

Національний університет «Львівська політехніка»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Борис Андрій Орестович

УДК 621.825.5/.7

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ
ЗАСТОСУВАННЯМ КУЛЬКОВИХ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



Борис А.О.

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую:
Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06



Шоловій Ю.П.

Науковий керівник
Малащенко Володимир Олександрович,
доктор технічних наук, професор

Анотація

Борис А.О. покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство (131 – прикладна механіка). Національного університету „Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України, Львів, 2019.

У першому розділі за результатами порівняльного аналізу конструктивних особливостей та розрахунків відомих роликів і кулькових муфт механічних приводів машин доведено, що вони мають характерні недоліки – проковзування перших та відмови других до їх руйнування під час перевантажень. Крім цього, аналізуючи принцип передавання обертального моменту, показано, що роликові обгінні муфти вимагають високої точності виготовлення і складання внаслідок високих вимог до паралельності поверхонь доторкання елементів та до циліндричності самих роликів. Проковзування роликів відносно поверхонь барабана і зірки, яке є істотним при перехідних режимах навантаження негативно впливає на довговічність всієї муфти. Така обставина підштовхнула до розробки різноманітних кулькових обгінних муфт. Встановлено також те, що розроблені кулькові обгінні муфти надійно з'єднують кінці валів механічних приводів машин без ковзання, у таких муфтах передавання обертального моменту здійснюється зачепленням, але вони схильні до виходу із ладу під час перевантажень у кінематичному ланцюзі, що значно звужує їхнє застосування.

У другому розділі вибрано основні критерії синтезу нової кулькової обгінної муфти багатошвидкісної задньої втулки серійного велосипеда, на яку отримано патент України на корисну модель. Розроблено конструкцію, проведено аналіз кінематико-силових параметрів, що уможливило виготовлення в металі та виконання експериментальних досліджень муфти радіальної дії на роботоздатність та надійність. Досліди проведено

безпосередньо у експлуатаційних умовах за спеціально розробленим графіком та маршрутом з підвищеними труднощами. Виявлено недоліки кулькових обгінних муфт радіальної дії, суттєві із яких – нерівномірне навантаження з'єднувальних кульок, окремі із них на початку руху знаходилися вище осі обертання муфти, та взагалі часто не попадали в зачеплення. На основі цього доведена необхідність покращення ефективності кулькових обгінних муфт радіальної дії розробленням пристроїв цього класу осьової дії. У розділі проведено аналіз основних кінематичних та часових характеристик муфт осьової дії, які підтвердили їх роботоздатність тільки при номінальних режимах навантаження кінематичних ланцюгів механічних приводів.

У третьому розділі обґрунтовано основні параметри кулькових обгінно-запобіжних муфт. Розроблено принципи синтезу нових конструкцій муфт, за якими спроектовано дві муфти, на одну із яких отримано патент України на корисну модель. Проведено якісний і кількісний аналіз нових кулькових обгінно-запобіжних муфт. При цьому отримано теоретичні залежності геометричних, кінематико-силових параметрів, що забезпечують покращення ефективності роботи механічних приводів, які оснащені обгінними муфтами. Запропоновано математичні моделі та умови запобігання перевантажень у кінематичних ланцюгах механічних приводів з такими муфтами, функціональні можливості яких значно розширено.

У четвертому розділі запропоновано принципову кінематичну схему механічного привода, що складається з електродвигуна, черв'ячного редуктора, який з'єднано з двигуном, дослідною муфтою, та навантальним пристроєм у вигляді колодкового гальма. Розроблено алгоритм та методику проведення експериментальних досліджень роботоздатності нових кулькових обгінно-запобіжних муфт, які спроектовані, виготовлені в металі та вмонтовані в дослідну установку в лабораторії кафедри технічної механіки та деталі машин. Проведено дослід з визначення роботоздатності нової кулькової обгінно-запобіжної муфти та розроблено методику інженерного розрахунку

основних кінематичних, силових параметрів муфти та міцності з'єднувальних кульок і робочих поверхонь лунок веденої напівмуфти.

Ключові слова: кулькова муфта; муфта; обгінна муфта; муфта механічного привода.

Summary

Boris A.O. Improvement of the efficiency of mechanical drives by the use of ball fastening and safety couplings. - Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences in specialty 05.02.02 - machine science (131 - Applied Mechanics). - National University "Lviv Polytechnic" of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2019.

In the section, based on the results of the comparative analysis of design features and calculations of known roller and ball couplings of mechanical drives of machines, it has been proved that they have the characteristic drawbacks - slipping the first and secondhand of the others before their destruction during overloads. In addition, analyzing the principle of transfer of torque, it has been shown that roller overhead couplings require high precision of manufacturing and assembly due to high requirements for the parallelism of the surfaces touching the elements and the cylindricality of the rollers themselves. Rolling rolls relative to the surfaces of the drum and the star, which is essential in intermittent load modes, have a negative effect on the durability of the entire muff. This circumstance was underpinned by the development of a variety of ball overhang couplings. It is also established that the developed ball clutches securely connect the ends of the shafts of the mechanical drives of machines, without the slip (engagement) the transmission of the torque is carried out, but they are trapped to failure during overloads in the kinematic chain, which considerably narrows their application.

In the second section the basic criteria of synthesis of a new ball clutch of a multi-speed rear bucket sleeve of a serial bike were selected, on which the positive decision on granting a patent of Ukraine to the utility model was received. A design

was developed, an analysis of kinematics-force parameters was carried out, which made it possible to manufacture metal and perform experimental research of the coupling of radial action on robustness and reliability. The experiments were carried out directly under the operating conditions of specially designed schedules and routes with increased difficulty. The disadvantages of ball-bearing overhead couplings of radial action are revealed, the essential of which are uneven loading of connecting balls, some of them, which at the beginning of movement were above the coupling axis of rotation, in general often did not fall into the clutches. On the basis of this, the necessity of improving the efficiency of radial ball-shaped overhead couplings has been proved by the development of devices of this class of axial action. In the section the analysis of the main kinematic and time characteristics of the coupling of axial action, which confirmed their robustness only under the nominal modes of loading of the kinematic chains of mechanical drives, was carried out.

In the third section the basic parameters of the ball fastening and safety couplings are substantiated. The principles of synthesis of new designs of couplings, on which two couplers were designed, on one of which the patent of Ukroiny for the utility model has been developed. Qualitative and quantitative analyzes of new ball clamping and safety clutches are carried out. In this case the theoretical dependences of geometric, kinematic-force parameters, which provide improvement of the efficiency of mechanical drives, which are equipped with overhead couplings, are obtained. The mathematical models and conditions for preventing overloads in the kinematic chains of mechanical drives with such couplings, the functional capabilities of which have been expanded considerably.

In the fourth section, the principal kinematic scheme of a mechanical drive, consisting of an electric motor, a worm gearbox connected to the engine with a research coupling, and a loading device in the form of a brake shoe, are described. The algorithm and methodology of carrying out of experimental researches of the working capacity of new ball fastening and safety couplings, which are designed, made in metal and woven into a pilot plant in the laboratory of the department of technical

mechanics and machine parts, are developed. Experiments were conducted to determine the robustness of the new ball clutch and safety clutch and developed a technique engineering.

calculation of the main kinematic, power parameters of the coupling and the strength of the connecting balls and the working surfaces of the wells of the half-sleeve.

Key words: ball coupling; clutch; overhead coupling; mechanical drive coupling.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, що надруковані у наукових періодичних виданнях інших держав:

1. A. Borys, V. Malaschchenko, V. Yankiv. «Влияние динамических явлений на нагрузку элементов приводов с шариковой обгонной муфтой» MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin – Rzeszow, 2016. – С. 2–7 (Польща).

Праці надруковані у виданнях, які входять у науково-метричну базу:

2. Malaschchenko V.O., Borys A.O. Force turning off the torque limiter // Сборник статей XX международная конференция". Развитие науки в XXI веке". – Харків, 2016. – С. 64–70.

Статті, які опубліковані у наукових фахових виданнях України: :

3. Борис А.О. «Конструкція та принцип роботи кулькової обгінної муфти транспортного засобу». Науково – технічний журнал "Підйомно-транспортна техніка". – Одеса, 2017. – С. 81–85.

4. Малащенко В.О, Семенюк В.Ф., Борис А.О., Матвіїв Б.Т. «Ефективність застосування кулькової обгінно-запобіжної муфти механічних приводів». Науково – технічний журнал "Підйомно – транспортна техніка». – Одеса, 2018. – С. 104–112.

5. Малащенко В.О., Борис А.О., Федик В.В. «Force interaction in the elements of clutch with parallel grooves in driven half sleeve». Вісник НУ «Львівська політехніка» Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів, 2014. – С. 106 – 110.

6. Борис А.О., Венцель Є.С., Носко П.Л., Філь П.В. Тертя під час вимикання кулькових обмежувачів обертального моменту. – К.: Науково – технічний журнал «Проблеми тертя та зношування», 2016. – С. 38–43.
7. Малащенко В.О., Коруняк П.С., Малащенко В.В., Борис А.О. Оптимізація габаритів фрикційних запобіжних муфт шляхом уточнення коефіцієнту тертя. – Одеса. Журнал “Підйомно-транспортна техніка”, № 3. 2013. – С. 22 – 29.
8. Малащенко В.О., Сороківський О.І., Борис А.О. Геометричні та силові залежності приводів велосипедів з новою кульковою муфтою вільного ходу // Вісник НУ «Львівська політехніка» Динаміка міцність та проектування машин і приладів. – Львів, 2009. – С. 46 – 49.

Тези доповідей та матеріали конференцій:

9. Борис А.О., Малащенко В.О., Кириченко І.Г. Тертя під час вимикання кулькових обгінних муфт. 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові. – Львів, 2017. – С. 123–124.
10. Борис А.О., Ланець О.В., Малащенко В.О. Конструкционные особенности шариковых обгонных муфт подъемно-транспортных машин. Подъемно – транспортные строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. – М.: 2016. – С. 21–23.
11. Малащенко В.О., Борис А.О. Будова та час включення кулькової муфти вільного ходу осьової дії. Всеукраїнська науково-практична конференція "Обладнання і технології сучасного машинобудування", – Тернопіль, 2017. – С. 40–41.

Декларативні патенти України на корисні моделі:

12. Патент України № 126211. "Обгінно-запобіжна муфта". Борис А.О., МПК F16D 41/06 (2006.01), Бюл № 11, від 11.06.2018.
13. Патент України № 130425. "Муфта вільного ходу". Борис А.О., Малащенко В.О., МПК F16D 41/30 (2006.01), Бюл. №23, від 10.12.2018.

Зміст

Загальна характеристика роботи.....	11
РОЗДІЛ I. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ОБГІННИХ МУФТ ПРИВОДІВ МАШИН.....	19
1.1. Загальні положення.....	19
1.2. Конструктивні виконання та принцип роботи традиційних обгінних муфт.....	21
1.3. Аналіз існуючої методики розрахунку основних параметрів муфт.....	30
1.4. Навантажувальна здатність традиційних обгінних муфт.....	31
1.5. Базові схеми та конструкції кулькових обгінних муфт.....	34
1.6. Класифікація кулькових муфт вільного ходу.....	41
1.7. Методи визначення основних параметрів базових кулькових муфт.....	42
1.7.1. Муфти радіальної дії.....	42
1.7.2. Муфти осьової дії.....	45
Висновки до розділу.....	50
РОЗДІЛ II. АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ.....	51
2.1. Основні зауваги.....	51
2.2. Конструкція та опис принципу роботи кулькової обгінної муфти радіальної дії	52
2.3. Спрацьовування пазів веденої напівмуфти кулькової обгінної муфти під час експлуатації.....	55
2.4. Розробка алгоритму проведення кількісного аналізу навантажень основних елементів кулькової обгінної муфти радіальної дії.....	57

2.5. Кінематичні залежності, що описують рух кульок при перехідних режимах роботи муфти.....	61
2.5.1. Переміщення кульок по пазах напівмуфт радіальної кулькової обгінної муфти.....	61
2.5.2. Визначення швидкості і пришвидшення з'єднуючої ланки.....	65
2.5.3. Розрахунок часу вмикання і вимикання кулькових муфт.....	67
2.6. Аналіз кінематичних параметрів та часу вмикання кулькової обгінної муфти осьової дії.....	69
Висновки до розділу.....	75

РОЗДІЛ III. СИНТЕЗ І АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ І СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ..... 76

3.1. Основні зауваги.....	76
3.2. Розробка та дослідження геометричних та силових параметрів обгінно-запобіжних муфт з пружинами.....	77
3.3. Обґрунтування силової взаємодії елементів муфти.....	81
3.4. Силова взаємодія кульок з поверхнями пазів напівмуфт з урахуванням тертя.....	84
3.5. Аналітичний аналіз можливості виконання запобіжних функцій кулькової обгінно-запобіжної муфти.....	87
3.5.1. Конструкція та принцип роботи нової кулькової обгінно - запобіжної муфти.....	87
3.5.2. Аналіз силових залежностей.....	89
3.6. Кількісний аналіз міцності кульок і робочих поверхонь напівмуфт кулькової обгінно-запобіжної муфти.....	97
Висновки до розділу.....	101

РОЗДІЛ ІV. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ТА НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО – ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ.....	103
4.1. Загальні завдання дослідів.....	103
4.2. Дослідна модель кулькової обгінно–запобіжної мути.....	104
4.3. Лабораторна установка для проведення дослідів.....	109
4.4. Методика планування експерименту.....	111
4.5. Інженерна методика проектування кулькової обгінно-запобіжної муфти.....	113
4.6. Результати дослідження навантажувальної здатності обгінно-запобіжної муфти.....	117
4.7. Статистичне опрацювання результатів експериментальних досліджень.....	130
Висновки до розділу.....	135
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	136
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	139
ДОДАТКИ.....	154

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Муфти є широко розповсюдженими елементами у машинобудуванні і використовуються для з'єднання та роз'єднання валів різноманітних приводів машин. Тому їх конструктивні виконання і експлуатаційні характеристики неперервно вдосконалюються.

Муфти є відповідальними складальними одиницями, що суттєво впливають на рівень і характер всього кінематичного ланцюга механічного привода. Вони також виконують функції захисних пристроїв, що оберігають деталі, або складальні одиниці механічних приводів від перевантажень, і можуть виконувати функції регуляторів швидкості руху. Найбільше розповсюдження отримали муфти для з'єднання деталей, що мають загальну геометричну вісь обертання. Компенсувальні муфти застосовують для з'єднання та роз'єднання валів, геометричні осі яких за технологічним процесом мають радіальне, осьове та кутове зміщення, тобто вони можуть з'єднувати неспіввісні вали.

Різноманітність завдань, що розв'язуються за допомогою муфт, і вимог, що пред'являються до них у відповідності з умовами експлуатації машини, викликало створення великої кількості різних видів і конструкцій цих пристроїв. Часто застосовуються комбіновані муфти, що складаються з декількох простих муфт. Для автоматичного регулювання технологічними процесами широко застосовуються муфти вільного ходу, що з'єднують і роз'єднують вали без зупинки двигуна та передають обертальний момент тільки в одному напрямку.

Крім наведеного муфти забезпечують виконання ряду інших функцій, а саме:

- компенсація негативного впливу на зміщення осей валів, яке зумовлене неточностями виготовлення і монтажу чи конструктивними факторами;
- амортизація вібрацій і нерівномірності ходу, що виникають під час роботи механізмів і машин;
- захист частин механічних приводів від дії перевантажень;
- швидке зчеплення і розчеплення деталей, в залежності від технологічного процесу;

- полегшення пуску та зупинки машин;
- обмеження швидкості обертання;
- передача обертального моменту тільки в одному напрямку і автоматичного роз'єднання кінематичного ланцюга в разі зміни напрямку обертання деталей, що з'єднані.

Різноманітність муфт спонукає до розроблення ряду класифікацій, які об'єднують муфти у класи і види за їхнім конструктивним виконанням і функціями, але вони не завжди містять прогресивні конструкції муфт, які захищені патентами різних країн. Згідно ДСТУ муфти поділяються на три типи: *механічні, електричні та гідравлічні*. У свою чергу механічні – мають чотири класи: *некеровані, керовані, самокеровані та комбіновані*. Кожний клас муфт складається з груп, група з підгруп і видів. Проте відома класифікація не повно висвітлює існуючі обгінні муфти (вільного ходу), що розроблені останнім часом, тому виникає необхідність з проведення деяких уточнень. У відомій класифікації зовсім не згадується про храпові, пружні та кулькові муфти вільного ходу. Тому виникає очевидна необхідність розробки окремої класифікації муфт вільного ходу. Певні нароби в цьому напрямку є в роботах [54,75,145] де обгрунтовано переваги та недоліки прогресивних кулькових муфт, запропоновано їх класифікацію тощо. Однак за останні роки на кафедрі деталей машин розроблено низку нових конструкцій кулькових муфт вільного ходу, які вимагають подальшого дослідження, розрахунку та розширення функціональних можливостей які вони виконують. Тому відома класифікація таких муфт потребує свого уточнення. Ці проблеми стосовно нових конструкцій кулькових муфт вільного ходу та їх подальше дослідження у сукупності є вирішальним чинником вибору теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана відповідно до основного наукового напрямку кафедри технічної механіки та динаміки машин Національного університету „Львівська політехніка” - „Навантажувальна здатність та динаміка машин і споруд циклічної дії“, госпдоговорної теми „Комп'ютерні та

експериментальні дослідження експлуатаційних характеристик опорно-поворотного пристрою (ОПП) автомобільних кранів”. Тема пов’язана з державними програмами: „Підвищення надійності та довговічності машин та конструкцій” (Програма Кабінету Міністрів „Україна-2010”); „Наука в університетах” на 2008-2017 рр. (Державний замовник: МОН України. Постанова Кабінету Міністрів України від 19.09.2007 р. № 1155), а також відповідно до науково-технічної програми „Ресурсозберігаючі та енергоефективні технології машинобудування, що затверджено постановою Кабінету Міністрів України від 24 грудня 2001 р. №1716, Інд.28.

Мета і задачі дослідження. У техніці в даний час традиційно застосовуються роликові муфти вільного ходу для автоматичного з’єднання і роз’єднання валів (рис. 1.2 – рис. 1.10). Але, як відомо, ці муфти мають жорсткі вимоги технологічного і конструктивного характеру, тому при можливості вони замінюються храповими механізмами, які мають теж ряд недоліків: сильний шум при холостому ході, інтенсивне спрацювання заціпок тощо. Тому, задачі, що направлені на створення прогресивних механічних засобів (КМВХ), є актуальними. Процес проектування та їхнє удосконалення вимагає детального аналізу принципу їх роботи, вивчення та опису математичними залежностями кінематичних і геометричних параметрів, визначення часу вмикання муфти. Під час узагальнення існуючого матеріалу щодо конструкцій та методик розрахунку кулькових обгінних муфт та покращення їх експлуатаційних характеристик, необхідно, щоб кулькова обгінна муфта виконувала роль не тільки обгінної, але ще й запобіжної муфти, що в свою чергу облегшить роботу привода у нештатних ситуаціях та суттєво зменшить ризик виникнення нещасних випадків та руйнування деталей привода машин.

Тому метою даної роботи є: покращення ефективності роботи механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт з обґрунтуванням їх конструктивних та навантажувальних чинників, які забезпечують надійне запобігання кінематичних ланцюгів від дії перевантажень.

Для досягнення мети роботи поставлені та розв'язані такі завдання:

- проведено порівняльний аналіз результатів досліджень конструктивних особливостей, принципу роботи, методики розрахунку базових обгінних муфт механічних приводів та узагальння їх недоліків;
- запропоновано уточнену класифікацію кулькових обгінних муфт з урахуванням конструктивних ознак розроблених автором обгінно-запобіжних муфт;
- обґрунтовано конструкційні особливості, принцип роботи нової кулькової обгінної муфти радіальної дії;
- розроблено розрахункові схеми та математичні моделі для аналізу кінематичних та геометричних параметрів кулькової обгінної муфти радіальної дії;
- обґрунтовано технічну необхідність розроблення нових складальних одиниць механічних приводів;
- виконано аналітичний аналіз кінематико-силових параметрів обгінно-запобіжних муфт осьової дії;
- розроблено алгоритм і методику проведення експериментальних досліджень навантажувальної здатності елементів нової обгінно-запобіжної муфти.

Об'єкт дослідження. Процес передавання обертального моменту кульковою обгінно-запобіжною муфтою з запобіганням перевантажень у кінематичних ланцюгах механічних приводів машин та механізмів.

Предмет дослідження. Кінематичні та конструктивно-силові параметри кулькових обгінно-запобіжних муфт, які застосовуються в механічних приводах машин і передають обертальний момент тільки в одному напрямку та запобігають дії перевантажень їх елементів.

Методи дослідження. Наукові дослідження виконувались комплексно, Вони включають в себе теоретичну, експериментальну частини та враховують характер і умови роботи кінематичних ланцюгів приводів машин з обгінними муфтами. Теоретичні дослідження проводились на основі механіко-математичного моделювання процесів функціонування нових муфт з використанням класичних положень теоретичної механіки, опору матеріалів,

теорії механізмів і машин та деталей машин з розробленням математичних моделей і алгоритмів розрахунків на комп'ютері. Для експериментальних досліджень синтезовано та виготовлено дослідну установку із застосуванням розробленої та запатентованої кулькової обгінно-запобіжної муфти і проведено експерименти у лабораторних умовах на кафедрі „Технічна механіка та динаміка машин”, Національного університету „Львівська політехніка”. Нова кулькова обгінно-запобіжна муфта під час дослідів функціонувала чітко, роз'єднуючи механічний привод в момент дії перевантажень.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні важливої науково-прикладної задачі – покращення ефективності механічних приводів застосуванням нових обгінно-запобіжних муфт. При цьому отримано такі основні результати:

- вперше запропоновані математичні моделі для проведення теоретичного та кількісного аналізу кінематичних та силових параметрів нових кулькових обгінних муфт радіальної дії;
- удосконалено математичну модель процесу передавання обертального моменту кульковою обгінно-запобіжною муфтою з урахуванням нерівномірностей руху у кінематичному ланцюзі приводів машин;
- запропоновано принцип розроблення уточненої класифікації обгінних муфт з урахуванням конструктивних особливостей запатентованих кулькових обгінно-запобіжних муфт з пружними елементами;
- вперше теоретично та експериментально доведено можливість покращення ефективності роботи кінематичних ланцюгів механічних приводів, що оснащені кульковими обгінно-запобіжними муфтами.

Практичне значення одержаних результатів. Запропоновані аналітичні вирази з визначення кінематичних та силових характеристик нових муфт суттєво підвищують безпечність функціонування кінематичних ланцюгів, у яких має місце коливання, або різка зміна навантаження. Застосування запропонованих муфт дозволяє передавати енергію двигуна тільки в одному

напрямку і здійснювати надійний захист елементів приводу від дії перевантажень внаслідок роз'єднання валів механізму тоді, коли обертальний момент у приводі зростає до небажаних значень.

Одержані в дисертації результати уможливають реалізацію пуску механічного приводу для усталених і змінних режимів навантажень за рахунок: вкочування кульок у пази напівмуфт та їх викочування під час перевантажень, або виходу кульок з виконаних лунок ведучої напівмуфти стискаючи відповідні пружини.

На основі проведених досліджень розроблені методичні вказівки "Особливості розрахунку обгінно-запобіжних муфт", для впровадження в навчальний процес на кафедрі ТМДМ Національного університету "Львівська політехніка" під час читання розділу "Муфти" з дисципліни "Деталі машин".

Результати наукових досліджень у вигляді конструкторської документації на нову конструкцію муфти та методичні розробки з її розрахунку впроваджено на ЛАП "Львівагромашпромпроект", і Малому колективному виробничо-комерційному виробництві "ПоЛьві", м. Дрогобич.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно з науковим обґрунтуванням можливостей та засобів підвищення ефективності роботи обгінних муфт для механічних приводів машин. У теоретичній частині досліджень здобувачем особисто виведені аналітичні залежності для розрахунку геометричних і кінематично-силових параметрів основних елементів нових кулькових обгінно-запобіжних муфт, проведено кількісний аналіз їх навантажувальної здатності та вперше запропоновано математичну модель умови запобігання перевантажень кінематичних ланцюгів механічних приводів машин. Синтезовано та виготовлено в металі дослідний зразок нової кулькової обгінно-запобіжної муфти, розроблено методику та алгоритм проведення випробувань і обробки експериментальних результатів. Постановка задачі

досліджень і аналіз одержаних результатів виконано спільно з науковим керівником.

У публікації [73], що пов'язана з деклараційним патентом, частка кожного з авторів є рівноцінною. Патент [20] на винахід одержано одноосібно. Стаття [21] "Конструкція та принцип роботи кулькової обгінної муфти транспортного засобу" опублікована одноосібно. У публікаціях, що опубліковані у співавторстві, здобувачу належать: [22] – аналітичні залежності, що визначають навантажувальну здатність кулькових муфт вільного ходу; [23;24] – аналітичні залежності та кількісний аналіз чинників, що впливають на час вмикання муфти; [25] – математичні моделі розрахунків силової взаємодії між кульками та робочими пазами напівмуфт; [26] – розробка математичної моделі для обґрунтування геометричних параметрів кулькової обгінної муфти; [27] – математичні моделі для аналізу міцнісних показників кулькових обгінних муфт; [74] – розроблення розрахункових схем і проведення аналізу силових залежностей муфти вільного ходу з урахуванням тертя кольок під час перехідних режимів роботи; [76] – математична модель для дослідження геометричних і силових параметрів муфти велосипеда; [152] – проведено синтез кулькової обгінно-запобіжної муфти та проаналізовано вплив основних геометричних параметрів пружин на величину обертального моменту механічного приводу.

Апробація результатів дисертації. Основні отримані автором результати та наукові положення дисертаційної роботи доповідались, обговорювались з ухваленням на: наукових семінарах кафедри "Технічна механіка та динаміка машин", науково-теоретичних конференціях Національного університету "Львівська політехніка" (2016, 2017, 2018 рр.); Всеукраїнському конкурсі наукових робіт по спеціальності "Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт" із отриманням міністерських дипломів третього та другого ступенів, м. Харків (2011, 2013 рр.); 13-у Міжнародному симпозіумі Українських інженерів-механіків у Львові

(2017р.); Міжнародній науково-технічній конференції „Обладнання і технології сучасного машинобудування”, м. Тернопіль, 2017 р.; науково-методичному семінарі кафедри „Технічна механіка та динаміка машин”, 2018р.; Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих учених та студентів. Полтава, 07 – 09 грудня 2016 р. На розширеному засіданні кафедри "Технічна механіка та динаміка машин" Національного університету „Львівська політехніка”, м. Львів, 2018 р. дисертаційна робота доповідалась у повному обсязі, де була схвалена та рекомендована до захисту.

Публікації. Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень сформульовано та опубліковано в 13 друкованих працях, з них: 6 статей у фахових наукових виданнях України; 1 стаття у виданні, що входить до науково-метричних баз; 1 стаття у науково-періодичному виданні іншої держави; з них 2 статті англійською мовою; 3 тези доповідей та матеріалів конференцій; 2 патенти України на корисну модель.

Обсяг і структура дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків до розділів, загальних висновків і рекомендацій, списку літературних джерел зі 152 найменувань, містить 11 таблиць, 54 рисунки, 7 додатків. Загальний обсяг роботи 170 сторінок.

РОЗДІЛ 1

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ОБГІННИХ МУФТ ПРИВОДІВ МАШИН

1.1. Загальні положення

Муфти мають широке застосування у техніці. Пристроями такого типу займалися та до сьогоднішнього дня вони є об'єктом для подальших досліджень багатьох видатних вчених таких як: Поляков В.С., Іванов М.М., Нагорняк С.Г., Раховський О.А., Гевко Р.Б., Гевко І.Б., Кіндрацький Б.І., Малащенко В.О., Дубиняк Т.С. та ін. Відомо, що основною функцією муфт є з'єднання і роз'єднання валів, а також вони часто є відповідальними частинами машин, які суттєво впливають на рівень і характер функціонування кінематичного ланцюга механічного привода. Особливе місце у транспортних засобах займають обгінні муфти, що служать для автоматичного з'єднання і роз'єднання валів та передавання обертального моменту тільки в одному напрямку. На сьогодні традиційно застосовують роликові обгінні муфти, які мають ряд недоліків, головними з яких є: обмеження терміну служби та величини обертального моменту внаслідок проковзування роликів відносно барабана [17; 19; 44; 46; 51; 52; 102 та ін.]. Відомі також роликові обгінні муфти, що розроблені тільки на рівні патентів, а широкого застосування не отримали [7-15]. Такі обставини і спонукали до пошуку можливості покращення експлуатаційних характеристик механічного привода, а саме: підвищення довговічності роботи муфт; збільшення величини обертального моменту, без збільшення габаритів привода; спрощення конструкції механічного привода тощо. Тому були запатентовані принципово нові кулькові обгінні муфти [1–6; 73 та ін.] та проведено ряд досліджень таких муфт [54; 55; 66; 72; 75 та ін.]. Вони у деякій мірі позбавлені вищезгаданих недоліків завдяки тому, що передають рух не за рахунок сил тертя, а за допомогою зачеплення кульок з криволінійними пазами напівмуфт та є базовими для нових розробок. Необхідність покращення ефективності роботи

муфт цього класу продиктована потребами і можливостями застосування кулькових обгінних муфт, що повністю виключають проковзування з'єднаних елементів під час передавання обертальних моментів.

Розробки принципів схем та конструкцій ефективних частин кінематичних ланцюгів механічних приводів [30–32; 38] базуються на загально технічних вимогах деталей машин [45–48] технологічних процесів [33–35; 56–59] та статичних і змінних режимах навантажень елементів механічних пристроїв [60–65].

Актуальність дисертаційної роботи підтверджується тим, що муфти є важливими та часто невід'ємними елементами механічних приводів машин, які можуть передавати постійні та змінні навантаження [69; 70; 77]. Тому вони перебувають під постійною увагою вчених та інженерів різних країн [80–93; 148–151].

Відомі також ґрунтовні роботи, що пов'язані з методами загального проектування різних частин механічних приводів, які раціонально використати під час створення нових кулькових обгінно-запобіжних муфт [43; 103–115; 142].

Різноманітні конструкції муфт запатентовані вченими різних країн, опис яких наведений в патентах [116–124].

Розрахункам навантажувальної здатності, міцності, процесам спрацювання тощо присвячені роботи [126; 127; 129–136]. Основні положення методів теоретичних розрахунків використані автором для розв'язання поставлених задач даної дисертаційної роботи під час проведення теоретичних розрахунків.

Питання раціонального конструювання механізмів, проведення системно-схематичного синтезу, вплив умов експлуатації складальних одиниць та навантажувальну здатність і міцність механічних приводів розглянуто у роботах [138–143].

Ці та інші проаналізовані роботи вчених України та інших країн використані як базові для розробки конструкцій принципово нових кулькових обгінно-запобіжних муфт, які сприяють покращенню ефективності роботи

механічних приводів, що передають обертальний момент тільки в одному напрямку і автоматично роз'єднують їхні кінці валів у разі зміни напрямку обертання та виникнення перевантажень у кінематичному ланцюзі.

У свою чергу розвиток технологічних процесів постійно вимагає покращення механічних засобів з точки зору їх використання, тобто ставляться нові задачі з удосконалення конструктивних, кінематичних та силових характеристик машин та механізмів [18; 28; 37; 39–43; 45; 47; 48 та ін.].

Отже, підвищення ефективності функціонування механічних приводів на основі застосування нових кулькових обгінно-запобіжних муфт з реалізацією розробки раціональних їх конструкцій та проведення якісного і кількісного аналізу роботоздатності є актуальним науковим завданням.

1.2. Конструктивні виконання та принцип роботи традиційних обгінних муфт

Відомо, що традиційно на сьогоднішній у техніці досить широко застосовуються роликові обгінні муфти в приводах різноманітних машин, вони широко описані у [44; 79; 128; 147]. Тому повністю проаналізувати їх в одній роботі не можливо та і немає потреби. Обмежимося такими, які конструктивно ближчі до нових кулькових муфт, що розглядаються в даній роботі.

У механізмі, зображеному на рис. 1.1, *а* [44; 79] зірочка має всього дві робочі поверхні у вигляді круглих циліндрів, які не вимагають спеціальних засобів при обробці; їх отримали обточуванням на токарних верстатах і шліфуванням після гартування на круглошліфувальних верстатах. Притиск роликів здійснюється плоскими пружинами, прикріпленими до зірочки гвинтами.

Конструкція роликових муфт вільного ходу (рис 1.1, *б*) має обойму 1 з ребордою для осьової фіксації роликів. Обойма запресована в штамповану касету 2 з рифленням половини зовнішньої поверхні.

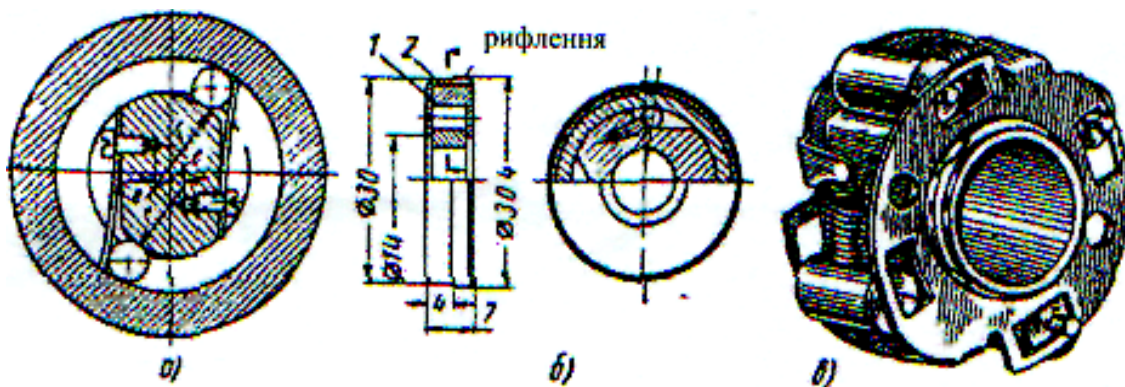


Рис. 1.1. Мініатюрні MBX

Рифлення призначене для міцного осідання зовнішньої обойми при запресуванні в отвір деталі вузлів приладів з відносно невеликим натягом або для з'єднання шляхом нанесення на рифлену поверхню синтетичних матеріалів для склеювання, що забезпечують надійне кріплення обойми з іншими деталями. Не дивлячись на малі розміри, механізм здатний передавати момент до $3,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

На рис. 1.1, *в* показана конструкція MBX (без зовнішньої обойми) з штампованими щоками, в прорізи яких входять циліндричні хвостовики.

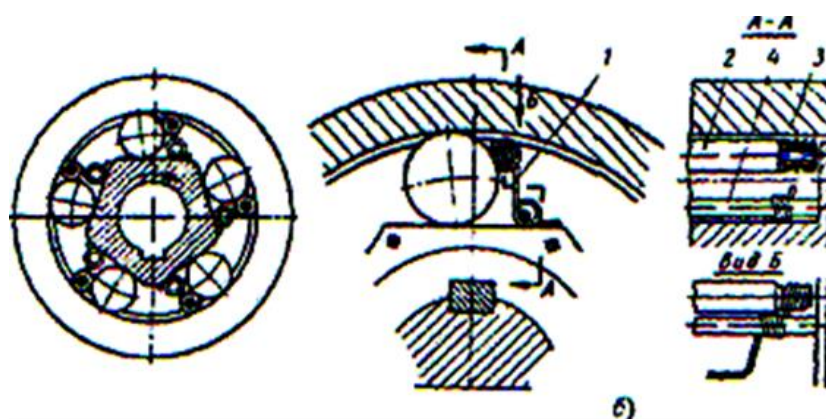


Рис. 1.2. Обгінна муфта з роликовим прижимом

Для конструкції, зображеної на рис.1.2, [44; 52] характерне виконання щік для фіксації роликів в осьовому напрямі. Як одне ціле із зіркою застосовується оригінальний притискний пристрій роликів (рис.1.2, *б*). Дві спеціальні пружини 1 одним кінцем упираються на робочу поверхню зірочки,

іншим підтримують опорні втулки 3 притискних роликів 2. Через нижні витки пружини пропущений циліндровий штифт 4, нерухомо закріплений в щоках зірочки.

У обгінній роликовій муфті електростартера (рис. 1.3, а) [44; 46; 79] як ведуча ланка використана обойма 2. Ведена півмуфта виконана як одне ціле з привідною шестірнею 1. Зірочка 6 має порожнистий хвостовик з отвором, забезпеченим гвинтовими шліцами, якими вона сполучається з валом електродвигуна. У осьовому напрямі ролики 5 і зірочка фіксуються щокою 4, що утримується кільцем 3. У обгінній роликовій муфті електростартера, що наведена на рис. 1.3, б застосована спеціальної форми плоска пружина, що встановлюються безпосередньо на робочу поверхню зірочки, яка дозволила спростити конструкцію зірочки.

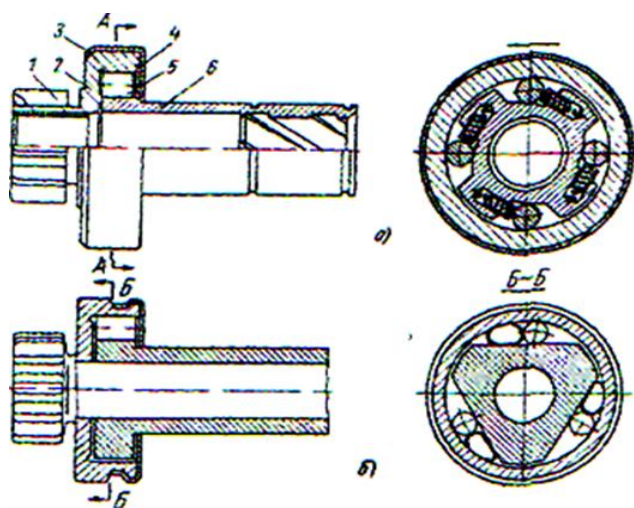


Рис. 1.3. Обгінна муфта стартерів

Обгінна муфта показана на рис. 1.4 [46;51] може слугувати одночасно і радіальною опорою. Для виготовлення цього механізму використовується роликовий підшипник важкої серії, в якого частина роликів 1 (переважно через один) видаляється з сепаратора 4, а замість них вставляються циліндричні ролики 2 меншого діаметра, клиноподібна колодка 5 з притискуваною плоскою пружиною 3.

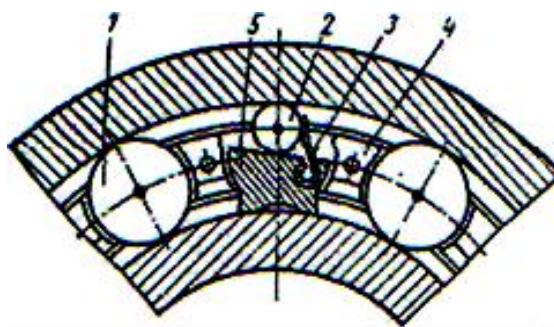


Рис. 1.4. Обгінна муфта з роликівим підшипником

На рис. 1.5, [79; 102] зображена МВХ, яка одночасно являє собою пружну систему та обмеження граничного моменту. Механізм забезпечує виключення приводу при перевищенні обертального моменту. Зовнішня обойма 4, зроблена у вигляді кільця з пружного матеріалу, нерухомо з'єднана з фланцем 1 за допомогою металевої обойми 3 і болтів 2. Щоб міцно з'єднати пружну обойму з обоймою 3, усередині останньої виточений кільцевий виступ з перетином у вигляді ластівчиного хвоста, а також виступ з піднутренням. При перевищенні обертального моменту, ролики 5 вдавлюються в пружне кільце, внаслідок чого штифти 6, перемішаючись радіально на величину, при якій зовнішні виступаючі з

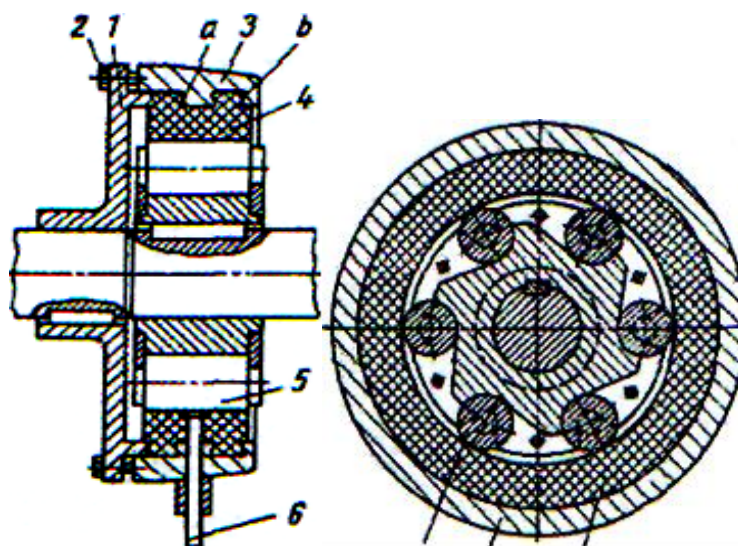


Рис. 1.5. Обгінна муфта з пружною обоймою

Щоб міцно з'єднати пружну обойму з обоймою 3, усередині останньої виточений кільцевий виступ з перетином у вигляді ластівчиного хвоста, а також виступ з піднутренням. При перевищенні обертального моменту, ролики 5 вдавлюються в пружне кільце, внаслідок чого штифти 6, перемішаючись радіально на величину, при якій зовнішні виступаючі з

обойм кінці штифтів, впливаючи на вимикач, вимкнуть електродвигун. Штифти запресовані в пружну обойму і мають рухоме з'єднання з всіма іншими сполученими деталями.

Для того щоб в значній мірі компенсувати і усунути шкідливий вплив неспівпадіння осей валів, з'єднаних МВХ, останні конструюють в комплекті з різними рухомими муфтами.

