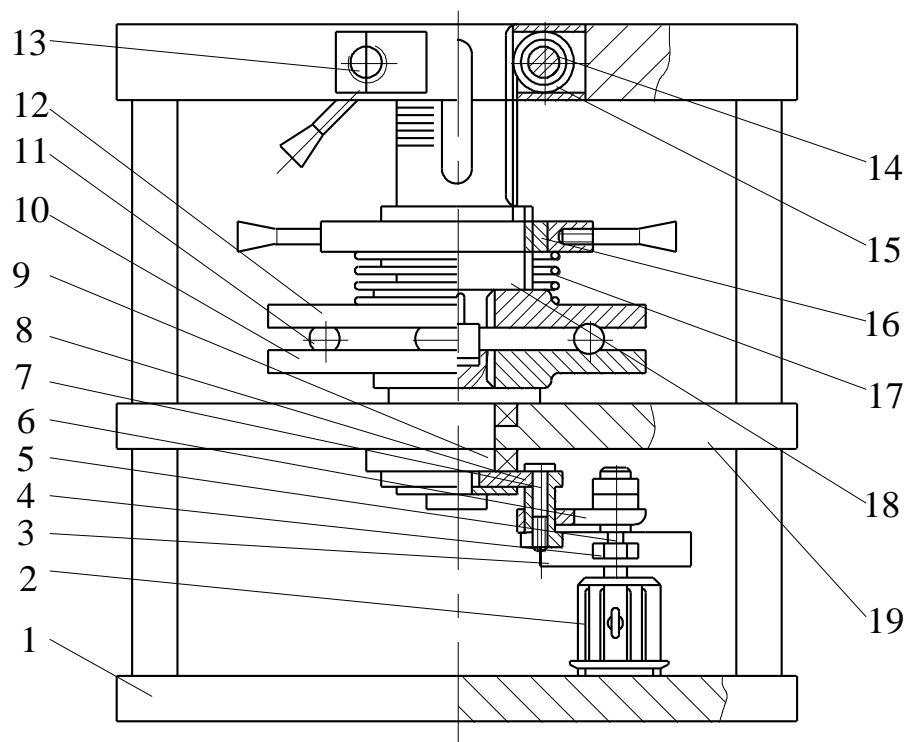


Рис.1.16. Стенд для припрацювання та тарування запобіжних муфт

Стенд складається з рами 1, в нижній частині якого вертикально встановлений електродвигун 2, на вихідному валу якого жорстко закріплений диск 3, що має в верхній основі Т – подібний паз 5. В цьому пазу розташована вісь 4 на певній відстані від осі диска, яка визначається в залежності від довжини радіусу лунки півмуфти по формулі

$$l = R_{np} \frac{\pi}{180^\circ} \left[\arccos \frac{A^2 + R^2 - (L+r)^2}{2 \times A \times R} - \arccos \frac{A^2 + R^2 - (L-r)^2}{2 \times A \times R} \right], \quad (1.10)$$

де l – довжина радіусної лунки півмуфти;

R_{np} – приведений радіус розміщення лунок на півмуфті;

A, L, R – відповідно міжцентрова відстань між валами електродвигуна і привідним валом ведучої півмуфти, довжина тяги і важеля.

Тяга 6 одним кінцем закріплена на осі, а другим з'єднана з пальцем 7, на якому кріпиться важіль 8, що жорстко встановлений іншою стороною на привідному валі 9. Цей вал вертикально розміщений на основі 19 і на його вільному кінці фіксується півмуфта 10 з виконаними в ній лунками для розташування кульок 11, які затискаються півмуфтою 12, встановленою на вертикальному валу 18 з можливістю осьового переміщення. Регулювання затиску півмуфти пружиною 17 проводиться встановленою на валу 18 гайкою 16. Вал 18 кріпиться до верхньої плити рами гвинтом 13, а переміщення в осьовому напрямку здійснюється за допомогою зубчатої рейки 15 і шестерні 14. При повертанні гвинта за допомогою шестерні вал опускається в крайнє нижнє положення і кульки опиняються в лунках півмуфти.

При припрацюванні кулькових запобіжних муфт, півмуфти які виготовлені із сталей 45 і 40Х кульками діаметром 8, 10, 12 мм, збільшується твердість поверхневого шару лунок на 18...25%, зменшується шорсткість поверхонь і коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями.

Одним із недоліків даного стенду є обмеження при припрацюванні складних конструкцій запобіжних муфт, а також визначення їх функціонально-експлуатаційних характеристик.

Вище наведені стенди мають як свої переваги, так і недоліки. Однак конструктивна схема кожного стенду направлена на забезпечення дослідження певних параметрів, що не може задовольнити вимоги до процесів спрацювання низькодинамічних запобіжних муфт, визначення раціональних параметрів яких є однією з основних задач даної дисертації.

Тому, для визначення експлуатаційних параметрів низькодинамічних муфт, в роботі буде використаний спеціально спроектований стенд.

1.5. Висновки

Проведений аналіз схем запобіжних муфт, результатів теоретичних і експериментальних досліджень з визначення їх раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів показав, що проблема, пов'язана із зниженням динамічних навантажень на приводи машин в процесі буксування муфт не є повністю вирішеною.

Існуючі типи низькодинамічних муфт мають такі основні недоліки: або є конструктивно складними, або є недосконалими з точки зору експлуатаційних вимог. Застосування саморозмикних муфт обмежене в приводах, які не мають реверсних передач, або потребує значних затрат часу на відновлення початкового стану, що знижує продуктивність технологічних машин.

Одним з перспективних шляхів вирішення даної проблеми є розробка і обґрунтування параметрів таких конструкцій низькодинамічних запобіжних муфт, режим роботи яких забезпечить різке (на порядок і більше) зниження динамічних навантажень на привід в процесі буксування півмуфт у порівнянні з початковим моментом спрацювання, на який розрахована муфта. Наприклад якщо муфта спрацьовує при 500 Нм то подальші замикання півмуфт повинні здійснюватись при крутному моменті 50 Нм і менше.

Відновлення початкового положення півмуфт повинно здійснюватись шляхом зменшення частоти обертання ведучих ланок приводу, без зупинки приводу машин.

Розробка та впровадження конструкцій таких типів запобіжних муфт, з правильним вибором їх параметрів дозволить підвищити експлуатаційні та ресурсні характеристики машин і механізмів.

РОЗДІЛ II

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ СПРАЦЮВАННЯ НИЗЬКОДИНАМІЧНИХ КУЛЬКОВИХ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

2.1. Силовий аналіз кулькового механізму розтиску півмуфт з торцевими елементами зачеплення

З метою зниження рівня колових ударних навантажень, які виникають у процесі входження в контакт елементів зачеплення, при буксуванні півмуфт, запропонована схема саморозмикної кулькової запобіжної муфти, розгортка несучих елементів якої зображена на рис. 2.1. При виникненні перевантаження на робочому органі машини ведена півмуфта (ВП) гальмується, і як правило зупиняється. Рухома ведуча півмуфта (ВД) із масою m , при цьому, продовжує обертатись. Це спричиняє розмикання елементів зчеплення (в даному випадку кульки виходять із лунок) і деформацію пружини з жорсткістю C , яка підтискає в осьовому напрямку рухому півмуфту. В традиційних запобіжних муфтах при підході до наступних лунок півмуфти кульки входять у зачеплення, що призводить до колових ударних навантажень на елементи приводу при моменті опору, який перевищує допустимий. Даний недолік можна усунути, якщо перед лунками встановити похилі виступи (рис. 2.1) з певним кутом нахилу і висотою h_0 . Тоді, кульки з рухомою півмуфтою, які в зоні зачеплення рухаються зі швидкістю $V = \omega R$ (ω – кутова швидкість рухомої півмуфти; R – радіус розташування елементів зчеплення), отримують додаткове осьове переміщення в напрямку стискання пружини, а далі під дією сили стиснутої пружини вертаються у зворотному напрямку. Такий зворотно-поступальний рух проходить за певний час t , за який рухома півмуфта повинна пройти шлях $L = \omega R t$, що перевищує розміри лунки. Це виключить можливість попадання кульок у лунки і знизить рівень колових ударних навантажень. Відновлення початкового положення, при постійному моменті опору, здійснюється шляхом зниження частоти обертання ведучої півмуфти, що призведе до зменшення відстані L і відповідно входження в зачеплення кульок із лунками.

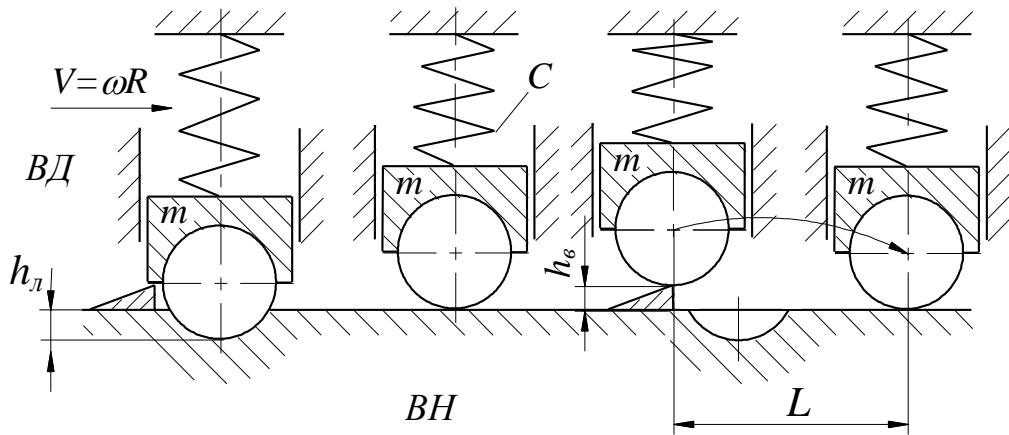


Рис. 2.1. Схема розгортки процесу переміщення ведучої півмуфти відносно веденої

Даний режим роботи кулькової запобіжної муфти може здійснюватись лише за умови певного співвідношення його конструктивних і кінематичних параметрів, які необхідно визначити.

Першочергово проведемо силовий аналіз схеми такого механізму розтиску півмуфт. При цьому, зроблені наступні допущення:

- кульки мають форму ідеальної сфери;
- лунки, виконані ідеальної напівсферичної форми;
- кульки, півмуфти, поверхня лунок є абсолютно твердими;
- радіальним, кутовим та осьовим зміщенням півмуфт нехтуємо;
- відцентровими силами, які діють на кульки нехтують;
- жорсткість пружин при їх деформації не змінюються;
- внутрішнім тертям у пружинах нехтуємо;
- прилягання торцевих поверхонь пружин до півмуфти рівномірне;
- поперечним коливанням пружин нехтуємо;
- контактні напруження в зонах взаємодії кульок з лунками, виступами і торцевими поверхнями півмуфт не призводить до деформації тіл взаємодії;
- враховуючи незначні переміщення кульок при їх виході з лунок у порівнянні з величиною радіуса розташування кульок відносно осі муфти довжини дуг замінюємо хордами;
- торцеві поверхні півмуфт абсолютно плоскі.

Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами механізму розтиску півмуфт в момент виходу кульок із зачеплення з напівсферичними лунками зображена на рис. 2.2 *а* і *б*. На схемах і при розрахунках використовуються наступні позначення:

F_k – колова сила;

F_0 – осьова сила;

F_{np} – сила пружини;

$F_{тр}$ – сила тертя;

α – кут між торцевою поверхнею веденої півмуфти (ВН) і лінією, що з'єднує край лунки й центр кульки, яка закріплена у ведучій півмуфті (ВД);

α_0 – початкове значення кута α ;

α_T – величина приросту кута α ;

ρ – кут тертя в парах кулька – лунка та рухомих з'єднаннях півмуфт;

φ – кут зміщення півмуфт в коловому напрямку;

C – жорсткість пружини;

δ_0 – попередній натяг пружини;

Δ_T – текуча деформація пружини при зміщенні півмуфт;

r – радіус кульки;

R – радіус розташування кульок відносно осі муфти;

Δ_0 – величина зазору між торцевими поверхнями півмуфт в початковому положенні;

h_l – величина заглиблення лунки у ведену півмуфту;

h_e – висота похилого виступу;

Y_0 – величина переміщення кульки до повного виходу із зачеплення з лункою в проекції на вісь OY ;

Y_n – довжина похилого виступу;

Y_T – текуче значення зближення центру кульки до краю лунки в проекції на вісь OY ;

Y' – колове переміщення півмуфт, при проходженні похилого виступу;

T_m – крутний момент, який передає муфта при виході кульок із зачеплення з лунками;

T_e – крутний момент, який виникає від переміщення кульок по поверхні виступу;

X_T – теж саме значення зміщення кульки по похилому виступу в напрямку осі OX ;

n – кількість кульок у запобіжній муфті.

В загальному випадку, із врахуванням сил тертя в елементах зачеплення та рухомих з'єднаннях півмуфт, осьова сила, яка виникає в точці контакту кульки з лункою визначається [30]

$$F_0 = F_k \operatorname{tg}(\alpha - \rho), \quad (2.1)$$

де

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_T,$$

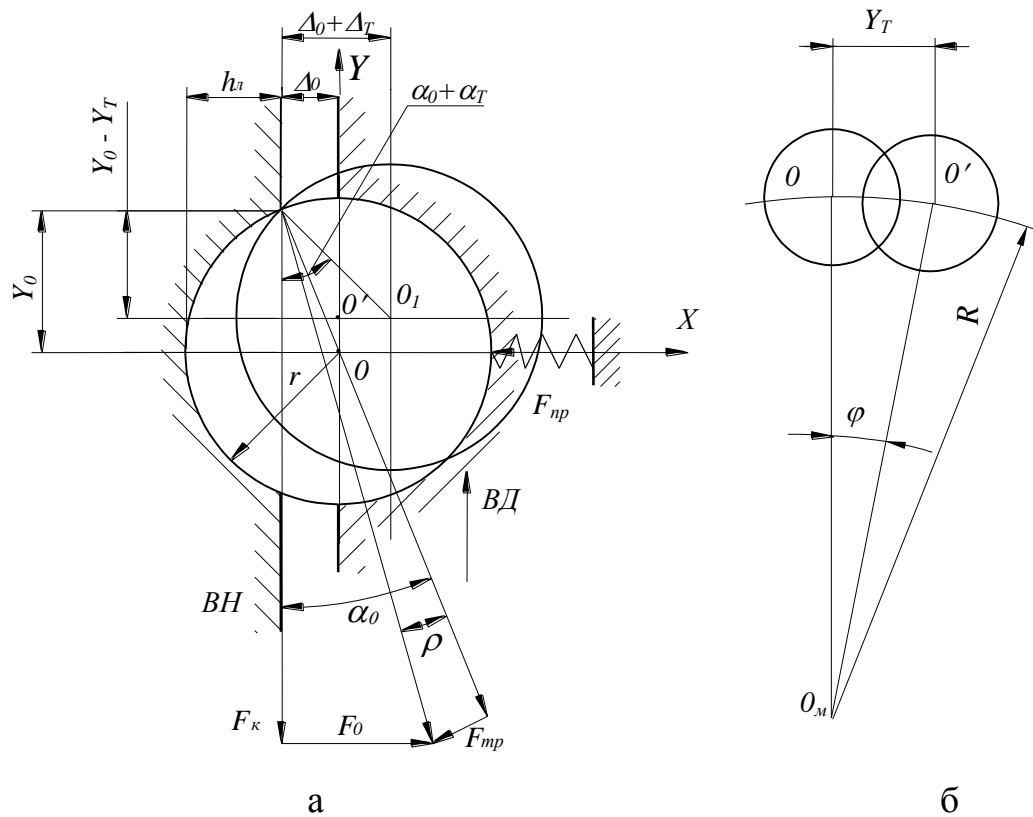


Рис. 2.2. Схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами кулькового механізму розтиску півмуфт

Оскільки осьова сила F_0 рівна силі пружини $F_{np} = C (\delta_0 + \Delta_T)$, то із врахуванням рівняння (2.1) отримаємо

$$F_k = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}, \quad (2.2)$$

Оскільки при відносному зміщенні півмуфт їх осьове переміщення Δ_T взаємопов'язане з кутовим провертанням (φ), то визначаємо їх функціональну залежність

$$\begin{aligned} (Y_0 - Y_T)^2 + (\Delta_0 + \Delta_T)^2 &= r^2, \\ \Delta_T &= \sqrt{r^2 - (Y_0 - Y_T)^2} - \Delta_0. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Оскільки

$$Y_0 = \sqrt{r^2 - \Delta_0^2} = \sqrt{r^2 - (r - h_n)^2} = \sqrt{h_n(2r - h_n)}, \quad (2.4)$$

то

$$\Delta_T = \sqrt{r^2 - (\sqrt{h_n(2r - h_n)} - Y_T)^2} - r + h_n. \quad (2.5)$$

Величина Y_T пов'язана з відносним кутом φ провертання півмуфт залежністю

$$Y_T = R\varphi; \quad (2.6)$$

де кут α задається в радіанах.

Підставляючи (2.6) в (2.5) в кінцевому вигляді отримаємо

$$\Delta_T = \sqrt{r^2 - (\sqrt{h_n(2r - h_n)} - R\varphi)^2} - r + h_n. \quad (2.7)$$

При розрахунках необхідно враховувати, що повний вихід кульки з лунки відбувається при зміщенні півмуфт на величину Y_0 від початкового положення. Тому при дослідженні характеру зміни крутного моменту значення φ необхідно змінювати в межах від нуля до

$$\varphi_{max} = \frac{Y_0}{R} = \frac{\sqrt{h_n(2r - h_n)}}{R}. \quad (2.8)$$

У процесі зміщення півмуфт також відбувається зміна кута α . Для аналізу силових параметрів муфти виведемо залежність, яка виражає кут α через конструктивні параметри елементів зачеплення півмуфт

$$\sin(\alpha_0 + \alpha_T) = \frac{\Delta_0 + \Delta_T}{r};$$

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_T = \arcsin\left(\frac{\Delta_0 + \Delta_T}{r}\right). \quad (2.9)$$

З врахуванням (2.7) отримаємо

$$\alpha = \arcsin\left[\frac{r - h_n + \sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_n(2r - h_n)} - R\varphi\right)^2} - r + h_n}{r}\right];$$

$$\alpha = \arcsin\left[\frac{\sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_n(2r - h_n)} - R\varphi\right)^2}}{r}\right]. \quad (2.10)$$

Крутний момент, який передає муфта із врахуванням $T_m = F_k R$, а також рівнянь (2.2), (2.7) і (2.10) отримаємо

$$T_m = \frac{RC \left[\delta_0 + \sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_n(2r - h_n)} - R\varphi\right)^2} - r + h_n \right]}{\left\{ \operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{\sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_n(2r - h_n)} - R\varphi\right)^2}}{r} \right) \right] - \rho \right\}}. \quad (2.11)$$

Для аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і абсолютне значення зміни крутного моменту T_m від кутового зміщення півмуфт φ , розроблена програма розрахунків на ПЕОМ аналітичної залежності (2.11). На основі їх реалізації побудовані графічні залежності $T_m = f(\varphi)$ при таких межах змінних параметрів: рис. 2.3 – $R = (0,06 \dots 0,1)$ м; рис. 2.4 – $r = (0,007 \dots 0,011)$ м; рис. 2.5 – $h_n = (0,4 \dots 0,7)r$; рис. 2.6 – $C = (10000 \dots 50000)$ Нм.

При дослідженні впливу одного з параметрів на величину крутного моменту T_m , інші залишаються незмінними і їх абсолютні значення становили: $R = 0,08$ м; $r = 0,009$ м; $h_n = 0,7r$; $C = 40000$ Нм. При цьому приймали, що $\delta_0 = 0,01$ м; $\rho = 9^\circ$.

Аналізуючи дані залежності можна констатувати, що характер зміни кривої $T_m = f(\varphi)$ має вигляд степеневі функції. Причому збільшення величини R призводить до зменшення опуклості кривих та зростання початкового

крутного моменту, який передає муфта. Також встановлено, що для всіх змінних параметрів максимальний крутний момент $T_{m\max}$ відповідає початковому положенню півмуфт: $T_{m\max}$ при $\varphi = 0$. Це дозволяє визначити аналітичну залежність для інженерного розрахунку муфти та її автоматизованого проектування.

З аналізу рис. 2.4 можна встановити, що при стабільному відношенні $h_n = 0,7r$ зміна радіуса кульки не впливає на початкове значення крутного моменту. Однак при збільшенні величини r зростає кутове зміщення півмуфт до їх повного розчеплення. Так, при збільшенні r від 0,007 до 0,011 м кутове зміщення півмуфт зростає від $4^\circ,47'$ до $7^\circ,31'$. Необхідно зауважити що зростання φ_{\max} обмежує геометричні розміри похилих виступів.

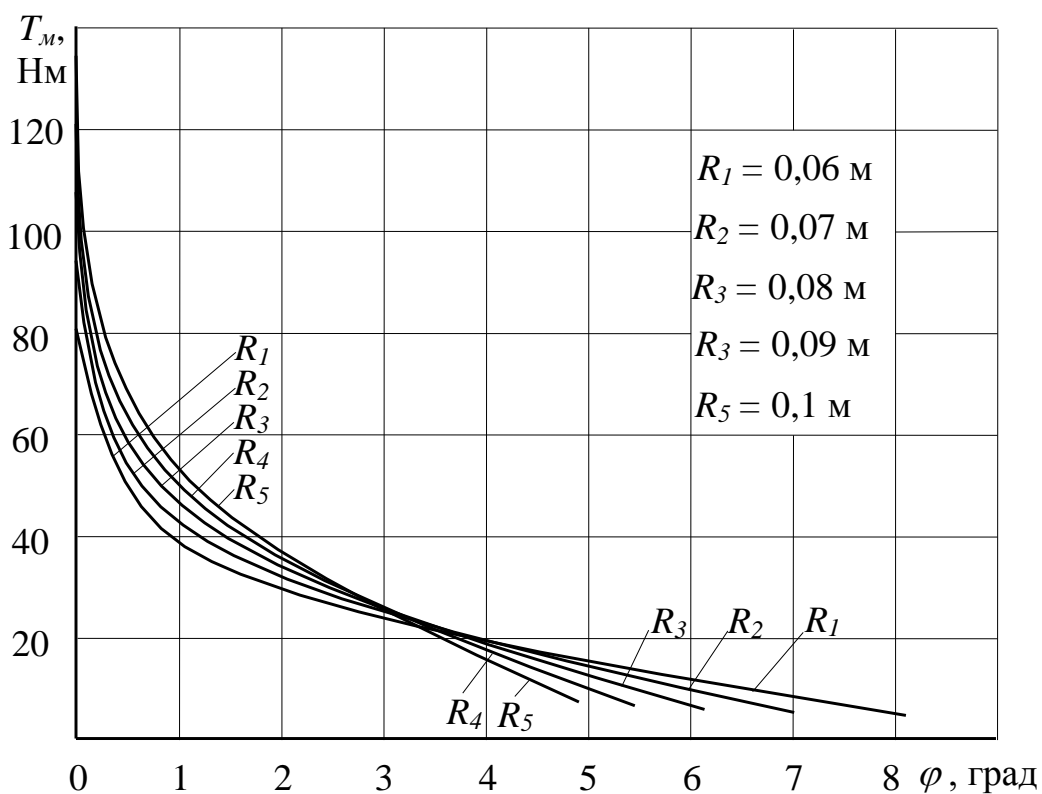


Рис. 2.3. Залежності зміни крутного моменту $T_m = f(\varphi)$ при змінних значеннях радіуса розташування кульок.

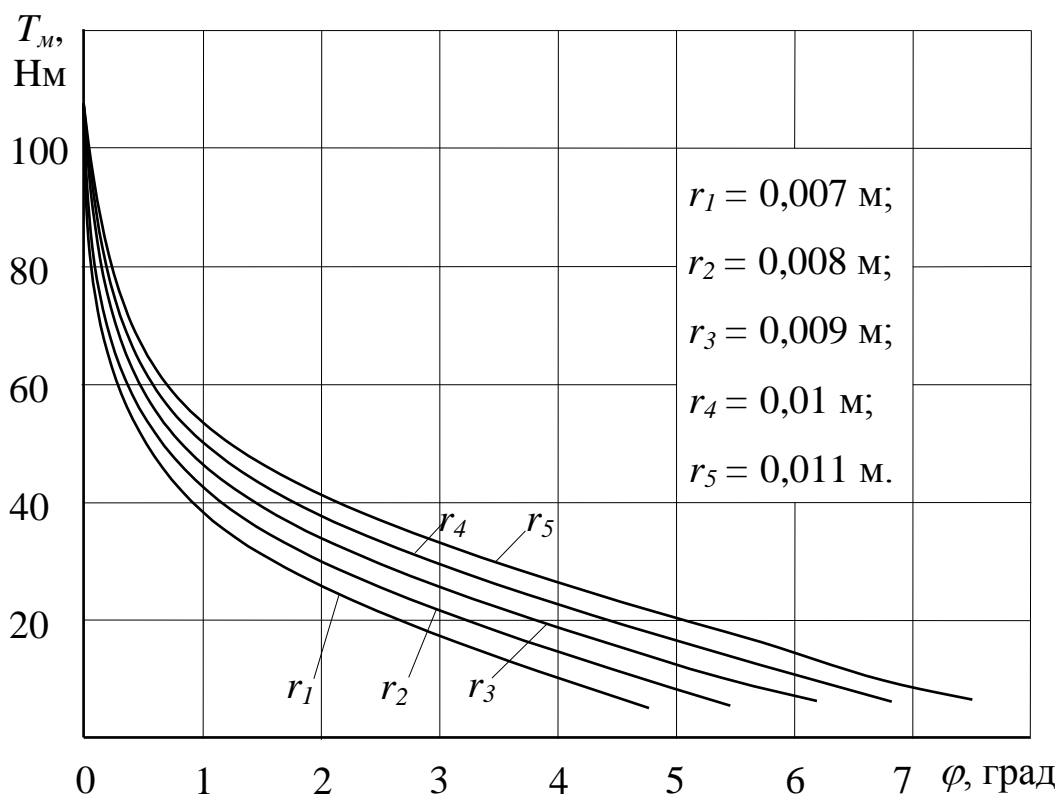


Рис. 2.4. Залежності зміни крутного моменту $T_m=f(\varphi)$ при змінних значеннях радіуса кульок.

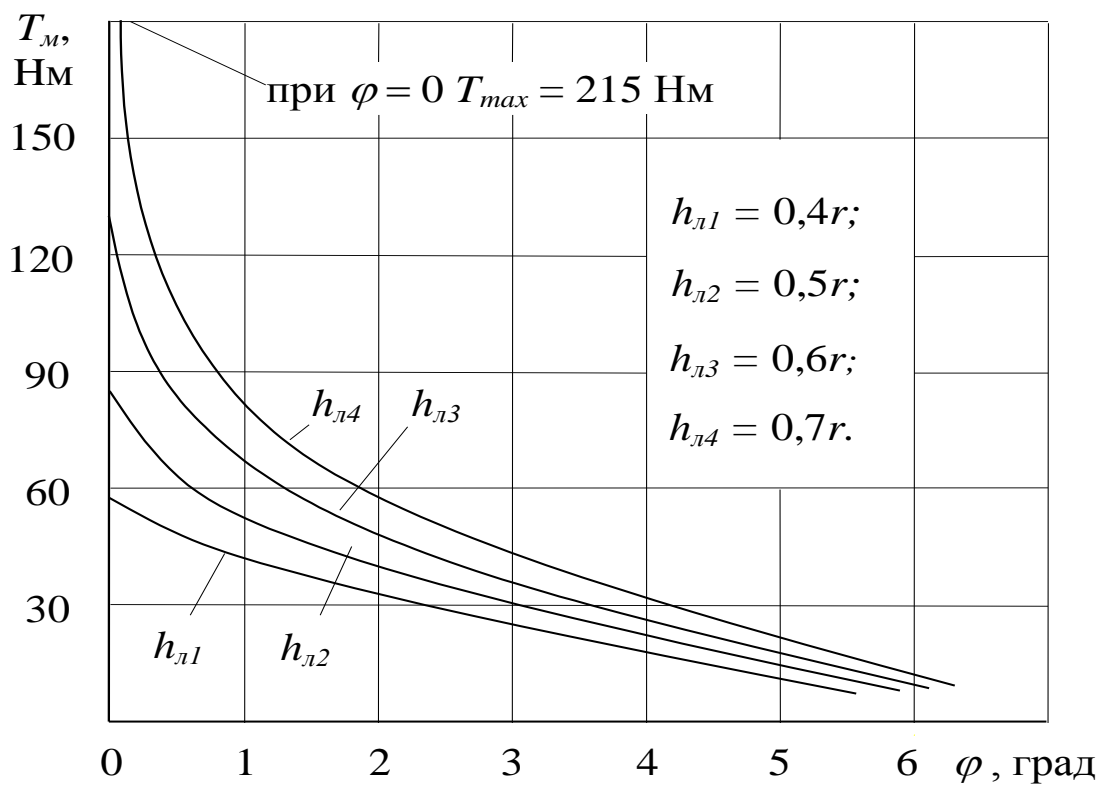


Рис. 2.5. Залежності зміни крутного моменту $T_m=f(\varphi)$ при змінних значеннях глибини лунки.

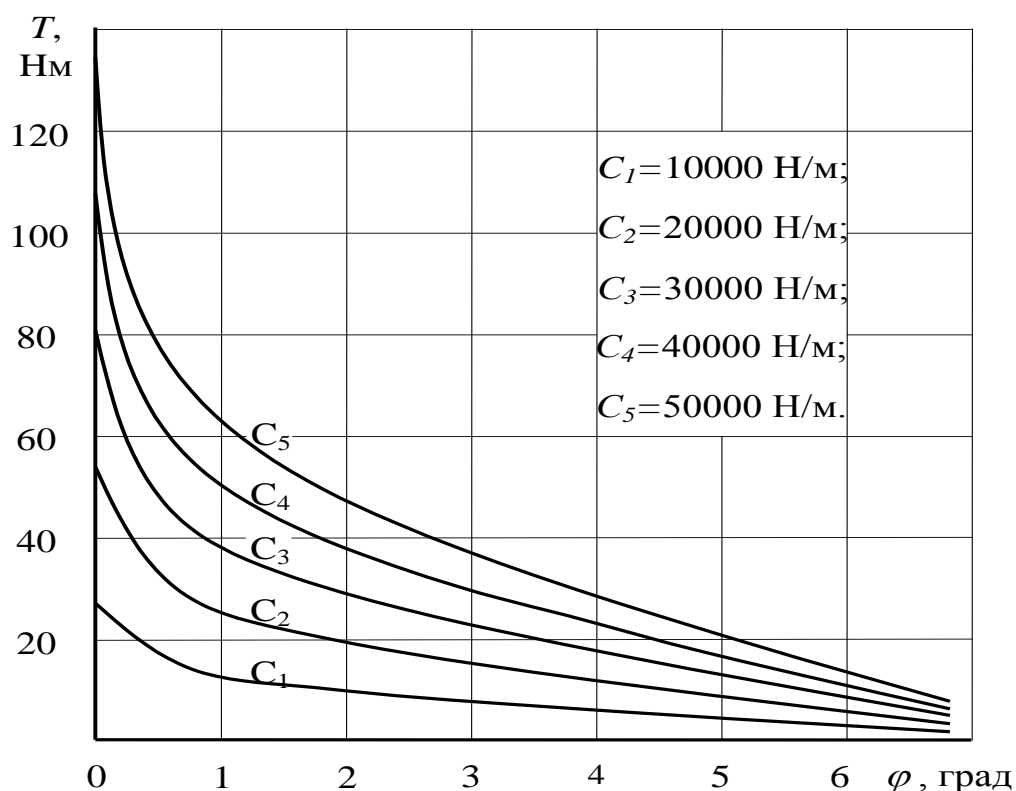


Рис. 2.6. Залежності зміни крутного моменту $T_M=f(\varphi)$ при змінних значеннях жорсткості пружини.

Найбільш суттєвий вплив на характер і рівень зростання $T_{M \max}$ має величина глибини виконання лунки h_L (рис.2.5). Так встановлено, що зростання h_L від $0,4r$ ($T_{M \max} = 54,8 \text{ Нм}$) до $0,8r$ призводить до зростання $T_{M \max}$ у 3,92 рази.

Збільшення жорсткості пружини прямолінійно впливає на зростання $T_{M \max}$ причому характер кривих від зміни величини C суттєво не міняється (рис. 2.6).

Оскільки максимальний крутний момент передається муфтою в її початковому положенні, а надалі при коловому зміщенні півмуфт починає різко спадати, то для визначення інтенсивності впливу вище вказаних параметрів у зазначених межах на зміну $T_{M \max}$ на рис. 2.7 представлено графічні залежності $T_{M \max} = f(R; r; h_L; C)$.

Аналіз даних залежностей показує, що зміна радіуса розташування елементів зчеплення та жорсткість пружини прямопропорційно впливає на зростання крутного моменту. Найбільший рівень росту крутного моменту спостерігається при збільшенні глибини лунок h_L від $0,7r$ і більше.

