

Національний університет «Львівська політехніка»  
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Проценко Владислав Олександрович**

УДК 621.825.5/.7

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ  
МУФТ З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство  
(131 – прикладна механіка)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

\_\_\_\_\_ Проценко В.О.

Науковий консультант  
Малащенко Володимир Олександрович,  
доктор технічних наук, професор

Львів – 2019

## АНОТАЦІЯ

*Проценко В.О.* Розроблення методології проектування муфт з канатними елементами. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство (131 – прикладна механіка). – Національний університет «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України, Львів, 2019.

*У першому розділі*, в результаті аналізу конструкцій та відмов муфт з неметалевими пружними елементами показано, що для них однією з характерних відмов є перегрівання пружних елементів під час роботи за рахунок низької теплопровідності матеріалів. Крім цього, показано, що такі муфт характеризується низькою ремонтпридатністю, оскільки для заміни потребують розбирання напівмуфт та демонтажу сполучених ними агрегатів. Аналіз конструкцій та відмов муфт з металевими пружними елементами показав, що вони мають низьку компенсуючу здатність, незначне демпфування, високу складність та вартість пружних елементів. Для запобіжних муфт характерний нерівномірний знос несівних елементів через нерівномірний розподіл навантаження між ними. Аналіз структури показав, що механізми таких муфт містять надлишкові зв'язки у всіх режимах їх роботи. Показано, що канатні елементи характеризуються стабільними в часі та високими за величиною та стабільними механічними характеристиками. Для канатів властива гвинтова анізотропія, а для їх зведеної жорсткості справедлива квазіпружна модель, кожна зі складових якої є багатofакторною складовою. Це формує можливість побудови на їх базі пружних ланок змінної жорсткості за рахунок впливу на ці складові. Показано, що технічні системи можуть розвиватися за системним та спорадичним варіантом, результатом обох варіантів розвитку є розроблення моделей структурно–параметричного синтезу конструкцій–представників технічної системи. Для розроблення основ структурно–параметричного синтезу технічної системи вона повинна пройти етапи розроблення конструкцій, обґрунтування їх параметрів та характеристик, розроблення оптимізаційних одно– та багатокритеріальних моделей синтезу цих конструкцій. Системний варіант розвитку технічної системи передбачає застосування системних методів синтезу структурних схем і конструкцій. Це

дозволяє скоротити витрати часу порівняно зі спорадичним варіантом ровитку. Аналіз літературних та патентних джерел показав, що технічні системи "пружна ланка змінної жорсткості з суцільнометалевими пружними елементами" та "пружна ланка змінної жорсткості з канатними елементами" розвивається спорадично, що є результатом наявних недоліків їх класифікації, а саме недостатньої чіткості та формалізованості, що формує умови для розроблення класифікації, яка позбавлена вказаних недоліків. Проаналізовано стан та перспективи досліджень муфт з канатними пружними елементами, зокрема показано, що доцільним є розроблення затискних механізмів, що спрощуватимуть складання муфт, а також основ розрахунку і конструювання їх деталей.

У другому розділі уточнено класифікацію пружних муфт з металевими та канатними пружними елементами за рахунок диференціації торцевої установки пружних елементів на два можливих варіанти їх розташування в торцевій площині – торцеву установку хордального розташування та торцеву установку тангенціального розташування. Це дало можливість розробити та запатентувати нові конструкції постійних муфт в одинарному варіанті, конструкції оснащені проміжними валами та проміжними дисками, а також конструкцій ряд запобіжних муфт. Розроблено теоретичні основи морфологічного синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами. Це стало можливим за рахунок запропонованої формалізованої класифікації способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з суцільними металевими та канатними елементами, і дало можливість розробити морфологічні матриці синтезу способів забезпечення змінної жорсткості. Розкриття цих матриць показало, що для пружних ланок оснащених суцільними металевими пружними елементами можна виділити 14 способів забезпечення змінної жорсткості, а для ланок оснащених канатними пружними елементами – 26 способів забезпечення змінної жорсткості.

Розроблено алгоритм синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості, що містить кілька основних етапів, серед яких вибір типу пружних елементів цих ланок, вибір способу зміни жорсткості пружної ланки, встановлення виконавчого руху пружного елемента, керуючого параметра робочого руху, керуючого впливу та керуючого руху, встановлення функції

керуючого механізму та вибір його типу.

Отримані наукові результати дозволили реалізувати практичні наслідки у вигляді конкретних структурних схем та конструкцій муфт і амортизаторів постійної та змінної жорсткості, новизна яких підтверджується отриманням патентів в т.ч. на винаходи. Розроблені теоретичні основи та алгоритм синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами можуть стати основою для майбутніх наукових робіт присвячених обґрунтуванню основних параметрів цих ланок.

У *третьому розділі* обґрунтовано параметри муфт з торцевою установкою прямих канатів різних варіантів розташування. При цьому отримані теоретичні залежності для визначення основних геометричних та силових параметрів муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та їх взаємного впливу. Це дало можливість отримати вирази для визначення раціональних конструктивних параметрів муфт – кута монтажного зміщення напівмуфт  $\xi_F$  та коефіцієнта діаметрів  $\psi_{DF}$ , що забезпечують мінімальне навантаження деталей. Встановлені умови геометричного існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та виразів для перевірки: можливості затягування затискних механізмів; можливості «сусідства» втулок внутрішньої муфти; можливості відносного обертання напівмуфт; відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт; відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти. Розроблені математичні моделі компонування муфт, що враховують геометричні та силові обмеження та дозволяють виконувати наочну оцінку можливих варіантів конструктивних параметрів муфт за рахунок графічної інтерпретації цих обмежень. Отримані моделі дозволили встановити зокрема, що при інших рівних умовах муфти з тангенціально розташованими канатами мають на 18% меншу навантажувальну здатність ніж муфти з хордально розташованими канатами та рекомендувати області переважного застосування кожного типу муфт. Виконана оцінка характеристик муфт з торцевою установкою канатів. Показано, що муфти з тангенціальним розташуванням канатів при роботі в режимах аверсу та реверсу при рівних розмірах є піддатливішими ніж муфти з хордальним розташуванням канатів. В режимі аверсу (при роботі канатів на розтяг) муфти обох типів є жорсткими і можуть бути рекомендованими до установки в приводах від яких вимагається



висока кінематична точність. За рахунок застосування методу замкнених векторних контурів побудовано математичні моделі передачі навантаження муфтами з торцевою установкою канатів в умовах неспіввісності. Показано, що радіальне зміщення напівмуфт значно впливає на перерозподіл навантаження між канатами. Доведено, що канати у муфтах, що працюють в умовах неспіввісності доцільно закріплювати шарнірно, що дозволяє знизити їх навантаженість.

У четвертому розділі досліджено канатно–роликові муфти високої компенсуючої здатності. Тут обґрунтовано їх основні геометричні та силові параметри, отримано вирази для обчислення натягу каната та навантаження деталей. Досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів канатно–роликових муфт при сполученні ними співвісних валів. В результаті показано, що вони є малочутливими до точності виготовлення та складання. Побудовано номограми, які дозволяють визначати геометричні параметри, що забезпечують мінімальне навантаження деталей муфт. Це дозволяє значно спростити проектування муфт за рахунок зменшення кількості ітерацій, що їх повинен виконати конструктор при розробленні цих пристроїв. Досліджено процес роботи канатно–роликових муфт в умовах неспіввісності. При цьому отримано залежності, що описують зміну геометричних параметрів, що дають можливість обчислити видовження каната, радіальне навантаження від муфт на сполучені вали та сумарне навантаження деталей муфт залежності від кута повороту. Показано, що канатно–роликові муфти характеризується низькою радіальною жорсткістю (в 7...35 разів нижчою порівняно з муфтами, оснащеними пружною зірочкою) і відповідно високою компенсуючою здатністю. Показано, що при роботі муфт в умовах неспіввісності механічні втрати в їх механізмах складаються зі втрат на подолання тертя роликів на своїх осях та втрат на згин канатів (втрат на подолання їх жорсткості) на роликах. Отримано вирази для обчислення миттєвого та середнього за оберт ККД муфт. Експериментально підтверджено адекватність отриманих розрахункових моделей та показано, що отримані теоретично значення ККД відрізняються від дослідних не більше ніж на 4%. Експериментом також підтверджено, що ролики доцільно приймати можливо більшого діаметру з чотирьох причин – зниження робочого натягу каната, зниження напружень згину в його дротинах, зниження додаткового видовження від неспіввісності та підвищення ККД.

У *п'ятому розділі* обґрунтовано параметри та експлуатаційні характеристики запобіжних муфт з канатними елементами. Тут отримано залежності для оцінки кінематичних параметрів роботи муфт з канатами хордального і тангенціального розташування, зокрема вирази для обчислення часу спрацьовування муфт та критичних частот обертання при яких муфти здатні виконувати свої запобіжні функції. Показано, що характеристики запобіжних муфт з тангенціально розташованими канатами відрізняються в залежності від того, яка напівмуфта (зовнішня чи внутрішня) є ведучою. Отримано вирази для обчислення навантаження деталей та моменту тертя, який здатні розвинути фрикційні муфти з циліндричними і конусними поверхнями тертя та канатними елементами. Показано, що точність спрацьовування фрикційних муфт з канатними елементами більша ніж у муфт з радіально рухомими колодками в 1,3...1,5 рази для муфти з циліндричними поверхнями тертя та в 1,4...2,3 рази для муфти з конусними поверхнями тертя. Отримано вирази для обчислення номінального моменту, що здатна передавати запобіжна відцентрова муфта профільного типу, а також моменту її спрацьовування, коефіцієнтів точності спрацьовування та перевищення номінального моменту. Показано, що профільні запобіжні відцентрові муфти характеризується високою точністю обмеження навантаження, оскільки теоретичний коефіцієнт точності їх спрацьовування становить близько 1,1. Доведено, що такі муфти мало чутливі до зміни коефіцієнта тертя ковзання у спряженнях їх елементів – його збільшення в 4 рази призводить до збільшення моменту спрацьовування муфт лише на 7%, а при заклиненні роликів момент спрацьовування збільшується лише на 2,4%, що демонструє низьку чутливість муфт також до якості технічного обслуговування.

У *шостому розділі* розроблено основи раціонального конструювання та розрахунку затискних механізмів для закріплення сталевих канатів у муфтах. Синтезовано 18 схем затискних механізмів для закріплення канатів, що містять дві основні деталі – палець та втулку, одна з яких при затисканні каната рухається, а інша залишається нерухомою. Виконавчими поверхнями деталей є отвори чи пази, у які встановлюються канати. Застосування пазів дає можливість спростити встановлення та заміну канатів. Експериментально досліджено процес затиску каната та навантажувальну здатність затискних механізмів, в результаті чого встановлено, що основний вплив на формування

сили затискання каната мають сили пружної та пластичної взаємодії каната та деталей затискних механізмів, а не сили тертя, оскільки зведений коефіцієнт опору екстракції каната із затискного механізму не менше ніж на порядок перевищує коефіцієнт тертя «сталь по сталі» за наявності мащення ( $\kappa_{on} = 1,0$  проти  $f = 0,05 \dots 0,10$ ). Експериментально досліджено процес зрізу сталевих канатів подвійної звивки. Це дало можливість встановити, що тимчасовий опір зрізу  $\tau_{взр}$  пов'язаний з маркерувальною групою канатного дроту  $\sigma_s$  співвідношенням  $\tau_{взр} \approx 0,4\sigma_s$ , що уможливило виконання розрахунку канатів на зріз при проектуванні затискних механізмів та розроблення рекомендацій щодо конструювання їх деталей. Виконано аналіз напруженого стану пальців з отворами та пазами під установку каната з умови забезпечення рівномірності пальців та канатів. При цьому отримано співвідношення та графіки для визначення раціональних розмірів пальців в залежності від діаметра каната, експлуатаційних та конструктивних факторів. Показано можливість виконувати розрахунок пальців виключно на розтяг за зручними виразами, отримано вирази та графіки для визначення коефіцієнтів зведення напружень в залежності від коефіцієнта діаметра пальця відносно діаметра каната  $\psi_{нк}$ . Отримано прості для вживання на практиці співвідношення для конструювання пальців та втулок затискних механізмів, а саме для визначення відстаней від їх торців до осей отворів та пазів під установку каната, кута нахилу пазів до осі пальця та ін. Показно, що у спряженні "палець–втулка" необхідно забезпечувати наявність гарантованого зазора з метою розвантаження пальців від додаткового згину від контактного повороту втулок під дією згинального моменту від сили натягу каната і обґрунтовано вибір посадки.

Практику застосування розроблених муфт апробовано при ремонті обладнання та отримано результати у вигляді підвищення ремонтпридатності та зниження ватрості елементів його приводів.

*Ключові слова:* муфта, канат, синтез, перевантаження, аналіз, жорсткість, механічний привод.

## ANNOTATION

*Protsenko V.O.* Development couplings with rope elements designing methodology. – On rights of a manuscript. Dissertation submitted for the degree of Doctor of technical sciences; field of research: 05.02.02 – engineering science. – Lviv

Polytechnic National University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2019.

In Chapter I we have carried out analysis of structures and failures of couplings with non–metal elastic elements and, thus, it has been shown that one of their characteristic failures is overheating of elastic elements during operation due to low thermal conductivity of materials. In addition, it has been shown that such couplings are characterized by low maintainability, since they require disassembly of the semi–coupling and dismantling of their connected units for replacement. The analysis of the structures and failures of the couplings with metal elastic elements showed that they have low compensating ability, slight damping, high complexity and cost of elastic elements. Safety couplings are characterized by uneven wear of bearing elements owing to the uneven distribution of the load between them. The analysis of the structure showed that the mechanisms of such couplings contain redundant connections in all modes of their work. It has been shown that rope elements are characterized by stable time and high mechanical stability.

Chapter II explicates the classification of elastic couplings with metal and rope elastic elements due to the differentiation of the end installation of elastic elements into two possible variants of their arrangement in the end plane – the end device of the chord location and the end fitting of the tangential arrangement. Theoretical bases of morphological synthesis of the structure of elastic links of machines of variable rigidity with full–metal and rope elastic elements are developed. This became possible owing to the proposed compiled classification of methods for providing variable stiffness of elastic links of machines with solid metal and rope elements, and gave the opportunity to develop morphological matrices for the synthesis of methods for providing variable stiffness. The disclosure of these matrices has shown that there are identified 14 ways to provide variable rigidity of elastic parts equipped with solid metal elastic elements and 26 ways to provide variable rigidity of units equipped with rope elastic elements.

Chapter III substantiates the parameters of the coupling with the end installation of straight ropes of various variants of the arrangement. In this case, theoretical dependencies were obtained for determining the main geometric and power parameters of the coupling with the end–installation of the ropes of the tangential arrangement and their mutual influence. This gave the opportunity to obtain expressions for determining the rational structural parameters of the coupling –

the angle of the displacement of the semi-coupling  $\xi_F$  and the coefficient of diameters that provide the minimum load of the parts. The conditions of the geometric existence of the coupling with the end installation of the tangential arrangement of ropes and the expressions for testing are ascertained: the possibilities of tightening of the clamping mechanisms, possibilities of "neighborhood" of the sleeves of the internal coupling, possibilities of relative rotation of half-mounts, absence of interference of the outer and inner semi-coupling housings, absence of interference of ropes and adjacent inner half sleeves. The mathematical models of clutter layout are developed, which take into account geometric and power constraints, and allow us to make a visual assessment of possible variants of the structural parameters of the muffs due to the graphical interpretation of these constraints.

In Chapter IV rope-roller couplings of high compensating power are investigated. Here, the basic geometric and power parameters are substantiated and expressions for calculating the tension of the rope and loading of its parts are obtained. The mutual influence of structural parameters of the muffle with the combination of its coil shafts is investigated. As a result, it is shown that the coupling is insensitive to the precision of fabrication and assembly. Nomograms have been constructed, which allow to determine the geometric parameters that provide the minimum load of the couplings. The process of operation of the rope-roller coupling in conditions of non-uniformity is investigated. It is shown that the coupling is characterized by low radial stiffness (7 ... 35 times lower than the coupling, equipped with an elastic star) and, accordingly, high compensating power.

In Chapter V the parameters and operational characteristics of safety clutches with rope elements are established. Dependencies are obtained for the estimation of the kinematic parameters of the work of the clutches with ropes of the chord and tangential arrangement, in particular the expressions for calculating the time of the clutch operation and the critical rotational frequencies in which the clutches are capable of performing their precautionary functions. It has been shown that the characteristics of the safety clutches with tangentially spaced ropes differ in that, which of the half-coupling (external or internal) is conductive. Expressions are obtained for calculating the load of parts and the moment of friction that can develop friction clutches with cylindrical and tapered friction surfaces and rope elements. It is shown that the accuracy of the operation of friction couplings with rope ties is 1.3–1.5 times bigger for clutches with cylindrical friction surfaces and 1.4 – 2.3 times

bigger for couplings with conical friction surfaces. It is shown that the profile safety centrifugal coupling is characterized by high precision load limitation, since the theoretical coefficient of accuracy of its operation is about 1.1. It was also shown that the coupling was sensitive to the change in the coefficient of friction in the joints of its elements – its increase by 4 times leads to an increase in the moment of operation of the coupling only 7%, and when the clamping rollers, the operating time increases by only 2,4%, which shows the low sensitivity of the investigated coupling also to the quality of maintenance.

Chapter VI provides the basis for rational design and calculation of clamping mechanisms for fixing steel ropes in couplings. There are 18 schemes of clamping mechanisms for fixing ropes containing two main parts – a finger and a sleeve, one of which moves while clamping the rope, and the other stays motionless. There is shown the possibility to perform calculation of fingers solely on stretching using simplified expressions. The expressions and graphs were obtained to determine the stress reduction coefficients depending on the diameter of the finger relative to the diameter of the rope. It is elicited that in the conjugation of the "finger–sleeve" it is necessary to ensure the presence of the guaranteed clearance to relieve the fingers from the additional bending of the contact rotation of the sleeves under the action of the bending moment by the force of the rope tension and also the choice of seat is justified.

*Keywords:* coupling, rope, synthesis, overload, analysis, stiffness, mechanical drive.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

### ***Статті у наукових фахових виданнях України:***

1. Проценко В.О. Експертиза відмови муфти насосного агрегату суднової гідравлічної рульової машини / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2013. – № 1(8) – С. 179 – 184.

2. Проценко В.О. Перспективи застосування муфт з торцевою установкою прямих канатів як пристроїв із нелінійною жорсткістю / В.О. Проценко, А.Ф. Сімагін // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Тем вип.: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – Вип. 40 – С.

127–131. *(виконано кількісний аналіз крутильної жорсткості муфти з канатами хордального розташування).*

3. Проценко В.О. Геометричні умови існування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2015. – № 1(12) – С. 226 – 231. *(встановлено геометричні умови існування муфти з тангенціально розташованими канатами та отримано вирази для перевірки їх виконання).*

4. Проценко В.О. Морфологічні основи структурного синтезу пружних ланок машин змінної жорсткості з металевими елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2015. – № 2(13) – С. 245 – 254.

5. Проценко В.О. Дослідження закріплення канатів затискними елементами муфт / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 838: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 84–92. *(розроблено методика та оснащення для проведення експериментів, виконано дослідження та оброблено їх результати).*

6. Проценко В.О. Характеристика муфти з торцевими канатами тангенціального розташування у режимах аверсу та реверсу / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 839: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні. – С. 45–51. *(виконано кількісний аналіз жорсткості муфт та впливу на неї конструктивних параметрів).*

7. Проценко В.О. Деформації канатів у муфтах від неспіввісності з урахуванням їх закріплення / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково–технічний збірник. – Кропивницький: КНТУ. – 2016. – Вип. 46. – С. 91–99. *(виконано аналіз впливу способів закріплення канатів на їх деформації).*

8. Проценко В.О. Структурні та силові параметри відцентрових муфт і гальм із конічними фрикційними поверхнями та канатними елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. –

Херсон: ХДМА. – 2016. – № 1(14) – С. 228 – 237.

9. Проценко В.О. Силова взаємодія елементів муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя: ЗНТУ. – 2016. – № 1 – С. 110 – 114. *(виконано кількісний аналіз навантаженості муфт в залежності від конструктивних параметрів).*

10. Проценко В.О. Швидкодія запобіжної муфти з канатами хордального розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ. – 2016. – Вип. 35. – С. 66–73. *(отримано вирази для обчислення якісних характеристик роботи запобіжної муфти з хордально розташованими канатами).*

11. Проценко В.О. Підвищення експлуатаційної безвідмовності фрикційних муфт судових сепараторів WESTFALIA / В.О. Проценко // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2017. – №1 – С. 18 – 24.

12. Проценко В.О. Уточнення підходу до розрахунку затискних елементів муфт з канатними ланками розтягу / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 1(16) – С. 185 – 191. *(проаналізовано особливості передачі навантаження затискними механізмами та уточнено розрахункові залежності для оцінки міцності пальців).*

13. Малащенко В.О. Дослідження точності фрикційних відцентрових муфт з канатними ланками / В.О. Малащенко, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 2(17) – С. 161 – 169. *(виконано кількісний аналіз впливу конструктивних параметрів муфти на точність її спрацьовування).*

14. Проценко В.О. Аналіз роботи та напрямки удосконалення сполучної муфти гвинтового насоса паливної системи судової енергетичної установки / В.О. Проценко, О.М. Авраменко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 2(17) – С. 200 – 206. *(проаналізовано роботу та відмови муфти гвинтового насоса, запропоновано конструкцію та виконано силовий аналіз канатно–роликової муфти).*

15. Проценко В.О. Підвищення експлуатаційної безвідмовності



профільних запобіжних муфт модифікацією їх структури / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Херсонського національного технічного університету. – Херсон: ХНТУ. – 2017. – № 1(60) – С. 67 – 71. *(виконано структурний аналіз профільної запобіжної муфти та запропоновано конструкцію профільної відцентрової муфти з канатними елементами).*

16. Проценко В.О. Дослідження параметрів канатно–роlikової муфти / В.О. Проценко // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2018. – №1 – С. 55 – 65.

17. Проценко В.О. Забезпечення мінімального навантаження деталей канатно–роlikової муфти при проектуванні / В.О. Проценко, В.В. Івченко // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2018. – №3 – С. 68 – 74. *(побудовано номограми для визначення геометричних параметрів муфти, що забезпечують мінімальне навантаження деталей та розроблено приклади користування ними).*

18. Проценко В.О. Особливості вибору посадок та розрахунку міцності деталей пристроїв для закріплення сталевих канатів / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2018. – № 1(18) – С. 146 – 154.

***Статті у наукових фахових виданнях України, що включені до наукометричних баз даних:***

19. Проценко В.О. Забезпечення мінімальної навантаженості канатних пружних елементів муфти при проектуванні / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. – №1 (233) – С. 109 – 111. *(Index Copernicus), (отримано вирази для обчислення виразів, що дозволяють обчислити геометричні параметри муфт з тангенціально розташованими канатами, які забезпечують мінімальне навантаження деталей).*

20. Проценко В.О. Навантажувальна здатність муфт із торцевою установкою канатів різних варіантів розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник національного університету біоресурсів та природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Київ: НУБІП. – 2016. – №240 – С. 357 – 364. *(Index Copernicus, UlrichsWeb), (на*

основі кількісного аналізу навантажувальної здатності муфт з канатми різних варіантів розташування встановлено переважні випадки їх застосування).

21. Проценко В.О. Конструктивно–силові параметри фрикційної відцентрової муфти з канатними елементами / В.О. Проценко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. – №5 (241) – С. 24 – 27. (*Index Copernicus*).

22. Проценко В.О. Обґрунтування параметрів запобіжних канатних муфт для захисту машин від експлуатаційних перевантажень / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2017. – №1 (245) – С. 28 – 33. (*Index Copernicus*), (отримано вирази для обчислення граничних частот обертання запобіжної муфти з умови можливості виконання нею своїх функцій).

23. Проценко В.О. Конструктивно–силові параметри профільної відцентрової запобіжної муфти з канатними елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник НЛТУ України. – Львів: НЛТУ України. – 2017. – Вип. 27.1 – С. 164 – 167. (*Index Copernicus, WorldCat*).

24. Проценко В.О. Підвищення ремонтпридатності муфт енергетичних установок засобів транспорту застосуванням канатних пружних елементів / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Дніпро: ДНУЗТ. – 2017. – № 2 (68) – С. 9 – 15. (*Index Copernicus, WorldCat*), (проаналізовано вплив конструкції муфти з гумовими мембранами на ремонтоздатність пропульсивної установки, запропоновано конструкцію канатної муфти підвищеної ремонтпридатності та обґрунтовано її параметри).

25. Проценко В.О. Вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів запобіжної профільної муфти на її характеристики / В.О. Проценко // Технічні науки та технології. – Чернігів: ЧНТУ. – 2017. – № 1 (7) – С. 9 – 15. (*Index Copernicus*).

26. Проценко В.О. Вплив конструктивних параметрів канатно–роlikової муфти на її роботу в умовах радіальної неспіввісності / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2018. – №6, Том 2 (267) – С. 12 – 18. (*Index Copernicus*),

*(виконано кількісний аналіз впливу конструктивних параметрів канатно–роликової муфти на навантаження її деталей при роботі в умовах неспіввісності).*

***Статті у наукових виданнях інших держав, які включені до міжнародних наукометричних баз даних:***

27. Protsenko V.A. Mathematical layout model of coupling with tangentially located ropes / V.A. Protsenko, M.V. Babiy, V.A. Nastasenko, O.Yu. Klementieva // Bulletin of the Karaganda University. MATHEMATICS Series. – Karaganda, 2018. – № 1(89). – P. 117–122. (*Web of Science Core Collection*), *(виконано математичне моделювання компоновання муфти з канатними елементами тангенціального розташування).*

28. Protsenko V.A. Mathematical modeling of the roller–rope coupling operation in misalignment conditions / V.A. Protsenko, M.V. Babiy, V.A. Nastasenko // Bulletin of the Karaganda University. MATHEMATICS Series. – Karaganda, 2018. – № 2(90). – P. 143–149. (*Web of Science Core Collection*), *(виконано математичне моделювання процесу передачі навантаження канатно–роликовою муфтою в умовах неспіввісності).*

***Патенти України:***

29. Патент на корисну модель МПК F 16 D 3/00, № 70587. Реверсивна пружна муфта з торцевою установкою канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Настасенко В.О., заявка у 201109357 від 26.07.2011, опубл. 25.06.2012, Бюл. №12. *(запропоновано конструкцію муфти).*

30. Патент на корисну модель МПК F 16 D 3/56 // F 16 D 3/70, № 91882. Відцентрова пружна муфта з радіальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О. заявка у 201312246 від 21.10.2013, опубл. 25.07.2014, Бюл. №14.

31. Патент на корисну модель МПК F16D 3/56, F16D 3/70 № 97153. Відцентрова пружно–компенсуюча муфта з радіальними канатами.

Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О. заявка u201403484 від 04.04.2014, опубл. 10.03.2015, Бюл. №5.

32. Патент на корисну модель МПК F16D 3/56, F16D 3/70, № 97154. Відцентрова муфта з радіальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201403485 від 04.04.2014, опубл. 10.03.2015, Бюл. №5.

33. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 98801. Пружно–компенсуюча муфта з торцевою установкою канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Настасенко В.О. заявка u201411818 від 31.10.2014, опубл. 12.05.2015, Бюл. №9. *(запропоновано конструкцію муфти)*.

34. Патент на корисну модель МПК B66C 1/00 // МПК F16F 7/00, № 100462. Пружно–демпфуюча вантажна підвіска. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., Клементьєва О.Ю. заявка u201501181 від 12.02.2015, опубл. 27.07.2015, Бюл. №14. *(запропоновано конструкцію гакової підвіски)*.

35. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // B66D 1/34, № 100981. Пристрій для закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201411820 від 31.10.2014, опубл. 25.08.2015, Бюл. №16.

36. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 106044. Муфта з тангенціальним розташуванням торцевих канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201510868 від 06.11.2015, опубл. 11.04.2016, Бюл. №7. *(запропоновано конструкцію муфти)*.

37. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 43/00, № 106426. Пружно–запобіжна муфта з торцевою установкою прямих канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Плечій І.А., заявка u201510570 від 29.10.2015, опубл. 25.04.2016, Бюл. №8. *(запропоновано конструкцію муфти)*.

38. Патент на винахід МПК F 16 F 7/14 // F 16 F 15/02 // B 16 C 1/34, № 112578. Амортизаційно–поглинаючий пристрій. Патентовласник: Херсонська

державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., Клементьєва О.Ю. заявка а 201411819 від 31.10.2014, опубл. 26.09.2016, Бюл. №18. *(запропоновано конструкцію амортизаційно–поглинаючого пристрою).*

39. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 113720. Відцентрова муфта із закручуваними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608477 від 01.08.2016, опубл. 10.02.2017, Бюл. №3.

40. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 113721. Відцентрова муфта з механічним зворотним зв'язком. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608478 від 01.08.2016, опубл. 10.02.2017, Бюл. №3.

41. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 113722. Відцентрова муфта з радіально рухомими пружними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608480 від 01.08.2016, опубл. 10.02.2017, Бюл. №3.

42. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 114355. Нелінійна пружна муфта з аксіальними пружними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608438 від 01.08.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

43. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 3/16, № 114359. Відцентрова муфта з обертовими пружними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608479 від 01.08.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

44. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 114440. Відцентрова муфта із закручуваними стрижнями. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609180 від 01.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

45. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // F16D 3/78 // F16G 11/02, № 114441. Муфта з проміжним диском та тангенціальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609182 від 01.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

46. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // F16D 3/78 // F16G 11/02,

№ 114442. Муфта з проміжним диском та хордальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609183 від 01.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

47. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 43/00, № 114482. Пружно–запобіжна муфта з тангенціальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201609425 від 12.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5. *(запропоновано конструкцію муфти).*

48. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 114483. Муфта з проміжним валом та тангенціальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609426 від 12.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

49. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 114484. Муфта з проміжним валом та хордальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609431 від 12.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

50. Патент на винахід МПК F16F 7/14 // F16F 1/00 // F16F 15/04 // F16G 9/00 // F16G 11/00 // B66C 1/12, № 114561. Пружний елемент стиску. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., Авраменко О.М. заявка a201510869 від 06.11.2015, опубл. 26.06.2017, Бюл. №12. *(запропоновано конструкцію пружного елемента).*

51. Патент на корисну модель МПК F16D 51/00, № 114592. Відцентрове гальмо з канатними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201610007 від 30.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

52. Патент на винахід МПК F16D 3/56 // F16D 3/16, № 115159. Пружна муфта з аксіальними канатами та механічним зворотнім зв'язком. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Вавелюк Ю.А. заявка a201507213 від 17.07.2017, опубл. 25.09.2017, Бюл. №18. *(запропоновано конструкцію муфти).*

53. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 117871. Відцентрова профільна запобіжна канатна муфта. Патентовласник: Херсонська державна

морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201701081 від 06.02.2017, опубл. 10.07.2017, Бюл. №13.

54. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16H 3/20, № 121476. Відцентрова навантажувальна канатна муфта. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201705387 від 01.06.2017, опубл. 11.12.2017, Бюл. №23.

55. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16H 3/20, № 121477. Відцентрова навантажувальна канатна муфта з поліспастичним підсиленням. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201705388 від 01.06.2017, опубл. 11.12.2017, Бюл. №23.

56. Патент на корисну модель F16D 3/70 // B66D 1/34 // МПК D07B 7/00, № 122790. Пристрій для закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201707976 від 31.07.2017, опубл. 25.01.2018, Бюл. №2.

57. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // B66D 1/34 // D07B 7/00, № 123818. Пристрій для дослідження затиску каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201709241 від 19.09.2017, опубл. 12.03.2018, Бюл. №5. *(запропоновано конструкцію пристрою).*

58. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // B66D 1/34 // D07B 7/00, № 123819. Пристрій для шарнірного закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201709244 від 19.09.2017, опубл. 12.03.2018, Бюл. №5.

59. Патент на корисну модель МПК F16G 11/00 // B66D 1/34 // D07B 7/02, № 124104. Пристрій для дослідження закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201708991 від 11.09.2017, опубл. 26.03.2018, Бюл. №6. *(запропоновано конструкцію пристрою).*

60. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 127036. Муфта канатно–роликів реверсивна. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201802000 від 26.02.2018, опубл. 10.07.2018, Бюл. №13. *(запропоновано конструкцію муфти).*

61. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 127319. Муфта канатно–роликова. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201801955 від 26.02.2018, опубл. 25.07.2018, Бюл. №14. *(запропоновано конструкцію муфти).*

62. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 128706. Муфта. Патентовласник: Національний університет «Львівська політехніка». Авт.: Проценко В.О., Малащенко В.О., заявка u201800795 від 29.01.2018, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19. *(запропоновано конструкцію муфти).*

63. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 128690. Муфта з торцевими канатними ланками тангенціального розташування та проміжним диском. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Малащенко В.О., заявка u201712776 від 22.12.2017, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19. *(запропоновано конструкцію муфти).*

64. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 128691. Муфта з торцевими канатними ланками тангенціального розташування та проміжним валом. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Малащенко В.О., Клементьєва О.Ю. заявка u201712777 від 22.12.2017, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19. *(запропоновано конструкцію муфти).*

65. Патент на корисну модель МПК F16G 11/00 // F16D 3/70 // B66D 1/34, № 128721. Пристрій для закріплення каната з рухомою втулкою. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201801967 від 26.02.2018, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19.

66. Патент на корисну модель МПК F16D 3/50 // 3/70, № 127319. Муфта канатно–роликова з обмежуючими штифтами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201805598 від 21.05.2018, опубл. 12.11.2018, Бюл. №21. *(запропоновано конструкцію муфти).*

67. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 130101. Муфта канатно–роликова з фіксуючими штифтами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201805586 від 21.05.2018, опубл. 26.11.2018, Бюл. №22. *(запропоновано конструкцію муфти).*



68. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 3/70, № 119335. Пружна муфта з торцевими канатами підвищеної ремонтпридатності. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201702316 від 13.03.2017, опубл. 25.09.2017, Бюл. №18. *(запропоновано конструкцію муфти)*.

***Публікації у матеріалах наукових конференцій:***

69. Проценко В.О., Самойленко Л.К. Нова конструкція фрикційного зупинника // Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития '2008. Сб. трудов Междунар. науч.–практ. конф. – Одесса, Черноморье, 2008, Т3. – С. 6 – 9.

70. Проценко В.О. Передумови застосування стиснутих канатів у амортизаторах кранових механізмів підйому / В.О. Проценко // Енерго– та ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування: Тези доповідей. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. – С. 86 – 87.

71. Проценко В.О. Пружні елементи зі стиснутих канатів: перспективи застосування та дослідження / В.О. Проценко // Матеріали Всеукраїнської наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2012», (м. Херсон, 10–12 жовтня 2012 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2012. – С. 134 – 136.

72. Проценко В.О. Крутильна жорсткість муфт з торцевим встановленням прямих канатів / В.О. Проценко // Матеріали 3–ї Міжнародної наук.–техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (м. Львів, 7–9 листопада 2012 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2012. – С. 94.

73. Проценко В.О. Підвищення безвідмовності дизель–редукторного агрегату суднової енергетичної установки модернізацією з'єднувальної муфти // Одинадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів–механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013. – С. 145.

74. Проценко В.О. Обґрунтування можливості застосування стиснутих сталевих канатів як пружних елементів сучасних машин / В.О. Проценко // Стальные канаты. – Одесса: Астропринт, – 2013. – № 9. – С. 232 – 238.

75. Проценко В.О. Аналіз причин руйнування муфти насосного агрегату рульової машини / В.О. Проценко // Матеріали Всеукраїнської наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2013», (м. Херсон, 09–11 жовтня 2013 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2013. – С. 195 – 200.

76. Проценко В.О. Перспективи застосування стиснутих канатів у кранових буферах / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Всеукраїнської наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2013», (м. Херсон, 09–11 жовтня 2013 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2013. – С. 205 – 207.

77. Проценко В.О. Керування зведеною жорсткістю сталевого каната як спосіб синтезу ефективних пружно–демпфуючих ланок машин / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2014», (м. Херсон, 01–03 жовтня 2014 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2014. – С. 180 – 185.

78. Проценко В.О. Морфологічні основи синтезу структури пружно–демпфувальних ланок машин змінної жорсткості з канатними елементами / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів–механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2015. – С. 72 – 73.

79. Проценко В.О. Нова конструкція пружно–запобіжної муфти з торцевою установою прямих канатів / В.О. Проценко, М.В. Бідуля, Д.В. Ковальчук, І.А. Плечій // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2015», (м. Херсон, 24–25 вересня 2015 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2015. – С. 38 – 40.

80. Проценко В.О. Основні технічні протиріччя при проектуванні муфт з канатними пружними елементами / В.О. Проценко // Матеріали Міжнародної наук.–техн. конф. «Суднова енергетика: стан та проблеми», (м. Миколаїв, 12–13 листопада 2015 р.). – Миколаїв: НУК, 2015. – С. 203 – 207.

81. Проценко В.О. Зниження навантаженості деталей муфт з торцевими канатами при проектуванні / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті '2016. Матеріали восьмої

Міжнародної наук.–практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонської державної морського академії, 2016 – С. 367 – 369.

82. Проценко В.О. Системно–морфологічний синтез нових способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин / В.О. Проценко // Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті '2016. Матеріали восьмої Міжнародної наук.–практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонської державної морського академії, 2016 – С. 370 – 372.

83. Проценко В.О. Структурна досконалість відцентрових фрикційних муфт сепараторів WESTFALIA / В.О. Проценко // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2016», (м. Херсон, 22–23 вересня 2016 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2016. – С. 34 – 35.

84. Проценко В.О. Особливості роботи затискних елементів канатних муфт / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2016», (м. Херсон, 22–23 вересня 2016 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2016. – С. 111 – 112.

85. Проценко В.О. Уточнення класифікації муфт з металевими пружними елементами / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2016», (м. Херсон, 22–23 вересня 2016 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2016. – С. 113 – 114.

86. Проценко В.О. Теоретичне оцінювання впливу неспіввісності на роботу канатних муфт / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали 5–ї Міжнародної наук.–техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (м. Львів, 27–28 жовтня 2016 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2016. – С. 131 – 132.

87. Проценко В.А. Моделирование работы канатных муфт в условиях несоосности/ В.А. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Материалы науч. конф. «Современные проблемы математики, механики и информатики», (г. Караганда, 09–10 декабря 2016 г.). – Караганда: КарГТУ, 2016. – С. 93.

88. Проценко В.О. Перспективи застосування канатних муфт для підвищення ремонтпридатності суднових дизельних установок / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали міжнар. наук.–техн. конф.

«Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», (м. Одеса, 23–24 березня 2017 р.). Частина 1. – Одеса: НУ «ОМА», 2017. – С. 133 – 137.

89. Проценко В.О. Структура відцентрових муфт суднових сепараторів / В.О. Проценко // Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті '2017. Матеріали дев'ятої Міжнародної наук.–практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонської державної морського академії, 2017 – С. 353 – 354.

90. Проценко В.О. Динаміка спрацьовування запобіжних канатних муфт для захисту машин від експлуатаційних перевантажень / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Всеукраїнської наук.–техн. конф. «Обладнання та технології промислового комплексу», (м. Тернопіль, 11–12 травня 2017 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2017. – С. 143 – 144.

91. Проценко В.О. Механізм спрацьовування запобіжної муфти з хордальними канатами / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Тринадцятий міжнародний симпозиум українських інженерів–механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 142 – 143.

92. Проценко В.О. Підвищення ремонтпридатності насосних агрегатів суднових гідроприводів удосконаленням сполучних муфт / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–техн. конф. «Сучасні технології промислового комплексу», (м. Херсон, 12–17 вересня 2017 р.). – Херсон: ХНТУ, 2017. – С. 188.

93. Проценко В.О. Моделювання компоновки при розробленні канатних муфт для суднових дизель–генераторів / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–техн. конф. «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство», (м. Херсон, 21–22 вересня 2017 р.). – Херсон: ХДМА, 2017. – С. 94 – 95.

94. Проценко В.О. Розрахунок пальців затискних елементів для закріплення сталевих канатів / В.О. Проценко // Матеріали 6–ї Міжнародної наук.–техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (м. Львів, 25–26 жовтня 2018 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2018. – С. 163 – 165.

95. Проценко В.А. Определение коэффициента точности фрикционной центробежной муфты с канатными звеньями / В.А. Проценко, В.А. Малащенко // Приводная техника и компоненты машин: сб. трудов 4–го Московского

Международ. симпозиума / ред.–сост.: Ивашков Н.И., Бозров В.М. – М.: РОСПТО – ИМАШ, 2018. – С. 138 – 142.

***Статті у виданнях України, що додатково відображають результати дослідження:***

96. Проценко В.О. Геометричні та силові параметри муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2015. – №4 – С. 53 –59.

97. Проценко В.О. Вплив компоновки на навантажувальну здатність муфт з торцевою установкою канатів / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №1 – С. 66 – 76.

98. Проценко В.О. Характеристики квазінульових муфт з канатними пружними елементами стискання / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №2 – С. 81 – 89.

99. Проценко В.О. Аналіз відмов та напрямки удосконалення відцентрових муфт сепараторів суднових енергетичних установок / В.О. Проценко, Л.К. Самойленко, М.В. Бабій // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №3 – С. 59 – 71.

100. Проценко В.О. Механізм передачі навантаження муфтами з торцевими канатами в умовах радіальної неспіввісності / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №4 – С. 45 – 55.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	30
<b>РОЗДІЛ 1. ПЕРЕДУМОВИ ОСНАЩЕННЯ ПРУЖНИХ ЛАНОК МАШИН КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ СИНТЕЗУ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ</b> .....	37
1.1. Робота пружних муфт у складі приводу (на прикладі суднових пропульсивних установок) .....	37
1.2. Конструкції та відмови пружно–компенсуючих муфт з металевими пружними елементами (на прикладі агрегатів суднових енергетичних установок).....	40
1.3 Конструкції та відмови пружно–компенсуючих муфт з неметалевими пружними елементами (на прикладі агрегатів суднових енергетичних установок).....	44
1.4. Вплив конструкцій муфт на ремонтпридатність агрегатів (на прикладі суднової пропульсивної установки).....	55
1.5. Конструкції та відмови запобіжних муфт (на прикладі агрегатів суднових енергетичних установок) .....	59
1.6. Конструкції та відмови пружних елементів стиску (на прикладі вантажопідійомних машин).....	69
1.7. Еволюція та сучасні підходи до створення пружних елементів машин змінної жорсткості.....	72
1.8. Еволюція формування моделі зведеної жорсткості сталевих канатів та перспективи застосування їх для пружних ланок машин.....	76
1.9. Еволюція досліджень пружних ланок машин з канатними елементами.....	83
1.10. Аналіз сучасних методів синтезу технічних рішень.....	94
1.11. Висновки до розділу 1.....	100
1.12. Мета і задачі дослідження.....	102
<b>РОЗДІЛ 2. ОСНОВИ СИНТЕЗУ СТРУКТУРИ ПРУЖНИХ ЛАНОК МАШИН З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ</b> .....	104
2.1. Уточнення класифікації та розроблення нових конструкцій муфт з канатними елементами .....	104
2.2. Морфологічні основи синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості.....	115

2.3. Практика синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості ....	129
2.4. Висновки до розділу 2.....	145
<b>РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МУФТ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ КАНАТІВ.....</b>	<b>147</b>
3.1. Конструктивно–силові параметри муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування .....	147
3.2. Забезпечення мінімальної навантаженості деталей муфт з канатами тангенціального розташування .....	151
3.3. Геометричні умови існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування.....	156
3.4. Вплив компонування на навантажувальну здатність муфт з торцевою установкою канатів.....	164
3.5 Крутильна жорсткість муфт з торцевою установкою канатів в режимах аверсу та реверсу.....	173
3.6. Дослідження роботи хордально розташованих канатних пружних елементів за наявності неспіввісності напівмуфт.....	179
3.7. Дослідження роботи тангенціально розташованих канатних пружних елементів за наявності неспіввісності напівмуфт.....	186
3.8. Вплив конструктивних параметрів муфт та способу закріплення канатів на їх роботоздатність в умовах радіальної неспіввісності.....	190
3.9. Висновки до розділу 3.....	200
<b>РОЗДІЛ 4. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНО– РОЛИКОВИХ МУФТ.....</b>	<b>203</b>
4.1. Обґрунтування принципу роботи канатно–роликкових муфт.....	202
4.2. Геометричні та силові параметри муфт.....	208
4.3. Вплив конструктивних параметрів на силову взаємодію елементів муфт .....	213
4.4. Забезпечення мінімального навантаження деталей муфт при проектуванні.....	216
4.5. Геометричні параметри муфт при роботі в умовах неспіввісності.....	222
4.6. Навантаження муфтами неспіввісних валів.....	227
4.7. Навантаження деталей муфт за наявності неспіввісності.....	230

4.8. Процес передачі енергії муфтами в умовах неспіввісності, коефіцієнт їх корисної дії.....	236
4.9. Експериментальне дослідження коефіцієнта корисної дії канатно–роликкових муфт.....	246
4.9.1. Обладнання, оснащення та матеріали.....	246
4.9.2. Алгоритм виконання дослідів та оброблення їх результатів.....	253
4.9.4. Результати експериментальних досліджень.....	257
4.10. Особливості конструювання канатно–роликкових муфт.....	259
4.11. Висновки до розділу 4.....	262
<b>РОЗДІЛ 5. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ.....</b>	<b>264</b>
5.1. Кінематика запобіжних муфт з торцевими канатами хордального розташування .....	264
5.2. Кінематика запобіжних муфт з торцевими канатами тангенціального розташування.....	270
5.3. Вплив застосування канатних елементів на структурні параметри фрикційних та профільних запобіжних муфт.....	276
5.4. Конструктивно–силові параметри та експлуатаційні характеристики фрикційних муфт з канатними елементами.....	284
5.5. Конструктивно–силові параметри та експлуатаційні характеристики профільних запобіжних муфт з канатними елементами .....	299
5.6. Висновки до розділу 5.....	310
<b>РОЗДІЛ 6. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ СТАЛЕВИХ КАНАТІВ.....</b>	<b>312</b>
6.1. Синтез схем затискних механізмів.....	312
6.2. Експериментальні дослідження навантажувальної здатності затискних механізмів.....	318
6.2.1. Обладнання, оснащення та матеріали.....	319
6.2.2. Методика виконання дослідів та оброблення їх результатів.....	323
6.2.3. Результати досліджень.....	326
6.3. Експериментальні дослідження зрізу сталевих канатів.....	332
6.3.1. Обладнання, оснащення, матеріали та методика виконання дослідів.....	332
6.3.2. Результати досліджень.....	335



6.4. Теоретичні основи розрахунку та конструювання деталей затискних механізмів.....	337
6.5. Особливості передавання навантаження та вибору посадок деталей затискних механізмів.....	364
6.6. Практичні основи розрахунку та конструювання затискних механізмів.....	374
6.7. Висновки до розділу 6.....	378
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>	<b>381</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>386</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>430</b>
<i>Додаток А.</i> Основні конструкції та відмови пружно–компенсуючих муфт (на прикладі судових енергетичних установок).....	431
<i>Додаток Б.</i> Вплив конструкції муфти на ремонтпридатність привідного агрегату (на прикладі пропульсивної установки балкера проекту 2–95А/В).....	450
<i>Додаток В.</i> Деякі конструкції пружних елементів машин змінної жорсткості.....	454
<i>Додаток Г.</i> Деякі конструкції пружних елементів машин з канатними ланками.....	460
<i>Додаток Д.</i> Уточнена класифікація муфт з за видом, формою та установкою пружних елементів.....	468
<i>Додаток Е.</i> Конструкції муфт з торцевою установкою канатів.....	472
<i>Додаток Є.</i> Приклад проектування муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування.....	476
<i>Додаток Ж.</i> Аналіз динамічних навантажень муфти приводу відцентрового насоса.....	482
<i>Додаток З.</i> Основні геометричні співвідношення при конструюванні деталей затискних механізмів .....	492
<i>Додаток І.</i> Акти впровадження результатів роботи.....	501

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Сучасні тенденції до створення потужніших, продуктивніших, надійніших, ресурсощадніших та екологічніших машин пов'язані з безперервним удосконаленням їх конструкцій, підвищенням швидкостей руху та величини неусталених навантажень. Рівень динамічних навантажень стає одним із основних факторів, що визначають надійність та якість машин, тому у загальному масиві їх відмов постійно збільшується відсоток відмов пружно-демпфуючих ланок. Відповідно збільшуються витрати часу та ресурсів на ремонт і заміну пружних ланок, що формує умови для зниження їх вартості та підвищення ремонтпридатності. З огляду на це, існує потреба у нових пружних ланках машин із заданими властивостями, що здатні довготривало та стабільно працювати з високими статичними та динамічними навантаженнями в широкому діапазоні температур, тисків і в присутності агресивних агентів. Такі ланки, разом з тим, повинні бути простими за конструкцією, дешевими та ремонтпридатними. Більшості цих вимог відповідають канатні пружні елементи та ланки машин на їх основі. Володіючи високою навантажувальною та демпфуючою здатністю, вони вдало поєднують у собі властивості характерні для металевих та неметалевих пружних елементів, але разом з тим прості конструктивно, масово виготовляються промисловістю та можуть бути виготовлені в рамках утилізації з демонтованих канатів. Руйнівні напруження розтягу для канатного дроту більше ніж у 100 разів перевищують такі для поліуретану, а коефіцієнт теплопровідності – у 150 разів. Крім цього, аналіз показав, що вартості муфт, оснащених канатними елементами, пружними гумовими втулками, тороподібною оболонкою та змієподібною пружиною, наближено відносяться як 1,0:1,5:2,2:8,0, що характеризує економічну доцільність впровадження канатних елементів. Однак пружні ланки машин з канатними елементами, зокрема муфти, досліджені недостатньо, а процес їх проектування лише починає розроблятися, завадою чому є недостатнє застосування в ньому системних методів, відсутність теоретичних основ розрахунку параметрів і характеристик та практичних засад конструювання деталей цих пристроїв.

Недостатня розвиненість методів розроблення конструкцій пружних муфт з канатними елементами, розрахунку їх параметрів та конструювання деталей стримує впровадження в промисловість, тому розроблення методології

проектування цих пристроїв, як системи принципів і способів організації та побудови діяльності конструктора, є актуальною науково-прикладною проблемою для сучасного машинознавства.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана у відповідності до Постанови КМУ №942–2011–п «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року (в редакції від 23.08.2016 р. №556) та в рамках наукового напрямку «Навантажувальна здатність та динаміка машин і споруд циклічної дії» кафедри технічної механіки та динаміки машин Національного університету «Львівська політехніка», науково-дослідних робіт кафедри експлуатації судових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії «Обґрунтування параметрів та технологічного забезпечення виробництва пружних ланок машин з канатними елементами» (номер державної реєстрації 0116U003474) та «Дослідження і розробка нових матеріалів і технологій для експлуатації та ремонту засобів транспорту» (номер державної реєстрації 0117U000443).

#### **Мета і задачі дослідження.**

Метою роботи є розроблення методології проектування муфт з канатними елементами, а саме основ синтезу їх структури, обґрунтування параметрів і розрахункових моделей для забезпечення можливості створення раціональних конструкцій цих пристроїв на науковій основі та підвищення техніко-економічних показників механічних приводів машин за рахунок їх застосування.

Поставлена мета реалізована за рахунок розв'язання комплексу наукових задач:

1. Виконати аналіз досвіду експлуатації та стану розвитку досліджень пружних ланок машин з неметалевими, суцільнометалевими та канатними елементами і встановити зв'язок етапів розвитку технічних систем та можливих методів їх синтезу, які можна реалізувати на кожному етапі.

2. Уточнити класифікацію муфт з металевими та канатними пружними елементами і виконати структурний синтез на рівні нових схем і конструкцій у постійному та запобіжному виконанні.

3. Розробити класифікацію способів забезпечення зміни жорсткості пружних ланок з суцільнометалевими та канатними елементами, запропонувати

нові способи зміни жорсткості пружних елементів та алгоритм синтезу структурних схем пружних ланок змінної жорсткості.

4. Обґрунтувати геометричні і силові параметри та на їх основі розробити математичні моделі компонування та розрахунку запропонованих муфт з торцевою установкою канатів, що дозволять виконувати проектування раціональних їх конструкцій.

5. Розробити конструкції, обґрунтувати геометричні, силові та енергетичні параметри канатно-роликкових муфт підвищеної компенсуючої здатності, отримати математичні моделі вибору раціональних параметрів, що дозволять виконувати їх проектування.

6. Обґрунтувати геометричні, силові та кінематичні параметри і виконати дослідження якісних характеристик роботи запобіжних муфт з канатними елементами.

7. Синтезувати конструкції затискних механізмів для сталевих канатів, дослідити процеси затиску та зрізу сталевих кантів, з урахуванням отриманих результатів проаналізувати напружений стан деталей затискних механізмів і розробити рекомендації щодо їх раціонального конструювання, розрахунків на міцність та складання.

8. Розробити рекомендації для виробництва з розрахунку та конструювання запропонованих і досліджених конструкцій муфт з канатними елементами.

**Об'єкт дослідження** – процеси передавання навантаження муфтами з канатними елементами.

**Предмет дослідження** – методи проектування муфт з канатними елементами, зокрема синтезу їх структури, обґрунтування геометричних, силових, міцнісних та енергетичних параметрів.

**Методи досліджень.** Теоретичні дослідження виконані з урахуванням сучасних досягнень теорії технічних систем та машинознавства, зокрема методів морфологічного аналізу та синтезу, методів теоретичної механіки, теорії механізмів та опору матеріалів. Вирішення рівнянь в рамках розроблених математичних моделей виконано чисельними методами, а візуалізація розроблених конструкцій засобами тривимірного комп'ютерного моделювання із застосуванням універсальних програмних комплексів математичного призначення та систем автоматизованого проектування. Експериментальні

дослідження виконано з використанням сучасних методів і способів вимірювань, універсального та спеціального оснащення. Оброблення результатів виконувалося з використанням елементів теорії експерименту і математичної статистики за допомогою комп'ютерних програм. Експериментальні дослідження виконані в лабораторних і виробничих умовах із застосуванням спеціального оснащення, розробленого та запатентованого автором.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає у вирішенні важливої науково-прикладної проблеми – розроблення методології проектування муфт з канатними елементами на рівні синтезу їх структури та обґрунтування параметрів конструкцій. При цьому:

1. Вперше розроблено теоретичні основи морфологічного синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами, що дозволило розробити нові способи забезпечення їх змінної жорсткості та нові схеми таких пристроїв.

2. Уточнено класифікацію пружно-компенсуючих муфт з металевими та канатними елементами за їх видом, формою та установкою, що дало можливість розробити нові конструкції постійних та запобіжних муфт.

3. Вперше встановлено умови геометричного існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та обґрунтовані їх силові параметри, що стало основою розроблення математичних моделей компонування та передачі ними навантаження в умовах неспіввісності і дало можливість розробити наукові основи раціонального проектування цих пристроїв.

4. Вперше обґрунтовано геометричні та силові параметри, а також моделі процесів передачі енергії канатно-роликівими муфтами підвищеної компенсуючої здатності, що дало можливість розробити основи їх раціонального проектування.

5. Вперше обґрунтовано геометричні та силові параметри з розробленням математичних моделей кінематики запобіжних муфт з канатними елементами, що уможливило оцінку якісних показників їх роботи.

6. Вперше виконано морфологічний синтез структури затискних механізмів для закріплення сталевих канатів у муфтах, що дало можливість розробити нові їх конструкції.

7. Вперше досліджено процеси затиску та зрізу канатів у розроблених затискних механізмах, що дозволило встановити основні закономірності цих процесів та розробити моделі передачі затискними механізмами навантаження, оцінити напружений стан їхніх деталей та розробити основи їх розрахунків, раціонального конструювання та складання.

#### **Практичне значення отриманих результатів:**

1. За рахунок застосування запропонованої класифікації способів зміни жорсткості пружних ланок машин з суцільнометалевими та канатними пружними елементами та розробленого алгоритму синтезу їх структури, на рівні нових структурних схем та конструкцій, розроблено і запатентовано ряд нових пристроїв змінної жорсткості.

2. На основі уточненої класифікації пружних муфт з канатними елементами розроблено та запатентовано нові конструкції муфт з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування у постійному та запобіжному виконанні, застосування яких суттєво покращує техніко-економічні характеристики механічних приводів машин.

3. Обґрунтування конструктивних та силових параметрів нових муфт дало можливість виконувати вибір їх раціональних значень і розробити методику інженерного розрахунку та конструювання цих пристроїв.

4. Розроблено та запатентовано конструкції і запропоновано методику вибору раціональних параметрів канатно-роликкових муфт високої компенсуючої здатності, що здатні функціонувати в умовах неспіввісності, яка більше ніж у 5 разів перевищує допустимі межі для поширених конструкцій муфт.

5. Розроблено та запатентовано конструкції запобіжних муфт з канатними елементами, в тому числі фрикційного та профільного типів, що забезпечують на 30...50% більшу точність спрацьовування ніж поширені муфти, та запропоновані методики їх проектування.

6. Методом морфологічного синтезу розроблено та запатентовано ряд конструкцій затискних механізмів для закріплення сталевих канатів, що можуть бути застосовані у запропонованих муфтах при різних варіантах їх компонування.

7. Для вивчення процесів затиску та зрізу сталевих канатів розроблено, запатентовано, виготовлено та апробовано в лабораторних умовах конструкції спеціального оснащення.

8. Експериментальне дослідження процесів затиску та зрізу канатів і теоретичне вивчення напруженого стану деталей затискних механізмів для канатів дозволило розробити компактні та зручні рекомендації щодо їх розрахунку, конструювання та складання.

9. Отримані в роботі результати прийняті для впровадження на підприємствах: ХДП «Промавтоматика» №434 (акт від 24.09.13), ПАТ «Укрремфлот» (акт від 20.05.17), «Інститут проблем надійності машин і споруд» (акт від 07.11.18). Розроблена методологія проектування муфт та оснащення для їх дослідження впроваджені в навчальному процесі Херсонської державної морської академії (акт від 30.08.18) та Національного університету «Львівська політехніка» (акт від 29.10.18).

**Апробація роботи.** Основні положення дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на конференціях: Міжнародна науково-практична конференція «Наукові дослідження та їх практичне застосування. Сучасний стан та шляхи розвитку» (м. Одеса, 2008 р.), Міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, молодих вчених та студентів «Енерго- та ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування» (м. Донецьк, 2012 р.), Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» (м. Херсон, 2012 – 2016 р.р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012 р., 2016 р., 2018 р.), 11-й, 12-й, 13-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (2013 р., 2015 р., 2017 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач та механічного приводу», (м. Харків, 2013 р., 2016 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Виробництво та експлуатація сталевих канатів – проблеми та рішення» (м. Одеса, 2013 р., 2015 р., 2016 р., 2018 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Суднова енергетика: стан та проблеми» (м. Миколаїв, 2015 р.), Всеукраїнська науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні» (м. Львів, 2016 р.), Міжнародна науково-практична

конференція «Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті» (м. Херсон, 2016 р., 2017 р.), Міжнародна науково-практична конференція «Актуальні питання енергетики та біотехнологій» (м. Бережани, 2016 р.), Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (м. Полтава, 2016 р.), Науково-технічна конференція «Сучасні проблеми математики, механіки та інформатики» (м. Караганда, 2016 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» (м. Одеса, 2017 р.), Всеукраїнська науково-технічна конференція «Обладнання та технології промислового комплексу» (м. Тернопіль, 2017 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство» (м. Херсон, 2017 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні технології промислового комплексу» (м. Херсон, 2017 р.), 4-й Московський міжнародний симпозіум «Привідна техніка та компоненти машин» (2018 р.). У повному обсязі дисертація доповідалась і схвалена на розширеному засіданні кафедри технічної механіки та динаміки машин Національного університету «Львівська політехніка» 19 грудня 2018 р.

**Публікації.** За результатами дисертації опубліковано 100 друкованих праць, зокрема: 18 статей у наукових фахових виданнях України, 8 статей у наукових фахових виданнях України, що включені до наукометричних баз даних, 2 статті у наукових виданнях інших держав, які включені до міжнародної наукометричної бази даних Web of Science Core Collection, 27 публікацій у матеріалах конференцій, 40 патентів України (з яких 3 патенти на винаходи), 5 статей у виданнях України, що додатково відображають результати дослідження.

**Структура і обсяг дисертації.** Робота містить основну частину на 429 стор., яка включає анотацію на 25 стор., вступ, 6 розділів, висновки до розділів, загальні висновки, а також список використаних джерел із 410 найменувань на 44 стор., на окремих 12 стор. міститься 6 рисунків та 3 таблиці. Загальний обсяг дисертації становить 505 стор., що включає 10 додатків на 76 стор.



**РОЗДІЛ 1**  
**ПЕРЕДУМОВИ ОСНАЩЕННЯ ПРУЖНИХ ЛАНОК МАШИН**  
**КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ.**  
**АНАЛІЗ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ СИНТЕЗУ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ**

**1.1. Робота пружних муфт у складі приводу  
(на прикладі суднових пропульсивних установок)**

Уточнення розрахункових моделей важких машин та розроблення ефективних засобів для зниження навантаженості їх приводів та запобігання перевантаженню є важливим завданням для сучасного машинознавства [1-3]. До важких машин належить і обладнання суднових енергетичних установок, що в теперішній час інтенсивно розвиваються у зв'язку із збільшенням інтенсивності перевезень морським та річковим транспортом.

Найпоширенішим типом енергетичних установок на сучасних транспортних суднах є дизельні енергетичні установки. Основним елементом будь-якої з таких установок є дизель. Дизель разом із сполученим із ним муфтою виконавчим механізмом утворюють дизельний агрегат, наприклад дизель-генераторний чи дизель-редукторний агрегат.

З огляду на це, муфти, що застосовуються в суднових пропульсивних установках, розрізняють за їх призначенням на валопроводні, дизель-генераторні, редукторні або реверс-редукторні. Постійні фланцеві (поперечно-звертні) муфти, що використовуються для з'єднання окремих частин валопровода або окремих валів силового агрегату забезпечують з'єднання ведучого і веденого валів наглухо. Щоб роз'єднати такі вали, треба розібрати муфту, для чого потрібна зупинка силового агрегату. Такі муфти зазвичай містять пропульсивні установки з приводом від малообертових дизелів (МОД) із вбудованим в дизель головним упорним підшипником, тобто повинні передавати упор на нього і бути максимально жорсткими в осьовому напрямку (рис. 1.1). Такі установки зазвичай мають велику потужність, наприклад

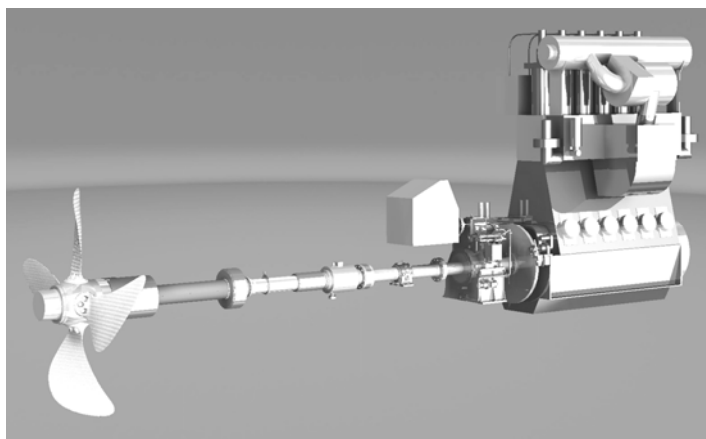


Рисунок 1.1 – Елементи пропульсивної установки з головним МОД і жорстко складеним валопроводом

головний дизель контейнеровоза "EMMA MAERSK" (IMO 9321483) Wärtsilä-Sulzer 14RT-flex96С має ефективну потужність 80080 кВт при 102 об/хв [4], тобто фланцеві муфти тут передають близько 7500 кН·м обертового моменту. З огляду на це у пропульсивних установках великої потужності з МОД рухомі муфти зазвичай не застосовують через ненадійність в роботі пружних елементів внаслідок їх нагрівання і втрати пружних властивостей.

На відміну від валопровода пропульсивних установок з МОД в пропульсивних установках малої та середньої потужності обладнаних середньо- (СОД) та високообертовими (ВОД) дизелями застосовують рухомі муфти, які зазвичай відносяться до пружно-компенсуючих і використовуються для з'єднання двигуна з редуктором, реверс-редуктором та валогенератором (рис. 1.2).

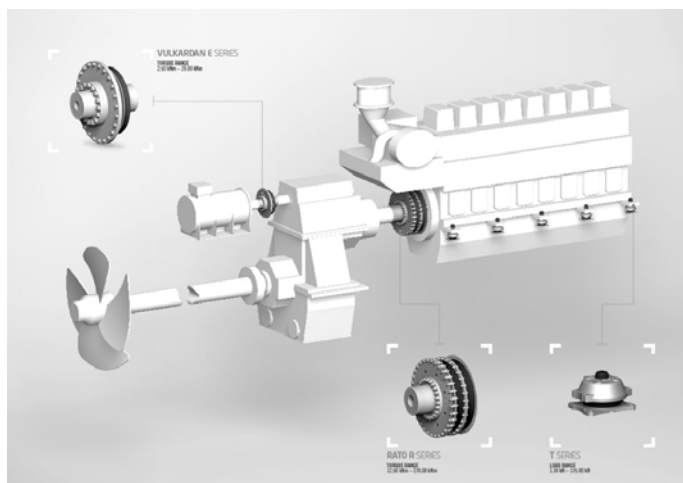


Рисунок 1.2 – Елементи пропульсивної установки з головним СОД і сполученими з ним пружними муфтами передачею та валогенератором

На рис. 1.3 зображені порівняльні характеристики різних типів сполучних муфт для установки з головним СОД типу Skoda 6L275PN [5], подібні дані отримані і для інших дизелів [6]. На цьому рисунку показано зміну коливання моменту  $\Delta M_{кр}$  залежності від частоти обертання головного двигуна. Як видно з рисунка, криві для пропульсивних установок з пружними муфтами і без них мають різний характер. При застосуванні пружної муфти (пунктирна крива) найбільша амплітуда коливань крутного моменту  $\Delta M_{кр}$  спостерігається в зоні пускових частот обертання.

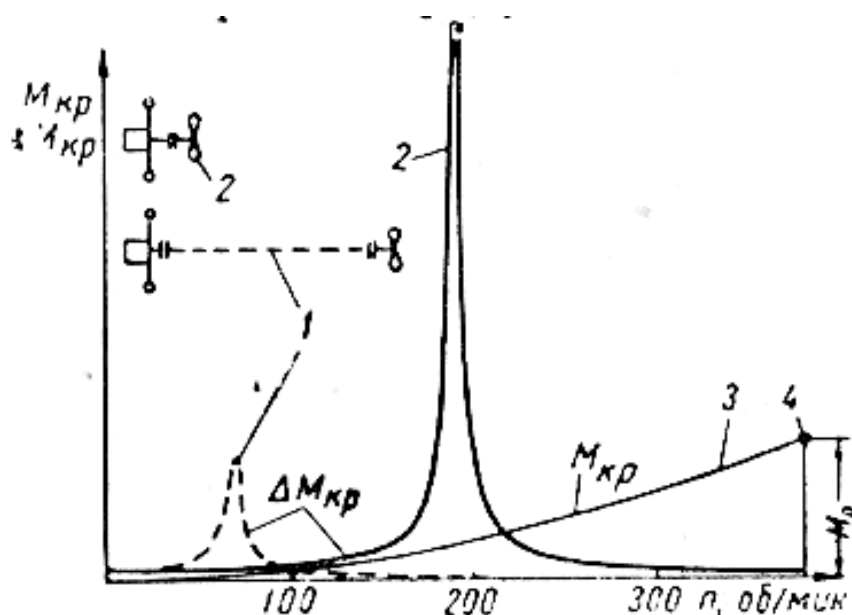


Рисунок 1.3 - Порівняльні характеристики різних типів сполучних муфт

По мірі збільшення частоти обертання вона  $\Delta M_{кр}$  різко зменшується до край малих значень в зоні оптимальних умов роботи гребного гвинта і двигуна. У пропульсивній установці без пружної муфти (суцільна крива) ситуація аналогічна, проте амплітуда коливань найбільша в зоні експлуатаційних частот обертання, тобто в зоні можливої появи резонансу і найбільших експлуатаційних навантажень, що є небезпечним. На цьому ж рисунку для порівняння проведена крива 3 крутного моменту гребного гвинта з оптимальним значенням  $M_{кр}$  в точці 4, яка вказує на високу демпфуючу здатність пружно-еластичних муфт. Для цих муфт амплітуда крутного моменту  $M_{кр}$  має місце лише в зоні пускових чисел оборотів.

Обертальний момент з ведучого на ведений вал в пружних муфтах передається через пружний елемент, особливість роботи якого полягає в наступному:

1) при наявності зміщення і зламу осей з'єднувальних валів пружна муфта забезпечує нормальну експлуатацію агрегату за рахунок своєї компенсує здібності в радіальному і осьовому напрямках;

2) за рахунок сил внутрішнього тертя пружний елемент сприяє гасінню крутильних і лінійних коливань, а також амортизації поштовхів і ударів, що виникають при роботі силової установки;

3) включення пружної муфти в силову лінію валопровода змінює частоту власних коливань системи, що дозволяє шляхом підбору пружних елементів досягати того, щоб ця частота якомога більше відрізнялася від частоти вимушених коливань всієї системи.

З огляду на викладене, далі будемо вести мову лише про рухомі пружно-компенсуючі муфти через їх перспективність для застосування та широке розповсюдження на практиці.

## **1.2. Конструкції та відмови пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами (на прикладі агрегатів суднових енергетичних установок)**

Напівжорсткі пластинчасті муфти (*Додаток А*, рис. *А.1* та рис. *А.2*) [7 - 10] застосовуються на сучасних суднах у складі відцентрових насосів баластних насосних агрегатів та потужних насосів систем охолодження енергетичних установок. Раніше такі муфти встановлювались також у складі деяких малопотужних дизель-генераторів, наприклад на базі двигунів типу 7Дб (220 кВт при 1500 об/хв, 1400 Н·м).

Такі муфти мають пружний елемент, що складається з одного або пакету сталевих кільцевих або іншої форми дисків, виготовлених зі сталевого листа товщиною 0,4-0,5 мм. Такі муфти випускають фірми Flender (підрозділ Siemens,

Німеччина), Miki Pulley (США), Bibby Turboflex (Великобританія), Guangzhou Link Automation Equipment, Zhenjiang Orienthold Machinery (КНР), KTR Corporation (США), RATHI Transpower Pvt. Ltd. (Індія), Турбомаш (Україна) та ін.

Муфта, зображена на рис. А.2, складається з ведучого 1 та веденого 3 сталевих дисків, між якими розташований пакет тонких пластин 2 з нержавіючої сталі. Цей пакет за допомогою п'яти болтів 6 і шайб 5 кріпиться до веденого диску, а п'ятьма іншими болтами 4 - до ведучого диску, при цьому болти розташовані по відношенню один до одного під кутом  $45^\circ$ .

Такі муфти допускають невеликі кутові неспіввісності валів ( $[\gamma]$  до  $0,7^\circ$ ) незначну радіальну неспіввісність (в одинарному виконанні  $[\Delta_r]$  до 0,05 мм). Пластинчасті муфти мають істотний недолік, що полягає у потребі ретельної центровки валів за допомогою спеціальних пристосувань (стріл). Основні відмови пластинчастих муфт пов'язані з руйнуванням пружних дисків та болтів, що кріплять їх до напівмуфт (табл. А.1).

Іншим типом напівжорстких муфт є муфти з пружними стрижнями [11 - 13], що ведуть свій родовід від муфт інженера Р.О. Корейво. Такі муфти мають пружні елементи у вигляді циліндричних стрижнів, виготовлених з високолегованої сталі. Муфти такого типу (рис. А.3) використовувались зокрема для сполучення з'єднання маховика дизелів типу 6NVD48AU ( $N_e = 550$  кВт, при  $n = 500$  об/хв,  $9550$  Н·м) з редуктором на ріка-море танкерах типу "Волгонепть" проекту Р-77 та інших подібних суднах.

Муфта складається з пружних елементів 7, рівномірно розміщених по колу і встановлених в точно оброблені (під розгортку) отвори в двох напівмуфтах - ведучій 6 і веденій 1, перша з яких змонтована на маховику двигуна, а інша - на валу реверс-редуктора. Ведена напівмуфта 1 одночасно є ведучим шківом приводу валогенератора.

Випадіння пружних елементів з отворів запобігається стопорними шайбами 3, встановленими в спеціальну обойму 5, змонтовану на контрольних штифтах 4 веденої напівмуфти і закріпленої на ній болтами 4. Пружні елементи

виготовляють з якісної легованої сталі і піддають термообробці. Муфти такого типу допускають максимальну радіальну неспіввісність  $[\Delta_r]$  до 1,0 мм, кутову  $[\gamma]$  до  $1,0^\circ$ , осьову -  $[\Delta_a]$  до 2 мм, тобто вимагають достатньо якісної центровки. Демпфування таких муфт обмежується незначним зовнішнім тертям між стрижнями та гніздами напівмуфт.

Зубчасто-пружинні муфти, або муфти зі змієподібною пружиною (рис. А.4) використовуються головним чином у турбінних установках для сполучення турбіни з редукторною передачею чи генератором. Муфти допускають радіальне зміщення близько  $[\Delta_r]$  до 0,5 мм, осьове -  $[\Delta_a]$  до 4 мм, кутове  $[\gamma]$  до  $1,5^\circ$ . Демпфуюча здатність таких муфт, як і муфт з пружними стрижнями незначна.

Такі муфти [14-16] зазвичай складаються з двох напівмуфт 1 і 6, наглухо насаджених за допомогою шпонок на кінці ведучого і веденого валів. Кожна зі вказаних напівмуфт на зовнішній поверхні має зубці, між якими вільно встановлено одна чи кілька секцій змієподібних пружин 3, які є пружним елементом, що передає момент від одного вала до іншого. Муфта закривається рознімним кожухом, що складається з двох частин 2 і 4, що з'єднуються між собою болтами 5. Рознімний кожух запобігає випаданню пружин під дією відцентрових сил і одночасно служить ємністю для змазки, яка подається через кульковий клапан 7, що розміщується зазвичай на зовнішній поверхні однієї з напівмуфт. Муфти можуть мати кожух рознімний у площині валів чи перпендикулярній до неї (рис. А.5).

Серед сучасних виробників подібних муфт можна згадати фірми Bibby Turboflex (Великобританія), яка є родоначальником таких муфт, ABG Enterprises, RATHI Transpower Pvt. Ltd. (Індія), SUODA COUPLING (Китай), Chain & Drives (Австралія), Rexnord (Бельгія).

Характерними відмовами муфт зі змієподібною пружиною є втомне руйнування пружного елемента через наявність підвищеної неспіввісності (рис. А.6) та фрикційний чи абразивний знос зубців та змієподібною пружини через відсутність змазки чи руйнування кожуха (рис. А.7) [17].

Всі перераховані вище муфти з металевими пружними елементами характеризуються дуже низькою демпфуючою здатністю, що обмежується тільки зовнішнім тертям у нечисленних стиках між пружними елементами та напівмуфтами, яке на практиці зводять до мінімуму мащенням муфт. З огляду на це, в агрегатах енергетичних установок з приводом від дизеля, що характеризуються значною динамічністю, такі муфти зараз практично не застосовують через їх незначну здатність розсіювати енергію коливань.

З поширених на сучасному транспортному флоті демпфуючих муфт з металевими пружними елементами найбільш відомі муфти типу «Гейслінгер» [18 - 23]. Пружними елементами такої муфти є пакети плоских пружин 6, що сполучають ведучу і ведену напівмуфти (рис. А.8). Пакети пружин 6 на ведучій напівмуфті 1 встановлені в подовжніх пазах, а в зовнішню обичайку 5 веденої частині вмонтовані за допомогою конічного кільця 4 і розділових клиновидних вставок 7, зафіксованих з торців дисками 2, 8 і болтами 3.

Порожнини, де розміщені пакети пружин, заповнюються мастилом, що поступає з масляної системи дизеля через центральний отвір ведучої напівмуфти 1. Під час роботи мастило за рахунок витискання через калібровані отвори уповільнює деформацію пружин, а отже, і взаємне переміщення напівмуфт; тим самим досягається зменшення амплітуди коливань передаваного моменту. Демпфуючі властивості муфти «Гейслінгер» залежать від площі поперечного перерізу каналів, через які мастило перетікає з однієї камери в іншу, а також від частоти коливань моменту і від в'язкості мастила, але середній коефіцієнт демпфування становить  $\psi = 0,2...0,5$ , що є найкращим показником серед муфт оснащених металевими пружними елементами. З огляду на можливість демпфування коливань муфти такого типу використовуються для сполучення дизелів з передачами (рис. А.9) та стали основою побудови на базі муфт "Гейслінгер" багатьох комбінованих пружно-роз'єднувальних муфт типу, наприклад, шинно-пневматичних "Фавік" та "Віхіта", що застосовують зокрема для багатомашинних дизель-редукторних агрегатів.

Узагальнюючи викладений матеріал можна резюмувати, що муфти з металевими пружними елементами поряд зі своїми очевидними перевагами - високою навантажувальною здатністю та компактністю через високу міцність металевих елементів, та здатністю ефективно відводити тепло через високий коефіцієнт теплопровідності їх матеріалів, характеризуються і недоліками, що обмежують їх широке використання в агрегатах суднових енергетичних установок. Серед цих недоліків насамперед низька компенсуюча здатність через високу жорсткість металевих пружних елементів та незначне демпфування, що обмежується розсіюванням коливань за рахунок зовнішнього тертя у нечисленних стиках пружних елементів з напівмуфтами. Муфти з металевими пружними елементами зазнають експлуатаційних відмов (руйнування пружних елементів, напівмуфт), пов'язаних в основному з порушенням умов експлуатації (перевантаження, перевищення допустимої неспіввісності, невірне складання) чи деградаційних відмов (втомне руйнування пружних елементів, абразивний знос пружних елементів та напівмуфт).

### **1.3. Конструкції та відмови пружно-компенсуючих муфт з неметалевими пружними елементами (на прикладі агрегатів суднових енергетичних установок)**

Не зважаючи на очевидні переваги муфт з металевими пружними елементами найбільш поширеними конструкціями на сьогодні є муфти, що містять неметалеві пружні елементи, оскільки вони дешевші, мають вищу компенсуючу здатність та демпфування. З огляду на це такі муфти поширені практично у всій гаммі агрегатів суднових енергетичних установок. Огляд почнемо з муфт допоміжних установок.

Однією із найбільш старих (розповсюджені з 1920-х років) та вживаних є муфта із гумовими втулками, що отримала назву пружної втулково-пальцевої муфти (МППВ). Пружні елементи таких муфт випускаються у вигляді кілець



трапецеїдального профілю чи втулок, що мають гофровану, сферичну, або циліндричну поверхню (рис. *A.10*). Такі муфти мають достатньо низьку компенсуючу здатність при високому демпфуванні (табл. 1.1).

У суднових енергетичних установках такі муфти зокрема застосовують у насосних агрегатах середньої потужності та малопотужних пропульсивних установках. Так на рис. *A.11* показано розріз насоса живильної води моделі Hyundai 125-2SLm потужністю 132 кВт при 3500 об/хв (360 Н·м) судового допоміжного котла.

У дизель-редукторних агрегатах з двигунами 6ЧСН18/22 ранніх випусків застосовувались втулково-пальцеві муфти для сполучення маховика дизеля з реверс-редуктором типу 25РРП-330 (рис. *A.12*). Муфта в цій конструкції передає потужність від дизеля потужністю 150 кВт при 750 об/хв і відповідно навантажена моментом 1405 Н·м.

Муфти втулково-пальцевого типу [8, 24] є технологічно дуже простими і тому випускаються як відомими виробниками муфт Bibby Turboflex, ABG Enterprises, SUODA COUPLING, Chain & Drives, Rexnord, KTR (Німеччина), SIEMENS, RENOLD, Flecon, RATHI Transpower Pvt. Ltd так і заводами-представниками галузевого машинобудування, що оснащують свою продукцію муфтами власного виробництва.

Втулково-пальцеві муфти характеризуються високою жорсткістю та значними навантаженнями на вали [25 - 32] через малий об'єм пружних втулок чи кілець [33, 34]. Наприклад, для описаного вище реверс-редуктора 25РРП-330 муфта втулково-пальцева має радіальну жорсткість близько  $C_r = 36765$  Н·м/мм, кутову жорсткість  $C_\gamma = 9235$  Н·м/град [35].

Це на практиці навіть при наявності статичної неспіввісності в межах норми призводить до її збільшення на ходу через деформації корпусу судна, що своїм результатом має перевантаження підшипників редуктора та дизеля, а також втомне руйнування пружних елементів самої муфти. Такі умови роботи втулково-пальцевої муфти призвели до заміни її на муфту з тороподібною оболонкою, що має радіальну жорсткість  $C_r = 400$  Н·м/мм, кутову –

$C_\gamma = 630$  Н·м/град. Така модернізація зняла проблему перевантаження підшипників муфтою. Тому сьогодні область застосування втулково-пальцевих муфт у судових агрегатах обмежується допоміжними установками невеликої та середньої потужності (до 250 кВт), що містять двигун та виконавчий механізм встановлений на загальній жорсткій рамі.

Таблиця 1.1 – Порівняння характеристик муфт з неметалевими пружними елементами

№	Найменування муфти	Номинальний момент/частота обертання T, Н·м/n, об/хв	Зовнішній діаметр D, мм/маса m, кг	Динамічна крутильна жорсткість $C_\varphi$ , Н·м/град	Коеф. демпфування $\psi$	Допустима неспіввідповідність		
						рад-на $[\Delta_r]$ , мм	осьова $[\Delta_a]$ , мм	кутова $[\gamma]$ , °
1	МПВП Flender Rurex size 400	12500/2050	400/105	19712	1,4	0,52	1,5	0,07
2	Муфта з пружною зірочкою KTR Rotex size 160	12800/2000	370/95	15525	0,8	0,64	8,2	1,2
3	Муфта з тороподібною оболонкою ДСТУ 2124-93	12500/2000	630/113,5	3788	1,03	5,0	6,0	1,5
4	Муфта з двоєною профільною мембраною VULKAN EZR size 1200	12500/2550	593/166	1990	1,13	2,5	5,0	0,5
5	Муфта з двоєною пласкою мембраною	11768/3000	645/н.д.	11725	н.д.	0,5	10,0	2,0
6	VULKAN Vulastik L size X30D2	12500/2500	466/110	1047	1,13	1,0	8,0	0,5
7	VULKAN Vulkardan E size K5711	12500/2100	636/157	1165	1,13	3,4	4,5	0,5
8	VULKAN Rato S size G211W	16000/2100	645/136	2442	1,13	2,5	5,0	0,5
9	CENTALINK FF size 68 (здвоєна муфта з проміжним валом)	11000/2100	445/64,8	2200	н.д.	4,0	±20	1,0

Найбільш широко на сьогодні в допоміжних агрегатах судових енергетичних установок розповсюджені муфти з пружною зірочкою [14, 37, 38]. Вони використовуються у насосних агрегатах паливних систем,

гідроприводів, загальносуднових систем та систем охолодження енергетичних установок та передають широкий діапазон потужностей (від 0,5 кВт до 300 кВт). Настільки широке розповсюдження пояснюється простотою таких муфт. Найбільш широко розповсюджені муфти, що мають бочкоподібний профіль несівних пелюсток пружних зірочок, що забезпечує їх довговічність теоретично в два рази більшу [39] ніж пружних зірочок, що мають прямий профіль несівних пелюсток (рис. А.13).

Для муфт з пружною зірочкою характерна як і для втулково-пальцевих муфт достатньо низька компенсуюча здатність (табл 1.1). Муфти мають високу жорсткість [40 - 42], що обмежує їх використання при великих неспіввідношеннях. Демпфуюча здатність муфт залежить від матеріалу та температури пружної зірочки, але середній коефіцієнт демпфування знаходиться на рівні  $\psi = 0,8 \dots 1,0$ , що значно вище ніж у поширених муфт з металевими пружними елементами.

Один із типових випадків відмови муфт із зірочкою проаналізуємо на прикладі, що мав місце на практиці. На контейнерному судні «AS ROSALIA» (ІМО 9449845) у складі паливної системи міститься бустерний модуль, що призначений для підтримання належної в'язкості та температури палива та його циркуляції через паливну систему дизелів на ходу та стоянці. Основним елементом цього модуля є циркуляційний гвинтовий насос ІМО АСГ 045N7NVBP, що збільшує тиск палива з 0,4 до 1,1 МПа при подачі 267 л/хв., розріз якого показаний на рис. А.14, а.

З рисунка видно, що ведучий гвинт 1 насоса приводиться від електродвигуна 2 через муфту 3 із пружною поліуретановою зірочкою. Потужність привідного електродвигуна складає 6 кВт при частоті обертання 3550 об/хв. Встановлена муфта KTR ROTEX SIZE 28 (рис. А.14, б) працює у важких умовах, під впливом високої температури та агресивної дії важкого палива при наявності протікань. Такі умови разом із перевищеними допусками на складання муфти стають причиною того, що вона виходить з ладу через руйнування зірочки та напівмуфт, наробіток на відмову при цьому складає

близько 480 год або 1 місяць роботи.

В результаті дії пульсуючого навантаження (через пульсацію подачі гвинтового насоса) на промені зірочки (рис. *A.15*) вони зазнають циклічного стискання та втомного руйнування. Руйнування пришвидшує агресивне середовище важкого палива у випадку його потрапляння на пружну зірочку (рис. *A.16*) при пошкодженні механічного ущільнення 4 насоса. В експлуатації про спрацювання зірочки і руйнування її променів нічого не сигналізує, оскільки муфта знаходиться всередині конусного проміжного корпуса закритого з усіх боків, тому після їх руйнування відбувається взаємний металевий контакт виступів напівмуфт із їх подальшим спрацюванням та зломом (рис. *A.17*). В таких умовах виконувати ремонт муфти не виявляється можливим і її замінюють разом з пружним елементом. Базова муфта коштує близько 85 USD. Тобто на десять подібних насосів, встановлених у складі паливної системи місячні витрати становлять близько 850 USD.

Причинами такого руйнування зірочки є недоліки поліуретану як матеріалу для пружних елементів, основними з яких є недостатня здатність відводити тепло через низький коефіцієнт теплопровідності, що призводить до перегріву, та чутливість поліуретану до дії агресивних хімічних реагентів, зокрема важкого палива, що пришвидшують його деградацію та руйнування. Інші відмови муфт з пружною зірочкою наведені у табл. *A.2*.

Очевидно, що велика частина відмов пружних зірочок пов'язані з тепловим руйнуванням мають однією зі своїх причин низький коефіцієнт теплопровідності їх матеріалу, що перешкоджає ефективному тепловідведенню в напівмуфти [43, 44]. Так для поліуретану T-PUR твердістю 85...90 одиниць за Шором, коефіцієнт теплопровідності становить  $\lambda \approx 0,3$  Вт/(м×К) (для порівняння алюміній Д18 -  $\lambda \approx 120$  Вт/(м×К), Сталь 40X -  $\lambda \approx 40$  Вт/(м×К)).

На наступному етапі розглянемо брускові муфти [45 - 47], які можна розглядати як муфти із зірочкою, що у них несівні пелюстки не сполучені між собою і також можуть мати різноманітну форму. Відповідно і область застосування брускових муфт є аналогічною - вони застосовуються головним

чином у насосних агрегатах (потужністю до 150 кВт), в основному зі швидкохідними насосами, зокрема відцентровими, у системах охолодження та баластних, а також гвинтових та шестерінчастих, що встановлені у паливних та мастильних системах. Іноді брускові муфти застосовують у дизель-генераторах для сполучення маховика дизеля із ведучим валом генератора та значно рідше у пропульсивних установках невеликої та середньої потужності (рис. А.18).

Брускові муфти мають характеристики, що різняться в залежності від форми перерізу брусків - найменшу компенсуючу здатність мають муфти з призматичними брусками - вони допускають радіальне зміщення близько  $[\Delta_r] = 0,5$  мм, осьове -  $[\Delta_a] = 4,0$  мм, кутове  $[\gamma] = 1,0^\circ$ . Муфти з брусками у вигляді куль допускають кутове зміщення до  $[\gamma] = 10,0^\circ$ , а коефіцієнт демпфування таких муфт знаходиться на рівні  $\psi = 0,8 \dots 1,0$  через значний об'єм пружних елементів. Лідерами у виробництві подібних муфт є компанії VOITH (Німеччина) та RENOLD.

Значно більшу компенсуючу здатність (табл. 1.1) ніж усі описані раніше муфти мають муфти з тороподібною оболонкою [5, 48 - 56], що і обумовило їх використання в агрегатах суднових енергетичних установок. Такі муфти (рис. А.19) виконуються з пружним елементом дугоподібною форми, що нагадує автомобільну шину. Пружний елемент може бути цільним, розрізним або складеним. Розрізна конструкція більш зручна для монтажу в порівнянні з цілісною, оскільки дозволяє легко замінювати пружний елемент без демонтажу силових агрегатів.

На рис. А.19, в, зображена характеристика муфти [5] з тороподібною оболонкою, побудована для статичного навантаження. З цієї характеристики видно, що при статичному навантаженні (верхня крива) максимальний кут закручування  $\varphi = 30^\circ$  і відповідно йому максимальний момент  $M_{\text{кр.макс}} = 6800$  кгм, що характеризує амортизаційні властивості муфти.

Муфти з тороподібною оболонкою застосовується для валів, що обертаються зі швидкістю до 30 м/с. При більш високій швидкості муфта створює значні осьові навантаження на вали та підшипники (рис. 1.4), що у

деяких конструкціях вимагає застосування осьових упорів (рис. А.19, б).

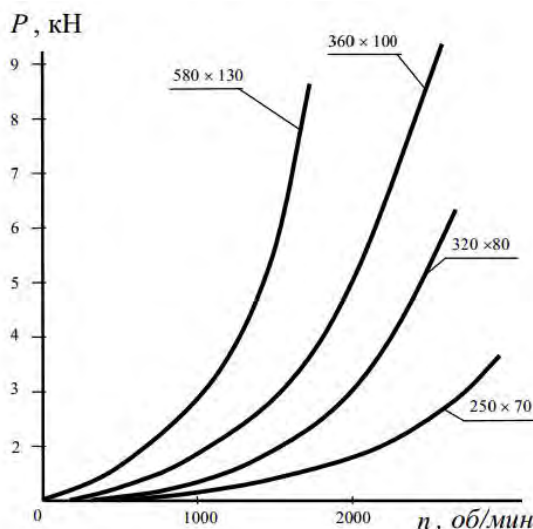


Рисунок 1.4 - Залежність осьового зусилля  $P$  від частоти обертання  $n$  для гумових та гумовокордних тороподібних оболонок муфт різних розмірів (позначені біля відповідних кривих) [55]

З огляду на наявність осьових навантажень такі муфти зазвичай застосовуються в пропульсивних установках, що працюють з частотою обертання до 500 об/хв. Прикладом можуть служити пропульсивні установки з двигунами типу Г-70 (6ЧРН36/45) де такі муфти сполучають маховик дизеля з редуктором (рис. А.20) і передають потужність 880 кВт при 375 об/хв (момент 22409 Н·м).

Відомі випадки застосування в пропульсивних установках муфт з тороподібною оболонкою і при більших частотах обертання. Так для дизель-редукторних агрегатів з двигунами 6ЧСН18/22 останніх випусків застосовували саме муфти з тороподібною оболонкою (при 750 об/хв) замість втулково-пальцевих муфт, які в реальних умовах експлуатації через свою високу жорсткість перевантажували підшипники реверс-редуктора 25РРП-330, знижуючи строк служби носового підшипника до 10 разів порівняно з номінальним (з 28000 год до 2500 год). При установці в описаних агрегатах муфт з тороподібною оболонкою за рахунок їх меншої жорсткості вдалося досягти навпаки збільшення строку служби носового підшипника реверс-редуктора 25РРП-330 в кілька разів.

Висока компенсуюча здатність муфт з тороподібною оболонкою

(табл. 1.1) має своєю оборотною стороною низьку крутильну жорсткість та навантажувальну здатність муфти, що може стати причиною виникнення інтенсивних крутильних коливань валопроводу. З огляду на це, у пропульсивних установках великої потужності такі муфти як правило не застосовують так само як і у високооберткових дизель-генераторах. Але в останньому випадку додається ще схильність до осьового навантаження валів, що може стати причиною перевантаження підшипників електрогенератора.

Тому однією з основних конструкцій муфт, що застосовують у сучасних пропульсивних установках є муфта з гумовою профільною мембраною у різних виконаннях [5, 57]. Одним із піонерів у розробленні та лідерів у виробництві та постачанні таких муфт для судових агрегатів є німецька фірма VULKAN (рис. А.21). У порівнянні з муфтами оснащеними тороподібною оболонкою, мембранні муфти застосовуються при більш високих колових швидкостях обертання (до 40 м/с та навіть більше), що дозволяє використовувати їх в агрегатах з частотами обертання до 2500 об/хв і більше. Причиною цього є нижче ніж у муфт з тороподібною оболонкою значення осьового зусилля. Для повного виключення осьового навантаження валів у муфтах (наприклад VULKAN EZR) застосовують здвоєні мембрани (рис. А.22). Компенсуючі властивості муфт з профільною мембраною менші ніж у муфти з тороподібною оболонкою за рахунок вищої їх жорсткості (табл. 1.1).

Муфти з тороподібною оболонкою та мембранні муфти втрачають працездатність в результаті деградаційної відмови - руйнування пружних елементів (рис. А.23). Причиною такої відмови є втома та розігрів пружних елементів при роботі в умовах неспіввісності та значних коливних впливів зі сторони дизеля (температура нагріву до 90 °C) [58].

Відсутність осьової сили характерна також і для муфт з пласкою мембраною [59-61]. Такі муфти (рис. А.24) отримали поширення в тому числі у агрегатах залізничного транспорту. Муфти мають високу радіальну жорсткість та відповідно низьку компенсуючу здатність і тому використовується в основному для здвоєних шарнірів у приводах допоміжних агрегатів через

проміжний вал, де мають зрозумілі переваги перед поширеними карданними шарнірами.

В дизель-генераторних агрегатах суднових енергетичних установок використовуються подібні до мембранних конструкцій муфти VULKAN типу Vulastik L (рис. А.25) [62], що пристосовані для сполучення з маховиком дизеля та валом генератора. Пружний елемент таких муфт гумометалевий - має привулканізовану до внутрішнього диску гумову мембрану, що на зовнішній поверхні містить виступи - зубці, якими пружний елемент сполучається із обоймою зі внутрішніми виступами, яка зазвичай кріпиться до маховика дизеля.

Такі муфти відмовляють в результаті руйнування пружного елемента, джерелом якого можуть бути перевантаження (рис. А.26) в результаті чого зрізаються зовнішні виступи пружного елемента, або деградаційна відмова через втомне руйнування тіла мембрани (рис. А.27) від неспіввісності, оскільки ці муфти мають компенсуючу здатність нижчу ніж конструкції з профільними мембранами та оболонками (табл. 1.1).

Збільшення демпфуючої здатності досягається в муфтах з гумовим диском [8, 63], що характеризуються найбільшою серед інших муфт з неметалевими елементами здатністю до демпфування коливань, що має своєю причиною найбільший серед інших муфт об'єм пружного елемента.

Типовим представником таких муфт в сучасному судновому машинобудуванні є муфти VULKAN Vulkardan E (рис. А.28), що поширені на більшості сучасних транспортних суден в основному в приводах валогенератора. Вони мають високу компенсуючу здатність та демпфування (табл. 1.1). Основним видом відмови є деградаційна відмова в результаті руйнування пружного елемента таких муфт розтріскування за рахунок втоми гуми та відслоювання пружного елемента його від металевих деталей в місцях вулканізації (рис. А.29). Значне демпфування всіх муфт з гумовими пружними елементами має своєю оборотною стороною перегрівання в процесі роботи в результаті низької теплопровідності цих матеріалів та відповідно здатності



відводити тепло.

До муфт із гумовим диском можна віднести також муфти VULKAN RATO різних типів (рис. А.30), що на сьогодні є найбільш поширеними для сполучення дизеля з редукторною передачею. Такі муфти [8, 64, 65] мають пружний елемент у вигляді окремих гумових секторів, привулканізованих до базових сталевих пластин з отворами, що кріпляться до базових деталей напівмуфт. Така конструкція має своєю метою організацію ежекції повітря для охолодження муфти та спрощення заміни її пружного елемента і показала достатню надійність в експлуатації.

Фірми-виробники суднових дизелів MAN B&W та Wartsila, що з 90-х років утримують лідерство на ринку [66], у 2015 році виготовили та поставили на ринок 99% всіх малообертових дизелів та 77% середньообертових дизелів [67]. Ці фірми, рівно як і інші лідери світового ринку суднових дизелів фірми Caterpillar, MTU, Deutz MWM та ін. мають угоди з фірмою VULKAN, тому продукція останньої є найбільш поширеною серед муфт, що встановлюються в пропульсивних установках та дизель-генераторах сучасних транспортних суден. Як приклад наведемо енергетичну установку серійного (побудовано із невеликими відмінностями близько 10 суден) багатоцільового судна "OCEAN GLOBE" (IMO 9419008), схема пропульсивної установки якої представлена на рис. А.31. Валопровід та гвинт отримують енергію від чотиритактного середньообертового дизеля MAN B&W 7L58/64 потужністю 9800 кВт при 428 об/хв. Від головного дизеля потужність передається на зубчастий редуктор RENK RSV-1060 (передавальне відношення 3,273), який знижує частоту обертання до 130,8 об/хв для приводу валопровода та підвищує до 1800 об/хв для приводу валогенератора.

Головний дизель сполучений з редуктором муфтою VULKAN RATO-S size G562Z (номінальний момент 250 кН·м) (рис. А.32), а редуктор з валогенератором муфтою VULKAN Vulkardan E size 5711 (номінальний момент 100 кН·м) (рис. А.33). Електростанцію забезпечують допоміжні генератори, що оснащені дизелями CAT C32, які передають потужність (1047 кВт при

1800 об/хв) на електрогенератор через муфти VULKAN Vulastik L size 26D1.

Заслужують уваги також конструкції повідкових муфт фірми CENTA POWER TRANSMISSION (Великобританія) (рис. А.34) та трансмісійних валів на їх базі [68-70].

Такі муфти можна умовно віднести до конструкцій з неметалевими пружними елементами за рахунок наявності гумових вкладишів між пальцями встановленими у напівмуфтах та тягами (повідками), що передають навантаження між напівмуфтами. Таким чином, фактично тяги сполучаються з напівмуфтами сайлентблоками (рис. А.35), завдяки чому ліквідується потреба у підшипниках та забезпечується безшумність роботи муфт та електроізоляційна здатність, що задекларовано фірмою-виробником як одна із основних переваг розглянутих муфт. Завдяки конструктивному виконанню сполучення тяг із напівмуфтами вдається разом із достатньо високою компенсуючою здатністю забезпечити високу жорсткість на кручення та технологічність заміни витратних деталей (тяг, гумометалевих втулок), що не потребує перецентровки сполучених валів та їх осевого чи радіального зміщення.

Значною динамічністю характеризуються також привід металорізальних верстатів [71-74], де характеристики муфт визначають в тому числі якість оброблених на них поверхонь деталей. Поширені у верстатах муфти з неметалевими елементами мають обмеження по навантажувальній здатності через невисокі допустимі напруження для гум, тому не застосовуються при невисоких частотах обертання та значних навантаженнях (важкі верстати).

Таким чином, для муфт з неметалевими пружними елементами загалом характерна висока демпфуюча здатність за рахунок високого внутрішнього тертя матеріалів пружних елементів. Низька жорсткість матеріалів елестомірних пружних елементів ( $E \approx 21$  МПа для поліуретану і  $21 \times 10^4$  МПа для сталі) має своїм наслідком низьку жорсткість таких муфт та відповідно набагато вищу ніж для муфт з металевими елементами компенсуючу здатність. Недоліком муфт з неметалевими пружними елементами є перегрівання пружних елементів під час роботи, що має своїм джерелом низьку теплопровідність

матеріалів пружних елементів (для поліуретану T-PUR  $\lambda \approx 0,3$  Вт/(м×К), алюмінію Д18 -  $\lambda \approx 120$  Вт/(м×К), сталі 40Х -  $\lambda \approx 40$  Вт/(м×К)) та відповідно низьку здатність відводити тепло в напівмуфти.

Муфти з неметалевими пружними елементами також зазнають експлуатаційних відмов (руйнування пружних елементів, напівмуфт), пов'язаних в основному з порушенням умов експлуатації (перевантаження, перевищення допустимої неспіввісності, невірне складання, забруднення хімічно агресивними речовинами) чи деградаційних відмов (втомне та теплове руйнування пружних елементів, відслоювання пружних елементів від напівмуфт чи інших несівних деталей).

#### **1.4. Вплив конструкцій муфт на ремонтпридатність агрегатів (на прикладі суднової пропульсивної установки)**

В якості ілюстрації наведемо кілька прикладів головних та допоміжних агрегатів енергетичних установок, оснащених пружними муфтами та покажемо вплив конструкції застосованих муфт на їх ремонтпридатність.

На першому етапі розглянемо приклад двомашинної двовальної пропульсивної установки балкера проекту 2-95A/R, а саме дизель-редукторні агрегати цих установок (*Додаток Б*, рис. *Б.1*).

Кожен гребний гвинт 1 пропульсивної установки отримує енергію від головного СОД 9 марки Skoda 6L27,5HPN, максимальною потужністю 515 кВт, через реверс-редуктор 7 марки VSR10 із передавальним числом 2,75. Головний двигун 9 сполучений зі вхідним валом редуктора 7 пружною муфтою 8, а проміжний вал 5, що опирається на підшипник 4, з вихідним валом редуктора пружною муфтою 6. Проміжний вал 5 передає потужність на гребний вал 2 через глуху фланцеву муфту 3. Валопровід має можливість гальмування стрічковим гальмом 10.

Обидві муфти 6 та 8 мембранного типу, виробництва фірми VULKAN типу EZR, муфта 8 має типорозмір 1222, муфта 6 – типорозмір 1422. Муфта VULKAN EZR 1422 (рис. Б.2, табл. 1.2), що сполучає вихідний вал редуктора 1 з проміжним валом 2 містить маточину 3, встановлену на шпонці 4 на проміжному валі 2. На маточині 3 закріплені дві гумові мембрани 5, які встановлені своїми отворами на маточину 3 та притиснуті до її гребеня 6 затискними дисками 7, що стягнуті з гребенем 6 болтами 8 та гайками 9. Зовнішні поверхні мембран 5 закріплені затискним кільцем 10 та гайками 11, що встановлені на шпильки 12 в розточці 13 обойми 14. Обойма 14 прикріплена до носового фланця 15 муфти болтами 16. Сполучення носового фланця 15 муфти з вихідним валом редуктора 2 виконано за рахунок приєднання його до фланця 17 вихідного вала 2 шпильками 18 та гайками 19.

Згідно досвіду експлуатації таких муфт на балкерах проекту 2-95A/R (зокрема на судні «SELIM», IMO 8728036), не зважаючи на початкову центровку сполучених муфтою валів, через деформацію корпусу судна, муфти працюють в умовах значних неспіввідношень, тому гумові мембрани нагріваються за рахунок деформацій від наявної неспіввідношеності. Такі умови роботи та низький коефіцієнт теплопровідності матеріалу мембран призводить до їх нагрівання та подальшого руйнування (рис. Б.3).

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика муфти VULKAN EZR 1422

Номінальний момент/частота обертання $T$ , Н·м/н, об/хв	Зовнішній діаметр $D$ , мм/маса $m$ , кг	Динамічна крутильна жорсткість $C_{\phi}$ , Н·м/град	Коеф. демпфування $\psi$	Допустима неспіввідношеність		
				радіальна $[\Delta_r]$ , мм	осьова $[\Delta_a]$ , мм	кутова $[\gamma]$ , °
25000/2150	690/262	4169	1,13	2,9	5,5	0,5

Заміна пружних мембран муфти вимагає не тільки її демонтажу, а й підняття кришки реверс-редуктора та упорного підшипника, а також демонтажу проміжного вала. В таблиці 1.3 наведена технологія заміни пружних елементів муфти Vulkan EZR 1422 та витрати основного часу технічного обслуговування.

Таблиця 1.3 – Технологічний процес заміни пружного елемента муфти VULKAN EZR 1422

Номер, найменування та зміст операції (тривалість, хв.)	Ілюстрація
<p>005 Демонтаж носового фланця муфти:            1.1. Віддати дванадцять гайок 1 фланця 2 вихідного вала реверс-редуктора 3 послідовно, циклічно повертаючи проміжний вал (<math>H_{д.1} = 30</math> хв.);            1.2. Віддати та демонтувати дванадцять болтів 4 носового фланця 5 муфти послідовно, циклічно повертаючи проміжний вал (<math>H_{д.2} = 20</math> хв.).</p>	рис. Б.4
<p>010 Демонтаж затискного кільця муфти:            2.1. Віддати дванадцять гайок 6 затискного кільця 7 муфти послідовно, циклічно повертаючи проміжний вал 8 (<math>H_{д.3} = 20</math> хв.);            2.2. Демонтувати та змстити затискне кільце 7 муфти (<math>H_{д.4} = 5</math> хв.).</p>	рис. Б.5
<p>015 Демонтаж кришки опорного підшипника:            3.1. Розшпінтувати чотири гайки 9 кришки 10 опорного підшипника послідовно (<math>H_{д.5} = 5</math> хв.);            3.2. Віддати та демонтувати чотири гайки 9 кришки 10 опорного підшипника послідовно (<math>H_{д.6} = 10</math> хв.);            3.3. Застропити кришку 10 опорного підшипника за рим-болт 11, підняти її тельфером та демонтувати (<math>H_{п.1} = 20</math> хв.).</p>	рис. Б.6
<p>020 Демонтаж проміжного фланця глухої муфти:            4.1. Розшпінтувати шість гайок 12 фланцевої муфти 13 послідовно, циклічно повертаючи проміжний вал 8 (<math>H_{д.7} = 15</math> хв.);            4.2. Віддати шість гайок 12 фланцевої муфти 13 послідовно, циклічно повертаючи проміжний вал 8 (<math>H_{д.8} = 15</math> хв.);            4.3. Демонтувати шість болтів 14 фланцевої муфти 13 послідовно, циклічно повертаючи проміжний вал 8 (<math>H_{д.9} = 15</math> хв.);            4.4. Демонтувати проміжний фланець 15 (<math>H_{д.10} = 5</math> хв.).</p>	рис. Б.7
<p>025 Демонтаж проміжного вала:            5.1. Застропити проміжний вал 8 в зборі з опорним підшипником 16, маточиною 17 кільцем 7 муфти, підняти його тельфером та демонтувати, залишивши обойму муфти 18 на вихідному валу редуктора 2 (<math>H_{п.2} = 50</math> хв.).</p>	рис. Б.8
<p>030 Демонтувати еластичну муфту:            6.1. Віддати торцеву гайку 19 (<math>H_{д.11} = 10</math> хв.);            6.2. Зпресувати маточину муфти 17 з проміжного вала 8 (<math>H_{д.12} = 15</math> хв.).</p>	рис. Б.8
<p>035 Заміна пружного елемента:            7.1. Розшпінтувати дванадцять гайок 20 послідовно (<math>H_{о.1} = 10</math> хв.);            7.2. Віддати дванадцять гайок 20 послідовно (<math>H_{о.2} = 20</math> хв.);            7.3. Демонтувати дванадцять болтів 21 послідовно (<math>H_{о.3} = 10</math> хв.);            7.4. Демонтувати затискні диски 22 (<math>H_{о.4} = 5</math> хв.);            7.5. Демонтувати пружні мембрани муфти (<math>H_{о.5} = 10</math> хв.).</p>	рис. Б.9
<p>040 Заміна пружного елемента та складання муфти:            8.1. Змонтувати нові пружні мембрани 23 на маточину 17 (<math>H_{о.6} = 20</math> хв.);            8.2. Встановити болти 21 та затискні диски 22 (<math>H_{о.7} = 10</math> хв.);            8.3. Загвинтити гайки 20 "по діагоналі" (<math>H_{о.8} = 20</math> хв.);            8.4. Зашпінтувати гайки 20 (<math>H_{о.9} = 15</math> хв.);            8.5. Встановити обойму 18 (<math>H_{о.10} = 15</math> хв.);            8.6. Встановити затискне кільце 7 (<math>H_{о.11} = 5</math> хв.);            8.7. Загвинтити гайки 6 затискного кільця 7 "по діагоналі" (<math>H_{о.12} = 25</math> хв.).</p>	рис. Б.10
<p>045 Монтаж муфти та проміжного вала:            9.1. Напресувати маточину 17 муфти на шийку проміжного вала 8 (<math>H_{д.13} = 10</math> хв.);            9.2. Встановити носовий фланець 5 муфти на вихідний вал 2 редуктора та загвинтити дванадцять гайок 1, циклічно повертаючи вал (<math>H_{д.14} = 20</math> хв.);            9.3. Монтаж проміжного вала виконати в зворотньому п.п. 3.1...5.1 порядку.</p>	рис. Б.4 - рис. Б.10

Згідно даних таблиці 1.3 можна виконати обчислення показників ремонтпридатності [75-78].

Сумарна тривалість основних робіт заміни пружного елемента муфти

$$H_o = \sum_{i=1}^{12} H_{o,i} = 10 + 20 + 10 + 5 + 10 + 20 + 10 + 20 + 15 + 15 + 5 + 25 = 165 \text{ хв.}$$

Сумарна тривалість допоміжних робіт заміни пружного елемента муфти

$$H_\delta = 2 \sum_{j=1}^{14} H_{\delta,j} = 2(30 + 20 + 20 + 5 + 5 + 10 + \\ + 15 + 15 + 15 + 5 + 10 + 15 + 10 + 20) = 390 \text{ хв.}$$

Сумарна тривалість робіт, пов'язаних з переміщеннями елементів пропульсивної установки під час заміни пружного елемента муфти

$$H_n = 2(H_{n,1} + H_{n,2}) = 2(20 + 50) = 140 \text{ хв.}$$

Тоді сумарна тривалість робіт по заміні пружного елемента муфти

$$H_{\text{зне}} = H_o + H_\delta + H_n = 165 + 390 + 140 = 695 \text{ хв.}$$

Коефіцієнт доступності пружного елемента муфти для заміни становить

$$k_\delta = \frac{H_o}{H_o + H_\delta} = \frac{165}{165 + 390} = 0,30.$$

Коефіцієнт легкознімності пружного елемента муфти складає

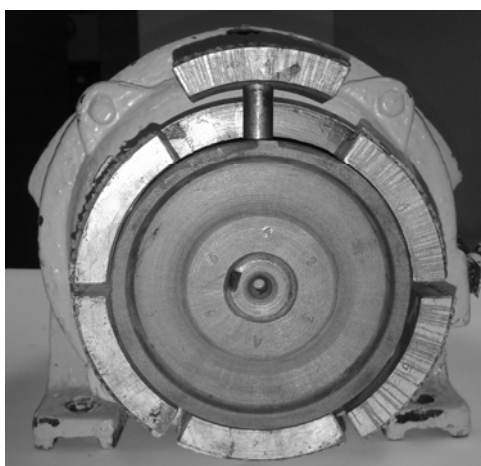
$$k_n = \frac{H_o}{H_o + H_n} = \frac{165}{165 + 140} = 0,54.$$

З наведених фактів та виконаних розрахунків видно, що заміна пружних елементів муфти Vulkan EZR тривалий процес (потребує майже 10 год). Це характеризує низьку ремонтпридатність пропульсивної установки балкера проекту 2-95A/R. Джерелом низької ремонтпридатності є конструктивна недосконалість самої муфти Vulkan EZR 1422, що для заміни пружного елемента потребує допоміжних операцій тривалістю вдвічі більшою ніж тривалість власне заміни пружного елемента ( $k_\delta = 0,30$ ), а роботи на переміщення частин муфти та приводу мають тривалість адекватну часу заміни пружного елемента ( $k_n = 0,54$ ). Наведений приклад додатково ілюструє актуальність розроблення муфт, що мають просту і технологічну конструкцію, а відтак дозволяють виконувати заміну пружних елементів без демонтажу напівмуфт та сполучених ними валів. Так кількісний аналіз витрат часу на

заміну канатів у розробленій канатній муфті [377] за нормативами<sup>1</sup> показав, що її конструкція дозволяє виконати заміну канатів значно швидше ніж пружної мембрани муфти Vulkan EZR і, відтак, скоротити сумарну тривалість робіт із заміни пружних елементів до 205 хв, в тому числі за рахунок зменшення часу на переміщення елементів валопроводу до нуля, оскільки конструкція канатної муфти не потребує для цього демонтажу напівумфт, а канати можуть бути замінені при дискретному повертанні валопроводу за рахунок застосування затискних механізмів із пазами під установку канатів.

### **1.5. Конструкції та відмови запобіжних муфт (на прикладі агрегатів суднових енергетичних установок)**

Для прикладу розглянемо муфту відцентрового сепаратора СЦ-1,5, достатньо поширеного на суднах транспортного флоту [79, 80]. Вона (рис. 1.5) містить ведучу напівмуфту, встановлену на вал привідного електродвигуна, в радіальні отвори якої своїми циліндричними шипами встановлені колодки, які на своїй зовнішній поверхні мають пригвинчені фрикційні накладки. Колодки за рахунок зазорів у посадці їх шипів у радіальних отворах ведучої напівмуфти мають можливість радіального переміщення під дією відцентрових сил, що виникають при обертанні муфти. Колодки своєю зовнішньою поверхнею контактують з внутрішньою циліндричною поверхнею веденої напівмуфти, встановленої на горизонтальний вал сепаратора.



**Рисунок 1.5 – Загальний вид фрикційної муфти сепаратора СЦ-1,5 (ведена напівмуфта демонтована)**

<sup>1</sup> Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования. – М.: Экономика, 1989. – 235 с.

Формально, ковзання фрикційних накладок колодок відносно циліндричної поверхні веденої напівмуфти відбувається тільки під час пуску сепаратора, проте фактично і після розгону сепаратора, при сталій частоті обертання електродвигуна та ведучої напівмуфти, виникає ковзання у цьому номінально нерухомому контакті, викликане динамічними явищами у приводі сепаратора. Не вдаючись у аналіз широкого спектру вказаних впливів на стан фрикційних накладок, розглянемо результат їх дії – знос.

На рис. 1.51 показано стан фрикційної накладки після невеликого наробітку. На фото видно, що знос накладки нерівномірно розподілений як по її довжині так і по ширині. Такий характер зносу свідчить про відсутність можливості самоустановки колодки відносно напівмуфт, або наявності надлишкових зв'язків у механізмі муфти. Таким чином можливе удосконалення фрикційних муфт за рахунок зниження кількості надлишкових зв'язків.

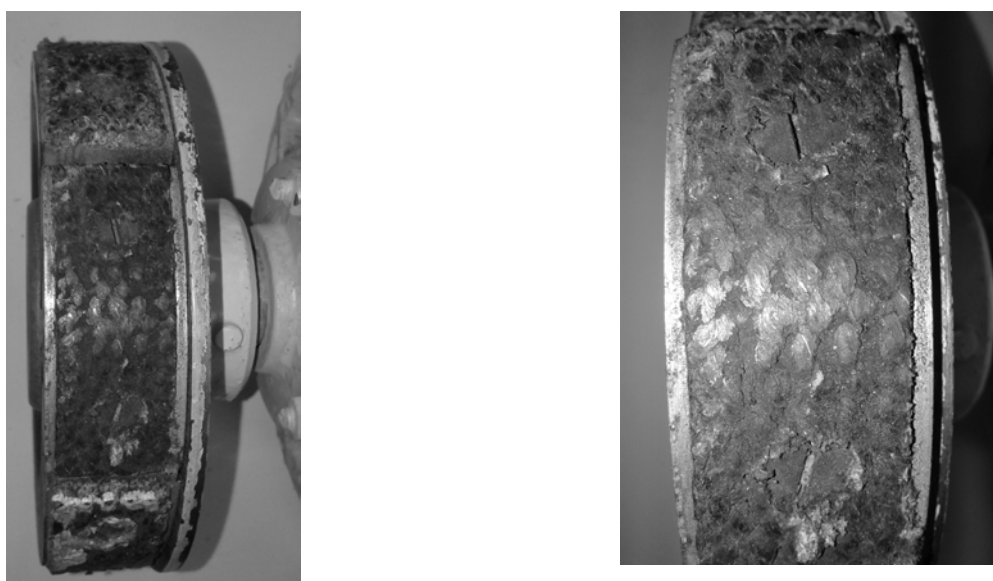


Рисунок 1.6 – Стан фрикційної накладки колодки

Для виявлення надлишкових зв'язків та встановлення напрямків удосконалення відцентрових фрикційних муфт, складемо структурну схему елементарного механізму «ведуча напівмуфта-кулачок-ведена напівмуфта», що утворюють фрикційну муфту (рис. 1.7).



На початку роботи сепаратора і муфти (запуск) ведена напівмуфта (ланка 3) залишається нерухомою, рухається ланка 1 (ведуча напівмуфта) та колодки 2, що відцентровими силами притискаються до внутрішньої поверхні ланки 3. В такому випадку кількість рухомих ланок становить  $n = 2$  (ланки 1 і 2), кількість кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 1$  ( $O_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 2$  ( $A_4, B_4$ ), кінематичні пари інших класів відсутні ( $P_3 = P_2 = P_1 = 0$ ).

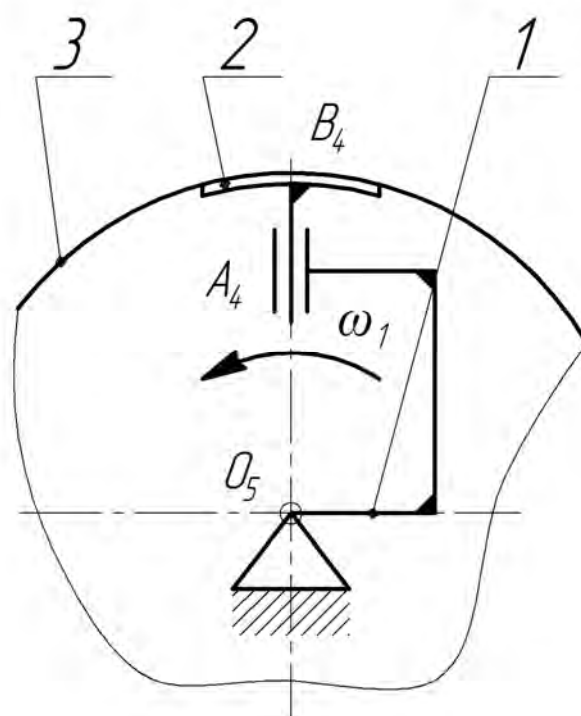


Рисунок 1.7 – Структурна схема механізму муфти в період пуску

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 1 + 2 + 0 + 0 + 0 = 3.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 0 + 4 \cdot 0 + 5 \cdot 0 = 5.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [81]

$$k = P - n = 3 - 2 = 1.$$

Єдиний контур механізму -  $O_5A_4B_4O_5$ .

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу [82]

$$W = N - \sum r_i = 5 - 4 = 1,$$

де  $N = 5$  – кількість однорухомих кінематичних пар (в даному випадку дорівнює сумі рухомостей).

$r = 4$  – ранг осей незалежного контура.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева [82, 83]

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 1 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 0 - 6 \cdot 2 = 2. \end{aligned}$$

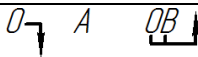
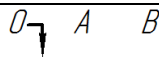
Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола [84, 85]

$$q_{O3} = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 1 - 5 = 2.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі муфти на початковому етапі її роботи

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 2.$$

Таблиця 1.4 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 1.7

$n = 2$	$f$	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$P_5 = 1$	- 1	0 - 0 - 1	0 - 0 - 0
$P_4 = 1$	- 2	0 - 1 - 0	0 - 1 - 0
$P_4 = 1$	- 2	0 - 0 - 1	0 - 0 - 1
$k = 1$	+ 6	+ 1 + 1 + 1	+ 1 + 1 + 1
	+ 1	+ 1 0 - 1	+ 1 0 0
<i>BAO</i>		<i>Замін немає</i>	
$q - W = 1$		+ 1 0 - 1	+ 1 0 0
<i>BAO</i>			

Коли муфта починає працювати в усталеному режимі (рис. 1.8), ланка 3 отримує рухомість і з'являється ще одна пара п'ятого класу –  $C_5$ .

В такому випадку кількість рухомих ланок становить  $n = 3$ , кількість кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 2$  ( $O_5, C_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 2$  ( $A_4, B_4$ ), кінематичні пари інших класів відсутні ( $P_3 = P_2 = P_1 = 0$ ).