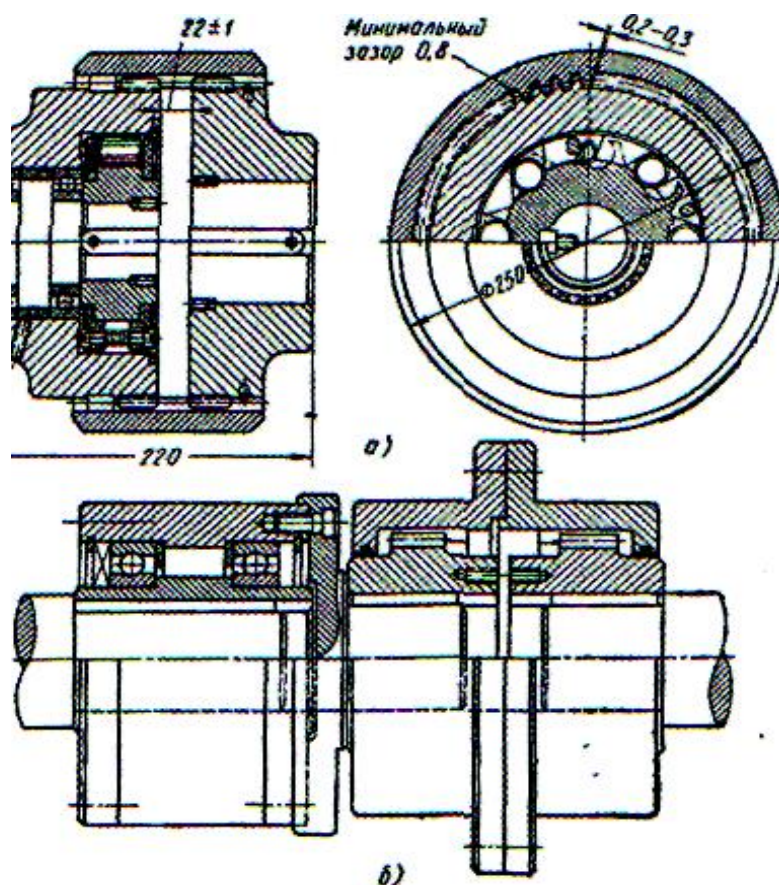


Рис. 1.6. Обгінна муфта з зубчастою муфтою

Обгінна муфта (рис. 1.6, а), [44; 79] встановлюються в системі пускового пристрою газової турбіни. Вона використовується одночасно з зубчастою муфтою. Зовнішня її обойма має зубчастий вінець і служить одночасно напівмуфтою зубчастої муфти. На кінцях з'єднаних валів на шпонці установлені зірочка і друга зубчаста напівмуфта.

Для передачі обертальних моментів до $10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ служить конструкція МВХ, яка з'єднана зі стандартною зубчастою муфтою (рис. 1.6, б). Циліндричний хвостовик фланця, з'єднаного гвинтами з зовнішньою обоймою МВХ.

При значному неспівпадінню осей валів використовуються МВХ разом з хрестовидною муфтою (рис. 1.7). Одна половина такої муфти виконується у виді диска 1, до якого гвинтами 2 кріпиться зовнішня обойма 3.

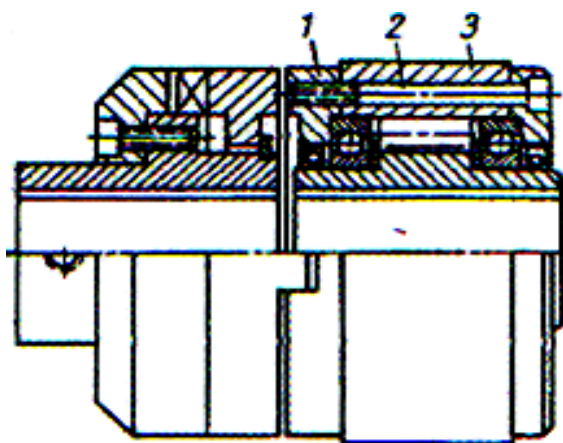


Рис. 1.7. Обгінна муфта з хрестовинною муфтою

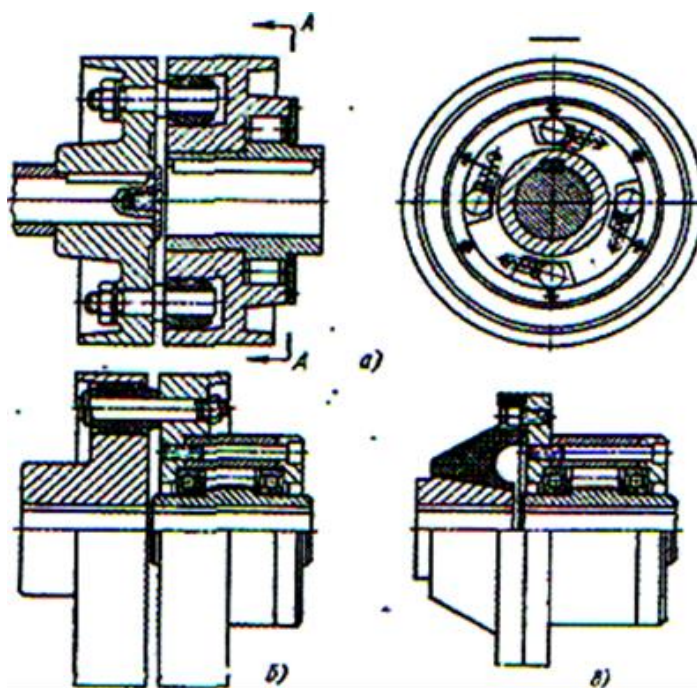


Рис. 1.8. Обгінна муфта з пружною муфтою

На рис. 1.8 показані комбіновані муфти, а саме варіанти компоновання МВХ з пружними муфтами.

Схема принципово іншої роликової муфти наведено на рис.1.9. Це роликова обгінна муфта реверсивної дії. Як видно із рис.1.9, вона сполучає два кінематичні ланцюги. Така муфта може передавати обертальний момент в обох напрямках за рахунок збільшення кількості роликів і робочих поверхонь зірочки. Робота цієї муфти відбувається так: ролики 3 заклинюють зірочку з барабаном в одному напрямку обертання муфти, а ролики 9 у

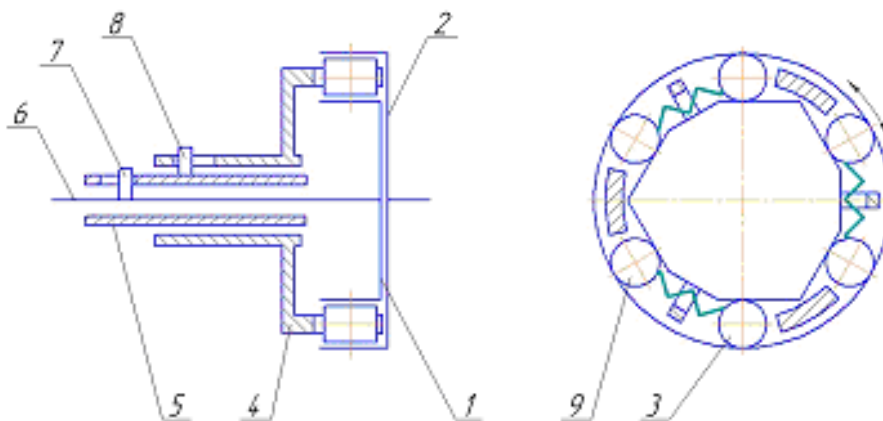


Рис. 1.9. Роликова обгінна муфта реверсивної дії

зворотньому. Ці ролики розташовані попарно на робочих поверхнях прямого і зворотного ходів і мають загальну притискну пружину, яка встановлена в отворі спеціального виступу на зірочці 1. Відповідно між кожною парою роликів розташований зубець вилки перемикача 4. Якщо повернути і зафіксувати зубці перемикача щодо зірочки так, щоб вони перемістили ролики 3 (на правій проекції рис.1.9) за годинниковою стрілкою, то ролики опиняться в широкій частині клинів, тобто в положенні холостого ходу. Праві ролики 9, під час руху зірочки проти годинникової стрілки, заклинять напівмуфти і передадуть обертальний момент того ж напрямку. Перемикач відбувається так: на валу 6 в посадці ковзання встановлена втулка 5, яка може ковзати уздовж осі вала 6, направляючись штифтом 7. Втулка 5 має штифт 8, який ковзає в косому пазу маточини перемикача 4 під час осьового переміщення втулки. Оскільки паз в маточині розташований під кутом до осі вала 6, то осьовий рух втулки 5 викликає повертання на деякий кут перемикача 4 щодо зірочки 1.

Основними недоліками цієї муфти є ускладнення її конструкції, що істотно знижує ефективність роботи механічного провода, у який вмонтовано таку муфту.

На рис. 1.10. зображено роликову муфту вільного ходу [75] яка застосовується у пускових механізмах (стартерах) двигунів внутрішнього згоряння. Із рис. 1.10 видно, що наведена муфта складається із: ведучої напівмуфти з фланцем; веденої напівмуфти з стандартною шестірнею; стакана з розвальцьованим кінцем; декількох роликів; кільця для кріплення деталей; бронзових втулок; напрямних стаканчиків; пружин та гвинтів.

Принцип роботи цієї муфти ґрунтовно описаний у відомій літературі [75; 78; 100 .], тому повторювати його немає потреби.

Конструкція роликової обгінної муфти стартерів автомобілів: 1 – ведуча напівмуфта з фланцем; 2 – корпус; 3 – ролики; 4 – кільця; 5 і 6 – кільця; 7 – ведена напівмуфта з шестірнею; 8 – втулка; 9 – стаканчики; 10 – пружина; 11 – гвинти.

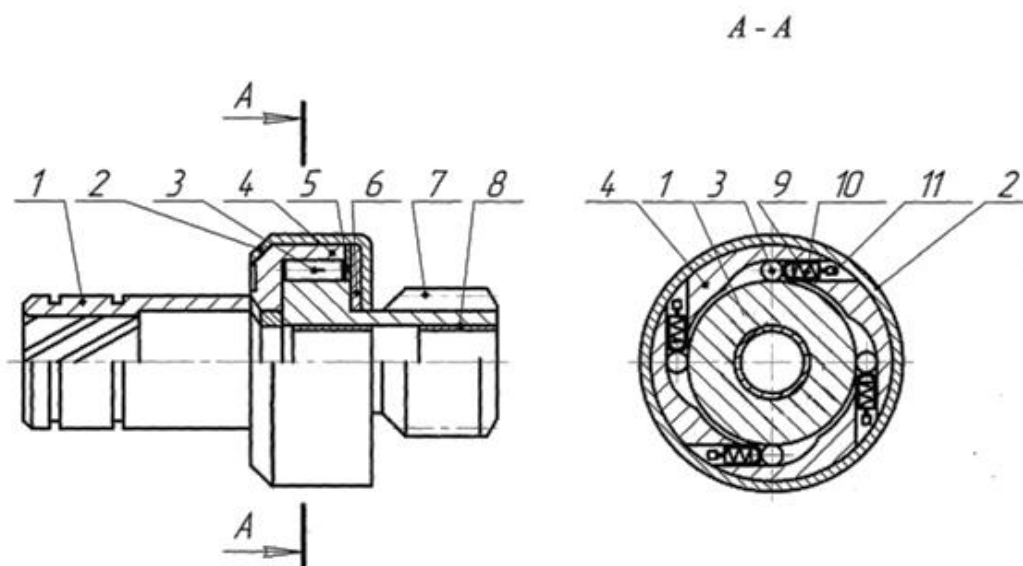


Рис. 1.10. Конструкція роликової обгінної муфти стартерів

Комбіновані муфти, які наведено на рис. 1.11. [44; 46], застосовуються у відповідальніших місцях механічних засобів. Наприклад, муфти таких типів встановлюються в системі пускового пристрою газової турбіни.

Вона виконується разом зі зубчастою муфтою. Зовнішня її обойма має зубчастий вінець і служить одночасно напівмуфтою зубчастої муфти, що призначена для компенсування неспіввісності з'єднувальних кінців валів. На кінцях з'єднувальних валів з допомогою шпонок установлені зірочка та друга зубчаста напівмуфта.

Комбіновані муфти здатні передавати обертальні моменти до 10^6 Н·м. Конструкція одної із них наведена на рис. 1.11. Циліндричний хвостовик фланця цієї муфти з'єднується гвинтами з зубчастою напівмуфтою та зовнішню обоймою.

Конструкція комбінованих муфт значно складніша за попередні, але вона розрахована на передавання значно більших навантажень. Тим ще раз підтверджується необхідність проведення подальших досліджень з метою спрощення конструкцій механізмів такого типу та збільшення навантажувальної здатності всього механічного привода машин.

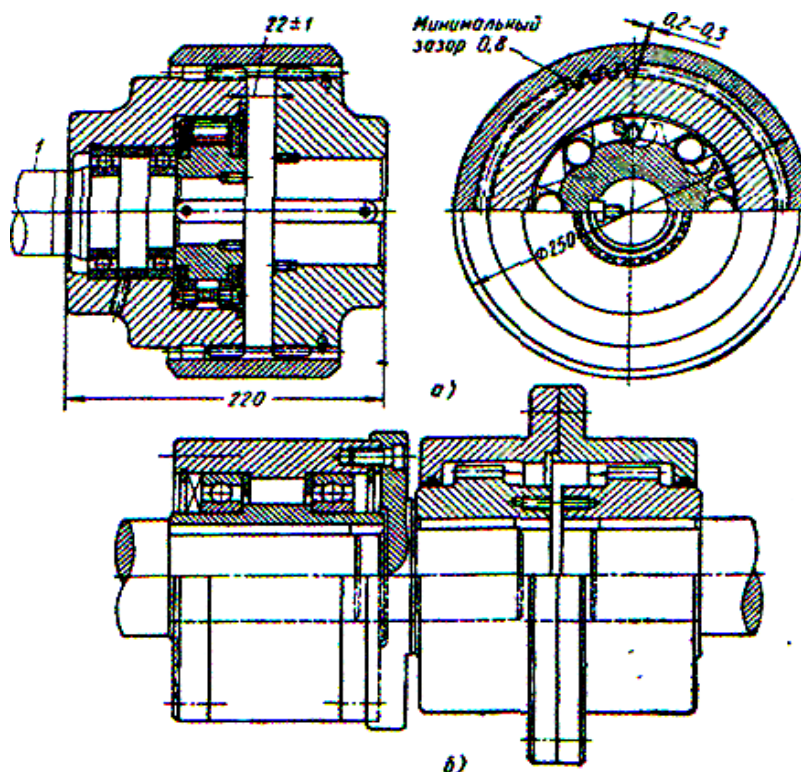


Рис. 1.11. Комбіновані високонавантажувальні муфти

1.3. Аналіз існуючої методики розрахунку основних параметрів муфт

У науково-методичних роботах, наприклад [51;78; 125; 144; 146] та інших запропоновано аналітичні залежності для визначення основних показників роботоздатності традиційних муфт. Важливим параметром для них є кут α заклинювання роликів між напівмуфтами, що визначається за умовою його рівноваги у робочому стані без проковзування:

$$\sum X_i = 0; \\ N \sin \frac{\alpha}{2} + N \sin \frac{\alpha}{2} - F_T \cos \frac{\alpha}{2} - F_T \cos \frac{\alpha}{2} = 0, \quad (1.1)$$

де N – нормальні сили тиску на ролик з боків напівмуфт;

F_T – сили тертя на повернях роликів, що утримують їх у заклинені стані.

Розв'язуючи (1.1) відносно кута заклинювання α , отримано

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} < f = \operatorname{tg} \rho \rightarrow \frac{\alpha}{2} < \rho \rightarrow \alpha < 2\rho, \quad (1.2)$$

де ρ – кут тертя, що залежить від матеріалу напівмуфт.

Із геометричних параметрів впливає така величина кута заклинювання α

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{b + \frac{d}{2}}{\frac{D-d}{2}} = \frac{2b+d}{D-d}; \quad \frac{\alpha}{2} = \arccos \frac{2b+d}{D-d}. \quad (1.3)$$

Орієнтуючись на рівняння (1.2) і (1.3), отримаємо

$$M_T > T_P, \quad (1.4)$$

де M_T – момент всіх сил тертя між роликками та барабаном, що визначається так

$$M_T = F_T \frac{D}{2} z = N f \frac{D}{2} z, \quad (1.5)$$

де z – кількість роликів;

N – сила нормального тиску;

D – діаметр барабана;

f – коефіцієнт тертя.

Розрахунковий момент визначено з урахуванням коефіцієнту перевантажень

$$T_P = K_H T, \quad (1.6)$$

де K_H – коефіцієнт перевантаження, що призначається за технологічним процесом.

З урахуванням (1.5) і (1.6), із умови (1.4) визначено нормальну силу тиску ролика на робочі поверхні напівмуфт

$$N = \frac{K_{зв} K_H T}{f \frac{D}{2} z} = \frac{K_{зв} K_H T}{f D z}. \quad (1.7)$$

Потрібно наголосити, що нерівність (1.4) зведено до рівності після введення коефіцієнта зчеплення $K_{зч} = 1,25 \dots 1,5$.

За відомою силою (1.7) із класичної умови міцності при контактних напруженнях визначається величина діаметра роликів

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{зв}}} \leq [\sigma]_H, \quad (1.8)$$

$$d = \frac{2Z_M^2 K_{зч} K_H T}{f l_P D z [\sigma]_H^2}, \quad (1.9)$$

де Z_M – коефіцієнт напруження, що залежить від матеріалу;

$[\sigma]_H$ – доступне контактне напруження;

$q = \frac{N}{l_P}$ – питома навантаження;

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\frac{d}{2}} + \frac{1}{\infty} = \frac{2}{d}.$$

Отримане за рівнянням (1.9) значення діаметра ролика погоджуємо з ближнім більшим стандартним значенням.

1.4. Навантажувальна здатність традиційних обгінних муфт

Визначення робочих контактних напружень і максимальних обертальних моментів описаних у [69;78;137] здійснюється за формулами табл. 1.1 в залежності від форми поверхонь деталей, що доторкаються.

Таблиця 1.1

*Контактні напруження в робочій зоні і максимальні
моменти роликів обгінних муфт*

Тип поверхні дотику	Величини	
	робочого напруження, σ_H , МПа	максимального моменту, T_{max} , Н·м
Внутрішня зірочка з плоским профілем	$4,18 \sqrt{\frac{2TE}{zdRl \sin(\alpha/2)}}$	$\frac{50Rrlz \operatorname{tg}(\alpha/2) [\sigma]_H^2}{E}$
Робоча поверхня зірочки окреслена дугою кола	$4,18 \sqrt{\frac{T(R_2 + r_e)}{2zd(R + r_e) \sin(\alpha/2) l R r_e}}$	$\frac{50(R - r_e) l z \operatorname{tg}(\alpha/2) R r_e [\sigma]_H^2}{E(R + r_e)}$
Ексцентричні ролики	$4,18 \sqrt{\frac{T(R_2 + r_e) E}{R_2^2 r l z \operatorname{tg} \varphi}}$	$\frac{50 r l z \operatorname{tg} \varphi [\sigma]_H^2}{E(R_2 + r)}$

Наведені формули дійсні за умови, що елементи муфт виготовлені із сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; T – розрахунковий обертальний момент; l – довжина контактної лінії; z – кількість роликів; $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження (табл. 1.2); решта параметрів табл. 1.1 наведено також в роботі [54].

Таблиця 1.2

*Значення допустимих контактних напружень для
традиційних обгінних муфт в МПа*

Кількість роликів	3	5	3	5	3	5
Число циклів навантаження $\times 10^6$	26...32	30...40	14...16	16...20	8...10	9...14
Допустимі напруження	350		500		620	

Особливості мають муфти з зовнішньою зіркою. Для них подібні величини визначаються за іншими залежностями. Наприклад, контактні напруження визначаються щонайменше у двох місцях доторкання робочих елементів за такими залежностями:

- в зоні дотику ролика з зіркою

$$\sigma_H = 1,42 \sqrt{\frac{TE}{R_0^2 l z r t g(\alpha/2)}} \leq [\sigma]_H, \quad (1.13)$$

- в зоні контакту роликів з обоймою

$$\sigma_H = 1,42 \sqrt{\frac{TE(R_0+r)}{R_0^2 l z r t g(\alpha/2)}} \leq [\sigma]_H. \quad (1.14)$$

Максимально можливий обертальний момент, що спроможна передавати муфта відповідно до зони контакту визначається так:

$$T_{max} = \frac{50R_0^2 l z r t g(\alpha/2)[\sigma]_H^2}{E}; \quad (1.15)$$

$$T_{max} = \frac{50R_0^2 l z r t g(\alpha/2)[\sigma]_H^2}{(R_0+r)E}. \quad (1.16)$$

У таблиці 1.1 і формулах (1.13 – 1.17) розрахунковий обертальний момент дорівнює

$$T = T_H(K_d + K_M)K_M K_m, \quad (1.17)$$

де T_H – номінальний обертальний момент, K_d – динамічний коефіцієнт, що залежить від типу двигуна; K_M – коефіцієнт, що залежить від динаміки робочої машини, K_m – коефіцієнт точності виготовлення муфти, що впливає на рівномірність розподілення навантаження між роликами. Значення цих коефіцієнтів і їх тлумачення викладено в працях [74, 101,107].

Проте ці залежності також в основному відносяться до механізмів, що мають ролики чи заціпки та їм притаманні суттєві недоліки, які наведено вище. Це ще раз підтверджує необхідність вдосконалення обгінних муфт за рахунок покращення основних характеристик існуючих і створення нових їх конструкцій, що в черговий раз визначає актуальність теми досліджень.

1.5. Базові схеми та конструкції кулькових обгінних муфт

Обгінна муфта (SU 1691623 АІ) [3] може використовуватися для автоматичного з'єднання і роз'єднання як вертикально так і горизонтально розміщених валів. Вона наведена на рис. 1.12, де *а* – загальний вигляд; *б* – торець веденої напівмуфти з накладеним на нього пазом ведучої напівмуфти при холостому режимі. Муфта складається із ведучої напівмуфти 1 із спіралевидним пазом 2 на торці; веденої 6 – з глухим центральним заглибленням 7 і пазом 8, виконаним по дотичній до отвору 7 і протилежно напрямленим відносно паза 2. У пазах напівмуфт розташовано кульку 5. Кінці валів розміщено у втулці 3. Муфта дозволяє забезпечити передачу руху між вертикально розташованими валами, з підвищеною надійністю включення муфти за рахунок попереднього зміщення кульки в центральному положенні. Таке виконання ведучого вала дозволяє отримати достатню відцентрову силу при відносно невеликій частоті обертання ведучої напівмуфти. Відцентрова сила кульки в свою чергу уможливорює з'єднання валів при будь-якому розміщенні паза веденої напівмуфти.

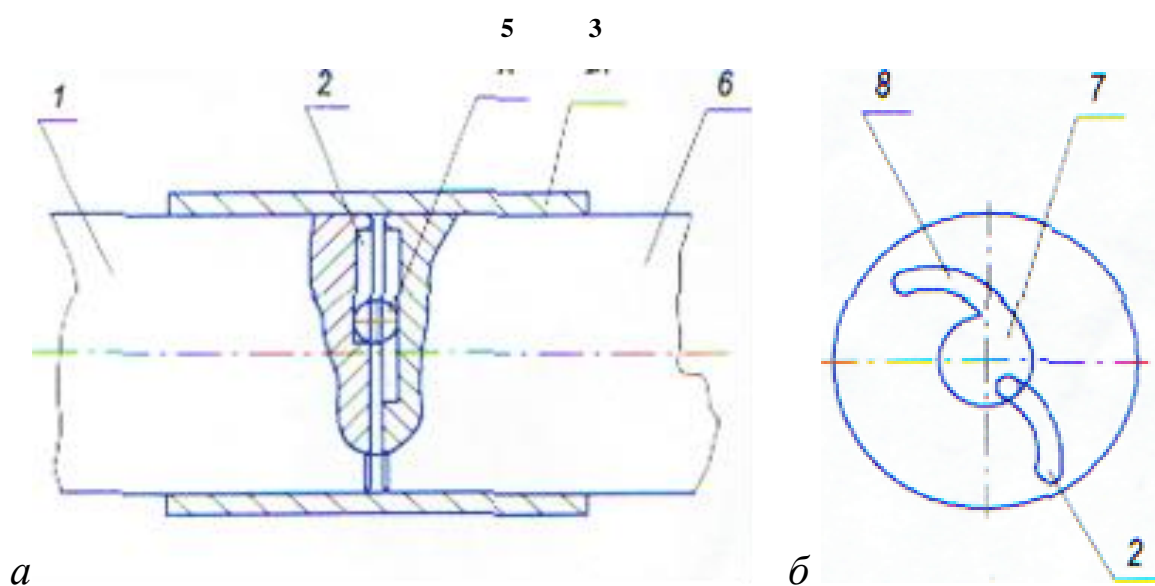


Рис. 1.12. Принципова схема кулькової муфти

Обгінна муфта (SU 1691624 AI) [4] може використовуватися для з'єднання і автоматичного роз'єднання вертикально розташованих валів. Її конструктивні особливості наведено на рис. 1.13, де *а* – загальний вигляд з місцевим осьовим розрізом; *б* – торець веденого вала з накладеним на нього пазом ведучого вала. Муфта містить вали 1 і 2, на торцях яких відповідно виконані дугоподібні пази 5 і 6 протилежного напрямку.

Між валами 1 і 2 в пазах 5 і 6 розміщено кульку 4. Глибина пазів 5 і 6 змінна від центра до периферії, причому глибина пазу 5 збільшується від центра до периферії, а пази 6 – зменшуються, проте в сумі глибина пазів 5 і 6 наближено дорівнює діаметру кульки 4 з незначним збільшенням. У осьовому центральному перерізі валів глибина пазів 5 і 6 рівні між собою. Для кращого центрування кінців з'єднувальних валів ця муфта також має втулку 3, яка охоплює кінці валів 1 та 2, що з'єднуються.

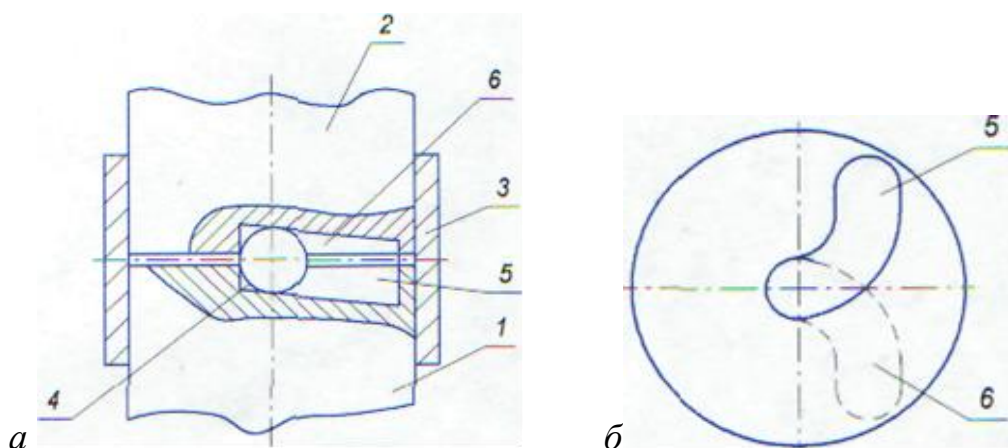


Рис. 1.13. Кулькова муфта з похилими пазами

Обгінна муфта (SU 1423838 AI) [1] може бути також застосована в пристроях для співісного з'єднання валів при передачі крутного моменту в одному напрямку і роз'єднання кінематичного ланцюга при зміні напрямку обертання ведучої ланки. На рис. 1.14 показано загальний вигляд обгінної муфти, яка містить обойму 3, що охоплює кінці валів 1 і 4 та елемент для зачеплення у вигляді кульки 2. На торцях валів виконано по одному дугоподібному пазу 7 і 8 протилежного напрямку, розташованих від центра

до периферії. Кулька 2 встановлена по осі муфти в пазах 7 і 8 та підпружинена в радіальному напрямку пружним елементом 5, який кріпиться гвинтом 6. Дана муфта відрізняється від попередніх муфт меншою металоємністю, і підвищеною технологічністю, а також дещо ускладненою конструкцією внаслідок пружного елемента та його кріплення.

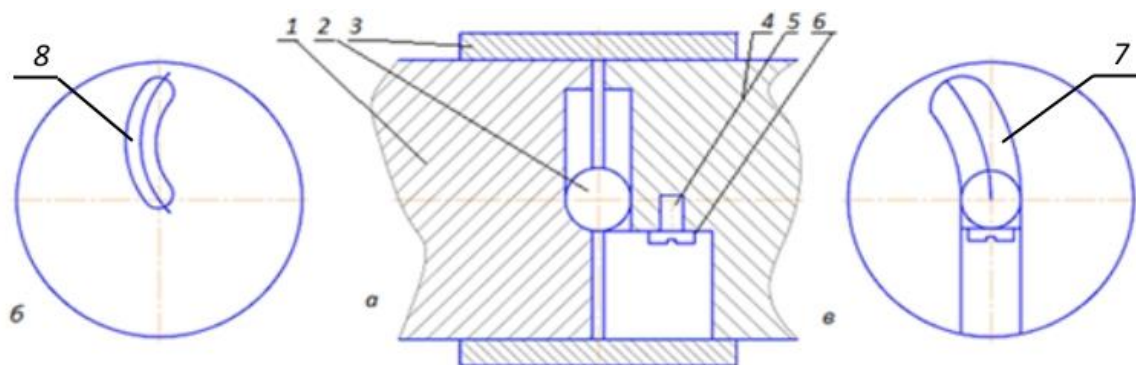


Рис. 1.14. Кулькова обгінна муфта з пружним елементом

Застосування такої муфти дозволяє зменшити на понад 40% металоємність у порівнянні з відомими роликowymi обгінними муфтами, оскільки у ній з'єднуючим елементом є тільки одне тіло кочення - кулька замість декількох роликів, також об'єм кульки значно менший за сумарний об'єм роликів. Окрім цього значно спрощується технологія виготовлення муфти, так як внутрішня поверхня обойми залишається гладкою, а у відомій муфті на внутрішній поверхні обойми необхідно виготовляти криволінійні пази і виступи. Наявність пружного елемента підвищує надійність вмикання муфти.

Обгінна муфта (SU 1423839 A1) [2] може застосовуватися у пристроях для співвісного з'єднання і роз'єднання валів при зміні напрямку обертання. На рис. 1.15, зображено загальний вид муфти, да *a* – осьовий її розріз, *б* - вид із торця ведучого вала; *в* - вид з торця веденого вала, де виконано три криволінійні пази.

Подібно до попередніх муфт містить обойму 3, яка охоплює кінці валів 1 і 2. На торцях ведучого вала 1 виконано дугоподібний паз з напрямком дуги від центра до периферії, а на торці веденого вала не менше трьох дугоподібних пазів протилежного похилого напрямку, що сходяться в центрі. Кулька 4 розміщена в пазах валів по осі муфти. У неробочому стані кулька розташовується у центральному положенні, а під час роботи муфти займає периферійне положення, в наслідок чого відбувається з'єднання валів і передавання обертального моменту.

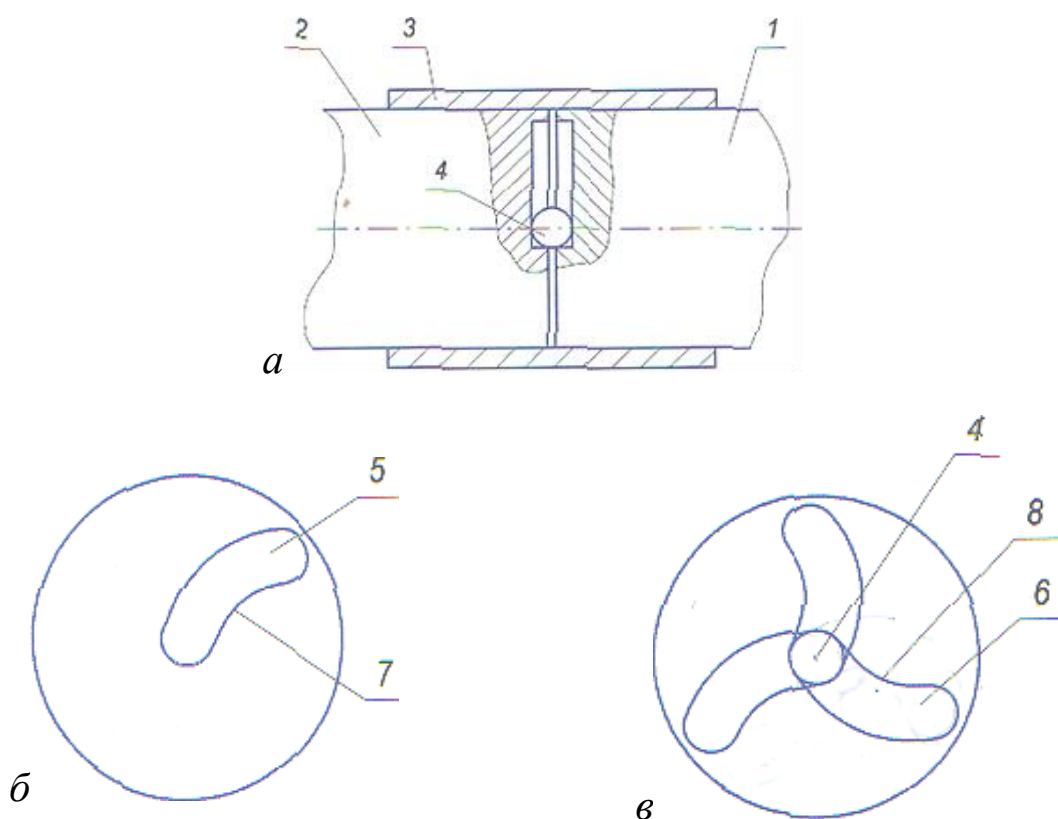


Рис. 1.15. Кулькова обгінна муфта з декількома пазами

Обгінна муфта (SU 1791642 AI) [6] застосовується для з'єднання і роз'єднання вертикально і похило розмішених валів.

На рис. 1.16, *а* показано загальний вид муфти; на рис. 1.16, *б* – частина розгортки циліндричної поверхні веденої напівмуфти; на *в* – частина розгортки циліндричної поверхні ведучої напівмуфти. Муфта складається з ведучої 1, веденої 8 напівмуфт і кульок 4. На зовнішній поверхні 2

напівмуфти 1 виконано спіралевидні рівновіддалені один від одного пази 3. На внутрішній поверхні напівмуфти 8 виконано кільцевий паз 9, який спряжений з пазами 10. Кривина пазів 3 і 10 однакова і вони виконані дзеркально відносно один до одного. Кульки 4 розміщені в пазах напівмуфт. При обертанні ведучої напівмуфти 1 в одному напрямку кульки 4 перекочуються по кільцевому пазу 9 і не зчеплюють напівмуфти. Муфта не передає обертання. При обертанні у зворотньому напрямку ведучої напівмуфти, кульки під дією своєї маси заковчуються в пази, зчеплюють напівмуфти, муфта обертається як одне ціле і передає обертальний момент.

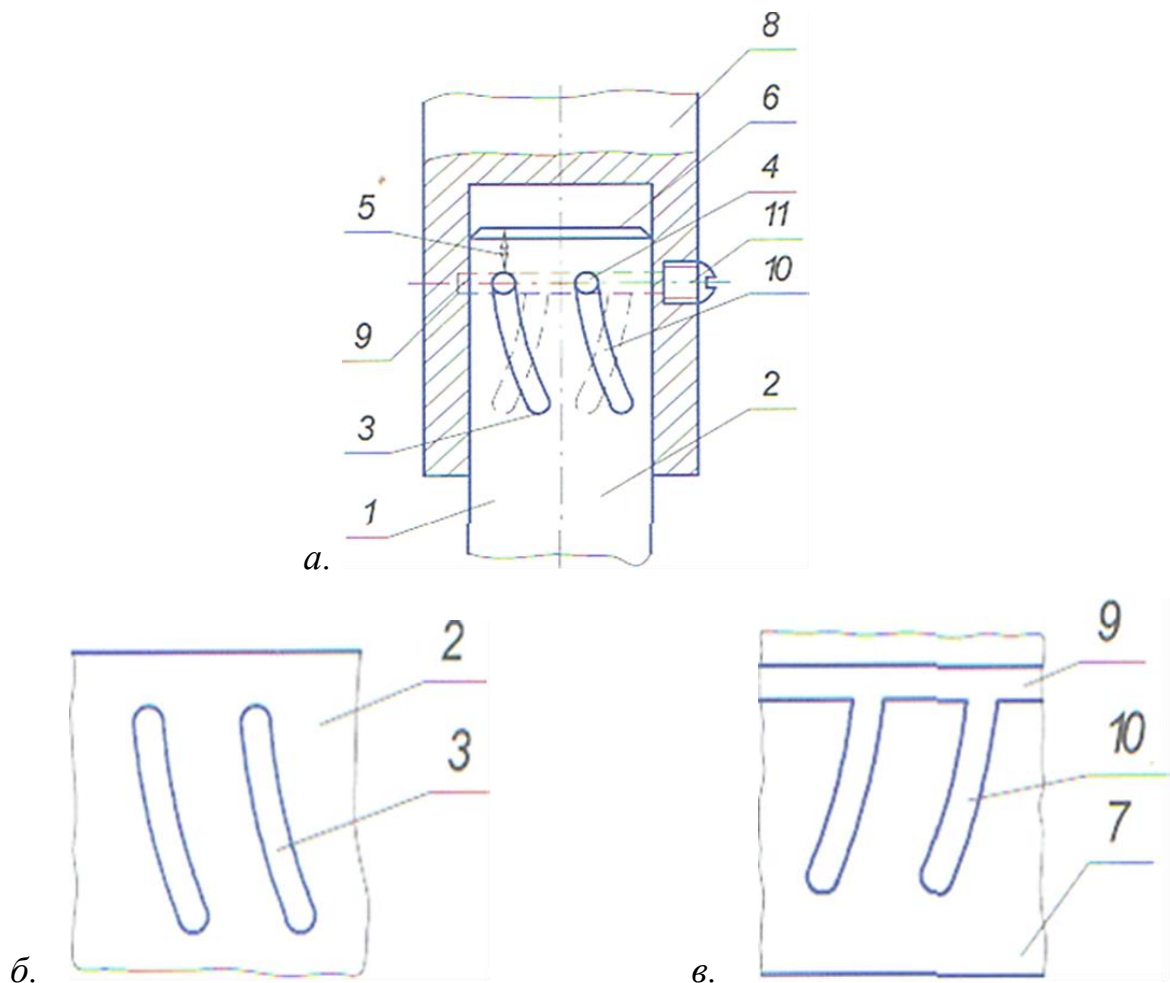


Рис. 1.16. Кулькова обгінна муфта з осьовими пазами

Муфта може передати крутний момент збільшений в стільки разів, на стільки більша буде кількість пазів на поверхнях напівмуфт і

вмонтовано кульок. Окрім цього, зменшується зношування пазів і кульок та зниження контактних навантажень, збільшується довговічність роботи муфти.

На рис. 1.17, зображений загальний вигляд конусної обгінної муфти, на рис. 1.18 – частина розгортки конічної поверхні веденої напівмуфти.

Конусна обгінна муфта може бути використана у будь-якій галузі народного господарства для автоматичного з'єднання і роз'єднання співвісних валів. В основу винаходу поставлено завдання вдосконалення обгінної муфти (№1791642), в якій шляхом зміни конструкції досягається підвищення надійності вмикання і роботи муфти та можливість передачі руху як між вертикально, так і горизонтально чи похило розташованими валами.

Поставлене завдання досягається тим, що в конічній обгінній муфті, яка складається із двох напівмуфт, одна з яких виконана у вигляді обойми, встановленої концентрично до другої напівмуфти, причому на робочих поверхнях, що дотикаються, виконані дзеркально розміщені один відносно одного спіралеподібні пази, в які встановлено кульки, а на веденій напівмуфті виконано кільцевий паз, спряжений зі спіралеподібними пазами, згідно винаходу, робочі поверхні напівмуфт виконані у вигляді зрізаних конусів, а кільцевий паз виконаний при основі повного конуса веденої напівмуфти.

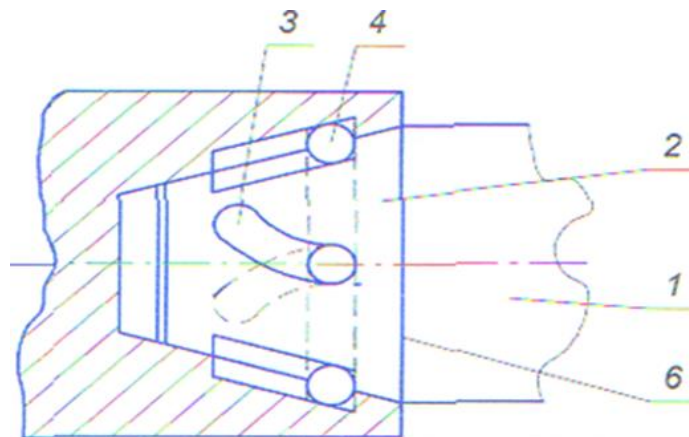


Рис. 1.17. Конусна кулькова обгінна муфта

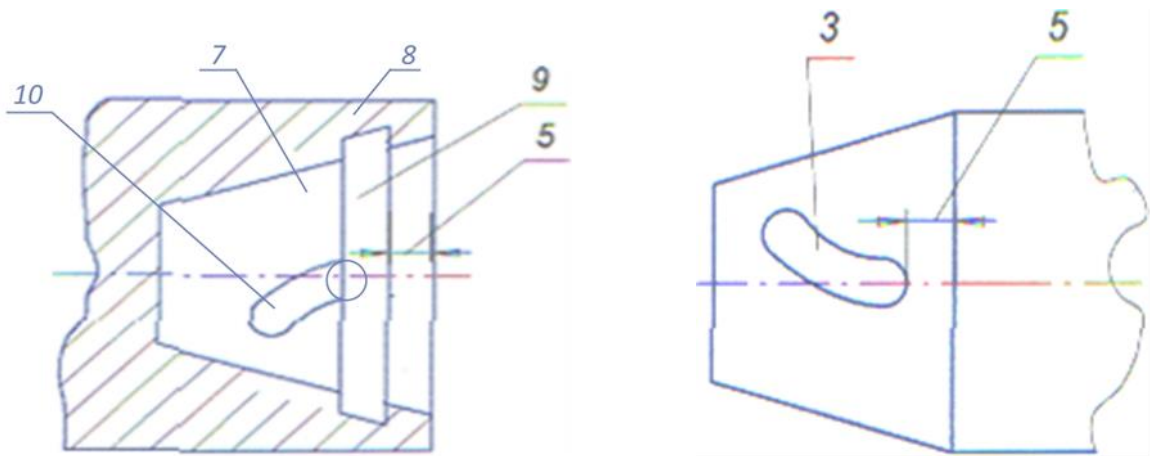


Рис. 1.18. Конусна кулькова обгінна муфта подетально

Виконання робочих поверхонь напівмуфт у вигляді зрізаних конусів та розміщення на них пазів дає можливість скочування кульки у спіралеподібний паз веденої напівмуфти, що дозволяє використовувати муфту як при вертикальному чи похилому, так і горизонтальному розташуванні співвісних валів. У робочому стані муфти виникає радіальна складова зусилля взаємодії кульки з поверхнями пазів, яка сприяє підвищенню обертового моменту, що передається муфтою.