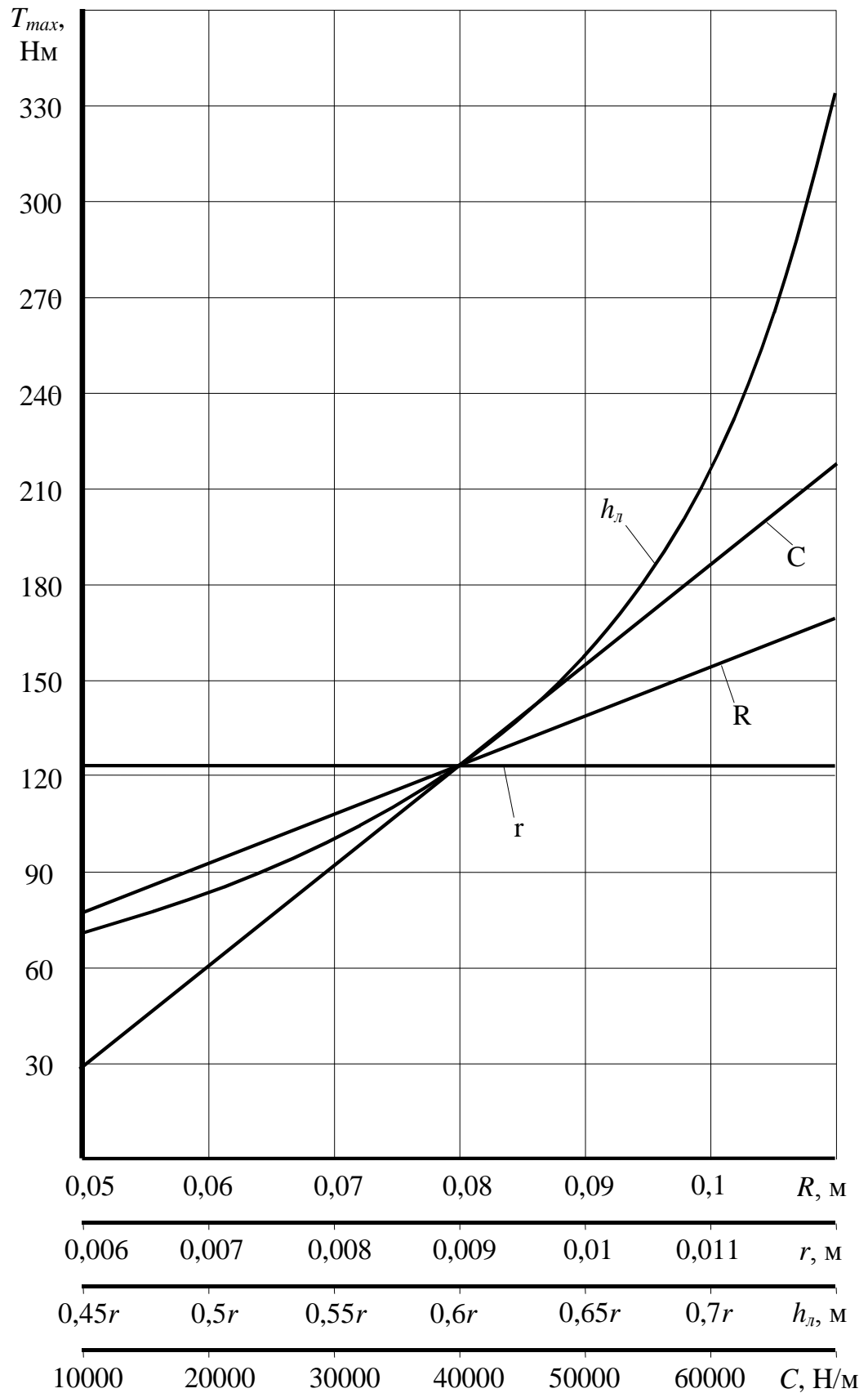


Рис. 2.7. Залежності максимального крутного моменту T_{max} від зміни радіуса розташування елементів зачеплення R , радіуса кульки r , глибини лунки h_l , і жорсткості центральної пружини C .

Графічні залежності, які представлені на рис. 2.7 дають змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра (при заданих інших), на величину крутного моменту, який передає муфта, а також є основою для розробки інженерної методики проектування її конструктивно-технологічних параметрів.

Наступним етапом силового аналізу є визначення характеру зміни крутного моменту при переміщенні кульок по поверхні похилого виступу. Для цього звернемося до розрахункової схеми, яка зображена на рис. 2.8. Беручи за основу залежність (2.2), а також враховуючи вихід кульок на торцеву поверхню веденої півмуфти (на величину h_{np} див. Рис. 2.2а), в загальному випадку, формула для визначення зміни крутного моменту при переміщенні кульок по похилому виступі має вигляд

$$T_{\epsilon} = F_{\kappa} R = \frac{RC(\delta_0 + h_n + X)}{\operatorname{tg}(90^{\circ} - \beta - \rho)}, \quad (2.12)$$

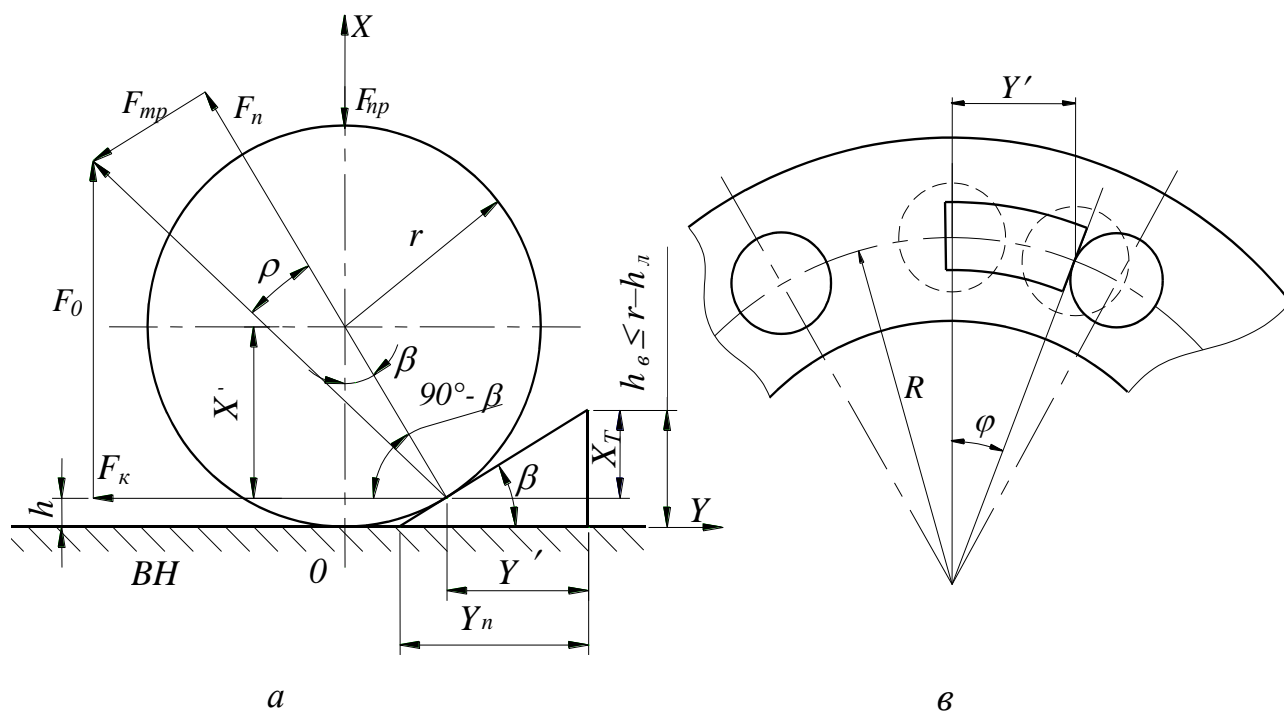


Рис. 2.8. Схема для визначення параметрів взаємодії кульки з похилим виступом

Як відомо, із попередніх досліджень [37] крутний момент в кулькових елементах зчеплення зростає лише при переміщенні кульок по плоскій похилій поверхні лунки. При подальшому перекочуванні кульки по краю виступу крутний момент різко падає.

Тому метою подальших розрахунків є встановлення функціональної залежності величини X_T від кута відносного провертання півмуфт φ при заданому куті нахилу β похилого виступу.

Оскільки в початковий момент кулька одночасно контактує з торцевою поверхнею веденої півмуфти і поверхнею похилого виступу, то визначимо відстань h від точки контакту кульки з похилого виступом до торцевої поверхні півмуфти в напрямку осі OX (рис. 2.8)

$$\cos \beta = \frac{X'}{r}; \quad X' = r \cos \beta;$$

$$h = r - X' = r - r \cos \beta = r(1 - \cos \beta). \quad (2.13)$$

визначається Колове переміщення Y' півмуфт

$$\frac{h_g}{Y_n} = \frac{h}{Y_n - Y'}; \quad \frac{h_g}{Y_n} = \frac{r(1 - \cos \beta)}{Y_n - Y'};$$

$$Y_n = h_g \cdot \operatorname{ctg} \beta;$$

$$\frac{h_g}{h_g \operatorname{ctg} \beta} = \frac{r(1 - \cos \beta)}{h_g \operatorname{ctg} \beta - Y'};$$

$$h_g \operatorname{ctg} \beta - Y' = r(1 - \cos \beta) \operatorname{ctg} \beta;$$

$$Y' = \operatorname{ctg} \beta (h_g - r(1 - \cos \beta)). \quad (2.14)$$

З врахуванням (2.14) визначимо X_T

$$X_T = Y' \operatorname{tg} \beta = h_g - r(1 - \cos \beta). \quad (2.15)$$

Кут φ , при проходженні кульки похилого виступу, розраховується за формулою

$$Y' = R\varphi; \quad \varphi = \frac{Y'}{R}, \quad (2.16)$$

тоді X_T визначається:

$$X_T = \varphi R \operatorname{tg} \beta, \quad (2.17)$$

З врахуванням (2.17) рівняння (2.12) прийме вигляд

$$T_\varepsilon = \frac{RC(\delta_0 + h_n + \varphi R \operatorname{tg} \beta)}{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \rho)}. \quad (2.18)$$

Максимального значення T_ε набуде при осьовому переміщенні кульки на величину X_T . Тоді максимальне значення φ , яке дискретно задається для дослідження характеру зміни T_ε із врахуванням рівнянь (2.14) і (2.16) визначається

$$\varphi_{max} = \frac{\operatorname{ctg} \beta [(h_\varepsilon - r(1 - \cos \beta))]}{R}. \quad (2.19)$$

Аналогічна залежність для визначення максимального крутного моменту, який передає муфта, при досягненні поверхнею кульки вершини виступу із врахуванням (2.12) і (2.15) прийме вигляд

$$T_{\varepsilon max} = \frac{RC[\delta_0 + h_n + (h_\varepsilon - r(1 - \cos \beta))]}{\operatorname{ctg}(\beta + \rho)}. \quad (2.20)$$

Максимальне значення висоти виступу h_ε визначаємо із залежності

$$h_\varepsilon = r - h_n. \quad (2.21)$$

З врахуванням (2.21) визначаємо $T_{\varepsilon max}$

$$T_{\varepsilon max} = \frac{RC[\delta_0 + h_n + ((r - h_n) - r(1 - \cos \beta))]}{\operatorname{ctg}(\beta + \rho)};$$

$$T_{\varepsilon max} = \frac{RC[\delta_0 + r \cos \beta]}{\operatorname{ctg}(\beta + \rho)}. \quad (2.22)$$

Для подальшого аналізу впливу величини кута нахилу виступу на абсолютне значення максимального крутного моменту, знаходимо межі зміни кута β .

Максимальне значення кута нахилу виступу β_{max} визначається з умови, коли кулька в початковому положенні одночасно контактує торцевою поверхнею півмуфти та вершиною виступу а також виконується умова $h_\varepsilon = r - h_n$

Тоді

$$\begin{aligned}\cos \beta &= \frac{r - h_e}{r} = \frac{h_l}{r}; \\ \beta_{max} &= \arccos\left(\frac{h_l}{r}\right).\end{aligned}\quad (2.23)$$

При цьому величини X_T і Y' рівні нулю

Мінімальне значення β_{min} визначається з умови, що виступ може розташовуватись щонайбільше на половині віддалі між сусідніми лунками. Дана умова пояснюється тим, що повторна взаємодія кульок з торцевою поверхнею півмуфти носить випадковий характер (у всіх таких запобіжних муфт коефіцієнт точності спрацювання $\gamma_{mч}$ є більшим одиниці (див ст. 29), а отже колова сила і відповідно величина безконтактного провертання півмуфт після відриву кульок від поверхонь похилих виступів будуть різними). Тому поле розсіювання точок контакту повинно виключити можливість взаємодії кульок, як із лунками, так і з наступними похилими виступами.

Виходячи з цього, знаходимо величину Y_{nmax}

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{h_e}{Y_n} = \frac{r - h_l}{Y_n}, \quad (2.24)$$

враховуючи те, що довжина похилого виступу є рівною половині відстані між двома сусідніми лунками, а також з врахуванням радіуса лунки r_l , то

$$Y_n = \frac{\frac{2\pi R}{n} - 2r_l}{2}.$$

Тоді з врахуванням (2.24) отримаємо

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r - h_l}{\frac{\pi \cdot R}{n} - r_l}; \quad (2.25)$$

Радіус лунки визначаємо з умови

$$\begin{aligned}r_l^2 &= r^2 - (r - h_l)^2; \\ r_l &= \sqrt{2rh_l - h_l^2}.\end{aligned}\quad (2.26)$$

Відповідно з врахуванням (2.26) мінімальне значення кута β становитиме

$$\beta_{min} = \arctg \left(\frac{n(r - h_n)}{\pi R - n\sqrt{2r \cdot h_n - h_n^2}} \right). \quad (2.27)$$

Таким чином у процесі дослідження $T_{\epsilon max} = f(\beta)$ значення кута β змінюється в межах від β_{min} до β_{max} , які розраховуються відповідно за залежностями (2.27) і (2.23).

Для проведення подальшого аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і абсолютне значення зміни максимального крутного моменту $T_{\epsilon max}$, при змінних значеннях кута нахилу лунки, розроблена програма розрахунків на ПЕОМ аналітичної залежності (2.22). На основі результатів розрахунків побудовані графічні залежності максимального крутного моменту $T_{\epsilon max} = f(\beta)$ при змінних значеннях радіуса кульки r , які зображено на рис. 2.9.

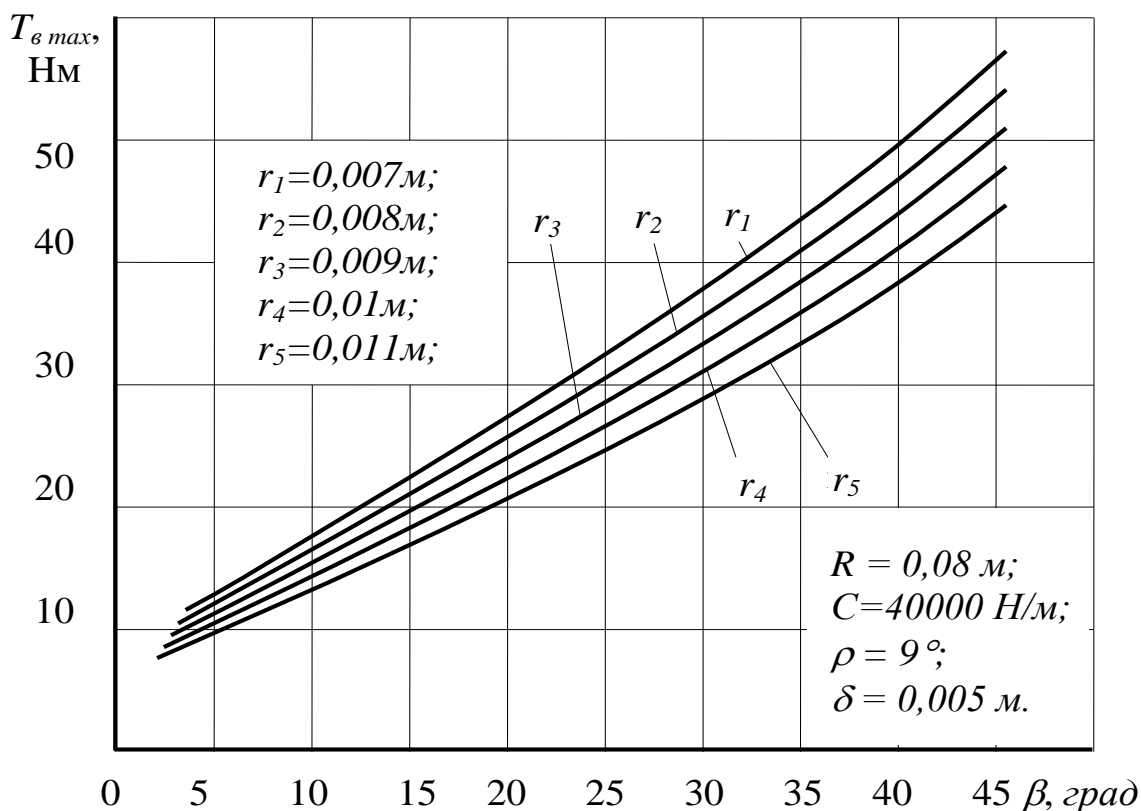


Рис. 2.9. Залежність максимального крутного моменту $T_{\epsilon max} = f(\beta)$ при змінних значеннях радіуса кульки.

З даних залежностей можна зробити висновок, що при збільшенні кута нахилу виступу β максимальний крутний момент $T_{e\ max}$ зростає. Причому збільшення радіуса кульок r призводить до більш плавного зростання величини максимального крутного моменту $T_{e\ max}$.

Аналізуючи графічні залежності на двох етапах спрацювання муфти встановлено, що відношення максимального моменту спрацювання муфти $T_{1\ max}$ на виході кульки із зчеплення з лунками до максимального моменту спрацювання муфти $T_{2\ max}$ при переміщенні кульки по похилому виступу зростає при зменшенні кута його нахилу. Так при постійних величинах $R = 0,08\ м$; $C = 40000\ Н/м$; $\rho = 9^\circ$; $\delta_0 = 0,005\ м$; $h_n = 0,7r$; $i\ r = 0,009\ м$ відношення $k = T_{1\ max}/T_{2\ max}$ при $\beta = 45^\circ$ складає 2,4, при $\beta = 35^\circ$; $k = 3$, при $\beta = 25^\circ$; $k = 4$, при $\beta = 15^\circ$; $k = 6$.

З точки зору силового розрахунку а також мінізації динамічних навантажень на елементи приводу в процесі буксування півмуфт доцільним є збільшення величини коефіцієнта k , який в значній мірі залежить від кута β похилого виступу. Однак вибір його раціональних значень буде здійснено після проведення динамічних розрахунків, при умові що кульки будуть попадати виключно на торцеву поверхню півмуфти при проходженні виступів.

2.2. Силевий розрахунок кулькового механізму розтиску півмуфт з радіальними елементами зачеплення

При аналізі схеми механізму розтиску, який був розглянутий в попередньому підрозділі, стискання рухомої півмуфти здійснюється в осьовому напрямку однією пружиною, яка також визначала навантажувальну здатність (крутний момент) муфти. Це, в свою чергу, спричиняє підвищенні осьові ударні навантаження при безконтактному проходженні лунок кульками та їх повторній взаємодії з торцевою поверхнею півмуфти.

З метою зменшення осьових ударних навантажень в процесі буксування півмуфт запропонована кінематична схема механізму розтиску півмуфт

(рис. 2.10), у якій несучі та відвідні елементи зачеплення виконані автономно та підтиснуті пружними механізмами з різною жорсткістю пружин. Він містить ведений вал 1, на якому, за допомогою шліцевого з'єднання, закріплена ведена півмуфта 2. В радіальних підшипниках встановлена ведуча півмуфта 3. Між торцевими поверхнями півмуфт розташовані розвідні кульки 4. Крутний момент між ведучою і веденою півмуфтами передається за допомогою несучого радіального кулькового зачеплення 5. Несучі кульки підтиснуті пружинами, в осьовому напрямку, із жорсткістю C_1 , а ведена півмуфта – пружиною з жорсткістю C_2 , причому $C_1 \gg C_2$. Розвідні кульки закріплені у торцевій поверхні веденої півмуфти, а з іншої сторони розташовані в пазах 7 ведучої півмуфти, причому перед пазами, над торцевою поверхнею веденої півмуфти виконані похилі виступи 6.

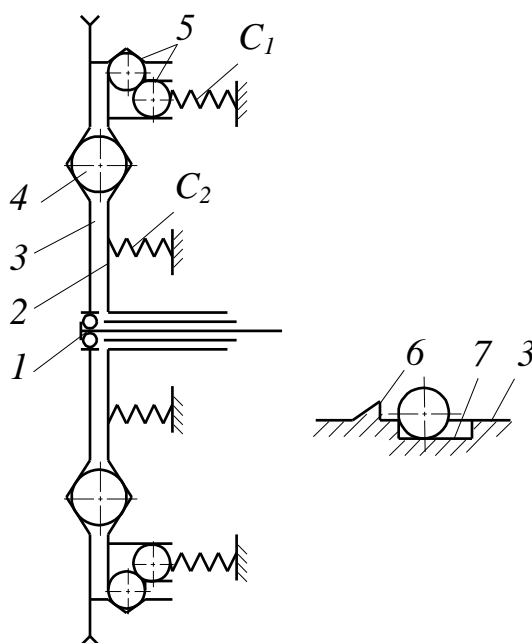


Рис. 2.10. Кінематична схема муфти механізму розтиску півмуфт

В процесі роботи, крутний момент передається за рахунок несучого радіального кулькового зачеплення 5.

У випадку виникнення навантаження, що перевищує допустиме, ведена півмуфта гальмується, а ведуча продовжує обертатись, що призводить до виходу радіальних кульок із зачеплення з лунками ведучої півмуфти і відтискання осьових кульок, з відповідною деформацією пружин із жорсткістю

C_1 . При повному виході радіальних кульок 5 із зачеплення з лунками відповідні кульки 4 сягають протилежного боку пазів 7, а далі виходять на торцеву поверхню ведучої півмуфти, що спричиняє осьове переміщення веденої півмуфти з одночасним стисканням пружини з жорсткістю C_2 .

При підході до наступної групи лунок, кульки 4 переміщуються по похилих виступах, що призводить до подальшого осьового переміщення веденої півмуфти.

Шляхом забезпечення певного співвідношення між масами півмуфт, жорсткістю пружин, конструктивними параметрами похилого виступу, кутової швидкості обертання ведучих ланок, можна досягти того, що повторна взаємодія кульок 4 відбуватиметься з торцевою поверхнею веденої півмуфти за межами пазів 7. Це виключить можливість входження у зачеплення з лунками несучих кульок і відповідно зменшить ударні навантаження на привід у процесі буксування муфти.

Оскільки $C_1 \gg C_2$, то при відносному провертанні півмуфт осьові та колові ударні навантаження на елементи приводу будуть незначними.

Відновлення початкового положення півмуфт здійснюється шляхом зниження частоти обертання ведучої ланки, або виключенням приводу, що призведе до зменшення відносного кутового провертання півмуфт після проходження кульками виступів і їх попадання в пази, а несучих кульок в радіальні лунки ведучої півмуфти.

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей для визначення взаємозв'язку між параметрами муфти і крутним моментом, що передають несучі та радіальні кульки при відносному провертанні півмуфт, тобто при виникненні перевантаження.

Схема для встановлення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами несучого радіального кулькового зачеплення зображена на рис. 2.11. Приймаємо, що кульки, які розташовані в радіальних осьових пазах є однаковими, з радіусом r . На схемі приведені наступні позначення:

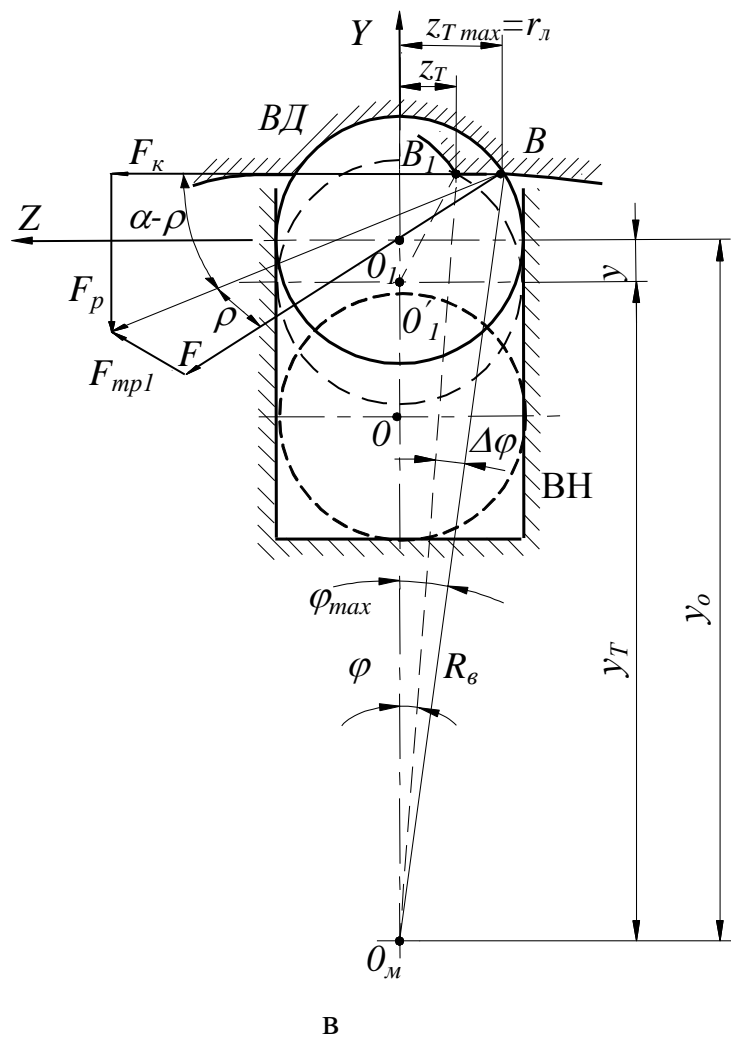
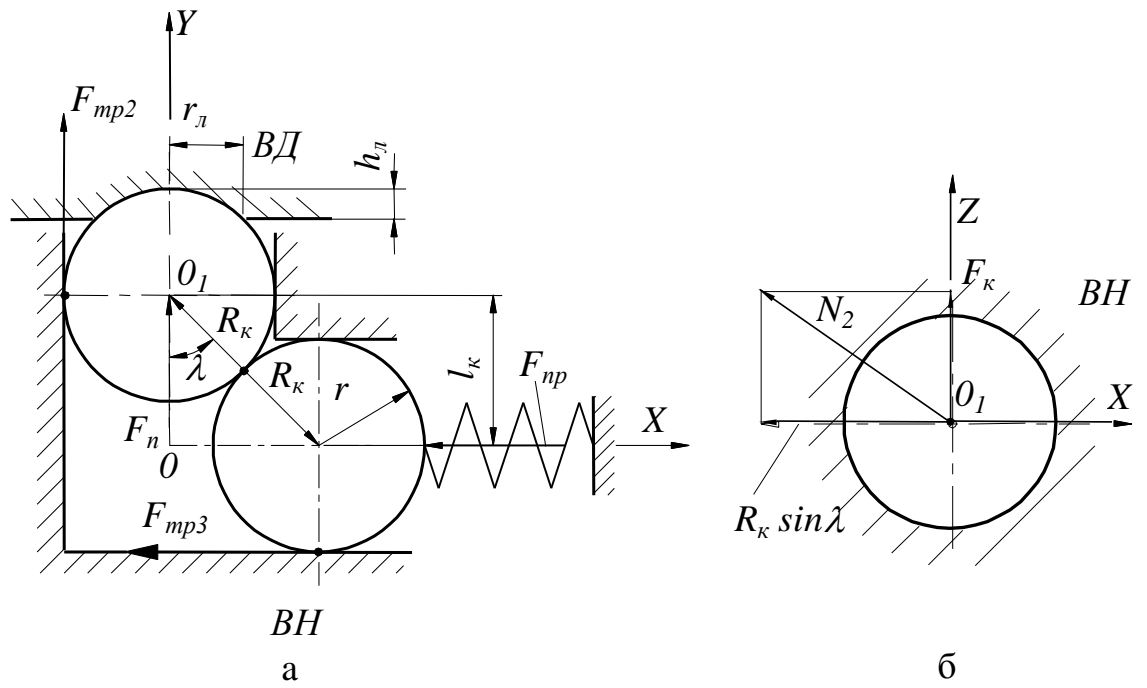


Рис. 2.11. Схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами радіального кулькового зачеплення

F – нормальна сила від взаємодії радіальної кульки з краєм лунки ведучої півмуфти;

F_k – колова сила;

F_p – радіальна сила;

F_n – сумарна сила протидії зміщенню кульки у радіальному пазу;

R_k – сила реакцій в точці дотику кульки;

F_{np} – сила центральної пружини, що діє в осьовому напрямку;

F_{mp_1} ; F_{mp_2} ; F_{mp_3} – сили тертя відповідно в парах кулька-лунка; кулька-радіальний паз; кулька-осьовий паз;

N_2 – результуюча від дії сил F_k і $R_k \sin \alpha$ в площині O_1XZ ;

α – кут між силами F і F_k ;

R_e – радіус внутрішньої поверхні ведучої півмуфти;

y_o – початковий радіус розташування несучої кульки з центром т. O_1 , відносно центральної осі муфти;

z_T – текуче значення зміщення лунки ведучої півмуфти відносно несучої кульки;

y_T – текучий радіус розташування несучої кульки відносно осі муфти;

φ – кут зміщення півмуфт в коловому напрямку;

ρ – кут тертя від дії сили F_{mp_1} ;

λ – кут між вертикальною віссю і лінією, що з'єднує центри кульок;

r_l і h_l – відповідно радіус і глибина радіальних лунок;

l_k – відстань між центрами кульок в радіальному напрямку, при повному заглибленні кульок у лунки;

f – коефіцієнт тертя.

Першочергово визначимо результуючу силу від взаємодії кульок з лунками і поверхнею радіального пазу в напрямку осі OY

$$F_n + F_{mp_2} = F_p = F_k \operatorname{tg}(\alpha - \rho). \quad (2.28)$$

Сила F_n пов'язана із силою реакції R_k залежністю

$$F_n = R_k \cos \lambda. \quad (2.29)$$

З врахуванням (2.29) формула (2.28) прийме вигляд

$$R_{\kappa} \cos \lambda + F_{mp_2} = F_p = F_{\kappa} \operatorname{tg}(\alpha - \rho);$$

$$R_{\kappa} = \frac{F_{\kappa} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - F_{mp_2}}{\cos \lambda}. \quad (2.30)$$

З іншої сторони виведемо рівняння рівноваги осьової кульки

$$R_{\kappa} \sin \lambda = F_{np} + F_{mp_3};$$

$$R_{\kappa} = \frac{F_{np} + F_{mp_3}}{\sin \lambda}. \quad (2.31)$$

Прирівнюючи рівняння (2.30) і (2.31) визначаємо колову силу F_{κ} , що визначає крутний момент, який передає муфта

$$F_{\kappa} = \frac{(F_{np} + F_{mp_3}) \operatorname{ctg} \lambda + F_{mp_2}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (2.32)$$

Для визначення сили F_{κ} , розпишемо сили тертя F_{mp_2} і F_{mp_3} , а також силу пружини за відомою залежністю $F_{np} = C(\delta_0 + \Delta_T)$. Сила тертя F_{mp_2} визначається із сумарної дії сил F_{κ} і $R_{\kappa} \sin \lambda$ (рис. 2.11.б), що діють у взаємоперпендикулярних напрямках в площині O_1XZ радіальної кульки

$$F_{mp_2} = N_2 f = f \sqrt{F_{\kappa}^2 + R_{\kappa}^2 \sin^2 \lambda}. \quad (2.33)$$

Сила тертя F_{mp_3} визначається через нормальну реакцію від дії радіальної складової R_{κ}

$$F_{mp_3} = R_{\kappa} f \cos \lambda. \quad (2.34)$$

Оскільки у правих частинах формул (2.33) і (2.34) присутня величина R_{κ} то виразимо її через відомі значення, користуючись залежностями (2.2), (2.31) і (2.34)

$$R_{\kappa} \sin \lambda = C(\delta_0 + \Delta_T) + R_{\kappa} f \cos \lambda;$$

$$R_{\kappa} (\sin \lambda - f \cos \lambda) = C(\delta_0 + \Delta_T);$$

$$R_{\kappa} = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda}. \quad (2.35)$$

Перетворюючи вираз (2.32) з урахуванням виведених залежностей (2.33), (2.34) і (2.35) формула для визначення колової сили F_κ набуде вигляду

$$F_\kappa = \frac{\left[C(\delta_0 + \Delta_T) + \left(\frac{C(\delta_0 + \Delta_T)f \cos \lambda}{\sin \lambda - f \cos \lambda} \right) \right] \operatorname{ctg} \lambda + f \sqrt{F_\kappa^2 + \left[\frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda} \right]^2 \sin^2 \lambda}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (2.36)$$

Оскільки силу F_κ з рівняння (2.36) аналітичним методом визначити неможливо, то її розраховують чисельним методом за допомогою ЕОМ.

При цьому виведена залежність дає змогу оцінити колову силу лише в початковий момент, не враховуючи провертання півмуфт, підставивши, при цьому, текуче значення деформації пружини Δ_T рівним нулю. Для аналізу зміни величини F_T від кутового провертання півмуфт необхідно встановити аналітичні залежності між кутами λ , α і величиною Δ_T від конструктивних параметрів муфти та кута їх відносного провертання φ .

Попередньо визначимо залежність $\alpha = f(\varphi)$.

Для цього звернемось до розрахункової схеми, що зображена на рис. 2.11.в.

При повному заглибленні у лунку центр кульки знаходиться в т. O_I . У випадку колового зміщення півмуфт кулька взаємодіє з краєм лунки (т. B_I), а її центр в радіальному пазу зміщується в т. O'_I . При цьому справедливі такі залежності

$$\begin{aligned} \sin \varphi &= \frac{z_T}{R}; \quad z_T = R_g \sin \varphi; \\ \cos \alpha &= \frac{z_T}{r} = \frac{R_g \sin \varphi}{r}; \\ \alpha &= \arccos \left(\frac{R_g \sin \varphi}{r} \right). \end{aligned} \quad (2.37)$$

Для встановлення функціональної залежності $\lambda = f(\varphi)$ попередньо визначимо величину “у” радіального зміщення кульок у пазах.

При коловому провертанні ведучої півмуфти (ВД) відносно веденої (ВН) на кут $\Delta\varphi$ центр кульки т. O_I переміститься в т. O'_I (відповідно т. B зміститься в т. B_I).

Для цього попередньо визначимо початкове положення центра (т. O_1) радіальної кульки відносно осі муфти т. O_m (відстань y_0), а далі віднімаючи від нього біжуче значення y_T встановимо величину абсолютного зміщення кульки у радіальному пазу від кута φ .