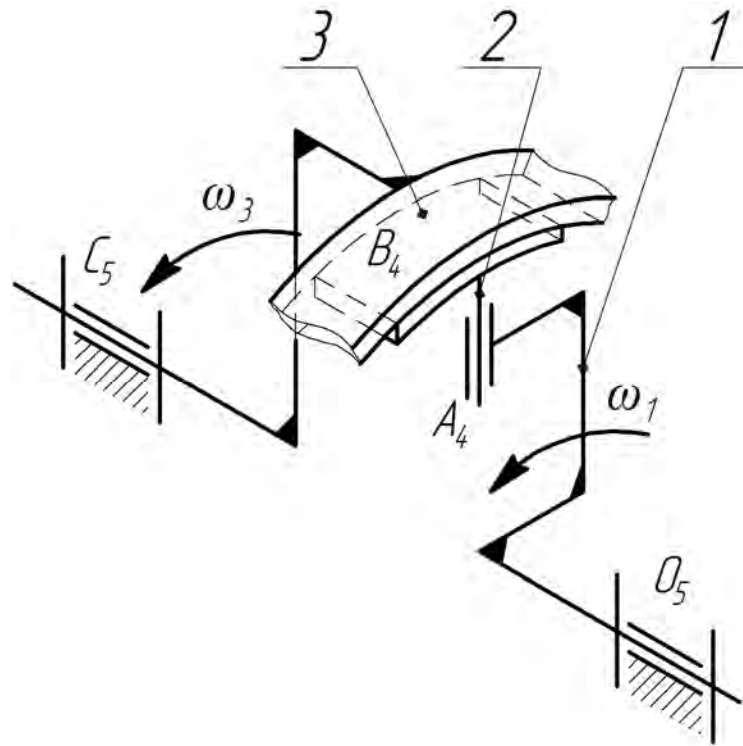


Рисунок 1.8 – Структурна схема механізму муфти в період усталеної роботи

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 2 + 2 + 0 + 0 + 0 = 4.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 0 + 4 \cdot 0 + 5 \cdot 0 = 6.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана

$$k = P - n = 4 - 3 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу

$$W = N - \sum r_i = 6 - 4 = 2,$$

де  $N = 6$  – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 4$  – ранг осей незалежного контура.

В той же час ступінь рухомості механізму

$$W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2,$$

де  $W_o = 1$  – основна рухомість механізму;

$W_m = 1$  – місцева рухомість ланки 3.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти в період усталеної роботи за формулою Сомова-Малишева

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 0 - 6 \cdot 3 = 2. \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола

$$q_{O3} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 1 - 6 = 2.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі муфти при усталеному режимі її роботи

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 2.$$

Таблиця 1.5 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 1.8

$n = 3$	$f$	$f_x + f_y + f_z$	$f_x'' + f_y'' + f_z''$
$P_5 = 2$	- 2	0 - 0 - 2	0 - 0 - 0
$P_4 = 2$	- 4	0 - 1 - 1	0 - 1 - 1
$k = 1$	+ 6	+ 1 + 1 + 1	+ 1 + 1 + 1
	0	+ 1 0 - 2	+ 1 0 0
<i>OABC</i>		<i>Замін немає</i>	
$q - W = 0$		+ 1 + 0 - 2	+ 1 + 0 + 0
<i>OABC</i>			

Таким чином вище показано, що у всіх режимах роботи фрикційної муфти її механізм не позбавлений 2 зайвих зв'язків, наявність яких і спричиняє

нерівномірний знос колодок від наявності кутової неспіввісності між напівмуфтами.

У випадку застосування у муфті чи фрикційному зупиннику [86 - 89] конусних поверхонь тертя матимемо наступні викладки. Така муфта (рис. 1.9) містить внутрішню напівмуфту-маточину 1, на якій закріплені радіально розташовані циліндричні пальці, на які з можливістю переміщення встановлені своїми циліндричними отворами колодки 2 з конічною зовнішньою поверхнею. Колодки 2 під дією відцентрової сили мають можливість взаємодії своїми конічними поверхнями з конічною внутрішньою поверхнею зовнішньої чашоподібної напівмуфти 3.

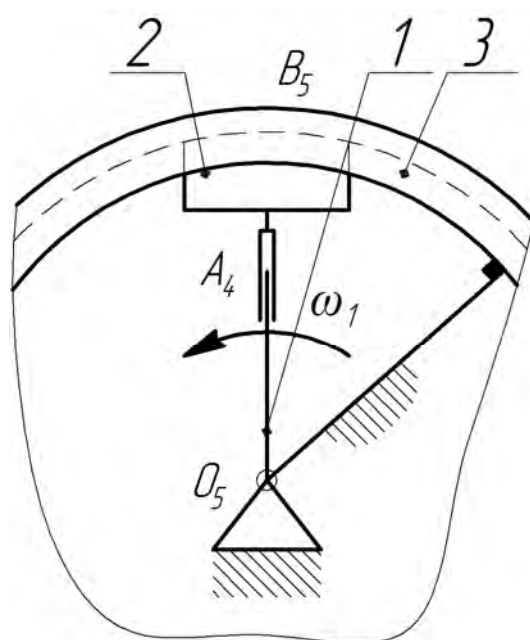


Рисунок 1.9 – Структурна схема базового механізму муфти в період пуску

Кількість надлишкових зв'язків у кожному елементарному (маточина + колодка) механізмі муфти під час її пуску (рухомими є тільки ведуча напівмуфта 1 та колодка 2) дорівнює

$$\begin{aligned} q_{\text{ФМП}} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 1 + 5 \times 2 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 2 = 3. \end{aligned}$$

де  $W = 1$  – кількість ступенів вільності (обертання маточини 1);

$n = 2$  – кількість рухомих ланок;

$P_5 = 2$  – число кінематичних пар п'ятого класу ( $O_5, B_5$ );

$P_4 = 1$  – число кінематичних пар четвертого класу ( $A_4$ ).

Під час усталеної роботи муфти (рис. 1.10) за рахунок обертання чашоподібної напівмуфти кількість надлишкових зв'язків становить

$$\begin{aligned} q_{\text{ФМР}} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \times 3 + 4 \times 1 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 3 = 3, \end{aligned}$$

де  $W = 2$  – кількість ступенів вільності (одна загальна рухомість механізму і одна місцева рухомість чашоподібної напівмуфти 3);

$n = 3$  – кількість рухомих ланок;

$P_5 = 3$  – число кінематичних пар п'ятого класу ( $O_5, B_5, C_5$ );

$P_4 = 1$  – число кінематичних пар четвертого класу ( $A_4$ ).

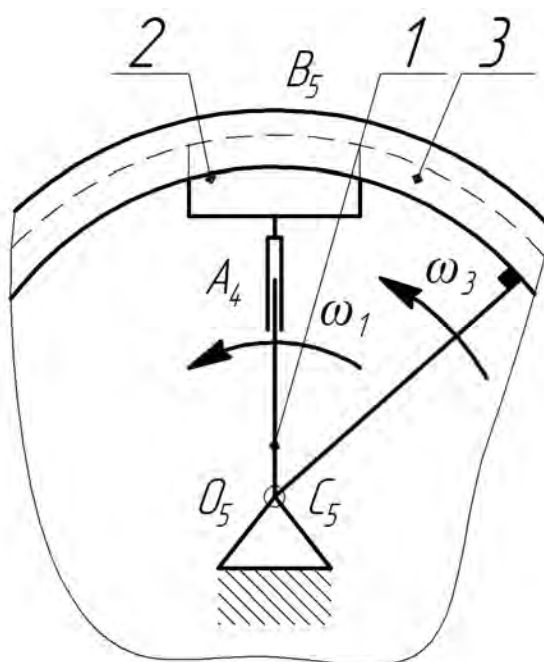


Рисунок 1.10 – Структурна схема базового механізму муфти в період усталеної роботи

Серед запобіжних муфт, що працюють за принципом зачеплення особливе місце займають профільні муфти. Основи теорії та практики таких муфт розроблялися зокрема професором МВТУ ім. Баумана М.М. Івановим (м. Москва) та його аспірантом (нині к.т.н., професором) Д.Л. Льозіним (м. Новосибірськ) [90, 91]. Конструкція та принцип роботи таких муфт

зрозумілий з їх схеми (рис. 1.11) і полягає у зачепленні роликів встановлених на пружних елементах у ведучій напівмуфті з виступами профільного отвору веденої напівмуфти у період усталеної роботи під номінальним навантаженням та перекочування роликів по цих виступах за рахунок подолання пружних сил від пружних елементів у період дії перевантажень. У варіанті I пружними елементами є призматичні стрижні, що працюють на згин, а у варіанті II - еластомірні вставки роликів, що працюють на стиск.

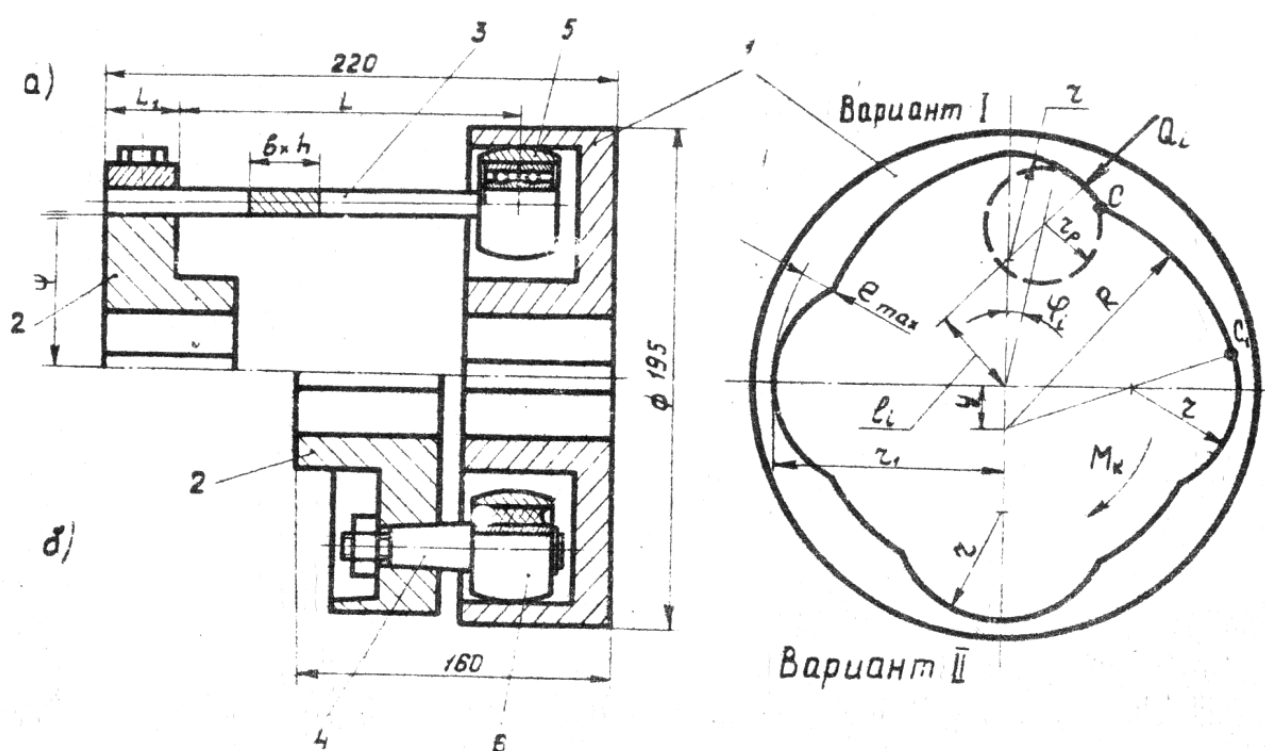


Рисунок 1.11 - Загальний вид профільної запобіжної муфти  
(у двох варіантах)

Конструкція таких муфт не містить фрикційних елементів, що визначає їх високу навантажувальну здатність, проте характеризується недоліками, що пов'язані із існуванням надлишкових зв'язків у їх механізмах. Наявність цих факторів знижує безвідмовність описаних пристроїв.

Розглянемо усталений режим роботи муфти, як найбільш характерний для неї. При цьому обертаються обидві напівмуфти разом з пружними елементами та роликами, які в такому випадку є нерухомими. Визначимо

кількість надлишкових зв'язків у кожному елементарному механізмі «ведуча напівмуфта-ролик-ведена напівмуфта» в усталеному режимі.

Структурна схема механізму муфти під час усталеного режиму роботи показана на рис. 1.12. При цьому кількість рухомих ланок становить  $n = 2$  – це ведуча напівмуфта 1 і ведена напівмуфта 2, кількість кінематичних пар п'ятого класу становить  $P_5 = 2$  ( $A_5$  та  $C_5$ ), кількість кінематичних пар третього класу  $P_3 = 1$  ( $B_3$ ), кінематичні пари інших класів відсутні ( $P_4 = P_2 = P_1 = 0$ ).

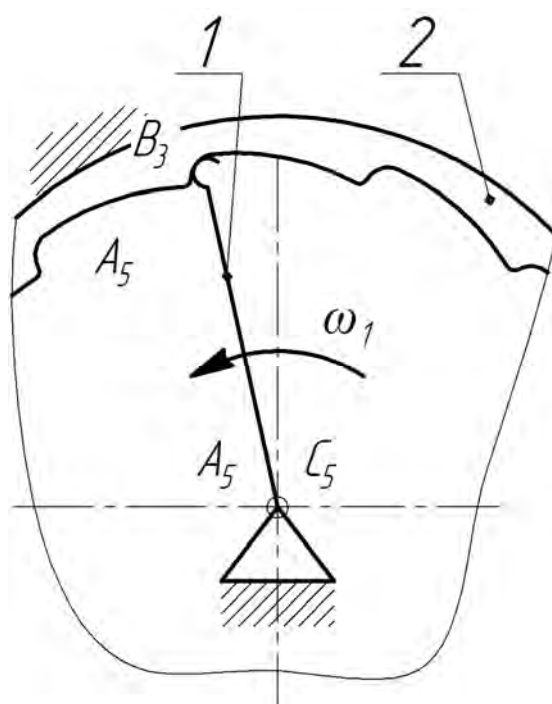


Рисунок 1.12 - Структурна схема механізму базової муфти

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 2 + 0 + 1 + 0 + 0 = 3.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \cdot 2 + 2 \cdot 0 + 3 \cdot 1 + 4 \cdot 0 + 5 \cdot 0 = 5.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана

$$k = P - n = 3 - 2 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу



$$W = N - \sum r_i = 6 - 5 = 1,$$

де  $N = 5$  – кількість однорухомих кінематичних пар (в даному випадку дорівнює сумі рухомостей  $f$ ).

$r = 4$  – ранг осей незалежного контура.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти за формулою Сомова-Малишева

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 1 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 0 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 0 + 0 - 6 \cdot 2 = 2. \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 1 + 6 \times 1 - 5 = 2.$$

Таким чином, механізм муфти під час її роботи не позбавлений 2 зайвих зв'язків, наявність яких і спричиняє нерівномірне навантаження роликів та відповідно низьку компенсуючу здатність муфти. Тобто для зменшення кількості надлишкових зв'язків та підвищення безвідмовності муфт можна запропонувати зменшення класу кінематичних пар механізму муфти, наприклад за рахунок сполучення її ланок гнучкими елементами.

### **1.6. Конструкції та відмови пружних елементів стиску (на прикладі вантажопідійомних машин)**

Одними із найбільш навантажених та відповідальних елементів сучасних вантажопідійомних машин є буфери, оскільки від їх працездатності залежить безпека всієї машини, вантажу, кранівника. Тому конструюванню буферів у підйомно-транспортному машинобудуванні приділяється значна увага. Це привело до появи багатьох конструкцій загальним призначенням яких є одне – поглинути кінетичну енергію рухомої машини при підході її до кінцевих ділянок шляху чи сусіднього крана. На сьогодні відомі такі конструкції буферів [92, 93]:

1. Еластомірні (гумові, поліуретанові);
2. Пружинні;

3. Пружинно-фрикційні;
4. Гідравлічні;
5. Гідропневматичні.

Найбільш поширені у сучасних кранах гумові буфери через їхню простоту та порівняно невисоку вартість (поліуретанові буфери приблизно втричі дорожчі гумових). Іншими перевагами є висока контролепридатність (раптово такі буфери як правило не руйнуються), та відсутність різкої віддачі (переводять до 50% енергії у тепло). Недоліками цих конструкцій є схильність до старіння матеріалу буфера, низька довговічність [94, 95] (рис. *B.1, додаток B*), та велика осадка під навантаженням.

Пружинні буфери характеризуються високою довговічністю, спроможністю працювати при низьких чи високих температурах та вдвічі меншою осадкою порівняно із гумовими, однак здатні до раптового руйнування та мають різку віддачу через низьку власну демпфуючу здатність [96].

Демпфування досягається запровадженням комбінованих пружинно-фрикційних конструкцій, які частину поглинутої енергії переводять у тепло і тому мають меншу віддачу. Додаткове підвищення розсіяння буферами енергії досягається побудовою фрикційно-пружинних буферів, в тому числі конструкцій, що містять проміжні третєві елементи, наприклад кулі, що дозволяє частково розсіяти енергію на тертя між ними [97]. Разом із тим такі конструкції схильні до заклинювання, потребують постійного догляду та характеризуються високою складністю через велику кількість складових елементів.

Описані недоліки буферів, що містять класичні металеві та неметалеві пружні елементи призвели до появи більш складних конструкцій. Найбільш досконалими за функціональними параметрами (висока енергоємність, невеликий хід, майже повна відсутність віддачі) є гідравлічні та гідропневматичні буфери [98]. Осадка цих буферів практично в два рази менша ніж у пружинних. Такі буфери містять силові елементи (гідроциліндри, ємності), а також трубопроводи, що підвищує складність конструкцій та

зменшує їх надійність, крім цього їх характеристики залежать від температури. Тому широкого розповсюдження ці прогресивні конструкції у вантажопідйомній техніці поки не набули через їх складність та високу вартість.

Намагання зменшити навантаження на буферні пристрої привело до розвитку різного роду енергонакопичувальних систем гальмування кранів, найпростішими з яких є системи гравітаційного типу з прямо- та криволінійними напрямними [99, 100], а також гравітаційно-фрикційні системи з додатковим зовнішнім тертям [101, 102]. Більш компактними але і складними є системи маховичного типу, що перетворюють кінетичну енергію руху крана в кінетичну енергію обертового маховика [103].

Наочною є ілюстрація (рис. В.2) основних функціональних характеристик різних типів буферів (діаграма роботи буферів) побудована проф. П.З Петуховим [96] за умови рівності їх енергоємності  $E_{кб}$  (автором названа частиною кінетичної енергії крана, що передається на один буфер).

Кожна діаграма є фактично характеристикою (навантаження-осадка) пружного елемента буфера при стиску, а заштрихована площа під кривою навантаження в масштабі рівна енергоємності буфера. Всі буфери крім гідравлічного мають площу під кривою навантаження у вигляді трикутника, у гідравлічного буфера вона має вигляд трапеції. Тому при рівних площах більша основа трапеції (осадка гідробуфера) менша ніж катет трикутника (осадка інших типів буферів). Це досягається за рахунок кусочно-лінійної характеристики гідробуфера із крутою характеристикою на початку роботи.

Іншим наочним прикладом застосування пружних елементів у вантажопідйомних машинах є розроблені під керівництвом к.т.н., проф. М.П. Колісника пружно-демпфуючі підвіски [104], які застосовуються для зниження навантажень на канати та елементи металоконструкції, зокрема при роботі із вібровантажами. Відомі конструкції містять пружинні або еластомірні пружні елементи (рис. В.3) і відповідно їм властиві згадані вже недоліки цих елементів.

Отже, на прикладі вантажопідйомних машин показано, що основні вади пружних елементів пояснюються вадами застосованих матеріалів - схильність до старіння та низька довговічність неметалевих пружних елементів та низька демпфуюча здатність металевих пружних елементів, що призвело до появи складних комбінованих пристроїв, що ставить іншу задачу - створення простих за конструкцією та ефективних пружних елементів. Актуальною також є задача створення пружних елементів, що мають змінну характеристику як в залежності від навантаження так і від швидкості, що дозволить ефективніше розв'язувати задачі амортизації ударів та гасіння вібрацій.

### **1.7. Еволюція та сучасні підходи до створення пружних елементів машин змінної жорсткості**

Задача створення пружних ланок, що мають змінну жорсткість привела дослідників до розробки ряду оригінальних пристроїв: муфт, пружних елементів, вантажних підвісок, різного роду амортизаторів та ін. з огляду на їх можливість ефективно знижувати динамічні навантаження машин. Зокрема в роботі [105] на прикладі екскаватора Э-652 показано, що в процесі підйому вантажу з без пружного елемента у підвісці коефіцієнт динамічності канатів може сягати величини  $K_D = 3,9$ . Для баштового крана КБ-100 в цьому випадку  $K_D = 1,59$ . В роботі також виконані розрахунки та експерименти для випадків пружної підвіски вантажу (рис. В.4), які показали, що найкращий ефект дає установка амортизатора з «м'якою» характеристикою – коефіцієнти динамічності при цьому сягають значень 1,36 та 2,36 відповідно (рис. В.5). Вказана характеристика реалізована за рахунок застосування в амортизаторі бочкоподібних гумових пружних елементів. Нелінійність характеристики таких пристроїв обумовлена нелінійною характеристикою еластомірів при деформації.

Подібні ж результати отримані для пружного зчепного пристрою автотранспортних засобів [106]. Тут теоретично показано та експериментально

підтверджено, що за рахунок власної нелінійної пружної характеристики застосованих гумових елементів вдалося знизити динамічне зусилля на зчепний пристрій при рушанні в 1,2...1,5 рази порівняно зі зчепним пристроєм оснащеним гвинтовою пружиною постійної жорсткості та в 5,0...6,0 разів порівняно з базовим жорстким зчепним пристроєм. Очевидні недоліки неметалевих пружних елементів стали причиною розвитку пристроїв з нелінійною характеристикою, оснащених класичними металевими елементами, причому нелінійність їх характеристики досягається забезпеченням різних видів функціональної взаємодії пружних елементів та базових несівних елементів цих пристроїв (зокрема напівмуфт).

Так муфти, що мають змінну жорсткість, ведуть свій родовід від муфт з пружним стрижнями та змієподібною пружиною [5, 8, 11, 12], де конструкцією напівмуфт забезпечена зміна точки прикладання навантаження до пружних елементів, що працюють в цьому випадку на згин, чим і досягається зміна їх деформації та відповідно крутильної жорсткості муфти. Сучасні пристрої подібного типу реалізують зміну точки прикладення навантаження в тому числі за рахунок керованого переміщення силових елементів в залежності від зовнішнього навантаження на них. Зокрема проф. І.І. Сидоренком розроблено гамму таких пристроїв, в тому числі муфт [107] з пружними елементами у вигляді плоских пружин (рис. В.6).

Цікавими є конструкції муфт із гвинтовими пружинами стискання, що реалізують ділянку квазінульової жорсткості – їх еволюція почалася за рахунок удосконалення муфт з хордально розташованими пружинами типу «Карделіс». Одними з піонерів у дослідженні квазінульових муфт можна вважати представників Харківської школи (ХШ) на чолі з к.т.н., проф. М.Ф. Кіркачем.

Під його керівництвом учнями В.С. Гапоновим, С.Л. Пановим, В.М. Рогачевським та ін. [108 - 111] обґрунтовані основні параметри таких муфт «осьового» та «радіального» типів, оснащених гвинтовими пружинами, при чому в муфтах другого типу пружини були розташовані тангенціально у площині перпендикулярній осі муфти (рис. В.7). Робота по дослідженню

вказаних муфт та інших подібних пристроїв була продовжена та розвинена професорами Ф.К. Іванченком [112], Г.В. Архангельським [113, 114], С.Г. Нагорняком [115, 116], В.Р. Пасікою [117].

Такі муфти мають вузьку ділянку квазінульової жорсткості та чутливі до неспіввісності напівмуфт, тому під керівництвом проф. Є.В. Харченка [118, 119] створені конструкції гідрофікованих муфт, в яких ділянка квазінульової жорсткості розширена. Останні конструкції (рис. В.8) однак мають високу складність і поширення не набули.

Змінну жорсткість пружних ланок також можна забезпечити послідовним навантаженням пружних елементів [120-113]. Такий принцип організації функціональної взаємодії пружних елементів та напівмуфт використано видатним Українським винахідником доц. М.С. Тривайлом при створенні муфт (рис. В.9), а також останнім часом [122] пропонується використовувати його для створення пружних елементів підвісок транспортних засобів (рис. В.10). У описаних вище пружних ланок машин за рахунок організації послідовного навантаження пружних елементів вдається отримати "жорстку" характеристику пружної сили від деформації, що знижує їх практичну цінність. Що стосується муфт з квазінульовою жорсткістю, то застосування послідовного навантаження пружних елементів дало можливість розширити у них ділянку квазінульової жорсткості [111, 113]. У всякому разі, конструкції що містять класичні металеві пружні елементи (стрижні, пружини) зберігають недолік, пов'язаний з недостатністю демпфування, що пояснюється незначним внутрішнім тертям сталі та відсутністю в описаних конструкціях зовнішнього конструкційного тертя.

Ця обставина стала причиною створення різного роду достатньо складних комбінованих конструкцій пружних елементів газогідравлічного та гідравлічного типу, де демпфування досягається дроселюванням робочої рідини [124, 125].

Більш широкими можливостями щодо регулювання характеристики володіють пристрої активного типу із підведенням зовнішньої енергії і зміни за

рахунок цього пружної характеристики. Такі муфти розроблялись також представниками школи М.Ф. Кіркача [126, 127], а подібні конструкції запобіжного типу проф. М.І. Хрисановим [128, 129]. Такі пристрої мають своєю основою епіциклічну передачу із підпружиненим корончастим колесом (рис. *B.11*) 2, що сполучене з основою 4 також важелем 6, що виконує функцію давача навантаження і сполучений з блоком управління 7, що в залежності від навантаження дає сигнал на рухому опору 5 пружини, змінюючи її нахил і таким чином пружний момент на колесі 2. Такі пристрої широкого розповсюдження не набули через їх високу вартість, складність механічної частини та наявність системи керування, тому їх сферу застосування слід шукати в тих випадках, коли описані раніше пасивні пристрої на основі класичних пружних елементів не зможуть забезпечити виконання потрібних функцій.

Відомі на сьогодні способи забезпечення змінної (нелінійної) жорсткості пружних ланок машин створених на основі класичних пружних елементів універсальної конструкції із власною лінійною характеристикою, для випадку застосування їх у муфтах, проф. І.І. Сидоренком в [130] узагальнено до таких (саме у [130] їх названо способами організації функціональної взаємодії пружних елементів та базових елементів):

- а) послідовне навантаження пружних елементів;
- б) «нетрадиційний» спосіб навантаження пружних елементів;
- в) забезпечення змінного положення точки (лінії) прикладення навантаження до пружного елемента.

До способу в) віднесено в роботі [130] і власні розробки автора [131-135] (рис. *B.12*) де забезпечується поворот пружних елементів (стрижнів) в залежності від зовнішнього навантаження і зміна орієнтації головних осей перерізу пружних елементів до постійного напрямку колової сили, що їх згинає (рис. *B.13*).

Такі пристрої у [130] справедливо названо активними віброізолюючими пристроями з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з

моментом, що передається, оскільки керування жорсткістю в таких пристроях забезпечується в залежності від зовнішнього силового навантаження на них та виконується самим цим навантаженням, яке в такому випадку виконує і роль контрольованого параметру і роль керуючого впливу на жорсткість.

В той же час, наведені в даному підрозділі та в [130] приклади конструктивних рішень, що згадані при формулюванні наведеної у [130] класифікації підтверджують її недостатню чіткість та формалізованість, що ускладнює реалізацію системного підходу у синтезі нових технічних рішень. Так наведені в [130] приклади конструкцій, віднесені у зазначеній класифікації до б) (рис. В.7) і в) (рис. В.6, рис. В.12) фактично можуть бути обидва віднесені до способу в), оскільки конструкції по типу [108, 109] (рис. В.6), які в наведеній класифікації [130] віднесено до випадку б) як раз реалізують зміну лінії прикладення навантаження до пружних елементів за рахунок зміни кута нахилу цієї лінії до осі гвинтових пружин.

Ці обставини вимагають уточнення або розроблення нової класифікації способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок з метою формалізації опису та організації системного створення цих технічних рішень спочатку на рівні структурного синтезу. При розробленні нової класифікації необхідно передбачити можливість створення пристроїв зі зміною характеристик не тільки залежно від зовнішнього навантаження, а й від інших параметрів, зокрема швидкості.

### **1.8. Еволюція формування моделі зведеної жорсткості сталевих канатів та перспективи застосування їх для пружних ланок машин**

Напевно можна вважати, що перспективність "нетипового" застосування сталевих канатів як пружних елементів машин розглядалася інженерами та науковцями практично з початку широкого вжитку їх у промисловості (середина XIX століття) паралельно зі спостереженням за їх роботою на шахтах та кранах. На користь цього твердження свідчить те, що перші патенти, якими були захищені конструкції муфт з гнучкими елементами та різного роду гнучкі вали на основі канатів, відносяться до початку XX століття [136, 137], що варто пов'язати з початком експериментальних досліджень канатів. Перші дослідження по визначенню згинальної жорсткості різноманітних канатів [138] провадилися



при вільному їх згині без осьового натягу. Однак відстань між опорами (прольот  $l$ ) при цьому вибиралась набагато більшою ніж діаметр каната ( $d_k$ ), а прогини ( $f$ ) мали незначну величину. Основним результатом цих досліджень являється висновок про те, що згинальна жорсткість ненатягнутого каната приблизно дорівнює сумі згинальних жорсткостей всіх дротин  $\Sigma EI$ . Для типових випадків застосування сталевих канатів у натягнутому стані цей висновок особливого значення не має, однак він став першим етапом для розуміння моделі формування зведеної жорсткості сталевого каната.

З першої чверті-третьої ХХ століття технічні рішення на основі канатних пружних елементів патентуються частіше [139-145], що очевидно пов'язано з початком системних досліджень сталевих канатів [146-150], оцінки їх властивостей та намагань встановити закономірності їх внутрішньої механіки. Джерелом успіху застосування канатів як пружно-демпфуючих елементів стали спостереження за роботою канатів на вантажопідйомних машинах, зокрема зворотний перегин канатів на блоках, їх кручення та затухання коливань підвішених на них вантажів. Ці спостереження стали причиною дослідження їх жорсткості та внутрішнього тертя. Найбільш ґрунтовні дослідження виконані вітчизняними ученими, професорами П.П. Нестеровим, Б.С. Ковальським, М.Ф. Глушком, В.Т. Козловим, С.Т. Сергеевим, В.А. Малиновським, І.М. Чаюном та продовжують виконуватись їх учнями, співробітниками та послідовниками.

Жорсткість натягнутих канатів досліджувалась багатьма вченими. Вже дослідження спіральних канатів показали залежність їх згинальної жорсткості від зусилля натягу  $F_n$  [146]. Великий обсяг досліджень в цьому напрямку проведений проф. Б.С. Ковальським та його учнями [147, 148]. Ними була експериментально досліджена згинальна жорсткість канатів подвійної звивки типів ТК, ЛК, ТЛК. Канати досліджувались в умовах малого згину: розтягувались між двома опорами, відстань між якими набагато перевищувала діаметр каната, і навантажувались посередині зосередженою силою від вантажу, після чого замірялися прогини. Відносні прольоти знаходились в межах  $l/d_k = 32 \dots 110$ . Встановлено, що на жорсткість впливає спосіб від прикладення навантаження (безперервно чи ступінчасто), тому вплив внутрішнього тертя виключався за рахунок постукування по вантажу. Вказані дослідження, разом з рядом інших [149 - 156] для різних типів канатів, дозволили сформулювати висновок про зростання згинальної жорсткості при збільшенні

осьового навантаження. Залежність згинальної жорсткості від натягу в загальному випадку є нелінійною. Помітний вплив на нелінійність має відносний прольот  $l/d_k$  – чим коротший канат, тим сильніше виражена нелінійність. Жорсткість каната залежить від зсувів дротів та неоднакова в місцях закріплення кінців та на ділянках прикладення навантажень. Вона допускає часткову лінеаризацію в діапазоні навантажень, що відповідають середнім напруженням  $\sigma_p = 100 \dots 350$  МПа.

Описані досліді виконувались при великих прольотах і малих прогинах, що відповідають умовам експлуатації канатів у підвісних канатних дорогах. Необхідність дослідження та проектування пристроїв, в яких канати піддаються великим прогинам при малих прольотах, а саме – канатних амортизаторів шахтних вагонеток [157], послужила причиною проведення інших дослідів [158, 159]. Вони були виконані в умовах, подібних до роботи канатів у амортизаторах – канат натягували між двома роликками і навантажували посередині третім роликком, заміряли прогини. Досліді виконувались при навантаженнях, що відповідали середнім напруженням розтягу  $\sigma_p = 100 \dots 220$  МПа, при відносних прольотах  $l/d_k = 11,6 \dots 25$ , відносних прогинах  $f/d_k = 0,5 \dots 20$ . Значення згинальної жорсткості обчислювались за теоретично отриманою, за рахунок розгляду пружної лінії зігнутого каната, формулою. Після обробки результатів було встановлено, що приріст згинальної жорсткості збільшується з ростом відносного прогину та зі зменшенням відносного прольоту. При великих значеннях відносного прольоту  $l/d_k \geq 22$  його вплив на згинальну жорсткість стає малопомітним. При відносному прогині  $f/d_k \leq 1$  згинальна жорсткість залишається практично постійною (при  $\sigma_p = 45$  МПа).

Проф. М.Ф. Глушко отримані фундаментальні диференційні рівняння статички та динаміки каната [160]. На основі цих рівнянь, розглянувши аналогію згину каната і щільно звитої пружини, проф. М.Ф. Глушко вперше аналітично розкрив механізм приросту пружної згинальної жорсткості канатів одинарної та подвійної звивки в залежності від їх натягу [161, 162]. Результатом ґрунтовних досліджень проф. І.М. Чаюна [163-164] став метод розрахунку несівної здатності канатів, у них, серед іншого, вперше аналітично встановлено вплив натягу каната та кривизни його згину на згинальну жорсткість. В рамках нового методу запропоновано методикку складання матриць жорсткості каната та деформації дротів, що значно розширило уявлення про властивості елементів

канатів, їх взаємний вплив, та дозволило спростити розрахунки на ЕОМ. Комплекс описаних експериментальних та теоретичних досліджень дозволив розв'язати багато важливих задач в галузі піднімально-транспортного машинобудування [167-170] за рахунок розширення уявлення про механізм пружної жорсткості, та став другим вирішальним етапом у створенні сучасної моделі формування зведеної жорсткості сталевих канатів.

В цей же час активного розвитку набувають дослідження внутрішнього тертя в канатах та відповідно використання цієї властивості їх на користь машинобудування. Піонером цих досліджень для поперечних коливань канатів став знову проф. Б.С. Ковальський та його співробітники [171, 172]. Практика застосування сталевих канатів як демпфуючих елементів машин розвинена представниками Одеської школи, зокрема доц. Р.В. Зелюковою та Б.І. Івашиним [173-175], якими запропоновано використовувати канати, що працюють в умовах згинальних коливань, як демпфуючі елементи технологічного оснащення, зокрема токарних патронів і підвищувати за рахунок зменшення вібрацій при точінні якість обробленої поверхні, теоретично обґрунтовано доцільність такого оснащення та досягнуто практичних результатів щодо підвищення точності обробки та технологічних режимів при точінні.

Дослідження механічного гістерезису за повздовжньо-крутильних коливань канатних віброізоляторів також виконано доц. Р.В. Зелюковою [176-177]. Тут експериментально досліджено крутильні коливання канатів  $6 \times 19$  та  $6 \times 37$  діаметром 15,5...28,0 мм при довжинах 460...820 мм (величина відносного прольоту  $l_k/d_k \approx 30$ ) та виконане оброблення результатів, де показано, що канати характеризуються інтенсивним розсіянням енергії коливань за рахунок наявності механічного гістерезису, петля якого може бути апроксимована еліпсом. Отримано вирази для обчислення логарифмічного декременту в залежності від частоти та амплітуди коливань. Очевидно, що користування отриманими результатами доцільне для канатних систем, де відносний прольот знаходиться в межах  $l_k/d_k \approx 30$ . Для муфт, що розроблятимуться в даній роботі значення відносного прольоту не перевищуватиме  $l_k/d_k = (6...15)$ . При таких відносних прольотах експерименти, щодо визначення характеристик гістерезису канатів провести надзвичайно складно чисто практично, тому при вирішенні задач розроблення основ

проектування муфт з розташуванням канатів у торцевій площині наявність гістерезису не враховуватимемо, що вноситиме похибку в безпечну сторону, тобто в запас міцності, а розсіяння енергії в канатах при цьому однозначно сприятиме підвищенню їх працездатності в умовах динамічних навантажень.

Третій етап створення сучасної моделі формування зведеної жорсткості сталевих канатів, реалізований, на основі великого обсягу експериментальних і теоретичних досліджень [178-187] виконаних проф. В.А. Малиновським та його співробітниками. Ним запропоновано квазіпружну розрахункову модель сталевих канатів, в якій зведена жорсткість складається з двох компонент – пружної, дослідженої на першому та другому з описаних етапів, та трибожорсткості від внутрішнього конструкційного тертя дротів і сталок у канаті.

Так, для розтягувальної жорсткості  $\bar{A}$  та крутильної  $\bar{G}$  жорсткості В.А. Малиновським записано вирази:

$$\bar{A} = A \pm a, \quad (1.1)$$

$$\bar{G} = G \pm g, \quad (1.2)$$

де  $A$  – пружна розтягувальна жорсткість;

$a$  – трибожорсткість при розтягу;

$G$  – пружна крутильна жорсткість;

$g$  – трибожорсткість при крученні.

Створення цієї наочної моделі, яка найбільш повно враховує фізичні процеси, що протікають в сталевому канаті при його навантаженні, дозволила пояснити багато явищ динаміки канатних систем, до цього часу не зрозумілих, та зробити крок до вирішення багатьох інших важливих завдань їх динаміки, конструювання та енергозбереження [188].

Масив отриманих, на протязі формування уявлення про модель жорсткості сталевих канатів, результатів, в тому числі останніх [189, 190] став підставою не тільки до розроблення нових типів канатів, в тому числі адаптованих, уточненої оцінки напружено-деформованого стану канатів, а й до все більш широкого обґрунтованого, а не інтуїтивного, застосування канатів в якості демпфуючих елементів машин різного типу, зокрема ізоляторів вібраційних машин бурової та шахтної галузі [191, 192], віброізолюючих опор

суднових дизелів та інших машин [193, 194], муфт для сполучення валів та інших пристроїв [195-201].

З огляду на викладені дані про конструкції та відмови сучасних постійних та запобіжних муфт та інших пружних ланок машин постійної та змінної жорсткості, а також масив даних про дослідження та властивості сталевих канатів, автором виділяються наступні перспективи їх застосування в якості пружних елементів сучасних ланок машин, що формують резерв для подальших досліджень:

1. Висока міцність канатів (поширені канати мають маркувальну групу до  $\sigma_b = 3000$  МПа), що може дати можливість побудувати компактні складальні одиниці на їх базі.

2. Канати при високій міцності є гнучкими (модуль пружності при розтягу вдвічі менший за модуль пружності сталі), що може дозволити забезпечення самоустановки деталей ними сполучених, зменшити кількість надлишкових зв'язків та знизити нерівномірність розподілу навантаження між деталями, що передають навантаження паралельними потоками.

3. За рахунок високої міцності канати не потребують розподіленого закріплення (як пружні мембрани чи тороподібні елементи муфт), що може дати можливість зменшити кількість та спростити конструкцію затискних елементів для їх прикріплення до несівних деталей, а відтак і зменшити витрати часу та ресурсів на технічне обслуговування та ремонт пружних ланок машин з канатними елементами, що адекватно підвищенню їх ремонтпридатності.

4. Здатність розсіювати енергію коливань за рахунок наявності трибожорсткості, що може дати можливість використовувати їх для гасіння вібрацій.

5. Коефіцієнт теплопровідності сталі, з якої виготовляється канатний дріт ( $\lambda \approx 45$  Вт/(м×К)) має величину в десятки разів більшу за коефіцієнт теплопровідності еластомірних матеріалів, з яких виготовляються пружні елементи сучасних машин (поліуретан T-PUR  $\lambda \approx 0,3$  Вт/(м×К)), що може дозволити ефективно відводити тепло, яке виділилось в результаті розсіяння енергії за рахунок внутрішнього тертя.

6. Канатам властива гвинтова анізотропія, а для їх зведеної жорсткості справедлива квазіпружна модель, кожна зі складових якої (пружна жорсткість та трибожорсткість) є багатofакторним чинником, а значить допускає зміну

жорсткості каната і відповідно формує можливість побудови на базі сталевих канатів пружних ланок змінної жорсткості.

7. За механізмом передачі навантаження канати можуть бути уподібнені до «багатозахідних пружин», витки яких (сталки) розташовані у шаховому порядку і самі мають виту конструкцію. При роботі каната силові потоки передаються паралельно по сталках (розчленування на дротини не враховуємо для спрощення), що робить їх більш безвідмовними ніж інші пружні ланки, наприклад спіральні пружини. Проілюструємо це розрахунком. Нехай вірогідність безвідмовної роботи пружини становить  $P_n = 0,90$ . Тоді вірогідність безвідмовної роботи найбільш поширеного шестисталкового каната, за умови рівномірного розподілу навантаження між сталками та рівності вірогідності безвідмовної роботи кожної сталки вірогідності безвідмовної роботи пружини (насправді безвідмовність сталки вища за рахунок будови її із дротин), як паралельної системи [71, 72] становитиме  $P_k = 1 - (1 - P_n)^6 = 1 - (1 - 0,90)^6 = 0,999999$ .

8. Досліди, виконані автором [198] при дослідженні стиску сталевих канатів дозволили побудувати їх характеристику (рис. 1.13). Ця характеристика полого "м'яка", а площа під нею подібна до трапеції, що формує умову для перспективного використання стиснутих сталевих канатів у віброгасниках та амортизаторах [200, 201].

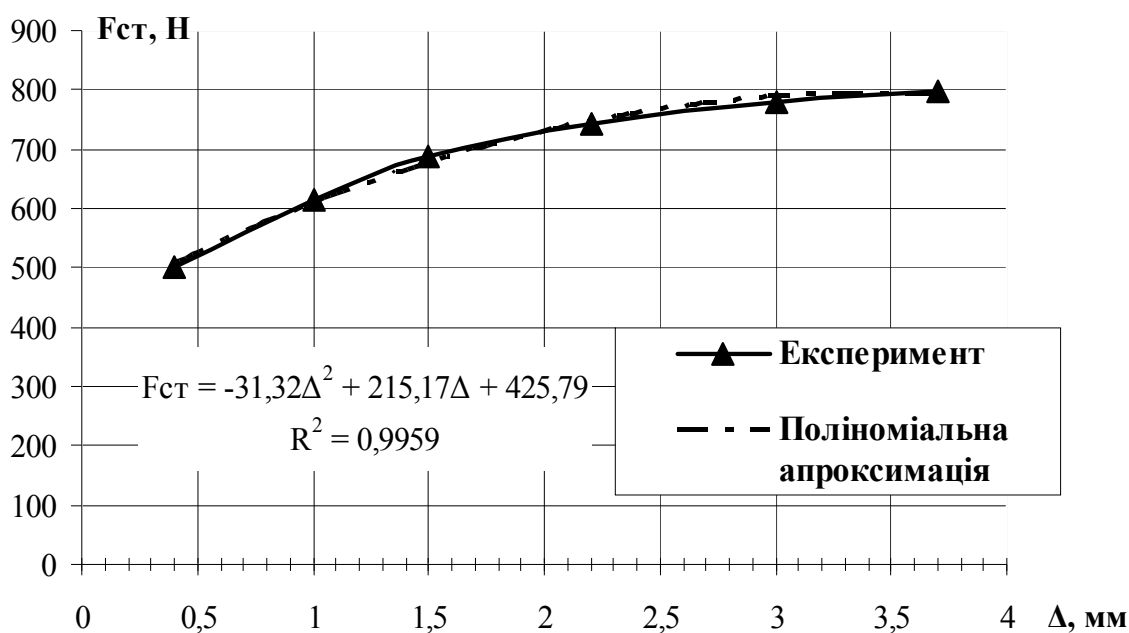


Рисунок 1.13 – Експериментальна характеристика каната при стиску

9. Сталеві канати не схильні до деградації властивостей, як гумові елементи, а також є більш контролепридатними ніж наприклад звичайні гвинтові пружини – близькість критичного стану каната можна діагностувати по зовнішній корозії та кількості обірваних дротин.

10. Канати масово виготовляються промисловістю України, що може дати можливість будувати ресурсозберігаючі конструкції елементів машин, в тому числі за рахунок використання ділянок відбракованих канатів.

### **1.9. Еволюція досліджень пружних ланок машин з канатними елементами**

Початок широких досліджень та застосування віброізоляторів з канатними елементами, як і багато інших прогресивних технічних рішень, зародився від розвитку електронної техніки та космічних програм, а саме створення орбітального телескопа «Хаббл» (Hubble Space Telescope), який було запущено 24 квітня 1990 року з бази на мисі Канаверел.

До того часу ізолятори з канатними елементами гвинтової форми (тип «Helical») (Додаток Г, рис. Г.1) обмежено використовувались у військовій техніці, зокрема на тактичному бомбардувальнику «General Dynamics F-111», крилатих ракетах «Томагавк» (Tomahawk Land Attack Missile), інформаційно-керуючій системі «Іджис» (Aegis Combat System), 155-мм самохідній артустановці М-109.

В цих виробках американського ВПК, як і на дослідницькому літаку «Lockheed WP-3D Orion» Національного управління океанічних та атмосферних досліджень (National Oceanic and Atmospheric Administration), вони використовувались для зменшення вібрацій і захисту систем бортової електроніки (рис. Г.2). На космічному човнику «Шатл» (Space Shuttle orbiter) описані віброізолятори застосовувались для захисту витратомірів робочих рідин, а також на установках для дослідження його двигунів для захисту від вібрації трубопроводів підведення води. Набагато менше але також достатньо було також прикладів цивільного застосування канатних віброізоляторів. Вони

використовувались зокрема на літаках загального призначення фірм «Piper» та «Cessna», мотовсюдиходах, віброізолюючих опор обладнання морських бурових платформ та різного роду віброзахисних контейнерів з дослідницьким обладнанням. Але все ж-таки 90% таких пристроїв встановлювались на продукцію військового призначення. Тому компанії-виробники сталевих канатів шукали способів розширення продажів своїх виробів для невійськових цілей, особливо у зв'язку зі скороченням оборонних бюджетів, що було характерно для 80-х років ХХ століття. Зокрема компанія «Shock and Vibration Products, Inc.», що спеціалізувалась на виробництві гвинтових канатних віброізоляторів вважала, що ключем до відкритого продажу таких виробів є їх всебічне дослідження та розроблення методів проектування та виробництва [202].

На основі накопиченого досвіду було очевидним перспективне застосування на інших космічних транспортних засобах і такому відповідальному проекті як «Хаббл». Тому наприкінці 1980-х років NASA University виділив грант на дослідження систем віброізоляції на базі сталевих дротяних канатів. Було створено партнерську програму між NASA University, фірмою-виробником електронної техніки «Сперрі» (Sperry Corporation) та рядом невеликих фірм-виробників сталевих канатів та виробів із них. Метою партнерства стало розроблення математичних моделей та інструментів для створення віброізоляторів для застосування на телескопі «Хаббл» для захисту системи керування від впливу вібрації від чотирьох гіроскопічних маховиків (рис. Г.3) системи позиціонування телескопа, що мають частоту обертання близько 3200 об/хв., забезпечення їх застосування на інших космічних апаратах та розширити комерційні продажі подібних канатних систем.

Внутрішня механіка сталевих канатів достатньо складна, тому математичне моделювання їх роботи було визнано недоцільним та акцентовано увагу на експериментальних дослідженнях з метою їх подальшого узагальнення та розроблення аналітичної процедури прогнозування характеристик канатних віброізоляторів для конкретних випадків практичного застосування.

Грант було присуджено Обернському університету (Auburn University,



Alabama) для дослідження канатних пристроїв, обґрунтування їх параметрів та розроблення моделей на базі виконаних експериментів. Дослідження виконувались шляхом дослідження коливань блока, підвішеного на чотирьох канатних віброізоляторах типу «Helical» до граней призматичної рами всередині її. При цьому отримано дані про нелінійність жорсткості та демпфування таких пристроїв та розроблено модель для опису петлі гістерезиса. При цьому показано, що при роботі досліджуваних віброізоляторів на стискання з'являлися зазори між елементами каната, що призводило до зменшення розсіяння енергії та жорсткості віброізолятора, тоді як при розтягу спостерігались зворотні явища через збільшення точок контакту між елементами канатів [203, 204]. На подальших етапах досліджень розроблено напівемпіричну аналітичну модель, що описує роботу канатного віброізолятора гвинтового типу під осьовими навантаженнями [205]. Ці роботи дозволили отримати масив важливих даних і були схвально зустрінуті виробниками сталевих канатів, проте вони стосувались лише віброізолятора типу «Helical» за рис. Г.1 і виникла потреба у додаткових дослідженнях, які дозволили б розширити отримані результати на віброізолятори інших конфігурацій.

Подальші дослідження також були продиктовані необхідністю захисту електронної техніки від вібрації, але вібрації іншого роду – вібрації земної поверхні під час землетрусів. У 1991 році Національним науковим фондом США (National Science Foundation) було виділено гранти Університету Буффало (The State University at Buffalo). У розгорнутих дослідженнях вивчалися статичні та динамічні характеристики уже описаних віброізоляторів типу «Helical» та віброізоляторів аркового типу «Arch» (рис. Г.4).

Досліди [205, 206] виконувались для віброізоляторів описаних типів в залежності від кількості витків канатів та розмірів канатних ланок. При цьому характеристики віброізоляторів вивчалися при роботі їх на розтяг і стиск (tension/compression), зсув (shear) та перекочування (roll) (рис. Г.5), навантаження прикладалися статично та вібраційно з частотою 0,1; 1,0; 2,0 та 5,0 Гц, що відповідає параметрам вібрації під час землетрусів.

В результаті отримані статичні та динамічні характеристики

віброізоляторів описаних типів (рис. Г.6) при різних частотах та амплітудах (0,25; 0,50 та 0,75 дюйма) прикладання навантаження.

При цьому встановлено, що демпфування досліджених віброізоляторів зменшується зі збільшенням амплітуди переміщення. Коефіцієнт демпфування становить 0,1 для великих переміщень та близько 0,2...0,3 для невеликих переміщень (0,25 дюйма), що дозволило рекомендувати вказані канатні системи для захисту обладнання в спорудах за умови невеликих переміщень. Для опису гістерезису в описаних віброізоляторах використана модель Бук-Вена (Bouc-Wen) та з отриманих експериментальних даних обчислені коефіцієнти що в неї входять, але тільки для часткового випадку досліджених зразків віброізоляторів.

Останнім часом, крім описаних раніше активно досліджуються та впроваджуються наступні види канатних віброізоляторів - «Polycal» (рис. Г.7) та «Circular spring» (рис. Г.8).

В технічному університеті Ейндховена (Technische Universiteit Eindhoven, The Netherlands) досліджувались віброізолятори типу «Circular spring» (рис. Г.8) [207]. Виконані на розривній машині статичні дослідження дали можливість визначити середню ефективну жорсткість таких віброізоляторів, оцінити попередньо гістерезис та підтвердити очевидний висновок про те, що при розтягу такі конструкції жорсткіші ніж при стиску. Встановлено, що для опису гістерезису також придатна модель Бук-Вена та з отриманих експериментальних даних попередньо обчислені параметри для цієї моделі. Далі на етапі динамічних досліджень на вібростолі на досліджуваних канатних віброізоляторах встановлювалась масивна плита із давачами віброшвидкості та віброприскорення. В результаті цих досліджень показано, що при частотах коливань понад 15 Гц демпфування віброізолятора значно зростає. Ударні дослідження також показали відмінну роботу віброізоляторів, оскільки різниця між амплітудами збудження та відгуку амортизованого об'єкту становить близько 38 разів (на першому піку збудження).

Дослідження канатних віброізоляторів описаних типів виконувались

також у Технічному будівельному університеті Бухареста (Technical University of Civil Engineering of Bucharest) [208, 209], де проведені статичні та динамічні випробування віброізоляторів типу «Helical», які містять однак часткові результати для конкретного зразка віброізолятора.

У наш час ґрунтовні дослідження виконуються китайськими вченими з Інституту автомобільної індустрії в Хубеї (Hubei Automotive Industries Institute) та Чунсиньського університету (Chongqing University) [210]. Ними виконано дослідження віброізоляторів типу «Helical» з похилим розташуванням канатних витків під кутами  $60^\circ \dots 90^\circ$  (рис. Г.9) виготовлені з канатів різних діаметрів та, різними діаметрами та кількістю канатних напівкілець при роботі на розтяг, стиск, зсув та перекочування в умовах різних частот навантаження та амплітуд. Досліди показали справедливість ряду висновків, отриманих в попередніх дослідженнях інших авторів та дозволили отримати ряд нових узагальнень, зокрема залежності характеристик віброізоляторів від діаметра каната, кількості, розміру та кута нахилу півкілець, що дало можливість розробити рекомендації щодо проектування таких пристроїв.

Мексиканськими вченими з Автономного університету штату Нуево-Леон (Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de los Garza) також виконуються дослідження віброізоляторів типів «Helical» та «Circular spring» [211, 212], якими також виконано ряд експериментальних досліджень статичної та динамічної жорсткості цих пристроїв та отримані емпіричні залежності для прогнозування деяких їх характеристик.

Дослідниками з Індії (National institute of technology Warangal), Об'єднаних Арабських Еміратів (Department of Civil & Environmental Engineering, University of Sharjah) та Малайзії (Faculty of Engineering and Science, Curtin University, Malaysia) виконуються роботи з дослідження захисту обладнання в будівлях від сейсмічних впливів [213, 214]. Останнім часом ними також виконані перші дослідження віброізоляторів типу «Polycal» (рис. Г.10) [215]. Зокрема досліджено статичну жорсткість таких віброізоляторів та встановлено вплив їх розмірів на статичну характеристику.

Більш універсальний підхід продемонстровано в роботі [193], де на основі виконаного аналізу існуючих конструкцій канатних віброізоляторів зроблено очевидний висновок, що більшість із них мають основним своїм елементом канатне напівкільце. В результаті прийнято раціональне рішення визначити навантажувальні характеристики (статичну, динамічну вібраційну та динамічну ударну жорсткості) та власні частоти для таких напівкільць. За результатами досліджень отримано масив даних для різних діаметрів канатів та індексів канатних напівкільць (відношення діаметра напівкільця до діаметра каната), що дало можливість розробити методику розрахунку віброізоляторів на базі канатних напівкільць. Автором [193] розроблено також кілька нових конструкцій канатних віброізоляторів – тороподібний, круглий та гіперболоподібний. Деякі розроблені конструкції виготовлено та апробовано при віброізоляції дизелів, на основі чого розроблено рекомендації по віброзахисту від вібрації двигунів внутрішнього згоряння розробленими пристроями (рис. 7.11).

Фірми-виробники канатних віброізоляторів «Socitec» (Франція), «AEROFLEX INTERNATIONAL», «ITT - Enidine Inc» (США) очевидно проводять власні дослідження, оскільки в своїх проспектах [194, 216, 217] наводять гамму конструкцій віброізоляторів найрізноманітнішого призначення та методики вибору їх параметрів.

Наведені дані про сучасний рівень досліджень та впровадження канатних віброізоляторів свідчить про доцільність ще більш широкого впровадження існуючих конструкцій таких пристроїв, а також створення та дослідження нових, в тому числі з керованими характеристиками.

Що стосується таких елементів приводів як муфти з канатним елементами, то перші їх дослідження, про які вдалося знайти відомості, були виконані в Одеському політехнічному інституті в 1972 році в рамках госпдоговірної теми [195] по дослідженню ряду конструкцій таких муфт для приводу генератора дизель-електричного крана. Основними результатами цього дослідження були натурні експерименти з муфтами різних конструкцій

(рис. Г.12), розроблених авторами (Р.В. Зелюкова та Б.І. Івашин, автори та дослідники токарних патронів з канатними елементами) встановленими у привід кранового дизель-генератора замість карданного вала. Деякі конструкції муфт показали свою життєздатність, проте в одинарному виконанні карданний вал замінити вони не могли і виходили з ладу, оскільки центровка їх валів не виконувалась, вони встановлювались в привід «як є». Найбільш життєздатними виявилися конструкції з «аксіальними» канатами, осі яких розташовані паралельно осям сполучених валів. Муфта на рис. Г.12, а, мала «зашнурований» у напівмуфти відрізок каната, яким утворено вісім несівних ділянок, при чому ця муфта мала відстань між напівмуфтами і відповідно довжину канатів  $l_k$  в кілька разів більше за його діаметр  $d_k$  (відносний прольот  $l_k/d_k \gg 1$ ).

За рахунок цього при навантажуванні муфти обертальним моментом та її закручуванні з'являлась осьова сила, що стягувала напівмуфти та сполучені ними вали, навантажуючи їх підшипники осьовою силою. З метою компенсації цієї сили між напівмуфтами була встановлена пружина. Під час виконання досліджень через 20 хв. роботи стенда на холостому ході пружина зруйнувалась і дослідження були зупинені.

Муфта на рис. Г.12, в мала встановлені у закріплених у втулках напівмуфт дванадцять відрізків каната, із невеликим відносним прольотом  $l_k/d_k \approx 1$ . За рахунок цього, очевидно, кут закручування муфти мав менше значення, тому потреби в пружині у такій конструкції не було. Кінці канатів мали можливість упору в обмежувальні кільця, встановлені на фланцях напівмуфт з метою виключення випадіння їх зі втулок. Муфта відпрацювала на холостому ході 30 хв., при цьому, що відрізки каната нагрілися до температури близько 60 °С і з них витекла змазка. Подальші випробування показали значний знос канатів у місці їх спряження зі втулками напівмуфт та знос поверхні втулок. В обмежувальних кільцях утворилися лунки, очевидно через осьові переміщення відрізків канатів. Причиною всіх описаних явищ можна вважати особливості компонування муфт, де канати працювали на згин при інтенсивних відносних переміщеннях, що і стало джерелом нагрівання та порушення

працездатності муфт.

Експериментальні дослідження деяких показників муфт з аксіально встановленими канатами виконані автором в рамках кандидатської роботи [192]. При цьому встановлено, що статичні характеристики муфт з осью паралельною установкою канатів мають нелінійний характер. Найбільш подібні до лінійних є характеристики муфт з відносним прольотом  $l/d_k < 2$ . При відносних прольотах  $l/d_k = 5 \dots 2,5$ , характеристика муфти полога, канати мають пряму вісь, а на жорсткість муфти, на початковому етапі навантаження, основний вплив має сумарна згинальна жорсткість дротів каната  $\Sigma EI$ . При відносних прольотах  $l/d_k = 2 \dots 1$  характеристика муфти більш крута, ніж при великих відстанях, оскільки має місце викривлення осі канатів, яке супроводжується депланацією їх поперечних перетинів, і жорсткість муфти при цьому набагато менша від сумарної жорсткості всіх дротів. Крутильна жорсткість муфт з осью установкою прямих канатів при обертанні їх в напрямку закручування канатів, більша, ніж при обертанні в напрямку їх розкручування. З огляду на це сформульовані рекомендації, що муфти з усіма канатами однакового напрямку звивки, слід встановлювати в приводах нереверсивних, або тих, що реверсуються під малим навантаженням, щоб запобігти розкручуванню канатів. В інших випадках треба встановлювати канати різного напрямку звивки в шаховому порядку. Показано, що статична крутильна жорсткість досліджених муфт змінюється при наявності радіальної неспіввісності. Так, при відносному прольоті  $l/d_k = 2,88$ , жорсткість при зміщеннях понад +2 мм (додатні зміщення відліковувались в сторону закручування канатів), зростає приблизно в 2 рази. При відносному прольоті  $l/d_k = 5,76$  в діапазоні радіальних зміщень 0...+6 мм жорсткість зростає на 40%. Ці явища пояснюються закручуванням та розкручуванням канатів муфт при відповідно додатному та від'ємному зміщеннях та обертанні муфти в бік їх розкручування чи закручування (рис. Г.13).

Муфти з осьовими канатами, що працюють на згин не отримали поки що практичного застосування через уже згадану наявність осьового зусилля від

закручування канатів. Це стало причиною розроблення та застосування муфт у яких канати розташовані в площині перпендикулярній до осей сполучених валів та працюють на розтяг. Муфти подібного типу (як видно з рис. Г.14, нереверсивні), оснащені лише двома канатами, виготовляються та встановлюються американською фірмою Stemex™ [197] для приводу млинів цукрової промисловості, що вказує на їх працездатність при великих навантаженнях. При цьому фірма-виробник декларує максимальну кутову неспіввісність  $[\gamma] = 7^\circ$ , що додатково підкреслює перспективність досліджень подібних муфт.

Відомості про теоретичні та експериментальні дослідження описаних вище муфт Stemex™ в закордонних джерелах знайти не вдалося. В Україні теоретичні та експериментальні дослідження подібних муфт виконувались автором [188]. Зокрема запропоновано муфту [218], що складається з двох напівмуфт 1 і 2 (рис. Г.15), що сполучені за рахунок пружних елементів 3, якими є канати, кожен з яких закріплений одним кінцем 4 в пальці 5, встановленому в напівмуфті 1, а іншим кінцем 6 в пальці 7, встановленому в напівмуфті 2. Пальці 5 і 7 пропущені в осьові отвори 8 втулок 9 та отвори 10 фланців 11 напівмуфт 1 і 2 та затягнуті гайками 12, що встановлені на їх різьбові кінці 13. Канати пропущені в поперечні отвори 14 втулок 9 і пальців 5 і 7. Таке кріплення канатів дозволяє зменшити виліт пальців, зменшити їх діаметр, масу та маховий момент муфти. Під втулки 9 можуть бути встановлені шайби 15, які призначені для регулювання вильоту пальців та вирівнювання навантажень. Муфта в такому виконанні очевидно є нереверсивною.

Далі в роботі [188] наведені основи силового розрахунку таких муфт. Зокрема отримано, що сила натягу канатів муфти може бути визначена за рівнянням

$$F_H = \frac{F_t}{\cos \beta} = \frac{2T}{zD \cos(\pi / 2z)},$$

де  $T$  – обертальний момент, що передає муфта;

$z$  – кількість канатів.

При отриманні формул для розрахунку затискних елементів муфт зроблено припущення, що канати від екстракції силою натягіння  $F_n$ , утримуються силами тертя між отворами втулки  $F_{mp1}$  і пальця  $F_{mp2}$ , які виникають при затягуванні гайок силою  $F_{зам}$  (рис. Г.16). Якщо вважати коефіцієнти тертя рівними на всіх поверхнях ( $f_1 = f_2 = f$ ;  $F_{mp1} = F_{mp2}$ ), то повна сила тертя складе величину

$$F_{mp} = F_{mp1} + F_{mp2} = 2fF_{зам} = F_n .$$

Звідки отримано формулу для визначення потрібної сили затягування пальців

$$F_{зам} = \frac{F_n}{2f} ,$$

З допущенням, що всю силу натягу сприймають пальці отримано вираз для визначення їх діаметра з урахуванням роботи на розтяг і згин (рис. Г.17)

$$d_n = \sqrt{\frac{2F_n \left( \frac{8l_p}{d_n} + (10,0 \dots 12,5) \right)}{\pi [\sigma_p]}} ,$$

де коефіцієнт 10,0...12,5 враховує можливість зміни коефіцієнта тертя ковзання між канатом та поверхнями затискних елементів у межах  $f = 0,1 \dots 0,08$ :

$[\sigma_p]$  - допустиме напруження розтягу для матеріалу пальця.

Наведена конструкція затискного елемента вимагає «продівання» канату в поперечні отвори втулки та пальця подібно до голки і нитки, що знижує технологічність технічного обслуговування муфти за рис. Г.15 за рахунок збільшення часу заміни канатів та відповідно ремонтпридатність агрегату, що містить таку муфту.

Наведений підхід до розрахунку пальця затискного елемента та відповідно остання залежність не враховують наступні чинники:

- деформування каната в місці його закріплення поперечними отворами та ймовірне зменшення при цьому цього зусилля затиску за рахунок контактного зчеплення пальця з відповідними поверхнями втулки та пальця;



- палець в такому сполученні частково розвантажений від згину силою тертя в стику «втулка-фланець напівмуфти»;

- розрахунок на міцність не враховує скручування стрижня пальця моментом тертя в нарізевому сполученні «палець-гайка».

З наведених фактів очевидно, що муфти з канатними елементами досліджені недостатньо, хоча мають уже багаторічну історію, зокрема системне розроблення їх конструкцій має резерв для розвитку.

Автором у ході виконання кандидатської дисертації [196] було запропоновано класифікацію муфт з металевими пружними елементами за видом, формою та установкою пружних елементів, що дало можливість розробити, запатентувати, дослідити та впровадити ряд конструкцій муфт з канатними пружними елементами. Згодом стало очевидним, що запропонована класифікація має резерв для удосконалення. Як одну з практичних передумов уточнення згаданої класифікації можна навести приклад задачі розроблення муфти (взамін базової Vulkan Vulastik 2800) для сполучення маховика суднового допоміжного дизеля MTU 12V4000P83 потужністю 1600 кВт при 1800 об/хв з напівмуфтою, що встановлена на валу генератора MJRM 450LB4. При цьому наявна значна різниця між діаметрами напівмуфт - маховик має діаметр 640 мм, а напівмуфта генератора - 285 мм (обидва діаметри по колу розташування кріпильних гвинтів для пружного елемента). В таких умовах муфту [218], яка у класифікації [196] віднесена до муфт з торцевою установкою прямих канатів застосовувати недоцільно, оскільки канати в ній лежать у площині, перпендикулярній до осей напівмуфт, але їх кінці закріплені у напівмуфтах на колах рівних діаметрів. Таку муфту недоцільно застосовувати у випадку значної різниці між діаметрами напівмуфт. Сполучення канатами, що розташовані у торцевій площині напівмуфт суттєво різних діаметрів потребує іншого, порівняно з [218] їх розташування, а значить класифікація [196] має резерв для уточнення.

## 1.10. Аналіз сучасних методів синтезу технічних рішень

Відповідь на питання про доцільність застосування тієї чи іншої конструкції на практиці дає всебічний аналіз її параметрів та характеристик з урахуванням показників надійності, довговічності та економічних чинників. В таких умовах найбільш раціональним і досконалим можна визнати застосування комплексного підходу до оцінки згаданих факторів, зокрема багатопараметричного синтезу [219] та його наступного еволюційного етапу багатокритеріального структурно-параметричного синтезу, концепція та теоретичні основи якого запропоновані Б.І. Кіндрацьким [220]. Узагальнений алгоритм структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій у вигляді блок-схеми показано на рис. 1.14.

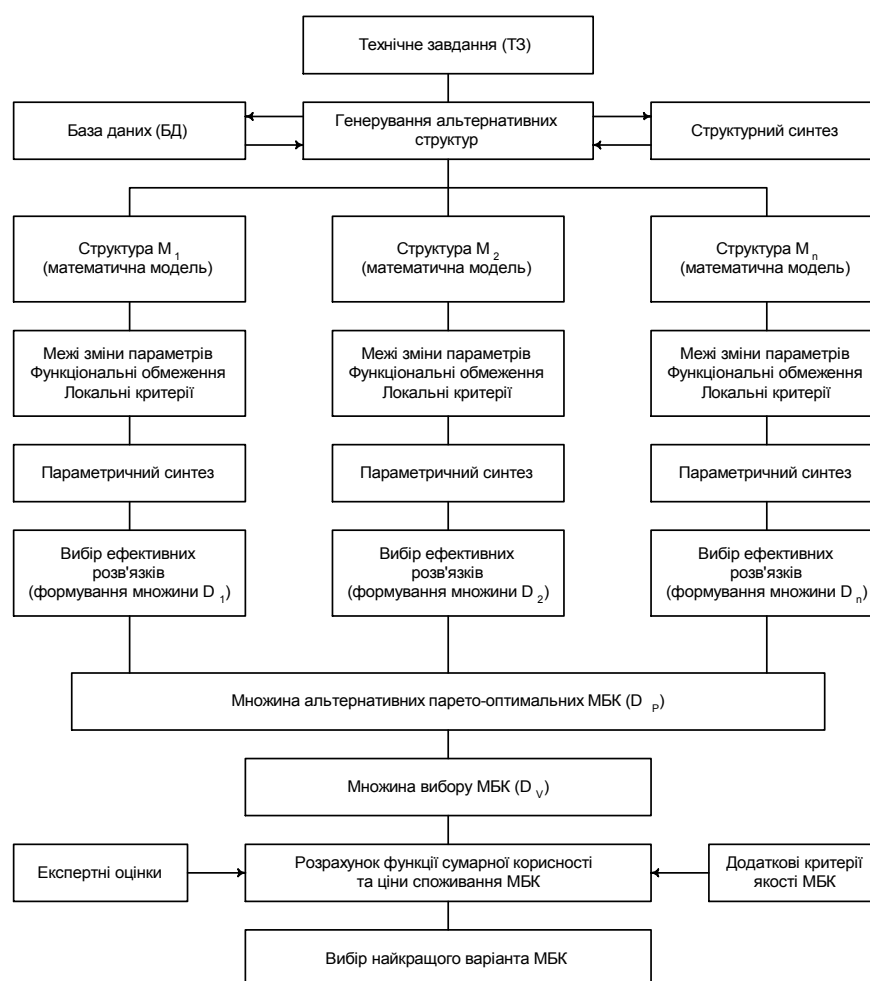


Рисунок 1.14 - Узагальнений алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій [220]

Можливості багатокритеріального структурно-параметричного синтезу (БСПС) проілюстровано автором [220] на прикладі кількох технічних систем - металоконструкції модуля лінійного переміщення крана-штабувальника, кулачкової запобіжної муфти та ін. У відповідності до алгоритму (рис. 1.14) автором [220] на початковому етапі БСПС металоконструкції модуля лінійного переміщення використано масив (банк) із 19 можливих варіантів структури (на рівні схем), взятих зі спеціальної літератури. Для БСПС кулачкових запобіжних муфт використано лише дві відомі конструкції - з центральною пружиною та кількома концентричними пружинами (на подальших етапах синтезу кількість аналізованих варіантів конструкцій збільшена за рахунок варіації кількістю концентричних пружин).

Аналіз робіт, присвячених синтезу різного роду технічних систем [221 - 250] дає можливість стверджувати, що структурно-параметричний синтез неможливо реалізувати миттєво після появи технічної системи. У відповідності до теорії технічних систем (ТС) [251], з урахуванням [220] та галузі даної роботи, можна етапи проектування ТС подати в наступному, модифікованому вигляді:

1. Вибір фізичного принципу дії;
2. Встановлення морфологічних ознак ТС (блоків, компонентів, елементів);
3. Синтез структурних схем ТС в рамках незмінного принципу дії (комбінація морфологічних ознак + їх функціональний зв'язок);
4. Розроблення на базі структурних схем конкретних конструкцій;
5. Обґрунтування параметрів, визначення характеристик кожної розробленої конструкції та встановлення взаємного впливу параметрів та характеристик;
6. Розроблення математичних моделей, одно- чи багатопараметрична оптимізація кожної конструкції;
7. Структурно-параметричний синтез на засадах отриманих результатів.

Якщо етапи 1...4 об'єднати терміном "структурний синтез", то БСПС можна уявити вершиною піраміди, яка для своєї побудови потребує закладення кількох основних блоків (рис. 1.15). Тобто у випадку системного розвитку і отримання засобів для реалізації структурно-параметричного синтезу, будь-яка ТС повинна пройти всі етапи 1...7. У випадку спорадичного (позасистемного) розвитку ТС може розвиватись тільки за пунктами 4...7. Такий підхід на перший погляд потребує менших витрат часу, однак це далеко не завжди так.

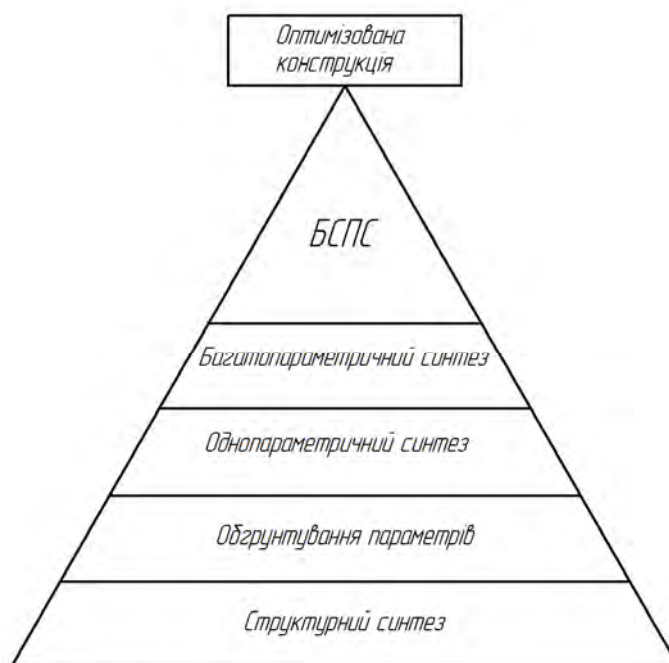


Рисунок 1.15 - Схема розвитку ТС

На наступному етапі покажемо еволюцію розвитку методів синтезу для технічних рішень різних рівнів складності на прикладі кулькових запобіжних муфт, розглянутих у [220]. Свій родовід вони ведуть від зчепних кулачкових муфт, принцип дії яких відомий з XIX ст. [252], коли виникла необхідність від'єднувати на період простою чи ремонту робочі машини (верстати та ін.) від трансмісійного валу, що приводився у рух двигуном з безперервним обертанням (водяні, вітряні колеса та ін). У запобіжному виконанні вони широко не відомі у середині 30-х років XX ст. [12, 253], але почали застосовуватись у різних виконаннях (зокрема широко у металорізальних верстатах) у 40-х роках (етап розроблення конструкцій). У 50-х роках

починаються ґрунтовні дослідження таких муфт [254] і створюються основи їх розрахунку [15] (етап обґрунтування параметрів конструкцій), однак паралельно з'являються нові конструкції (недолік спорадичного варіанту розвитку ТС). На протязі 50-х - 70-х років продовжується обґрунтування параметрів відомих конструкцій і в результаті з'являються роботи присвячені побудові їх одно- та багаткритеріальних оптимізаційних моделей [255 - 259]. У 80-ті та 90-ті роки починають розвиватися системні методи творчості, що призводить до сплеску появи нових конструкцій та логічного слідування за цим обґрунтування їх параметрів [260].

Наведені факти дають можливість констатувати, що технічна система "кулачкова запобіжна муфта" розвивалася не системним шляхом відповідно до рис. 1.31, а спорадично, що ілюструється наявністю у пізній час (кінець 90-тих років, практично одночасно з появою концепції структурно-параметричного синтезу [220]) робіт [261, 262], присвячених синтезу структури таких муфт та розробленню нових їхніх конструкцій. Це можна пояснити тим, що на час виконання досліджень муфт теорія технічних систем знаходилась також у стані розвитку, як і основні відомі на сьогодні системні методи творчості. Тому системний варіант розроблення кулачкових запобіжних муфт просто не був очевидний для дослідників, а від розроблення перших працездатних конструкцій до створення структурно-параметричного синтезу таких муфт пройшло понад 60 років.

Що стосується муфт вільного ходу, то до недавнього часу вони будувались на єдиному принципі дії - передачі навантаження за рахунок тертя роликів та напівмуфт і рамках цього принципу В.Ф. Мальцевим, М.П. Горіним, М.М. Пилипенко [263, 264] та ін. розроблялась їх структура та обґрунтовувались параметри, виконувалась оптимізація розроблених конструкцій [9]. Наприкінці 80-х років ХХ ст. В.О. Малащенко запропоновано новий принцип дії муфт вільного ходу - передачі навантаження за рахунок зачеплення кульок та напівмуфт, що відповідає першому етапу розвитку нової технічної системи (рис. 1.16). На наступному етапі виконано синтез структури

таких муфт на рівні схем та конструкцій [265] і в теперішній час виконується їх дослідження та обґрунтування параметрів, що в майбутньому може стати джерелом для побудови оптимізаційних моделей та розроблення БСПС таких муфт.

Таким чином, якщо представити розвиток технічної системи у часі за спорадичним та системним варіантом у вигляді схеми на рис. 1.17, то можна констатувати, що системний розвиток потребує меншого проміжку часу  $T_{сист}$  порівняно зі спорадичним варіантом  $T_{спор}$  (на рис. 1.17 у спорадичному варіанті застосовано термін "розроблення конструкцій" з метою ілюстрації відсутності системного підходу, "структурний синтез" враховує розроблення структурних схем та конструкцій із використанням системних методів).

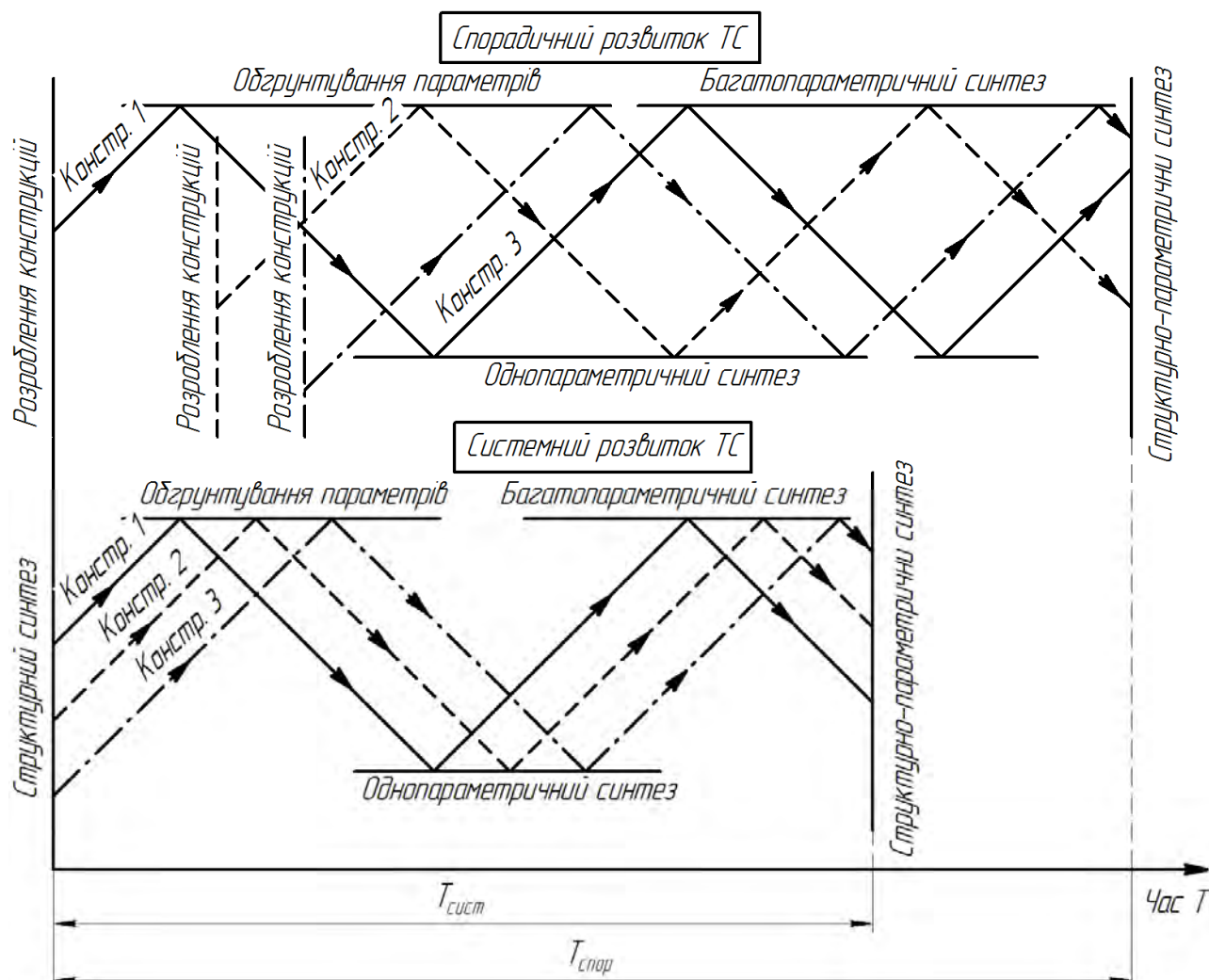


Рисунок 1.17 - Схема розвитку ТС за спорадичним та системним варіантом у часі

Витрати часу для розвитку ТС можна суттєво скоротити вже на етапі синтезу її структури за рахунок організації системного синтезу, наприклад за рахунок застосування методів інженерної творчості, оскільки це дозволить уже на етапі розроблення структурних схем та конструкцій виключити пропуск варіантів та одразу надати процесу створення ТС спрямованого системного варіанту розвитку.

Таким чином, на різному етапі розвитку кожної ТС розробити засади її БСПС можна скоріше чи довше, однак витрати часу суттєво дозволяє скоротити застосування системних методів, зокрема для синтезу структурних схем та конструкцій. Для таких задач успішно застосовують метод морфологічного аналізу та синтезу технічних рішень. Зокрема професорами Б.М. Гевком, І.Б. Гевком, Ю.М. Кузнєцовим, І.В. Луцівим, С.Г. Нагорняком, В.О. Настасенком, М.І. Пилипцем, Р.М. Рогатинським, Л.А. Хмарою, В.Ф. Шинкаренком та їх учнями із застосуванням цього методу реалізовано структурний синтез технічних рішень у багатьох галузях машинобудування, зокрема для створення пружних та запобіжних муфт, гвинтових транспортерів та технологічних машин, технологічного оснащення, металорізальних інструментів, будівельних машин, технологій машинобудування [230, 232, 261, 262, 266-272], що ілюструє широкі можливості цього методу та ілюструє перспективи його застосування для створення структурних схем зокрема пружних ланок змінної жорсткості.

Що стосується технічних систем, розглянутих в даному підрозділі, можна констатувати наступне:

1. Для пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами, розроблений ряд конструкцій та виконане обґрунтування їх параметрів, проте розвиток цієї ТС відбувається спорадично, завадою чому є відсутність формалізованої класифікації способів забезпечення змінної жорсткості описаних пружних ланок, що становить резерв для подальших досліджень.

2. Для муфт з канатними пружними елементами розроблено основи їх структурного синтезу, основою чого є класифікація за формою та способом установки канатних пружних елементів, а також виконане обґрунтування параметрів деяких розроблених конструкцій. Проте аналіз виявив неточності у запропонованій класифікації, що формує резерв для її удосконалення та відповідно розроблення нових конструкцій муфт із подальшим розкриттям резерву щодо обґрунтування параметрів цих конструкцій та розроблення оптимізаційних моделей для розроблення методики їх проектування.

### **1.11. Висновки до розділу 1**

Виконаний в розділі 1 огляд та аналіз дозволив встановити наступне.

1. В результаті аналізу конструкцій та відмов муфт з неметалевими пружними елементами показано, що для них однією з характерних відмов є перегрівання пружних елементів під час роботи за рахунок низької теплопровідності матеріалів. Неметалеві пружні елементи характеризуються також низькою довговічністю порівняно з металевими. Значна частина конструкцій муфт характеризується низькою ремонтпридатністю, оскільки пружні елементи (наприклад мембранних типів) через низьку міцність потребують розподіленого за периметром напівмуфти закріплення, тому для заміни пружних елементів часто необхідно розбирання напівмуфт та демонтаж сполучених ними агрегатів.

2. Аналіз конструкцій та відмов муфт з металевими пружними елементами показав, що такі конструкції, поряд зі своїми очевидними перевагами характеризуються і недоліками (низька компенсуюча здатність, незначне демпфування, висока складність та вартість пружних елементів), що обмежують їх широке використання в приводах машин, побудованих, зокрема на модульному принципі [273].

3. Аналіз конструкцій та відмов відцентрових запобіжних та профільних муфт в яких навантаження передається кількома потоками дозволив встановити, що для них характерний нерівномірний знос несівних елементів через нерівномірний розподіл навантаження між ними. Аналіз структури таких муфт дозволив встановити, що їх механізми містять надлишкові зв'язки у всіх



режимах їх роботи, що і є причиною нерівномірного зносу несівних елементів.

4. Аналіз літературних та патентних джерел дав можливість встановити, що канатні елементи характеризуються значним резервом застосування у пружних ланках машин, оскільки характеризуються стабільними в часі та високими за величиною механічними характеристиками. Зокрема завдяки високій міцності канати не потребують розподіленого закріплення, що може дати можливість спростити конструкцію затискних механізмів та зменшити витрати часу і ресурсів на технічне обслуговування і адекватно підвищенню ремонтпридатності. Висока гнучкість канатів може дозволити забезпечення самоустановки сполучених ними деталей та відповідно знизити нерівномірність розподілу навантаження між несівними елементами при багатопотоковій передачі навантаження. Для канатів властива гвинтова анізотропія, а для їх зведеної жорсткості справедлива квазіпружна модель, кожна зі складових якої (пружна жорсткість та трибожорсткість) є багатofакторними складовими, що формує можливість побудови на базі канатних елементів пружних ланок змінної жорсткості за рахунок впливу на ці складові.

5. Показано, що технічні системи можуть розвиватися за системним та спорадичним варіантом, результатом обох варіантів розвитку є розроблення моделей структурно-параметричного синтезу конструкцій-представників технічної системи. У будь-якому разі, для розроблення основ структурно-параметричного синтезу технічна система повинна пройти етапи розроблення конструкцій чи структурних схем, обґрунтування їх параметрів та характеристик, розроблення оптимізаційних одно- та багатокритеріальних моделей синтезу цих конструкцій. Тільки після виконання наведених етапів можлива реалізація структурно-параметричного синтезу. Системний варіант розвитку технічної системи передбачає застосування системних методів синтезу структурних схем і конструкцій на початковому етапі розвитку, що дозволяє скоротити витрати часу порівняно зі спорадичним варіантом.

6. Аналіз літературних та патентних джерел показав, що технічні системи "пружна ланка змінної жорсткості з суцільнометалевими пружними елементами" та "пружна ланка змінної жорсткості з канатними елементами" розвивається спорадично, що зокрема є результатом наявних недоліків їх

класифікації, основними з яких є недостатня чіткість та формалізованість, що формує умови для розроблення нової класифікації, яка позбавлена вказаних недоліків і синтезу нових схем і конструкцій пружних ланок змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними елементами.

7. Показано, що класифікація муфт з канатними елементами потребує уточнення, що є резервом для розроблення нових конструкцій таких муфт, що матимуть резерв для досліджень, зокрема для обґрунтування геометричних, силових та міцнісних параметрів, побудови моделей раціонального проектування та розрахунків.

8. Показано, що раніше розроблені муфти з торцевою установкою канатів мають затискні механізми для закріплення канатів у напівмуфтах, що потребують значного часу для складання. Це пов'язано зі встановленням каната в поперечні отвори втулок та пальців. Доцільним є розроблення затискних механізмів, що спрощуватимуть складання муфт та основ розрахунку і конструювання їх деталей.

9. Виконаний огляд дозволяє стверджувати, що на поточному етапі розвитку процес проектування пружних ланок машин з канатними елементами не можна визнати ефективним, оскільки для них недостатньо розвинені комплексні методи синтезу структури, а існуючі методики визначення геометричних силових та міцнісних параметрів і характеристик містять неточності та мають резерв для удосконалення.

### **1.12. Мета і задачі дослідження**

Метою роботи є розроблення методології проектування муфт з канатними елементами (м. – система принципів і способів організації та побудови теоретичної та практичної діяльності, а також вчення про цю систему)<sup>2</sup>, а саме основ синтезу їх структури, обґрунтування параметрів і розрахункових моделей для забезпечення можливості створення раціональних конструкцій цих пристроїв на науковій основі та підвищення техніко-економічних показників механічних приводів машин за рахунок їх застосування.

---

<sup>2</sup> Философский энциклопедический словарь / Гл. ред. Ильичев Л.Ф., Федосеев П.Н. и др. - М.: Советская энциклопедия, 1983. - 836 с.

Поставлена мета реалізована за рахунок розв'язання комплексу наукових задач:

1. Виконати аналіз досвіду експлуатації та стану розвитку досліджень пружних ланок машин з неметалевими, суцільнометалевими та канатними елементами і встановити зв'язок етапів розвитку технічних систем та можливих методів їх синтезу, які можна реалізувати на кожному етапі.

2. Уточнити класифікацію муфт з металевими та канатними пружними елементами і виконати структурний синтез на рівні нових схем і конструкцій у постійному та запобіжному виконанні.

3. Розробити класифікацію способів забезпечення зміни жорсткості пружних ланок з суцільнометалевими та канатними елементами, запропонувати нові способи зміни жорсткості пружних елементів та алгоритм синтезу структурних схем пружних ланок змінної жорсткості.

4. Обґрунтувати геометричні і силові параметри та на їх основі розробити математичні моделі компонування та розрахунку запропонованих муфт з торцевою установкою канатів, що дозволять виконувати проектування раціональних їх конструкцій.

5. Розробити конструкції, обґрунтувати геометричні, силові та енергетичні параметри канатно-роликів муфт підвищеної компенсуючої здатності, отримати математичні моделі вибору раціональних параметрів, що дозволять виконувати їх проектування.

6. Обґрунтувати геометричні, силові та кінематичні параметри і виконати дослідження якісних характеристик роботи запобіжних муфт з канатними елементами.

7. Синтезувати конструкції затискних механізмів для сталевих канатів, дослідити процеси затиску та зрізу сталевих кантів, з урахуванням отриманих результатів проаналізувати напружений стан деталей затискних механізмів і розробити рекомендації щодо їх раціонального конструювання, розрахунків на міцність та складання.

8. Розробити рекомендації для виробництва з розрахунку та конструювання запропонованих і досліджених конструкцій муфт з канатними елементами.

## РОЗДІЛ 2

### ОСНОВИ СИНТЕЗУ СТРУКТУРИ ПРУЖНИХ ЛАНОК МАШИН З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

#### 2.1. Уточнення класифікації та розроблення нових конструкцій муфт з канатними елементами

Автором у роботі [196] запропоновано розширену класифікацію муфт з класичними металевими та канатними пружними елементами. Основними ознаками класифікації на основі виконаного аналізу відомих конструкцій обрано вид пружних елементів, їх форму та установку. І якщо масив наведених в [196] видів та форм пружних елементів достатньо просто піддається аналізу і перевірці, то що стосується способу установки пружних елементів, який фактично являє собою варіант взаємного розташування пружних елементів та напівмуфт, то практика конструювання муфт показала, що наведена класифікація містить деякі неточності. Так муфту [218] віднесено до муфт з торцевою установкою канатів (рис. 2.1) (торцева установка – при якій пружний елемент лежить у площині перпендикулярній до осі напівмуфт, а вісь симетрії пружного елемента схрещується віссю напівмуфт [196]).

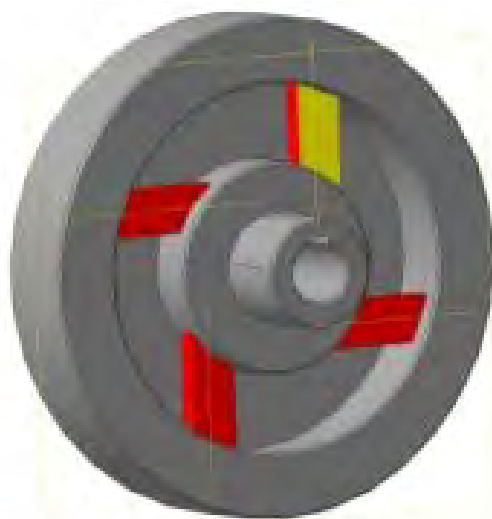


Рисунок 2.1 - Схема торцевої установки пружних елементів [218]

Насправді в рамках такого визначення можна дати два варіанти конструкцій муфт – варіант де вісь пружного елемента є хордою кола розташування кінців пружних елементів (рис. 2.2, а), що закріплені в напівмуфтах на одному діаметрі та варіант де вісь пружного елемента сполучає кола розташування кінців пружних елементів, що закріплені в напівмуфтах на різних діаметрах (рис. 2.2, б).

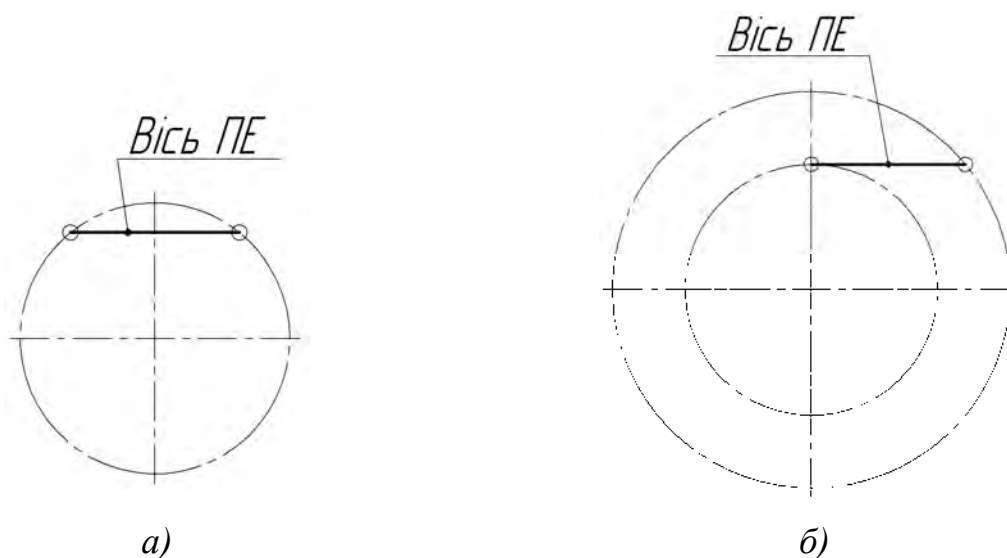


Рисунок 2.2 – Варіанти розташування пружного елемента при торцевій його установці: а) хордальне розташування; б) тангенціальне розташування

Наведені факти стали передумовами для уточнення розробленої раніше [196] класифікації з метою розроблення нових конструкцій муфт за рахунок уточнення визначення торцевої установки пружних елементів шляхом включення можливих варіантів розташування пружних елементів у торцевій площині.

Пропонується в уточненій класифікації [274] (в частині варіантів установки пружних елементів) подати наступні визначення:

- торцева установка – при якій пружний елемент лежить у площині перпендикулярній до осі напівмуфт. Варіанти розташування пружного елемента в рамках торцевої його установки - хордальне та тангенціальне розташування;

- хордальне розташування пружних елементів торцевої установки має місце у випадку закріплення кінців пружного елемнту у напівмуфтах на колах однакового діаметру;




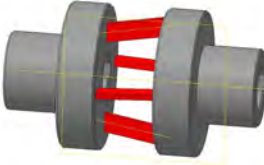
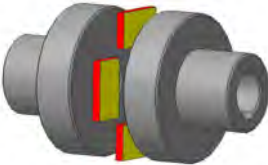


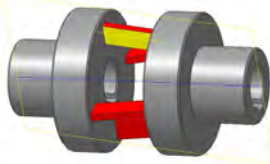
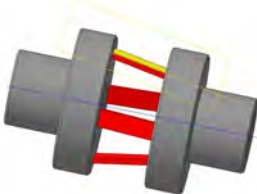
- тангенціальне розташування пружних елементів торцевої установки має місце у випадку закріплення кінців пружного елемнту у напівмуфтах на колах різного діаметру.

В табл. 2.1 показані варіанти можливих установок пружних елементів з урахуванням пропонуванних нововведень щодо варіантів хордального і тангенціального розташування в рамках торцевої установки. Отримані результати у вигляді уточненої класифікації (додаток *D*), а саме гами установок пружних елементів дають можливість розроблення нових конструкцій муфт з канатами торцевої установки радіального та тангенціального розташування.

Так на рис. 2.3 та рис. *E.2* (додаток *E*) показана муфта з торцевими канатами тангенціального розташування [275], яка допускає застосування напівмуфт із значною різницею діаметрів, наприклад для сполучення маховика дизеля з передачею чи генератором. Муфта складається з двох напівмуфт - зовнішньої 1 і внутрішньої 2, що сполучені за рахунок пружних елементів 3, якими є канати, кожен з яких закріплений одним кінцем 4 в пальці 5, встановленому в зовнішній напівмуфті 1, а іншим кінцем 6 в пальці 7, встановленому у внутрішній напівмуфті 2. Пальці 5 і 7 пропущені в осьові отвори 8 втулок 9 та отвори 10 фланців 11 напівмуфт 1 і 2 та затягнуті гайками 12, що встановлені на їх різьбові кінці 13. Канати пропущені в поперечні пази 14 втулок 9 і пази 15 пальців 5 і 7. Пальці 5 і 7 встановлені у своїх напівмуфтах на різних діаметрах, які виключають інтерференцію суміжних втулок зовнішньої 1 і внутрішньої 2 напівмуфт. Рухомі пальці та втулки утворюють затискні механізми для закріплення сталевих канатів.

Встановлення пальців ведучої і веденої напівмуфти на різних діаметрах дозволяє забезпечити дотичне до діаметрів розташування пальців розміщення осей канатів, що може дозволити збільшити кількість канатів у порівнянні з хордальним їх розташуванням [218].

Таблиця 2.1 – Установки пружних елементів

№	Назва установки пружного елемента (ПЕ)	Рисунок	
1	Осьова центральна		
2	Осьова паралельна		
3	Радіальна		
4	Радіально-осьова		
5	Торцева	 5а) Торцева установка ПЕ хордального розташування	 5б) Торцева установка ПЕ тангенціального розташування
6	Торцево-радіальна		
7	Тангенціальна		
8	Тангенціально-осьова		

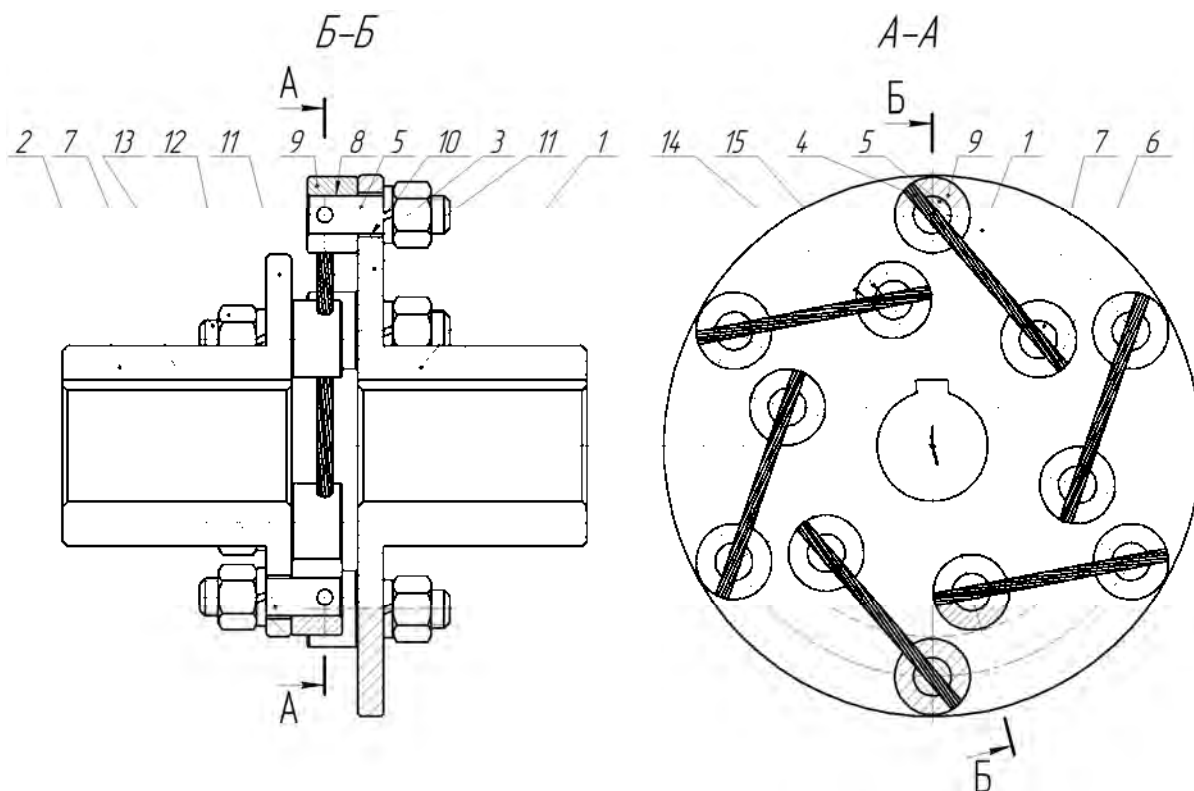


Рисунок 2.3 – Муфта з торцевою установкою канатів тангенціального розташування [275]

За рахунок можливості установки більшої кількості канатів меншого діаметра з'являється перспектива зменшення жорсткості муфти. Розташування пальців напівмуфти на різних діаметрах також уможливорює виконання муфтою запобіжних функцій за рахунок екстракції канатів із затискних механізмів при перевантаженні муфти та роз'єднання кінематичного ланцюга за рахунок можливості безударного проходу затискних механізмів однієї напівмуфти над затискними механізмами іншої. На базі обох конструкцій [218] та [275] можливе розроблення запобіжних конструкцій муфт із підпружиненням рухомих деталей затискних механізмів (розділ 5, рис. E.3, рис. E.4).

На рис. 2.4 та рис. E.5 показано інший варіант конструкції муфти з торцевими канатами тангенціального розташування [276]. Муфта складається з двох напівмуфт - зовнішньої 1 і внутрішньої 2, що сполучені за рахунок пружних елементів 3, якими є канати, кожен з яких закріплений одним кінцем 4 в пальці 5, встановленому в зовнішній напівмуфті 1, а іншим кінцем 6 в пальці 7, встановленому у внутрішній напівмуфті 2



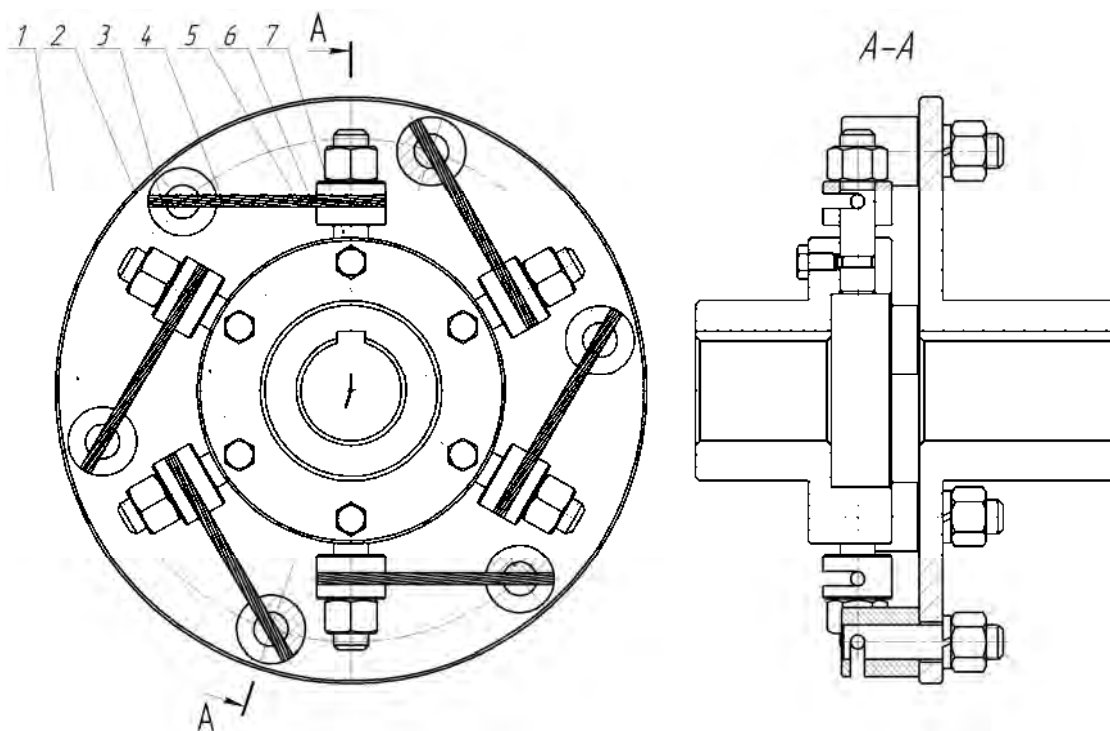


Рисунок 2.4 – Муфта з торцевою установкою канатів тангенціального розташування [276]

Жодна з муфт [218], [275] та [276] не є реверсивною, тому на базі торцевої установки канатів тангенціального розташування була розроблена реверсивна муфта [277] (рис. 2.5), яка складається з двох напівмуфт, ведучої 1 і веденої 2, в отвори 3 яких встановлені пальці 4 ведучої напівмуфти та пальці 5 веденої напівмуфти, що сполучені за рахунок пружного елемента, яким є канат 6, який закріплений в пальцях 4 і 5. Пальці 4 і 5 пропущені в осьові отвори 7 втулок 8 та затягнуті гайками 9, що встановлені на їх різьбові кінці 10. Канат 6 пропущений в поперечні отвори 11 втулок 8 і пальців 4 і 5. Застосування у муфті безперервного відрізка каната дозволяє муфті передавати реверсивний обертальний рух, при цьому в кожному напрямку працює половина відрізків канатів, що обмежені затискними механізмами, що встановлені в напівмуфтах.

Кутова компенсуюча здатність розроблених муфт [218], [275-274] обмежується небезпекою дотику затискних механізмів одних напівмуфт до фланців інших напівмуфт, що може бути ліквідовано за рахунок виконання вирізів у напівмуфтах [278].

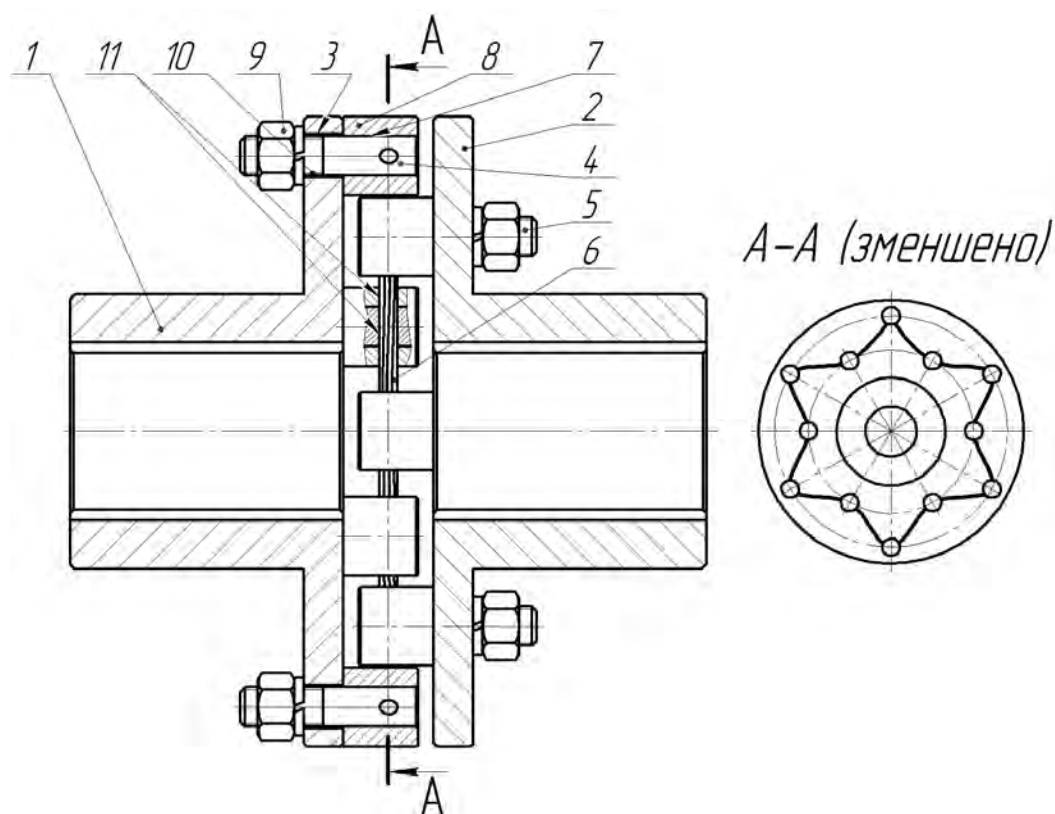


Рисунок 2.5 – Реверсивна муфта з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

Жорсткість муфт може бути знижена, а компенсуюча здатність відповідно підвищена за рахунок застосування у муфтах проміжних дисків і збільшення таким чином довжини канатів, що несуть навантаження. Такі муфти фактично подібні до здвоєних муфт з проміжним валом, у яких довжина вала наближена до нуля. Конструкції муфт з проміжним диском [279-281], виконані на базі муфт [218], [275-277], показані на рис. 2.6 – рис. 2.8 та рис. E.6 – рис. E.8, вони відрізняються наявністю проміжного диска  $D$ , в якому закріплені канати, що сполучають його з обома напівмуфтами.

Для сполучення валів, що знаходяться на значній відстані та підвищення компенсуючої здатності можуть бути застосовані муфти з проміжними валами [278-280], виконані на базі муфт [218], [275-278], що показані на рис. 2.9 - рис. 2.11 та рис. E.9 – рис. E.11. Вони відрізняються від одинарних муфт наявністю проміжного вала  $B$ .

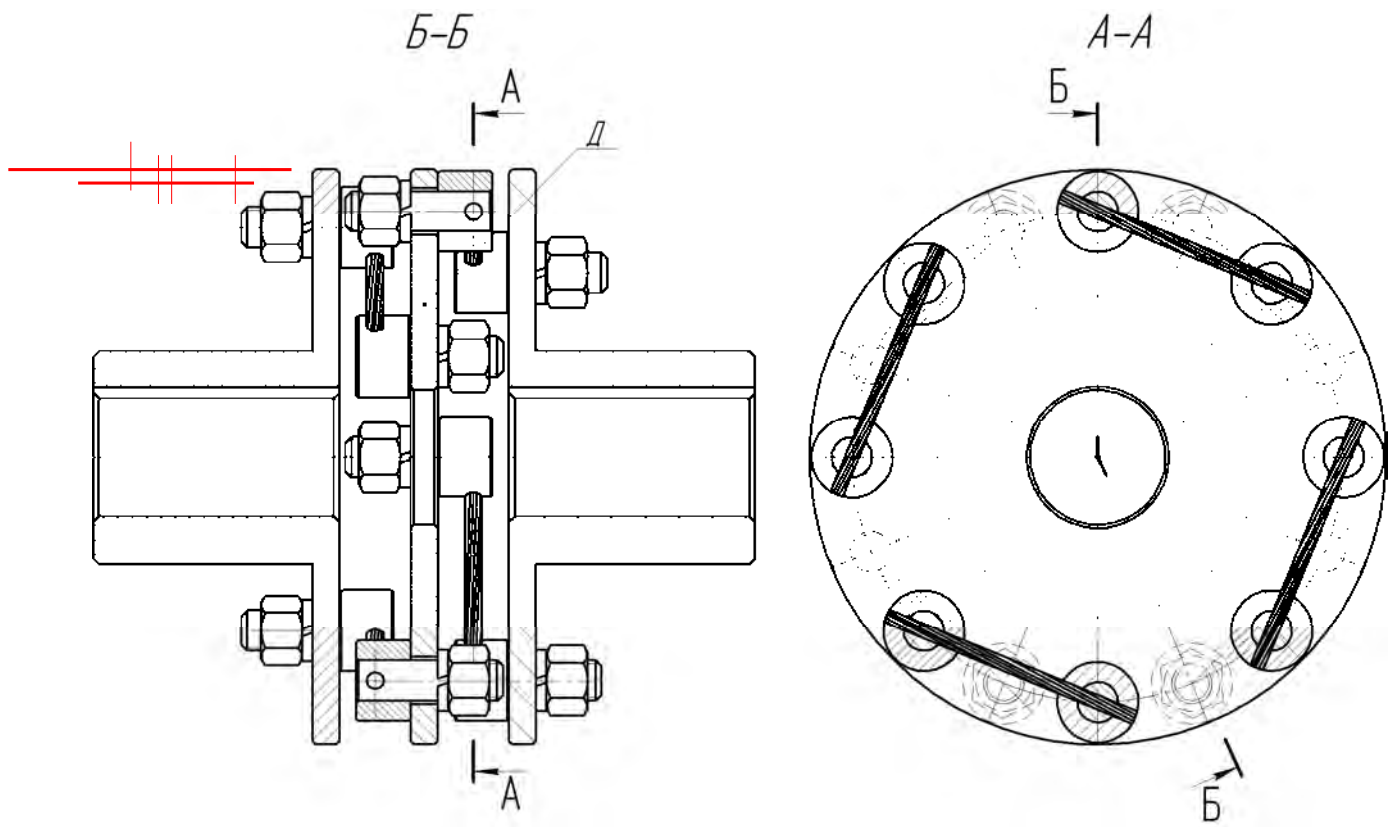


Рисунок 2.6 – Муфта з торцевою установкою канатів хордального розташування та проміжним диском

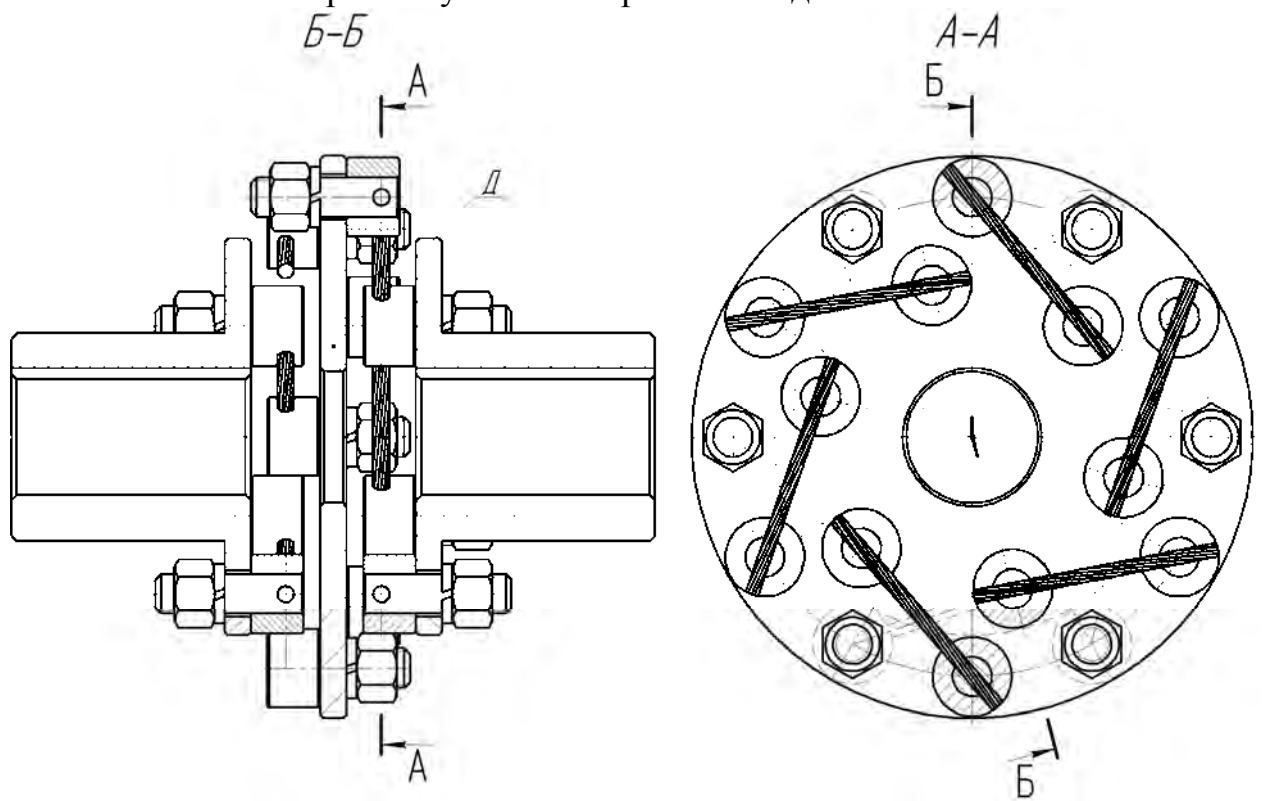


Рисунок 2.7 – Муфта з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним диском [280]

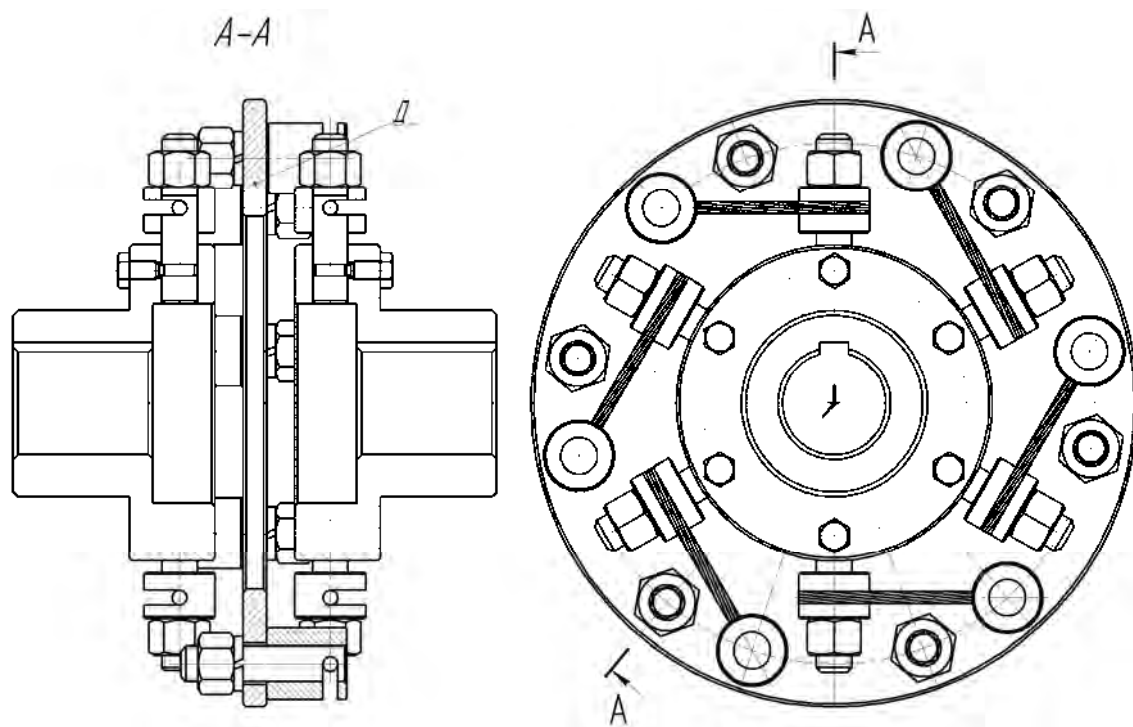


Рисунок 2.8 – Муфта з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним диском [281]

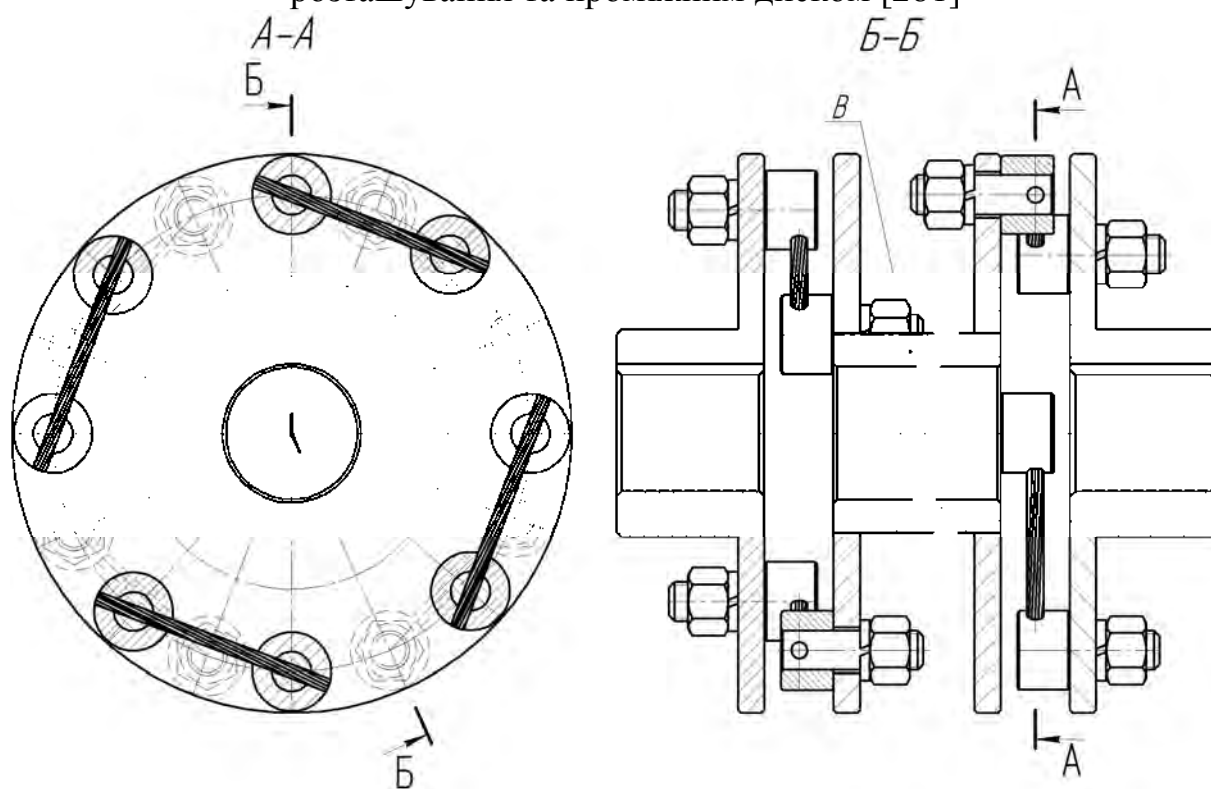


Рисунок 2.9 – Муфта з торцевою установкою канатів хордального розташування та проміжним валом [282]

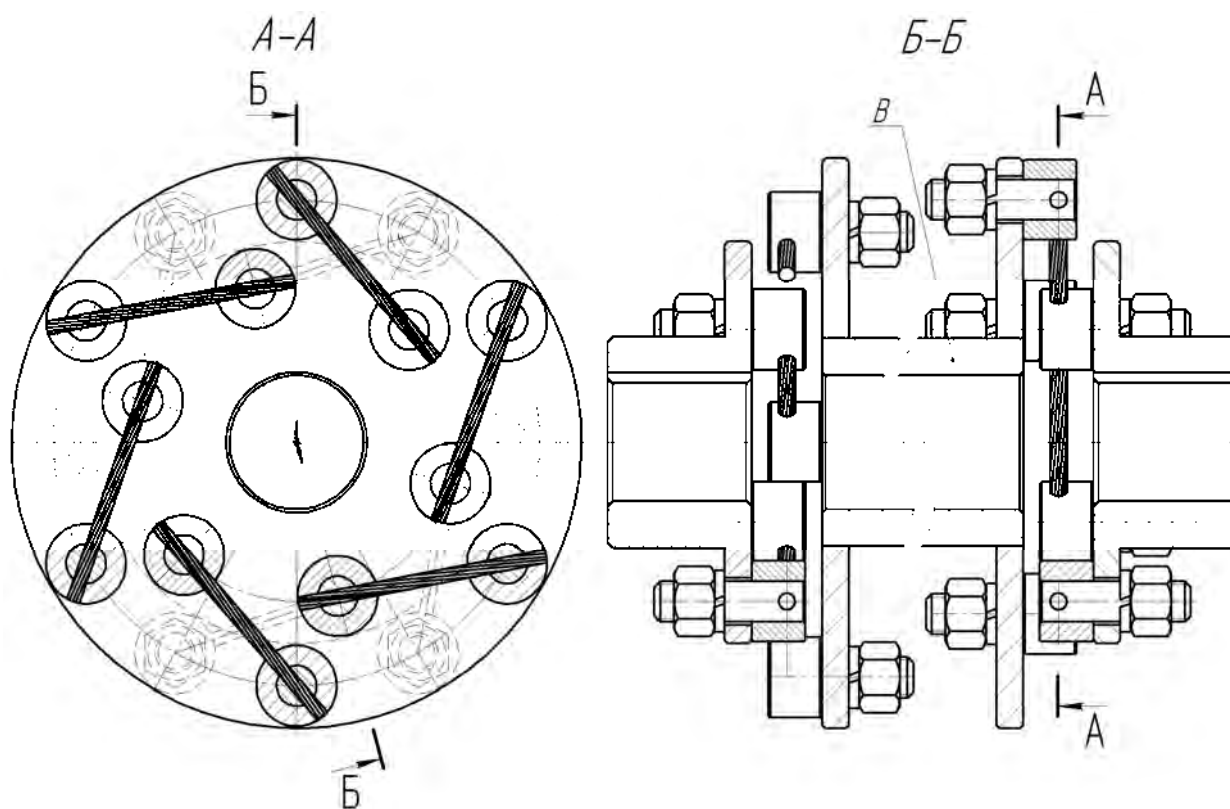


Рисунок 2.10 – Муфта з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним валом [283]

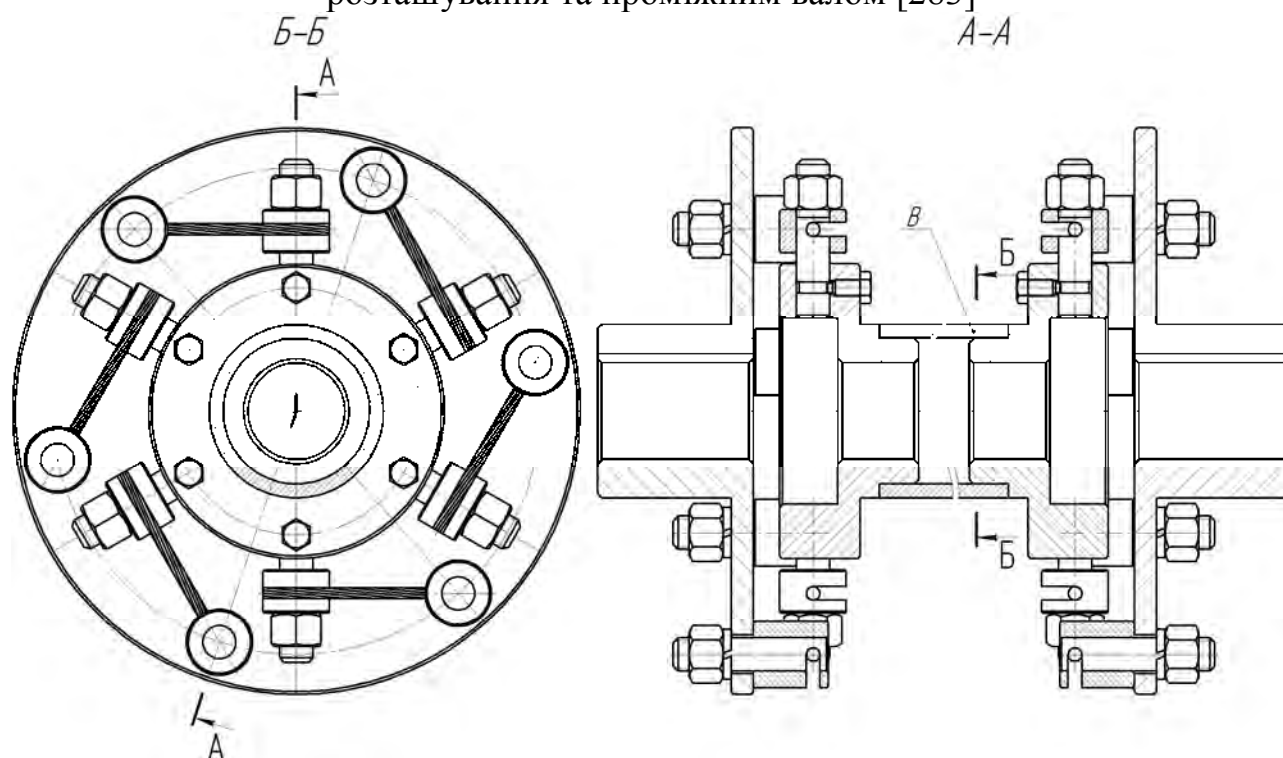


Рисунок 2.11 – Муфта з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним валом [284]

Таким чином, в результаті теоретичних досліджень виконане уточнення раніше запропонованої автором класифікації пружних муфт з металевими та канатними пружними елементами. Цього досягнуто за рахунок диференціації торцевої установки на два можливих варіанти розташування пружних елементів в торцевій площині. Виділено торцеву установку пружних елементів хордального розташування - у випадку закріплення кінців пружного елемента у напівмуфтах на колах однакового діаметру та торцеву установку пружних елементів тангенціального розташування - у випадку закріплення кінців пружного елемента у напівмуфтах на колах різного діаметру.