Конічна обгінна муфта складається із ведучої напівмуфти 1, на боковій поверхні зрізаного конуса 2 якої розмішені рівновіддалені один від одного спіралеподібної форми пази 3 з кульками 4. Криволінійні спіралеподібні пази 3 починаються на віддалі 5 від основи повного конуса 6 ведучої напівмуфти 1, а глибина їх рівна половині кульки 4. На внутрішній конічній поверхні 7 веденої напівмуфти 8 виконаний кільцевий паз 9 на тій же віддалі 5 від основи повного конуса 6, глибина його рівна половині діаметра кульки 4. Від кільцевого паза 9 починаються криволінійні спіралеподібної форми пази 10 тієї ж кривизни, що пази 3 ведучої напівмуфти 1 з дзеркальним виконанням.

1.6. Класифікація кулькових муфт вільного ходу

Окрім описаних кулькових муфт вільного ходу останнім часом розроблено та захищено патентами низку інших пристроїв такого типу [54; 75; 78]. Тому для одержання повної уяви про ці муфти необхідна розробка їх класифікації, яка наведена на рис. 1.19. Дана класифікація доповнює існуючу, та більш комплексно описує муфти нового класу, які є обгінними, але обертальний момент передають не за рахунок сил тертя, а в наслідок зачеплення кульок з пазами напівмуфт.

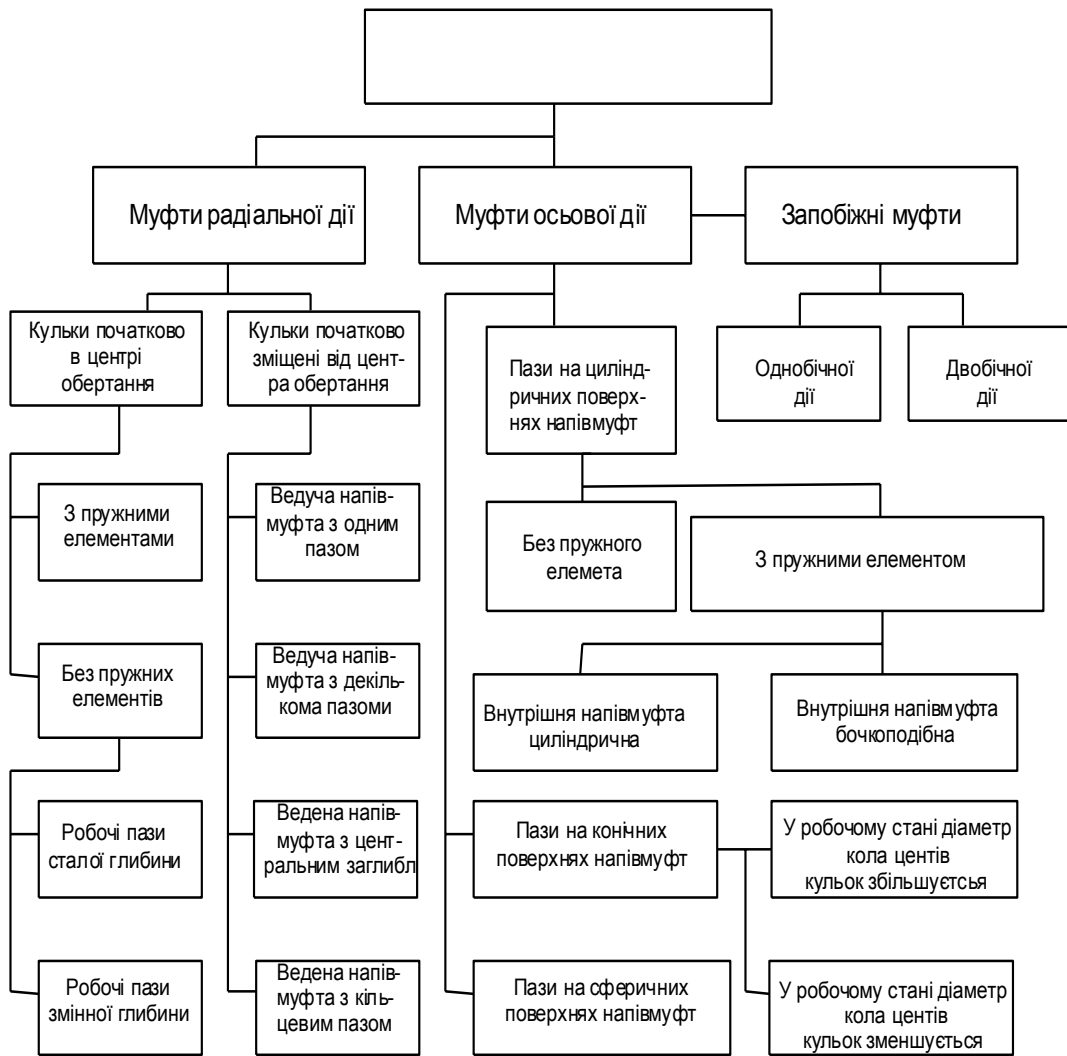


Рис. 1.19. Класифікація кулькових обгінних муфт

1.7. Методи визначення основних параметрів базових кулькових муфт

1.7.1. Муфти радіальної дії

Враховуючи недоліки існуючих роликкових муфт вільного ходу поставлено завдання з їх удосконалення з метою покращення експлуатаційних показників. Тому виникла потреба у розробці принципово нових кулькових обгінних муфт (КОМ), що вперше були розроблені та запатентовані інженерами дослідниками та науковими працівниками на кафедрі деталей машин Національного університету „Львівська політехніка”. Окремі муфти цього класу повніше описані в авторських свідоцтвах і патентах, [1-6;16;73;94–97]. Попередній порівняльний аналіз принципу роботи і навантажувальної здатності кулькових обгінних муфт показав, що вони мають суттєві переваги у порівнянні з існуючими роликковими муфтами та храповими механізмами.

Окрім патентів відомі інші літературні джерела [54; 75; 98;99; 145], де досліджуються кінематичні, геометричні та силові параметри елементів кулькових муфт вільного ходу (КМВХ). Більш повно проаналізовано принцип роботи КМВХ в [54,75,145] з розробкою їх класифікації за призначенням та конструктивними ознаками. Проведено дослідження їхніх геометричних та кінематичних параметрів для систем з горизонтально та вертикально розміщеними валами, виконано кінематичний аналіз цього класу муфт з визначенням мінімально допустимого прискорення руху кульки по пазах напівмуфт та часу запізнення вмикання муфти. Розроблено методику розрахунку періоду вмикання та рекомендації щодо покращення режимів роботи муфти. Отримано закономірності, що описують рух кульки по пазах напівмуфт під час вмикання муфти і побудовано відповідні графічні залежності. Для муфт радіальної дії в [75; 145] запропоновано також методику розрахунків на міцність основних їх елементів для різних форм периферійних кінців пазів. Теоретично встановлено, що навантажувальна здатність КОМ є

значно більшою за подібні характеристики роликкових муфт та храпових механізмів вільного ходу. Наведено рекомендації щодо конструювання, вибору матеріалів елементів КМВХ та більш раціональних профілів периферійних кінців пазів напівмуфт. Розглянуто випадки навантаження напівмуфт зосередженою осьовою силою і розподіленим симетричним навантаженням. Запропоновано методику розрахунку поперечних сил, згинальних моментів і деформацій елементів КМВХ з урахуванням осьових зусиль. Подібні дослідження проведено в роботі [54] для кулькових муфт вільного ходу осьової дії, які розроблено та запатентовано [96 і 97] в Україні.

У роботах [54; 75; 145] проведено також експериментальні дослідження муфт задньої втулки велосипеда, стартера двигуна внутрішнього згорання та механічного приводу вугільних млинів. Обґрунтовано вибір необхідного обладнання та створено алгоритм проведення випробувань КМВХ з виготовленням дослідних зразків муфт з різними типами пазів та необхідного стенду з відповідним обладнанням. Для запису та обробки результатів широко застосовувалась комп'ютерна техніка. Відмінність результатів теоретичних та експериментальних досліджень знаходилась у межах 10%, що підтвердило їх вірогідність і уможливило розроблення зразку КМВХ велосипеда та млина для впровадження у виробництво. Окрім того, у роботі [54] проведено дослідження компенсаційних можливостей запропонованих муфт, що є важливим при монтуванні складальних одиниць на окремих фундаментах.

Проте проведені дослідження [54,75,145] в основному стосуються кулькових муфт радіальної дії, принципова схема однієї із яких наведена на рис.1.20.

Муфта (рис. 1.20) є достатньо простою і тому не потребує детального опису, але вона має деякі конструктивні особливості: на торці ведучої напівмуфти виконано пази зі зміщенням від осі обертання муфти до периферії

її фланця, а на торці веденої напівмуфти виконано кільцевий паз та дотичні до нього пази. В пазах напівмуфт розміщено відповідна кількість кульок.

Вид А

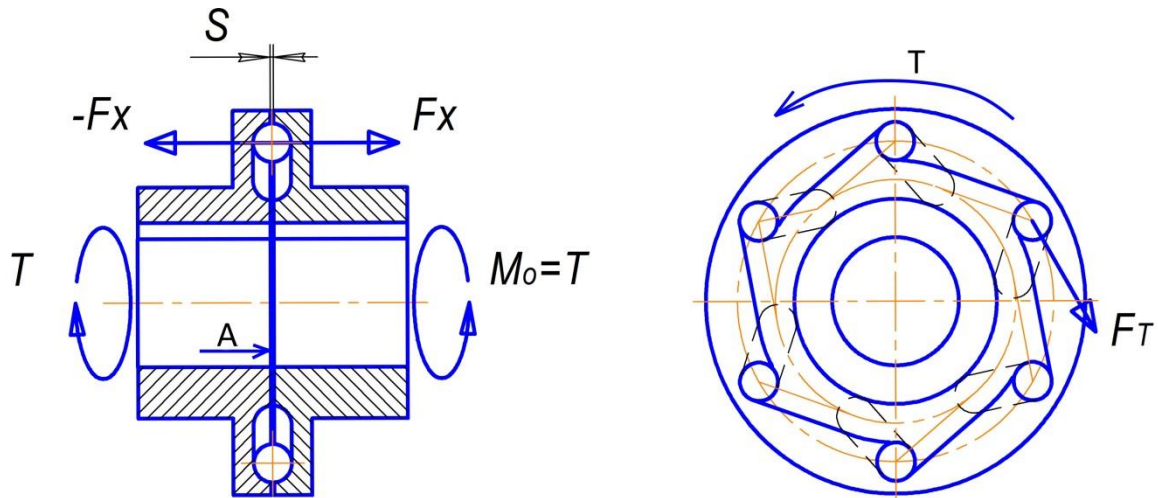


Рис. 1.20. Спрощена розрахункова схема КМВХ радіальної дії

Принцип роботи таких муфт також має свої особливості в тому, що обертальний момент вони передають не за рахунок сил тертя між барабаном і зіркою, а внаслідок зачеплення кульок з робочими поверхнями пазів напівмуфт. Тобто у випадку, коли ведуча напівмуфта обертається за годинниковою стрілкою (рис. 1.20), кульки під дією власної ваги та відцентрової сили рухаються від центра обертання муфти до периферії і зачеплюються у дотичні пази веденої напівмуфти. Установлено, що не всі кульки попадають у зачеплення з напівмуфтами, муфта при цьому передає обертальний момент, але навантаження на кульки розподіляється нерівномірно. Кульки які не увійшли в зачеплення з пазами напівмуфт під час включення продовжують котитися по кільцевому пазу і можуть створювати деякий стукіт під час роботи муфти. Це один із недоліків кулькової обгіної муфти радіальної дії.

У випадку обертання ведучої напівмуфти у протилежному напрямку, або коли кутова швидкість веденої напівмуфти буде більшою за кутову швидкість ведучої напівмуфти, кульки виштовхуються боковими поверхнями пазів

напівмуфт у кільцевий паз і виходять із зачеплення. Кульки будуть вільно котитись по кільцевому пазу. Тобто відбувається автоматичне роз'єднання валів і муфта переходить у режим холостого ходу, та функціонує як підшипник кочення.

Проте, як показали експериментальні дослідження, трапляються випадки, коли у зачеплення попадає тільки одна кулька (рис. 1.20), що значно зменшує навантажувальну здатність муфти. Крім цього, у випадку, коли периферійні кінці пазів мають сферичну форму, це викликає появу осьових та радіальних зусиль у зоні зачеплення кульки з пазами напівмуфт і як наслідок може привести до збільшення зазору між напівмуфтами, що показано на рис. 1.20. У випадку, коли діаметр кульок невеликий (декілька міліметрів), а фланці напівмуфт малої жорсткості, кулька може вийти із зачеплення та під час проковзування пошкодити поверхні пазів. Попадання у зачеплення тільки однієї кульки може також статись внаслідок низької частоти обертання напівмуфт, наявності бруду в пазах, збільшення осьового зазору між напівмуфтами, неточність виготовлення елементів муфти тощо.

1.7.2. Муфти осьової дії

Аналізуючи наведені вище недоліки існуючих КОМ радіальної дії, очевидним стає твердження, що є необхідність їх удосконалення та розробки нових конструкцій з покращенням експлуатаційних показників. Слід наголосити, що на даний час відомі окремі кулькові обгінні муфти осьової дії [95–97], які також запатентовані у нашій країні та за її межами. Вони є підґрунтям для розв'язування завдань даної дисертаційної роботи.

Більш близькими до запропонованих автором є кулькові обгінні муфти осьової дії [98 і 99], де також визначено основні закономірності їхнього функціонування, габаритні розміри, міцнісні характеристики тощо.

Конструктивні особливості цих муфт наведено в додатках даної роботи. Кулькові обгінні муфти осьової дії також складаються із ведучих і ведених напівмуфт, що мають обернено похилі пази, у яких розміщено кульки та кріпильні елементи. Основними відмінностями цих муфт [54], є те, що кожна напівмуфта закріплена на окремому валу та, в цілому муфта є великогабаритною зі своїми закономірностями руху, суттєвими особливостями силової взаємодії тощо. Згідно з технологічним процесом такі муфти вмикаються під номінальним навантаженням, що приводить до виникнення коливних явищ в кінематичному ланцюзі механічного привода. Окрім того, кульки цих пристроїв мають діаметри біля 40 мм, що сприяє розвитку достатньо великих відцентрових сил, які викликають ударні явища в зоні контакту. Це суттєві недоліки великогабаритних кулькових муфт, але принцип їх роботи подібний і є підґрунтям для створення більш сучасних муфт цього класу.

Вищезгаданих недоліків у більшій мірі позбавлена кулькова муфта вільного ходу осьової дії, яка була розроблена на кафедрі Експлуатації та ремонту транспортних засобів (ЕРАТ НУ "Львівська політехніка" [75]. Дана конструкція муфти стала альтернативою для традиційної муфти стартерів двигуна внутрішнього згоряння. Її конструкція зображена на (рис. 1.21), де: 1 – ведуча напівмуфта, що має фланець 2 з пазами 3; 4 – ведена напівмуфта, що має циліндричну поверхню 5 з пазами 6; 7 – кульки, що розміщені в цих пазах; 8 – натискне кільце, що спирається на пружину 9; 10 – корпус зі стопорним кільцем 11. Ведена напівмуфта включає в себе привідну шестірню 12.

Розглядаючи принцип роботи такої муфти її кінематичні геометричні та силові параметри, слід зазначити що вона безумовно володіє кращими експлуатаційними характеристиками у порівнянні з роликowymi обгінними муфтами, а також кульковими муфтами вільного ходу радіальної дії. Проте така

муфта має суттєвий недолік, вона не може працювати як запобіжна, що і стало підґрунтям для подальших її досліджень та розробки нової обгінно-запобіжної муфти.

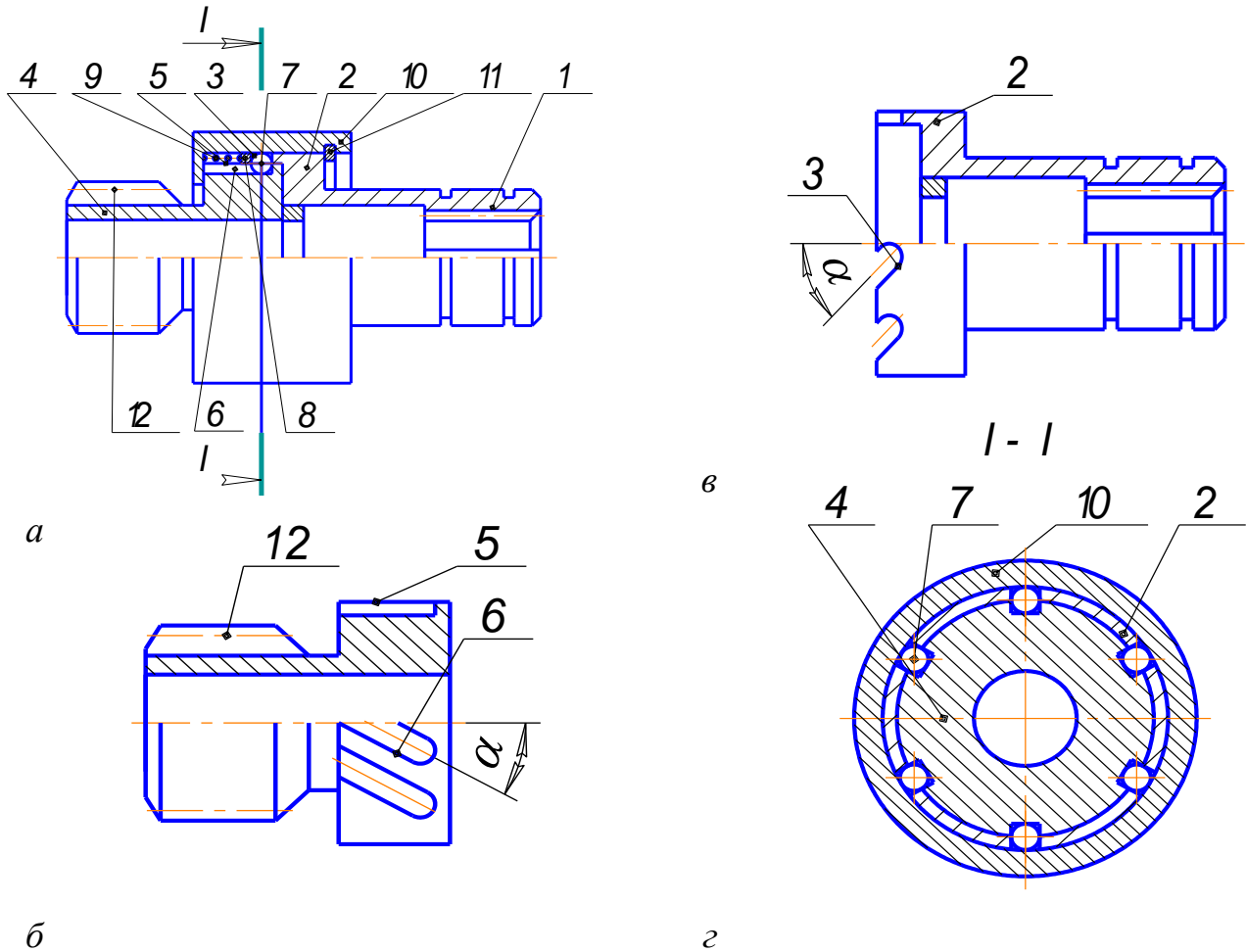


Рис. 1.21. Конструкція кулькової обгінної муфти стартера машин:
a – загальний вигляд муфти; *б* – ведена напівмуфт з привідною шестірнею;
в – ведуча напівмуфт з втулкою і *г* – переріз I-I загального вигляду муфти.

Принципові конструкції запатентованих муфт [123,124] наведені на рис. 1.22 і рис. 1.23. Їхні конструкції наближені одна до одної та принцип роботи повністю ідентичний. Однак базовою для подальшої роботи є муфта, що наведена на рис. 1.23, тому є потреба її розглянути детальніше.

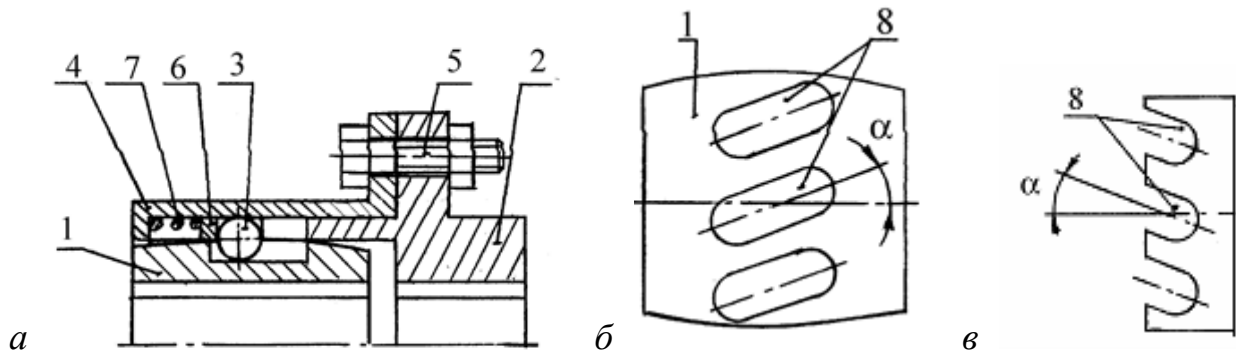


Рис. 1.22. Принципова конструкція кулькової обгінної муфти:

a – загальний її вигляд; *б* і *в* – осьове розміщення пазів відповідно на ведучій та веденій напівмуфтах

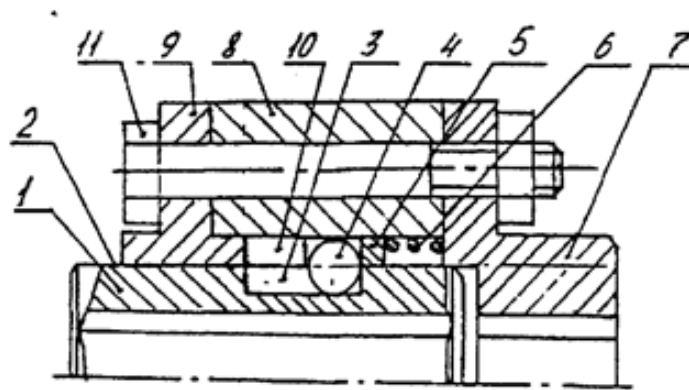


Рис. 1.23. Конструкція запатентованої кулькової обгінної муфти з циліндричними поверхнями напівмуфт

Така муфта складається із циліндричної ведучої напівмуфти 1, на зовнішній поверхні 2 якої виконано пази 3 під кутом α до твірної циліндра; веденої напівмуфти 7, що має маточину для закріплення на валу та фланець з внутрішньою розточкою, на торці якої виконано пази 10 зі зворотнім по відношенню до попередніх нахилом. У пазах напівмуфт розміщено з'єднувальні кульки 4. Для надійного вмикання муфта обладнана натискним кільцем 5 і пружинами 6, що установлені на циліндричній поверхні півмуфти 1. Фланець напівмуфти 7 болтами 11 з'єднується з фланцем 9, між якими розміщено дистанційне кільце 8.

Запатентовані кулькові обгінні муфти (рис. 1.22 і рис. 1.23) уможливили розробку виробничого зразка на кафедрі деталей машин, Національного університету „Львівська політехніка”, конструкція якого наведена на рис. 1.24.

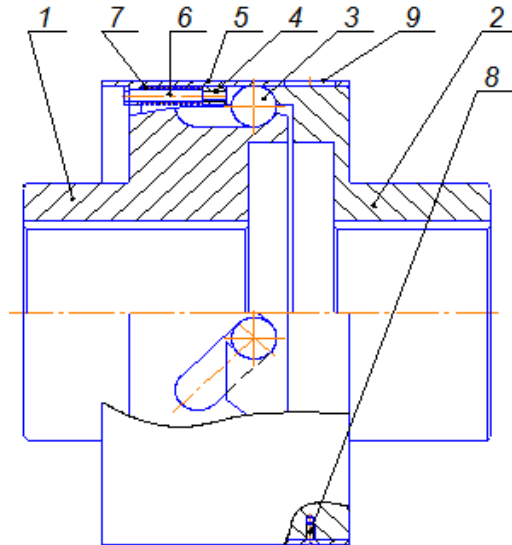


Рис.1.24. Виробничий зразок кулькової обгінної муфти

Конструкція муфти (рис. 1.24) складається із: ведучої напівмуфти 1; веденої напівмуфти 2; кульок 3; гайок 4; натискного кільця 5; штанг з нарізю 6; пружин 7; стопорних гвинтів 8; корпусу 9. Така муфта здатна передавати відносно великі обертальні моменти, але вона не може запобігати дії перевантажень елементів механічного привода тоді, коли навантаження в його кінематичному ланцюзі збільшиться до не баженої величини.

З огляду на це можна стверджувати, що муфти, які наведені на рис. 1.22 – рис. 1.24, мають значно більшу навантажувальну здатність, але, подібно до попередніх, не можуть автоматично роз’єднувати кінці валів під час перевантажень у кінематичному ланцюзі механічного привода, тобто вони не мають запобіжних функцій. Така важлива технічна обставина підтверджує необхідність подальшого вдосконалення нового класу кулькових обгінних муфт, що і є основною задачею дисертаційної роботи.

Висновки до розділу

Перший розділ присвячений опису конструкції та принципу роботи, існуючих роликкових та ряду розроблених принципово нових кулькових обгінних муфт. Обертальний момент в роликкових муфтах передається за рахунок сил тертя, а саме внаслідок заклинення ролика між барабаном і зірочкою. Такі пристрої широко описані у літературі досить непогано себе зарекомендували і на сьогоднішній день мають широке застосування у механічних приводах, де потрібно передавати обертальний момент тільки в одному напрямку.

Проведеним аналізом роботи роликкових обгінних муфт встановлено, що вони мають суттєві недоліки: основні з яких наявність сил тертя, за допомогою яких відбувається передавання обертального моменту, які виникають між роликом та робочими поверхнями напівмуфт спричинюють значні контактні напруження у робочій зоні зірки та барабана, що у свою чергу зменшує її довговічність внаслідок того, що під час перевантажень ролики проковзують по робочих поверхнях напівмуфт і пришвидшують їх спрацьовування.

Саме ці чинники стали вирішальними при розробці цілого ряду принципово нових кулькових обгінних муфт. Було проведено порівняльний аналіз відомих конструкцій таких муфт, їх принципові схеми та опис принципу роботи описані вище.

Базуючись на роликкових муфтах вільного ходу, а також на вже розроблених конструктивних особливостях кулькових обгінних муфт, які мають ряд патентів на винаходи, узагальнені їхні недоліки та сформульована тема дисертаційної роботи.

РОЗДІЛ II

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ

2.1. Основні зауваги

За результатами проведеного порівняльного аналізу літературних джерел з питань умов роботи механічних приводів різноманітних транспортних засобів встановлено та узагальнено основні недоліки традиційних роликкових обгінних муфт. Переконаливо доведено, що муфти такого класу знаходяться під постійною увагою науковців і дослідників різних країн світу внаслідок того, що широко застосовуються в машинах автоматичної і напіваавтоматичної дії, таких, як: пускові пристрої різноманітних підйомно-транспортних засобів і будівельних машин, металообробних верстатах, автомобілях, велосипедах, устаткуваннях цехів тощо.

Різними науковими школами ретельно вивчається ефективність їх застосування у конкретних приводах машин і механізмів, розробляються нові конструкції, удосконалюються методи розрахунків тощо. Але більшість наукових напрямків досліджень відносяться до роликкових обгінних муфт (РОМ), які передають обертальний момент за рахунок тертя між заклиненними роликами і напівмуфтами, що обмежує їхню навантажувальну здатність і термін роботи. Така обставина сприяла появі напрямку вдосконалення експлуатаційних показників механічних приводів за рахунок застосування нових кулькових обгінних муфт, що передають обертальний момент не за рахунок тертя, а зачепленням кульок з робочими поверхнями спеціальних пазів напівмуфт. Дані дослідження присвячено розробці нових кулькових обгінних муфт та впровадженню їх у техніку.

2.2. Конструкція та опис принципу роботи кулькової обгінної муфти радіальної дії

На основі описаних муфт (рис.1.5; 1.13; 1.14 та ін.) автором розроблено нову кулькову обгінну муфту радіальної дії для практичного використання.

На рис. 2.1, *а* – подано загальний вигляд муфти вільного ходу радіальної задньої втулки велосипеда [73]; на рис. 2.1, *б* – корпус муфти з пазами; на рис. 2.1, *в* – ведуча напівмуфта з пазами. Ця муфта має: 1 – ведену напівмуфту (корпус), 2 – зірочки, 3 – ведучу напівмуфту, 4 – пази на внутрішній поверхні корпусу, 5 – кільцевий паз на торцевій поверхні втулки, 6 – дотичні пази на торцевій поверхні втулки, 7 – кульки.

Муфта вільного ходу, що складається із корпусу, на зовнішній поверхні якого встановлено зірочки, які закріплено гайкою. На зовнішній та внутрішній поверхнях втулки виконано різь. На внутрішній поверхні корпусу та зовнішній поверхні втулки 3 виконано доріжки кочення для підшипників. На внутрішній поверхні корпусу виконано пази 4. На торці втулки виконано кільцевий паз та дотичні пази 6, що від нього відходять. В пазах корпусу та дотичних пазах 6 втулки 3 розміщено кульки.

Муфта вільного ходу триступеневої втулки працює наступним чином. Одна із зірочок 2 (рис. 2.1, *а*) знаходиться постійно в зачепленні з ланцюговою передачею. під час руху ланцюга робоча зірочка 2 через шліци передає обертальний момент на корпус 1. У разі руху корпусу 1 за годинниковою стрілкою кульки 7 рухаються в пазах 4 до периферії. При досягненні периферійних кінців пазів 4 кульки 7 потрапляють у дотичні пази 6 втулки 3 і зчеплюють пази 4 та 6. Втулка 3 починає обертатись разом з корпусом 1 і передавати обертальний момент. У випадку зміни напрямку обертання зірочок 2, а також коли кутова швидкість втулки 3 буде більшою

за кутову швидкість корпусу 1, кульки 7 виштовхуються з периферійного положення боковими поверхнями пазів 4 та 6 у кільцевий паз 5 втулки 3. Далі кульки 7 рухаючись тільки по кільцевому пазу 5 розмикають кінематичний зв'язок між корпусом 1 та втулкою 3. Обертальний момент передаватись не буде, тобто муфта переходить до режиму холостого ходу.

Дана муфта має суттєві переваги у порівнянні з роликowymi чи храповими муфтами вільного ходу, за рахунок зменшення контактних напружень у робочій зоні, спрощеній конструкції, облегшеному виготовленні монтажі та відсутності зацепок, які часто виходять з ладу. Проте під час дослідження виявлено і певні недоліки такої муфти, про які було сказано вище. А саме основним недоліком є те, що зачеплення між пазами напівмуфт і кульками відбувається нерівномірно, що у свою чергу призводить до підвищених навантажень окремих частин муфти. В кінцевому результаті це призводить до підвищеного зношування робочих поверхонь пазів муфти та суттєво впливає на термін служби пристрою. Такі твердження базуються на результатах практичного застосування дослідного зразка при різноманітних режимах навантаження.

Дослідження проведено під час експлуатації серійного велосипеда, виготовленого на Харківському велосипедному заводі, який було оснащено кульковою обгінною муфтою радіальної дії.

Для виготовлення робочого зразка задньої втулки велосипеда виконано великий обсяг теоретичних досліджень, які наведено в пункті 2.3–2.6 цієї роботи.

Для проведення експериментальних досліджень розроблено спеціальний режим навантаження запатентованої кулькової обгінної муфти [73] під час її експлуатації за вибраним маршрутом, що наближений до реальних умов роботи.

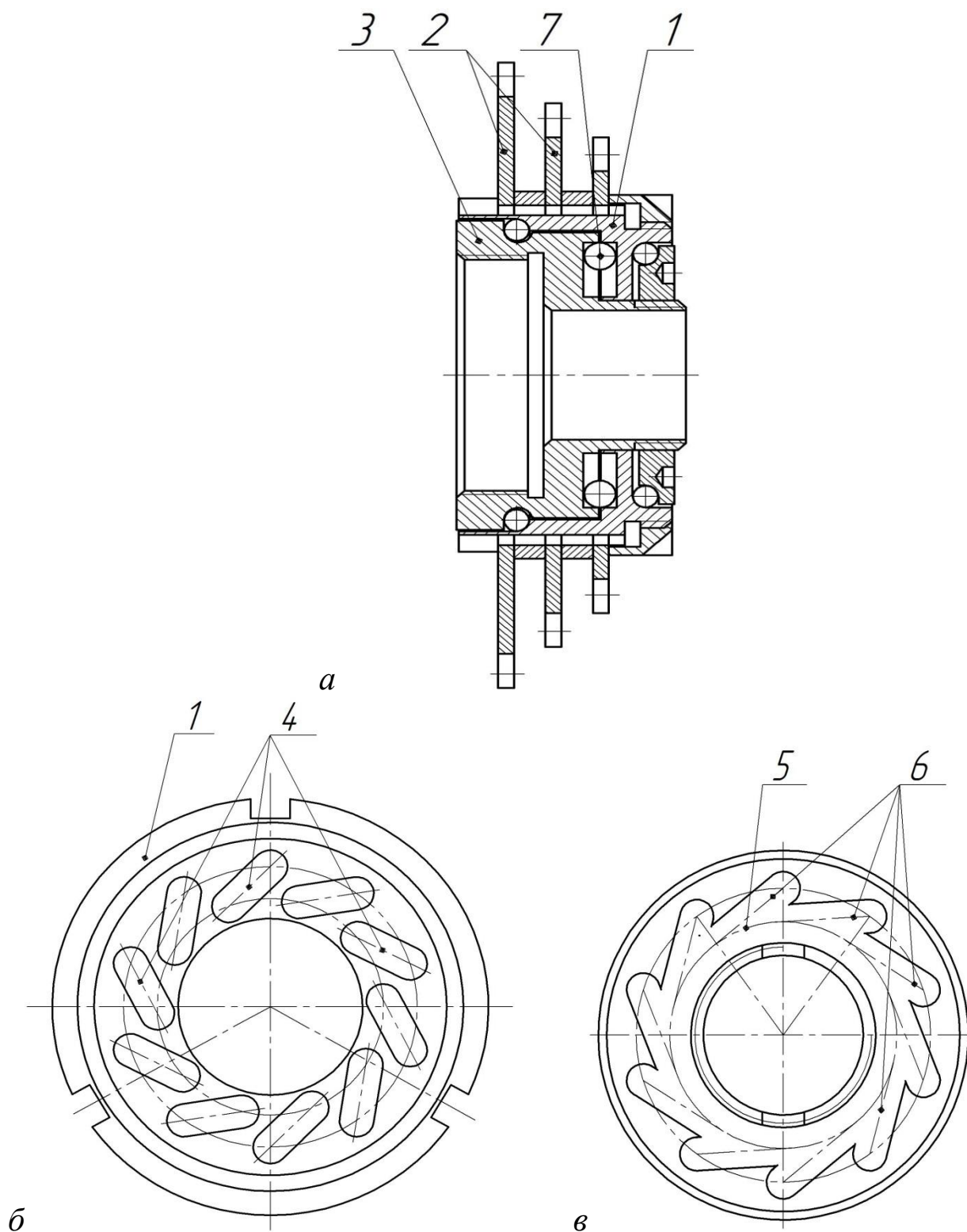


Рис. 2.1 Кулькова обгінна муфта задньої втулки велосипеда:
 а – загальний вигляд муфти; б – вигляд з торця ведучої напівмуфти;
 в – вигляд з торця веденої напівмуфти

2.3. Спрацьовування пазів веденої напівмуфти кулькової обгінної муфти під час експлуатації

На основі принципових схем кулькових обгінних муфт радіальної дії [1 – 6], що наведені на рис. 1.13 – 1.18, розроблено реальну конструкцію нової задньої втулки велосипеда. Однак, після повного експериментального дослідження в умовах експлуатації з підвищеними навантажувальними режимами та спеціальними перевантаженнями, встановлено її недоліки, основні із яких – нерівномірне входження всіх кульок в зачеплення, виникнення в зачепленні осьової складової рушійної сили, яка при підвищених навантаженнях збільшує віддаль між боковими поверхнями напівмуфт. Наведене підтверджується наочно (рис. 2.2 і 2.3), де показано вигляд з торця ведучої та веденої напівмуфт. Тут між пазами чітко видно наслідок руху кульок під час експлуатації муфти зі збільшеним осьовим зазором між веденою та ведучою напівмуфтами. Внаслідок проковзування кульок по поверхнях між пазами ведучої напівмуфти чітко видно сліди спрацювання, коли муфта пробуксовувала. На рис 2.3., це більш блискучі місця, які повністю підтверджують попередні твердження відносно недоліків кулькових обгінних муфт радіальної дії.

Слід відмітити, що для муфт радіальної дії значно утруднена задача стосовно рівномірності розподілення навантаження. Таке явище зумовлено тим, що в зачепленні часто перебувають тільки ці кульки які знаходяться нижче осі обертання муфти. Це також ставить нові задачі з покращення експлуатаційних характеристик цього класу муфт. Тому в даній роботі основна увага приділяється кульовим обгінно-запобіжним муфтам осьової дії.



Рис. 2.2. Ведуча 1, ведена 2 напівмуфти (вигляд з торців)



Рис. 2.3 Фрагмент ведучої напівмуфти після перевантажень

Основними причинами відмовлень муфти під час вмикання є те, що після деякого терміну експлуатації у пази напівмуфт попадає більш густе мастило від підшипників. Це призводить до залипання кульок у наближених до центру обертання муфти кінцях пазів ведучої напівмуфти (рис. 2.3). Таке явище пояснюється тим, що ваги кульок недостатньо для того, щоб перебороти опір мастила і закотитись у пази веденої напівмуфти. А також на

початку руху ведучої напівмуфти кульки не здатні розвивати достатньо відцентрової сили, яка допомагає виштовхувати їх до периферії пазів.

Кульки знаходяться ближче до центру обертання муфти та рухаються у центральному пазу веденої напівмуфти, муфта не вмикається та педалі деякий час обертаються вільно без передавання обертального моменту.

Інших відмов у роботі муфти за термін експлуатаційних досліджень не спостерігалось. Але під час експлуатації муфти без мастила виявлено деякий стукіт кульок по поверхнях пазів при вмиканні муфти та на холостому ході. В суху муфта експлуатовалась спеціально згідно з програмою проведення дослідів на протязі одного місяця з різними режимами роботи. Метою досліджень роботи муфти у екстремальних умовах було визначення її слабких місць з огляду на процес спрацьовування робочих поверхонь пазів напівмуфт.

Установлено, що інтенсивне спрацьовування мало місце на початку пазів веденої напівмуфти 1 (рис. 2.2) з боку передавання обертального моменту та на торцевій частині ведучої напівмуфти 2 (рис. 2.3).

Цим переконливо пояснюється, потреба розробок і досліджень кулькових обгінних муфт осьової дії, для яких є всі можливості збільшити навантажувальну здатність, шляхом рівномірнішого входу в зачеплення всіх кульок, плавнішого ходу тощо.

2.4. Розробка алгоритму проведення кількісного аналізу навантажень основних елементів кулькової обгінної муфти радіальної дії

Розрахунок зусиль, що діють у ланцюговій передачі та між кульками і поверхнями пазів напівмуфт, проводимо на прикладі велосипеда, який оснащений кульковою муфтою вільного ходу радіальної дії.

Вихідними параметрами будуть: $z_1 = 51$ – кількість зубців передньої (ведучої) зірки;

z_2, z_3 і z_4 відповідно дорівнюватиме 18, 20 і 22 – кількості зубців веденого блоку зірок;

$l = 170$ мм – довжина шатуна (відстань між осями педалей і коретки);
 $d = 31$ мм – діаметр кола центрів кульок; $d_K = 4$ мм – діаметр кульок;
 $b = 4,1$ мм – ширина пазів напівмуфт; $z = 10$ – кількість кульок;
 $P = 12,7$ мм – стандартний крок ланцюга.

Кількісний аналіз зручно проводити за такою послідовністю:

1. Розробляємо розрахункову схему (рис. 2.4), де показано: D_1 – ділительний діаметр ведучої зірки; D_2 – ділительний діаметр веденої зірки; F_P – рушійна сила, що прикладається до педалей; l – довжина шатуна; l – відстань між осями обертання зірочок.