Координата y_0 початкового положення кульки при її повному заглибленні у лунку визначається з умови, що $\varphi = \varphi_{max}$, $z_T = z_{Tmax} = r_n$. Тоді

$$y_0 = R_g \cos \varphi - \sqrt{r^2 - r_n^2}. \quad (2.38)$$

Далі, користуючись теоремою косинусів з трикутника $\angle O_m O'_1 B_1$ отримаємо

$$\begin{aligned} r^2 &= y_T^2 + R_g^2 - 2y_T R_g \cos \varphi; \\ y_T^2 - 2y_T R_g \cos \varphi + (R_g^2 - r^2) &= 0. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Корені цього рівняння

$$y_T = R_g \cos \varphi \pm \sqrt{r^2 - R_g^2 \sin^2 \varphi}. \quad (2.40)$$

Тоді

$$\begin{aligned} y &= y_0 - y_T = R_g \cos \varphi - \sqrt{r^2 - r_n^2} - R_g \cos \varphi + \sqrt{r^2 - R_g^2 \sin^2 \varphi}; \\ y &= \sqrt{r^2 - R_g^2 \sin^2 \varphi} - \sqrt{r^2 - r_n^2}. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Для визначення $\lambda = f(\varphi)$ задамо конструктивною величиною l_k відстані в радіальному напрямку між центрами кульок.

Тоді

$$\begin{aligned} \cos \lambda &= \frac{l_k - y}{2r}; \\ \lambda &= \arccos\left(\frac{l_k - y}{2r}\right). \end{aligned} \quad (2.42)$$

Залежність текучої деформації пружини Δ_T в напрямку осі OX визначається з різниці між кінцевим Δ_T^k і початковим Δ_T^n її значеннями

$$\Delta_T = \Delta_T^k - \Delta_T^n = \sqrt{4r^2 - (l_k - y)^2} - \sqrt{4r^2 - l_k^2}, \quad (2.43)$$

де y – визначається за формулою (2.41).

З врахуваннями, що крутний момент T_m , який передає муфта рівний $T_m = F_\kappa R_\kappa$, а також використовуючи залежності (2.35), (2.36), (2.37), (2.41), (2.42) і (2.43) в кінцевому вигляді взаємозв'язок між конструктивними і силовими параметрами муфти визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} T_m = F_\kappa R_\kappa; \\ F_\kappa = \frac{[C(\delta_0 + \Delta_T) + R_\kappa f \cos \lambda] \operatorname{ctg} \lambda + f \sqrt{F_\kappa^2 + R_\kappa^2 \sin^2 \lambda}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}; \\ R_\kappa = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda}; \\ \alpha = \arccos\left(\frac{R_\kappa \sin \varphi}{r}\right); \\ \lambda = \arccos\left(\frac{l_\kappa - y}{2r}\right); \\ \Delta_T = \sqrt{4r^2 - (l_\kappa - y)^2} - \sqrt{4r^2 - l_\kappa^2}; \\ y = \sqrt{r^2 - R_\kappa^2 \sin^2 \varphi} - \sqrt{r^2 - r_l^2}. \end{cases} \quad (2.44)$$

Для аналізу системи рівнянь (2.44) необхідно врахувати, що кут φ змінюється від 0° до $\varphi_{max} = \arcsin\left(\frac{r_l}{R_\kappa}\right)$. При такому відносному коловому провертанні півмуфт відбувається повний вихід кульки із зачеплення з лункою.

На основі аналізу системи рівнянь (2.44) на ПЕОМ встановлено вплив конструктивних параметрів на величину крутного моменту, який передає муфта. Першочерговим завданням було встановлення впливу на крутний момент параметрів елементів зачеплення муфти (радіальна кулька – лунка). Дані параметри є взаємопов'язані, а тому при проведенні аналізу приймалось їх співвідношення, а саме відношення радіуса лунки і радіуса кульки. При визначенні впливу одних параметрів на величину крутного моменту абсолютні значення інших параметрів приймались постійними і відповідно становили: $R_\kappa = 0,1$ м; $C = 40000$ Н/м; $\delta_0 = 0,01$ м; $f = 0,17$; $\rho = 9,6^\circ$; $r = 0,015$ м; $l_\kappa = 0,0212$ м.

На рис. 2.12 представлено графічні залежності зміни величини крутного моменту T_m від кута φ провертання півмуфт до повного виходу кульок із зачеплення з лунками при різних співвідношення r_l/r . При побудові графічних

залежностей нульовому значенню кута φ відповідало положення, при якому кульки повністю заглиблені у лунки.

З їх аналізу можна встановити, що зростання радіуса лунки призводить до суттєвого збільшення крутного моменту, який передає муфта. Також доведено, що максимальний крутний момент передається муфтою в початковому положенні, а при виникненні відносного провертання півмуфт крутний момент спадає. Чим більше значення r_l при $r = const$ тим відповідно буде більша величина φ_{max} .

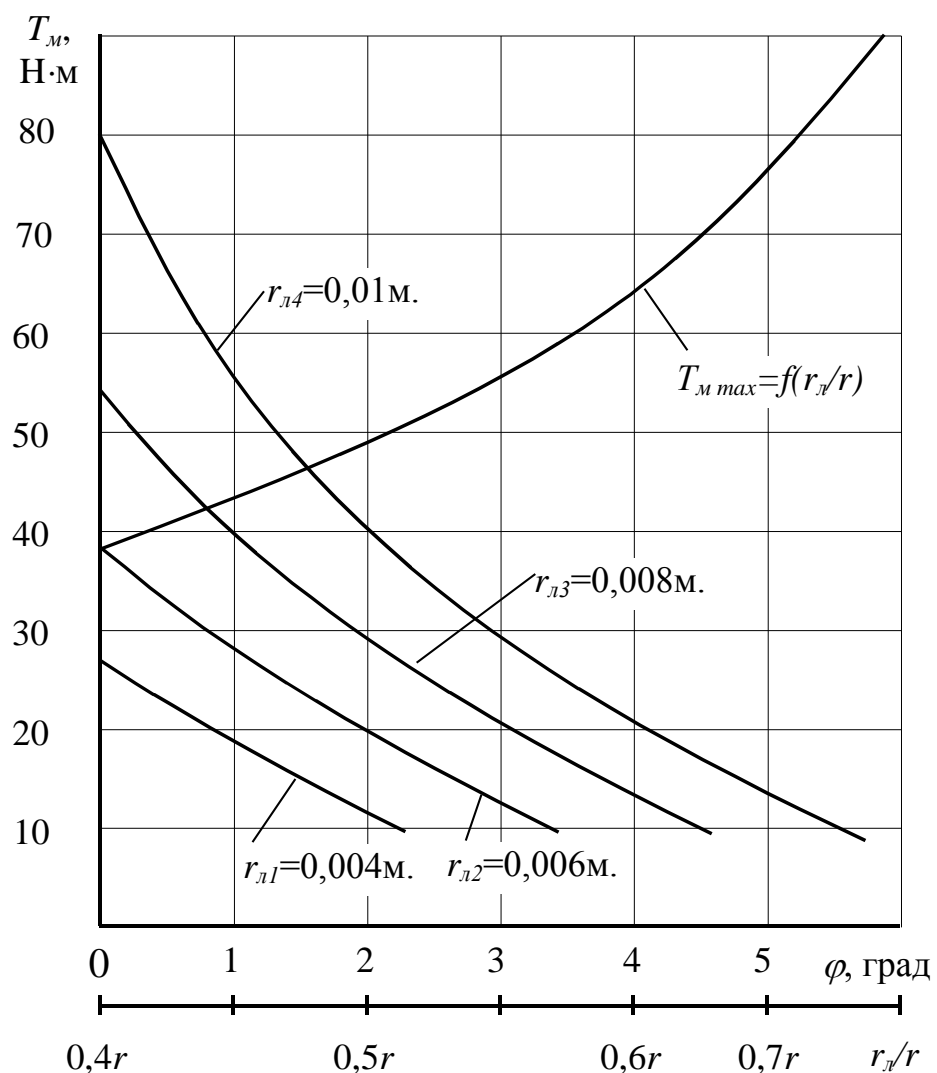


Рис. 2.12. Залежність величини крутного моменту T_M від кута φ провертання півмуфт до повного входу кульок із зачеплення з лунками, та $T_{M\ max}=f(r_l/r)$.

З аналізу системи рівнянь (2.44) встановлено, що зростання габаритних розмірів елементів зачеплення ніякого впливу на величину крутного моменту не дає, однак збільшення відношення r_{II}/r забезпечує суттєве зростання максимального моменту, що передає муфта.

На рис. 2.13 показані графічні залежності впливу кута λ на величину крутного моменту T_m . Встановлено, що зміна початкового положення кута λ_n , при якому муфта передає максимальний момент, від 20° до 70° призводить до зменшення абсолютної величини T_m у 9,7 разів при застосуванні вище прийнятих значень параметрів і співвідношення $r_{II}/r = 0,6$.

Очевидним є те, що в режимі провертання півмуфт при зростанні кута λ відбувається зменшення величини крутного моменту у 8,7...11,8 разів в залежності від початкового кута λ_0 .

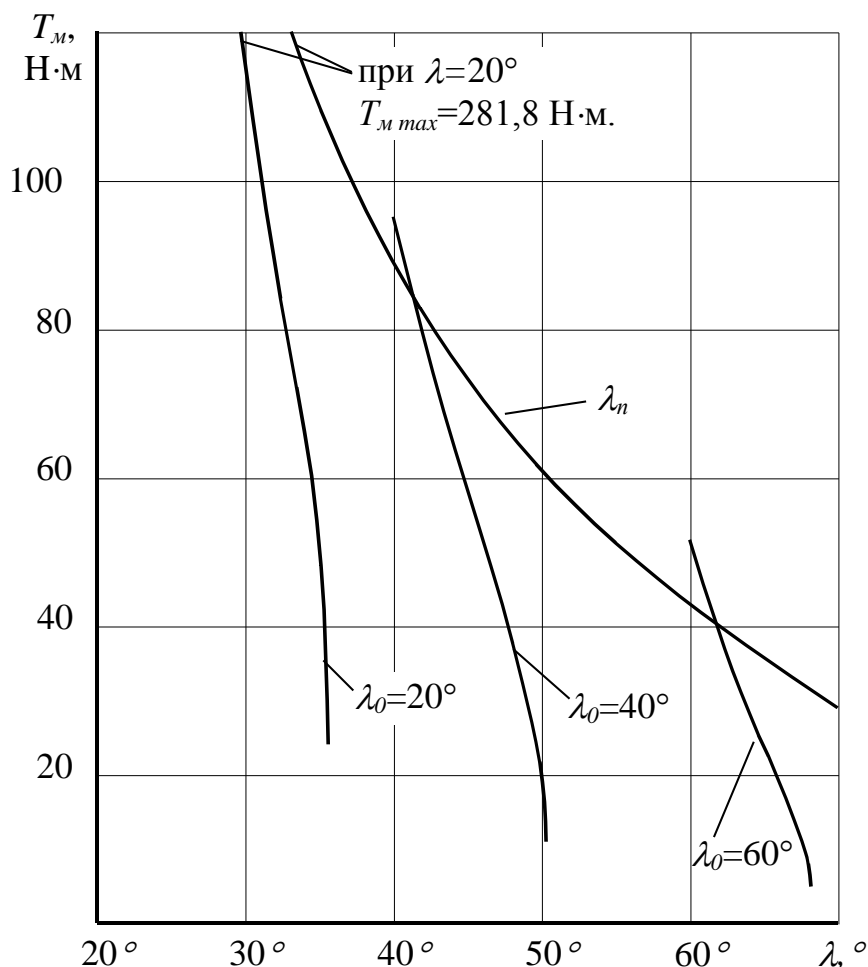


Рис. 2.13. Залежність впливу кута λ на величину крутного моменту.

Таким чином, можна стверджувати що домінуючим фактором при підборі конструктивних параметрів муфти є відношення r_n/r і вибір початкового кута λ .

Тому при виборі раціональних конструктивних параметрів муфти в першу чергу необхідно варіювати відношенням r_n/r і кутом λ , а не радіусом R , що призводить до зростання габаритних розмірів муфти, або жорсткістю пружини C , підвищення якої призводить до зростання контактних напружень в елементах зачеплення.

Вище наведені залежності можуть бути застосовані для підбору раціональних параметрів муфти, виходячи із заданого крутного моменту і їх габаритних розмірів.

Однак для практичного їх застосування необхідно здійснити комплекс експериментальних досліджень для перевірки теоретичних положень та введення відповідних поправочних коефіцієнтів.

2.3. Динамічний розрахунок механізмів розтиску запобіжних муфт

Метою динамічного розрахунку є підбір таких параметрів муфти, при яких повторне зіткнення кульок з торцевою поверхнею півмуфти відбувається в площині між лунками і похилими виступами.

Розглянемо рух півмуфти разом з кулькою після її відриву від похилого виступу (рис. 2.14.), що здійснюється в процесі спрацювання муфти внаслідок перевантаження. Вважаємо, що кутова швидкість ведучої півмуфти ω_0 постійна, а веденої рівна нулю. При розрахунках використовуються наступні позначення:

ρ – кут тертя;

R – радіус розташування елементів зачеплення;

h_n – величина заглиблення лунки у ведену півмуфту;

φ – кут провертання півмуфт;

C – жорсткість пружини;

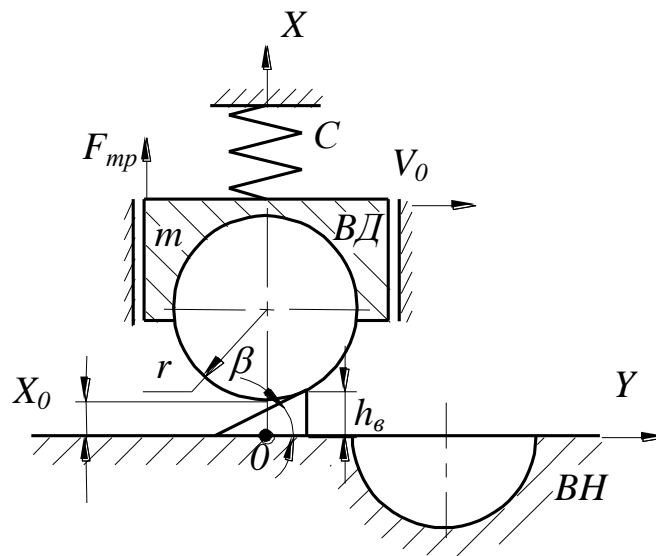


Рис. 2.14. Схема механізму розтиску півмуфти.

m – маса рухомої півмуфти з кульками;

δ_0 – початковий натяг пружини;

F_{mp} – сила тертя у шліцах півмуфти;

h_ϵ – висота виступу;

β – кут підйому поверхні виступу;

V_0 – лінійна швидкість рухомої півмуфти з кулькою відносно нерухомої півмуфти в напрямку, перпендикулярному до осі x ;

γ – частота власних коливань системи;

A, B – сталі інтегрування;

t_1 – час першого етапу переміщення рухомої півмуфти;

t_2 – час другого етапу переміщення рухомої півмуфти;

t_s – сумарний час перебування рухомої півмуфти до повторної взаємодії з веденою;

L – відстань, яку проходить рухома півмуфта до повторної взаємодії з веденою.

На півмуфту в процесі її вільного переміщення після відриву кульок від поверхні похилого виступу до моменту контакту з торцевою поверхнею веденої півмуфти діють сили пружності, сухого тертя. Запишемо рівняння руху привідної півмуфти в момент відриву від виступу вздовж осі x , яка направлена паралельно осі привідного вала та відраховується від плоскої поверхні веденої півмуфти

$$m\ddot{x} = -C(x + \delta_0) - F_{\text{тп}} \operatorname{sgn}(\dot{x}). \quad (2.45)$$

Початкові умови руху (при $t = 0$)

$$x(0) = h_g - r(1 - \cos \beta); \quad (2.46)$$

$$\dot{x}(0) = V_0 \operatorname{tg} \beta; \quad (2.47)$$

де $V_0 = \omega_0 R_m$ - лінійна швидкість рухомої півмуфти та кульки відносно нерухомої півмуфти в напрямку, перпендикулярному до осі x .

Внаслідок наявності у правій частині рівняння нелінійної функції зміни знаку $\operatorname{sgn}(\dot{x})$, доцільно розглянути розв'язок рівняння, складений з двох частин: рух в напрямку осі ($\dot{x} > 0$) та рух в протилежному напрямку ($\dot{x} < 0$). Розв'язок кожного з рівнянь аналогічний, але відрізняється знаком сили тертя.

Перший етап руху описується рівнянням

$$m\ddot{x} = -C(x + \delta_0) - F_{\text{тп}}, \quad (2.48)$$

що після перетворень набуває вигляду

$$m\ddot{x} + Cx = -C\delta_0 - F_{\text{тп}}. \quad (2.49)$$

Для розв'язку цього диференціального рівняння необхідно знайти корені відповідного йому характеристичного рівняння

$$mk^2 + C = 0.$$

Розв'язок квадратного рівняння має комплексні корені

$$k_{1/2} = i\sqrt{\frac{C}{m}}, \quad (2.50)$$

що вказує на коливний характер руху.

Загальний розв'язок рівняння (2.49) з врахуванням часткового розв'язку, який залежить від правої частини, має вигляд

$$x = (A \sin \gamma t + B \cos \gamma t) - \lambda_0 - \frac{F_{mp}}{C}, \quad (2.51)$$

$$\dot{x} = \gamma (A \cos \gamma t - B \sin \gamma t), \quad (2.52)$$

де $\gamma = \sqrt{\frac{C}{m}}$.

Підставимо початкові умови в рівняння (2.51) і (2.52) і визначимо сталі інтегрування

$$B = h_g - r(1 - \cos \alpha) + \delta_0 + \frac{F_{mp}}{C}, \quad (2.53)$$

$$A = \frac{V_0 \operatorname{tg} \alpha}{\gamma}. \quad (2.54)$$

Рух вздовж осі OX продовжуватиметься до зупинки рухомої півмуфти. Знайдемо час t_1 цього етапу руху, поклавши у рівнянні (2.52) $\dot{x} = 0$

$$t_1 = \frac{\operatorname{arctg}\left(\frac{A}{B}\right)}{\gamma}. \quad (2.55)$$

За цей час півмуфта переміститься у положення

$$x_1 = (A \sin \gamma t_1 + B \cos \gamma t_1) - \delta_0 - \frac{F_{mp}}{C}. \quad (2.56)$$

Отримане значення переміщення (2.56) в кінці першого етапу руху автоматично стає початковою умовою руху для другого етапу, який описується рівнянням, подібним до (2.49), але з додатнім знаком сили тертя

$$m\ddot{x} + Cx = -C\delta_0 + F_{mp}. \quad (2.57)$$

Відповідно, його розв'язок, аналогічно (2.51), (2.52), має вигляд

$$x = (A \sin \gamma t + B \cos \gamma t) - \delta_0 + \frac{F_{mp}}{C}, \quad (2.58)$$

$$\dot{x} = \gamma (A \cos \gamma t - B \sin \gamma t), \quad (2.59)$$

а сталі інтегрування

$$B = x_1 + \delta_0 - \frac{F_{mp}}{C}, \quad (2.60)$$

$$A = 0. \quad (2.61)$$

На другому етапі рух завершиться в момент контакту кульки рухомої півмуфти з торцевою поверхнею нерухомої півмуфти, тобто при $x = 0$. Підставимо це значення в рівняння (2.58) і отримаємо трансцендентне рівняння для обчислення часу t_2 тривалості другого етапу

$$\delta_0 - \frac{F_{mp}}{C} = B \cos(\gamma t_2). \quad (2.62)$$

Рівняння (2.62) можна розв'язати з необхідною точністю лише чисельним методом. На практиці для традиційних шліцьових з'єднань за перше наближення можна взяти значення,

$$t_2 = \frac{\arccos\left(\frac{\delta_0 - \frac{F_{mp}}{C}}{B}\right)}{\gamma}. \quad (2.63)$$

Сумарний час безконтактного переміщення півмуфт становить

$$t_S = t_1 + t_2. \quad (2.64)$$

За цей час привідна півмуфта до повторного контакту з торцевою поверхнею веденої півмуфти, переміститься в напрямку обертання відносно кінця виступу на відстань

$$L = V_0 t_S = \omega_0 R t_S. \quad (2.65)$$

Визначена відстань повинна бути більшою, ніж відстань від похилого виступу до максимально віддаленого краю робочої лунки, але не перевищувати віддалі до наступного похилого виступу.

Для аналізу виведених залежностей складена програма розрахунку на ЕОМ, реалізація якої дозволила встановити залежність відстані L відносного провертання півмуфт до їх повторної взаємодії, часу t_s цього провертання і максимального осьового зміщення півмуфт H_{max} від основних конструктивно-технологічних параметрів муфти (маси рухомої півмуфти m , жорсткості пружини C , кутової швидкості ω , кута підйому виступу β , висоти похилого виступу h_0 , початкового натягу пружини δ_0 , радіуса кульки r та сили тертя F_{mp}).

На рис. 2.15 наведені залежності впливу маси рухомої півмуфти m на показники L , t_s і H_{max} . Вони мають явно виражений лінійний характер, причому зростання маси рухомої півмуфти m від 0,5 кг до 3 кг призводить до збільшення безконтактного провертання півмуфт від $L = 7$ мм до $L = 43$ мм. Даний параметр є одним з основних, який необхідно враховувати при проектуванні муфт для забезпечення виконання її функціонального призначення.

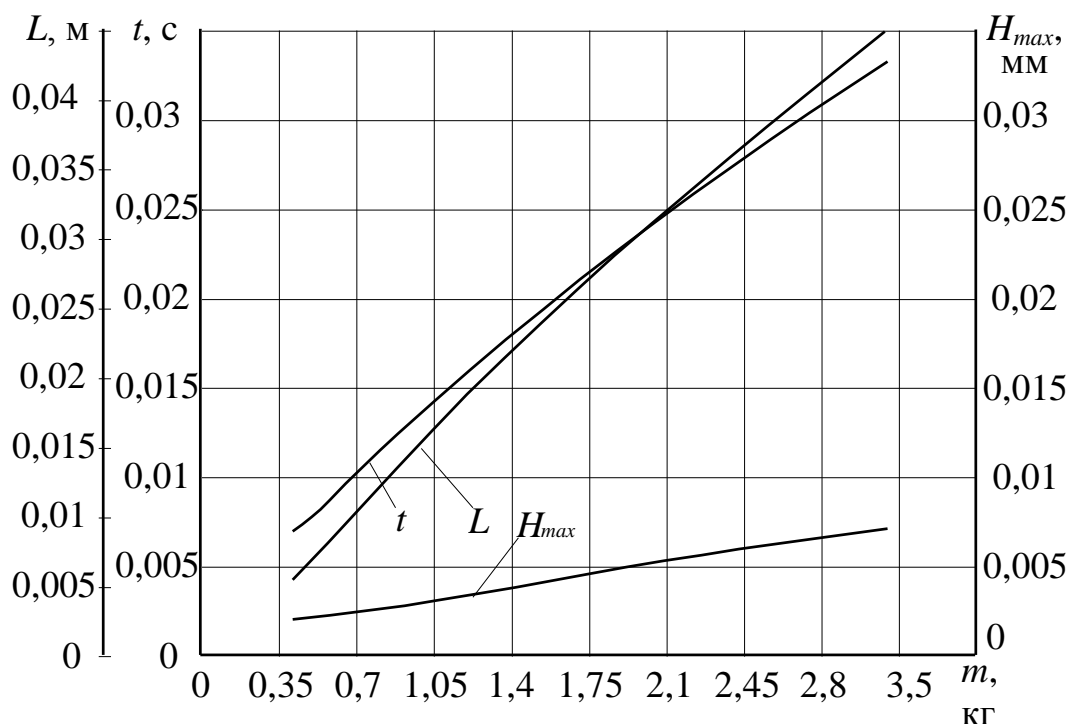


Рис. 2.15. Залежність впливу маси рухомої півмуфти на показники L , t_s і H_{max}

Аналіз впливу жорсткості центральної пружини C на показники L , t_s і H_{max} показав, що зростання її величини сприяє зменшенню відносного провертання півмуфт L до їх повторного контакту (рис. 2.16). Залежність $L = f(C)$ має вигляд експоненти, причому максимальним значенням L відповідає незначна жорсткість пружини. Необхідно відмітити, що даний параметр визначає крутний момент, який передає муфта і повинен в першу чергу використовуватися для регулювання муфти на момент її спрацювання при умові виникнення перевантаження.

На рис. 2.17 наведені залежності впливу кутової швидкості обертання рухомої півмуфт ω на показники L , t_s і H_{max} . З їх аналізу можна констатувати,

що в діапазоні від 20 до 100 рад/сек вище вказані параметри практично лінійно зростають при збільшенні кутової швидкості.

Кут підйому β виступу в межах від 20° до 70° спричиняє лінійне збільшення величини L від 13 до 32 мм і є регульованим параметром (рис. 2.18). Варто відмітити, що подальше збільшення $\beta > 70^\circ$ є недоцільним оскільки виникає явище зворотного відбивання півмуфти, що спричинятиме підвищені ударні навантаження і значне осьове зміщення півмуфти, про що свідчить залежність $H_{max} = f(\alpha)$.

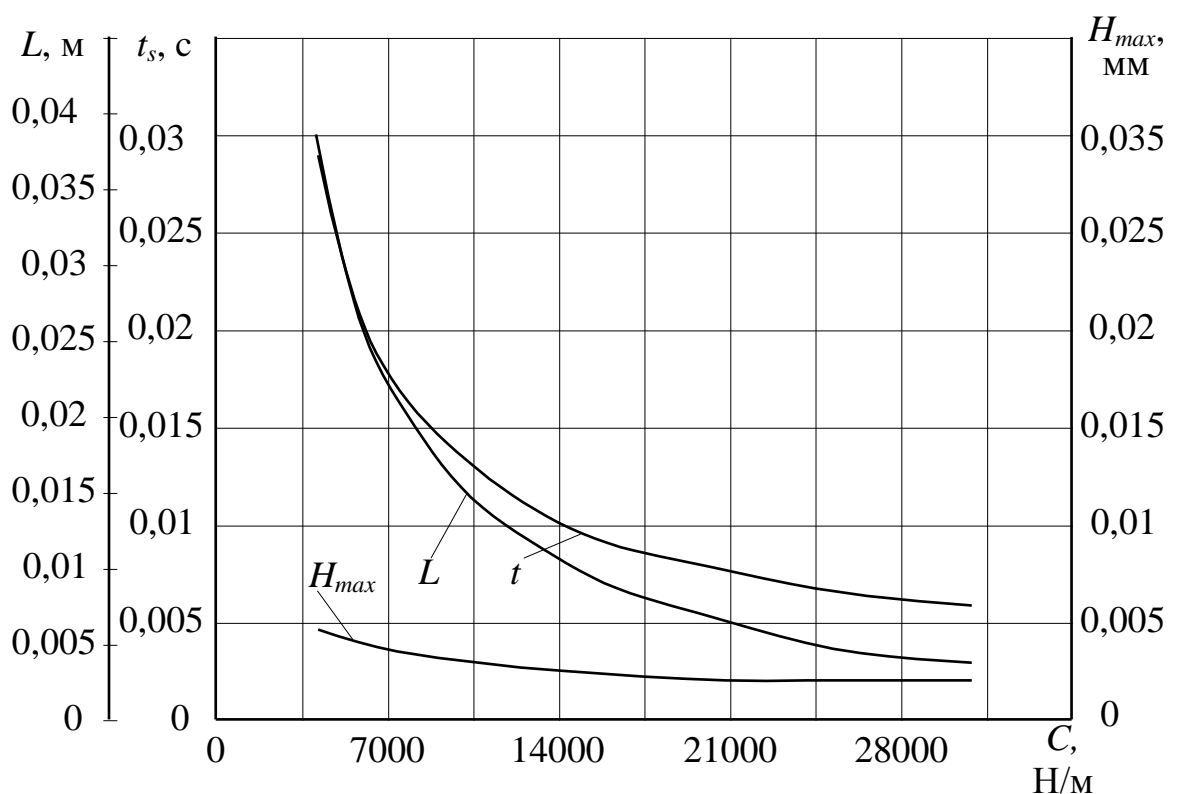


Рис. 2.16. Залежність впливу жорсткості пружини C на показники L , t_s і H_{max}

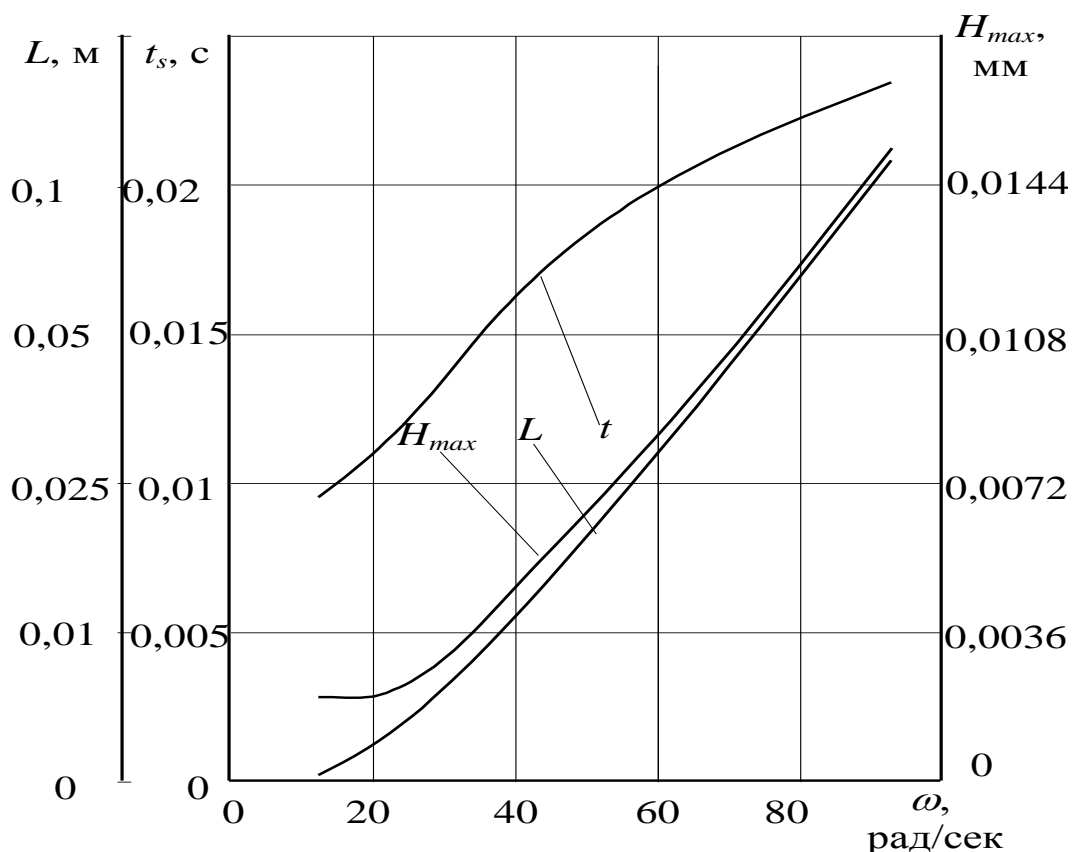


Рис. 2.17. Залежність впливу кутової швидкості ω на показники L , t_s і H_{max}

З аналізу графічних залежностей впливу висоти виступу h_g на показники L , t_s і H_{max} (рис. 2.19) встановлено, що зростання абсолютної величини h_g призводить до незначного збільшення показників L , t_s і H_{max} . Так зміна h_g від 1 мм до 6 мм спричиняє зростання L на 15...16%.

При підборі раціональних конструктивних параметрів муфти кут β необхідно узгоджувати з висотою виступу h_g .

Зростання величини попереднього натягу пружини δ_0 спричиняє зменшення показника H (рис. 2.20) оскільки зростає протидія осьовому зміщенню рухомої півмуфти. Даний параметр аналогічний до жорсткості пружини C і в першу чергу характеризує навантажувальну здатність муфти і його не можна вважати регульованим для забезпечення необхідного кута провертання півмуфт до їх повторної взаємодії.