Удосконалення класифікації дало можливість розробити та запатентувати нові конструкції муфт з канатними пружними елементами, де реалізовано запропоновані варіанти розташування. Розроблені конструкції муфт постійному та запобіжному варіанті функціонування, а також в одинарному варіанті виконання, та оснащені проміжними валами і проміжними дисками.

Розроблені муфти прості за конструкцією та технологічні і відповідно мають очевидні переваги в результаті застосування сталевих канатів. Такі конструкції можуть бути виконані за навантажувальною здатністю адекватними муфтам з металевими пружними елементами, що розглянуті в розділі 1, а також зубчастим компенсуючим муфтам.

Для розроблення методології проектування розроблених конструкцій муфт необхідно виконати розроблення методології геометричного, силового та міцнісного їх розрахунків, розглянути особливості їх конструювання та визначити область переважного застосування цих конструкцій. На другому етапі доцільно обґрунтувати характеристики розроблених муфт у постійному та запобіжному виконанні. Детального розроблення також потребують затискні механізми для зкріплення сталевих канатів. Для них необхідно виконати оцінку навантажувальної здатності, розробити основи розрахунку на міцність та конструювання деталей. Отриманий масив результатів стане основою проектування раціональних конструкцій розроблених муфт та конструювання їх елементів.

## **2.2. Морфологічні основи синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості**

Наведені в розділі 1 приклади пружних ланок машин змінної жорсткості (ПЛЗЖ), що оснащені металевими пружними елементами демонструє резерв щодо розроблення нових технічних рішень у цій галузі.

Ці нові рішення, у відповідності до концепції структурно-параметричного синтезу [220] необхідно на першому етапі синтезувати на рівні структурних схем, щоб у майбутньому виконати обґрунтування їх параметрів та цим на подальших етапах розвитку цих технічних систем дати можливість для реалізації структурно-параметричного синтезу. Завадою цьому є відсутність необхідної бази для системного синтезу нових технічних рішень, зокрема недостатньо формалізована класифікація способів забезпечення змінної жорсткості ланок, оснащених металевими пружними елементами [130]. Ці обставини вимагають уточнення або розроблення нової класифікації способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок з метою формалізації їх опису та забезпечення можливості системного створення цих технічних рішень спочатку на рівні синтезу їх структурних схем.

Для організації системного синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості зручно застосовувати метод морфологічного аналізу та синтезу [267, 285]. Це дасть можливість за рахунок виділення складових функціональних елементів ПЛЗЖ та встановлення можливостей диференційованого чи комплексного впливу на них забезпечити розроблення алгоритму синтезу структурних схем ПЛЗЖ, що дасть майбутнім дослідникам та конструкторам інструменти для створення нових структурних схем ПЛЗЖ, обґрунтування їх параметрів та застосування конструкцій на практиці. При цьому для технічних систем які знаходяться на початковому етапі розвитку доцільно застосовувати принципи модульного проектування та створення для цього відповідних алгоритмів, що відповідає новому напрямку розроблення функціонально орієнтованих технологій, в тому числі проектування та

виробництва, з урахуванням можливих протиріч [286].

Для застосування методу морфологічного синтезу у розробленні нових способів забезпечення зміни жорсткості необхідно встановити морфологічні ознаки, які дозволять побудувати нову, уточнену, класифікацію способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин, що і становить задачу і зміст даного підрозділу.

Для вирішення поставленої задачі на початковому етапі запишемо узагальнену формулу [283] для визначення деформації перерізу  $ДП$  пружного елемента (на прикладі пружного стрижня):

$$ДП = \frac{ВСФ}{ЖП}, \quad (2.1)$$

де  $ВСФ$  – внутрішній силовий фактор (сила  $F$ , згинальний момент  $M_{зг}$ , крутний момент  $T$ );

$ЖП$  – жорсткість перерізу стрижня.

В той же час:

$$ЖП = M \cdot ГХП, \quad (2.2)$$

де  $M$  – модуль пружності матеріалу;

$ГХП$  – геометрична характеристика перерізу.

Підставляючи (2.2) у (2.1) отримаємо:

$$ДП = \frac{ВСФ}{M \cdot ГХП}. \quad (2.3)$$

Оскільки деформація  $ДП$  базового пружного елемента визначає жорсткість пружної ланки, яку оснащено цим пружним елементом, формула (2.3) дозволяє уточнити запропоновану в [130] класифікацію способів забезпечення змін жорсткості та розкрити резерви створення нових пружних ланок змінної жорсткості для сучасних машин, а для цього зручно використовувати наступні морфологічні ознаки - зміни  $ВСФ$ ,  $ГХП$ , або  $ЖП$  вцілому. Далі, для вирішення поставлених задач встановимо варіанти наведених морфологічних ознак.

Внутрішній силовий фактор  $ВСФ$  можна змінити за рахунок кількісної



зміни величини зовнішнього навантаження на пружні елементи, зміни складової цього навантаження, що сприймається кожним пружним елементом (за рахунок забезпечення змінного положення точки (лінії) прикладення навантаження до пружного елемента) [108], а також послідовним навантаженням та попереднім деформуванням складених пружних елементів [122, 123].

Для суцільних пружних елементів іншим варіантом зміни жорсткості згідно виразу (2.3) є зміна геометричної характеристики перерізу пружного елемента *ГХП*. Принципово відповідь про можливі способи зміни *ГХП* дають відомі співвідношення опору матеріалів [287, 288], які описують зміну моменту інерції  $J_{x1}$  при повороті перерізу на кут  $\alpha$  чи зміщення на величину  $b$  відносно центральних осей:

$$J_{x1} = J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - J_{xy} \sin 2\alpha ; \quad (2.4)$$

$$J_{x1} = J_x + b^2 A , \quad (2.5)$$

де  $J_x$ ,  $J_y$ ,  $J_{xy}$  – осьові та відцентровий моменти інерції перерізу відносно головних осей;

$A$  – площа перерізу.

Перший з двох варіантів зміни *ГХП* – поворот перерізу пружного елемента реалізовано І.І. Сидоренком у [135]. Другий та третій варіанти, де наявне зміщення перерізів пружних елементів, на сьогодні у розроблених конструкціях пружних ланок застосування не знайшли, що додатково демонструє резерв для майбутніх досліджень та синтезу нових технічних рішень. Зміна площі  $A$  для суцільних металевих елементів не є можливою, тому далі не розглядається.

Отже, згідно формул (2.1)...(2.5) можна записати варіанти морфологічних ознак способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з класичними суцільними металевими елементами:

1. Вплив на внутрішній силовий фактор ( $BC\Phi = var$ ).

Варіанти:

- зміна  $BC\Phi$  послідовним навантаженням пружних елементів ( $A_1$ );
- зміна  $BC\Phi$  попереднім навантаженням (деформацією) пружних елементів ( $A_2$ );
- зміна  $BC\Phi$  забезпеченням змінного положення точки (лінії) прикладення зовнішнього навантаження до пружного елемента ( $A_3$ );
- зміна  $BC\Phi$  зміною величини зовнішнього навантаження на пружний елемент ( $A_4$ ).

## 2. Вплив на геометричну характеристику перерізу ( $ГХП = var$ ).

Варіанти реалізації:

- зміна  $ГХП$  поворотом перерізу пружного елемента ( $B_1$ );
- зміна  $ГХП$  зміщенням перерізу пружного елемента ( $B_2$ );
- зміна  $ГХП$  зміщенням і поворотом перерізу пружного елемента ( $B_3$ ).

Наведені ознаки допускають розширення за рахунок додавання зміни  $ЖП$  (2.1) без зміни  $ГХП$ , або за її незначної зміни. Однак для класичних суцільних пружних елементів, що виготовлені з матеріалів із незмінним модулем пружності, цей варіант не є можливим. Очевидне виключення становлять еластомірні елементи, які характеризуються рядом згаданих у розділі 1 недоліків і далі не розглядаються.

Серед металевих елементів можливістю зміни  $ЖП$  без зміни  $ГХП$  характеризуються зокрема сталеві канати, що доведено роботами вчених Харківської та Одеської наукових шкіл із дослідження сталевих канатів та пристроїв ними оснащених. Перспективність застосування сталевих канатів у якості елементів пружних ланок різноманітних машин доведена також багатьма іншими дослідниками.

Дослідженнями [185, 187] встановлено, що зведена згинальна жорсткість каната  $\bar{B}$  складається з жорсткості  $B$ , обумовленої пружною деформацією дротин та трибожорсткості  $b$  від тертя дротів і сталок між собою ((1.1) та (1.2))

Проф. М.Ф. Глушко [160], розглянувши аналогію згину каната і щільно звитої пружини, отримав формули для визначення пружної згинальної жорсткості канатів одинарної та подвійної звивки, загального вигляду

$$B = n' g' + 10^{-3} (a_1 + a_2 \sigma_p) \Delta^4, \quad (2.6)$$

де  $n'$  - кількість сталок у канаті;

$g'$  - згинальна жорсткість окремої сталки;

$a_{1,2}$  – коефіцієнти, що залежать від конструкції канатів;

$\Delta$  – діаметр сталки;

$\sigma_p$  – середнє напруження розтягу.

Трибожорсткість  $b$  обчислюється за формулою [185, 187]

$$b = (a_1 \sigma_p + a_2) d_k^4, \quad (2.7)$$

де  $a_1$  і  $a_2$  – дослідні коефіцієнти для конструкції застосованого в муфті канату, віднесені до одиничного діаметру.

Вирази (2.6) та (2.7) ілюструють залежність згинальної пружної та трибожорсткості від сили натягу каната (у вигляді середнього напруження розтягу  $\sigma_p$ ).

Аналогічні висновки можна дістати з розгляду квазіпружної моделі розтягувальної  $\bar{A}$  (1.1) та крутильної  $\bar{G}$  (1.2) жорсткості В.А. Малиновського. Цими моделями, однак, не охоплено такий вид опору каната як стиск. Це не є дивним, оскільки робота канатів на стиск у поширених випадках їх використання на піднімально-транспортних машин не є типовою, однак для створення пружних ланок, в яких пружні елементи працюють на стиск, сталеві канати є дуже перспективними, оскільки мають при стискуванні власну нелінійну характеристику [198-201], що також формує умови для їх застосування у пружних ланках зі змінною жорсткістю, а також дозволить уникнути пропуску морфологічних ознак у розроблюваній класифікації.

Для зведеної стискальної жорсткості (compression rigidity)  $\bar{C}$  каната по аналогії з формулами (1.1) та (1.2) запишемо

$$\bar{C} = C \pm c, \quad (2.8)$$

де  $C$  – пружна стискальна жорсткість;

$c$  – трибожорсткість при стиску.

Очевидно, що найбільш простим засобом зміни зведеної стискальної жорсткості  $\bar{C}$  є закручування чи розкручування каната.

Аналізуючи вирази (1.1), (1.2) та (2.6) - (2.8) для визначення зведених жорсткостей та їх складових, а також ряд результатів проф. І.М. Чаюна [166], можна зробити висновок, що резервом для зміни жорсткостей є керування пружними жорсткостями  $A$ ,  $G$  та  $C$ , а також трибожорсткостями  $a$ ,  $g$  та  $c$ . Таким чином, можна записати наступні варіанти забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин за рахунок керування жорсткістю перерізу канатних пружних елементів.

2. Вплив на жорсткість перерізу (для канатних елементів) ( $ЖП = var$ ).

Варіанти реалізації:

- зміна  $ЖП$  натягуванням каната (Бк<sub>1</sub>);
- зміна  $ЖП$  стисканням каната (Бк<sub>2</sub>);
- зміна  $ЖП$  закручуванням каната (Бк<sub>3</sub>);
- зміна  $ЖП$  розкручуванням каната (Бк<sub>4</sub>);
- зміна  $ЖП$  натягуванням і закручуванням каната (Бк<sub>5</sub>);
- зміна  $ЖП$  натягуванням і розкручуванням каната (Бк<sub>6</sub>);
- зміна  $ЖП$  стисканням і закручуванням каната (Бк<sub>7</sub>);
- зміна  $ЖП$  стисканням і розкручуванням каната (Бк<sub>8</sub>);
- зміна  $ЖП$  виведенням з роботи окремих сталок (Бк<sub>9</sub>);
- зміна  $ЖП$  зміною кривизни канатного елемента (Бк<sub>10</sub>).

Конструктивно найбільш просто реалізувати варіанти Бк<sub>1</sub> – Бк<sub>8</sub> керування жорсткістю перерізу канатних пружних елементів, тому резерв майбутніх досліджень сталевих канатів для застосування у нових пружних ланках машин ілюструють дані таблиці 2.1.

Зміну кожного із вказаних параметрів можна виконати тільки за рахунок підведення керуючої енергії, що реалізує зміну жорсткості і витрачається на поворот, зсув, розтягування чи стиск елементів згідно наведених варіантів. Тут можливих варіантів два – керуюча енергія є частиною енергії, що передається

чи сприймається пружною ланкою, або вона підводиться ззовні від незалежного джерела.

Таблиця 2.1 – Стан та резерви досліджень впливу на жорсткість сталевих канатів

Об'єкт впливу		Спосіб впливу	
		Зміна натягу каната 	Закручування (розкручування) каната 
1.	Пружна згинальна жорсткість $B$	Досліджено М.Ф. Глушко, І.М. Чаюном, Б.С. Ковальським та ін.	Досліджено І.М. Чаюном
	Трибожорсткість $b$ при згині	Досліджено В.А. Малиновським та ін.	?
2.	Пружна стискальна жорсткість $C$	?	?
	Трибожорсткість $c$ при стиску	?	?
3.	Пружна крутильна жорсткість $G$	Досліджено М.Ф. Глушко, І.М. Чаюном та ін.	Досліджено І.М. Чаюном
	Трибожорсткість $g$ при крученні	Досліджується В.А. Малиновським та ін.	Досліджується В.А. Малиновським та ін.
4.	Пружна розтягувальна жорсткість $A$	Досліджено М.Ф. Глушко, І.М. Чаюном та ін.	Досліджено І.М. Чаюном
	Трибожорсткість $a$ при розтягу	?	?

При використанні того чи іншого варіанту забезпечення керуючого впливу на жорсткість, відповідні ланки будуть пасивними чи активними. Активні варіанти керування жорсткістю зазвичай складні та дорогі [130]. З огляду на це далі розглядатимемо тільки варіант керування жорсткістю за рахунок енергії та керуючих параметрів джерелом яких є рух самої пружної

ланки. Оскільки процес передачі механічної енергії характеризується силовими та кінематичними параметрами – обертальним моментом та кутовою швидкістю при обертальному русі (силою та лінійною швидкістю при поступальному русі), то наступною морфологічною ознакою вважатимемо джерело керуючого впливу – навантаження (тоді керування жорсткістю буде здійснюватись за рахунок навантаження і реалізуватиметься зв'язок жорсткості із навантаженням) та швидкість (керування жорсткістю здійснюватиметься силою інерції, наприклад відцентровою, і реалізуватиметься зв'язок жорсткості із швидкістю).

### 3. Джерело керуючого впливу.

Варіанти:

- навантаження (механічний зв'язок жорсткості з навантаженням) ( $B_1$ );
- швидкість (механічний зв'язок жорсткості з швидкістю) ( $B_2$ ).

Таким чином, можна запропонувати [289 - 292] нову класифікацію способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з суцільними металевими пружними елементами (рис. 2.12) за джерелом керуючого впливу та способом зміни жорсткості перерізу пружних елементів, яка характеризується більшою формалізованістю ніж існуючі, та дозволить в майбутньому застосувати при створенні нових конструкцій пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільними металевими елементами системний метод морфологічного аналізу.

У випадку застосування одного із можливих способів зміни жорсткості пружних елементів, морфологічна матриця синтезу способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з суцільними металевими елементами ( $СЗЖСМЕ$ ) може бути представлена у вигляді (2.9)

$$СЗЖСМЕ = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix}. \quad (2.9)$$

Тоді формула для визначення повного числа варіантів  $N_{СЗЖСМЕ}$  розкриття матриці (2.9) набуде вигляду (2.10)

$$N_{СЗЖСМЕ} = (A + B) \cdot (B) = (4 + 3) \cdot 2 = 14 . \quad (2.10)$$

Отже, за рахунок виконаних теоретичних досліджень встановлено, що можна виділити 14 основних способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з суцільними металевими елементами.

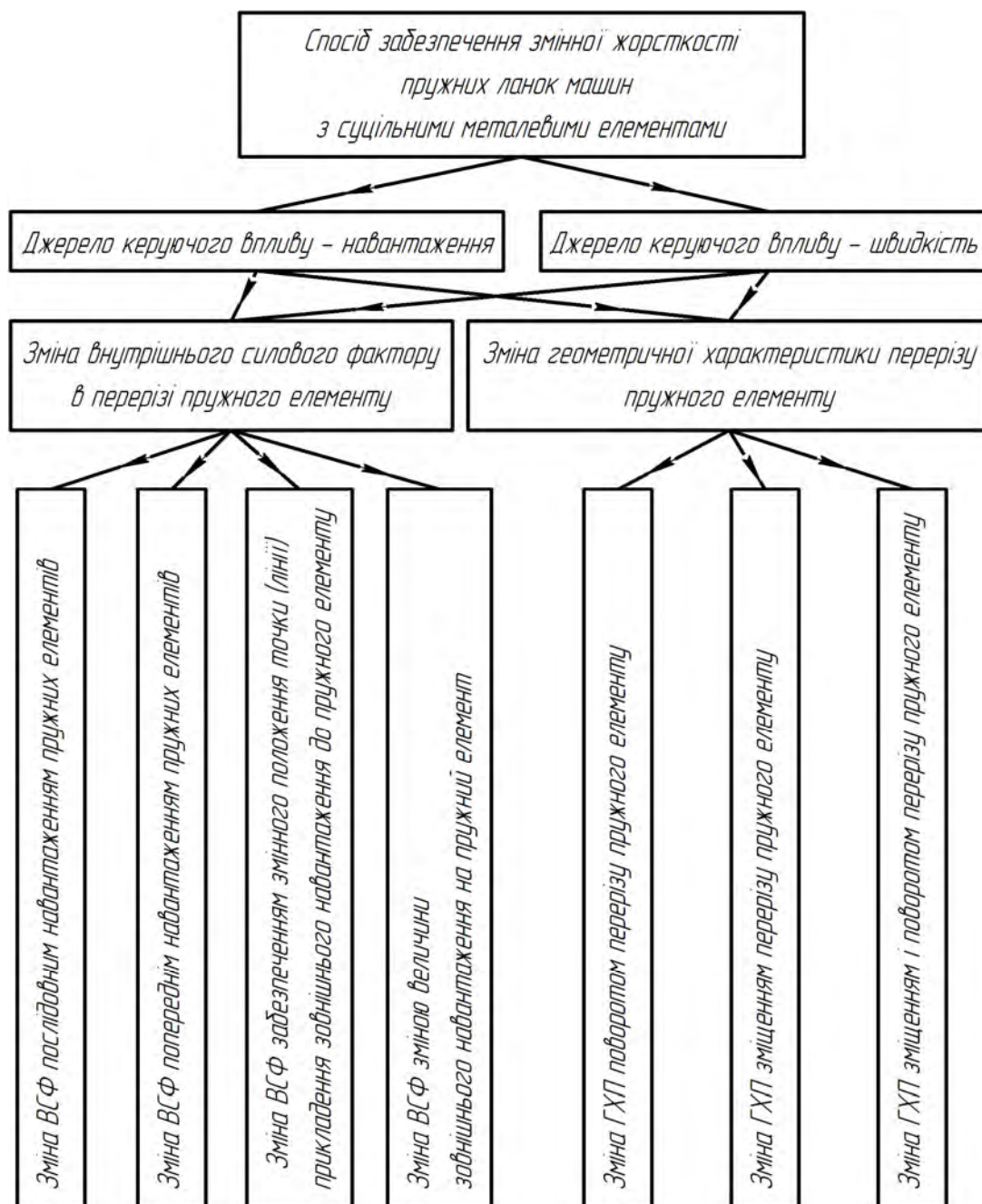


Рисунок 2.12 – Класифікація способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок з суцільними металевими пружними елементами

Для канатних пружних елементів класифікація способів забезпечення змінної жорсткості може бути узагальнена до вигляду показаного на рис. 2.13.

Морфологічна матриця синтезу способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з канатними елементами (СЗЖКЕ) може бути представлена у вигляді (2.11).

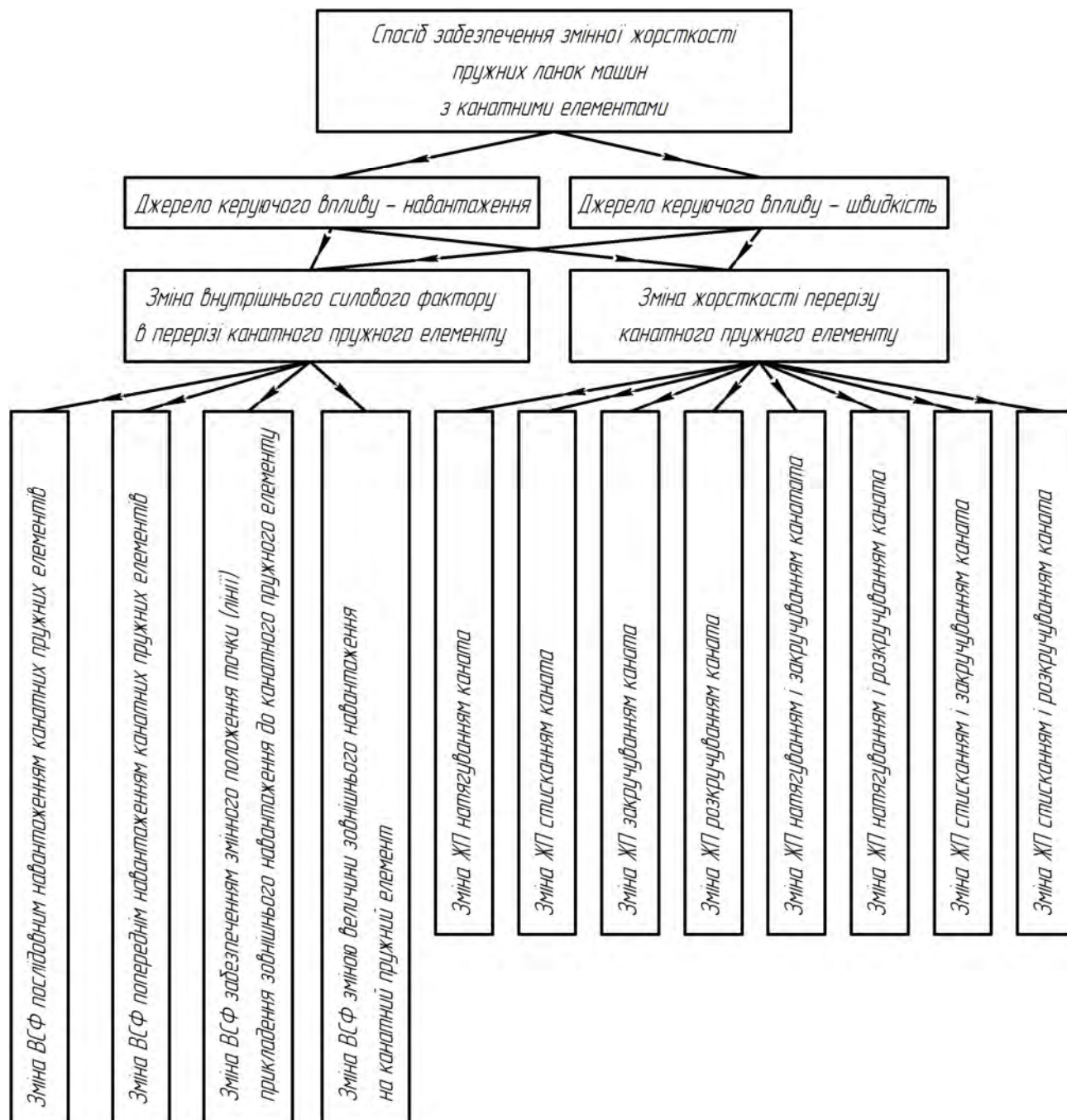


Рисунок 2.13 – Класифікація способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок з канатними пружними елементами



$$CЗЖКЕ = \begin{bmatrix} A_0 \\ A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Bк_0 \\ Bк_1 \\ Bк_2 \\ Bк_3 \\ Bк_4 \\ Bк_5 \\ Bк_6 \\ Bк_7 \\ Bк_8 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix}. \quad (2.11)$$

Тоді формула для визначення повного числа варіантів  $N_{CЗЖКЕ}$  розкриття матриці (2.11) набуде вигляду (2.12)

$$N_{CЗЖКЕ} = (A + Bк) \cdot (B) = (5 + 8) \cdot 2 = 26. \quad (2.12)$$

Таким чином можна виділити 26 основних способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з канатними елементами.

Результати виконаних досліджень формують умови для розроблення нової класифікації пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільними металевими та канатними пружними елементами, що стане можливим після доповнення розроблених класифікацій способів забезпечення змінної жорсткості морфологічними ознаками що додатково характеризують технічні системи, що розглядаються, і формує основи для синтезу конкретних структурних схем пружних ланок машин з суцільнометалевими та канатними пружними елементами.

Оскільки вичерпні відомості про способи забезпечення змінної жорсткості пружних ланок (рис. 2.12 та рис. 2.13) все ж не дають можливості безпосередньо розробити конкретні конструкції цих ланок, то на наступному етапі доцільно розглянути структуру та будову ланок змінної жорсткості взагалі та запропонувати основи синтезу їх структури.

Пружна ланка змінної жорсткості (ПЛЗЖ) зазвичай містить базові деталі (БД) (корпус), пружні елементи (ПЕ) та керуючий механізм (КМ). Формула

будови ПЛЗЖ може бути записана у вигляді (2.13)

$$ПЛЗЖ = БД + ПЕ + КМ . \quad (2.13)$$

Складові елементи ПЛЗЖ повинні бути пов'язані таким чином, щоб забезпечити зміну жорсткості пружних елементів, якими вона оснащена, згідно вибраного способу зміни жорсткості. Джерелом зміни жорсткості у пасивних ПЛЗЖ які тут розглядаються може бути робочий рух (РР), що в кінцевому випадку повинен бути перетворений у виконавчий рух пружного елементу (ВРПЕ), призначенням якого є саме вплив на відповідну характеристику пружного елементу (ПЕ) (наприклад за рахунок його закручування чи зміщення) задля зміни жорсткості. Виконавчий рух ВРПЕ повинен бути реакцією на потрібні керуючі параметри робочого руху (КПРР). Керуючі параметри робочого руху (навантаження, швидкість) є джерелом виникнення силового фактора - керуючого впливу (КВ), який спричиняє відповідний керуючий рух (КР). Отже, керуючий рух КР повинен бути перетворений у пасивних ПЛЗЖ із робочого руху РР у необхідний виконавчий рух ВРПЕ, природа якого залежить від властивостей застосованих пружних елементів і прийнятого способу зміни їхньої жорсткості (рис. 2.12 та рис. 2.13). Функцію перетворення керуючого руху КР у виконавчий рух ВРПЕ повинен виконувати керуючий механізм КМ, яким повинна бути оснащена кожна ПЛЗЖ.

Наведені міркування можуть бути представлені структурними формулами будови ПЛЗЖ:

$$РР \rightarrow КПРР \rightarrow КВ \rightarrow КР ; \quad (2.14)$$

$$КР + КМ = ВРПЕ ; \quad (2.15)$$

$$ПЕ + ВРПЕ = Зміна жорсткості ПЛЗЖ . \quad (2.16)$$

Необхідним елементом процесу проектування ПЛЗЖ при цьому є встановлення потрібних функцій керуючого механізму КМ та безпосередній його вибір. Під функцією КМ розумітимемо потрібне перетворення ним ВР у

ВРПЕ. Для встановлення потрібних функцій керуючих механізмів проаналізуємо (табл. 2.2) можливі комбінації основних рухів РР, КР та ВРПЕ, враховуючи можливі параметри КППР а також дані запропонованої класифікації (рис. 2.12), де передбачена зміна внутрішнього силового фактора та геометричної характеристики перерізу за рахунок основних поступальних (П), обертальних (О) рухів та їх комбінацій.

Таблиця 2.2 – Сукупність рухів та функцій керуючого механізму ПЛЗЖ

Робочий рух (РР)	Керуючий параметр робочого руху (КППР)	Керуючий вплив (КВ)	Керуючий рух (КР)	Виконавчий рух пружного елемента (ВРПЕ)	Функції керуючого механізму (КМ)
Обертальний (О)	Навантаження (обертальний момент $T$ )	Обертальний момент ( $T$ )	О	О; П; О+П; П+О.	О → О ;
	Кутова швидкість ( $\omega$ )	Відцентрова сила ( $F_{\theta}$ )	П		О → П ;
Поступальний (П)	Навантаження (сила $F$ )	Сила ( $F$ )	П		П → О ;
	Лінійна швидкість ( $V$ )	Сила інерції ( $F_i$ )	П		П → П ;
					О → П + О ;
					П → П + О .

Таблиця 2.3 містить можливі комбінації основних рухів у ПЛЗЖ та види керуючих механізмів КМ, що здатні ці рухи реалізувати та забезпечити. За даними цієї таблиці можна виконувати вибір КМ після встановлення необхідного КР, що здатен забезпечити прийнятий спосіб зміни жорсткості пружного елемента.

Розроблена класифікація способів забезпечення змінної жорсткості пружних елементів та сукупності можливих комбінацій робочих рухів, їх керуючих параметрів, що змінюватимуть характеристику ПЛЗЖ, виконавчих рухів пружних елементів та відповідно потрібних функцій керуючих механізмів формує умови для системного синтезу структурних схем пружних ланок машин змінної жорсткості.

Таблиця 2.3 - Види та застосування керуючих механізмів

Вид керуючого механізму (КМ)					
Схема					
Функції	Гвинт- гайка (ГГ)	Шестерня-рейка (ШР)	Зубчаста (ланцюгова) передача (ЗП)	Кулачковий механізм (КМ)	Важільний механізм (ВМ)
Функції КМ $KP \rightarrow BPIE$					
$O \rightarrow П$	+	+	-	+	+
$O \rightarrow O$	-	+	+	+	+
$П \rightarrow O$	+ (несамогальм. нарізь)	+	-	-	+
$П \rightarrow П$	+	-	-	+	+
$O \rightarrow П + O$	+	+	-	-	-
$П \rightarrow П + O$	+ (несамогальм. нарізь)		-	-	-

За результатами проведених теоретичних досліджень можна запропонувати наступний алгоритм синтезу структури ПЛЗЖ, вихідними даними для якої повинен бути заданий робочий рух РР самої пружної ланки (рис. 2.14):

1. Вибрати тип пружного елемента;
2. Вибрати спосіб зміни жорсткості пружної ланки та виконавчий рух пружного елемента (ВРПЕ);
3. Встановити за видом робочого руху (РР) керуючий параметр робочого руху (КПРР), за рахунок якого змінюватиметься жорсткість, керуючий вплив (КВ) та керуючий рух (КР);
4. За співвідношенням виконавчого руху пружного елемента (ВРПЕ) та керуючого руху (КР) встановити функцію керуючого механізму (КМ);
6. Згідно таблиці 2.3 вибрати за функцією керуючий механізм (КМ);
7. Скласти структурну схему пружної ланки змінної жорсткості.

### 2.3. Практика синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості

В попередньому підрозділі розроблено теоретичні основи синтезу ПЛЗЖ та наведено алгоритм його реалізації за рахунок чого дістала подальшого розвитку теорія створення ПЛЗЖ, а майбутнім дослідникам та інженерам дано основні інструменти для розроблення основи – структури ПЛЗЖ.

З метою ілюстрації можливостей розробленого алгоритму наведемо кілька прикладів користування нею на основі схем ПЛЗЖ синтезованих та запатентованих автором для ланок з суцільнометалевими призматичними та канатними елементами.

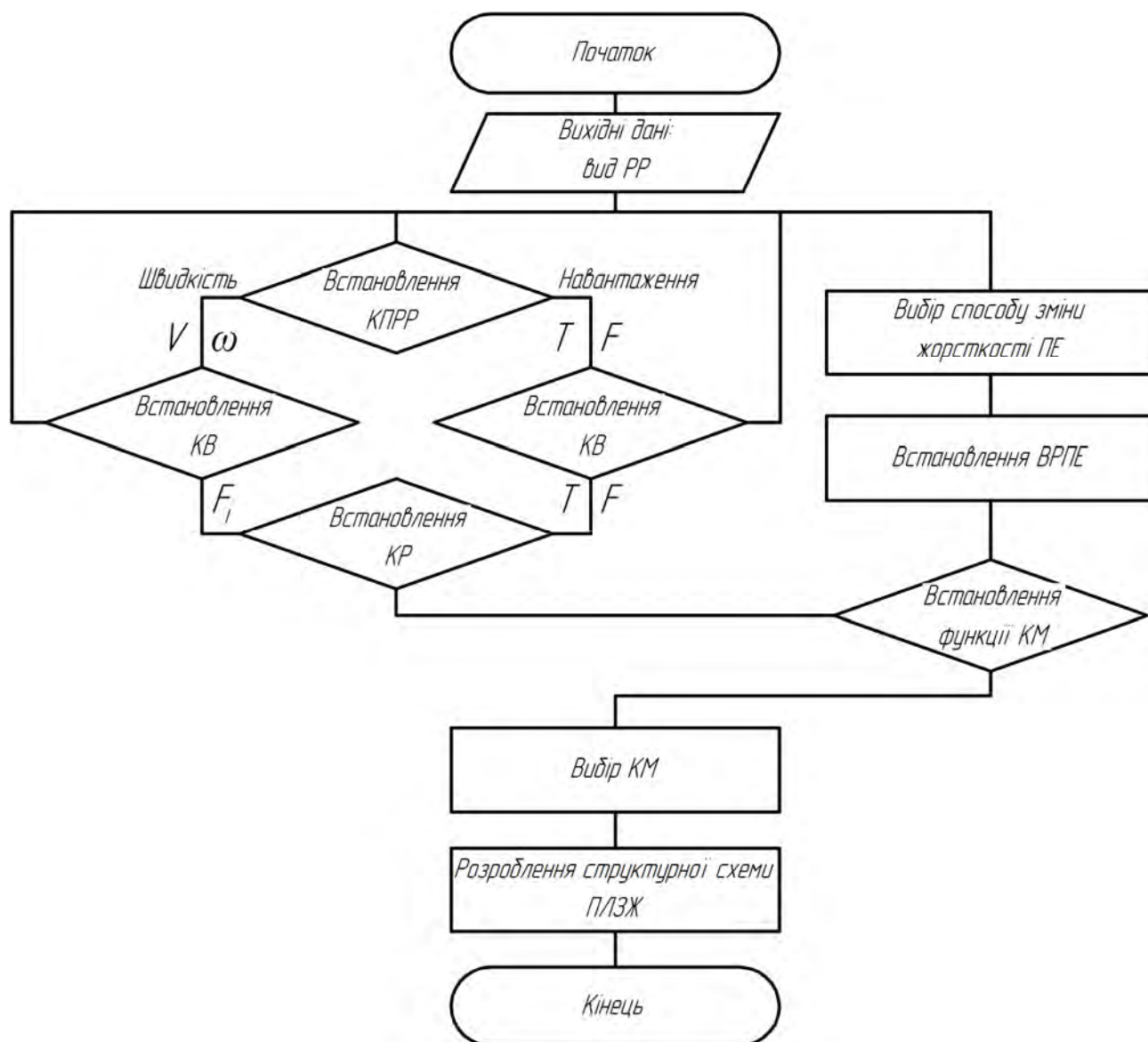


Рисунок 2.14 – Блок-схема алгоритму синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості

На першому етапі виконаємо розроблення структурних схем ПЛЗЖ на основі суцільнометалевих стрижневих елементів несиметричного (наприклад прямокутного) перетину. У випадку коли робочим рухом є обертальний матимемо задачу синтезу схем муфт змінної крутильної жорсткості для яких РР є обертання, а стрижневі пружні елементи розташовані паралельно осі муфти.

Для пружних елементів у вигляді стрижнів прямокутного перерізу розглянемо способи зміни жорсткості за рахунок впливу на геометричну характеристику перерізу і відповідно до другого пункту запропонованої методології встановимо виконавчі рухи пружних елементів:

1. Зміна  $G_{XII}$  поворотом перерізу пружного елемента – виконавчим рухом пружного елемента буде поворот пружного елемента навколо своєї осі при незмінному діаметрі розташування у напівмуфтах, що призведе до зміни моменту інерції перерізу пружного елемента відносно його власної осі та осі муфти;

2. Зміна  $G_{XII}$  зміщенням перерізу пружного елемента – виконавчим рухом пружного елемента буде поступальне переміщення пружного елемента від або до осі муфти за рахунок чого змінюватиметься діаметр розташування у напівмуфтах та момент інерції перерізу пружних елементів відносно осі муфти;

3. Зміна  $G_{XII}$  зміщенням і поворотом перерізу пружного елемента – виконавчим рухом пружного елемента буде поступальне переміщення і поворот пружного елемента, що суміщатиме вплив на жорсткість двох попередніх варіантів.

На наступному етапі у відповідності до третього пункту розробленої методології розглядатимемо можливі параметри керуючих параметрів робочого руху - у розроблюваних ПЛЗЖ, відповідно до табл. 2.2 обертальному РР відповідають два можливих КППР – обертальний момент  $T$  чи кутова швидкість  $\omega$ .

Керуючим впливом у випадку керуючого параметра  $\omega$  буде відцентрова сила  $F_s$ , що потребує реалізації поступального керуючого руху, а у випадку обертального моменту  $T$ , керуючий рух буде обертальним.

Вибираємо за таблицею 2.3 керуючі механізми та отримані результати

зводимо в таблицю 2.4. На наступному етапі, з урахуванням даних табл. 2.4 та вибраних КМ, розробляємо структурні схеми механізмів муфт.

Таблиця 2.4 – Основні етапи синтезу структури пружних муфт змінної жорсткості з суцільнометалевими стрижневими ПЕ при зміні їх жорсткості за рахунок впливу на ГХП

№ муфти	Робочий рух	Спосіб зміни жорсткості ПЛЗЖ	ВРПЕ	КПРР	КВ	КР	Функція КМ ( $КР \rightarrow ВРПЕ$ )	Вид КМ за табл. 2.3	Структ. схема
М1	О	Зміна ГХП поворотом перерізу пружного елемента	О	Обертальний момент $T$	Обертальний момент $T$	О	$O \rightarrow O$	ЗП	рис. 2.15
М2				Кутова швидкість $\omega$	Відцентрова сила $F_e$	П	$P \rightarrow O$	ШР	рис. 2.16, рис. 2.17
М3		Зміна ГХП зміщенням перерізу пружного елемента	П	Обертальний момент $T$	Обертальний момент $T$	О	$O \rightarrow P$	ШР	рис. 2.18
М4				Кутова швидкість $\omega$	Відцентрова сила $F_e$	П	$P \rightarrow P$	ВМ	рис. 2.19
М5		Зміна ГХП зміщенням і поворотом перерізу пружного елемента	П+О	Обертальний момент $T$	Обертальний момент $T$	О	$O \rightarrow P + O$	ШР	рис. 2.20
М6				Кутова швидкість $\omega$	Відцентрова сила $F_e$	П	$P \rightarrow P + O$	ШР	рис. 2.21

На рис. 2.15 показана структурна схема муфти М1 (табл. 2.4) з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з обертовим моментом, що вона передає [293]. Муфта працює наступним чином: при обертанні ведучої напівмуфти 1 разом з нею обертаються закріплені у ній пружні елементи 3 і встановлені на них шестерні 4, які за рахунок зачеплення із зубчастим колесом внутрішнього зачеплення 5 приводять у обертання ведену напівмуфту 2.

Зубчасте колесо 6 із зовнішніми зубцями при цьому виконує функцію опори пружних елементів і протидіє їхньому прогину до центру напівмуфт. У випадку виникнення коливань чи перевантажень, динамічний момент спричиняє різке повертання веденої напівмуфти 2. Разом із нею повертається зубчасте колесо 5, що з нею сполучене. Поворот колеса 5 спричиняє поворот шестерень 4, які закручують, чи розкручують пружні елементи 3, наприклад стрижні чи канати, спричиняючи зворот їх поперечного перерізу і за рахунок цього зміну їх жорсткості та демпфування, а також повертають вхолосту зубчасте колесо 6. За рахунок зміни жорсткості та демпфування відбувається поглинання та розсіяння коливань.

На рис. 2.16 показана структурна схема муфти М2 (табл. 2.4) з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з частотою обертання [294]. Муфта працює наступним чином: на початку пуску оснащеного нею приводу за рахунок недостатнього значення відцентрової сили, що прикладена до рейок-вантажів 5, пружини 4 притягують їх до центру напівмуфт 1 і 2. Цим забезпечується необхідна орієнтація перерізів пружних елементів меншими осями до центру муфти і висока їх згинальна жорсткість та відповідно висока крутильна жорсткість муфти та відсутність коливань в приводі в період пуску. По закінченні розгону приводу і муфти, рейки-вантажі 5, розтягуючи пружини 6, переміщуються до периферії напівмуфт та обертають через сполучені з ними зубчасті колеса 4, пружні елементи 3 навколо власної осі для зміни орієнтації пружних елементів в бік зниження згинальної жорсткості (більші осі перерізів пружних елементів повертаються до центру муфти). В такому випадку забезпечується низька згинальна жорсткість пружних елементів та відповідно низька крутильна жорсткість муфти, що дозволяє їй ефективно реагувати на перевантаження приводу.



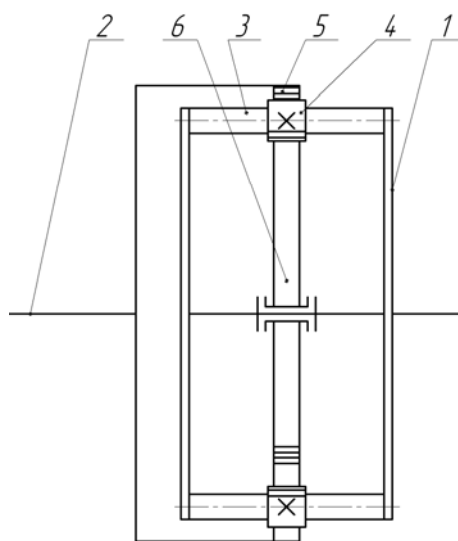


Рисунок 2.15 – Структурна схема муфти змінної жорсткості M1 (табл. 2.4)

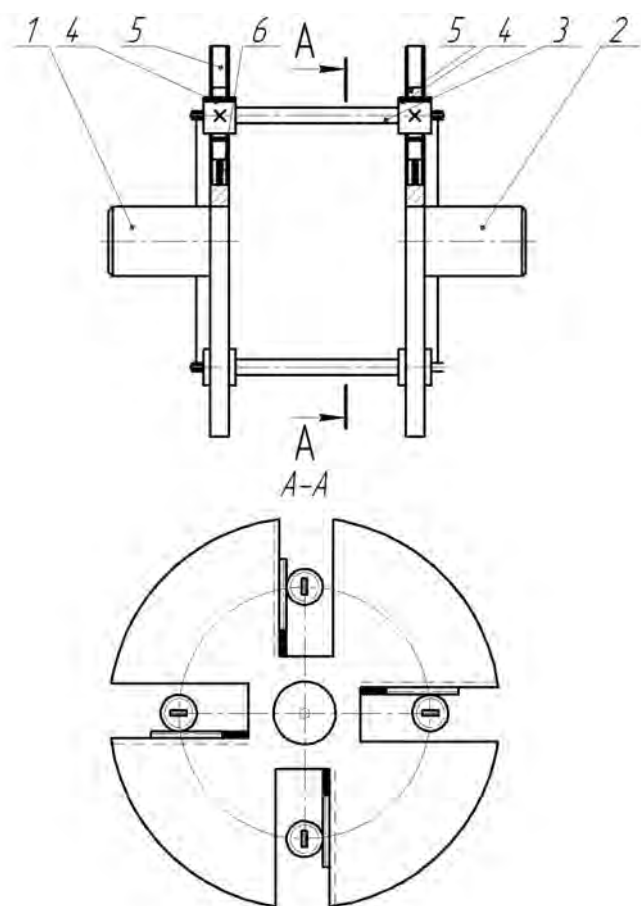


Рисунок 2.16 – Структурна схема муфти змінної жорсткості M2 (табл. 2.4) [294]

На рис. 2.17 показана структурна схема муфти M2 (табл. 2.4) з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з частотою обертання [295], де відсутні спіральні пружини. Вона працює наступним чином: на початку пуску оснащеного нею приводу за рахунок недостатнього значення відцентрової сили, що прикладена до рейок-вантажів 7, вони не здатні закрутити стрижні 3, що жорстко закріплені на одній із напівмуфт і розташовані таким чином, що менші осі їх перерізів повернуті до центру напівмуфт. Цим забезпечується висока їх згинальна жорсткість та відповідно висока крутильна жорсткість муфти під час пуску та відсутність коливань в приводі. По закінченні розгону приводу і муфти, рейки-вантажі 7, переміщуються до периферії напівмуфти 1 по направляючих 8 та закручують

через сполучені з ними зубчасті колеса 6, пружні елементи 3 таким чином, що до центру напівмуфт стануть повернуті більші осі перерізів пружних елементів 3. В такому випадку забезпечується низька згинальна жорсткість пружних елементів та відповідно низька крутильна жорсткість муфти, що дозволяє їй ефективно реагувати на перевантаження приводу.

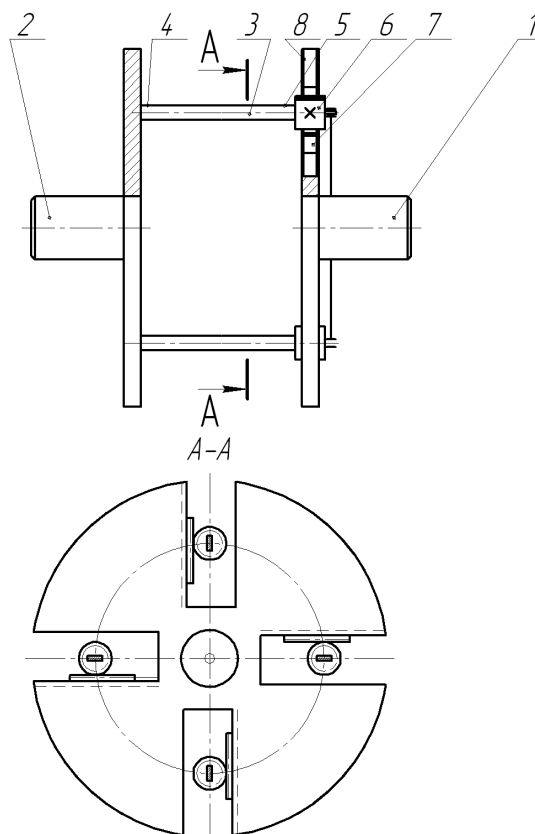


Рисунок 2.17 – Структурна схема муфти змінної жорсткості М2  
(табл. 2.4) [295]

На рис. 2.18 показана структурна схема муфти М3 (табл. 2.4) з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з обертовим моментом, що нею передається. Муфта працює наступним чином: при обертанні ведучої напівмуфти 1 разом з нею обертаються закріплені у ній пружні елементи 3 і встановлені на них шестерні 4, які одночасно сполучені з рейками 6, що встановлені на пружинах 5, мають можливість радіального переміщення та введені в зачеплення з центральною шестернею 7. Шестерня 7 сполучена проміжним валом 8 з веденою напівмуфтою 2. У випадку виникнення коливань чи перевантажень, динамічний момент спричиняє різке повертання веденої

напівмуфти 2 і через вал 7 центральної шестерні 6, яка переміщуватиме при цьому рейки 6. Переміщення рейок 6 спричиняє переміщення до центру муфти разом з ними шестерень 4 та пружних елементів 3, які позбавлені можливості обертання за встановлення в направляючі 9 призматичних хвостовиків пружних елементів, які в такому випадку зменшують свою згинальну жорсткість та крутильну жорсткість муфти за рахунок чого відбувається амортизація перевантажень, які не передаються далі по валопроводу.

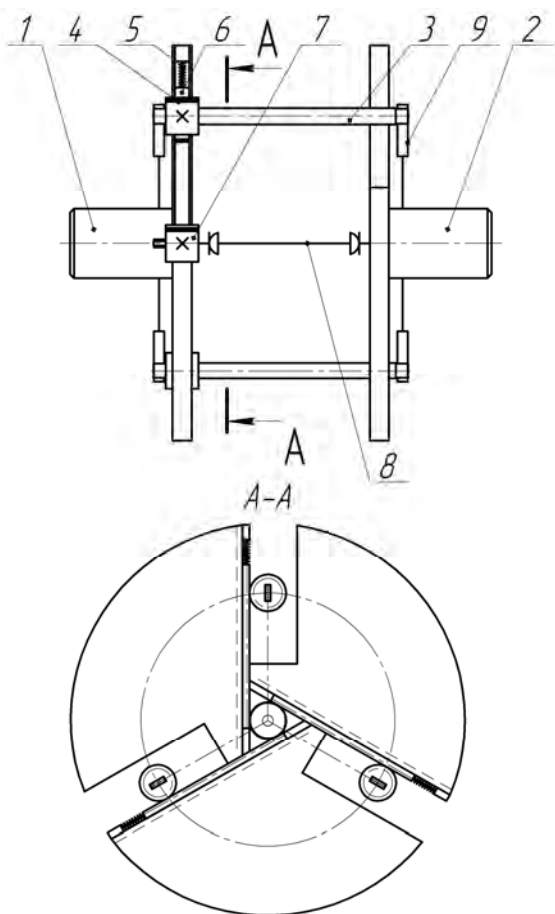


Рисунок 2.18 – Структурна схема муфти змінної жорсткості М3 (табл. 2.4)

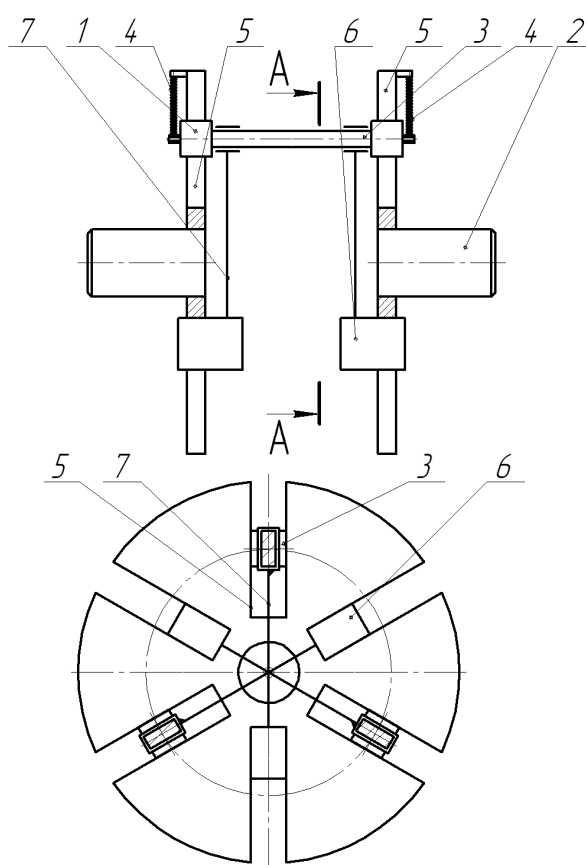


Рисунок 2.19 – Структурна схема муфти змінної жорсткості М4 (табл. 2.4)

На рис. 2.19 показана структурна схема муфти М4 (табл. 2.4) з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з частотою обертання [296]. Муфта працює наступним чином: на початку пуску оснащеного нею приводу за рахунок недостатнього значення відцентрової сили, що прикладена

до вантажів 6, пружини 4 притягують пружні елементи 3 до периферії напівмуфт. Цим забезпечується висока згинальна жорсткість пружних елементів та відповідно висока крутильна жорсткість муфти та відсутність коливань в приводі на етапі пуску. По закінченні розгону приводу і муфти, вантажі 6 через сполучені з ними тяги 7 зміщують по направляючих 5 пружні елементи 3 до центру, розтягуючи пружини 4. В такому випадку забезпечується низька згинальна жорсткість пружних елементів та відповідно низька крутильна жорсткість муфти, що дозволяє їй ефективно реагувати на перевантаження приводу.

На рис. 2.20 показана структурна схема муфти М5 (табл. 2.4) з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з обертовим моментом, що нею передається. Муфта працює наступним чином: при обертанні ведучої напівмуфти 1 разом з нею обертаються закріплені у ній пружні елементи 3 і встановлені на них шестерні 4, які одночасно сполучені з рейками 6, що встановлені у напівмуфті 1 нерухомо, та з радіально рухомими рейками 7, які встановлені на пружинах 5, введені в зачеплення з центральною шестернею 8. Шестерня 8 сполучена проміжним валом 9 з веденою напівмуфтою 2. У випадку виникнення коливань чи перевантажень, динамічний момент спричиняє різке повертання веденої напівмуфти 2 і через вал 9 центральної шестерні 8, яка переміщуватиме при цьому рейки 7. Переміщення рейок 7 спричиняє обкочування шестерень 4 по нерухомих рейках 6 і відповідно одночасний поворот та переміщення пружних елементів 3, які в такому випадку зменшують свою згинальну жорсткість та крутильну жорсткість муфти за рахунок чого відбувається амортизація перевантажень.

На рис. 2.21 показана структурна схема муфти М6 (табл. 2.4) з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості з частотою обертання [297]. Муфта працює наступним чином: на початку пуску оснащеного нею приводу за рахунок недостатнього значення відцентрової сили, пружини 6 притягують шестерні 4 та призматичні пружні елементи прямокутного перерізу 3 до периферії напівмуфт 1 і 2, таким чином, що менші осі їх перерізів 3

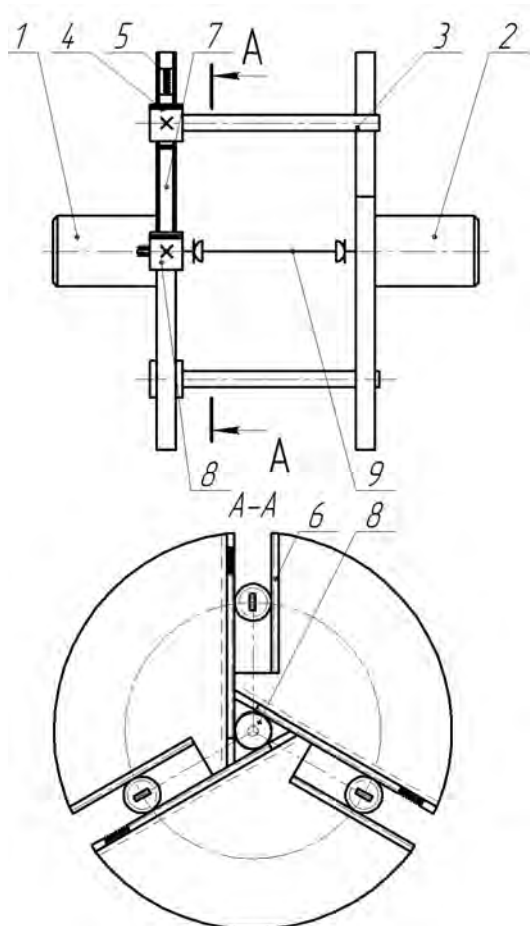


Рисунок 2.20 - Структурна схема муфти змінної жорсткості М6 (табл. 2.4) (перший варіант)

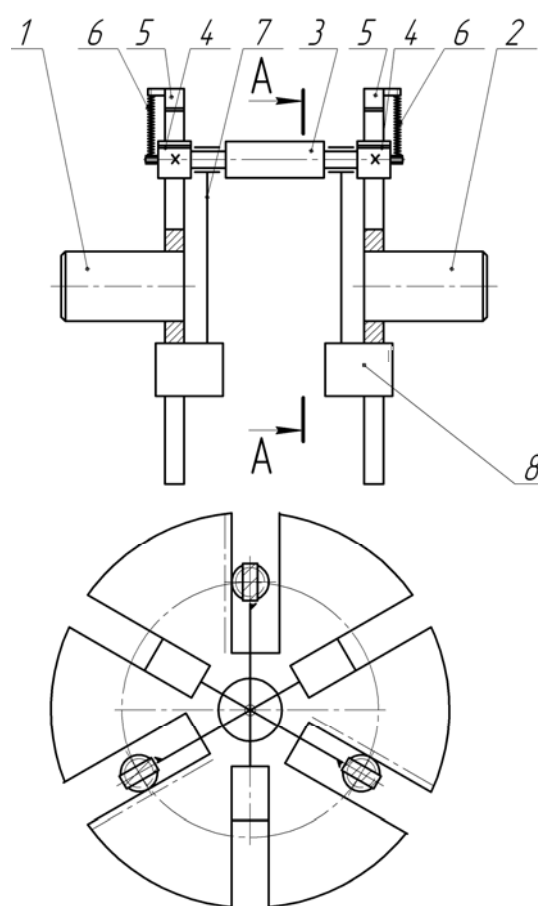


Рисунок 2.21 - Структурна схема муфти змінної жорсткості М6 (табл. 2.4) (другий варіант)

повернуті до центру напівмуфт. Цим забезпечується висока згинальна жорсткість пружних елементів та відповідно висока крутильна жорсткість муфти та відсутність коливань в приводі. По закінченні розгону приводу і муфти, вантажі 8, розтягуючи пружини 6, через тяги 7 підтягують пружні елементи 3 до центру напівмуфт, чим забезпечується обкочування шестерень 4 по рейках 5, а за рахунок цього поворот пружних елементів в положення біля центра напівмуфт таким чином, що до центру напівмуфт стануть повернуті більші осі перерізів пружних елементів 3. В такому випадку забезпечується низька згинальна жорсткість пружних елементів та відповідно низька крутильна жорсткість муфти, що дозволяє їй ефективно реагувати на

перевантаження приводу.

На другому етапі виконаємо розроблення структурних схем ПЛЗЖ на основі канатних елементів для випадків обертального робочого руху (муфти) та поступального робочого руху (амортизатори). На основі деяких способів зміни жорсткості канатних пружних елементів.

1) Зміна жорсткості перерізу натягуванням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його переміщення вздовж власної осі у напрямку збільшення довжини (розтяг);

2) Зміна жорсткості перерізу стисканням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його переміщення вздовж власної осі у напрямку зменшення довжини (стиск);

3) Зміна жорсткості перерізу закручуванням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його обертання навколо власної осі у напрямку звивки;

4) Зміна жорсткості перерізу розкручуванням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його обертання навколо власної осі у напрямку, протилежному напрямку звивки;

5) Зміна жорсткості перерізу натягуванням і закручуванням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його переміщення у напрямку збільшення довжини та обертання навколо власної осі у напрямку звивки;

6) Зміна жорсткості перерізу натягуванням і розкручуванням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його переміщення у напрямку збільшення довжини та обертання навколо власної осі у напрямку, протилежному напрямку звивки;

7) Зміна жорсткості перерізу стисканням і закручуванням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його переміщення у напрямку зменшення довжини та обертання навколо власної осі у напрямку звивки;

8) Зміна жорсткості перерізу стисканням і розкручуванням каната – виконавчим рухом пружного елемента буде його переміщення у напрямку

зменшення довжини та обертання навколо власної осі у напрямку, протилежному напрямку звивки.

На рис. 2.22 показано структурну схему [298] муфти (РР - обертання), в якій реалізовано зміну згинальної жорсткості канатних пружних елементів за рахунок їх закручування чи розкручування (ВРПЕ - обертання) в залежності від частоти обертання (КПРР – кутова швидкість  $\omega$ , КВ – відцентрова сила  $F_{\text{в}}$ , КР – поступальний), виконавчим механізмом вибрано шестерінчасто-рейковий (ШР), що дозволяє перетворити керуючий поступальний рух у виконавчий обертальний рух пружного елемента. Муфта працює наступним чином: на початку пуску оснащеного нею приводу за рахунок недостатнього значення відцентрової сили, що прикладена до рейок-вантажів 7, пружини 9 притягують їх до центру напівмуфти 1, закручуючи через зубчасті колеса 6 канати 3. Цим забезпечується висока їх згинальна жорсткість та відповідно висока крутильна жорсткість муфти та відсутність коливань в приводі. По закінченні розгону приводу і муфти, рейки-вантажі 7, розтягуючи пружини 9, переміщуються до периферії напівмуфт по направляючих 8 та розкручують через сполучені з ними зубчасті колеса 6, канати 3 з метою зниження їх згинальної жорсткості. В такому випадку забезпечується низька згинальна жорсткість пружних елементів та відповідно низька крутильна жорсткість муфти.

На рис. 2.23 показано структурну схему [299] муфти (РР - обертання), в якій реалізовано зміну згинальної жорсткості канатних пружних елементів за рахунок їх закручування чи розкручування (ВРПЕ - обертання) в залежності від навантаження (КПРР – обертальний момент  $T$ , КВ – обертальний момент  $T$ , КР – обертальний), виконавчим механізмом вибрано зубчасту передачу (ЗП), що дозволяє перетворити керуючий обертальний рух у виконавчий обертальний рух пружного елемента. Муфта працює наступним чином: при обертанні ведучої напівмуфти 1 разом з нею обертаються жорстко закріплені у ній канати 6 і приводять у обертання ведену напівмуфту 2 через зубчасті колеса 5. У випадку виникнення коливань динамічний момент спричиняє різке повертання веденої напівмуфти 2. Разом із нею повертається центральний вал 3 і

центральна шестерня 4, що з ним сполучена. Поворот центральної шестерні 4 спричиняє поворот зубчастих коліс 5, які закручують, чи розкручують канати 6, спричиняючи зміну їх жорсткості та демпфування. За рахунок зміни жорсткості та демпфування відбувається поглинання та розсіяння коливань. За рахунок наявності шарнірів 9 та 10 у сполученні центрального вала 3 із ведучою напівмуфтою 1 та центральною шестернею 4, а також за рахунок високої гнучкості канатів 6, пропонується муфта може працювати в умовах неспівісності.

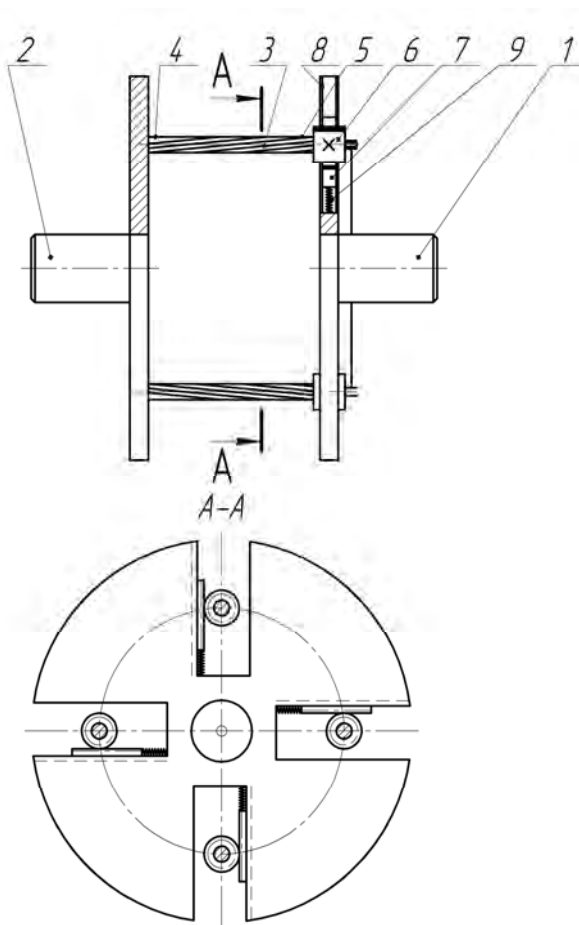


Рисунок 2.22 - Структурна схема муфти із закручуваними канатами (КПРР – кутова швидкість) [298]

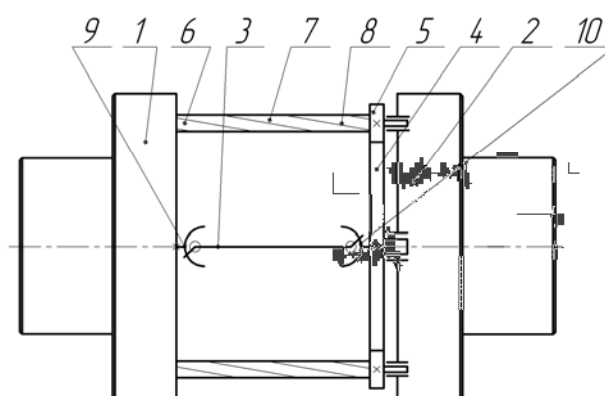


Рисунок 2.23 - Структурна схема муфти із закручуваними канатами (КПРР – обертальний момент) [299]

На фіг. 2.24 показана муфта [300] (РР - обертання), в якій реалізовано зміну згинальної жорсткості канатних пружних елементів за рахунок їх розтягу (ВРПЕ – поступальне переміщення) в залежності від частоти обертання (КПРР



– кутова швидкість  $\omega$ , КВ – відцентрова сила  $F_c$ , КР – поступальний), функції виконавчого механізму виконують вантажі, що сполучені з канатами, що дозволяє перетворити керуючий поступальний рух у виконавчий поступальний рух пружного елемента. Муфта з працює наступним чином. При обертанні внутрішньої напівмуфти 2, в період пуску, її пальці 9, згинаючи канати 3, через втулки 12 та отвори 10 обертають чашоподібну напівмуфту 2 (муфта працює як пружно-компенсуюча високої жорсткості), при зростанні частоти обертання напівмуфти 1 вантажі 5 під дією відцентрової сили переміщуються в напрямних 6 зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1 і натягують канати 3, при цьому контакт пальців 9 із отворами 10 розривається (муфта починає працювати як пружно-компенсуюча з низькою жорсткістю), і, за рахунок гнучкості та пружності канатів і наявності між пальцями 9 та отворами 10 зазорів муфта забезпечує демпфування коливань, амортизацію поштовхів та компенсацію неспіввісності валів, рух при цьому передається від пазів 8 пальців 9 до канатів 3 і зовнішньої чашоподібної напівмуфти 2.

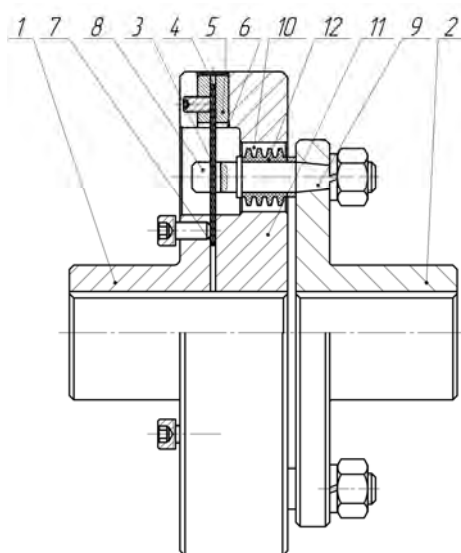


Рисунок 2.24 - Конструкція муфти із розтягуваними канатами [300]

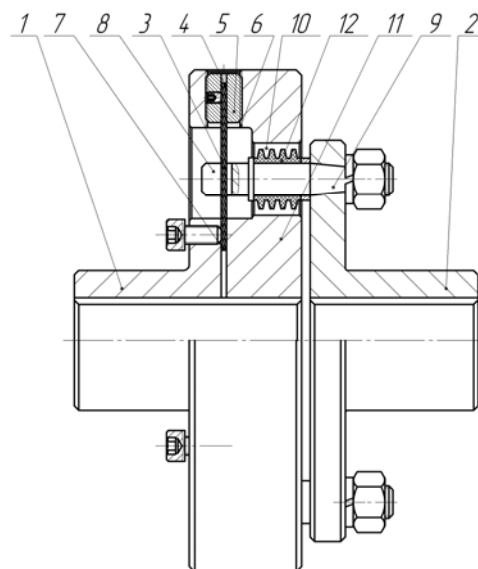


Рисунок 2.25 - Конструкція муфти із розтягуваними та закручуваними/розкручуваними канатами [297, 298]

На фіг. 2.25 показана муфта [301] (РР - обертання), в якій реалізовано зміну згинальної жорсткості канатних пружних елементів за рахунок їх натягу та закручування (ВРПЕ – поступальне переміщення та обертання) в залежності від частоти обертання (КПРР – кутова швидкість  $\omega$ , КВ – відцентрова сила  $F_в$ , КР – поступальний), функції виконавчого механізму виконує несамогальмівна передача гвинт-гайка, де гайки-вантажі сполучені з канатами, що дозволяє перетворити керуючий поступальний рух у виконавчий поступальний та обертальний рух пружного елемента. Муфта працює наступним чином. При обертанні внутрішньої напівмуфти 2, в період пуску, її пальці 9, згинаючи канати 3, через втулки 12 та отвори 10 обертають чашоподібну напівмуфту 2 (муфта працює як пружно-компенсуюча високої жорсткості), при зростанні частоти обертання напівмуфти 1 вантажі 5 під дією відцентрової сили переміщуються в гвинтових напрямних 6 (напрямок підйому яких відповідає напрямку звивки канатів) зовнішньої чашоподібної напівмуфти 1 і натягують та закручують канати 3, при цьому контакт пальців 9 із отворами 10 розривається (муфта починає працювати як пружно-компенсуюча з низькою жорсткістю), і, за рахунок гнучкості та пружності канатів, та додаткового їх закручування від обертання в напрямних, і наявності між пальцями 9 та отворами 10 зазорів муфта забезпечує демпфування коливань, амортизацію поштовхів та компенсацію неспіввісності валів, рух при цьому передається від пазів 8 пальців 9 до канатів 3 і зовнішньої чашоподібної напівмуфти 2.

У випадку виконання гвинтових напрямних 6 із напрямком підйому, що протилежний напрямку звивки каната, канат буде розтягуватися та розкручуватися при збільшенні частоти обертання, тобто реалізовуватиметься спосіб зміни жорсткості натягом та розкручуванням каната [302].

На фіг. 2.26 показаний пружний елемент стиску [303] (РР - поступальне переміщення), в якому реалізовано зміну стискальної жорсткості канатних пружних елементів за рахунок їх закручування чи розкручування (ВРПЕ – обертання) в залежності від навантаження (КПРР – навантаження  $F$ , КВ – навантаження  $F_в$ , КР – поступальний), функції виконавчого механізму виконує

кулачковий механізм у вигляді криволінійних напрямних та пальців, що сполучені з канатами, що дозволяє перетворити керуючий поступальний рух у виконавчий обертальний рух пружного елемента. Пружний елемент стиску працює наступним чином. При роботі машини навантаження сприймається причепом 1 і через канат 3 передає навантаження на інший причеп 2, виконуючи амортизацію пікових навантажень. При цьому тертя дротин у сталках і сталок між собою дозволяє запропонованому пружному елементу розсіювати енергію коливань. При збільшенні інтенсивності коливань і необхідності підвищення чи зниження жорсткості або демпфування пружного елемента за рахунок переміщення штифтів 8 по напрямним пазам 7 виконується взаємний поворот корпусів 4 і 5, що спричиняє закручування чи розкручування каната (в залежності від співвідношення напрямків звивки каната та пазів 7) і зміну жорсткості та демпфування пружних елементів, за рахунок чого відбувається поглинання коливань.

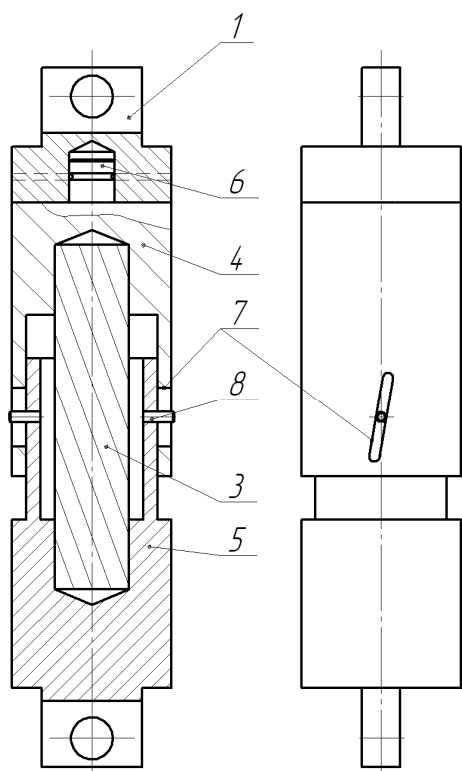


Рисунок 2.26 - Структурна схема пружного елемента стиску [303]

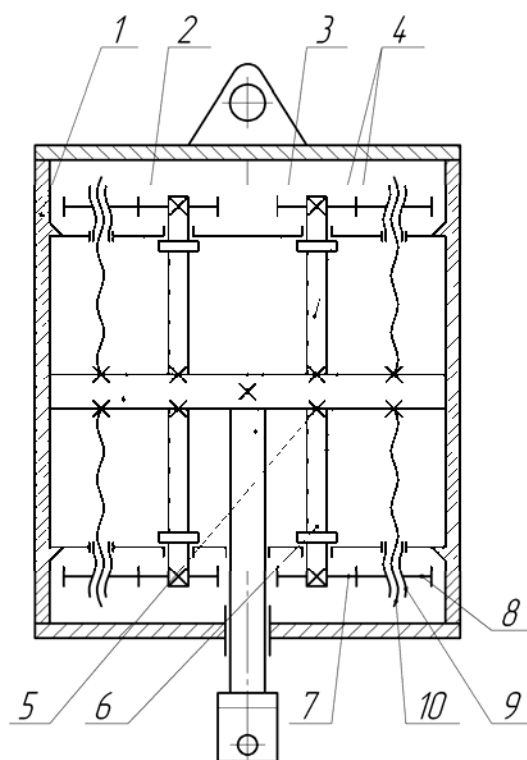


Рисунок 2.27 - Структурна схема амортизаційно-поглинаючого пристрою [304]

На фіг. 2.27 показаний амортизаційно-поглинаючий пристрій [304] (РР - поступальне переміщення), в якому реалізовано зміну стискальної та розтягуювальної жорсткості канатних пружних елементів за рахунок їх закручування чи розкручування (ВРПЕ – обертання) в залежності від навантаження (КПРР – навантаження  $F$ , КВ – навантаження  $F_0$ , КР – поступальний), функції виконавчого механізму виконують передачі "гвинт-гайка" із несамогальмівною нарізкою, що дозволяє перетворити керуючий поступальний рух у виконавчий обертальний рух пружного елемента. Амортизаційно-поглинаючий пристрій працює наступним чином (на прикладі установки його у вантажній підвісці крана таким чином, що корпус 1 підвішений на гаку крана, а до штока 3 підвішено вантаж). При підйомі вантажу з підхопленням після вибору прослабленого вантажного каната навантаження у ньому зростає стрибкоподібно, в результаті поршень 2 та шток 3 переміщуються, деформуючи канати 4, які за рахунок того, що мають низьку жорсткість при стиску, компенсують цей стрибок навантаження та не дають перевантажитися вантажним канатам. Після відриву вантажу від основи в системі виникає коливний процес, що призводить до зворотно-поступальних переміщень штока 3 та поршня 2 разом з гвинтами 10, які, переміщуючись зворотно-поступально разом із поршнем 2, спричиняють повороти гайок 9 та шестерень 8, що обертають колеса 7, які закручують канати 4, збільшуючи їх трибожорсткість та демпфуючу здатність і, тим самим підвищуючи розсіяння енергії коливань усім амортизаційно-поглинаючим пристроєм і обмеження їх передачі на металоконструкцію машини. Амортизаційно-поглинаючий пристрій може бути безпосередньо вбудований в гакову підвіску крана [305].

Запропонований підхід дав можливість також розробити навантажувальні відцентрові муфти [306, 307], що можуть зокрема використовуватися у якості навантажувальних пристроїв при дослідженні передач та інших муфт методом замкненого контура.

Виконані дослідження структури пружних ланок змінної жорсткості та запропонована методологія її синтезу в черговий раз наочно ілюструють

ефективність застосування системного підходу та методу морфологічного синтезу при розробленні структури механічних пристроїв різного призначення.

#### **2.4. Висновки до розділу 2**

Виконані в даному розділі теоретичні дослідження дозволили зробити наступні висновки.

1. Уточнено раніше запропоновану автором класифікацію пружних муфт з металевими та канатними елементами за рахунок диференціації торцевої установки пружних елементів на два можливих варіанти їх розташування в торцевій площині - виділено торцеву установку хордального розташування та торцеву установку тангенціального розташування. Це дало можливість розробити та запатентувати нові конструкції постійних муфт в одинарному варіанті, конструкції оснащені проміжними валами та проміжними дисками, а також ряд конструкцій запобіжних муфт.

2. Вперше розроблено теоретичні основи морфологічного синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами. Це стало можливим за рахунок запропонованої формалізованої класифікації способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з такими елементами, і дало можливість розробити морфологічні матриці синтезу способів забезпечення змінної жорсткості, розкриття яких уможливило встановити, що для пружних ланок оснащених суцільними металевими пружними елементами можна виділити 14 способів забезпечення змінної жорсткості, а для ланок оснащених канатними пружними елементами – 26 способів забезпечення змінної жорсткості, що стало основою алгоритму синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільними металевими та канатними пружними елементами.

3. Розроблено алгоритм синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості, що містить кілька основних етапів, серед яких вибір типу пружних елементів, вибір способу зміни жорсткості, встановлення виконавчого руху пружного елемента, керуючого параметра робочого руху, керуючого впливу та

керуючого руху, встановлення функції керуючого механізму та вибір його типу.

4. Отримані наукові результати дозволили реалізувати практичні наслідки у вигляді конкретних структурних схем та конструкцій муфт і амортизаторів постійної та змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами, новизна яких підтверджується отриманням патентів в т.ч. на винаходи. Запропоновані теоретичні основи та алгоритм синтезу структури ПЛЗЖ з суцільнометалевими та канатними пружними елементами можуть стати основою для майбутніх наукових робіт присвячених обґрунтуванню основних параметрів ПЛЗЖ.

### РОЗДІЛ 3

## ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ

### МУФТ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ КАНАТІВ

#### 3.1. Конструктивно-силові параметри муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

Для забезпечення безвідмовності нових муфт [275-284] на стадії проектування необхідно забезпечити насамперед їх міцність, що пропонується здійснити виконанням наступних завдань:

- отримати аналітичні залежності для визначення основних геометричних та силових параметрів муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та їх співвідношення;

- оцінити можливість отримання мінімального навантаження елементів муфти на етапі проектування;

- визначити умови геометричного існування нових муфт та отримати залежності для забезпечення компоновання муфт;

- дослідити вплив компоновання на навантажувальну здатність муфт;

- розробити рекомендації щодо ефективного застосування муфт з торцевою установкою канатів хордального і тангенціального розташування.

Під час проектування муфти з тангенціально розташованими канатами необхідно зокрема вибирати канати для установки в ній. Для цього потрібно визначити силу їх натягу  $F_n$  [308]. З цією метою розроблено розрахункову схему такої муфти (рис. 3.1). Як видно на схемі, зовнішня напівмуфта і відповідна їй (кожна із  $z$  встановлених) втулка 1 є ведучими і прикладають до веденої напівмуфти із відповідною втулкою 2 обертальний момент  $T_{вч}$ . Цей момент, за рахунок колової сили  $F_{t1}$ , спричиняє натяг каната згаданою силою  $F_n$ , яка створює на втулці 2 колову силу  $F_{t2}$ , що створює в решті обертальний момент на внутрішній ведучій напівмуфті, який повинен переважати момент опору  $T_{вн}$ .

Колові сили визначатимемо за відомими залежностями, які для даної муфти мають вигляд:

$$F_{t1} = \frac{2T}{zD_{36}} ; \quad (3.1)$$

$$F_{t2} = \frac{2T}{zD_{вн}} .$$

Поділивши одне рівняння (3.1) на інше, отримаємо потрібні для подальших досліджень співвідношення:

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{D_{вн}}{D_{36}} . \quad (3.2)$$

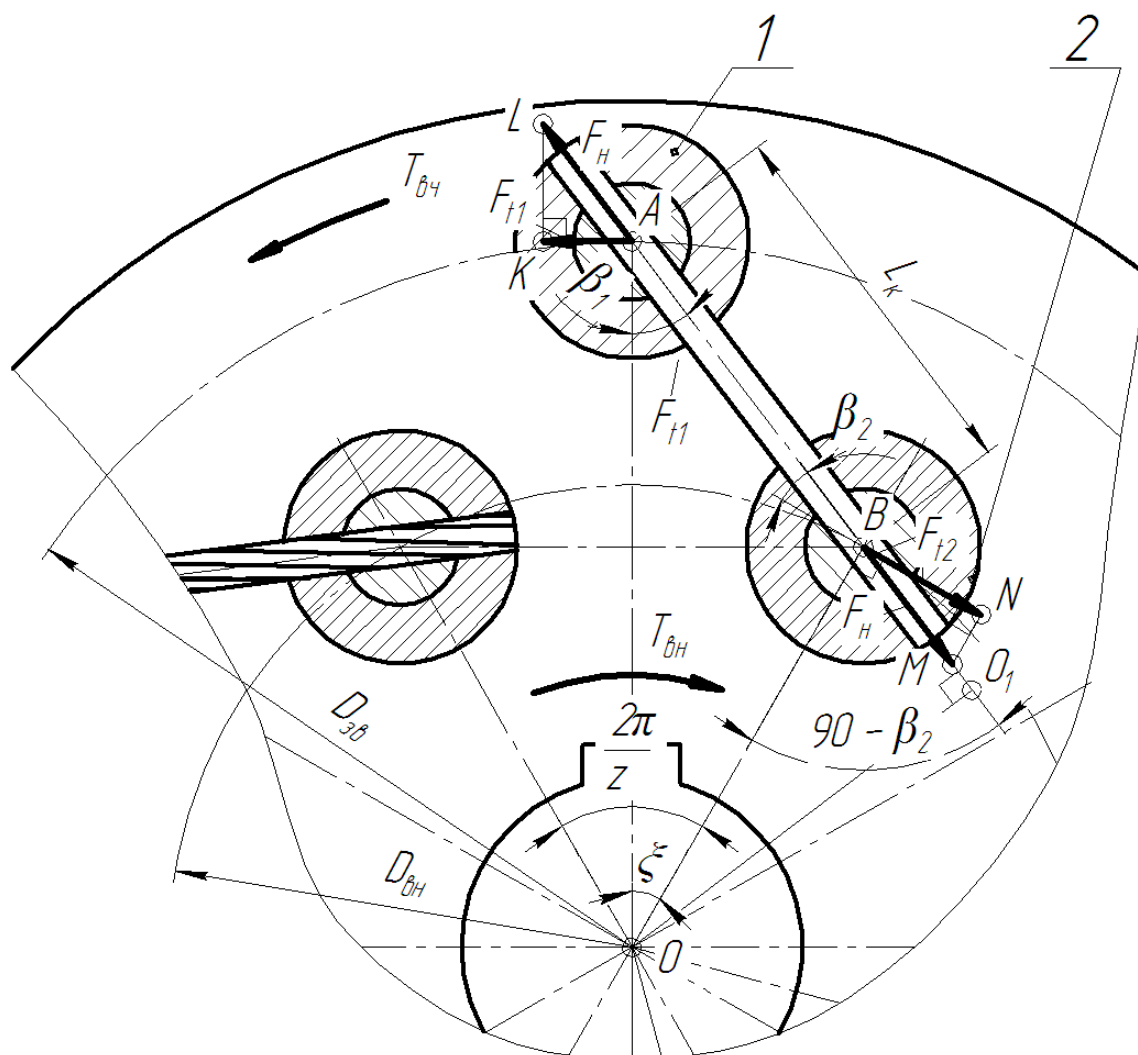


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема муфти з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування



Зі схеми на рис. 3.1, розглянувши трикутник  $AKL$  запишемо:

$$KL = AL \sin \beta_1;$$

або

$$F_{t1} = F_H \sin \beta_1 . \quad (3.3)$$

З трикутника  $MNB$  отримаємо:

$$BN = BM \cos \beta_2;$$

або

$$F_{t2} = F_H \cos \beta_2 . \quad (3.4)$$

Поділивши (3.3) на (3.4), отримаємо нове співвідношення

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_2} . \quad (3.5)$$

Об'єднавши (3.2) та (3.5), отримаємо:

$$\frac{F_{t1}}{F_{t2}} = \frac{D_{\text{вн}}}{D_{\text{зв}}} = \frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_2} . \quad (3.6)$$

Правильність отриманого співвідношення (3.6) доведемо, розглянувши трикутники  $OO_1A$  та  $OO_1B$ . Так, з трикутника  $OO_1A$  видно, що

$$OA \sin \beta_1 = OO_1;$$

або

$$\frac{D_{\text{зв}}}{2} \sin \beta_1 = OO_1 . \quad (3.7)$$

З трикутника  $OO_1B$  отримаємо:

$$OB \sin(90 - \beta_2) = OO_1;$$

або

$$OB \cos \beta_2 = OO_1;$$

$$\frac{D_{\text{вн}}}{2} \cos \beta_2 = OO_1 . \quad (3.8)$$

Поділивши вирази (3.8) та (3.7), незалежно від викладок (3.2) – (3.6) отримаємо:

$$\frac{D_{\text{вн}}}{D_{\text{зв}}} = \frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_2} . \quad (3.9)$$

Отже, шукана сила натягу каната  $F_H$  становитиме

$$F_H = \frac{F_{t1}}{\sin \beta_1} = \frac{2T}{zD_{\text{зв}} \sin \beta_1} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_2} = \frac{2T}{zD_{\text{вн}} \cos \beta_2} . \quad (3.10)$$

Далі постає задача визначення кутів  $\beta_1$  та  $\beta_2$ .

З трикутника  $OAB$  запишемо згідно теореми синусів

$$\frac{AB}{\sin \xi} = \frac{OB}{\sin \beta_1} ; \quad (3.11)$$

або

$$\frac{L_k}{\sin \xi} = \frac{D_{вн}}{2 \sin \beta_1} ,$$

де  $AB = L_k$  – теоретична довжина каната (рис. 3.1);

$\xi$  – кут монтажного зміщення напівмуфт – кут між радіусами, на яких закріплені втулки зовнішньої та внутрішньої напівмуфт.

З виразу (3.11) можна отримати:

$$\sin \beta_1 = \frac{D_{вн} \sin \xi}{2L_k} . \quad (3.12)$$

А розглядаючи (3.12) спільно з (3.6) або (3.9), отримаємо наступну рівність

$$\cos \beta_2 = \frac{D_{зв} \sin \xi}{2L_k} . \quad (3.13)$$

Підставивши вирази (3.12) чи (3.13) у співвідношення (3.10), отримаємо новий вираз для визначення натягу канатів  $F_H$

$$F_H = \frac{4TL_k}{zD_{зв}D_{вн} \sin \xi} . \quad (3.14)$$

З трикутника  $OAB$  отримаємо за теоремою косинусів

$$\begin{aligned} AB &= \sqrt{OA^2 + OB^2 - 2OA \cdot OB \cos \xi}; \\ L_k &= \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Звідки

$$F_H = \frac{4T \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}}{zD_{зв}D_{вн} \sin \xi} . \quad (3.16)$$

Підставивши у (3.16) коефіцієнт діаметрів напівмуфт  $\psi_D = \frac{D_{зв}}{D_{вн}}$ ,

перепишемо вираз (3.16) у вигляді (3.17):

$$F_n = \frac{4T \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \cos \xi \psi_D}}{z D_{вн} \sin \xi \psi_D} \quad (3.17)$$

Таким чином, в даному підрозділі отримані аналітичні залежності для визначення основних геометричних та силових параметрів муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та їх співвідношення, що уможливорює визначення величини сили натягу  $F_n$  канатів. Отримані залежності мають практичне значення та можуть бути використані для обґрунтування силових параметрів при проектуванні муфт.

### **3.2. Забезпечення мінімальної навантаженості деталей муфт з канатами тангенціального розташування**

В попередньому підрозділі встановлено, що на величину сили натягу канатів  $F_n$  впливають кут монтажного зміщення напівмуфт  $\xi$  та діаметри розташування втулок у напівмуфтах  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$ , а отже і коефіцієнт їх діаметрів  $\psi_D$ .

Результати попередніх викладок формують умови для подальших теоретичних досліджень з метою отримання виразів для обчислення оптимального кута монтажного зміщення напівмуфт  $\xi_F$ , та коефіцієнта діаметрів  $\psi_{DF}$ , які забезпечать мінімальний натяг канатів  $F_n$  та відповідно мінімальне навантаження деталей муфти. Ці вирази особливо важливі для забезпечення можливості проектування муфти під час розв'язку двох реальних на практиці задач:

а) задача проектування муфти для заміни встановленої у приводі, що експлуатується, коли відомі діаметри  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$ . Прикладом може бути муфта для сполучення маховика дизеля із передачею чи генератором. В цьому випадку необхідно буде використовувати залежність для визначення кута  $\xi_F$ ;

б) задача проектування нової муфти при невідомих  $D_{3\phi}$  та  $D_{6H}$ , проте відомих інших обмеженнях щодо її компоновання. В цьому випадку можна використовувати залежність для визначення коефіцієнта  $\psi_{DF}$ .

Аналіз отриманого раніше виразу (3.16) показує, що на навантаженість канатів у муфті крім їх кількості  $z$  впливає величина діаметрів розташування канатів у напівмуфтах  $D_{3\phi}$  та  $D_{6H}$ , а також кут монтажного зміщення напівмуфт  $\xi$ . Чисельне моделювання для муфти із  $z = 6$ ,  $D_{3\phi} = 145$  мм,  $D_{6H} = 95$  мм при  $T = 1000$  Н·м дало можливість побудувати графік залежності сили натягу каната (рис. 3.2)  $F_n$ , обчисленої за співвідношенням (3.16), від величини кута  $\xi$  [309].

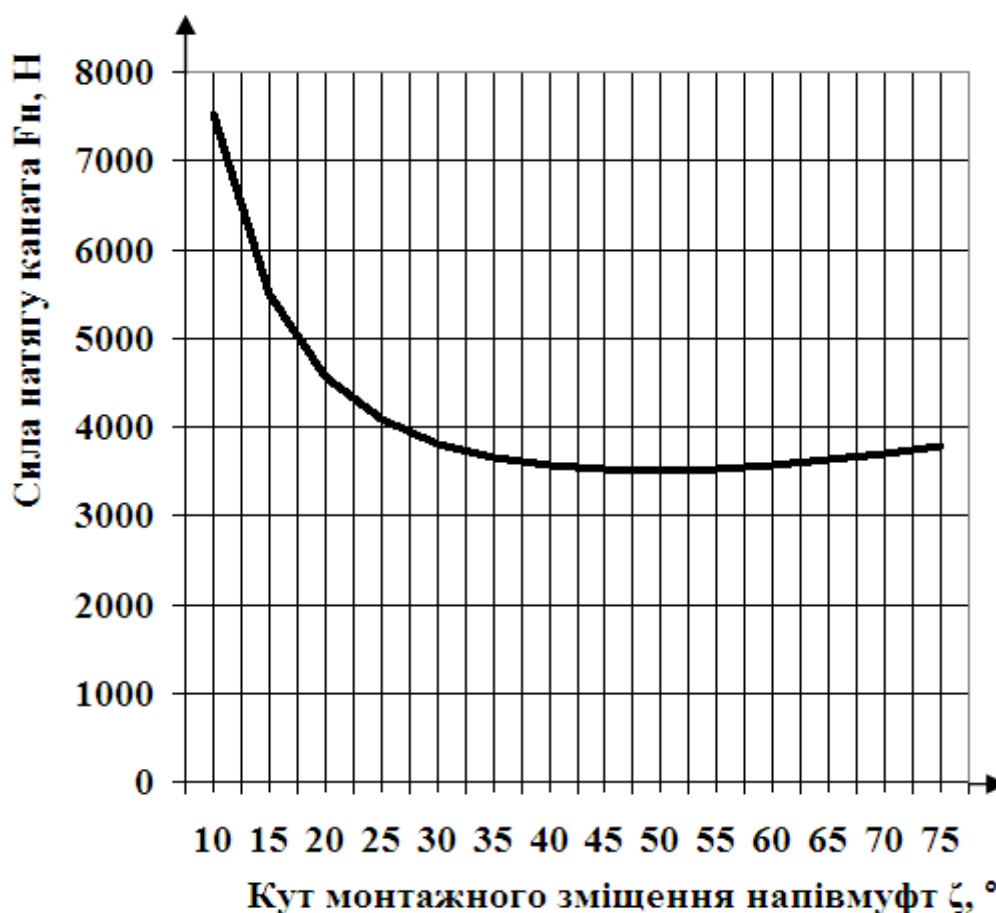


Рисунок 3.2 – Графік залежності сили натягу каната  $F_n$  від величини кута монтажного зміщення напівмуфт  $\xi$

Аналіз наведеного графіка показує, що при збільшенні кута  $\xi$  від  $10^\circ$  до приблизно  $50^\circ$  сила натягу каната  $F_n$  зменшується зі значення близько 7500 Н до 3500 Н, або в 2,15 разів. Тому при необхідності «вписання» муфти у відомі габарити постає потреба використання виразу для обчислення кута

(оптимального) найменшої навантаженості канатів  $\zeta_F$ , який необхідно визначати під час розрахунку муфти на міцність та вибору канатів при відомих діаметрах  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$ .

Очевидно аналогічний оптимум існує і для коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$ . Виконане за (3.17) чисельне моделювання для муфти при  $D_{вн} = 95$  мм,  $\zeta = 45^\circ$  та різних  $D_{зв}$ , і відповідно  $\psi_D$ , дало можливість побудувати графік залежності сили натягу каната  $F_H$  від величини коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  (рис. 3.3). Аналіз цього графіка дозволяє стверджувати, що збільшення коефіцієнта  $\psi_D$  від 1,0 до 1,41 спричиняє зменшення натягу канатів зі значення близько 3800 Н до значення 3500 Н, або приблизно на 7%, що також може спричинити підвищення довговічності канатів та муфти в цілому.

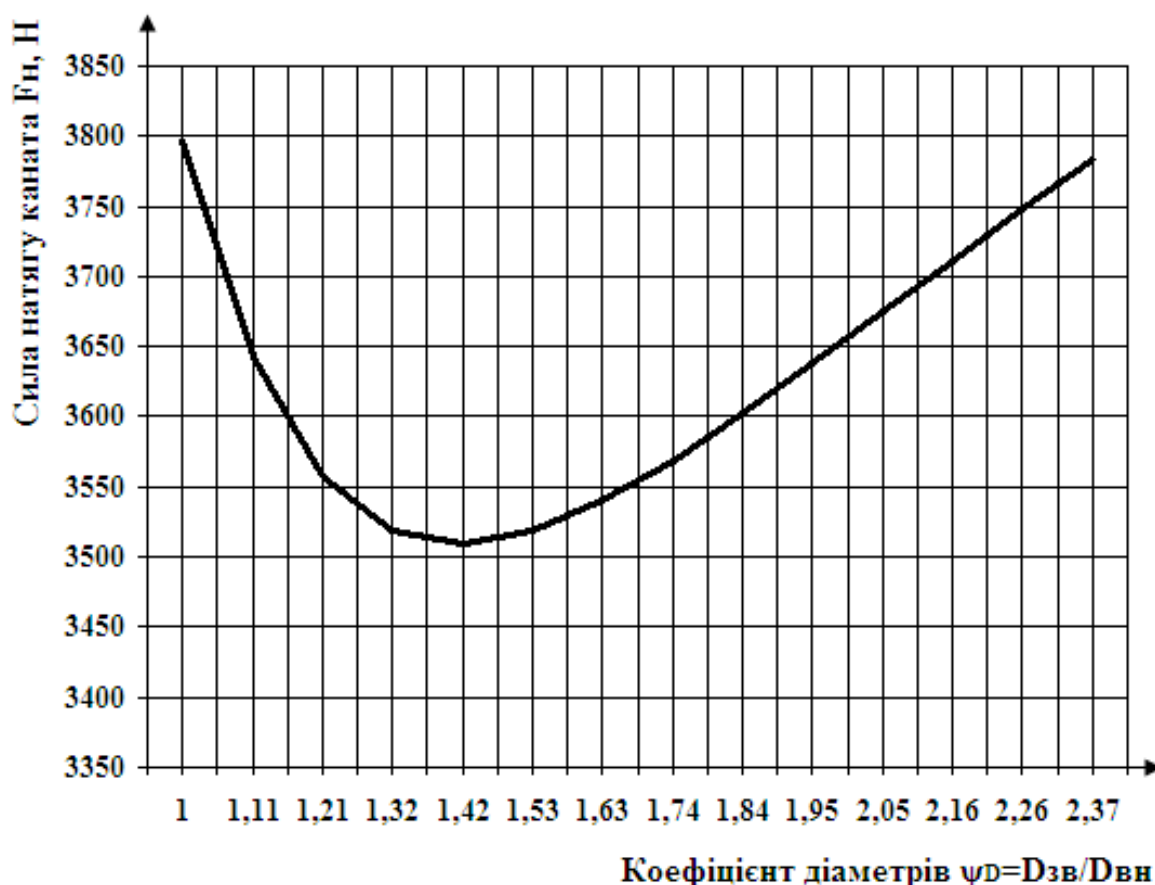


Рисунок 3.3 – Графік залежності сили натягу каната  $F_H$  від величини коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$

Отже існує таке оптимальне з точки зору мінімального навантаження канатів, значення коефіцієнта  $\psi_{DF}$ , при якому забезпечене, при рівних інших

умовах, мінімальне значення сили натягу каната  $F_n$ . Для модельної муфти із наведеними параметрами, цей коефіцієнт має значення близько  $\psi_{DF} = 1,4$ . Тому, що для раціонального проектування муфти необхідно отримати вираз також для обчислення цього оптимального, з точки зору зниження навантаженості канатів, значення коефіцієнта  $\psi_{DF}$ , щоб дати у майбутньому інструмент конструкторам для проектування мінімально навантажених муфт, що призначені для установки в приводах шляхом "вписання" у наперед задані іншими конструктивними обмеженнями габарити.

Проаналізуємо можливість отримання раціонального співвідношення діаметрів розташування втулок у зовнішній та внутрішній напівмуфтах з умови мінімізації навантаженості канатів силою  $F_n$ , що адекватно пошуку мінімуму функції (3.17) [310, 311].

Для цього візьмемо першу похідну від виразу (3.17) для сили натягу  $F_n$  за кутом  $\xi$  та прирівняємо її до нуля

$$F_n' = \left( \frac{4T}{zD_{\text{вн}} \sin \xi} \cdot \frac{\sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25}}{\psi_D} \right)' = 0; \quad (3.18)$$

$$\frac{4T}{zD_{\text{вн}}^2 \sin \xi} \cdot \left( \frac{\left( \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25} \right)' \cdot \psi_D - \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25}}{\psi_D^2} \right)' = 0. \quad (3.19)$$

Очевидно, в останньому виразі (3.19) нулю рівним може бути тільки чисельник, тому матимемо наступні викладки:

$$\left( \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25} \right)' \cdot \psi_D - \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25} = 0; \quad (3.20)$$

$$\frac{\psi_D (0,5\psi_D - 0,5 \cos \xi)}{2\sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25}} - \sqrt{0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25} = 0; \quad (3.21)$$

$$\psi_D(0,5\psi_D - 0,5 \cos \xi) - 2(0,25\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi + 0,25) = 0 ; \quad (3.22)$$

$$0,5\psi_D^2 - 0,5\psi_D \cos \xi - 0,5\psi_D^2 + \psi_D \cos \xi - 0,5 = 0 ; \quad (3.23)$$

$$0,5\psi_D \cos \xi - 0,5 = 0 ; \quad (3.24)$$

$$\psi_D \cos \xi = 1 . \quad (3.25)$$

Звідки

$$\psi_{DF} = \frac{1}{\cos \xi} . \quad (3.26)$$

Для модельної муфти, згідно (3.26) матимемо:

$$\psi_{DF} = \frac{1}{\cos \xi} = \frac{1}{\cos 45^\circ} = 1,41 .$$

З виконаного розрахунку та співставлення його з графіком (рис. 3.3), очевидно що вони адекватні одне іншому, що свідчить про правильність міркувань та виконаних теоретичних досліджень. Відтак можна стверджувати, що отриманий вираз (3.26) дозволяє обчислювати оптимальний коефіцієнт діаметрів  $\psi_{DF}$ , який дає можливість виконати компонування муфти із мінімальним натягом канатів.

Відповідно оптимальний кут монтажного зміщення напівмуфт  $\xi_F$ , забезпечення якого дозволяє зменшити натяг канатів до мінімуму при відомому коефіцієнті діаметрів  $\psi_D$  можна знайти за виразом:

$$\xi_F = \arccos \frac{1}{\psi_{DF}} . \quad (3.27)$$

Графічне зображення залежності (3.27) представлено на рис. 3.4 і являє собою номограму для вибору оптимального коефіцієнта діаметрів  $\psi_{DF}$  при відомому куті  $\xi$ , чи оптимального кута  $\xi_F$  при відомому коефіцієнті діаметрів  $\psi_D$  під час проектування муфти.

### 3.3. Геометричні умови існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

Намагання підвищити навантажувальну здатність збільшенням у муфті кількості канатів  $z$  під час проектування може призвести до утруднення чи неможливості компонування муфти через наявність деяких геометричних обмежень, які висувають до існування конкретної її конструкції обмежувальні умови.

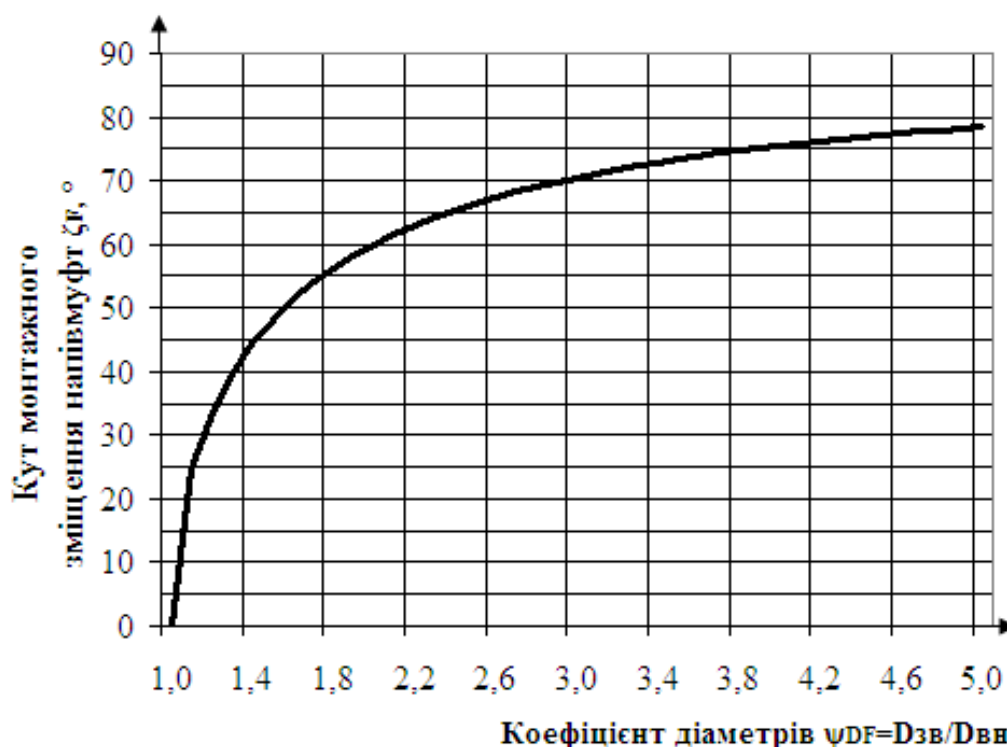


Рисунок 3.4 – Графік залежності оптимального коефіцієнта діаметрів  $\psi_{DF}$  від величини оптимального кута монтажного зміщення  $\xi_F$

Аналіз цих умов та їх математичний опис наведено нижче [312, 313]. Перевірку умов доцільно виконувати при конструюванні муфти після проектних розрахунків на міцність основних її елементів і визначення діаметра каната  $d_k$  та втулки  $d_{вт}$ , діаметрів кіл розташування пальців зовнішньої  $D_{зв}$  та внутрішньої  $D_{вн}$  напівмуфт.

Важливими умовами є такі:

1. Умова (3.28) можливості виконання затягування пальців внутрішньої напівмуфти при близькому «сусідстві» гайок суміжних пальців внутрішньої



напівмуфти (рис. 3.5). Ця умова перевіряється з метою оцінки можливості складання муфти та забезпечення перевищення кроком пальців внутрішньої напівмуфти  $t_{\text{вн}}$  відстані  $A$ , регламентованої стандартом.

$$\begin{cases} t_{\text{вн}} \geq A; \\ t_{\text{вн}} = D_{\text{вн}} \sin \frac{\pi}{z}, \end{cases} \quad (3.28)$$

де  $A$  – розмір «під ключ» згідно ГОСТ 13682-80.

При невиконанні першої умови необхідно зменшити  $z$  та повторити розрахунок на міцність.

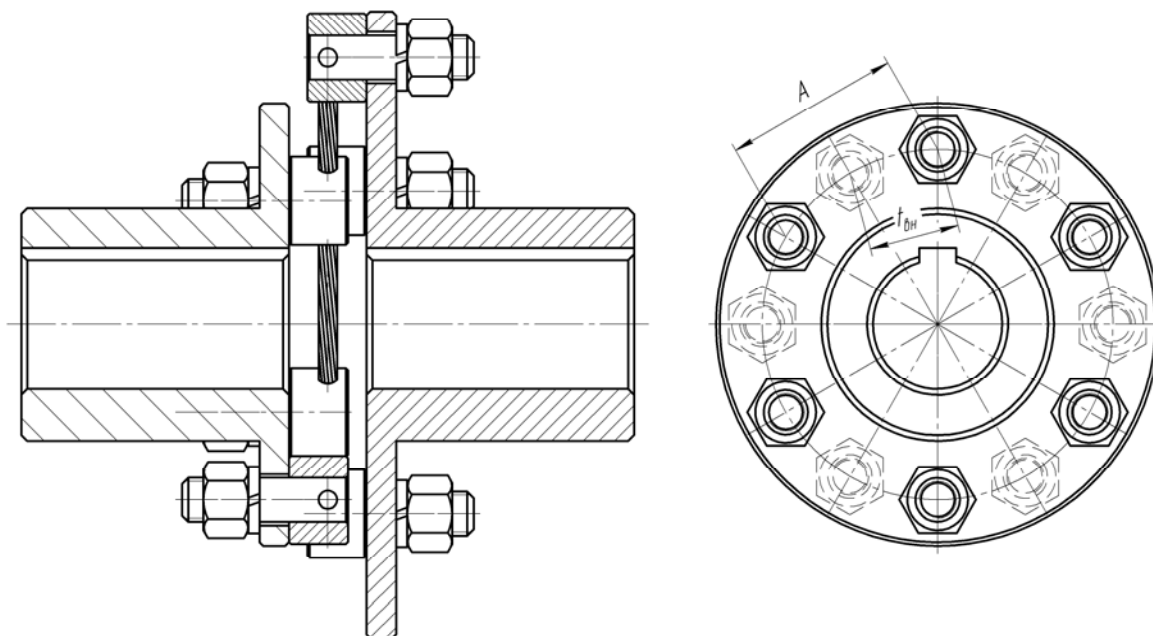


Рисунок 3.5 – Схема до першої умови  
(пунктиром показані гайки пальців, через наявність яких неможливо виконати закріплення канатів)

2. Умова (3.29) можливості «сусідства» суміжних втулок внутрішньої напівмуфти за рахунок наявності зазору  $\kappa_1$  між ними (рис. 3.6). Умова перевіряється з метою унеможливлення їх інтерференції і перевищення кроком розташування втулок  $t_{\text{вн}}$  діаметра втулки  $d_{\text{вн}}$ .

$$\kappa_1 > (t_{\text{вн}} - d_{\text{вн}}). \quad (3.29)$$

При невиконанні другої умови необхідно зменшити  $z$  та знову повторити розрахунок на міцність.

3. Умова (3.30) можливості відносного провертання напівмуфт при екстракції канатів за рахунок наявності зазору  $\kappa_2$  між ними (рис. 3.6).

Умова перевіряється для забезпечення безударного обертання ведучої напівмуфти відносно веденої у випадку екстракції канатів при перевантаженні для забезпечення виконання муфтою запобіжної функції.

$$\kappa_2 > 0,5(D_{\text{зв}} - D_{\text{вн}} - d_{\text{вн}}). \quad (3.30)$$

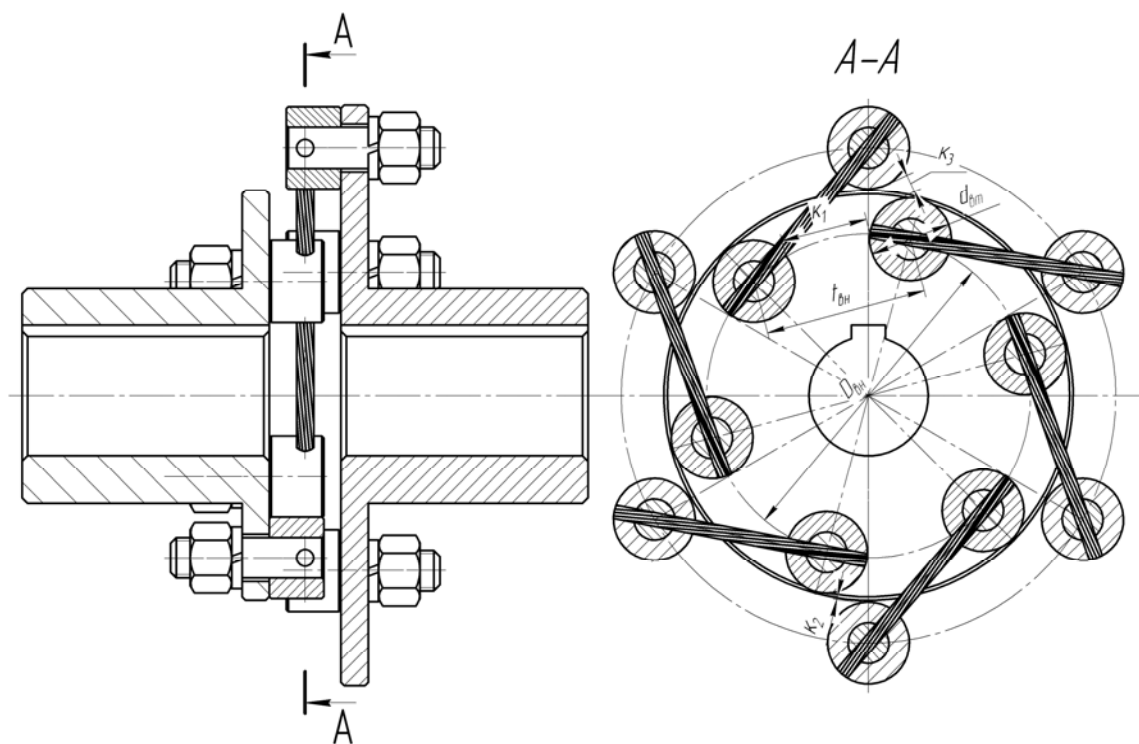


Рисунок 3.6 – Схема до другої, третьої та четвертої умов

При невиконанні третьої умови необхідно збільшити діаметр  $D_{\text{зв}}$  та виконати перевірочний розрахунок міцності основних елементів.

4. Умова (3.31) відсутності інтерференції втулки зовнішньої напівмуфти та відповідної втулки внутрішньої напівмуфти виконується за наявності зазору  $\kappa_3$  між ними (рис. 3.6, рис. 3.7).

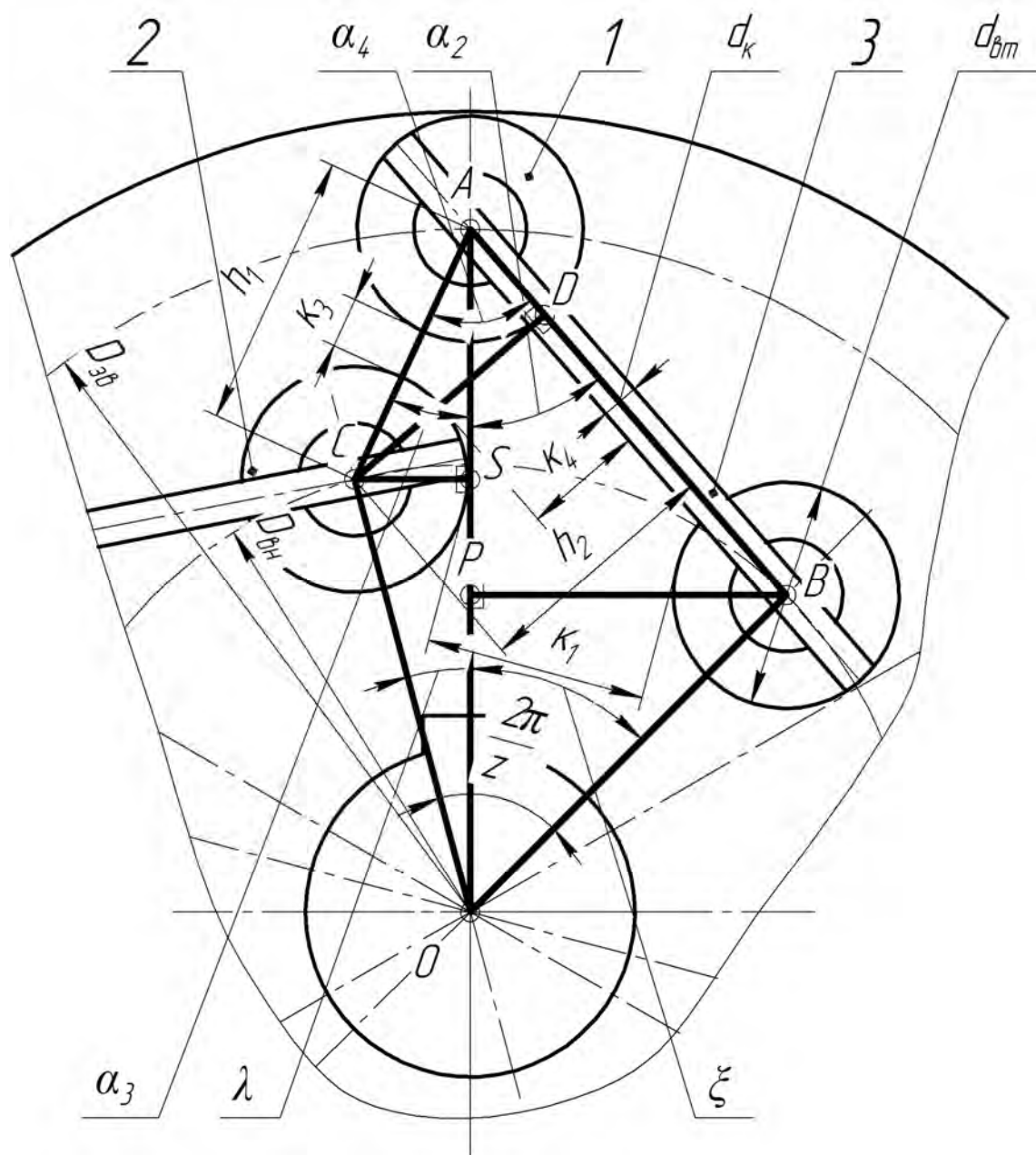


Рисунок 3.7 – Схема до четвертої та п'ятої умов геометричного існування муфти

Умова перевіряється з метою забезпечення безударної роботи муфти. Слід відзначити, що ця умова нівелюється попередньою умовою і виконувати її перевірку доцільно при відсутності необхідності виконання муфтою запобіжних функцій та високих вимог до її компактності при розташуванні пальців зовнішньої напівмуфти між пальцями внутрішньої напівмуфти.

$$\kappa_3 > (h_1 - d_{\text{вн}}). \quad (3.31)$$

де  $h_1 = AC$  – відстань між центрами втулки зовнішньої напівмуфти та суміжної втулки внутрішньої напівмуфти.