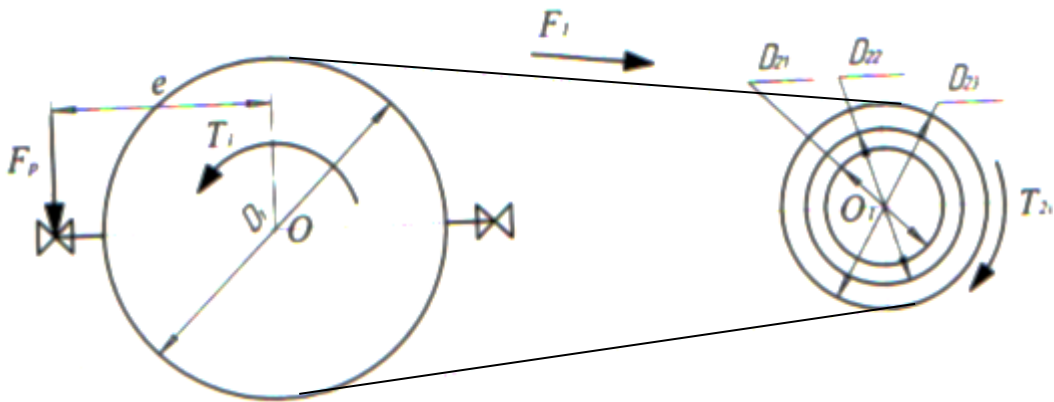


Рис. 2.4. Розрахункова схема привода велосипеда

2. Визначаємо ділительні діаметри зірок:

- ведучої

$$D_1 = \frac{P}{\sin \frac{\pi}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{51}} = \frac{12,5}{\sin \frac{180}{51}} = \frac{12,7}{\sin 3,5294} = \frac{12,7}{0,06156} = 206,3 \text{ мм},$$

- веденої меншої

$$D_{21} = \frac{12,7}{\sin \frac{\pi}{z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{18}} = \frac{12,7}{0,174} = 73 \text{ мм},$$

- веденої проміжної

$$D_{22} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{20}} = \frac{12,7}{0,156} = 81,42 \text{ мм},$$

- веденої більшої

$$D_{23} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{22}} = \frac{12,7}{0,142} = 89,42 \text{ мм}.$$

3. Рушійний момент, що створюється людиною

$$T_1 = F_P l.$$

4. Враховуючи малі швидкості руху та масу ланцюга, припускаємо, що $F_V \cong 0$ – відцентрова сила та $F_0 \cong 0$ – сила натягу ланцюга від його провисання.

Тоді сила натягу ведучої вітки ланцюга визначаємо за формулою

$$F_1 = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2}{D_1} F_P l.$$

5. Визначаємо обертальні моменти на ведених зірках

$$T_{21} = F_1 \frac{D_{21}}{2} = F_1 \frac{73}{2} = 36,5 F_1 ;$$

$$T_{22} = F_1 \frac{D_{22}}{2} = F_1 \frac{81,42}{2} = 40,71 F_1 ;$$

$$T_{23} = F_1 \frac{D_{23}}{2} = F_1 \frac{89,44}{2} = 44,72 F_1 .$$

Із отриманих результатів бачимо, що на веденому блоці досягається максимальний обертальний момент тоді, коли у зачепленні знаходиться зірка, що має $z_4 = 22$ зубці.

6. Максимальна колова сила, що діє на кульки з боку бокової поверхні пазів ведучої напівмуфти

$$F_2 = \frac{2T_{23}}{d} = \frac{2 \cdot 44,72 F_1}{31} = \frac{2 \cdot 44,72 F_P l}{31 D_1} = \frac{178,88 F_P \cdot 170}{31 g 206,3} = \frac{30409,6}{6395,3} = 4,755 F_P.$$

7. Приймаючи значення рушійної сили у межах 100.....800 Н, підраховуємо за останньою формулою навантаження на кульки муфти вільного ходу. Результати зводимо в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Навантаження на кульки у кульковій обгінній муфті радіальної дії

Рушійна сила, Н	100	200	300	400	500	600	700	800
Навантаження на кульки, Н	475,5	951,0	1326,5	1902,0	2377,5	2853,0	3328,5	3804,0

Краще, якщо б навантаження (табл. 2.1) рівномірно розподілялось на всі 10 кульок, але як доведено вище запропонована конструкція не уможливіє такого явища. У цій муфті в зачеплення потрапляють тільки декілька кульок, які можуть під дією власної ваги та невеликої відцентрової сили, закатитися в пази веденої напівмуфти, що знаходяться нижче горизонтальної площини, на якій лежить вісь обертання муфти.

Найгірший варіант, з огляду на величину навантаження кульок, це такий коли у зачеплення потрапляє лише одна кулька, тоді вона сприймає повне навантаження (табл. 2.1).

Цим пояснюється інтенсивне спрацьовування робочих поверхонь пазів веденої напівмуфти, яка свідомо виготовлена із вуглецевої сталі без термообробки (рис. 2.3.), та експлуатувалась без мастила.

2.5. Кінематичні залежності, що описують рух кульок при перехідних режимах роботи муфти

2.5.1. Переміщення кульок по пазах напівмуфт радіальної кулькової обгінної муфти

При вмиканні ведучої ланки муфти вільного ходу, зі з'єднуючим елементом у вигляді кульки, співісне розташування паза IV ведучої напівмуфти відносно пазів I, II, III, веденої напівмуфти (рис. 2.5) може бути різноманітним. Із багатьох можливих співісних розташувань пазів розглядатимемо два крайні.

Перша можливість співісного розташування пазів веденої і ведучої ланок є такою, коли після зупинки роботи муфти з'єднуючий елемент розташується у верхній частині паза I. Друга можливість, яку будемо розглядати, виникає тоді, коли з'єднуючий елемент тобто кулька розташовується в точці 0 паза IV. Перше можливе вмикання муфти станеться тоді, коли ведуча ланка даної муфти повернеться на кут φ_{min} , а для другого можливого випадку вмикання муфти відбудеться при обертанні ведучої ланки на кут φ_{max} . До тогож $\varphi_{min} = \pi/z$, а $\varphi_{max} = \pi \left(\frac{5}{4} + \frac{1}{z} \right)$, де z – число пазів веденої ланки муфти. Мінімальний час вмикання даної муфти відповідає першому випадку, а максимальний час відповідає випадку – 2.

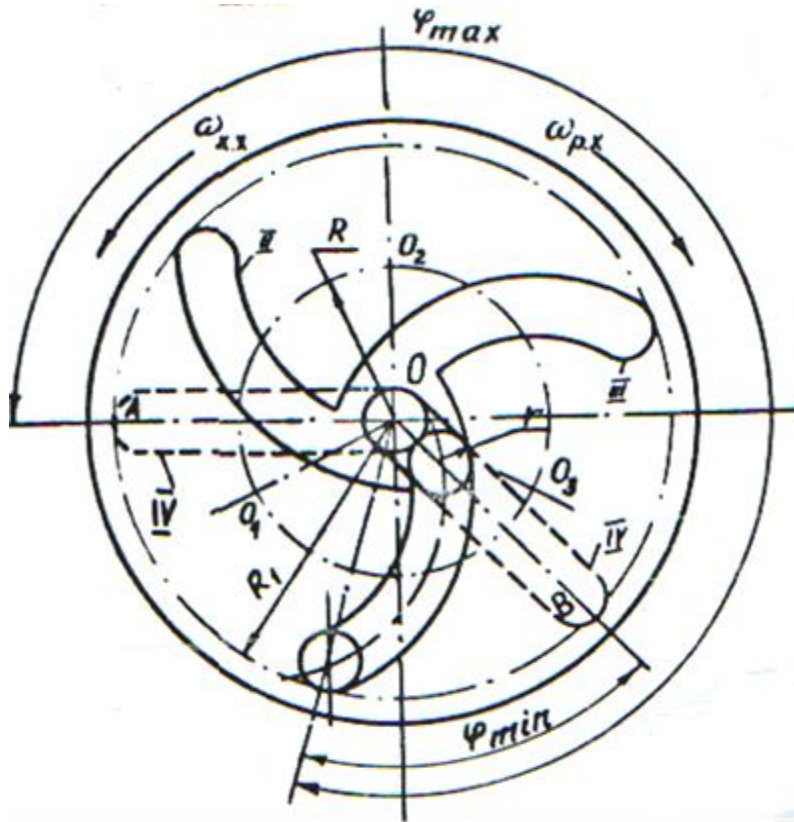


Рис. 2.5. Схема можливих співісних розташувань ведучої і веденої напівмуфт у кульковій муфті вільного ходу

Розрахункова схема кулькової муфти вільного ходу з трьома пазами на веденій і одним пазом на ведучій ланках даної муфти зображена на рис. 2.6. Аналогічно можна робити розрахункові схеми для будь якої кількості пазів на торцях веденої та ведучої ланок муфт такого класу.

Величину кута γ_0 характеризуючого початкове співісне розташування пазів I і IV, а також з'єднуючої ланки, знайдемо із трикутника O_1OM :

$$\operatorname{tg} \gamma_0 \frac{OM}{OO_1}; \quad OM = \sqrt{2Rr + r^2}; \quad OO_1 = R.$$

Тоді

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{\sqrt{2Rr + r^2}}{R}, \quad \text{або} \quad \gamma_0 = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{2Rr + r^2}}{R}. \quad (2.1)$$

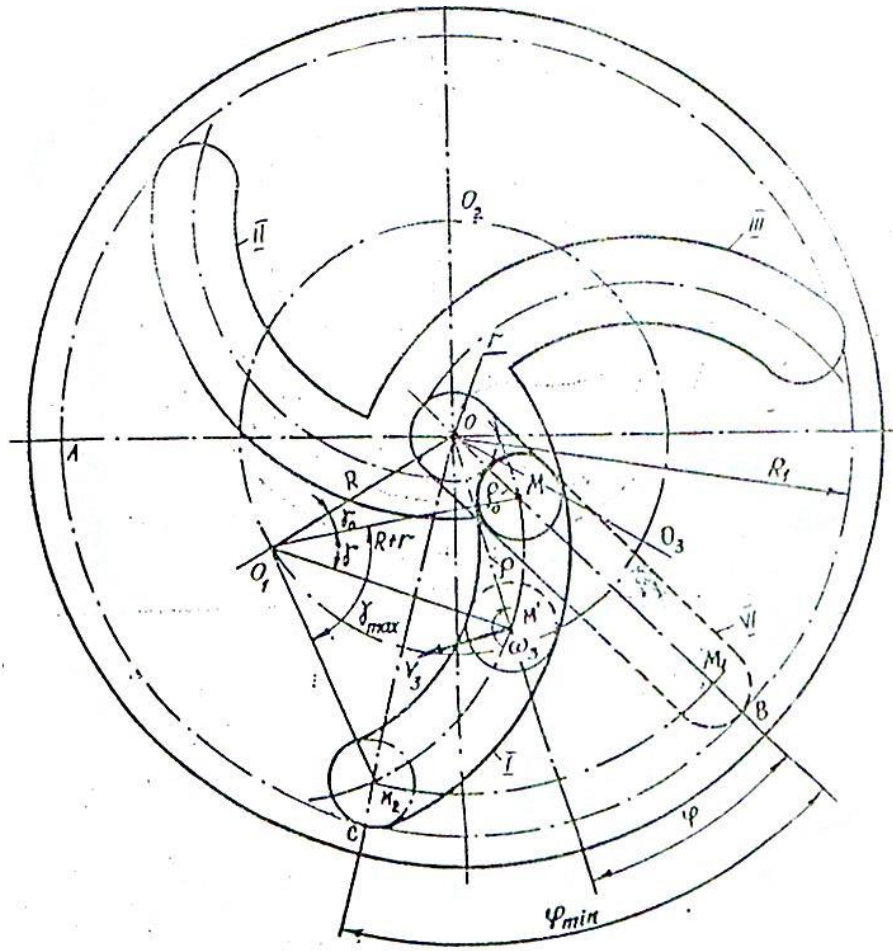


Рис. 2.6. Розрахункова схема кулькової муфти вільного ходу

Кут γ_0 , що визначається за формулою (2.1), дає уяву про величину початкового зміщення кульки по відношенню до осі обертання муфти, тому важливим є проведення кількісного його аналізу. Для цього приймаємо, що радіус кульки змінюється в межах від 1 до 8 мм, а радіус кривизни веденої напівмуфти є кратним до радіуса кульки.

Отримані результати зводимо в табл. 2.2., у табл. 2.3. наведено зміни початкового кута γ_0 для реальної конструкції обгінної муфти (рис. 2.6), що має $r = 2$ мм.

Таблиця 2.2

Величини зміни початкового кута γ_0

r	мм	1	2	3	4	5	6	8
R	мм	2	4	9	16	25	36	64
$\sqrt{2Rr + r^2}$	мм	2,24	4,47	7,94	12	16,58	21,63	32,98
$\frac{\sqrt{2Rr + r^2}}{R}$	—	1,12	1,11	0,88	0,75	0,66	0,60	0,52
γ_0	град.	48,24	48,17	41,35	36,87	33,42	30,36	27,26

Таблиця 2.3

Зміна кута γ_0 для $r = 2$ мм

R	мм	2	4	9	16	25	36	64
$\frac{\sqrt{2Rr + r^2}}{R}$	—	1,73	1,12	0,7	0,51	0,41	0,34	0,25
γ_0	град.	59,97	48,24	34,99	27,02	22,15	18,67	14,14

Фактичне значення кута γ буде змінюватись у межах:

$$\gamma_0 \leq \gamma \leq \gamma_0 + \gamma_{max}. \quad (2.2)$$

Максимальне значення кута γ_{max} можна визначити із рівності довжин дуг (рис. 2.6):

$$\begin{aligned} M_1M_2 = MM_2 & : M_1M_2 = (R_1 - r)\varphi_{min}; \\ \gamma_{max} & = \frac{R+r}{R_1-r} \varphi_{min}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Остаточно залежність кута γ від кута повороту ведучої ланки φ можна записати у вигляді

$$\gamma = \frac{R+r}{R_1-r} \varphi. \quad (2.4)$$

Радіус вектор ρ , характеризуючий відстань від центра обертання O до з'єднуючого елемента M буде змінюватись від $\rho_0 = 2r$ до ρ_i . За теоремою косинусів із ΔO_1OM можна записати

$$\begin{aligned} \rho_i & = R^2 + (R + r)^2 - 2R + (R + r) \cos(\gamma_0 + \gamma) = \\ & = r^2 + 2(R^2 + Rr)[1] - \cos(\gamma_0 + \gamma). \end{aligned} \quad (2.5)$$

Формули (2.1-2.5) виражають розрахункові залежності геометричних параметрів кулькової муфти вільного ходу. Вони зв'язують радіуси кривизни пазів і кульок з кутами повороту ведучої ланки, що є підґрунтям для подальших досліджень.

2.5.2. Визначення швидкості і пришвидження з'єднуючої ланки

Припускаючи, що для першого взаємного розташування пазів, ведуча ланка буде вмикатись у цей час коли з'єднаний елемент (кулька) знаходиться у точці M , лінійна швидкість V_3 буде змінюватись від нуля в точці M до максимального значення в точці M_2 .

У загальному вигляді її можна записати так (рис. 2.6)

$$V_{zi} = \omega_1 \rho_1 . \quad (2.6)$$

де ω_1 – фактичне значення кутової швидкості ведучої ланки в момент розгону системи. Вона змінюється від нульового значення до максимальної величини в залежності від характеристики привідного двигуна. Закон зміни ω_1 у період розгону системи вибирається з функції рушійного моменту, або кута повороту.

Кутова швидкість кульки відносно її центра M буде (рис. 2.6)

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 \rho_1}{r} . \quad (2.7)$$

Якщо в початковий момент $\omega_1 = \omega_0 = 0$, а маса системи і рушійний момент постійні, тоді згідно (2.5) кутова швидкість ведучої ланки, час розгону і кут повороту будуть змінюватись за такими закономірностями:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \sqrt{\frac{2T\varphi}{I}} = \frac{Tt}{I} , \quad (2.8)$$

$$t = \frac{I}{T} = \sqrt{\frac{2T\varphi}{I}} = \sqrt{\frac{2T\varphi}{T}} , \quad (2.9)$$

$$\varphi = \frac{Tt^2}{2I} , \quad (2.10)$$

де T – рушійний момент, I – зведений момент інерції системи, φ, t – фактичне значення кута повороту ведучої ланки і часу.

Для другого випадку співісного розташування пазів від початку обертання ведучого вала до моменту дотику кульки з веденим валом, ведуча ланка пройде шлях, який буде дорівнювати дузі AB (рис. 2.5) і кулька матиме швидкість в точці дотику.

$$V_M = \omega_1 \rho_0 , \quad (2.11)$$

де ω_1 – кутова швидкість ведучої ланки в момент дотику кульки і веденого вала, визначається за залежністю

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2T(\varphi_{max}-\varphi_{min})}{I} + \omega_0^2} = \frac{T(t + \frac{I}{T}\omega_0)}{T}, \quad (2.12)$$

Час, за який ведучий паз буде у точці B

$$t = \frac{I}{T} \left[\sqrt{\frac{2T(\varphi_{max}-\varphi_{min})}{I} + \omega_0^2} - \omega_0 \right]. \quad (2.13)$$

Кутове прискорення визначається за залежністю

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{T}{I}. \quad (2.14)$$

Величина швидкості і прискорення з'єднуючої ланки (кульки) в точці M_2 запишеться так;

$$V_{Mi} = \omega_i OM_2; \quad V_{M2} = \omega_i^2 OM_2. \quad (2.15)$$

Параметри, що визначаються за залежностями (2.15) використовуються для визначення вмикання муфти в роботу, які мають бути мінімальними.

2.5.3. Розрахунок часу вмикання і вимикання кулькових муфт

Час вмикання кулькової муфти буде знаходитись у межах

$$t_{вк.min} \leq t_{вмик} \leq t_{вк.max}, \quad (2.16)$$

де

$$t_{вк.min} = \frac{M_1 M_2}{\omega_i} = \frac{\pi \varphi_{max}(R+r)}{180 \omega_i}, \quad (2.17)$$

$$t_{вк.max} = \frac{A M_2}{\omega_i} = \frac{\pi \varphi_{max}(R+r)}{180 \omega_i}, \quad (2.18)$$

Час вмикання знайдемо з припущення, що кутова швидкість вмикання рівна кутовій швидкості усталеного режиму роботи двигуна

$$T_{вим} = \frac{M_1 M_2}{\omega_{уст} R} = \frac{\pi \omega_{min}(R+r)}{180 \omega_{уст} R}. \quad (2.19)$$

Для запропонованої муфти задньої втулки велосипеда, як і для будь-якої іншої, за одержаними залежностями можна провести кількісний аналіз.

Для муфти (рис. 2.6) маємо: $\varphi_{min} = \frac{360^\circ}{10} = 36^\circ$ (10 – кількість пазів у напівмуфтах);

$$\omega_{уст} = \frac{V}{R} = \frac{2,7 \cdot 10^3}{13,5} = 200 \text{ рад/с} \quad \text{прийнята середня швидкість руху}$$

$$V = 10 \text{ км/Год}, \text{ або } 2,7 \text{ м/с} \quad \text{радіус кола центрів кульок } R = 13,5 \text{ мм.}$$

Для наведених даних залежність часу вмикання муфти від геометричних розмірів кульк і пазів характеризуються величинами табл.2.4.

Таблиця 2. 4

Залежність часу вмикання від геометричних параметрів муфти

R	мм	2	4	6	8	10
$\frac{R+r}{R}$	—	2,00	1,50	1,30	1,25	1,20
$T_{вик}$	с	$6,2 \cdot 10^{-3}$	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$4,0 \cdot 10^{-3}$	$3,9 \cdot 10^{-3}$	$3,7 \cdot 10^{-3}$

Примітка: $\frac{\pi \varphi_{min}}{180 \omega_{уст}} = \frac{3,14 \cdot 36}{180 \cdot 200} = 3,14 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$

Результати досліджень часу вмикання кулькової обгінної муфти переконливо підтверджують її роботоздатність. Однак перераховані вище недоліки кулькової обгінної муфти радіальної дії дещо перешкоджають її широкому застосуванню і спонукають проведенню подальших удосконалень її експлуатаційних показників та розробці нового типу цього обладнання

2.6 Аналіз кінематичних параметрів та часу вмикання кулькової обгінної муфти осьової дії

Треба наголосити, що у залежності від конструктивних особливостей таких муфт, є можливі дві принципові відміни. У першому випадку кульки початково можуть знаходитися у ведучій напівмуфті. У другому випадку кульки початково можуть бути у веденій напівмуфті. Розглянемо випадок коли на початку вмикання муфти кульки знаходяться у пазах тільки веденої напівмуфти, тобто вони не рухаються з ведучою напівмуфтою. Рахуємо, що на початку включення ведуча напівмуфта миттєво набирає швидкість $V = \omega_1 R$ (ω_1 — кутова швидкість ведучого вала двигуна; R — радіус розташування елементів зачеплення, або внутрішній радіус фланця ведучої напівмуфти). Під дією пружини, що була попередньо стиснутою, кульки постійно доторкаються до торця фланця ведучої напівмуфти і при першій можливості вкочуються в її пази. При цьому кульки до моменту входження в зачеплення із лівою напівмуфтою при рівномірному їх русі проходять шлях $-\omega_1 R t$ (рис.2.7). Але початкове відносне положення кульок і пазів в момент вмикання привода може бути різним. На рис 2.7 початкові положення кульок наведено тонкими лініями кіл. Тим самим може бути два граничних відрізки часу вмикання муфти, тобто він може бути як максимальним, так і мінімальним. Граничні положення кульок відносно пазів цієї напівмуфти представлено на рис. 2.7, де точки A, B, C і D — центри кульок; l_{AD}, l_{DC}, l_{BC} — величини відповідних відрізків, які має пройти

кожна кулька окремо. Беручи до уваги синхронність руху кульок, маємо право розглянути рух однієї із них. Більше того, розв'язування поставленої задачі спрощується з припущеннями, що кульки мають форму ідеальної сфери, рухаються рівномірно і є абсолютно жорсткими; радіальним, кутовим, осьовим зміщенням напівмуфт і відцентровими силами, які діють на кульки, нехтуємо; жорсткість пружин не змінюється і їх внутрішнім тертям та поперечними коливаннями нехтуємо; контактні деформації у зонах взаємодії кульок з поверхнями пазів незначні.

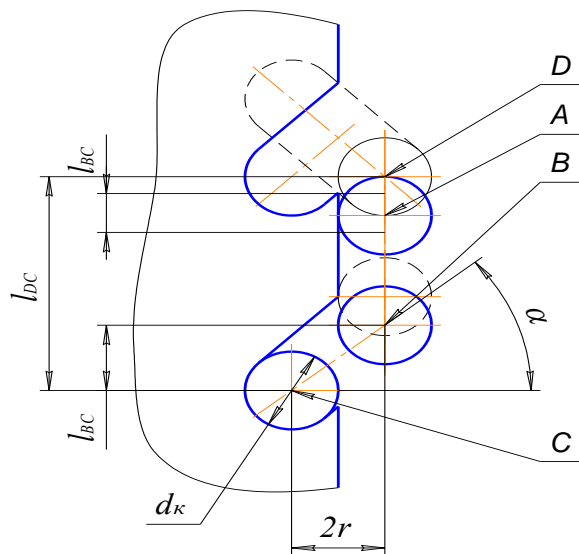


Рис. 2.7. Можливі положення кульки під час вмикання муфти

Спочатку проектуємо точки розміщення центрів кульок (рис. 2.7) на площину, яка є паралельною до торця муфти. Отримаємо розрахункову схему (рис. 2.8), за якою можна отримати потрібні лінійні та кутові параметри процесу вмикання муфти.

Використовуючи розроблену розрахункову схему, можемо зв'язати лінійні та кутові параметри, що уможливіло розвиток поставленої задачі. На рис. 2.8 видно дугу l_{AC} , яка є проекцією максимального шляху, який пройде кулька до вмикання муфти у випадку гіршого початкового розташування її відносно пазів напівмуфт за час t_{max} та дугу l_{BC} — проекція мінімального шляху, що

проходить кулька за час t_{min} . Цим дугам відповідають кути $\varphi_{min}, \varphi_{max}$. Займаючи положення A , кулька відразу не може зайти в пази ведучої напівмуфти, тобто зайти з нею в зачеплення тому, що спочатку мусить потрапити в точку B , а розташовуючись в точках D і B кулька швидше входить в зачеплення із зовнішньою (ведучою) напівмуфтою та передає обертальний момент. Із рис. 2.8 також видно, що дузі l_{DA} відповідає кут β , а дузі l_{DB} кут φ .

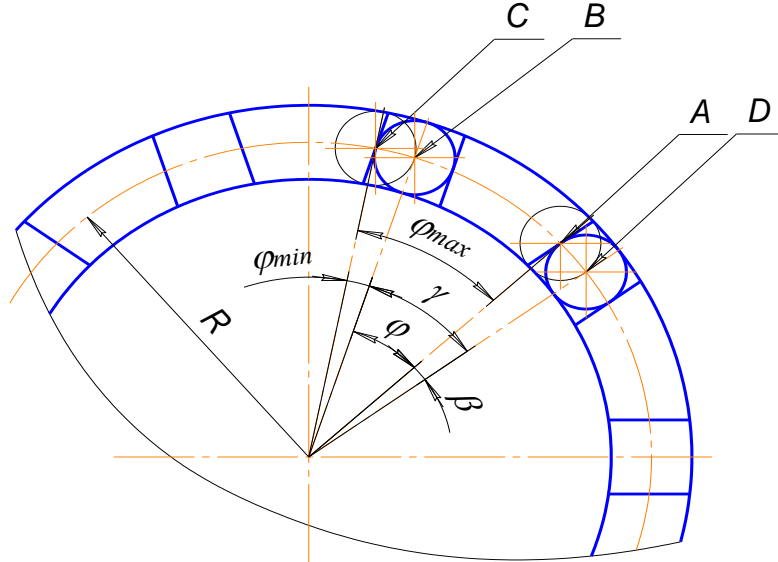


Рис. 2.8. Вигляд муфти з торця

Залежності між кутами φ випливають із останнього рисунка

$$\varphi_{max} = \varphi_{min} + \varphi, \quad (2.20)$$

а своєю чергою кут φ дорівнює

$$\varphi = \gamma - \beta = \frac{2\pi}{z} - \beta. \quad (2.21)$$

Враховуючи, що $R > r$, припустимо $l_{DA} \approx r$, тоді $\beta = \frac{l_{DA}}{R} \approx \frac{r}{R}$.

Тепер кут φ , після підстановки значення β , приймає вигляд

$$\varphi = \frac{2\pi}{z} - \frac{r}{R}, \quad (2.22)$$

де z – кількість кульок, що відповідає кількості пазів у напівмуфті;

R – радіус розташування центрів кульок у напівмуфтах; r – радіус кульок.

Тепер припускаючи, що при вмиканні стартера електродвигуна його кутова швидкість миттєво набуває номінальної величини ω_1 , визначимо час, за який центр кульки із точки A перейде в точку B . Це буде різниця між максимальним і мінімальним його значенням, тобто

$$t = t_{max} - t_{min} = \frac{\varphi}{\omega_1} = \frac{2\pi(z-r)R}{\omega_1} = \frac{2\pi R - rz}{\omega_1 Rz}. \quad (2.23)$$

Після положення (точки B) кулька вкочується в паз ведучої напівмуфти, але продовжує залишатися у пазу веденої напівмуфти і проходить за однаковий час більшу відстань, ніж фіксована точка паза веденої напівмуфти (рис.2.8). Тому вона має набути деякого пришвидшення. Довжину дуги, що проходить фіксована точка паза від початку вкочування кульки в паз ведучої напівмуфти до вмикання муфти можна записати так

$$l_{BC} = 2rtg\alpha, \quad (2.24)$$

де α – кут нахилу пазів у напівмуфтах.

Тепер є можливість визначити мінімальний кут, який пройде кулька від початку руху до робочого стану

$$\varphi_{min} = \frac{l_{BC}}{R} \approx \frac{2rtg\alpha}{R}, \quad (2.25)$$

а мінімальний час визначається виразом

$$t_{min} = \frac{\varphi_{min}}{\omega_1} = \frac{2rtg\alpha}{\omega_1 R}. \quad (2.26)$$

З урахуванням рівнянь (2.22) – (2.26) є можливість записати вирази для максимального кута та часу руху кульки відносно паза ведучої напівмуфти для гіршого початкового розташування кульок по відношенню до її пазів

$$\varphi_{max} = \frac{2rtg\alpha}{R} + \frac{2\pi}{z} - \frac{r}{R} = \frac{2rtg\alpha + 2\pi R - rz}{Rz} = \frac{2\pi R + rz(2tg\alpha - 1)}{Rz}, \quad (2.27)$$

$$t_{max} = \frac{\varphi_{max}}{\omega_1} = \frac{2\pi R + rz(2tg\alpha - 1)}{\omega_1 Rz}. \quad (2.28)$$

На основі аналітичних виразів (2.26) і (2.28) проведено кількісний аналіз впливу геометричних параметрів (R, r, z, α) на величину максимального і мінімального часу вмикання муфти. Вихідні параметри наведені в табл.2.5.

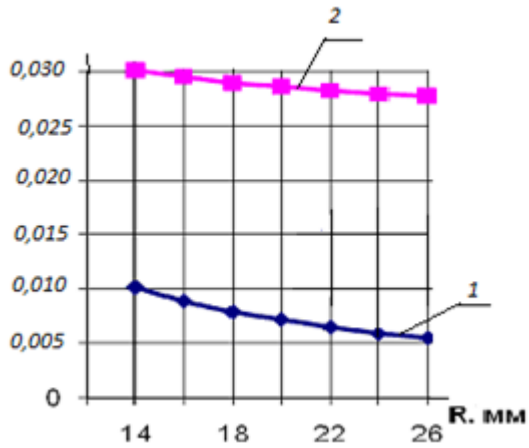
Таблиця 2.5

Вихідні параметри для аналізу часу вмикання муфти

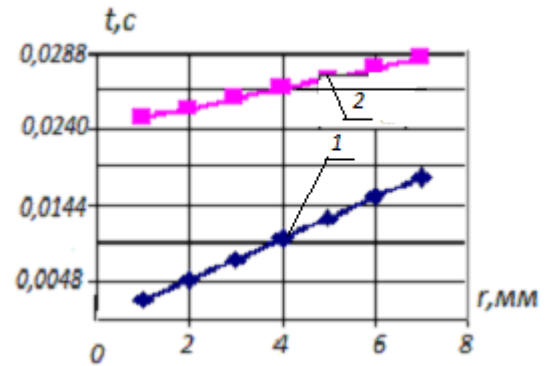
Назва параметра	Позначення	Одиниця вимірювання	Цифрове значення
Радіус розташування центрів кульок	R	<i>мм</i>	14-26
Радіус кульок	r	<i>мм</i>	2-5
Кількість кульок	z	-	1-10
Кут нахилу пазів у напівмуфтах	α	<i>градус</i>	10 - 60

За результатами кількісного аналізу часу вмикання кулькової обгінної муфти можна стверджувати, що за цим показником вона повністю відповідає технічним вимогам, які ставляться до механічних приводів машин, що оснащені традиційними роликowymi муфтами. Із рис. 2.9,в видно, що на час вмикання муфти найбільший вплив має кількість кульок, однак їх збільшення завжди обмежується геометричними параметрами та міцністю ділянок напівмуфт, що розташовані між їхніми пазами.

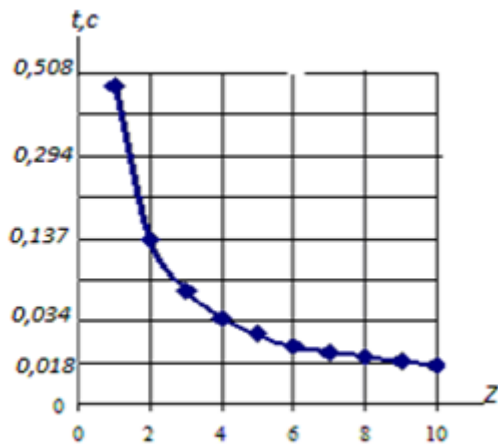
Результати



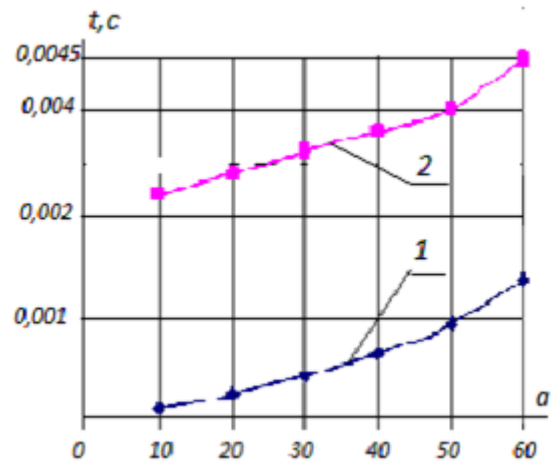
a



б



в



г

Рис. 2.9. Залежності часу вмикання муфти від R, z, r, α :

a – залежність часу вмикання від радіуса кола центрів кульок: 1 – $t_{min} = f(R)$; 2 – $t_{max} = f(R)$; *б* – залежність часу вмикання від радіуса кульки 1 – $t_{min} = f(r)$; 2 – $t_{max} = f(r)$; *в* – залежність часу вмикання від кількості кульок 1 – $t_{min} = f(z)$; 2 – $t_{max} = f(z)$; *г* – залежність часу вмикання від кута нахилу пазів напівмуфт 1 – $t_{min} = f(\alpha)$; 2 – $t_{max} = f(\alpha)$.

Висновки до розділу

На основі результатів порівняльного аналізу з досліджень кулькових муфт вільного ходу радіальної та осьової дії та проведеного порівняння їх з відомими обгінними муфтами зроблено такі основні висновки та рекомендації:

1. Установлена та науково обгрунтована можливість застосування кулькових муфт вільного ходу замість традиційних роликкових муфт, що також автоматично вмикаються і вимикаються, але обертальний момент передають не за рахунок тертя, а за рахунок зачеплення кульок з пазами напівмуфт, що істотно збільшує їх навантажувальну здатність.

2. Розроблена та запатентована кулькова обгінна муфта для задньої втулки багатошвидкісного велосипеда, яка виготовлена в металі для експериментальних досліджень її роботоздатності.

3. Проведенням досліджень в експлуатаційних умовах встановлені основні переваги та недоліки розробленої кулькової обгінної муфти радіальної дії та переконливо доведено необхідність її покращення, чи застосування кулькових обгінних муфт осової дії.

4. За результатами порівняльного аналізу процесу функціонування нових кулькових обгінних муфт осьової дії виявлено їх основний недолік, що полягає у неможливості автоматичного роз'єднання кінців валів під час перевантажень, тому, що обертальний момент передається за рахунок зачеплення кульок з робочими поверхнями пазів напівмуфт.

5. Виявлений недолік існуючих на рівні патентів кулькових обгінних муфт осьової дії вимагає подальшого покращення їх технічних характеристик, що і стало основною науковою задачею автора для розробки принципово нової кулькової обгінно-запобіжної муфти.

РОЗДІЛ ІІІ

СИНТЕЗ І АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ І СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

3.1. Основні зауваги

Беручи до уваги обґрунтовані та доведені основні недоліки розроблених обгінних муфт радіальної та осьової дії та взявши за основу мету дисертаційної роботи, третій розділ присвячено синтезу та аналізу параметрів кулькових обгінно-запобіжних муфт та теоретичним розрахункам запропонованої принципово нової кулькової обгінно-запобіжної муфти.

Згідно плану та основних наукових задач роботи виконано такі дослідження:

- обґрунтована необхідність покращення характеристик з розширенням функцій кулькових обгінних муфт;
- розроблено науковий підхід та синтез кулькових обгінно-запобіжних муфт;
- проведено аналітичний аналіз конструктивно-силових параметрів кулькових обгінно-запобіжних муфт;
- розроблено загальну математичну модель умови автоматичного роз'єднання з'єднаних муфтою кінців валів під час перевантажень і запобігання кінематичного ланцюга від перевантажень;
- науково обґрунтовано основні параметри обгінно-запобіжних муфт та запатентовано їх патентами України [20; 73].

Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень теоретичної механіки, опору матеріалів, теорії механізмів і машин, деталей машин.

На основі теоретичних розрахунків здійснено наукове підтвердження роботоздатності та актуальності даної розробки, порівнявши технічні та експлуатаційні характеристики нової кількової обгінно-запобіжної муфти з вже існуючими подібними пристроями даного типу.

Теоретичні розрахунки запропонованої конструкції муфти, які описані нижче у цьому розділі роботи, є істотним підґрунтям для подальших експериментальних досліджень обгінно-запобіжної муфти.

3.2. Розробка та дослідження геометричних та силових параметрів обгінно-запобіжних муфт з пружинами

Беручи до уваги наведені відомості у попередньому розділі доцільно наголосити, що кулькові обгінні муфти функціонують за принципом зачеплення. Вони не схильні до проковзування під час перевантаження кінематичних ланцюгів, у яких вони застосовуються, а обертальний момент передають лише в одному напрямку. Тому і виникла необхідність у розробці нових пристроїв, які розширюють функції кулькових обгінних муфт. Розроблено декілька кулькових обгінно-запобіжних муфт, одна з яких запатентована [20] та представлена на рис. 3.1. Дана конструкція муфти створена на базі муфти описаної у роботі [54], проте на відміну від існуючої вона значно розширює свої функції оскільки не лише передає обертальний момент у одному напрямку та автоматично роз'єднує вали у разі зміни напрямку руху, але і запобігає дії перевантажень у механічному приводі.

Подібно до прототипу обгінно-запобіжна муфта складається із двох напівмуфт, на яких виконано похилі пази. На поверхні ведучої напівмуфти

виконано прямі пази під кутом α . Пази ведучої напівмуфти розташовані дзеркально відносно пазів веденої напівмуфти, і виконані на взаємно обернених циліндричних поверхнях напівмуфт.

Муфта, що наведена на рис. 3.1, повністю розроблена та запатентована автором [20] (патент України № 126111) під час розробки основних положень та розв'язування поставлених задач дисертації.

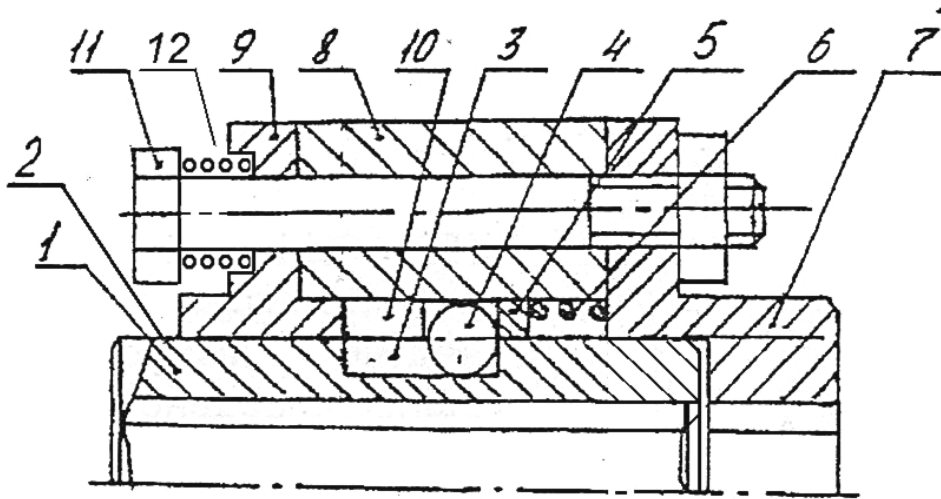


Рис. 3.1. Обгінно-запобіжна муфта з пружинами під головками з'єднувальних болтів у стані вільного ходу

Із рис. 3.1 видно, що в пазах 3 і 10 розміщено кульки 4, муфту обладнано кільцем 5 з пружиною 6, яку розташовано між напівмуфтами 1 і 9. Ведена напівмуфта включає маточину з фланцем 7, втулку 8 і фланцеву втулку 9. Пази 10 веденої напівмуфти 9 починаються з її торця і виконані з протилежним до пазів 3 ведучої напівмуфти 1 нахилом. Деталі 7, 8 і 9 з'єднано між собою болтами 11, під головками яких розміщено регулювальні пружини 12, величина сили пружності яких регулюється затягуванням гайок болтів.

Функціонування кулькової обгінно-запобіжної муфти відбувається дещо подібно до відомої описаної у роботі [54]. Під час обертання ведучої напівмуфти 1 за годинниковою стрілкою кульки 4 підпружиненим кільцем 5

заштовхуються в пази 10 веденої напівмуфти 9. Після заглиблення кульок 4 в пази 10 на величину більшу їх радіуса, боковими поверхнями пазів 3 і 10 напівмуфт 2 та 9 кульки 4 проштовхуються до периферії. В момент коли кульки 4 досягнуть кінців пазів 10, вони не можуть більше рухатися ліворуч і тиснуть на ведену напівмуфту 9, примушуючи її обертатися. Муфта буде обертатись як одне ціле та передавати обертальний момент. Робочий стан муфти наведено на рис. 3.2, де кульки 4 одночасно знаходяться в пазах 3 і 10 відповідних напівмуфт.

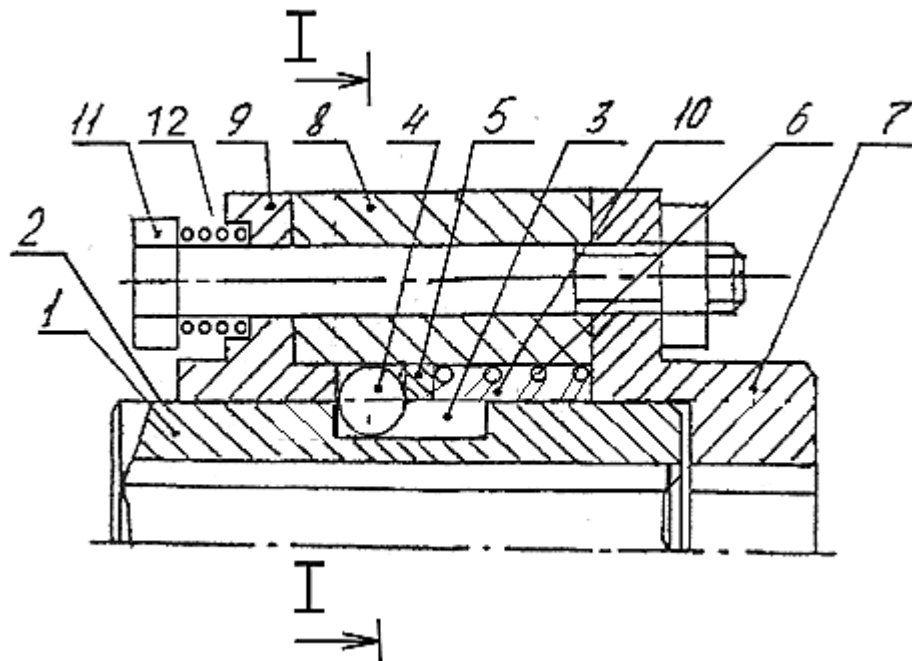


Рис. 3.2. Обгінно-запобіжна муфта з пружинами під головками з'єднувальних болтів у робочому стані

При наростанні обертального моменту до небажаної величини муфта переходить до нового режиму роботи. Кульки 4 сильніше тиснуть на ведену напівмуфту 9, яка стискаючи регульовані пружини 12, зміщується в осьовому напрямку ліворуч і виходить із зачеплення з кульками. Напівмуфти 1 і 9 розчеплюються і не передають підвищений за величиною обертальний момент.