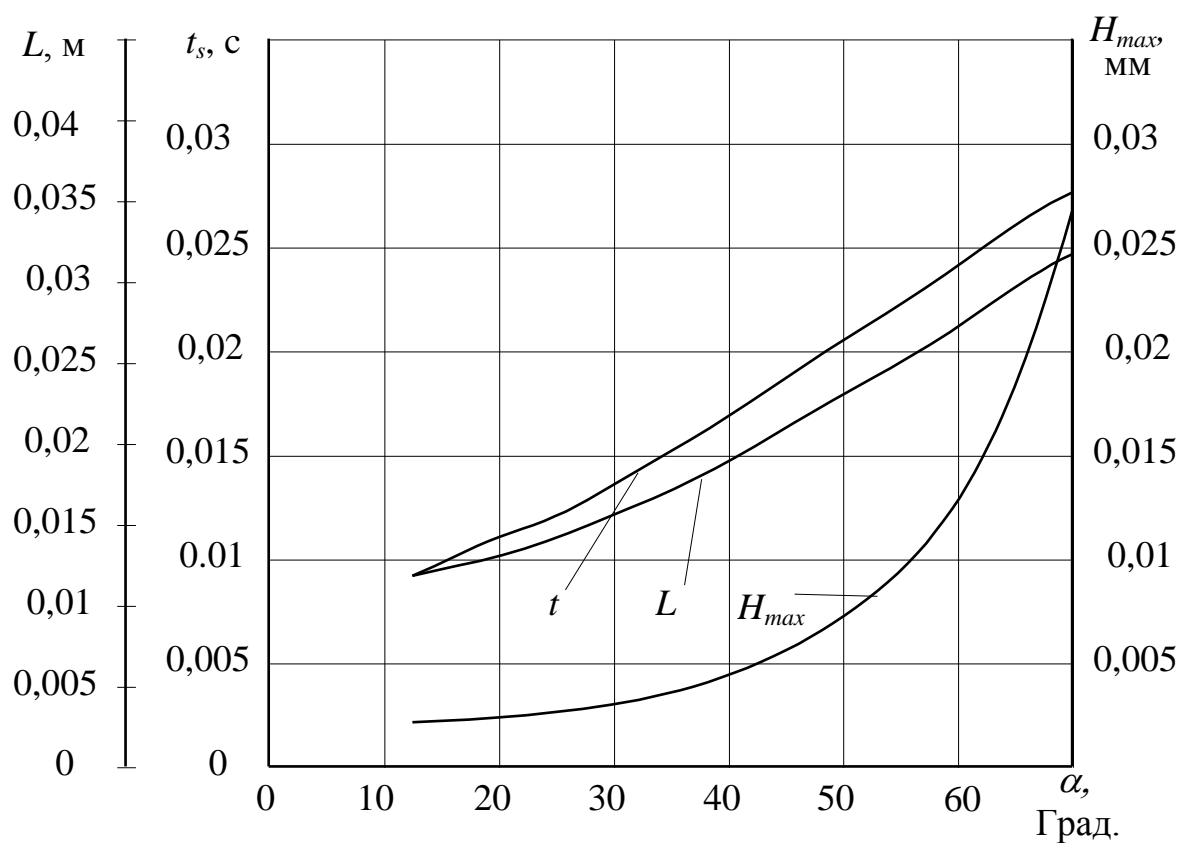


Рис. 2.18. Залежність впливу кута підйому виступу α на показники L , t_s і H_{max}

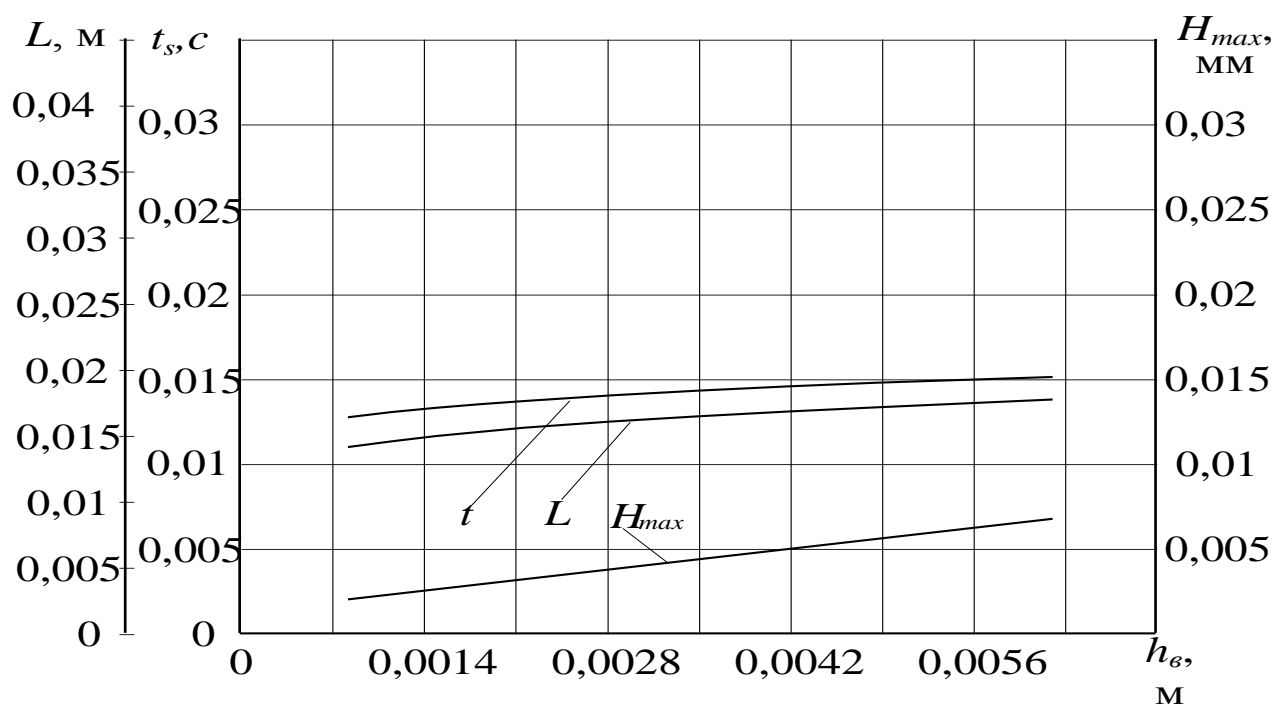


Рис. 2.19. Залежність впливу висоти виступу h_e на показники L , t_s і H_{max}

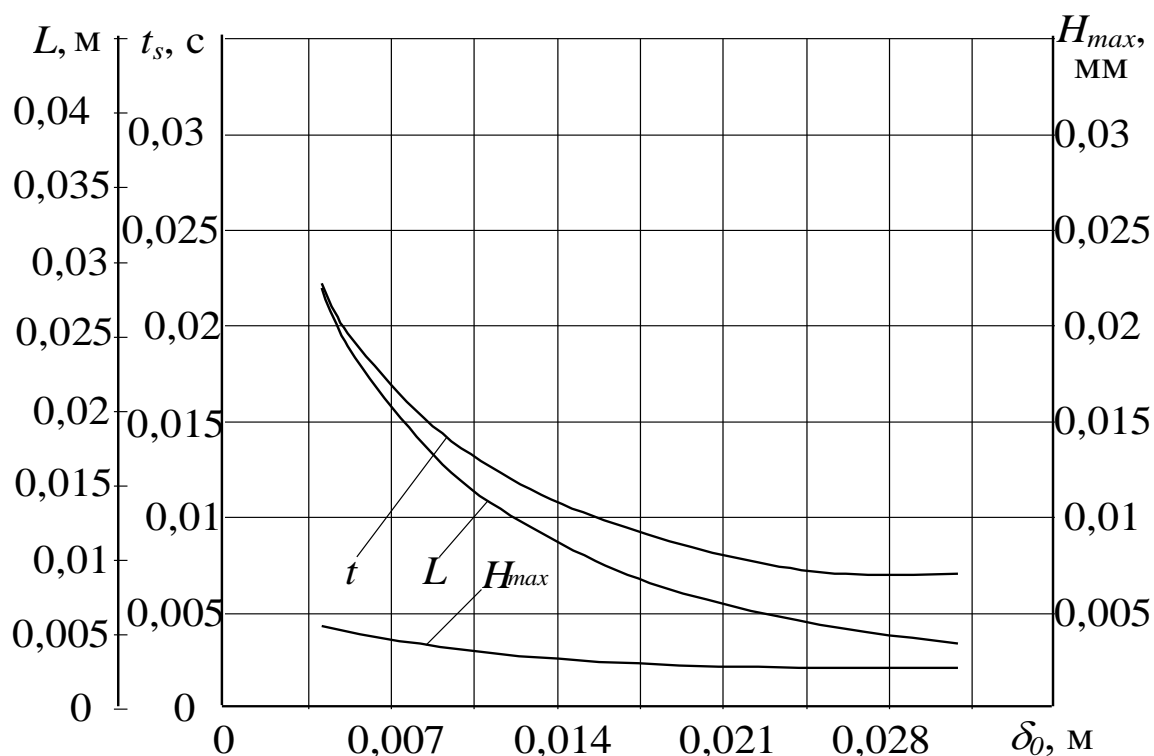


Рис. 2.20. Залежність впливу натягу пружини δ_0 на показники L , t_s і H_{max}

На рис. 2.21 представлені залежності впливу радіуса кульки r на показники L , t_s і H_{max} . З їх аналізу встановлено, що зростання радіуса кульки призводить до зменшення величини L , яка змінюється за залежністю близькою до лінійної. При цьому необхідно зазначити, що діапазон зміни розмірів кульок, із конструктивних міркувань, є незначним, а тому даний параметр не може бути застосованим для суттєвого регулювання режимів роботи муфти.

Для виключення впливу сил тертя $F_{тр}$ в рухомих парах на показники L , t_s і H_{max} доцільно застосувати з'єднання з низьким коефіцієнтом тертя зі змащенням для того щоб величина $F_{тр}$ не перевищувала 70 Н , оскільки перевищення даного значення призводить до зміни L і t_s (рис. 2.22).

Таким чином, з проведеного аналізу графічних залежностей можна констатувати, що домінуючими параметрами, які впливають на величину безконтактного провертання півмуфт є маса рухомої півмуфти, жорсткість пружини, кутова швидкість обертання рухомої півмуфти, а також кут нахилу похилого виступу.

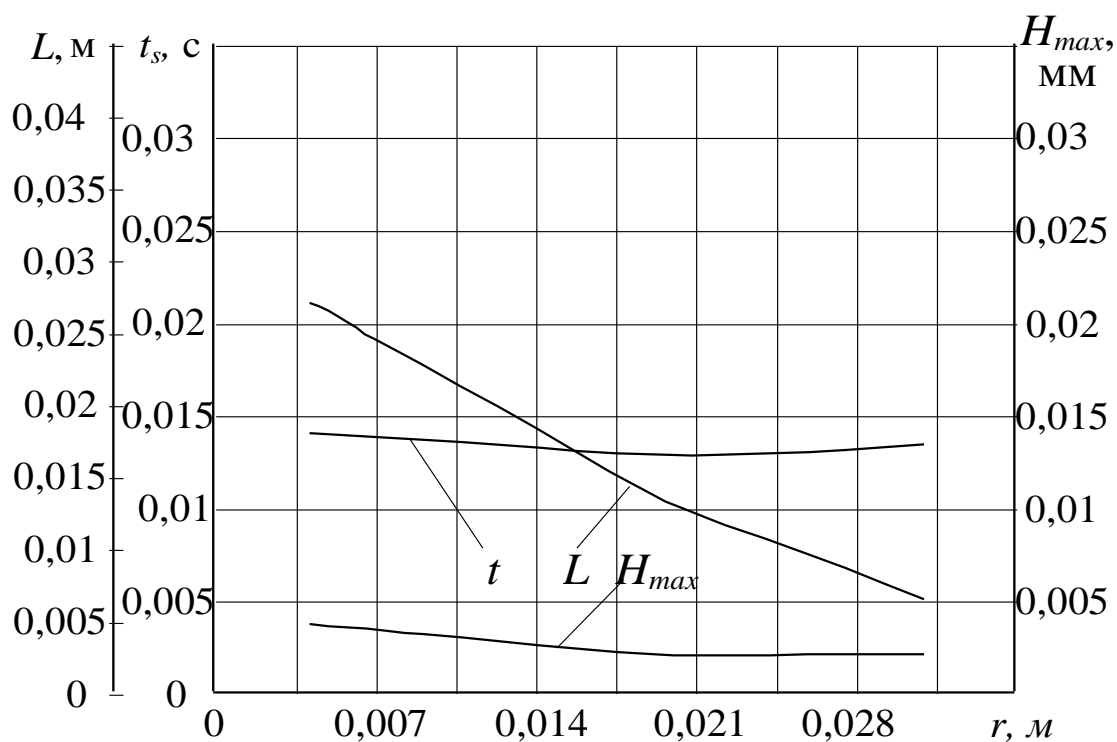


Рис. 2.21. Залежність впливу радіуса кульки r на показники L , t_s і H_{max}

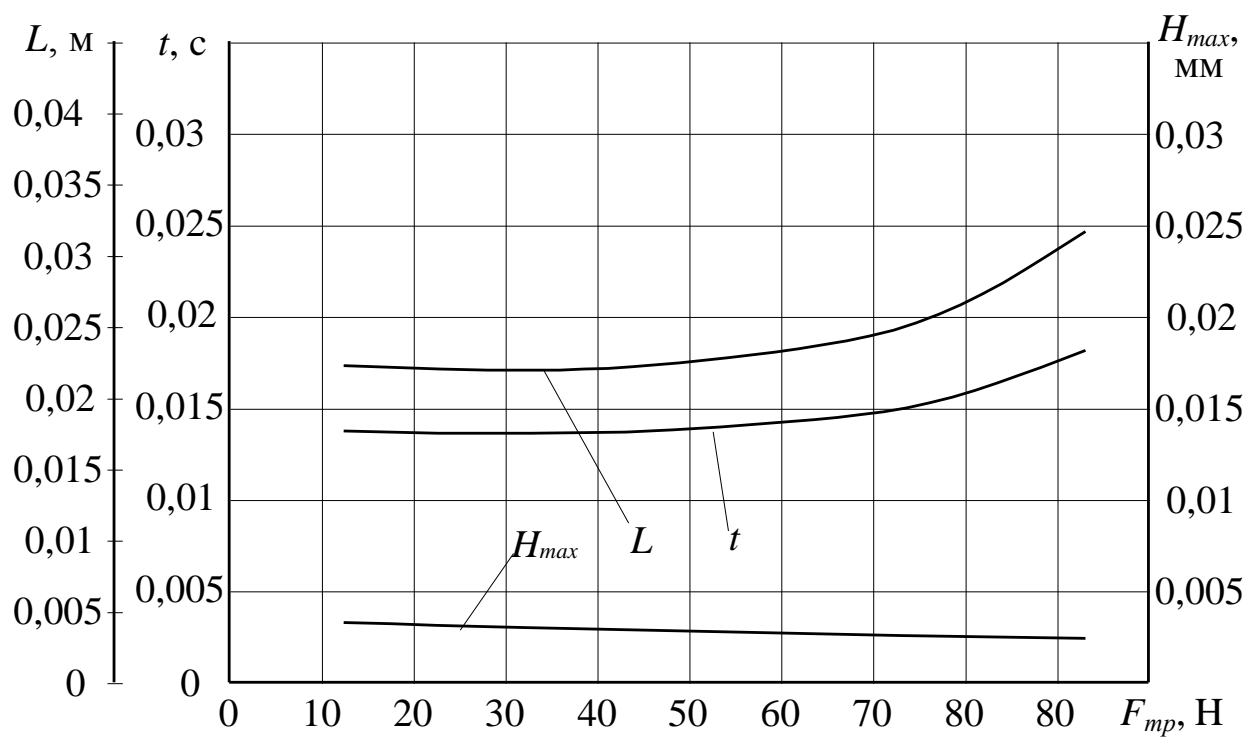


Рис. 2.22. Залежність впливу сили тертя F_{mp} на показники L , t_s і H_{max}

Кількісний вплив даних параметрів на величину L необхідно підтвердити на основі експериментальних досліджень.

Необхідно відмітити, що величину параметра L необхідно узгоджувати з режимами роботи муфти і її навантажувальною здатністю. Так, якщо муфта застосовується в конкретному приводі машини, то кутова швидкість обертання ведучої півмуфти наперед є визначеною, аналогічно, як і крутний момент, на який вона розрахована.

Таким чином, задаючись параметрами C і ω необхідну величину безконтактного провертання півмуфт можна підбирати варіюючи в першу чергу значенням кута нахилу похилого виступу. Збільшення маси рухомої півмуфти є недоцільним, оскільки підвищується металомісткість конструкції муфти.

2.4. Динаміка спрацювання запобіжної муфти

В розділах 2.1 і 2.2 розглянуто силовий розрахунок крутного моменту запобіжної муфти. Однак, в динаміці, абсолютна величина крутного моменту буде відрізнятись від статичного, що необхідно враховувати при проектуванні і настроюванні запобіжних муфт в приводах машин.

Для визначення характеру спрацювання запобіжних муфт, вмонтованих в привід машини, звернемось до схеми, зображеної на рис. 2.23. На ній прийняті наступні позначення:

$I_1; I_2; I_3; I_4$ – моменти інерції мас приводу, приведені відповідно до ведучої ланки, ведучої і веденої півмуфт і ланки, що сприймає момент опору;

$C_{вд}$ - приведена крутильна жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою півмуфтою;

$C_{вн}$ - приведена крутильна жорсткість елементів приводу між веденою півмуфтою і навантажувальним валом;

$T_d; T_m; T_o$ - відповідно момент двигуна, момент спрацювання запобіжної муфти і момент опору на навантажувальному валу;

$\xi_1 ; \xi_2 ; \xi_3 ; \xi_4$ – відповідно кути закручування валу двигуна, ведучої, веденої півмуфт а також навантажувального валу.

В залежності від співвідношення мас і жорсткостей вузлів приводу найбільші динамічні навантаження виникають в системі від початку виходу елементів зачеплення, до повного розмикання півмуфт [48]. На протязі цього періоду рух мас півмуфт з моментами інерції I_2 і I_3 можна поділити на дві складові. Їх відносний поворот на певний кут $\xi_3^* = (T_{M \max} - T_{M \min}) / C_{вн}$ і відносне переміщення мас півмуфт з моментами інерції I_2 на кут, який визначає повний вихід елементів зачеплення з контакту. В цьому випадку динамічні навантаження досягають своїх найбільших значень і суттєво впливають на характер спрацювання кулькових запобіжних муфт.

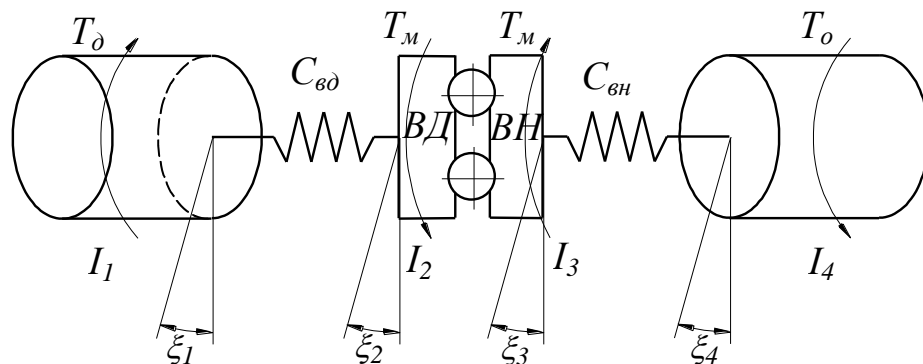


Рис. 2.23. Динамічна схема приводу з запобіжною муфтою

В загальному випадку, рівняння руху приводу з запобіжною муфтою запишеться у вигляді [37; 48]

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\xi}_1 + C_{вд}(\xi_1 - \xi_2) = T_D; \\ I_2 \ddot{\xi}_2 + C_{вд}(\xi_2 - \xi_1) = -T_M; \\ I_3 \ddot{\xi}_3 + C_{вн}(\xi_3 - \xi_4) = T_M; \\ I_4 \ddot{\xi}_4 + C_{вн}(\xi_4 - \xi_3) = -T_O. \end{cases} \quad (2.66)$$

Зв'язок між масами півмуфт з моментами інерції I_2 і I_3 визначається неявно, через крутний момент, що передає муфта T_M , який розраховується з умови рівноваги рухомої півмуфти.

Виходячи з (2.66) заміною $\dot{\xi}_1 = a$; $\dot{\xi}_2 = v$; $\dot{\xi}_3 = c$; $\dot{\xi}_4 = d$, а також підставляючи статичний момент спрацювання кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення (2.11), систему диференціальних рівнянь другого порядку зводимо до першого, для її розв'язку числовим методом Рунге-Кутта.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\xi}_1 = a; \\ \dot{a} = (T_D - C_{\delta\delta}(\varphi_1 - \varphi_2))/I_1; \\ \dot{\xi}_2 = v; \\ \dot{v} = -(T_M + C_{\delta\delta}(\varphi_2 - \varphi_1))/I_2; \\ \dot{\xi}_3 = c; \\ \dot{c} = (T_M - C_{\delta\delta}(\varphi_3 - \varphi_4))/I_3; \\ \dot{\xi}_4 = d; \\ \dot{d} = -(T_O - C_{\delta\delta}(\varphi_4 - \varphi_3))/I_4; \end{array} \right. \quad (2.67)$$

$$T_M = \frac{RC \left[\delta_0 + \sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_n(2r - h_n)} - \frac{2\pi R\varphi}{360^\circ} \right)^2} - r + h_n \right]}{\tan \left[\arcsin \left(\frac{\sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_n(2r - h)} - \frac{2\pi R\varphi}{360^\circ} \right)^2}}{r} \right) - \rho \right]}$$

Для муфти з радіальними елементами зачеплення з врахуванням (2.66) і (2.44) система диференціальних рівнянь першого порядку прийме вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\xi}_1 = a; \\ \dot{a} = (T_D - C_{\delta d}(\xi_1 - \xi_2))/I_1; \\ \dot{\xi}_2 = b; \\ \dot{b} = -(T_M + C_{\delta d}(\xi_2 - \xi_1))/I_2; \\ \dot{\xi}_3 = c; \\ \dot{c} = (T_M - C_{\delta h}(\xi_3 - \xi_4))/I_3; \\ \dot{\xi}_4 = d; \\ \dot{d} = -(T_O - C_{\delta h}(\xi_4 - \xi_3))/I_4; \\ \left\{ \begin{array}{l} T = F_\kappa R; \\ F_\kappa = \frac{[C(\delta_0 + \Delta_T) + R_\kappa f \cos \lambda] \operatorname{ctg} \lambda + f \sqrt{F_\kappa^2 + R_\kappa^2 \sin^2 \lambda}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}; \\ R_\kappa = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda}; \\ \alpha = \arccos\left(\frac{R \sin \varphi}{r}\right); \\ \lambda = \arccos\left(\frac{l_\kappa - y}{2r}\right); \\ \Delta_T = \sqrt{4r^2 - (l_\kappa - y)^2} - \sqrt{4r^2 - l_\kappa^2}; \\ y = \sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi} - \sqrt{r^2 - r_\lambda^2}. \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (2.68)$$

Початкові умови для рішення системи рівнянь (2.67), (2.68).

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_1 = \omega_0; \quad \dot{\xi}_2 = \omega_0; \quad \dot{\xi}_3 = \omega_0; \quad \dot{\xi}_4 = \omega_0; \quad \xi_1 = 0; \quad \xi_2 = \xi_1 - T_D/C_{\delta d}; \\ \xi_3 = \xi_2 - \xi_M(T_M); \quad \xi_4 = \xi_3 - T_M/C_{\delta h}, \end{aligned}$$

де $\xi_M(T_M)$ – визначається з рівняння моменту спрацювання кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення (2.11) і з радіальними (2.44), числовим методом.

За результатами розв'язку систем диференціальних рівнянь досліджено залежність зміни максимального крутного моменту (коефіцієнтів динамічності) запобіжних муфт в першій хвилі коливань (на даному етапі відбувається розчеплення кінематичного ланцюга) від жорсткостей привідних і

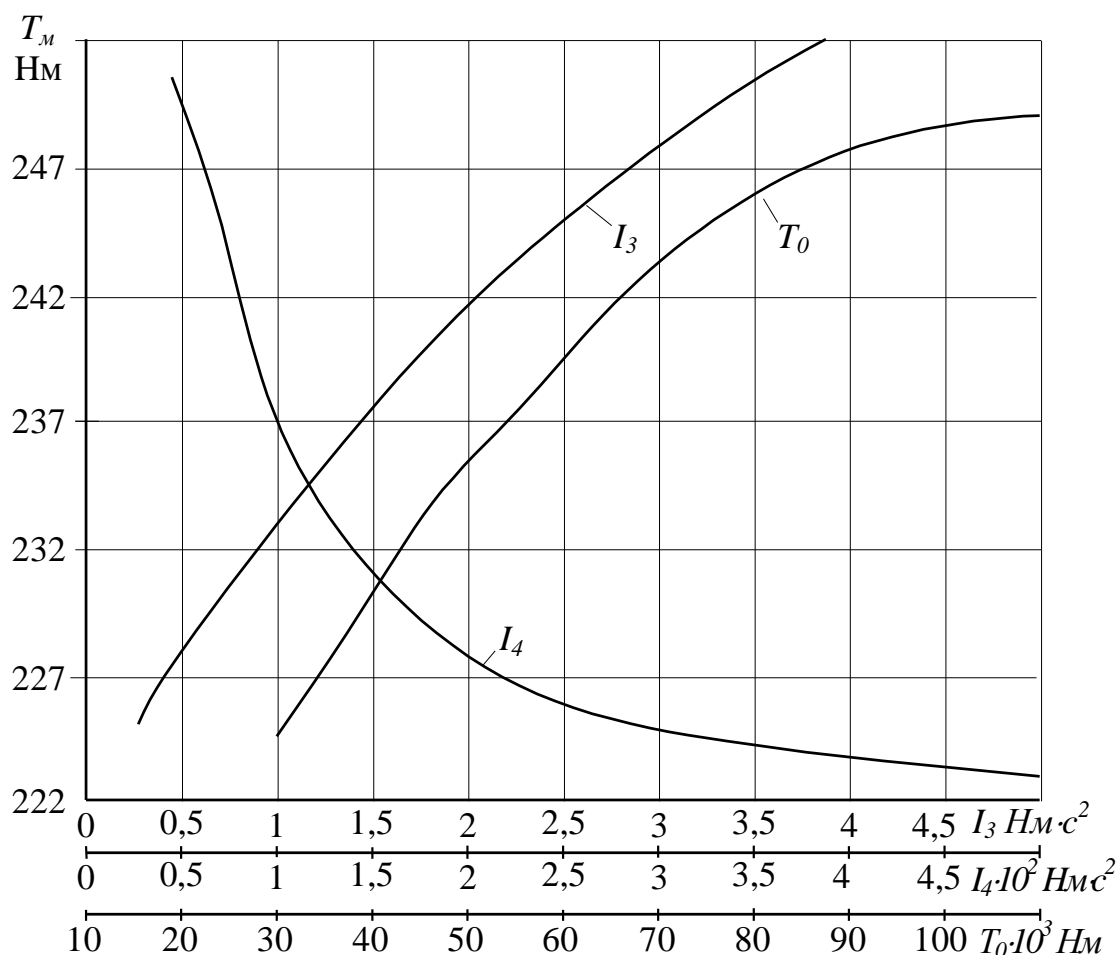


Рис. 2.24. Залежність впливу I_3 ; I_4 ; T_0 на характер зміни динамічного крутного моменту

ведених ланок, моментів інерції, кутової швидкості обертання приводу, характеру зміни моменту опору (T_0) в часі.

З аналізу досліджень на ПЕОМ встановлено, що домінуючий вплив на характер зміни крутного моменту мають параметри веденої ланки приводу, а саме моменти інерції I_3 та I_4 , а також зростання в часі (0,1 с) моменту опору T_0 .

Отримані результати динамічного аналізу повинні обов'язково враховуватись конструкторами при проектуванні подібних типів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт, а розроблені програми розрахунків можуть бути застосовані при визначенні коефіцієнтів динамічності для інших запобіжних муфт, вмонтованих в приводи робочих органів технологічних машин.

На основі розрахунків встановлено, що значення коефіцієнтів динамічності муфт знаходиться в межах 1,03 – 1,15, при зміні параметрів I_3 ; I_4 ; $C_{вн}$ і T_0 в межах: $I_3 = 0,5...3 \text{ Нм}\cdot\text{с}^2$; $I_4 = 20...200 \text{ Нм}\cdot\text{с}^2$; $C_{вн} = 7...25 \text{ Нм/рад}$; $T_0 = 10000...80000 \text{ Нм}$.

2.5. Висновки

На основі проведених теоретичних досліджень можна зробити наступні висновки.

На підставі проведених силових розрахунків виведено аналітичні залежності і системи рівнянь для визначення взаємозв'язку між силовими і конструктивними параметрами низькодинамічних запобіжних муфт. При аналізі зміни величини крутного моменту від кута відносного провертання півмуфт встановлено, що максимальна навантажувальна здатність муфти відповідає її початковому положенню. Доведено, що домінуючий вплив на величину крутного моменту має відношення конструктивних параметрів елементів зачеплення.

Встановлено, що для торцевих елементів зачеплення глибину лунки h_l по відношенні до радіуса кульки r рекомендується вибирати за залежністю $h_l \geq 0,6 r$. Для пари радіальних елементів зачеплення встановлено, що зміна кута нахилу лінії, яка з'єднує центр кульок до вертикальної площини від 20° до 70° призводить до падіння крутного моменту у 9,7 разів при відношенні $r_l/r = 0,6$, де r_l – радіус лунки.

На підставі реалізації розробленої динамічної моделі з визначення характеру і параметрів безконтактного руху півмуфт при їх виході із зачеплення з похилим виступом встановлено залежності впливу конструктивно-технологічних параметрів механізму розтиску півмуфт на колову відстань L , час t і осьове переміщення півмуфт H при їх безконтактному провертанні. З аналізу динамічної моделі приводу із запобіжною муфтою встановлено, що основними факторами, які впливають на її динамічний момент спрацювання є

моменти інерції приведені до робочого органу та веденої півмуфти, характер зростання моменту опору в часі, а також жорсткість ведених ланок.

За результатами комплексного аналізу силових і динамічних досліджень встановлено межі раціональних конструктивно-технологічних параметрів. Для кулькових механізмів зачеплення муфт: відношення глибини лунки до радіуса кульки ($h_l/r = 0,6 \dots 0,8$); співвідношення між висотою виступу h_e і параметрами h_l , $r - (h_e + h_l = (0,95 \dots 1)r$); кут нахилу похилого виступу $\beta = 10 \dots 20^\circ$. Домінуючими факторами впливу на характер безконтактного переміщення півмуфт є маса рухомої півмуфти m , кутова швидкість обертання муфти ω і жорсткість пружини C . При $C = 10000 \dots 11000$ Н/м збільшення m на 1 кг призводить до зростання L на 4...4,2 мм, а підвищення ω на 1 рад/сек забезпечує зростання L на 2,25...2,75 мм.

РОЗДІЛ ІІІ

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

У відповідності до основних задач, які викладені у першому розділі, а також на основі проведених теоретичних розрахунків, розроблена програма експериментальних досліджень, згідно якої передбачалось:

- розробку технічної документації та виготовлення дослідних моделей кулькових запобіжних муфт з можливим регулюванням параметрів елементів конструкцій, що суттєво впливають на процес функціонування муфти;

- розробку та виготовлення експериментального стенду для проведення досліджень з визначення параметрів процесу спрацювання запобіжних муфт;

- проведення статичних і динамічних досліджень з визначенням впливу конструктивних і кінематичних параметрів запобіжних муфт на характер їх спрацювання та зміну величини крутного моменту;

- проведення експериментальних досліджень з використанням математичного планування багатофакторного експерименту;

- проведення порівняльного аналізу результатів теоретичних і експериментальних досліджень стосовно величини крутного моменту при спрацюванні муфт і кута відносного провертання півмуфт після їх розмикання до повторного контакту;

- проведення виробничих випробувань розроблених конструкцій низькодинамічних кулькових запобіжних муфт в реальних умовах експлуатації.

3.2. Конструкції низькодинамічних кулькових запобіжних муфт

З метою суттєвого зниження динамічних навантажень в процесі відносного провертання півмуфт при виникненні перенавантаження, розроблені низькодинамічні кулькові запобіжні муфти, конструктивні схеми яких зображені на рис. 3.1 і 3.2.

На рис. 3.1 представлена кулькова запобіжна муфта з торцевим змиканням елементів зачеплення [45], що містить ведучу півмуфту 2, на торцевій поверхні якої закріплені кульки 3. Кульки входять в зачеплення з лунками 4 веденої півмуфти 5, встановленої, за допомогою шліцевого з'єднання, на ступиці 1. Ведена півмуфта підтиснута в сторону ведучої півмуфти 2 центральною пружиною 7, яка взаємодіє з гайками 8. По діаметру розташування кульок і лунок з однієї сторони кожної лунки, на торцевій поверхні веденої півмуфти, виконані похилі виступи 14, а з іншої – встановлені ступінчаті пальці 12. Торцева поверхня ступінчатих пальців зміщена відносно торцевої поверхні веденої півмуфти 5 в сторону ведучої півмуфти 2, причому ступінчаті пальці, з іншої сторони взаємодіють з натискним диском 6, який підтиснутий пружинами 10, що розташовані на різьбових осях 9. На

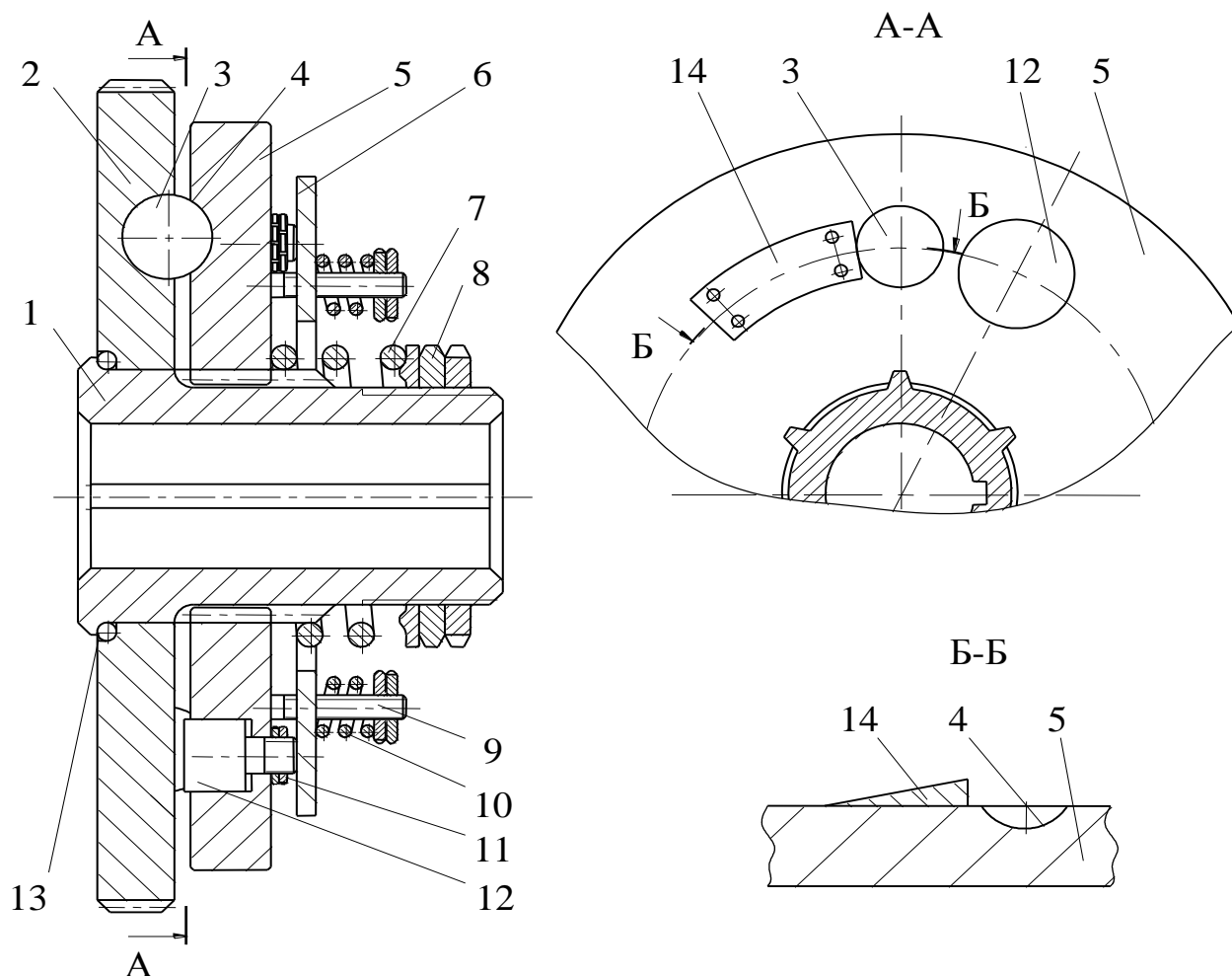


Рис. 3.1. Кулькова запобіжна муфта з торцевим замиканням елементів зачеплення

ступінчатих пальцях зі сторони їх взаємодії з натискним диском 6 встановлені регульовані обмежувальні гайки 11. Сумарна жорсткість пружин 10, розташованих на різьбових осях є меншою ніж жорсткість центральної пружини 7. Для зменшення сил тертя між торцями ступиці 1 і ведучою півмуфтою 2 встановлені радіальні опорні кульки 13.