Таким чином, перевірка четвертої умови зводиться фактично до обчислення величини відстані  $h_1$  між осями  $A$  та  $C$  суміжних втулок зовнішньої 1 та внутрішньої 2 напівмуфт.

5. Умова (3.32) відсутності інтерференції втулки внутрішньої напівмуфти та суміжного з нею каната виконується за наявності зазору  $\kappa_4$  між ними (рис. 3.7). Умова перевіряється для забезпечення нормальних умов роботи канатів муфти.

$$\kappa_4 > (h_2 - 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{к}})). \quad (3.32)$$

Отже, перевірка п'ятої умови зводиться до обчислення величини відстані  $h_2$  між віссю  $C$  втулки внутрішньої напівмуфти та віссю  $AB$  каната.

Далі знайдемо вирази для обчислення відстаней  $h_1$  та  $h_2$ , щоб дати практичну можливість конструктору виконувати геометричний розрахунок та компонування муфт за рахунок перевірки означених умов [314, 315].

Для розв'язання поставленої задачі розглянемо на початку прямокутний трикутник  $OPB$  (рис. 3.7) для якого можна записати

$$PB = OB \cdot \sin \xi = \frac{D_{\text{вн}}}{2} \sin \xi ; \quad (3.33)$$

$$OP = OB \cdot \cos \xi = \frac{D_{\text{вн}}}{2} \cos \xi . \quad (3.34)$$

З трикутника  $APB$  маємо:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{PB}{AP} = \frac{PB}{OA - OP} = \frac{0,5D_{\text{вн}} \sin \xi}{0,5D_{\text{зв}} - 0,5D_{\text{вн}} \cos \xi} = \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi}{D_{\text{зв}} - D_{\text{вн}} \cos \xi} = X; \quad (3.35)$$

$$\lambda = \frac{2\pi}{z} - \xi . \quad (3.36)$$

З трикутника  $OSC$  отримаємо

$$CS = OC \cdot \sin \lambda = \frac{D_{6H}}{2} \sin \lambda ; \quad (3.37)$$

$$OS = OC \cdot \cos \lambda = \frac{D_{6H}}{2} \cos \lambda . \quad (3.38)$$

З трикутника  $ASC$  запишемо

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{CS}{AS} = \frac{CS}{OA - OS} = \frac{0,5D_{6H} \sin \lambda}{0,5D_{36} - 0,5D_{6H} \cos \lambda} = \frac{D_{6H} \sin \lambda}{D_{36} - D_{6H} \cos \lambda} = Y, \quad (3.39)$$

$$\cos \alpha_3 = \frac{AS}{CA} = \frac{OA - OS}{CA} = \frac{0,5D_{36} - 0,5D_{6H} \cos \lambda}{CA}. \quad (3.40)$$

З метою спрощення подальших викладок вводимо заміну

$$\cos \alpha_3 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}} = \frac{1}{\sqrt{1 + Y^2}}, \quad (3.41)$$

тоді відстань між центрами сусідніх втулок становитиме:

$$\begin{aligned} h_1 = CA &= \frac{AS}{\cos \alpha_3} = (0,5D_{36} - 0,5D_{6H} \cos \lambda) \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3} = \\ &= 0,5(D_{36} - D_{6H} \cos \lambda) \sqrt{1 + Y^2}. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Далі видно, що з трикутника  $CDA$  (рис. 3.7):

$$\alpha_4 = \alpha_2 + \alpha_3, \quad (3.43)$$

а його складові з урахуванням замін дорівнюють:

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2 + \operatorname{tg} \alpha_3}{1 - \operatorname{tg} \alpha_2 \times \operatorname{tg} \alpha_3} = \frac{X + Y}{1 - X \cdot Y} = Z ; \quad (3.44)$$

$$\sin \alpha_4 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_4}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_4}} = \frac{Z}{\sqrt{1 + Z^2}}. \quad (3.45)$$

З урахуванням отриманих виразів матимемо:

$$h_2 = CD = CA \sin \alpha_4 = CA \frac{\operatorname{tg} \alpha_4}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_4}} = h_1 \frac{Z}{\sqrt{1 + Z^2}}, \quad (3.46)$$

або

$$h_2 = \frac{0,5(D_{36} - D_{6H} \cos \lambda) \sqrt{1 + Y^2} \cdot Z}{\sqrt{1 + Z^2}}. \quad (3.47)$$

Виконані теоретичні дослідження дали можливість отримати залежності (3.42) та (3.47), які мають практичне значення і можуть бути використані при створенні методики проектування та компонованні муфт з метою перевірки їх геометричного існування згідно раніше записаних умов.

З метою ілюстрації перспектив використання результатів наведених теоретичних досліджень було виконано розрахунок муфти з торцевими канатами тангенціального розташування для сполучення дизеля MTU12V4000 з електрогенератором на заміну базової муфти Vulkan Vulastik [316]. Вихідні дані до розрахунку були наступні, виходячи з приєднувальних розмірів маховика дизеля MTU12V4000 та генератора, який ним приводиться, а саме:

- діаметр кола розташування пальців та втулок зовнішньої напівмуфти  $D_{36} = 641,4$  мм;

- діаметр кола розташування пальців та втулок внутрішньої напівмуфти  $D_{6H} = 285$  мм;

- номінальний момент дизеля, який передає муфта  $T = 8917$  Н·м;

- кількість канатів приймаємо  $z = 12$ .

За цими даними було виконане чисельне моделювання для проектованої муфти при різних значеннях кута монтажного зміщення напівмуфт  $\zeta$ , які дали можливість побудувати графік (рис. 3.8) залежності зазорів  $k_3$  та  $k_4$  а також сили натягу каната  $F_n$  від кута  $\zeta$  за умови застосування канатів 6×19 ГОСТ 2688 діаметром  $d_k = 7,6$  мм при діаметрі втулок  $d_{6H} = 32$  мм. Перші три умови на графіку не відображені, оскільки вони виконуються у всіх випадках співвідношенням конструктивних параметрів. Розрахунок за залежністю (3.27) показує, що мінімальний натяг канатів  $F_n$  буде забезпечено при величині кута

монтажного зміщення напівмуфт близько  $\zeta_F = 63,62^\circ$ , однак при такому значенні кута  $\zeta$  не буде забезпечено зазор  $\kappa_4$ , оскільки розрахункова його величина становитиме близько  $-2,6$  мм, тобто матиме місце інтерференція втулок і канатів і не буде виконано п'яту умову існування муфти, яка в цьому випадку буде границею компоувальних обмежень. Додатне значення зазора  $\kappa_4$  буде забезпечено при кутах  $\zeta$  до  $48^\circ$ . Однак з цього ж графіка видно, що зменшувати кут  $\zeta$  менше  $25^\circ$  є недоцільно, оскільки при цьому різко зростає натяг канатів  $F_n$ .

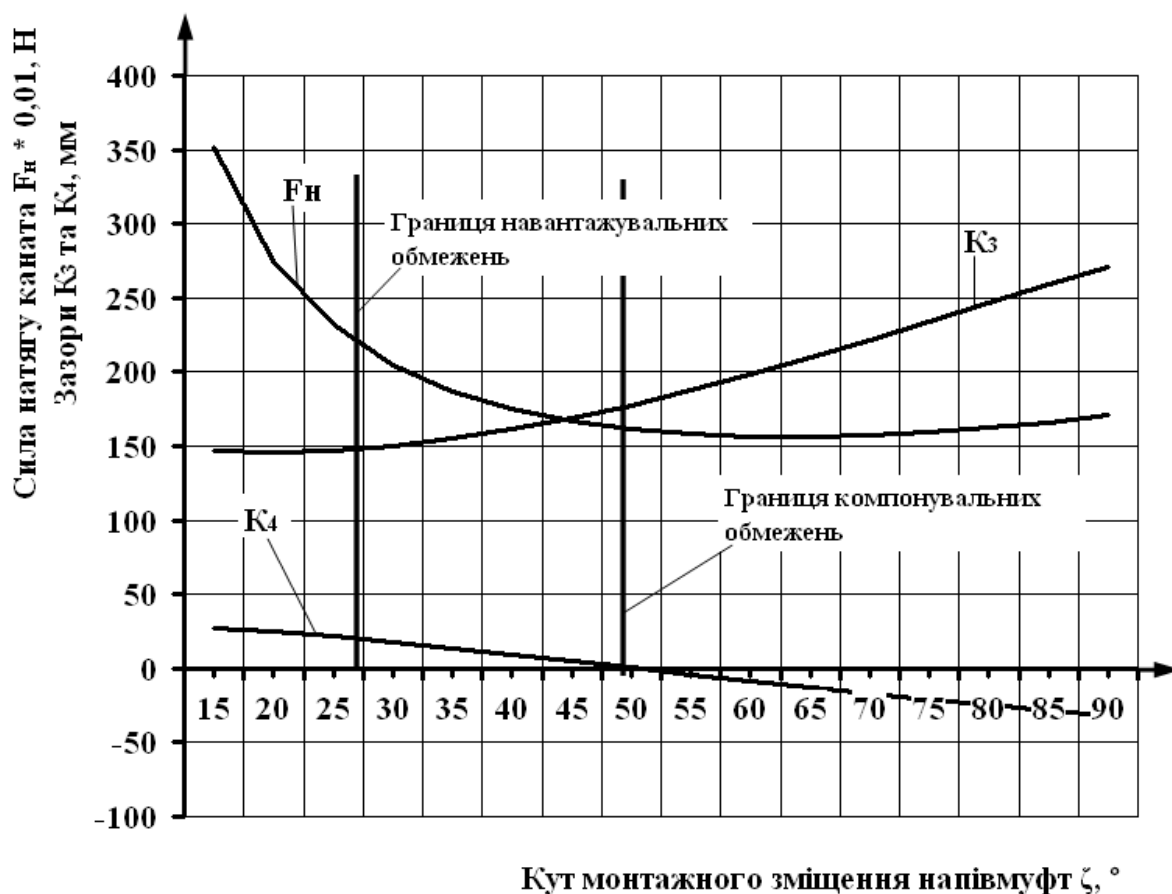


Рисунок 3.8 – Графік залежності зазорів  $\kappa_3$  та  $\kappa_4$ , а також сили натягу каната  $F_n$  від кута монтажного зміщення напівмуфт  $\zeta$  для муфти дизель-генератора MTU12V4000

Тобто графік на рис. 3.8 фактично являє собою блокуючий контур для розробленої муфти, який дозволяє вибирати її розміри при проектуванні, чи виконувати критичну оцінку отриманих розрахунком результатів.

За результатами розрахунків сконструйована муфта (рис. 3.9) у якій закладене значення кута  $\zeta = 40^\circ$ , величина зазора  $\kappa_4$  в цьому випадку

знаходиться близько 16 мм, зазор  $\kappa_3$  забезпечено у всьому діапазоні кутів  $\xi$ .

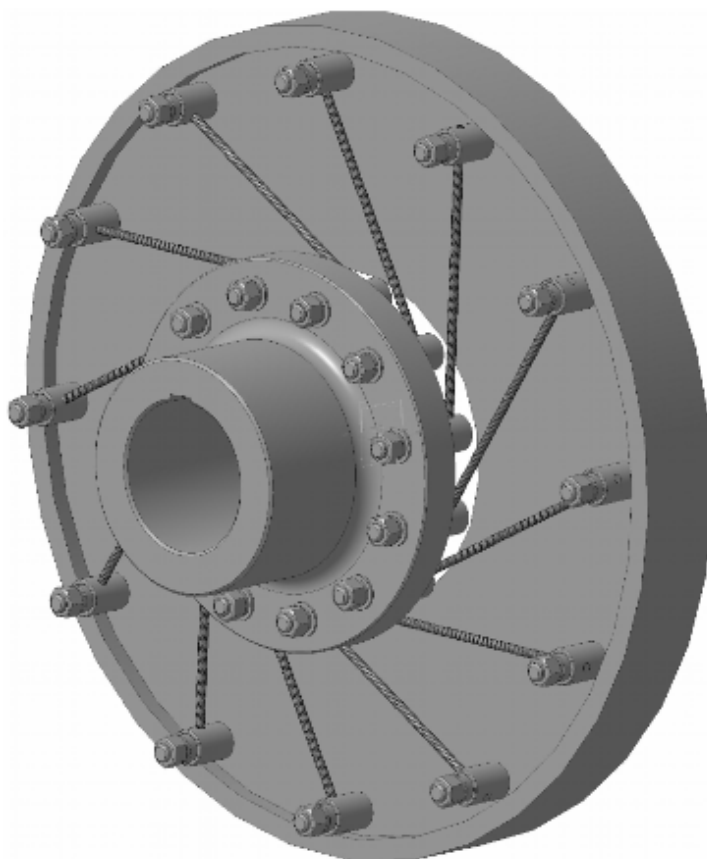


Рисунок 3.9 – Твердотільна модель муфти для дизель-генератора MTU12V4000

#### **3.4. Вплив компонування на навантажувальну здатність муфт з торцевою установкою канатів**

Для ефективного забезпечення безвідмовності приводів оснащених муфтами з канатними ланками на стадії проектування необхідно володіти знаннями про область переважного застосування муфт з хордально і тангенціально розташованими канатами. Отримання цих знань [317, 318] є метою даного підрозділу і буде виконуватись за рахунок чисельного моделювання за отриманими раніше виразами.

При моделюванні для порівняння прийнята базовою муфта з хордальним розташуванням канатів у якої  $D_{зв} = 145$  мм,  $d_{\kappa} = 4,0$  мм,  $d_{от} = 24$  мм. За відомими залежностями [196] знаходимо, що на діаметрі  $D_{зв} = 145$  мм можна



розташувати  $z = 8$  канатів довжиною  $L_k \approx 56$  мм. Приймавши для спрощення розрахунків силу робочого натягу канатів  $F_n = 1000$  Н (дійсний запас міцності канатів при цьому складає близько 8), за відомими виразами [196] обчислимо, що ця муфта при хордальному розташуванні канатів може передавати момент  $T_x = 536$  Н·м.

Для встановлення взаємного впливу конструктивних параметрів муфт з тангенціальним розташуванням канатів було виконане чисельне моделювання за отриманими співвідношеннями (3.29) – (3.48) для кількох варіантів співвідношень конструктивних параметрів муфт. Момент  $T_T$  муфти з тангенціально розташованими канатами визначали за співвідношенням (3.48), що виходить з виразу (3.14).

$$T_T = \frac{z D_{зв} D_{вн} \sin \xi \cdot F_n}{4 L_k}. \quad (3.48)$$

Під час розрахунків вважали наближено  $[A] \geq 6d_k$ . Результати чисельного моделювання для кількох варіантів співвідношень конструктивних параметрів муфт наведені нижче у вигляді графіків.

*Варіант 1.* Кількість канатів  $z = 8$ , їх натяг  $F_n$ , діаметр  $d_k$  та зовнішній габарит муфти ( $D_{зв} = 145$  мм,  $D_{вн} = 110$  мм) з тангенціально розташованими канатами відповідають кількості та параметрам канатів, а також габариту муфти-прототипу з хордально розташованими канатами. Графіки взаємного впливу параметрів для такого варіанту представлені на рис. 3.10, аналіз яких дає можливість стверджувати, що обмеження по затягуванню гайок згідно умови (3.28) для даної кількості канатів відсутнє, оскільки суцільна пряма лінія  $t_{вн}$  лежить вище ніж штрихова пряма  $[A]$ .

За результатами кількісного аналізу можна також стверджувати, що інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок згідно умов (3.31) та (3.32) відсутня при кутах  $\xi \approx 0 \dots 27^\circ$ . Лімітуючим компонувальним параметром є розрахунковий зазор  $\kappa_3$ , який при кутах  $\xi$  менше  $27^\circ$  приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компонувальних обмежень на графіку рис. 3.10 – при кутах  $\xi$  зліва від цієї лінії геометричне

існування муфти можливе, справа – ні). Крім цього, з графіка видно, що при однакових габаритах, кількості та натягу канатів, муфта з хордальним їх розташуванням має на 18% більшу навантажувальну здатність ( $T_x = 536 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ) порівняно з муфтою із тангенціальним розташуванням канатів ( $T_T = 439 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ).

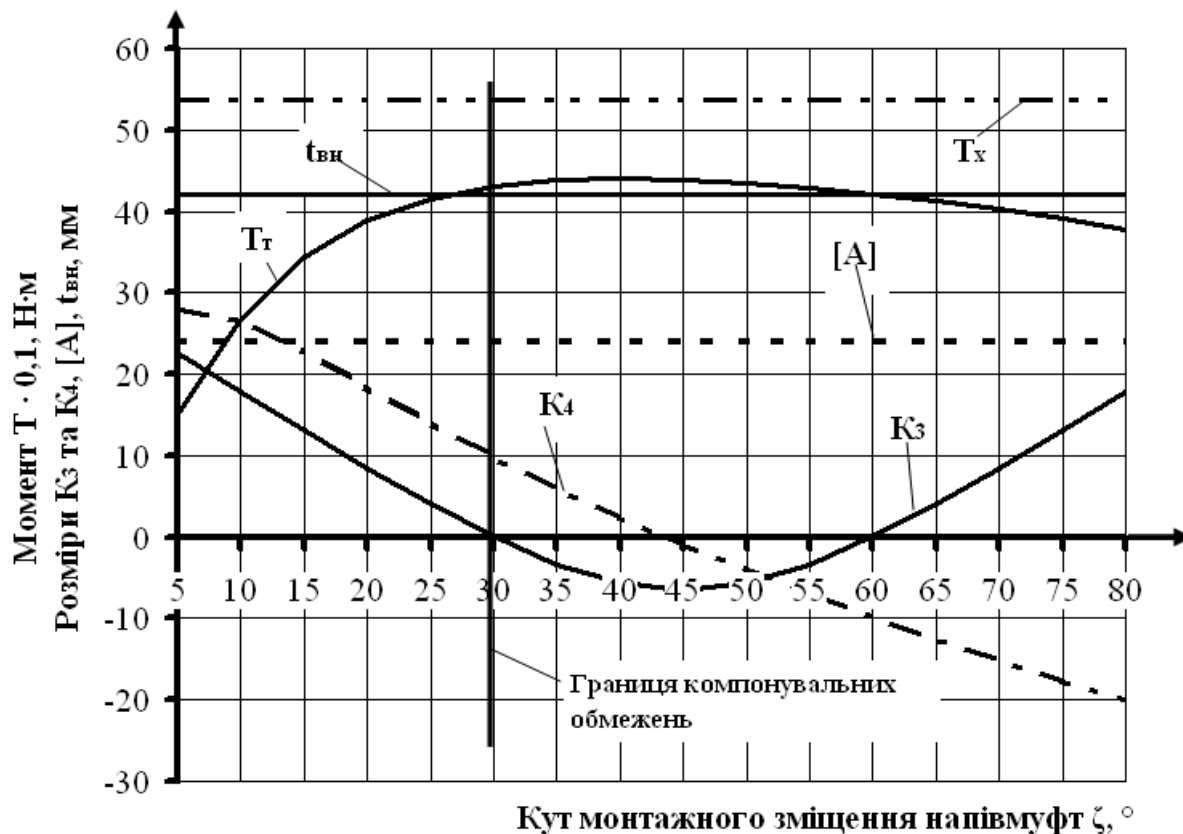


Рисунок 3.10 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компонувальні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами за першим варіантом

*Варіант 2.* Кількість канатів  $z$ , у муфті з тангенціально розташованими канатами порівняно з муфтою, що оснащена хордальними канатами збільшена на 50% ( $z = 12$ ), їх натяг  $F_n$  та діаметр  $d_k$ , а також зовнішній габарит ( $D_{зв} = 145 \text{ мм}$ ,  $D_{вн} = 110 \text{ мм}$ ) відповідають муфті-прототипу з хордально розташованими канатами. Графіки взаємного впливу параметрів у цьому випадку представлені на рис. 3.11.

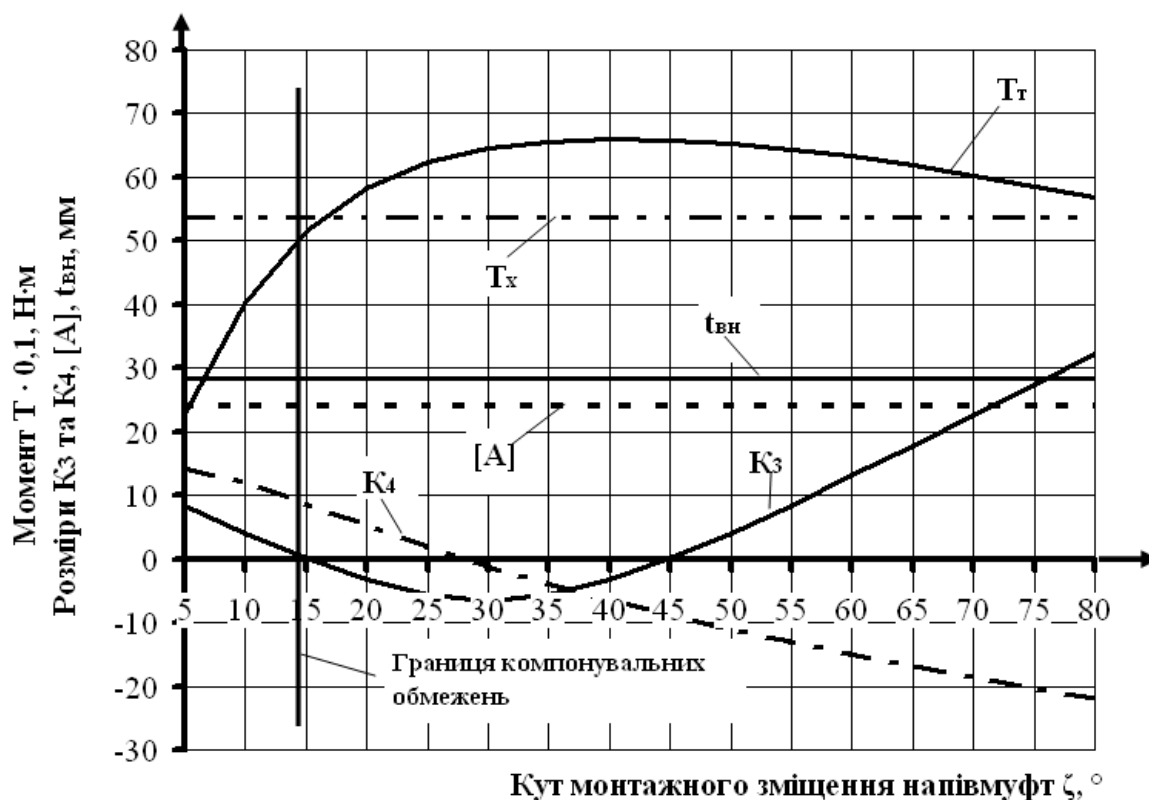


Рисунок 3.11 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компонувальні розміри та навантажувальну здатність

муфти з тангенціально розташованими канатами за другим варіантом

Аналіз результатів (рис. 3.11) свідчить, що обмеження по затягуванню гайок згідно умови (3.28) при такій кількості канатів ( $z = 12$ ) також відсутнє. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок згідно умов (3.32) та (3.33) відсутня при кутах  $\zeta \approx 0 \dots 13^\circ$ . Лімітуючим компонувальним параметром є розрахунковий зазор  $\kappa_3$ , який при кутах  $\zeta$  менше  $13^\circ$  приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компонувальних обмежень на графіку). Дані рис. 3.11 дають можливість стверджувати, що при однакових габаритах, діаметрі та натягу встановлених канатів муфти з хордальним та тангенціальним їх розташуванням можуть мати практично однакову навантажувальну здатність ( $T_x = 536$  Н·м,  $T_T = 515$  Н·м), однак це потребує збільшення кількості канатів в муфті з тангенціальним їх розташуванням на 50% (з 8 до 12).

*Варіант 3.* Діаметр канатів  $d_k$  у муфті з тангенціальним їх розташуванням зменшений вдвічі (з 4 до 2 мм) із відповідним зменшенням вдвічі діаметрів пальців та втулок, а також допустимого робочого натягу канатів до  $F_n$  (з 1000

до 500 Н). Зовнішній габарит залишений без змін ( $D_{зв} = 145$  мм,  $D_{вн} = 110$  мм). За рахунок зменшення діаметрів втулок  $d_{вт}$  у цьому варіанті вдалося збільшити кількість канатів  $z$  в три рази (з 8 до 24). Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 3.12.

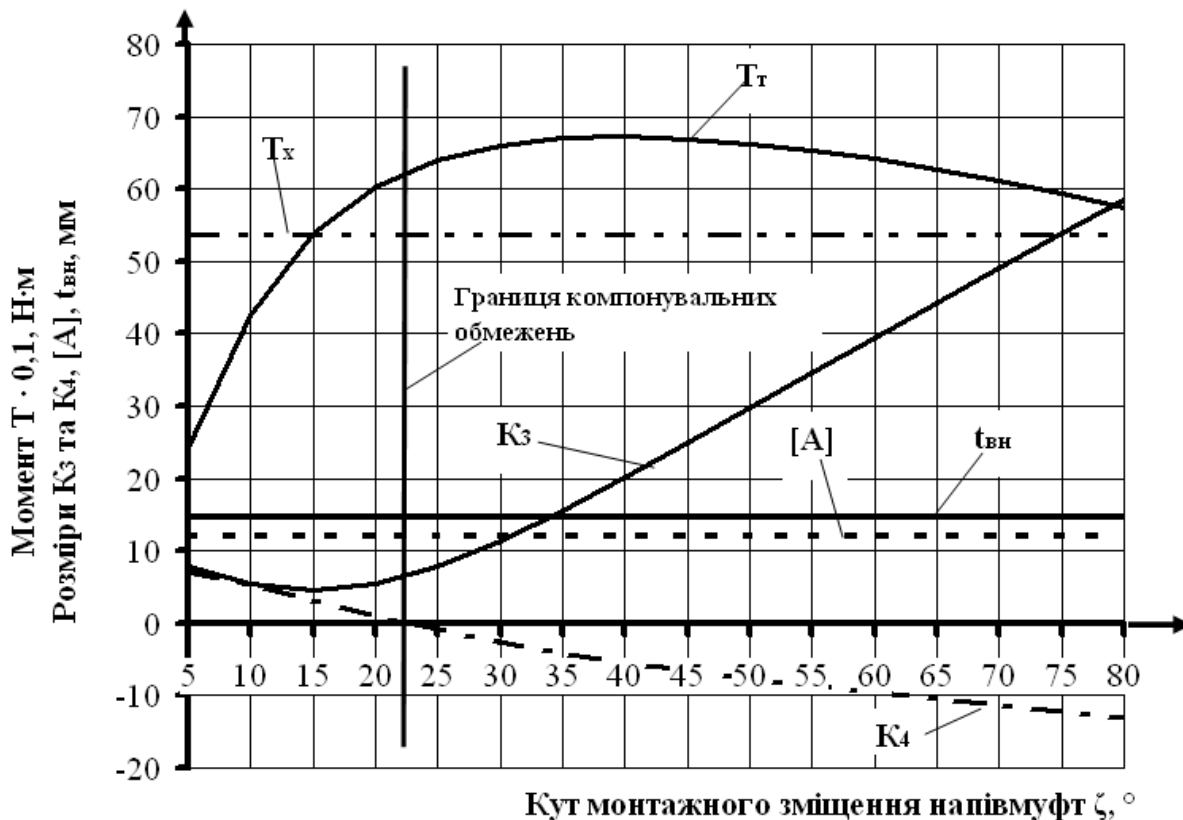


Рисунок 3.12 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компонувальні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами за третім варіантом

Аналіз результатів моделювання (рис. 3.12) дає можливість встановити, що геометричні обмеження по затягуванню гайок в цьому варіанті відсутні, але резерв для збільшення кількості канатів залишається незначний, оскільки лінія  $t_{вн}$  знаходиться поряд з лінією  $[A]$ . Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок відсутня при кутах  $\zeta \approx 0 \dots 20^\circ$ . Лімітуючим компонувальним параметром є розрахунковий зазор  $k_4$ , який при кутах  $\zeta$  менше  $20^\circ$  приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компонувальних обмежень на графіку). Муфта з тангенціально розташованими канатами в такому варіанті може передавати момент  $T_T = 603$  Н·м, який

практично дорівнює моменту муфти-прототипа з хордально розташованими канатами ( $T_x = 536 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ).

*Варіант 4.* Кількість канатів  $z$  у муфті з тангенціально розташованими канатами збільшена на 87,5% (з 8 до 15), а зовнішній габарит на 20% ( $D_{зв} = 175 \text{ мм}$ ,  $D_{вн} = 145 \text{ мм}$ ) порівняно з муфтою-прототипом із хордально розташованими канатами, діаметр канатів  $d_k$  та їх натяг  $F_n$  залишений незмінним. Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 3.13.

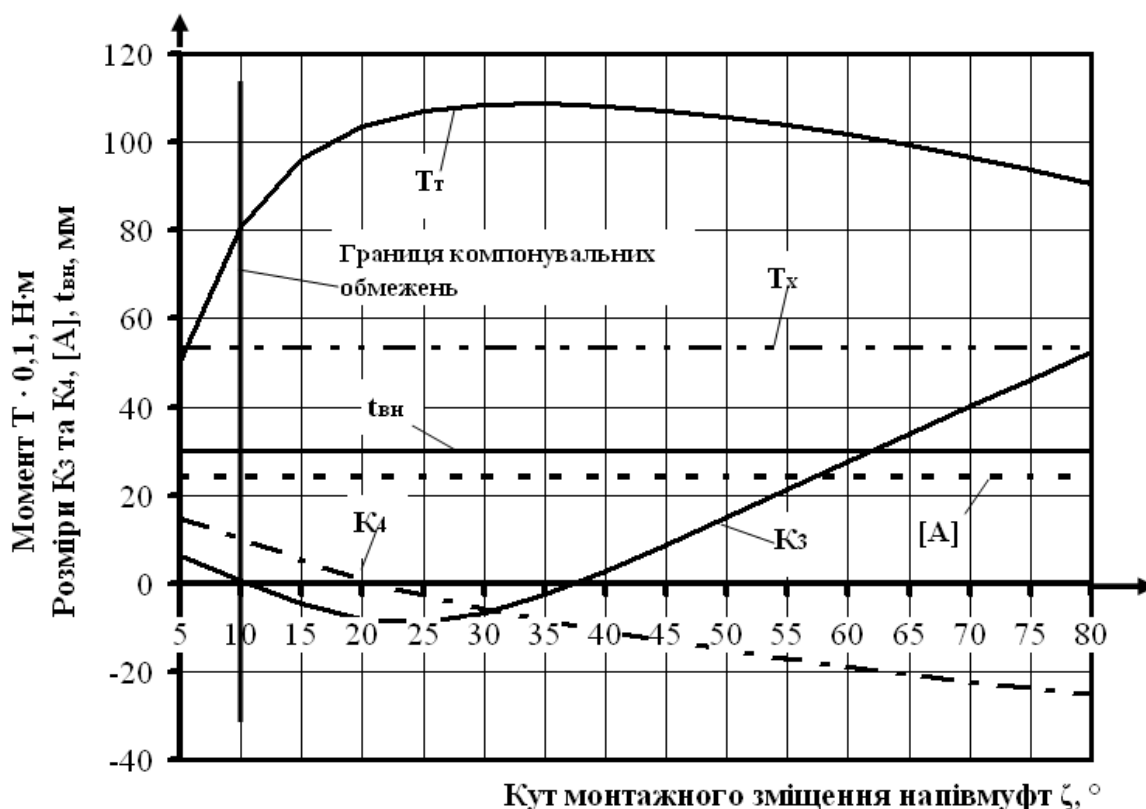


Рисунок 3.13 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компонувальні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами за четвертим варіантом

Аналіз графіків на рис. 3.13 дає можливість стверджувати, що геометричні обмеження по затягуванню гайок в цьому варіанті також відсутні. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок відсутня при кутах  $\zeta \approx 0 \dots 10^\circ$ . Лімітуючим компонувальним параметром є розрахунковий зазор  $k_3$ ,

який при куті  $\xi$  менше  $10^\circ$  приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компоувальних обмежень на графіку). З результатів наведених на рис. 3.13 можна зробити висновок, що при збільшенні габаритів муфти з тангенціально розташованими канатами на 20%, а кількості канатів на 87,5% (з 8 до 15) без зміни їх діаметра та робочого натягу, її навантажувальна здатність порівняно з муфтою оснащеною хордально розташованими канатами збільшується на 50% ( $T_T = 808$  Н·м порівняно з  $T_x = 536$  Н·м).

*Варіант 5.* Кількість канатів  $z$  у муфті з тангенціально розташованими канатами збільшена на 100% (з 8 до 16), зовнішній габарит на 50% ( $D_{зв} = 218$  мм,  $D_{вн} = 175$  мм) порівняно з муфтою-прототипом із хордально розташованими канатами. Діаметр канатів  $d_k$  та їх натяг  $F_n$  залишений незмінним. Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 3.14.

Аналіз графіків на рис. 3.14 дає можливість встановити, що геометричні обмеження по затягуванню гайок в цьому варіанті відсутні. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок відсутня при кутах  $\xi \approx 0 \dots 15^\circ$ . Лімітуючим компоувальним параметром є розрахунковий зазор  $k_3$ , який при куті  $\xi$  менше  $15^\circ$  приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компоувальних обмежень на графіку). При збільшенні габаритів муфти з тангенціально розташованими канатами на 50%, а кількості канатів на 100% (з 8 до 16) при незмінному їх діаметрі та робочого натягу, її навантажувальна здатність порівняно з муфтою оснащеною хордально розташованими канатами збільшується на 120% ( $T_T = 1200$  Н·м порівняно з  $T_x = 536$  Н·м).

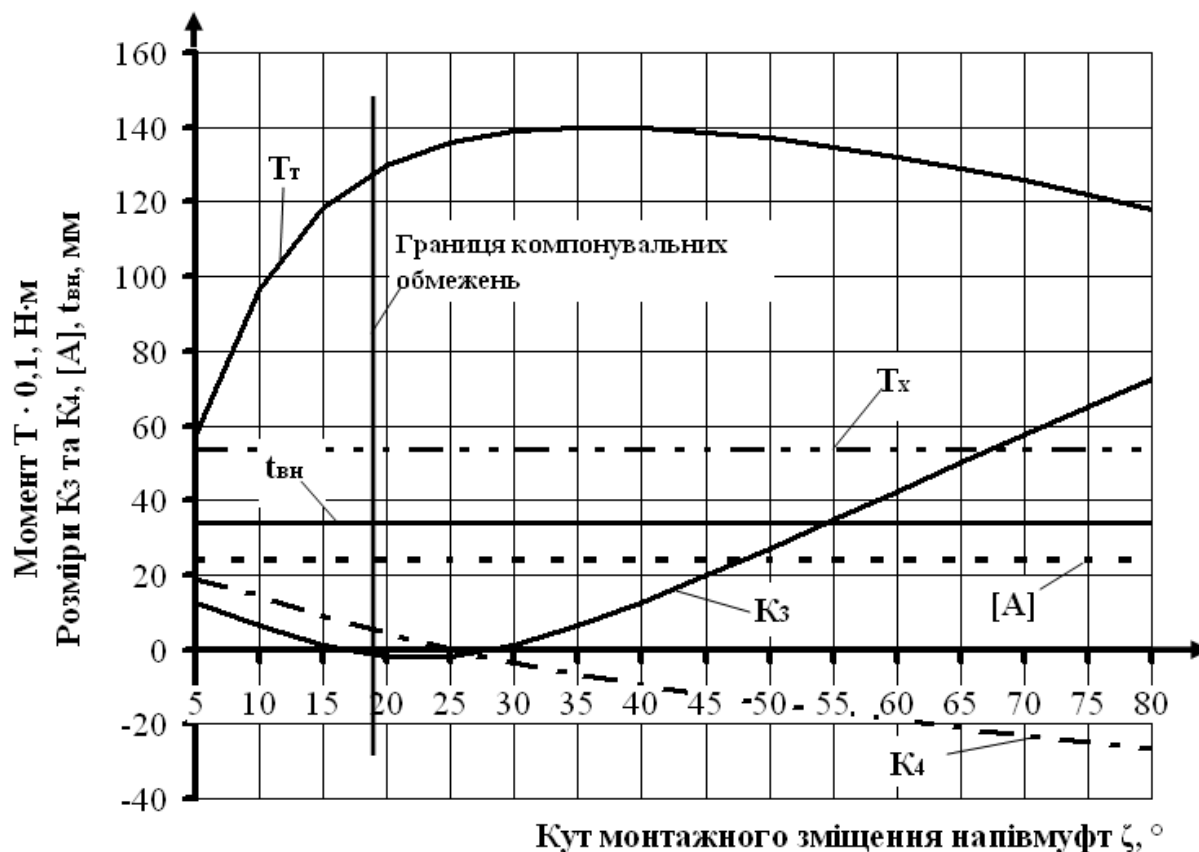


Рисунок 3.14 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компоувальні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами за п'ятим варіантом

*Варіант 6.* Кількість канатів  $z$  у муфті з тангенціально розташованими канатами збільшена на 200% (з 8 до 24), зовнішній габарит на 100% ( $D_{\text{зв}} = 290$  мм,  $D_{\text{вн}} = 230$  мм) порівняно з муфтою-прототипом із хордально розташованими канатами. Діаметр канатів  $d_k$  та їх натяг  $F_n$  залишений без зміни. Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів представлені на рис. 3.15.

Аналіз графіків на рис. 3.15 демонструє, що геометричні обмеження по затягуванню гайок в цьому варіанті відсутні, але збільшувати кількість канатів немає можливості. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок відсутня при кутах  $\zeta \approx 0 \dots 20^\circ$ . Лімітуючим компоувальним параметром є розрахунковий зазор  $K_4$ , який при куті  $\zeta$  менше  $20^\circ$  приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компоувальних

обмежень на графіку). При збільшенні габаритів муфти з тангенціально розташованими канатами на 100%, а кількості канатів на 200% (з 8 до 24) без зміни їх діаметра та робочого натягу, її навантажувальна здатність порівняно з муфтою оснащеною хордально розташованими канатами збільшується на 373% ( $T_T = 2537$  Н·м порівняно  $T_x = 536$  Н·м).

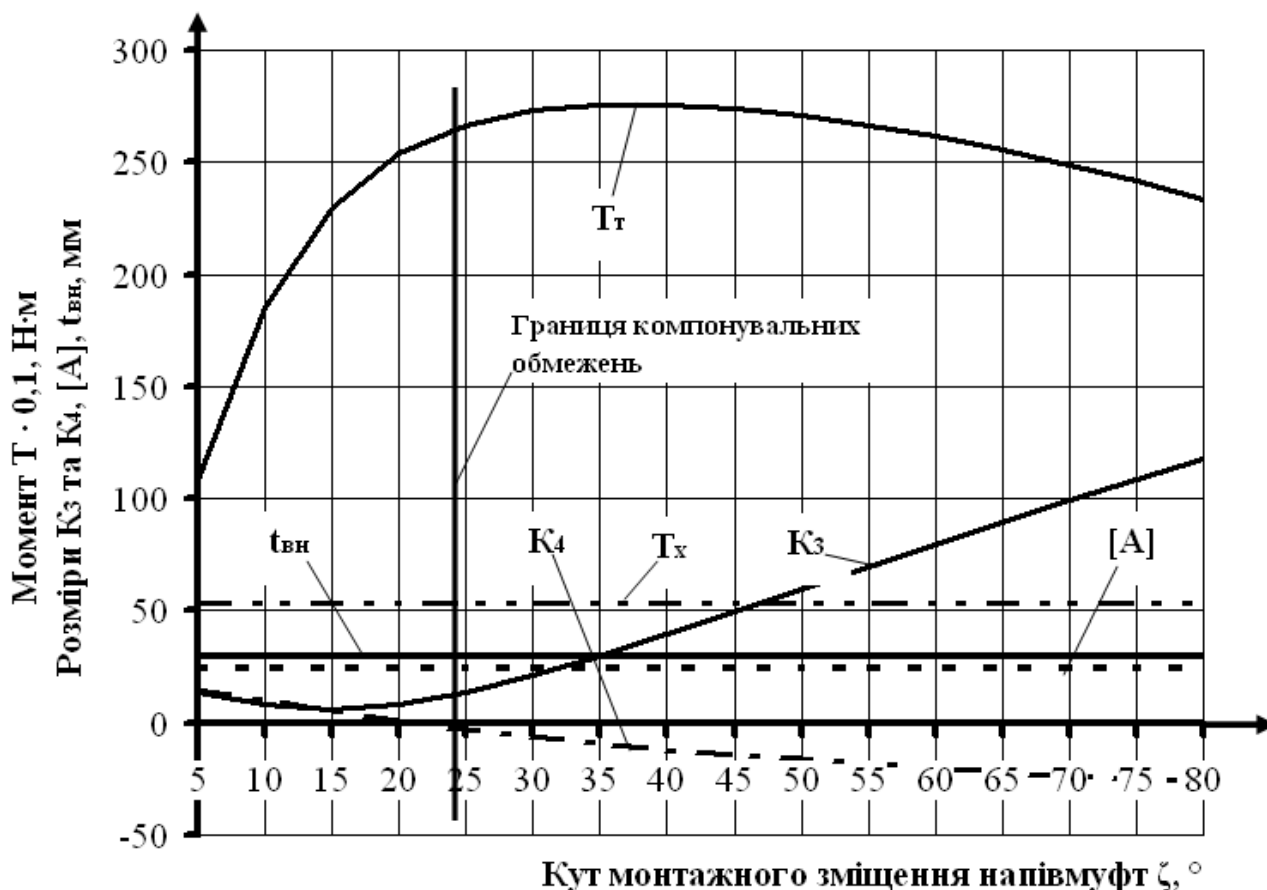


Рисунок 3.15 – Графіки взаємного впливу конструктивних параметрів на компоувальні розміри та навантажувальну здатність муфти з тангенціально розташованими канатами за шостим варіантом

Таким чином можна стверджувати, що муфти з тангенціально розташованими канатами мають переваги у навантажувальній здатності поряд з муфтами, що мають хордальне розташування канатів тільки у випадку більших габаритних розмірів – підвищення навантажувальної здатності у чотири рази можна досягти за рахунок збільшення зовнішнього габариту тангенціальної муфти у два рази. У випадку необхідності рівності діаметрів напівмуфт доцільно застосовувати муфти з хордальним розташуванням канатів.



### 3.5. Крутильна жорсткість муфт з торцевою установкою канатів в режимах аверсу та реверсу

Дослідженнями [319] встановлено, що сталевий канат (на прикладі каната  $d_k = 6$  мм конструкції  $(6 \times 19 + \text{о.с.})$  діаметр дротин  $\delta = 0,38$  мм, довжина  $L_k = 33$  мм) при стиску має власну нелінійну «м'яку» характеристику залежності пружної сили при стиску  $F_{cm}$  від деформації  $\Delta$ , що апроксимується рівнянням (3.50).

$$F_{cm} = -31,32\Delta^2 + 215,17\Delta + 425,79. \quad (3.49)$$

Для отримання характеристики тангенціальної муфти при її роботі в режимі реверсу (закручуванні в напрямку стиску канатів), розглянемо передачу нею обертового моменту (рис. 3.16) [320, 321].

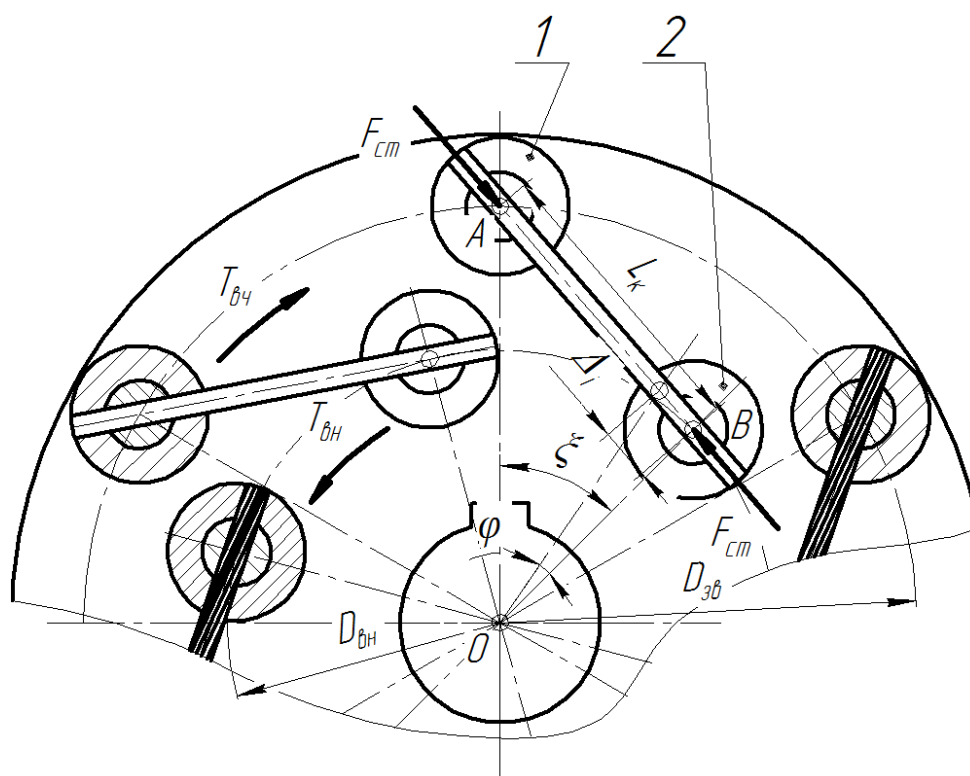


Рисунок 3.16 – Розрахункова схема муфти з канатами тангенціального розташування в режимі реверсу

При цьому на затискному механізмі 1, що закріплений у фланці ведучої напівмуфти (на рисунку не показаний) виникає сила  $F_{cm}$ , яка стискає канат і передається на затискний механізм 2, що закріплений у фланці веденої

напівмуфти, створюючи на ньому обертальний момент.

Одним з основних параметрів характеристик муфти є кут монтажного зміщення напівмуфт  $\xi$ , що пов'язаний з діаметрами кіл розташування канатів та їх довжиною (трикутник  $OAB$ ) залежністю:

$$\cos \xi = \frac{0,25(D_{3\phi}^2 + D_{6H}^2) - L_K^2}{0,5D_{3\phi}D_{6H}} \quad (3.50)$$

При деформуванні каната на величину  $\Delta_i$  значення кута  $\xi_i$  становитиме:

$$\xi_i = \arccos \left( \frac{0,25(D_{3\phi}^2 + D_{6H}^2) - (L_K - \Delta_i)^2}{0,5D_{3\phi}D_{6H}} \right) \quad (3.51)$$

А пружний момент муфти в режимі реверсу набуде значення:

$$T_{mpi} = \frac{zF_{cm}D_{3\phi}D_{6H} \sin \xi_i}{4(L_K - \Delta_i)} \quad (3.52)$$

Кут закручування муфти  $\varphi_i$  при цьому становитиме:

$$\varphi_i = \xi - \xi_i \quad (3.53)$$

Чисельне моделювання за отриманими виразами виконували для муфти, оснащеної дослідженими канатами, у якої  $z = 4$ ,  $D_{3\phi} = 145$  мм,  $D_{6H} = 95$  мм. Кут монтажного зміщення на початковому етапі прийняли рівним потрібному з точки зору зниження навантаженості канатів  $\xi_F = 49^\circ$ . Результат моделювання, а саме характеристика муфти при роботі в режимі реверсу – залежність її пружного моменту  $T_{mp}$  від кута закручування  $\varphi$  показана на рис. 3.17 суцільною лінією.

Для порівняння на рис. 3.17 штриховою лінією показана характеристика муфти з хордальним розташуванням канатів [319] при її закручуванні в напрямку стиску канатів.

Характеристика муфти з тангенціальним розташуванням канатів є більш пологою, що свідчить про більшу перспективність таких муфт для захисту приводів від перевантажень. На користь цього твердження свідчить також наявність на характеристиці муфти ділянки квазінульової жорсткості [322]. Проте муфта з тангенціальними канатами в цьому варіанті має на 30% меншу

навантажувальну здатність (момент  $T_{mp} = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ) порівняно з муфтою, оснащеною канатами хордального розташування (момент  $T_{xp} = 215 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ).

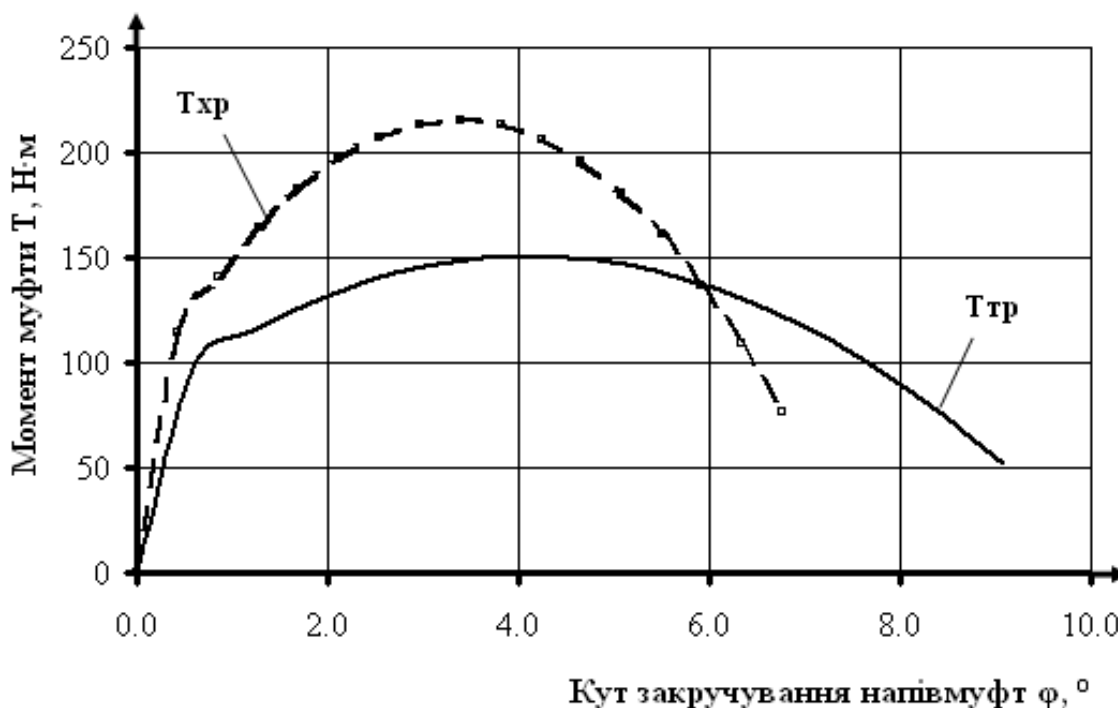


Рисунок 3.17 – Характеристики муфт з канатами хордального тангенціального розташування в режимі реверсу

Під час роботи муфти з тангенціальним розташуванням канатів в режимі аверсу канати від натягу силою  $F_n$  матимуть видовження  $\Delta_i$

$$\Delta_i = \frac{F_n L_k}{E_k^p A_\Sigma}, \quad (3.54)$$

де  $E_k^p = 1,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль пружності каната при розтягу [187];

$A_\Sigma$  – сумарна площа дротин каната.

Кут  $\xi_i$  при цьому набуде величини

$$\xi_i = \arccos \left( \frac{0,25(D_{3\theta}^2 + D_{\theta n}^2) - (L_k + \Delta_i)^2}{0,5 D_{3\theta} D_{\theta n}} \right). \quad (3.55)$$

Відповідно пружний момент муфти в режимі аверсу становитиме

$$T_{mai} = \frac{z F_{cm} D_{3\theta} D_{\theta n} \sin \xi_i}{4(L_k + \Delta_i)}. \quad (3.56)$$

Кут закручування муфти  $\varphi_i$  при цьому складе  $\varphi_i = \xi_i - \xi$ .

Отримана характеристика муфти з тангенціальним розташуванням канатів

при її роботі в режимі аверсу показана на рис. 3.18 суцільною лінією, а штриховою лінією – характеристика муфти з хордальним розташуванням канатів. Графік свідчить, що муфта з тангенціальним розташуванням канатів при роботі в режимі аверсу при рівних розмірах також є в 2,5 рази піддатливішою ніж муфта з хордальним розташуванням канатів, очевидно за рахунок більшої довжини канатів.

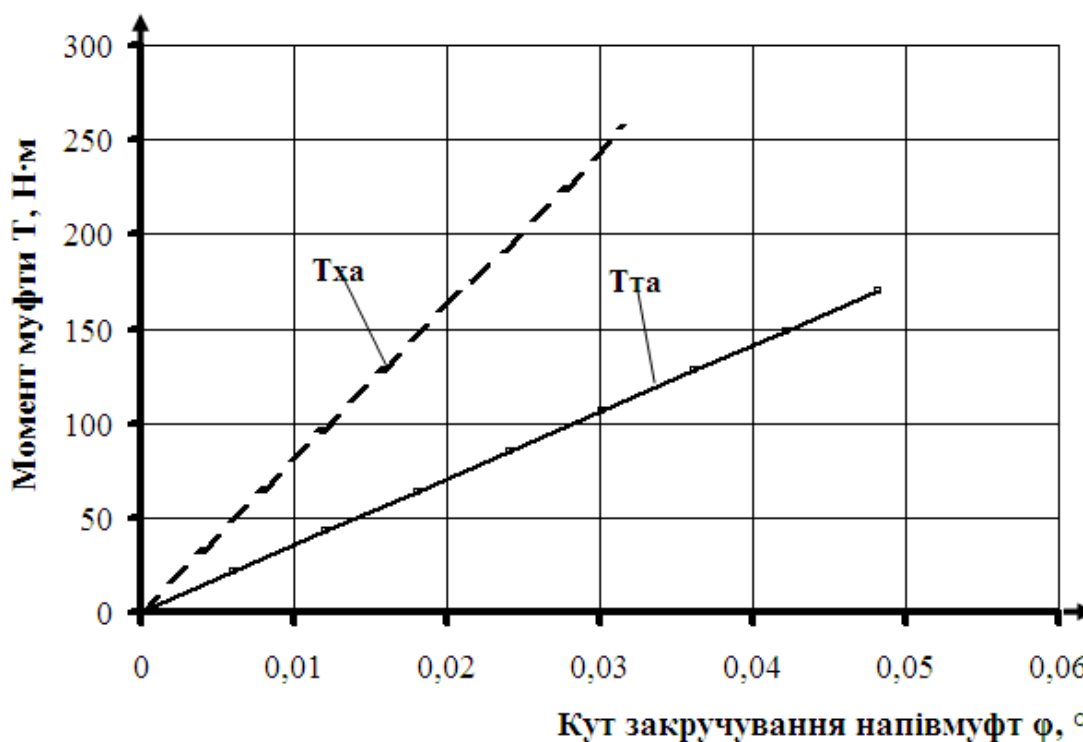


Рисунок 3.18 – Характеристики муфт з канатами хордального і тангенціального розташування в режимі аверсу

Крутильну жорсткість муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування в режимі аверсу можна визначати за виразом

$$C = \frac{z D_{зв} D_{вн}^2 E_{\kappa}^p A_{\Sigma} \sin \xi}{0,5(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - D_{зв} D_{вн} \cos \xi} \quad (3.57)$$

На наступному етапі досліджували вплив величини кута монтажного зміщення  $\xi$  на характеристику муфти в режимі реверсу. Результати моделювання представлені на рис. 3.19. З аналізу наведеного графіка можна зробити висновок, що кут  $\xi_F = 49^\circ$  для муфти, що працює в режимі реверсу забезпечує найбільшу навантажувальну здатність (найбільший момент /

$T_{mp} = 150$  Н·м). Збільшення кута  $\zeta$  порівняно зі значенням  $\zeta_F = 49^\circ$  незначно знижує її навантажувальну здатність (при  $\zeta = 65^\circ$   $T_{mp} = 148$  Н·м, при  $\zeta = 80^\circ$   $T_{mp} = 140$  Н·м) та збільшує кут закручування  $\varphi$ . Але зменшення кута  $\zeta$  порівняно зі значенням, що забезпечує найменшу навантаженість  $\zeta_F = 49^\circ$  спричиняє значне зниження навантажувальної здатності та розширення квазінульової ділянки. Так зниження кута монтажного зміщення муфт до  $\zeta = 25^\circ$  спричиняє зниження обертового моменту муфти на 20% (зі 150 до 120 Н·м) та збільшення кута закручування  $\varphi$  з  $8,5^\circ$  до  $12,5^\circ$ , а подальше зниження значення кута до величини  $\zeta = 20^\circ$  спричиняє зниження моменту муфти на 30% (з 150 до 100 Н·м) та збільшення кута закручування  $\varphi$  з  $8,5^\circ$  до  $15^\circ$ .

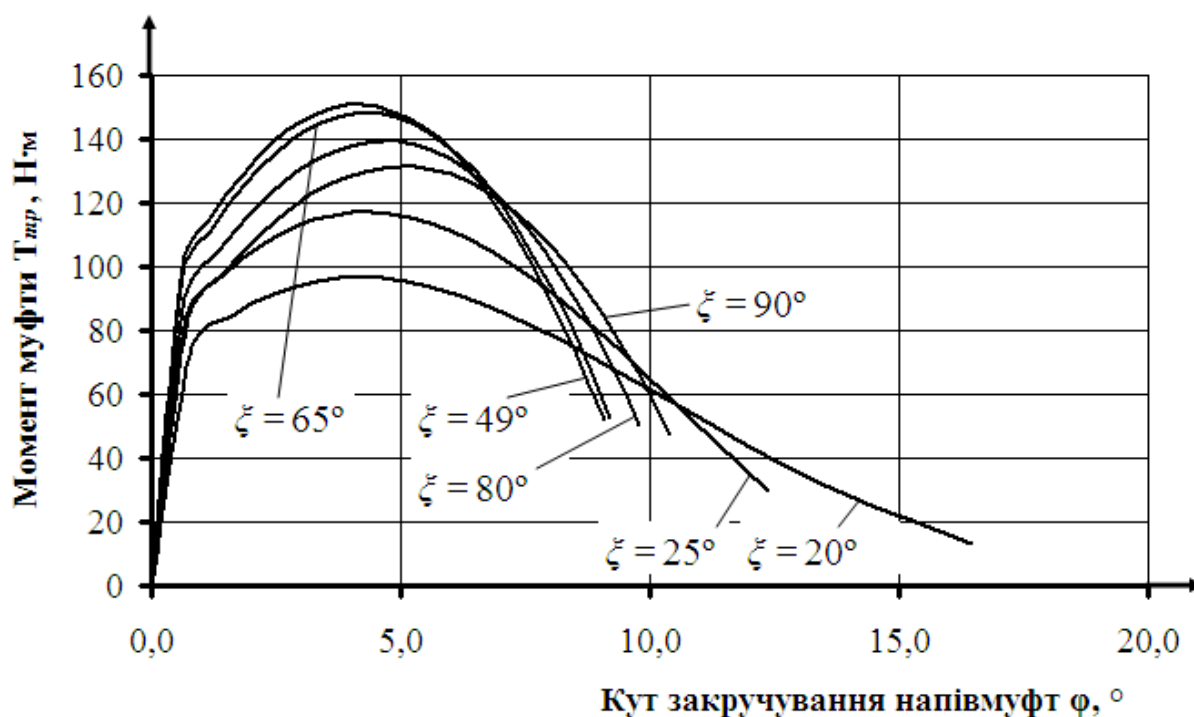


Рисунок 3.19 – Графіки впливу кута монтажного зміщення  $\xi$  на характеристику муфти з тангенціальним розташуванням канатів у режимі реверсу

Аналогічним чином було побудовано графіки показані на рис. 3.20, якими проілюстровано вплив на характеристику муфти кута монтажного зміщення напівмуфт  $\zeta$  при її роботі в режимі аверсу. З наведеного на рис. 3.20 матеріалу можна зробити висновок, що жорсткість муфти зростає в інтервалі значення кута  $\zeta = 20^\circ \dots 35^\circ$ , а потім починає знижуватися і найбільш піддатливою муфта

буде при куті монтажного зміщення напівмуфт  $\xi = 90^\circ$ .

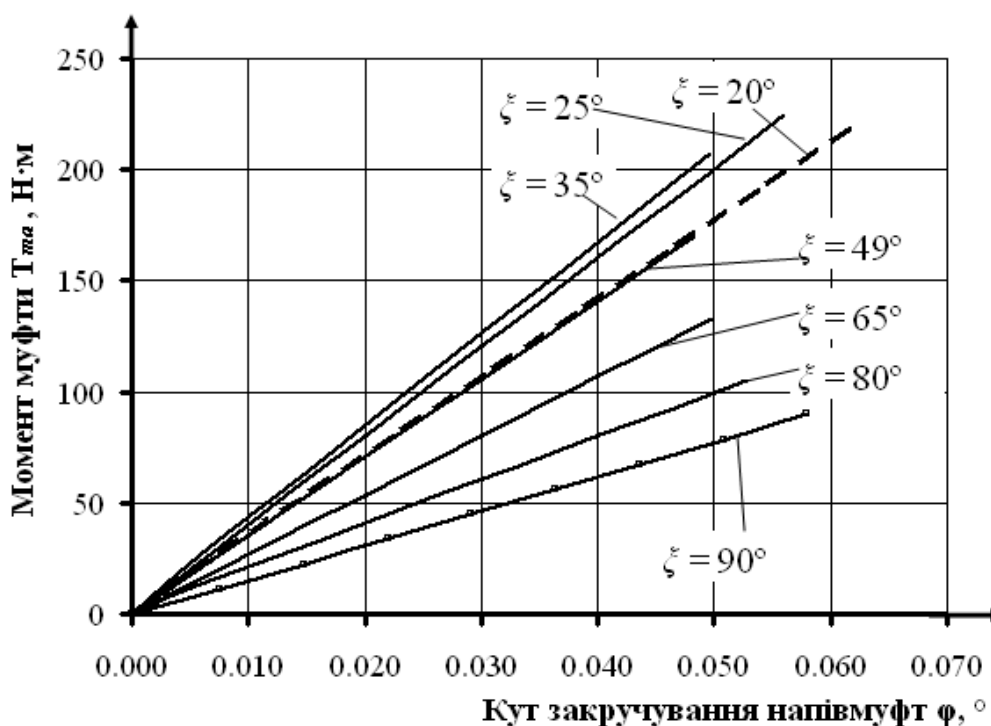


Рисунок 3.20 – Графіки впливу кута монтажного зміщення  $\xi$  на характеристику муфти з тангенціальним розташуванням канатів у режимі аверсу

Таким чином, муфти з тангенціальним розташуванням канатів при роботі в режимах аверсу та реверсу при рівних розмірах є піддатливішими ніж муфти з хордальним розташуванням канатів. В режимі аверсу (при роботі канатів на розтяг) муфти обох типів є жорсткими і можуть бути рекомендованими до установки в приводах, від яких вимагається висока кінематична точність, наприклад, у приводах подач важких верстатів. В режимі реверсу (при роботі канатів на стиск) муфта з торцевим розташуванням канатів має більш пологі характеристику ніж муфта з хордальним розташуванням канатів та розширену ділянку квазінульової жорсткості. Однак муфта з тангенціальними канатами має на 30% меншу навантажувальну здатність порівняно з муфтою, оснащеною канатами хордального розташування. У випадку встановлення муфт у приводи великомасових систем, наприклад вугільних млинів [1] чи обертових печей [3] для виключення роботи канатів на стиск за рахунок інерції ведених мас після вимкнення двигуна доцільно застосовувати комбіновані конструкції пружно-обгінних муфт, зокрема муфти, показаної на рис. E.12 (додаток E).

### 3.6. Дослідження роботи хордально розташованих канатних пружних елементів за наявності неспіввісності напівмуфт

Розглянемо роботу муфти з торцевою установкою канатів хордального розташування в умовах радіальної неспіввісності  $\Delta_r$ , оскільки вона є найбільш розповсюдженою та призводить до найбільшого навантаження підшипників сполучених муфтою валів, а відтак і найбільш небезпечною.

Основною задачею при оцінці роботи пружних елементів в умовах неспіввісності напівмуфт є знаходження довжини будь-якої канатної ланки із встановлених, оскільки вони за наявності радіальної неспіввісності видовжуються неоднаково (рис. 3.21), а відтак несуть різні частини загального корисного навантаження муфти. Для обчислення довжин різних канатів муфти розглянемо її схему, у випадку оснащення одним канатом при радіальній неспіввісності  $\Delta_r$  [323, 324]. Неважко помітити, що за такої апроксимації та припущення про шарнірне закріплення канатів у напівмуфтах, муфту можна розглядати як шарнірний чотириланковий механізм із перемінною довжиною ланки  $AB$  (рис. 3.22). Ведучу напівмуфту зображає ланка  $OA$ , ведену – ланка  $O_1B$ , канат – ланка  $AB$ , відстань  $OO_1$  дорівнює радіальній неспіввісності  $\Delta_r$ . Куту координату точки закріплення каната (центрів затискних механізмів) на ведучій напівмуфті ( $A_i$ ) позначатимемо  $\varphi_{вчi}$ , а на веденій ( $B_i$ ) –  $\varphi_{внi}$ . На подальших етапах аналізу відлік кутів координат будемо виконувати від осі  $X$ , що лежить в площині радіального зміщення напівмуфт (площина радіального зміщення – площина в якій лежать осі обох поєднаних напівмуфт за наявності між ними радіального зміщення), а відлік кутів  $\varphi_m$  повороту муфти від осі  $Y$  до неї перпендикулярної. Першим положенням каната вважатимемо таке положення в якому його вісь паралельна площині радіального зміщення, а відтак кут повороту муфти в цьому положенні вважатимемо нульовим.

Задачу відшукування довжин канатів (ланки  $AB$ ) в кожному їх положенні розв'язуватимемо методом замкнених векторних контурів проф. В'яч. А. Зінов'єва [325]. Цей метод знайшов широке розповсюдження для

вирішення задач подібного роду [117].

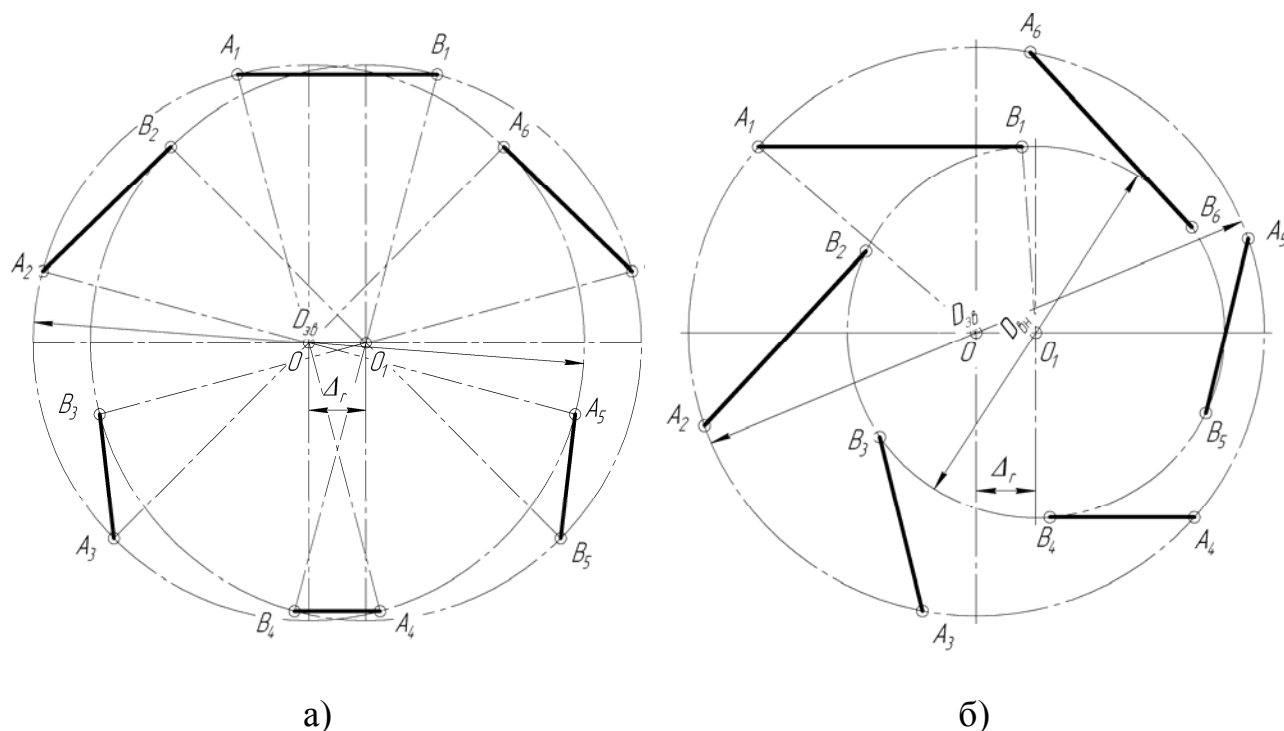


Рисунок 3.21 – Схема роботи муфт з торцевою установкою канатів хордального (а) та тангенціального (б) розташування в умовах радіальної неспіввісності

Для отримання подальших викладок уявляємо кінематичну схему замінюючого механізму у вигляді замкненого векторного контура  $A_i O O_1 B_i$  (рис. 3.22), для якого можна записати векторне рівняння:

$$\vec{V}_1 + \vec{V}_2 = \vec{V}_3 + \vec{V}_4, \quad (3.58)$$

де  $\vec{V}_1 = O A_i$  – радіус ведучої напівмуфти;

$\vec{V}_2 = A_i B_i$  – довжина каната;

$\vec{V}_3 = \Delta_r$  – радіальна неспіввісність;

$\vec{V}_4 = O_1 B_i$  – радіус веденої напівмуфти.

Складене рівняння (3.58) в проекціях на осі координат матиме вигляд системи (3.59)

$$\begin{cases} X : V_1 \cos \varphi_{вчi} + V_2 \cos \beta_{кi} = V_3 \cos 0 + V_4 \cos \varphi_{внi}; \\ Y : V_1 \sin \varphi_{вчi} + V_2 \sin \beta_{кi} = V_3 \sin 0 + V_4 \sin \varphi_{внi}. \end{cases} \quad (3.59)$$



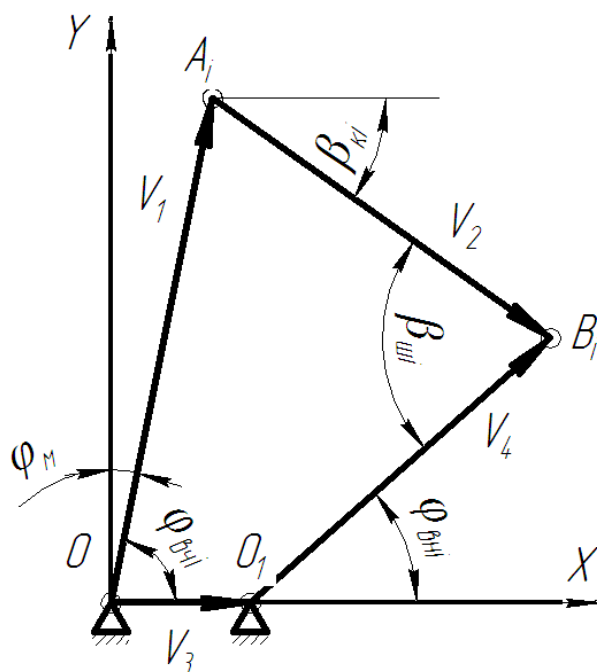


Рисунок 3.22 – Схема замкнутого векторного контура замінюючого механізму

Після перетворень і перегрупування отримаємо:

$$\begin{cases} V_2 \cos \beta_{ki} = V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vchi} \\ V_2 \sin \beta_{ki} = V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vchi} \end{cases}, \quad (3.60)$$

Зводимо обидва рівняння системи (3.60) в квадрат і додаємо, де після перетворень отримаємо:

$$V_2^2 (\cos^2 \varphi_{ki} + \sin^2 \varphi_{ki}) = (V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vchi})^2 + (V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vchi})^2; \quad (3.61)$$

$$V_2 = \sqrt{(V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vchi})^2 + (V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vchi})^2}. \quad (3.62)$$

З системи (3.60), отримаємо також вирази для обчислення кутів  $\beta_{ki}$  нахилу канатів до осі X:

$$\cos \beta_{ki} = \frac{V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vchi}}{V_2}; \quad (3.63)$$

$$\sin \beta_{ki} = \frac{V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vchi}}{V_2}. \quad (3.64)$$

Для відшукування кутів  $\beta_{vni}$  нахилу осей канатів до радіуса веденої напівмуфти  $O_1B_i$  використаємо метод змінюваних трикутників [84] для чого

розглянемо трикутники  $OA_1O_1$  та  $O_1A_1B_1$  (рис. 3.22) для яких можна записати:

$$\begin{cases} AO_1^2 = AO^2 + OO_1^2 - 2AO \times OO_1 \cdot \cos \varphi_{вчi}; \\ AO_1^2 = AB^2 + O_1B^2 - 2AB \times O_1B \cdot \cos \beta_{шi}. \end{cases} \quad (3.65)$$

Звідки після перетворень отримаємо

$$\cos \beta_{шi} = \frac{AB^2 + OB^2 - AO^2 - OO_1^2 + 2AO \times OO_1 \times \cos \varphi_{вчi}}{2AB \times OB}. \quad (3.66)$$

Для запровадження отриманих виразів у практику аналізу канатних муфт, розглянемо далі детальніше згадані їх конструкції - муфти з торцевою установкою канатів хордального та тангенціального розташування. Зокрема для них необхідно отримати вирази, що дозволять визначити кутові координати кожного з канатів муфт для подальшого обчислення довжини кожної ланки та їх видовження.

Для муфти з хордальним розташуванням канатів в першому положенні (рис. 3.23), з урахуванням розгляду трикутника  $OA_1C_1$ , отримаємо співвідношення для кутових координат напівмуфт у першому положенні:

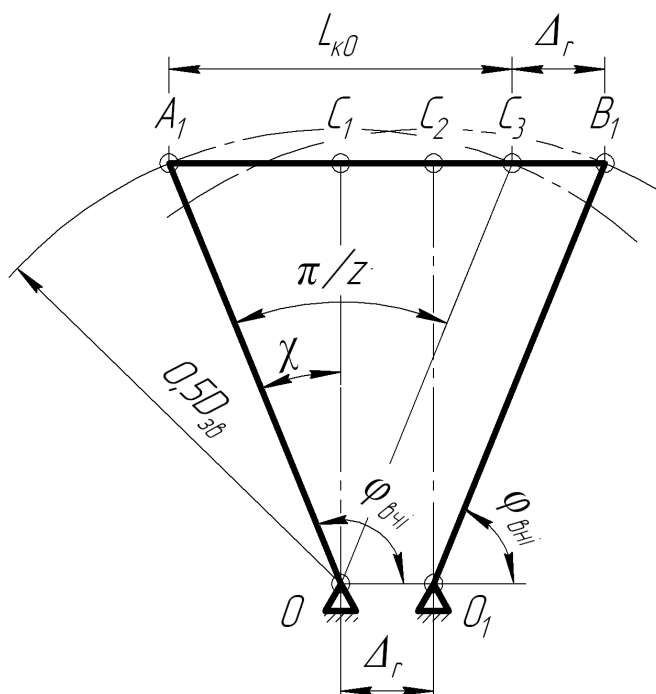


Рисунок 3.23 – Схема до розрахунку кутових координат елементів муфти з канатами хордального розташування

$$\chi = \arcsin \frac{0,5A_1C_3}{OA_1} = \arcsin \frac{0,5(A_1B_1 - B_1C_3)}{OA} = \arcsin \frac{0,5(L_{\kappa 1} - \Delta_r)}{0,5D_{3\phi}}, \quad (3.67)$$

де  $L_{\kappa 1}$  – довжина каната в першому положенні.

Враховуючи, що:

$$L_{\kappa 1} - \Delta_r = L_{\kappa 0} + \Delta_r - \Delta_r = L_{\kappa 0} = D_{3\phi} \sin \frac{\pi}{2z}, \quad (3.68)$$

де  $L_0$  - початкова довжина каната в недеформованому стані (при  $\Delta_r = 0$ ).

Матимемо

$$\chi = \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}. \quad (3.69)$$

Звідки кутові координати центрів затискних механізмів першого каната

$$\varphi_{\text{вч}1} = \frac{\pi}{2} + \chi = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}; \quad (3.70)$$

$$\varphi_{\text{вн}1} = \frac{\pi}{2} - \chi = \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}. \quad (3.71)$$

Відтак кутові координати центрів затискних механізмів будь-якого ( $i$ -го) каната

$$\varphi_{\text{вч}i} = \varphi_{\text{вч}1} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}} + \frac{2\pi}{z}(i-1); \quad (3.72)$$

$$\varphi_{\text{вн}i} = \varphi_{\text{вн}1} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}} + \frac{2\pi}{z}(i-1); \quad (3.73)$$

$$\varphi_{\text{вч}i} - \varphi_{\text{вн}i} = 2 \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}. \quad (3.74)$$

З урахуванням отриманих виразів (3.72) та (3.73), а також (3.62) - (3.64) та (3.66) отримаємо вирази для обчислення довжини та кутів нахилу канатів муфти з хордально розташованими канатами відносно осі  $X$ , враховуючи що для хордальної муфти  $V_1 = V_4 = 0,5D_{3\phi}$ ,  $V_3 = \Delta_r$ :

$$L_{ki} = \sqrt{[\Delta_r + 0,5D_{3\theta} (\cos \varphi_{\text{внi}} - \cos \varphi_{\text{вчi}})]^2 + [0,5D_{3\theta} (\sin \varphi_{\text{внi}} - \sin \varphi_{\text{вчi}})]^2}; \quad (3.75)$$

$$\cos \beta_{ki} = \frac{\Delta_r + 0,5D_{3\theta} (\cos \varphi_{\text{внi}} - \cos \varphi_{\text{вчi}})}{L_{ki}}; \quad (3.76)$$

$$\sin \beta_{ki} = \frac{D_{3\theta} (\sin \varphi_{\text{внi}} - \sin \varphi_{\text{вчi}})}{2L_{ki}}; \quad (3.77)$$

$$\cos \beta_{ui} = \frac{L_{ki}^2 - \Delta_r^2 + 2D_{3\theta} \Delta_r \cos \varphi_{\text{вчi}}}{2L_{ki} D_{3\theta}}. \quad (3.78)$$

Видовження канатів можна обчислити за виразом

$$\Delta L_{ki} = L_{ki} - L_{k0}. \quad (3.79)$$

Враховуючи те, що  $\varphi_{\text{вчi}} - \varphi_{\text{внi}} = \text{const}$  (3.75), кути поворотів канатів та шарнірів відносно першого положення обчислюватимуться за співвідношеннями:

$$\Delta \beta_{ui} = \beta_{ui1} - \beta_{ui}. \quad (3.80)$$

На рис. 3.24 та рис. 3.25 показано графіки зміни видовдження канатів  $\Delta L_{ki}$  та кутів  $\Delta \beta_{ui}$  для муфти із хордально розташованими канатами ( $z = 4$  та  $6$ ,  $D_{3\theta} = 145$ ) при радіальному зміщенні  $\Delta_r = 1,5$  мм. Оскільки канати в модельних муфтах розташовані з кроком  $60^\circ$  ( $z = 6$ ) та  $90^\circ$  ( $z = 4$ ), то за графіками можна також оцінити згадані параметри для всіх канатів муфти.

Аналіз наведених графіків дозволяє стверджувати неоднакове навантаження канатів за наявності радіального зміщення. Так згідно графіка на рис. 3.24, у випадку шестиканатної муфти від'ємне видовження мають канати №2 ( $120^\circ$ ), №3 ( $180^\circ$ ) та №4 ( $240^\circ$ ) - вони будуть стиснені, тобто навантаження нестиме лише половина канатів - №1 ( $0^\circ$ ), №2 ( $60^\circ$ ) та №6 ( $300^\circ$ ). Для чотиріканатної муфти ситуація аналогічна - навантаженими в кращому випадку буде три з чотирьох канатів, а в гіршому - тільки два. Аналіз показує, що зі збільшенням кількості канатів ситуація не змінюється і навантаженими в умовах радіальної неспіввісності буде лише половина канатів. Натягнуті канати розташовані над площиною радіального зміщення, а стиснуті - під нею.

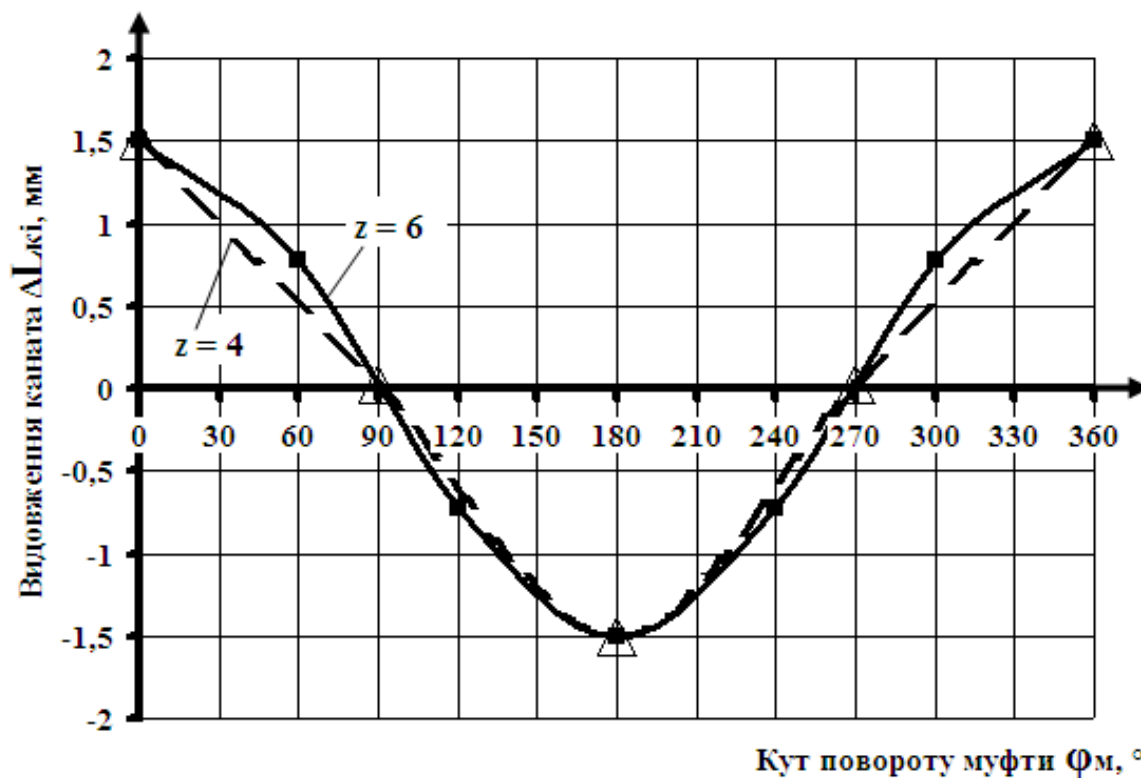


Рисунок 3.24 – Графік зміни видовження хордально розташованих канатів за один оберт муфти

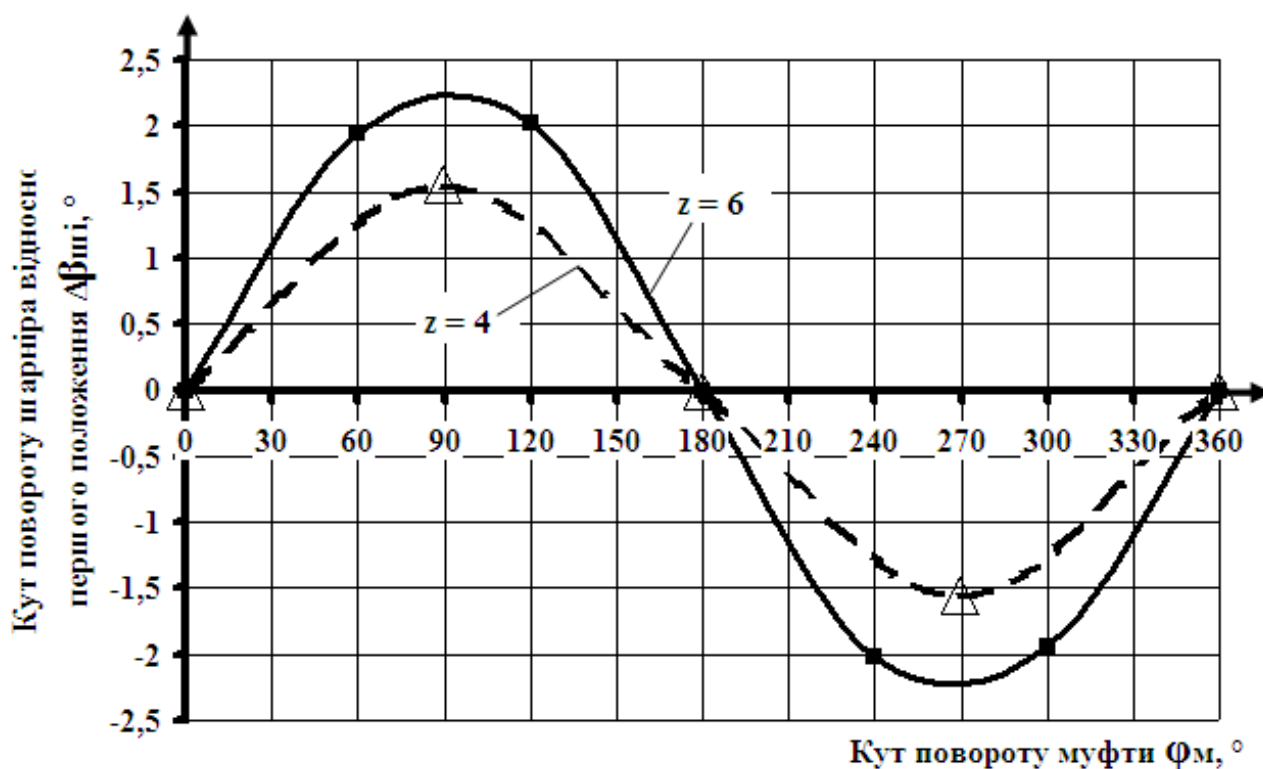


Рис. 3.25 – Графік зміни кута повороту хордально розташованих канатів за один оберт муфти

Слід відзначити, що наведені міркування справедливі, крім уже наведених припущень, за таких обставин, коли видовження канатів від зовнішнього навантаження набагато менші ніж видовження від неспіввісності. Відповідно забезпечити зменшення нерівномірності розподілу навантаження між канатами можна досягнути за рахунок збільшення їх піддатливості. Так коли видовження першого каната під активним навантаженням перевищать  $2\Delta_r$ , то найбільш стиснений четвертий канат (для шестиканатної муфти) зможе отримати видовження та здатність передавати активне навантаження. У всякому разі, найбільш навантаженим в поточний момент часу завжди буде той канат, вісь якого в даний момент часу паралельна площині радіального зміщення, його довжина буде на  $2\Delta_r$  більша ніж довжина протилежного на  $180^\circ$ . Відповідно за один оберт муфти довжина кожного каната коливатиметься на величину  $2\Delta_r$  (від  $+\Delta_r$  до  $-\Delta_r$ ), а навантаження канатів відбуватиметься теоретично за асиметричним циклом.

### **3.7. Дослідження роботи тангенціально розташованих канатних пружних елементів за наявності неспіввісності напівмуфт**

Для муфти з тангенціально розташованими канатами, аналогічно вважатимемо першим положенням таке, за якого вісь каната паралельна площині радіального зміщення та осі  $X$  (рис. 3.22). Розгляд з таким припущенням рис. 3.26 та аналіз трикутників  $OA_1C_1$  та  $O_1B_1C_3$  дають можливість отримати вирази для кутових координат центрів затискних механізмів каната у першому положенні

$$\cos \chi = \frac{O_1C_3}{O_1B_1} = \frac{h}{0,5D_{\text{вн}}}, \quad (3.81)$$

де  $h$  – висота трикутника  $OA_1C_1$ .

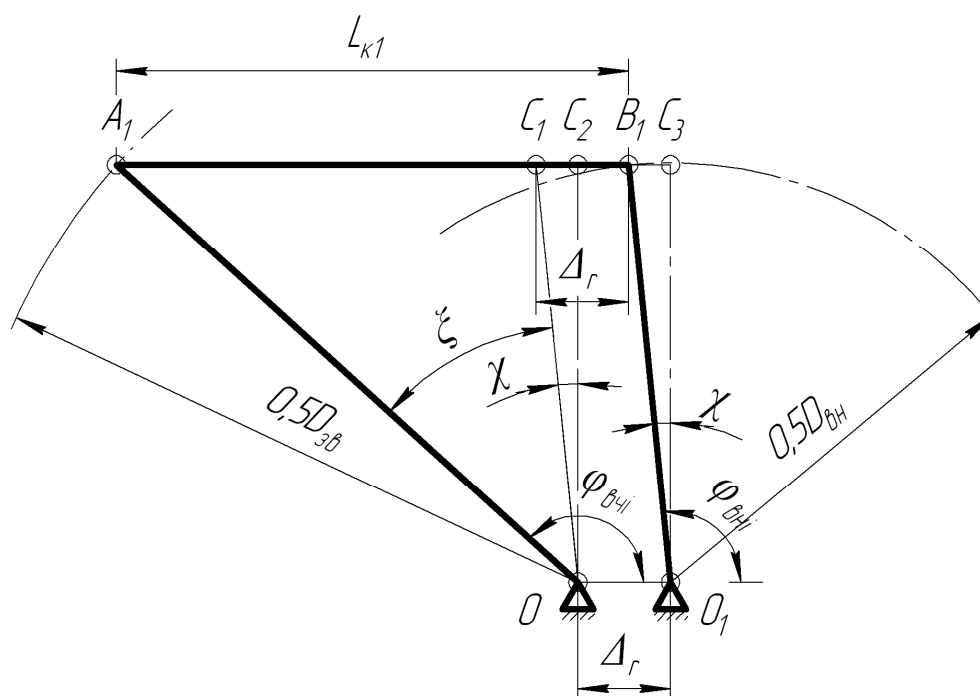


Рисунок 3.26 – Схема до розрахунку кутових координат елементів муфти з канатами тангенціального розташування

В той же час, записуючи формулу для площі трикутника  $OA_1C_1$  як половину площі паралелограма побудованого на його сторонах  $OA_1$  та  $OC_1$ , можемо отримати вираз для визначення його висоти

$$h = \frac{2A_{OA_1C_1}}{A_1C_1} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot OA_1 \cdot OC_1 \times \sin \xi}{L_{к0}} = \frac{0,25D_{36} D_{вн} \sin \xi}{L_{к0}}. \quad (3.82)$$

Що з урахуванням (3.81) дає можливість отримати

$$\cos \chi = \frac{0,5D_{36} \sin \xi}{L_{к0}}. \quad (3.83)$$

Тоді вирази для обчислення кутових координат центрів затискних механізмів канатів матимуть вигляд:

$$\varphi_{вч1} = \frac{\pi}{2} + \chi + \xi = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5D_{36} \sin \xi}{L_{к0}} + \xi; \quad (3.84)$$

$$\varphi_{вч2} = \frac{\pi}{2} + \chi = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5D_{36} \sin \xi}{L_{к0}}; \quad (3.85)$$

$$\varphi_{\text{вчи}} = \varphi_{\text{вч1}} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5D_{3\text{в}} \sin \xi}{L_{\text{к0}}} + \xi + \frac{2\pi}{z}(i-1); \quad (3.86)$$

$$\varphi_{\text{вни}} = \varphi_{\text{вн1}} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5D_{3\text{в}} \sin \xi}{L_{\text{к0}}} + \frac{2\pi}{z}(i-1); \quad (3.87)$$

$$\varphi_{\text{вчи}} - \varphi_{\text{вни}} = \xi. \quad (3.88)$$

З урахуванням отриманих виразів (3.86) та (3.87), а також (3.62) – (3.64) та (3.66) матимемо вирази для обчислення довжини та кутів повороту каната муфти з тангенціально розташованими канатами відносно першого положення, враховуючи, що для такої муфти  $V_1 = 0,5D_{3\text{в}}, V_4 = 0,5D_{\text{вн}}, V_3 = \Delta_r$ :

$$L_{\text{ки}} = \sqrt{\left[\Delta_r + 0,5D_{\text{вн}} \cos \varphi_{\text{вни}} - 0,5D_{3\text{в}} \cos \varphi_{\text{вчи}}\right]^2 + \left[0,5D_{\text{вн}} \sin \varphi_{\text{вни}} - 0,5D_{3\text{в}} \sin \varphi_{\text{вчи}}\right]^2}; \quad (3.89)$$

$$\cos \beta_{\text{ки}} = \frac{\Delta_r + 0,5D_{\text{вн}} \cos \varphi_{\text{вни}} - 0,5D_{3\text{в}} \cos \varphi_{\text{вчи}}}{L_{\text{ки}}}; \quad (3.90)$$

$$\sin \beta_{\text{ки}} = \frac{D_{\text{вн}} \sin \varphi_{\text{вни}} - D_{3\text{в}} \sin \varphi_{\text{вчи}}}{2L_{\text{ки}}}. \quad (3.91)$$

$$\cos \beta_{\text{уи}} = \frac{L_{\text{ки}}^2 + 0,25(D_{\text{вн}}^2 - D_{3\text{в}}^2) - \Delta_r^2 + D_{3\text{в}} \Delta_r \cos \varphi_{\text{вчи}}}{L_{\text{ки}} D_{\text{вн}}}. \quad (3.92)$$

Видовження канатів для муфти з тангенціально розташованими канатами можна обчислити за співвідношенням (3.79), а кути поворотів канатів та шарнірів відносно першого положення за виразом (3.80).

На рис. 3.27 та рис. 3.28 показано графіки зміни видовдження канатів  $\Delta L_{\text{ки}}$  та кутів  $\Delta \beta_{\text{уи}}$  для муфти із тангенціально розташованими канатами побудовані для муфти у якої  $z = 6$ ,  $D_{3\text{в}} = 145$  мм,  $D_{\text{вн}} = 95$  мм при радіальному зміщенні  $\Delta_r = 1,5$  мм та куті монтажного зміщення  $\xi = 45^\circ$ .

Оскільки канати в модельних муфтах розташовані з кроком  $60^\circ$  ( $z = 6$ ), то за графіками можна також оцінити видовження для всіх канатів муфти в кожен момент часу.



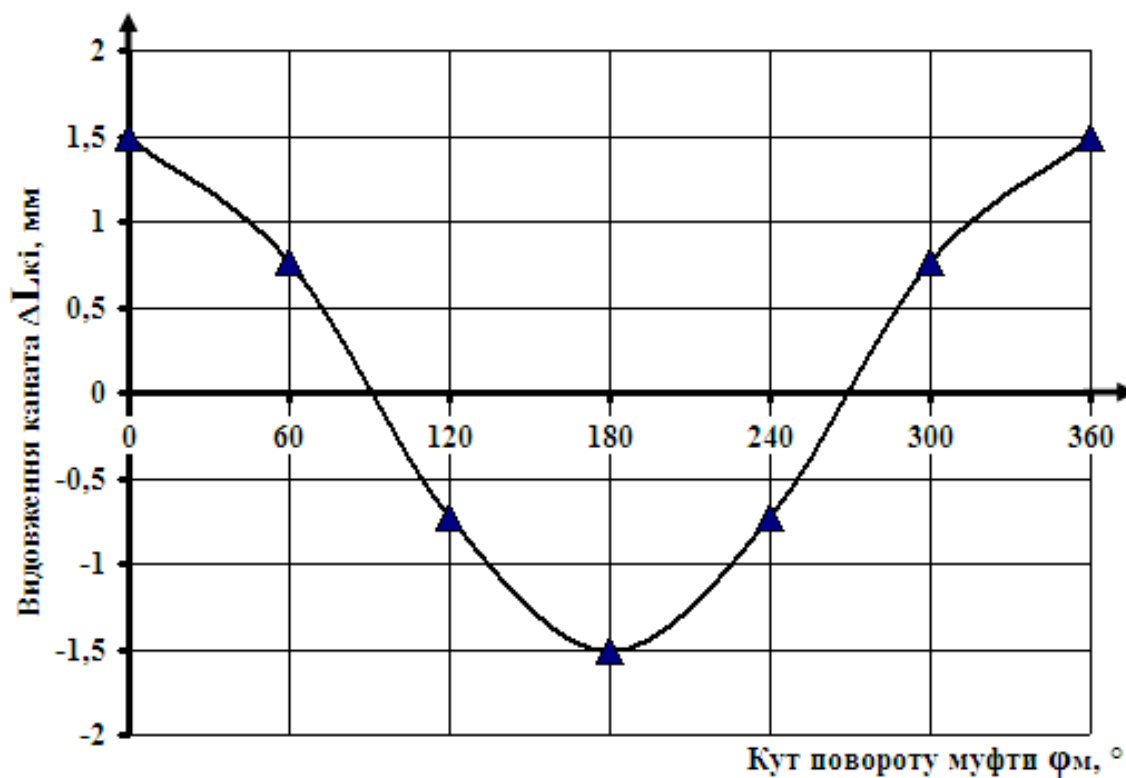


Рисунок 3.27 – Графік зміни видовження тангенціально розташованих канатів за один оберт муфти

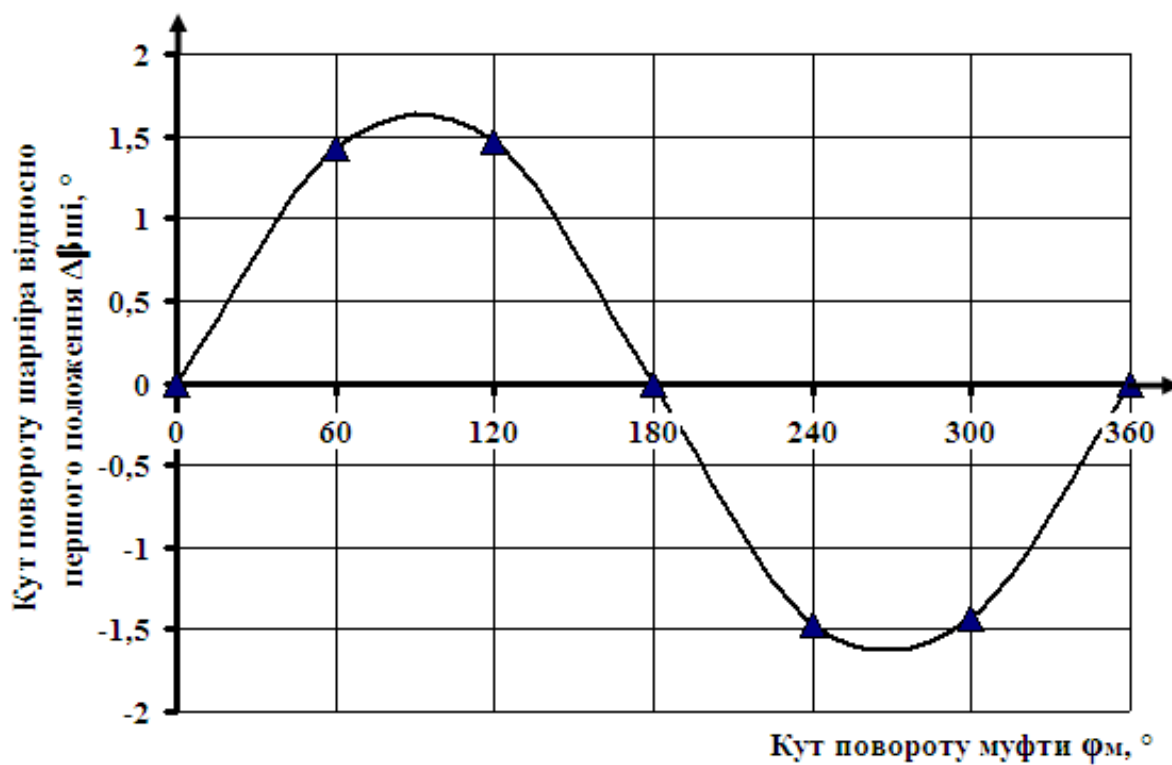


Рисунок 3.28 – Графік зміни кута повороту тангенціально розташованих канатів за один оберт муфти

Так, аналіз графіка на рис. 3.27 та порівняння його з аналогічним графіком на рис. 3.24 для муфти з хордально розташованими канатами дає можливість зробити важливий висновок, що видовження канатів муфт з торцевою їх установкою не залежить від їх розташування, а залежить тільки від величини радіального зміщення осей напівмуфт  $\Delta_r$ , бо видовження канатів на рис. 3.24 та рис. 3.27 абсолютно однакові. В муфті з тангенціально розташованими канатами також очевидна нерівномірність розподілу навантаження між канатами і аналогічно муфті з хордально розташованими канатами у випадку шестиканатної муфти додатне видовження мають тільки канати №1 (0°), №2 (60°) та №6 (300°), інша половина канатів стискається і відповідно вони навантаження не несуть.

В той же час, кути повороту канатів і шарнірів відносно першого положення у муфтах з хордально та тангенціально розташованими канатами однакових розмірів різняться – це доводить порівняння графіків на рис. 3.25 та рис. 3.28. Також це дає можливість попередньо вважати, що муфта з тангенціально розташованими канатами у випадку шарнірного їх закріплення у напівмуфтах матиме менші втрати на тертя у шарнірах.

Урахування нерівномірності розподілу навантаження між канатами муфт пропонується виконувати за рахунок введення під час визначення рорахункового натягу канатів коефіцієнта нерівномірності їх навантаження  $k_{nr} = 0,5$  (враховує, що навантаження нестиме тільки половина канатів). Приклад проектування муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування наведено в додатку Є.

### **3.8. Вплив конструктивних параметрів муфт та способу закріплення канатів на їх роботоздатність в умовах радіальної неспіввісності**

Дослідження виконані на початку даного розділу додатково ілюструють багатоваріантність процесу проектування муфт з канатними елементами. В таких умовах для прийняття раціонального рішення треба вивчити взаємний

вплив конструктивних параметрів муфт якомога ширше. Зокрема вплив кута монтажного зміщення у муфтах з канатами тангенціального розташування. Крім цього, відкритим залишається питання про закріплення затискних механізмів у напівмуфтах, оскільки воно може бути жорстким та шарнірним.

Тому в даному підрозділі на першому етапі виконаємо дослідження впливу кута монтажного зміщення напівмуфт  $\xi$  на видовження канатів  $\Delta L_{ki}$  та кутів  $\Delta\beta_{ui}$  повороту канатів та шарнірів відносно першого положення (у якому вісь каната паралельна площині радіального зміщення). Чисельне моделювання [326, 327] виконували для муфт з хордально та тангенціально розташованими канатами при наступних їх параметрах:  $z = 6$ ,  $D_{зв} = 145$  мм,  $D_{вн} = 95$  мм,  $\Delta r = 1,5$  мм та різних кутах монтажного зміщення  $\xi$  ( $45^\circ$ ,  $55^\circ$ ,  $65^\circ$ ,  $75^\circ$ ) за рахунок чисельного моделювання за отриманою в попередньому підрозділі методикою.

Графік зміни видовження канатів  $\Delta L_{ki}$  представлений на рис. 3.29, а зміна кута повороту канатів та шарнірів відносно першого положення на рис. 3.30.

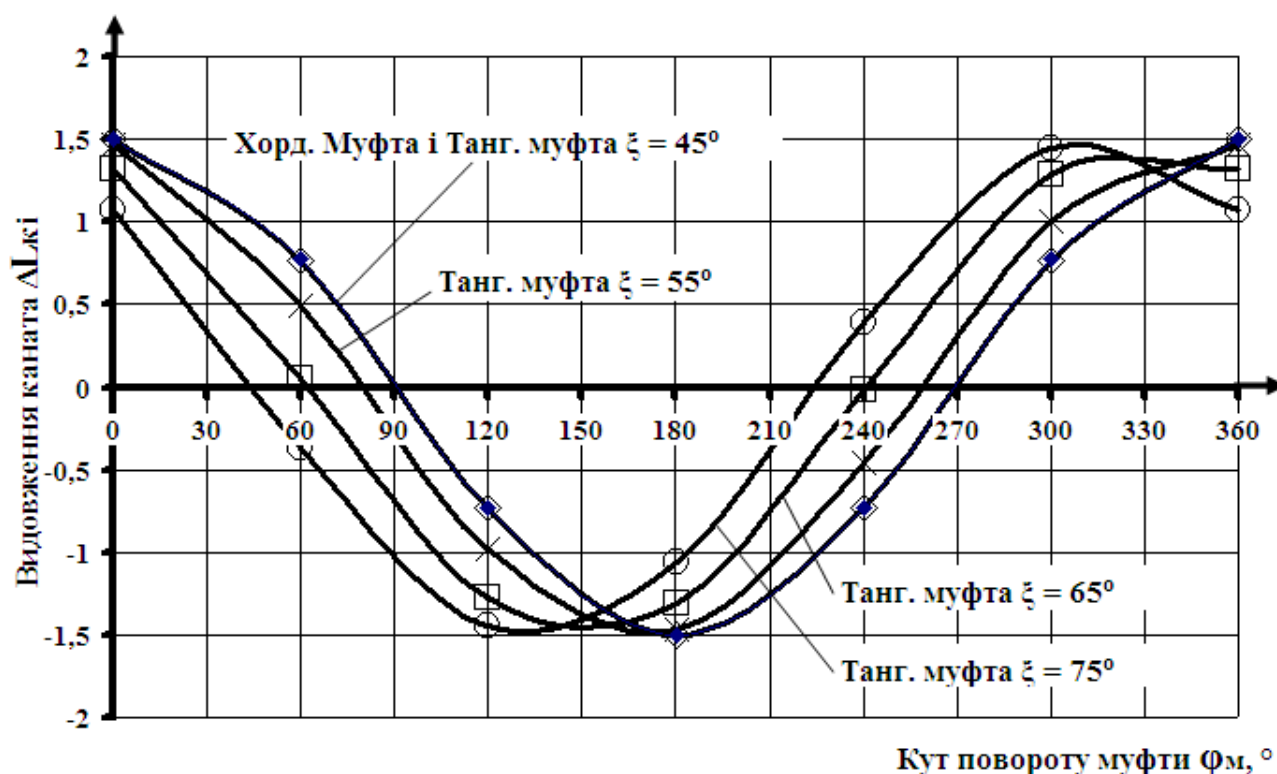


Рисунок 3.29 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфт з хордальним та тангенціальним їх розташуванням

Аналіз графіків на рис. 3.29 додатково підтверджує відсутність впливу розташування канатів у муфтах на їх видовження, а також впливу кута монтажного зміщення у тангенціальних муфт – це видовження залежить тільки від величини радіального зміщення  $\Delta_r$ . Кут монтажного зміщення  $\xi$  у муфтах з тангенціально розташованими канатами забезпечує лише зсув кутової "фази" деформації канатів. Тому встановлення якісного впливу кута  $\xi$  на роботу муфт слід шукати в галузі оцінки силових навантажень від муфт з тангенціально розташованими канатами на вали, демпфуючої здатності та енергетичної ефективності муфт.

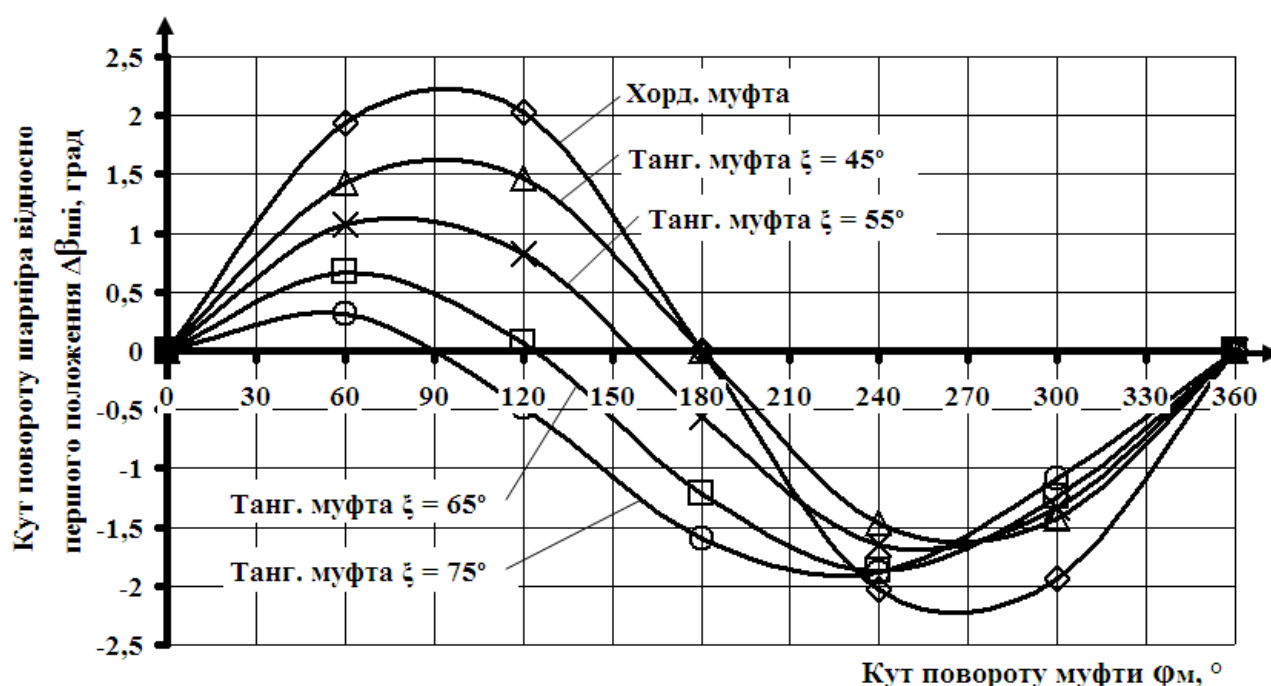


Рисунок 3.30 – Графік зміни кута повороту канатів за один оберт муфти з хордальним та тангенціальним їх розташуванням

Аналіз графіків на рис. 3.30 свідчить про наявність впливу розташування канатів у муфтах та кута монтажного зміщення на кути повороту канатів та шарнірів канатних затискних механізмів. Найбільші значення цих кутів характерні для муфти з хордально розташованими канатами. В обох типах муфт канати у випадку їх жорсткого закріплення мають знакозмінний згин від неспіввідності, а шарнірно закріплені затискні механізми канатів знакозмінний поворот.

В той же час можна констатувати, що збільшення кута монтажного зміщення у муфті з тангенціальними канатами призводить до зменшення кутів  $\Delta\beta_{ui}$ , а значить зменшення роботи згину канатів при їх жорсткому закріпленні у напівмуфтах та роботи тертя в шарнірах при їх шарнірному закріпленні.

З метою уточнення аналітичного аналізу впливу способів закріплення введемо такий показник, як сумарний кут повороту шарнірів кожного каната за один оберт муфти

$$\varphi_{u\Sigma} = \sum_{i=1}^z \Delta\varphi_{ui}, \quad (3.94)$$

де  $\Delta\varphi_{ui}$  – кут повороту шарніра відносно попереднього положення – модуль різниці кутів повороту  $\Delta\beta_{ui}$  в аналізованому ( $i$  - му) та попередньому положеннях (3.95).

$$\Delta\varphi_{ui} = \left| \Delta\beta_{u(i-1)} - \Delta\beta_{ui} \right|. \quad (3.95)$$

На рис. 3.31 представлено залежність сумарного кута повороту шарнірів за один оберт муфти від кута монтажного зміщення  $\xi$  для модельних муфт (рис. 3.29 та рис. 3.30) з тангенціально розташованими канатами.

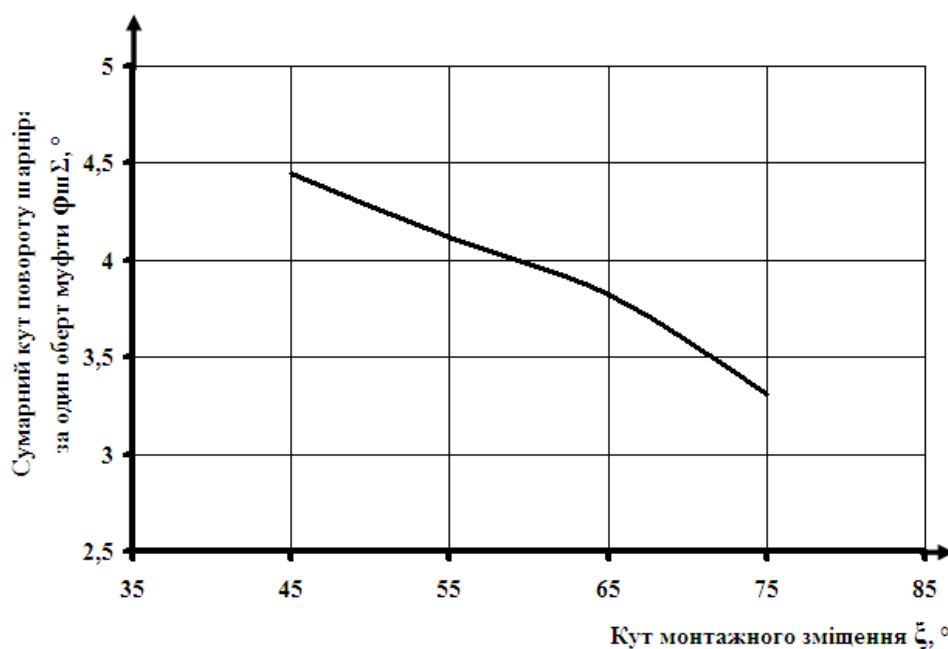


Рисунок 3.31 – Графік зміни сумарного кута повороту шарнірів за один оберт муфт в залежності від кута монтажного зміщення канатів

Аналіз цього графіка свідчить, що зі збільшенням кута монтажного зміщення сумарний кут повороту шарнірів затискних механізмів за один оберт муфти зменшується. При збільшенні кута  $\xi$  з  $45^\circ$  до  $75^\circ$ , кут  $\varphi_{u\Sigma}$  зменшується з  $4,45^\circ$  до  $3,31^\circ$  або на 25,6%, що дає можливість на даному етапі вважати можливим адекватне зменшення роботи тертя в шарнірах у випадку шарнірного закріплення затискних механізмів канатів у напівмуфтах. Для хордальної муфти кут  $\varphi_{u\Sigma}$  становить  $6,15^\circ$ , що у порівнянні навіть з тангенціальною муфтою при  $\xi = 45^\circ$  має значення більше на 38%. Це означає, що муфта з хордально розташованими канатами матиме при однакових розмірах більші втрати на тертя в шарнірах ніж муфта з тангенціально розташованими канатами, що формує умови для вибору між цими муфтами.

Далі (рис. 3.32) досліджували вплив коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  на моделі муфти у якої:  $z = 6$ ,  $D_{ze} = 145$  мм,  $d_r = 1,5$  мм  $\xi = 30^\circ$  та різних варіантах  $D_{вн}$  (95 мм, 110 мм, 125 мм та 140 мм). Кут  $\xi = 30^\circ$  тут вибраний з метою максимального наближення модельних муфт з тангенціальним розташуванням канатів до шестиканатної муфти з хордальним їх розташуванням у якої пальці розташовані через  $30^\circ$  і сумарний кут повороту шарніра за один оберт  $\varphi_{u\Sigma} = 6,15^\circ$  як було отримано раніше.

Аналіз графіка на рис. 3.32 дозволяє встановити, що при незмінному зовнішньому габариті коефіцієнт діаметрів  $\psi_D$  здійснює значний вплив на сумарний кут повороту шарніра  $\varphi_{u\Sigma}$  за один оберт муфти. При збільшенні коефіцієнта діаметра з 1,03 до 1,52 кут  $\varphi_{u\Sigma}$  зменшується з  $6,99^\circ$  до  $5,86^\circ$  або на 16%, тобто чим меншою є різниця між діаметрами тим більшими є повороти шарнірів та відповідно втрати на тертя при їх шарнірному закріпленні (тангенціальна муфта з  $\psi_D = 1,03$  при цьому наближається до хордальної у якої діаметри розташування затискних механізмів у напівмуфтах є однаковими).

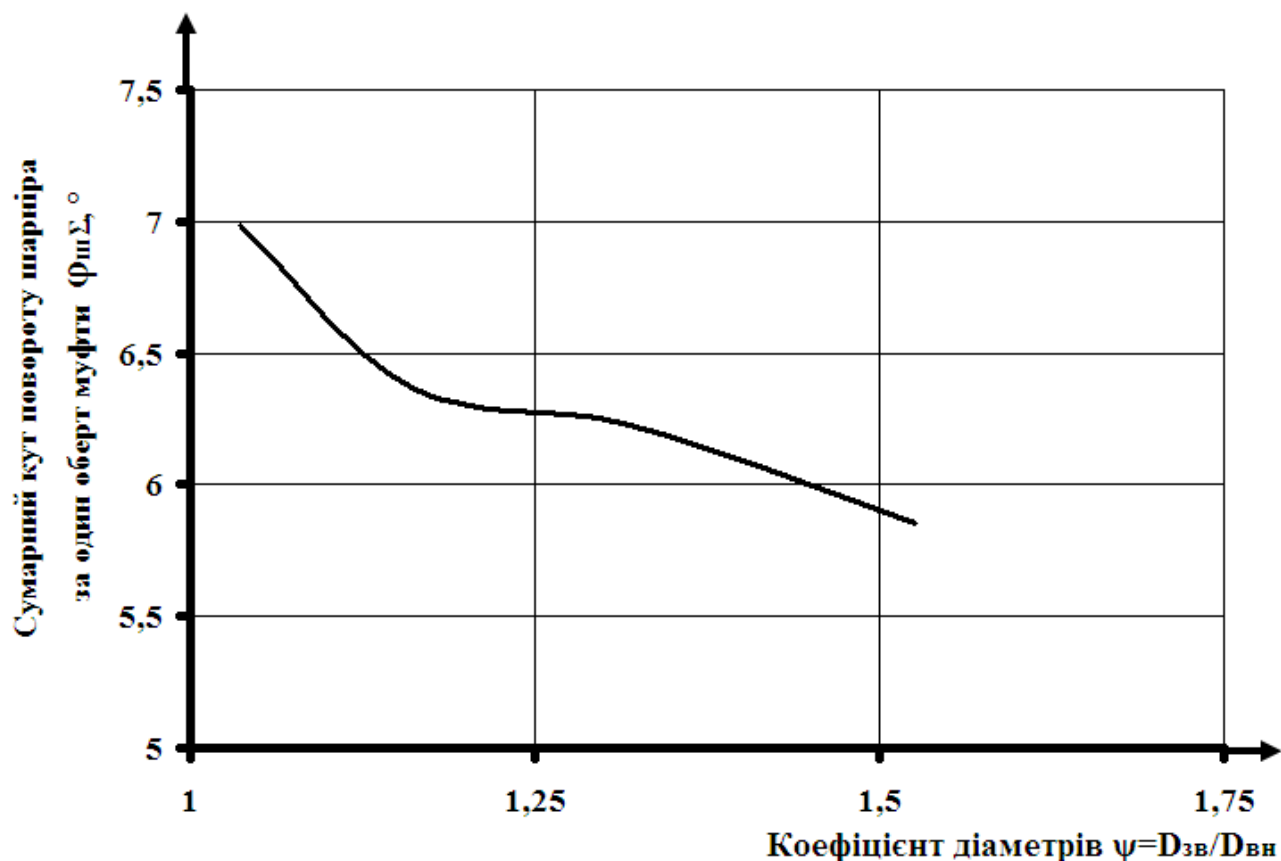


Рисунок 3.32 – Графік зміни сумарного кута повороту шарнірів за один оберт муфт в залежності від кута монтажного зміщення канатів

Далі розглянемо варіант коли канати у напівмуфтах закріплені жорстко [326, 327] та оцінимо їх фактичні деформації в такому варіанті. Деформації знайдемо за рахунок аналізу наближеної розрахункової схеми, показаної на рис. 3.33. Під час роботи муфти в умовах радіальної неспіввісності за рахунок повороту їх затискних механізмів канати додатково витягуватимуться за рахунок часткового "намотування" на втулки затискних механізмів. Це пояснюється тим, що при роботі муфт в умовах неспіввісності відстань  $AB$  буде адекватною теоретичній довжині каната  $L_{ки}$  при шарнірному закріпленні його кінців (вирази (3.75) та (3.89)), але канат отримає додаткове видовження за рахунок повороту шарнірів на кут  $\Delta\beta_{ui}$  та фактично буде розташований під кутом  $\beta_1$  до міжцентрової лінії  $AB$ , зайнявши положення гіпотенузи прямокутного трикутника замість катета як у шарнірно закріпленому варіанті.