Цим виконується функція запобігання кінематичного ланцюга від дії перевантаження. Таким режимом роботи не володіє жодна із відомих обгінних муфт. Тобто пропонується розширити функції кулькових обгінних муфт.

Як незначний недолік запатентованої муфти є деякий стукіт кульок, що вийшли із пазів веденої напівмуфти. Це створює певний сигнал, що кінематичний ланцюг перевантажений. Стукіт припиняється при зменшенні навантаження у приводі. У разі неможливості зменшення величини навантаження, необхідно зупинити механізм та усунути причину перевантаження. Цього можна уникнути застосуванням принципово нової кулькової обгінно-запобіжної муфти осьової дії, яка може запобігати дії перевантажень без зупинки чи зміни кутової швидкості кінематичного ланцюга. Така муфта значно розширює свої функціональні можливості та є прогресивнішою у порівнянні з вже існуючими кульковими обгінними муфтами.

При обертанні ведучої напівмуфти 1 у зворотному напрямку рис.3.2, кульки 4 боковими поверхнями пазів 10 виштовхуються з них, а напівмуфти 2 і 9 автоматично роз'єднуються. Муфта працює в режимі холостого ходу і обертальний момент до веденої напівмуфти у зворотньому напрямку не передає.

Тобто запропонована муфта може передавати обертальний момент тільки в одному напрямку, та автоматично роз'єднувати вали як при зміні напрямку обертання так і при зростанні обертального моменту до небажаної величини. Величина максимального обертального моменту визначається технологічним процесом привода та установлюється регулюючими пружинами 12, що повністю виключає перевантаження всіх деталей муфти. Отже запропонована муфта збільшує функціональні можливості, та значно надійніша за аналогічні описані у [54;75;78;145].

3.3. Обґрунтування силової взаємодії елементів муфти

Під час передавання обертального моменту з боку ведучої напівмуфти на кульки діє колова сила, що є теоретично направлена за дотичною до кола їхніх центрів рис.3.3 ,та дорівнює:

$$F_i = \frac{2TK}{D_{ц} \cdot i} , \quad (3.1)$$

де T - номінальний обертальний момент;

$D_{ц}$ - діаметр кола центрів кульок;

i - кількість кульок;

K - коефіцієнт нерівномірності навантаження.

Сила F_1 є рушійною силою під час передавання номінального обертального моменту, а її осьова F_a складова використовується як рушійна сила для роз'єднання кінематичного ланцюга привода.

Величина цієї сили визначається за максимально допустимим обертальним моментом T_{max} та кутом нахилу пазів напівмуфт до їх твірних рис. 3.3.

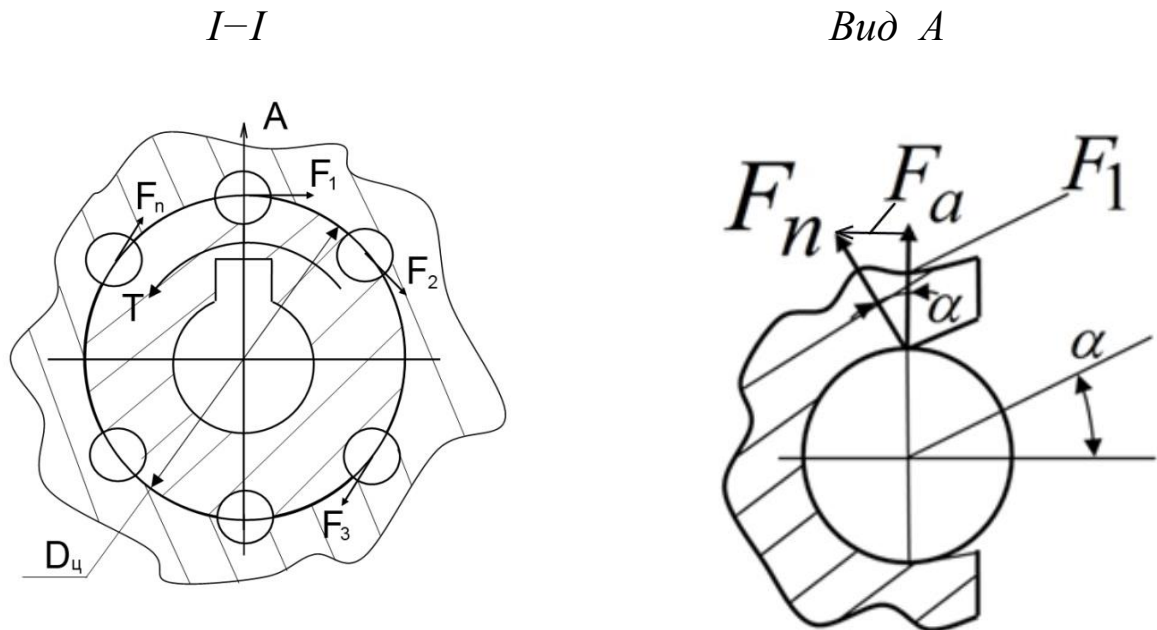


Рис. 3.3. Схема дії колових сил у обгінно-запобіжній муфті

У цьому випадку колова сила при дії максимально допустимого обертального моменту буде:

$$F_{tmax} = \frac{2T_{max}K}{D_{ц} \cdot i} . \quad (3.2)$$

Тоді її осьова складова рис. 3.3 визначається:

$$F_{amax} = \frac{2T_{max}K}{D_{ц} \cdot i} tg\alpha , \quad (3.3)$$

де α – кут нахилу пазів напівмуфт

Знаючи величину осьової сили, що необхідна для роз'єднання механічного приводу, можна вибрати пружини обгінно-запобіжної муфти з умови:

$$F_n \leq F_{amax} , \quad (3.4)$$

де F_n – сила пружності пружини, що визначається за формулою

$$F_n = \frac{Gd_n^4\lambda}{8D_n^3i_n} ,$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду матеріалу пружини;

d_n – діаметр дроту з якого виготовляються пружини;

D_n – середній діаметр пружини;

i_n – кількість пружин;

λ – необхідна для роз'єднання механічного ланцюга деформація пружини. Її номінальна величина у цьому випадку має дорівнювати діаметру кульок.

Із умови (3.4) маємо:

$$\frac{Gd_n^4\lambda}{8D_n^3i_n} = \frac{2T_{max}K}{D_{ц} \cdot i} tg\alpha . \quad (3.5)$$

Рівняння (3.5) має граничне значення, що уможливорює у будь-якому разі запобігання дії перевантажень. Знаючи максимально допустиму величину обертального моменту можна вибрати конструктивні параметри чи кількість пружин.

Враховуючи умову $\lambda = d$ діаметр кульок максимальний обертальний момент запишеться:

$$T_{max} = \frac{G d_n^4 d D_{ц} \cdot i}{16 D_n^3 i_n K t g \alpha} , \quad (3.6)$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа. – модуль пружності другого роду пружинної сталі.

Отримано рівняння для зручного проведення кількісного аналізу залежності максимального обертального моменту від основних характеристик параметрів кулькових обгінно-запобіжних муфт. Тобто рівняння (3.6) має ознаки універсальності, для будь-яких габаритів муфт цього типу. Знаючи їх конструктивні параметри, можна вибрати характеристики та кількість пружин, які забезпечують надійне запобігання перевантажень кінематичних ланцюгів, що істотно підвищує надійність їх роботи.

Проаналізовано залежність максимального обертального моменту від діаметру дроту пружин, діаметру самої пружини та осьової її деформації. Загальні графіки цих залежностей наведено на рис. 3.4.

Вплив решти конструктивних параметрів на величину допустимого обертального моменту можна визначити із аналітичної залежності (3.6).

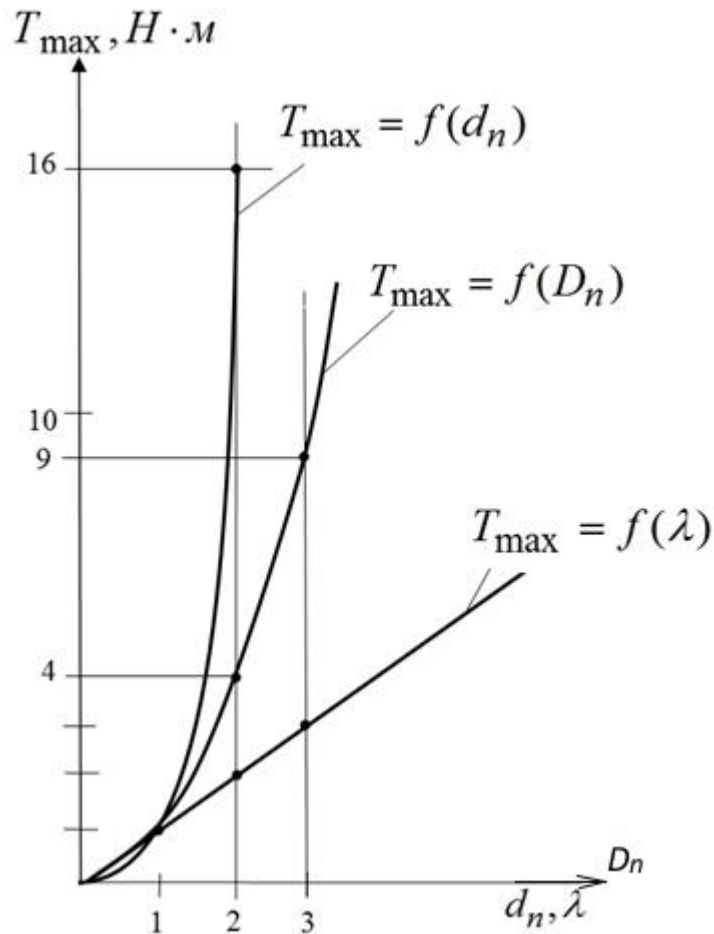


Рис. 3.4. Залежність максимального обертального моменту від діаметру дроту пружини, її осьової деформації та діаметру пружини.

3.4. Силова взаємодія кульок з поверхнями пазів напівмуфт з урахуванням тертя

Під час перехідних режимів функціонування кулькових обгінних муфт кульки можуть не тільки перекочуватися відносно опорної поверхні, а є ймовірність їхніх проковзувань. Такий процес можливий на початку входу та у кінці виходу кульок із відповідних пазів. Беручи до уваги можливі такі процеси, автором в роботі [25] розглянуто силову взаємодію між кульками і поверхнями напівмуфт для перехідних режимів роботи кулькової обгінної муфти.

У роботі [25] розглянуто три частини (I, II і III) процесу роз'єднання кінців валів кінематичного ланцюга механічного привода (рис. 3.5) з розробленням математичних моделей.

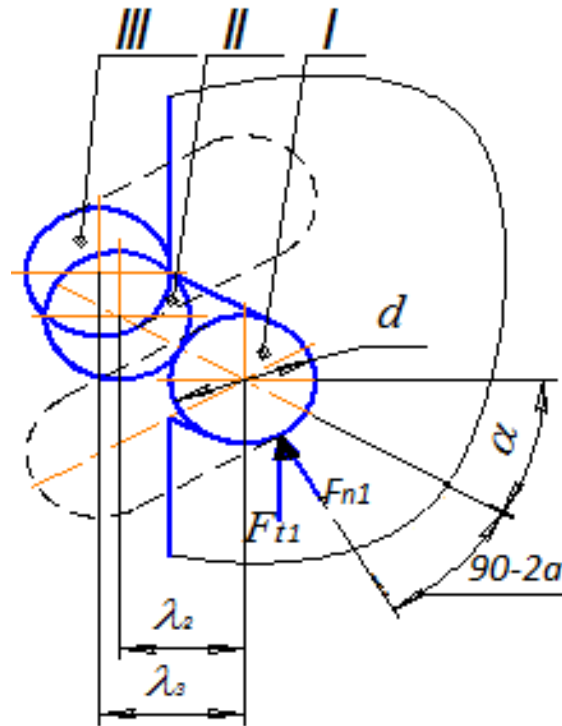


Рис. 3.5. Розрахункова схема 3-х положень кульки: I - робоче положення; II - початок виходу кульки із паза; III - кулька вийшла із паза напівмуфти і проковзує

Із умов миттєвої рівноваги кульки для трьох фаз муфти складаються такі вирази (рис. 3.6):

$$F_{n_1} \cos(90^\circ - \alpha) - F_{t_1} \cos \alpha = 0 ,$$

$$F_{n_2} \sin \alpha > F_n + 2F_{t_2} \cos \alpha , F_{n_3} \cos \alpha + F_{t_3} \sin \alpha > F'_{t_4} . \quad (3.7)$$

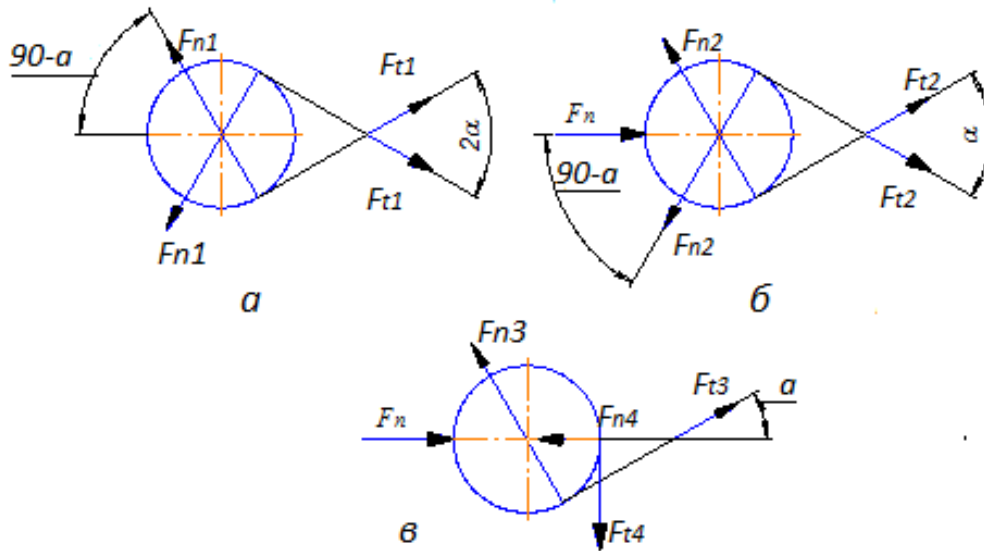


Рис. 3.6. Схеми дії сил для 3-х положень кульки: *а* – положення *I*;
б – положення *II*; *в* – положення *III*

Розв'язавши систему рівнянь (3.7), після звичайних перетворень, отримаємо:- максимальне значення нормальної сили

$$F_{n \max} = \frac{Gd_n^4 \lambda_3}{8D_n^3 i_p} \cdot \quad (3.8)$$

- максимальне значення обертального моменту

$$T_{\max} = \frac{k_n G d_n^4 \lambda_3 f D_0}{16 D_n^3 i_p (\cos 2\alpha + f \sin \alpha)} \cdot \quad (3.9)$$

за якими проведено кількісний аналіз зміни максимальних навантажень у залежності від діаметру дроту пружини для меж 1 – 5 мм. Отримані результати зведено в табл. 3.1 та табл. 3.2.

Таблиця 3.1

Залежність сили пружності від діаметру дроту пружини

d_n , мм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0
$F_{n \max}$, Н	0,22	1,114	3,52	8,594	17,82	33,014	56,32	137,5

Таблиця 3.2

Залежність обертального моменту від сили пружності та кута нахилу пазів

$F_{n\ max}, Н$	20	40	60	80	100	120	140
$T_{max}, Н\cdot мм$ ($\alpha = 40^\circ$)	130,4	260,8	391,2	521,6	652	782,6	912,8
$T_{max}, Н\cdot мм$ ($\alpha = 30^\circ$)	277,7	555,4	833,1	1110,8	1388,5	1666,2	1943,9

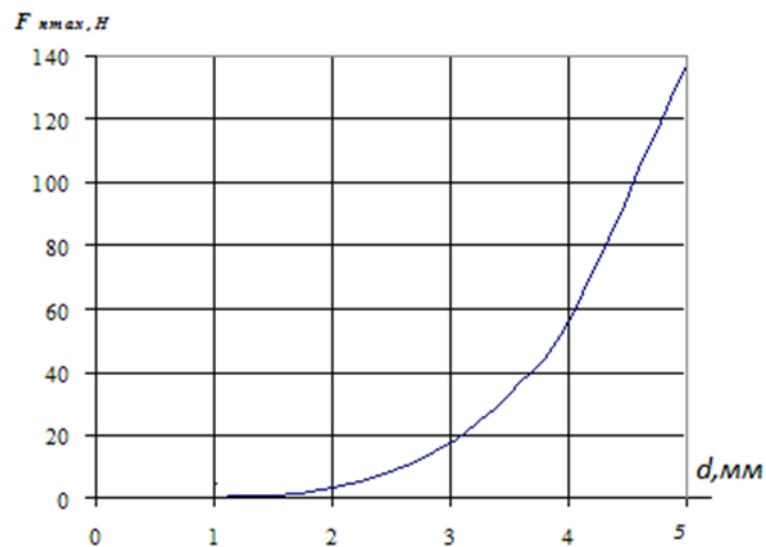


Рис. 3.7. Графік зміни сили пружності від діаметру дроту пружини

3.5. Аналітичний аналіз можливості виконання запобіжних функцій кулькової обгінно-запобіжної муфти

3.5.1. Конструкція та принцип роботи нової кулькової обгінно-запобіжної муфти

Враховуючи потребу у розширенні функцій кулькових обгінних муфт, які унеможливають запобігання від дії перевантажень кінематичних ланцюгів механічних приводів, що передають обертальний момент тільки в одному напрямку не за рахунок тертя а за допомогою зачеплення кульок з робочими поверхнями пазів напівмуфт, було розроблено та запатентовано нову кулькову обгінно-запобіжну муфту. Конструкція з основними розмірами цієї муфти

наведена на рис. 3.8. Така муфта дає можливість істотно покращити ефективність функціонування механічного привода за рахунок набуття важливої функції — автоматичного роз'єднання кінців ведучого і веденого валів тоді, коли робочий обертальний момент набуде значних небажаних для технологічного процесу значень.

Нова кулькова обгінно-запобіжна муфта що наведена на рис. 3.8, складається з ведучої напівмуфти 3, що має похилі пази на зовнішній поверхні; зовнішньої напівмуфти 1, на торцях якої виготовлені врізні пази оберненого нахилу до попередніх; у пазах розташовано кульки 5, які під час зачочування в пази напівмуфт зчеплюють їх і муфта передає обертальний момент. Для покращення процесу зчеплення муфта оснащена кільцем 6, що спирається на пружину 7, яку встановлено між напівмуфтою 3 і обоймою 2.

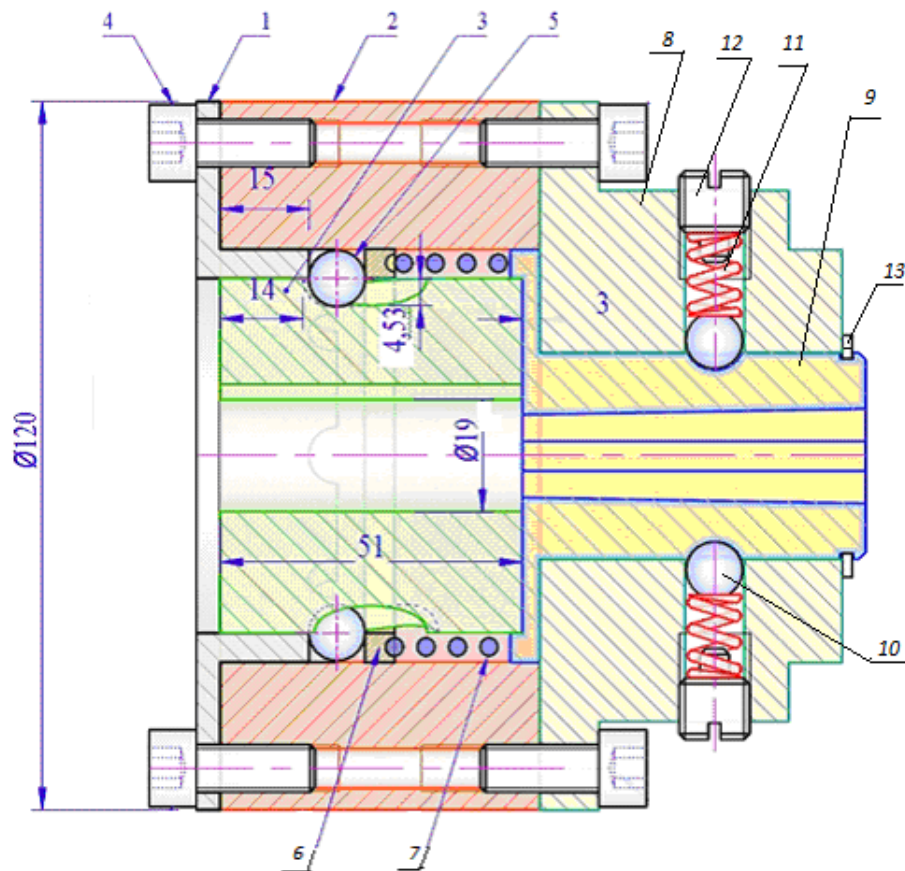


Рис. 3.8 Загальний вигляд кулькової обгінно-запобіжної муфти

Запобіжна частина складається з корпусу 8 у якому розміщено внутрішню напівмуфту на зовнішній поверхні якої виконано дві лунки глибина яких погоджена з діаметром кульок. Корпус 8 має два скрізьних отвори від центра до периферії, в отворах нарізана нарізь та встановлено кульки 10 стандартного діаметру пружний елемент 11 та гвинт 12 за допомогою якого регулюється сила притискання пружини до кульки. Із рис. 3.8 видно, що кульки з'єднують корпус 8 та внутрішню напівмуфту 9. При дії надлишкових напружень у механічному приводі кульки які з'єднують корпус і внутрішню напівмуфту переборюють опір пружного елемента та рухаючись від центра обертання муфти до її периферії роз'єднують кінематичний ланцюг механічного привода запобігаючи дії перевантажень та руйнувань основних елементів привода. Обгінна і запобіжна частини муфти з'єднані болтами між собою на торцях і представляють собою єдину цілісну конструкцію.

Сигналом запобіжного режиму роботи муфти є цокіт кульок, що виникає під час їх перекочування через лунки деталі 9.

3.5.2. Аналіз силових залежностей

Потрібно наголосити, що передавання обертального моменту відбувається зачепленням кульок 5 з боковими поверхнями пазів напівмуфт 1 і 3, та кульками 10, що з'єднують корпус 8 з деталлю 9. У разі передавання номінального моменту гарантується безпечний режим роботи муфти для передавання енергії двигуна в одному напрямку. Однак частина обгінної муфти не забезпечує процес запобіжності системи привода від перевантажень. Запропонована муфта (заявка на корисну модель № 1974, від 15.01.2019), розширює функції обгінної муфти тому, що вона стає муфтою обгінно-запобіжною (рис. 3.8).

Така обставина вимагає розв'язування важливої для практики задачі з аналізу геометрично-силових закономірностей таких пристроїв, що розширюють можливості під час перевантаження механічного привода запобігаючи дії перевантажень та руйнуванню основних елементів кінематичного ланцюга.

З появою нової муфти виникає ряд важливих для практики задач. На самперед важливо теоретично установити умову точного спрацювання запобіжної частини розробленої муфти, та запропонувати математичну модель цієї умови з урахуванням основних геометричних і силових чинників, що виникають під час перевантаження. Розв'язок цієї задачі розширює функціональні можливості обгінної муфти. Більше того запобіжна частина муфти істотно підвищує надійність роботи не тільки муфти, але й усіх складових частин механічного привода, які розміщуються після муфти, тому що вони миттєво роз'єднуються під час перевантаження. Деякими недоліками розробленої муфти є виникнення шуму під час роз'єднання валів, але така обставина може слугувати сигналом оператору для зупинки привода.

Розробку математичної моделі опису процесу запобігання перевантажень (умову роз'єднання ведучої та веденої частини муфти) зручно розпочати з розгляду силової взаємодії, при якій кулька виходить з лунки. Із розробленої схеми рис. 3.9, є очевидним, що кулька вийде з лунки тоді, коли реакція $R_1 = 0$, тобто потрібна осьова складова колової сили F_{t2} переборє силу пружності пружини F_n . Більше того до осьової складової сили для точних розрахунків необхідно додати відцентрову силу, яку розвивають кульки, що обертаються з кутовою швидкістю рівною швидкості механічного привода.

На початку за класичною умовою рівноваги, рівності моментів сил, можна записати

$$F_{t1}d_1z_1 - F_{t2}d_2z_2 = 0, \quad (3.10)$$

де F_{t1} і F_{t2} – відповідно колові зусилля, що діють на одну кульку обгінної і запобіжної частин муфти; d_1 і d_2 – відповідно діаметри кіл центрів цих кульок; z_1 і z_2 – кількість кульок.

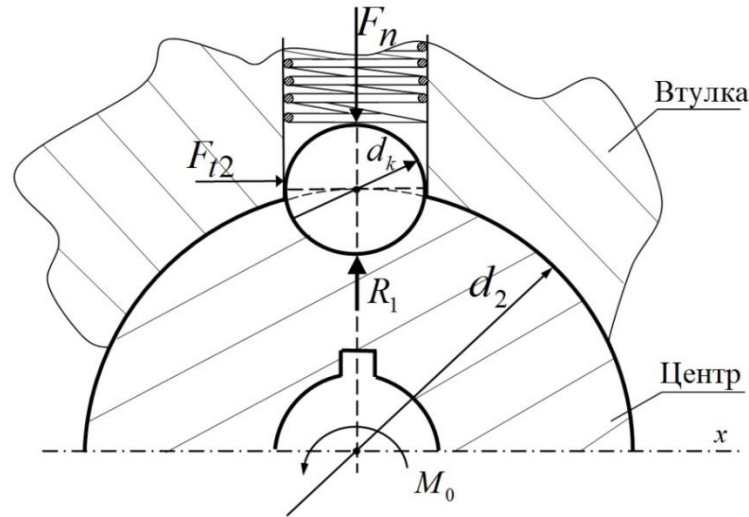


Рис. 3.9. Розрахункова схема частини обгінно-запобіжної муфти при передаванні обертового моменту

Із рівняння (3.10) маємо

$$F_{t2} = \frac{F_{t1} d_1 z_1}{d_2 z_2}. \quad (3.11)$$

Враховуючи відомі залежності ведучої ланки муфти:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}, \quad \text{а} \quad T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}. \quad (3.12)$$

Тоді рівняння (3.11) набуває вигляду:

$$F_{t2} = \frac{2P_1 d_1 z_1}{\omega_1 d_1 d_2 z_2} = \frac{2P_1 z_1}{\omega_1 d_2 z_2}. \quad (3.13)$$

Тепер необхідно визначити всі внутрішні сили які, виникають у місцях контакту окремих частин муфти, під час передавання муфтою обертових моментів, з урахуванням інерційних сил, що виникають від обертання кульок відносно осі муфти.

Розглядаємо процес запобіжності муфти перевантажуючи систему для того, щоб встановити умову автоматичного роз'єднання кінематичного ланцюга у разі зростання обертального моменту до небажаної величини. Використовуємо відомий принцип суперпозиції і розглядаємо окремо кожен елемент муфти у миттєвій рівновазі.

Для веденої напівмуфти запобіжної частини муфти розроблена розрахункова схема наведена на рис.3.10, де зображено миттєве довільне положення цієї частини з силами дії кульки на робочу поверхню заглиблення.

На рис. 3.10 наведено: R_1 – рушійна сила тиску кульки; R_2 – сила тиску кульки від регулюючої пружини; $M_0 = T_{max}$ – момент опору (момент перевантаження); α_1 – кутова координата точки A ; α_2 – кут нахилу сили R_1 ; φ – кутова координата проміжного положення кульки.

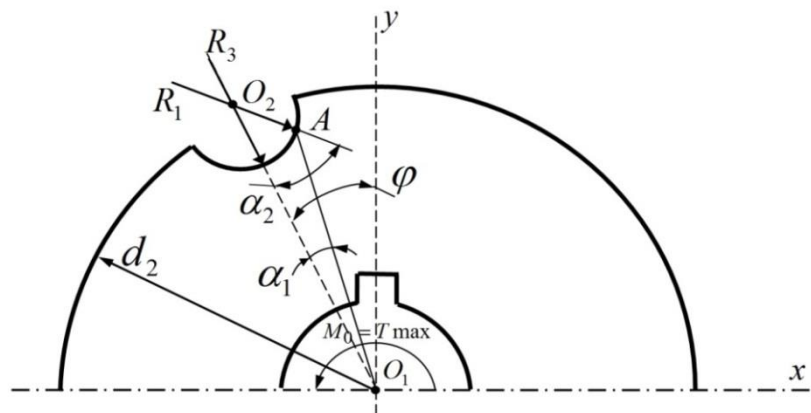


Рис. 3.10. Розрахункова схема веденої напівмуфти

Для покращення точності спрацьовування муфти під час перевантаження необхідно врахувати не тільки рушійну силу, але і силу інерції кульки, маса якої здійснює обертаний рух. Це особливо проявляється під час неусталених режимів навантаження кінематичного ланцюга. Тому загальний момент сили, з яким кулька діє на робочу поверхню заглиблення, визначаємо так:

$$T_p = I_1 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + R_1 \frac{d_2}{2} \sin \alpha_2, \quad (3.14)$$

де I_1 – момент інерції з'єднувальної кульки.

Кут нахилу реакції R_1 із рис. 3.5. визначаємо за теоремою косинусів

$$\cos \alpha_2 = \frac{O_2 A^2 + O_2 O_1^2 - A O_1^2}{2 O_1 O_2 \cdot O_1 A}. \quad (3.15)$$

Тепер визначимо реактивний момент на втулці. Для цього розглянемо у миттєвій рівновазі втулку з внутрішнім радіусом $d_2/2$, моментом інерції I_2 відносно осі обертання O_1 . Відомо, що з боку кульки на втулку діє сила F_{t2} , яка викликає реакцію $N_2 = F_{t2}$ (див. рис. 3.11). Лінія дії цієї реакції має проходити через центр кульки O_2 . Окрім того, внаслідок наявності нарізевого з'єднання втулки з регульованим гвинтом та пружиною, на втулку діє сила пружності пружини F_n , що визначається за такою залежністю

$$F_n = c(y_0 + r + r_0), \quad (3.16)$$

де c – жорсткість пружини; y_0 – величина осьової деформації пружини при нерухомій муфті; r_0 – полярний радіус центра кульки при нерухомій муфті ($r_0 = O_1 O_2$); r – полярний радіус кульки під час руху муфти.

Сумарний реактивний момент T_B на втулці визначаємо, розглядаючи диференціальне рівняння обертового руху втулки, матимемо

$$T_B = I_B \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - N_2 \frac{d_2}{2} \sin \alpha_3, \quad (3.17)$$

де I_B – момент інерції втулки. Кут α_3 легко визначається із $\Delta O_1 O_2 B$ за теоремою косинусів

$$\cos \alpha_3 = \frac{B O_2^2 + O_2 O_1^2 - B O_1^2}{2 O_1 O_2 \cdot O_1 B}. \quad (3.18)$$

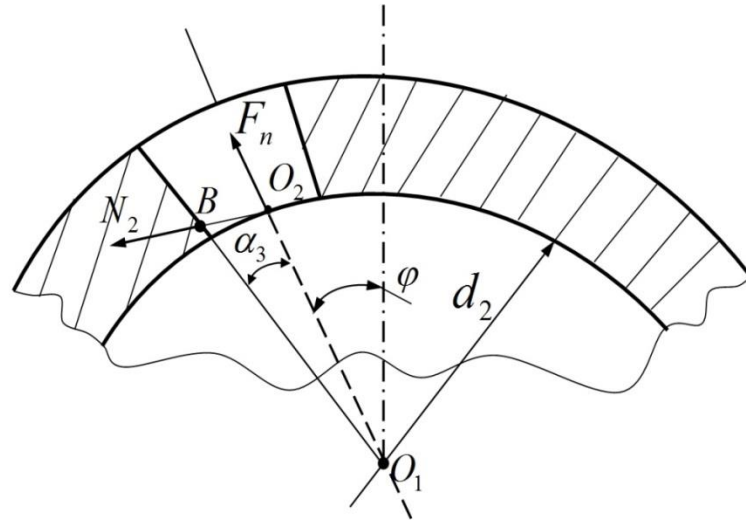


Рис. 3.11. Розрахункова схема силової взаємодії втулки

Знаючи миттєве положення кульки та їх навантаження, можна розглянути закономірності її руху, що впливають на процес автоматичного роз'єднання кінців валів під час перевантажень у кінематичному ланцюзі механічного привода.

Для повного розв'язку поставленої задачі залишається розглянути закономірності руху кульки. Для цього розробляємо розрахункову схему (рис. 3.12), та враховуємо всі силові чинники, що діють на кульку під час робочого режиму. За основу приймаємо положення кульки подібне до попередніх (рис. 3.5).

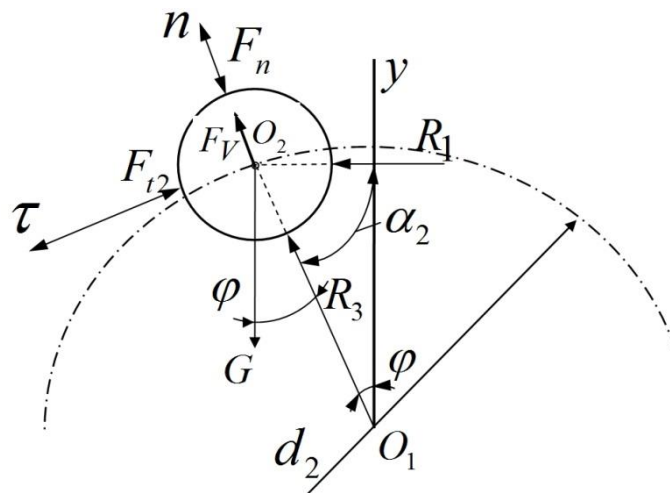


Рис. 3.12. Розрахункова схема силової взаємодії під час руху кульки

Із рис. 3.12 видно, що у довільному положенні на кульку діють такі сили: R_1 і R_2 – реакції робочих поверхонь центральної веденої напівмуфти; $G = mg$ – сила ваги кульки; m – її маса; F_n – сила пружності регульованої пружини; F_v – відцентрова сила самої кульки; F_{t2} – рушійна сила.

Для спрощення розв'язку задачі з центром кульки (точка O_2) зв'язуємо рухому систему координат $\tau O_2 n$. Тоді диференціальні рівняння руху кульки в проєкціях на осі рухомої системи координат матимуть вигляд:

– на вісь n

$$m \left(r \frac{d^2 \varphi}{dr^2} \frac{d^2 r}{dt^2} - \frac{d\varphi}{dt} r \right) - R_1 \cos \alpha_2 + mg \cos \varphi + c (y_0 + r - r_0) - R_3 = 0, \quad (3.19)$$

– на вісь τ

$$m \left(\frac{d^2 \varphi}{dr^2} r + 2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \frac{dr}{dt} \right) - R_1 \sin \alpha_2 - mg \sin \varphi = F_{t2}, \quad (3.20)$$

де $\frac{d\varphi}{dt}$ – колова швидкість муфти на початку спрацювання;

$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} r$ – нормальне прискорення; $2 \frac{d\varphi}{dt} \frac{dr}{dt}$ – прискорення Кориоліса;

$r = \frac{d_2}{2}$ – віддаль між центром кульки (O_2) та віссю обертання муфти (O_1).

Із рівняння (3.13) і (3.14) знайдемо зусилля R_1 і F_{t2} , які дорівнюють:

$$R_1 = \frac{1}{r \sin \alpha_2} \left(T_p - I_1 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right), \quad (3.21)$$

$$F_{t2} = \frac{I_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2}}{r},$$

де T_p – розрахунковий обертальний момент, при якому відбувається роз'єднання кінців валів; I_1 і I_2 – момент інерції відповідно центральної частини муфти і втулки.

Отримані значення R_1 і F_{t2} (3.21) підставимо у рівняння (3.19) і (3.20), матимемо:

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} + \left(\frac{I_1 ctg \alpha_2 + I_2}{r} \right) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - m \frac{d^2 \varphi}{dt^2} r - \frac{T_p}{r} ctg \alpha_2 + mg \cos \varphi + c(y_0 + r - r_0) = 0,$$

$$(mr^2 + I_1 + I_2) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - mgr \sin \varphi + 2rm \frac{d\varphi}{dt} \frac{dr}{dt} = -T_p. \quad (3.22)$$

Із другого рівняння системи (3.19) визначаємо значення прискорення кульки $\frac{d^2 \varphi}{dt^2}$ і підставляємо його у перше рівняння, яке набуває такого вигляду:

$$\frac{d^2 r}{dt^2} mr \varphi^2 + \frac{T_p}{r} ctg \alpha_2 - mg \cos \varphi - c(y_0 + r - r_0) -$$

$$- \frac{I_1 ctg \alpha_2 + I_2}{mr^2 + I_1 + I_2} \left(mg \sin \varphi + \frac{T_p}{r} - 2\varphi m \frac{dr}{dt} \right) + R_3 = 0. \quad (3.23)$$

Проаналізувавши рівняння (3.23), можна стверджувати, що кулька (її центр) почне рухатись у радіальному напрямку при умові, коли реакція R_3 стане від'ємною. Такий стан є можливим тоді, коли $r = r_0$ і $\frac{dr}{dt} = 0$. Для таких умов має виконуватися нерівність, яка і є умовою спрацьовування запобіжної частини муфти, а саме:

$$mr_0 \omega^2 + \frac{T_p (mr_0^2 + I_2) ctg \alpha_2}{r_0 (mr_0^2 + I_1 + I_2)} - cy_0 - mg \left(\cos \varphi + \frac{I_1 ctg \alpha_2 + I_2}{mr_0^2 + I_1 + I_2} \sin \varphi \right) \leq 0. \quad (3.24)$$

Отримана умова (3.24) спрацьовування запобіжної частини муфти має не тільки наукову новизну, але і практичне значення. Вона дає можливість визначити чинники муфти у широкому діапазоні та уможлиблює для відомого (наперед заданого) перевантаження вибрати необхідні геометричні та жорсткісні параметри запобіжної частини кулькової обгінно-запобіжної муфти для надійного розмикання кінців валів кінематичного ланцюга механічного привода.

3.6. Кількісний аналіз міцності кульок і робочих поверхонь напівмуфт кулькової обгінно-запобіжної муфти

Запропонована нова кулькова обгінно-запобіжна муфта значно довше функціонує під час передавання робочого обертального моменту, величина якого менша за допустимий. Під час виконання технологічного процесу кульки запобіжної частини муфти призначені не тільки для передавання обертального моменту, але і для запобігання кінематичних ланцюгів від дії перевантажень. Більше того кількість кульок запобіжної частини муфти істотно менша за кількість кульок які передають обертальний момент та виконують обгінні функції.

Із вищезгаданих обставин виникають певні задачі з проведення кількісного аналізу показників міцності елементів, що є більш навантаженими.

Їх необхідно виконати для кожного випадку застосування муфт такого типу, за методикою, яка розроблена у даній роботі, та перевірена на роботоздатність проведенням кількісного аналізу міцності запропонованої муфти. Першим кроком цього розрахунку є розроблення розрахункової схеми. Для даного випадку розрахункова схема наведена на рис. 3.13.

Із рис.3.13 видно що під час передавання робочого обертального моменту в системі виникають зовнішні сили: колова сила F_{t2} ; сила пружності пружини F_n ; відцентрова сила f_v . Ці сили зрівноважуються реакціями R_1 і R_2 , що викликаються напруження змінання: від реакції $R_1 = F_n - F_v$ – напруження яке виникає на поверхні доторкання кульки з поверхнею лунки; від реакції $R_2 = F_{t2}/\cos\alpha$ – напруження змінання, виникає на площині доторкання кульки з поверхнею лунки між точками A і C . Для колової сили виникають контактні напруження теоретично в точці B .

За класичною теорією опору матеріалів відомо, що напруження змінання на криволінійних поверхнях розподіляється за формою параболоїду, що

утруднює точне його визначення. Однак, можна скористатися спрощеним методом, за яким дозволено приймати напруження змінання постійним, а за площу на яку воно діє приймати проекцію тіла на площину.