Працює запобіжна кулькова муфта наступним чином. В процесі передачі крутного моменту кульки знаходяться в зачепленні з лунками веденої півмуфти, що забезпечує синхронність обертання всіх деталей муфти відносно її центральної осі.

При перевантаженні гальмується ступиця і відповідно ведена півмуфта. Ведуча півмуфта, при цьому, продовжує обертатись, що призводить до виходу кульок із зачеплення з лунками. Таким чином відбувається повне розчеплення кінематичного ланцюга у випадку зростання крутного моменту вище допустимого. При підході до наступних лунок, кульки попередньо переміщуються по похилих виступах, що спричиняє додаткове осьове зміщення веденої півмуфти в сторону центральної пружини. При забезпеченні певного співвідношення конструктивних та кінематичних параметрів муфти і її деталей (частота обертання муфти, жорсткість центральної пружини, її попередній натяг, маса веденої півмуфти) кульки обходять лунки і вдаряються в торцеву поверхню ступінчатих пальців. Це забезпечує демфування осьових ударних навантажень, оскільки ступінчаті пальці заглиблюючись у ведену півмуфту переміщують натискний диск, деформуючи при цьому пружини. Обходження кульками лунок виключає колові ривки в процесі буксування муфти і відповідно різну зміну крутного моменту, зменшує інтенсивне зношення лунок і ударні навантаження на привід машини в цілому.

Прокручуванням обмежувальних гайок виставляють глибину ходу ступінчатих пальців і відповідно ступінь демфування осьових ударних навантажень. Менша сумарна жорсткість пружин, розташованих на різьбових осях ніж жорсткість центральної пружини забезпечує відновлення початкового положення муфти при її зупинці в процесі буксування.

Відновлення початкового положення муфти досягається зменшенням частоти її обертання, що призводить до попадання кульок в лунки веденої півмуфти, оскільки зменшується шлях відносного безконтактного провертання півмуфт до повторної взаємодії кульок з торцевою поверхнею веденої півмуфти.

Незважаючи на простору конструкції розглянута муфта має один суттєвий недолік. Величина крутного моменту, частота обертання муфти і шлях безконтактного провертання півмуфт є жорстко взаємопов'язаний. Тому така муфта потребує високоточного розрахунку параметрів і регулювання елементів конструкції для забезпечення її ефективного функціонування.

Для усунення даного недоліку розроблена низько динамічна кулькова запобіжна муфта, в якій несучий механізм і механізм буксування виконані автономними.

На рис. 3.2. представлена кулькова запобіжна муфта з несучими радіальними елементами зачеплення [46], яка складається з ведучої 1 і веденої 2 півмуфти, проміжного диску 3, з'єднаного з ведучою півмуфтою за допомогою шліців і підтиснутого центральною пружиною 13 до веденої півмуфти. Пружина через підтримуючу шайбу 14 регулюється гайками 15. На торцевій поверхні проміжного диску 3 встановлені відвідні кульки 17, які з іншої сторони розташовані в дугових пазах 18 веденої півмуфти. З однієї сторони з дуговими пазами сполучені похилі виступи 19, а проміжний диск з'єднаний з веденою півмуфтою за допомогою кулькового механізму. До веденої півмуфти закріплений циліндричний обод 8, з внутрішньої сторони якого виконані лунки 6, де розташовані несучі кульки 7. З іншої сторони несучі кульки встановлені в радіальних пазах 5 проміжного диску. Несучі кульки також взаємодіють із проміжними кульками 10, розташованими в осьових пазах 9 проміжного диску. Проміжні кульки контактують із натискним диском 16, який розташований на пальцях 4 і підтиснутий пружинами 11. Пальці вільно встановлені в отворах натискного диска і закріплені в проміжному диску. Регулювання пружин 11 здійснюється гайками 12.

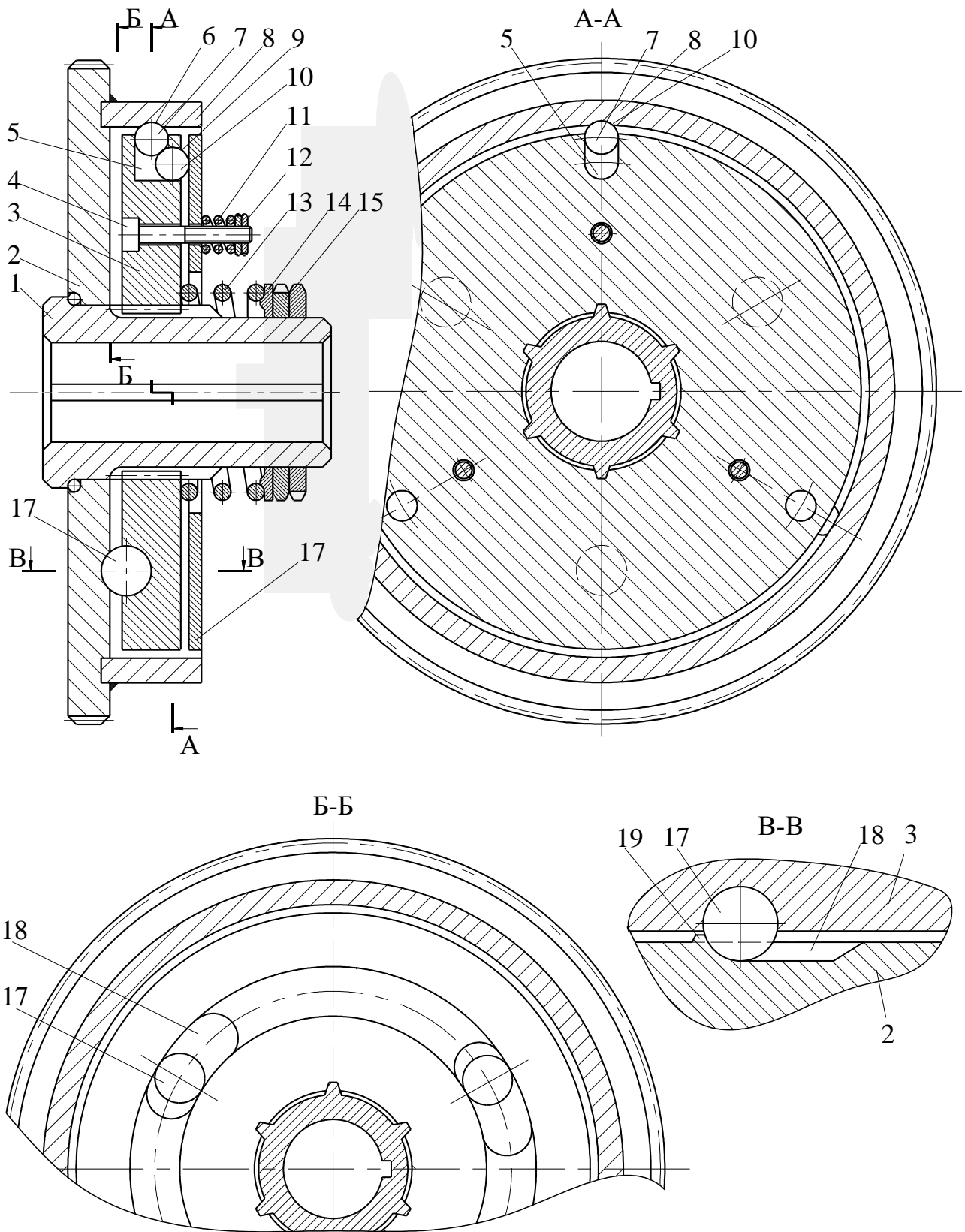


Рис. 3.2. Кулькова запобіжна муфта з несучими радіальними елементами зачеплення

Працює запобіжна муфта наступним чином. Крутний момент передається від ведучої півмуфти через проміжний диск 3 несучі кульки 7 на циліндричний обод і ведену півмуфту.

У випадку перевантаження, гальмування ведена півмуфта і відповідно циліндричний обод. Ведуча півмуфта і проміжний диск продовжують обертатись, що призводить до виходу несучих кульок із зачеплення з лунками циліндричного обода. При цьому несучі кульки переміщуються в радіальних пазах, що призводить зміщення проміжних кульок в осьових пазах і відповідно переміщення натискного диску та деформації пружин. В цей момент відвідні кульки перекочуються по дугових пазах, виконаних у веденій півмуфті. При повному виході несучих кульок із зачеплення з лунками відвідні кульки викочуються на торцеву поверхню веденої півмуфти, що призводить до осьового переміщення натискного диску і відповідно деформації центральної пружини.

При подальшому відносному провертанні відвідні кульки наближаються до наступних дугових пазів і вдаряються у похилі виступи. Це призводить до подальшого осьового переміщення проміжного диска і деформації пружини. Маючи певну інерційність, проміжний диск здійснює зворотно-поступальний рух до наступного контакту відвідних кульок з торцевою поверхнею веденої півмуфти. За цей час проміжний диск провертається в коловому напрямку на заданий кут, який визначається кутовою швидкістю ведучих елементів муфти. При певному співвідношенні жорсткості центральної пружини і кутової швидкості обертання ведучої півмуфти, кульки обходять дуговий паз, повторно входячи в контакт з торцевою поверхнею веденої півмуфти, а не з лунками. Відновлення початкового положення муфти забезпечується зниженням частоти обертання ведучої півмуфти, що призводить до зменшення безконтактного кута провертання півмуфт і відповідно попадання кульок в дугові пази та входження несучих кульок в лунки зачеплення з лунками.

Незважаючи на більш складну конструкцію муфти, в порівнянні з попередньо розглянутою, її експлуатаційні характеристики є значно вищими.

Так, при необхідності змінювати навантажувальну здатність або частоту обертання елементів приводу, регулювання проводиться для окремих механізмів (несучий механізм – кульки 7; 10, пружини 11; механізм буксування – кулька 17, пружина 13). Це дозволяє уникати жорсткої залежності між регульованими параметрами.

3.3. Експериментальний стенд та методика проведення досліджень запобіжних муфт

Експериментальний стенд (рис. 3.3.) розроблено на базі фрезерного верстату (Ф2-250), що забезпечує зручну зміну кутових швидкостей обертання муфт в широкому діапазоні.

Стенд складається з привідного валу 21 шпинделя верстату, який за допомогою зубчастої ланцюгової муфти 20 пов'язаний з вхідним валом 19 конічного зубчастого редуктора 18, закріпленого на столі 1 верстату. На вихідному валу 17 редуктора встановлена ступиця ведучої півмуфти 16. Ведена півмуфта 15 закріплена на проміжному валу 12, який розташований в підшипниковому корпусі 13. Корпус 13 за допомогою кронштейнів 14 кріпиться до столу 1.

Півмуфти 15 і 16 є складовими запобіжної муфти, яка підлягає дослідженню. З іншої сторони, на проміжному валу 12 встановлена ведуча півмуфта 11, на торцевій поверхні якої закріплені фрикційні диски. Своєю торцевою поверхнею півмуфта 11 контактує з аналогічною поверхнею веденої півмуфти 10, яка встановлена на з'єднувальному валу 9. З протилежного боку, на валу 9 розташована відтискна півмуфта 8, в торцевій поверхні якої, рівномірно по колу встановлені кульки 7. Кульки розташовані в похилих торцевих лунках блокуючої півмуфти 6. Для забезпечення гальмування ведучих ланок стенду по зовнішній поверхні блокуючої півмуфти виконані радіальні отвори для закріплення гальмівного важеля (на схемі не зображено, див. рис. 3.4 б). Блокуюча півмуфта встановлена на гальмівному валу 3, розташованому у підшипниковому корпусі 4, який через кронштейн 5

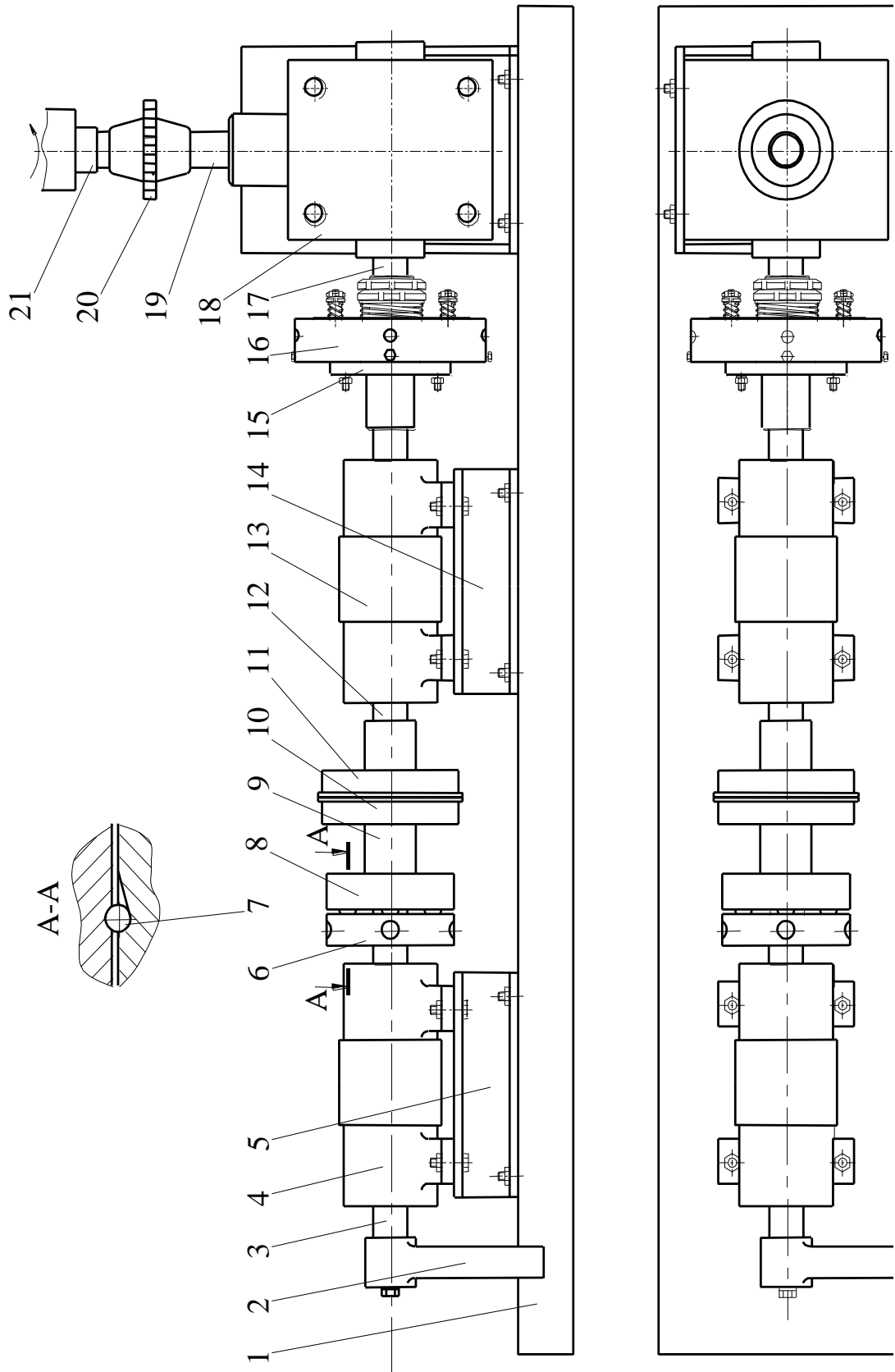


Рис. 3.3. Стенд для проведения досліджень запобіжних муфт

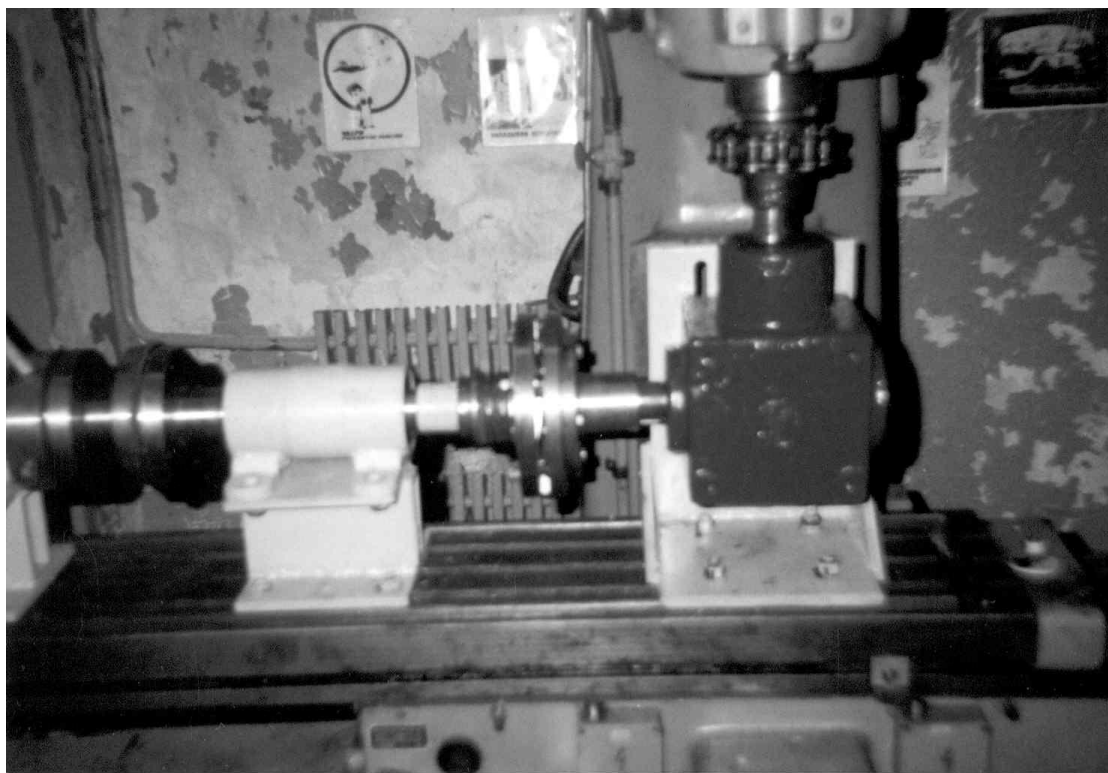
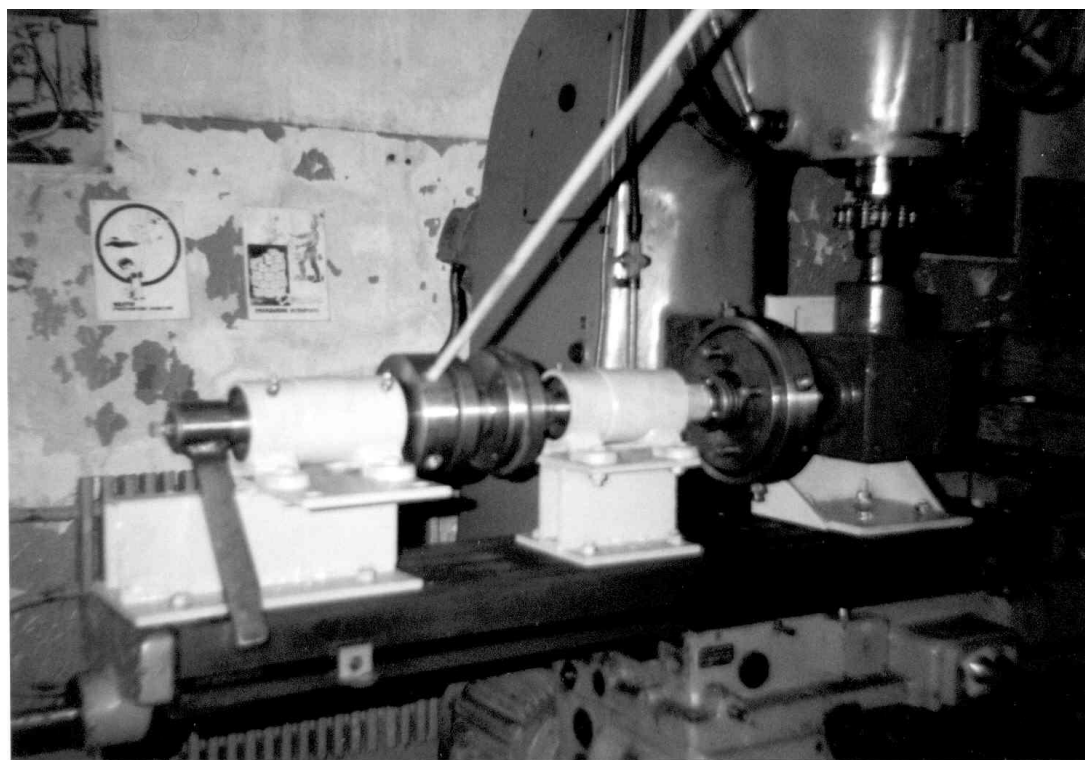
*a**б*

Рис. 3.4. Загальний вигляд стенда

закріплений до столу 1. До протилежної сторони валу 3 кріпиться важіль 2, вільний кінець якого впирається в стіл.

Загальний вигляд стенду зображено на рис. 3.4.

Процес дослідження запобіжних муфт на стенді здійснюється наступним чином. Передача крутного моменту відбувається від валу 21 через зубчасту муфту 20, редуктор 18 на ведучу півмуфту 16 експериментальної запобіжної муфти. Ведена півмуфта 15, вал 12 і фрикційна півмуфта 11, при цьому, вільно обертаються. Це досягається за рахунок того, що кульки 7 максимально втоплені у лунки блокуючої півмуфти 6, а це спричиняє утворення зазору між фрикційними торцевими поверхнями 10 і 11.

Таким чином привідні вали і запобіжна муфта, яка досліджується, разом з півмуфтою 11 обертаються, а півмуфта 10 і ведені елементи стенду, які розташовані з лівої сторони відносно неї залишаються нерухомими.

Процес спрацювання запобіжної муфти шляхом гальмування її веденої півмуфти відбувається наступним чином. В радіальні отвори блокуючої півмуфти вставляється гальмівний важіль. Його провертанням забезпечується осьове зміщення півмуфти 8 в сторону досліджувальної муфти оскільки кульки 7 переміщуються по похилій поверхні лунок блокуючої півмуфти 6. За рахунок того, що відстань між півмуфтами 8 і 10 завжди є постійною, то відбувається замикання фрикційних поверхонь півмуфт 10 і 11. Обертання ведених ланок стає неможливим, так як важіль 2 впирається в стіл.

Таким чином ведена півмуфта 15 гальмується а ведуча 16 продовжує обертатись, що призводить до спрацювання досліджувальної муфти.

Особливості проведення експериментальних досліджень полягають у тому, щоб визначити вплив параметрів муфти, таких як маса рухомої півмуфти, жорсткість пружин, кутова швидкість обертання ведучої півмуфти, кут нахилу похилих виступів на величину безконтактного провертання півмуфт. Даний параметр є визначальним для забезпечення ефективного функціонування розроблених низькодинамічних кулькових запобіжних муфт, оскільки він характеризує положення кульок на торцевій поверхні півмуфт при їх повторній

взаємодії. Тобто повинна виключитись можливість попадання кульок у лунки або пази в режимі буксування півмуфт.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає у наступному. Торцеві поверхні півмуфт виготовлені з не гартованого матеріалу, в той час як лунки термооброблюються, наприклад струмами високої частоти. Це забезпечує отримання чітких відбитків (вм'ятин) від повторних взаємодій кульок з торцевою поверхнею веденої півмуфти.

В процесі спрацювання півмуфти, гальмівний важіль утримують в положенні, що забезпечує постійний контакт фрикційних дисків і відповідне відносне провертання півмуфт досліджуваного об'єкту. Як показали попередні експериментальні дослідження, час буксування півмуфт доцільно встановлювати в межах 5...10 сек. для отримання чіткої групи відбитків.

Далі шляхом вимірювання величини L її можна співставити з теоретичними розрахунками, підставляючи в раніше виведені математичні моделі реальні конструктивні та кінематичні параметри досліджуваних муфт.

Для зменшення кількості виготовлення змінних півмуфт доцільно користуватись теоретичними розрахунками, які вказують на характер і рівень впливу вище зазначених параметрів на величину L .

Так, на основі аналізу графічних залежностей викладених у підрозділі 2.3 можна встановити, що зростання жорсткості пружини сприяє зменшенню відстані безконтактного провертання півмуфт. Збільшення абсолютного значення таких параметрів, як маса рухомої півмуфти, кутова швидкість обертання привідного валу, кут нахилу похилого виступу призводять до збільшення відстані L .

Тому при проведенні експериментальних досліджень, наприклад з визначення впливу маси рухомої півмуфти m і кутової швидкості обертання ведучої ланки ω спочатку доцільно задаватись максимальними їх значеннями із зазначеного діапазону змінних параметрів для отримання максимальних величин L . Далі необхідно дискретно зменшувати параметри m і ω , що призведе до зменшення абсолютного значення L . Це виключить можливість накладання

груп відбитків, для їх точного вимірювання. При цьому одну півмуфту можна використовувати для проведення групи дослідів з визначення впливу одного з параметрів на величину L .

В процесі проведення експериментальних досліджень змінним параметрам надавалось такі дискретні значення.

Для низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення: $C = 5120; 6560; 8380; 9800$ Н/м; $\omega = 13,09; 18,59; 26,18$ рад/сек; $m = 2,1; 3,2; 4,6$ кг; $\beta = 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$.

Для низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення: $C = 7530; 10900; 16400; 19100$ Н/м; $\omega = 13,09; 18,59; 26,18$ рад/сек; $m = 2; 3,5; 5$ кг; $\beta = 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$.

3.4. Методика проведення та результати статичних досліджень запобіжних муфт

Метою статичних експериментальних досліджень розроблених і виготовлених кулькових запобіжних муфт було встановлення характеру їх спрацювання, визначення максимального крутного моменту на двох етапах спрацювання муфт і здійснення порівняльного аналізу між результатами теоретичних і експериментальних досліджень.

Попередньо муфти встановлювались на розривну машину Р5, для чого були виготовлені спеціальні кріпильні кінцевики, які з одного боку з'єднувались з півмуфтами, а з іншої із захватами розривної машини. Загальний вигляд даного стенду, на якому встановлено муфти зображено на рис. 3.5.

За допомогою навантажувального механізму збільшували момент опору на муфту, величина якого фіксувалась на силовій шкалі. При цьому, визначалось відносне зміщення півмуфт за допомогою кутової шкали.

Як показали результати досліджень кутове провертання півмуфт відбувалось при максимальному крутному моменті, який різко падав при виникненні кутового зміщення півмуфт. Це повністю підтверджує результати

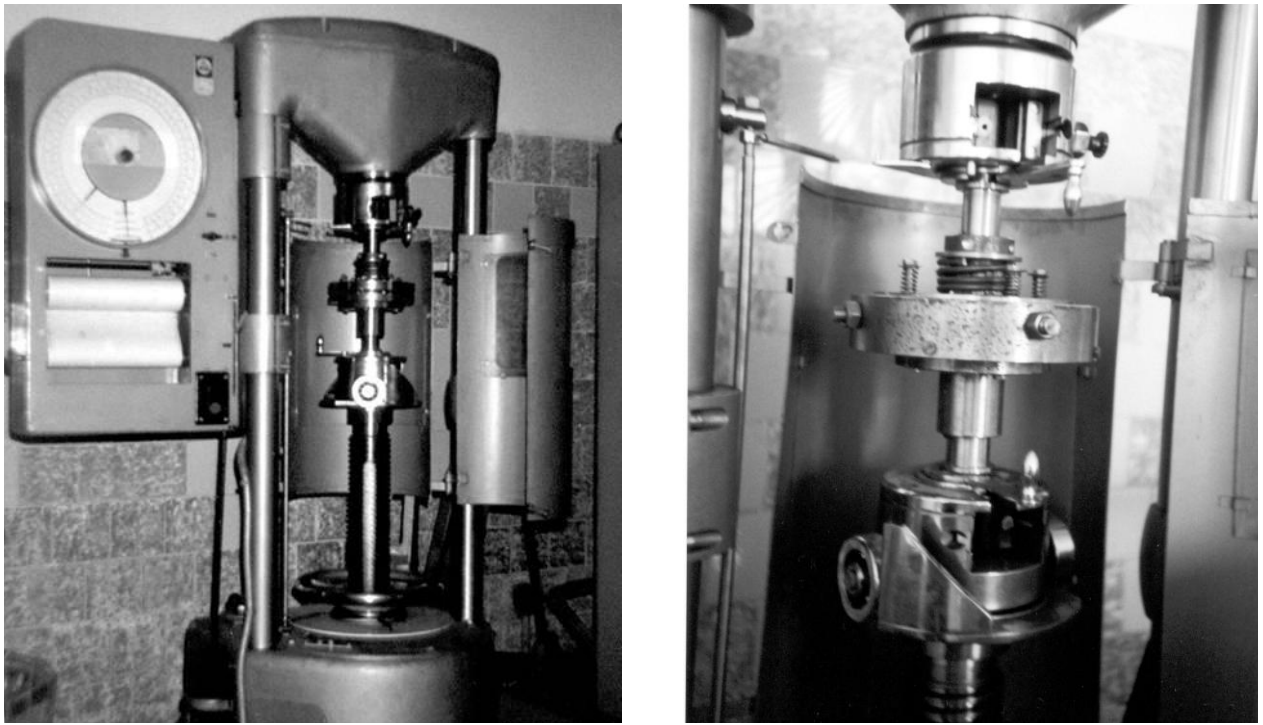


Рис. 3.5 Загальний вигляд стану з муфтою

теоретичних досліджень, які викладені на основі аналізу формули (2.11) і представлені графічними залежностями на рис. 2.3 – 2.6. Тобто крутний момент різко падає при виникненні кутового зміщення півмуфт.

Таким чином, при проведенні досліджень фіксували максимальний крутний момент в десятикратній повторюваності при різних положеннях лунок.

Для проведенні експериментальних досліджень муфти виготовлялись з наступними конструктивними параметрами.

Для муфти з торцевими елементами зачеплення: $C = 5120; 6560; 8380; 9800$ Н/м; $\beta = 10^\circ$; $R = 0,071$ м; $r = 0,01$ м; $\delta_0 = 0,01$ м; $h_l = 0,004$ м.

Для муфти з радіальними елементами зачеплення: $C = 7530; 10900; 16400; 19100$ Н/м; $\beta = 10^\circ$; $R = 0,071$ м; $r = 0,005$ м; $\delta_0 = 0,01$ м; $h_l = 0,002$ м.

Дані параметри підставлялись в теоретичні залежності (2.11), (2.20) і (2.44), за якими визначали максимальний крутний момент на муфтах. При цьому приймали, що коефіцієнт тертя рівний $f = 0,17$.

За результатами досліджень встановлено, що для муфти з торцевими елементами зачеплення коефіцієнт точності спрацювання γ_T , який визначається

з відношення максимального $T_{m\max}$ і мінімального $T_{m\min}$ моментів спрацювання муфти становить $\gamma_T = 1,33$. Математичне сподівання $T_m = 51,6 \text{ Нм}$, середнє квадратичне відхилення $\sigma = 4,96 \text{ Нм}$, а коефіцієнт варіації становить $\nu = 9\%$.

Для муфти з радіальним елементами зачеплення дані показники становлять: $\gamma_T = 1,27$; $T_m = 67,4 \text{ Нм}$; $\sigma = 5,88 \text{ Нм}$; $\nu = 8,7\%$.

Результати теоретичних (суцільні лінії) і експериментальних досліджень (штрихові лінії) які представлені на рис. 3.6 і 3.7 носять явно виражений лінійний характер. Верхні пари графіків відображають основний крутний момент спрацювання муфти при виникненні перевантаження. Нижні пари графіків характеризують роботу муфт при проходженні похилого виступу, тобто в режимі буксування півмуфт, що забезпечує суттєве зниження динамічних навантажень при відносному провертанні півмуфт.