Через малість кутів  $\Delta\beta_{ui}$  та  $\beta_1$  при подальшому аналізі допускати нехтування радіусними ділянками каната розташованого на втулках та жорсткістю самого каната при контакті його зі втулками.

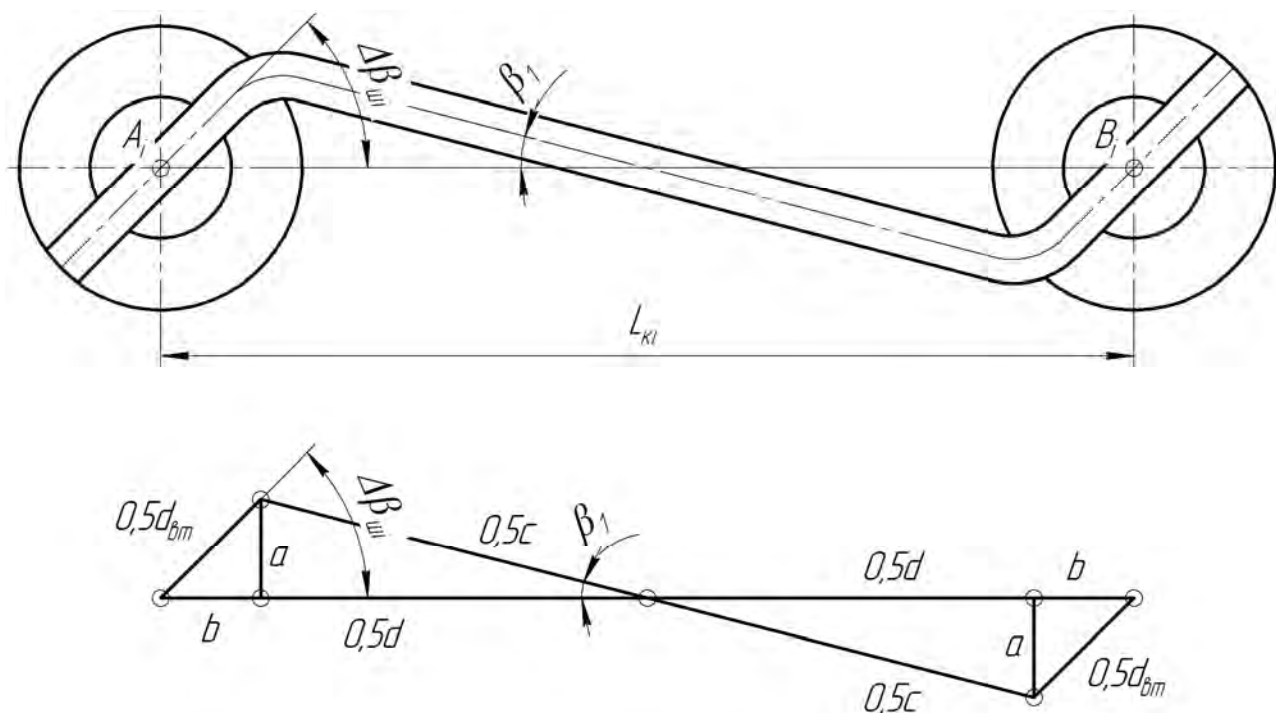


Рисунок 3.33 – Схема до визначення деформації жорстко закріплених канатів  
За розрахунковою схемою можна записати наступні вирази:

$$a = 0,5d_{em} \sin \Delta\beta_{ui}; \quad (3.95)$$

$$b = 0,5d_{em} \cos \Delta\beta_{ui}; \quad (3.96)$$

$$d = L_{ki} - 2b; \quad (3.97)$$

$$c = \frac{d}{\cos \beta_1} = \frac{L_{ki} - 2b}{\cos \beta_1}; \quad (3.98)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{a}{0,5d} = \frac{d_{em} \sin \Delta\beta_{ui}}{L_{ki} - 2b} = \frac{d_{em} \sin \Delta\beta_{ui}}{L_{ki} - d_{em} \cos \Delta\beta_{ui}}; \quad (3.99)$$

Для спрощення розв'язання вводимо заміну

$$\cos \beta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1}}. \quad (3.100)$$

Тоді

$$c = (L_{ki} - d_{em} \cos \Delta\beta_{ui}) \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_1}. \quad (3.101)$$



Реальну довжину каната можна обчислити за виразом

$$L_{кри} = c + d_{em} = (L_{ки} - d_{em} \cos \Delta\beta_{ui}) \sqrt{1 + tg^2 \beta_1} + d_{em}. \quad (3.102)$$

Відповідно реальне видовження канатів в такому варіанті буде

$$\Delta L_{кри} = L_{кри} - L_{к0}. \quad (3.103)$$

На рис. 3.34 – рис. 3.38 показані графіки зміни видовження канатів при жорсткому їх закріпленні за один оберт муфти побудовані згідно отриманих виразів (3.95) – (3.103). Моделювалась робота муфт з хордально (рис. 3.34) та тангенціально розташованими канатами при наступних їх параметрах:  $z = 6$ ,  $D_{зв} = 145$  мм,  $D_{вн} = 95$  мм,  $\Delta_r = 15$  мм та різних кутах монтажного зміщення  $\zeta$  ( $45^\circ$  (рис. 3.35);  $55^\circ$  (рис. 3.36);  $65^\circ$  (рис. 3.37);  $75^\circ$  (рис. 3.38)).

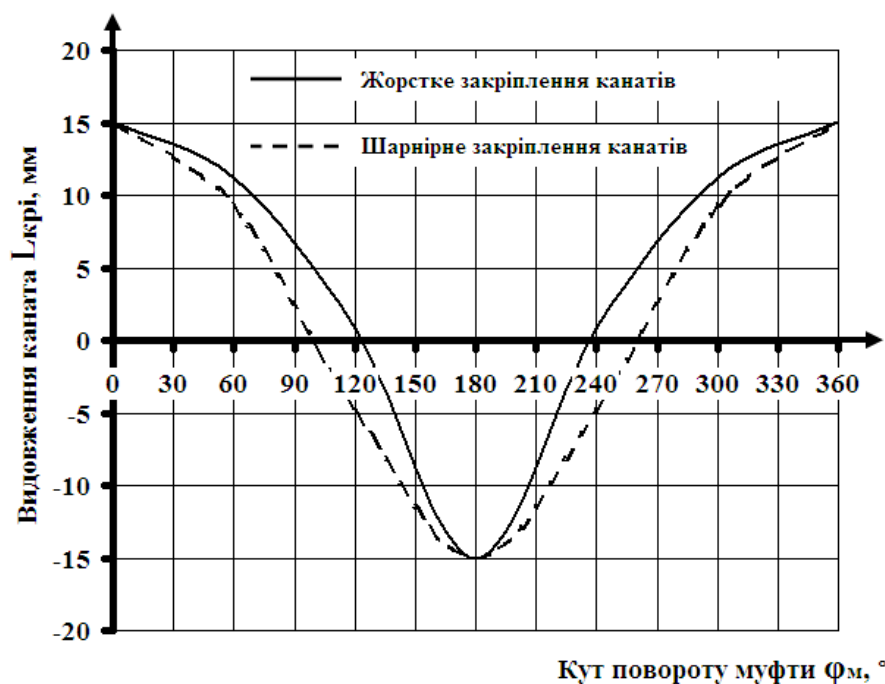


Рисунок 3.34 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти з хордальним розташуванням канатів при їх шарнірному та жорсткому закріпленні

Радіальне зміщення  $\Delta_r = 15$  мм звичайно в експлуатації мати місця не може, але вибране тут для того, щоб наочніше проілюструвати вплив жорсткого закріплення канатів на їх натяг в такому випадку закріплення. Видовження канатів для порівняння показано на графіках як при жорсткому (суцільна лінія) та шарнірному (пунктирна лінія) їх закріпленні.

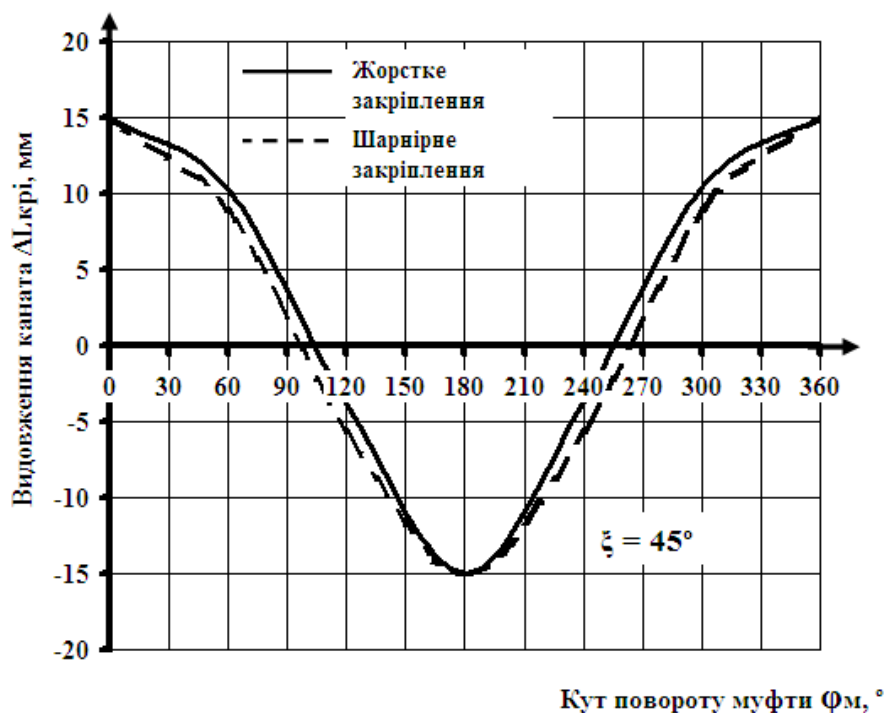


Рисунок 3.35 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти з тангенціальним розташуванням канатів ( $\xi = 45^\circ$ ) при їх шарнірному та жорсткому закріпленні

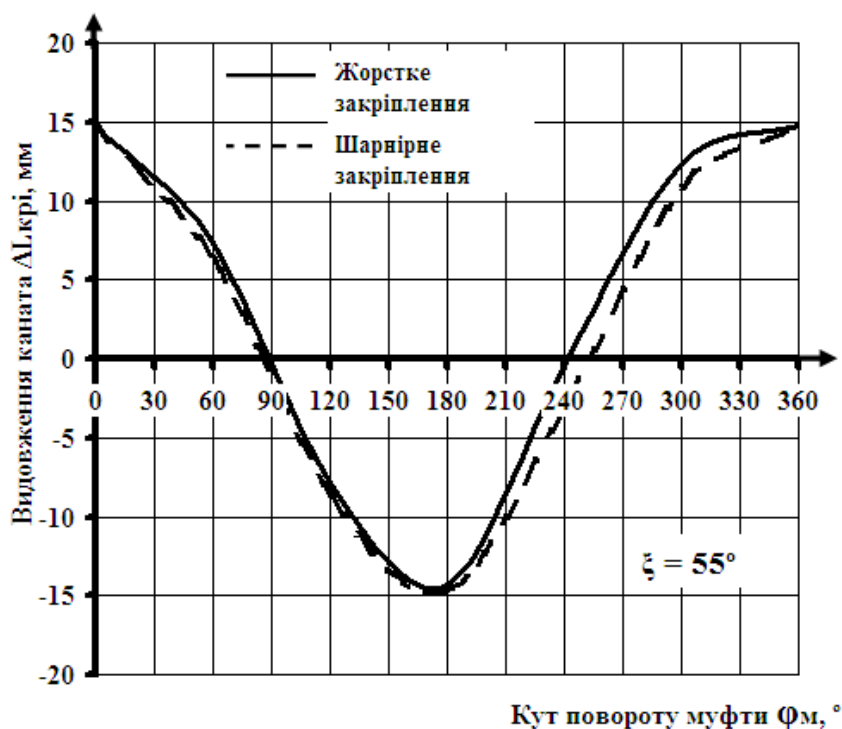


Рисунок 3.36 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти з тангенціальним розташуванням канатів ( $\xi = 55^\circ$ ) при їх шарнірному та жорсткому закріпленні

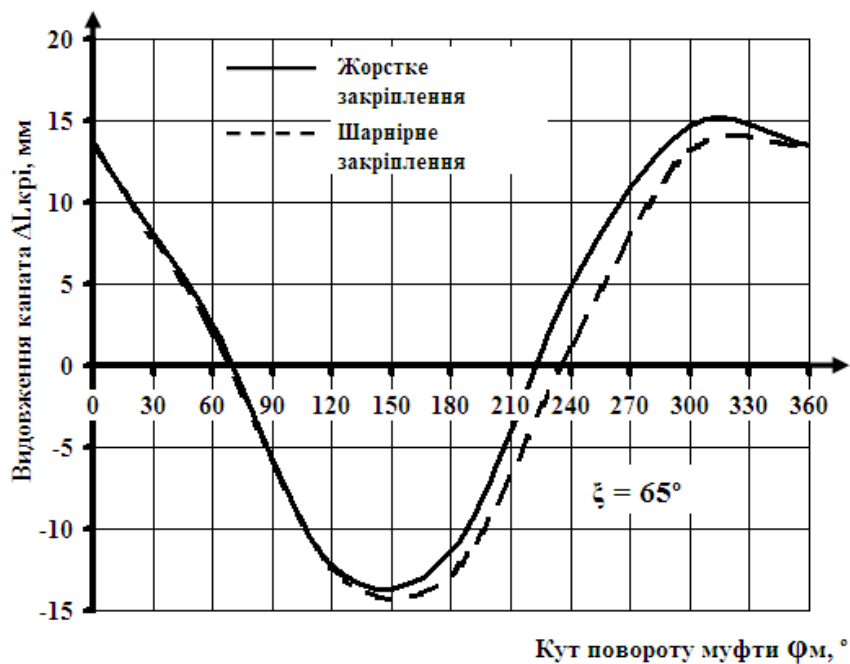


Рисунок 3.37 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти з тангенціальним розташуванням канатів ( $\xi = 65^{\circ}$ ) при їх шарнірному та жорсткому закріпленні

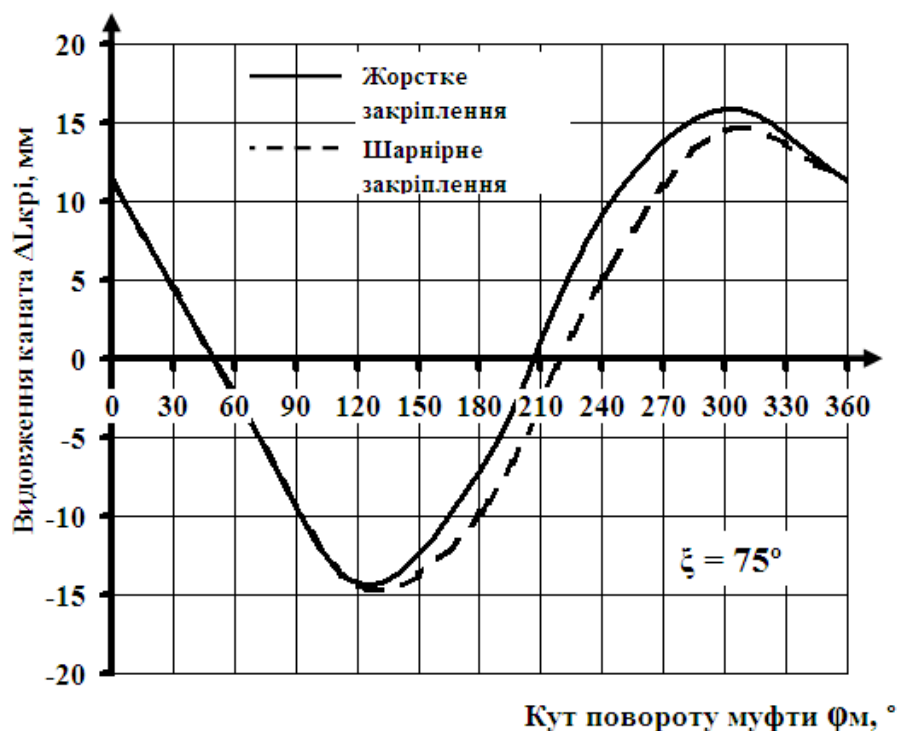


Рисунок 3.38 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти з тангенціальним розташуванням канатів ( $\xi = 75^{\circ}$ ) при їх шарнірному та жорсткому закріпленні

Дані наведених графіків доводять, що жорстке закріплення канатів спричиняє їх додатковий натяг. Для муфт з хордальним розташуванням канатів та муфт з тангенціальним їх розташуванням при  $\xi = 45^\circ$  та  $\xi = 55^\circ$  цей додатковий натяг має місце на протязі всього оберту муфти. Однак зі збільшенням кута монтажного зміщення до значень  $\xi = 65^\circ$  та  $\xi = 75^\circ$  при кутах повороту муфти  $\varphi = 0 \dots 120^\circ$  деформації канатів при жорсткому та шарнірному закріпленні практично співпадають, що обумовлено очевидно особливостями кінематики замінюючого чотиришарнірного механізму.

Додатковий натяг слід враховувати при силовому розрахунку муфт та сполучених ними валів. Особливо важливим є врахування цього натягу при великих розмірах муфт та значеннях неспіввісності. З наведених залежностей очевидно також, що зменшенню додаткового натягу сприятиме при інших рівних умовах зниження діаметрів втулок  $d_{em}$  (3.103). У підсумку цього етапу досліджень слід визнати більш раціональним шарнірне закріплення затискних механізмів канатів у напівмуфтах і конструкторського забезпечення неможливості їх "прихоплення" до напівмуфт в процесі експлуатації і фактичного перетворення шарнірного закріплення в жорстке, наприклад постановкою антифрикційних втулок чи підшипників кочення в опори затискних механізмів.

### 3.9. Висновки по розділу 3

Виконані дослідження дозволили сформулювати наступні висновки.

1. Вперше отримані теоретичні залежності для визначення основних геометричних та силових параметрів муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та оцінки їх взаємного впливу. Це дало можливість отримати вирази для визначення їх раціональних конструктивних параметрів - кута монтажного зміщення напівмуфт  $\xi_F$  та коефіцієнта діаметрів  $\psi_{DF}$ , що забезпечують мінімальне навантаження деталей. Отримані залежності мають практичне значення, оскільки можуть бути використані при проектуванні муфт.

3. Вперше встановлено п'ять умов геометричного існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування: можливості затягування затискних механізмів; можливості «сусідства» втулок внутрішньої напівмуфти; можливості відносного обертання напівмуфт; відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт; відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти. Отримано практично значимі вирази для перевірки виконання цих умов під час геометричного розрахунку муфт.

4. На основі отриманих результатів розроблено математичні моделі компонування муфт, що враховують геометричні та силові обмеження та дозволяють виконувати наочну оцінку можливих варіантів конструктивних параметрів муфт за рахунок графічної інтерпретації цих обмежень.

5. Отримані моделі дозволили встановити область переважного застосування муфт з торцевою установкою канатів хордального і тангенціального розташування:

а) оскільки при інших рівних умовах муфти з тангенціально розташованими канатами мають на 18% меншу навантажувальну здатність ніж муфти з хордально розташованими канатами, то при жорстких вимогах до компактності приводу слід застосовувати муфти з канатами хордального розташування. Зокрема їх можна рекомендувати застосування у приводах, де є вимоги щодо рівності діаметрів напівмуфт, наприклад для сполучення електродвигуна із трансмісією при наявності захисного кожуха;

б) муфти з канатами тангенціального розташування слід встановлювати у приводах, що конструктивно обов'язково містять напівмуфти різного діаметру, наприклад для сполучення дизеля з напівмуфтою більшого діаметру на маховику із робочою машиною, наприклад у складі дизель-генераторів.

6. Встановлено, що муфти з тангенціальним розташуванням канатів при роботі в режимах аверсу та реверсу при рівних розмірах є піддатливішими ніж муфти з хордальним розташуванням канатів. В режимі аверсу (при роботі канатів на розтяг) муфти обох типів є жорсткими і можуть бути рекомендованими до установки в приводах від яких вимагається висока кінематична точність. Показано, що в режимі реверсу (при роботі канатів на стиск) муфта з тангенціальним розташуванням канатів має більш полого

характеристику пружного моменту ніж муфта з хордальним розташуванням канатів та розширену ділянку квазінульової жорсткості. Однак муфта з тангенціальними канатами в таких умовах має на 30% меншу навантажувальну здатність порівняно з муфтою оснащеною канатами хордального розташування.

7. Побудовано математичні моделі передачі навантаження муфтами в умовах радіальної неспіввісності. При цьому встановлено, що радіальне зміщення напівмуфт значно впливає на перерозподіл навантаження між канатами. За один оберт муфти частина її канатів видовжується, а частина - стискається, у найгіршому випадку навантаження може нести лише половина канатів, що враховано при визначенні розрахункового навантаження канатів введенням коефіцієнта нерівномірності. Встановлено, що найбільш навантаженим завжди є той канат, вісь якого в даний момент часу паралельна площині радіального зміщення. За один оберт муфти довжина кожного каната коливатиметься на величину  $2\Delta_r$  (від  $+\Delta_r$  до  $-\Delta_r$ ), а навантаження канатів відбуватиметься теоретично за асиметричним циклом. Встановлено, що видовження канатів муфт з торцевою їх установкою не залежить від їх розташування, а залежить тільки від величини радіального зміщення осей напівмуфт  $\Delta_r$ . Кут монтажного зміщення  $\xi$  у муфтах з тангенціально розташованими канатами забезпечує лише кутовий зсув "фази" деформації канатів.

8. Встановлено, що канати у муфтах, що працюють в умовах неспіввісності доцільно закріплювати шарнірно, що дозволяє знизити їх навантаженість. Це пояснюється тим, що у випадку жорсткого закріплення канатів у напівмуфтах за рахунок повороту їх затискних механізмів канати додатково витягуватимуться за рахунок часткового "намотування" на втулки затискних механізмів. У муфтах, що працюють в умовах агресивних середовищ необхідно передбачати конструктивні заходи щодо неможливості "прихоплення" шарнірів затискних механізмів канатів до напівмуфт в процесі експлуатації і фактичного перетворення шарнірного закріплення в жорстке, наприклад постановкою антифрикційних шайб чи підшипників кочення в їх опори.

## РОЗДІЛ 4

### ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНО-РОЛИКОВИХ МУФТ

#### 4.1. Обґрунтування принципу роботи канатно-роликкових муфт

З огляду на наведені недоліки муфт з нерухомим пружним елементом, на прикладі муфти з пружною зірочкою, велику цікавість завжди викликали муфти, що містять плаваючий несівний елемент, наприклад хрестово-кулісні муфти. Такі муфти однак також швидко зношуються, оскільки їх елементи працюють в умовах ковзання при значних питомих тисках та мають високу жорсткість, і тому значного поширення не набули. Тому це ще раз підтверджує необхідність розроблення нових муфт високої компенсуючої здатності з обґрунтуванням їх параметрів.

Ідею створення канатно-роликкової муфти зручно пояснити схемою, що наведена на рис. 4.1, а. Муфта містить дві напівмуфти: зовнішню 1 і внутрішню 2, що сполучені відрізком каната 3, яких може бути кілька, обидва кінці 4 і 5 каната 3 закріплені у пальцях 6, що встановлені у зовнішній напівмуфті 1, а внутрішня напівмуфта 2 містить ролики 8, встановлені з можливістю повороту на осях 7, між якими розташовано канат 3, яким охоплені ролики 8. При роботі муфти, що сполучає співвісні вали, ролики тиснуть на канат, або навпаки (в залежності від того, яка з напівмуфт 1 чи 2 є ведучою) без перекочування по ньому. У випадку наявності радіальної неспіввісності  $\Delta_r$ , одночасно з обертанням муфти (за її описаної «ідеалізованої» схеми) матиме місце взаємне переміщення напівмуфт за кожен оберт на величину неспіввісності та обкочування роликів по канату (без його видовження та значного радіального тиску на вали) із їх поворотом на кут  $\alpha_p$  (рис. 5, б):

$$\alpha_p = \frac{2\Delta_r}{\pi d_p}. \quad (4.1)$$

За залежністю (4.1) видно, що діаметр роликів доцільно брати максимально можливим з умови компоновання муфти для того, щоб забезпечити мінімальний кут їх повороту, що повинно привести до мінімальних втрат на тертя роликів на своїх осях та відтак підвищенню ККД муфти.

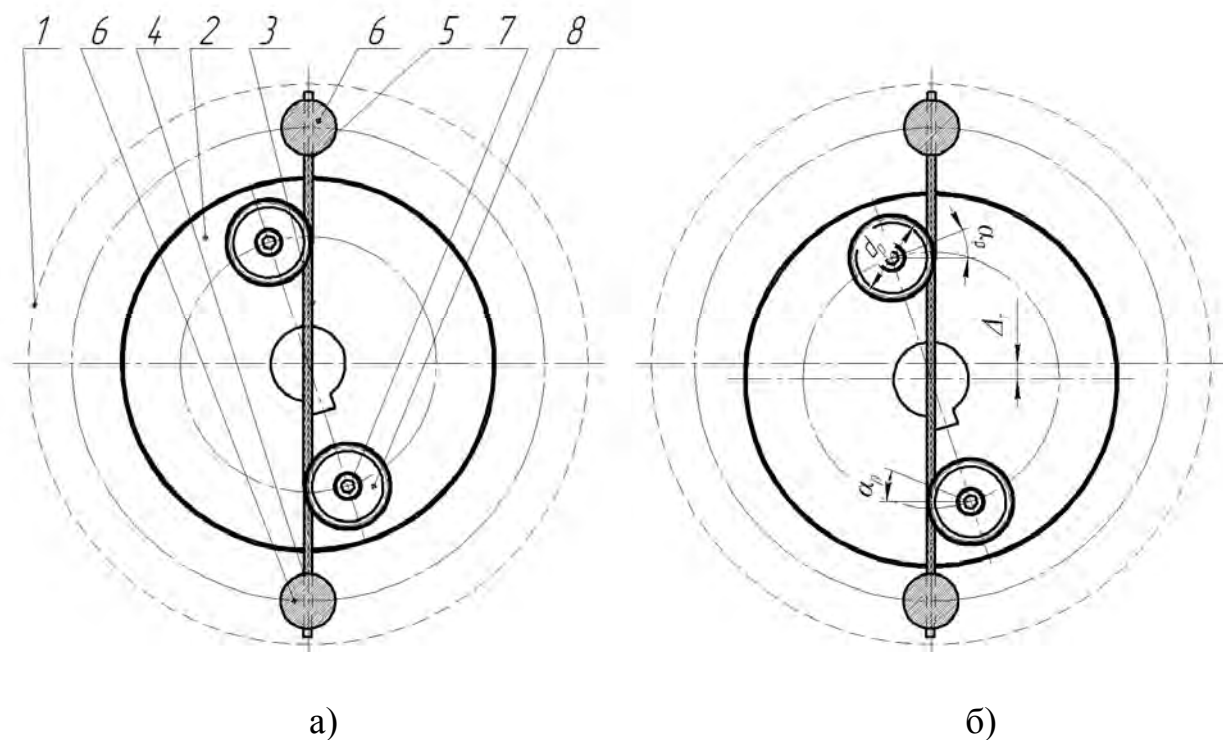


Рисунок 4.1 – Схема компенсації новою муфтою неспіввісності

Однак в такому «ідеалізованому» варіанті, як показано на рис. 4.1 муфта працювати не зможе, оскільки це викличе надто великий натяг каната при її роботі, тому доцільно кінці канта закріпити таким чином, щоб досягалася охоплення ним роликів, як показано на рис. 4.2 [328].

Муфта працює наступним чином. При обертанні приводом зовнішньої напівмуфти 1 разом із нею обертаються пальці 6 і спричиняють натяг каната 3. Натягнутий канат 3, що ними охоплені ролики 8 тисне власне на них та на осі 7, створюючи момент на веденій внутрішній напівмуфті 2 та обертаючи її. У випадку виникнення неспіввісності між напівмуфтами 1 та 2, ролики 8 веденої напівмуфти 2 обкочуватимуться по канату 3 за рахунок чого відбуватиметься компенсація неспіввісності. У випадку співвісного розташування напівмуфт обкочування роликів 8 по канату 3 не відбуватиметься.



Канат 3 муфти обдуватиметься повітрям при обертанні муфти, а при руйнуванні каната напівмуфти мають можливість безударного відносного обертання за рахунок різниці їх зовнішніх діаметрів. Деталі муфти мають просту конфігурацію і не потребують точної обробки, можуть бути виготовлені на токарному верстаті навіть в суднових умовах. Заміна каната 3 не викликає труднощів – для цього потрібно лише викрутити два гвинти, що кріплять його кінці 4 та 5 у пальцях 6.

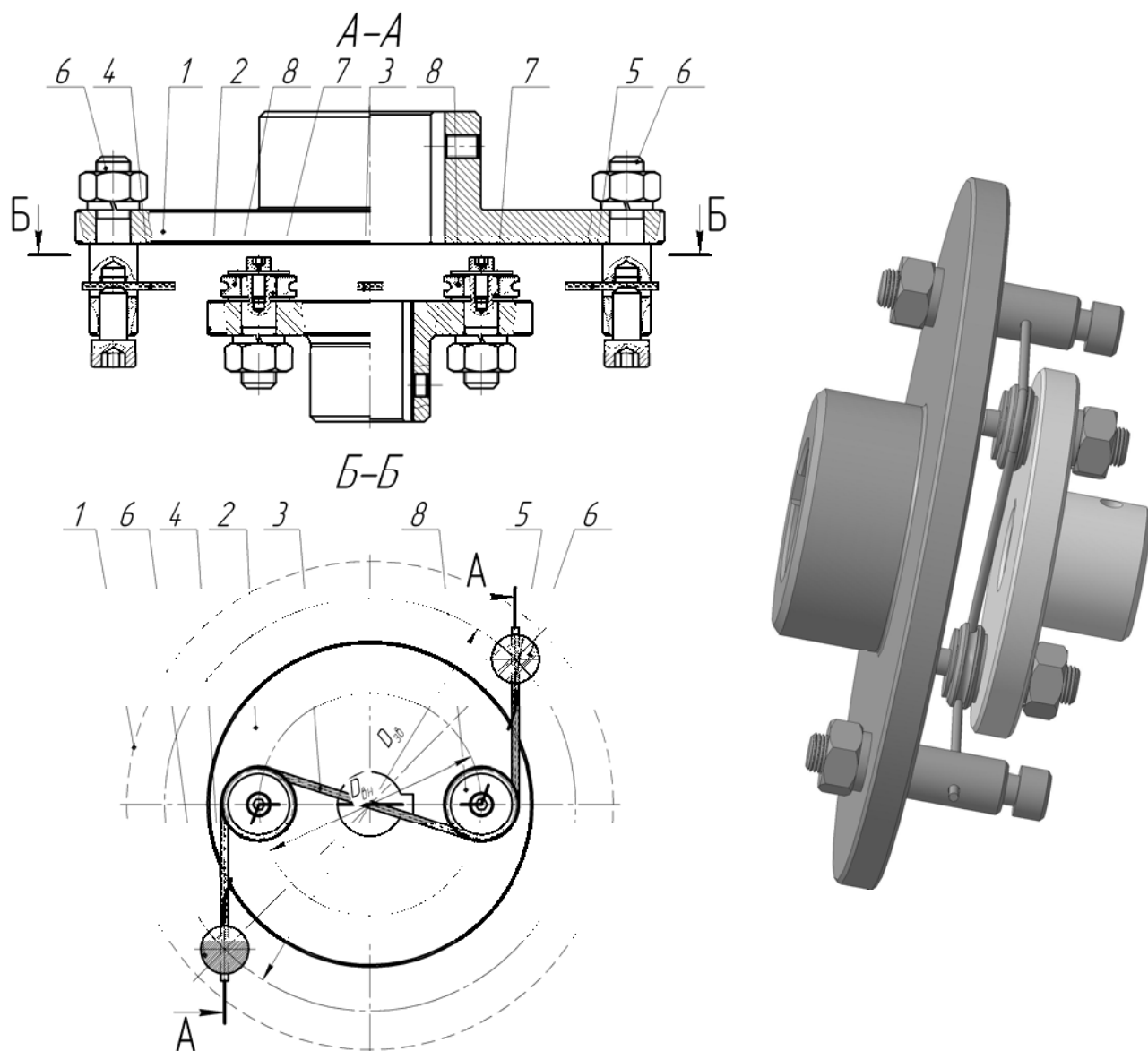


Рисунок 4.2 – Загальний вид канатно-роlikової муфти

Показана на рис. 4.2 муфта не є реверсивною і може ефективно працювати при постійно наявному моменті опору на веденій напівмуфті, щоб гарантовано був забезпечений натяг каната. Прикладом приводів, що здатні

реалізувати такі умови навантаження муфти можуть бути приводи ковшових елеваторів та насосів гідросистем, у яких завжди є протитиск, але в такій конструкції все одно є ризик випадіння каната з контакту з роликами, тому на рис. 4.3 показана муфта з обмежувальним штифтом [329], що унеможливило випадіння каната з контакту із роликом у випадку відсутності навантаження на веденій напівмуфті. Ця муфта аналогічно базовій містить дві напівмуфти – зовнішню 1 і внутрішню 2, що сполучені відрізком каната 3, яких може бути кілька, обидва кінці 4 і 5 каната 3 закріплені у пальцях 6, що встановлені у зовнішній напівмуфті 1, а внутрішня напівмуфта 2 містить ролики 8, встановлені з можливістю повороту на осях 7, між якими розташовано канат 3, яким охоплені ролики 8. В напівмуфту 2 встановлено штифти 9, що ними канат 3 обмежений від випадіння з ручаїв 10 роликів 8. На роликах 8 виконані зрізи 11 верхньої реборди для встановлення канатів.

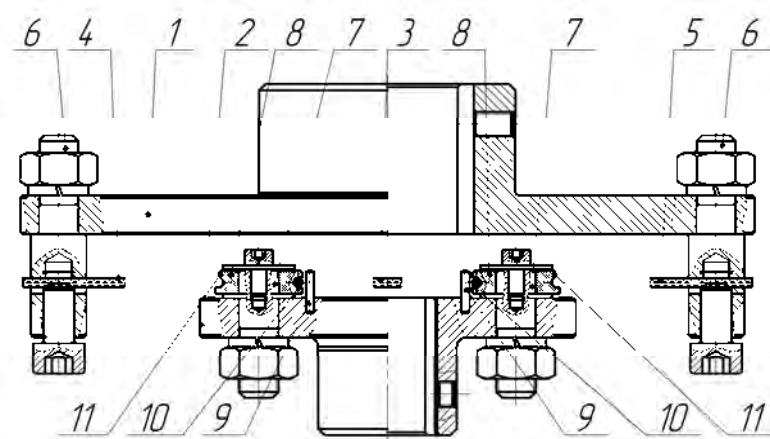


Рисунок 4.3 – Загальний вид канатно-роликової муфти з обмежувальними штифтами

При монтажі муфти канати слід завести у контакт із роликами у зрізи 11 між роликами 8 та штифтами 11, а потім повернути ролики, щоб навпроти штифтів опинилися ділянки роликів без зрізів, як варіант, можлива постановка фіксуючих штифтів у самі ролики [330]. В такому випадку реверсивність забезпечена не буде, проте канати будуть обмежуватись штифтами від випадіння з контакту із роликами.

Одна з можливих конструкцій реверсивних муфт [331] показана на рис. 4.4. Вона містить дві напівмуфти – зовнішню 1 і внутрішню 2, що сполучені відрізком каната 3, обидва кінці 4 і 5 каната 3 закріплені у пальцях 6, що встановлені у зовнішній напівмуфті 1, а внутрішня напівмуфта 2 містить дві пари роликів 8, встановлені з можливістю повороту на осях 7 одні під одними. Ролики охоплено канатами 3 та 9, який закріплено аналогічно канату 3. В режимі аверсу працює канат 3 та ролики 8, що розташовані далі від торця напівмуфти 2. При роботі в режимі реверсу навантаження передає канат 9 та ролики, що встановлені ближче до торця напівмуфти 2.

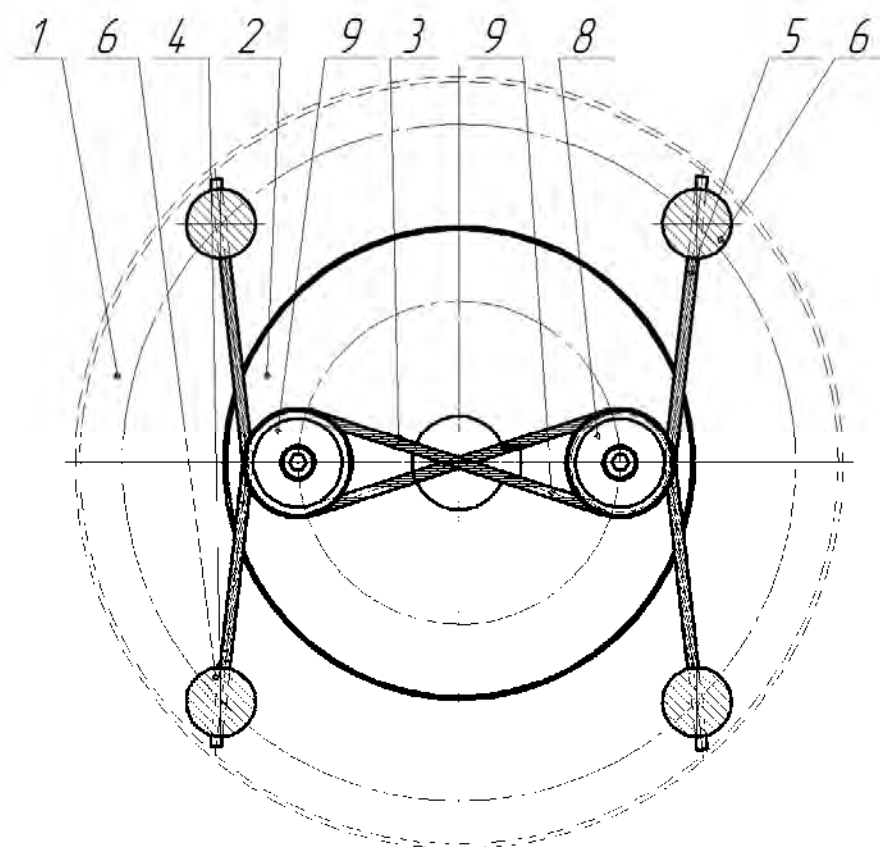


Рисунок 4.4 – Загальний вид реверсивної канатно-роликової муфти

На подальшому етапі виконаємо обґрунтування геометричних, силових та енергетичних параметрів розроблених муфт та розрахунку їх міцнісних параметрів, а також для розроблення методик проектування їх раціональних конструкцій.

## 4.2. Геометричні та силові параметри муфти

З метою визначення навантажень деталей муфти, розглянемо її силову схему [332] (рис. 4.5), при відсутності неспіввісності. Вона містить ведучу напівмуфту 1 більшого діаметра в якій на діаметрі  $D_{зв}$  закріплені кінці каната 2. Канатом 2 охоплені два ролики (блоки) 3 діаметром  $d_p$  (діаметр по центру каната), які встановлені з можливістю обертання на осях 4 діаметром  $d_o$ , що запресовані у ведену напівмуфту на діаметрі  $D_{вн}$ . Кінці каната закріплені у напівмуфті 1 на колі діаметром  $D_{зв}$ .

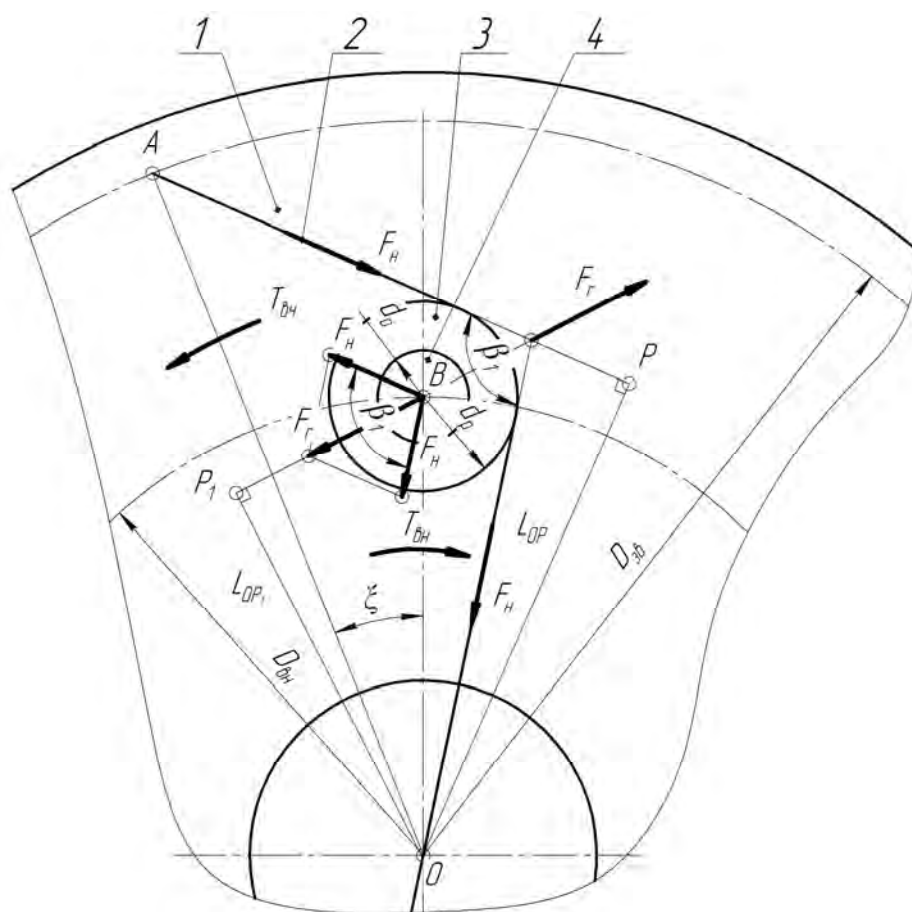


Рисунок 4.5 – Силова схема канатно-роlikової муфти

Для силових співвідношень можна записати вираз

$$T_{вч} = 2L_{OP}F_H = T_{вн} = 2L_{OP1}F_r = T, \quad (4.2)$$

де  $F_H$  - сила натягу каната;

$F_r$  - сила, що діє з боку віток каната на ролик.

Тоді натяг каната становить

$$F_H = \frac{T}{2L_{OP}} . \quad (4.3)$$

Сила  $F_r$ , як діагональ силового ромба з вершиною в точці  $B$ , дорівнює

$$F_r = F_H \sqrt{2 + 2 \cos \beta_1} . \quad (4.4)$$

Тобто задача силового розрахунку такої муфти та оцінки міцності її елементів потребує визначення кута  $\beta_1$  та відстані  $L_{OP}$ , що виконано нижче на основі аналізу геометричних параметрів муфти.

Далі розглянемо геометричні параметри муфти [333] та визначимо їх взаємний вплив. Вихідні дані, зрозумілі з рис. 4.6, наступні

$$BR = BS = 0,5d_p, \quad OB = 0,5D_{\text{вн}}, \quad OA = 0,5D_{\text{зв}},$$

$\xi$  - кут монтажного зміщення напівмуфт - це кут між радіусами кіл на яких закріплено кінці канатів та осі роликів.

З трикутника  $OAB$  за теоремою косинусів запишемо

$$AB = \sqrt{OA^2 + OB^2 - 2OA \times OB \times \cos \xi} ,$$

або з урахуванням прийнятих параметрів маємо (4.5)

$$L_{AB} = \sqrt{0,25(D_{\text{зв}}^2 + D_{\text{вн}}^2) - 0,5D_{\text{зв}}D_{\text{вн}} \cos \xi} .$$

Для визначення інших параметрів розглянемо подібність ряду трикутників за рівністю двох кутів (кут  $PLR$  у них спільний, а кути  $LRK$ ,  $LSB$ ,  $LMA$  прямі)

$$\triangle OPK \sim \triangle LRK \sim \triangle LMA \sim \triangle LBS . \quad (4.6)$$

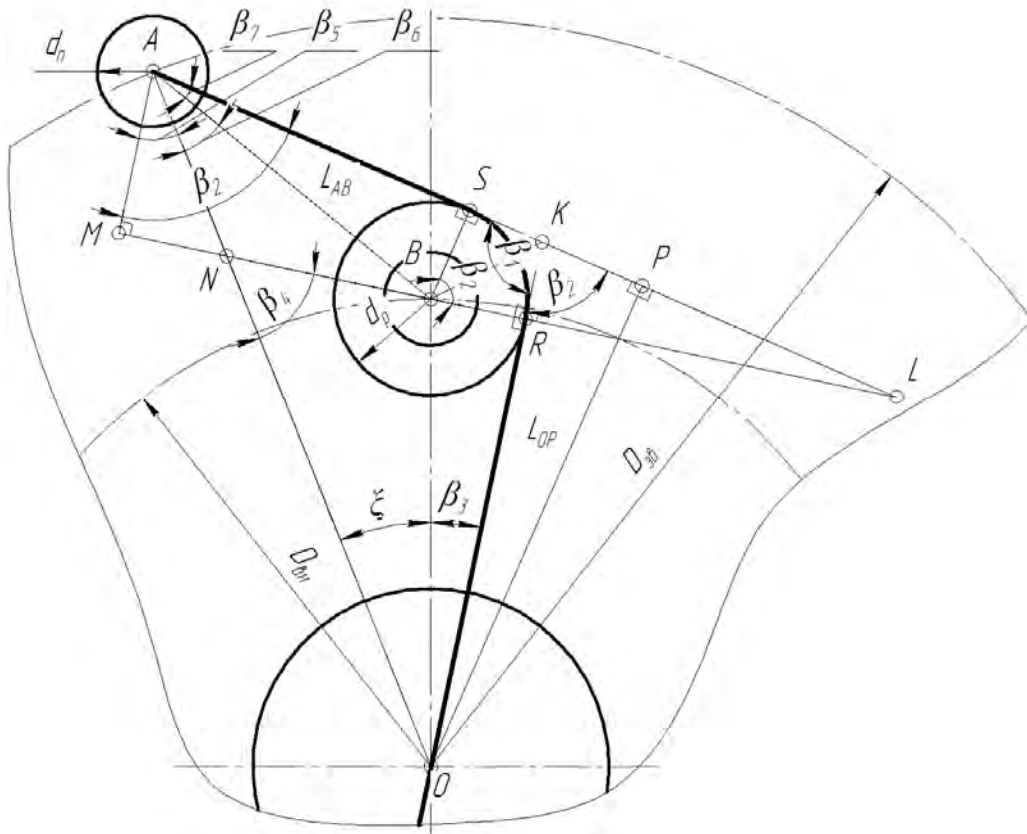


Рисунок 4.6 – Схема до геометричного розрахунку канатно-роlikової муфти

В той же час

$$\beta_1 = 180 - \beta_2, \quad (4.7)$$

а кути  $LKO = LAM = \beta_2$  як відповідні ( $AM \parallel OP$ ;  $AL$  – січна).

З трикутника  $LMA$  можна записати

$$\beta_2 = \beta_5 + \beta_6 + \beta_7. \quad (4.8)$$

Отже задача знаходження кута  $\beta_1$  зводиться до знаходження складових кута  $\beta_2$ . На наступному етапі розглянемо трикутник  $ORB$ , для нього можна записати

$$\beta_3 = \arcsin \frac{d_p}{D_{вн}}. \quad (4.9)$$

В той же час з трикутника  $ORN$

$$\beta_4 = 90 - \xi - \beta_3 = 90 - \xi - \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} . \quad (4.10)$$

Тоді з трикутника  $NMA$

$$\beta_5 = 90 - \beta_4 = \xi + \beta_3 = \xi + \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} . \quad (4.11)$$

З трикутника  $OBA$

$$\beta_6 = \arcsin \left( \frac{OB}{AB} \sin \xi \right) = \arcsin \left( \frac{0,5D_{\text{вн}}}{L_{AB}} \sin \xi \right) . \quad (4.12)$$

З трикутника  $BSA$

$$\beta_7 = \arcsin \left( \frac{BS}{AB} \right) = \arcsin \left( \frac{0,5d_p}{L_{AB}} \right) . \quad (4.13)$$

Після підстановки (4.9), (4.12) та (4.13) у вирази (4.7) та (4.8) матимемо:

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \xi + \beta_3 + \beta_6 + \beta_7 = \\ &= \xi + \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} + \arcsin \left( \frac{0,5D_{\text{вн}}}{L_{AB}} \sin \xi \right) + \arcsin \left( \frac{0,5d_p}{L_{AB}} \right); \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\beta_1 = 180 - \xi - \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} - \arcsin \left( \frac{0,5D_{\text{вн}}}{L_{AB}} \sin \xi \right) - \arcsin \left( \frac{0,5d_p}{L_{AB}} \right) . \quad (4.15)$$

Для знаходження плеча  $OP$  розглянемо трикутник  $ORB$

$$OR = OB \cos \beta_3 = 0,5D_{\text{вн}} \cos \beta_3 = 0,5D_{\text{вн}} \cos \left( \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right) . \quad (4.16)$$

З трикутника  $KRB$

$$KR = \frac{BR}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}} = \frac{0,5d_p}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}} . \quad (4.17)$$

В той же час

$$OK = OR + KR = 0,5D_{\text{вн}} \cos\left(\arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}}\right) + \frac{0,5d_p}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}}. \quad (4.18)$$

З трикутника  $OPK$

$$\begin{aligned} L_{OP} = OP &= OK \sin \beta_2 = \\ &= 0,5 \sin \beta_2 \left[ D_{\text{вн}} \cos\left(\arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}}\right) + \frac{d_p}{\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}} \right] = \\ &= 0,5 \sin \beta_2 \left[ D_{\text{вн}} \cos\left(\arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}}\right) + \frac{d_p}{\operatorname{ctg} \frac{\beta_2}{2}} \right] = \\ &= 0,5 \sin \beta_2 \left[ D_{\text{вн}} \cos\left(\arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}}\right) + d_p \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} \right]. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Теоретична довжина каната

$$L_{\kappa} = 2ORSA = 2(OR + RS + SA). \quad (4.20)$$

З трикутника  $BSA$  маємо

$$SA = AB \cos \beta_7 = L_{AB} \cos\left(\arcsin \frac{0,5d_p}{L_{AB}}\right). \quad (4.21)$$

Відстань  $RS$  як довжина дуги становить

$$RS = \frac{\pi d_p}{360} \beta_2. \quad (4.22)$$

Тоді остаточно теоретична довжина каната дорівнює

$$L_{\kappa} = 2 \left( 0,5D_{\text{вн}} \cos \beta_3 + \frac{\pi d_p}{360} \beta_2 + L_{AB} \cos \beta_7 \right). \quad (4.23)$$



### 4.3. Вплив конструктивних параметрів на силову взаємодію елементів муфт

Наступним етапом стало виконання кількісного аналізу взаємного впливу конструктивних параметрів та силових чинників муфти. Досліджено вивчався вплив кута монтажного зміщення  $\zeta$  на навантаженість елементів модельної муфти. За отриманими в попередньому розділі аналітичними залежностями виконано розрахунок параметрів муфти для передачі обертального моменту  $T = 16$  Н·м (потужність двигуна  $P = 6,0$  кВт при  $n = 3550$  об/хв), як альтернативи муфті KTR ROTEX size 28 гвинтового насоса бустерного модуля. За попередніми підрахунками, вартість одної такої муфти становитиме не більше 45 USD, тобто вона майже вдвічі дешевша ніж базова муфта з пружною зірочкою. Розміри муфти з умови розміщення на місці базової муфти в проміжному корпусі прийняті наступними:  $D_{ze} = 120$  мм,  $D_{en} = 65$  мм,  $d_p = 20$  мм,  $d_o = 10$  мм. За розривною міцністю передбачена установка каната 2,2-Г-Н-О-Р 1770 ГОСТ 3069-80 із розривним зусиллям  $F_{розр} = 2555$  Н .

На етапі кількісного аналізу при незмінних інших розмірах муфти кут  $\zeta$  змінювався в межах  $10^\circ \dots 105^\circ$  та виконувався розрахунок сили натягу каната  $F_n$ , як основного силового фактора, що визначає навантаженість муфти. Результати моделювання представлені графіком на рис. 4.7. З графіка видно, що найменший натяг каната забезпечено при значенні кута  $\zeta$  в діапазоні  $40 \dots 50^\circ$ . Сила натягу каната при  $\zeta = 45^\circ$  становить  $F_n = 188$  Н, а при  $\zeta = 10^\circ$  -  $F_n = 252$  Н (різниця близько 35%).

На рис. 4.7 також показано залежність довжини каната  $L_k$  від кута  $\zeta$ . Цей графік також демонструє, що пропонована муфта є мало чутливою до точності відрізки каната – так при зміні кута  $\zeta$  від  $25^\circ$  до  $100^\circ$  потрібна довжина каната  $L_k$  зростає зі 155 мм до 260 мм (на 68%), а натяг канатів  $F_n$  збільшиться від 200 Н до 239 Н (на 20%).

На рис. 4.8 показано графік впливу на навантаженість елементів муфти коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  (при  $\zeta = 45^\circ$  та незмінних інших параметрах крім  $D_{36}$ ). З наведеного графіка видно, що велику різницю між діаметрами  $D_{36}$  та  $D_{6H}$  для модельної муфти робити недоцільно. Так при збільшенні коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  з 1,6 до 3,2 (в 2 рази) натяг канатів  $F_H$  з 192 Н збільшується до 195 Н (на 1,6 %).

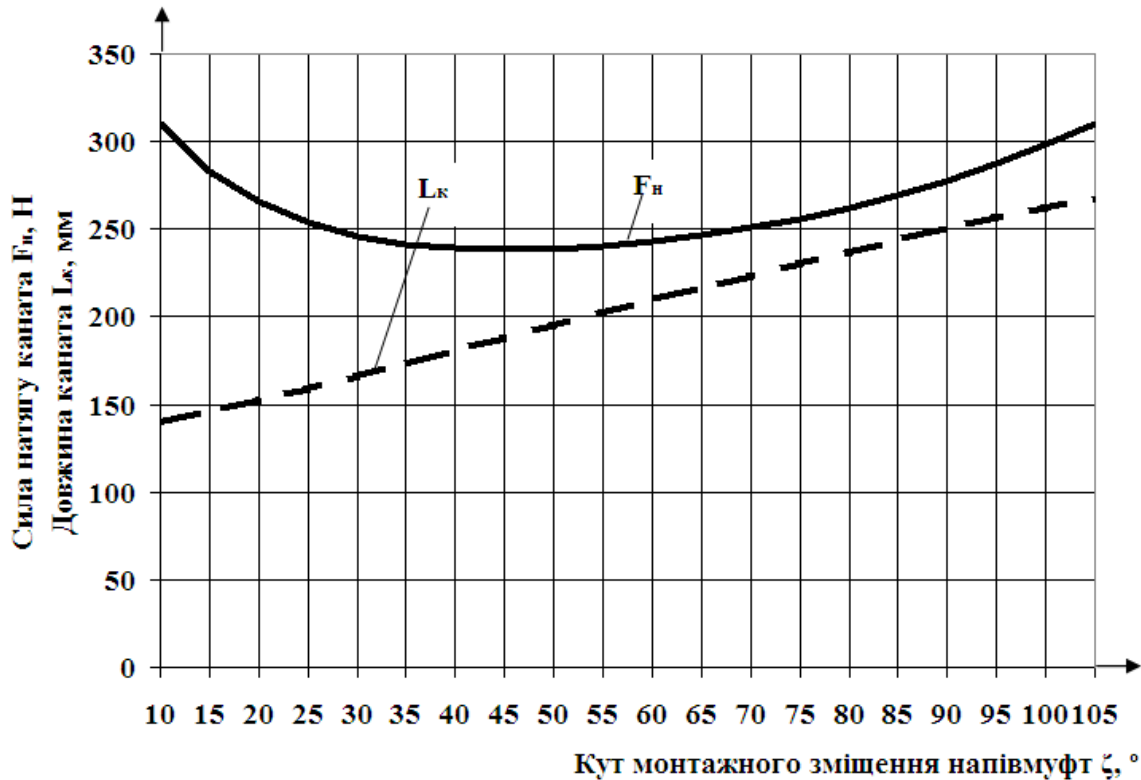


Рисунок 4.7 – Графік залежності сили натягу каната  $F_H$  та довжини каната  $L_K$  від величини кута монтажного зміщення напівмуфти  $\zeta$

Рис. 4.9 ілюструє вплив на навантаженість муфти діаметра ролика  $d_p$  та демонструє, що при збільшенні його діаметра навантаженість муфти знижується оскільки збільшується плече  $OP$  дії сили натягу  $F_H$ , однак вплив цей не можна вважати значним, тому що при збільшенні діаметра ролика  $d_p$  з 12 мм до 36 мм (в 3 рази) сила натягу  $F_H$  знижується зі 208 Н до 162 Н (на 22%). Діаметр ролика потрібно узгоджувати з діаметром каната для уникнення його

передчасного руйнування, а максимальні значення діаметрів роликів лімітують діаметри напівмуфт.

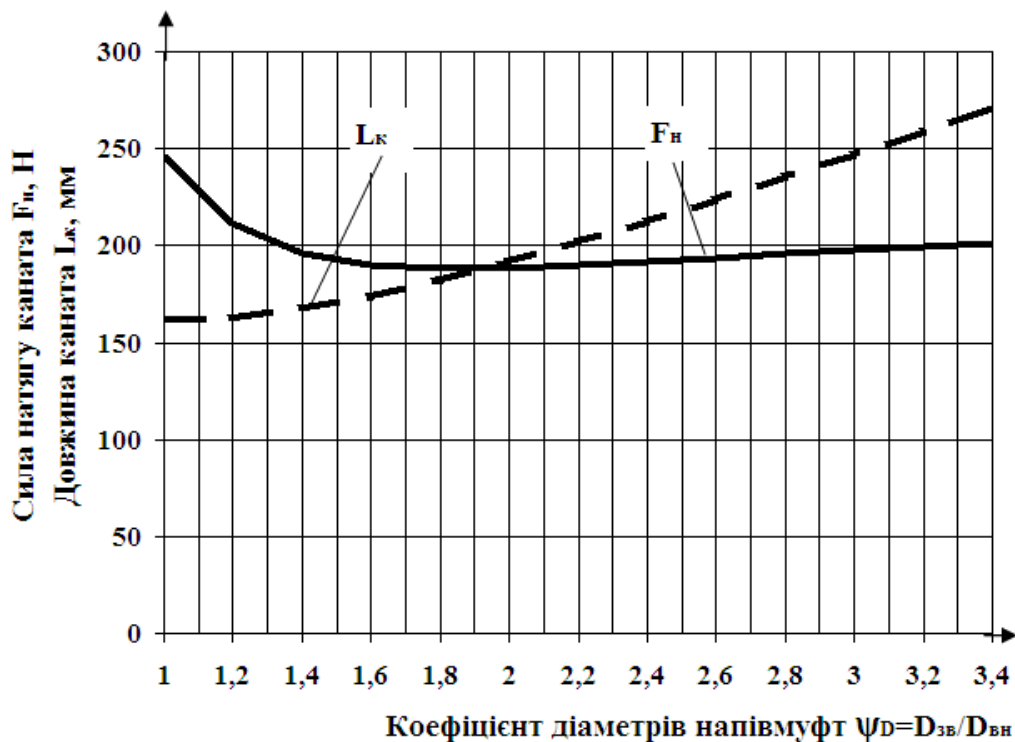


Рисунок 4.8 – Графік залежності сили натягу каната  $F_n$  та довжини каната  $L_k$  від величини коефіцієнта діаметрів напівмуфт  $\psi_D$

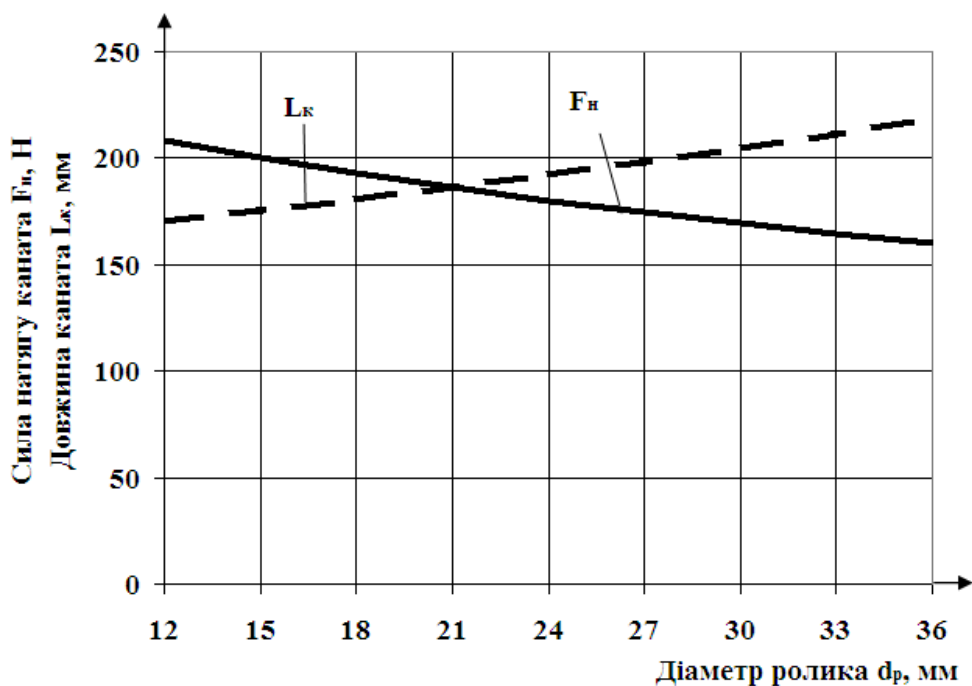


Рисунок 4.9 – Графік залежності сили натягу каната  $F_n$  та довжини каната  $L_k$  від діаметра ролика  $d_p$

Результати моделювання свідчать, що у всіх випадках комбінації основних конструктивних параметрів – діаметрів напівмуфт та роликів, а також кута монтажного зміщення, існує така оптимальна їх комбінація, яка забезпечує мінімальний натяг каната та відповідно навантаження інших деталей муфти. З огляду на це, доцільним для спрощення процесу проектування та полегшення роботи конструктора є пошук мінімуму функції натягу каната, щоб обчислювати, наприклад, значення кута монтажного зміщення  $\zeta_F$ , що забезпечує мінімальний натяг каната при заданих інших розмірах муфти. Це дасть можливість обчислити потрібну довжину каната для установки в муфті, а це, в свою чергу, дасть можливість скласти муфту в якій потрібний кут  $\zeta_F$  буде забезпечено автоматично за рахунок установлення каната потрібної довжини при натягу його передаваним муфтою моментом.

#### **4.4. Забезпечення мінімального навантаження деталей муфт при проектуванні**

Серед широкої гами можливих співвідношень конструктивних параметрів розроблюваної канатно-роликової муфти (зокрема діаметрів напівмуфт  $D_{36}$  та  $D_{6n}$ , роликів  $d_p$  та кута монтажного зміщення  $\zeta$ ) конструкторові необхідно виконувати вибір конкретних комбінацій значень цих параметрів. На початковому етапі при цьому можна керуватись критерієм найменшої навантаженості деталей муфти. На користь такого вибору свідчать дані раніше отриманих графіків рис. 4.7 – рис. 4.9, які доводять можливість досягнення такого бажаного співвідношення конструктивних параметрів муфти, який забезпечить мінімальну навантаженість її деталей. Якщо з вибором діаметрів напівмуфт  $D_{36}$  та  $D_{6n}$  у конструктора зазвичай проблем не виникає, оскільки їх величина продиктована умовами компонування приводу з муфтою, то раціональний вибір діаметра ролика  $d_p$  та кута монтажного зміщення  $\zeta$ , які будуть найбільш раціональними при відомих діаметрах напівмуфт, може бути

дещо утруднений. Задачу забезпечення мінімального навантаження деталей муфти [334] можна звести до пошуку мінімуму функції  $F_n$  (3). З урахуванням (4.5), (4.14), (4.19), можна записати систему рівнянь (4.24).

$$\left\{ \begin{array}{l} F_n = \frac{T}{\sin \beta_2 \left[ D_2 \cos \left( \arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} \right) + d_p \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} \right]}; \\ \beta_2 = \xi + \arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} + \arcsin \left( \frac{0,5D_2 \sin \xi}{L_{AB}} \right) + \arcsin \left( \frac{0,5d_p}{L_{AB}} \right); \\ L_{AB} = \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{36}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}. \end{array} \right. \quad (4.24)$$

Якщо ввести наступні безрозмірні заміни:  $p = \frac{D_{6H}}{D_{36}} = \frac{1}{\psi_D}$ ,  $l = \frac{L_{AB}}{0,5D_{36}}$ ,

$q = \psi_{pD} = \frac{d_p}{D_{36}}$  ( $0 < p < 1, 0 < q < 1$ ), то систему (4.24) можна переписати у вигляді (4.25).

$$\left\{ \begin{array}{l} F_n = \frac{T/D_{36}}{\sin \beta_2 \left[ p \cos \left( \arcsin \frac{q}{p} \right) + q \operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} \right]}; \\ \beta_2 = \xi + \arcsin \frac{q}{p} + \arcsin \left( \frac{p \sin \xi}{l} \right) + \arcsin \left( \frac{q}{l} \right); \\ l = \sqrt{1 + p^2 - 2p \cos \xi}. \end{array} \right. \quad (4.25)$$

Перша похідна від функції  $F_n$  (4.25) по куту монтажного зміщення  $\xi$  є достатньо громіздким виразом, тому далі її не наводимо. Прирівняна до нуля ця похідна утворює трансцендентне рівняння. Це рівняння вирішували чисельним методом, послідовно приймаючи параметр  $q$  з ряду  $q = 0,1 \dots 0,9$  з дискретністю 0,1. Результати розв'язання наведені на рис. 4.10 у вигляді номограм залежності кута монтажного зміщення  $\xi_F$ , що забезпечує мінімальний натяг канатів від

коефіцієнта діаметрів напівмуфт  $\psi_D$  при фіксованих коефіцієнтах діаметра ролика  $\psi_{pD}$ .

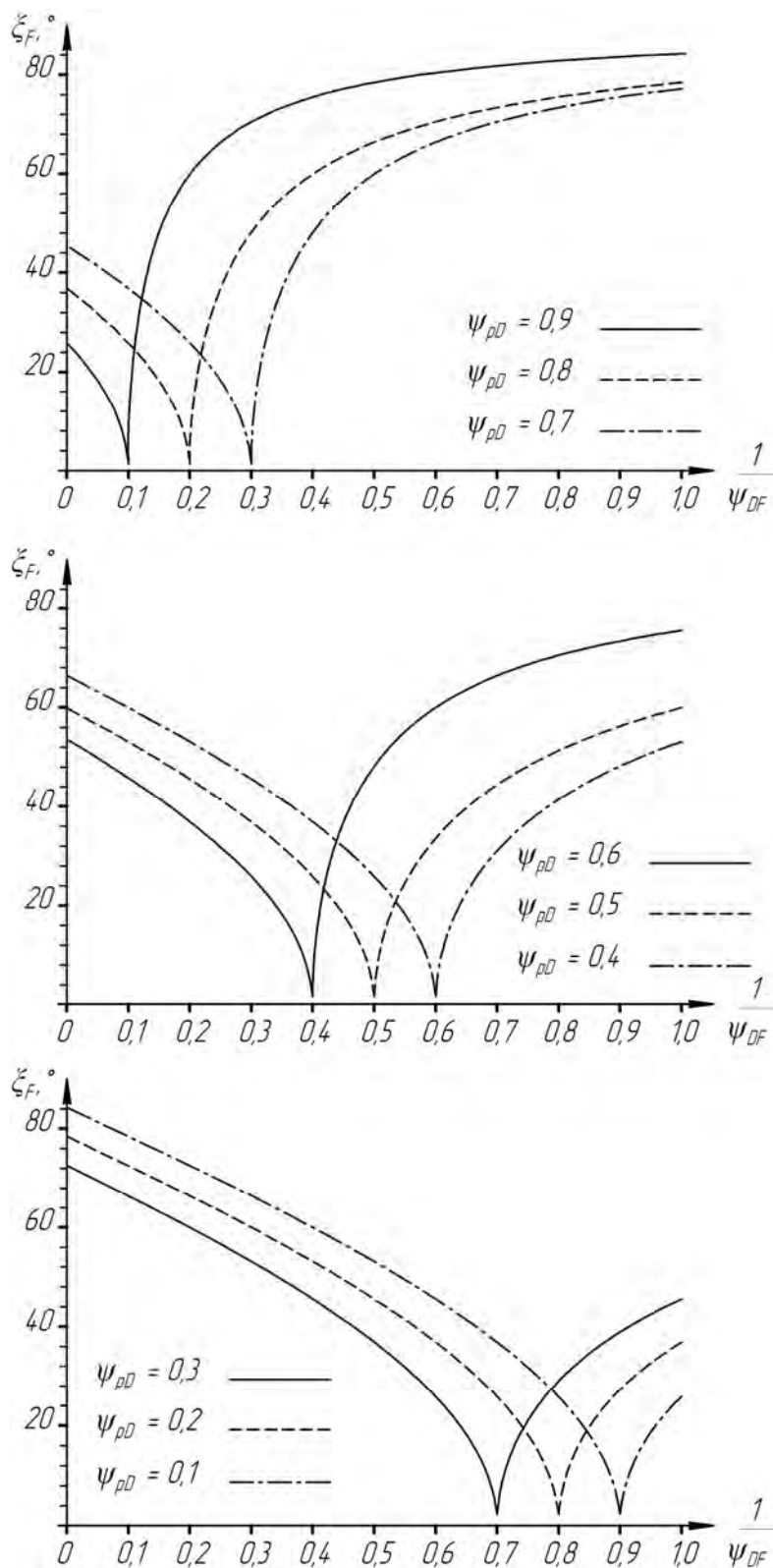


Рисунок 4.10 – Номограми для вибору геометричних параметрів муфт, що забезпечують мінімальне навантаження деталей

Користуватися цими номограмами можна як при виборі кута  $\zeta_F$  при відомому співвідношенні діаметрів напівмуфт  $\psi_D$ , так і для вибору за відомим кутом монтажного зміщення  $\zeta_F$ , співвідношення діаметрів  $\psi_{DF}$ . Такий метод здатний забезпечити мінімальне навантаження деталей муфти.

В якості прикладу користування отриманими результатами та для пояснення форми кривих на отриманих номограмах, наведемо розв'язання наступної задачі у трьох варіантах. Наприклад, необхідно вибрати діаметр ролика та кут монтажного зміщення при розробленні муфти, що сполучає вали на яких можна встановити фланці, що дозволяють прийняти діаметри розташування кола на якому закріплено кінці каната  $D_{36} = 120$  мм, а кола, на якому закріплено осі роликів по трьох варіантах  $D_{6H} = 60$  мм; 96 мм та 108 мм, необхідно вибрати діаметр роликів  $d_p$  та кут монтажного зміщення напівмуфт  $\zeta_F$ , що забезпечить мінімальний натяг каната та навантаження інших деталей муфти. Записані величини діаметрів дають  $\psi_D = D_{36} / D_{6H} = 2,00; 1,25$  та  $1,11$ , або  $1/\psi_D = D_{6H} / D_{36} = 0,5; 0,8$  та  $0,9$ . Якщо прийняти діаметр ролика  $d_p = 24$  мм, то будемо мати у всіх варіантах коефіцієнт діаметра ролика  $\psi_{pD} = d_p / D_{36} = 24/120 = 0,2$ . Використовуючи відповідну  $\psi_{pD} = 0,2$  криву із отриманих номограм (рис. 4.11) рухаючись вертикально від осі абсцис із точки  $1/\psi_D = 0,5$  до перетину з правою, відносно віткою кривої  $\psi_{pD} = 0,2$ , а від цієї кривої горизонтально до перетину з віссю ординат, отримаємо значення  $\zeta_F \approx 46^\circ$ . Для  $1/\psi_D = 0,9$  необхідно перейти до лівої вітки кривої номограми, звідки матимемо  $\zeta_F \approx 27^\circ$ . У випадку  $1/\psi_D = 0,8$  вертикальний напрямок співпадає з точкою перетину лівої та правої віток кривої, звідки матимемо  $\zeta_F \approx 2^\circ$ .

З метою перевірки достовірності отриманих результатів виконаємо на наступному етапі чисельне дослідження модельних муфт, приймаючи момент  $T = 20$  Н·м. Використовуючи отримані раніше геометричні та силові співвідношення (4.3) і (4.19), отримаємо графіки (рис. 4.12) залежності сили

натягу каната від кута монтажного зміщення при означених інших розмірах муфти для двох випадків -  $1/\psi_D = 0,5$  та  $1/\psi_D = 0,9$ . Для випадку комбінації розмірів  $1/\psi_D = 0,8$  аналогічний графік наведено на рис. 4.13.

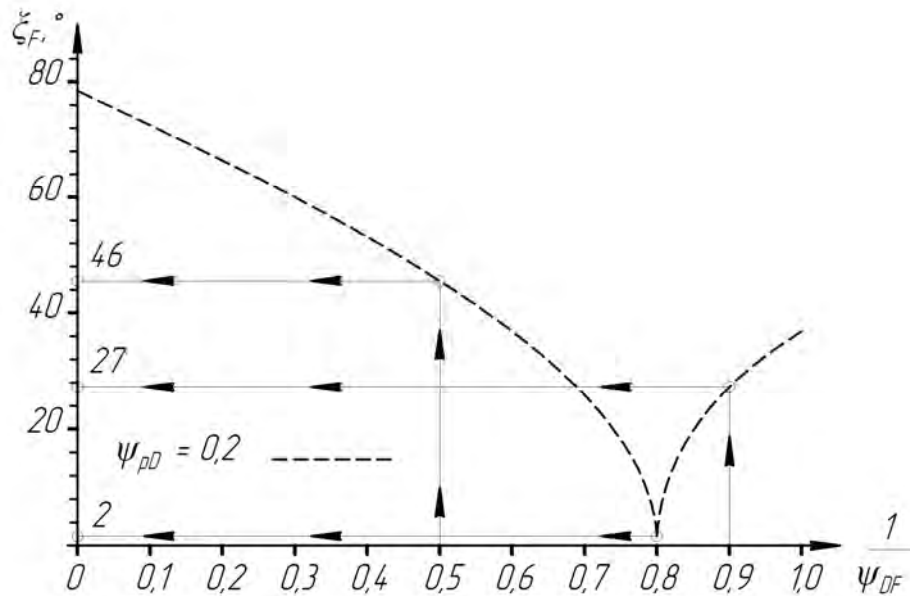


Рисунок 4.11 – Приклад користування номограмою для вибору геометричних параметрів муфти

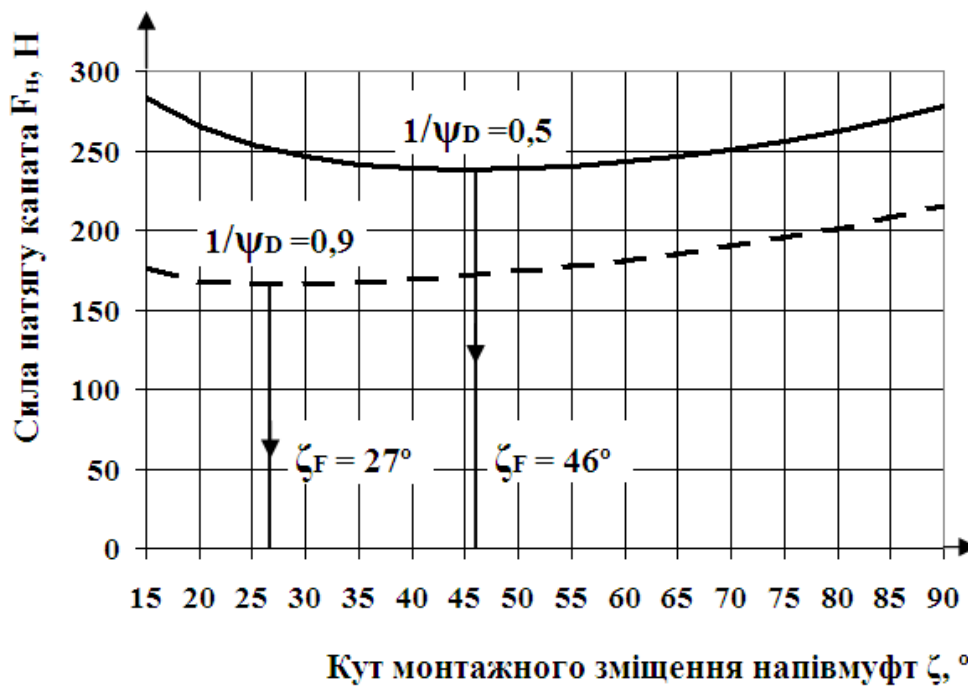


Рисунок 4.12 – Графік залежності натягу каната від кута монтажного зміщення муфти ( $1/\psi_D = 0,5; 0,9$ )



Графіки на рис. 4.12 та рис. 4.13 дають можливість констатувати, що мінімум натягу каната буде саме при кутах монтажного зміщення  $\zeta_F \approx 46^\circ$  ( $1/\psi_D = 0,5$ ),  $\zeta_F \approx 27^\circ$  ( $1/\psi_D = 0,9$ ) та  $\zeta_F \approx 2^\circ$  ( $1/\psi_D = 0,8$ ), що ілюструє можливість для практики та достовірність отриманих номограм. Номограмами можна користуватись і в «зворотньому» порядку – при відомих куті монтажного зміщення  $\zeta$  та коефіцієнті діаметра ролика  $\psi_{pD}$  вибрати наприклад потрібний коефіцієнт діаметрів  $\psi_{DF}$ , що здатен забезпечити мінімум навантаження деталей, або обирати діаметр ролика (за рахунок відшукування по номограмах коефіцієнта  $\psi_{pD}$ ) при відомих куті  $\zeta$  та діаметрах  $D_{38}$  і  $D_{6H}$ .

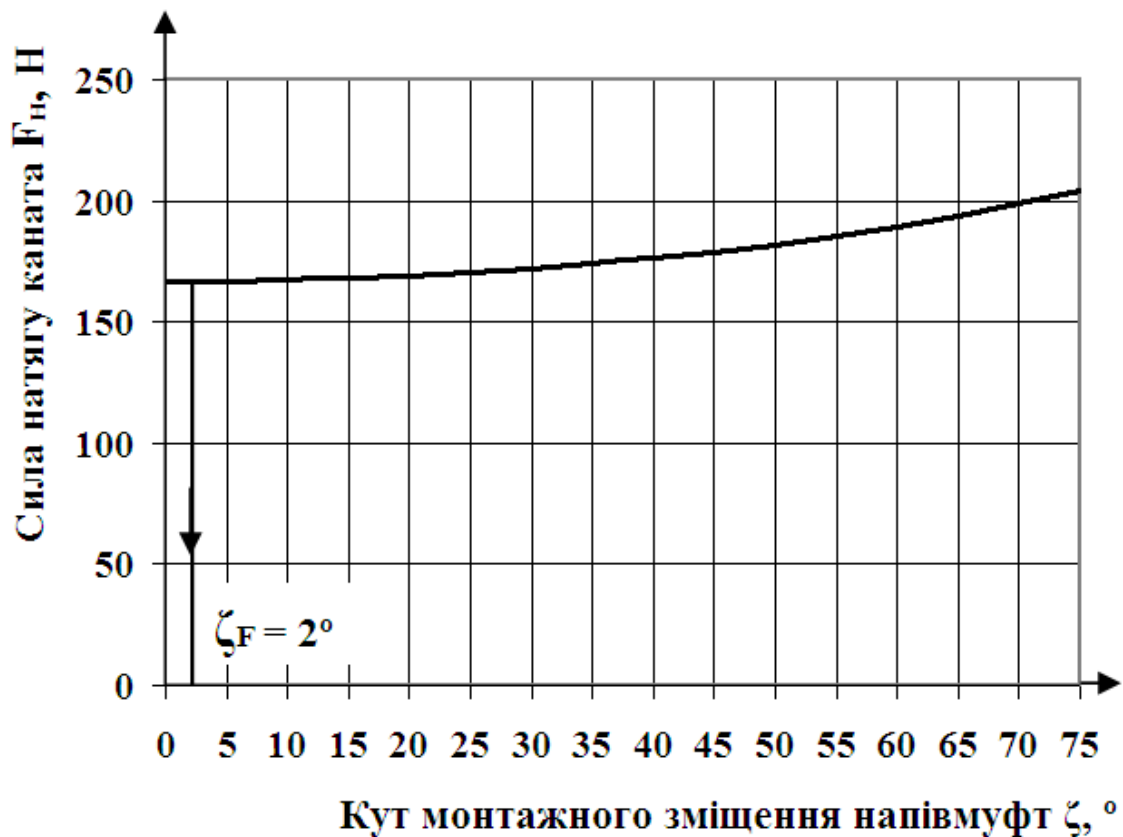


Рисунок 4.13 – Графік залежності натягу каната від кута монтажного зміщення муфти ( $1/\psi_D = 0,8$ )

#### 4.5. Геометричні параметри муфт при роботі в умовах неспіввісності

При будь-яких уявних перспективах тієї чи іншої конструкції, однозначний висновок можна отримати, виконавши експериментальну оцінку або розрахунок основних якісних її показників. Для муфт цього класу одним із найголовніших показників є компенсуюча здатність, яка зокрема характеризується силовою дією муфти на вали – радіальним навантаженням, яке в свою чергу пов’язує радіальну жорсткість муфти та власне радіальну неспіввісність  $\Delta_r$ . Тому можна стверджувати, що оцінка радіального навантаження на вали при роботі муфт в умовах радіальної неспіввісності становить важливу для практики проблему.

Далі розглянуто роботу канатно-роликової муфти в умовах радіальної неспіввісності  $\Delta_r$  [335]. При цьому (рис. 4.14) центр веденої напівмуфти, до якої закріплено осі роликів, зміститься на величину  $\Delta_r$  з точки  $O$  в точку  $O_1$ . При цьому при обертанні муфти змінюються відстані  $AB$ ,  $SA$  та дуга  $SR$  за рахунок зміни кутів  $\beta_1, \beta_2, \beta_4 - \beta_7$  та кута монтажного зміщення  $\xi$ . Для аналізу зміни параметрів муфти точки розрахункової схеми, що відносяться до ролика та відрізка каната, які в даний момент часу знаходяться над площиною радіального зміщення (площиною, в якій лежать осі зміщених валів) позначимо індексом 1, а ті, що знаходяться під площиною зміщення - індексом 2. Відповідні згаданим роликам та відрізкам каната кути - одним штрихом та двома штрихами. Таким чином, за наявності не співвісності ділянка каната  $O_1R_1S_1A_1$ , що розташована над площиною радіального зміщення стане довшою за ділянку  $O_1R_2S_2A_2$  під площиною зміщення за рахунок збільшення довжини відрізка  $S_1A_1$  порівняно з  $S_2A_2$  та довжини дуги  $R_1S_1$  порівняно з  $R_2S_2$  (за рахунок збільшення кута охоплення ролика  $\beta_1'$  порівняно з кутом  $\beta_1''$ ). Для оцінки видовження каната та відповідно навантаження на вали від муфти за наявності радіальної неспіввісності  $\Delta_r$ , необхідно знайти довжину каната в кожен момент часу. Ця задача зводиться фактично до знаходження довжини згаданих ділянок

$O_1R_1S_1A_1$  та  $O_1R_2S_2A_2$ , а відповідно і кутів  $\beta_2' = \beta_5' + \beta_6' + \beta_7'$  та  $\beta_2'' = \beta_5'' + \beta_6'' + \beta_7''$ . Для знаходження цих кутів необхідно визначити також зведені кути монтажного зміщення  $\xi_1'$  та  $\xi_2'$ . Всі параметри необхідно визначати в залежності від кута повороту муфти відносно площини радіального зміщення з метою оцінки зміни параметрів муфти при обертанні.

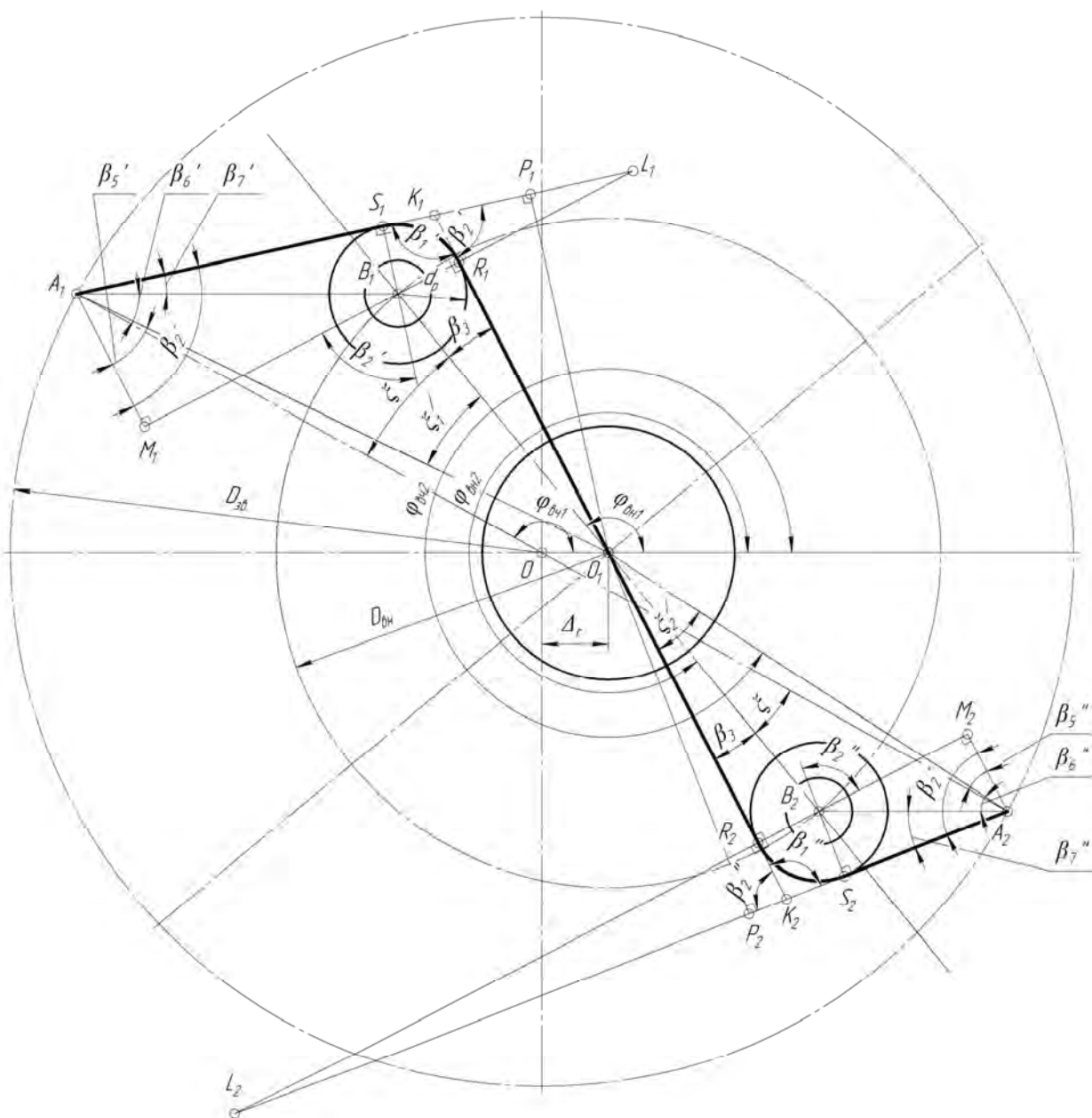


Рисунок 4.14 – Схема до геометричного розрахунку муфти при роботі в умовах радіальної неспіввісності

Відстань  $A_i B_i$  в будь-якому положенні може бути визначена за отриманим методом замкнених векторних контурів виразом

$$L_{A_i B_i} = \sqrt{[\Delta_r + 0,5D_{\text{вн}} \cos \varphi_{\text{вн}i} - 0,5D_{\text{зв}} \cos \varphi_{\text{вч}i}]^2 + [0,5D_{\text{вн}} \sin \varphi_{\text{вн}i} - 0,5D_{\text{зв}} \sin \varphi_{\text{вч}i}]^2}, \quad (4.26)$$

Повертаючись до рис. 4.14, з трикутника  $OA_1O_1$  можемо записати

$$\begin{aligned} A_1O_1 &= \sqrt{OO_1^2 + OA_1^2 - 2 \times OO_1 \cdot OA_1 \cos \varphi_{\text{вч}1}}; \\ L_{A_1O_1} &= \sqrt{\Delta_r^2 + 0,25D_{\text{зв}}^2 - \Delta_r \cdot D_{\text{зв}} \cos \varphi_{\text{вч}1}}; \\ L_{A_1O_i} &= \sqrt{\Delta_r^2 + 0,25D_{\text{зв}}^2 - \Delta_r \cdot D_{\text{зв}} \cos \varphi_{\text{вч}i}}. \end{aligned} \quad (4.27)$$

З трикутника  $O_1A_1B_1$  матимемо за теоремою косинусів

$$A_1B_1^2 = A_1O_1^2 + O_1B_1^2 - 2 \times A_1O_1 \cdot O_1B_1 \cos \xi_1', \quad (4.28)$$

звідки отримаємо

$$\begin{aligned} \xi_1' &= \arccos \left[ \frac{A_1O_1^2 + O_1B_1^2 - A_1B_1^2}{2 \times A_1O_1 \cdot O_1B_1} \right], \\ \xi_1' &= \arccos \left[ \frac{L_{A_1O_1}^2 + 0,25D_{\text{вн}}^2 - L_{A_1B_1}^2}{L_{A_1O_1} D_{\text{вн}}} \right], \text{ або в загальному вигляді} \\ \xi_i' &= \arccos \left[ \frac{L_{A_1O_i}^2 + 0,25D_{\text{вн}}^2 - L_{A_1B_i}^2}{L_{A_1O_i} D_{\text{вн}}} \right]. \end{aligned} \quad (4.29)$$

Далі можна використовувати отримані раніше вирази (4.8) - (4.22) підставляючи замість  $\xi$  зведений кут  $\xi_i'$ .

$$\begin{aligned} \beta_2^i &= \xi_i' + \beta_3 + \beta_6^i + \beta_7^i = \\ &= \xi_i' + \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} + \arcsin \left( \frac{0,5D_{\text{вн}} \sin \xi_i'}{L_{A_i B_i}} \right) + \arcsin \left( \frac{0,5d_p}{L_{A_i B_i}} \right); \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$\beta_1^i = 180 - \beta_2^i. \quad (4.31)$$

Відповідно довжина каната у кожному положенні муфти становитиме:

$$L_{\kappa\Delta} = L_{\kappa1} + L_{\kappa2}, \quad (4.32)$$

де  $L_{\kappa1} = S_1 A_1 + R_1 S_1 + O_1 R_1$  - довжина відрізка каната над площиною радіального зміщення;

$L_{\kappa2} = S_2 A_2 + R_2 S_2 + O_2 R_2$  - довжина відрізка каната під площиною радіального зміщення.

При цьому

$$S_i A_i = A_i B_i \cos \beta_7 = L_{A_i B_i} \cos \left( \arcsin \frac{0,5 d_p}{L_{A_i B_i}} \right); \quad (4.33)$$

$$R_i S_i = \frac{\pi d_p}{360} \beta_2^i; \quad (4.34)$$

$$O_1 R_1 = O_2 R_2 = 0,5 D_{\text{вн}} \cos \beta_3 = 0,5 D_{\text{вн}} \cos \left( \arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right). \quad (4.35)$$

Видовження каната порівняно з довжиною  $L_{\kappa}$  каната (4.23) в муфті, що сполучає співвісні вали становитиме

$$\Delta L_{\kappa} = L_{\kappa\Delta} - L_{\kappa}. \quad (4.36)$$

Для ілюстрації отриманих теоретичних викладок та оцінки режиму видовження каната виконано чисельне моделювання для муфти з параметрами  $D_{36} = 120$  мм,  $D_{\text{вн}} = 65$  мм,  $d_p = 20$  мм,  $\zeta = 45^\circ$ . Довжина каната при відсутності радіального зміщення напівмуфт, розрахована за раніше отриманим виразом (4.23), складає  $L_{\kappa} = 184,37$  мм. Радіальне зміщення модельної муфти для наочності приймали  $\Delta_r = 2,5$  мм, вдсятеро більшим ніж допустиме радіальне зміщення для муфти-прототипа KTR ROTEX SIZE 28, для якої фірмою-виробником допускається лише  $[\Delta_r] = 0,25$  мм.

Кут повороту муфти  $\varphi_m$  змінювали в діапазоні  $0 \dots 360^\circ$  через  $30^\circ$ , відповідно кути розташування елементів муфти обчислювали за виразами

$$\varphi_{вч1i} = \varphi_M ; \quad (4.37)$$

$$\varphi_{вн1i} = \varphi_M - \xi ; \quad (4.38)$$

$$\varphi_{вч2i} = \varphi_{вч1i} + \pi ; \quad (4.39)$$

$$\varphi_{вн2i} = \varphi_{вн1i} + \pi . \quad (4.40)$$

Звідки за співвідношенням (4.24) визначали в кожному положенні відстані  $L_{A_1B_1}$  та  $L_{A_2B_2}$ , за виразом (4.25) відстані  $L_{A_1O_1}$  та  $L_{A_2O_2}$ , далі за виразом (4.27) зведені кути монтажного зміщення  $\xi'_1$  та  $\xi'_2$ , кути  $\beta'_2 = \beta'_5 + \beta'_6 + \beta'_7$  та  $\beta''_2 = \beta''_5 + \beta''_6 + \beta''_7$ , і довжини канатів  $L_{\kappa 1} = S_1A_1 + R_1S_1 + O_1R_1$  та  $L_{\kappa 2} = S_2A_2 + R_2S_2 + O_2R_2$ , видовження каната  $\Delta L_{\kappa}$  (4.36).

Результати моделювання демонструються графіком на рис. 4.15.

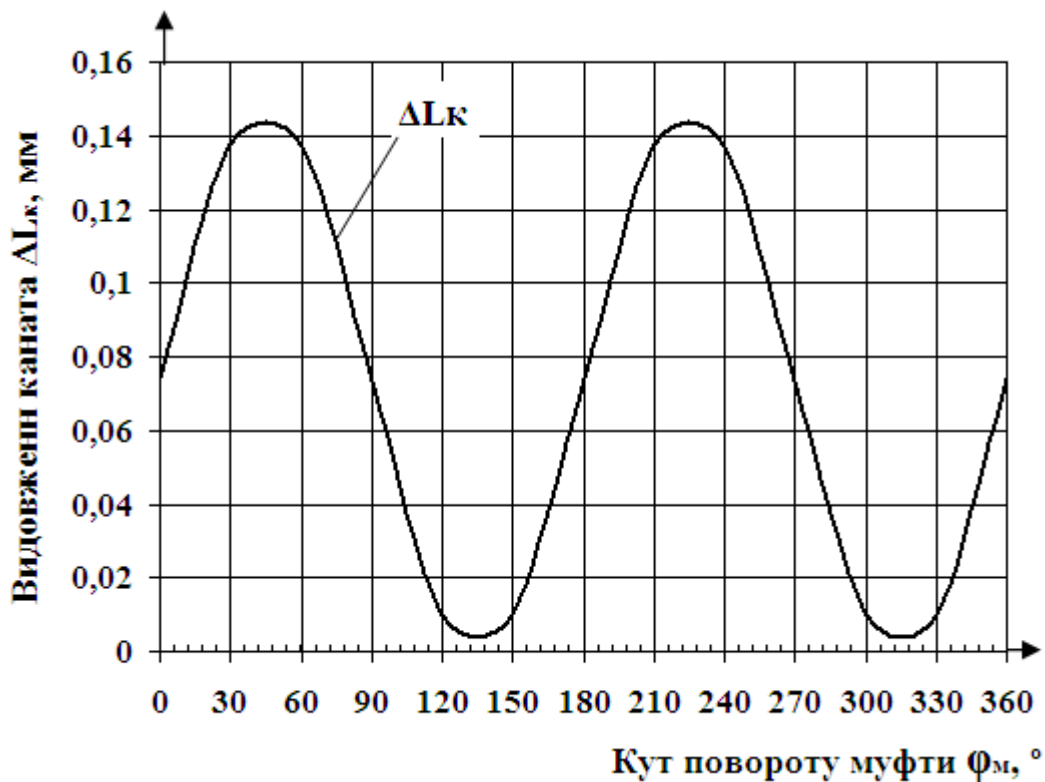


Рисунок 4.15 – Графік зміни видовження каната за один оберт канатно-роlikової муфти

Графік свідчить, що видовження каната за наявності радіальної неспіввісності змінюється за один оберт муфти циклічно. Видовження каната завжди ненульове, тобто його ослаблення при роботі муфти виключається.

Також потрібно відзначити, що на такому значному радіальному зміщенні (2,5 мм) максимальна деформація каната складає всього близько 0,145 мм – інші муфти, зокрема з пружною зірочкою чи пружна втулково-пальцева, мали б деформації пружних елементів аналогічні величині радіального зміщення. Наведені результати моделювання ілюструють високу компенсуючу здатність досліджуваної канатно-роликової муфти.

#### 4.6. Навантаження муфтами неспіввісних валів

Конструкція муфти та принцип її роботи виключає видовження каната за відсутності радіальної неспіввісності та відповідно навантаження муфтою валів. У випадку ж наявності неспіввісності сполучених валів матиме місце видовження каната від неї та відповідно навантаження валів радіальним зусиллям  $F_{рад}$ , що може бути визначене за співвідношенням

$$F_{рад} = A_{\Sigma} E_{\kappa} \frac{\Delta L_{\kappa}}{L_{\kappa}}, \quad (4.41)$$

де  $A_{\Sigma}$  - сумарна площа дротин каната;

$E_{\kappa} = 1,0 \times 10^5$  МПа - модуль пружності каната при розтягу.

Отримані раніше залежності для обчислення видовження каната дозволили побудувати для модельної муфти (п. 4.5) графіки, показані на рис. 4.16.

Вони демонструють вплив кута монтажного зміщення  $\zeta$  на величину радіального навантаження від модельної муфти на вали. Тут куту  $\zeta$  надавали значень  $15^\circ$ ;  $30^\circ$ ;  $45^\circ$ ;  $60^\circ$ ;  $75^\circ$ ;  $90^\circ$ ;  $105^\circ$ . Застосований канат конструкції  $6 \times 7 (1+6) + 1$  о.с. ЛК-О ГОСТ 3069 діаметром  $d_{\kappa} = 2,2$  мм має сумарну площу дротин  $A_{\Sigma} = 1,64$  мм<sup>2</sup>. Дані отриманого графіка свідчать, що зі збільшенням кута  $\zeta$  навантаження на вали зменшується – якщо при  $\zeta = 15^\circ$  радіальна сила становить  $F_{рад} = 253$  Н, при  $\zeta = 45^\circ$   $F_{рад} = 122$  Н (зменшується практично в 2 рази), а при  $\zeta = 105^\circ$  радіальна сила становить вже  $F_{рад} = 51$  Н (зменшується

практично в 5 разів порівняно з  $\xi = 15^\circ$ ). Отримані результати можна пояснити збільшенням довжини каната  $L_k$  зі збільшенням кута монтажного зміщення (рис. 4.7) і відповідно зменшенням відношення  $\frac{\Delta L_k}{L_k}$  (4.41) з адекватним зниженням радіального навантаження на вали від муфти. Тобто з метою зниження радіального навантаження від муфти на вали кут  $\xi$  доцільно збільшувати.

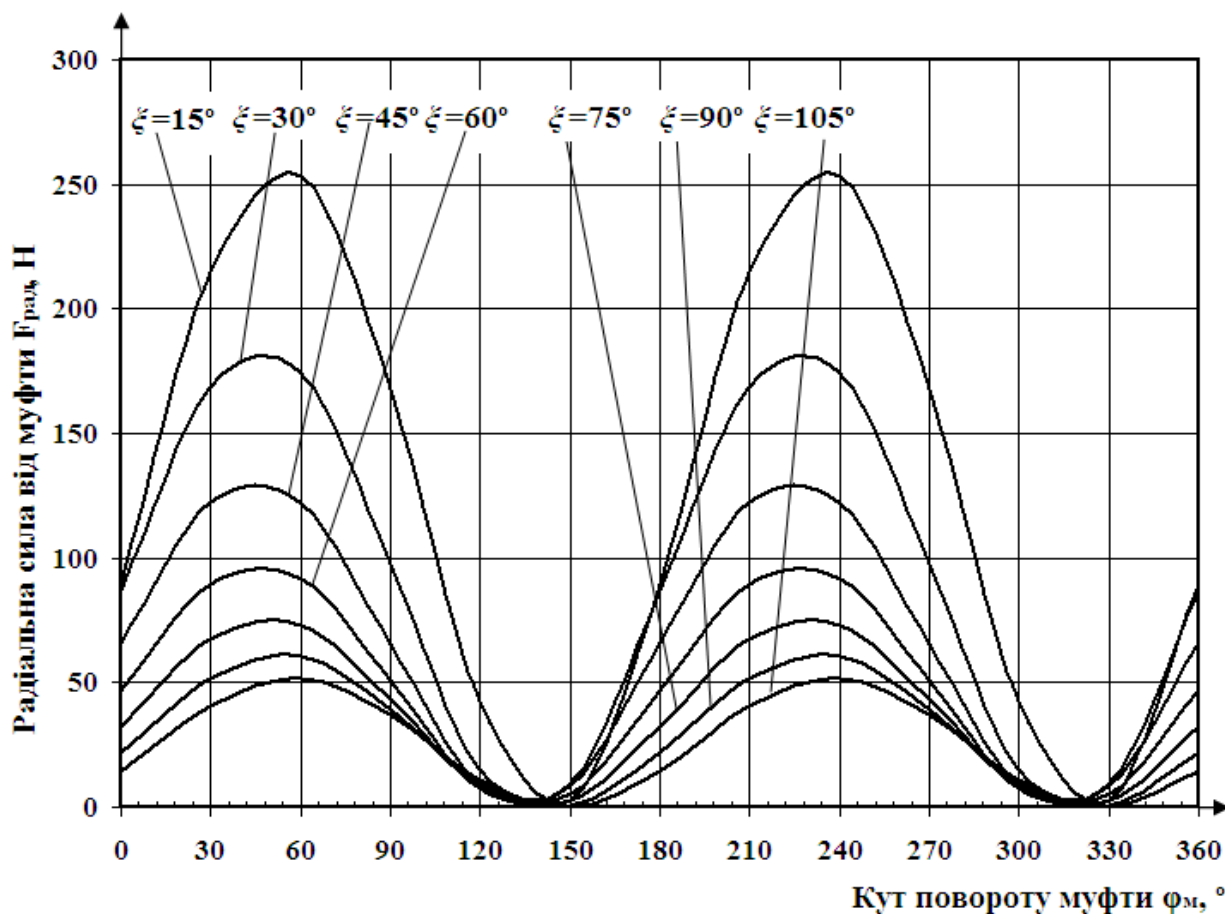


Рисунок 4.16 – Графік зміни радіального навантаження на вали за один оберт канатно-роликової муфти в залежності від кута монтажного зміщення

Якщо повернутись до такого важливого параметра, що характеризує компенсуючу здатність муфти, як її радіальна жорсткість (4.42), то потрібно оцінити її величину та вплив на неї параметрів муфти

$$C_r = \frac{F_{rad}}{\Delta_r} . \quad (4.42)$$



Графік зміни радіальної жорсткості досліджуваної канатно-роликової муфти (по максимальній радіальній силі  $F_{rad}$ ) в залежності від кута монтажного зміщення  $\xi$  показано на рис. 4.17. Графік підтверджує раніше зроблений висновок про доцільність збільшення кута монтажного зміщення для підвищення компенсуючої здатності канатно-роликової муфти.

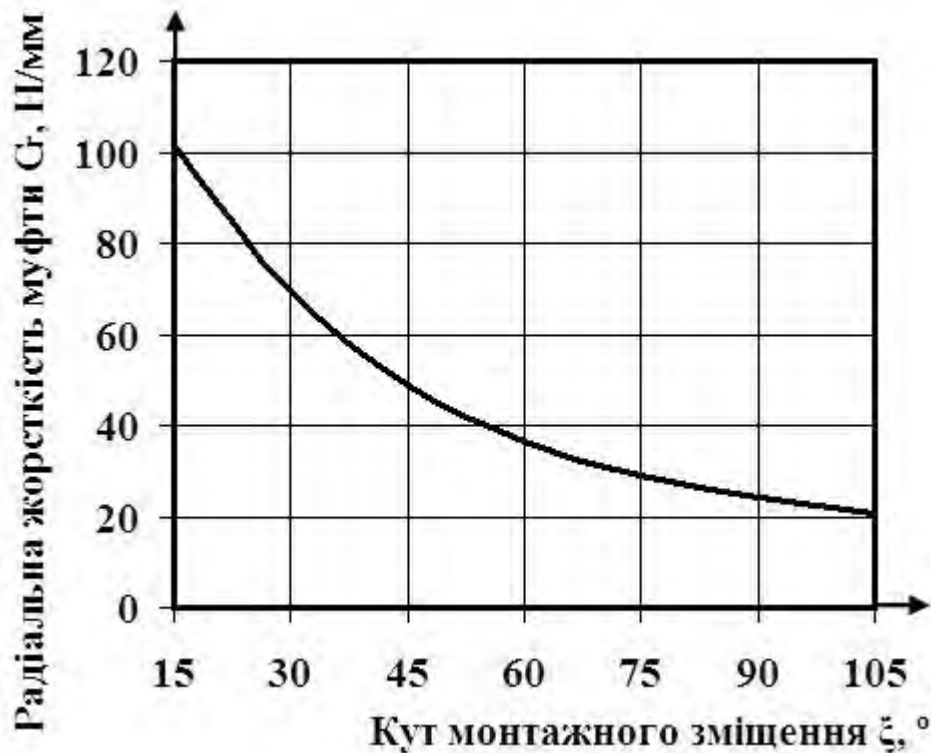


Рисунок 4.17 – Графік зміни радіальної жорсткості муфти в залежності від кута монтажного зміщення

Цікаво отримані результати порівняти з характеристиками муфти-прототипа KTR ROTEX SIZE 28. Для неї радіальна жорсткість відсутня у каталогу [31], тому її визначали за даними проф. Є.І. Рівіна [40], що дало можливість отримати величину близько  $C_r = 700 \frac{H}{мм}$ . Для канатно-роликової муфти при  $\xi = 15^\circ$  радіальна жорсткість складає  $C_r = 100 \frac{H}{мм}$ , а при  $\xi = 105^\circ$   $C_r = 20 \frac{H}{мм}$  при адекватній навантажувальній здатності. Тобто, при допустимому фірмою-виробником KTR радіальному зміщенні  $[\Delta_r] = 0,25$  мм, муфта з зірочкою створюватиме навантаження на сполучені вали на рівні

$F_{рад} = C_r \Delta_r = 700 \cdot 0,25 = 175 \text{ Н}$ , тобто величину одного порядку з розрахунковим радіальним навантаженням 51...253 Н для досліджуваної канатно-роlikової муфти при вдесятеро більшій радіальній неспіввісності  $\Delta_r = 2,5 \text{ мм}$ .

Таким чином можна констатувати, що досліджувана канатно-роlikова муфта, в залежності від її конструктивних параметрів, характеризується в 7...35 разів нижчою радіальною жорсткістю і відповідно вищою компенсуючою здатністю ніж муфта із пружною зірочкою, що важливо для практики.

#### 4.7. Навантаження деталей муфт за наявності неспіввісності

Попередніми (п. 4.2) дослідженнями показано, що основним силовим фактором, що визначає навантаженість деталей муфти є натяг канатів. При роботі муфти в умовах неспіввісності матиме місце натяг каната  $F_{H\Delta}$  (4.43) як результат дії номінального, передаваного муфтою моменту (і відповідно робочого натягу  $F_H$ ) та додаткового натягу  $F_{\Delta} = F_{рад}$  від неспіввісності, який одночасно є радіальним зусиллям (4.41), що діятиме на неспіввісні вали.

$$F_{H\Delta} = F_H + F_{\Delta} = F_H + F_{рад}. \quad (4.43)$$

За зусиллям (4.43) необхідно оцінювати статичну міцність деталі муфти та затискні елементи для канатів.

На основі отриманих результатів (п. 4.6) далі встановлювали режим навантаження каната на прикладі модельної муфти (п. 4.5). На рис. 4.18 показано графік зміни сумарного натягу каната  $F_{H\Delta}$  (4.43) модельної муфти в залежності від кута її повороту при різних значеннях радіальної неспіввісності  $\Delta_r = 0,5 \text{ мм}; 1,5 \text{ мм}; 2,5 \text{ мм}; 3,5 \text{ мм}$ . Графіки побудовані за рахунок чисельного моделювання із використанням отриманих в п.п. 4.2 та 4.5 виразами для обчислення складових співвідношення (4.43) -  $F_H$  та  $F_{рад}$ .

Графіки на рис. 4.18 підтверджують, що натяг каната при роботі муфти в умовах радіальної неспіввісності змінюється за асиметричним знакопостійним циклом.

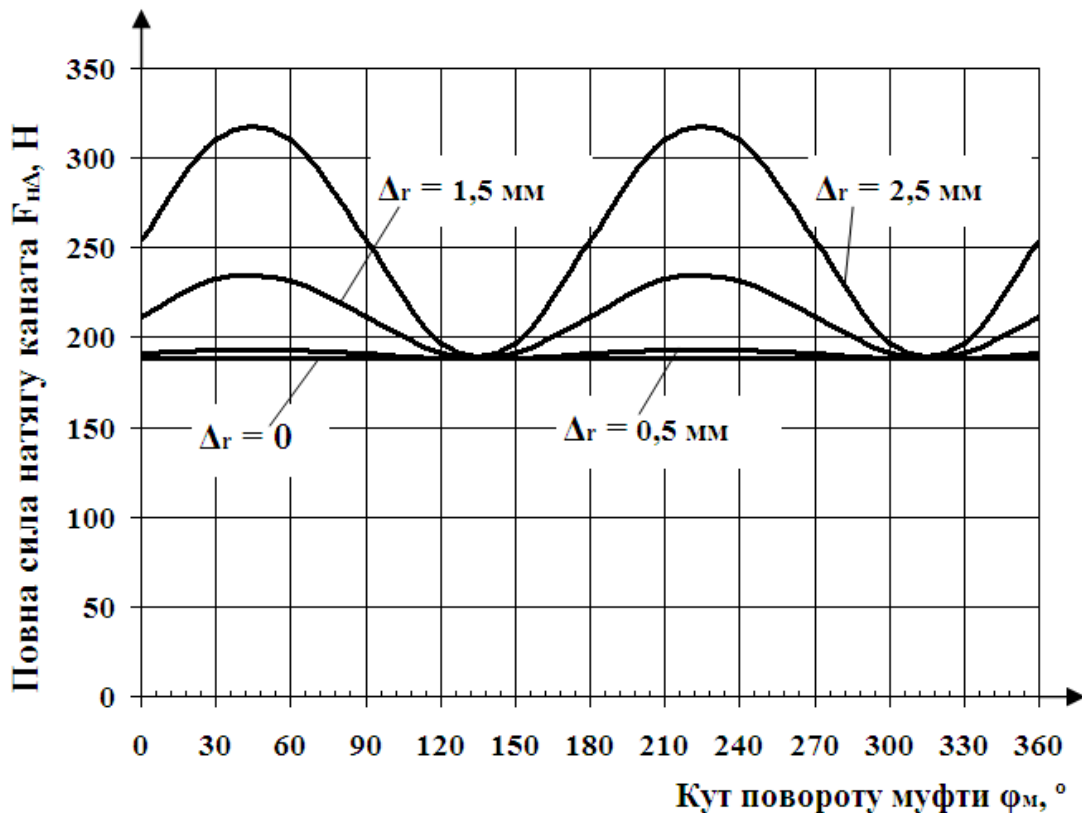


Рисунок 4.18 – Графік зміни видовження каната та радіального навантаження на вали

При чому зі збільшенням величини неспіввісності зростає амплітуда натягу та напружень розтягу в канаті, а коефіцієнт  $R$  асиметрії циклу [336] розтягу каната при обертанні муфти зменшується. Так при радіальній неспіввісності  $\Delta_r = 0,5$  мм сумарний максимальний натяг каната  $F_{H\Delta}$  збільшується (при куті повороту муфти приблизно  $50^\circ$ ) порівняно зі співвісною муфтою з 188 Н ( $\Delta_r = 0$ ) до 195 Н (збільшення на 3% ( $R = 0,96$ )), при радіальній неспіввісності  $\Delta_r = 1,5$  мм максимальний натяг становить уже близько 235 Н (збільшується на 25% ( $R = 0,80$ )) за наявності радіальної неспіввісності у  $\Delta_r = 2,5$  мм максимальний натяг каната становить вже 312 Н (приріст 70% ( $R = 0,60$ )), при подальшому зростанні радіального зміщення до  $\Delta_r = 3,5$  мм він становитиме 430 Н (більше за робочий натяг на 130% ( $R = 0,44$ )).

В п.п. 4.5 та 4.6 показано, що обидві складові виразу (4.43) залежать від конструктивних параметрів, зокрема від кута монтажного зміщення  $\xi$ , коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  та діаметра ролика, тому потрібно проаналізувати вплив цих параметрів на повний натяг каната (4.43) та відповідно навантаженість всієї муфти. Тому за отриманими в п.п. 4.5 та 4.6 виразами виконували чисельне моделювання роботи модельної муфти в умовах неспіввісності [337] з метою аналізу впливу конструктивних її параметрів на повний натяг каната муфти.

На першому етапі необхідно дослідити вплив кута монтажного зміщення  $\xi$ . Результати моделювання для цього етапу показані у вигляді графіків на рис. 4.19.

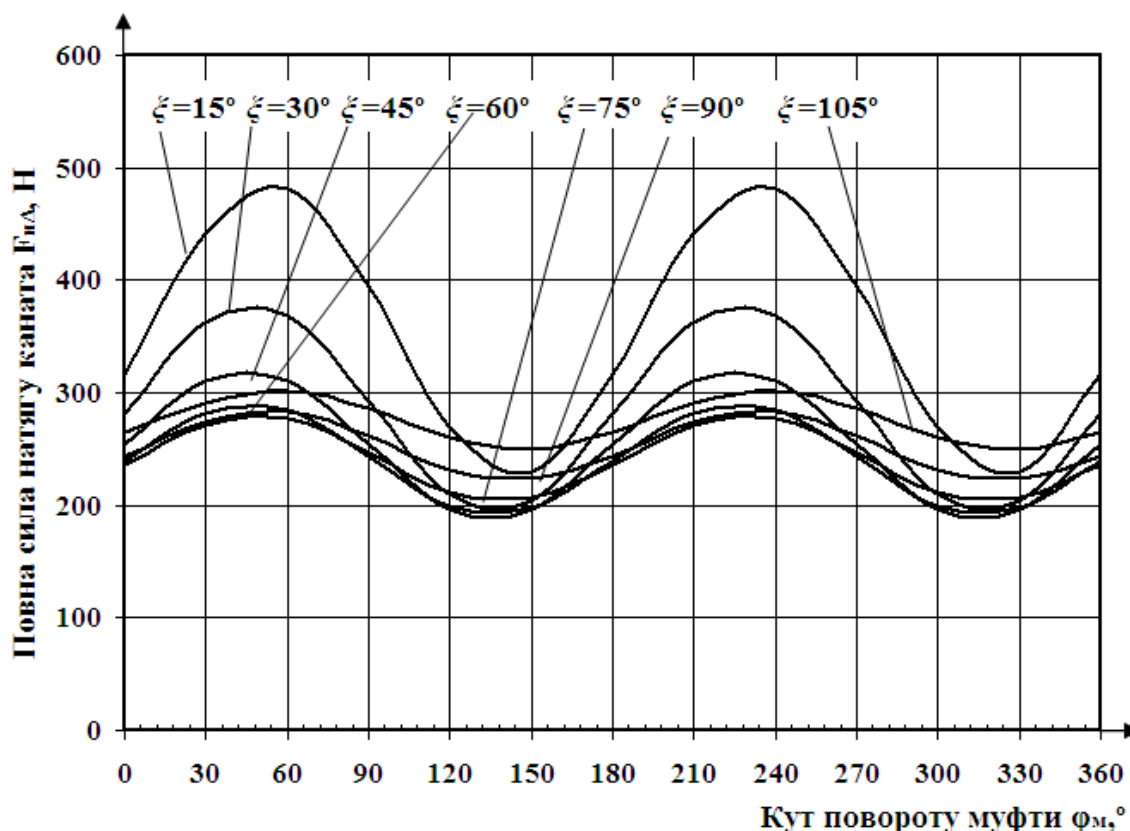


Рисунок 4.19– Графік залежності зміни повного натягу каната від кута монтажного зміщення

Графіки свідчать, що вплив кута радіального зміщення на повний натяг каната не є лінійним. Так, на початковому етапі, зі збільшенням кута монтажного зміщення натяг зменшується – якщо при  $\xi = 15^\circ$  найбільший натяг

становить  $F_{H\Delta} = 480$  Н, при  $\zeta = 30^\circ$   $F_{H\Delta} = 370$  Н (зменшується на 23%), при  $\zeta = 45^\circ$   $F_{H\Delta} = 310$  Н (зменшується на 35%), при  $\zeta = 60^\circ$   $F_{H\Delta} = 285$  Н (зменшується на 40%), то при  $\zeta = 75^\circ$   $F_{H\Delta} = 275$  Н (зменшується на 43%). Далі натяг починає зростати – при  $\zeta = 90^\circ$   $F_{H\Delta} = 282$  Н, а при  $\zeta = 105^\circ$   $F_{H\Delta} = 300$  Н. Тобто в даному випадку найбільш прийнятним кутом монтажного зміщення є кут  $\zeta = 75^\circ$ .

Тут треба відмітити, що мінімум повного натягу каната при роботі муфти в умовах неспіввісності має місце при  $\zeta = 75^\circ$ , а мінімум натягу у співвісній муфти при близько  $\zeta = 45^\circ$  (табл. 4.1). Тобто, якщо виконувати розрахунок та конструювання муфти з кутом  $\zeta = 45^\circ$ , то це при наявності радіальної неспіввісності у 2,5 мм забезпечує збільшення натягу каната порівняно з оптимальним в таких умовах кутом  $\zeta = 75^\circ$  на близько 13%, що не можна вважати значним приростом натягу, тобто кут монтажного зміщення, що забезпечує мінімальний натяг каната співвісній муфти є прийнятним для роботи муфт в умовах неспіввісності.

Таблиця 4.1 – Співвідношення натягів каната при різних величинах кута монтажного зміщення  $\zeta$

Кут монтажного зміщення $\zeta$	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°
Сила натягу каната при співвісних напівмуфтах $F_H$ , Н	227	195	<b>188</b>	193	<b>204</b>	222	250
Сумарна сила натягу каната при неспіввісних ( $\Delta_r = 2,5$ мм) напівмуфтах (максимальна) $F_{H\Delta}$ , Н	480	370	<b>310</b>	285	<b>275</b>	282	300

Виконане моделювання має практичне значення, тому що додатково ілюструє доцільність отримання побудованих у п. 4.4 номограм для визначення кута монтажного зміщення, що забезпечує мінімальний натяг каната при відомих інших розмірах муфти.

На наступному етапі вивчали вплив на натяг діаметра ролика, при цьому інші параметри муфти залишали незмінними (кут  $\zeta$  тут приймали  $45^\circ$ ) за виключенням діаметра ролика, який приймали послідовно  $d_p = 12$  мм; 24 мм; 36 мм. Результати моделювання представлені графіками на рис. 4.20.

Аналіз графіків на рис. 4.20 свідчить, що при  $d_p = 12$  мм найбільший натяг становить  $F_{H\Delta} = 345$  Н, то при збільшенні діаметра ролика в 2 рази до  $d_p = 24$  мм натяг становить  $F_{H\Delta} = 305$  Н (зменшується на 12%), а при збільшенні діаметра ролика в три рази порівняно з першим варіантом, до  $d_p = 36$  мм, він становить уже  $F_{H\Delta} = 280$  Н (зменшується на 19%). Таким чином, можна стверджувати, що діаметр ролика при інших незмінних розмірах доцільно обирати настільки більшим, настільки допустимо габаритами та компонованням муфти з метою зниження натягу каната та напружень згину в його дросинах. Це додатково ілюструє відома формула Рело ( $\sigma_{зз} = E_k \frac{d_k}{d_p}$ ), тобто при збільшенні втричі діаметра ролика в дросинах зовнішнього шару каната адекватно зменшуються напруження згину.