У даному випадку (рис.3.13) маємо:

$$\sigma_{зм1} = \frac{R_1 \cdot 2}{\pi d_k}; \quad \sigma_{зм2} = \frac{R_2 \cdot 4}{\pi d_k} . \quad (3.25)$$

Тоді сумарне напруження змінання за залежностями (3.25) приймає вигляд

$$\sigma_{зм} = \frac{2}{\pi d_k} (R_1 + 2R_2). \quad (3.26)$$

Тепер умова міцності робочих поверхонь кульок чи лунок матиме вигляд

$$\sigma_{зм} = \frac{2}{\pi d_k} (R_1 + 2R_2) \leq [\sigma]_{зм} . \quad (3.27)$$

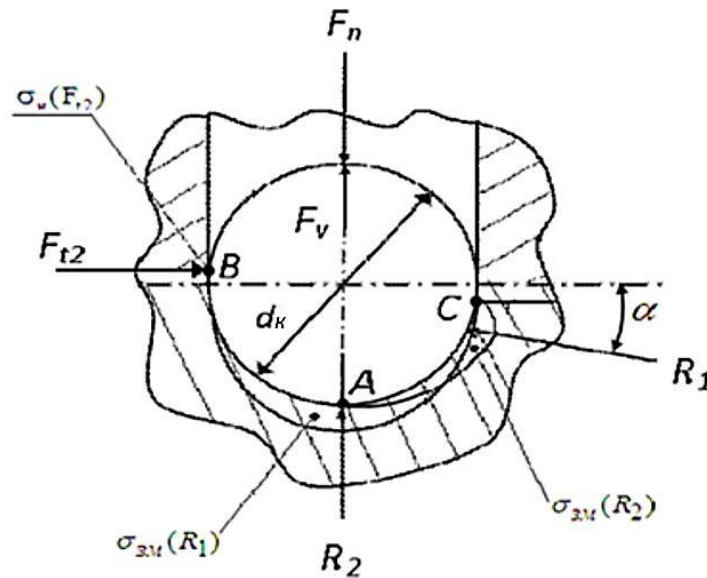


Рис. 3.13. Розрахункова схема для перевірки міцності кульки

Необхідно відмітити те, що у разі виконання умови міцності (3.27) не дає нам права стверджувати, що деталі муфти: кульки та дві частини веденої напівмуфти є достатньо міцними. Враховуючи, що кулька має контакт з деталлю 8 (рис. 3.8), та на її робочій поверхні виникають контактні напруження:

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{ЗВ}}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.28)$$

де $z_M = 275$ МПа – для сталей, із яких виготовлені контактуючі поверхні;

$$q = \frac{F_{t2} \cdot 2}{\pi d_k} - \text{питоме навантаження};$$

F_{t2} – колова сила, що діє на кульку;

d_k – діаметр кульки;

$\rho_{ЗВ}$ – зведений радіус кривизни контактуючих поверхонь, тобто

$$\frac{1}{\rho_{ЗВ}} = \frac{1}{\rho_k} - \frac{1}{\rho_{от}};$$

$\rho_{от}$ – радіус кривизни отвору;

ρ_k – радіус кривизни кульки.

Тоді умова міцності за контактними напруженнями набуває вигляду

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{F_{t2} d_1 z_1 (\rho_{от} - \rho_k)}{\pi d_k \rho_k \rho_{от}}} \leq [\sigma]_H. \quad (3.29)$$

В остаточному вигляді умову міцності, з урахуванням (3.11) запишемо так

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{F_{t1} d_1 z_1 (\rho_{от} - \rho_k)}{\pi d_2 d_k \rho_k \rho_{от} z_2}} \leq [\sigma]_H. \quad (3.30)$$

Умова міцності (3.30) має як теоретичне так і практичне значення. За її допомогою можна провести кількісний аналіз контактної міцності запобіжної частини муфти з урахуванням конструктивних параметрів усієї муфти. Такий комплексний підхід до аналізу міцності більш навантажених кульок є новим та суттєво покращує ефективність механічних приводів, у яких будуть застосовуватися кулькові обгінно-запобіжні муфти.

Наведені розрахунки запропонованої муфти (рис. 3.8) мають такі числові та конструктивні ознаки, які входять до умови (3.30):

$$d_1 = 60 \text{ мм}; \quad d_2 = 40 \text{ мм}; \quad d_k = 9,8 \text{ мм}; \quad z_1 = 6; \quad z_2 = 2; \quad \rho_{от} = 5 \text{ мм}; \\ \rho_k = 4,9 \text{ мм}.$$

Визначаємо колову силу

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2P_1}{d_1 \omega_1} = \frac{P_1 \cdot \pi n}{d_1 15 d_1}. \quad (3.31)$$

Використовуємо механічний привод, що має електродвигун з $P = 0,5$ кВт; $n = 1370$ об/хв.

Для таких вихідних параметрів маємо

$$F_{t1} = \frac{500 \cdot 3,14 \cdot 1370}{60 \cdot 15} = 2390 \text{ Н}. \quad (3.32)$$

Контактні напруження за (3.27)

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2390 \cdot 60 \cdot 6(5-4,9)}{3,14 \cdot 40 \cdot 9,8 \cdot 5 \cdot 2}} = 328,45 \text{ МПа}. \quad (3.33)$$

Отримана величина контактного напруження є значно меншою за допустиму $[\sigma]_H = 1000 \dots 1400$ МПа, тобто міцність кульок та корпусу веденої напівмуфти забезпечено.

Кількісний аналіз міцності кульки та внутрішньої частини веденої напівмуфти при необхідності можна провести за умови (3.35) з урахуванням сумарної силової дії двох навантажень R_1 і R_2 .

Із рис 3.13 видно, що

$$R_1 = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha}; \quad R_2 = \frac{G d_n^4 d_k}{8 D_n^3 i_n} - \frac{m \omega^2 d_2}{2}. \quad (3.34)$$

Тоді за рівнянням (3.26) максимальні напруження зминання під час роз'єднання кінців валів, після проміжних перетворень визначаються за виразом

$$\sigma_{зм} = \frac{2}{\pi d_k} \left(\frac{F_{t2}}{\cos \alpha} + \frac{G d_n^4 d_k}{8 D_n^3 i_n} - \frac{m \omega^2 d_2}{2} \right) \leq [\sigma]_{зм}. \quad (3.35)$$

Умова міцності кульки за напруженнями зминання має суттєве практичне значення та володіє універсальністю, що дає можливість продовжити кількісний аналіз міцності будь-якої кулькової обгінно-запобіжної муфти, знаючи тільки геометричні та силові параметри механічного привода.

Висновки до розділу

Розглянувши у попередніх розділах існуючі обгінні муфти, обґрунтувавши основні недоліки традиційних муфт вільного ходу, в третьому розділі даної дисертаційної роботи проаналізовано з теоретичної точки зору можливість та доцільність застосування у механічних приводах машин принципово нових кулькових обгінно-запобіжних муфт. Такі муфти як вже було зазначено раніше є багатофункціональними пристроями, які не лише передають обертальний момент в одному напрямку, але також запобігають дії перевантажень у механічному приводі, тим самим захищають від руйнувань основні елементи кінематичного ланцюга.

Зокрема у цьому роділі описано основні геометричні та силові параметри запропонованих принципово нових муфт, обґрунтовано силову взаємодію між кульками та поверхнями напівмуфт у обгінно-запобіжній муфті з пружинами, описано конструкцію, та аналітичним методом доведено можливість виконання такою муфтою не тільки обгінних, але і запобіжних функцій.

Розроблено нові розрахункові схеми для дослідження силової взаємодії в робочій зоні кульок з урахуванням як зовнішніх навантажень так і сили інерції самих кульок діаметром 10 мм, що обертаються з кутовою швидкістю $143,3 \text{ рад/с}$.

Досліджено два характерних для практики режимів функціонування кулькової обгінно-запобіжної муфти і запропоновано математичні моделі для стану її під час передавання робочого обертального моменту та виконання процесу запобігання кінематичного ланцюга механічного привода від перевантажень.

Розглядаючи силову взаємодію у кінематичному ланцюзі привода машин вперше запропоновано математичну модель початкового режиму запобігання елементів механічних приводів, у яких є можливість використання кулькових обгінно-запобіжних муфт.

Проведено кількісний аналіз міцності кульок та напівмуфт для робочого режиму кулькової обгінно-запобіжної муфти.

Проведені теоретичні дослідження які описані у третьому розділі даної дисертаційної роботи, є істотним підґрунтям для виготовлення та монтажу лабораторного обладнання, з метою дослідження та вивчення основних робочих та технічних характеристик обгінно-запобіжних муфт, подетального вивчення їх експлуатаційних характеристик, та розроблення методик щодо впровадження таких пристроїв у механічні приводи сучасного машинобудування.

РОЗДІЛ IV

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ТА НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

4.1. Загальні завдання дослідів

У відповідності до основних задач дисертації і на основі проведеного теоретичного аналізу, розроблена методика експериментальних досліджень, за якою передбачалося перевірити навантажувальну здатність, час вмикання, обгінні та запобіжні властивості кулькової обгінно-запобіжної муфти.

У даному розділі поставлено і виконано такі завдання:

- спроектована та виготовлена в металі дослідна модель обгінно-запобіжної муфти для проведення у лабораторних умовах досліджень її робтоздатності при різних перехідних режимах роботи ;
- розроблено принципову та кінематичну схему механічного привода (рис 4.1), що складається з: стандартних електродвигуна 1 та редуктора 3, між якими розміщено дослідну муфту 2, і розробленого гальмівного пристрою 4;
- за принциповою та кінематичною схемою змонтовано дослідну установку рис.4.5.
- проведено дослідження обгінних і запобіжних можливостей кулькової обгінно-запобіжної муфти;
- перевірено робтоздатність під час робочих режимів навантаження, навантажувальну та запобіжну здатність під час перевантаження розробленої моделі муфти;
- обґрунтовано можливість та наведено рекомендації з впровадження кулькової обгінно-запобіжної муфти у кінематичний ланцюг механічних приводів для запобігання їх від перевантаження.

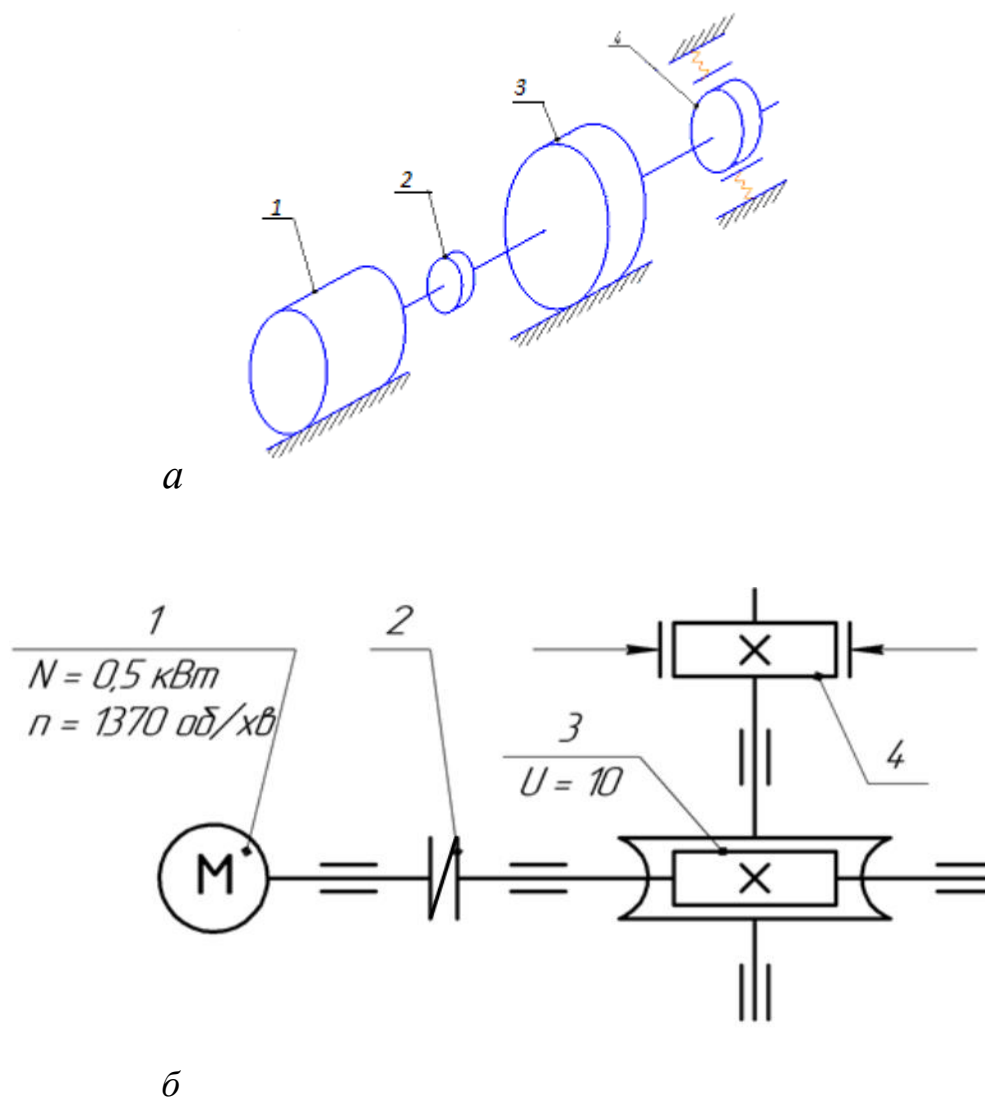


Рис.4.1. Принципова (а) та кінематична (б) схема дослідної установки:

- 1 – електродвигун; 2 – новостворена обгінно-запобіжна муфта;
3 – черв'ячний редуктор; 4 – колодкове гальмо барабанного типу

4.2. Дослідна модель кулькової обгінно-запобіжної муфти

З метою експериментальної перевірки автоматичного з'єднання та роз'єднання валів редуктора та електродвигуна, а також для визначення запобіжних властивостей у механічному приводі була спроектована та виготовлена модель кулькової обгінно-запобіжної муфти. Проектування та

виготовлення дослідної моделі базуються на конструкціях запатентованих муфт [123;124] та загальноприйнятих положеннях [54;75;145].

На рис. 3.8 наведена конструкція моделі кулькової обгінно-запобіжної муфти ІІ конструкція та принцип дії описані в розділі ІІІ. Така муфта складається з двох частин: обгінної і запобіжної рис 4.2.

Обгінна частина складається з внутрішньої напівмуфти 3, що має похилі пази на зовнішній поверхні; зовнішньої напівмуфти 1, на торцях якої виготовлені врізні пази оберненого нахилу до пазів внутрішньої напівмуфти; у пазах розташовано кульки 5, які під час зачеплення в пази напівмуфт зчеплюють їх і муфта передає обертальний момент. Для покращення процесу зчеплення муфта оснащена кільцем 6, що опирається на пружини 7, які встановлено на внутрішній напівмуфті 1. Всі вище названі частини вмонтовано в загальний корпус 3, що забезпечує компактність пристрою та збереження робочої зони від забруднень.

Запобіжна частина складається з внутрішньої напівмуфти 11 на зовнішній поверхні якої виконано дві лунки глибиною 4мм, зовнішньої напівмуфти 12, на зовнішній поверхні якої виконано два скрізьних отвори від центра до периферії, в отворах нарізана нанарізь та встановлено кульки 8 стандартного діаметру – 9,5 мм, пружний елемент 9 та гвинт 10 за допомогою якого регулюється сила притискання пружини до кульки. Кульки в свою чергу з'єднують зовнішню та внутрішню напівмуфти, так як розміщені у лунках внутрішньої напівмуфти та в отворах зовнішньої напівмуфти. При дії надлишкових напружень у механічному приводі кульки які з'єднують зовнішню і внутрішню напівмуфти переборюють опір пружного елемента та рухаючись від центра обертання муфти до периферії роз'єднують кінематичний ланцюг запобігаючи дії перевантажень та руйнувань основних елементів

приводу. Обгінна і запобіжна частини муфти з'єднані між собою гвинтами 4 на торцях і представляють собою єдину цілісну конструкцію.

Функціонування обгінної частини муфти відбувається за такою послідовністю: пружина через кільце утримує кульки біля входу пазів зовнішньої напівмуфти, тобто кульки постійно готові закотитися в пази, якщо має місце їх співпадіння з пазами внутрішньої напівмуфти. Таке конструктивне виконання дозволяє покращувати процес вмикання муфти та збільшити її навантажувальну здатність за рахунок одночасного входження в зачеплення всіх кульок. Окрім того застосування натискного кільця 6 та пружини 7 забезпечує надійне та швидке включення в роботу даного пристрою. Як показали теоретичні розрахунки час включення муфти дорівнює долі секунди (розділ II), та співпадає практично з часом включення традиційної, рівноцінної за розміром роликової обгінної муфти.

Запобіжна частина обгінно-запобіжної муфти вмикається у роботу при перевантаженнях у кінематичному ланцюзі механічного приводу. Вона запобігає виникненню надлишкових напружень та руйнуванням основних елементів кінематичного ланцюга, що розташовані після муфти тим самим забезпечує ефективну та безперебійну роботу приводу при будь-яких режимах його навантаження.

Запропонована конструкція кулькової обгінно-запобіжної муфти має суттєво менші радіальні габарити порівняно з традиційними роликовими муфтами, а при рівних габаритах новостворені муфти мають значно більшу навантажувальну здатність (заявка на корисну модель №1973, від 15.01.2019). Наявність запобіжної частини кулькової обгінно-запобіжної муфти дещо збільшує її осьові габарити, але вони менші у порівнянні за загальні осьові показники габаритів кінематичного ланцюга приводу із застосуванням обгінної і запобіжної муфти окремо.

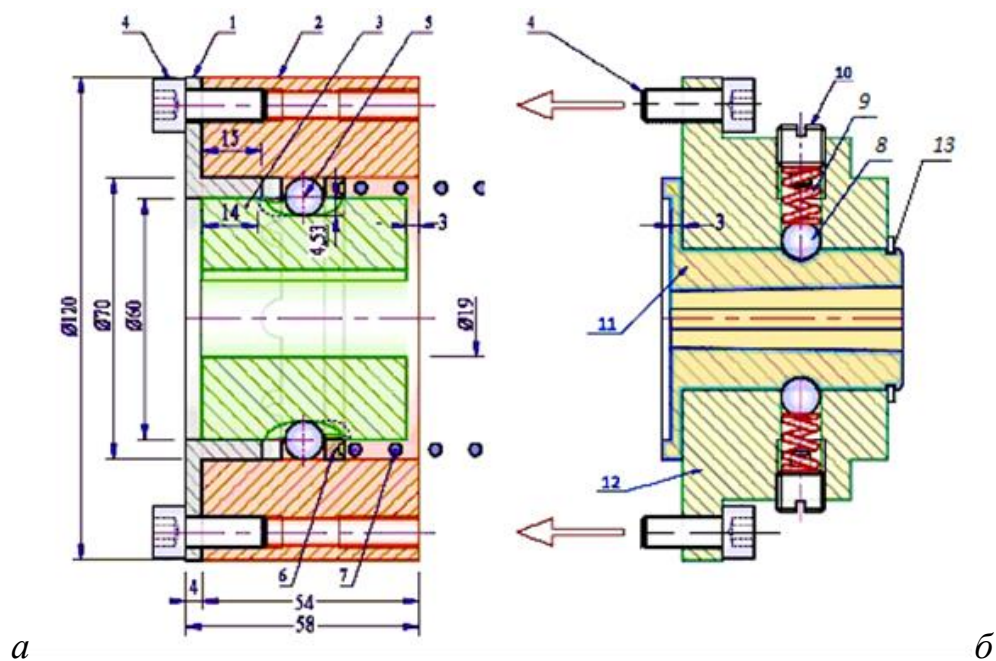


Рис.4.2. Кулькова обгінно-запобіжна муфта:

a – обгінна частина пристрою; *б* – новостворена запобіжна частина муфти.

Загальний вигляд дослідної моделі кулькової обгінно-запобіжної муфти наведено на рис. 4.3.

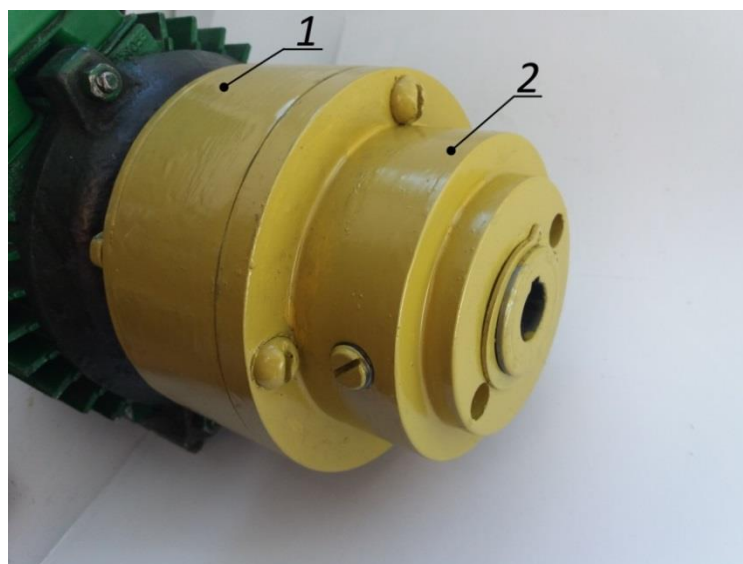


Рис. 4.3. Загальний вигляд дослідної моделі кулькової обгінно-запобіжної муфти: 1 – обгінна частина муфти; 2–запобіжна частина пристрою

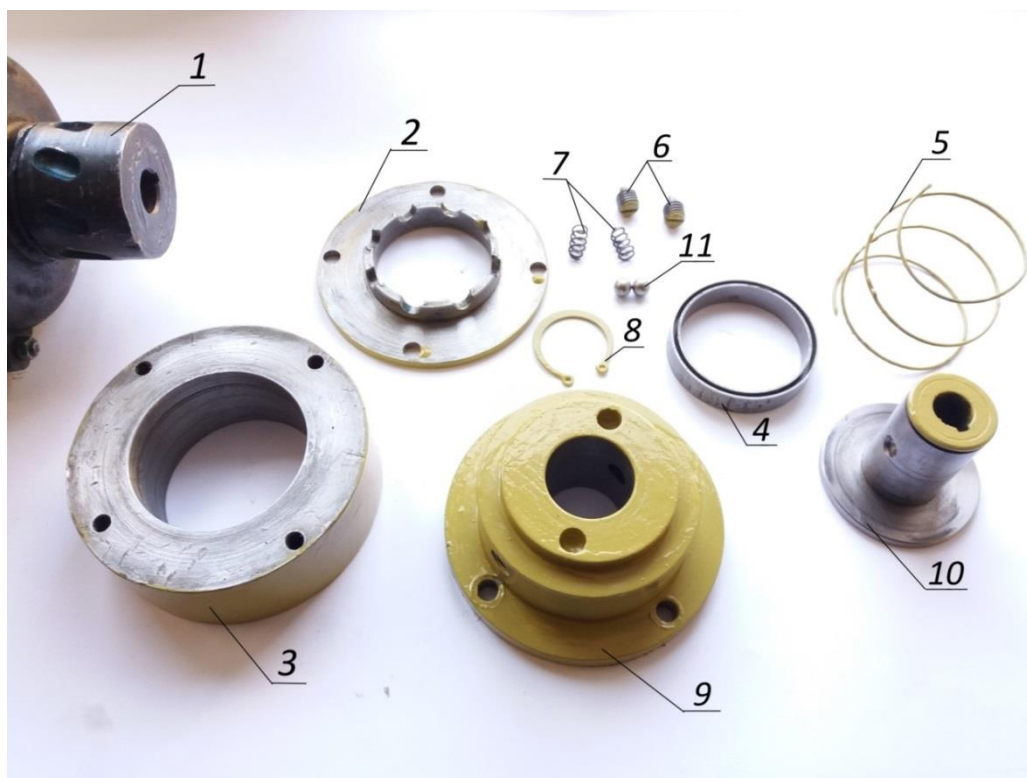


Рис. 4.4. Загальний вигляд дослідної моделі муфти по детально

- 1- Ведуча напівмуфта обгінної частини муфти.
- 2- Ведена напівмуфта обгінної частини.
- 3- Корпус обгінної частини пристрою.
- 4- Натискне кільце.
- 5- Пружина обгінної частини муфти.
- 6- Регулюючі гвинти запобіжної частини муфти.
- 7- Пружини запобіжної частини муфти.
- 8- Стопорне кільце.
- 9- Зовнішня напівмуфта запобіжної частини.
- 10- Внутрішня напівмуфта запобіжної частини пристрою.
- 11- Кульки діаметром 9,5 мм. (елементи з'єднання напівмуфт), які встановлюються в криволінійні пази напівмуфт 1 і 2 обгінної частини муфти, а також в лунки напівмуфти 10 та отвори напівмуфти 9 запобіжної частини пристрою.

4.3. Лабораторна установка для проведення дослідів

Як наголошувалось вище для експериментальних досліджень процесу передавання обертального моменту та запобігання перевантажень моделі кулькової обгінно-запобіжної муфти спроектовано, виготовлено та змонтовано відповідне лабораторне обладнання (рис. 4.5). Його технічні характеристики дозволили здійснити визначення обгінних та запобіжних властивостей спроектованої муфти та провести випробування навантажувальної здатності дослідного зразка для перехідних режимів роботи механічного приводу і перевірити її компенсаційні функції.

Конструкція дослідної установки наведена на рис.4.5, яка, подібно до принципово-кінематичної схеми (рис.4.1), складається із електродвигуна 1, дослідної моделі обгінно-запобіжної муфти 2, черв'ячного редуктора 3, навантажувального колодкового гальма 4. Для покращення точності дослідів всі складові дослідної установки змонтовано на загальній жорсткій плиті 5, показники вимірювались за допомогою динамометричного ключа Bahco TAWM1430 (рис. 4.6), шляхом загвинчування гайки на стяжній шпильці колодкових гальм. Момент затягування гвинтів запобіжної частини муфти (що забезпечував необхідний стиск регульовальної пружини і необхідне зусилля притискання кульок до робочої поверхні пазу веденої півмуфти) встановлювався за допомогою тогож динамометричного ключа з використанням головки під пряму викрутку. Усі вимірювальні інструменти відповідають вимогам стандарту ISO 6789-1:2017 і забезпечують достатньо високу точність показів індикатора до 0,01 Н·мм.

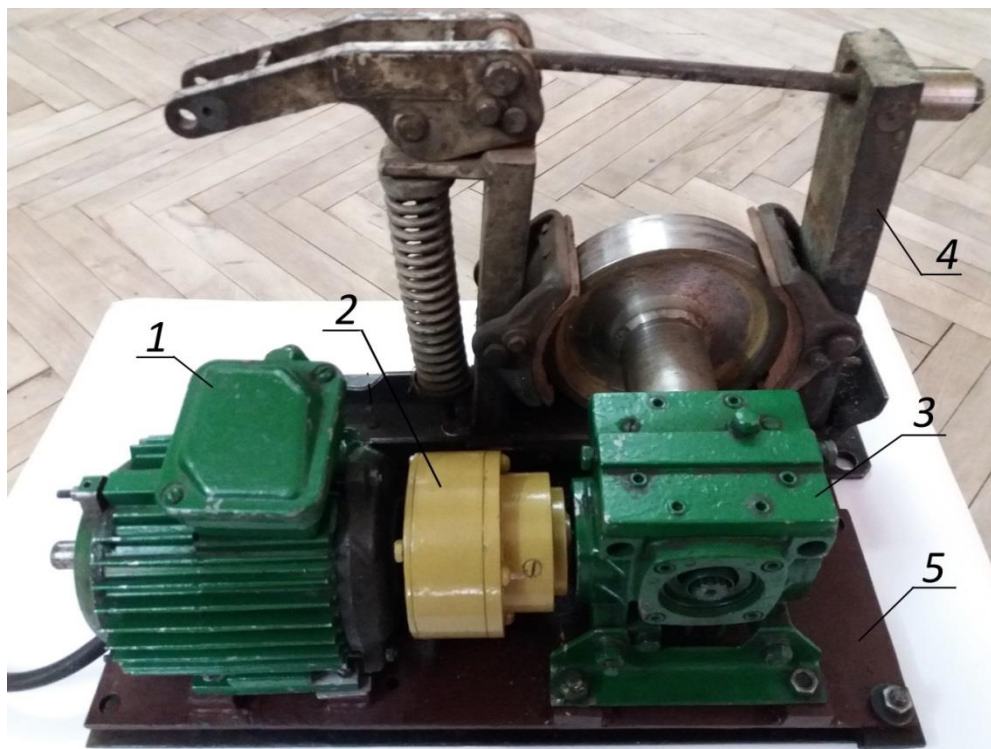


Рис. 4.5. Дослідна установка

Основні елементи установки: 1 електродвигун; 2 принципово нова обгінно-запобіжна муфта; 3 черв'ячний редуктор; 4 колодковий гальмівний пристрій барабанного типу; 5 загальна жорстка плита на якій змонтовано лабораторне обладнання.



Рис.4.6. Динамометричний ключ Bahco TAWM1430, за допомогою якого здійснювалися вимірювання моменту спрацювання нової муфти

4.4. Методика планування експерименту

Основною метою експериментальних досліджень є визначення обгінних та запобіжних властивостей розробленої нової конструкції муфти для різних режимів роботи, а також перевірка теоретичних положень, стосовно, розподілення питомого тиску між кульками та робочими поверхнями пазів напівмуфт.

Методика дослідів передбачає проведення статичних і динамічних випробувань. Згідно методики проведення статичних досліджень є можливість визначення кута повороту ведучої напівмуфти по відношенню до веденої для різних першопочаткових їх положеннях.

Дослідження характеристик розробленої моделі муфти проводилось в два етапи. Відомо, що на практиці будь-який технічний виріб має пройти процес припрацювання під час якого часто має місце більш інтенсивне спрацювання робочих поверхонь елементів.

Пристрої, що пройшли попереднє припрацювання, але з поступовим збільшенням навантаження і з погіршенням умов та режимів роботи, характеризуються більшою ймовірністю безвідмовного функціонування при номінальних навантаженнях ніж подібні технічні вироби без попереднього припрацювання.

Враховуючи наведене, після складання дослідної установки проведено етап припрацювання поверхонь кульок і пазів півмуфт. На цьому етапі установка працювала без змащування елементів муфти. Більше того робочі поверхні елементів доторкання було ретельно обчищено від плівки мастила та бруду. Це сприяло створенню металевого контакту і покращувало процес визначення місць більш інтенсивного спрацювання, тобто дозволило установити найбільш ненадійні елементи конструкції та функціональну її здатність навіть під час роботи без мастила.

Після короткочасного припрацювання установка кілька разів зазнавала вмикань і вимикань, під час яких кінематичний ланцюг функціонував безперебійно, що дозволило підтвердити надійність пуску механічного привода з кульковою обгінно-запобіжною муфтою.



Рис. 4.7. Загальний вигляд веденої і ведучої напівмуфт, після їх припрацювання без мастила

Попередній огляд робочих зон кульок і пазів напівмуфт після роботи муфти з навантаженням у 1,5 рази більшим від номінального не дозволив виявити місця спрацювання поверхонь дотику. Збільшення навантаження під час дослідів здійснювалось відповідним затягуванням пружин.

Після проведення експериментів виявлено незначні спрацювання робочих поверхонь пазів напівмуфт обгінної частини кулькової обгінно-запобіжної муфти (рис. 4.7). Цей результат з достатньою точністю співпадає з результатом попередніх дослідників [54;75], що підтверджує адекватність експерименту.

Друга частина дослідів присвячена вивченню процесу та умов роботи запобіжної частини обгінно-запобіжної муфти. Основною задачею

експериментів було встановити властивості муфти роз'єднувати кінематичний ланцюг у разі виникнення перевантажень з боку двигуна чи з боку робочого органу.

Як видно із дослідної лабораторної установки рис.4.5, навантаження кінематичного ланцюга здійснювалось колодковим гальмом 4 шляхом притискання колодок до зовнішньої поверхні барабана. Для збільшення коефіцієнта тертя колодки оснащено фрикційними накладками. За рахунок притискання колодок до барабана на його поверхні виникають сили тертя, які формують момент тертя на контактуючих фрикційних поверхнях. Даний момент тертя приймався за основне навантаження з боку робочого органу кінематичного ланцюга.

Зверху гальмівного пристрою застосовано стяжну шпильку, затягуючи гайку якої, можна створювати різні сили притискання колодок до барабану. Вимірювання здійснювалось за допомогою динамометричного ключа Bahco TAWM1430 з точністю вимірювання 0,01 Н•мм. Дана точність проведення дослідів є повністю достатньою для обґрунтування працездатності запропонованої обгінно-запобіжної муфти.

4.5. Інженерна методика проектування кулькової обгінно-запобіжної муфти

Момент, що прикладається до динамометричного ключа при загвинчуванні регульовальної (стяжної) шпильки колодкового гальма:

$$T = T_p + T_T, \quad (4.1)$$

де T_p – момент тертя в нарізі; T_T – момент тертя на торці гайки.

Їхні значення відповідно дорівнюють:

$$T_p = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho'), \quad T_T = F_a f \frac{D_m}{2}, \quad (4.2)$$

де F_a – осьова сила (сила стискання стояків стяжною шпилькою), d_2 – середній діаметр нарізі ($d_2 = 0,9 \cdot d$), d – зовнішній діаметр нарізі, α – кут підйому нарізі; ρ' – зведений кут тертя ($\rho' = 1,15\rho$, $\rho = \arctg f$), f – коефіцієнт тертя $f = 0,15$ – при сухих поверхнях контакту та матеріалах контактуючих поверхонь сталь-сталь), D_m – середній діаметр торцевої площі опори гайки $D_m = 1,4 \cdot d$; d – зовнішній діаметр нарізі.

З урахуванням (4.2) і прийнятих допущень, рівняння (4.1) набуває вигляду:

$$T = F_a \frac{0,9 \cdot d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + 1,15 \cdot \arctg(f)) + F_a f \frac{1,4 \cdot d}{2}. \quad (4.3)$$

Розв'язуючи рівняння (4.3) відносно осової сили, що розвивається в стержні стяжної шпильки під час затягування гайки, отримаємо:

$$F_a = \frac{2T}{0,9 \cdot d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + 1,15 \cdot \arctg(f)) + 1,4d \cdot f}. \quad (4.4)$$

Вираз (4.4) має знаменник, що складається зі сталих величин, тому для нарізі $M12 \times 1,25$ згідно з ДСТУ ISO 68-1:2005, маємо: $d=12$ мм; крок нарізі $p=1,25$ мм; кут підйому нарізі $\alpha = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1,25}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 12}\right) = 1,94^\circ$.

Тоді знаменник рівняння (4.4) дорівнює:

$$\begin{aligned} &0,9 \cdot d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + 1,15 \cdot \arctg(f)) + 1,4 \cdot d f = \\ &= 0,9 \cdot 12 \cdot \operatorname{tg}(1,94^\circ + 1,15 \cdot \arctg(0,15)) + 1,4 \cdot 12 \cdot 0,15 = 4,768 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Момент тертя, що створюється фрикційними колодками на барабані, становить:

$$M_T = F_T \cdot D, \quad (4.6)$$

де $F_T = 2 \cdot f_1 \cdot F_a \cdot \frac{l_T}{l_a}$ – сила тертя між фрикційними колодками і барабаном;

$\frac{l_T}{l_a} \approx \frac{1}{3}$ – співвідношення відстаней від осей обертання стояків колодкового

гальма до місць кріплення гальмівних колодок і стяжної шпильки (тобто до

точок прикладання сил F_T і F_a , відповідно); $D = 200$ мм – діаметр барабана колодкового гальма; f_1 – коефіцієнт тертя ($f_1 = 0,3$ при сухих поверхнях контакту та матеріалах контактуючих поверхонь пресованих азбест-сталь).

Порахувати момент тертя M_T на робочому валу (валу барабана) можливо за відомого значення осьового зусилля F_a на стягувальній шпильці, яке, у свою чергу, визначається за значенням моменту закручування регулювальної шпильки. Таким чином, загальна залежність моменту тертя на барабані від моменту затягування регулювальної гайки гальмівного механізму матиме вигляд:

$$M_T = 2 f_1 F_a \frac{l_T}{l_a} D = \frac{4 \cdot T \cdot f_1 \cdot D}{0,9 \cdot d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + 1,15 \cdot \operatorname{arctg}(f)) + 1,4 d \cdot f} \cdot \frac{l_T}{l_a}. \quad (4.7)$$

Отриманий момент тертя приймається в якості робочого моменту механічного привода без перевантаження основних елементів кінематичного ланцюга. Його величина погоджується з обертальним моментом електродвигуна, з урахуванням наявності черв'ячного редуктора з передаточним числом, що дорівнює – 10 (рис. 4.5).

Номінальний обертальний момент на валу робочого органу (барабана), що створюється привідним електродвигуном, становить:

$$T_P = \frac{P}{\omega} u \eta, \quad (4.8)$$

де $P = 0,5$ кВт – номінальна потужність привідного електродвигуна;

$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1370}{30} = 143,4$ рад/с – кутова швидкість електродвигуна;

$u = 10$ – передаточне число черв'ячного редуктора; $\eta = 0,78$ – ККД черв'ячного редуктора. Підставивши дані значення в рівняння (4.8), отримаємо:

$$T_P = \frac{500 \cdot 10 \cdot 0,78}{143,4} = 27,2 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.9)$$

Таким чином для перевірки теоретичних результатів стосовно роботоздатності нової кулькової обгінно-запобіжної муфти на різних

навантажувальних режимах, за допомогою навантажувального пристрою створюватимемо момент опору, що змінюється від $0 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до номінального обертового моменту на робочому органі $M_T = T_p = 27,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Знаючи межі зміни обертового моменту у приводі установки, необхідно перевірити здатність запропонованої муфти виконувати запобіжні функції. Експериментальне дослідження в даному випадку зводиться до того, щоб перевірити процес роз'єднання кінців валів після збільшення моменту тертя на колодковому гальмі (тобто збільшення моменту затягування гайки стяжної шпильки) рис. 4.5.

Регулювання моменту спрацювання муфти проводитиметься шляхом зміни осьової сили притиску кульок до робочих поверхонь пазів веденої напівмуфти рис. 4.2. Момент, що прикладається до динамометричного ключа при загвинчуванні регульовального гвинта запобіжної частини муфти:

$$T_1 = F_{\alpha 1} \frac{d_{r2}}{2} \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho'_1), \quad (4.10)$$

де $F_{\alpha 1}$ – осьова сила, що діє на кульку (сила притискання кульки до робочої поверхні паза веденої напівмуфти); d_{r2} – середній діаметр нарізі регульовального гвинта ($d_{r2} = 0,9 \cdot d_r$); d_r – зовнішній діаметр нарізі гвинта; α_1 – кут підйому нарізі $\left(\alpha_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{p_r}{\pi \cdot d_{r2}}\right)\right)$; p_r – крок нарізі регульовального гвинта; ρ'_1 – зведений кут тертя ($\rho'_1 = 1,15 \cdot \operatorname{arctg}(f_2)$), f_2 – коефіцієнт тертя ($f = 0,15$ при сухих поверхнях контакту та матеріалах контактуючих поверхонь сталь-сталь); D_m – середній діаметр торцевої площі опори гайки ($D_m = 1,4 \cdot d$).

З урахуванням прийнятих допущень, рівняння (4.10) набуває вигляду:

$$T_1 = F_{\alpha 1} \frac{0,9 \cdot d_r}{2} \cdot \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg}\left(\frac{p_r}{\pi \cdot 0,9 \cdot d_{r2}}\right) + 1,15 \cdot \operatorname{arctg}(f_2)\right). \quad (4.11)$$

Розв'язуючи рівняння (4.11) відносно осьової сили, що розвивається в пружині притискання кульки, отримаємо:

$$F_{\alpha 1} = \frac{2 \cdot T_1}{0,9 \cdot d_r \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{p_r}{\pi \cdot 0,9 \cdot d_{r2}} \right) + 1,15 \cdot \operatorname{arctg} (f_2) \right)}. \quad (4.12)$$

Вираз (4.12) має знаменник, що складається зі сталих величин, тому для нарізі М6×1 згідно з ДСТУ ISO 68-1:2005, маємо:

$$\begin{aligned} 0,9 \cdot d_r \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{p_r}{\pi \cdot 0,9 \cdot d_{r2}} \right) + 1,15 \cdot \operatorname{arctg} (f_2) \right) = \\ = 0,9 \cdot 6 \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{1}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 6} \right) + 1,15 \cdot \operatorname{arctg} (0,15) \right) = 3,785 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (4.13)$$

У результаті експериментальних досліджень, на основі формул (4.7) і (4.12) побудована та проаналізована залежність номінального моменту спрацювання запобіжної муфти від зусилля притискання кульок (або від моменту затягування регулювальних гвинтів). Це дозволить обґрунтувати працездатність запропонованої нової конструкції обгінно-запобіжної муфти та сформулювати основні перспективи і сфери її використання.

4.6. Результати дослідження навантажувальної здатності обгінно-запобіжної муфти

Експериментальні дослідження проведено для діапазону зусиль притискання кульок запобіжної муфти $F_{\alpha 1} = 1 \dots 10 \text{ Н}$ з кроком 1 Н (перший стовпець табл. 4.1). Необхідний момент T_1 затягування регулювального гвинта за відомого значення осьового зусилля $F_{\alpha 1}$ можемо визначити за формулою (4.11) і встановити за допомогою динамометричного ключа. Результати розрахунків за формулою (4.11) записуємо у другий стовпець табл. 4.1.

Встановивши за допомогою динамометричного ключа знайдене значення моменту, T_1 запускаємо дослідний стенд без завантаження (колодкове гальмо

вимкнене). Після досягнення електродвигуном сталої частоти обертання, починаємо поступово навантажувати дослідний стенд. Для цього за допомогою динамометричного ключа загвинчуємо гайку стяжної шпильки колодкового гальма. У момент спрацювання муфти фіксуємо значення моменту T затягування колодкового гальма і записуємо його в третій стовпець табл. 4.1.

За отриманими значеннями моменту T , на основі формули (4.7) визначаємо момент тертя M_T на робочому органі (барабані) і записуємо в четвертий стовпець табл. 4.1. Знайшовши момент M_T на вихідному валу черв'ячного редуктора, можемо встановити момент на валу електродвигуна, тобто номінальний момент спрацювання муфти:

$$M_{\text{ном}} = \frac{M_T}{u\eta}. \quad (4.14)$$

Розраховані за формулою (4.14) значення номінального моменту спрацювання муфти записуємо в п'ятий стовпець табл. 4.1.

Здійснивши ряд досліджень для кожного значення зусилля стискання регульовальної пружини знайдемо середнє значення номінального моменту спрацювання муфти для кожного з дослідів (шостий рядок табл. 4.1).

$$M'_{\text{ном}_i} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n M_{\text{ном}_i} = \frac{1}{20} \sum_{j=1}^{20} M_{\text{ном}_i} \quad (4.15)$$

де n – загальна кількість дослідів для кожного значення зусилля стискання регульовальної пружини ($n = 20$); i – номер діапазону зусиль притискання кульок запобіжної муфти (оскільки $F_{\alpha 1} = 1,2 \dots 10 \text{ Н}$, то $i=1 \dots N=1 \dots 10$); j – номер паралельного дослідів для одного значення зусилля стискання регульовальної пружини ($j = 1 \dots n = 1 \dots 20$); $M_{\text{ном}_i}$ – значення номінального моменту спрацювання муфти, отримане в j -му досліді.

Таблиця 4.1.