Оскільки коефіцієнт точності спрацювання муфт визначається основним крутним моментом, що передає муфта, то порівняльний аналіз результатів

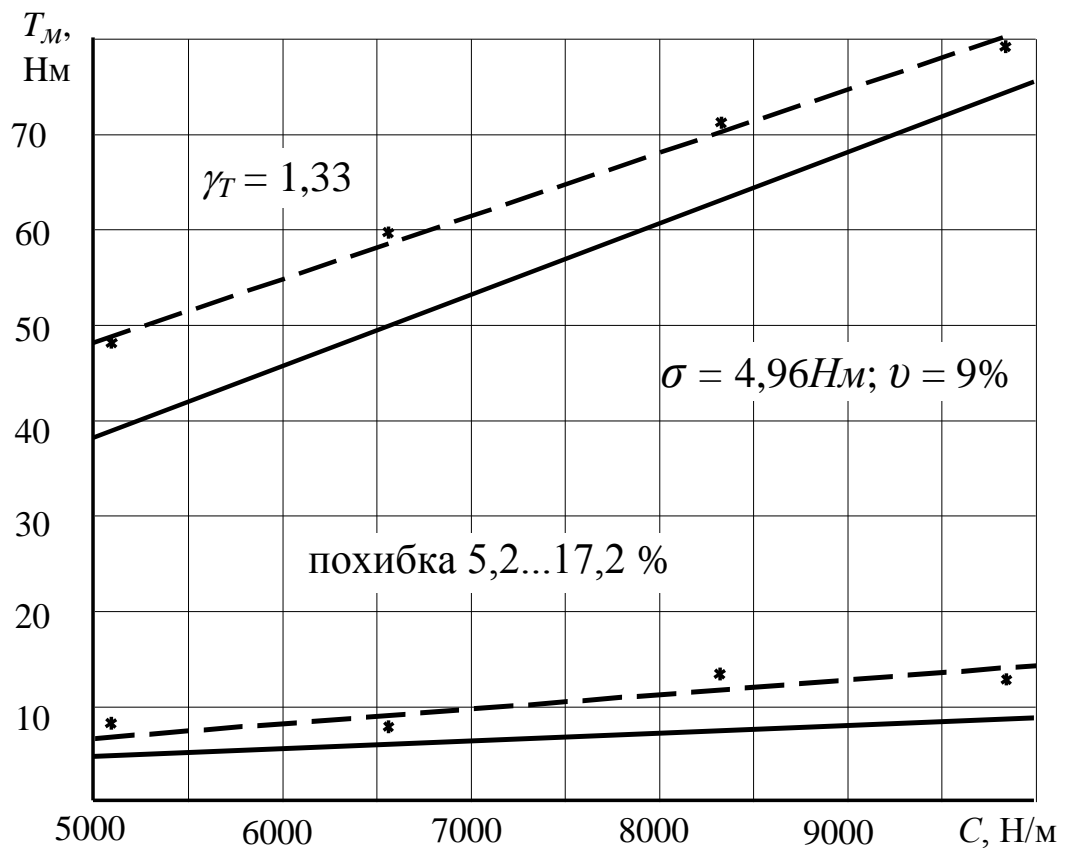


Рис. 3.6. Залежність зміни крутного моменту муфти з торцевими елементами зачеплення від жорсткості пружини.

теоретичних і експериментальних досліджень проводимо для верхньої пари графіків.

З аналізу графічних залежностей, які зображені на рис. 3.6 встановлено, що похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень знаходиться в межах 5,2...17,2 % для різних значень результатів експерименту. Для графічних залежностей зображених на рис. 3.7 – 6,6...19,6%.

Таким чином, за результатами експерименту встановлено, що попередньо виведені аналітичні залежності (2.11) і (2.44), для визначення крутного моменту, який передають муфти адекватно відображають реальні процеси спрацювання розроблених муфт. Тому дані аналітичні залежності можуть бути використані при інженерному проектуванні різних типорозмірів таких муфт.

При цьому, задаючись одним сталим параметром можна визначити інші, виходячи з необхідного крутного моменту, який повинна передавати муфта.

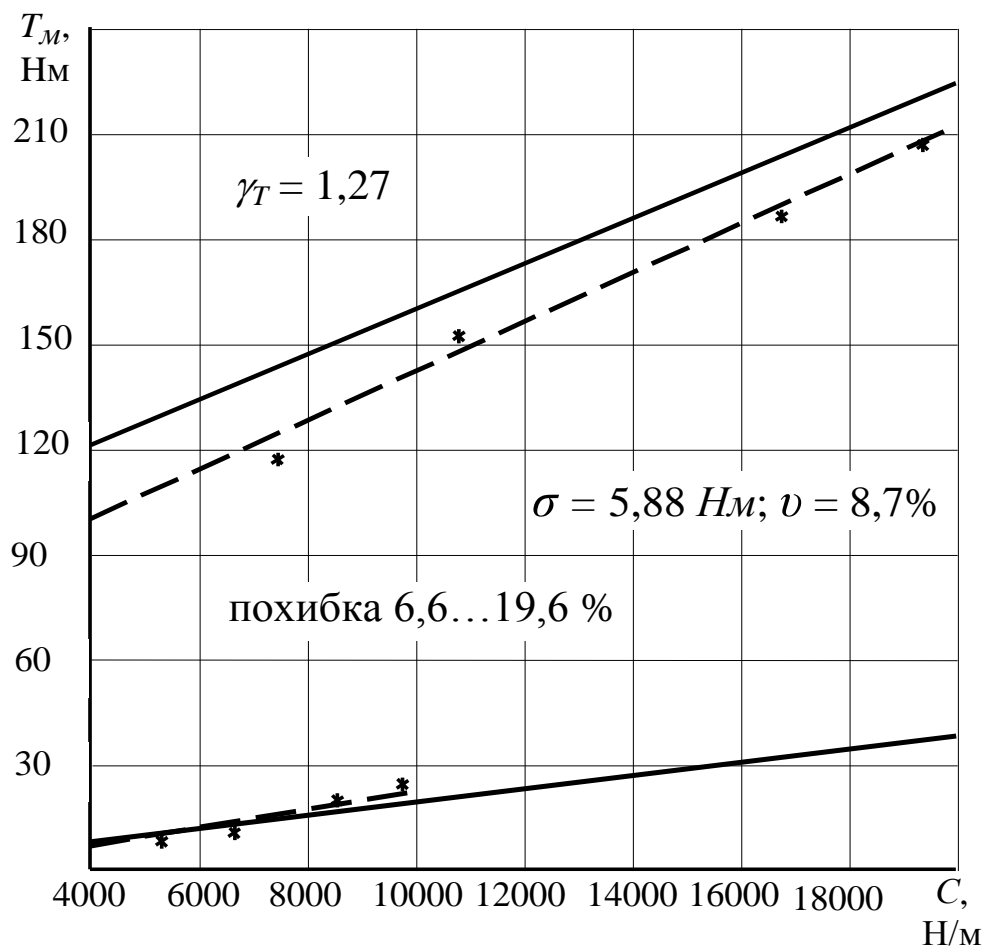


Рис. 3.7. Залежність зміни крутного моменту муфти з радіальними елементами зачеплення від жорсткості пружини.

3.5. Результати динамічних досліджень запобіжних муфт

Експериментальні дослідження розроблених і виготовлених низькодинамічних кулькових запобіжних муфт проводились на стенді за методикою, яка наведена в підрозділі 3.3.

Загальний вигляд низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення у зібраному і розібраному виді зображено на рис. 3.8.

При проведенні експериментальних досліджень з визначення впливу жорсткості пружини C , кутової швидкості обертання привідного валу ω , маси рухомої півмуфти m і кута нахилу похилих виступів β на величину безконтактного провертання півмуфт L при дискретній зміні одного параметру інші залишались незмінними і їх абсолютні значення становили: $C = 9800$ Н/м; $\omega = 13,09$ рад/сек; $\beta = 10^\circ$; $m = 3,04$ кг.

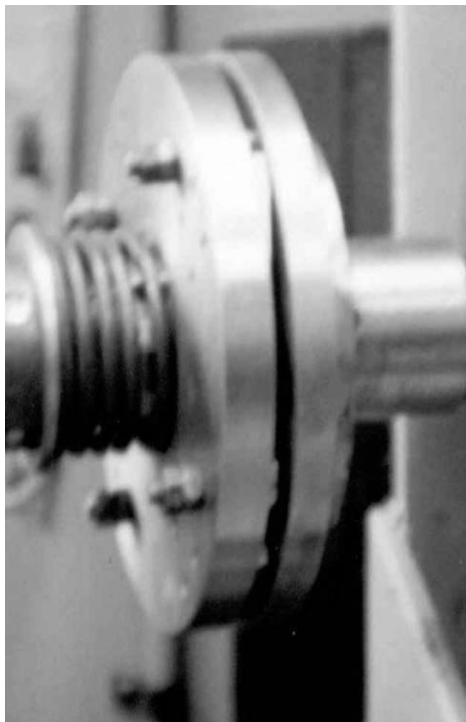


Рис. 3.8. Загальний вигляд низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення

Для встановлення наскільки теоретичні розрахунки, які викладені в підрозділі 2.3 адекватно відображають реальні процеси спрацювання муфт, в розрахункові залежності підставлялись конкретні значення параметрів виготовлених запобіжних муфт і розраховувалась величина L .

Таким чином за результатами експериментальних і теоретичних досліджень побудовані графічні залежності впливу C , ω , m і α на величину L , які зображені на рис. 3.9 – 3.12.

Суцільними лініями показано результати теоретичних досліджень, а штриховими – експериментальні.

З аналізу функціональної залежності $L = f(C)$, яка представлена на рис. 3.9 можна констатувати, що теоретична крива адекватно відображає реальні процеси спрацювання запобіжної муфти при змінних жорсткостях центральної пружини. Розходження між результатами теоретичних і експериментальних значень складає 2,5% - 10,3%.

Аналізуючи графічні залежності впливу ω на L (рис. 3.10) встановлено, що при кутових швидкостях привідного вала менших ніж 12 рад/сек не відбувається осьове зміщення рухомої півмуфти від краю похилого виступу. Однак величина L при $\omega = 12$ рад/сек. складає 13 мм, що при певних розмірах лунки (необхідно застосовувати кульки діаметром менше 12 мм) може задовольнити умови ефективної роботи муфти. При цьому, варто зауважити, що для вищевказаних параметрів використання даної муфти для кутових швидкостей менше ніж 10 рад/сек. є недоцільним.

Тенденція зростання L при збільшенні кутової швидкості муфти ω , як для теоретичних, так і для експериментальних результатів досліджень є подібною, а розбіжність результатів становить 6,7% – 21,3%.

Вплив маси півмуфти m на величину L (рис. 3.11) показує, що при $C = 9800$ Н/м; $\beta = 10^\circ$; і $\omega = 13,09$ рад/сек. відрив рухомої півмуфти від поверхні виступу спостерігається при $m > 1,7$ кг. Тому при застосуванні низькомоментних запобіжних муфт (маси рухомих півмуфт незначні) для даної конструкції необхідно застосовувати похилі виступи з великими кутами

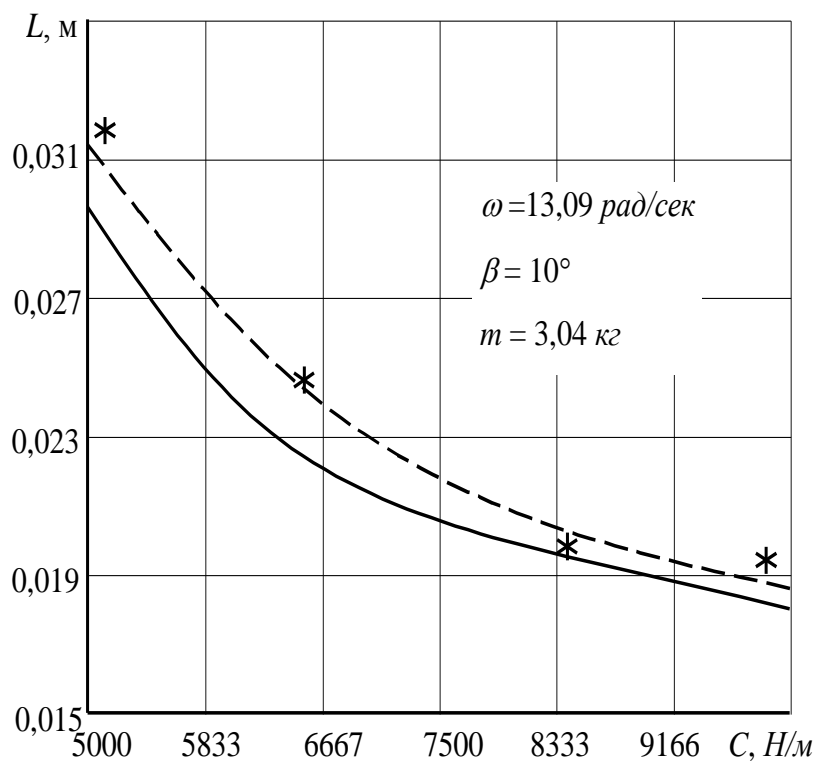


Рис. 3.9. Залежність впливу жорсткості пружини C на довжину L для муфти з торцевими елементами зачеплення

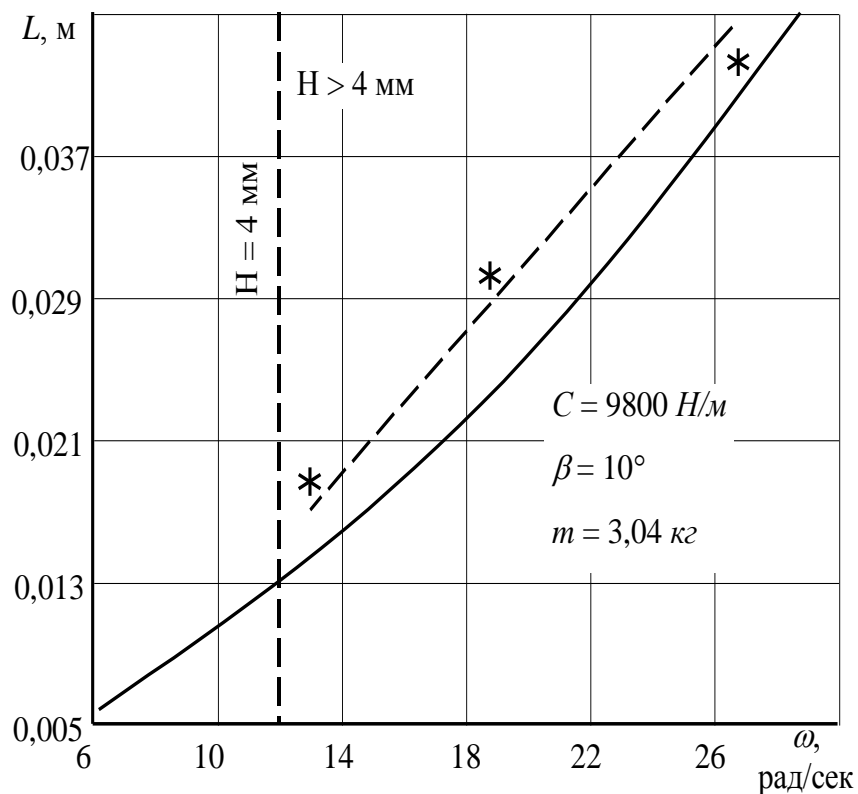


Рис. 3.10. Залежність впливу кутової швидкості ω на довжину L для муфти з торцевими елементами зачеплення

нахилу. Також необхідно враховувати, що для муфт з незначними крутними моментами застосовують пружини малих жорсткостей, що в свою чергу забезпечить збільшення величини H і відповідно параметра L .

Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень складає 11,4% – 14,8%.

З аналізу графічних залежностей впливу похилого виступу β на величину L (рис. 3.12) встановлено, що зміна кута β у визначеному діапазоні найменше впливає на величину L у порівнянні з іншими параметрами. Так при збільшенні β від 10° до 20° величина L зростає менше ніж на 4 мм.

Застосування більших кутів β також є недоцільним, оскільки різко зростають динамічні ударні навантаження при взаємодії кульок з похилими виступами.

За результатами порівняльних теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що їх розбіжність становить 3,7% – 10,3%.

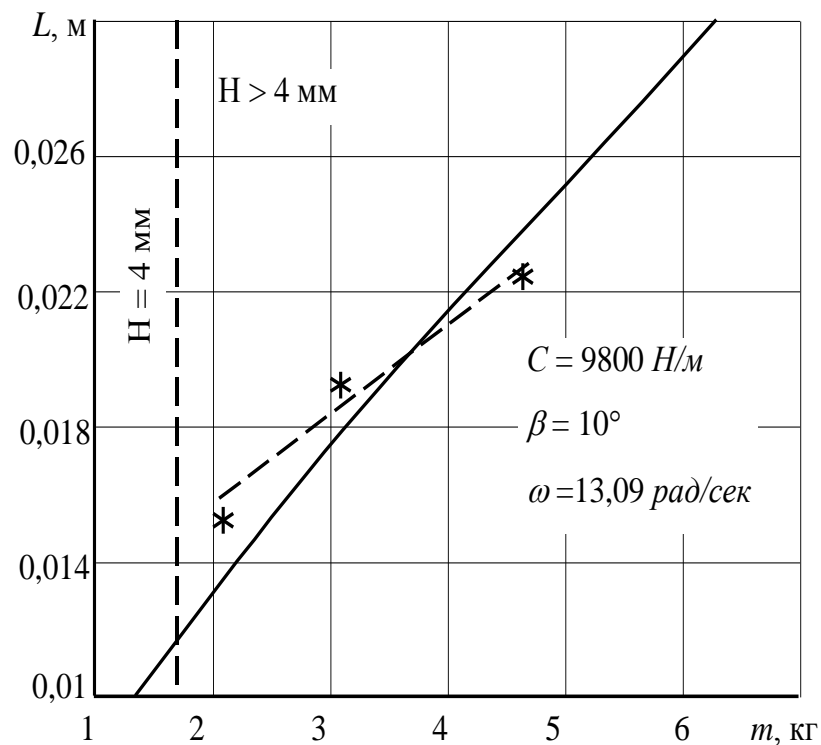


Рис. 3.11. Залежність впливу маси півмуфти m на довжину L для муфти з торцевими елементами зачеплення

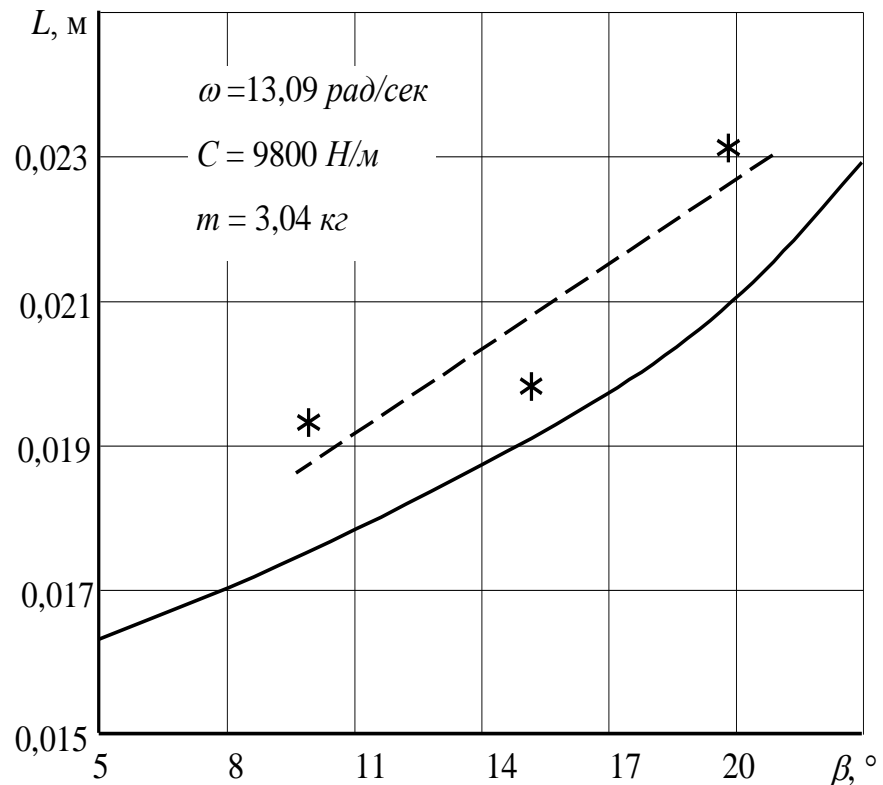


Рис. 3.12. Залежність впливу кута нахилу β на довжину L для муфти з торцевими елементами зачеплення

Таким чином, на основі проведеного аналізу встановлено, що результати експериментальних досліджень в достатній мірі адекватно відображають теоретичні розрахунки, які у спрощеному вигляді можуть бути застосовані для визначення параметрів низькодинамічних запобіжних муфт, а саме для вибору кількості елементів зачеплення стосовно віддалі L .

Аналогічні дослідження проведені для низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення, загальний вигляд якої в складеному і розібраному стані зображено на рис. 3.13.

Результати порівняльних експериментальних і теоретичних досліджень переставлено на рис. 3.14 – 3.17.

Тенденція впливу параметрів C , ω , m і β на величину L для муфти з радіальними елементами зачеплення є аналогічною до попередньо розглянутої.

Порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень показав наступні розбіжності.



Рис. 3.13. Загальний вигляд низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення

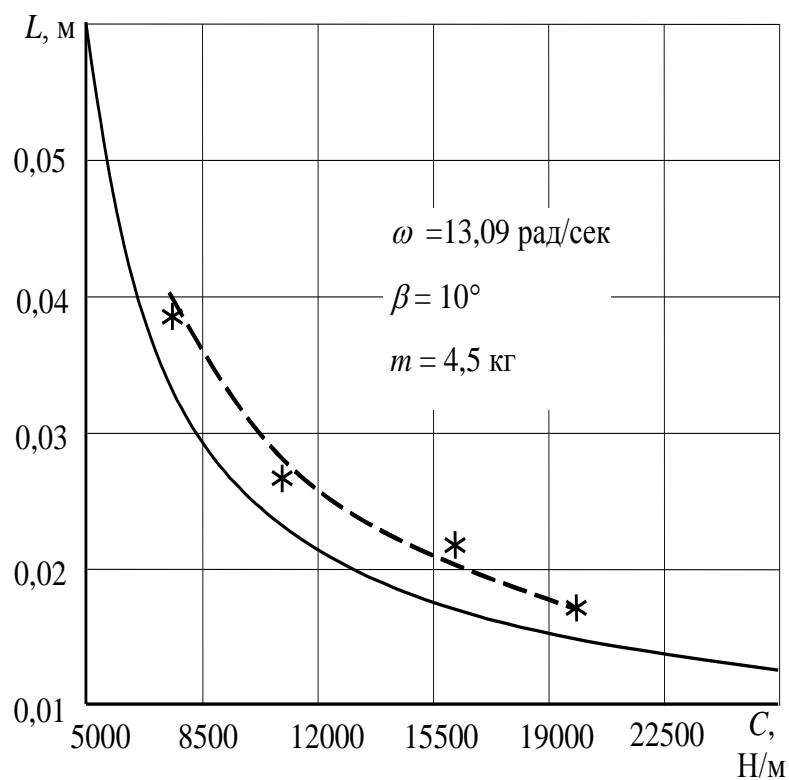


Рис. 3.14. Залежність впливу жорсткості пружини C на довжину L для муфти з радіальними елементами зачеплення

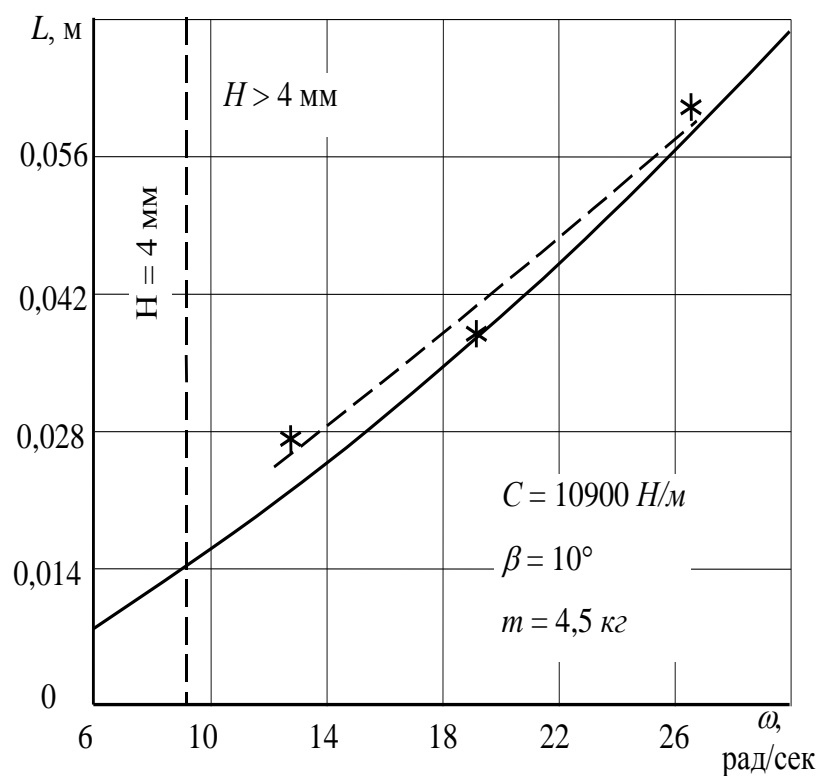


Рис. 3.15. Залежність впливу кутової швидкості ω на довжину L для муфти з радіальними елементами зачеплення

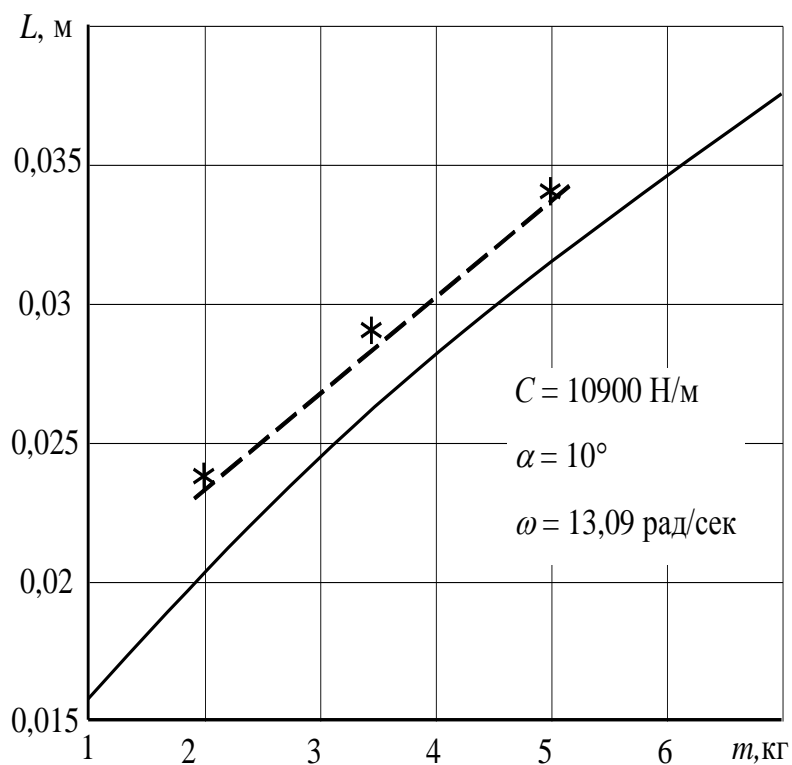


Рис. 3.16. Залежність впливу маси півмуфти m на довжину L для муфти з радіальними елементами зачеплення

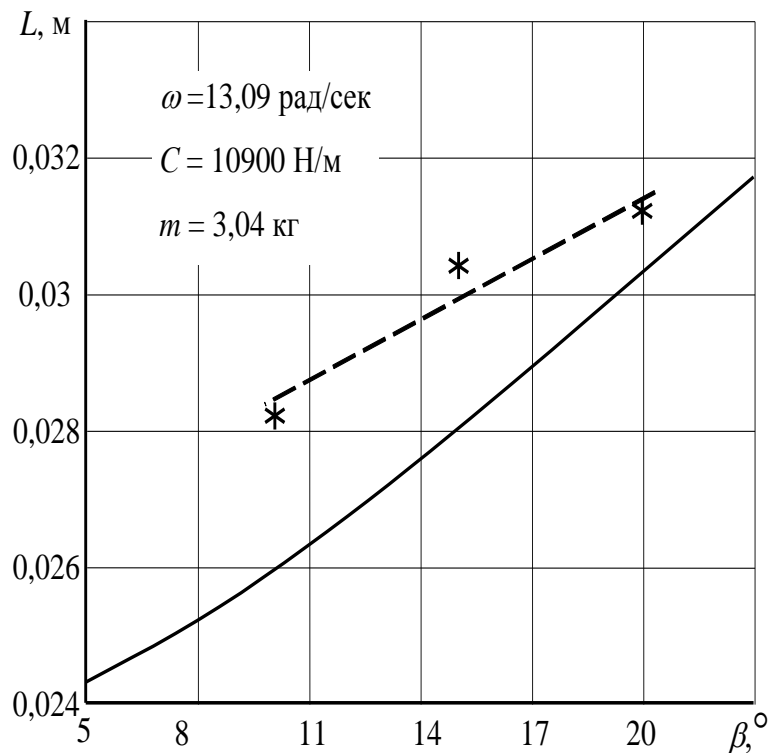


Рис. 3.17. Залежність впливу кута нахилу α на довжину L для муфти з радіальними елементами зачеплення

Для залежності $L = f(C) - 11,6\% - 19,1\%$.

Для залежності $L = f(\omega) - 7\% - 18,5\%$.

Для залежності $L = f(m) - 7,5\% - 17\%$.

Для залежності $L = f(\beta) - 3,3\% - 8,5\%$.

Таким чином результати експериментальних досліджень розробленої муфти з радіальними елементами зачеплення також підтвердили справедливість теоретичних положень, які можна застосовувати для обґрунтування і вибору раціональних параметрів розроблених конструкцій муфт і їх інженерного проектування.

3.6. Результати експериментальних досліджень за повнофакторним експериментом

Для визначення взаємного впливу параметрів на відстань L безконтактного повертання півмуфт після виходу їх із зачеплення до повторної взаємодії, яка визначається по діаметрі розташування кульок проведений повнофакторний експеримент.

На основі попередньо проведених теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що основними факторами, які впливають на величину L є:

- швидкість муфти ω ;
- маса рухомої півмуфти m ;
- жорсткість пружини C , Н/м.

Дослідження проводились при одночасній зміні всіх факторів за планом повнофакторного експерименту ПФЕ–2³, за методикою, яка викладена в праці [113].

Функція відгуку знаходилась у вигляді неповного квадратного полінома

$$Y = e_0 + v_1x_1 + v_2x_2 + v_3x_3 + v_{12}x_1x_2 + v_{13}x_1x_3 + v_{23}x_2x_3 + v_{123}x_1x_2x_3, \quad (3.1)$$

де x_i - кодові фактори, $i = 1,2,3$;

$v_0, v_1, v_2, v_3, v_{12}, v_{13}, v_{23}, v_{123}$ – коефіцієнти за відповідних значень x .

Зв'язок між кодовими та натуральними значеннями факторів встановлюється за залежністю

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i} \quad (3.2)$$

де x_i, X_i – відповідно кодове та натуральне значення i -го фактора;

X_{i0} – натуральне значення i -го фактора на основному рівні;

ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактора.

Значення факторів в натуральних величинах, а також інтервали їх зміни наведено в таблиці 3.1.

За даними таблиці 3.1 складаємо матрицю повнофакторного експерименту ПФЕ-2³, що включає $n = 8$ незалежних експериментів із повторюваністю дослідів в кожній точці по три рази ($m_0 = 3$). Збільшення кількості повторюваностей дослідів ускладнювалось значною трудомісткістю виготовлення півмуфт з різними конструктивними параметрами. Дані дослідження заносились в таблицю 3.2.

Таблиця 3.1

План повнофакторного експерименту

Кодове значення факторів	Швидкість муфти ω , рад/с	Маса рухомої півмуфти m , кг	Жорсткість пружини C , Н/м
Основний рівень	19,64	3,35	7,46
Інтервал вимірювання	6,55	1,25	2,34
Верхній рівень	26,18	4,6	9,8
Нижній рівень	13,09	2,1	5,12

В кожній i -тій точці визначаємо дисперсію S_u^2

$$S_u^2 = \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{i_n=1}^{m_0} (Y_{i_n} - \bar{Y}_u)^2, \quad (3.3)$$

де i_n – номер повторюваності;

Y_{i_n} – вихідний параметр при i_n повторюваності;

\bar{Y}_u – середнє значення вихідного параметра в кожному досліді.

Перевірка відтворюваності здійснюється за критерієм Кохрена, значення якого визначається з відношення максимальної дисперсії до суми дисперсій

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n S_u^2}. \quad (3.4)$$

За розрахунками $G = 20,33/87,754 = 0,232$.

Таблиця 3.2

Результати повно факторного експерименту

№	X_1	X_2	X_3	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	$X_1X_2X_3$	Y_1	Y_2	Y_3	Y_{-}	S_u^2	Y_T
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	22	18	21	20,33	4,33	22,66
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	48	47	55	50	19	50
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	28	33	29	30	7	31
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	66	57	62	61,67	20,33	58,34
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	19	22	17	19,33	6,33	14,66
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	39	43	37	39,67	9,33	42
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	21	25	19	21,67	9,33	23
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	45	52	51	49,33	12,104	50,34

Табличне значення критерію Кохрана при $n = 8$ і $f_u = m_0 - 1 = 2$ буде $G_T > G$, то процес відтворюється.

Так як процес відтворюється, то коефіцієнти регресії визначаємо за такими залежностями

$$\begin{cases} \vartheta_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n \bar{Y}_u; \\ \vartheta_i = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{Y}_u; \\ \vartheta_{ij} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{Y}_u; \end{cases} \quad (3.5)$$

де x_{iu} x_{ju} – відповідно значення і-того та j-того кодованих факторів в u-му досліді.

Значення коефіцієнтів рівні:

$$\vartheta_0 = 36,5; \vartheta_1 = 13,6675; \vartheta_2 = 4,1675; \vartheta_3 = 4; \vartheta_{12} = 1,65; \vartheta_{13} = -1,6675; \\ \vartheta_{23} = -1,1677; \vartheta_{123} = 0,667.$$

Рівняння регресії буде мати вигляд:

$$Y_T = 36,5 + 13,6675X_1 + 4,1675X_2 - 4X_3 + 1,165X_1X_2 - 1,6675X_1X_3 - 1,1677X_2X_3 + \\ + 0,667 X_1X_2X_3.$$

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводиться за допомогою критерію Стюдента. Коефіцієнт вважається значущим, якщо виконується нерівність

$$|\vartheta_a| \geq \Delta \vartheta_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.6)$$

де ϑ_a – коефіцієнти $\vartheta_0, \vartheta_i, \vartheta_{ij}$ у формулах (4.5);

$\Delta \vartheta_a$ – довірна границя;

$t(0,05; f_y)$ – критерій Стюдента при 5% рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності $f_y = n(m_0 - 1)$.