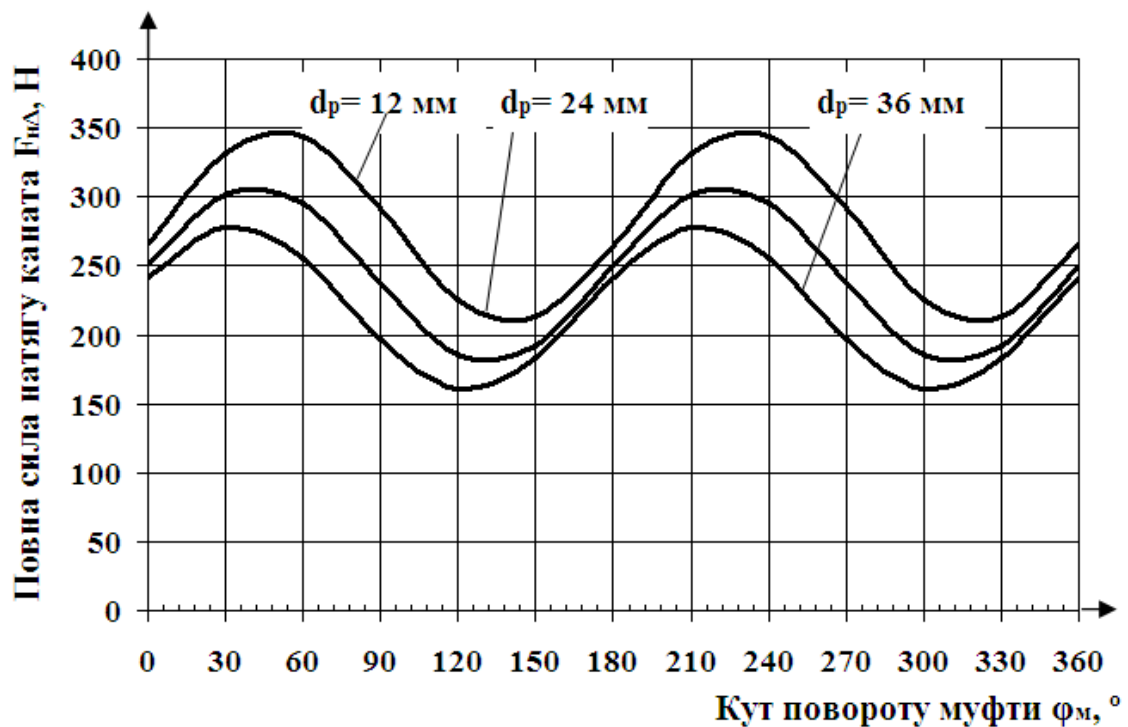


Рисунок 4.20 – Графік залежності зміни натягу каната від діаметра ролика

На подальшому етапі кількісним аналізом досліджено вплив співвідношення діаметрів зовнішньої та внутрішньої напівмуфт (коефіцієнта діаметра каната  $\psi_D = D_{зв} / D_{вн}$ ). При цьому діаметр внутрішньої напівмуфти залишали незмінним  $D_{вн} = 65$  мм (оскільки він залежить від діаметрів з'єднувальних ділянок валів), а зовнішній діаметр  $D_{зв}$  змінювали, варіюючи  $\psi_D$  -  $D_{зв} = 78$  мм ( $\psi_D = 1,2$ ); 143 мм ( $\psi_D = 2,2$ ); 208 мм ( $\psi_D = 3,2$ ). Далі визначали повний натяг каната за залежністю (4.43) та будували графіки, що показані на рис. 4.21.

Дані графіків (рис. 4.21) свідчать, що найменший натяг каната має місце при найбільшій різниці між діаметрами зовнішньої та внутрішньої напівмуфт. При коефіцієнті діаметрів  $\psi_D = 3,2$  має місце найменший сумарний натяг каната  $F_{H\Delta} = 275$  Н, по мірі зменшення коефіцієнта діаметрів збільшується натяг – при  $\psi_D = 2,2$  -  $F_{H\Delta} = 315$  Н (приріст 15%), при  $\psi_D = 1,2$  -  $F_{H\Delta} = 480$  Н (приріст 75%).

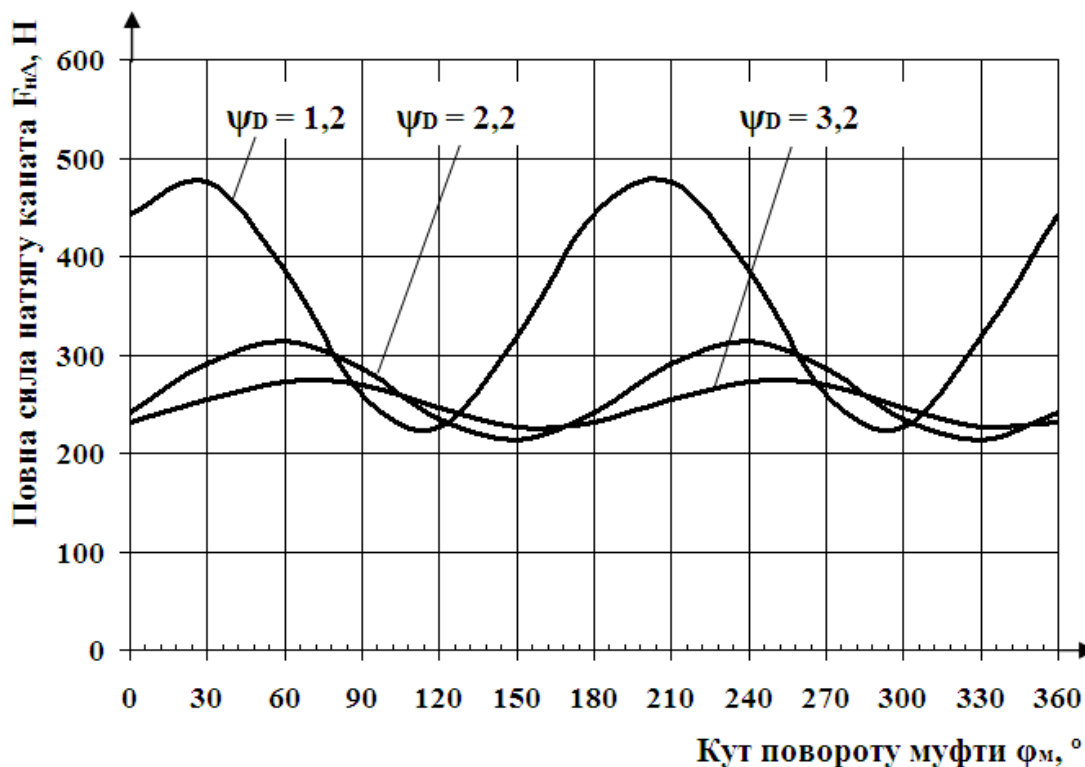


Рисунок 4.21 – Графік залежності зміни натягу каната від коефіцієнта діаметрів

Це свідчить, що при роботі в умовах значних неспіввісностей різницю між діаметрами доцільно збільшувати, очевидно для збільшення довжини каната і зниження відносного видовження, а значить і додаткового натягу від неспіввісності.

#### 4.8. Процес передачі енергії муфтами в умовах неспіввісності, коефіцієнт їх корисної дії

Механічні втрати в канатно-роликовій муфті складаються із втрат на подолання тертя роликів на своїх осях та втрат на згин канатів (втрат на подолання їх жорсткості) на роликах при роботі муфти в умовах неспіввісності. З огляду на це, для оцінки енергетичної ефективності застосування досліджуваної муфти у приводах, конструктору необхідно володіти відомостями про її коефіцієнт корисної дії (ККД). Для теоретичного визначення на першому етапі миттєвого ККД муфти розглянемо детально процес передачі нею енергії за рахунок аналізу схеми, показаної на рис. 4.22.

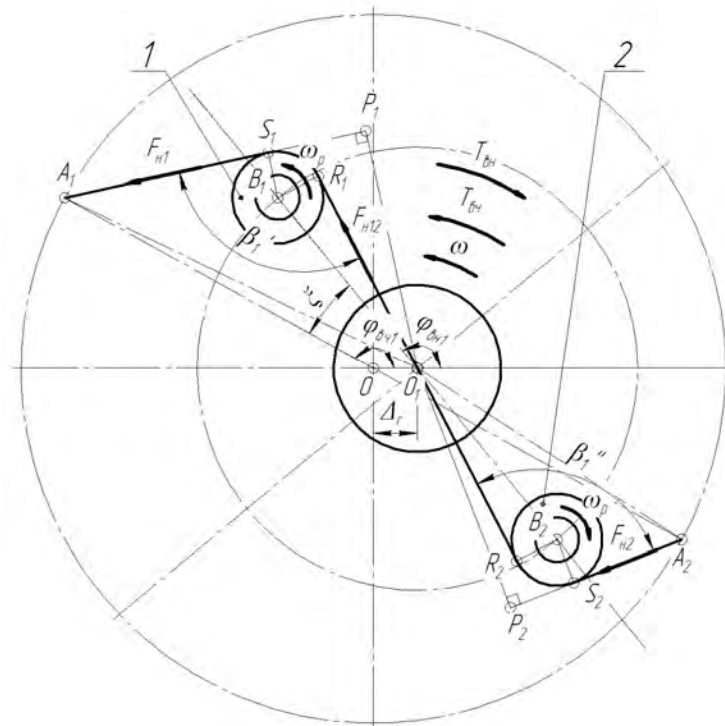


Рисунок 4.22 – Схема до визначення натягу гілок каната муфти



У будь-який момент часу обертальний момент  $T_{\text{вн}}$  веденої напівмуфти становитиме:

$$T_{\text{вн}} = F_{H1} \cdot O_1P_1 + F_{H2} \cdot O_1P_2 = F_{H2} (O_1P_1 + O_1P_2), \quad (4.44)$$

де  $F_{H1}$  - натяг ділянки каната  $A_1S_1$ , що в даний момент часу знаходиться над площиною радіального зміщення  $OO_1$ ;

$F_{H2}$  - натяг ділянки каната  $A_2S_2$ , що в даний момент часу знаходиться під площиною радіального зміщення  $OO_1$ .

Момент, який необхідно при цьому прикласти до ведучої напівмуфти  $T_{\text{вч}}$  звичайно буде більшим від  $T_{\text{вн}}$  за рахунок приросту зусилля  $F_{H1}$  порівняно із зусиллям  $F_{H2}$  через втрати на роликах ( $F_{H1} = F_{H2} + F_{\text{втр}}$ , де  $F_{\text{втр}}$  - приріст натягу каната, необхідний для подолання втрат), оскільки при обертанні муфти, що працює в умовах радіальної неспіввісності, канат в кожен момент часу фактично протягуватиметься через батарею з двох роликів 1 і 2 в той чи інший бік, що і спричинятиме їх знакозмінні повороти.

Ці процеси ілюструються зокрема тим, що довжина ділянки каната  $A_1S_1$ , яка лежить над площиною радіального зміщення  $OO_1$ , більша ніж довжина ділянки  $A_2S_2$  під цією площиною. Цей факт демонструють графіки показані на рис. 4.23, побудовані для модельної муфти, параметри якої наведено нижче, - при кутах повороту  $330^\circ \dots 150^\circ$  зростає довжина ділянки  $A_1S_1$  і зменшується довжина ділянки  $A_2S_2$ , а більший натяг  $F_{H1}$  при цьому матиме ділянка каната  $A_1S_1$ , яка збігає з ролика 1. Відповідно при кутах повороту  $150^\circ \dots 330^\circ$  зростає довжина ділянки  $A_2S_2$  і зменшується довжина ділянки  $A_1S_1$ , а найбільший натяг  $F_{H2}$  матиме ділянка каната  $A_2S_2$ , що збігає з ролика 2.

Однак втрати будуть наявні на протязі цілого оберту муфти. Тобто на протязі повного оберту муфти ролики здійснюватимуть зворотно-обертовий рух за рахунок реверсивного протягування через них каната. Наявність перемінних втрат додатково підтверджується зміною кутів  $\beta_2'$  та  $\beta_2''$  охоплення

канатом роликів 1 і 2 (і відповідно втрат на подолання жорсткості каната), яка лежить в протифазі до зміни довжини ділянок  $A_1S_1$  і  $A_2S_2$ .

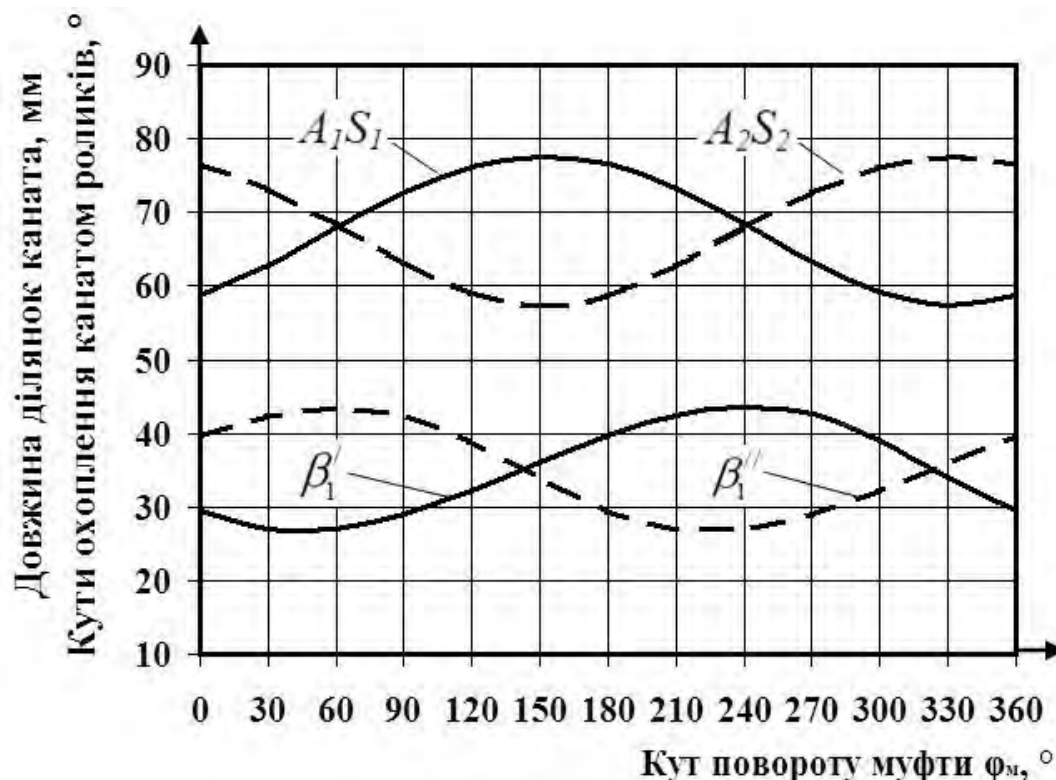


Рисунок 4.23 –Графік зміни довжини відрізків каната та кутів охоплення роликів за один оберт муфти

Розглянемо далі роботу муфти для випадку, коли збільшується довжина ділянки  $A_1S_1$  і зменшується довжина ділянки  $A_2S_2$ . При цьому канат протягується силою  $F_{H1}$  через ролики 1 і 2, долаючи при цьому корисний опір  $F_{H2}$  та втрати на тертя роликів на своїх осях і втрати на згин канатів на роликах, що враховується для обчислення ККД муфти. При такому рухові каната найменший натяг  $F_{H2}$  буде мати ділянка каната  $A_2S_2$ , що розташована на вході каната в контакт з роликом 2. Натяг каната  $F_{H12}$  на ділянці  $R_2R_1$  між роликами 2 та 1 буде більшим від натягу  $F_{H2}$  на величину втрат на ролик 2, а натяг  $F_{H1}$  каната на ділянці  $A_1S_1$  буде відповідно більшим від натягу  $F_{H12}$  також на величину зусилля достатнього для подолання означених втрат, але вже на ролик 1.

Тоді в загальному вигляді можна записати співвідношення:

$$1 + \psi_{mрi} + \psi_{жi} = \frac{F_{H12}}{F_{H2}} = \frac{F_{H1}}{F_{H12}}, \quad (4.45)$$

де  $\psi_{mрi}$  та  $\psi_{жi}$  - коефіцієнти втрат на тертя роликів на своїх осях та втрат на подолання жорсткості каната.

В загальному вигляді коефіцієнт втрат  $\psi_{mp}$  на тертя ролика діаметром  $d_p$  на осі діаметром  $d_o$  може бути обчислений за співвідношенням (з урахуванням (4.4))

$$\psi_{mp} = \frac{F_{mp} d_o}{F_H d_p} = \frac{F_r f d_o}{F_H d_p} = f \frac{d_o}{d_p} \sqrt{2 + 2 \cos \beta_1^i}. \quad (4.46)$$

Коефіцієнт втрат на подолання жорсткості каната при згині його на ролику обчислюватимемо за формулою проф. Б.С. Ковальського [338], оскільки вона, не зважаючи на відносну простоту, показала задовільну збіжність з дослідними даними

$$\psi_{ж} = c \left( \frac{d_{\kappa}}{d_p} \right)^2, \quad (4.47)$$

де  $c = 4...5$  – коефіцієнт пропорційності, що практично не залежить від кута охоплення ролика канатом.

Оскільки кут охоплення ролика канатом змінюється на протязі одного оберту муфти, то змінюватиметься і величина втрат на тертя. Тому, позначивши  $\psi_{mp1}$  та  $\psi_{mp2}$  - коефіцієнти втрат на тертя на першому та другому роликах, отримаємо вираз для моменту  $T_{вч}$ , що його необхідно прикласти до ведучої напівмуфти

$$\begin{aligned} T_{вч} &= F_{H1} \times O_1 P_1 + F_{H2} \times O_1 P_2 = \\ &= F_{H12} (1 + \psi_{mp} + \psi_{ж}) O_1 P_1 + F_{H2} \times O_1 P_2 = \\ &= F_{H2} (1 + \psi_{mp1} + \psi_{ж}) (1 + \psi_{mp2} + \psi_{ж}) O_1 P_1 + F_{H2} \times O_1 P_2 = \\ &= F_{H2} ((1 + \psi_{mp1} + \psi_{ж}) (1 + \psi_{mp2} + \psi_{ж}) O_1 P_1 + O_1 P_2). \end{aligned} \quad (4.48)$$

Тоді можна записати вираз для миттєвого ККД муфти [339]:

$$\eta_{\text{мит}} = \frac{T_{\text{вн}}}{T_{\text{вч}}} = \frac{O_1P_1 + O_1P_2}{(1 + \psi_{\text{мп1}} + \psi_{\text{жс}})(1 + \psi_{\text{мп2}} + \psi_{\text{жс}})O_1P_1 + O_1P_2}. \quad (4.49)$$

У випадку нехтування різницею між кутами охоплення роликів канатом та відповідно різницею втрат на тертя (прирівнявши кути охоплення роликів муфти за наявності неспіввісності до кута охоплення роликів співвісної муфти  $\beta'_1 = \beta''_1 = \beta_1$ ), а також різницею між плечима дії сил натягу каната  $O_1P_1$  та  $O_1P_2$  (прирівнявши їх величину у неспіввісній муфті до величини відповідного плеча співвісної муфти,  $O_1P_1 = O_1P_2 = OP$ ), матимемо вираз для обчислення середнього ККД муфти

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{2}{(1 + \psi_{\text{мп}} + \psi_{\text{жс}})^2 + 1}. \quad (4.50)$$

Або після підстановки виразів для коефіцієнтів втрат на тертя та згин каната отримаємо

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{2}{\left[ 1 + f \frac{d_o}{d_p} \sqrt{2 + 2 \cos \beta_1} + c \left( \frac{d_k}{d_p} \right)^2 \right]^2 + 1}. \quad (4.51)$$

З метою оцінки можливості та доцільності користування отриманими співвідношеннями виконано чисельне моделювання для наступних параметрів муфти  $D_{\text{зв}} = 120$  мм,  $D_{\text{вн}} = 65$  мм,  $d_p = 20$  мм,  $d_o = 8$  мм,  $d_k = 2$  мм,  $f = 0,02$  (сталеві вісь – бронзовий ролик),  $c = 4$ . Іншим параметрам муфти навмисне надали збільшених значень, які навряд чи матимуть місце при експлуатації з метою забезпечення наочності. Так радіальне зміщення модельної муфти для наочності приймали  $\Delta_r = 10$  мм, а кут монтажного зміщення  $\xi = 90^\circ$ . Графік зміни миттєвого ККД за один оберт муфти при цьому показано на рис. 4.24 суцільною лінією, а середній ККД – штриховою лінією.

З графіка видно, що відмінність між найменшим і найбільшим миттєвим ККД (0,930 та 0,938), визначеним за (4.49) та середнім ККД (0,935) (4.51) не

перевищує 0,5%, а при менших значеннях радіальної неспіввісності  $\Delta_r$ , ближчих до практики експлуатації муфт, відмінність є ще меншою (наприклад при  $\Delta_r = 2,5$  мм та незмінних інших параметрах муфти миттєвий ККД матиме екстремальні значення 0,932 та 0,938, а середній ККД – 0,934). Наведені дані свідчать про можливість користування виразом (4.51) для обчислення ККД канатно-роlikової муфти.

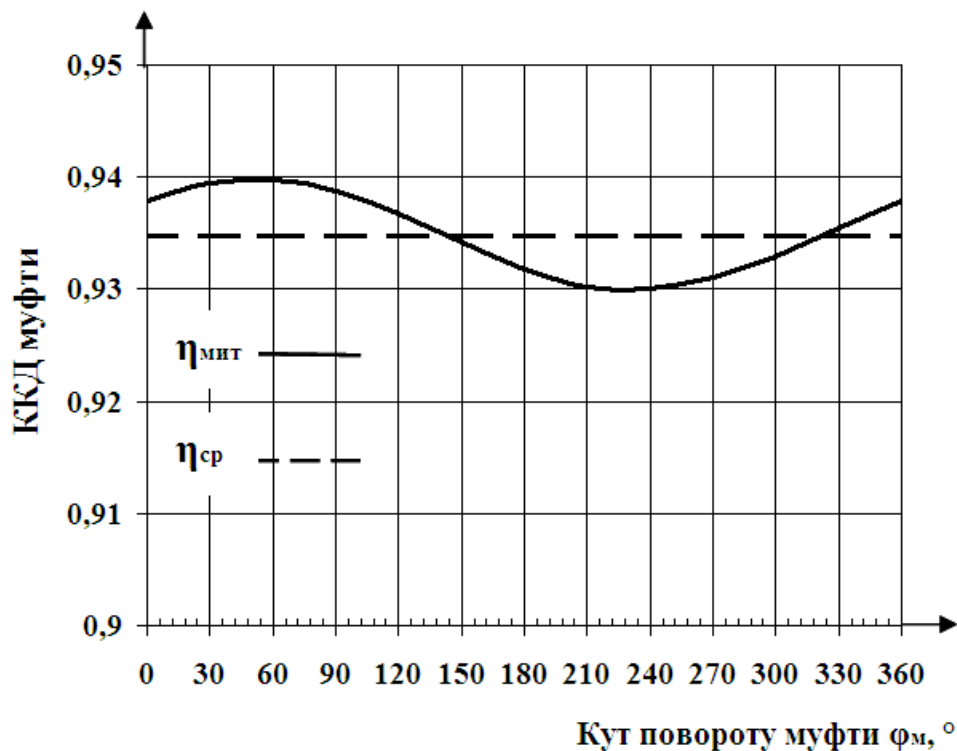


Рисунок 4.24 – Графік зміни миттєвого ККД за один оберт муфти

З урахуванням отриманого проміжного висновку про можливість застосування виразу (4.51) для обчислення ККД муфти на наступному етапі досліджували вплив конструктивних параметрів на середній ККД муфти на прикладі модельної муфти з параметрами наведеними вище. Зокрема отримані в результаті моделювання на графіку рис. 4.25 дані свідчать про незначний вплив значення кута монтажного зміщення на величину середнього ККД – при збільшенні кута монтажного зміщення в 6 разів (з  $20^\circ$  до  $120^\circ$ ) ККД зменшується лише на 0,74% (з 0,941 до 0,934).

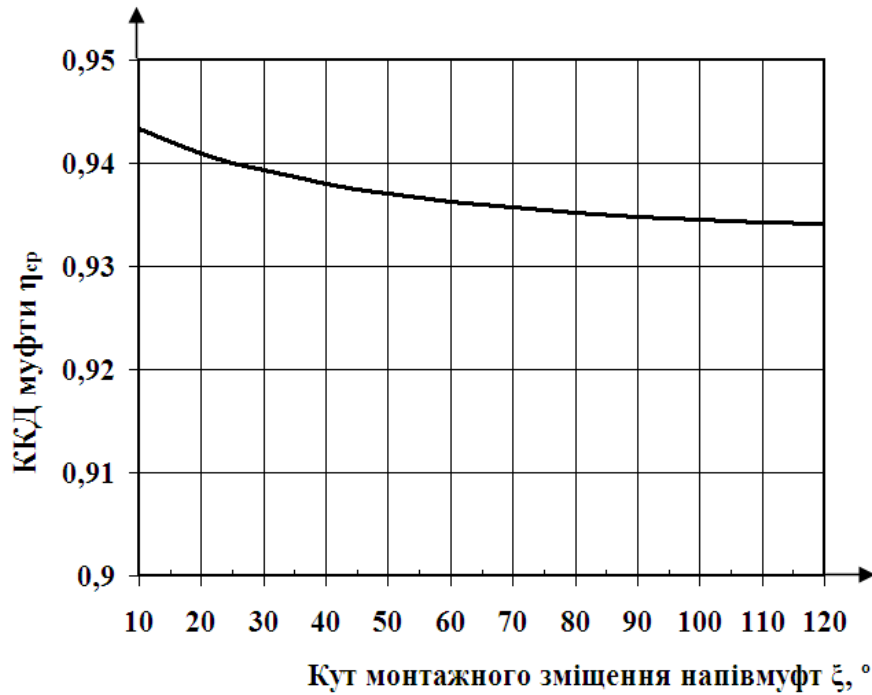


Рисунок 4.25 – Графік залежності середнього ККД муфти від кута монтажного зміщення

Незначним є вплив на ККД також різниці між діаметрами напівмуфт  $D_{\text{зв}}$  та  $D_{\text{вн}}$ , що ілюструється рис. 4.26 (тут  $\xi = 45^{\circ}$ ).

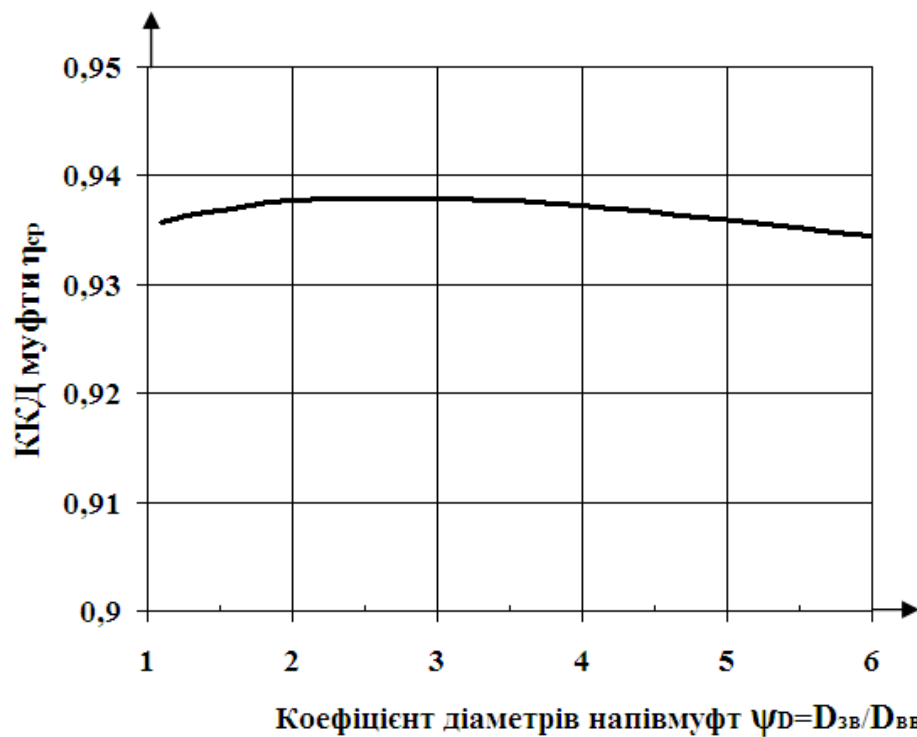


Рисунок 4.26 – Графік залежності середнього ККД муфти від коефіцієнта діаметрів напівмуфт

Так, максимальним є ККД при трикратній різниці між діаметрами ( $\psi_D = 3$ ,  $\eta_{cp} = 0,938$ ), а при збільшенні коефіцієнта діаметрів до шести ( $\psi_D = 6$ ) ККД незначно (на 0,43%) зменшується (при  $\psi_D = 6$   $\eta_{cp} = 0,934$ ). Збільшення діаметрів роликів дозволяє збільшити ККД муфти за рахунок зменшення моменту та втрат на тертя, що ілюструється графіком на рис. 4.27. Так збільшення діаметра ролика в три рази ( $\psi_{pD}$  на графіку збільшується з 0,15 до 0,45) може стати причиною підвищення ККД муфти на 4% (з 0,935 до 0,975), що зайвий раз ілюструє доцільність збільшення діаметра ролика до конструктивно можливих меж.

Аналогічний вплив на ККД муфти має коефіцієнт діаметра осі відносно ролика  $\psi_{po} = d_p / d_o$ , однак цей вплив менш значний (рис. 4.28) – при зменшенні діаметра осі в два рази (зміні  $\psi_{po}$  з 1,5 до 3,0) ККД підвищується всього близько на 1%.

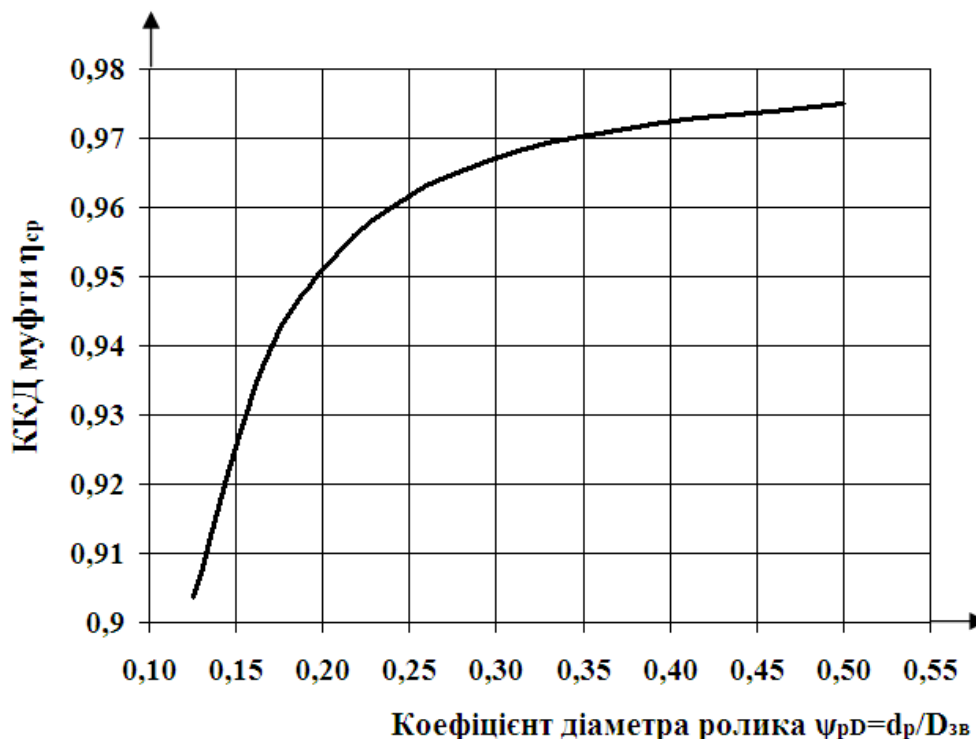


Рисунок 4.27 – Графік залежності середнього ККД муфти від коефіцієнта діаметру ролика

Дані рис. 4.29 дозволяють прослідкувати вплив на ККД муфти коефіцієнта тертя ковзання  $f$  роликів на своїх осях, що дозволяє зробити наступні висновки про експлуатаційні особливості муфти вибір та матеріалів її деталей на етапі проектування. Так можна констатувати, що енергетична ефективність муфти залежить від якості її технічного обслуговування та догляду за нею, оскільки збільшення коефіцієнту тертя  $f$ , наприклад через відсутність мащення, з 0,02 до 0,20, призводить до зниження ККД з 0,937 до 0,815 (на 13%). З цієї ж причини не можна при сталевих осях роликів рекомендувати виготовлення роликів також зі сталі через можливість їх «прихоплювання» до осей, не зважаючи на привабливість такого варіанту з точки зору ресурсозбереження.

З точки зору зниження ККД муфти не можна також рекомендувати виготовлення роликів з пластмас через значний коефіцієнт тертя «сталі по пластмасах», хоча з точки зору підвищення довговічності каната такий варіант є бажаним.

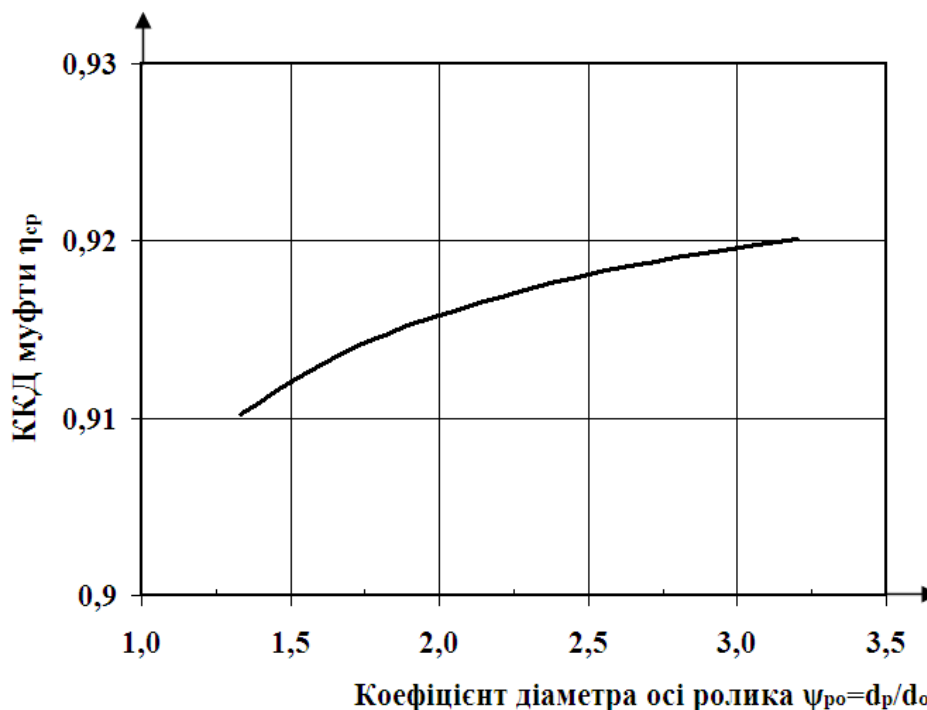


Рисунок 4.28 – Графік залежності середнього ККД муфти від коефіцієнта діаметра осі ролика



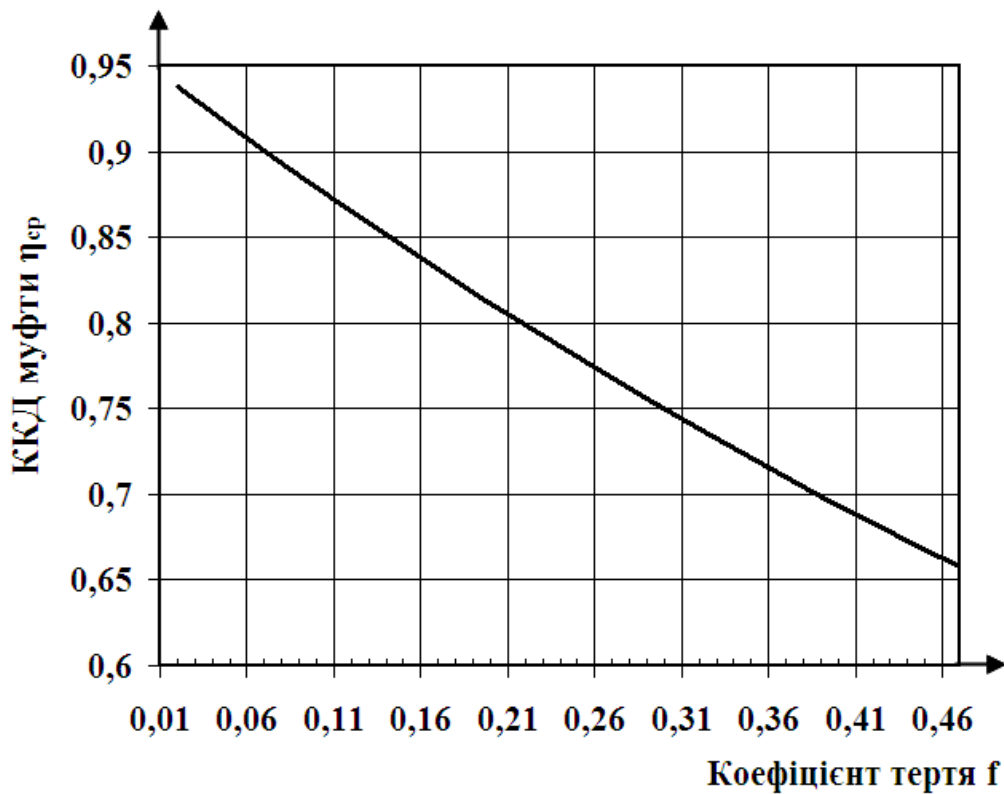


Рисунок 4.29 – Графік залежності середнього ККД муфти від коефіцієнта тертя в парі «ролик-вісь»

Тому при невеликих розмірах муфт ролики доцільно виконувати цілком з антифрикційних матеріалів, а при достатніх для цього їх розмірах - постановку підшипникових втулок з антифрикційних матеріалів у ролики з матеріалів із меншою твердістю ніж матеріал каната для підвищення довговічності останнього. У муфтах великих розмірів пропонується підвищення енергетичної ефективності виконувати за рахунок встановлення в опори роликів підшипників кочення. Це дещо ускладнює конструкцію, але покращує енергетичну ефективність за рахунок підвищення ККД опор роликів. Так для модельної муфти (рис. 4.23) у випадку застосування підшипників кочення ( $\psi_{\text{тр}} = 0,005$ ) можна отримати середній ККД муфти  $\eta_{\text{ср}}^{\text{коч}} = 0,948$  (для підшипників ковзання в цьому випадку  $\eta_{\text{ср}}^{\text{ковз}} = 0,935$ ).

## **4.9. Експериментальне дослідження коефіцієнта корисної дії канатно-роликкових муфт**

### **4.9.1. Обладнання, оснащення та матеріали**

Експериментальне визначення ККД канатно-роликкових муфт в умовах неспіввісності виконували з метою оцінки достовірності запропонованих моделей передачі енергії (зокрема впливу на ККД діаметра встановлених роликів і кута монтажного зміщення), та можливості впровадження згаданих моделей у практику розрахунку приводів, оснащених такими муфтами.

Дослідження виконували на приладі ДП-5К (виробництва експериментально-дослідного заводу Ленінградського кораблебудівного інституту [340, 341]) для дослідження роботи планетарного редуктора (рис. 4.30). Прилад (табл. 4.2) містить основу, до якої на литому кронштейні прикріплено електродвигун.

Статор електродвигуна 3 закріплено на двох рамках, осі яких вільно обертаються в двох кулькових підшипниках, що встановлені в кронштейні, тобто можуть обертатися разом зі статором навколо загальної осі з якорем і утворюють балансірну конструкцію електродвигуна. Якір електродвигуна через еластичну муфту сполучено зі вхідним валом досліджуваного об'єкта 4 (в нашому випадку від базового редуктора залишається лише корпус, в середині якого встановлюється досліджувана муфта). До лівого боку кронштейна прикріплено циліндричний корпус з тахометром 1, що показує частоту обертання електродвигуна. Для зменшення коливань стрілки на пружину наклеєний гумовий демпфер.

Навантажувальний пристрій зі статором 5 являє собою магнітне порошкове гальмо, що служить для створення потрібного гальмівного моменту на вихідного валу досліджуваного об'єкта, що імітує його робоче навантаження. Принцип дії навантажувального пристрою засновано на здатності намагніченого середовища здійснювати опір переміщенню в ньому феромагнітних тіл. В якості намагніченого середовища застосовано рідку суміш мінерального мастила та карбонільного порошку.

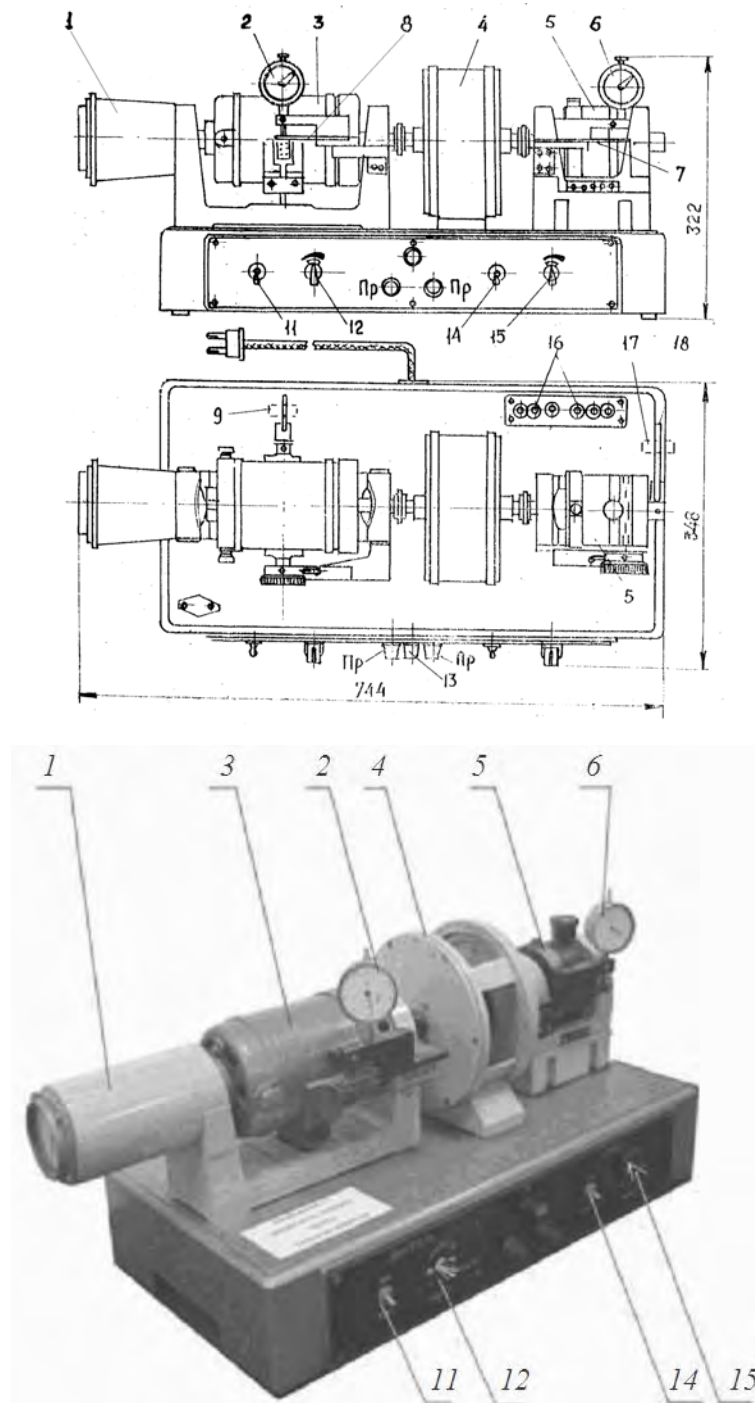


Рисунок 4.30 – Прилад ДП-5К для визначення ККД муфт (схема та фотографія): 1 – тахометр; 2 – індикатор вимірювальної пружини електродвигуна; 3 – електродвигун; 4 – досліджуваний об'єкт; 5 – навантажувальний пристрій; 6 – індикатор вимірювальної пружини навантажувального пристрою; 7 – пружина вимірювальна навантажувального пристрою; 8 - пружина вимірювальна електродвигуна; 9, 17 – вантаж градуювальний; 10, 18 – важіль градуювальний пружини вимірювальної; 11 – тумблер вмикання електродвигуна; 12 – ручка регулювання частоти обертання електродвигуна; 13 – лампа контрольна; 14 – тумблер вмикання навантажувального пристрою; 15 – ручка регулювання гальмівного моменту навантажувального пристрою; 16 – клема підключення до осцилографа.

Для встановлення на описану установку досліджуваної моделі канатно-роlikової муфти виконували удосконалення установки. Муфту встановлювали в корпусі 1 (рис. 4.31), де в базовому варіанті було встановлено елементи планетарного редуктора. Корпус закрито кришками 2 та 3, де встановлено корпуси підшипників 4 та 5. У корпусі 5 встановлено на підшипниках вал 6, на якому з одного боку встановлено зовнішню напівмуфту 7 досліджуваної муфти, а з іншого боку напівмуфту 8 для сполучення вала 6 з двигуном 3 (рис. 4.30). Корпус 4 містить встановлений на підшипниках вал 9, на якому всередині корпуса встановлено внутрішню напівмуфту 10 досліджуваної муфти, а зовні корпуса напівмуфту 11 для сполучення з валом навантажувального пристрою 5 (рис. 4.30). Отвір під установку підшипників у корпусі 4 розточений з ексцентриситетом відносно його базової поверхні, що забезпечує роботу досліджуваної муфти в умовах радіальної неспіввісності  $\Delta_r = 5$  мм. У внутрішній напівмуфті 10 встановлено на осях роликів 12, а у зовнішній напівмуфті 7 встановлено пальці 13, у яких закріплено кінці каната 14. Таке удосконалення потребує встановлення навантажувального пристрою 5 (рис. 4.30) на шліфовані підкладки висотою 5 мм.

Основними елементами навантажувального пристрою (рис. 4.32) є нерухома опора 12, в якій на підшипниках 14 та 19 встановлено вузол статора, а також вузол ротора, що обертається в підшипниках 11 і 20 всередині вузла статора, основним елементом якого є корпус 10.

Корпус 10 одночасно є осердям електрообмотки 9. У кришку 2 вкручена маслянка 6 для заливання магнітної суміші в порожнину Б), та пробка 18 для її зливу. Ядро 8 електрообмотки 9 містить пробку 7 для контролю рівня магнітної суміші. Вузол ротора складається з валу 13, на одному кінці якого закріплено власне ротор 3 з барабаном 4, що обертається в зазорі між ядром 8, осердям 10 та електрообмоткою 9, а інший кінець вала за рахунок напівмуфти 1 сполучається з вихідним валом досліджуваного об'єкта.

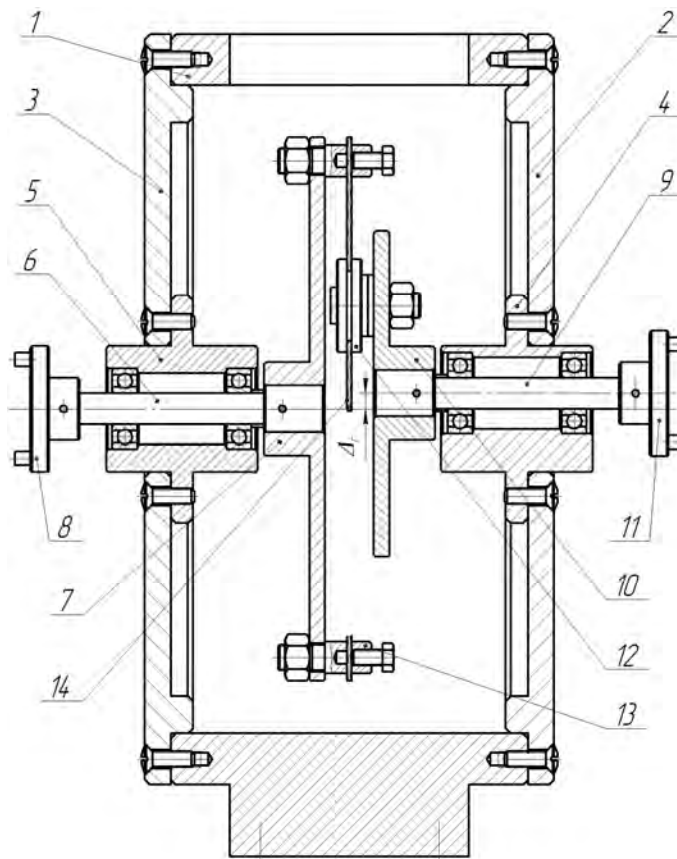


Рисунок 4.31 – Схема установки муфти під час експериментів:

1 – корпус; 2, 3 – кришки; 4, 5 – корпуси підшипників; 6, 9 – вали; 7, 10 – напівмуфти досліджуваної муфти; 8, 11 – напівмуфти; 12 – ролик; 13 – палець для закріплення каната; 14 – канат.

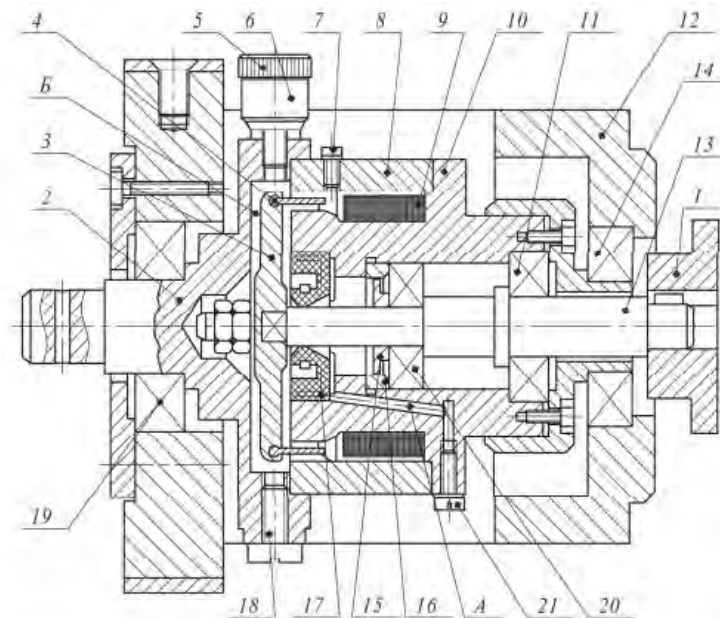


Рисунок 4.32 – Схема навантажувального пристрою приладу ДП-5К:

1 – напівмуфта пружної муфти вихідного вала; 2 – кришка; 3 – ротор; 4 – барабан; 5 – кришка маслянки; 6 – маслянка; 7, 21 – пробка; 8 – ярмо електрообмотки; 9 – електрообмотка; 10 – корпус статора (осердя); 11, 14, 19, 20 – підшипник; 12 – корпус; 13 – вал; 15 – кільце мастиловідбивне; 16 – кільце упорне; 17 – манжета; 18 – пробка зливна; А – канал дренажний; Б – порожнина робоча.

Для унеможливлення витікання магнітної суміші з порожнини *Б* в корпусі статора 10 встановлені манжета 17 та два кільця – мастиловідбивне 15 та упорне 16. В корпусі статора 10 виконані канали *А* призначені для збору малих протікань магнітної суміші, а гвинтова пробка 21 призначена для зливу цієї суміші. В залежності від сили струму, що подається в обмотку 9, змінюється в'язкість магнітної суміші в порожнині *Б* і тим самим змінюється опір обертання ротора з барабаном 4, що призводить до виникнення реактивного моменту на статорі і його повороту в підшипниках 14 та 19.

При подачі струму на електрообмотку навантажувального пристрою він створюватиме момент опору на валу досліджуваного об'єкту і одночасно повертає статор 5 (рис. 4.30), що тисне на пласку пружину 7, деформація якої передається на шток індикатора годинникового типу 6 (типу ИЧ-10 ГОСТ 577 з ціною поділки 0,01 мм), що дозволяє обчислити момент опору  $T_{on}$ .

Таблиця 4.2 – Технічні характеристики приладу ДП-5К

№ з/п	Найменування параметра	Значення
1	Електродвигун	
1.1	Тип електродвигуна	МУН-2С
1.2	Потужність, Вт	20
1.3	Робоча напруга, В (струм постійний)	110
1.4	Номінальна частота обертання, хв <sup>-1</sup>	1000
1.5	Діапазон зміни обертів, хв <sup>-1</sup>	0...1000
1.6	Номінальний момент на валу, Н·м	0,2
1.7	Максимальний момент на валу, Н·м	0,5
2	Навантажувальний пристрій	
2.1	Максимальний гальмівний момент, Н·м	3,0
2.2	Максимальна потужність гальмування, Вт	10
2.3	Робоча напруга, В (струм постійний)	110

Продовження таблиці 4.2

№ з/п	Найменування параметра	Значення
3	Тахометр	
3.1	Тип тахометра	8ТМ
3.2	Робочий діапазон вимірювання, хв <sup>-1</sup>	450...1500
3.3	Ціна поділки, хв <sup>-1</sup>	20
3.4	Передавальне відношення від двигуна до тахометра	1:1
4	Маса приладу, кг	28

Аналогічним чином рушійний момент  $T_{руш}$  обчислюється через деформацію вимірювальної пружини 8, що встановлена на кронштейні електродвигуна, навантажується за рахунок повороту статора електродвигуна у своїх підшипниках і взаємодіє з індикатором годинникового типу 2.

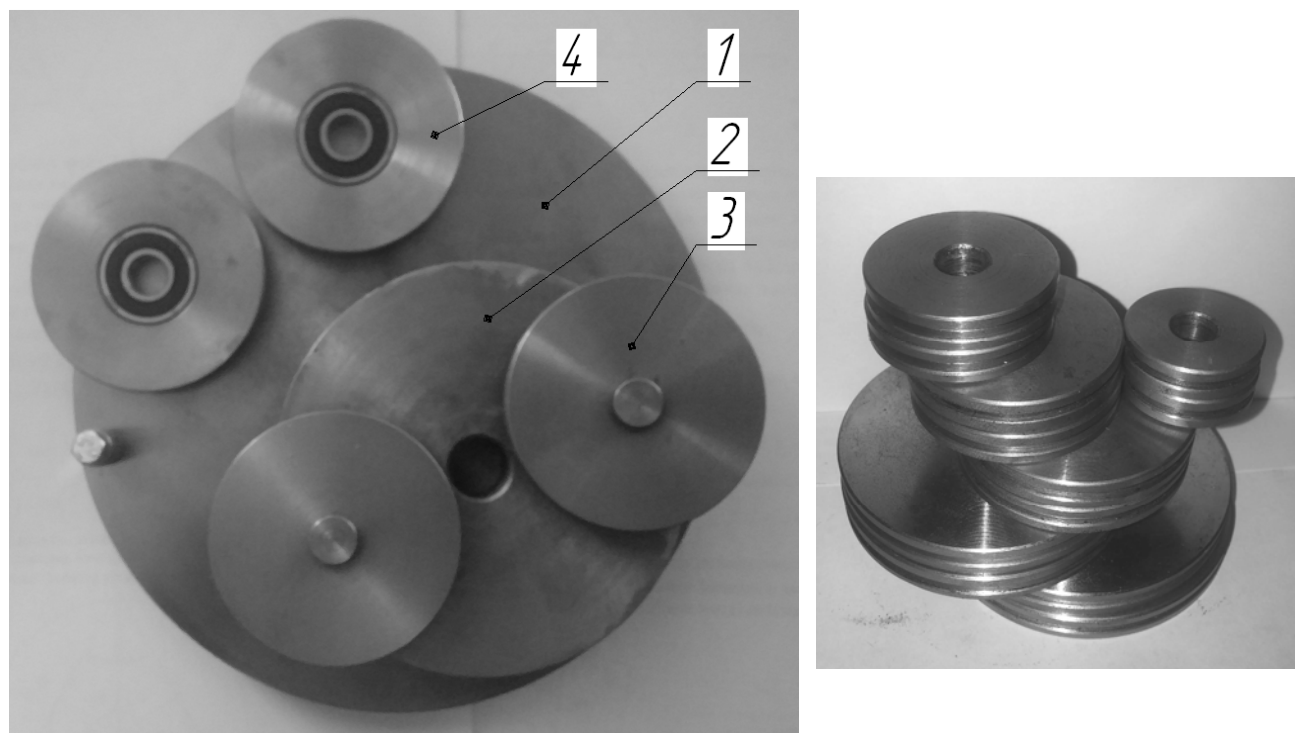
Пружини вимірювальних пристроїв попередньо градууються за рахунок чого їх деформації по відхиленню стрілок індикаторів показують величини моментів  $T_{руш}$  і  $T_{он}$ . Градування виконується пристроях при непрацюючому двигуні із застосуванням градуовального оснащення, що складаються із важелів 10, 18 та вантажів 9 ( $m_1 = 0,1$  кг), 17 ( $m_2 = 1,0$  кг).

Панель керування містить тумблер 11 вмикання електродвигуна, ручку реостата 12, що дозволяє безступінчасто регулювати частоту обертання електродвигуна, контрольну лампу 13 (горить коли двигун знаходиться під струмом), тумблер 14 вмикання навантажувального пристрою та ручку реостата 15, що регулює струм в електромагніті навантажувального пристрою.

Для виконання дослідів було виготовлено натурний зразок канатно-роликової муфти (рис. 4.33) із наступними параметрами. Діаметри розташування осей роликів та закріплення кінців канатів  $D_{3g} = 160$  мм,  $D_{en} = 80$  мм ( $\psi_D = 2$ ).

Оскільки однією із задач експериментів було виконати оцінку впливу на ККД муфти діаметрів встановлених роликів, то виготовлено декілька їх комплектів з розгорнутими отворами діаметром 10 мм, призначених для

установки на шліфовані осі, що закріплювались на внутрішній напівмуфті 10 (рис. 4.31). Діаметри роликів (по центру каната), відповідні їм коефіцієнти діаметрів  $\psi_{pD} = d_p / D_{36}$  та довжини канатів наведені в табл. 4.3. Оскільки згадані ролики зі своїми осями утворювали пари ковзання «сталь по сталі» з мащенням консистентною змазкою, то додатково було виготовлено ролики діаметром 56 мм з отворами діаметром 26 мм під установку підшипників кочення 80100 ГОСТ 7242.



а)

б)

Рисунок 4.33 – Елементи дослідного зразка муфти:

- а): 1 – зовнішня напівмуфта; 2 – внутрішня напівмуфта зі встановленими роликами 3 на підшипниках ковзання; 4 – ролики із запресованими підшипниками кочення;  
б) – комплекти змінних роликів.

Вплив кута монтажного зміщення  $\zeta$  на ККД муфти досліджували за рахунок зміни довжини каната  $L_k$  (канат конструкції 6×7 за ISO 2408 діаметром  $d_k = 1,5$  мм), який для цього розрізали на кілька частин (табл. 4.4). Ролики в цій серії експериментів встановлювали діаметром  $d_p = 56$  мм (в тому числі на підшипниках кочення).



Таблиця 4.3 – Діаметри роликів експериментального зразка муфти

Діаметр ролика $d_p$ , мм	Коефіцієнт діаметра ролика відносно зовнішнього діаметра напівмуфти $\psi_{pD}$	Кут монтажного зміщення $\zeta$ , °	Довжина каната $L_k$ , мм
24	0,15	45	245
32	0,20		260
40	0,25		276
48	0,30		295
56	0,35		315
64	0,40		335
72	0,45		360

Таблиця 4.4 – Кути монтажного зміщення експериментального зразка муфти

Кут монтажного зміщення $\zeta$ , °	Довжина каната $L_k$ , мм
15	245
30	280
45	315
60	350
75	382
90	412
105	441
120	466

#### 4.9.2. Алгоритм виконання дослідів та оброблення їх результатів

До початку виконання експериментів виконували градування плоских вимірювальних пружин 7 та 8 (рис. 4.30) за допомогою вантажів 9 та 17 і відповідних важелів довжиною 210 мм з ціною поділки 30 мм (для електродвигуна) та 240 мм з ціною поділки 40 мм (для гальма).

Градування виконували в наступному порядку:

1. До встановлення важелів та вантажів індикатори встановили на нуль;
2. Закріпили відповідні важелі на рамках електродвигуна та гальма і встановили на перших відмітках важелів (координати  $l_1 = 30$  мм та  $L_1 = 40$  мм) відповідні вантажі. Згідно показань індикаторів 2 (електродвигуна) та 6 (гальма) визначали прогини пласких вимірювальних пружин  $\lambda_{1i}$  та  $\lambda_{2i}$  у поділках;
3. Послідовно пересували вантажі на наступні відмітки важелів (координати  $l_2 = 60$  мм,  $l_3 = 90$  мм,  $l_4 = 120$  мм,  $L_2 = 80$  мм,  $L_3 = 120$  мм,  $L_4 = 160$  мм), вимірювали відповідні прогини  $\lambda_{1i}$  та  $\lambda_{2i}$  та заповнювали градувальну таблицю 4.5;

Таблиця 4.5 – Градувальна таблиця індикаторів приладу ДП-5К

$m_1, \text{кг}$	$l_i, \text{мм}$	$\lambda_{1i}, \text{поділок}$	$K_{руш}, \left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{поділка}} \right]$
0,1	30	41	2,56
	60	52	2,59
	90	68	2,42
	120	80	2,44
Середнє значення			2,50
$m_2, \text{кг}$	$L_i, \text{мм}$	$\lambda_{2i}, \text{поділок}$	$K_{он}, \left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{поділка}} \right]$
1,0	40	25	20,0
	80	44	20,5
	120	64	20,3
	160	88	19,3
Середнє значення			20,0

4. Ціни поділок індикаторів 2 та 6 визначали за формулами

$$K_{руш} = 10 \frac{m_1(l_i + r)}{\lambda_{1i}}, \left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{поділка}} \right],$$

$$K_{он} = 10 \frac{m_2(L_i + R)}{\lambda_{2i}}, \left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{поділка}} \right],$$

де  $r = 75$  мм – відстань від осі вала електродвигуна до нульової поділки важеля;

$R = 10$  мм – відстань від осі вала гальма до нульової поділки важеля.

5. За даними табл. 4.5 обчислювали середні значення ціни поділок індикаторів і використовували їх при виконанні експериментів і зчитуванні моментів: рушійного  $T_{руш}$  (на валу електродвигуна) і опору  $T_{оп}$  (на валу гальма).

Експерименти виконували в наступному порядку:

1. Складали напівмуфти досліджуваної муфти і встановлювали її на вали приладу ДП-5К;

2. Обладнували муфту роликками потрібного діаметру та канатом відповідної довжини;

3. Ручки 12 (рис. 4.30) регулювання частоти обертання двигуна та 15 гальмівного моменту гальмівного пристрою поворотом проти годинникової стрілки встановлювали в крайнє ліве положення;

4. Вмикали електродвигун тумблером 11 та навітажувальний пристрій тумблером 14;

5. Поворотом ручки 12 встановлювали частоту обертання  $500 \text{ хв}^{-1}$ , контролюючи її по тахометру 1;

6. Виставляли на нуль шкали індикаторів 2 та 6;

7. Підтримуючи постійну частоту обертання електродвигуна, рукояткою 15 збільшували опір гальма, досягаючи значення прогину вимірювальної пружини 7 гальмівного пристрою рівного  $\lambda_2 = 10$  поділок, що відповідало моменту опору  $T_{оп} = K_{оп} \cdot \lambda_2 = 20 \cdot 10 = 200 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ ;

8. Знімали показання  $\lambda_{li}$  індикатора 2 та обчислювали відповідний рушійний момент  $T_{руш} = K_{руш} \cdot \lambda_{li} = 2,5 \cdot \lambda_{li}$ ;

9. При кожній комбінації параметрів муфти виконували серію дослідів у кількості  $n = 5$ ;

10. Обчислювали значення коефіцієнту корисної дії муфти  $\eta = T_{руш} / T_{оп}$ ;

11. Після виконання кожної серії дослідів виконували демонтаж з муфти канатів та роликів із заміною їх на інші з новими параметрами.

З метою оцінки з метою оцінки похибки визначення ККД муфти та доцільності прийнятої кількості дослідів  $n = 5$  на початковому етапі виконували

попередній експеримент. Попередній експеримент виконували з муфтою, де встановлені ролики діаметром 56 мм, а кут монтажного зміщення прийнято  $\xi = 45^\circ$  (табл. 4.4). Результати вимірювань попереднього експерименту наведені в табл. 4.6 (виміряні значення кількості поділок індикатора  $T_{руш}$  закодовані символом  $X$ ).

Таблиця 4.6 - Результати попереднього експерименту

№ досліду	Результат вимірювання $X_{ei}$ , поділок
1	82
2	81
3	82
4	83
5	83
Середнє значення $\bar{X}_e$ , Н	82,2

За результатами попереднього експерименту (табл. 4.6) визначали середнє значення (4.52) та середнє квадратичне відхилення (4.53) [342]

$$\bar{X}_e = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_{ei} = 82,2 \text{ поділки.} \quad (4.52)$$

$$S_{\bar{X}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [X_{ei} - \bar{X}_e]^2}{n(n-1)}} = 0,374 \text{ поділки.} \quad (4.53)$$

Довірчий інтервал випадкової похибки становить

$$\delta_{\bar{X}} = \alpha_{cm} S_{\bar{X}} = 2,78 \cdot 0,374 = 1,04 \text{ поділки.} \quad (4.54)$$

де  $\alpha_{cm} = 2,78$  – критерій Стюдента при кількості дослідів  $n = 5$  та довірчій вірогідності  $P_d = 0,95$  [343].

Інструментальна похибка для використовуваного індикатора годинникового типу становить  $\delta_{інстр} = 9,5 \text{ мкм} = 0,95 \text{ поділки}$  [344].

Тоді абсолютна похибка вимірювання з урахуванням випадкової та інструментальної похибок в умовах виконання експерименту становить:

$$\Delta_{\bar{X}} = \sqrt{\delta_{\bar{X}}^2 + \left(\frac{2}{3}\delta_{\text{інстр}}\right)^2} = \sqrt{1,04^2 + \left(\frac{2}{3}\cdot 0,95^2\right)^2} = 1,22 \text{ поділки.} \quad (4.55)$$

Тоді відносна похибка складе

$$\varepsilon_X = \frac{\Delta_{\bar{X}}}{X_e} \cdot 100\% = 1,48 \%. \quad (4.56)$$

Оскільки ККД визначали як відношення вимірних моменту опору та рушійного моменту, тобто непрямо, то відносна похибка визначення ККД муфти становитиме (із урахуванням, що похибки визначення моментів  $T_{on}$  і  $T_{руш}$  рівні  $\Delta_X$ )

$$\Delta = \sqrt{\varepsilon_X^2 + \varepsilon_X^2} = \varepsilon_X \sqrt{2} = 1,48\sqrt{2} = 2,09 \%. \quad (4.56)$$

Тобто, прийняті обладнання та умови виконання експерименту забезпечують визначення ККД муфти з похибкою 2% при довірчій вірогідності  $P_d = 0,95$ .

Оброблення експериментальних даних було виконано методом найменших квадратів [343]. у середовищі Maple 7.

#### 4.9.4. Результати експериментальних досліджень

Після виконання експериментальних досліджень та оброблення результатів виконувала побудову графіків отриманих результатів залежності коефіцієнта корисної дії канатно-роликової муфти від кута монтажного зміщення  $\xi$  (рис. 4.34) та коефіцієнта діаметра ролика  $\psi_{pD}$  (рис. 4.35). На цих графіках теоретичні залежності побудовані згідно отриманого раніше виразу (4.51), де приймали  $d_k = 1,5$  мм,  $d_o = 10$  мм,  $c = 4$ ,  $f = 0,1$  (для випадку ковзання сталевого ролика по сталевій осі), кут  $\beta_1$  обчислювали за виразом (4.51). Експериментальні точки на графіках нанесені без позначення похибок, щоб не загроможувати рисунки.

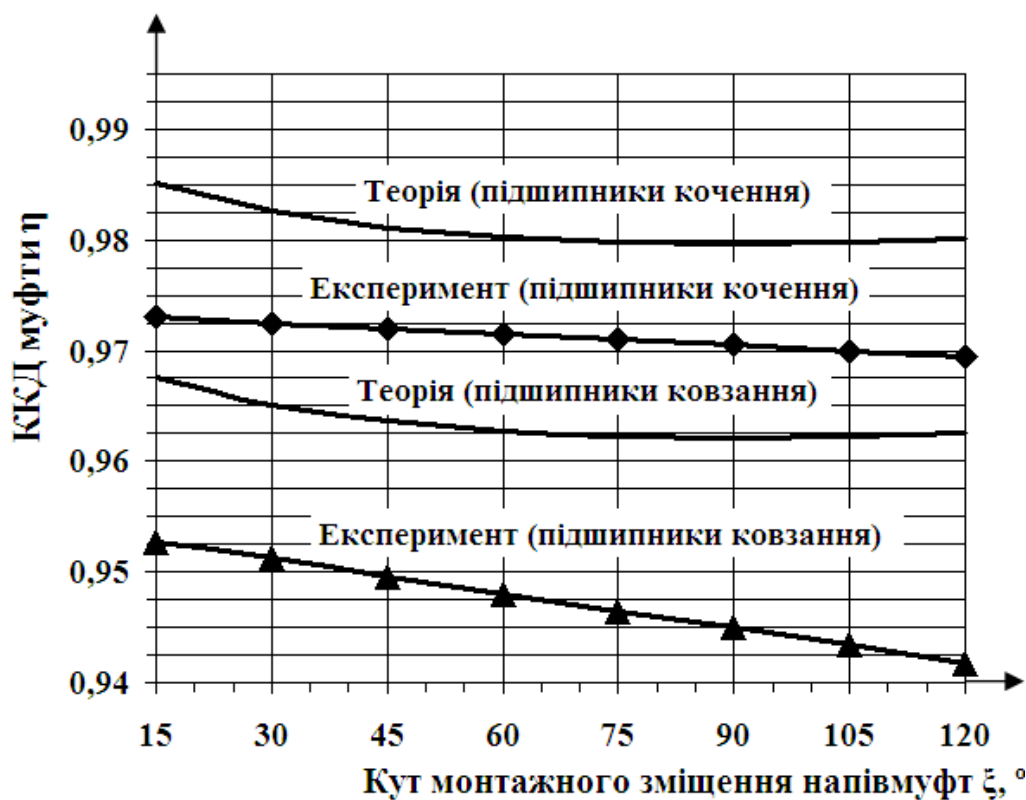


Рисунок 4.34 – Графік залежності ККД муфти від кута монтажного зміщення  $\xi$

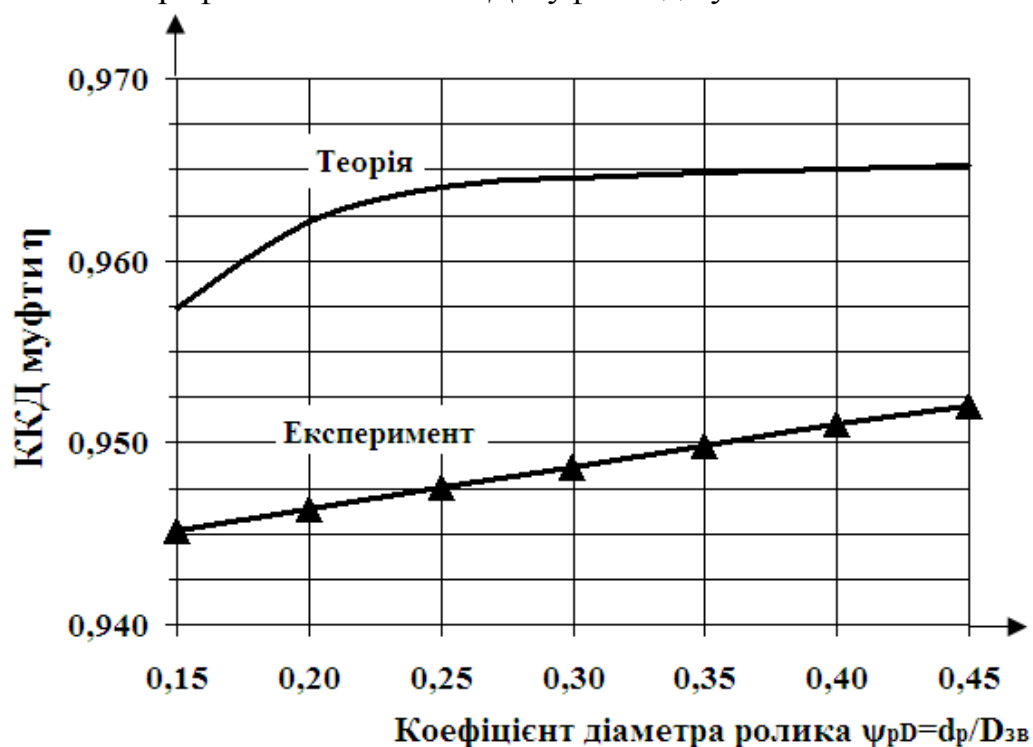


Рисунок 4.35 – Графік залежності ККД муфти від коефіцієнта діаметра ролика  $\psi_{pD}$

Аналіз графіків на рис 4.34 та рис. 4.35 дозволяє стверджувати, що отриманий за рахунок теоретичного аналізу вираз (4.51) дозволяє адекватно

визначати значення коефіцієнта корисної дії канатно-роликової муфти, оскільки відмінність між теоретичними та експериментальними результатами становить 2...4%.

Дані представлених рафіків також свідчать на користь застосування підшипників кочення в опорах роликів, що дозволяє підвищити ККД муфти, порівняно із варіантом застосування підшипників ковзання на 2...3%. Графіки також додатково підтверджують можливість застосування великих значень  $\psi_{pD}$  без значного зниження ККД муфти. Так згідно експериментальних даних на рис. 4.35, при збільшенні коефіцієнта діаметра ролика в три рази (з 0,15 до 0,45) ККД муфти збільшується майже на 1%. Отже, експериментом підтверджено, що ролики доцільно приймати можливо більшого діаметру з чотирьох причин – зниження робочого натягу каната, зниження напружень згину в його дротинах, зниження додаткового видовження від неспіввісності та підвищення ККД муфти.

Аналіз графіків на рис 4.34 та рис. 4.35 дозволяє стверджувати, що отриманий за рахунок теоретичного аналізу вираз (4.51) дозволяє адекватно визначати значення коефіцієнта корисної дії канатно-роликової муфти, оскільки відмінність між теоретичними та експериментальними результатами становить 2...4%.

#### **4.10. Особливості конструювання канатно-роликових муфт**

Як було доведено в попередніх підрозділах (зокрема 4.7) муфта має значну здатність компенсувати неспіввісність сполучених валів, однак наявність радіальної неспіввісності призводить до перевантаження деталей порівняно з попереднім розрахунком, де сполучені вали вважаються співвісними, в той же час навантаження деталей муфти залежать не тільки від величини неспіввісності, а й від параметрів застосованого каната.

Тому, розрахунок муфти рекомендується виконувати в два класичних етапи. Спочатку попередній розрахунок, де вихідними даними є геометричні розміри (діаметри) напівмуфт  $D_{36}$  та  $D_{6n}$ , та передаваний муфтою обертальний

момент, і кінцевим результатом є діаметр ролика, кут монтажного зміщення, діаметр підібраного каната та його довжина.

Наступним етапом повинен бути уточнений розрахунок, де вихідними даними є діаметри напівмуфт, ролика, кут монтажного зміщення  $\zeta$ , довжина каната  $L_k$ , діаметр ролика  $d_p$ , а також діаметр каната  $d_k$  та сумарна площа дротин каната, а також величина неспіввідносі  $\Delta_r$ . На цьому етапі потрібно визначити найбільший повний натяг каната від передаваного моменту та неспіввідносі  $F_{H\Delta}$ . Це зусилля є вихідним для розрахунку затискних елементів для каната, а також визначення навантаження на осі роликів  $F_r$ . Далі необхідно виконати розрахунки на міцність з визначенням діаметра осей роликів  $d_o$  та пальців для закріплення каната  $d_n$ .

Після виконання силових та міцнісних розрахунків і визначення всіх геометричних розмірів виникає задача перевірки можливості компонування муфти із отриманими розмірами. Для цього необхідно перевірити умову можливості проходу роликів, що закріплені у зовнішній напівмуфті, під пальцями, у яких закріплено кінці каната встановленого у зовнішній напівмуфті. Для цього необхідно попередньо визначити зовнішній діаметр ролика  $d_{pze}$  з умови розміщення у ньому каната (глибина канавки для каната приймається зазвичай не менше 3/4 його діаметра ( $d_{кан} \geq 0,75d_k$ ), тому можна приймати:

$$d_{pze} \geq (d_p + d_k). \quad (4.57)$$

В попередніх підрозділах теоретично та експериментально доведено, що діаметр роликів доцільно приймати найбільш можливим, оскільки при його збільшенні:

- зменшується натяг каната від корисного навантаження;
- зменшується додатковий натяг каната від неспіввідносі;
- збільшується ККД муфти;
- зменшуються напруження згину та підвищується довговічність каната.



Але тут виникає ряд геометричних обмежень на збільшення діаметра роликів. По-перше це можливість розміщення роликів із зовнішнім діаметром  $d_{pзв}$  на діаметрі  $D_{вн}$  внутрішньої напівмуфти, тому необхідно виконувати перевірку за співвідношенням (4.58) з метою забезпечення можливості складання та роботи муфти

$$D_{вн} \geq (d_{pзв} + d_{к}). \quad (4.58)$$

По-друге необхідно перевіряти умову неспівударіння роликів та пальців при обриві каната в неспіввісній муфті

$$(D_{зв} - d_{п} - 2\Delta_r) \geq (D_{вн} + d_{pзв}). \quad (4.59)$$

Розрахунок міцності елементів муфти зводиться до наступного.

Висоту роликів можна визначати за формулою (4.60)

$$h_p \approx (2...3)d_{к}. \quad (4.60)$$

Робочий виліт пальця для закріплення каната

$$h_n \geq 0,5h_p. \quad (4.61)$$

Діаметр пальця для закріплення каната

$$d_n \geq \sqrt[3]{\frac{16F_{H\Delta}h_n}{\pi[\sigma_{32}]}}. \quad (4.62)$$

Діаметр осі для встановлення ролика

$$d_o \geq \sqrt[3]{\frac{8F_r h_r}{\pi[\sigma_{32}]}}. \quad (4.63)$$

Питомий тиск в опорі ковзання ролика становить

$$p = \frac{F_r}{h_p d_o} \leq [p]. \quad (4.64)$$

Допустимі значення напружень та питомих тисків обираються в залежності від прийнятих матеріалів пальців та підшипникових втулок роликів.

#### 4.11. Висновки до розділу 4

В результаті виконаних теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Розроблено прості та технологічні за конструкцією канатно-роликові муфти. При обриві каната така муфта розмикає кінематичний ланцюг нею сполучений і тим самим сигналізує про порушення працездатності і необхідність її відновлення. Конструкція муфти забезпечує простоту заміни каната та його обдув зустрічним повітрям при обертанні муфти.

2. Обґрунтовано основні геометричні та силові параметри муфт, отримано вирази для обчислення натягу каната та навантаження деталей, а також довжини каната.

3. Досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів муфт при сполученні співвісних валів. В результаті показано, що муфти є малочутливими до точності виготовлення та складання.

4. З умови забезпечення мінімальної навантаженості деталей муфт побудовано номограми, які дозволяють при проектуванні за відомою величиною діаметрів кола на якому закріплено кінці каната  $D_{36}$  та кола на якому закріплено осі роликів  $D_{en}$  визначати діаметр роликів  $d_p$  та кут монтажного зміщення напівмуфт  $\xi_F$ , або при відомих куті монтажного зміщення  $\xi$  та коефіцієнті діаметра ролика  $\psi_{pD}$  вибирати потрібний коефіцієнт діаметрів  $\psi_{DF}$ . Застосування номограм дозволяє значно спростити проектування муфт за рахунок зменшення кількості ітерацій, що їх повинен виконати конструктор при розробленні муфти.

5. Розроблено математичну модель роботи канатно-роликових муфт в умовах неспіввісності, яка дала можливість обчислити видовження каната, радіальне навантаження від муфт на сполучені вали та сумарне навантаження деталей муфт залежності від кута пороту. При цьому доведено, що муфт

характеризуються низькою радіальною жорсткістю та відповідно високою компенсуючою здатністю. Порівняно з муфтою, оснащеною пружною зірочкою, канатно-роликів муфта має в 7...35 разів нижчу радіальну жорсткість та відповідно вищу компенсуючу здатність.

6. Проаналізовано вплив конструктивних параметрів канатно-роликових муфт на навантаженість їх деталей в умовах наявності радіальної неспіввісності, при цьому показано, що при проектуванні муфт різницю між діаметрами напівмуфт та діаметр роликів доцільно обирати якнайбільшими з умов компонування, оскільки при цьому зменшується натяг каната та радіальне навантаження на вали та напружень згину дротин каната.

7. Досліджено процес передачі енергії та механізм виникнення втрат у муфтах. При цьому показано, що при роботі в умовах радіальної неспіввісності на протязі кожного обороту муфт ролики здійснюватимуть зворотно-обертовий рух за рахунок реверсивного протягування через них каната. При цьому механічні втрати в муфтах складаються зі втрат на подолання тертя роликів на своїх осях та втрат на згин канатів (на подолання їх жорсткості) на роликах.

8. Теоретично отримано вирази для обчислення миттєвого та середнього за оберт ККД муфт та показано, що величина середнього ККД відрізняється від величини миттєвого ККД не більше ніж на 0,5%. Експериментально підтверджено адекватність отриманих розрахункових моделей та показано, що отримані теоретично значення ККД відрізняються від дослідних не більше ніж на 4%. Експериментом також підтверджено, що ролики доцільно приймати можливо більшого діаметру з чотирьох причин – зниження робочого натягу каната, зниження напружень згину в його дротинах, зниження додаткового видовження від неспіввісності та підвищення ККД муфти.

## РОЗДІЛ 5

### ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ

#### ЗАПОБІЖНИХ МУФТ З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

##### 5.1. Кінематика запобіжних муфт з торцевими канатами хордального розташування

Силові співвідношення та особливості компоновання для запобіжних муфт [345, 346] аналогічні розглянутим раніше постійним муфтам, однак для них характерні деякі додаткові обмеження кінематичного характеру. Тому на даному етапі детально розкриємо механізм спрацьовування [347] запобіжної муфти з хордально розташованими канатами, устрій якої описано в розділі 2. Для цього розглянемо її розрахункову схему, показану на рис. 5.1 та рис. 5.2. При роботі муфти в стопорному режимі (найбільш небезпечний варіант) втулки 2, що належать веденій напівмуфті залишаються нерухомими, а втулки 1, що належать ведучій напівмуфті, рухаються ним назустріч. Для виконання муфтою запобіжних функцій за час удару  $t_y$ , коли точка  $G_1$  втулки 1 дійде до точки  $G_2$  втулки 2 (в цьому положенні відбудеться їх удар) палець 3 втулки 2 повинен бути екстрагований (за час екстракції  $t_e$ ) з її осьового отвору та отвору фланця веденої напівмуфти разом із шайбами та гайкою за рахунок стисненої при складанні муфти пружини 6 (рис. 5.2), а канат повинен повністю вийти з контакту зі втулкою та пальцем (за час  $t_k$ ). Таким чином можна записати рівняння можливості виконання муфтою своїх функцій (рівняння швидкодії муфти)

$$t_y \geq t_k + t_e. \quad (5.1)$$

Для отримання подальших викладок [348] приймемо наступні припущення:

1. Ведена муфта нерухома, а ведуча обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega$  (найнебезпечніший (стопорний) режим роботи);

2. Пальці та втулки встановлені з однаковим кутовим кроком;
3. Між пальцями, отворами фланців та отворами втулок наявні гарантовані зазори;
4. Всі  $z$  канатів мають однакову довжину;
5. Деталі муфти абсолютно жорсткі;
6. Осі напівмуфт співпадають;
7. Спрацьовування муфти відбувається настільки швидко, що можна вважати рух деталей при цьому рівномірним.

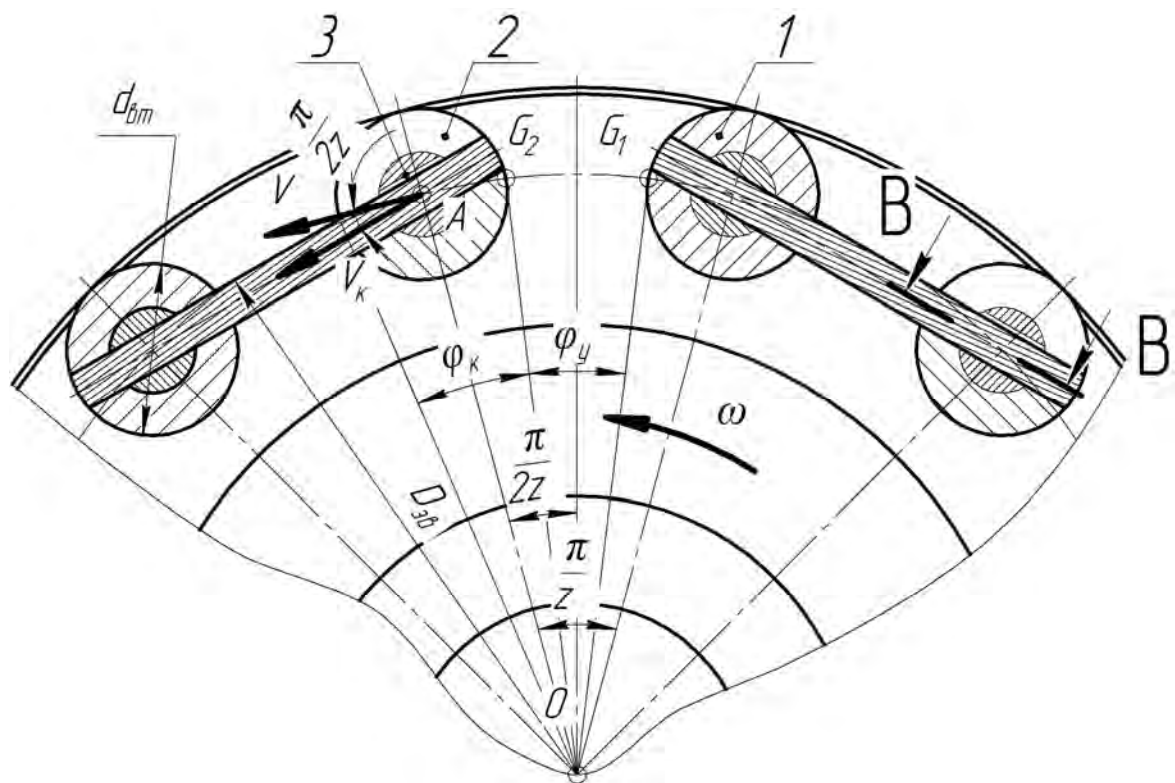


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема запобіжної муфти з канатами хордального розташування

Тоді можна записати вираз для визначення часу удару

$$t_y = \frac{\varphi_y}{\omega}, \quad (5.2)$$

де  $\varphi_y$  – кут на який повернеться ведуча напівмуфта до удару (кут удару).

До екстракції пальця та сполучених з ним деталей канат 3 повинен повністю вийти з контакту зі втулкою 2 та пальцем 3, на це витрачається час  $t_k$ :

$$t_{\kappa} = \frac{d_{\text{вм}}}{V_{\kappa}}, \quad (5.3)$$

де  $d_{\text{вм}}$  – діаметр втулки;

$V_{\kappa}$  – швидкість руху каната (5.4).

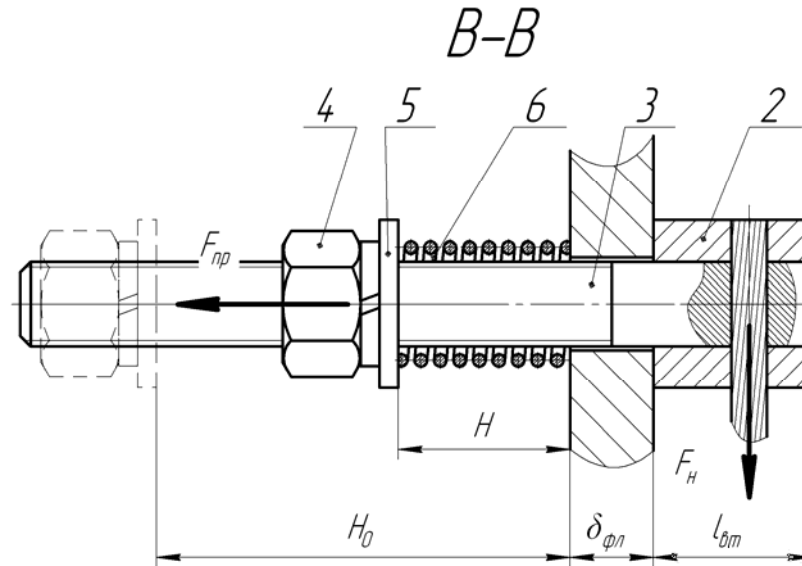


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема пальця

$$V_{\kappa} = \frac{V}{\cos \frac{\pi}{2z}} = \frac{0,5D_{3\phi}\omega}{\cos \frac{\pi}{2z}}. \quad (5.4)$$

Тоді

$$t_{\kappa} = \frac{d_{\text{вм}} \cos \frac{\pi}{2z}}{0,5D_{3\phi}\omega}. \quad (5.5)$$

З (5.1) потрібний час екстракції пальця

$$t_e^{\text{номп}} \leq t_y - t_{\kappa}. \quad (5.6)$$

Вираз для наближеного обчислення кута  $\varphi_{\kappa}$  отримаємо розглянувши трикутник  $OAG_2$  (рис. 5.1)

$$\varphi_{\kappa} = 2 \arcsin \frac{d_{\text{вм}}}{D_{3\phi}}. \quad (5.7)$$

Тоді

$$\varphi_y = \frac{\pi}{z} - 2 \frac{\varphi_k}{2} = \frac{\pi}{z} - \varphi_k. \quad (5.8)$$

Після підстановки виразів (5.8) та (5.7), рівняння (5.6) набуде вигляду

$$t_e^{номр} \leq \frac{\frac{\pi}{z} - \varphi_k}{\omega} - \frac{d_{\text{вм}} \cos \frac{\pi}{2z}}{0,5D_{36}\omega} = \frac{\frac{\pi}{z} - 2 \arcsin \frac{d_{\text{вм}}}{D_{36}}}{\omega} - \frac{d_{\text{вм}} \cos \frac{\pi}{2z}}{0,5D_{36}\omega}. \quad (5.9)$$

Для визначення дійсного часу екстракції пальця і сполучених з ним деталей розглянемо їх рух, використавши теорему про зміну кінетичної енергії. Згідно цієї теореми зміну кінетичної енергії рухомих деталей спричиняють роботи сил стисненої пружини та сил тертя рухомих деталей, що відображає рівняння (5.10):

$$0,5m_{n2}V_n^2 = 0,5c(H_0 - H)^2 - gf(m_{\text{вм}}l_{\text{вм}} + m_{n2}\delta_{\text{фл}}), \quad (5.10)$$

де  $m_{n2}$  – маса рухомих деталей;

$V_n$  – швидкість пальця;

$c$  – жорсткість пружини;

$(H_0 - H)$  – деформація пружини;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$f$  – коефіцієнт тертя між пальцем та сполученими з ним деталями;

$m_{\text{вм}}$  – маса втулки;

$l_{\text{вм}}$  – довжина втулки;

$\delta_{\text{фл}}$  – товщина фланця.

З (5.10) швидкість пальця під час екстракції

$$V_n = \sqrt{\frac{c(H_0 - H)^2 - 2gf(m_{\text{вм}}l_{\text{вм}} + m_{n2}\delta_{\text{фл}})}{m_{n2}}}. \quad (5.11)$$

Звідки отримаємо вираз для обчислення розрахункового часу екстракції

$$t_e^{розр} = \frac{l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}}}{V_n} = \frac{l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}}}{\sqrt{\frac{c(H_0 - H)^2 - 2gf(m_{\text{вм}}l_{\text{вм}} + m_{\text{нз}}\delta_{\text{фл}})}{m_{\text{нз}}}}} \quad (5.12)$$

Слід відзначити, що екстракція пальця зі фланця та втулки може бути гарантовано забезпечена коли деформація пружини  $(H_0 - H)$  більше, або дорівнює сумі товщин втулки та фланця  $(l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}})$ , а відтак жорсткість пружин можна обчислювати за формулою  $c = F_{\text{пр}} / (l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}})$ .

З урахуванням викладено вираз (5.12) набуде вигляду

$$t_e^{розр} = \frac{l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}}}{\sqrt{\frac{c(l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}})^2 - 2gf(m_{\text{вм}}l_{\text{вм}} + m_{\text{нз}}\delta_{\text{фл}})}{m_{\text{нз}}}}} \quad (5.13)$$

Чисельний розрахунок для натурального зразка муфти, у якої  $z = 4$ ,  $m_{\text{вм}} = 0,043$  кг;  $m_{\text{нз}} = 0,112$  кг;  $l_{\text{вм}} = 0,016$  м;  $\delta_{\text{фл}} = 0,008$  м;  $d_{\text{вм}} = 0,024$  м;  $D_{\text{зв}} = 0,145$  м;  $c = 31250$  Н/м;  $f = 0,15$ , показав, що у виразі (5.13) складова пов'язана з роботою сили тертя складає лише 0,03% від складової енергії стисненої пружини, тому якщо знехтувати тертям, то (5.13) можна звести до компактного вигляду

$$t_e^{розр} = \frac{l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}}}{\sqrt{\frac{c(l_{\text{вм}} + \delta_{\text{фл}})^2}{m_{\text{нз}}}}} = \sqrt{\frac{m_{\text{нз}}}{c}} \quad (5.14)$$

З виразу (5.9) також можна отримати формулу для розрахунку граничної кутової швидкості (та частоти обертання), при якій муфта здатна виконувати свої запобіжні функції при відомих її розмірах:

$$\omega \leq \frac{\frac{\pi}{z} - 2 \arcsin \frac{d_{\text{вм}}}{D_{\text{зв}}}}{t_e} - \frac{d_{\text{вм}} \cos \frac{\pi}{2z}}{0,5 D_{\text{зв}} t_e} \quad (5.15)$$

Підставляючи вираз (5.14) у (5.15) запишемо



$$\omega \leq \sqrt{\frac{c}{m_{nz}}} \left( \frac{\pi}{z} - 2 \arcsin \frac{d_{em}}{D_{3\beta}} - \frac{d_{em} \cos \frac{\pi}{2z}}{0,5D_{3\beta}} \right). \quad (5.16)$$

Можна отримати і дещо простіше рішення, якщо вважати наближено

$$t_{\kappa} = \frac{\varphi_{\kappa}}{\omega}. \quad (5.17)$$

Тоді

$$t_y \geq t_{\kappa} + t_e; \quad (5.18)$$

$$t_e^{nomp} \leq t_y - t_{\kappa} = \frac{\varphi_y - \varphi_{\kappa}}{\omega}. \quad (5.19)$$

Після підстановки (5.7) та (5.8) у (5.19), отримаємо вираз

$$t_e^{nomp} \leq \frac{\frac{\pi}{z} - 2\varphi_{\kappa}}{\omega} = \frac{\frac{\pi}{z} - 4 \arcsin \frac{d_{em}}{D_{3\beta}}}{\omega}. \quad (5.20)$$

Підставляючи вираз (5.14) у (5.20), можна отримати формулу для наближеного розрахунку граничної кутової швидкості:

$$\omega_{набл} \leq \sqrt{\frac{c}{m_{nz}}} \left( \frac{\pi}{z} - 4 \arcsin \frac{d_{em}}{D_{3\beta}} \right). \quad (5.21)$$

Розрахунки за наближеними виразами (5.20) та (5.21) ( $t_e^{nomp} = 0,012$  с та  $\omega_{набл} = 64,63$  рад/с) для модельної муфти, в порівнянні з формулами (5.14) та (5.16) ( $t_e^{proz} = 0,015$  с та  $\omega = 77,74$  рад/с) дають результати відмінні на 17%. Проте для наближеної оцінки параметрів швидкодії муфти вони цілком придатні, оскільки забезпечують гарантований запас уникнення удару елементів напівмуфт.

Отримані залежності для оцінки швидкодії муфти доцільно застосовувати після перевірки умови (5.22) геометричної (конструктивної) можливості роботи муфти як запобіжної.

$$\varphi_y \geq \varphi_{\kappa}. \quad (5.22)$$

Користування отриманими виразами під час розроблення муфт може виконуватись наступним чином:

а) при відомих з виконаного попереднього розрахунку на міцність розмірах та частоті обертання муфти можна перевіряти можливість її роботи як запобіжної, обчислюючи розрахунковий час екстракції пальця за формулою (5.14) та порівнювати його з потрібним часом екстракції (5.9);

б) при тих же умовах, обчислення допустимої кутової швидкості муфти за формулою (5.16) чи (5.21) та порівняння її з проектною кутовою швидкістю також дасть можливість відповісти на запитання чи здатна муфта виконувати свої запобіжні функції.

## **5.2. Кінематика запобіжних муфт з торцевими канатами тангенціального розташування**

Розглянемо розрахункову схему нової муфти з тангенціальним розташуванням канатів, показано на рис. 5.3 [349].

Функціонування цієї муфти подібне муфті з хордально розташованими канатами. Однак при роботі в стопорному режимі [350] втулки 2, що належать веденій напівмуфті (в даному прикладі це напівмуфта меншого діаметру, або внутрішня) залишаються нерухомими, а втулки 1, що належать ведучій напівмуфті (в даному випадку зовнішній), рухаються ним назустріч. Для виконання муфтою запобіжних функцій, за час удару  $t_y$ , коли втулки 1 і 2 зустрінуться в точці  $G$  (а центр втулки 1 переміститься при цьому в положення  $A_1$ ) палець 3 втулки 1 повинен бути екстрагований (за час  $t_e$ ) з її осьового отвору та отвору фланця ведучої напівмуфти разом із шайбами та гайкою за рахунок стисненої при складанні муфти пружини 6. Таким чином рівняння можливості виконання муфтою своїх функцій буде відповідати рівнянню (5.1) для муфти з хордальними канатами. Приймавши для муфти з тангенціально розташованими канатами наведені в п.п. 5.1 припущення, отримаємо наступні викладки.

Час удару можна обчислювати за формулою (5.2). Для визначення кута удару  $\varphi_y$  розглянемо спершу чотирикутник  $OCAB$  (рис. 5.3), для якого:

$$\frac{2\pi}{z} = \xi + \lambda, \quad (5.23)$$

де  $\xi$  – кут монтажного зміщення напівмуфт.

$$\lambda = \varphi_y + \lambda_y. \quad (5.24)$$

Тоді з урахуванням (5.23) та (5.24) отримаємо вираз для кута удару

$$\varphi_y = \lambda - \lambda_y = \frac{2\pi}{z} - \xi - \lambda_y. \quad (5.25)$$

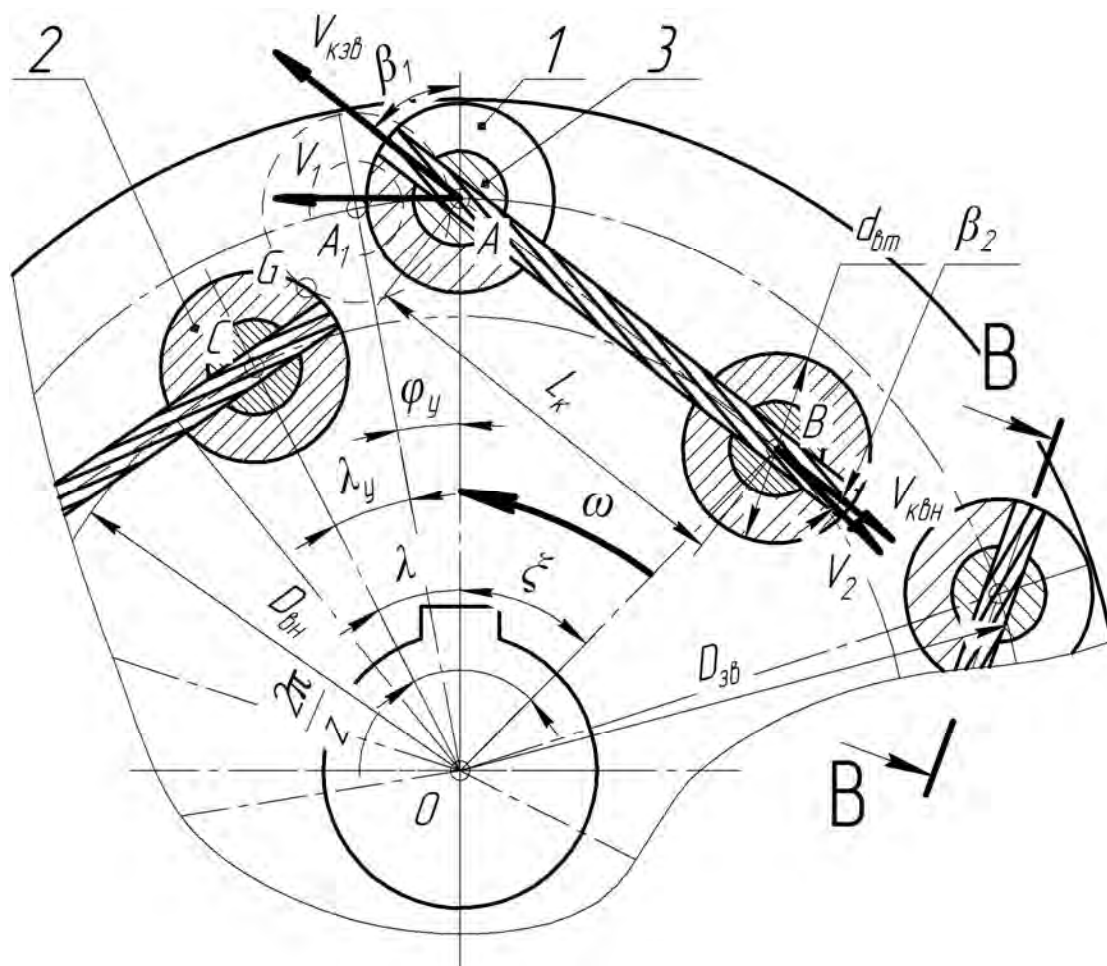


Рисунок 5.3 - Розрахункова схема муфти з канатами тангенціального розташування

З трикутника  $OCA_1$  отримаємо за теоремою косинусів:

$$\begin{aligned} CA_1^2 &= OA_1^2 + OC^2 - 2OA_1 \cdot OC \cos \lambda_y; \\ d_{\text{вн}}^2 &= 0,25(D_{36}^2 + D_{\text{вн}}^2) - 0,5D_{36}D_{\text{вн}} \cos \lambda_y. \end{aligned} \quad (5.26)$$

Звідки

$$\lambda_y = \arccos \frac{0,25(D_{36}^2 + D_{\text{вн}}^2) - d_{\text{вн}}^2}{0,5D_{36}D_{\text{вн}}}; \quad (5.27)$$

$$\varphi_y = \frac{2\pi}{z} - \xi - \arccos \frac{0,25(D_{36}^2 + D_{\text{вн}}^2) - d_{\text{вн}}^2}{0,5D_{36}D_{\text{вн}}}. \quad (5.28)$$

$$\text{Відповідно} \quad t_y = \frac{\frac{2\pi}{z} - \xi - \arccos \frac{0,25(D_{36}^2 + D_{\text{вн}}^2) - d_{\text{вн}}^2}{0,5D_{36}D_{\text{вн}}}}{\omega}. \quad (5.29)$$

До екстракції пальця та сполучених з ним деталей канат 3 повинен повністю вийти з контакту зі втулкою 2 та пальцем 3, на це витрачається час  $t_k$  (5.3).

Швидкість каната  $V_k$  і відповідно швидкодія муфти буде відрізнятися в залежності від того, яка з напівмуфт буде ведучою. Коли ведучою є зовнішня напівмуфта, швидкість каната  $V_{k1}$  буде рівною

$$V_{k36} = \frac{V_1}{\sin \beta_1} = \frac{0,5D_{36}\omega}{\sin \beta_1}. \quad (5.30)$$

При ведучій внутрішній напівмуфті швидкість каната  $V_{k2}$  становитиме

$$V_{k\text{вн}} = \frac{V_2}{\cos \beta_2} = \frac{0,5D_{\text{вн}}\omega}{\cos \beta_2}. \quad (5.31)$$

З виконаних раніше досліджень відомо, що

$$\sin \beta_1 = \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi}{2L_k}; \quad (5.32)$$

$$\cos \beta_2 = \frac{D_{36} \sin \xi}{2L_k}. \quad (5.33)$$

Тоді можна записати

$$V_{кзв} = \omega \frac{D_{зв} L_{к}}{D_{вн} \sin \xi} = \omega \frac{D_{зв} \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}}{D_{вн} \sin \xi}; \quad (5.34)$$

$$V_{квн} = \omega \frac{D_{вн} L_{к}}{D_{зв} \sin \xi} = \omega \frac{D_{вн} \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}}{D_{зв} \sin \xi}. \quad (5.35)$$

Звідки час екстракції каната у випадку ведучої зовнішньої напівмуфти [351] (5.36) та внутрішньої - (5.37)

$$t_{кзв} = \frac{d_{ем} D_{вн} \sin \xi}{\omega D_{зв} L_{к}} = \frac{d_{ем} D_{вн} \sin \xi}{\omega D_{зв} \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}}; \quad (5.36)$$

$$t_{квн} = \frac{d_{ем} D_{зв} \sin \xi}{\omega D_{вн} L_{к}} = \frac{d_{ем} D_{зв} \sin \xi}{\omega D_{вн} \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}}. \quad (5.37)$$

Потрібний час екстракції пальця визначається за формулою (5.6).

У випадку ведучої зовнішньої напівмуфти формула (5.6) матиме вигляд (5.38), а внутрішньої - (5.39)

$$t_{езв}^{номр} \leq \frac{\frac{2\pi}{z} - \xi - \arccos \frac{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - d_{ем}^2}{0,5D_{зв}D_{вн}}}{\omega} \rightarrow$$

$$\rightarrow - \frac{d_{ем} D_{вн} \sin \xi}{\omega D_{зв} \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}}; \quad (5.38)$$

$$t_{евн}^{номр} \leq \frac{\frac{2\pi}{z} - \xi - \arccos \frac{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - d_{ем}^2}{0,5D_{зв}D_{вн}}}{\omega} \rightarrow$$

$$\rightarrow - \frac{d_{ем} D_{зв} \sin \xi}{\omega D_{вн} \sqrt{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - 0,5D_{зв}D_{вн} \cos \xi}}. \quad (5.39)$$

Підставляючи вираз для визначення часу екстракції пальця (5.14) у (5.38) та (5.39) можна отримати формули для розрахунку граничної частоти обертання, при якій муфта здатна виконувати свої запобіжні функції:

- у випадку ведучої зовнішньої напівмуфти

$$\omega_{36} \leq \sqrt{\frac{c}{m_{n2}}} \left[ \frac{\frac{2\pi}{z} - \xi - \arccos \frac{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - d_{6m}^2}{0,5D_{36}D_{6H}}}{\frac{d_{6m}D_{6H} \sin \xi}{D_{36} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}} \right]; \quad (5.40)$$

- у випадку ведучої внутрішньої напівмуфти

$$\omega_{6H} \leq \sqrt{\frac{c}{m_{n2}}} \left[ \frac{\frac{2\pi}{z} - \xi - \arccos \frac{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - d_{6m}^2}{0,5D_{36}D_{6H}}}{\frac{d_{6m}D_{36} \sin \xi}{D_{6H} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}} \right]. \quad (5.41)$$

Користування отриманими виразами (5.40) та (5.41) може виконуватись в наступним чином:

а) при відомих з виконаного розрахунку на міцність розмірах та частоті обертання муфти можна перевіряти можливість її роботи як запобіжної, обчислюючи розрахунковий час екстракції пальця за формулою (5.14) та порівнювати його з потрібним часом екстракції (5.38) чи (5.39);

б) при тих же умовах, обчислення допустимої кутової швидкості муфти за формулами (5.40) чи (5.41) та порівняння її з проектною кутовою швидкістю також дасть можливість відповісти на запитання чи здатна муфта виконувати свої запобіжні функції.

За отриманими формулами (5.36), (5.37), (5.14) для модельної муфти з наступними параметрами:  $z = 5$ ;  $m_{6m} = 0,043$  кг;  $m_{n2} = 0,112$  кг;  $l_{6m} = 0,016$  м;  $\delta_{фл} = 0,008$  м;  $d_{6m} = 0,024$  м;  $D_{36} = 0,145$  м;  $D_{6H} = 0,125$  м;  $c = 31250$  Н/м;  $f = 0,15$ , при кутовій швидкості обертання  $\omega = 50$  рад/с, побудований графік залежності часу її спрацювання від кута монтажного зміщення  $\xi$  (рис. 5.4). На рис. 5.5 показано графік залежності критичної частоти обертання від кута монтажного зміщення. Штриховою лінією на рис. 5.4 і рис. 5.5 показані графіки при ведучій

зовнішній напівмуфті, а осью - при ведучій внутрішній напівмуфті.

З графіка рис. 5.4 видно, що умова (5.1) виконується у випадку ведучої зовнішньої напівмуфти при кутах  $\zeta$  менше  $28^\circ$ , при ведучій внутрішній напівмуфті - при кутах  $\zeta$  менше  $23^\circ$ .

Графік на рис. 5.5 наочно ілюструє різницю в характеристиці швидкодії при ведучих зовнішній та внутрішній напівмуфтах та свідчить, що при ведучій зовнішній напівмуфті муфта є більш швидкодіючою і відповідно має більшу допустиму кутову швидкість. Це означає, що при проектуванні швидкохідних приводів на ведучий вал необхідно передбачати установку зовнішньої напівмуфти та враховувати дану обставину при обчисленнях.

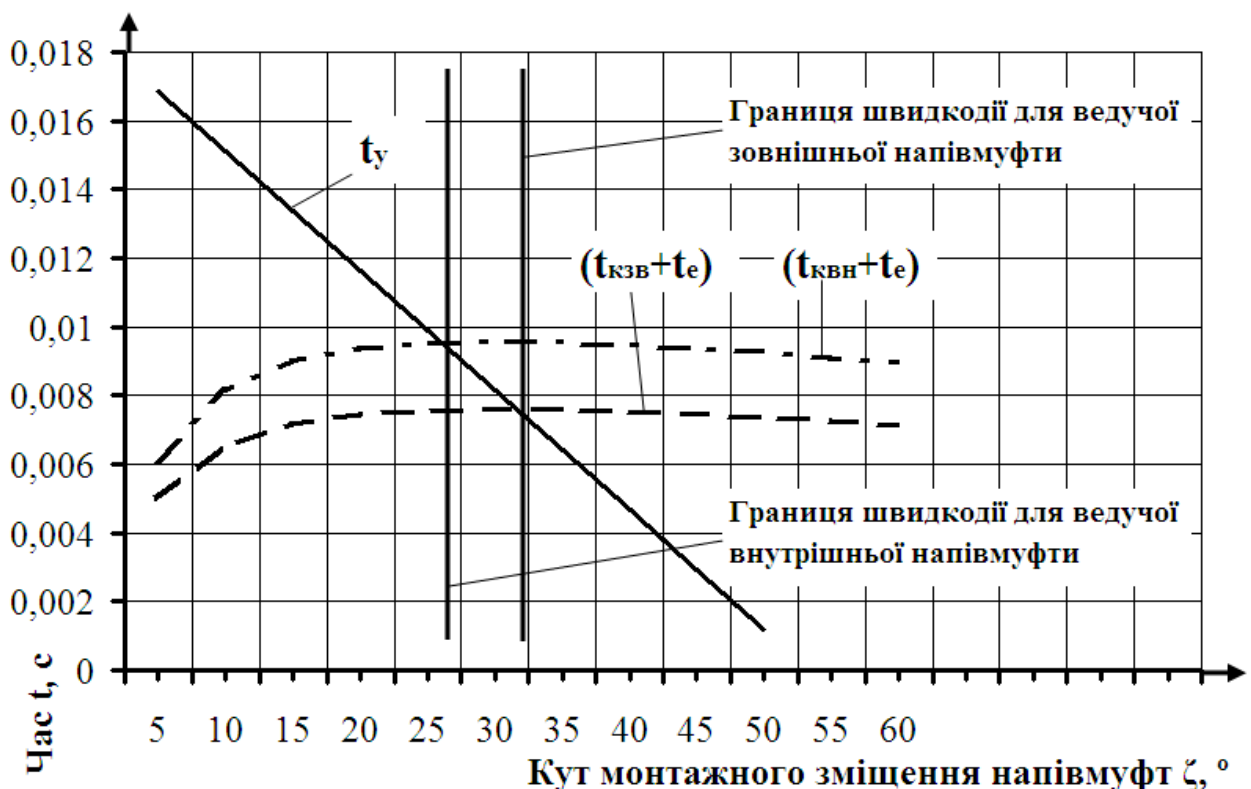


Рисунок 5.4 - Графік впливу кута монтажного зміщення напівмуфти  $\zeta$  на параметри швидкодії муфти з канатами тангенціального розташування

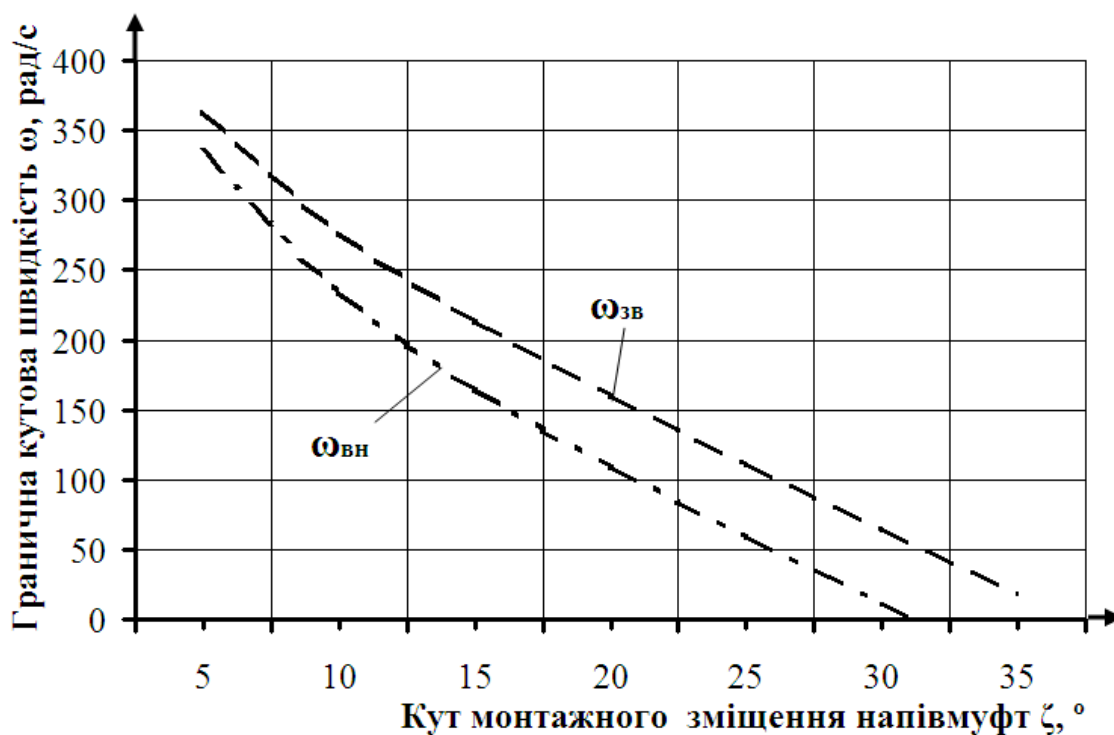


Рисунок 5.5 - Графік впливу кута монтажного зміщення напівмуфт  $\zeta$  на граничну кутову швидкість обертання муфти з канатами тангенціального розташування

### 5.3. Вплив застосування канатних елементів на структурні параметри фрикційних та профільних запобіжних муфт

У розділі 1 показано, що у всіх режимах роботи запобіжних муфт фрикційного та профільного типів, а також фрикційних зупинників їх механізм не позбавлений надлишкових зв'язків, наявність яких і спричиняє нерівномірний знос несівних елементів від наявності неспіввідносності між напівмуфтами.

Зокрема фрикційні муфти з циліндричною поверхнею колодок мають у всіх режимах роботи 2 надлишкових зв'язки, муфти з конусними поверхнями - 3 надлишкових зв'язки, фрикційні зупинники - 4 надлишкових зв'язки, профільні муфти - 2 надлишкових зв'язки.

У випадку оснащення запобіжних муфт розглянутих в розділі 1 канатними елементами, очевидно, структура розглянутих пристроїв зміниться.



Для аналізу цих змін та підтвердження перспективності застосування канатних ланок у запобіжних муфтах виконаємо аналіз структури фрикційних муфт з канатними елементами.

На першому етапі виконаємо розгляд структури муфти з циліндричними фрикційними поверхнями тертя також для двох випадків – пускового та усталеного режиму роботи [352]. На етапі пуску такої муфти (рис. 5.6) аналогічно базовій муфті кількість рухомих ланок становить  $n = 2$  (ланки 1 і 2), кількість кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 1$  ( $O_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 1$  ( $B_4$ ). Гнучку ланку у вигляді каната вважатимемо за пропозицією проф. Л.М. Решетова [85] парою першого класу  $P_1 = 1$  ( $A_1$ ), кінематичні пари інших класів відсутні ( $P_3 = P_2 = 0$ ).

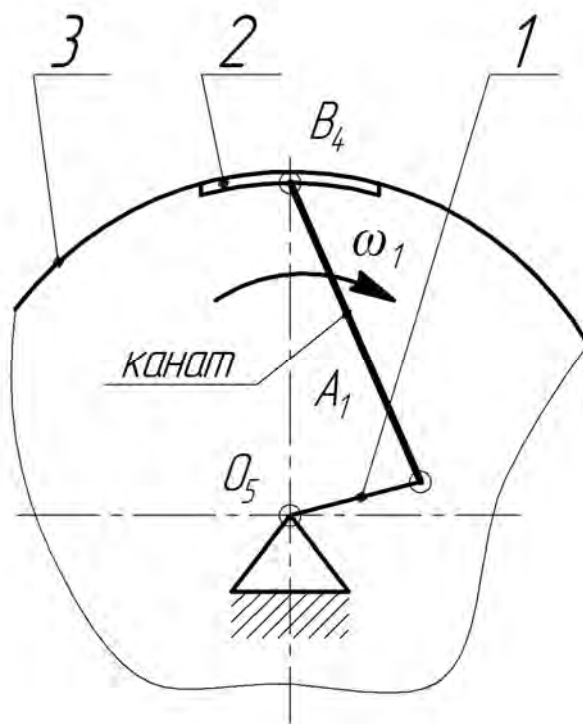


Рисунок 5.6 – Структурна схема механізму фрикційної муфти з циліндричними поверхнями тертя та канатними елементами в період пуску

Тоді загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 1 + 1 + 0 + 0 + 1 = 3.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 0 + 4 \cdot 0 + 5 \cdot 1 = 8.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана

$$k = P - n = 3 - 2 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу

$$W = N - \sum r_i = 8 - 6 = 2,$$

де  $N = 8$  – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 6$  – ранг осей незалежного контура.

Ступінь рухомості механізму становить

$$W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2,$$

де  $W_o = 1$  – основна рухомість механізму;

$W_m = 1$  – місцева рухомість ланки 2.

Кількість надлишкових зв'язків механізму канатної муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 1 - 6 \cdot 2 = 0 \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола

$$q_{OZ} = W + 6k - f = 2 + 6 \cdot 1 - 8 = 0.$$

Тоді кількість надлишкових зв'язків у механізмі канатної муфти при її пуску

$$q = q_{CM} = q_{OZ} = 0.$$

Коли муфта починає працювати в усталеному режимі кількість кінематичних пар п'ятого класу (рис. 5.7) становить  $P_5 = 2$  ( $O_5, C_5$ ), кількість кінематичних пар четвертого класу  $P_4 = 1$  ( $B_4$ ), кількість пар першого класу  $P_1 = 1$  ( $A_1$ ), кінематичні пари інших класів відсутні ( $P_3 = P_2 = 0$ ).