Результати експериментальних досліджень навантажувальної здатності
обгінно-запобіжної муфти

$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot mm$	$T, H \cdot mm$	$M_T, H \cdot m$	$M_{НОМ}, H \cdot m$	$M'_{НОМ}, H \cdot m$
1	0.94	117.98	1.98	0.254	0.260
		124.53	2.09	0.268	
		120.36	2.02	0.259	
		118.57	1.99	0.255	
		123.34	2.07	0.265	
		125.72	2.11	0.271	
		113.81	1.91	0.245	
		112.61	1.89	0.242	
		121.55	2.04	0.262	
		123.34	2.07	0.265	
		126.91	2.13	0.273	
		119.76	2.01	0.258	
		112.02	1.88	0.241	
		115.59	1.94	0.249	
		120.96	2.03	0.260	
		117.38	1.97	0.253	
		122.15	2.05	0.263	
		124.53	2.09	0.268	
		125.13	2.10	0.269	
		126.91	2.13	0.273	
2	1.89	340.22	5.71	0.732	0.713
		325.33	5.46	0.700	
		328.9	5.52	0.708	

$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot \text{MM}$	$T, H \cdot \text{MM}$	$M_T, H \cdot \text{M}$	$M_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$	$M'_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$
		335.46	5.63	0.722	
		326.52	5.48	0.703	
		326.52	5.48	0.703	
		323.54	5.43	0.696	
		328.31	5.51	0.706	
		338.44	5.68	0.728	
		334.27	5.61	0.719	
		339.63	5.70	0.731	
		332.48	5.58	0.715	
		324.73	5.45	0.699	
		326.52	5.48	0.703	
		328.31	5.51	0.706	
		342.61	5.75	0.737	
		322.35	5.41	0.694	
		327.12	5.49	0.704	
		338.44	5.68	0.728	
		334.86	5.62	0.721	
		505.87	8.49	1.088	
		521.96	8.76	1.123	
		513.61	8.62	1.105	
		516.59	8.67	1.112	
3	2.83	510.04	8.56	1.097	1.105
		526.72	8.84	1.133	
		525.53	8.82	1.131	
		515.4	8.65	1.109	
		501.1	8.41	1.078	

$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot \text{MM}$	$T, H \cdot \text{MM}$	$M_T, H \cdot \text{M}$	$M_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$	$M'_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$
		505.27	8.48	1.087	
		510.04	8.56	1.097	
		510.64	8.57	1.099	
		513.61	8.62	1.105	
		507.06	8.51	1.091	
		514.21	8.63	1.106	
		519.57	8.72	1.118	
		518.38	8.70	1.115	
		505.27	8.48	1.087	
		505.87	8.49	1.088	
		520.76	8.74	1.121	
4	3.77	697.73	11.71	1.501	1.514
		712.63	11.96	1.533	
		703.69	11.81	1.514	
		713.22	11.97	1.535	
		691.17	11.60	1.487	
		719.18	12.07	1.547	
		712.63	11.96	1.533	
		713.82	11.98	1.536	
		700.71	11.76	1.508	
		698.32	11.72	1.503	
		705.48	11.84	1.518	
		689.98	11.58	1.485	
		692.37	11.62	1.490	
		694.15	11.65	1.494	
698.92	11.73	1.504			

$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot \text{MM}$	$T, H \cdot \text{MM}$	$M_T, H \cdot \text{M}$	$M_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$	$M'_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$
		708.45	11.89	1.524	
		707.26	11.87	1.522	
		715.6	12.01	1.540	
		692.37	11.62	1.490	
		703.69	11.81	1.514	
5	4.72	883.63	14.83	1.901	1.918
		891.38	14.96	1.918	
		899.12	15.09	1.935	
		881.25	14.79	1.896	
		901.51	15.13	1.940	
		899.12	15.09	1.935	
		908.06	15.24	1.954	
		890.78	14.95	1.917	
		894.36	15.01	1.924	
		884.23	14.84	1.903	
		881.25	14.79	1.896	
		891.38	14.96	1.918	
		875.29	14.69	1.883	
		876.48	14.71	1.886	
		886.01	14.87	1.906	
		907.46	15.23	1.953	
		880.06	14.77	1.894	
		886.61	14.88	1.908	
		901.51	15.13	1.940	
		905.08	15.19	1.947	

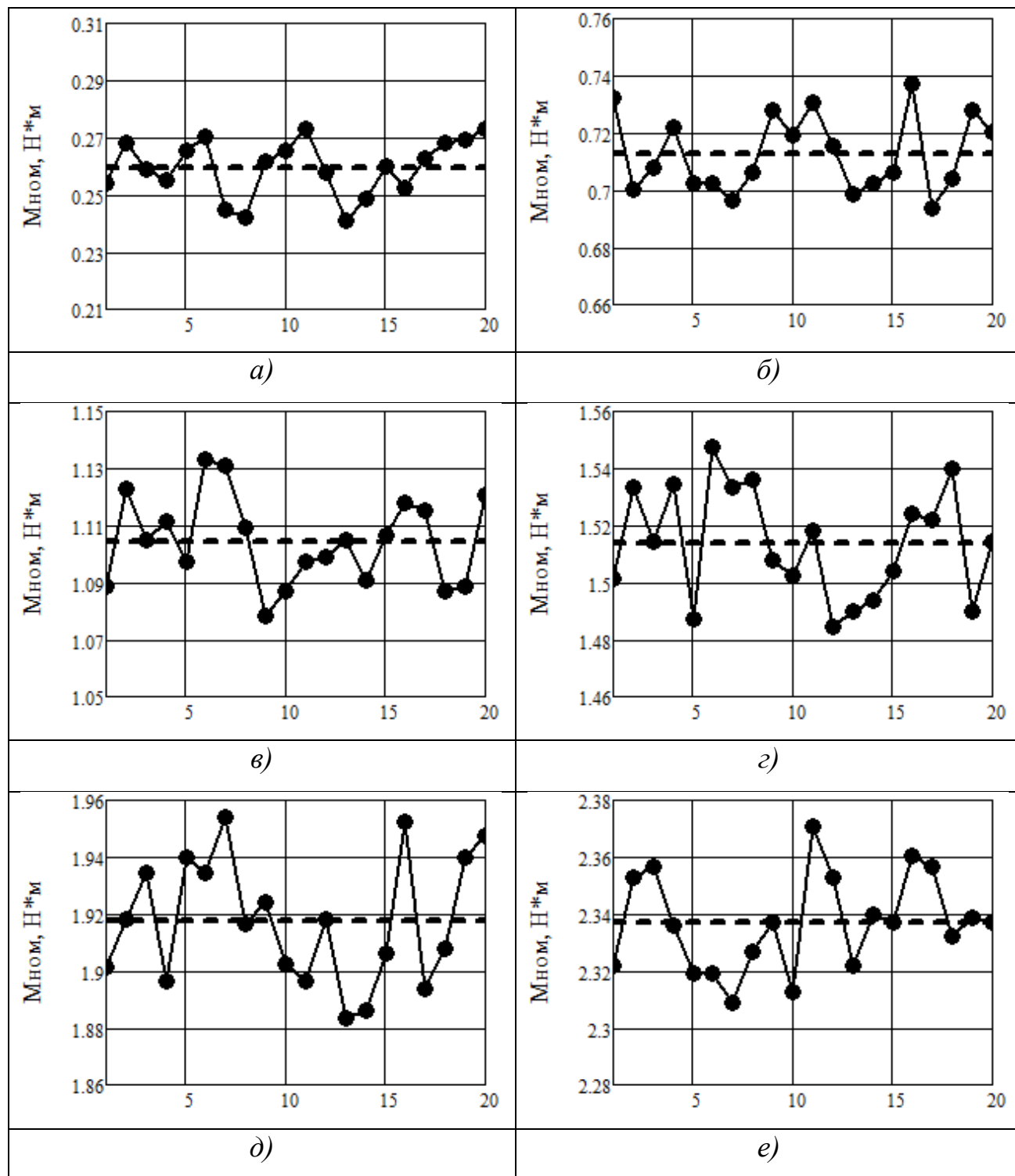
$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot \text{MM}$	$T, H \cdot \text{MM}$	$M_T, H \cdot \text{M}$	$M_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$	$M'_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$
6	5.66	1079.07	18.11	2.322	2.337
		1093.37	18.35	2.353	
		1095.15	18.38	2.356	
		1085.62	18.22	2.336	
		1077.88	18.09	2.319	
		1077.88	18.09	2.319	
		1073.11	18.01	2.309	
		1081.45	18.15	2.327	
		1086.22	18.23	2.337	
		1074.90	18.04	2.313	
		1101.71	18.49	2.371	
		1093.37	18.35	2.353	
		1079.07	18.11	2.322	
		1087.41	18.25	2.340	
		1086.22	18.23	2.337	
		1096.94	18.41	2.360	
		1095.15	18.38	2.356	
		1083.83	18.19	2.332	
		1086.81	18.24	2.338	
1086.22	18.23	2.337			
7	6.60	1288.21	21.62	2.772	2.753
		1273.31	21.37	2.740	
		1285.23	21.57	2.765	
		1275.10	21.40	2.744	
		1274.50	21.39	2.742	
		1269.74	21.31	2.732	

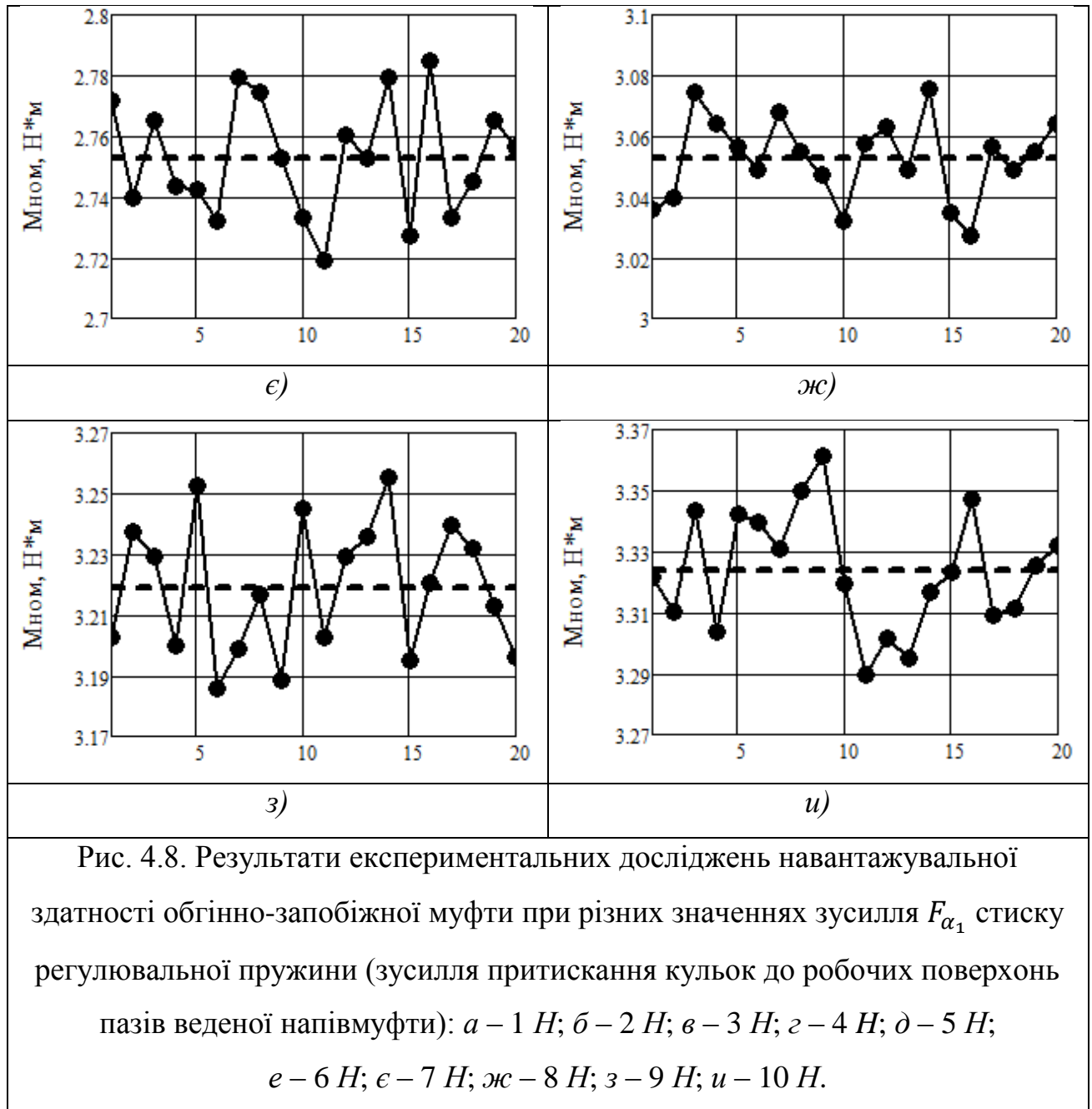
$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot \text{MM}$	$T, H \cdot \text{MM}$	$M_T, H \cdot \text{M}$	$M_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$	$M'_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$
		1291.78	21.68	2.779	
		1289.40	21.64	2.774	
		1279.27	21.47	2.753	
		1270.33	21.32	2.733	
		1263.78	21.21	2.719	
		1282.84	21.53	2.760	
		1279.27	21.47	2.753	
		1291.78	21.68	2.779	
		1267.35	21.27	2.727	
		1294.17	21.72	2.785	
		1270.33	21.32	2.733	
		1275.69	21.41	2.745	
		1285.23	21.57	2.765	
		1281.06	21.50	2.756	
8	7.54	1410.95	23.68	3.036	3.053
		1412.74	23.71	3.040	
		1428.83	23.98	3.074	
		1424.06	23.90	3.064	
		1420.48	23.84	3.056	
		1416.91	23.78	3.049	
		1425.85	23.93	3.068	
		1419.89	23.83	3.055	
		1416.31	23.77	3.047	
		1409.16	23.65	3.032	
		1421.08	23.85	3.058	
		1423.46	23.89	3.063	

$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot \text{MM}$	$T, H \cdot \text{MM}$	$M_T, H \cdot \text{M}$	$M_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$	$M'_{\text{HOM}}, H \cdot \text{M}$
		1416.91	23.78	3.049	
		1429.42	23.99	3.076	
		1410.35	23.67	3.035	
		1406.78	23.61	3.027	
		1420.48	23.84	3.056	
		1416.91	23.78	3.049	
		1419.89	23.83	3.055	
		1424.06	23.90	3.064	
9	8.49	1488.41	24.98	3.203	3.219
		1504.50	25.25	3.237	
		1500.92	25.19	3.229	
		1487.22	24.96	3.200	
		1511.65	25.37	3.253	
		1480.66	24.85	3.186	
		1486.62	24.95	3.199	
		1494.96	25.09	3.217	
		1481.86	24.87	3.188	
		1508.07	25.31	3.245	
		1488.41	24.98	3.203	
		1500.92	25.19	3.229	
		1503.90	25.24	3.236	
		1512.84	25.39	3.255	
		1484.83	24.92	3.195	
		1496.75	25.12	3.221	
		1505.69	25.27	3.240	
1502.11	25.21	3.232			

$F_{\alpha 1}, H$	$T_1, H \cdot \text{мм}$	$T, H \cdot \text{мм}$	$M_T, H \cdot \text{м}$	$M_{\text{НОМ}}, H \cdot \text{м}$	$M'_{\text{НОМ}}, H \cdot \text{м}$
		1493.18	25.06	3.213	
		1485.43	24.93	3.196	
10	9.43	1543.82	25.91	3.322	3.324
		1538.46	25.82	3.310	
		1553.95	26.08	3.344	
		1535.48	25.77	3.304	
		1553.36	26.07	3.342	
		1552.16	26.05	3.340	
		1547.99	25.98	3.331	
		1556.93	26.13	3.350	
		1562.29	26.22	3.362	
		1542.63	25.89	3.319	
		1528.93	25.66	3.290	
		1534.29	25.75	3.301	
		1531.31	25.70	3.295	
		1541.44	25.87	3.317	
		1544.42	25.92	3.323	
		1555.74	26.11	3.347	
		1537.86	25.81	3.309	
1539.06	25.83	3.312			
1545.61	25.94	3.326			
1548.59	25.99	3.332			

Провівши серію із 20-ти досліджень для кожного з вибраних 10-ти значень зусилля стискання регульовальної пружини (зусилля притискання кульок) побудуємо відповідні графічні залежності виходячи з отриманих результатів (рис. 4.8).





За значеннями першого і шостого стовпців табл. 4.1 побудуємо залежність зміни номінального моменту спрацювання муфти від зусилля притискання кульок до робочих поверхонь пазів веденої напівмуфти (рис. 4.8).

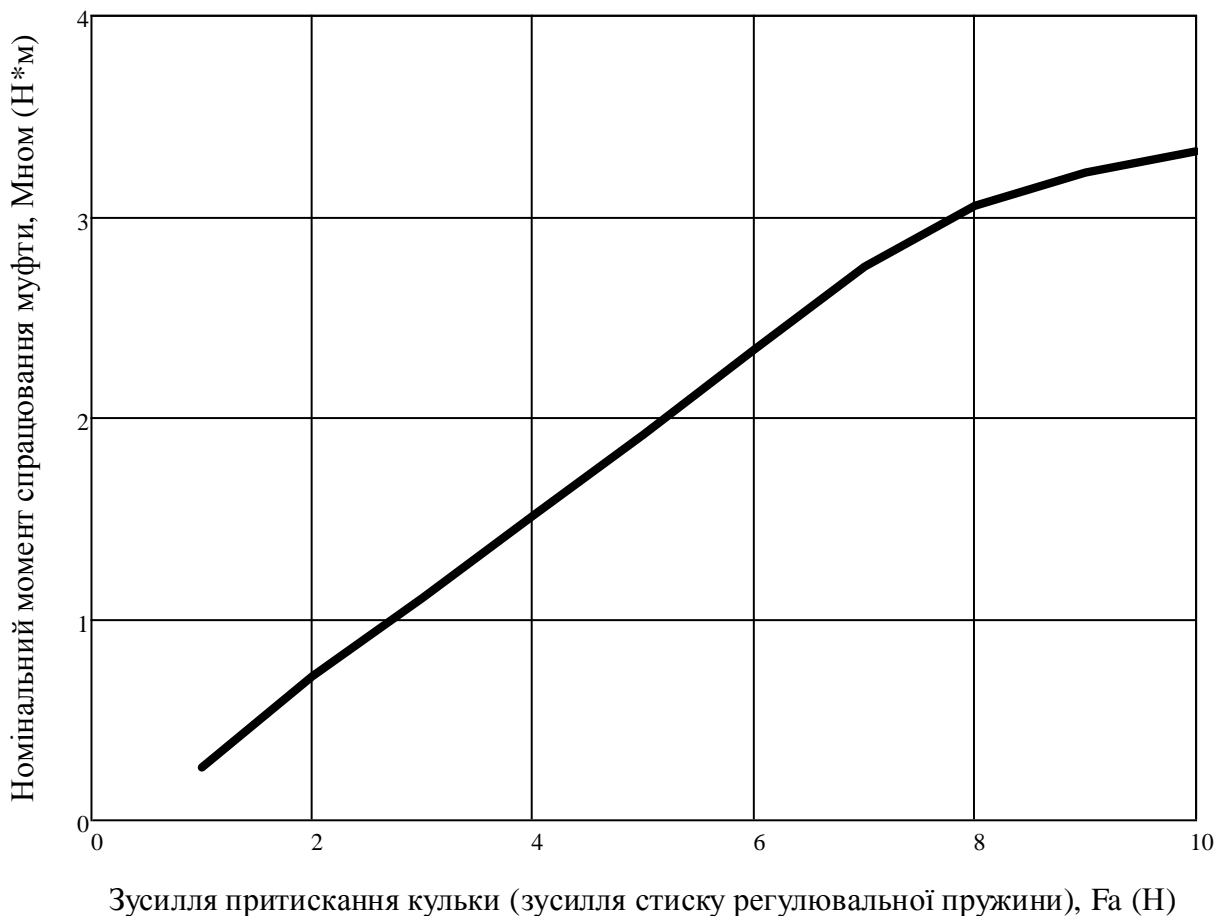


Рис. 4.9. Графічна залежність номінального моменту спрацювання муфти від зусилля стиску регулювальної пружини (зусилля притискання кульок)

Аналізуючи графічну залежність (рис. 4.8), можемо зробити висновок про практично лінійний характер зміни номінального моменту спрацювання муфти від осьового зусилля на кульки запобіжної муфти (тобто від осьової деформації регулювальної (притискної) пружини). Результати експериментальних досліджень у повній мірі відповідають теоретичним положенням, представленим у п. 3.3 дисертаційної роботи (див. рис. 3.4).

Під час проведення експериментальних досліджень новостворена кулькова обгінно-запобіжна муфта виконувала свої функції, а саме передавала обертальний момент в одному напрямку та запобігала дії перевантажень у

механічному приводі коли обертальний момент зростає до небажаної величини. В ході проведення експерименту можна зробити висновок, що така муфта за своїми конструктивними та експлуатаційними характеристиками є роботоздатною та в повній мірі виконує поставлені перед нею завдання.

4.7. Статистичне опрацювання результатів експериментальних досліджень

Аналізуючи отримані результати експериментальних досліджень, чітко спостерігаються випадки, коли одному значенню аргументу (зусилля стиску регулювальної пружини (зусилля притискання кульок)) відповідає декілька вимірювальних значень (номінального моменту спрацювання муфти). З метою обґрунтування адекватності та відтворюваності експериментальних досліджень, необхідно провести аналіз їх результатів згідно зі статистичними методиками, наведеними у відповідній літературі [51; 57; 78].

У всіх наступних обчислення використовуватимемо усереднені значення результатів експериментів $M'_{\text{ном}}$, розраховані за формулою (4.15), а також максимальні та мінімальні значення $M_{\text{ном}}$, в межах однієї серії дослідів (тобто для одного значення $F_{\alpha 1}$):

$$\begin{aligned} M_{\max_i} &= \max(M_{\text{ном}_{ij}}), \\ M_{\min_i} &= \min(M_{\text{ном}_{ij}}). \end{aligned} \quad (4.16)$$

Відповідні значення $F_{\alpha 1}$, M_{\max} , M_{\min} та $M'_{\text{ном}}$ записуємо в 1-4 стовпцях табл. 4.2.

З метою оцінювання відхилення досліджуваного параметра (номінального моменту спрацювання муфти) від його середнього значення для кожного рядка таблиці результатів досліджень обчислимо дисперсію S_i^2 кожного з $n = 20$

паралельних дослідів. У статистиці дисперсією називають середнє значення квадрата відхилення випадкової величини від її середнього значення:

$$S_i^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (M_{\text{ном}_{ij}} - M'_{\text{ном}_i})^2 = \frac{1}{19} \sum_{j=1}^{20} (M_{\text{ном}_{ij}} - M'_{\text{ном}_i})^2. \quad (4.17)$$

Результати розрахунків дисперсії за формулою (4.17) заносимо в п'ятий стовпець табл. 4.2.

Середня квадратична похибка кожного дослідів визначається як квадратний корінь з відповідної дисперсії дослідів:

$$S_i = \mp \sqrt{S_i^2}. \quad (4.18)$$

Результати розрахунків середньої квадратичної похибки за формулою (4.18) заносимо в шостий стовпець табл. 4.2.

Похибка дослідів при великому розсіюванню може бути досить значною. Великий розкид досліджуваної величини (номінального моменту спрацювання муфти) може бути внаслідок наявності в експерименті дослідів, які дали сумнівні, суттєво відмінні результати. Для перевірки цих результатів використовують U -критерій Манна-Уїтні. Щоб оцінити належність результатів, що різко відрізняються (M_{max} та M_{min}), до даної нормальної сукупності і прийняти рішення виключати, або залишати їх, використовують співвідношення:

$$U_{\text{max}_i} = \frac{M_{\text{max}_i} - M'_{\text{ном}_i}}{S_i},$$

$$U_{\text{min}_i} = \frac{M'_{\text{ном}_i} - M_{\text{min}_i}}{S_i}. \quad (4.19)$$

Результати розрахунків U_{max_i} та U_{min_i} за формулами (4.19) заносимо в сьомий і восьмий стовпці табл. 4.2 та порівнюємо з критичним значенням U -критерія Манна-Уїтні $\beta = 20$, взятого зі статистичних таблиць [51; 57; 78], для числа $n = 20$ паралельних дослідів і прийнятого рівня значимості $\alpha = 5\%$.

Оскільки у всіх дослідах $U_{\max(\min)} < \beta = 20$, то можемо констатувати, що сумнівних результатів експериментальних досліджень немає. Тому немає необхідності їх повторювати.

У математичній статистиці для перевірки гіпотез використовують критерії узгодженості. Для того, щоб прийняти або відкинути гіпотезу, за допомогою цих критеріїв встановлюють рівні їх значимості. Рівень значимості представляє собою достатньо мале значення ймовірності, що відповідає даній події, яку в конкретних обставинах дослідження можна вважати практично неможливою. Тому, обчисливши дисперсії, перевіряють гіпотезу про їх однорідність за критерієм Кохрена як відношення максимальної рядкової дисперсії (дисперсії однієї серії дослідів) до суми усіх дисперсій

$$G = \frac{S_i^2 \max}{\sum_{i=1}^N S_i^2} = \frac{S_i^2 \max}{\sum_{i=1}^{10} S_i^2} = \frac{0,00050}{\left[\frac{0,00010+0,00018+0,00024+0,00038+0,00050+}{+0,00029+0,00037+0,00019+0,00048+0,00038} \right]} = 0,161 \quad (4.20)$$

де $S_i^2 \max = \max(S_i^2) = 0,00050 \text{ (Н} \cdot \text{м)}^2$.

За статистичними таблицями знаходимо значення критерія Кохрена для ступенів вільності $f_i \max = n - 1 = 20 - 1 = 19$, числа дисперсій $f = N = 10$ та рівня значимості $\alpha = 5\%$. Оскільки табличне значення критерія Кохрена $G_{\text{табл}} \approx 0,21$ більше, ніж розраховане за формулою (4.20) $G = 0,161$, то гіпотеза про однорідність дисперсій приймається. Це, у свою чергу, обґрунтовує попередньо прийняте припущення, що результати експериментальних досліджень величини моменту спрацювання муфти підлягають нормальному закону розподілу.

При однорідності дисперсій S_i^2 (що було обґрунтовано на основі критерію Кохрена), можна визначити дисперсію відтворюваності та середнє квадратичне відхилення результатів проведених експериментальних досліджень:

$$S^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_i^2 = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} S_i^2 =$$

$$= \frac{[0,00010+0,00018+0,00024+0,00038+0,00050+]}{10} \frac{[+0,00029+0,00037+0,00019+0,00048+0,00038]}{10} = 0,00031 \text{ (Н} \cdot \text{м)}^2, \quad (4.21)$$

$$S = \mp \sqrt{S_i^2} = \mp \sqrt{0,00031} = \mp 0,0176 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Знайдемо середнє значення досліджуваного моменту спрацювання муфти:

$$M_c = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N M'_{\text{ном}_i} = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} M'_{\text{ном}_i} =$$

$$= \frac{[0,260+0,713+1,105+1,514+1,918+]}{10} \frac{[+2,337+2,753+3,053+3,219+3,324]}{10} = 2,020 \text{ (Н} \cdot \text{м)}. \quad (4.22)$$

Обчислимо ширину надійного інтервалу за критерієм Стьюдента:

$$\Delta_{\text{над}} = t_s \cdot S = 2,6 \cdot 0,0176 = 0,0458 \text{ (Н} \cdot \text{м)}, \quad (4.23)$$

де t_s – коефіцієнт Стьюдента (при заданій надійності 0,99 та загальній кількості вимірів 200 – $t_s \approx 2,6$).

Розділивши отримане значення ширини надійного інтервалу (формула 4.23) на середнє значення досліджуваного моменту спрацювання муфти (формула 4.22), отримаємо відносну похибку експериментальних досліджень:

$$\delta_c = \frac{\Delta_{\text{над}}}{M_c} \cdot 100\% = \frac{0,458}{2,020} \cdot 100\% = 2,3\% \quad (4.24)$$

Таблиця 4.2.

Результати статистичного опрацювання результатів експериментальних досліджень

$F_{\alpha 1}$, Н	M_{max} , Н · м	M_{min} , Н · м	$M'_{НОМ_i}$, Н · м	S_i^2 , (Н · м) ²	S_i , Н · м	U_{max}	U_{min}	S, Н · м	δ_c , %
1	0.273	0.241	0.260	0.00010	0.0100	1.353	1.868	0.0176	2.3
2	0.737	0.694	0.713	0.00018	0.0135	2.46	1.415		
3	1.133	1.078	1.105	0.00024	0.0156	2.128	1.694		
4	1.547	1.485	1.514	0.00038	0.0195	1.722	1.499		
5	1.954	1.883	1.918	0.00050	0.0223	1.857	1.540		
6	2.371	2.309	2.337	0.00029	0.0170	1.511	1.639		
7	2.785	2.719	2.753	0.00037	0.0193	1.865	1.746		
8	3.076	3.027	3.053	0.00019	0.0138	1.194	1.868		
9	3.255	3.186	3.219	0.00048	0.0218	2.641	1.509		
10	3.362	3.290	3.324	0.00038	0.0196	1.735	1.732		

Отже, на основі отриманих результатів (формул 4.21 і 4.24), можемо стверджувати, що експеримент є відтворюваним, оскільки дисперсія відтворюваності становить $0,00031 \text{ (Н} \cdot \text{м)}^2$, середнє квадратичне відхилення – $\mp 0,0176 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$, а відносна похибка отриманих результатів – 2,3%.

Висновки до розділу

Четвертий розділ даної дисертаційної роботи присвячено експериментальним дослідженням принципово нової кулькової обгінно-запобіжної муфти осьової дії.

Дослідження проводились у лабораторних умовах на основі теоретичних розрахунків які було проведено раніше. Для проведення дослідів було спроектовано, виготовлено та змонтовано відповідне лабораторне обладнання.

Основною метою експериментальних досліджень було визначення обгінних та запобіжних властивостей розробленої нової конструкції муфти для різних режимів роботи, а також перевірка теоретичних положень, стосовно, розподілення питомого тиску між кульками та робочими поверхнями пазів напівмуфт.

У ході проведення експерименту підтверджено роботоздатність і відповідність всіх показників обгінної частини муфти, а також, що найважливіше науково обґрунтовано та експериментально доведено можливість та доцільність розширення функцій обгінних муфт. Розробивши принципово нову кулькову обгінно-запобіжну муфту осьової дії, провівши її теоретичні дослідження та серію із 20-ти експериментальних досліджень для кожного з 10-ти різних значень навантаження на кульки запобіжної частини муфти, на основі табличних значень, побудованих графічних залежностей та перевірки за відповідними критеріями ефективності і точності проведення експерименту можна стверджувати, що такі пристрої є надійними механізмами з'єднання та автоматичного роз'єднання кінців валів, з виконанням функцій запобігання дії надлишкових перевантажень, які можуть виникати у механічному приводі під час його експлуатації, з неусталеними режимами навантаження.

Загальні висновки та рекомендації

Дисертаційна робота є завершеним науковим дослідженням з розв'язання важливого завдання з покращення надійності механічного привода застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт та обґрунтуванням їх конструктивних особливостей, геометричних та кінематико-силових параметрів, що забезпечують надійний захист від руйнувань всіх елементів привода під час експлуатації.

Вагомими результатами дисертації є:

1. За результатами порівняльного аналізу літературних джерел встановлено, що у механічних приводах традиційно застосовуються роликові муфти вільного ходу, які унеможливають надійне та своєчасне запобігання дії надлишкових навантажень у приводі. Такі муфти передають обертальний момент за рахунок тертя між робочими поверхнями ролика, барабана і зірки, що негативно впливає на термін їх експлуатації.

2. Науково обґрунтовано ефективність застосування у механічних приводах принципово нових кулькових обгінних муфт для автоматичного з'єднання і роз'єднання напівмуфт та передавання обертального моменту без проковзування зачепленням кульок з їхніми пазами, що істотно зменшує спрацювання робочих поверхонь та збільшує довговічність елементів кінематичних ланцюгів.

3. Запропоновано нову кулькову обгінну муфту, конструкцію якої запатентовано, та наведено математичні вирази часу вмикання, кінематико-силових і міцнісних характеристик. Виготовлено та проведено дослідження роботоздатності в експлуатаційних умовах запатентованої муфти, що дало можливість встановити основні недоліки кулькової обгінної муфти радіальної дії та переконливо довести необхідність застосування кулькових обгінних муфт осьової дії, як більш прогресивних.

4. Запропоновано математичні моделі процесу вмикання кулькової обгінної муфти осьової дії, що дозволило встановити вплив початкових граничних взаємо розміщень кульок та пазів напівмуфт на процес її включення. Теоретично встановлено, що час включення кулькової обгінної муфти, яка оснащена підпружиненим кільцем, змінюється в межах 0,02 – 0,06 с, що відповідає часу вмикання традиційних роликкових обгінних муфт.

5. Розроблено принципові схеми, на основі яких синтезовано з аналізом кінематично-силових та експлуатаційних характеристик принципово нові обгінно-запобіжні муфи, на одну з яких отримано патент України на корисну модель.

6. На основі теорії Герца з контактної міцності доведено достатню міцність кульок та робочих поверхонь напівмуфт в місцях лінійного контакту між ними, так як робоче контактне напруження - σ_n в 1,4 – 1,5 рази менше за допустиме $[\sigma]_n$.

7. Для проведення експериментальних досліджень розроблено принципову та кінематичну схеми, на основі яких синтезовано експериментальну установку, вибрано алгоритм і методику проведення дослідів, проведено серію із 20-ти експериментальних досліджень для кожного з 10-ти різних значень навантаження на кульки запобіжної частини муфти, отримано табличні значення моменту спрацювання розробленої муфти, та на основі проведеного експерименту побудовано графічні залежності навантажувальної здатності обгінно-запобіжної муфти при різних значеннях зусилля F_{α_1} . Дослідами підтверджено роботоздатність, тобто надійне передавання обертального моменту та миттєве роз'єднання напівмуфт запобіжною частиною нової кулькової обгінно-запобіжної муфти при збільшенні навантаження в 1,25 – 1,42 рази більше від номінального.

8. Встановлено, що величину перевантаження зручно регулювати силами пружності пружин за допомогою регульованих гвинтів, при загвинчуванні яких можна вибрати потрібну характеристику режиму затягування пружин, та суттєво змінювати допустиму величину перевантажень не руйнуючи при цьому деталей механічного привода, цим істотно покращено ефективність його роботи.

9. Проведено статистичне оброблення експериментальних досліджень на основі теорій Манна-Уїтні, Кохрена та Стьюдента. У ході обробки експерименту підтверджено, що експеримент є відтворюваним, оскільки дисперсія відтворюваності становить $0,00031 \text{ (Н} \cdot \text{м)}^2$, середнє квадратичне відхилення – $\mp 0,0176 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$, а відносна похибка отриманих результатів – 2,3%.

10. Синтезована та виготовлена дослідна установка впроваджена у навчальний процес на кафедрі „Технічна механіка та динаміка машин” Національного університету "Львівська політехніка", а методика розрахунку, опис конструкції та особливості експлуатації нової кулькової обгінно-запобіжної муфти впроваджено на ЛАП "Львівагромашпроект" і Малому виробничо-комерційному виробництві "ПоЛьві" для покращення роботи кінематичних ланцюгів механічних приводів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А.С. № 1423838, БИ № 34, 1988. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я.
2. А.С. № 1423839, БИ № 34, 1988. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я.
3. А.С. № 1691623, БИ № 42, 1991. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я.
4. А.С. № 1691624, БИ № 42, 1991. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я.
5. А.С. № 1698520, БИ № 42, 1991. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Рябов В.Г.
6. А.С. № 17916442А1, БИ № 4, 1993. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я.
7. А.С. 542045 СССР МКИ F16D 43/20 Упруго-предохранительная центробежная муфта / Б.А. Лабковський, Е.М. Волчков, В.К. Шутов (СССР), - № 2122089/27. Заявлено 08.04.75, Опубл. 05.01.77. Бюл. № 1, 1977.- 3с.
8. А.С. 566041 СССР МКИ F16D 43/20 Упругая муфта / В.С. Гапонов, Н.Ф. Киркач, Л.В. Курмаз, В.И. Евменкин (СССР), - № 21220344/27. Заявлено 04.04.75, Опубл. 25.07.77. Бюл. № 27, 1977. – 2с.
9. А.С. 591640 СССР МКИ F16D 43/20 Устройство для измерения передаваемого крутящего момента муфты / Б.А. Лабковський - № 2370330/25-27. Заявлено 09.06.76, Опубл. 05.02.78. Бюл. № 5, 1978. – 3с.
10. А.С. 632849 СССР МКИ F16D 43/18. Центробежная фрикционная муфта / С.Г. Нагорняк - № 2424573/25-27. Заявлено 29.11.76. Опубл. 15.11.78. Бюл. № 42, 1978. – 3с.

11. А.С. 779676 СССР МКИ F16D 7/04. Зубчатая предохранительная муфта / С.Г. Нагорняк - № 2693187/25-27. Заявлено 07.12.78. Опубл. 15.11.80. Бюл. № 42, 1980. – 4с.
12. А.С. 853229 СССР МКИ F16D 33/00 Гидромуфта / А.В. Крутик, И.И. Завьялов, Ю.Д. Горохов, В.Н. Яковлев, Ю.П. Усов - № 2188882/25-06. Заявлено 14.11.75, Опубл. 07.08.81. Бюл. № 29, 1981. – 3с.
13. А.С. 979747 СССР МКИ F16D 43/20.Муфта предельного момента С.Г. Нагорняка * С.Г. Нагорняк - № 3258021/25-27 Заявлено 11.03.81. Опубл. 07.12.82. Бюл. № 45, 1982. – 4с.
14. А.С 1420261 СССР МКИ F16D 43/20 Пусковая предохранительная гидромуфта / А.В. Крутик, Н.И. Завьялов, Е.А. Крутик, А.В. Цатунов - № 4138660/23-27. Заявлено 20.10.86. Опубл. 30.08.88 Бюл. № 32, 1988. – 3с.
15. А.С. 1460465 СССР МКН F16D 43/20. Муфта предельного момента / С.Н. Баженов – № 4099934/31-27. Заявлено 26.05.86. Опубл. 23.02.89. Бюл. №7, 1989. 2с.
16. А.С. 11590747 СССР МКИ F16D41/06. Обгонная муфта. Калинин С.Г., Малащенко В.А., Петренко П.Я., – 3с.
17. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3т.- М.: Машиностроение, 1979-1982. – т.1. – 728с.; т.2.- 559с.; т.3.- 557с.
18. Артоболевский И.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988, –639с.
19. Бабков В. Муфты приводов: Пособие по курсовому проектированию деталей машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 108с.
20. Патент України № 126211. "Обгінно-запобіжна муфта". Борис А.О., МПК F16D 41/06 (2006.01), Бюл № 11, від 11.06.2018.

21. Борис А.О. Конструкція та принцип роботи кулькової обгінної муфти транспортного засобу// Підйомно- транспортна техніка. – Одеса, 2017. – С. 81-85.
22. А.О. Борис, Є.С. Венцель, П.Л.Носко, П.В.Філь. Тертя під час вимикання кулькових обмежувачів обертального моменту// Науково - технічний журнал "Проблеми тертя та зношування" – Київ, 2016. – С. 38-43.
23. А. Borys, V. Malaschchenko, V. Yankiv. «Влияние динамических явлений на нагрузку элементов приводов с шариковой обгонной муфтой » MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture Lublin-Rzeszow-2016, – С. 2-7.» // (Польща).
24. Борис А.О., Ланець О.В., Малащенко В.О. Конструкционные особенности шариковых обгонных муфт подъемно-транспортных машин // Подъемно- транспортные строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. – М.: 2016. – С. 21-23.
25. Борис А.О., Малащенко В.О., Кириченко І.І . Тертя під час вимикання кулькових обгінних муфт. // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові. –Львів, 2017. – С. 123-124.
26. Борис А.О., Малащенко В.О. Будова та час включення кулькової муфти вільного ходу осьової дії // Всеукраїнська науково-практична конференція "Обладнання і технології сучасного машинобудування". –Тернопіль, 2017. – С. 40-41.
27. БорисА.О., Малащенко В.О., Федик В.В.,«Force interaction in the elements of clutch with parallel grooves in driven half sleeve.», Вісник НУ "Львівська політехніка" Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2015. – С. 106 – 110.

28. Буряк М.В. Результати експериментальних досліджень низько динамічних запобіжних муфт. // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 9. – Луцьк.: Редакційно-Видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – С. 32-39.
29. Вольченко А.И., Сочовский З.А., Москалев В.В. Моинюк А.М. Барабанно-колодочные тормозные устройства. – Луганск, 1991. – 316 с.
30. Вольченко О.І., Вольченко Д.А., Рибін Г.П. Оцінка навантаженості фракційних вузлів барабанно-колодкових гальм // Зб. праць Асоціації «Автобус». «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів», 1998. – С. 20-22.
31. Вяпіков А.С. Прикладна механіка.: Навч. посіб. для студ. вищ. техн. навч. закл./ За заг.ред. І.М. Белоконева . – О.: Астроиринт, 1998. – 335с.
32. Гаршнев Ю.Г. Исследование работы шлицевых муфт крупногабаритных помольных агрегатов: Дис. канд. техн. наук.: 05.02.02, – Львов, 1972. – 148.
33. Гащук П.М. Лінійні динамічні системи і звичайні диференціальні рівняння. – Львів. Українські технології, 2002. – 608 с.
34. Гащук П., Зорій І. Імпульсні збуджувальні функції в задачах про параметричні коливання. / Машинознавство, 2001, № 6, - С. 13–18.
35. Гащук П.М. Енергія та упорядкований рух. – Львів. Українські технології, 2004. – 607с.
36. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М., Данильченко М.Г. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями . – Львів: Світ, 1993. – 208с.
37. Гевко І.Б. Обґрунтування силових параметрів низькодинамічної зубчасто-кулькової запобіжної муфти. Міжвузівський збірник “Наукові нотатки, випуск 3, – Луцьк, ЛДТУ, 1996р. – С.41-46.
38. Гевко І.Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами: Автореф. канд. дис. 05.20.01. – Луцьк, 1997. – 18с.

39. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Дис. канд. тех.наук: 05.02.02. – Львов, 1990. – 180 с.
40. Гевко Р.Б., Авх І.І. Кінетостатичний аналіз планетарної пружнозапобіжної муфти гвинтового конвеєра // Машинознавство, 1999. № 1. – С. 28-30.
41. Гевко І.Б. Дослідження характеристик запобіжних пристроїв машин // Машинознавство, 1998. № 1. – С.27-30.
42. Гомішін Я., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Volnobeznagulekova spojka. Журнал “Strojарstvo Strojirenstvi”, № 12, 2001 (Словаччина).
43. Гутиря С., Попель О. Системне проектування редукторів необхідного технічного рівня // Машинознавство, 2001. № 7 (49). - С. 21-24.
44. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1996. – 359с.
45. Детали машин. Атлас конструкций / Под. ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. – 368с.
46. Дмитриев В.А. Детали машин. – Л.: Судостроение, 1970. – 791с.
47. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1985. – 360с.
48. Есиненко Я.И., Паламаренко А.Ж., Афанасьев М.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. – Киев: Техника, 1972. – 168с.
49. Заблонський К.И., Шустер А.Е. Плавнорегулируемые передачи. – Киев: Техника, 1975. – 272 с.
50. Заблонский К.И. Основы проектирования машин. – Киев: Вища школа, 1981. – 312 с.
51. Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Вища школа, Главное изд. 1985. – 518с.
52. Иванов М.М. Муфты приводов. М., Машгиз, 1959. - 348с.

53. Иванов М.М. Муфты приводов. Атлас конструкций. – М.: Машиностроение, 1964. – 108с.
54. Кравець І.Є. Покращення ефективності системи захисту від перевантажень та інтенсивного спрацювання приводу млинів барабанного типу. Дис. канд. техн. наук - 05.02.02, –Львів, НУ ”Львівська політехніка”, 2007. – 143с.
55. Калінін С.Г., Сороківський О.І. Залежність між кінематичними та геометричними параметрами кулькової муфти вільного ходу. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник ДУ “Львівська політехніка”, № 323. – Львів: Львівська політехніка, 1997. – С. 18 – 23.
56. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно- параметричного синтезу машинобудівних конструкцій // Вісник ТДТУ, Тернопіль, 2003, Том. 8. № 1. – С.73-82.
57. Кіндрацький Б.І., Сулим Г.Т. Рациональне проектування машинобудівних конструкцій. Монографія, Львів “Кінпатрі ЛТД”, 2003. – 280с.
58. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660с.
59. Киркач Н.Ф., Баласаян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа, 1991. – 276с.
60. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: АН УССР, 1961. – 176с.
61. Клендій О.М. Обґрунтування параметрів запобіжних муфт гвинтових конвеєрів. Дис. канд. техн. наук - 05.02.02, – Тернопіль , Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2015. – 178 с.
62. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1973. – 591с.

63. Кожевников С.Н. Механизмы. Справочное пособие / С.Н. Кожевников, Я.И.Есипенко, Я.М. Раскин // – М.: Машиностроение, 1976. – 784с.
64. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 205с.
65. Комаров М.С. Основы научных исследований. – Львов: Вища школа, 1982. – 128 с.
66. Кравець І.Є., Малащенко В.В., Сороківський О.І. Силова взаємодія між елементами кулькових муфт вільного ходу. Вісник НУ “Львівська політехніка”. “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні”, № 480, 2003. – С.73 – 76.
67. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1987. – 560с.
68. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Сороківський О.І. Визначення оптимальних параметрів кулькової муфти вільного ходу. Перспективи розвитку підйомно-транспортної техніки. - Одеса, 9-15 вересня 2002 г.
69. Кузьо І.В., Ланець О.В., Гурський В.М. Експериментальне дослідження вібраційних машин з аероінерційним приводом // Вібрації в техніці та технологіях, 2012, №4 (68). –С. 48–56.
70. Пат. АС № 1550250. "Предохранительная муфта", Пашистый В.А., Кузьо И.В., Платонов В.С., Шевченко И.Н. Бюл. № 10, 1990, 4 с.
71. Курганов А.Б. Применение муфт свободного хода // Американская техника и промышленность, 1937. № 10. -С. 22-25.
72. Малащенко В.О., Стрілець В.М., Новіцький Я М., Стрілець О.Р. Деталі машин і підйомно–транспортне обладнання // Навчальний посібник. Львів–Рівне, 2017. – 346 с.
73. Патент України № 130425. "Муфта вільного ходу". Борис А.О., Малащенко В.О., МПК F16D 41/30 (2006.01), Бюл. №23, від 10.12.2018.

74. Malaschchenko V.O., Borys A.O. Force turning off the torque limiter // XX международная конференция, "Развитие науки в XXI веке" Харків 2016. – С. 64-70.
75. Малащенко В.В. Підвищення ефективності механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт. Дис. канд. техн. наук - 05.02.02, –Львів, НУ "Львівська політехніка", 2009. – 131ст.
76. Малащенко В.О., Сороківський О.І., Борис А.О. Геометричні та силові залежності приводів велосипедів з новою кульковою муфтою вільного ходу // Вісник НУ "Львівська політехніка" Динаміка міцність та проектування машин і приладів – Львів 2009. – С. 46-49.
77. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Динамічні залежності кулькової муфти вільного ходу // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів: Зб. праць асоціації "Автобус". – Львів, 1998. – С. 48-49.
78. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛП, 2006. – 196 с. і 2009. – 216с. (2-е видання).
79. Малащенко В.О., Коруняк П.С., Малащенко В.В., Борис А.О. Оптимізація габаритів запобіжних фрикційних муфт шляхом уточнення коефіцієнту тертя // Науково - технічний журнал "Підйомно- транспортна техніка"; Одеса 2013.
80. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Осьові деформації кулькових муфт вільного ходу. Вестник Харьковского политехнического университета. Выпуск 48. – Харків, 1999. – С. 130-135.
81. Малащенко В., Сороківський О. Навантаження півмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьовою силою. Машинознавство, № 3, 2002. – С. 46-48.

- 82 Малащенко В.О., Сороківський О.І. Визначення часу запізнення вмикання кулькових муфт вільного ходу. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів: Зб. праць Асоціації “Автобус”. – Львів, 1999. –С. 36 – 46.
83. Малащенко В.О., Калінін С.Г., Сороківський О.І. Кінематичний аналіз кулькової муфти вільного ходу. Первый украинский съезд по теории механизмов и машин «ТММ и техносфера Украины XXI века»: Тезисы докладов. – Харьков, 1997. – С. 42 – 48.
84. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Розробка та дослідження кулькових муфт вільного ходу. Третій міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: Львівська політехніка, 1997.
85. Малащенко В.О., Куновський Г.П., Кравець І.Є., Сороківський О.І. Вибір параметрів кулькових муфт вільного ходу та рекомендації щодо їх конструювання. 5-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: Львівська політехніка, 2001.
86. Малащенко В.В., Кравець І.Є., Сороківський О.І. Оптимізація конструктивних параметрів кулькових муфт вільного ходу привода млинів. 6-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: Львівська політехніка, 2003.
87. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування. – Львів. Новий світ – 2000, 2004. – 232с., 2005. - 252с.
88. Малащенко В.О., Павлице В.Г. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків. Львів. НУ Львівська політехніка, 2000. – 117 с.
89. Malaschtchenko V, Homuschin J, Sorokivskiy O. Vol”nobezna qulbekova spojka. Strojarstvo Srojirenstvi, № 12, 2001. – С.56 - 58 (Slovinsko).

90. Малащенко В.О., Куновський Г.П., Кравець Є.І. Експериментальні визначення величини спрацювання зубців відкритої зубчастої передачі. Збірн. наукових праць. Асоціація “Автобус”, Вип. 6, 2002. –С. 120 – 126.
91. Малащенко В.О., Малащенко В.В., Куновський Г.П., Кравець І.Є. Динамічні явища у приводах транспортних систем з кульковими муфтами вільного ходу. Вісн. Східноукраїнського націон. університету. –Луганськ, 2003. – С. 192 – 196.
92. Malaschtchenko V, Sorokivskiy O. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction. Transactions of the Universities of Kosicl, № 2, 2002. – С. 1 – 6 (Slovinsko).
93. Малащенко В.О., Павлице В.Т. Проектування механічних муфт. – Львів, НУ “Львівська політехніка”, 2001. – 28с.
94. Пат. 66514А Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта./ Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2004. Бюл. №5.
95. Пат. № 77435 Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта. / Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2006. Бюл. №12.
96. Пат. № 30362 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. /Малащенко В.В. // Опубл. 2008. Бюл. № 4.
97. Пат. № 43260 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. / Малащенко В.О., Гащук П.М., Малащенко В.В. , Сороківський О.І. // Опубл. 2009. Бюл. № 15.
98. Малащенко В.О. Ефективність механізмів вільного ходу з кульковими обгінними муфтами. /В.О. Малащенко, М.П. Мартинців, В.В. Малащенко // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України. – Львів: Вип. 19.4, 2009. – С. 89–93.
99. Малащенко В.О. Підвищення навантажувальної здатності та спрощення конструкції кулькової обгінної муфти стартерів. / В.О. Малащенко, Г.П.

Куновський, В.В. Малащенко // 9- й Міжнародний симпозиум українських інженерів – механіків у Львові. Тези доповіді. – Львів: НУ ”Львівська політехніка”, 2009. – С. 289–290.

100. Малащенко В.В. Підвищення ефективності роботи механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт // Автореферат дис. канд. техн. наук 2010. – 20с. (рукопис).

101. Малащенко В.В. Спеціальні муфти, параграф 7.5. у навчальному посібнику - Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Видав. НУ “ Львівська політехніка”, 2009. –С. 174–182.

102. Мальцев В.Ф. К динамике заклинивания роликовых механизмов свободного хода // Современные проблемы теории машин и механизмов.: Изд-во «Наука», 1965. –С.314-322.

103. Мальцев В.Ф., Архангельский Г.В., Макаричева М.И., Розум Ю.А. К расчету параметров рационального импульсного редуктора // Детали машин: Респ. межведомств. науч. – техн. сб. – К, 1983. – Вып. 36 . – С.25-28.

104. Макаричева М.И. Методика экспериментального исследования импульсного редуктора // Инерционно-импульсные системы: Межвуз. темат. сб. науч. тр. – Челябинск, 1983. –С.80 – 83.

105. Матвийчук А.В. Розробка і дослідження двохрядних кулачкових і кульково-клинової запобіжних муфт коренеклубнезбиральних машин. Дис. канд. тех. наук.: 05.20.04. – Тернопіль, ТДТУ, 1996. – 175с.

106. Миллер С., Карелин В.С. Структурный синтез механизмов, содержащих зубчатые кинематические пары // Известия вузов. Машиностроение, 1993, № 2. – С. 7-11.

107. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. – К.: Техника, 1992. – 72с.

108. Нагорняк С.Г. Разработка и исследование новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт. Автореф. канд. дис. 05.02.02, – Киев, КПИ, 1977. – 20 с.
109. Носко П., Філь П. Синтез машинобудівних конструкцій // *Машинознавство*, 2001, № 2 (44). –С. 22-25.
110. Орлов П.И. Основы конструирования: Справ. метод. Пособие. Зб. – М.: Машиностроение, 1977.- Т.1. – 623с., Т.2. – 574с., Т.3. – 357с.
111. Павлице В.Е. Основи конструювання та розрахунку деталей машин.: – К., Вища школа, 1993. – 556 с. – Львів. Афіша, 2003. – 558с.
112. Павловський М.А., Путята Т.В. Теоретическая механика. – К.: Вища школа, 1985. – 318с.
113. Пальчевський Б.О., Летвинська О.Ю. Застосування функціонально-вартісного аналізу для оптимізації спеціальних закупорювальних засобів. // *Науковые нотатки. Зб. наук. ст. ЛДТУ, вип. 10.* – Луцьк; Ред.- вид. відділ ЛДТУ. 2002. - С. 151-161.
114. Пальчевський Б.О. Дослідження технологічних систем (Моделювання, проектування, оптимізація). Навч. посібник. – Львів: Світ, 2001. – 232с.
115. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара.- Л.: Машиностроение, 1976. – 320с.
116. Патент на изобретение RU 2068506, МКИ F16D 43/14. Центробежная муфта. / М.П. Шишкарев (Российская Федерация). - № 93025475/28; Заявлено 28.04.93. Опубл. 27.10.96. – 3с.
117. Патент на изобретение RU 2105208 МКИ F16D 43/14. Центробежная муфта./ В.Л. Попов, М.П. Шишкарев (Российская Федерация). - №93025484/28; Заявлено 28.04.93 Опубл. 20.02.98. – 3с.
118. Пат. 28884А Україна, МКИ F16D41/06. Кулькова муфта вільного ходу. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

119. Пат. 29068А Україна, МКИ F16D41/06. Конічна обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.
120. Пат. 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.
121. Пат. 45667А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Павлице В.Т., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 15.04.2002. Бюл. № 4.
122. Пат. 55810А, Україна. Пристрій для вимірювання лінійних розмірів. Малащенко В.О., Ванкевич П.І., Глушко Г.С., Опубл. 2003, Бюл. № 4.
123. Пат. 53354А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1.
124. Пат. 56483А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 5.
125. Петренко П.І., Сороківський О.І. Дослідження кулькових муфт вільного ходу. 4-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: Львівська політехніка, 1999.
126. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 336с.
127. Пилипенко М.Н. Исследование и расчет прижимных устройств роликовых механизмов свободного хода // Известия вузов, Машиностроение, 1960, № 6. – С. 130-132.
128. Пилипенко М.Н. Пути повышения износоустойчивости механизмов свободного хода и расчет их с пустотелыми роликами и клиньями //Сборник трудов ЛМИ № 15, 1960. – С. 72-77.
129. Пилипенко М.Н. Механизмы свободного хода. – М.: Машиностроение, 1966. – 288с.

130. Полюдов О.М. Проектування поліграфічних машин: Навчальний посібник, – Львів: Фенікс. ЛТУ, 1993. – 104с.
131. Прочность, устойчивость, колебания: Справочник в трех томах / Под. ред. д-ра тех. наук, проф. Биргера И. А., – М.: Машиностроения 1968. Т-1. – 831с.
132. Прикладная механика: Учеб. пособие для вузов / Руков. авт. кол. проф. К.И. Заблонский – 2-е изд. перероб. и доп. – К.: Вища школа., 1984. – 280с.
133. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
134. Прочность и надежность механического привода. Под. ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.А. Державца, – Л.: Машиностроение, 1977. – 240с.
135. Редукторы и мотор-редукторы общемашино-строительного применения. Справочник./ Л.С. Бойко, А.З. Высоцкийю Э.Н. Галиченко и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 247с.
136. Решетов Д., Иванов А., Фадеев В. Надежность машин. – М.: Высшая школа, 1988. – 238с.
137. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
138. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. Изд. 2-е., – М.: Машиностроение, 1972. – 256с.
139. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 232с.
140. Рогатинський Р., Нагорняк Г. Структурно-схемний синтез відцентрованих запобіжних муфт // Матеріали п'ятої наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя, 2001р. Тернопіль, 2001, – С.76.
141. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 312с.

142. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. Л.: П, 1991. – 383с.
143. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 448с.
144. Сороківський О.І., Куновський Г.П., Кравець І.Є. Визначення оптимальних параметрів кулькової муфти вільного ходу. Підйомно-транспортна техніка, № 3, 2003. – С.43-48.
145. Сороківський О.І. Розробка конструкцій та методики розрахунку кулькових муфт вільного ходу. /Дис. канд. техн. наук, 2000 . – 160с.
146. Сороківський О.І. Динамічні характеристики кулькових муфт вільного ходу // Вісник ДУ “Львівська політехніка” № 323 – Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів: Вища школа, 1997. – С. 59-61.
147. Хованов И.М., Наумов В.Н. Процесс заклинивания роликовой муфты обгона. – Известия вузов. Машиностроение, 1970, № 1. –С. 91-94.
148. Miller S. Układy kinematyczne. Podstawy Projektowania. WNT. Warszawa, 1988. – 316 s.
149. Homisin J. Poyitivne vlastivosti novovwyvijanych pneumatickych pruzych hriadelovych spojok. Informacni zpravodaj, VUTZ, Praha 1992. –С. 3.
150. Homisin J. Contribution to a static optimalization of torsionaly oscillating mechanical systems. The shock and vibration degest, 28/6, 1996, USA.
151. Homisin J., Jurco M. Dominantny vplyv plynneh media na zmenu charakteristickych vlastnosti pneumatickeho ladica. Inzenyrska mechanika, Brno 1997, CR. с.1.
152. Малащенко В.О., Семенюк В.Ф., Борис А.О, Матвіїв Б.Т. Ефективність застосування кулькової обгінно–запобіжної муфти механічних приводів. Науково – технічний журнал "Підйомно–транспортна техніка". – Одеса, 2018, – С. 104–112.

ДОДАТКИ

1. Акт впровадження у вигляді конструкторської документації на нову конструкцію муфти та методичні розробки з її розрахунку на ЛАП "Львівагромашпромпроект".....156
2. Акт впровадження у вигляді конструкторської документації на нову конструкцію муфти на Малому колективному виробничо-комерційному виробництві "ПоЛьві", м. Дрогобич.....157
3. Акт впровадження у навчальний процес у вигляді методичних вказівок на тему "Обґрунтування кінематично-силових параметрів обгінно-запобіжних муфт", які використовуються під час читання розділу "Муфти", з дисципліни "Деталі машин", на кафедрі ТМДМ Національного університету "Львівська політехніка".158
4. Патент України № 126111. "Обгінно-запобіжна муфта". Борис А.О., Держ.реєстр від 11.06.2018.....159
5. Патент України № 130425. "Муфта вільного ходу". Борис А.О., Малащенко В.О., Держ. реєстр від 10.12.2018.....163
6. Диплом II-го ступеня як переможця Всеукраїнського конкурсу наукових робіт в галузі "Транспорт".....169
7. Диплом III-го ступеня як переможця Всеукраїнського конкурсу наукових робіт в галузі "Транспорт".....170

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Генеральний директор

ЛП «Львівагромашпроект»

Сушко А.І.

2018р.

АКТ



Впровадження основних результатів дисертаційної роботи аспіранта з відривом від виробництва кафедри «Технічна механіка та динаміка машин» Національного університету «Львівська політехніка» Бориса Андрія Орестовича на тему «Покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт»

Даний акт складено про те, що розроблені аспірантом з відривом від виробництва Борисом А.О. під керівництвом д.т.н., професора Малащенка В.О. методичні рекомендації «З розрахунків виготовлення та можливості застосування у техніці кулькової обгінно-запобіжної муфти» передано до дослідної лабораторії ЛАП «Львівагромашпроект» для перевірки з метою вивчення можливостей впровадження у виробництві після дослідження промислового зразка.

Модель наведеної конструкції муфти спроектовано, виготовлено та проведено дослідження її роботоздатності на спеціальних стендах в лабораторних умовах. Результати досліджень підтвердили безвідмовне функціонування муфти під час усталених і неусталених режимів навантаження. За результатами досліджень встановлено, що застосування кулькової обгінно-запобіжної муфти уможливило надійне запобігання перевантажень елементів механічних приводів.

Розроблені нова конструкція та методичні вказівки з її розрахунку передані ЛАП «Львівагромашпроект» для виготовлення кулькової обгінно-запобіжної муфти та вивчання можливостей з впровадження у виробництво.

Начальник конструкторського відділу

Кобак В.Й.

Керівник розробки д.т.н., професор

Малащенко В.О.

Розробник, аспірант

Борис А.О.



„ЗАТВЕРДЖУЮ”
 Директор малого колективного
 виробничо-комерційного виробництва
 „Польві” В.В. Федик
 „ „ листопада 2018 року

АКТ

про впровадження результатів дисертації аспіранта кафедри “Технічна механіка та динаміка машин” Національного університету „Львівська політехніка” з відривом від виробництва Бориса А.О. на тему: “Обґрунтування кінематично-силових параметрів обгінно-запобіжних муфт”, науковий керівник доктор технічних наук, професор Малащенко В.О.

Актом підтверджується те, що окремі результати дисертаційної роботи аспіранта з відривом від виробництва Бориса Андрія Орестовича на тему: “Обґрунтування кінематично-силових параметрів обгінно-запобіжних муфт” у вигляді методичних розробок проектування обгінних муфт передано для впровадження у виробництві після виготовлення і повного дослідження промислового зразка одної із запатентованих дисертантом муфт для механічних приводів таких, що мають передавати рух тільки в одному напрямку та запобігати перевантажень в кінематичному ланцюгу.

Роботоздатність та забезпечення захисних функцій моделі обгінно-запобіжної муфти досліджено в лабораторних умовах з участю начальника дільниці Совяка Р.Я.

Дослідна модель, що запроектована на основі запатентованої муфти, показала достатню надійність в роботі та забезпечення кінематичного ланцюга від перевантажень його елементів.

Начальник дільниці



Р.Я. Совяк

Провідний інженер, к.т.н.



В.В. Федик

„ЗАТВЕРДЖУЮ”

Проректор науково-педагогічної
роботи Національного університету
„Львівська політехніка”

Давидчак О.Р.
жовтень 2018 р.



про впровадження результатів дисертації аспіранта кафедри “Технічна механіка та динаміка машин” Національного університету „Львівська політехніка” з відривом від виробництва Бориса А.О. на тему: “Обґрунтування кінематично-силових параметрів обгінно-запобіжних муфт”, науковий керівник доктор технічних наук, професор Малащенко В.О.

Даним актом підтверджується те, що окремі результати дисертаційної роботи аспіранта з відривом від виробництва Бориса А.О. на тему: “Обґрунтування кінематично-силових параметрів обгінно-запобіжних муфт”, які увійшли в методичну розробку та інструкцію з лабораторної роботи з дисциплін „Деталі машин”, „Основи конструювання” і „Прикладна механіка” впроваджені в навчальний процес кафедри “Технічна механіка та динаміка машин” Національного університету “Львівська політехніка”.

Розроблено, виготовлено в металі лабораторну установку з визначення роботоздатності та забезпечення захисних функцій обгінно-запобіжної муфти. Окремі результати досліджень стосовно конструкційних особливостей та принципу роботи запатентованих аспірантом Борисом Андрієм Орестовичем муфт використовуються під час читання лекцій, проведення практичних занять з дисципліни “Деталі машин” для студентів-механіків.

Завідувач кафедри “Технічна механіка та динаміка машин” Національного університету „Львівська політехніка” д.т.н., професор

В.О. Малащенко

Секретар кафедри “Технічна механіка та динаміка машин” Національного університету “Львівська політехніка” к.т.н., доцент

Л.В. Дзюбик

Провідний спеціаліст кафедри „Технічна механіка та динаміка машин” Національного університету „Львівська політехніка”

О.В. Ященко





МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **126211** (13) **U**
(51) МПК
F16D 41/06 (2006.01)

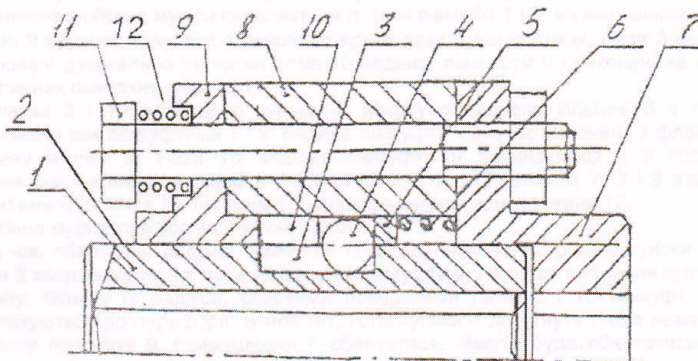
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2017 13143	(72) Винахідник(и): Борис Андрій Орестович (UA)
(22) Дата подання заявки: 29.12.2017	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА", вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, 79013 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.06.2018	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.06.2018, Бюл.№ 11	

(54) ОБГІННО-ЗАПОБІЖНА МУФТА

(57) Реферат:

Обгінно-запобіжна муфта складається із двох півмуфт, кожна з яких виконана з пазами. Пази ведучої півмуфти розташовані дзеркально відносно веденої і виконані на взаємно обернених циліндричних поверхнях півмуфт. Елементи веденої півмуфти з'єднані, а в пазах півмуфт встановлено кульки. Під елементами кріплення веденої півмуфти розташовано регульовані пружини. Мінімальна осьова деформація пружин дорівнює діаметру кульок.



Фиг. 1

UA 126211 U

UA 126211 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування та приладобудування і може застосовуватися для автоматичного з'єднання та роз'єднання валів, які довільно розташовані у просторі, і запобігання дії перевантажень кінематичних ланцюгів.

Відома обгінна муфта (патент України на корисну модель № 53354, Обгінна муфта. Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1), що складається із двох півмуфт, кожна з яких виконана зі спіралеподібними пазами, пази ведучої півмуфти розташовані дзеркально відносно веденої, і виконані на взаємообернених циліндричних поверхнях півмуфт, в цих пазах встановлено кульки. Елементи веденої півмуфти жорстко з'єднані.

Однак відома муфта не може виконувати функцію запобігання дії перевантажень кінематичного ланцюга, що може призвести до деформування чи руйнування півмуфт, що зменшує її надійність.

В основу корисної моделі поставлена задача, що полягає у розширенні області застосування муфти для з'єднання валів, геометричні осі яких співпадають; розширення функціональних чинників, що дозволяє істотно підвищити надійність муфти.

Поставлена задача вирішується тим, що обгінно-запобіжна муфта, яка складається із двох півмуфт, кожна з яких виконана з пазами, пази ведучої півмуфти розташовані дзеркально відносно веденої і виконані на взаємно обернених циліндричних поверхнях півмуфт, елементи веденої півмуфти з'єднані, а в пазах півмуфт встановлено кульки, згідно з корисною моделлю, під елементами кріплення веденої півмуфти встановлено регулюючі пружини, причому мінімальна осьова деформація пружини дорівнює діаметру кульок.

Встановлення в муфті пружин під елементи кріплення дозволяє веденій півмуфті рухатись у осьовому напрямку і роз'єднувати півмуфти під час перевантажень у кінематичному ланцюзі, внаслідок цього розширяються функціональні властивості муфти, вона стає обгінно-запобіжною муфтою, а надійність її значно підвищується.

На фіг. 1 подано загальний вигляд обгінно-запобіжної муфти в осьовому перерізі: на фіг. 2 - частина розгортки циліндричної поверхні ведучої півмуфти; на фіг. 3 - частина розгортки циліндричної поверхні веденої півмуфти, на якій нарізано пази, де: 1 - ведуча півмуфта; 2 - циліндрична поверхня ведучої півмуфти; 3 - пази ведучої півмуфти; 4 - кульки; 5 - кільце; 6 - м'яка пружина; 7 - маточина з фланцем; 8 - втулка; 9 - ведена півмуфта з пазами; 10 - пази веденої півмуфти; 11 - елементи кріплення (болти); 12 - регульовані пружини.

Обгінно-запобіжна муфта складається із двох півмуфт 1 і 9, на яких виконано пази 3 і 10. На поверхні 2 ведучої півмуфти 1 виконано прямі пази 3 під кутом α . Пази 3 ведучої півмуфти 1 розташовані дзеркально відносно пазів 10 веденої півмуфти 9 і виконані на взаємообернених циліндричних поверхнях півмуфт.

У пазах 3 і 10 розміщено кульки 4. Муфту обладнано кільцем 5 з пружинами 6, які розташовано між півмуфтами 1 і 9. Ведена півмуфта включає маточину з фланцем 7, втулку 8 і фланцеву втулку 9. Пази 10 веденої півмуфти 9 починаються з її торця і виконані з протилежним нахилом до пазів 3 ведучої півмуфти 1. Елементи 7, 8 і 9 з'єднано між собою елементами кріплення 11, під якими розміщено регульовані пружини 12.

Обгінна муфта працює наступним чином.

Під час обертання ведучої півмуфти 1 за годинниковою стрілкою кульки 4 підпружиненим кільцем 5 заштовхуються в пази 10 веденої півмуфти 9. Після заглиблення кульок 4 в пази 10 на величину, більшу їх радіуса, боковими поверхнями пазів 3 і 10 півмуфт 2 та 9 кульки 4 проштовхуються до периферії. В момент, коли кульки 4 досягнуть кінців пазів 10, вони тиснуть на ведену півмуфту 9, примушуючи її обертатися. Муфта буде обертатись як одне ціле та передавати обертальний момент.

При наростанні обертального моменту до небажаної величини кульки 4 сильніше тиснуть на ведену півмуфту 9, яка, стискаючи регульовані пружини 12, зміщується в осьовому напрямку ліворуч і виходить із зачеплення з кульками. Півмуфти 1 і 9 розчіплюються і не передають підвищений за величиною обертальний момент. Цим виконується функція запобігання кінематичного ланцюга від дії перевантаження.

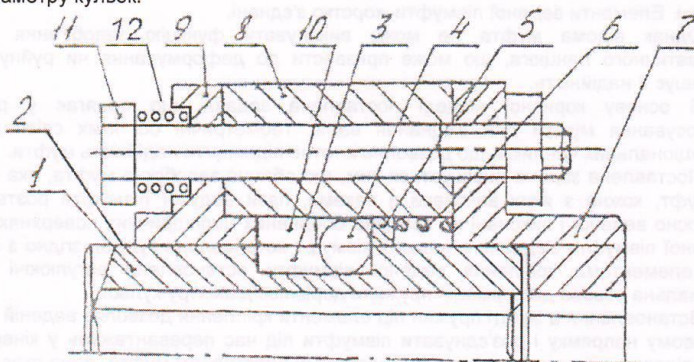
При обертанні ведучої півмуфти 1 у зворотному напрямку кульки 4 боковими поверхнями пазів 10 виштовхуються з них, а півмуфти 2 і 9 автоматично роз'єднуються. Муфта працює в режимі холостого ходу і обертальний момент до веденої півмуфти у зворотному напрямку не передає.

Муфта може передавати обертальний момент тільки в одному напрямку та автоматично роз'єднувати вали як при зміні напрямку обертання, так і при зростанні обертального моменту до небажаної величини. Величина максимального обертального моменту регулюється регулюючими пружинами 12, що повністю виключає перевантаження всіх деталей муфти. Отже запропонована муфта збільшує функціональні можливості та значно надійніша за аналогічні.

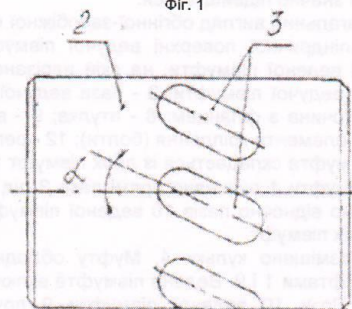
UA 126211 U

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

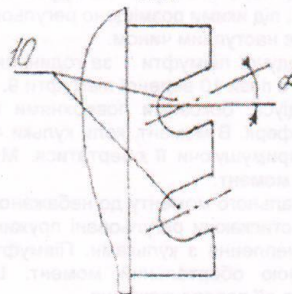
5 Обгінно-запобіжна муфта, що складається із двох півмуфт, кожна з яких виконана з пазами, пази ведучої півмуфти розташовані дзеркально відносно веденої і виконані на взаємно обернених циліндричних поверхнях півмуфт, елементи веденої півмуфти з'єднані, а в пазах півмуфт встановлено кульки, яка відрізняється тим, що під елементами кріплення веденої півмуфти розташовано регульовані пружини, причому мінімальна осьова деформація пружини дорівнює діаметру кульок.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3

Комп'ютерна верстка А. Крулевський

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



(11) **130425**(19) **UA**(51) МПК
F16D 41/30 (2006.01)(21) Номер заявки: **u 2018 05918**(22) Дата подання заявки: **29.05.2018**(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну модель: **10.12.2018**(46) Дата публікації відомостей
про видачу патенту та
номер бюлетеня: **10.12.2018,
Бюл. № 23**(72) Винахідники:
**Борис Андрій Орестович,
UA,
Малащенко Володимир
Олександрович, UA**(73) Власник:
**НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА
ПОЛІТЕХНІКА",
вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів,
79013, UA**

(54) Назва корисної моделі:

МУФТА ВІЛЬНОГО ХОДУ

(57) Формула корисної моделі:

Муфта вільного ходу, яка складається із корпусу, на зовнішній поверхні якого встановлено зірочки, втулки, на зовнішній та внутрішній поверхнях якої виконано різь, причому на внутрішній поверхні корпусу та зовнішній поверхні втулки виконано доріжки кочення підшипників, яка відрізняється тим, що на внутрішній поверхні корпусу виконано пази, а на торці втулки виконано кільцевий паз та дотичні пази, що від нього відходять, в пазах розміщено кульки.





МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **130425** (13) **U**
(51) МПК
F16D 41/30 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2018 05918</p> <p>(22) Дата подання заявки: 29.05.2018</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.12.2018</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.12.2018, Бюл.№ 23</p>	<p>(72) Винахідник(и): Борис Андрій Орестович (UA), Малащенко Володимир Олександрович (UA)</p> <p>(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА", вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, 79013 (UA)</p>
--	---

(54) МУФТА ВІЛЬНОГО ХОДУ

(57) Реферат:

Муфта вільного ходу складається із корпусу, на зовнішній поверхні якого встановлено зірочки, втулки, на зовнішній та внутрішній поверхнях якої виконано різь, причому на внутрішній поверхні корпусу та зовнішній поверхні втулки виконано доріжки кочення підшипників. На внутрішній поверхні корпусу виконано пази. На торці втулки виконано кільцевий паз та дотичні пази, що від нього відходять, в пазах розміщено кульки.

UA 130425 U

UA 130425 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування та приладобудування і застосовується для автоматичного вмикання під час передавання обертального моменту в одному напрямку та вимикання кінематичного ланцюга під час зміни напрямку обертання.

5 Відома муфта вільного ходу [Couronne de roué libre de bicyclette, precede de fixation de pignons sur une felle couronne et roué libre ainsi obtenue: Заявка 2602841 Франція, Kapela Didier, Marnat Michel; Etabl. Maurice Maillard.-8611323; Заявлено 05.08.86; Опубліковано 19.02.88], що складається із корпусу, на зовнішній поверхні якого виконано шліци, в які встановлено зірочки, закріплення зірочок здійснюється гайкою; втулки, на зовнішній та внутрішній поверхнях якої виконано різь, причому на внутрішній поверхні корпусу та зовнішній поверхні втулки виконано доріжки кочення підшипників. На внутрішній поверхні корпусу розташовано зубці, які спряжені з підпружиненим храповиком.

10 Однак відома муфта вільного ходу внаслідок зачеплення за рахунок храпового механізму передає менший обертальний момент, створює шум під час роботи, що спричинює відносно меншу довговічність муфти.

15 В основу корисної моделі поставлено задачу створення муфти вільного ходу, у якій нове виконання пазів на робочих поверхнях корпусу і втулки та використання кульок дозволило б забезпечити передавання більшого обертального моменту шляхом зачеплення кульок в пазах корпусу та втулки, зменшити шум під час роботи, і за рахунок цього підвищити довговічність муфти.

20 Поставлена задача вирішується конструктивним виконанням муфти вільного ходу, що складається із корпусу, на зовнішній поверхні якого встановлено зірочки, втулки, на зовнішній та внутрішній поверхнях якої виконано різь, причому на внутрішній поверхні корпусу та зовнішній поверхні втулки виконано доріжки кочення підшипників, згідно з винаходом на внутрішній поверхні корпусу виконано пази, а на торці втулки виконано кільцевий паз та дотичні пази, що від нього відходять, в пазах розміщено кульки. Це забезпечує передавання більшого обертального моменту шляхом зачеплення кульок в пазах корпусу та втулки, що дозволяє зменшити шум під час роботи, і внаслідок цього підвищити довговічність муфти.

25 На фіг. 1 - подано загальний вигляд втулки вільного ходу; на фіг. 2 – корпус 3 пазами; на фіг. 3 - втулка з пазами; де 1 - корпус, 2 - зірочки, 3 - втулка, 4 - пази на внутрішній поверхні корпусу, 5 - кільцевий паз на торцевій поверхні втулки, 6 - дотичні пази на торцевій поверхні втулки 7 - кульки.

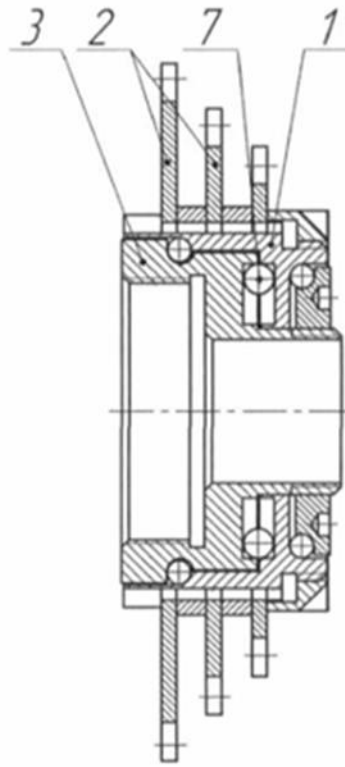
30 Муфта вільного ходу, що складається із корпусу 1, на зовнішній поверхні якого встановлено зірочки 2, які закріплено гайкою. На зовнішній та внутрішній поверхнях втулки 3 виконано різь. На внутрішній поверхні корпусу 1 та зовнішній поверхні втулки 3 виконано доріжки кочення підшипників. На внутрішній поверхні корпусу 1 виконано пази 4. На торці втулки 3 виконано кільцевий паз 5 та дотичні пази 6, що від нього відходять. В пазах 4 корпусу 1 та дотичних пазах 6 втулки 3 розміщено кульки 7.

35 Муфта вільного ходу працює наступним чином. Під час роботи ланцюгової передачі зірочки 2 через шліци передають обертовий момент на корпус 1. У разі руху корпусу 1 за годинниковою стрілкою кульки 7 рухаються в пазах 4 до периферії. У разі досягнення периферійних кінців пазів 4 кульки 7 потрапляють у дотичні пази 6 втулки 3 і заклинюють між пазами 4 та 6. Втулка 3 починає обертатись разом з корпусом 1 і передавати обертальний момент. У випадку зміни напрямку обертання зірочок 2, а також коли кутова швидкість втулки 3 буде більшою за кутову швидкість корпусу 1, кульки 7 виштовхуються з периферійного положення боковими поверхнями пазів 4 та 6 у кільцевий паз 5 втулки 3. Далі кульки 7 рухаються по кільцевому пазу 5 розмикають кінематичний зв'язок між корпусом 1 та втулкою 3. Обертальний момент передаватись не буде.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

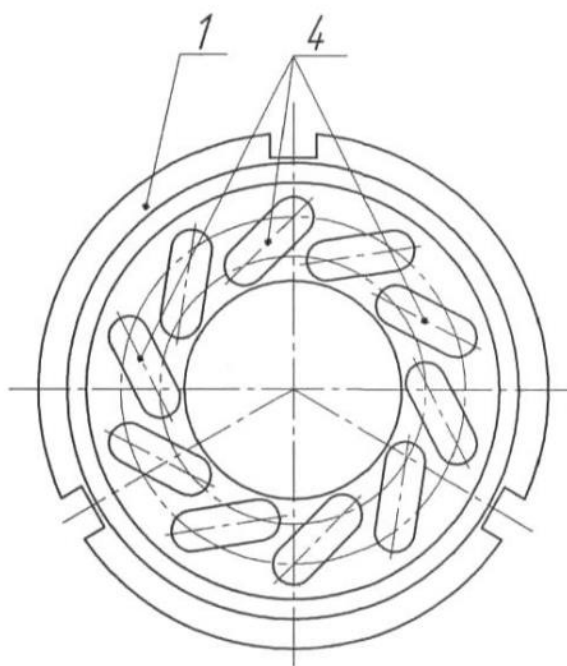
50 Муфта вільного ходу, яка складається із корпусу, на зовнішній поверхні якого встановлено зірочки, втулки, на зовнішній та внутрішній поверхнях якої виконано різь, причому на внутрішній поверхні корпусу та зовнішній поверхні втулки виконано доріжки кочення підшипників, яка **відрізняється** тим, що на внутрішній поверхні корпусу виконано пази, а на торці втулки виконано кільцевий паз та дотичні пази, що від нього відходять, в пазах розміщено кульки.

UA 130425 U

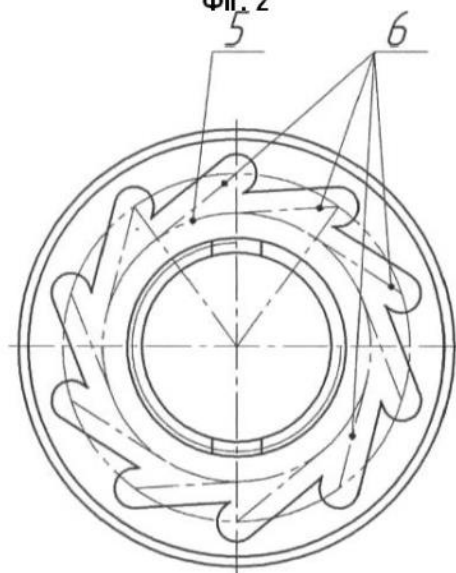


Фиг. 1

UA 130425 U



Фіг. 2



Фіг. 3

Комп'ютерна верстка В. Мацело

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДИПЛОМ
II ступеня
НАГОРОДЖУЄТЬСЯ

БОРИС АНДРІЙ ОРЕСТОВИЧ,

*студент Національного університету «Львівська
 політехніка»*

ПЕРЕМОЖЕЦЬ

*Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт
 з природничих, технічних і гуманітарних наук
 2012/2013 н. р. з напрямку „Транспорт”*

Міністр



Д.В.Табачник

Наказ від 26.06.2013 р.,
 № 847



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ДИПЛОМ
III ступеня
НАГОРОДЖУЄТЬСЯ

БОРИС АНДРІЙ ОРЕСТОВИЧ,

*студент Національного університету «Львівська
політехніка»*

ПЕРЕМОЖЕЦЬ

*Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт
з природничих, технічних і гуманітарних наук
2010/2011 н. р. з напрямку „Транспорт”*

Міністр



Д.В.Табачник

Наказ від 29.06.2011 р.,
№ 666