Рівень значущості дорівнює $1 - \alpha$, де α – довірна ймовірність. Оскільки при 5%-му рівні значущості $\alpha = 0,95$, а $f_y = 8(3-1)$, то табличне значення $t - 2,1$.

$$\text{Дисперсія дослідів стосовно втрат рівна } S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n S_u^2 = 10,97.$$

Довірча границя рівна

$$\Delta e_a = \frac{2,1 \cdot \sqrt{10,97}}{\sqrt{8}} = 2,46.$$

В рівнянні регресії коефіцієнтами, які менші довірчої границі нехтуємо.

Таким чином, рівняння регресії, яке визначає відстань L , яку проходить рухома півмуфта до повторної взаємодії з веденою має вигляд

$$Y_T = 36,5 + 13,67X_1 + 4,17X_2 - 4X_3. \quad (3.7)$$

Перевірку адекватності проводимо за критерієм Фішера. Адекватність має місце, коли виконується нерівність

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.8)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності;

$F(0,05; f_{ad}; f_y)$ – критерій Фішера при 5%-му рівні значущості;

f_{ad} - число ступенів вільності ($f_{ad} = n - k - 1 = 8 - 3 - 1 = 4$);

k – число факторів у досліді.

Дисперсія адекватності визначається

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^n (Y_T - \bar{Y}_u)^2 = 11,77,$$

де Y_T - розрахункове значення відгуку в i -му досліді, яке визначається за формулою(3.7).

Тоді

$$F = \frac{11,77}{10,97} = 1,073 < F_T = 3,11.$$

Отже рівняння регресії (3.7) адекватно відтворює результати експерименту.

Відповідно у натуральних координатах рівняння регресії прийме вигляд

$$Y = e_0 + \sum_{i=1}^n e_i \left(\frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X} \right)$$

$$Y = 36,5 + 13,67 \left(\frac{\omega - 19,64}{6,55} \right) + 4,17 \left(\frac{m - 3,35}{1,25} \right) - 4 \left(\frac{C - 7,46}{2,3} \right)$$

$$Y = -2,92 + 2,09\omega + 3,34m - 1,7C. \quad (3.9)$$

Виведена залежність дає змогу оцінити величину L у вказаному діапазоні змінних параметрів.

3.7. Висновки

На основі розрахункових схем спроектовані і виготовлені експериментальні конструкції кулькових низькодинамічних запобіжних муфт. На базі фрезерного верстату розроблений стенд для проведення досліджень і визначення експлуатаційних характеристик запобіжних муфт, а також запропонована методика проведення досліджень.

За результатами статичних досліджень встановлено, що коефіцієнт точності спрацювання муфти з торцевими елементами зачеплення становить $\gamma_T \approx 1,27$. На основі статистичної обробки розсіювання крутного моменту встановлено, що середнє квадратичне відхилення становить $\sigma = 5,88$ Нм, а коефіцієнт варіації $v = 8,7\%$. Похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень $\delta = 5,88...19,6\%$. Для муфти з радіальними елементами зачеплення $\gamma_T \approx 1,33$; $\sigma = 4,96$ Нм; $v = 9\%$; $\delta = 5,2...17,2\%$.

За результатами динамічних експериментальних досліджень встановлено, що для муфти з торцевими елементами зачеплення при зростанні C від 5000 до 10000 Н/м відстань L зменшується на 12 мм ($\Delta L = -12$ мм); при зміні ω від 13 до 27 рад/сек – $\Delta L = +19$ мм; при зростанні m від 2 до 4,5 кг – $\Delta L = +6$ мм; при зміні β від 10° до 20° – $\Delta L = +3,5$ мм. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становлять: для $L = f(C) - 8,3...10,3\%$; для $L = f(\omega) - 6,7...21,3\%$; для $L = f(m) - 11,4...14,8\%$; для $L = f(\beta) - 3,7...10,3\%$. Для муфти з радіальними елементами зачеплення: при зміні C від 5600 до 19600 Н/м – $\Delta L = -25$ мм; при зростанні ω від 13 до 27 рад/сек – $\Delta L = +32$ мм; при зміні m

від 2 до 5 кг – $\Delta L = + 11$ мм; при зміні β від 10° до 20° – $\Delta L = + 3$ мм. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень становлять: для $L = f(C) - 26...37,1\%$; для $L = f(\omega) - 7...36\%$; для $L = f(m) - 7,5...17\%$; для $L = f(\beta) - 3,3...8,5\%$.

На основі проведеного порівняльного експерименту виведено рівняння регресії для визначення величини L від параметрів C ; m і ω .

РОЗДІЛ IV
ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗАПОБІЖНИХ
МУФТ, ЇХ ВИРОБНИЧА ТА ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА

4.1. Розрахункові залежності і табличні дані для вибору параметрів
розроблених конструкцій муфт

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень, з врахуванням узгодженості даних результатів розроблена інженерна методика проектування розроблених конструкцій низькодинамічних кулькових запобіжних муфт, виходячи із заданого моменту їх спрацювання.

Першочергово були виведені спрощені аналітичні залежності для визначення максимального крутного моменту муфт, які можна застосовувати при інженерних розрахунках. Так, на основі аналізу графічних залежностей (рис. 2.3 – 2.6), побудованих при розрахунку зміни крутного моменту (2.11) для муфти з торцевими елементами зачеплення, встановлено, що максимальний крутний момент, який передає запобіжна муфта відповідає її початковому положенню, тобто при $\varphi = 0$.

Також доведено, що на крутний момент впливають не абсолютні величини глибини лунки h_n і радіуса кульок r , а їх відношення (рис. 2.7).

Тому підставляючи у формулу $\varphi = 0$, а також виражаючи відношення h_n/r через певний коефіцієнт k в загальному випадку залежність (2.11) прийме вигляд

$$T_m = \frac{RC \left[\delta_0 + r \sqrt{1 - 2k + k^2} - r + kr \right]}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\sqrt{1 - 2k + k^2} \right) - \rho \right]}. \quad (4.1)$$

Оскільки $\sqrt{1 - 2k + k^2} = 1 - k$, то рівняння (4.1) в кінцевому вигляді буде таким:

$$T_m = \frac{RC \left[\delta_0 + r(1 - k) - r + kr \right]}{\operatorname{tg} \left[\arcsin(1 - k) - \rho \right]},$$

$$T_m = RC\delta_0 \operatorname{ctg}[\arcsin(1-k) - \rho], \quad (4.2)$$

де $h_n = kr$.

Таким чином, застосовуючи рівняння (4.2) можна підібрати необхідні конструктивні параметри муфти виходячи із заданого крутного моменту.

Рекомендовані конструктивні параметри низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення відносно моменту її спрацювання наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1.

Рекомендовані конструктивні параметри низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення відносно моменту її спрацювання

T_m , Нм	R , м	C , Н/м	δ_0 , м	k ,
50	0,05	20000	0,006	0,7
70	0,05	30000	0,006	0,7
90	0,055	35000	0,0065	0,7
120	0,06	40000	0,007	0,7
150	0,06	40000	0,007	0,725
180	0,06	45000	0,0075	0,725
210	0,06	50000	0,0075	0,725
240	0,07	50000	0,0075	0,725
270	0,07	54000	0,008	0,725
300	0,07	60000	0,008	0,725
350	0,07	60000	0,008	0,74
400	0,07	60000	0,008	0,75
450	0,07	60000	0,009	0,75
500	0,07	70000	0,009	0,75
550	0,07	70000	0,0095	0,75
600	0,07	70000	0,01	0,75

Систему рівнянь (2.44) для визначення взаємозв'язку між крутним моментом і конструктивними параметрами кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення приведемо до спрощеного вигляду. Складність її рішення полягає у тому, що у рівнянні для визначення колової сили F_k дана складова знаходиться, як у правій, так і у лівій частинах рівняння. Тому, для практичного користування рівнянням крутного моменту колову силу F_k доцільно винести з під кореня в правій частині рівняння, при цьому ввівши певний поправочний коефіцієнт, який забезпечить адекватність емпіричного рівняння детермінованому.

З аналізу графічних залежностей (рис.2.12) встановлено, що, як і в попередньому випадку, максимальний крутний момент муфта передає в початковому положенні. Даному положенню півмуфт відповідають нульові значення радіального зміщення кульок $y = 0$ і текучої деформації пружини $\Delta_T = 0$.

Аналізуючи графічні залежності $T_m = f(\lambda)$, які зображені на рис. 2.13 можна констатувати, що збільшення кута λ , який визначає відносне положення радіальної і осьової кульок, призводить до суттєвого падіння крутного моменту.

Однак для рівномірного тиску кульок на радіальні осьові пази рухомої півмуфти і відповідно їх зношення доцільним є вибір кута λ близьким 45° . Необхідно зауважити, що в процесі спрацювання муфти кут λ постійно змінюється. Тому необхідно підібрати таке значення початкового кута λ_0 , яке в сумі з кінцевим значенням λ_k дасть середнє значення $\lambda \approx 45^\circ$.

З аналізу геометрії відносного розташування кульок встановлено, що габаритні розміри кульок і лунок не мають суттєвого впливу на зміну абсолютного значення кута λ . Такий вплив дає відношення їх конструктивних параметрів, а саме r_n/r . З проведених розрахунків встановлено раціональні значення початкових кутів λ_0 , які рекомендується приймати при проектуванні конструкції запропонованої кулькової запобіжної муфти. Так, для відношення $r_n/r = 0,6$: $\lambda_0 = 33^\circ$; для $r_n/r = 0,7$: $\lambda_0 = 31^\circ$; для $r_n/r = 0,8$: $\lambda_0 = 28,5^\circ$. При цьому

необхідно відзначити, що для практичних розрахунків доцільно приймати $\lambda_0 = 31^\circ$ з відповідним відношенням кулькового зачеплення $r_l/r = 0,7$.

Таким чином, користуючись системою рівнянь (2.44) кут λ буде рівним

$$\lambda = \arccos \left(\frac{R \sin \left[\arcsin \left(\frac{r_l}{R} \right) \right]}{r} \right) = \arccos \left(\frac{r_l}{r} \right) = 45,6^\circ. \quad (4.3)$$

З врахуванням того, що $\lambda_0 = 31^\circ$; $\Delta_T = 0$, а також приймаючи коефіцієнт тертя $f = 0,17$ величина R_k буде рівною

$$R_k = 2,71C\delta_0.$$

Підставляючи значення λ_0 ; Δ_T ; R_k ; f ; β і кута тертя $\rho = 9,6^\circ (f = 0,17)$ в рівняння колової сили F_k отримаємо:

$$F_k = 3,193C\delta_0 + 0,234\sqrt{F_k^2 + 1,948C^2\delta_0^2}. \quad (4.4)$$

Для виключення F_k з правої частини рівняння проведемо наступні дослідження. Попередньо задамо конкретним значенням δ_0 наприклад $\delta_0 = 0,01$ м, що відповідає реальній величині попереднього натягу пружини в запобіжній муфті. При цьому, конкретне значення величини δ_0 суттєвого впливу на процес дослідження не має, оскільки δ_0 множиться на жорсткість пружини C , яка буде змінюватись.

Далі підставляючи дискретні значення $C = 40000; 50000; 60000$ Н/м, чисельним методом визначаємо значення F_k . Відповідно величини F_k , які відповідають вище зазначеним жорсткостям становлять: $F_k = 1700; 2123; 2548$ Н.

Для визначення величини коефіцієнта k , який компенсує виключену силу F_k з під кореня у правій частині рівняння (4.4), проведемо обчислення, підставляючи відповідні значення C і F_k

$$k\sqrt{1,948C^2\delta_0^2} = \sqrt{F_k^2 + 1,948^2\delta_0^2};$$

$$k = \frac{\sqrt{F_k^2 + 1,948C^2\delta_0^2}}{\sqrt{1,948C^2\delta_0^2}}. \quad (4.5)$$

Отримані наступні значення k .

$$1. C = 40000 \text{ Н/м}; \quad F_k = 1700 \text{ Н}; \quad \rightarrow \quad k = 3,16;$$

$$2. C = 50000 \text{ Н/м}; \quad F_k = 21230 \text{ Н}; \quad \rightarrow \quad k = 3,16;$$

$$3. C = 60000 \text{ Н/м}; \quad F_k = 2548 \text{ Н}; \quad \rightarrow \quad k = 3,16;$$

З визначених значень k є очевидним те, що вираз під коренем в рівнянні (4.4) можна адекватно представити у вигляді: $3,16\sqrt{1,948C^2\delta_0^2}$. Тоді рівняння (4.4) запишеться наступним чином

$$F_k = 4,256C\delta_0^2. \quad (4.6)$$

Відповідно, рівняння для визначення максимального крутного моменту спрацювання муфти з радіальними елементами прийме вигляд:

$$T_{max} = 4,256RC\delta_0^2. \quad (4.7)$$

Дана залежність адекватно відображає величину максимального крутного моменту при застосуванні співвідношення $r_n/r = 0,7$.

У випадку, коли необхідно вибрати величину іншого співвідношення r_n/r потрібно зробити аналогічні перерахунки, починаючи з визначення початкового значення λ_0 . При цьому у формулі (4.7) поміняється лише значення коефіцієнту перед параметрами, які задаються для отримання необхідно передаючого числа.

Користуючись вище вказаними залежностями і співвідношеннями для інженерного проектування низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення в таблиці 4.2 наведено рекомендовані значення параметрів відносно моменту їх спрацювання.

У зв'язку з тим, що одним з основних функціональних призначень розроблених запобіжних муфт є суттєве зниження динамічних навантажень (крутного моменту) в процесі буксування півмуфт у порівнянні з початковим моментом спрацювання то необхідно узгодити силові і конструктивні параметри муфт з відстанню провертання півмуфт L . Задаючись параметрами муфти (C ; m ; ω), які найбільш суттєво впливають на величину L , розраховуємо її значення за моделями, які викладенні в підрозділі 2.3 і адекватність яких в

Таблиця 4.2

Рекомендовані параметри низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення відносно моменту її спрацювання

T_m , Нм	R , м	C , Н/м	δ_0 , м	r_1/r
50	0,1	25000	0,006	0,6
70	0,1	30000	0,007	0,6
90	0,1	40000	0,007	0,6
120	0,1	40000	0,007	0,7
150	0,1	50000	0,007	0,7
180	0,1	55000	0,0075	0,7
210	0,11	55000	0,008	0,7
240	0,11	55000	0,0085	0,7
280	0,12	60000	0,009	0,7
320	0,12	55000	0,008	0,8
370	0,12	60000	0,0085	0,8
430	0,12	65000	0,009	0,8
500	0,12	70000	0,01	0,8
580	0,12	80000	0,01	0,8
650	0,12	80000	0,011	0,8

достатній мірі підтверджена результатами експериментальних досліджень (підрозділ 3.5 і 3.6).

Оскільки, як попередньо встановлено дослідженнями, кут нахилу похилого виступу найменш суттєво впливає на зміну параметра L то задамо його постійним значенням 10° .

За результатами розрахунків величини L підбираємо кількість кулькових елементів зачеплення n із врахуванням радіуса R їх розташування, діаметрів лунок, а також геометричних розмірів похилих виступів.

Результати розрахунків викладені у вигляді рекомендованих табличних даних (таблиця 4.3) для їх узгодження їх між силовими, конструктивними,

Таблиця 4.3

Рекомендовані значення для вибору кількості елементів зачеплення відносно конструктивних, силових і кінематичних параметрів муфти

R , м	C , Н/м	m , кг	ω , рад/сек	L , м	n	T_m , Нм	
0.05	20000	1	30	0,0123	4...5	7,2	
			40	0,01701	3...4	7,2	
			50	0,02202	3	7,2	
		1,5	30	0,01536	4...5	7,2	
			40	0,02139	3...4	7,2	
			50	0,02787	2	7,2	
		2	30	0,01804	3...4	7,2	
			40	0,02527	3	7,2	
			50	0,0331	2	7,2	
		40000	1	30	0,00834	5...6	14,41
				40	0,01144	4...5	14,41
				50	0,01469	3...4	14,41
	1,5		30	0,01037	5...6	14,41	
			40	0,0143	4...5	14,41	
			50	0,01845	3...4	14,41	
	2		30	0,01804	5...6	14,41	
			40	0,0168	3...4	14,41	
			50	0,02178	3	14,41	
	60000		1	30	0,00668	6...8	21,62
				40	0,00912	5...6	21,62
				50	0,01166	4...5	21,62
		1,5	30	0,00828	6...8	21,62	
			40	0,01136	5...6	21,62	
			50	0,0146	4...5	21,62	
2		30	0,00968	6...7	21,62		
		40	0,01332	4...5	21,62		
		50	0,01717	3...4	21,62		

R , м	C , Н/м	m , кг	ω , рад/сек	L , м	n	T_m , Нм
0.06	20000	1	30	0,01509	4...5	8,65
			40	0,02099	3...4	8,65
			50	0,02733	3	8,65
		1,5	30	0,01892	3...4	8,65
			40	0,02654	3	8,65
			50	0,03481	2	8,65
		2	30	0,02231	3...4	8,65
			40	0,03149	3	8,65
			50	0,04153	2	8,65
	40000	1	30	0,01018	5...6	17,3
			40	0,01403	4...5	17,3
			50	0,01809	3...4	17,3
		1,5	30	0,0127	5...6	17,3
			40	0,0176	4...5	17,3
			50	0,02284	3...4	17,3
		2	30	0,0149	4...5	17,3
			40	0,02076	3...4	17,3
			50	0,02706	3	17,3
	60000	1	30	0,00813	7...8	25,95
			40	0,01115	5...6	25,95
			50	0,01431	4...5	25,95
		1,5	30	0,01011	6...7	25,95
			40	0,01394	5...6	25,95
			50	0,01798	4...5	25,95
2		30	0,01184	5...6	25,95	
		40	0,01639	4...5	25,95	
		50	0,02123	3...4	25,95	

R , м	C , Н/м	m , кг	ω , рад/сек	L , м	n	T_m , Нм
0.07	20000	1	30	0,01798	4...5	10,09
			40	0,02517	3...4	10,09
			50	0,03294	3	10,09
		1,5	30	0,02265	3...4	10,09
			40	0,03198	3	10,09
			50	0,04219	2	10,09
		2	30	0,02679	3...4	10,09
			40	0,03809	2	10,09
			50	0,05057	2	10,09
	40000	1	30	0,01208	6...7	20,18
			40	0,01671	4...5	20,18
			50	0,02165	3...4	20,18
		1,5	30	0,01511	5...6	20,18
			40	0,02106	4...5	20,18
			50	0,02745	3...4	20,18
		2	30	0,01778	4...5	20,18
			40	0,02491	3...4	20,18
			50	0,03265	3	20,18
	60000	1	30	0,00962	7...8	20,18
			40	0,01324	5...6	30,27
			50	0,01706	4...5	30,27
		1,5	30	0,012	6...7	30,27
			40	0,01661	5...6	30,27
			50	0,02153	4...5	30,27
2		30	0,01408	5...6	30,27	
		40	0,01958	4...5	30,27	
		50	0,02549	3...4	30,27	

кінематичними параметрами і кількістю елементів зачеплення n , які забезпечать непопадання несучих кульок у лунки в процесі буксування муфти. Також у таблиці 4.3 наведені значення крутного моменту, який муфта передаватиме у режимі буксування.

Таким чином, застосовуючи вище наведені розрахункові аналітичні залежності або табличні дані рекомендованих параметрів, можна підібрати їх для розроблених низькодинамічних кулькових запобіжних муфт відносно крутного моменту їх спрацювання.

4.2. Інженерна методика проектування запобіжних муфт

Методика проектування муфти з торцевими елементами зачеплення

1. Перед початком проектування запобіжної муфти (рис. 3.1) визначається місце її розташування в кінематичній схемі машини, кутова швидкість, з якою вона повинна обертатись і крутний момент.

2. Визначальним параметром який приймається як вихідна умова є частота обертання ведучого валу, а отже і кутова швидкість муфти. Далі, користуючись аналітичною залежністю (4.2) або значеннями, які наведені в таблиці 4.1 задаємося величиною крутного моменту при якому повинна спрацювати муфта.

3. У випадку, якщо реальна величина крутного моменту знаходиться в діапазоні значень крутних моментів, які наведені в таблиці 4.1, а також при відсутності габаритних або інших обмежень, то абсолютні значення R ; C ; δ_0 і r вибираємо відповідно до величини крутного моменту. Наприклад, якщо T_k повинно становити 130 Нм , то $R=0,06 \text{ м}$; $C=40000 \text{ Н/м}$; і $r=0,7$. Оскільки величина попереднього натягу пружини δ_0 прямопропорційно впливає на T_k , то з пропорції вибираємо $\delta_0 \approx 0,0076 \text{ м}$.

4. Якщо є особливі вимоги щодо габаритних розмірів або інші особливості, а також коли величина крутного моменту не знаходиться в діапазоні наведеному в таблиці 4.1, то користуємось аналітичною залежністю (4.2). При цьому, задаються значення T_k та абсолютне значення

величини параметра, який регламентується особливими вимогами (наприклад R або C), а інші підбираються шляхом варіювання для забезпечення виконання залежності 4.2.

5. Далі, при встановлених конструктивних, силових і кінематичних параметрах, вибирають кількість елементів зачеплення з таблиці 4.2. В цьому випадку, при відомих значеннях параметрів R ; C ; ω і T шуканим є взаємозв'язок між масою рухомої півмуфти m і кількістю елементів зачеплення n .

Кут нахилу похилого виступу вибираємо рівним 10° , а його висота знаходиться з умови $h_g \leq r - h_d$.

6. Для розрахунку коефіцієнта динамічності муфти необхідно визначити момент її спрацювання в динаміці, користуючись системою рівняння (2.67). Однак даний процес є досить трудомістким, оскільки передбачає визначення конкретних значень параметрів приводу (див. ст. 80).

У випадку, коли муфта встановлюється у привід високоточної машини із значною вартістю такі дослідження необхідно проводити. В інших випадках можна задатися значеннями коефіцієнта динамічності $k = 1,2 \dots 1,3$, який встановлений для традиційних кулькових запобіжних муфт, при кутових швидкостях їх функціонування $300 \dots 600$ рад/сек., і визначити реальний (динамічний) момент спрацювання з умови: $T_d = kT_c$, де T_c – статичний момент спрацювання муфти, який визначається з умови (4.2).

При умові серійного або масового виробництва муфти необхідно розробити і виготовити стенд для припрацювання муфти, параметри жорсткостей ведених і ведучих ланок, а також їх моменти інерції повинні відповідати реальним параметрам приводу машини, в якій вона повинна встановлюватись. Відповідно на стенді здійснюється припрацювання муфти і налагодження її на необхідний момент спрацювання.

Методика проектування муфти з радіальними елементами зачеплення.

Відмінність даної методики у порівнянні з попередньо описаною полягає в наступному.

Для несучого радіального кулькового зачеплення користуємось залежністю (4.7) або таблицею 4.2. В іншому пункти 1-4 і 6 співпадають.

При розрахунку параметрів торцевого механізму розтиску півмуфт користуємось формулою (4.2) або таблицею (4.1). Кількість елементів зачеплення при встановленні конструктивних силових і кінематичних параметрів визначаєм з таблиці (4.2).

Особливою вимогою при проектуванні даної муфти є те, що необхідно забезпечити, щоб крутний момент, який визначає навантажувальну здатність муфти і розраховується за формулою (4.7) був би на порядок більшим ніж момент розтиску півмуфт (4.2).

4.3. Виробничі випробування низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення

Для проведення виробничих випробувань в реальних умовах експлуатації було виготовлено два екземпляри низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення, які встановили в приводах модернізованих поздовжнього скребкового транспортера і відвідного шнека доочисного пристрою вдосконаленої конструкції самохідної коренезбиральної машини КС – 6Б.

Метою виробничих випробувань було встановлення ефективності функціонування, у випадку виникнення перевантажень, розробленої муфти, яка в приводі відвідного шнека налаштовувалась на номінальний крутний момент 150 *Нм*, а в приводі поздовжнього скребкового транспортера – на 200 *Нм*.

Для визначення ресурсних характеристик запобіжної муфти, а саме зниження її моменту спрацювання після певного циклу буксування півмуфт T_k у порівнянні з початковим моментом спрацювання T_n , торцеві півмуфт виконувались з твердістю поверхневого шару 46...48 HRC. Така твердість вибрана з умови порівняння коефіцієнтів стабільності k_c ($k_c = T_k/T_n$) розробленої муфти з традиційними кульковими запобіжними муфтами, які мають аналогічну твердість поверхневого шару півмуфт [37; 92].

Методика проведення ресурсних випробувань є наступною. Попередньо, за методикою яка викладена в підрозділі 3.4, на машині *P5* визначався початковий момент спрацювання муфт (для номінальних крутних моментів 150 і 200 *Нм*). Необхідно відмітити що початковий момент встановлювався після п'яти статичних спрацювань муфти. Це необхідно для того, щоб виключити вплив випадкових факторів (наприклад наявність заусенець на поверхнях півмуфт та ін.), які призводять до завищеного значення початкового моменту спрацювання муфт. Далі при роботі модернізованої коренезбиральної машини КС – 6Б фіксувались кількість спрацювань запобіжних муфт у відповідних приводах.

Після проведення випробувань в реальних умовах експлуатації муфти повторно встановили на машину *P5* і визначали їх статичний момент спрацювання, а далі відповідно коефіцієнт стабільності.

За результатами виробничих випробувань модернізованої коренезбиральної машини КС – 6Б у 2002 р встановлено, що за сезон збирання (наробіток машини становив 84 га) запобіжна муфта, яка встановлена в приводі скребкового транспортера спрацювала 3 рази, а муфта встановлена в приводі доочисного пристрою взагалі не спрацювала (тобто перевантажень робочих органів не спостерігалось).

Тому, для того, щоб визначити коефіцієнт стабільності муфти знімались з машини КС – 6Б і встановлювались на експериментальний стенд (рис. 3.3). на експериментальному стенді муфтам надавались 50-и разові перевантаження тривалістю 10 сек.

При частоті обертання привідного валу $n = 180 \text{ об/хв}$ і загальному часі буксування муфт 500 сек. півмуфти у перевантаженому стані здійснили 1500 відносних обертів.

Результати досліджень ресурсних характеристик низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з торцевими елементами зачеплення.

Для номінального крутного моменту $T_n = 150 \text{ Нм}$: $T_n = 146 \text{ Нм}$; $T_k = 138 \text{ Нм}$; $k_c = 0,945$.

Для номінального крутного моменту $T_n = 200 \text{ Нм}$: $T_n = 194 \text{ Нм}$;
 $T_k = 182 \text{ Нм}$; $k_c = 0,938$.

З метою порівняння коефіцієнтів стабільності на стенд встановлювалась аналогічна запобіжна муфта, але без похилих виступів (тобто традиційна кулькова запобіжна муфта) з номінальним крутним моментом $T_n = 150 \text{ Нм}$.

Загальний час буксування муфти, з перервами через кожні 25 сек, надавали аналогічний до попередніх досліджень, тобто 500 сек.

За результатами досліджень встановлено: $T_n = 148 \text{ Нм}$; $T_k = 106 \text{ Нм}$. Коефіцієнт стабільності відповідно становить $k_c = 0,716$.

З аналізу проведених досліджень, встановлено, що застосування розробленої муфти у порівнянні з подібними традиційними кульковими запобіжними муфтами, окрім зниження динамічних навантажень на привід, забезпечує суттєве підвищення її довговічності і збереження стабільних ресурсних характеристик. Та при однакових режимах і часі перевантаження коефіцієнт стабільності розробленої муфти становить 0,945 на відміну від 0,716 в традиційної, при номінальному крутному моменті 150 Нм і загальному часі буксування півмуфт 500 сек.

4.4. Перспективні напрямки вдосконалення конструкцій запобіжних муфт

Розроблені конструкції запобіжних муфт частково вирішують проблему зниження динамічних навантажень на привід в процесі їх спрацювання. Однак, як показали теоретичні і експериментальні дослідження, вони мають суттєвий недолік, а саме функціональну залежність відстані безконтактного провертання півмуфт від частоти обертання привідного валу. Це відповідно обмежує застосування таких запобіжних муфт і потребує їх обкатування перед встановленням на привід.

Для усунення даних недоліків визначені подальші шляхи вдосконалення низькодинамічних запобіжних муфт.

Першочерговим при розробці таких типів муфти необхідно забезпечити незалежність безконтактного провертання півмуфт від кутової швидкості обертання півмуфт.

Іншим шляхом досягнення позитивного результату є забезпечення зниження кількості повторних замикань півмуфт в процесі їх відносного провертання.

Для розширення функціональних можливостей запобіжних муфт доцільна розробка таких конструкцій, які поряд з функцією обмеження крутного моменту при виникненні перевантаження забезпечать компенсування осьових, бокових і радіальних зміщень валів, демпфування пускових моментів, а також різних перевантажень, час зростання яких є меншим ніж час спрацювання муфти.

Для реалізації даних вимог розроблена конструкція кулькової пружно-запобіжної муфти, яка захищена патентом України №34816 А, і зображена на рис. 4.1 [17].

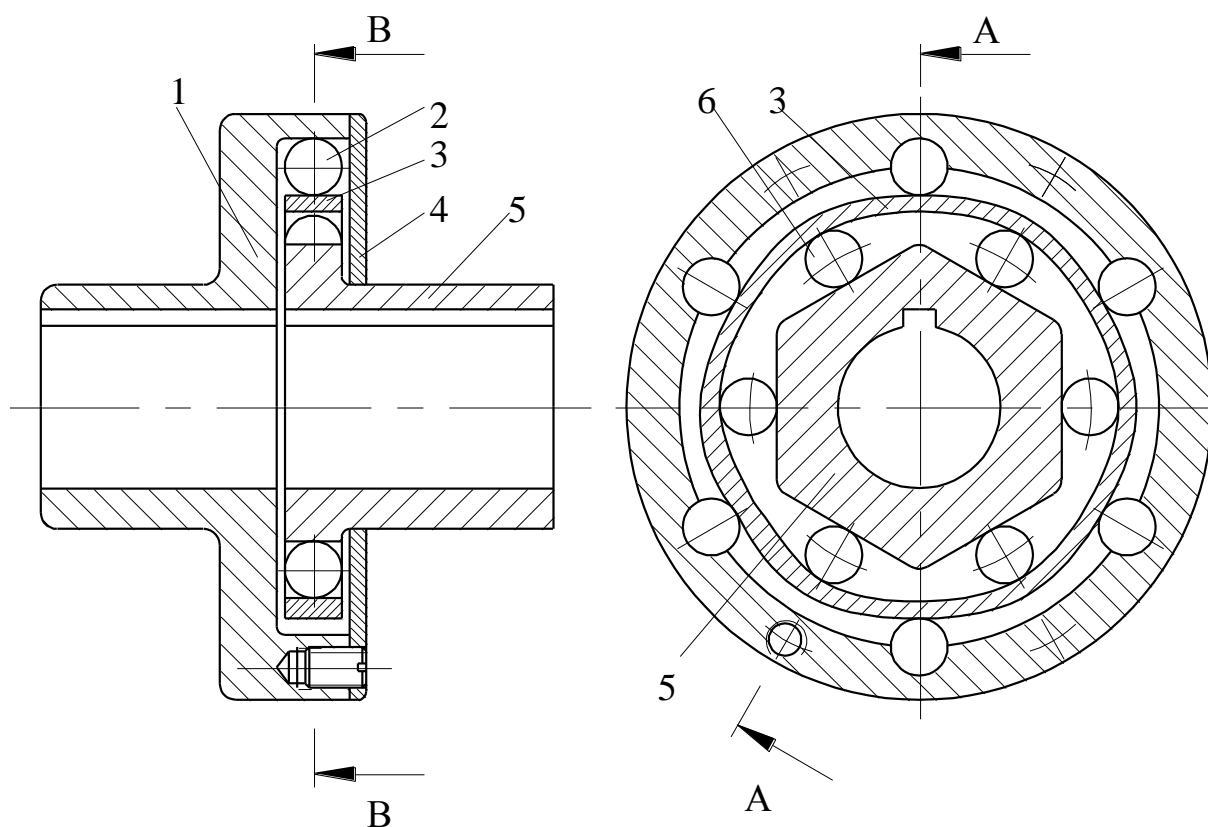


Рис. 4.1. Пружно – компенсуюча запобіжна муфта

Вона складається з веденої півмуфти 1, в повздовжніх пазах котрої розташовані ряди кульок 2, які контактують з пружним елементом 3 багатогранної форми по середині граней. З внутрішньої сторони пружного елемента 3 в місцях згину граней також розташовано ряд кульок 6, які з протилежної сторони взаємодіють із середньою частиною граней ведучої півмуфти 5 за допомогою кульок 6. Крутний момент з ведучої півмуфти через кульки 6 передається на пружний елемент 3. Далі крутний момент через кульки 2 передається на ведену півмуфту.

Робота муфти як пружної.

При пусковому моменті, величина якого значно перевищує робочий, відбувається провертання ведучої півмуфти 5 відносно веденої 1. Можливі провертання: півмуфти 5 відносно кульок 6, кульок 6 відносно пружного елемента 3, пружного елемента 3 відносно кульок 2. Всі ці провертання підвищують енергомісткість муфти, як пружної, тобто провертання ведучої півмуфти 5 відносно веденої 1 значно більші ніж у відомих.

Робота муфти як компенсуючої.

Взаємодія елементів: ведуча півмуфта - кульки - пружний елемент - кульки - півмуфта значно підвищує компенсуючі властивості при кутових і радіальних зміщеннях валів, за рахунок збільшення кількості пар елементів взаємодії.

Робота муфти як запобіжної.

При виникненні перевантаження гальмується ведена півмуфта 1 і відповідно кульки 2. Також припиняє обертовий рух пружний елемент 3 і кульки 6. Ведуча півмуфта обертаючись, переміщує кульки 6 в радіальному напрямку, деформуючи при цьому пружний елемент 3. Процес перевантаження характеризується плавністю спрацювання півмуфт при високій навантажувальній здатності.

На рис. 4.2 зображений варіант виконання веденої півмуфти в вигляді шестигранної труби. Для її виготовлення може застосовуватись стандартний сортамент труб, що здешевлює собівартість муфти. При цьому підвищуються

пружні і компенсуючі її властивості, оскільки кульки 2 отримують додаткову ступінь волі і можуть зміщуватись відносно веденої півмуфти.