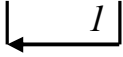

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 2 + 1 + 0 + 0 + 1 = 4.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \cdot 2 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 0 + 4 \cdot 0 + 5 \cdot 1 = 9.$$

Таблиця 5.1 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 5.6

$n = 3$	$f$	$f_x'' + f_y'' + f_z''$	$f_x''' + f_y''' + f_z'''$
$P_5 = 1$	- 1	0 - 0 - 1	0 - 0 - 0
$P_4 = 1$	- 4	0 - 0 - 1	0 - 0 - 1
$P_1 = 1$	- 5	0 - 1 - 1	- 1 - 1 - 1
$k = 1$	+ 6	+ 1 + 1 + 1	+ 1 + 1 + 1
	- 2	+ 1 - 0 - 2	0 - 0 - 1
$OABC$			
$q - W = - 2$		+ 1 - 0 - 2	0 - 0 - 1
$OABC$			$A \quad A \quad \overline{AB}$

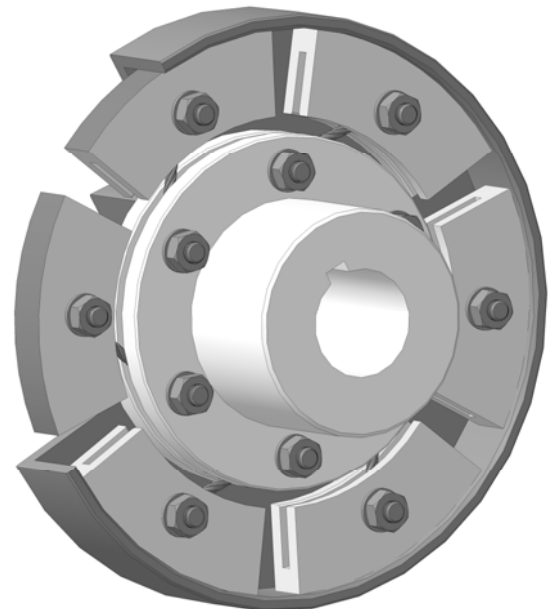
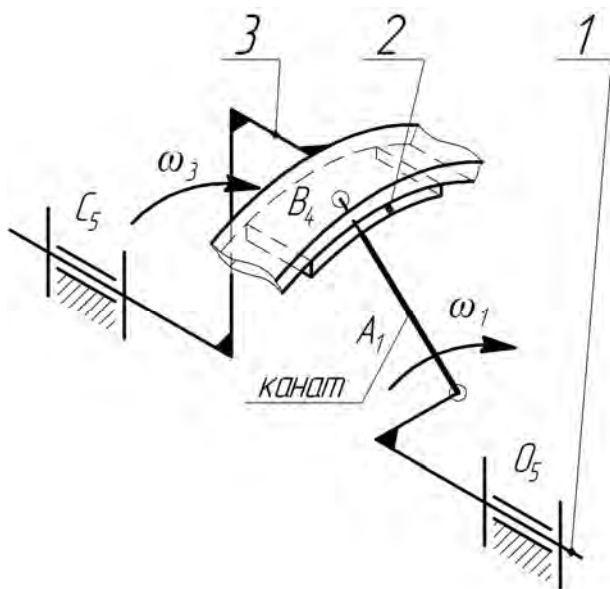


Рисунок 5.7 – Структурна схема механізму та 3D – модель муфти з циліндричними поверхнями тертя та канатними елементами в період усталеної роботи

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана

$$k = P - n = 4 - 3 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу

$$W = N - \sum r_i = 9 - 6 = 3,$$

де  $N = 9$  – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 6$  – ранг осей незалежного контура.

Ступінь рухомості механізму становить

$$W = W_o + W_m = 1 + 2 = 3,$$

де  $W_o = 1$  – основна рухомість механізму;

$W_m = 2$  – місцеві рухомості ланок 2 та 3.

Кількість надлишкових зв'язків механізму канатної муфти в період пуску за формулою Сомова-Малишева

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 1 - 6 \cdot 3 = 0 \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола

$$q_{Oz} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 1 - 9 = 0.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі канатної муфти при усталеному режимі її роботи

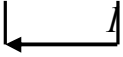
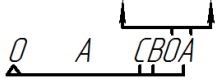
$$q = q_{CM} = q_{Oz} = 0.$$

Таким чином, за рахунок наявності в удосконаленій муфті з циліндричними поверхнями тертя канатних ланок, у всіх режимах роботи муфти її механізм позбавлений зайвих зв'язків, що повинно стати причиною підвищення довговічності муфти при роботі в умовах неспіввісності.

У випадку оснащення муфт з конусними поверхнями тертя, зокрема гальма [353] (рис. 5.8) та муфти (рис. 5.9) канатами, що сполучатимуть ведучу напівмуфту (хрестовину) 1 з колодкою 2 та з гальмівним барабаном 3 (рис. 5.8)

чи веденою напівмуфтою 3 (рис. 5.9) кількість рухомих ланок становитиме  $n = 2$  (ланки 1 і 2), кількість кінематичних пар п'ятого класу  $P_5 = 2$  ( $O_5, B_5$ ).

Таблиця 5.2 - Метод уточнених формул та поконтурний метод для механізму за рис. 5.7

$n = 3$	$f$	$f'_x + f'_y + f'_z$	$f''_x + f''_y + f''_z$
$P_5 = 2$	- 2	0 - 0 - 2	0 - 0 - 0
$P_4 = 1$	- 2	0 - 0 - 1	0 - 0 - 1
$P_1 = 1$	- 5	0 - 1 - 1	- 1 - 1 - 1
$k = 1$	+ 6	+ 1 + 1 + 1	+ 1 + 1 + 1
	- 3	+ 1 - 0 - 3	0 - 0 - 1
$OABC$			
$q - W = - 3$		0 - 0 - 2	0 - 0 - 1
$OABC$			$A \quad A \quad \overline{AB}$

Гнучку ланку у вигляді каната при цьому вважатимемо парою першого класу  $P_1 = 1$  ( $A_1$ ), а кінематичні пари інших класів відсутні ( $P_4 = P_3 = P_2 = 0$ ). Отримаємо кількість надлишкових зв'язків для гальма та муфти в період пуску [354]:

$$\begin{aligned} q_{\text{КФЗ}} = q_{\text{КФМП}} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 1 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 0 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 1 - 6 \cdot 2 = 0 \end{aligned}$$

де  $W = 1$  – кількість ступенів вільності.

Під час усталеної роботи муфти за рахунок обертання чашоподібної напівмуфти кількість кінематичних пар п'ятого класу збільшиться до  $P_5 = 3$ , а кількість надлишкових зв'язків становитиме:

$$\begin{aligned} q_{\text{КФМР}} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \cdot 3 + 4 \cdot 0 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 1 - 6 \cdot 3 = 0 \end{aligned}$$

де  $W = 2$  – кількість ступенів вільності.

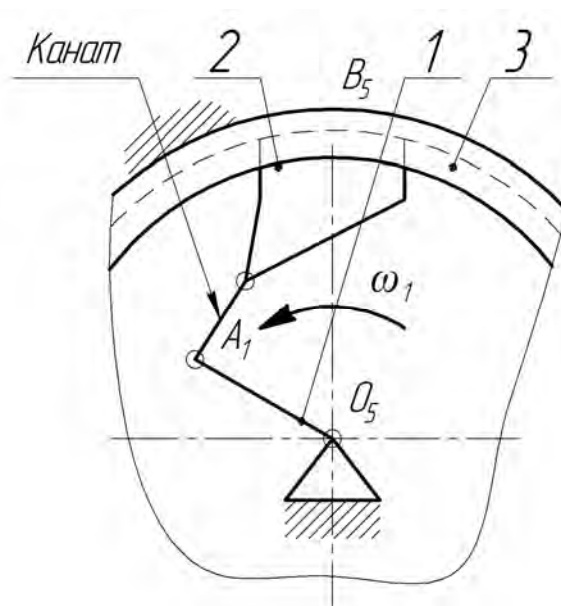


Рисунок 5.8 – Структурна схема механізмів фрикційного гальма з канатними елементами

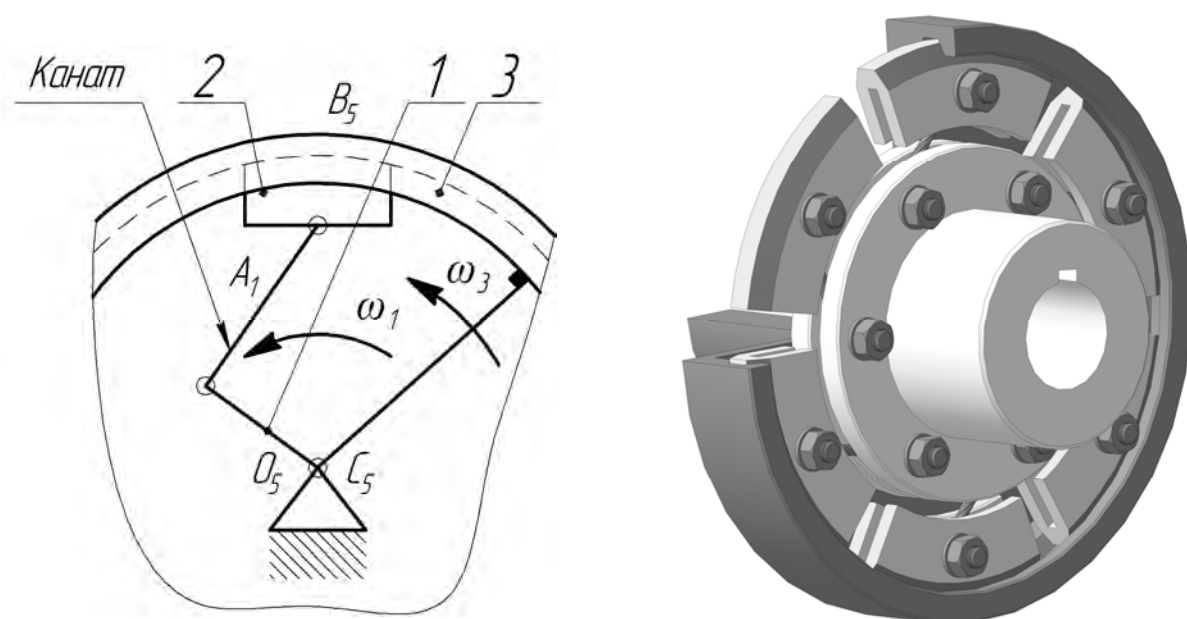


Рисунок 5.9 – Структурна схема механізму та 3D – модель фрикційної муфти з конусними поверхнями тертя та канатними елементами

З огляду можливість досягнення самовстановлюваності елементів муфт з канатними ланками, можна зробити висновок про доцільність обґрунтування на наступному етапі конструктивно-силових параметрів та експлуатаційних характеристик фрикційних муфт з канатними елементами.

У випадку профільної муфти з канатними елементами [355], що описана в розділі 2, структурну схему її механізму зручно звести до вигляду, який наведено на рис. 5.10. При цьому кількість рухомих ланок, порівняно з базовою муфтою збільшується до  $n = 3$  – це ведуча напівмуфта 1, ведена напівмуфта 2 та ролик 3, кількість кінематичних пар п'ятого класу становить  $P_5 = 3$  ( $A_5$ ,  $C_5$  та  $D_5$ ) [356]. Гнучку ланку у вигляді каната вважатимемо парою  $B_1$  першого класу, тому  $P_1 = 1$ .

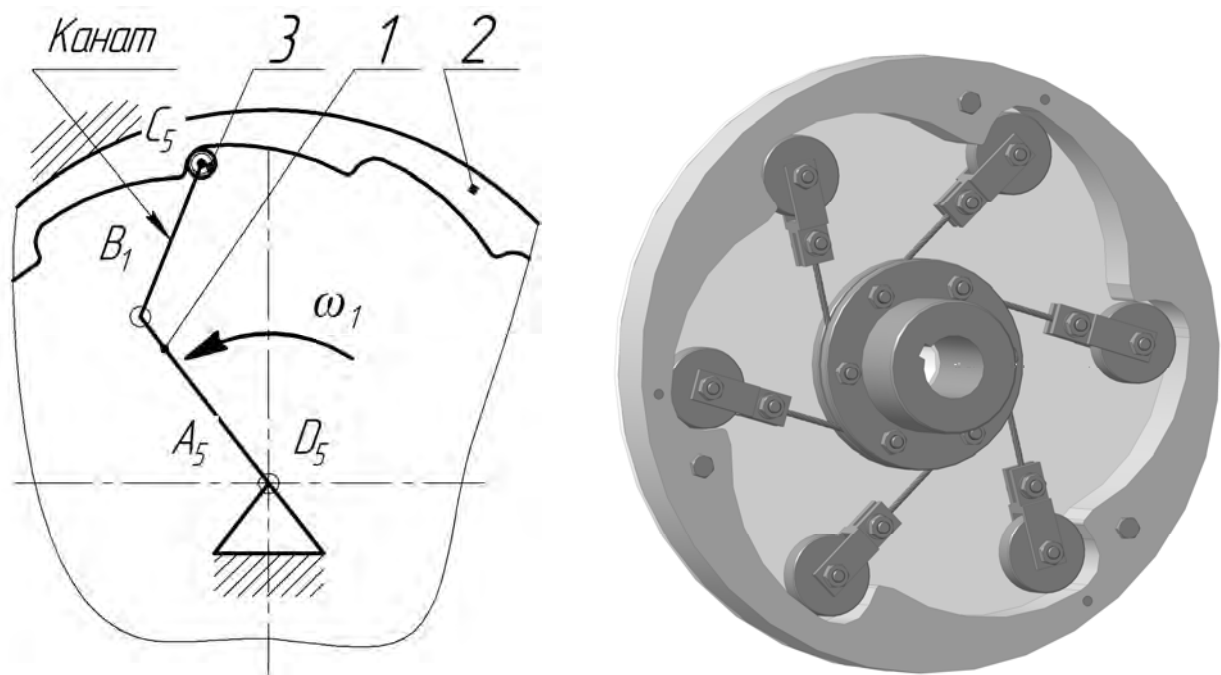


Рисунок 5.10 - Структурна схема механізму та 3D – модель профільної запобіжної муфти з канатними елементами

Тоді загальна кількість кінематичних пар дорівнює

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 3 + 0 + 0 + 0 + 1 = 4.$$

Сума рухомостей кінематичних пар становить

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \cdot 3 + 2 \cdot 0 + 3 \cdot 0 + 4 \cdot 0 + 5 \cdot 1 = 8.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана

$$k = P - n = 4 - 3 = 1.$$

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу

$$W = N - \sum r_i = 7 - 5 = 2 ,$$

де  $N = 8$  – кількість однорухомих кінематичних пар.

$r = 6$  – ранг осей незалежного контура.

Кількість надлишкових зв'язків механізму муфти за формулою Сомова-Малишева

$$\begin{aligned} q_{CM} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \cdot 3 + 4 \cdot 0 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 1 - 6 \cdot 3 = 0 \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{Oz} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 1 - 8 = 0 .$$

Наведені розрахунки свідчать про доцільність оснащення канатними елементами запобіжних муфт фрикційного та профільного типу з метою зниження кількості надлишкових зв'язків до нуля та очікуваного підвищення за рахунок цього рівномірності розподілу навантаження між несівними елементами та зменшення чутливості до точності виготовлення та монтажу.

#### **5.4. Конструктивно-силові параметри та експлуатаційні характеристики фрикційних муфт з канатними елементами**

Під час проектування фрикційної муфти з канатними елементами необхідно визначити дійсний момент, що вона здатна розвинути, а також виконувати розрахунок на міцність її елементів. Для цього необхідно визначити силові фактори в елементах муфти. З цією метою розробляємо розрахункову схему муфти (рис. 5.11 та рис. 5.12) [357]. На цій схемі видно що, внутрішня напівмуфта 1 і відповідна їй (кожна із  $z$  встановлених) колодок 2 є ведучими і обертаються з кутовою швидкістю  $\omega$ . За рахунок наявності відцентрової сили  $F_g$  колодки притискаються до внутрішньої (гальмівної) поверхні зовнішньої напівмуфти 3 силою  $N$ , яка викликає на гальмівній поверхні силу тертя  $F_{mp}$ , та створює момент тертя  $T_{mp}$ , що є рушійним моментом для зовнішньої



напівмуфти 3 та сполучених з нею деталей приводу, канати при цьому натягуються силою  $F_H$ .

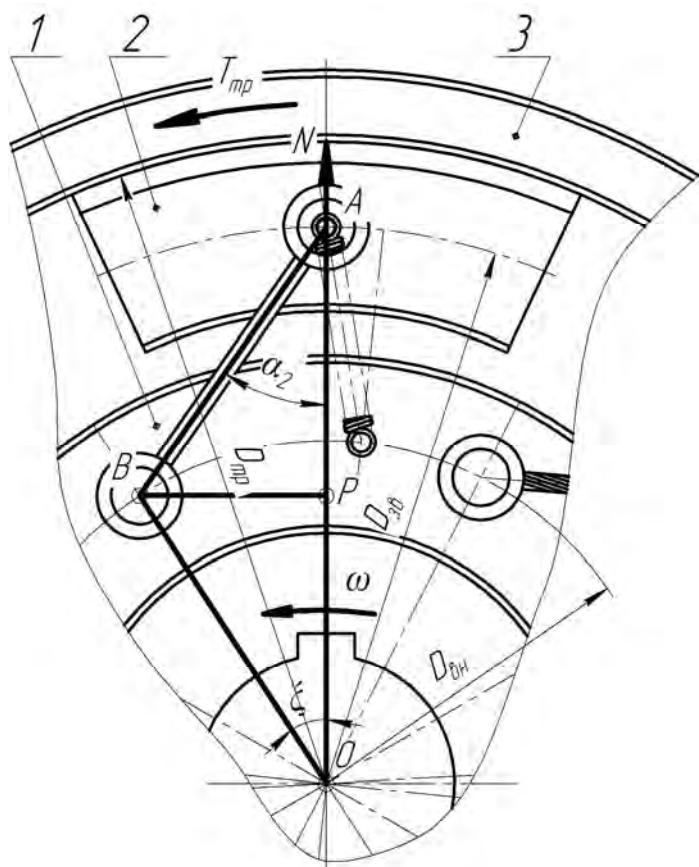


Рисунок 5.11 – Розрахункова схема фрикційної колодкової муфти з циліндричними поверхнями тертя та канатними елементами

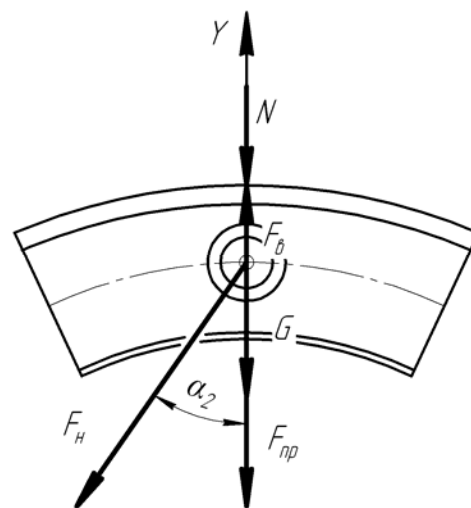


Рисунок 5.12 – Схема сил, що діють на колодку у вертикальній площині

Визначення зусилля  $N$  тиску колодок на поверхню напівмуфти здійснюється із розгляду рівноваги колодки (рис. 5.12) тобто в проекціях на вісь  $Y$  маємо:

$$N = F_в - G - F_{пр} - F_H \cos \alpha_2, \quad (5.42)$$

де  $G = m_k g$  – вага колодки;

$F_{пр}$  – зусилля пружини, що притягує колодки до маточини при зупинці муфти.

$$F_6 = m_k \omega^2 \frac{D_{36}}{2}, \quad (5.43)$$

де  $m_k$  – маса колодки;

$D_{36}$  – діаметр кола розташування центрів тяжіння колодок.

Тоді момент тертя муфти:

$$T_{mp} = zfn \frac{D_{mp}}{2} = zf \frac{D_{mp}}{2} (F_6 - G - F_{np} - F_n \cos \alpha_2). \quad (5.44)$$

де  $\alpha_2$  – кут між віссю каната та радіусом муфти.

Сила натягу каната (по аналогії з постійними муфтами оснащеними торцевими канатами тангенціального розташування (розділ 3)), дорівнює:

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{4TL_k}{zD_{36}D_{6H} \sin \xi} = \frac{4T_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{zD_{36}D_{6H} \sin \xi} = \\ &= \frac{4T_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{zD_{6H}\psi_D \sin \xi}, \end{aligned} \quad (5.45)$$

де  $L_k$  – теоретична довжина каната (відстань  $AB$  на рис. 5.11);

$D_{36}$  – діаметр кола закріплення канатів на колодках;

$D_{6H}$  – діаметр кола закріплення канатів на внутрішній напівмуфті;

$\xi$  – кут монтажного зміщення колодок;

$\psi_D = \frac{D_{36}}{D_{6H}}$  – коефіцієнт діаметрів.

Для визначення кута  $\alpha_2$  також використаємо раніше встановлену залежність для муфти з торцевими канатами тангенціального розташування:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{PB}{AP} = \frac{PB}{OA - OP} = \frac{0,5D_{6H} \sin \xi}{0,5D_{36} - 0,5D_{6H} \cos \xi} = \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} = \frac{\psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}. \quad (5.46)$$

Вводимо заміну

$$\cos \alpha_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}}. \quad (5.47)$$

Звідки отримаємо новий вираз для моменту тертя муфти

$$T_{mp} = z f \frac{D_{mp}}{2} \left[ F_6 - G - F_{np} - \frac{4T_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{z D_{36} D_{6H} \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right] \quad (5.48)$$

Після перетворень виразу (5.48) отримаємо (5.49)

$$T_{mp} = \frac{0,5z f D_{mp} (F_6 - G - F_{np})}{1 + \frac{2f D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36} D_{6H} \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}}} = \frac{0,5z f D_{mp} (F_6 - G - F_{np})}{1 + \frac{2f D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H} \psi_D \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}}} \quad (5.49)$$

У випадку нехтування силою ваги колодки та силою пружини (вони мінімум на порядок менші відцентрової сили), з урахуванням виразу (5.43) обчислення відцентрової сили, для моменту тертя муфти можна записати рівняння (5.50).

$$T_{mp} = \frac{0,25z f m_{\kappa} \omega^2 D_{mp} D_{36}}{1 + \frac{2f D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36} D_{6H} \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}}} = \frac{0,25z f m_{\kappa} \omega^2 D_{mp} D_{6H} \psi_D}{1 + \frac{2f D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H} \psi_D \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}}} \quad (5.50)$$

Коефіцієнт точності спрацьовування муфти обчислюватиметься за формулами (5.51).

Проаналізуємо вплив конструктивних параметрів муфти, зокрема кута  $\xi$  монтажного зміщення колодок на навантажувальну здатність муфти на прикладі базової муфти суднового відцентрового сепаратора СЦ-1,5. У цієї муфти  $m_k = 0,1$  кг;  $D_{mp} = 150$  мм;  $\omega = 157,08$  рад/с (1500 об/хв);  $f = 0,4$  (пара тертя феродо по сталі). У муфти з канатними елементами приймаємо конструктивно  $D_{36} = 135$  мм,  $D_{6H} = 100$  мм. Зміну кута  $\xi$  під час моделювання передбачаємо в інтервалі  $5 \dots 80^\circ$ . Обчислення виконані за формулами (5.45) та (5.50) проілюстровані графіками на рис. 5.13.

$$\gamma_m = \frac{T_{mp \max}}{T_{mp \min}} = \frac{f_m \left[ 1 + \frac{2f_n D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36}D_{6H} \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right]}{f_n \left[ 1 + \frac{2f_m D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36}D_{6H} \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right]} = \frac{f_m \left[ 1 + \frac{2f_n D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H} \psi_D \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]}{f_n \left[ 1 + \frac{2f_m D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H} \psi_D \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]} \quad (5.51)$$

де  $f_m$  та  $f_n$  – відповідно найбільший на найменший коефіцієнт тертя ковзання у спряженні фрикційної поверхні колодки та веденої напівмуфти.

З графіків можна зробити висновок [358, 359], що при даних конструктивних параметрах та коефіцієнті діаметрів  $\psi_D = 0,135$  найбільший

момент муфти та найменший натяг канатів забезпечується при значенні кута  $\zeta$  близько  $40^\circ$ .

Очевидно, для запропонованої фрикційної муфти також справедлива залежність (5.52), знайдена раніше (розділ 3) для пружних муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування.

$$\xi_F = \arccos \frac{1}{\psi_D} = \arccos \frac{1}{1,35} = 42,205^\circ = 42^\circ 12' 20'' . \quad (5.52)$$

Відтак для відомих діаметрів напівмуфт, які часто приймаються конструктивно, наприклад  $D_{3\theta} = 135$  мм та  $D_{6H} = 100$  мм, можна обчислювати кут  $\xi_F$ , який забезпечить максимальний момент муфти та мінімальне навантаження канатів при відомому  $\psi_D$ .

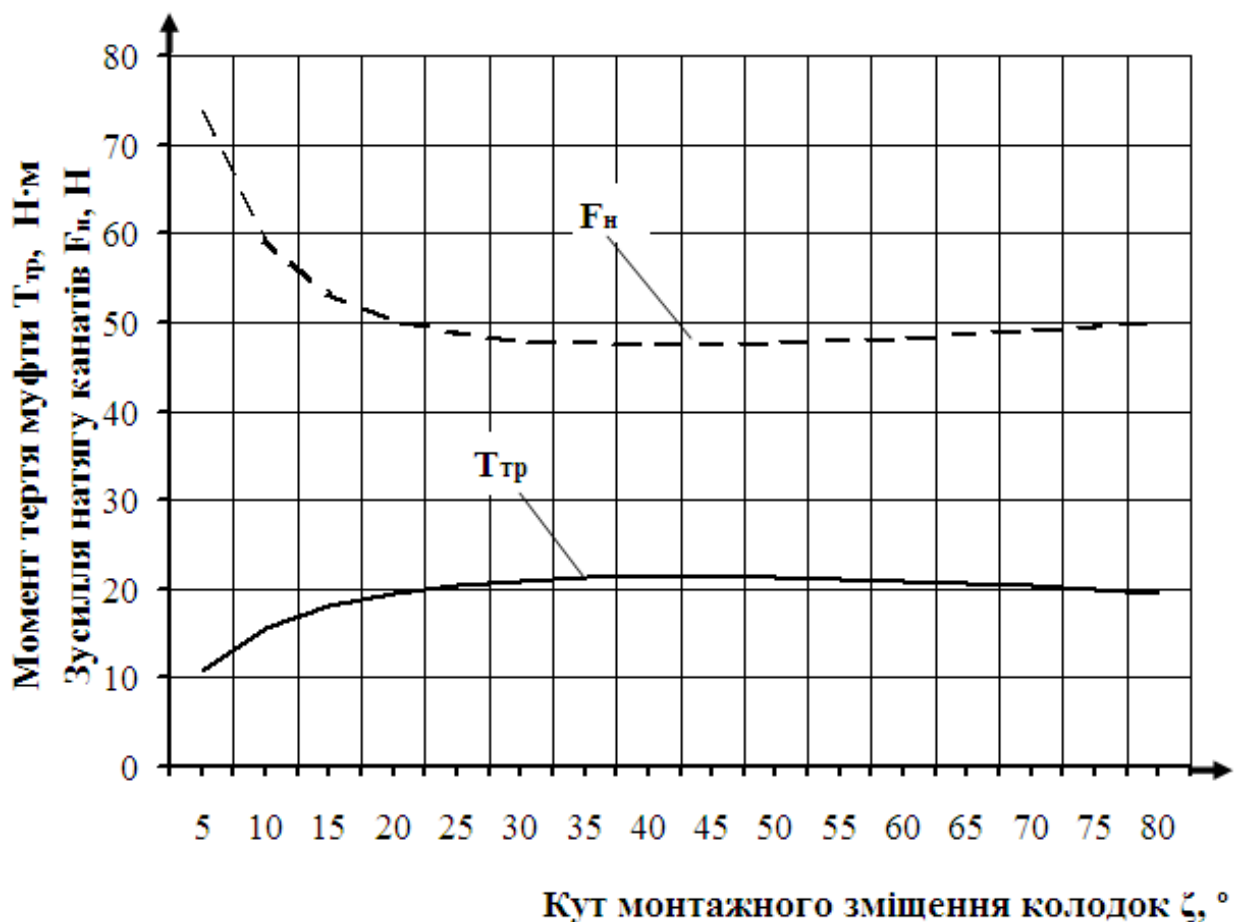


Рисунок 5.13 – Графіки впливу величини кута монтажного зміщення  $\zeta$  на навантажувальну здатність та натяг канатів муфти

Наявність у формулах (5.48) – (5.50) знаменника більшого від одиниці свідчить про те, що при рівних розмірах та масі вантажів, муфта з канатними елементами матиме менший момент ніж базова муфта за рахунок натягу канатів. Так, при куті  $\xi = 42,205^\circ$  найбільший момент тертя  $T_{mp}$  муфти з канатними елементами складає 21,36 Н·м. При цьому момент тертя базової муфти з радіально рухомими колодками при аналогічних параметрах є приблизно на 40% більшим і складає 29,98 Н·м. Це означає, що для забезпечення аналогічної базовій муфті навантажувальної здатності необхідно у муфти з канатними елементами збільшити масу колодок, щоб нівелювати вплив на нормальну реакцію  $N$  сили натягу канатів  $F_n$ , або застосувати конусні поверхні тертя, збільшивши момент муфти за рахунок клинового ефекту.

На наступному етапі досліджували вплив конструктивних параметрів муфти на точність її спрацьовування, зокрема досліджували вплив кута монтажного зміщення  $\xi$  та коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$ . Графік впливу кута монтажного зміщення  $\xi$  на коефіцієнт точності  $\gamma_m$  (5.51) модельної муфти з наведеними раніше параметрами ілюструє рис. 5.14, для побудови якого приймали:  $f_m = 0,4$ ;  $f_n = 0,1$ ;  $\xi = 5 \dots 80^\circ$ .

За графіком рис. 5.14 можна зробити кілька важливих висновків, по-перше точність спрацьовування муфти з канатними елементами та циліндричними поверхнями тертя ( $\gamma_m = 2,05 \dots 3,15$ ) в 1,3...1,5 рази вище ніж у базової муфти з радіально-рухомими колодками для якої він рівний відношенню максимального та мінімального коефіцієнтів тертя  $\gamma_m = f_m / f_n = 4,00$ , по-друге вплив кута монтажного зміщення  $\xi$  на точність спрацьовування є нелінійним, максимальною точністю спрацьовування модельна муфта характеризується при мінімальних кутах монтажного зміщення, по-третє співставлення графіків на рис. 5.14 та рис. 5.13 дає можливість стверджувати, що зі збільшенням натягу канатів точність муфти збільшується, а значення кута монтажного зміщення  $\xi_F = 42,205^\circ$ , при якому має місце найменший натяг

канатів, є одночасно значенням, яке забезпечує найнижчу точність спрацьовування муфти.

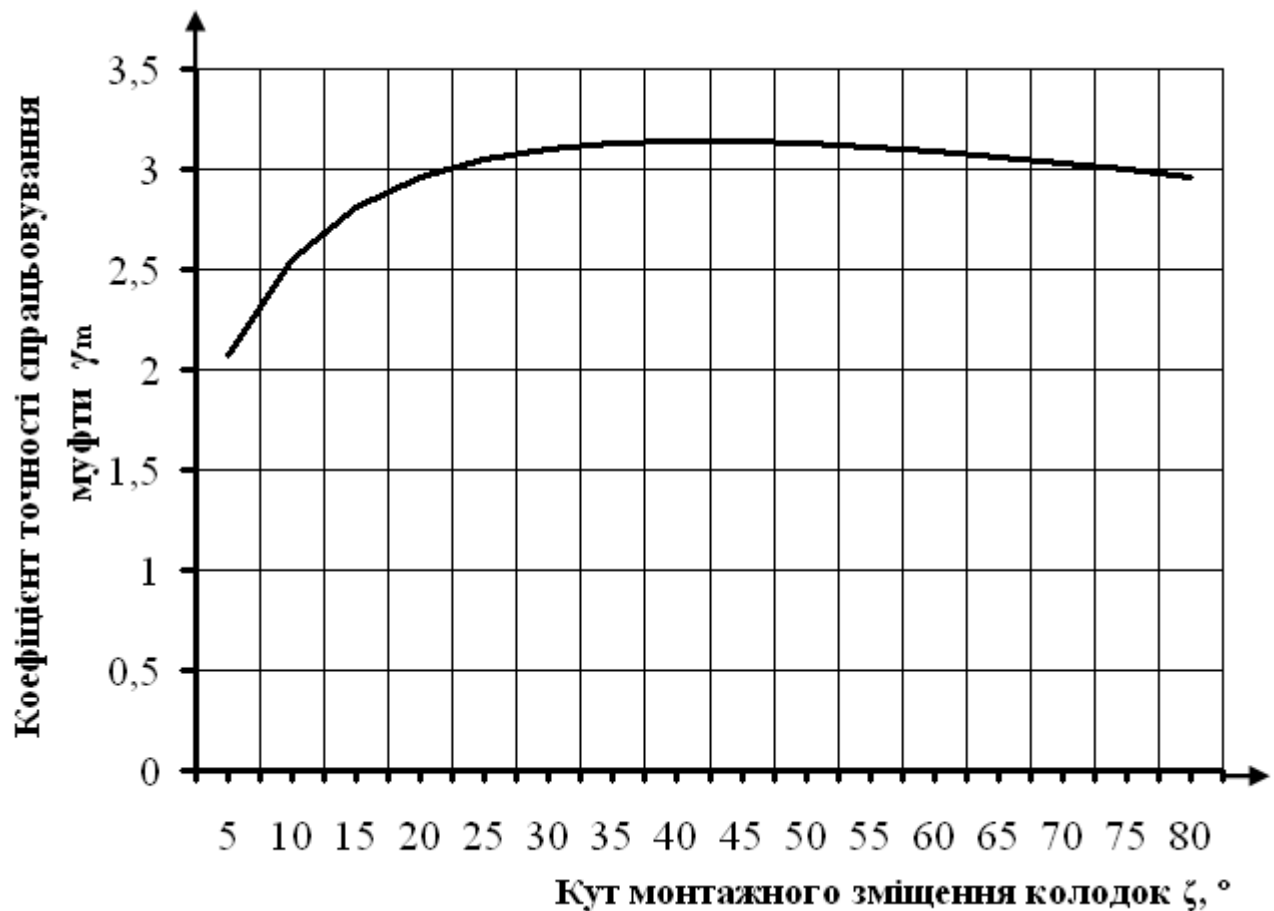


Рисунок 5.14 – Графік впливу величини кута монтажного зміщення  $\zeta$  на коефіцієнт точності спрацьовування муфти  $\gamma_m$

Під час вивчення впливу коефіцієнта діаметрів (рис. 5.15) всі розміри муфти приймали незмінними, крім діаметра закріплення канатів у внутрішній напівмуфті, який приймали  $D_{вн} = 40 \dots 115$  мм (кут монтажного зміщення мав значення  $\xi = 42,205^\circ$ ).

Аналіз графіка на рис. 5.15 дає можливість встановити, що зі збільшенням різниці між діаметрами  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$  точність спрацьовування муфти підвищується – при підвищенні різниці між діаметрами в два рази від  $\psi_D = 1,5$  до  $\psi_D = 3,0$  коефіцієнт точності муфти зменшується від  $\gamma_m = 3,00$  до  $\gamma_m = 2,25$  (на 25%) – тобто для збільшення точності спрацьовування муфти різницю між

діаметрами  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$  треба приймати як можна більшою з умов компоновання приводу з муфтою.

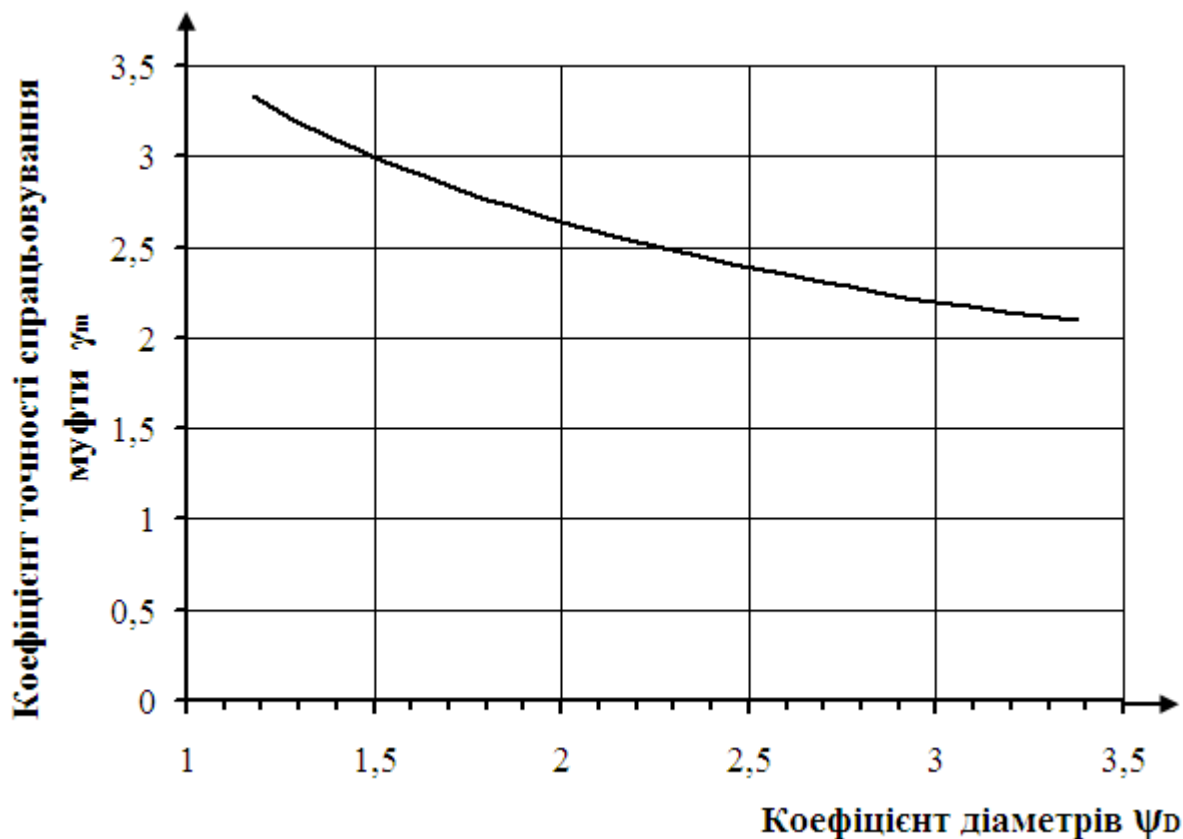


Рисунок 5.15 – Графік впливу величини коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$

на коефіцієнт точності спрацьовування муфти  $\gamma_m$

З метою покращення характеристик механічного приводу доцільно застосовувати муфти з конусними поверхнями тертя (рис. 5.16), тому на наступному етапі досліджуватимемо їх основні геометричні і силові параметри та експлуатаційні характеристики.

Спершу наводимо алгоритм для обчислення моменту тертя фрикційної муфти чи гальма з конусними поверхнями тертя та канатними елементами:

$$T_{mp} = 2zfN' \frac{D_{mp}}{2}, \quad (5.53)$$

$$N' = \frac{N}{2 \sin \theta}, \quad (5.54)$$

де  $\theta$  – половина кута профілю колодки.



Тоді з урахуванням (5.45), (5.54) та (5.42) у (5.53) отримаємо новий вираз (5.55) для моменту тертя муфти:

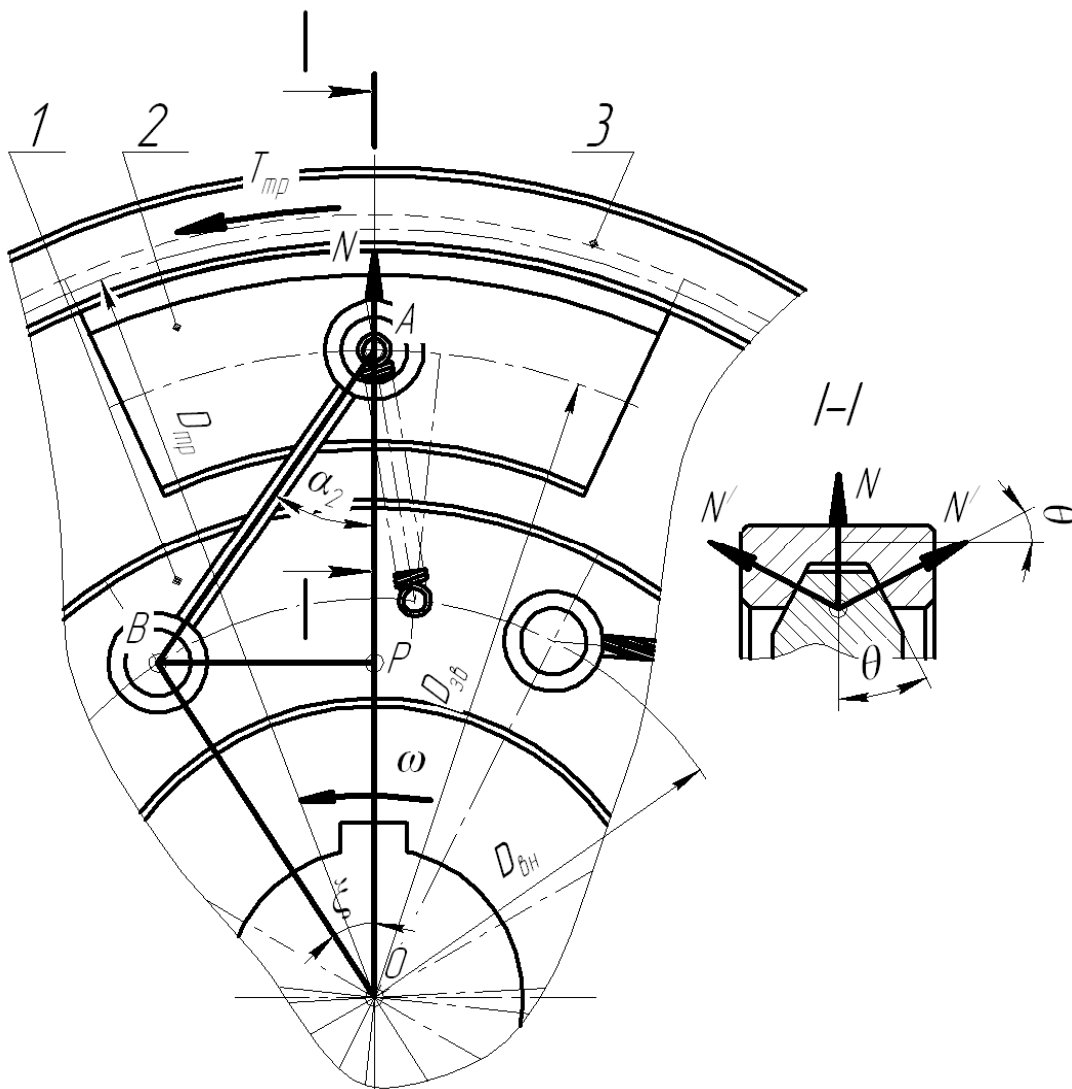


Рисунок 5.16 – Розрахункова схема фрикційної колодкової муфти з конусними поверхнями тертя та канатними елементами

$$T_{mp} = z f \frac{D_{mp}}{2 \sin \theta} \left[ F_6 - G - F_{np} - \frac{4 T_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \xi}}{z D_{36} D_{6H} \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right] \quad (5.55)$$

Після перетворень виразу (5.55) отримаємо (5.56):

$$\begin{aligned}
T_{mp} &= \frac{0,5zfD_{mp}(F_6 - G - F_{np})}{\sin \theta \left[ 1 + \frac{2fD_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36}D_{6H} \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right]} \\
&= \frac{0,5zfD_{mp}(F_6 - G - F_{np})}{\sin \theta \left[ 1 + \frac{2fD_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H}\psi_D \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]}
\end{aligned} \tag{5.56}$$

У випадку нехтування силою ваги колодки та силою пружини, з урахуванням (5.43) для визначення моменту тертя муфти можна записати модифіковані формули (5.57).

$$\begin{aligned}
T_{mp} &= \frac{0,25zfm_{\kappa} \omega^2 D_{mp} D_{36}}{\sin \theta \left[ 1 + \frac{2fD_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36}D_{6H} \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right]} \\
&= \frac{0,25zfm_{\kappa} \omega^2 D_{mp} D_{6H} \psi_D}{\sin \theta \left[ 1 + \frac{2fD_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H}\psi_D \sin \xi \sin \theta \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]}
\end{aligned} \tag{5.57}$$

Коефіцієнт точності спрацьовування муфти при цьому обчислюватиметься за виразом (5.58).

Подібно до муфти з циліндричними поверхнями тертя тут також необхідно проаналізувати вплив конструктивних параметрів нової муфти, зокрема кута  $\xi$  монтажного зміщення колодок на навантажувальну здатність раніше описаної модельної муфти сепаратора СЦ-1,5, але на прикладі муфти, у

якої сталеві колодки ковзають по текстолітовій обоймі зовнішньої напівмуфти ( $f = 0,2$ ) (колодки з конусними поверхнями при такому невеликому діаметрі муфти футерувати феродо достатньо складно).

$$\gamma_m = \frac{T_{mp \max}}{T_{mp \min}} = \frac{f_m \left[ 1 + \frac{2f_n D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36}D_{6H} \sin \theta \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right]}{f_n \left[ 1 + \frac{2f_m D_{mp} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{D_{36}D_{6H} \sin \theta \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}} \right]} = \frac{f_m \left[ 1 + \frac{2f_n D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H}\psi_D \sin \theta \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]}{f_n \left[ 1 + \frac{2f_m D_{mp} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}{D_{6H}\psi_D \sin \theta \sin \xi \sqrt{1 + \left( \frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}} \right]} \quad (5.58)$$

При моделюванні передбачали зміну кута профілю  $2\theta = 25^\circ, 40^\circ, 55^\circ$ . Обчислення, що виконані за аналітичними залежностями (5.45) та (5.56), проілюстровані графіками на рис. 5.17.

Для кута  $2\theta = 25^\circ$  графіки зміни силових параметрів показані суцільними лініями, для кута  $2\theta = 40^\circ$  - штриховою лінією, для кута  $2\theta = 55^\circ$  - осьовою лінією.

З графіків (рис. 5.17) можна зробити висновок, що при даних конструктивних параметрах та коефіцієнті діаметрів  $\psi_D = 0,135$  найбільший момент тертя муфти  $T_{mp}$  та найменший натяг канатів  $F_H$  забезпечується

аналогічно муфті з циліндричними поверхнями тертя при значенні кута монтажного зміщення  $\zeta$ , який дорівнює  $40^\circ$ .

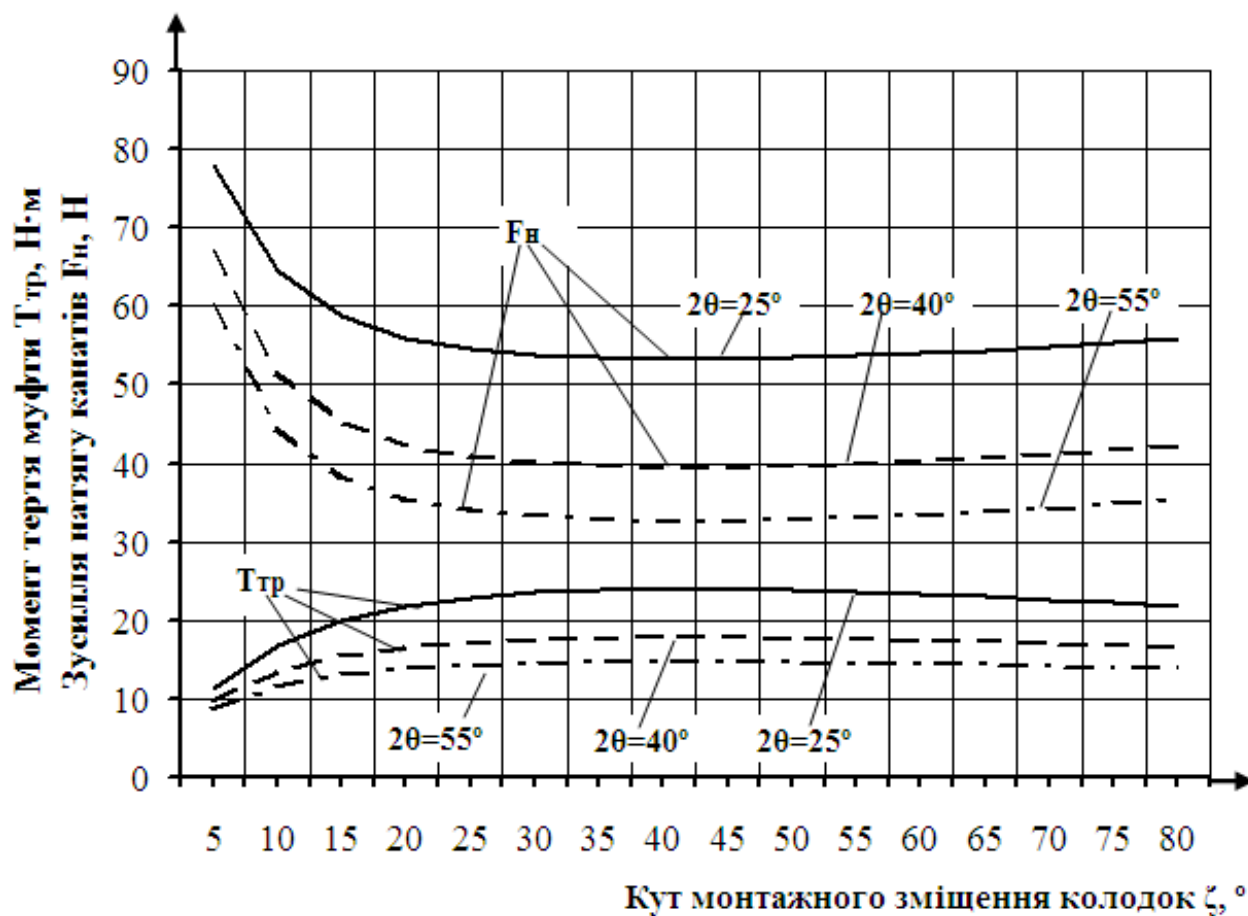


Рисунок 5.17 – Графіки впливу величини кута монтажного зміщення  $\zeta$  на навантажувальну здатність та натяг канатів муфти

При куті  $\zeta = 42,205^\circ$  та куті профілю  $2\theta = 25^\circ$  найбільший момент муфти з канатними елементами складає  $24,02$  Н·м. При цьому момент тертя базової муфти з радіально рухомими колодками із циліндричними поверхнями тертя для аналогічних конструктивних параметрів є приблизно на 20% більшим і складає  $T_{тр} = 29,98$  Н·м. Це означає, що для забезпечення аналогічної базовій муфті навантажувальної здатності необхідно збільшити масу колодок, щоб нівелювати вплив на силу нормальної реакції сили натягу канатів  $F_n$ , або застосувати фрикційні матеріали пари тертя, що здатні забезпечити більший коефіцієнт тертя  $f$ . Якщо вважати, що колодки з конусними поверхнями тертя мають коефіцієнт тертя по сталевій веденій напівмуфті  $f = 0,4$ , то її момент

тертя при  $\xi = 42,205^\circ$  та  $2\theta = 40^\circ$  складе  $T_{mp} = 28,66$  Н·м, тобто в такому випадку можна досягнути аналогічної базовій муфті навантажувальної здатності, а при зменшенні кута профілю колодки до  $2\theta = 25^\circ$ , можна досягти моменту тертя  $T_{mp} = 36,30$  Н·м при уникненні негативних явищ, пов'язаних з нерівномірним зносом колодок та чутливості до точності виготовлення та монтажу за рахунок ліквідації надлишкових зв'язків.

При дослідженні коефіцієнта точності спрацьовування муфти (5.58) та впливу на нього конструктивних параметрів муфти виконували чисельне моделювання муфти з наведеними раніше характеристиками, приймаючи, що  $f_m = 0,4$ ,  $f_n = 0,1$ . На рис. 5.18 показано вплив на коефіцієнт точності спрацьовування муфти кута монтажного зміщення  $\xi$ .

За рахунок аналізу графіків на рис. 5.18 можна встановити, що зі зменшенням кута  $2\theta$  точність спрацьовування муфти підвищується, так при  $2\theta = 55^\circ$  та  $\xi = 42,205^\circ$  коефіцієнт точності складає  $\gamma_m = 3,00$ , а при  $2\theta = 25^\circ$  зменшується до  $\gamma_m = 2,53$  (на 16%).

Точність спрацьовування муфти з канатними елементами та конусними поверхнями тертя (при всіх досліджених  $2\theta$ ) у всьому діапазоні кутів  $\xi$  вище ( $\gamma_m = 1,78 \dots 2,84$  при  $2\theta = 40^\circ$ ) ніж точність муфти циліндричними поверхнями тертя ( $\gamma_m = 2,05 \dots 3,15$ ) (на 10...30%) та відповідно в 1,3...2,3 рази вище ніж у базової муфти з радіально-рухомими колодками ( $\gamma_m = 4,00$ ) та вище ніж у подібних муфт досліджених раніше [360] ( $\gamma_m = 2,5 \dots 3,9$ ). Досягнення більших значень точності спрацьовування вимагає створення значно складніших конструкцій [361 - 363] ніж представлені муфти з канатними елементами.

Максимальною точністю спрацьовування муфта з конусними поверхнями тертя характеризується при мінімальних кутах монтажного зміщення, та зі збільшенням натягу канатів точність муфти збільшується, а значення кута монтажного зміщення при якому має місце найменший натяг канатів є

одночасно значенням, яке забезпечує найнижчу точність спрацьовування муфти.

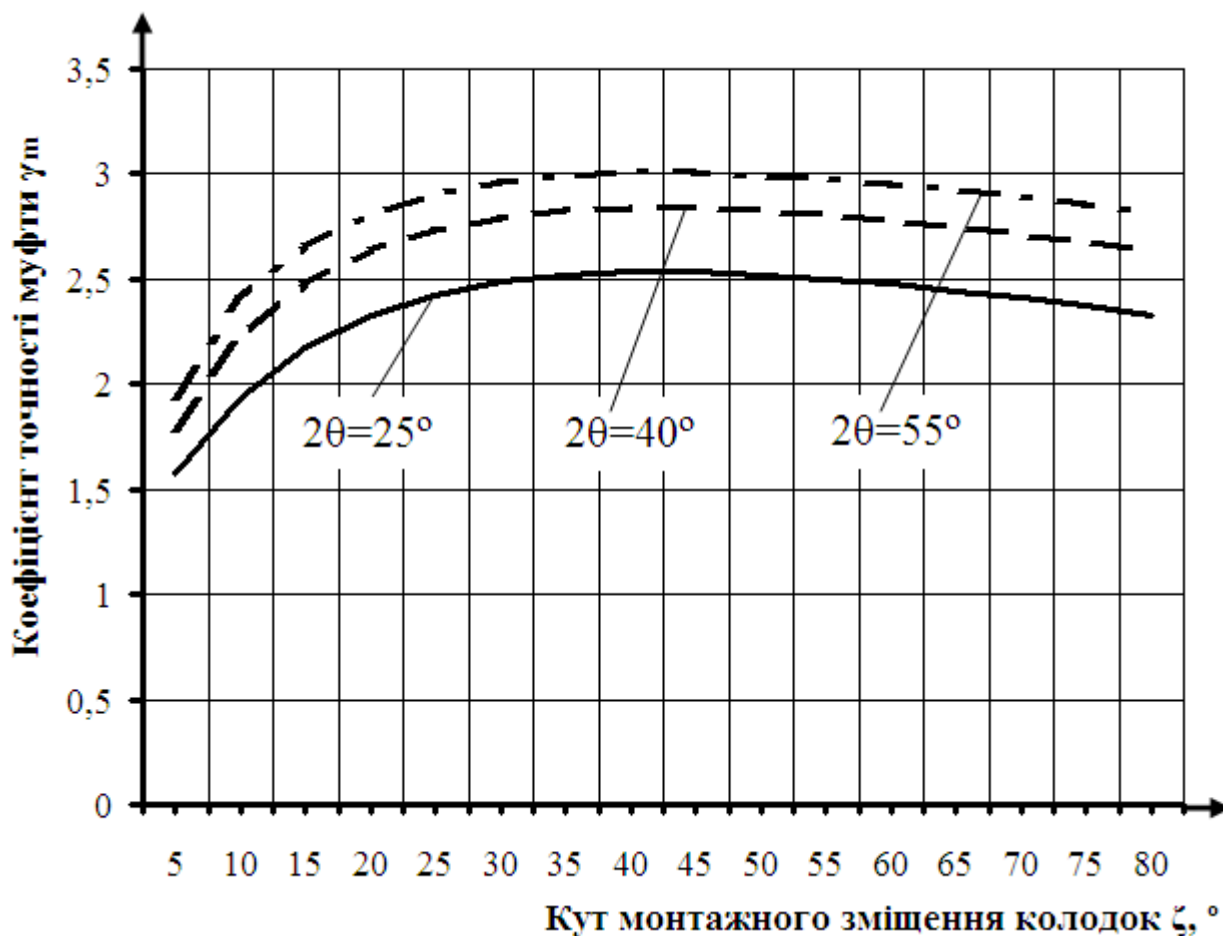


Рисунок 5.18 – Графіки впливу величини кута монтажного зміщення  $\zeta$  на коефіцієнт точності спрацьовування муфти  $\gamma_m$

Під час вивчення впливу коефіцієнта діаметрів (рис. 5.19) параметри муфти змінювали аналогічно муфті з циліндричними поверхнями тертя (рис. 5.15) приймаючи  $2\theta=40^\circ$ .

Аналіз графіка на рис. 5.19 дає можливість констатувати, що як і у випадку з циліндричними поверхнями тертя зі збільшенням різниці між діаметрами  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$  точність спрацьовування муфти підвищується – при підвищенні різниці між діаметрами в два рази від  $\psi_D = 1,5$  до  $\psi_D = 3,0$  коефіцієнт точності муфти зменшується від  $\gamma_m = 2,65$  до  $\gamma_m = 1,85$  (на 30%) – тобто висновок про доцільність збільшення різниці між діаметрами  $D_{зв}$  та  $D_{вн}$

для збільшення точності спрацьовування муфти справедливий і для муфти з конусними поверхнями тертя.

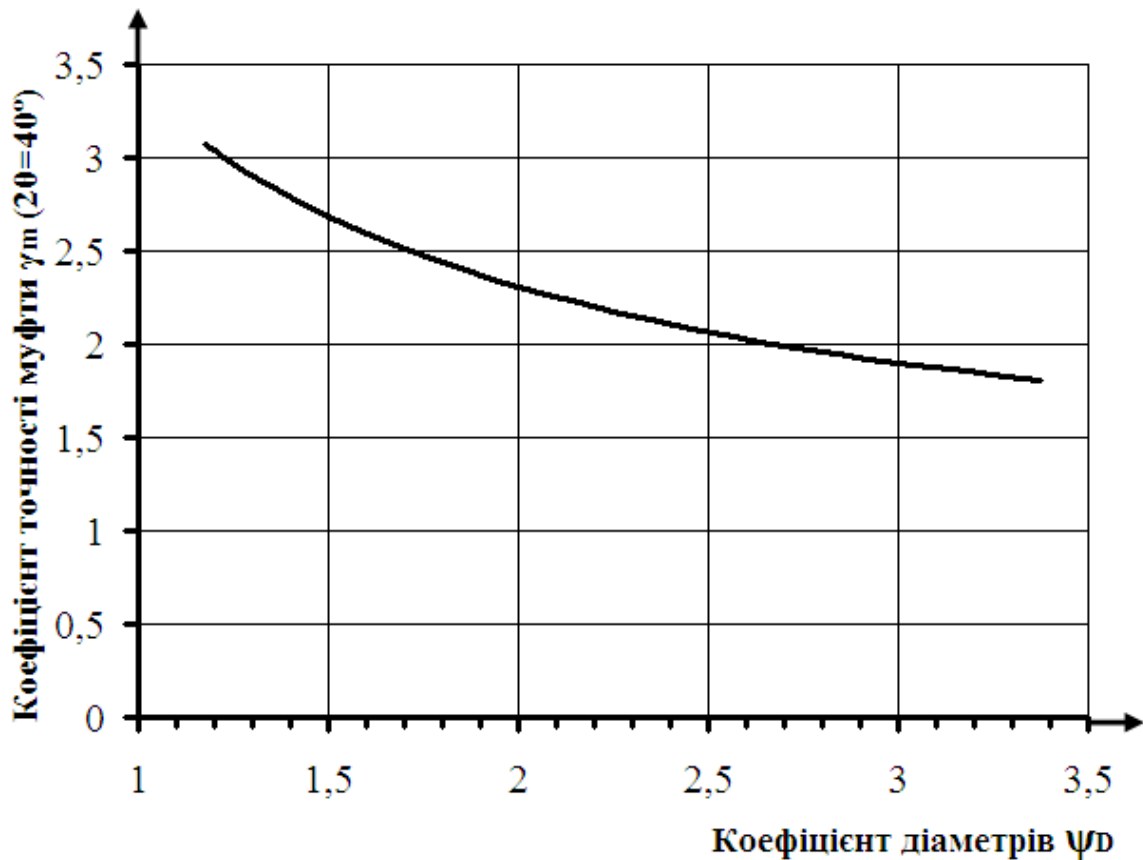


Рисунок 5.19 – Графік впливу величини коефіцієнта діаметрів  $\psi_D$  на коефіцієнт точності спрацьовування муфти  $\gamma_m$

### 5.5. Конструктивно-силові параметри та експлуатаційні характеристики профільних запобіжних муфт з канатними елементами

Момент, що здатна передавати муфта із  $z$  роликками масою  $m_p$  в усталеному робочому режимі становить:

$$T_p = zN \frac{D_{36}}{2}. \quad (5.59)$$

Тобто задача оцінки навантажувальної здатності муфти зводиться до визначення сили  $N$ . Для цього [364] розглянемо прямокутний трикутник  $AMK$  (рис. 5.20).

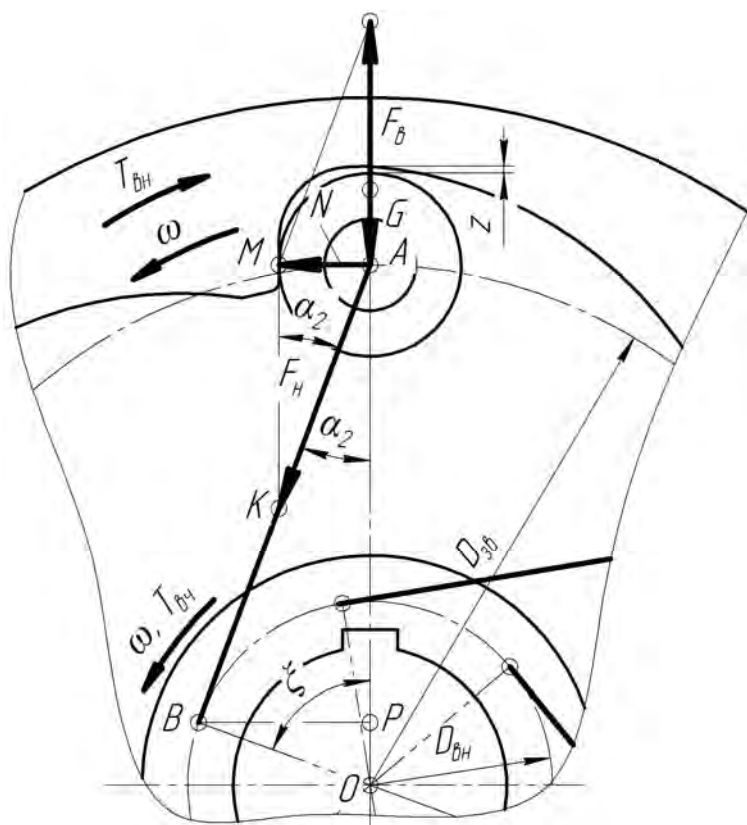


Рисунок 5.20 - Розрахункова схема профільної запобіжної муфти з канатними елементами

Звідки:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{MA}{KM} = \frac{N}{F_6 - G}, \quad (5.60)$$

де  $G = m_p g$  – вага ролика.

Далі можна записати (5.61).

$$N = (F_6 - G) \operatorname{tg} \alpha_2 = (0,5 m_p \omega^2 D_{36} - G) \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (5.61)$$

Для визначення кута  $\alpha_2$  використовуємо (5.46), та (5.47), за рахунок чого можна записати вираз для номінального моменту, що здатна передати муфта без пробуксовки становитиме (силу ваги ролика  $G$  далі не враховуємо у зв'язку з її малістю):

$$T = 0,5 z F_6 \operatorname{tg} \alpha_2 D_{36} = \frac{0,25 z m_p \omega^2 D_{36}^2 D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} = \frac{0,25 z m_p \omega^2 D_{36}^2 \psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}. \quad (5.62)$$

Визначимо момент при якому муфта почне спрацьовувати (рис. 5.21). Це

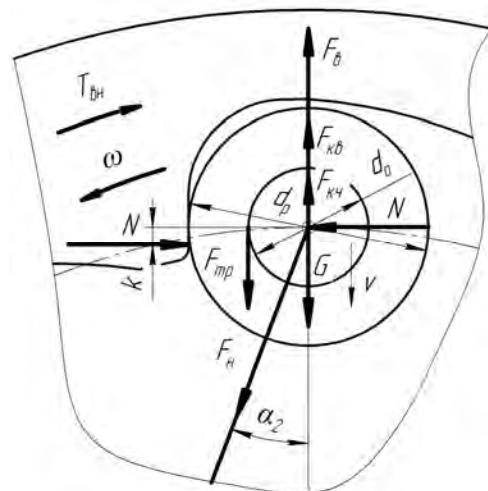


Рисунок 5.21 – Розрахункова схема ролика



відбудеться, коли ролики під дією сили натягу канатів почнуть рухатись в радіальному напрямку до виходу із зачеплення з профільними виступами. Запишемо рівняння рівноваги для ролика в проекціях на радіальний напрямок  $OA$ :

$$F_{\epsilon} + F_{\kappa\chi} + F_{\kappa\epsilon} + G = F_H \cos \alpha_2, \quad (5.63)$$

де  $F_{\kappa\chi}$  – сила опору коченню ролика по поверхні профільного виступу, зведена до центра  $A$  ролика;

$F_{\kappa\epsilon}$  – сила опору ковзанню ролика на його осі, зведена до центра  $A$  ролика.

Інакше кажучи, муфта почне спрацьовувати у випадку виконання нерівності (5.64) (вона записана без урахування ваги ролика  $G$ ):

$$F_H \geq \frac{F_{\epsilon} + F_{\kappa\chi} + F_{\kappa\epsilon}}{\cos \alpha_2}. \quad (5.64)$$

Сила натягу каната  $F_H$  пов'язана з моментом  $T$ , що його передає муфта отриманим раніше співвідношенням:

$$\begin{aligned} T &= \frac{zF_H D_{3\epsilon} D_{\epsilon H} \sin \xi}{4L_{\kappa}} = \\ &= \frac{zF_H D_{3\epsilon} D_{\epsilon H} \sin \xi}{4\sqrt{0,25(D_{3\epsilon}^2 + D_{\epsilon H}^2) - 0,5D_{3\epsilon} D_{\epsilon H} \cos \xi}} = \\ &= \frac{zF_H D_{\epsilon H} \psi_D \sin \xi}{4\sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}. \end{aligned} \quad (5.65)$$

Тоді, підставивши у вираз (5.65) відомі рівності для обчислення складових  $F_{\kappa\chi}$  та  $F_{\kappa\epsilon}$  формули (5.63), а також вираз (5.64), отримаємо рівняння для моменту при якому муфта почне спрацьовувати:

$$\begin{aligned} T_{cn} &= \frac{zF_H D_{3\epsilon} D_{\epsilon H} \sin \xi}{4L_{\kappa}} = \frac{zD_{3\epsilon} D_{\epsilon H} \sin \xi \left[ F_{\epsilon} + \frac{N}{d_p} (2k + fd_o) \right]}{4 \cos \alpha_2 L_{\kappa}} = \\ &= \frac{zm_p \omega^2 D_{3\epsilon}^2 D_{\epsilon H} \sin \xi \left[ 1 + \frac{D_{\epsilon H} \sin \xi (2k + fd_o)}{d_p (D_{3\epsilon} - D_{\epsilon H} \cos \xi)} \right] \sqrt{1 + \left( \frac{D_{\epsilon H} \sin \xi}{D_{3\epsilon} - D_{\epsilon H} \cos \xi} \right)^2}}{8\sqrt{0,25(D_{3\epsilon}^2 + D_{\epsilon H}^2) - 0,5D_{3\epsilon} D_{\epsilon H} \cos \xi}}. \end{aligned} \quad (5.66)$$

Тоді коефіцієнт точності спрацьовування муфти становитиме:

$$\gamma_m = \frac{T_{cn \max}}{T_{cn \min}} = \frac{1 + \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi (2k_m + f_m d_o)}{d_p (D_{\text{зв}} - D_{\text{вн}} \cos \xi)}}{1 + \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi (2k_n + f_n d_o)}{d_p (D_{\text{зв}} - D_{\text{вн}} \cos \xi)}} = \frac{1 + \frac{\psi_D \sin \xi (2k_m + f_m d_o)}{d_p (\psi_D - \cos \xi)}}{1 + \frac{\psi_D \sin \xi (2k_n + f_n d_o)}{d_p (\psi_D - \cos \xi)}}, \quad (5.67)$$

де  $k_m$  та  $k_n$  – відповідно найбільший на найменший коефіцієнт тертя кочення у спряженні ролика з веденою профільною напівмуфтою;

$f_m$  та  $f_n$  – відповідно найбільший на найменший коефіцієнт тертя ковзання у спряженні ролика з його віссю;

$d_o$  та  $d_p$  – діаметр осі ролика та його поверхні.

Коефіцієнт перевищення номінального моменту становитиме:

$$k_{cn} = \frac{T_{cn}}{T} = \frac{\left[ (D_{\text{зв}} - D_{\text{вн}} \cos \xi) + \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi (2k + f d_o)}{d_p} \right] \sqrt{1 + \left( \frac{D_{\text{вн}} \sin \xi}{D_{\text{зв}} - D_{\text{вн}} \cos \xi} \right)^2}}{4 \sqrt{0,25(D_{\text{зв}}^2 + D_{\text{вн}}^2) - 0,5 D_{\text{зв}} D_{\text{вн}} \cos \xi}}. \quad (5.68)$$

Отримані формули дали можливість виконати моделювання параметрів для муфти з наступними вихідними даними:  $D_{\text{зв}} = 113,5$  мм;  $D_{\text{вн}} = 50$  мм;  $d_o = 10$  мм;  $d_p = 20$  мм;  $m_p = 0,110$  кг; довжина ролика  $l_p = 30$  мм;  $k_m = 0,002$ ;  $k_n = 0,001$ ;  $f_m = 0,15$ ;  $f_n = 0,05$  (в розрахунках брали середні величини коефіцієнтів тертя). Змінною величиною вважали кут  $\xi$  монтажного зміщення роликів. Результати теоретичних досліджень при цьому дозволили побудувати графіки залежності силових (рис. 5.22) та якісних (рис. 5.23) параметрів муфти від зміни кута  $\xi$ . Зі збільшенням кута монтажного зміщення роликів  $\xi$  (рис. 5.22) навантажувальна здатність муфти збільшується, а точність спрацьовування погіршується, однак дуже несуттєво. Так при збільшенні кута  $\xi$  з 30 до 60° номінальний момент  $T$  збільшується з 18,7 Н·м до 25,7 Н·м (на 37%), момент спрацьовування  $T_{cn}$  збільшується з 19,01 Н·м до 26,29 Н·м (на 38%), коефіцієнт точності  $\gamma_m$  (рис. 5.23) зменшується з 1,04 до 1,07 (на 2,9%), коефіцієнт перевищення номінального моменту  $k_{cn}$  зменшується з 1,018 до 1,025 (на 0,7%).

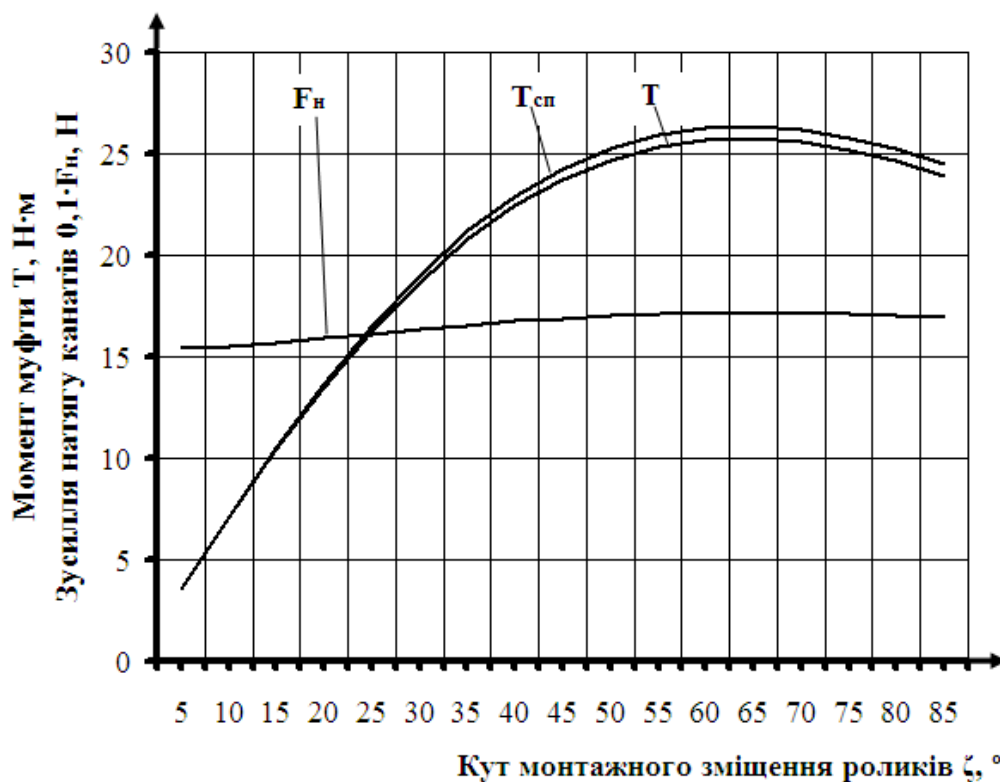


Рисунок 5.22 - Залежність моментів номінального та спрацьовування муфти та сили натягу канатів від кута монтажного зміщення роликів

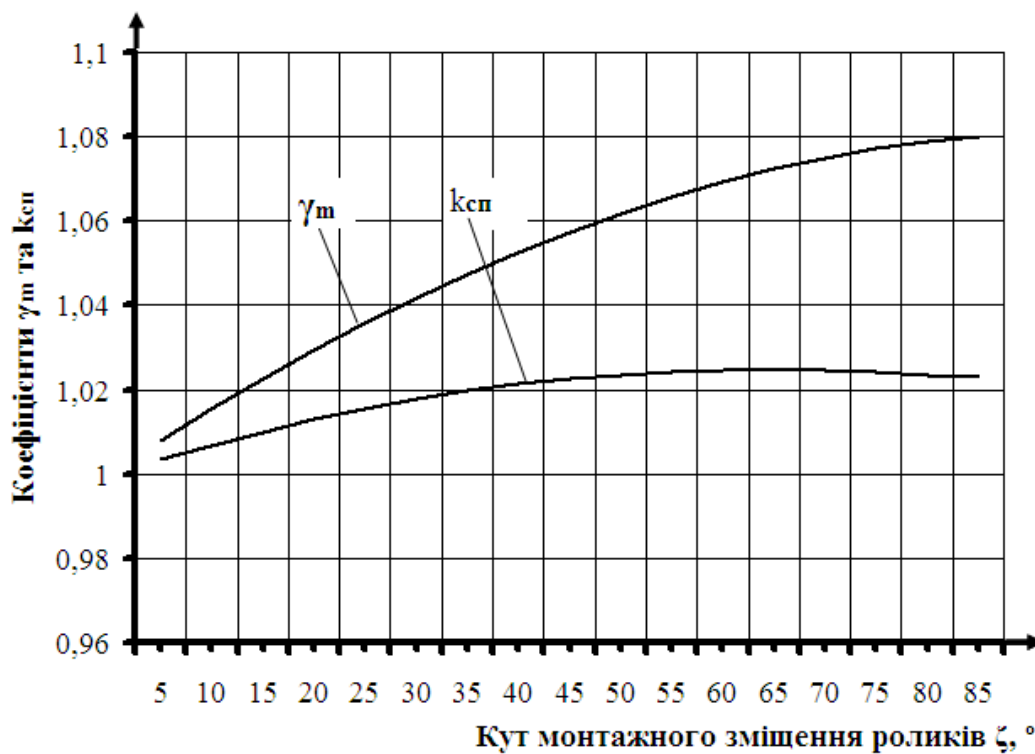


Рисунок 5.23 - Залежність коефіцієнтів точності та перевищення номінального моменту від кута монтажного зміщення роликів

На наступному етапі [365] вивчали вплив інших конструктивних параметрів муфти на її характеристики, кут монтажного зміщення роликів при цьому приймали  $\xi = 65^\circ$ .

Оцінювали вплив коефіцієнта діаметра напівмуфт  $\psi_D$ , який змінювали в діапазоні 1,5...5,5 за рахунок зміни  $D_{вн}$  при незмінному  $D_{зв} = 113,5$  мм. Результати моделювання зміни номінального моменту муфти  $T$ , моменту спрацьовування  $T_{сн}$  та коефіцієнтів точності  $\gamma_m$  і перевищення номінального моменту  $k_{сн}$  представлені на рис. 5.24 та рис. 5.25. Графіки, представлені на цих рисунках свідчать, що збільшення коефіцієнта діаметра напівмуфт  $\psi_D$  при інших рівних параметрах призводить до зниження навантажувальної здатності муфти та відповідно натягу канатів  $F_H$ .

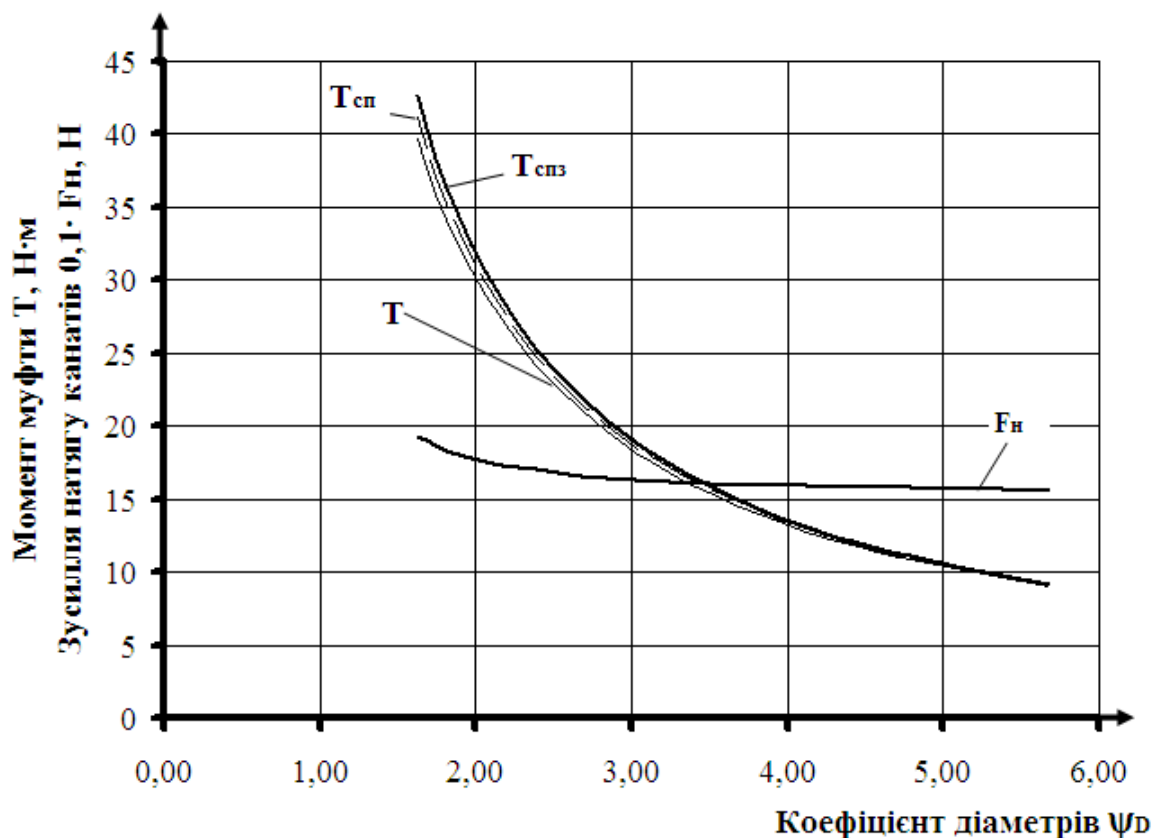


Рисунок 5.24 - Залежність моментів муфти та натягу каната від коефіцієнта діаметра напівмуфт

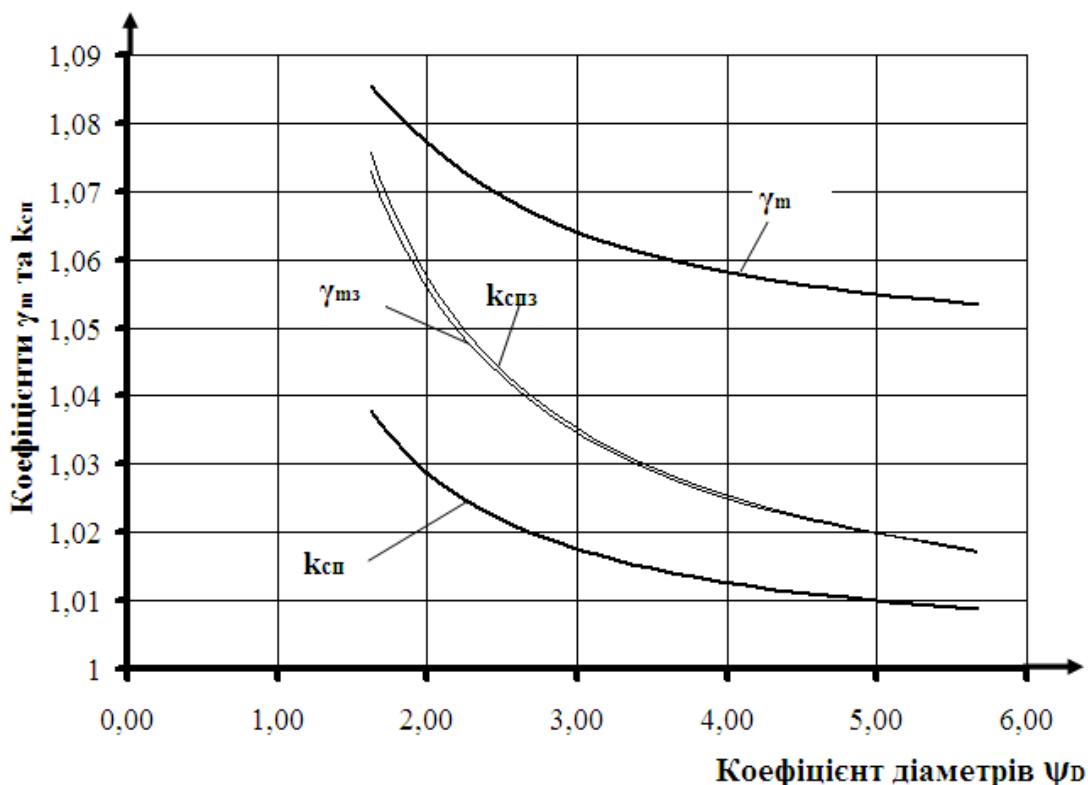


Рисунок 5.25 - Залежність коефіцієнтів точності та перевищення номінального моменту від коефіцієнта діаметра напівмуфт

Так при збільшенні коефіцієнта діаметра  $\psi_D$  в 2,5 рази (з 2 до 5) навантажувальна здатність (момент  $T$ ) муфти знижується в 3 рази (з 30 Н·м до 10 Н·м). Точність спрацьовування муфти при збільшенні коефіцієнта  $\psi_D$  збільшується незначно. Так, його збільшення з 2 до 5 викликає зниження коефіцієнта точності  $\gamma_m$  на 1,9 % (з 1,075 до 1,055). Аналогічно незначний вплив зміна коефіцієнту діаметра  $\psi_D$  має на коефіцієнт перевищення номінального моменту  $k_{cp}$  – він знижується з 1,03 до 1,01 (на 2%).

Далі вивчали вплив на характеристики муфти коефіцієнта діаметра осі ролика, що являє собою відношення діаметра ролика до діаметра осі  $\psi_{po} = \frac{d_p}{d_o}$ , який змінювали в діапазоні 1,25...5,00 за рахунок зміни діаметра осі  $d_o$ , інші параметри муфти залишали без зміни. Результати моделювання наведено на рис. 5.26 та рис. 5.27.

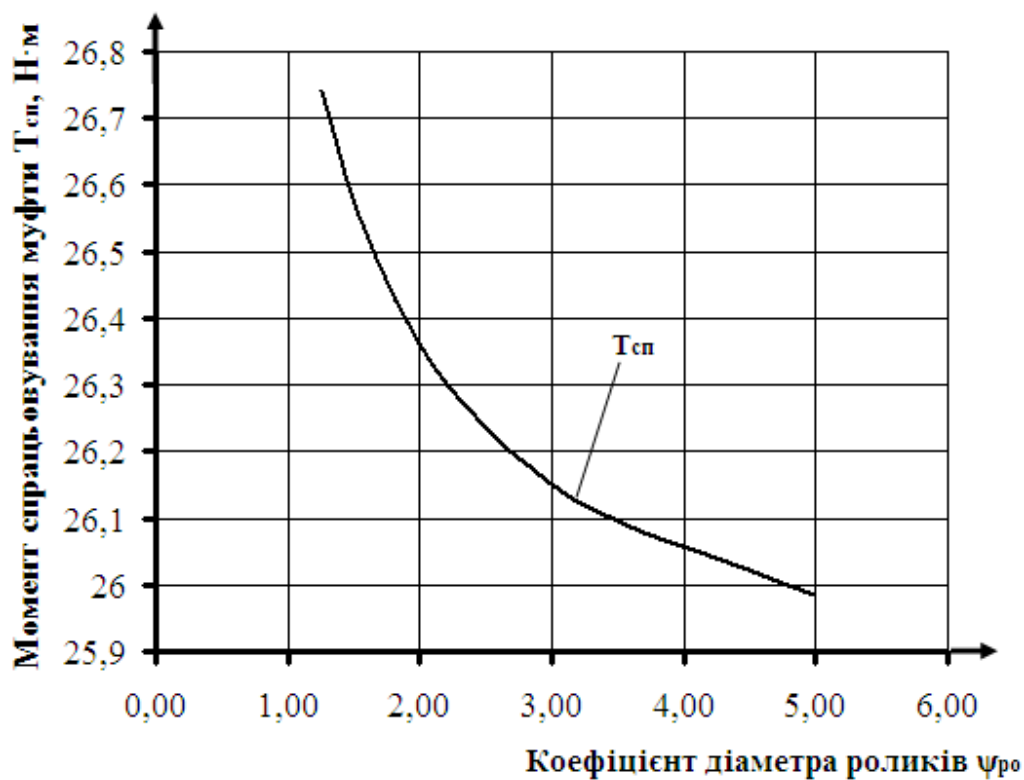


Рисунок 5.26 - Залежність моменту спрацьовування муфти від коефіцієнта діаметра осі ролика

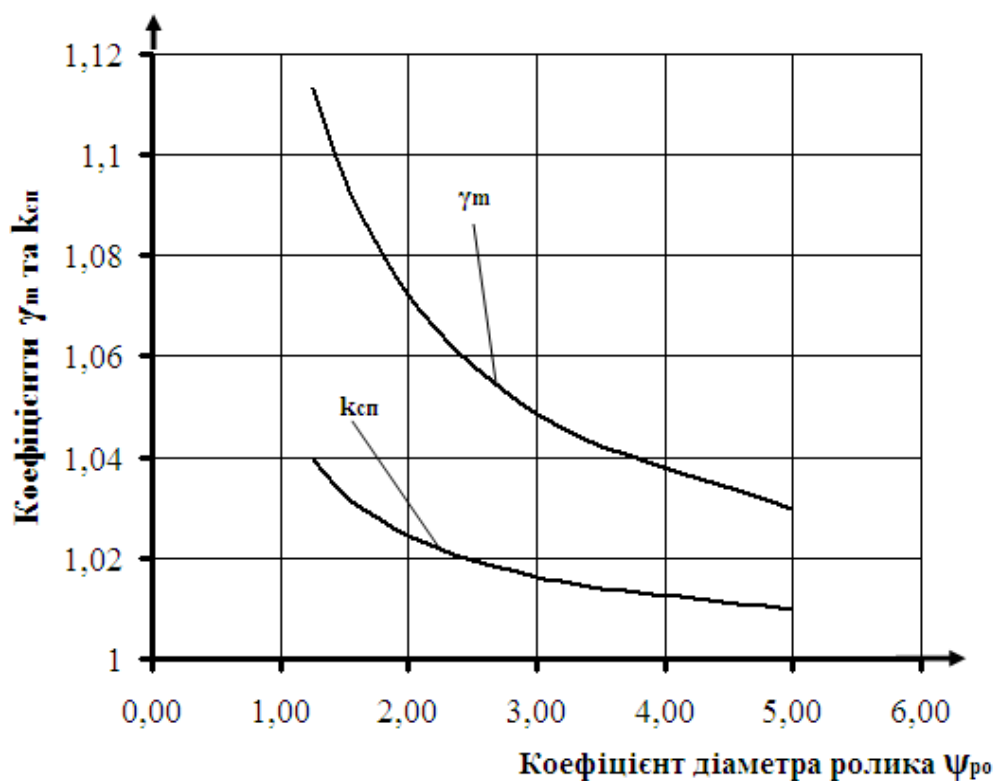


Рисунок 5.27 - Залежність коефіцієнтів точності та перевищення номінального моменту від коефіцієнта діаметра осі ролика

Графіки, представлені на рис. 5.26 та рис. 5.27 свідчать, що збільшення коефіцієнта діаметра осі  $\psi_{po}$  з 1,25 до 5,00 призводить до несуттєвого зниження моменту спрацьовування  $T_{cn}$  з 26,74 Н·м до 25,98 Н·м (на 3%).

При цьому точність муфти збільшується, оскільки коефіцієнт точності  $\gamma_m$  знижується з 1,11 до 1,03 (на 7,8%), а коефіцієнт перевищення номінального моменту  $k_{cn}$  знижується з 1,04 до 1,01 (на 3%). З огляду на результати моделювання, для практичного конструювання можна рекомендувати приймати діаметр осі  $d_o$  мінімально можливим з умов міцності.

Якість догляду за муфтою в експлуатації, а саме якість її мащення та очищення від забруднень може стати причиною зміни параметрів, на які має вплив коефіцієнт тертя ковзання  $f$ . Графіки, представлені на рис. 5.28 та рис. 5.29 ілюструють вплив зміни коефіцієнта тертя ковзання на момент та точність спрацьовування.

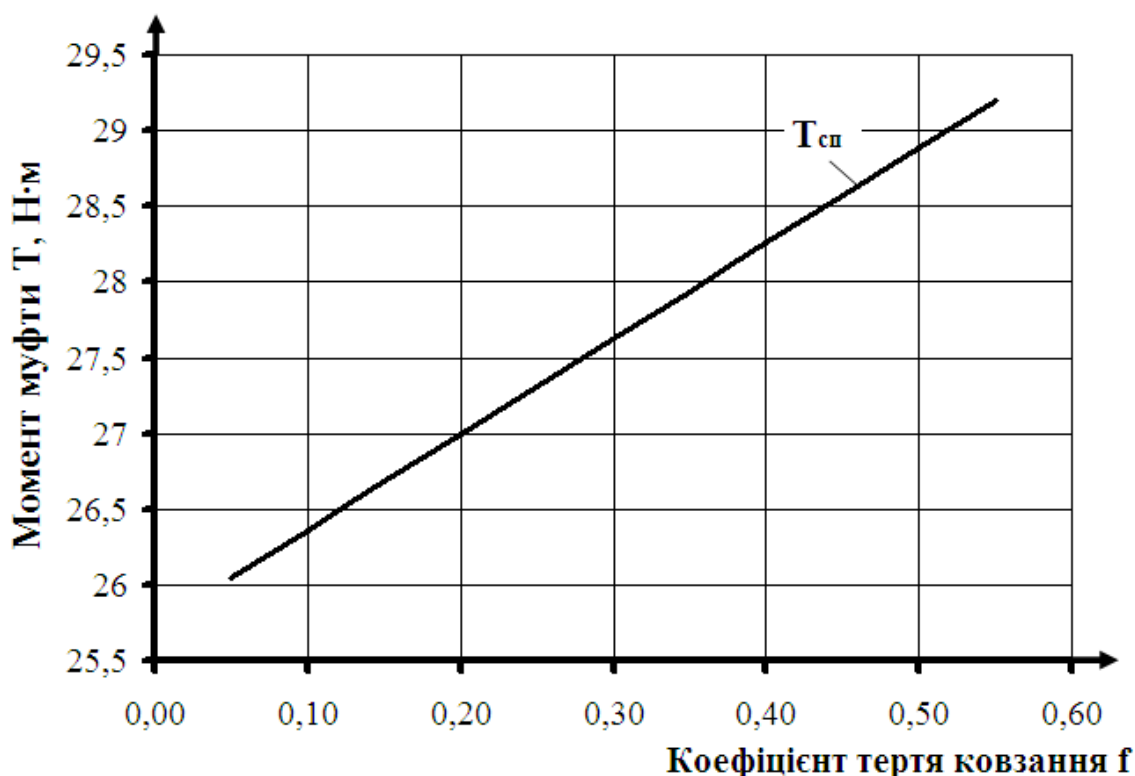


Рисунок 5.28 - Залежність моменту спрацьовування муфти від коефіцієнта тертя ковзання

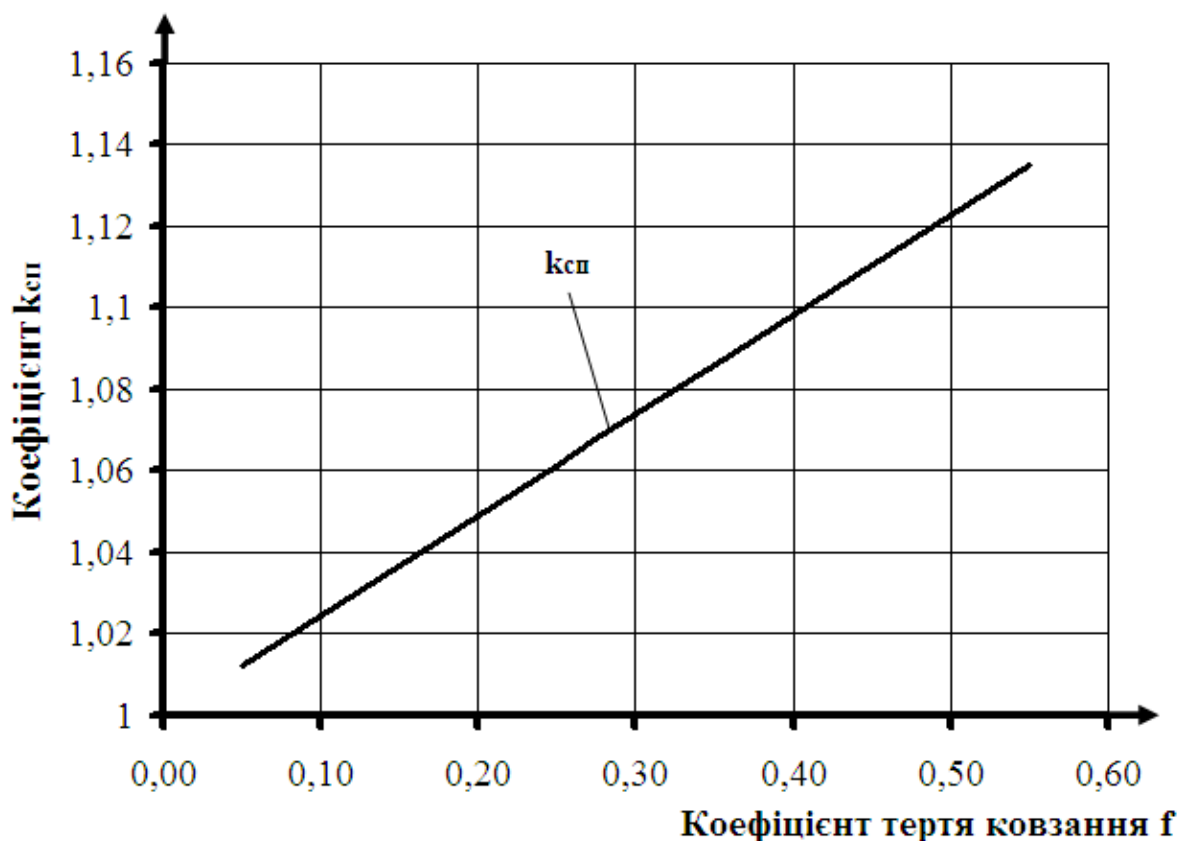


Рисунок 5.29 - Залежність коефіцієнта перевищення номінального моменту від коефіцієнта тертя ковзання

Представлені на них результати зайвий раз ілюструють важливість догляду за конструкціями, стабільність роботи яких залежить від коефіцієнта тертя. Хоча збільшення коефіцієнта тертя  $f$  з 0,1 до 0,4 призводить до збільшення моменту спрацьовування  $T_{сн}$  муфти лише з 26,36 Н·м до 28,26 Н·м (на 7,2%), що демонструє низьку чутливість досліджуваної муфти до якості технічного обслуговування. Оскільки момент муфти  $T$  від коефіцієнта тертя не залежить, то при збільшенні коефіцієнта тертя зростає коефіцієнт перевищення номінального моменту  $k_{сн}$ , який за описаних умов також збільшується.

При заклинюванні роликів на своїх осях (рис. 5.30), що також може статися в експлуатації, показники муфти також змінюватимуться, що ілюструється рис. 5.24 та рис. 5.25 (тут показникам муфти присвоєно індекс «з», що означає заклинення роликів).



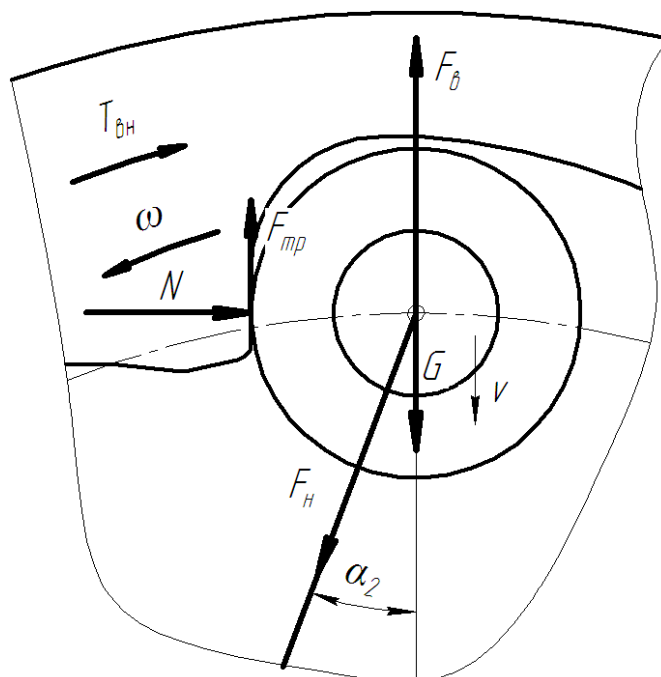


Рисунок 5.30 - Розрахункова схема ролика при неможливості його обертання на осі

Наприклад, при коефіцієнті діаметра модельної муфти  $\psi_D = 2,27$  у випадку заклинювання її роликів момент спрацьовування муфти  $T_{спз}$  збільшується до 26,99 Н·м, або на 2,4% у порівнянні з моментом спрацьовування  $T_{cn} = 26,36$  Н·м справної муфти. Відповідно коефіцієнт перевищення номінального моменту  $k_{спз}$  для муфти із заклиненими роликами становить 1,05, а для справної муфти  $k_{cn} = 1,02$  (різниця 2,9%). Проте точність спрацьовування муфти із заклиненими роликами незначно збільшується, коефіцієнт точності  $\gamma_m$  для муфти з обертовими роликами становить 1,07, для муфти із заклиненими роликами  $\gamma_{mз} = 1,05$  (різниця 1,9%). З виконаного аналізу можна зробити висновок про нечутливість муфти до заклинювання роликів у сенсі зміни її характеристик, хоча муфта із обертовими роликами повинна мати більший ресурс.

Моделювання демонструє, що муфта характеризується високою точністю спрацьовування, оскільки найбільший коефіцієнт її точності становить близько

1,1, що ілюструє достатньо високий рівень цієї муфти серед відомих конструкцій запобіжних муфт (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Порівняння коефіцієнтів точності спрацювання запобіжних муфт різних типів з тілами кочення та кулачкових муфт

Найменування муфти	Джерело	$\gamma_m$
Кулькова запобіжна муфта	[366]	1,090...1,430
Фрикційно-кулькові муфти	[367]	1,020...1,028
- у співвісному монтажі	[368]	1,025...1,050
- за наявності неспіввісності		
Кулькова муфта з реверсивним вмиканням	[369]	1,040...1,280
Низькодинамічна кулькова запобіжна муфта	[370]	1,270...1,330
Муфта планетарна пружно-запобіжна	[371]	1,050...1,200
Муфта кулачкова	[372]	1,350...2,200
Муфта дворядна кулачкова	[373]	1,040...1,280
Муфта пружно-запобіжна з демпферними елементами	[374]	1,160...1,230
Муфта канатно-роликів профільна відцентрова запобіжна	розділ 5	1,010...1,110 збільшується на 2%
- при обертових роликах		
- при заклинених роликах		

## 5.6. Висновки до розділу 5

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Розкрито механізм спрацювання розроблених та запатентованих запобіжних муфт з канатами хордального і тангенціального розташування. Отримані залежності, що дозволяють оцінити геометричні та кінематичні параметри роботи муфт як запобіжних. Зокрема, отримані вирази для обчислення часу спрацювання муфт та критичних частот обертання при яких муфти здатні виконувати запобіжні функції. Показано, що характеристики запобіжних муфт з тангенціально розташованими канатами відрізняються в залежності від того, яка напівмуфта (зовнішня чи внутрішня) є ведучою. У випадку ведучої зовнішньої напівмуфти критична частота обертання є більшою ніж у випадку ведучої внутрішньої напівмуфти, тому у швидкохідних приводах ведучою доцільно обирати зовнішню напівмуфту.

3. Показано, що оснащення фрикційних муфт відцентрового типу канатними елементами дозволяє знизити кількість надлишкових зв'язків на всіх режимах роботи таких муфт до нуля і таким чином повинно підвищити рівномірність розподілу навантаження між колодками та знизити чутливість муфт до точності виготовлення і монтажу за рахунок можливості самовстановлювання несівних елементів по поверхнях тертя.

4. Отримано вирази для обчислення навантаження деталей та моменту тертя, який здатні розвинути розроблені та запатентовані муфти з циліндричними та конусними поверхнями тертя оснащені канатними елементами, а також значення конструктивних параметрів, що здатні забезпечити мінімальне навантаження деталей муфти.

5. Отримані результати дозволили виконати кількісне моделювання навантажувальної здатності фрикційних муфт з канатними елементами та визначити їх основні експлуатаційні характеристики. При цьому встановлено, що точність спрацьовування фрикційних муфт з канатними елементами більша ніж у базової муфти з радіально рухомими колодками в 1,3...1,5 рази для муфти з циліндричними поверхнями тертя та в 1,4...2,3 рази для муфти з конусними поверхнями тертя.

6. Виконане обґрунтування конструктивних та силових параметрів, а також експлуатаційних характеристик розробленої та запатентованої конструкції канатно-роликової профільної запобіжної муфти, а саме виразів для обчислення номінального моменту, що вона здатна передавати та моменту при якому починається її спрацьовування, а також коефіцієнтів точності спрацьовування муфти та перевищення номінального моменту.

7. Виконане кількісне моделювання параметрів канатно-роликової профільної відцентрової запобіжної муфти дозволило встановити, що вона характеризується високою точністю спрацьовування, оскільки теоретичний коефіцієнт її точності становить близько 1,1, що ілюструє достатньо високий рівень серед відомих конструкцій запобіжних муфт. Крім цього показано, що муфта може мати достатньо стабільні параметри в процесі експлуатації, оскільки вона мало чутлива до зміни коефіцієнта тертя ковзання у спряженнях її елементів – його збільшення в 4 рази призводить до збільшення моменту спрацьовування муфти лише на 7%, а при заклиненні роликів момент спрацьовування збільшується лише на 2,4%, що демонструє низьку чутливість досліджуваної муфти також до якості технічного обслуговування.

## РОЗДІЛ 6

### ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ СТАЛЄВИХ КАНАТІВ

#### 6.1. Синтез схем затискних механізмів

Розроблення конструкцій затискних механізмів для закріплення канатів спочатку виконаємо на рівні структурного синтезу їх схем. Тут зручно застосувати метод морфологічного синтезу, що дозволяє отримати нові технічні рішення на рівні схем без застосування значних інтелектуальних та апаратних ресурсів.

На першому етапі, передбачаючи основними складовими затискного механізму дві ланки (деталі, одна з яких повинна бути рухомою) - палець та втулку, виділимо основні морфологічні ознаки затискних механізмів та складемо морфологічну матрицю синтезу їх схем (табл. 6.1).

Таблиця 6.1 - Морфологічна матриця синтезу схем затискних механізмів для закріплення канатів

№ з/п	Назва морфологічної ознаки	Варіанти морфологічної ознаки
1.	А - вид відносного руху деталей - пальця та втулки	А <sub>1</sub> - поступальний рух (зміщення); А <sub>2</sub> - обертальний рух (поворот).
2.	Б - рухома деталь при затисканні	Б <sub>1</sub> - рухома втулка; Б <sub>2</sub> - рухомий палець.
3.	В - тип затискних поверхонь пальця та втулки	В <sub>1</sub> - отвори; В <sub>2</sub> - пази перпендикулярні до осі; В <sub>3</sub> - пази нахилені до осі.
4.	Г - напрям руху рухомої деталі	Г <sub>11</sub> - переміщення рухомої деталі до базової деталі (фланця напівмуфти); Г <sub>12</sub> - переміщення рухомої деталі від базової деталі; Г <sub>21</sub> - поворот рухомої деталі за годинниковою стрілкою; Г <sub>22</sub> - поворот рухомої деталі проти годинникової стрілки.
5.	Д - рухомість відносно базової деталі	Д <sub>1</sub> - шарнірне закріплення затискного механізму відносно базової деталі; Д <sub>2</sub> - жорстке закріплення затискного механізму відносно базової деталі.

Наявність у деталях затискних елементів прямих чи похилих пазів суттєво спрощує монтаж та заміну канатів, що дає можливість підвищити ремонтпридатність муфт та сполучених ними агрегатів [375 - 377].

Відповідно до побудованої матриці, формула синтезу схем затискних механізмів матиме вигляд

$$N = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Gamma_{11} \\ \Gamma_{12} \\ \Gamma_{21} \\ \Gamma_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{bmatrix}, \quad (6.1)$$

де  $N$  - кількість варіантів схем затискних механізмів.

Затискні механізми у яких відносним рухом деталей є поворот конструктивно реалізувати достатньо складно, тому доцільно розглядати тільки конструкції із відносним поступальним переміщенням пальця та втулки. В такому разі формула (6.1) може бути представлена у вигляді (6.2)

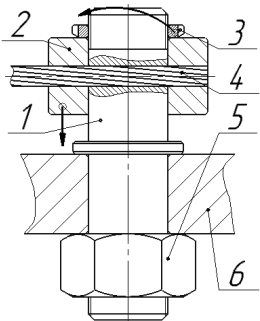
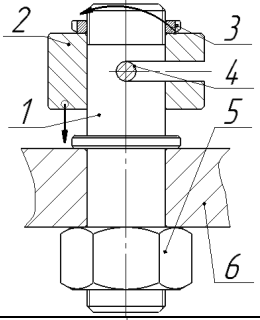
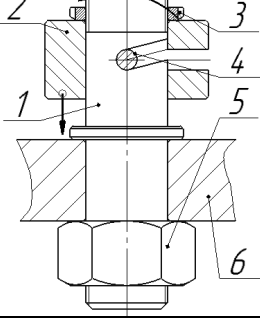
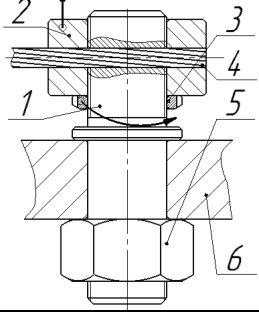
$$N = A_1 \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Gamma_{11} \\ \Gamma_{12} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{bmatrix} = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 = 24. \quad (6.2)$$

Тобто за рахунок розкриття отриманої морфологічної матриці можна синтезувати 24 схеми затискних механізмів, одна половина з яких призначена для жорсткого закріплення канатів відносно напівмуфт, а інша - для шарнірного закріплення. Основні схеми синтезованих та запатентованих [378-381] затискних механізмів наведено в табл. 6.2. Для зручності їх позначено символами "ЗМ" (затискний механізм) та присвоєно порядковий номер. На схемах у табл. 6.2 позначено: 1 - палець, 2 - втулка, 3 - затискна гайка (створює переміщення рухомої деталі), 4 - канат, 5 - кріпильна гайка (кріпить затискний механізм до базової деталі 6, наприклад напівмуфти).

В табл. 6.2 наведено схеми затискних механізмів у кількості 15 конструкцій замість 24, що отримано за виразом (6.2). Це пояснюється тим, що конструкції затискних механізмів ЗМ1...ЗМ6, ЗМ13...ЗМ15 можуть використовуватись як для жорсткого так і шарнірного закріплення каната, а

механізми ЗМ7...ЗМ9 та механізми ЗМ7-Р...ЗМ9-Р є однаковими варіантами розкриття морфологічної матриці (табл. 6.1) і несуттєво відрізняються конструктивно за рахунок наявності на втулці розвантажувального бурта.

Таблиця 6.2 - Результати синтезу схем затискних механізмів для закріплення канатів (стрілками показано напрями руху деталей при затягуванні)

Позначення затискного механізму	Варіант розкриття морфологічної матриці	Схема	Примітка
1	2	3	4
ЗМ1	$A_1B_1V_1\Gamma_{11}D_{1,2}$		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні отвори пальця та втулки, відносно напівмуфт із переміщенням втулки до базової деталі.
ЗМ2	$A_1B_1V_2\Gamma_{11}D_{1,2}$		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната встановленого в поперечні, перпендикулярні до осі пальця та втулки пази, відносно напівмуфт із переміщенням втулки до базової деталі.
ЗМ3	$A_1B_1V_3\Gamma_{11}D_{1,2}$		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні пази пальця та втулки (паз пальця виконано під кутом до його осі) відносно напівмуфт із переміщенням втулки до базової деталі.
ЗМ4	$A_1B_1V_1\Gamma_{12}D_{1,2}$		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні отвори пальця та втулки, відносно напівмуфт із переміщенням втулки від базової деталі.

Продовження таблиці 6.2

1	2	3	4
ЗМ5	А <sub>1</sub> Б <sub>1</sub> В <sub>2</sub> Г <sub>12</sub> Д <sub>1,2</sub>		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні перпендикулярні до осі пальця та втулки, пази відносно напівмуфт із переміщенням втулки від базової деталі.
ЗМ6	А <sub>1</sub> Б <sub>1</sub> В <sub>3</sub> Г <sub>12</sub> Д <sub>1,2</sub>		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні пази пальця та втулки (паз пальця виконано під кутом до його осі), відносно напівмуфт із переміщенням втулки від базової деталі.
ЗМ7	А <sub>1</sub> Б <sub>2</sub> В <sub>1</sub> Г <sub>11</sub> Д <sub>2</sub>		Затискний механізм для жорсткого закріплення каната, встановленого в поперечні отвори пальця та втулки, відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.
ЗМ8	А <sub>1</sub> Б <sub>2</sub> В <sub>2</sub> Г <sub>11</sub> Д <sub>2</sub>		Затискний механізм для жорсткого закріплення каната, встановленого в поперечні перпендикулярні до осі пальця та втулки пази, відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.
ЗМ9	А <sub>1</sub> Б <sub>2</sub> В <sub>3</sub> Г <sub>11</sub> Д <sub>2</sub>		Затискний механізм для жорсткого закріплення каната, встановленого в поперечні пази пальця та втулки (паз пальця виконано під кутом до його осі), відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.

Продовження таблиці 6.2

1	2	3	4
ЗМ7-Р*	$A_1B_2V_1\Gamma_{11}D_2$		<p>Затискний механізм для жорсткого закріплення каната, встановленого в поперечні отвори пальця та втулки, відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.</p> <p>*Р - палець розвантажений від зрізу буртом втулки</p>
ЗМ8-Р*	$A_1B_2V_2\Gamma_{11}D_2$		<p>Затискний механізм для жорсткого закріплення каната, встановленого в поперечні перпендикулярні до осі пальця та втулки пази, відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.</p> <p>*Р - палець розвантажений від зрізу буртом втулки</p>
ЗМ9-Р*	$A_1B_2V_3\Gamma_{11}D_2$		<p>Затискний механізм для жорсткого закріплення каната, встановленого в поперечні пази пальця та втулки (паз пальця виконано під кутом до його осі), відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.</p> <p>*Р - палець розвантажений від зрізу буртом втулки</p>
ЗМ10	$A_1B_2V_1\Gamma_{11}D_1$		<p>Затискний механізм для шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні отвори пальця та втулки, відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.</p>
ЗМ11	$A_1B_2V_2\Gamma_{11}D_1$		<p>Затискний механізм для шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні перпендикулярні до осі пальця та втулки пази, відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.</p>



Продовження таблиці 6.2

1	2	3	4
ЗМ12	$A_1B_2V_3\Gamma_{11}D_1$		Затискний механізм для шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні пази пальця та втулки (паз пальця виконано під кутом до його осі), відносно напівмуфт із переміщенням пальця до базової деталі.
ЗМ13	$A_1B_2V_1\Gamma_{12}D_{1,2}$		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні отвори пальця та втулки, відносно напівмуфт із переміщенням пальця від базової деталі.
ЗМ14	$A_1B_2V_2\Gamma_{12}D_{1,2}$		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні перпендикулярні до осі пальця та втулки, пази відносно напівмуфт із переміщенням пальця від базової деталі.
ЗМ15	$A_1B_2V_3\Gamma_{12}D_{1,2}$		Затискний механізм для жорсткого чи шарнірного закріплення каната, встановленого в поперечні пази пальця та втулки (паз пальця виконано під кутом до його осі), відносно напівмуфт із переміщенням пальця від базової деталі.

При затисканні каната осьова сила затягування пальця  $F_{зам}$  призводить до закріплення каната проти екстракції із затискного механізму силою його натягу  $F_n$ , що виникає при роботі муфти. Умова надійного закріплення каната при цьому може бути записана нерівністю (6.3).

$$F_n < F_{on}, \quad (6.3)$$

де  $F_{on}$  – сила опору екстракції каната із затискного механізму.

Щоб вивести процес конструювання затискних механізмів за межі емпіризму та дати конструктору конкретні інструменти для їх розроблення, на наступних етапах дослідження необхідно виконати наступні завдання (рис. 6.1 на прикладі ЗМ13 з табл. 6.2):

- виконати експериментальну оцінку навантажувальної здатності затискних механізмів (можливості утримання каната натягнутого силою натягу  $F_n$ ), тобто встановити залежність сили закріплення каната затискним механізмом (сили опору  $F_{on}$  його екстракції із затискного механізму) від зусилля затягування рухомої деталі  $F_{зам}$ ;

- виконати експериментальну оцінку міцності каната діаметром  $d_k$  при його роботі в затискних механізмах на зріз з метою забезпечення рівномірності деталей затискних механізмів при їх конструюванні;

- на основі отриманих експериментами даних, розробити практичні рекомендації щодо розрахунку та визначення основних розмірів деталей затискних механізмів: діаметра пальця  $d_n$ , діаметра втулки  $d_{em}$ , діаметра бурта втулки  $d_o$ , діаметрів нарізей  $d_{n1}$  та  $d_{n2}$  зазорів між пальцем та втулкою та ін.

## **6.2. Експериментальні дослідження навантажувальної здатності затискних механізмів**

Для обґрунтованого конструювання затискних механізмів необхідно на першому етапі експериментально встановити зв'язок впливу зусилля затягування рухомих деталей затискних механізмів  $F_{зам}$  на зусилля закріплення в них канатів (6.4), або фактично оцінити зусилля  $F_{on}$  опору екстракції канатів в

залежності від зусилля їх затягування  $F_{зам}$  (рис. 6.1) та поперечну деформацію каната  $\Delta d_k$  (яка одночасно є ходом рухомої деталі затискного механізму) та визначити коефіцієнт опору екстракції каната (6.4), що і становить задачу даного підрозділу.

$$F_{on} = \kappa_{on} F_{зам}, \quad (6.4)$$

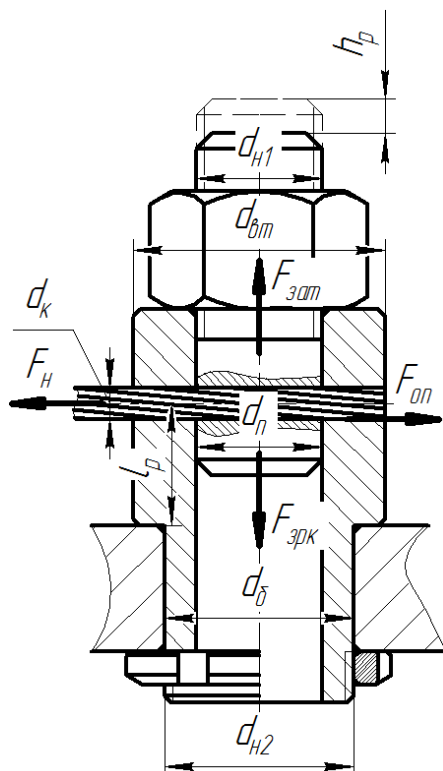


Рисунок 6.1 – Основні конструктивні та силові параметри затискного механізму

### 6.2.1. Обладнання, оснащення та матеріали

Вимірювання зусилля опору екстракції каната  $F_{on}$  виконували на розривній машині УММ-5 (табл. 6.3), силовимірювальний пристрій якої повірили динамометром ДОСМ-3-0,1, відкаліброваним в ДП «Херсонстандартметрологія» (рис. 6.2, а).

Для оснащення захватів розривної машини було розроблено, запатентовано [382, 383] та виготовлено спеціальне пристосування (рис. 6.2, б), що містить кронштейни 1, у який було встановлено втулки 2 із поперечними отворами 3 для монтажу досліджуваних канатів. В повздовжні отвори втулок було встановлено з можливістю переміщення пальці 4, які мали поперечні

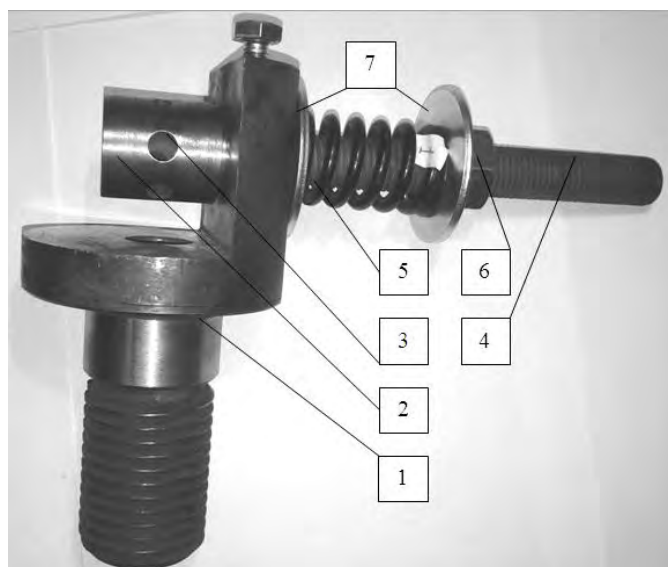
отвори для проходу канатів, відповідні отворами 3 втулок 2 та нарізеві ділянки для затягування гайкою навантажувальних пружин. Пружини 5 встановлювались на пальці 4 між двома шайбами 7 і затягувались гайками 6. При цьому різниця відстаней між шайбами 7 відповідала деформації пружини, а відтак і зусиллю затягування пальця  $F_{зат}$ .

Таблиця 6.3 – Основні технічні характеристики машини УММ-5

Характеристика	Значення
Найбільше створюване осьове навантаження, кН	50
Тип приводу	Електромеханічний
Діапазон вимірювання, кН	2-50
Робочий хід активного захвату, мм	800
Висота робочого простору, включаючи хід активного захвату, мм	700
Відстань від осі зразка до колони, мм	214
Ціна поділки шкали силовимірювача, Н	2
Похибка при навантаженні, %	±1 вимірюваного навантаження
Швидкість переміщення активного захвату, мм/хв	2, 4, 20, 50
Відображення даних випробування	Аналоговий циферблат, двокоординатний самописець
Габаритні розміри (Д×Ш×В), мм	1225×620×2135
Маса випробувальної машини, кг	643
Потужність, кВт	1,0
Електроживлення	~220 V/50 Hz



а)



б)

Рисунок 6.2. – Допоміжне оснащення:

а) – динамометр ДОСМ-3-0,1, б) пристосування для дослідження процесу затискання каната

Для створення сили затягування канатів  $F_{зат}$  використовували

навантажувальні пружини, жорсткість яких визначали експериментально на машині МИП-100 (табл. 6.4, рис. 6.3), яку також повіряли динамометром. Основні параметри навантажувальних пружин наведені в табл. 6.5.