На рис. 4.3 зображений варіант виконання пружного елемента. В даному випадку пружний елемент виконаний з двох трапецієвидних пластин 7, кінці яких розташовані в пазах 8 веденої півмуфти 1 і загнуті в протилежні сторони, що забезпечує надійну роботу муфти в будь-яких режимах. При зношенні, пружні пластини без особливих зусиль можуть бути замінені.

На рис. 4.4 зображений варіант виконання елементів зачеплення у вигляді пар рядів кульок 2 і 6. Таке парне розташування кульок значно підвищує навантажувальну здатність муфти.

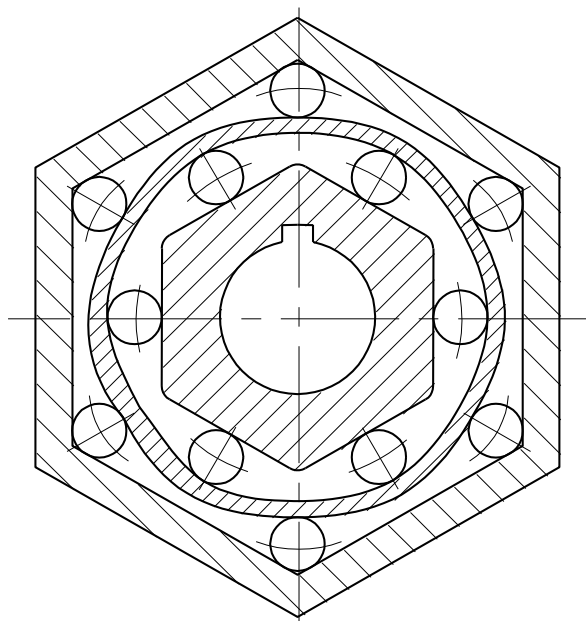


Рис. 4.2. Варіант виконання веденої півмуфти в вигляді шестигранної труби

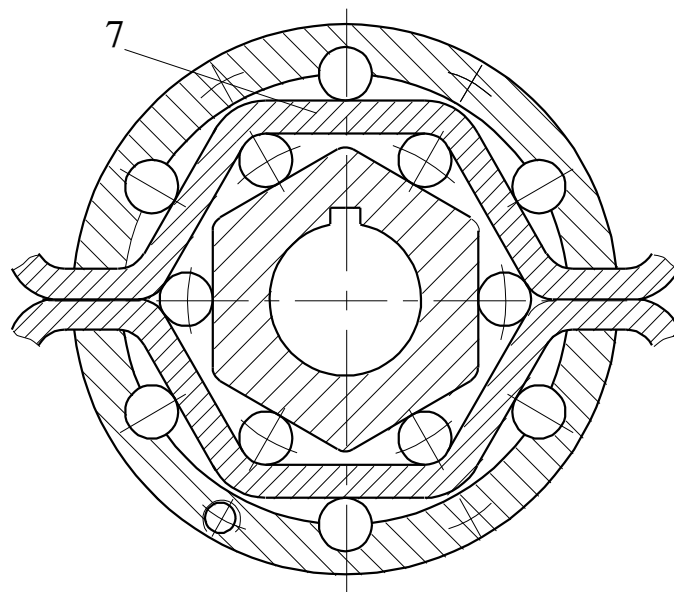


Рис. 4.3. Варіант виконання пружного елемента

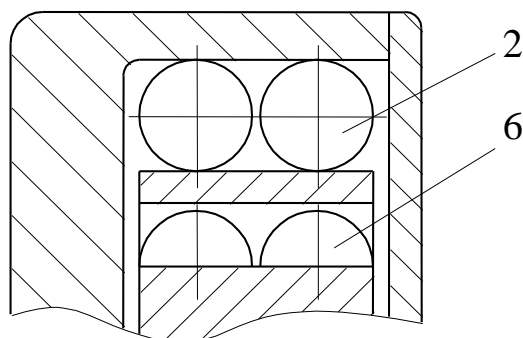


Рис. 4.4. Варіант виконання елементи зачеплення у вигляді пар рядів кульок

Запропонована муфта характеризується широкими функціональними та експлуатаційними можливостями при достатній простоті її виготовлення і складання.

4.5. Техніко-економічне обґрунтування вибору конструкцій запобіжних муфт

Одним з важливих критеріїв вибору конструкцій запобіжних муфт є їх економічна ефективність. Розрахунок економічного ефекту проводиться шляхом порівняння собівартості виготовлення нового і базового об'єкту. Однак розроблені конструкції запобіжних муфт характеризуються підвищеним терміном служби із збереженням на протязі значного періоду своїх основних функціональних і експлуатаційних характеристик в порівнянні з типовими кульковими запобіжними муфтами.

Це забезпечує надійну експлуатацію машин і обладнання, зменшує час простоїв на відновлення вузлів, які вийшли з ладу внаслідок передбачувальних поломок.

В зв'язку з цим розрахунок річного економічного ефекту від виробництва і використання нового виробу довготривалого використання з покращеними якісними характеристиками (продуктивність, довговічність) [28] проводиться за формулою

$$E = \left[3_1 \frac{B_2(P_1 + E_n)}{B_1(P_2 + E_n)} + \frac{(U_1 - U_2) - E_n(K_1 - K_2)}{P_2 + E_n} - 3_2 \right] A_1,$$

де 3_1 і 3_2 – приведені витрати одиниці відповідно базового і нового засобу виробництва, грн.;

B_2/B_1 – коефіцієнт який враховує ріст продуктивності одиниці засобу виробництва в порівнянні з базовим;

B_1 і B_2 – річні об'єми продукції, які виготовляються при використанні одиниці відповідно базового і нового засобу виробництва, в натуральних одиницях;

$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n}$ – коефіцієнт який враховує зміну терміну служби нового засобу

виробництва в порівнянні з базовим;

P_1 і P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення (реновацію) базового і нового засобу виробництва;

E_n – номінальний коефіцієнт ефективності;

$\frac{(U_1 - U_2) - E_n(K_1 - K_2)}{P_2 + E_n}$ – економія споживання на текучих витратах

експлуатації і відрахувань від попутних капітальних вкладень за весь термін служби нового засобу виробництва в порівнянні з базовим, грн.;

K_1 і K_2 – попутні капітальні вкладення споживання (капітальні вкладення без врахування вартості засобів виробництва які розглядаються) при використанні базового і нового засобу виробництва в розрахунку на об'єм продукції, яка виготовляється за допомогою нового засобу виробництва, грн.;

U_1 і U_2 – річні експлуатаційні витрати споживання при використанні ним базового і нового засобу виробництва з врахуванням на об'єм продукції, яка виготовляється за допомогою нового засобу виробництва, грн.;

A_1 – річний об'єм виробництва нових засобів виробництва в розрахунковому році, в натуральних одиницях.

У випадку застосування запобіжних муфт у дослідних стендах та обладнанні їх економічний ефект розховується часткою муфти від сукупності всіх вузлів, які забезпечують ефективність стенду.

Розроблена муфта (патент України №40989 А) впроваджена у стендовому обладнанні для випробування центральних редукторів сепаруючих пристроїв і скребкових транспортерів коренезбиральної машин КС – 6Б на ВАТ “Тернопільський комбайновий завод”.

Вихідні дані

для розрахунку економічного ефекту від використання низькодинамічної кулькової запобіжної муфти в стендовому обладнанні для випробування центральних редукторів сепаруючих пристроїв і скребкових транспортерів коренезбиральної машин КС – 6Б.

Таблиця 4.4

Показники	Одиниці вимірювання	Величина	Джерело
1	2	3	4
Договірна ціна проведення випробувань на машиновипробувальних станціях (МВС) коренезбиральних машин (на 3-х МВС).	Грн.	24000	договір
Вартість стенда для випробування центральних редукторів сепаруючих пристроїв.	Грн.	3680	Дані по “ТеКЗ”
Затрати на обслуговування і амортизацію стенда.	Грн.	624	Дані по “ТеКЗ”
Питома вага муфти в стенді для випробувань центральних редукторів в економічному ефекті стенда.	%	5	Дані по “ТеКЗ”
Вартість стенда для випробування подвійних транспортерів.	Грн.	1440	Дані по “ТеКЗ”
Затрати на обслуговування і амортизацію стенда.	Грн.	448	Дані по “ТеКЗ”
Питома вага муфти в стенді для випробування подвійних транспортерів.	%	6	Дані по “ТеКЗ”

Розрахунок економічного ефекту

від використання низькодинамічної кулькової запобіжної муфти в стендовому обладнанні для випробування сепаруючих пристроїв коренезбиральної машин КС – 6Б.

Розрахунок економічного ефекту проводиться на основі затрат на проведення випробувань, на МВС з метою визначення функціонування центральних редукторів коренезбиральних машин КС – 6Б, і затратами на виготовлення стенда для прискорення випробувань, його обслуговування і амортизаційних відрахувань.

$$E_1 = \frac{[Z_1 - Z_2 - A] \cdot 5\%}{100\%} = \frac{[24000 - 3680 - 624] \cdot 5\%}{100\%} = 985 \text{ грн.},$$

де Z_1 – затрати на проведення випробувань на МВС;

Z_2 – затрати на виготовлення стенду;

A – затрати на амортизацію і обслуговування.

Розрахунок економічного ефекту

від використання низькодинамічної кулькової запобіжної муфти в стендовому обладнанні для випробування скребкових транспортерів коренезбиральної машин КС – 6Б.

$$E_2 = \frac{[Z_1 - Z_2 - A] \cdot 6\%}{100\%} = \frac{[24000 - 1440 - 448] \cdot 6\%}{100\%} = 1327 \text{ грн.}$$

Таким чином сумарний річний економічний ефект від використання низькодинамічних кулькових запобіжних муфт в стендовому обладнанні для випробувань вузлів коренезбиральних машин на ВАТ “ТеКЗ” склав:

$$E = E_1 + E_2 = 985 + 1327 = 2312 \text{ грн.}$$

4.5. Висновки

На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування низькодинамічних запобіжних муфт.

Виведено спрощені аналітичні залежності для визначення крутного моменту відносно конструктивних параметрів муфт.

Представлено взаємопов'язані табличні дані рекомендованих конструктивних, кінематичних і силових параметрів розроблених муфт для їх інженерного проектування.

Проведено виробничі випробування розроблених конструкцій запобіжних муфт, які показали, що коефіцієнт стабільності їх роботи становить 0,938...0,945 на відміну від 0,716 в традиційних кулькових запобіжних муфт при номінальному крутному моменті 150 Нм і загальному часі буксування півмуфт 500 сек.

Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою зниження динамічних навантажень в режимі буксування муфт та розширення їх функціональних можливостей.

Проведено розрахунок економічної ефективності від застосування розроблених низькодинамічних запобіжних муфт.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Аналіз запобіжних муфт і процесів їх роботи показав, що існуючі конструкції не забезпечують суттєвого зниження динамічних навантажень на привід при їх буксуванні в порівнянні з початковим моментом спрацювання, або є конструктивно складними і ненадійними в роботі. У дисертації наведено теоретичне узагальнення та вирішення науково-прикладної задачі, яка полягає у тому, що крутний момент в режимі повторних включень півмуфт є на порядок меншим ніж крутний момент, при якому спрацьовує муфта, що забезпечує зниження динамічних навантажень на привід. Це досягається за рахунок розробки та обґрунтування раціональних параметрів кулькових низькодинамічних запобіжних муфт.

2. На основі проведеного силового розрахунку встановлено, що для торцевих елементів зачеплення глибину лунки h_n по відношенні до радіуса кульки r рекомендується вибирати за залежністю $h_n \geq 0,6 r$. Для пари радіальних елементів зачеплення встановлено, що зміна кута нахилу лінії, яка з'єднує центр кульок до вертикальної площини від 20° до 70° призводить до падіння крутного моменту у 9,7 разів при відношенні $r_n/r = 0,6$, де r_n – радіус лунки.

3. На підставі реалізації розробленої динамічної моделі з визначення характеру і параметрів безконтактного руху півмуфт при їх виході із зачеплення з похилим виступом встановлено залежності впливу конструктивно-технологічних параметрів механізму розтиску півмуфт на колову відстань L , час t і осьове переміщення півмуфт H при їх безконтактному провертанні. З аналізу динамічної моделі приводу із запобіжною муфтою встановлено, що основними факторами, які впливають на її динамічний момент спрацювання є моменти інерції приведені до робочого органу та веденої півмуфти, характер зростання моменту опору в часі, а також жорсткість ведених ланок.

4. За результатами комплексного аналізу силових і динамічних досліджень встановлено межі раціональних конструктивно-технологічних параметрів. Для кулькових механізмів зачеплення муфт: відношення глибини

лунки до радіуса кульки ($h_n/r = 0,6 \dots 0,8$); співвідношення між висотою виступу h_g і параметрами h_n , r - ($h_g + h_n = (0,95 \dots 1)r$); кут нахилу похилого виступу $\beta = 10 \dots 20^\circ$. Домінуючими факторами впливу на характер безконтактного переміщення півмуфт є маса рухомої півмуфти m , кутова швидкість обертання муфти ω і жорсткість пружини C . При $C = 10000 \dots 11000$ Н/м збільшення m на 1 кг призводить до зростання L на 4...4,2 мм, а підвищення ω на 1 рад/сек забезпечує зростання L на 2,25...2,75 мм.

5. На основі розрахункових схем спроектовані і виготовлені експериментальні конструкції кулькових низькодинамічних запобіжних муфт. На базі фрезерного верстату розроблений стенд для проведення досліджень і визначення експлуатаційних характеристик запобіжних муфт, а також запропонована методика проведення досліджень.

6. За результатами статичних досліджень встановлено, що коефіцієнт точності спрацювання муфти з торцевими елементами зачеплення становить $\gamma_m \approx 1,27$. На основі статистичної обробки розсіювання крутного моменту встановлено, що середнє квадратичне відхилення становить $\sigma = 5,88$ Нм, а коефіцієнт варіації $\nu = 8,7\%$. Похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень $\delta = 5,88 \dots 19,6\%$. Для муфти з радіальними елементами зачеплення $\gamma_m \approx 1,33$; $\sigma = 4,96$ Нм; $\nu = 9\%$; $\delta = 5,2 \dots 17,2\%$.

7. За результатами динамічних експериментальних досліджень встановлено, що для муфти з торцевими елементами зачеплення при зростанні C від 5000 до 10000 Н/м відстань L зменшується на 12 мм ($\Delta L = - 12$ мм); при зміні ω від 13 до 27 рад/сек - $\Delta L = + 19$ мм; при зростанні m від 2 до 4,5 кг - $\Delta L = + 6$ мм; при зміні β від 10 до 20° - $\Delta L = + 3,5$ мм. Для муфти з радіальними елементами зачеплення: при зміні C від 5600 до 19600 Н/м - $\Delta L = - 25$ мм; при зростанні ω від 13 до 27 рад/сек - $\Delta L = + 32$ мм; при зміні m від 2 до 5 кг - $\Delta L = + 11$ мм; при зміні β від 10 до 20° - $\Delta L = + 3$ мм.

8. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування низькодинамічних запобіжних муфт. Виведено спрощені аналітичні залежності для визначення крутного моменту відносно конструктивних параметрів муфт. Представлено взаємопов'язані табличні дані рекомендованих конструктивних, кінематичних і силових параметрів розроблених муфт. Встановлено, що коефіцієнти стабільності муфт становлять 0,938...0,945 при загальному часі буксування 500 сек і номінальному крутному моменті 150...200 Нм. Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою зниження динамічних навантажень в режимі буксування муфт та розширення їх функціональних можливостей. Проведено розрахунок економічної ефективності від застосування розроблених низькодинамічних запобіжних муфт.

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя / В 3т. М.: Машиностроение, 1979-1982. Т. 1 – 728 с., Т. 2 – 559 с., Т. 3 – 557 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
3. А.с. 472274 СССР, МКИ G 01 М 19/00. Стенд для исследования предохранительных муфт / Ф.Я. Загавура, В.И. Дубинец, И.Ф. Матяш (СССР). - №1288453/25-27; Заявлено 13.08.73; Оpubл. 30.05.75, Бюл. №20. – 4 с.
4. А.с. 336566 СССР, МКИ G 01 М 19/00. Стенд для исследования предохранительных муфт / В.М. Згонкин, В.А. Иссаев, Ю.И. Шаповалов (СССР). - №983446/25-27; Заявлено 11.05.70; Оpubл. 21.04.72, Бюл. №14. – 3 с.
5. Бартків А.Б., Гринчишин Я.Т., Ломакович А.М. та ін. TURBO PASCAL: Алгоритми і програми: Чисельні методи в фізиці та математиці. – К.: Вища школа, 1992. – 247 с.
6. Батъ М.И., Джанилядвe Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Москва: Наука, 1972г. - с. 624.
7. Буряк М.В. Результати експериментальних досліджень низькодинамічних запобіжних муфт. // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 10 – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. 53–59 с.
8. Буряк М.В. Шляхи зниження динамічних навантажень при роботі запобіжних муфт. // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 8 – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2001. 24-28 с.
9. Бигер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. / 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
10. Богомолов В.Ф. Единицы физических величин в машиностроении: Справ. пособие. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 84 с.
11. Василенко П.М., Погорелый Л.В. Основы научных исследований. –

К.: “Вища школа”, 1985. – 266 с.

12. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету. – Луцьк, 1998. – С. 8 – 14.

13. Вітровий А.О., Мельник С.В., Семенюк А.К. Силовий розрахунок робочого органу модельного гвинтового органу модульного гвинтового агрегату // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету. – Луцьк, 1999. – С. 24 – 30.

14. Виташевский Е.Л., Ряховский О. А. Муфты с резиновыми, резинокордовыми элементами и их классификация. "Вестник машиностроения". – 1985. – №6. – с.21–25.

15. Вольченко А.И., Сочавский З.А., Москалев В.В. и др. Барабанно – колодочные тормозные устройства. – Луганск.: 1992. – 316 с.

16. Вульфосон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 322 с.

17. Гаранин Г.В. Методы настройки предохранительных муфт в эксплуатационных условиях. // Тракторы и сельхозмашины – 1990. - №5. – С. 26-28.

18. Гевко Б.М., Дубик О.И. Конструкция и расчет фрикционной предохранительной муфты повышенной чувствительности // Теоретические и экспериментальные исследования в области сельскохозяйственного машиностроения. – М.: ВИСХОМ. – 1979. – С. 83 – 87.

19. Гевко Б.М., Дубик О.И., Матвийчук А.В. Стенд для испытания муфт. БИ №42, 15.11.1961, АС 8881557.

20. Гевко Б.М., Матвийчук А.В. Новые муфты. “Машиностроитель”. – 1982. – №12, – с.35.

21. Гевко В.М., Матвийчук А.В. Стенд для приработки предохранительных муфт “Технология и организация производства”. –1983. – №4. – с.48–49.

22. Гевко В.М., Матвийчук А. В., Флик Э. П., Дубин О,И. Стенд для

исследования характеристик приводных устройств сельскохозяйственных машин. – Киев, 1984г. – 17с. – Деп. в Украине №258.В Ук–Д84

23. Гевко Б.М., Павх І.І. Стенд для визначення функціональних і експлуатаційних характеристик пружно-запобіжних пристроїв // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том VII - Київ. -2000. - С. 13-14.

24. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М., Данидиченко М.Г та ін. Механізми з гвинтовими пристроями. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.

25. Гевко Б.М. Технология изготовления спиральных шнеков. – Львов: “Вища школа”, 1986. – 128 с.

26. Гевко І.Б., Буряк М.В. Дослідження характеристик приводів гвинтових конвеєрів. // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2000. – Т5., №4. С.61-66.

27. Гевко І.Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами: Дис. канд. тех. наук: 05.20.01. – Луцьк., 1997. – 162 с.

28. Гевко Р.Б., Буряк М.В. Напрямки створення низькодинамічних запобіжних муфт. Четверта науково технічна конференція ТДТУ (17–19 травня 2000 року) “Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино - і приладобудуванні”. с.37.

29. Гевко Р.Б., Буряк М.В.. Підвищення надійності захисту сільськогосподарських машин від перевантажень // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VIII. – Київ: НАУ, 2000. – 316 – 318 с.

30. Гевко Р.Б., Буряк М.В. Кінематичний аналіз кулькового запобіжного пристрою з торцевим замиканням елементів зачеплення. // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2001. – Т6., №4. С.35–43.

31. Гевко Р.Б. Викопувальньо-очисні пристрої бурякозбиральних машин. Конструювання і розрахунок. – Тернопіль: Поліграфіст. 1997. – 120 с.

32. Гевко Р.Б. Визначення конструктивних і силових параметрів самовідключних запобіжних муфт бурякозбиральних машин. // Проблеми і перспективи створення бурякозбиральної техніки. / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. – Вінниця – 1996. – С. 78 – 80.
33. Гевко Р.Б. Предохранительные муфты повышенной плавности срабатывания. // Машиностроитель, 1986. №3. С. 19.
34. Гевко Р.Б. Предохранительная муфта. // Машиностроитель, 1989. №6. С. 21.
35. Гевко Р.Б. Предохранительная муфта. // Машиностроитель, 1991. №3. С. 22.
36. Гевко Р.Б., Павх І.І. Кінетостатичний аналіз планетарної пружно-запобіжної муфти гвинтового конвеєра// Машинознавство.-1999.-№1. – С.28-30.
37. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально - эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Дис. канд. тех. наук: 05.02.02. – Л., 1990. – 180 с.
38. Гевко Р.Б., Хрисанов М.И., Данильченко М.Г. Самоотключающаяся шариковая предохранительная муфта с реверсным включением. // Информационный листок. – Львовский МТЦНТН. – 1989. – 4 с.
39. Гладь Ю.Б., Буряк М.В. Особливості розрахунку низько динамічної кульково-кулачкової запобіжної муфти. // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2002. – Т7., №2. С.55-64.
40. Голубенцев А.Н., Лиховид П.И. Динамика машин с упругими звеньями и предохранительной муфтой. Сб. Динамика крупных машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 143 с.
41. ГОСТ 8741 – 76. Муфты предохранительные цепных и ременных передач сельскохозяйственных машин. М.: Издательство стандартов, 1976. – 12 с.
42. Григорьев К.В., Румянцев о.А. Экспериментальные исследования динамических свойств упругих, муфт при изгибных колебаниях. "Вестник машиностроения". –1981. –№1. – с.34-36.
43. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1975. – 208 с.

44. Демидов В.Г. Сигнализаторы срабатывания предохранительных муфт. // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. - №12. – С. 18 – 21.
45. Деклараційний патент України № 40989 А, 7 F16D7/06. Запобіжна кулькова муфта / Р.Б. Гевко, М.В. Буряк; Заявлено 22.12.2000; Опубл. 15.08.2001, Бюл.№7.
46. Деклараційний патент України № 38106 А, 7 F16D7/06. Запобіжна муфта / М.В. Буряк; Заявлено 30.05.2000; Опубл. 15.05.2001, Бюл.№4.
47. Деклараційний патент України № 34816 А, 7 F16D7/00. Пружно-компенсуюча запобіжна муфта/ М.В. Буряк, Р.Б. Гевко, А. М. Маланчин, А. П. Безпалько, О. Г. Бессонов; Заявлено 09.07.1999; Опубл. 15.03.2001, Бюл.№2.
48. Дубиняк С.А., Гевко Б.М. Рачинец Н.Ф. и др. Динамика приводов с кулачковыми предохранительными муфтами в сб. Научные труды УСХА. Киев, 1975. 115 – 119 с.
49. Дяченко С.К., Кирчак Н.Ф. Предохранительные муфты. – К.: Гостхиздат УССР, 1962. – 167 с.
50. Есин Г.Д. Основы теории механизмов с центробежными связями и исследования влияния их на снижение динамических нагрузок в машинах. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Челябинск, 1970. – 20 с.
51. Есипенко Я.И. Результаты экспериментальных исследований предохранительных муфт. В сб. Пищевая промышленность. Вып. 8. К.: Техника, 1989. – 124 с.
52. Есипенко Я.И., Афанасьев Н.К. Предохранительные фрикционные муфты с пониженной чувствительностью к коэффициенту трения. В сб. Пищевая промышленность. Вып. 5 К.: Техника, 1967. – 115 с.
53. Есипенко Я.И., Паламаренко А.З. Афанасьев Н.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузок. К.: Техника, 1972, – 164 с.
54. Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Вища школа. 1985. – 506 с.
55. Загавура Ф.Я., Дубинец В.И., Матяш И.Ф. Стенд для исследования предохранительных муфт, "Машиностроитель". –1978. -№6. –С.25.

56. Зажигаев Л.С., Кишьяк А.А. Методы планирования и обработки результатов Физического эксперимента. – Автоиздат. 1978, – 154 с.
57. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991, –383с.
58. Карамышев В.Р., Попов В.К. Модернизация зубчато–фрикционных муфт. //Техника в сельском хозяйстве. 1978. -№2, -с.82-83.
59. Каталог Международной выставки “Сельскохозяйственные машины. Предохранительные муфты. Нормативы”. Завод сельскохозяйственных машин. Дьер.Венгрия, 1978. –30с.
60. Киндрацкий Б.И., Комаров В.С. О методике расчета шариков предохранительных муфт с профильным замыканием. //Детали машин. /Респ, межвед. научно-техн, сб. –1982. –№34. –с.57-62.
61. Кирносов В.И. Изменения механических характеристик материалов. – М.: Изд.-во Стандартов, 1976. – 239 с.
62. Клятис Л.М., Хабатов Б.Ш. Особенности разработки и применения испытательных станков. // Тракторы и сельхозмашины. 1990. - №5. – С. 4-6.
63. Кожевников С.Н., Барабан Н.П. Динамическая нагрузка в упругих связях, при срабатывании предохранительных пружно-зубчатых муфт. М.: Машиноведение, 1973. -№2. –с.212.
64. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – АН УССР, Киев, 1961. – 176 с.
65. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. – 205 с.
66. Комаров М.С. Основы научных исследований. – Львов: Вища школа, 1982 – 128 с.
67. Козловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
68. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – К.: Техника, 1970. – 253 с.
69. Кивопляс А.П., Паламаренко А.З. Расчет муфты повышенной точности ограничения нагрузки. //Детали машин. Киев: Техника, 1972. –№15. –

с.47-49.

70. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1985. – 274 с.

71. Лурев А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – М.: Колос, 1981. – 231 с.

72. Манчинский Ю.С., Стеценко В.Д., Гендлер С.В, и др. О необходимости учета закругленного участка поверхности кулачка при расчете кулачковой предохранительной муфты. Материалы шестой научно-технической конференции молодых ученых. Исследование рабочих органов сельскохозяйственных: машин. 26 – 28 февраля 1975г., Москва, 1976. –с155 – 160.

73. Малащенко В., Сороківський О. Навантаження півмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьювою силою// Машинознавство. -2002. №3. -С. 46-48.

74. Матвійчук А.В., Гурик О.Я., Спільник Т.З. “Засоби попередження аварійних режимів роботи сільськогосподарських машин і технологічні шляхи підвищення їх надійності”. Міжнародний збірник за напрямком “Інженерна механіка” Випуск 3. Луцьк – 1996. ст. 82 – 86.

75. Матвійчук А.В. “Методика розрахунку елементів приводів сільськогосподарських машин”. // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2098. – ТЗ., №3. С.55-59.

76. Матвійчук А.В. Розробка і дослідження дворядних кулькової і кульково-клинової запобіжних муфт коренеклубнезбиральних машин. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Тернопіль, 1996. – 20 с.

77. Нагорняк С.Г. Профилирование лунок для шариков предохранительных муфт. Известия вузов. Машиностроение . – 1980. №8. С. 42 – 46.

78. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования., Киев, 1992. – 71 с.

79. Нагорняк С.Г. Разработка и исследования новых конструкций

кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт. Авториф. дис. канд. техн. наук. Киев, 1977. – 20 с.

80. Нагорняк С.Г., Полищук А.В. Конструирование и расчет самоотключающейся шариковой предохранительной муфты // Известия вузов. Машиностроение. – 1983. - №9. – С. 36 – 40.

81. Нагорняк С.Г., Гевко І.Б. Синтез кулькових запобіжних муфт сільськогосподарських машин. Вісник Національного аграрного університету “Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування”, Київ. 1997 р. - 112-115 с.

82. Надежность и долговечность машин. /Под, общей редакцией док.техн.наук В.И. Костецкого. Изд. “Техника” 1975, –405с

83. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Синій С.В. і ін. – Луцьк, 1999. – 168 с.

84. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин, К.; Вища школа, 1993, –556с.

85. Павх І.І. Визначення конструктивних і силових параметрів планетарної запобіжної муфти з профільними сателітами// Машинознавство. - 1999. -№6. -С. 61-63.

86. Павх І.І. Обґрунтування параметрів сепараторних стрічкових транспортерів бурякозбиральних машин. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Луцьк, 2000. – 19 с.

87. Павх І.І. Результати експериментальних досліджень планетарних пружно-запобіжних муфт// Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том VI. - Київ . - 1999. - С. 31-33.

88. Петриченко В.А. Разработка и исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук, – Киев: –1988. – 14с.

89. Поліщук В.А. Розробка і обґрунтування параметрів пружно – захисних механізмів бітерів копачів: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 1998. – 134 с.

90. Поліщук В.А. Характер спрацювання захисного пристрою бітерного валу дискового копача // Вісник Національного аграрного університету. Том 2 “Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків”. – 1997. – С. 90-92.

91. Поліщук В.А., Гевко Р.Б. Підвищення надійності захисту робочих органів коренезбиральних машин // Вісник Національного аграрного університету. Том 2 “Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків”. – 1997. – С. 79-82.

92. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

93. Попов Е.М. Исследования привода и предохранительных муфт сельхозмашин при перегрузках. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Воронеж, 1967. – 20 с.

94. Попов Е.М. Ограничение предельных нагрузок в приводах сельскохозяйственных машин. Материалы Второй Всесоюзной научно-технической конференции. Повышение надежности и долговечности сельскохозяйственных машин. М.: ВМСКОМ, –1989. –с.52–53.

95. Похилюк С.А. Исследование и разработка рекомендаций на методы расчета предохранительных кулачковых муфт. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. – Одесса: -1977. –16с.

96. Похилюк С.А. Исследования и разработка рекомендаций на методы расчетов предохранительных кулачковых муфт. – К.: сб. Детали машин. 1976. – 135 с.

97. Похилюк С.А. Силовые зависимости в кулачковых предохранительных муфтах на втулке. //Детали машин. Киев: Техника, 1972. – №15. –с.49-52.

98. РТМ–А.23.2.135–78. “Муфты предохранительные цепных и ременных передач сельскохозяйственных машин с моментом срабатывания свыше 160Нм до 100Нм Москва, 1978. -94с.

99. Руководящий технический материал: Муфты предохранительные

цепных и ременных передач сельскохозяйственных машин с моментом срабатывания свыше 160 мм до 1000 мм. РТМ – А. 32.2. 135. М., 1980. – 66 с.

100. Рыбасенко В.Д., Рыбасенко И.Д. Элементарные функции: Формулы, таблицы, графики. – М.: Наука, 1987. – 416 с.

101. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. Ленинград, Политехника, 1991, –384с.

102. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др. : Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техника. 1983. – 168 с.

103. Сычев И.П. Основы повышения надежности рабочих органов свекловых машин. Автореф. дис. д-ра тех. наук – М.: Москва, 1985.

104. Сычов И.П., Гехт П.И. Анализ отказов свеклоуборочных машин. // Тракторы и сельхозмашины. – 1987. - №9. – С. 10 – 13.

105. Тепинкевич В.К. Предохранительные устройства от перегрузок станков. – М.: Мшингаз, 1969. – 157 с.

106. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Цивер I. Колебания в инженерном деле. Перев. С англ. – М.: Машиностроение. 1985. – 454 с.

107. Титаренко М.С. Исследование зависимости перегрузок сельскохозяйственных машин от параметров их защита зубчато - фрикционными предохранительными муфтами. Автореф. канд. Дисс. на соиск. ученой степени канд. тех. наук. –Ростов-на-Дону: –1972, –21с.

108. Тривайно М.С., Тривайло А.М., Гевко Р.Б. Повышение надежности муфты. – Машиностроитель, 1988. №5. С. 5.

109. Флик Э.П., Демидов В.Г., Зеленский А.С. Выбор предельного момента фрикционных предохранительных муфт. “Тракторы и сельскохозяйственные машины”. –1985. –№3. –с.23–27.

110. Флик Э.П., Зеленский А.С. Состояния тенденции развития конструкций предохранительных муфт сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 261 с.

111. Флик Э.П., Зеленский А.С. Состояния тенденции развития

конструкций предохранительных муфт сельскохозяйственных машин. – Сельскохозяйственное машиностроение. 1980. №7. 32 с.

112. Флик Э.П. Механические привода сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1984. –269с.

113. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин. – Київ НМК ВО 1992. – 318 с.

114. Хрисанов М.И. Предохранительные планетарные передачи с растормаживаемым звеном. – М.: Машиностроение, 1981. – 101 с.

115. Шапиро А.И. Исследование и обоснование основных параметров конструкции шариковых предохранительных муфт сельскохозяйственных машин. Автореф. дисс, на соиск. ученой степени канд. техн. наук. –Ростов-на-Дону: –1975, –23с.

116. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. –М.: Мир, 1972.–374 с.

117. Шербаджи М.Р. Динамическое исследование устройств механической защиты трансмиссий сельскохозяйственных машин. Автореф. дисс, на соиск. ученой степени канд. техн. наук. –Киев: –1974. –31с.

118. Шовкун А.П., Гевко Р.Б. Шариковая предохранительная муфта барабанного типа. – Технология и организация производства. – 1983. – №3. – С. 65.

119. Шовкун А.П., Гевко Р.Б. Универсальный стенд для испытаний предохранительных муфт. – Технология и организация производства. – 1987. - №2. – С. 51 – 52.

120. Шнейвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. Машгиз, 1961. – 157 с.

121. Щербаков В.Т. Вопросы расчета и проектирование линейных муфт со змеевидными пружинами. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. -Ленинград: -1371, 19с.

ДОДАТКИ