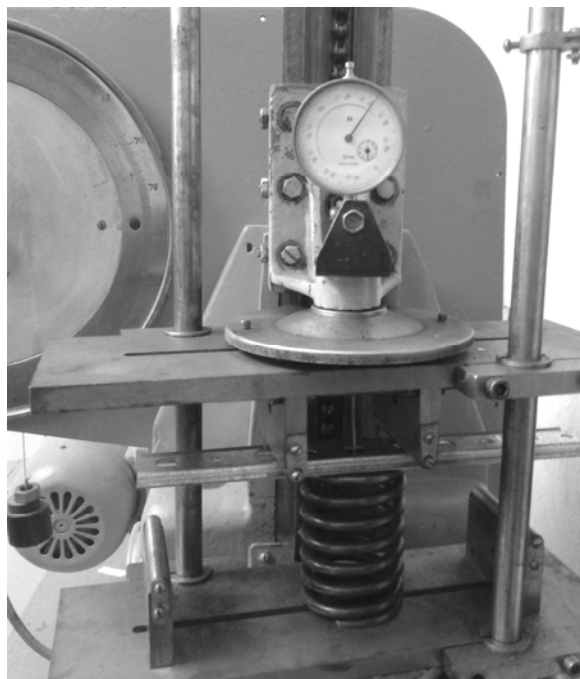




Рисунок 6.3 - Оцінка жорсткості навантажувальної пружини на машині МИП-100

Таблиця 6.4 - Основні технічні характеристики машини МИП - 100

Характеристика	Тип машини
	МИП-100
Найбільше створюване навантаження, Н	1000
Тип навантаження	Електромеханічний
Діапазон вимірювання, Н	100-1000
Відносна похибка силовимірювача при прямому ході	$\pm 1\%$
Ціна поділки шкали силовимірювача, Н	2
Похибка пристрою для вимірювання деформації, мм	0,1
Найбільша відстань між захватами, включаючи найбільший хід активного захвата, мм	450
Найбільший хід активного захвата, мм	350
Габаритні розміри (Д×Ш×В), мм	860×760×1200
Маса, кг	200
Потужність, кВт	0,2
Електроживлення	$\sim 380\text{V}/50\text{Hz}$

Таблиця 6.5 – Основні характеристики навантажувальних пружин

Параметр	Пружина №1	Пружина №2	Пружина №3	Пружина №4
Діаметр дроту $d$ , мм	4,8	3,5	7,0	6,0
Зовнішній діаметр витків $D_{зов}$ , мм	35	33	58,6	33,3
Внутрішній діаметр витків $D_{вн}$ , мм	25	25,6	44	20,6
Середній діаметр $D_{ср}$ , мм	30	29,3	51,3	26,95
Кількість робочих витків $n$	5,0	3,75	5,5	3,0
Жорсткість $C$ , Н/мм	38,25	15,82	51,20	160,00
Фото				

Досліди виконували із використанням зразків шестисталкових канатів подвійної звивки (табл. 6.6). Канати встановлювались у відповідні їх діаметру поперечні отвори втулок та пальців пристроїв.

Таблиця 6.6 – Характеристики досліджуваних канатів

№ каната	Діаметр каната $d_k$ , мм	Конструкція каната	Діаметр дротин $\delta$ , мм	Розривне зусилля $F_{розр}$ , Н	Стандарт
1	4,0	6×7	0,45	8590	ГОСТ 3069
2	4,8	6×19	0,37	12250	ГОСТ 3070
3	5,8		0,41	17650	
4	8,1		0,50	34300	

### 6.2.2. Методика виконання дослідів та оброблення їх результатів

Після встановлення пристосування у захватах розривної машини виконували попередній та основний експерименти. Силу затягування пальців  $F_{зам}$  при цьому створювали ступінчасто деформацією навантажувальної пружини (рис. 6.4), яку вимірювали штангенциркулем ШЦ-I, поперечну деформацію каната  $\Delta d_k$  вимірювали індикатором годинникового типу ИЧ-10 ГОСТ 577, а зусилля  $F_{он}$  визначали за показаннями шкали розривної машини. Конструкція кронштейнів пристосування дозволяла використовувати суцільний відрізок каната з бухти, який було пропущено в осьовий отвір нижнього кронштейна, за рахунок цього забезпечувалося навантаження кожного разу непошкодженої ділянки каната, що імітувало при кожному вимірюванні складання нової муфти.



Рисунок 6.4 - Вимірювання зусилля опору екстракції каната на розривній машині УММ-5

Досліди виконували серіями для кожного каната з табл. 6.6. В кожній серії передбачали виконувати ряд дослідів у кількості  $n_d$  по визначенню зусилля опору екстракції  $F_{on}$  для кожного фіксованого зусилля зтягування  $F_{зам}$  створюваного навантажувальними пружинами.

На першому етапі виконували попередній експеримент з метою визначення кількості дослідів  $n$  у кожній серії основного експерименту. Попередній експеримент виконували з канатом №3 (табл. 6.6) при деформації навантажувальної пружини №4 (табл. 6.5) у  $\Delta h = 9$  мм, що забезпечувало силу затискання  $F_{зам} = 1440$  Н. Результати 25 ( $m = 25$ ) дослідних вимірювань в рамках попереднього експерименту наведені в табл. 6.7 (виміряні значення зусиль  $F_{on}$  закодовані символом  $Y$  ).

Таблиця 6.7 - Результати попереднього експерименту

№ дослідів	Результат вимірювання $Y_{ej}$ , Н	№ дослідів	Результат вимірювання $Y_{ej}$ , Н
1	1250	14	1262
2	1286	15	1256
3	1252	16	1276
4	1268	17	1268
5	1264	18	1256
6	1262	19	1278
7	1268	20	1268
8	1276	21	1264
9	1258	22	1284
10	1258	23	1268
11	1262	24	1284
12	1248	25	1278
13	1284	Середнє значення $\bar{Y}_e$ , Н	1267,12



За результатами попереднього експерименту (табл. 6.7) визначали середнє значення (6.5) та середньоквадратичну похибку (6.6) [384, 385]

$$\bar{Y}_e = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Y_{ej} = 1267,12 \text{ Н} . \quad (6.5)$$

$$S_Y = \sqrt{\frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^m [Y_{ej} - \bar{Y}_e]^2} = 125,36 \text{ Н} . \quad (6.6)$$

В основних експериментах передбачаємо невелику кількість дослідів (на рівні  $n \approx 5$ ), їх допустиму кількість визначаємо з умови досягнення довірчої вірогідності  $P_\delta = 0,90$ , чому відповідає критерій Стьюдента  $\alpha_{cm} = 2,13$  [384]. Передбачаючи при цьому довірчу похибку результатів, отриманих експериментально, на рівні  $\delta = 120 \text{ Н}$  (10% від середнього значення результатів попереднього експерименту), отримаємо мінімальну потрібну кількість дослідів  $n$  у кожній серії при із заданою похибкою при довірчій вірогідності  $P_\delta = 0,90$

$$n \geq \frac{\alpha_{cm}^2 S_Y^2}{\delta^2} = \frac{2,13^2 \cdot 125,36^2}{120^2} = 4,95 . \quad (6.7)$$

Таким чином, для отримання заданої точності і довірчої вірогідності достатньо виконувати по  $n = 5$  дослідів у кожній серії основного експерименту.

Після проведення основного експерименту в межах кожної серії визначали середнє значення в межах кожної серії за формулою (6.5), розраховували середньоквадратичну похибку за формулою (6.6).

Дослідні дані перевіряли на наявність промахів за критерієм Шовене, обчислюючи значення параметра  $Z$ , та його порівнюючи з табличними даними [386, 387]

$$Z_j = \frac{|Y_{ej} - \bar{Y}_e|}{S_Y} . \quad (6.8)$$

Для кожної серії дослідів обчислювали середньоарифметичне значення середньоквадратичної похибки

$$S_{0Y} = \frac{S_Y}{\sqrt{n}}, \quad (6.9)$$

а також випадкову похибку

$$S_{\epsilon Y} = \alpha_{cm} S_{0Y}, \quad (6.10)$$

і повну абсолютну похибку

$$\Delta S_Y = \sqrt{S_{\epsilon Y}^2 + S_{инстр}^2}, \quad (6.11)$$

де  $S_{инстр}$  - інструментальна похибка (похибка силовимірювального пристрою розривної машини) (табл. 6.3).

Далі методом найменших квадратів засобами прикладної програми Maple 7 отримували емпіричні рівняння зв'язку зусилля затягування  $F_{зам}$  рухомої деталі затискного механізму та сили  $F_{оп}$  опору екстракції каната. Достовірність отриманих рівнянь оцінювали індексом детермінації

$$R^2 = \frac{\sum (Y_{ej} - Y_{pj})^2}{\sum (Y_{ej} - \bar{Y}_e)^2}, \quad (6.12)$$

де  $Y_{ei}$  – експериментальні значення зусилля опору;

$Y_{pi}$  – розрахункові значення за отриманим емпіричним рівнянням.

### 6.2.3. Результати досліджень

Після виконання та оброблення результатів експериментів [388, 389] для кожного каната отримані середні значення поперечної деформації каната  $\Delta d_k$  та зусилля  $F_{оп}$  для кожного значення  $F_{зам}$ , взаємна залежність яких проілюстрована графіками на рис. 6.5 – рис. 6.8. На цих графіках залежність  $\Delta d_k = f(F_{зам})$  зображена штриховою лінією з квадратними маркерами, а залежність  $F_{оп} = f(F_{зам})$  – суцільною лінією з трикутними маркерами, апроксимуюча для неї - суцільною прямою. Експериментальні точки на графіках нанесені без позначення похибок, щоб не загроможувати рисунки.

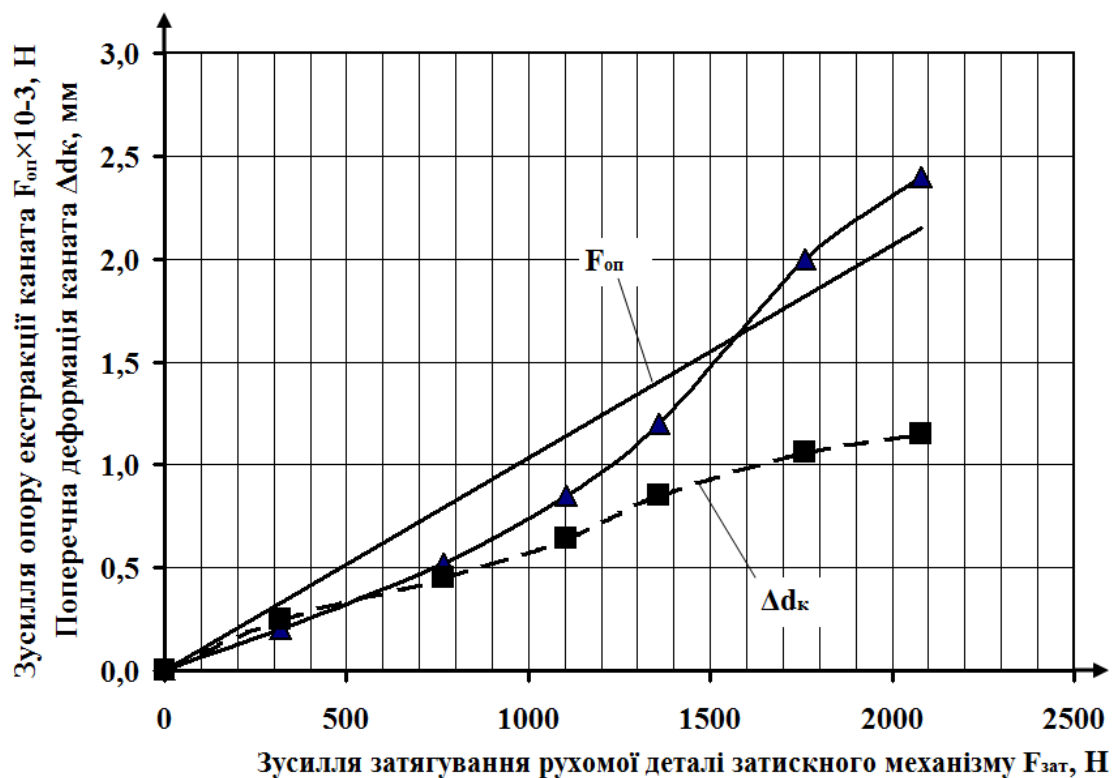


Рисунок 6.5 - Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля опору екстракції каната №1 (табл. 6.6) із затискного механізму

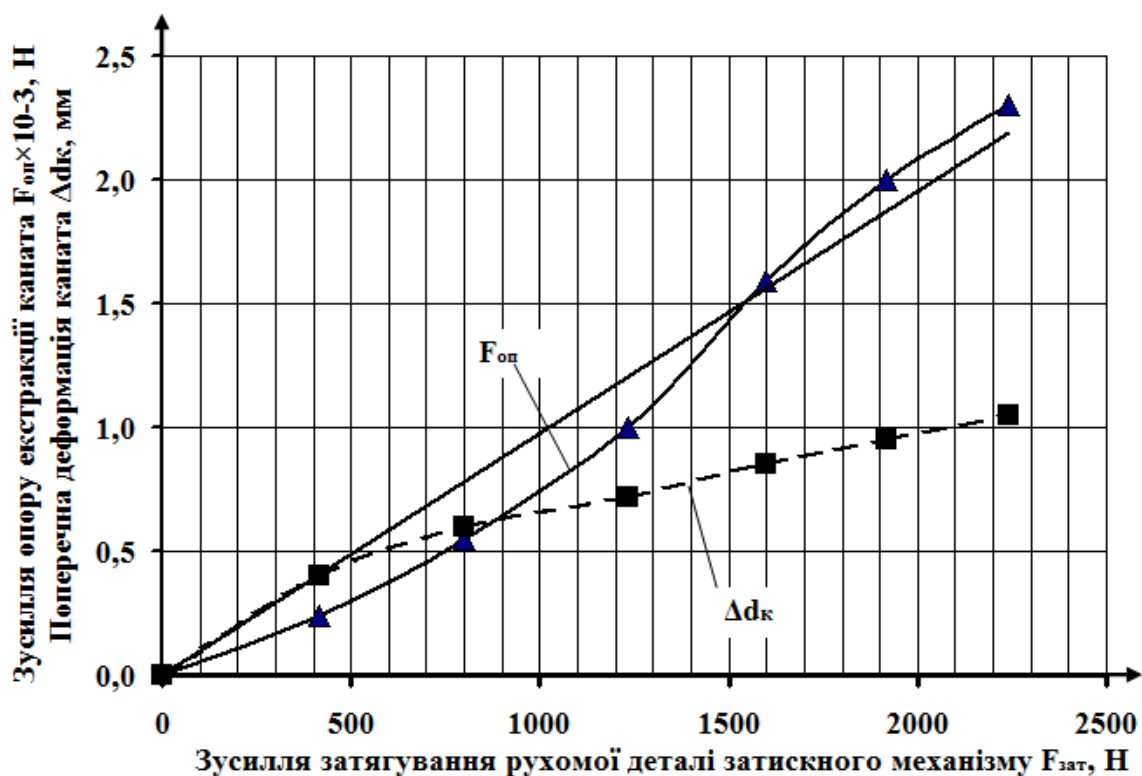


Рисунок 6.6 - Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля опору екстракції каната каната №2 (табл. 6.6) із затискного механізму

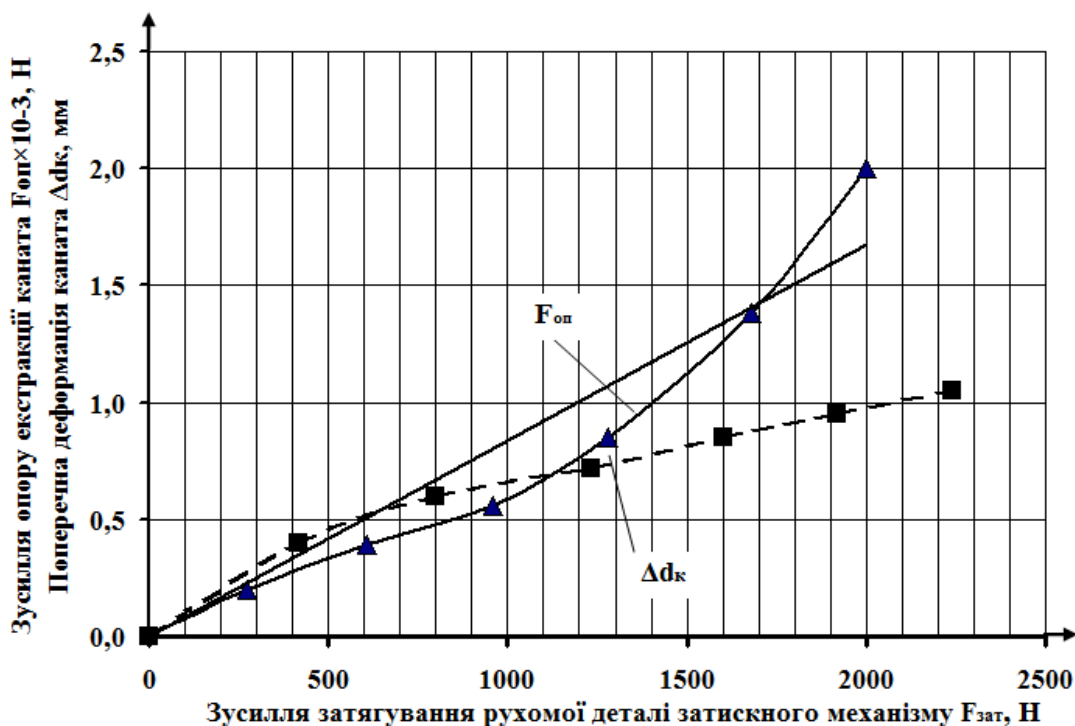


Рисунок 6.7 - Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля опору екстракції каната №3 (табл. 6.6) із затискного механізму

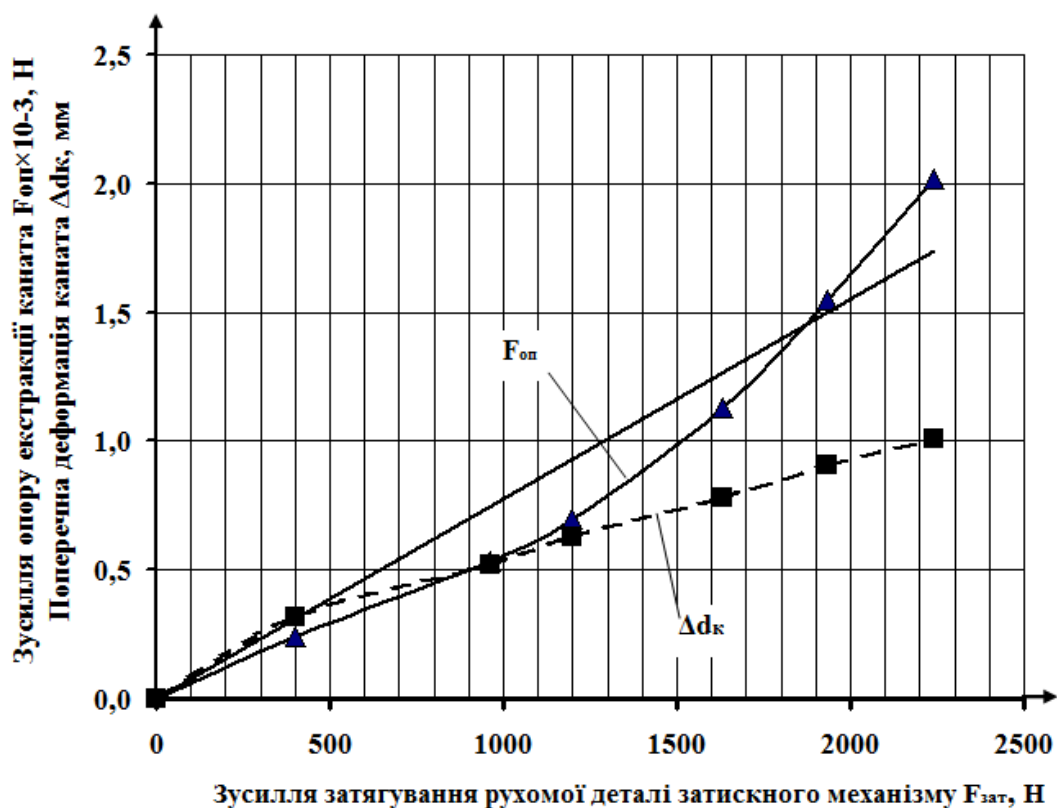


Рисунок 6.8- Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля опору екстракції каната №4 (табл. 6.6) із затискного механізму

Аналіз отриманих графіків дозволяє вперше розкрити механізм процесу затискання каната. Для ілюстрації цього механізму на рис. 6.9 продубльовано експериментальні дані для каната №1 з нанесеними на ньому границями характерних етапів процесу затискання каната, але вісь абсцис проградуєвана в одиницях  $F_{зат}/F_{розр}$  для спрощення розуміння цього процесу.

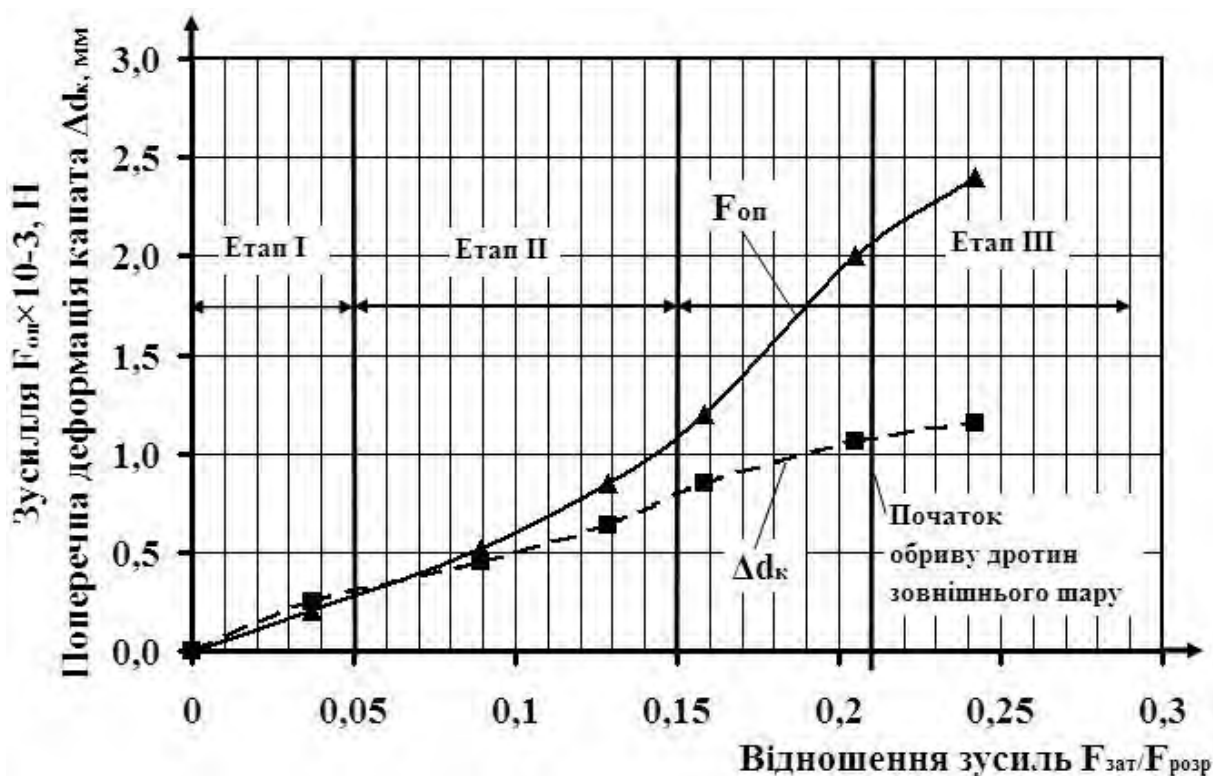


Рисунок 6.9 - Ілюстрація етапів процесу затискання каната

На першому етапі, при зусиллях зтягування пальця  $F_{зат} < 0,05F_{розр}$ , відбувається початкове деформування каната, що супроводжується перерозподілом зазорів між його елементами та наближення його перерізу до еліпсу, свідченням цього на графіку є найбільш інтенсивне зменшення діаметра каната при невеликому зростанні поперечного зусилля  $F_{зат}$ . Границю другого та третього етапів встановити складніше, але на другому етапі, при, орієнтовно,  $F_{зат} = (0,05 \dots 0,15)F_{розр}$  відбувається деформування дротин каната в затискному механізмі із наближенням їх осей до прямих, а також контактне зминання поверхні дротин, чому також відповідає достанько полого зростання кривої

зусиль та поперечної деформації. На третьому етапі ( $F_{зам} > 0,15F_{розр}$ ) починається пластичне деформування щільно спресованого пучка дротин, що підтверджується практично рівнопропорційною залежністю зусилля  $F_{он}$  від сили затягування пальця  $F_{зам}$  та початком руйнування (перерізання) дротин зовнішнього шару (рис. 6.10).

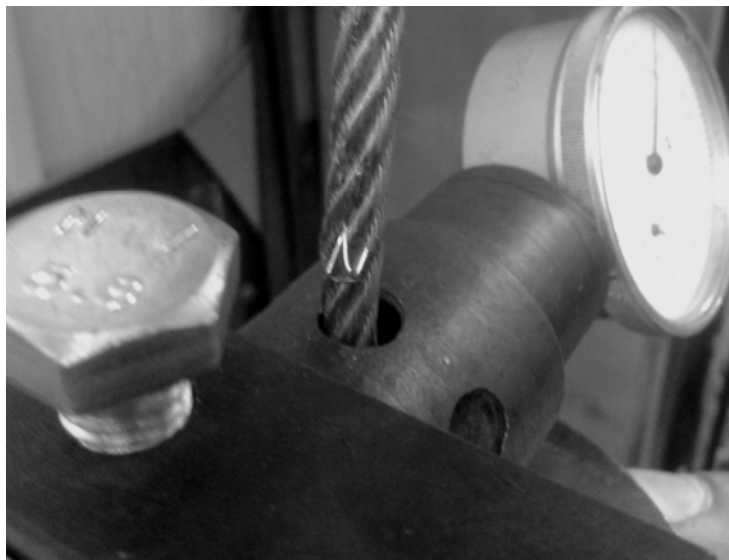


Рисунок 6.10 - Руйнування дротин зовнішнього шару каната

Аналіз графіків на рис. 6.5 – рис. 6.8 дозволяє в цілому констатувати нелінійність залежностей зусилля опору екстракції каната із затискного механізму  $F_{он}$  та поперечної деформації каната  $\Delta d_k$  від зусилля затискання  $F_{зам}$ , яка для канатів №1 та №2 проте задовільно апроксимується прямими лініями (табл. 6.8). Проте, можливості наявних навантажувальних пружин дозволяли для канатів №3 та №4 (рис. 6.7 та рис. 6.8) розвинути сили затискання не вище відповідно  $0,110F_{розр}$  для каната №3 та  $0,065F_{розр}$  для каната №4, а відтак відповідно досягти тільки другого етапу затискання, але в цілому картина їх поведінки при затисканні відповідає канатам №1 та №2, тобто можна стверджувати (табл. 6.8), що отримані експериментальні залежності  $F_{он} = f(F_{зам})$  із достатньою для практики розрахунків точністю апроксимуються прямими лініями, що описуються рівняннями  $F_{он} = F_{зам}$ . Або, інакше кажучи, опір екстракції каната характеризується коефіцієнтом  $\kappa_{он} = F_{он}/F_{зам} = 1,0$ .

Таблиця 6.8 – Характеристики досліджуваних канатів

№ каната з табл. 6.6 (№ рис.)	Залежність $F_{on} = f(F_{zam})$	
	Математичний вираз	Коефіцієнт детермінації $R^2$
1 (рис. 6.5)	$F_{on} = F_{zam}$	0,94
2 (рис. 6.6)	$F_{on} = F_{zam}$	0,97
3 (рис. 6.7)	$F_{on} = 0,8F_{zam}$	0,92
4 (рис. 6.8)	$F_{on} = 0,8F_{zam}$	0,92

Отримані результати для теорії значать те, що опір каната екстракції із затискного механізму спричинений не тільки тертям ковзання, як допускалося раніше. Природа цього опору містить не тільки фрикційні, а головним чином контактні та пружно-пластичні явища в зоні контакту каната та поверхонь дотику деталей затискного механізму.

Для практики вони значать, що вихідну для розрахунку сили затягування затискних механізмів можна визначати з рівності  $F_{zam} = F_{on} = \kappa_{зон} \cdot F_n$  ( $F_n$  – робочий натяг канатів;  $\kappa_{зон}$  – коефіцієнт запасу опору екстракції каната). Можна також констатувати, що використання із розглянутими затискними механізмами канатів, що мають діаметр дротин зовнішнього шару менше 0,5 мм не є доцільним через їх схильність до пошкодження та низьку зносостійкість. Для зменшення небезпеки пошкодження зовнішніх дротин каната деталями затискного механізму поперечним отворам пальців треба надавати «корсетної» форми, або знімати в них більш прості з точки зору технології фаски з розміром катету не менше діаметра дротини зовнішнього шару каната.

Іншим практично важливим наслідком з виконаних дослідів є те, що поперечна деформація каната може служити індикатором зусилля затягування каната. Наприклад, для каната №1 (табл. 6.6) поперечну деформацію каната можна наближено обчислити за виразом

$$\Delta d_{\kappa} = 4,38 \frac{F_{zam}}{F_{розр}} \quad (6.13)$$

Відносна деформація каната при цьому складає

$$\Delta = \frac{\Delta d_k}{d_k} = \frac{4,38}{d_k} \cdot \frac{F_{\text{зам}}}{F_{\text{розр}}} \quad (6.14)$$

Наприклад для каната №1 при найбільшому натягу, який відповідає запасу міцності по розриву близько  $\kappa_3 = 4$ , що відповідає реальним робочим натягам канатів в експлуатації, відносна деформація каната складає близько  $\Delta \approx 25\%$ . Ці дані можна використовувати при складанні та налаштуванні затискних механізмів муфт та інших пристроїв.

### 6.3. Експериментальні дослідження зрізу сталевих канатів

#### 6.3.1. Обладнання, оснащення, матеріали та методика виконання дослідів

З метою встановлення закономірностей, що виникають при затягуванні канатів затискними механізмами описаного типу виконані експериментальні дослідження зрізу канатів, характеристики яких представлені в табл. 6.8, а загальний вид експериментальних зразків на рис. 6.11.

Таблиця 6.8 – Характеристики досліджуваних канатів на зріз

№ каната	Діаметр каната $d_k$ , мм	ГОСТ	Конструкція каната	Діаметри дротин	Сумарна площа перерізу дротин $A_{\Sigma}$ , мм <sup>2</sup>	Маркерувальна група міцності $\sigma_b$ , МПа	Розривне зусилля $F_{\text{розр}}$ , Н
1	5,8	3070-88	6×19 (1+6+12)	6×0,38 мм; 108×0,36 мм	11,67	1770	17650
2	8,1	3070-88	6×19 (1+6+12)	6×0,55 мм; 108×0,50 мм	22,64	1770	34300
3	9,7	3070-88	6×19 (1+6+12)	6×0,65 мм; 108×0,60 мм	32,52	1770	49300

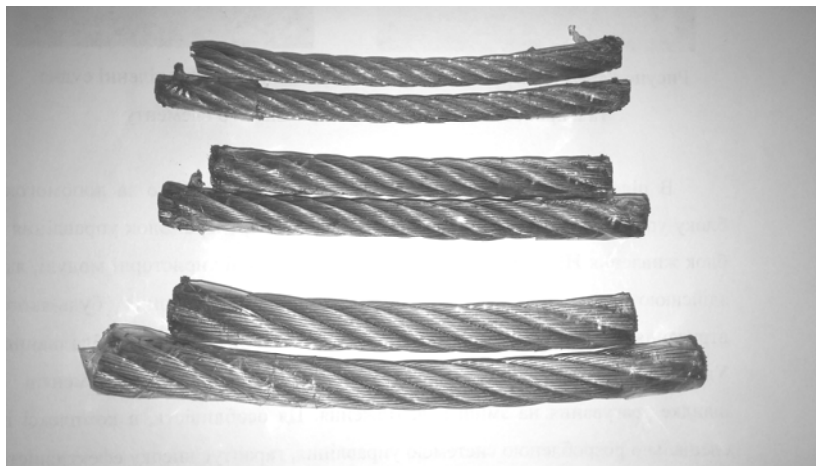


Рисунок 6.11 – Загальний вид досліджуваних зразків канатів



Випробування виконувались на розривній машині Р-5 (рис. 6.12, табл. 6.9). Для закріплення досліджуваних канатів розроблене та виготовлене спеціальне пристосування (рис. 6.13), що містить циліндричні плунжер та втулку з циліндричними хвостовиками для закріплення в захватах розривної машини та поперечними отворами для встановлення зразків досліджуваних канатів, тобто конструкція пристосування забезпечує кількість площин зрізу  $i_{зр} = 2$ . Зазор між плунжером та втулкою пристосування був рівний  $2z_{np} = 0,1$  мм, що виключало згин канатів.



Рисунок 6.12 – Загальний вид розривної машини Р-5

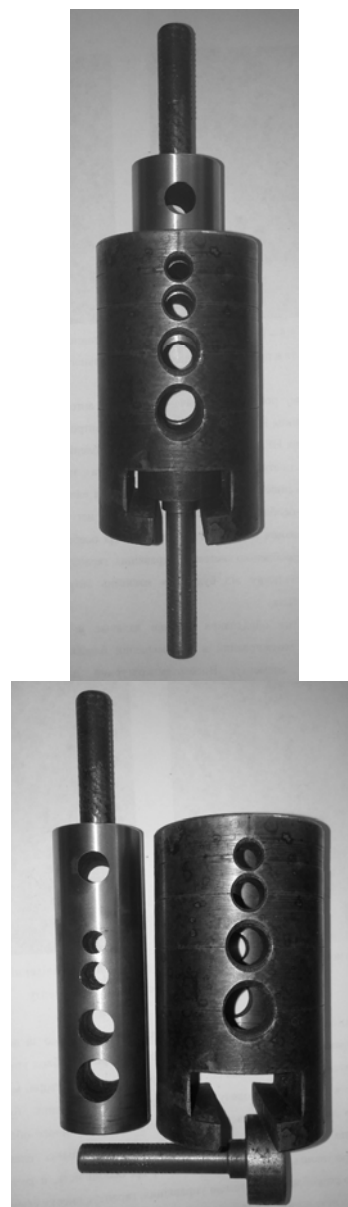


Рисунок 6.13 – Загальний вид пристосування в зборі та розібраному варіанті

Таблиця 6.9 – основні технічні характеристики розривної машини Р-5

Характеристика	Значення
Найбільше створюване осьове навантаження, кН	50
Тип приводу	Електромеханічний
Діапазон вимірювання, кН	2-50
Робочий хід активного захвату, мм.	700
Відстань від осі зразка до колони, мм	214
Висота робочого простору, включаючи хід активного захвату, мм	700
Відстань від осі зразка до колони, мм	214
Максимальна швидкість переміщення активного захвату, мм/хв	200
Відображення даних випробування	Аналоговий циферблат, двокоординатний самописець
Розміри досліджуваних зразків:	
діаметри циліндричних, мм	5-16
товщина пласких/ширина, мм.	0,5-10/30
Діаметр плит при стисканні, мм	50
Габаритні розміри (Д×Ш×В), мм	1400×710×2065
Маса випробувальної машини, кг	790
Потужність, кВт	2,0
Електроживлення	~220 V/50 Hz

Кожен канат піддавали зрізу із п'ятикратною повторюваністю (рис. 6.14). Досліди виконували для ненацягнутих канатів, що відповідало умовам складання муфт з канатними ланками. Діаграми з самописця розривної машини розшифровувались, а результати оброблялись за методикою, описаною в попередньому підрозділі.

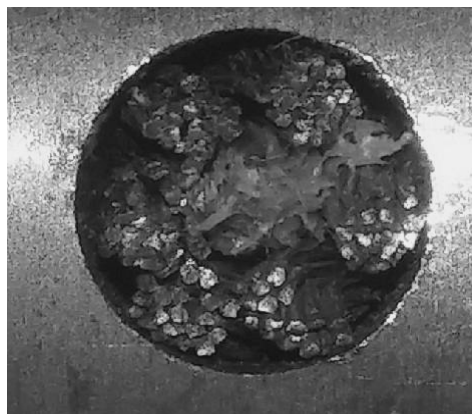


Рисунок 6.14 – Загальний вид перерізу зруйнованого каната

### 6.3.2. Результати досліджень

В результаті виконаних експериментів отримано діаграми залежності поперечного зусилля  $F$  від ходу елементів пристосування  $l$ . Типова діаграма зрізу каната написана самописцем розривної машини показана на рис. 6.15 на прикладі діаграми зрізу каната №3 (табл. 6.8).

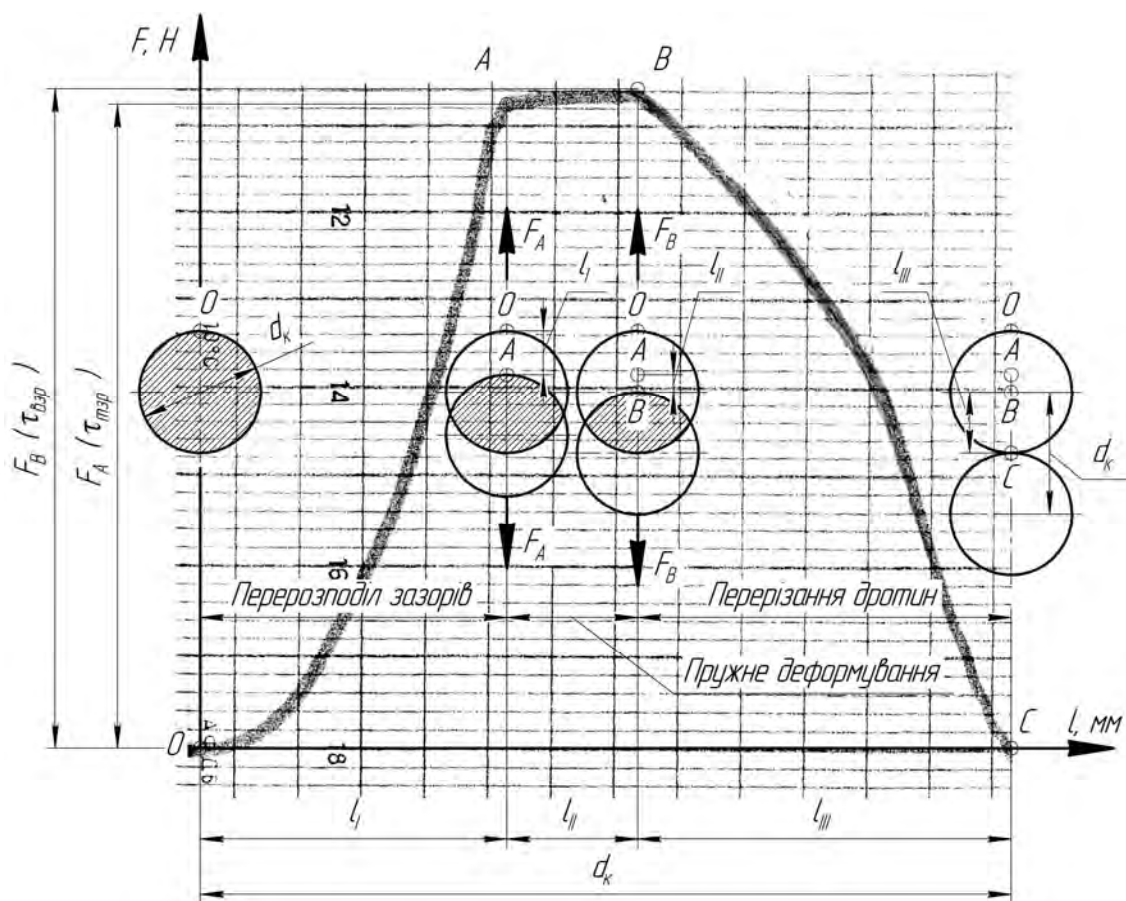


Рисунок 6.15 – Діаграма зрізу каната

З діаграми видно, що зріз каната відбувається в три етапи. На першому етапі  $OA$  здійснюється перерозподіл зазорів між елементами каната зі зміною форми його поперечного перерізу на еліпсовидну – це відповідає ходу захватів розривної машини  $l_I$ . На другому етапі  $AB$  тривалістю  $l_{II}$  відбувається спочатку контактне та пружне деформування (на фото на рис. 6.14 видно, що зрізані дротини сплюснені і мають некруглу форму), а потім і пластичне деформування дротин із досягненням напружень в дротинах рівня границь текучості  $\tau_{мзр}$ , а потім і міцності  $\tau_{взр}$ , невелика різниця між  $\tau_{мзр}$  та  $\tau_{взр}$  відповідає малопластичним

матеріалам, до яких відносяться сталі типу 70, з яких виготовлено канатний дріт (згідно [187] для канатного дроту  $\sigma_{0,2} = (0,85 \dots 0,99) \sigma_6$ ). На третьому етапі (ділянка  $BC$ ) тривалістю  $l_{III}$  відбувається зрізання дротин та відповідно падіння поперечного зусилля зрізу до нуля. Лінія  $BC$  зрізу дротин каната непряма, що можна пояснити нелінійним зменшенням площі еліпса, який утворений краями отворів елементів пристосування.

За отриманими діаграмами визначали зусилля в точках  $A$  ( $F_A$ ) та  $B$  ( $F_B$ ) і зусилля зрізу  $F_{зр}$  та границю міцності при зрізі  $\tau_{взр}$  (збільшенням площі зрізу в результаті циліндричної форми плунжера та втулки пристосування нехтували):

$$F_{зр} = \frac{F_B}{i_{зр}} \quad (6.15)$$

$$\tau_{взр} = \frac{F_{зр}}{A_\Sigma} \quad (6.16)$$

Результати експерименту для канатів з табл. 6.8, розрахунки напружень та їх співвідношень наведені в табл. 6.10.

Таблиця 6.10 – Результати досліджень зрізу канатів

№ каната табл. 6.1	$l_I$	$l_{II}$	$l_{III}$	$F_A, H$	$F_B = 2F_{взр}, H$	$\tau_{взр}, MPa$	$\tau_{взр}/\sigma_6$	$F_{розр}/F_{зр}$
1	1,6 мм (0,28 $d_k$ )	0,9 мм (0,16 $d_k$ )	3,3 мм (0,56 $d_k$ )	16400	16800	720	0,41	0,53
2	2,5 мм (0,31 $d_k$ )	1,3 мм (0,16 $d_k$ )	4,3 мм (0,53 $d_k$ )	32700	33400	738	0,42	0,51
3	3,0 мм (0,31 $d_k$ )	1,4 мм (0,14 $d_k$ )	5,3 мм (0,55 $d_k$ )	45900	46900	721	0,41	0,53

Отримане дослідним шляхом співвідношення  $\tau_{взр}/\sigma_6 \approx 0,4$  при зрізі каната відрізняється від відомого з літератури [390] співвідношення для суцільносталевих зразків  $\tau_{взр}/\sigma_6 = (0,6 \dots 0,8)$ , що можна пояснити додатковими напруженнями від контактного зминання та згину дротин. Отриманий результат є практично значимим для розрахунку затискних механізмів, де канати працюють на зріз.

Отже при розрахункові затискних механізмів, де канати працюють на

зріз, необхідно виконувати перевірковий розрахунок канатів на недопущення зрізу за умовою

$$\tau_{зр} = \frac{F_{зат}}{2A_{\Sigma}} \leq [\tau_{зр}]. \quad (6.17)$$

Враховуючи, що напруження текучості  $\tau_{мзр}$  за отриманими діаграмами знайти не вдалося через важкість чіткого фіксування ділянки текучості, а головне те, що вона мало відрізняються від тимчасового опору зрізу (для канатів  $\sigma_{0,2}$  може сягати  $0,99\sigma_{\epsilon}$ ), пропонується (з похибкою не більше 5%) лімітуючим напруженням  $\tau_L$  [287] вважати тимчасовий опір зрізу  $\tau_{взр}$  ( $\tau_L = \tau_{мзр}$ ). Тоді допустиме напруження зрізу  $[\tau_{зр}]$  для каната з урахуванням того, що затягування його відбувається нарізевими деталями, становить

$$[\tau_{зр}] = \frac{\tau_L}{S_{зр}} = \frac{\tau_{взр}}{S_{зр}} = \frac{0,4\sigma_{\epsilon}}{S_{зр}}, \quad (6.18)$$

де  $S_{зр} = 1,3...2,0$  – мінімальний коефіцієнт запасу при контрольованому затягуванні нарізі затискного механізму [391];

$S_{зр} = 2,5...3,0$  – мінімальний коефіцієнт запасу при неконтрольованому затягуванні нарізі затискного механізму.

У всякому разі при затягуванні не можна допускати переміщення пальця понад  $0,25d_k$  для виключення виходу за межі ділянки  $OA$  діаграми (рис. 6.15) та початку перерізання дротин каната.

При таких коефіцієнтах робочою при затисканні каната гарантовано буде ділянка  $OA$  діаграми, що детально досліджено в попередньому підрозділі.

#### **6.4. Теоретичні основи розрахунку та конструювання деталей затискних механізмів**

Визначення основних геометричних параметрів деталей затискних механізмів з метою спрощення їх конструювання на практичному етапі будемо виконувати з позицій забезпечення рівномірності. При цьому

реалізуватимемо наступний основний принцип - при досягненні за рахунок затискання в канаті напружень рівня границі міцності на зріз  $\tau_{взр}$ , напруження у деталях затискних механізмів не повинні перевищувати границі текучості  $\sigma_m$  для забезпечення можливості їх повторного використання навіть за перевищення границі міцності і зрізання каната під час його закріплення.

Для цього на попередньому етапі визначимо силу, яка повинна бути прикладена до каната для його зрізання (з урахуванням  $\tau_{взрк}/\sigma_{вк} \approx 0,4$ )

$$F_{зр} = 2A_{\Sigma}\tau_{взрк} = 0,8A_{\Sigma}\sigma_{вк}, \quad (6.19)$$

де  $\sigma_{вк}$  - границя міцності канатного дроту.

Сумарна площа дротин може бути визначена через діаметр каната  $d_k$

$$A_{\Sigma} = \frac{\pi d_k^2}{4}\psi_3, \quad (6.20)$$

де  $\psi_3$  - коефіцієнт заповнення дротом перерізу каната.

Для більшості канатів, що використовуються для піднімально транспортних машин  $\psi_3 = 0,40 \dots 0,48$  (для канатів, досліджених у попередньому підрозділі  $\psi_3 = 0,44$ ). Приймаючи в запас міцності  $\psi_3 = 0,5$ , з урахуванням (6.20), перетворимо вираз (6.19)

$$F_{зрк} = 0,3d_k^2\sigma_{вк}. \quad (6.21)$$

На першому етапі визначимо основні розміри пальців затискних механізмів в залежності від діаметра каната, який ними закріплюється. Одразу введемо новий параметр - коефіцієнт діаметра пальця відносно діаметра каната  $\psi_{нк} = d_n/d_k$ . Звідки діаметр пальця, виражений в діаметрах каната становитиме  $d_n = \psi_{нк} d_k$ .

Умовою рівномірності каната на зріз та пальця на відсутність пластичних деформацій буде рівність зусиль зрізу каната  $F_{зрк}$  та пружної деформації пальця  $F_{он}$

$$F_{зат} = F_{зрк} = F_{он}. \quad (6.22)$$

Визначимо раціональну величину коефіцієнта  $\psi_{нк}$  в залежності від співвідношення механічних властивостей матеріалу канатного дроту та пальця. На першому етапі розглянемо механізми з отворами в деталях під установку каната (рис. 6.16) (діаметр отвору в пальці вважаємо рівним діаметру каната). В такому випадку палець в небезпечному перерізі  $I-I$  сприйматиме розтяг силою  $F_{зат}$  та кручення моментом тертя  $T_n$  в нарізі пальця. Напруження розтягу в небезпечному перерізі  $I-I$  становитимуть

$$\sigma_{pn} = \frac{F_{зат}}{2A_{сегм}}, \quad (6.23)$$

де  $A_{сегм}$  - площа сегменту тіла пальця у перерізі, ослабленому отвором під установку каната.

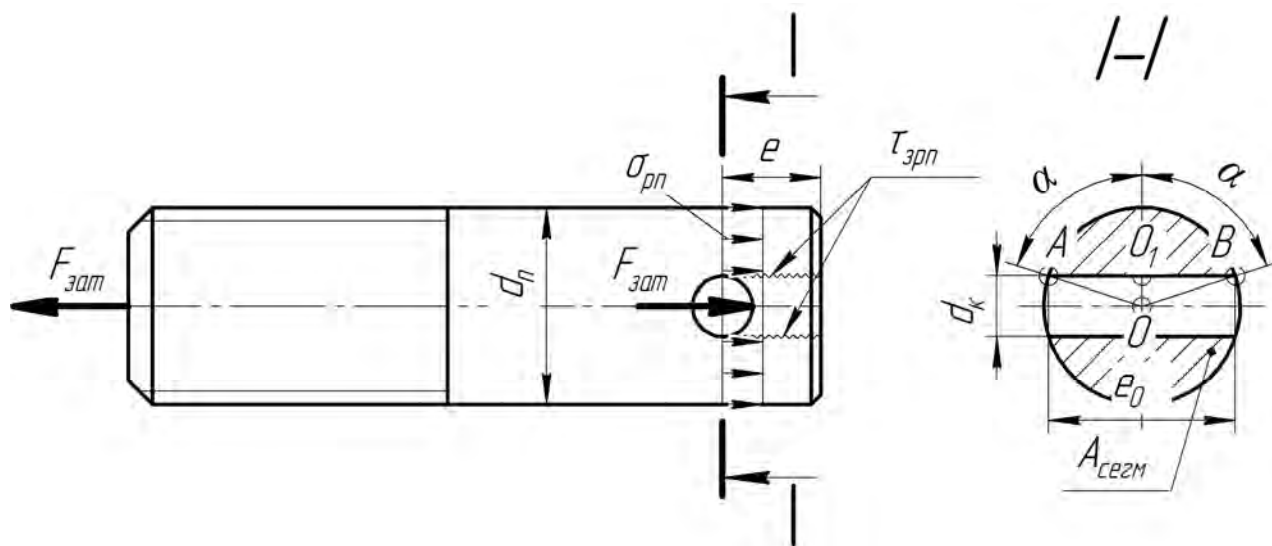


Рисунок 6.16 – Розрахункова схема пальця з поперечним отвором під установку каната

Площа сегменту становить (рис. 6.16) [392]

$$A_{сегм} = \frac{d_n^2}{8} (2\alpha - \sin 2\alpha). \quad (6.24)$$

З трикутника  $OO_1A$ , отримаємо

$$\sin \alpha = \frac{AO_1}{AO} = \frac{\sqrt{d_n^2 - d_k^2}}{d_n} = \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}}, \quad (6.25)$$

$$\cos \alpha = \frac{OO_1}{AO} = \frac{0,5d_k}{0,5d_n} = \frac{1}{\psi_{нк}}; \quad (6.26)$$

$$\sin 2\alpha = \sin \alpha \cos \alpha = 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2}; \quad (6.27)$$

$$2\alpha = \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]. \quad (6.28)$$

Тоді площа сегменту становить

$$A_{сегм} = \frac{\psi_{нк}^2 d_k^2}{8} \cdot \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]. \quad (6.29)$$

А напруження розтягу (з урахуванням (6.21))

$$\begin{aligned} \sigma_{pn} &= \frac{8F_{зам}}{2\psi_{нк}^2 d_k^2 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]} = \\ &= \frac{2,4\sigma_{вк}}{2\psi_{нк}^2 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]}. \end{aligned} \quad (6.30)$$

Момент тертя в нарізі обчислюватимемо за формулою [336]

$$T_n = 0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho) F_{зам}, \quad (6.31)$$

де  $d_2 \approx 0,9d_n$  - середній діаметр нарізі хвостовика пальця із урахуванням того, що зовнішній діаметр метричної нарізі нормального кроку рівний зовнішньому діаметру пальця ( $d = d_n$ );

$(\psi + \rho)$  - сума кутів підйому гвинтової лінії нарізі та тертя (при сталевих пальці та гайці коефіцієнті тертя в нарізі  $f = 0,15$   $(\psi + \rho) \approx 9^\circ$  при  $f = 0,05$   $(\psi + \rho) \approx 6^\circ$ ).

Після підстановки (6.21) у (6.31) та перетворень отримаємо вираз для моменту тертя в нарізі

$$T_n = 0,135d_k^3 \psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \sigma_{вк}. \quad (6.32)$$



Напруження кручення обчислюватимемо за відомими співвідношеннями для кручення некруглих стрижнів [393]

$$\tau_{крп} = \frac{T_n}{2W_{кр}}, \quad (6.33)$$

де  $W_{кр}$  - момент опору сегментного перерізу пальця крученню.

Для обчислення моменту опору крученню сегментного перерізу виконаємо заміну сегмента кола з центром у точці  $O$  на напівеліпс з центром у точці  $O_1$  (рис. 6.17).

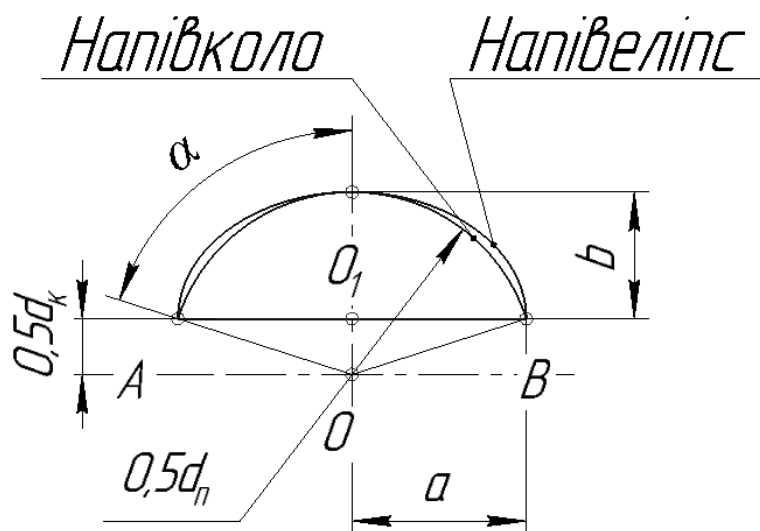


Рисунок 6.17 – Схема для обчислення моменту опору крученню перерізу пальця

Для такого перерізу момент опору крученню обчислюється за виразом [394]

$$W_{кр} = b^4 \frac{16 \left( \frac{a}{b} \right)^3}{18\pi a \left[ \left( \frac{a}{b} \right)^2 + 1 \right]}. \quad (6.34)$$

Із рис. 6.17 можна отримати вирази для напівосей еліпса

$$b = 0,5(d_n - d_k) = 0,5d_k(\psi_{нк} - 1). \quad (6.35)$$

$$a = AO_1 = \sqrt{0,25d_n^2 - 0,25d_k^2} = 0,5d_k \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}. \quad (6.36)$$

Тоді момент опору перерізу крученню

$$\begin{aligned}
 W_{кр} &= \left(0,5d_{\kappa}(\psi_{нк} - 1)\right)^4 \frac{16 \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^3}{9\pi d_{\kappa} \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^2 + 1 \right]} = \\
 &= d_{\kappa}^3 \frac{(\psi_{нк} - 1)^4 \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^3}{9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^2 + 1 \right]}.
 \end{aligned} \tag{6.37}$$

Напруження кручення від моменту тертя в нарізі становитимуть

$$\tau_{крп} = \frac{0,135\psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \sigma_{вк} \cdot \left( 9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^2 + 1 \right] \right)}{2(\psi_{нк} - 1)^4 \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^3}. \tag{6.38}$$

Еквівалентні напруження обчислюватимемо за четвертою теорією міцності [393], оскільки пальці передбачаємо виконувати зі сталі

$$\begin{aligned}
 \sigma_{En} &= \sqrt{\sigma_{pn}^2 + 3\tau_{крп}^2} = \\
 &= \sigma_{вк} \sqrt{\left[ \frac{2,4}{2\psi_{нк}^2 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]} \right]^2 + \left[ \frac{0,135\psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \cdot \left( 9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^2 + 1 \right] \right)}{2(\psi_{нк} - 1)^4 \left(\frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)}\right)^3} \right]^2}.
 \end{aligned} \tag{6.39}$$

Вважаючи, що граничний стан матиме місце при досягненні еквівалентних напружень  $\sigma_{En}$  від розтягу та кручення границі текучості пальця  $\sigma_{mn}$  в перерізі  $I-I$ , отримаємо вираз (6.40).

$$\frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{mn}} = \left[ \frac{2,4}{2\psi_{нк}^2 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]} + \frac{0,135\psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \cdot \left( 9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^2 + 1 \right] \right)}{2(\psi_{нк} - 1)^4 \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^3} \right]^2 \cdot \quad (6.40)$$

Вираз (6.40) демонструє, що відношення згаданих граничних для пальця та каната напружень також залежить тільки від  $\psi_{нк}$  і не залежить від абсолютних розмірів перерізу пальця. Це дає можливість отримати графік зміни потрібного коефіцієнта діаметра пальця відносно каната  $\psi_{нк}$  від співвідношення маркерувальної групи (границі міцності матеріалу канатного дроту)  $\sigma_{вк}$  та границі текучості матеріалу пальця  $\sigma_{mn}$ . Графік залежності (6.40) наведений на рис. 6.18 для співвідношень  $\sigma_{вк}/\sigma_{mn} = 1...5$ . Таке співвідношення напружень вибрано з наступних міркувань. На сьогодні випускаються канати з маркерувальною групою до  $\sigma_{вк} = 2160$  МПа (в Україні до  $\sigma_{вк} = 1770$  МПа). При затисканні таких канатів пальцями, виготовленими, наприклад, із загартованої сталі 45 з границею текучості близько  $\sigma_{mn} = 460$  МПа отримаємо верхню границю співвідношення  $\sigma_{вк} / \sigma_{mn} = 2160/460 = 4,69 \approx 5$ . Нижня границя  $\sigma_{вк} / \sigma_{mn} = 1$  може бути досягнута при застосуванні для виготовлення пальців високоміцних загартованих сталей та канатів із маркерувальними групами 1370 МПа, 1470 МПа, що також можливо на практиці.

На графіку наведено три криві, побудовані за залежністю (6.40) – при

коефіцієнті тертя в нарізі  $f = 0,15$  (для незмащеної нарізі), коефіцієнті тертя  $f = 0,05$  (для змащеної нарізі) та для випадку розвантаження небезпечного перерізу від кручення ( $\tau_{кр} = 0$ ), наприклад при застосуванні конструкції наведеної на рис. 6.19, де встановлено розвантажуючі штифти 1 і 2.

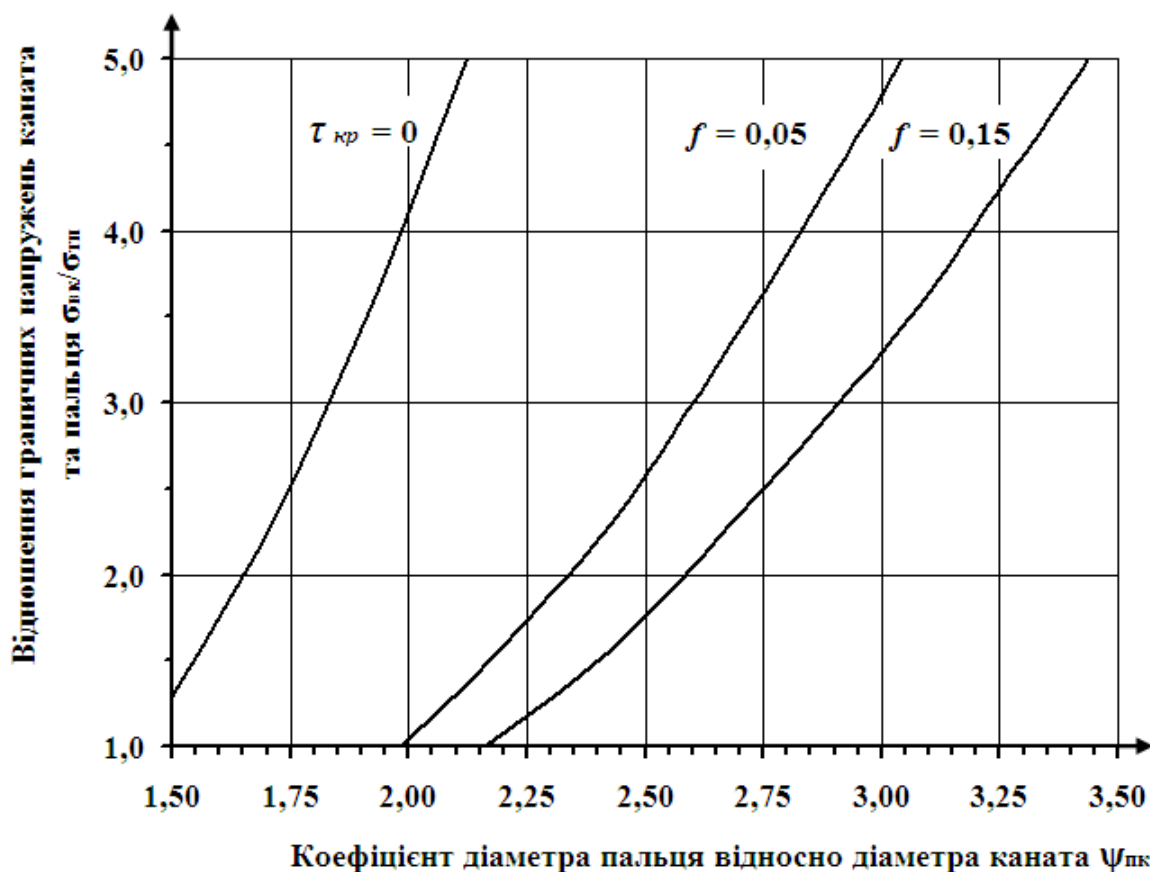


Рисунок 6.18 – Графік залежності коефіцієнта  $\psi_{нк}$  від співвідношення граничних напружень  $\sigma_{вк}/\sigma_{мн}$  для пальців з поперечними отворами

Графік на рис. 6.18 має практичну цінність, оскільки за співвідношенням механічних властивостей матеріалів каната та пальця, коефіцієнту тертя в нарізі, дозволяє визначити коефіцієнт діаметра  $\psi_{нк}$  і таким чином конструювати палець в залежності від діаметра закріплюваного каната. Наприклад, при виготовленні пальця із загартованої сталі 40ХН  $\sigma_{мн} = 835$  МПа для затискання каната із маркерувальною групою  $\sigma_{вк} = 2160$  МПа, матимемо  $\sigma_{вк}/\sigma_{мн} \approx 2,5$ , що при коефіцієнті тертя в нарізі  $f = 0,15$  дає потрібний коефіцієнт діаметра пальця відносно каната близько  $\psi_{нк} = 2,75$ , при забезпеченій наявності мастила в нарізі ( $f = 0,05$ ) можна брати  $\psi_{нк} = 2,50$ . При розвантаженні пальця від кручення

( $\tau_{кр} = 0$ ) -  $\psi_{нк} = 1,75$ . Діаметр пальця однак треба узгоджувати з номінальним діаметром кріпильної нарізі.

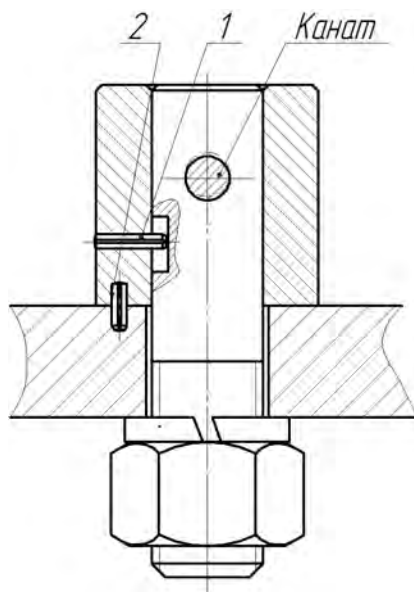


Рисунок 6.19 – Конструкція затискного механізму, де переріз *I-I* пальця розвантажений від кручення

Наведені розрахункові співвідношення достатньо складні для використання на практиці через їхню громіздкість, тому для перевіркових розрахунків отримаємо більш простий вираз за рахунок приведення сумісного розтягу і кручення до виключно розтягу, як це виконано при розрахунку затягнутих болтів введенням коефіцієнта зведення напружень  $\beta = \sigma_{En}/\sigma_{pn} = (1,1...1,3)$  [395, 396] і визначення еквівалентних напружень за рахунок домноження напружень розтягу на цей коефіцієнт.

У випадку розрахунку пальця у перерізі *I-I* навіть розрахунок на чистий розтяг утруднює трудомісткість обчислення площі сегмента  $A_{сегм}$  у виразі (6.23).

Тому покажемо можливість визначення площі кругового сегмента пальців за спрощеним виразом (6.41), в якому закладено, що площа сегмента дорівнює половині площі кола за мінусом половини площі прямокутника, побудованого на отворі під установку каната. Заміну площі сегмента еліпсом відкидаємо, оскільки така заміна дає завищені на 9...12% значення площ перерізу (що видно і на рис. 6.17) і відповідно дасть зниження розрахункових напружень. Враховуючи викладене, матимемо

$$A_{сегм1} = \frac{\pi d_n^2}{8} - \frac{d_n d_k}{2} = d_k^2 (0,392\psi_{нк}^2 - 0,5\psi_{нк}). \quad (6.41)$$

Відношення площ, визначених за спрощеним виразом (6.41) та точним (6.24) можна представити у вигляді

$$\frac{A_{сегм1}}{A_{сегм}} = \frac{3,14\psi_{нк}^2 - 4\psi_{нк}}{\psi_{нк}^2 \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2}}. \quad (6.42)$$

Таким чином відношення цих площ не залежить від абсолютних діаметрів пальця  $d_n$  чи отвору під канат  $d_k$ , а залежить тільки від коефіцієнта  $\psi_{нк}$ . На рис. 6.20 показано графік залежності (6.42) для діапазону  $\psi_{нк} = 1,5 \dots 4,0$ .

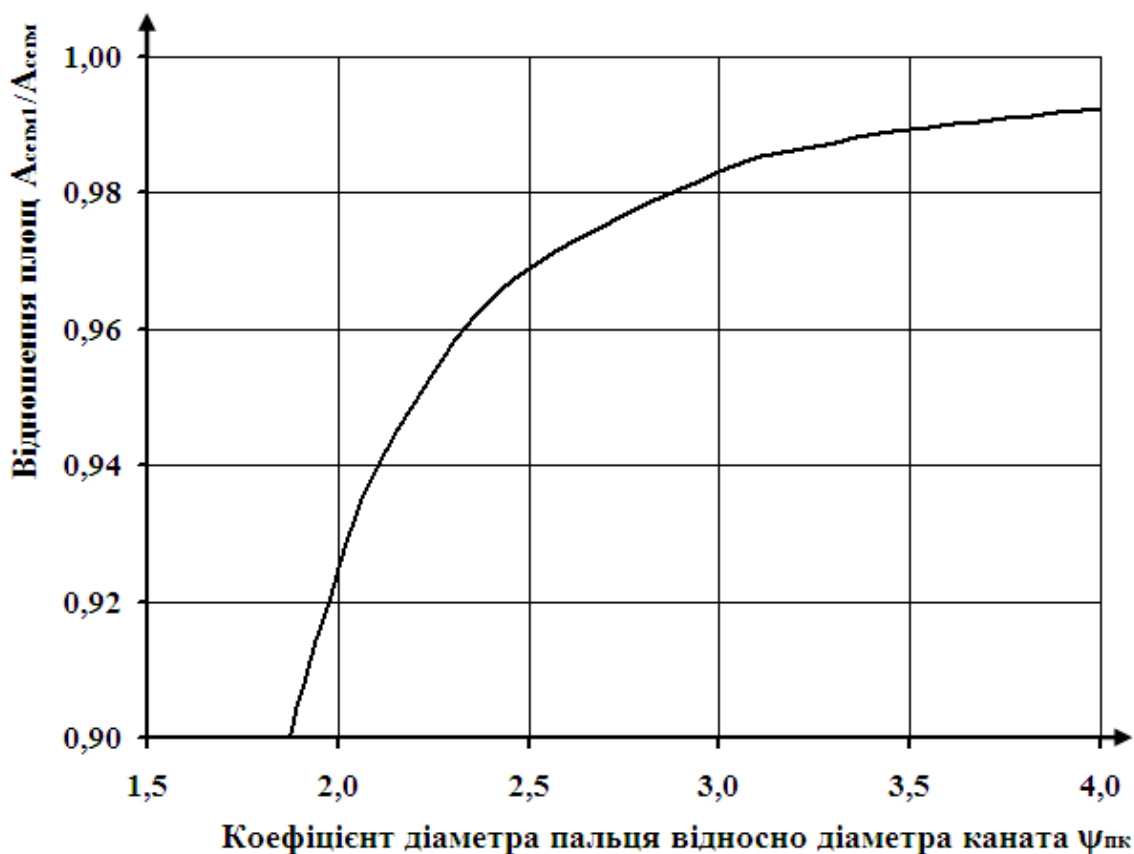


Рисунок 6.20 – Графік залежності відношення площ  $A_{сегм1} / A_{сегм}$  від коефіцієнта  $\psi_{нк}$

Графік на рис. 6.20 свідчить, що розрахунок за спрощеним виразом (6.41) дає порівняно з розрахунком за точним виразом (6.24) значення площі сегмента

занижене приблизно на 8% при  $\psi_{нк} = 2$  та на 2% при  $\psi_{нк} = 3$ . Це означає, що дійсні напруження розтягу, обчислені із використанням спрощеного виразу (6.41) будуть завищені на стільки ж відсотків, що дає невеликий запас міцності і свідчить на користь використання виразу (6.41) на практиці.

Використовуючи отримані вирази для площі (6.41) та еквівалентних напружень (6.39) та напружень розтягу, отримаємо вираз для коефіцієнта зведення напружень  $\beta_o = \sigma_{En}/\sigma_{pn}$  для пальців з отворами під установку каната у вигляді (6.43).

$$\beta_o = 6,7(0,392\psi_{нк}^2 - 0,5\psi_{нк}) \cdot$$

$$\left[ \frac{2,4}{2\psi_{нк}^2 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]} + \right. \\ \left. +3 \frac{0,135\psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \cdot \left( 9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^2 + 1 \right] \right)}{2(\psi_{нк} - 1)^4 \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^3} \right]^2. \quad (6.43)$$

На рис. 6.21 показано графік залежності (6.43) для можливого на практиці діапазону коефіцієнтів  $\psi_{нк} = 2,0 \dots 4,0$ , яку можна використовувати при проектуванні для отримання коефіцієнтів зведення напружень  $\beta_o$  і виконання перевірових розрахунків на розтяг пальців з отворами у небезпечному перерізі I-I (рис. 6.16) за виразами (6.44) із використанням (6.41)

$$\sigma_{En} = \beta_o \frac{F_{зам}}{2A_{сегм1}} \leq [\sigma_p]. \quad (6.44)$$

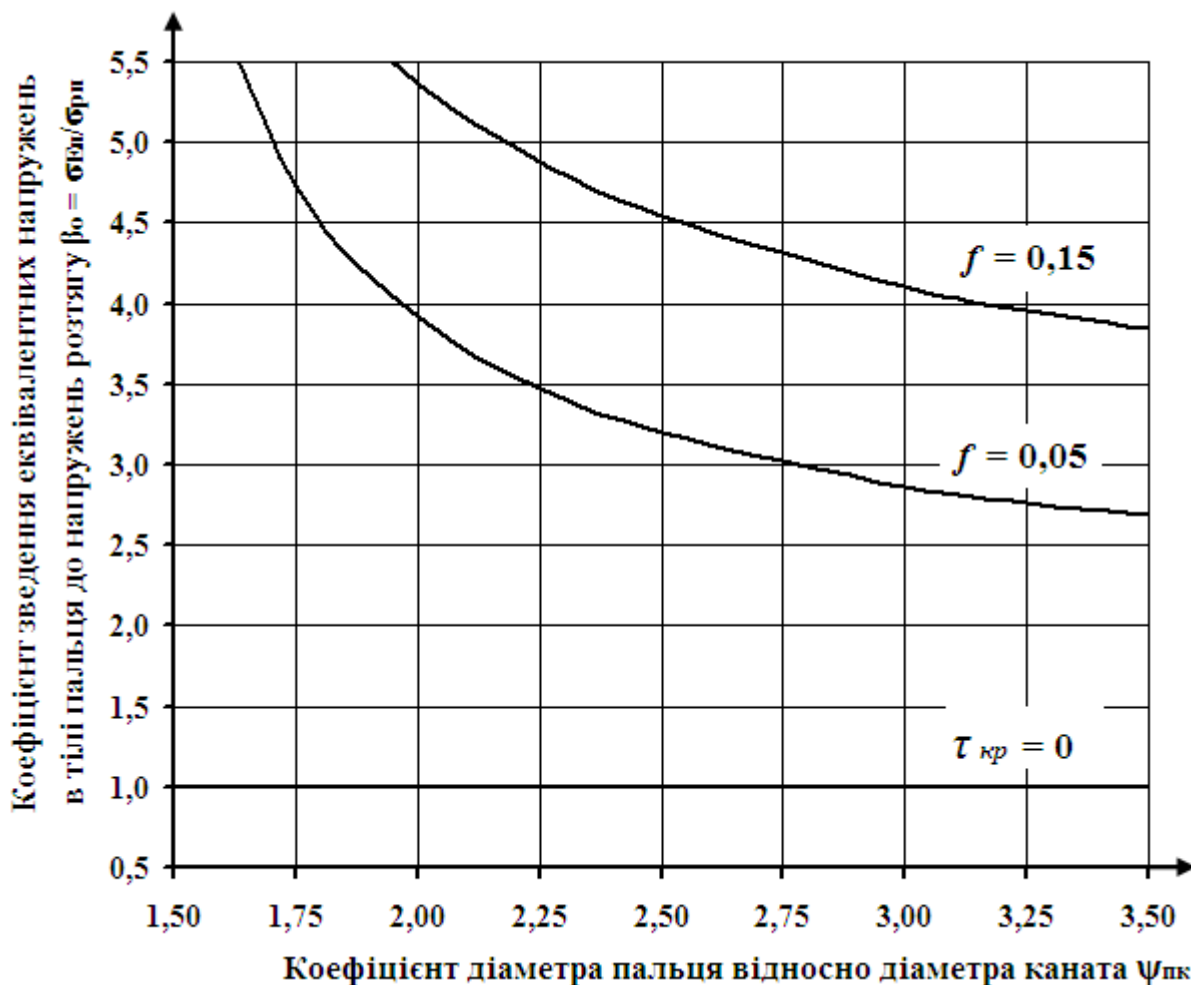


Рисунок 6.21 – Графік залежності коефіцієнта зведення напружень  $\beta_0$  від коефіцієнта  $\psi_{нк}$  для пальців з отворами (переріз I-I рис. 6.16)

Далі визначимо відстань  $e$  від торця пальця до центра отвору під установку каната (рис. 6.16).

Для пальця діаметром  $d_n$  з отвором діаметром  $d_k$  необхідно забезпечити рівномірність каната на зріз та пальця на зріз напруженнями  $\tau_{зрн}$ , які не повинні досягти границі текучості  $\tau_{mn}$  матеріалу пальця. Умовою рівномірності буде рівність зусиль зрізу каната  $F_{зрк}$  та пружної деформації пальця  $F_{дн}$ . Після підстановки розмірів небезпечного перерізу пальця вираз (6.22) набуде вигляду

$$0,3d_k^2\sigma_{вк} = 2ee_0\tau_{mn}, \quad (6.45)$$

де  $\tau_{mn}$  - границя текучості матеріалу пальця при зрізі.

Для визначення відстані  $e_1$ , розглянемо переріз I-I на рис. 6.16. З



трикутника  $OO_1A$ , отримаємо

$$e_0 = AB = 2AO_1 = \sqrt{AO^2 - OO_1^2} = \sqrt{d_n^2 - d_k^2}. \quad (6.46)$$

Використовуючи коефіцієнт діаметра пальця відносно діаметра каната  $\psi_{нк} = d_n/d_k$ , запишемо вираз (6.46) у вигляді

$$e_0 = d_k \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}. \quad (6.47)$$

Після підстановки (6.47) у (6.45), з урахуванням того, що  $\tau_{mn} \approx 0,6\sigma_{mn}$  та перетворень, отримаємо

$$e \geq \frac{0,25d_k}{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}} \cdot \frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{mn}}. \quad (6.48)$$

Для отримання конкретних значень відстані  $e$ , розглянемо на етапі чисельного моделювання чисельний варіант - закріплення каната з високою маркерувальною групою ( $\sigma_{вк} = 2160$  МПа), пальцем із сталі 40ХН ( $\sigma_{mn} = 835$  МПа) при діаметрі пальця втричі більшому за діаметр каната і відтак  $\psi_{нк} = 3$ . Для таких умов розрахунок за виразом (6.48) дає значення  $e \geq 0,25d_k$ . Таким чином, при конструюванні пальців з поперечними отворами під установку каната можна приймати  $e = d_k$ .

Далі розглянемо процеси конструювання та розрахунку затискних механізмів у яких канати встановлюються у відкриті пази пальців та втулок. У небезпечному перерізі  $I-I$  (рис. 6.22) палець сприйматиме сумісну дію розтягу силою зтягування  $F_{зат}$ , згину моментом  $M_{зг} = 0,5d_k F_{зат}$  та кручення моментом тертя  $T_n$  в нарізі, що викликать в небезпечній зоні  $AB$  еквівалентні напруження  $\sigma_{En}$  (6.49), які у рівномірній конструкції не повинні перевищувати напруження текучості матеріалу пальця  $\sigma_{mn}$ .

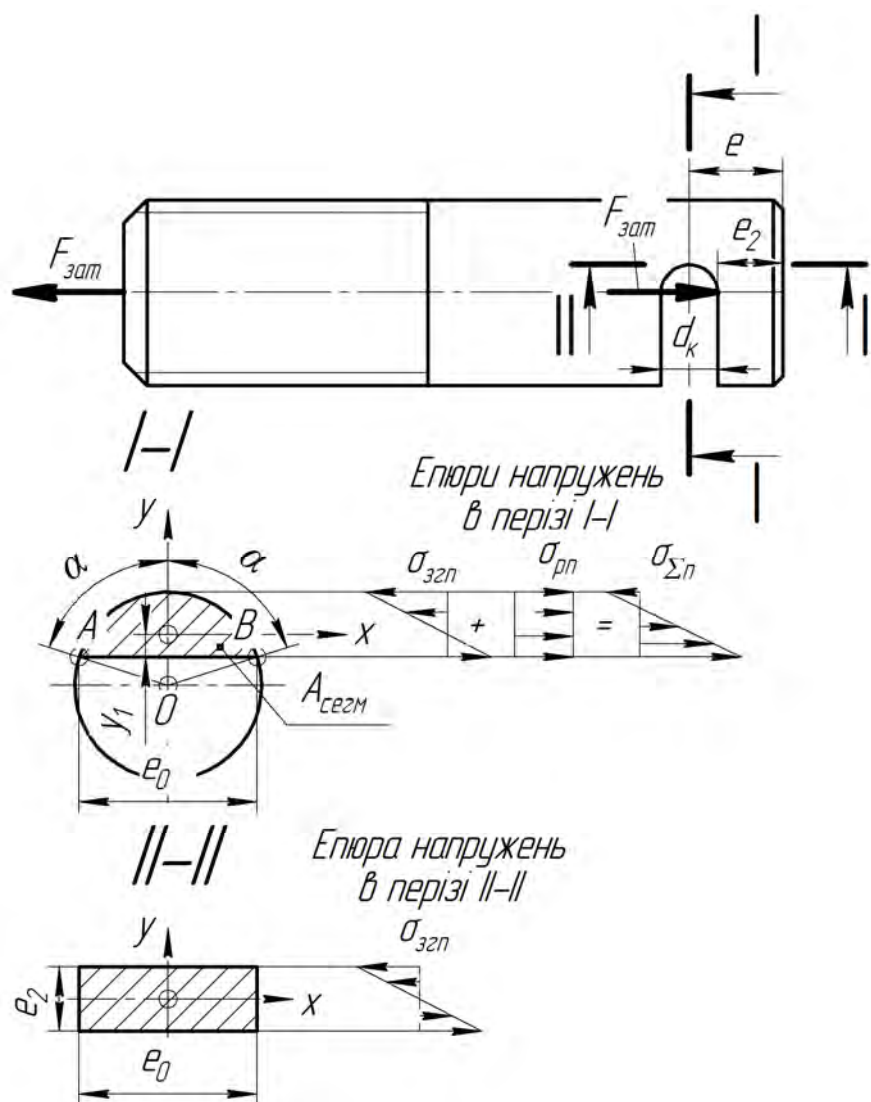


Рисунок 6.22 – Розрахункова схема пальця з поперечним пазом під установку каната

У системі (6.49) момент інерції перерізу  $I_x$  та відстань  $y_l$  від нейтральної осі до небезпечної зони  $AB$ , де будуть діяти максимальні сумарні напруження, з урахуванням (6.25) - (6.27) обчислюватимуться за виразами [392]

$$\begin{aligned}
 I_x &= \frac{d_n^4}{128} \left[ 2\alpha - \sin 2\alpha + 4 \cos \alpha \sin^3 \alpha \right] = \\
 &= \frac{\psi_{нк}^4 d_k^4}{128} \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} + \frac{4}{\psi_{нк}} \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3 \right] = \\
 &= \frac{\psi_{нк}^4 d_k^4}{128} \cdot Y;
 \end{aligned} \tag{6.49}$$

$$\begin{aligned}
 y_x &= \frac{d_n}{2} \left[ \frac{4}{3} \cdot \frac{\sin^3 \alpha}{2\alpha - \sin 2\alpha} - \cos \alpha \right] = \\
 &= 0,5\psi_{нк} d_{\kappa} \left[ \frac{4}{3} \cdot \frac{\left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3}{\arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2}} - \frac{1}{\psi_{нк}} \right] = \\
 &= 0,5\psi_{нк} d_{\kappa} Z.
 \end{aligned} \tag{6.50}$$

Із застосуванням (6.49) та (6.50) отримаємо вираз для моменту опору згину сегментного перерізу пальця відносно осі  $x$  у наступному вигляді

$$\begin{aligned}
 W_x &= \frac{I_x}{y_1} = \frac{Y}{128} \psi_{нк}^4 d_{\kappa}^4 \cdot \frac{1}{0,5\psi_{нк} d_{\kappa} Z} = \frac{\psi_{нк}^3 d_{\kappa}^3}{64} \cdot \frac{Y}{Z} = \\
 &= \frac{\psi_{нк}^3 d_{\kappa}^3}{64} \cdot \frac{\left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} + \frac{4}{\psi_{нк}} \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3 \right]}{\left[ \frac{4}{3} \cdot \frac{\left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3}{\arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2}} - \frac{1}{\psi_{нк}} \right]}.
 \end{aligned} \tag{6.51}$$

Використовуючи вираз (6.51) та співвідношення (6.21) для сили зрізу каната, отримаємо вираз для обчислення напружень згину пальця

$$\begin{aligned}
 \sigma_{згн} &= \frac{0,15d_{\kappa}^3 \sigma_{\text{вк}}}{W_x} = \\
 &= \frac{9,6\sigma_{\text{вк}} \left[ \frac{4}{3} \cdot \frac{\left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3}{\arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2}} - \frac{1}{\psi_{нк}} \right]}{\psi_{нк}^3 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} + \frac{4}{\psi_{нк}} \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3 \right]};
 \end{aligned} \tag{6.52}$$

Підставляючи отриманий вираз (6.52) у систему (6.49) і з урахуванням (6.30) та (6.38) (із знаменників цих виразів вилучаємо множник 2, оскільки пальці з пазами у перерізі  $I-I$  мають лише один несівний сегмент), після перетворень та прирівняння еквівалентних напружень  $\sigma_{En}$  до границі текучості матеріалу пальця  $\sigma_{mn}$  отримаємо [397]

$$\frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{En}} = \left[ \frac{\left[ \frac{2,4}{\psi_{нк}^2} \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] + \frac{9,6}{3} \cdot \frac{\left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3}{\arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} - \frac{1}{\psi_{нк}}} \right]}{\psi_{нк}^3 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} + \frac{4}{\psi_{нк}} \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3 \right]} + 3 \frac{\left[ 0,135 \psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \cdot \left( 9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^2 + 1 \right] \right)^2}{(\psi_{нк} - 1)^4 \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{(\psi_{нк} - 1)} \right)^3} \right]^2 \right]^{-1}} \quad (6.53)$$

Графік залежності (6.53) наведений на рис. 6.23 для співвідношень  $\sigma_{вк}/\sigma_{mn} = 1 \dots 5$  для випадків аналогічних пальцям з отворами (рис. 6.18).

Аналіз графіка на рис. 6.23 дає можливість підтвердити, що пальці з пазами під установку каната при інших рівних умовах є більш напруженими ніж пальці з отворами. Наприклад, для пальця із загартованої сталі 40ХН із  $\sigma_{mn} = 835$  МПа та каната із маркерувальною групою  $\sigma_{вк} = 2160$  МПа ( $\sigma_{вк}/\sigma_{mn} \approx 2,5$ ), при застосуванні пальців з пазами потрібує коефіцієнта діаметра пальця відносно каната близько  $\psi_{нк} = 3,5$  (для пальців з отворами за аналогічних умов  $\psi_{нк} = 2,75$ ). Для зменшення діаметра пальця треба для їх виготовлення

використовувати сталі із границею текучості максимально наближеною до маркерувальної групи каната. У випадку застосування розвантажених від кручення пальців та мінімізації тертя у нарізі, діаметр пальців можна суттєво зменшити.

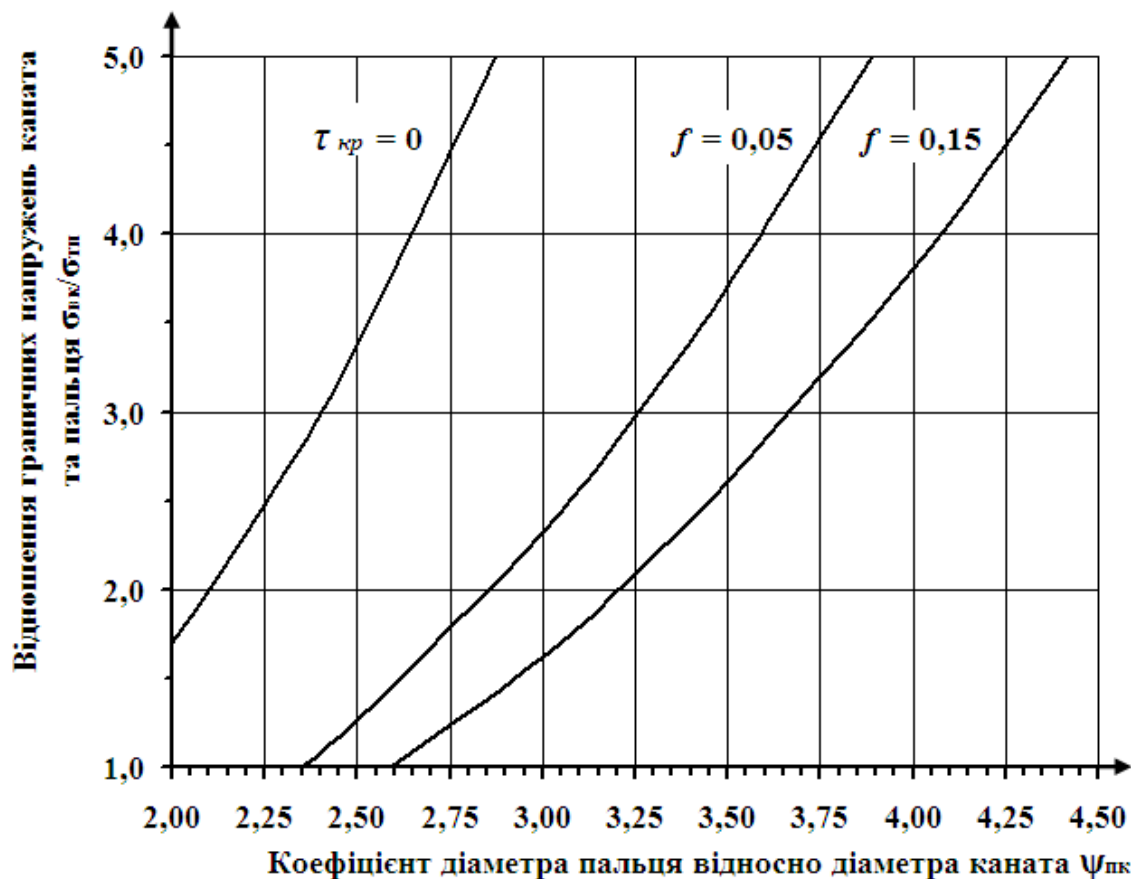


Рисунок 6.23 – Графік залежності коефіцієнта  $\psi_{нк}$  від співвідношення напружень  $\sigma_{вк}/\sigma_{тп}$  для пальців з поперечними пазами

На наступному етапі побудуємо графік для визначення коефіцієнта зведення напружень  $\beta_n = \sigma_{En}/\sigma_{pn}$  для розрахунку пальців з пазами на чистий розтяг за виразом (6.54). Для цього у вираз (6.55) підставимо практично можливий діапазон коефіцієнтів  $\psi_{нк} = 2,0 \dots 4,0$  та будуємо графік, що показаний на рис. 6.24 і є практично цінним при виконанні перевіркового розрахунку пальців із пазами під установку каната у небезпечному перерізі I-I (рис. 6.22).

$$\sigma_{En} = \beta_n \frac{F_{зам}}{A_{сегм1}} \leq [\sigma_p]. \quad (6.54)$$

$$\beta_n = 3,3(0,392\psi_{нк}^2 - 0,5\psi_{нк}).$$

$$\left[ \frac{2,4}{\psi_{нк}^2 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right]} + \frac{9,6}{3} \cdot \frac{\left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3}{\arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} - \frac{1}{\psi_{нк}}} - \frac{1}{\psi_{нк}}} \right]^2 + \left[ \psi_{нк}^3 \left[ \arcsin \left[ 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} \right] - 2 \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}^2} + \frac{4}{\psi_{нк}} \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк}} \right)^3 \right] \right]^2 + 3 \frac{0,135\psi_{нк} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \cdot \left( 9\pi \sqrt{\psi_{нк}^2 - 1} \left[ \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк} - 1} \right)^2 + 1 \right] \right)}{(\psi_{нк} - 1)^4 \left( \frac{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}}{\psi_{нк} - 1} \right)^3} \right]^2 \quad (6.55)$$

У випадку оснащення пальця діаметром  $d_n$  відкритим пазом шириною  $d_k$  (рис. 6.21) необхідно забезпечити рівномірність каната на зріз та пальця на згин також у небезпечному перерізі II-II напруженнями  $\sigma_{згн}$ , що не повинні досягти границі текучості  $\sigma_{mn}$  матеріалу пальця. При цьому умова міцності

$$\sigma_{згн} = \frac{0,5F_{зам}d_k}{W_x} \leq [\sigma_{згн}]. \quad (6.56)$$

Умовою рівномірності буде вираз (6.57) при допущенні  $F_{зам} = F_{зрк}$  та

$$\sigma_{згн} = \sigma_{mn}$$

$$\sigma_{mn} = \frac{0,5d_k \cdot 0,3d_k^2 \sigma_{вк} \cdot 6}{e_0 e_2^2}. \quad (6.57)$$

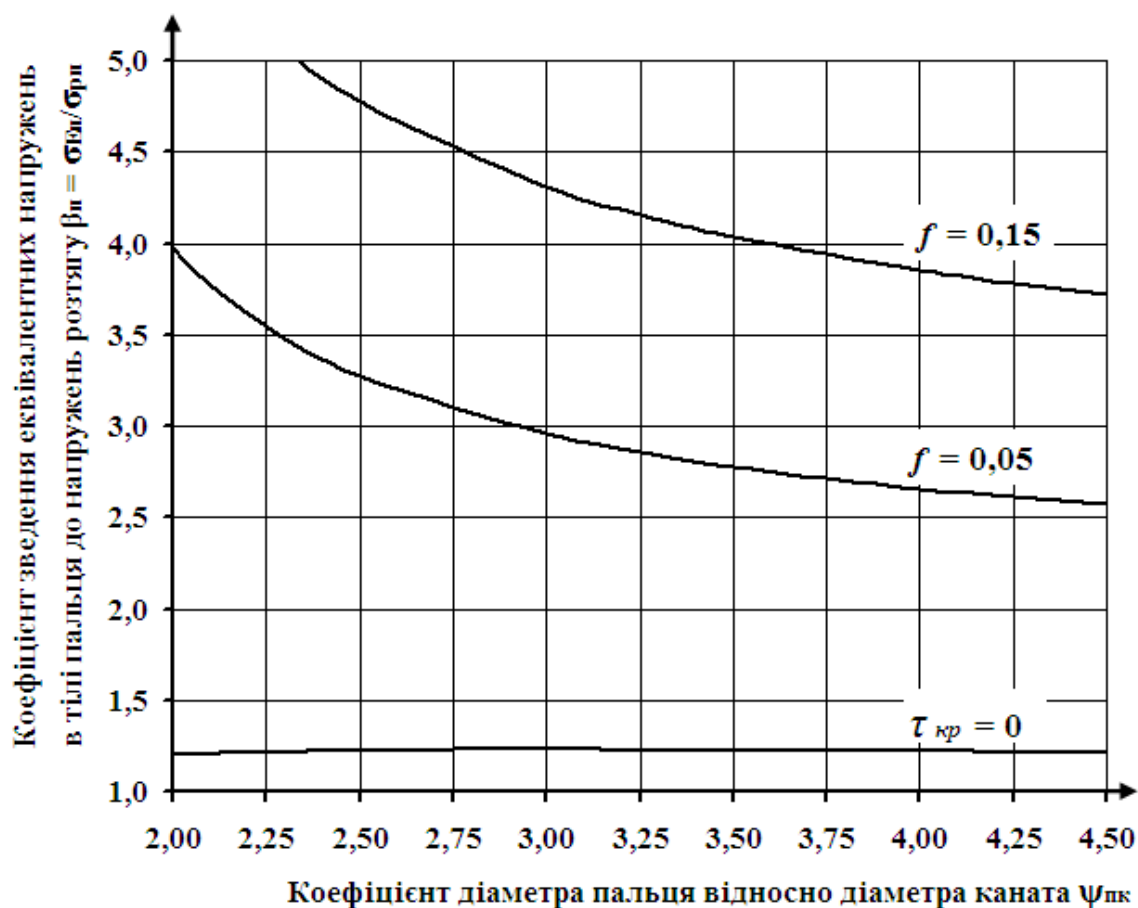


Рисунок 6.24 – Графік залежності коефіцієнта зведення напружень  $\beta_n$  від коефіцієнта  $\psi_{нк}$  для пальців з пазами (переріз I-I рис. 6.22)

Після підстановки у (6.57) виразу (6.46) та перетворень, отримаємо

$$e_2 \geq d_k \sqrt{\frac{0,9}{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}} \cdot \frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{mn}}} \quad (6.58)$$

$$e \geq e_2 + 0,5d_k = d_k \left[ \sqrt{\frac{0,9}{\sqrt{\psi_{нк}^2 - 1}} \cdot \frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{mn}}} + 0,5 \right] \quad (6.59)$$

Для отримання конкретних значень відстані  $e$  (рис. 6.25), підставимо у рівняння (6.59)  $\sigma_{вк} = 2160$  МПа та  $\sigma_{mn} = 500$  МПа при  $\psi_{нк} = 3,5$ . Для таких умов розрахунок за виразом (6.59) дає значення  $e \geq 1,56d_k$ . Це дає можливість рекомендувати при конструюванні пальців з пазами приймати  $e = 2d_k$ , забезпечуючи при цьому достатній запас міцності.

У випадку застосування на пальцях похилих пазів мотивом служить те, що вони виключатимуть випадіння каната під час його затискання, що можливо при застосуванні прямих пазів. Для похилого паза, що виконується на пальці, основним параметром є кут  $\alpha_n$  нахилу паза до осі пальця. Для його знаходження, з урахуванням вже отриманих результатів, щодо відношення діаметра пальця до діаметра каната, використовуватимемо схему, показану на рис. 6.25.

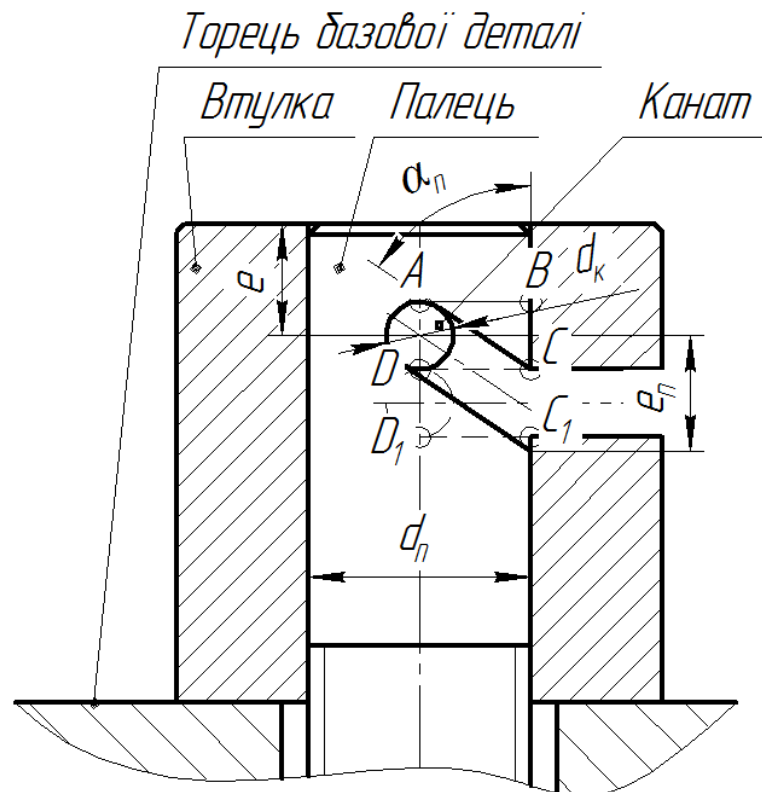


Рисунок 6.25 – Схема до розрахунку кута нахилу паза до його осі  
Розташування паза на схемі вибрано з наступних міркувань - до початку затискання каната, моменту коли точки  $D$  та  $D_1$  співпадуть і почнеться деформація каната, паз у втулці гаратновано повинен бути перекритим кромкою пальця, - тобто точки  $C$  та  $C_1$  також повинні співпасти.

За рахунок розгляду прямокутного трикутника  $ABC$  матимемо

$$\alpha_n = \arctg \frac{AB}{BC} = \arctg \frac{0,5d_n}{d_k} = \arctg \frac{0,5d_k \psi_{нк}}{d_k} = \arctg [0,5\psi_{нк}]. \quad (6.60)$$

Для пальців з пазами раніше показано, що доцільно приймати  $\psi_{нк} = 3,5$ . Це за виразом (6.60) дає значення  $\alpha_n = 60,2^\circ$ . Для практики налаштування верстатів при фрезеруванні пазів зручніше приймати  $\alpha_n = 60^\circ$ .



Оскільки поперечна деформація каната при його зтягуванні становить  $0,25d_k$ , то хід рухомої деталі  $h_p$ , можливість якого повинна забезпечити довжина його нарізаної ділянки та відстань до краю паза становлять

$$h_p = d_k + 0,25d_k = 1,25d_k ;$$

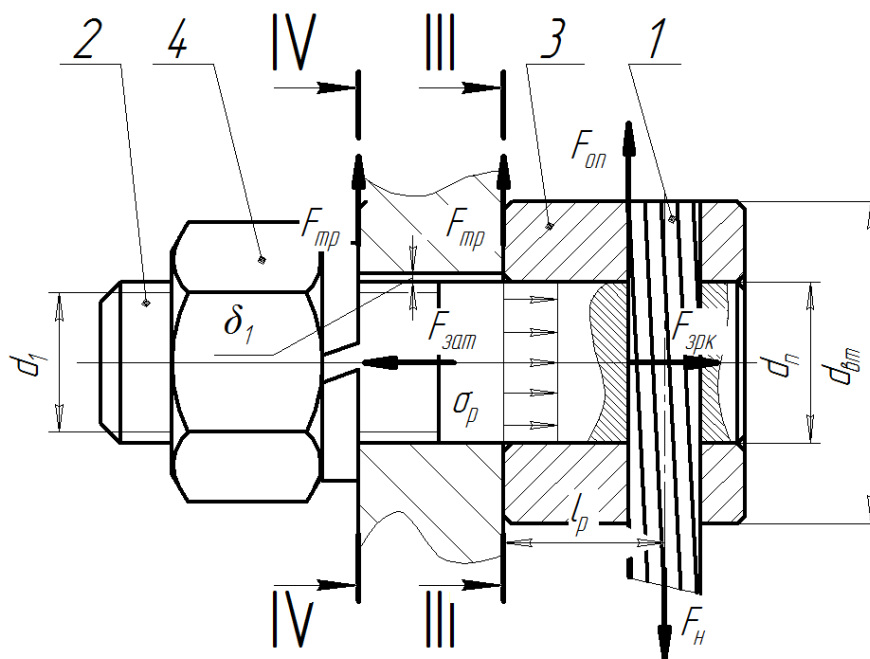
$$e_n = 0,5d_k + \frac{d_k}{\sin \alpha_n} = 1,65d_k . \quad (6.61)$$

Оскільки хід рухомої деталі при затисканні каната в отворах та прямих пазах становить близько  $h_p = 0,25d_k$  (п. 6.2), а при застосуванні похилого паза  $h_p = 1,25d_k$  (6.61), то довжина нарізаної ділянки, що використовується при затисканні повинна бути взята з запасом - не менше  $0,5d_k$  та  $1,5d_k$  відповідно.

Відповідаючи на питання про розрахунок пальця у небезпечних перерізах III-III та IV-IV (рис. 6.26) розглянемо особливості передачі навантаження механізмами ЗМ7...ЗМ9 (табл. 6.2) [398].

Оскільки попередніми дослідженнями (п. 6.2) встановлено зокрема, що основний вплив на формування сили затискання каната затискним механізмом типу «палець-втулка-поперечний канат» мають сили пружної та пластичної взаємодії каната та деталей затискних механізмів, а не сили тертя, оскільки зведений коефіцієнт опору екстракції каната із затискного механізму не менше ніж на порядок перевищує коефіцієнт тертя «сталь по сталі» за наявності мащення (коефіцієнт дійсного опору екстракції каната  $\kappa_{on} = 1,0$  проти коефіцієнта тертя ковзання у стиках «канат-поверхні деталей затискних механізмів»  $f = 0,05 \dots 0,10$ ). То для закріплення каната 1 (рис. 6.26) та передачі ним навантаження сила натягу каната  $F_H$  повинна врівноважуватись силою опору  $F_{on}$  його екстракції з отворів чи пазів пальця 2 та втулки 3.

Сила опору  $F_{on}$  повинна прикликатися зтягуванням пальця 2 силою зтягування  $F_{зат}$  за рахунок закручування гайки 4. Сила зтягування  $F_{зат}$  викликає також сили тертя  $F_{тр}$  в стику втулки 3 та фланця базової деталі.



Епюра дотичних напружень пальця в перерізі III-III

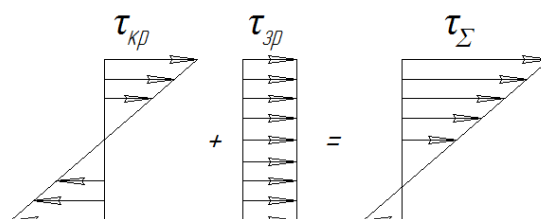


Рисунок 6.26 – Схема до оцінки передачі навантаження на базову деталь у ЗМ7...ЗМ9 (табл. 6.2)

У випадку, коли палець 2 встановлений в отвір фланця із зазором, то від зсуву його разом із втулкою 3 в межах цього зазору утримують сили тертя  $F_{тр}$ , тобто умова відсутності зсуву матиме вигляд

$$2F_{тр} \geq F_H. \quad (6.62)$$

Якщо виконувати затягування із запасом  $\kappa_{зон}$

$$F_{зат} = \kappa_{зон} \cdot \kappa_{он} \cdot F_H. \quad (6.63)$$

Навіть при коефіцієнті запасу опору екстракції каната  $\kappa_{зон} = 4$  ( $\kappa_{он} = 1$ , п. 6.2), потрібне зусилля затискання пальця становить  $F_{зат} = 4F_H$ , а сила тертя навіть у випадку відсутності мастила на контактуючих поверхнях торця втулки та фланця (коефіцієнт тертя  $f = 0,1$ ) складе  $2F_{тр} = 2fF_{зат} = 0,8F_H$  (з урахуванням

ковзання у двох стиках фланця - зі втулкою та гайкою (шайбою)). Це означає, що умова (6.58) виконана не буде, і палець разом зі втулкою буде переміщуватись під дією сили натягу каната, вибираючи зазор  $\delta$ . З наведених фактів можна зробити практично важливий висновок про те, що у затискних механізмах ЗМ7...ЗМ9 палець необхідно ставити в отвір базової деталі з мінімальним зазором та відповідно розраховувати його на сумісну дію розтягу силою  $F_{зам}$ , зрізу силою  $F_H$  та кручення моментом тертя в нарізі.

При цьому еквівалентні напруження в пальці у перерізі III-III обчислюватимуться (рис. 6.26)

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3[\tau_{кр} + \tau_{зр}]^2}. \quad (6.64)$$

Після підстановки відомих виразів для напружень розтягу  $\sigma_p$ , кручення  $\tau_{кр}$  та зрізу  $\tau_{зр}$  отримаємо

$$\sigma_E = \sqrt{\left[\frac{4F_{зам}}{\pi d_n^2}\right]^2 + 3\left[\frac{8d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho)F_{зам}}{\pi d_n^3} + \frac{4F_H}{\pi d_n^2}\right]^2}. \quad (6.65)$$

Підставляючи (6.63) у (6.65), та враховуючи те, що якщо зовнішній діаметр метричної нарізі рівний зовнішньому діаметру пальця ( $d = d_n$ ), то середній діаметр нарізі дорівнює  $d_2 = 0,9d_n$ , а сума кутів підйому гвинтової лінії нарізі та тертя становить  $(\psi + \rho) \approx 9^\circ$  (при коефіцієнті тертя в нарізі  $f = 0,15$ ) [399], та після перетворень отримаємо

$$\begin{cases} \sigma_E = \frac{4F_H}{\pi d_n^2} \cdot \beta; \\ \beta = \sqrt{\kappa_{зон}^2 + 3[0,285\kappa_{зон} + 1]^2}. \end{cases} \quad (6.66)$$

Виконаний аналіз дозволив отримати графік залежності коефіцієнта зведення напружень  $\beta$  (6.66) від коефіцієнту запасу опору екстракції каната  $\kappa_{зон}$  (рис. 6.27).

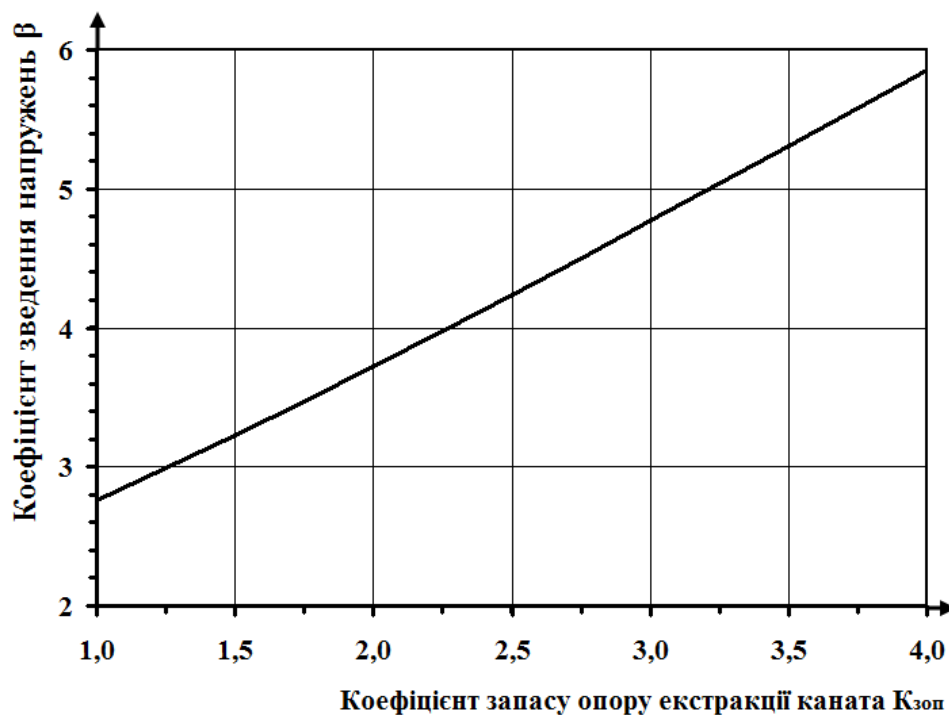


Рисунок 6.27 – Графік залежності коефіцієнта зведення напружень  $\beta$  пальця (переріз III-III) ЗМ7...ЗМ9 (табл. 6.2) від коефіцієнту запасу опору екстракції каната  $K_{зоп}$

Відповідаючи на питання про те, на основі обчислення напружень у якому перерізі конструктору робити висновок про міцність пальця, на першому етапі порівнюємо еквівалентні напруження у перерізі III-III (рис. 6.26), де палець матиме напружений стан описаний (6.65) та перерізі IV-IV по внутрішньому діаметру нарізі  $d_1$ , де палець сприйматиме еквівалентні напруження (6.67) від розтягу та кручення моментом тертя в нарізі [399]. Порівняння еквівалентних напружень, виконане в табл. 6.11, дає результат у вигляді залежності (6.68), графік якої показаний на рис. 6.28.

Ці результати дають можливість констатувати (при  $K_{зоп} \geq 2$ ) несуттєвість впливу напружень зрізу на напружений стан пальця у перерізі III-III та можливість перевіркового розрахунку пальця у нарізевій частині (переріз IV-IV) за виразом (6.67).

За цим же виразом можна розраховувати пальці затискних елементів у конструкціях ЗМ7-Р...ЗМ15, де пальці також розвантажені від зрізу. Натомість у всіх випадках треба перевіряти на зминання поверхню отвору базової деталі.

Таблиця 6.11 - Співставлення еквівалентних напружень

Небезпечний переріз пальця	Еквівалентні напруження напруження в небезпечному перерізі пальця	
<i>III-III</i> (діють напруження розтягу, зрізу та кручення)	$\sigma_{E1} = \frac{4F_H}{\pi d_n^2} \sqrt{\kappa_{зон}^2 + 3[0,285\kappa_{зон} + 1]^2} .$	
<i>IV-IV</i> (діють напруження розтягу та кручення)	$\sigma_{E2} = 1,3 \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} = 1,3 \frac{4\kappa_{зон} F_H}{\pi d_1^2} .$	(6.67)
Відношення напружень (при $d_1 = 0,85d_n$ )	$\frac{\sigma_{E1}}{\sigma_{E2}} = \frac{\sqrt{\kappa_{зон}^2 + 3[0,285\kappa_{зон} + 1]^2}}{1,8\kappa_{зон}} .$	(6.68)

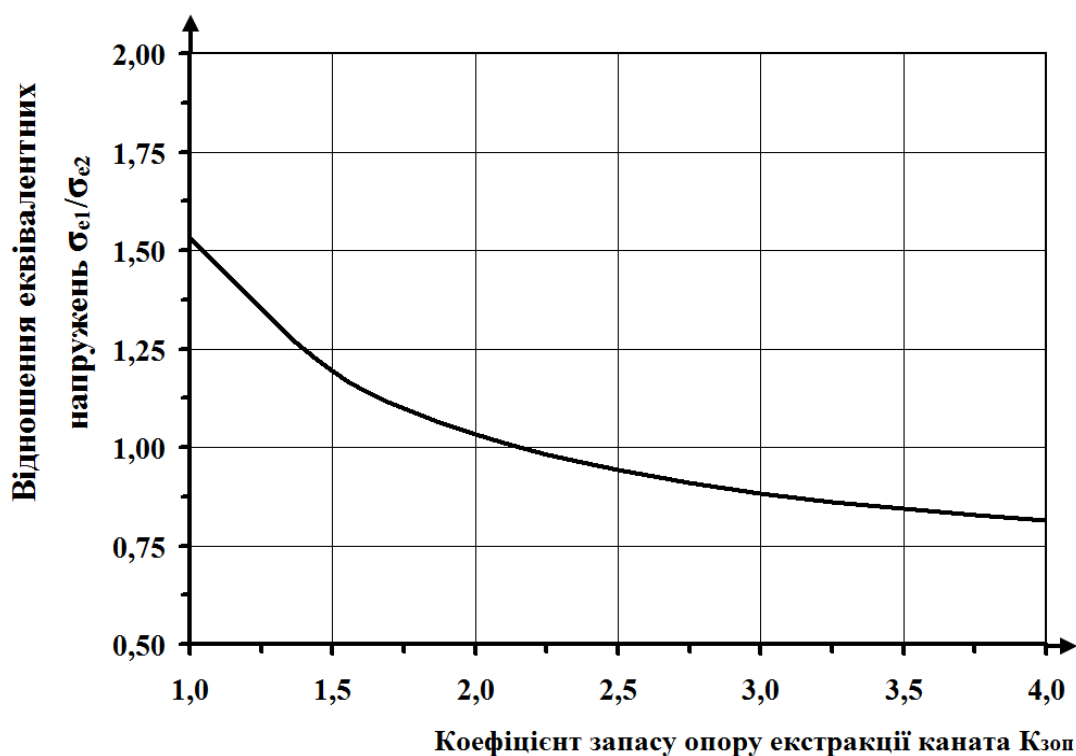


Рисунок 6.28 – Графік залежності відношення еквівалентних напружень  $\sigma_{e1}/\sigma_{e2}$  в перерізах III-III та IV-IV пальців ЗМ7...ЗМ9 (табл. 6.2) від коефіцієнту запасу опору екстракції каната  $K_{зон}$

Для відповіді на ще одне практично важливе питання - про вибору діаметра втулки  $d_{вм}$  для зитискних механізмів ЗМ7...ЗМ9 (табл. 6.2) (рис. 6.26)

розглянемо умову нерозкриття стику втулки і базової деталі. Тут зтягуванням пальця силою  $F_{зам}$  необхідно забезпечити наявність в стику напружень  $\sigma_{min}$  від зтягування силою  $F_{зам}$  та перекидання моментом від сили  $F_H$

$$\sigma_{min} = (\sigma_F - \sigma_M) \geq 0, \quad (6.69)$$

де  $\sigma_F$  - напруження в стику від зтягування силою  $F_{зам}$ ;

$\sigma_M$  - напруження в стику від дії перекидного моменту  $M_H$  сили натягу  $F_H$  ( $M_H = F_H \times l_p$ ).

$$\sigma_F = \frac{4F_{зам}}{\pi(d_{эм}^2 - d_n^2)}. \quad (6.70)$$

$$\sigma_M = \frac{32d_{эм}F_Hl_p}{\pi(d_{эм}^4 - d_n^4)}. \quad (6.71)$$

З рівнянь (6.69) - (6.71) маємо

$$\frac{4F_{зам}}{\pi(d_{эм}^2 - d_n^2)} \geq \frac{32d_{эм}F_Hl_p}{\pi(d_{эм}^4 - d_n^4)}, \quad (6.72)$$

З урахуванням того, що  $F_{зам} = \kappa_{зон}F_H$ , з (6.72) отримаємо

$$\kappa_{зон} \geq \frac{8d_{эм}l_p}{(d_{эм}^2 + d_n^2)}. \quad (6.73)$$

Якщо в рівняння (6.73) ввести коефіцієнт діаметра втулки відносно каната  $\psi_{вк} = d_{эм}/d_k$  та коефіцієнт робочої довжини пальця відносно каната  $\psi_{лк} = l_p/d_k$ , то його можна представити у наступному вигляді

$$\kappa_{зон} \geq \frac{8d_k^2\psi_{вк}\psi_{лк}}{d_k^2(\psi_{вк}^2 + \psi_{лк}^2)}, \quad (6.74)$$

або

$$\kappa_{зон}\psi_{вк}^2 - 8\psi_{лк}\psi_{вк} + \kappa_{зон}\psi_{лк}^2 = 0. \quad (6.75)$$

Розв'язуючи рівняння (6.75) відносно  $\psi_{вк}$ , отримаємо вираз для його обчислення при відомих інших параметрах

$$\psi_{вк} = \frac{8\psi_{лк} + 2\psi_{лк}\sqrt{16 - \kappa_{зон}^2}}{2\kappa_{зон}}. \quad (6.76)$$

Для опису процесу закріплення каната та спрощення роботи конструктора, на базі залежності (6.76) за рахунок чисельного моделювання побудуємо номограми (рис. 6.29) для вибору коефіцієнта діаметра втулки в залежності від коефіцієнта робочої довжини пальця  $\psi_{lk}$  та коефіцієнта запасу опору екстракції каната  $\kappa_{зон}$ . Під час моделювання передбачали діапазон змінних у доцільних для практики межах  $\psi_{lk} = 1 \dots 10$ ,  $\kappa_{зон} = 1,5 \dots 4,0$ .

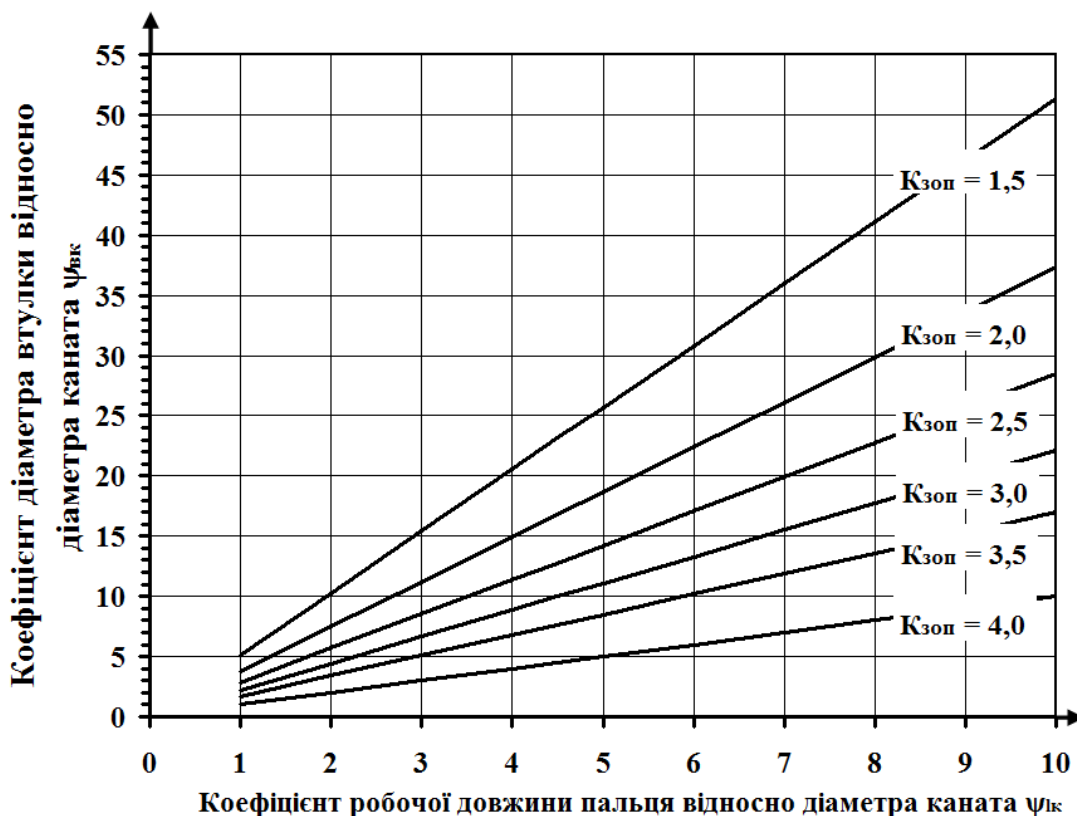


Рисунок 6.29 – Номограми для визначення коефіцієнта діаметра втулки відносно діаметра каната  $\psi_{вк}$

За отриманими номограмами можна виконувати вибір коефіцієнта діаметра втулки при проектуванні затискного механізму при відомих коефіцієнтах робочої довжини пальця  $\psi_{lk}$  та коефіцієнта запасу опору екстракції каната  $\kappa_{зон}$ , що ілюструє їх практичне значення. Наприклад, при коефіцієнті робочої довжини пальця  $\psi_{lk} = 2$  та коефіцієнті запасу опору екстракції каната  $\kappa_{зон} = 2$  втулку треба виконувати більшою по зовнішньому діаметру за діаметр каната у 7,5 разів ( $\psi_{вк} = 7,5$ ). Якщо при тих самих умовах збільшити зусилля

затягування пальця до  $\kappa_{зон} = 3$  - зовнішній діаметр втулки можна приймати тільки в чотири рази більшим за діаметр каната ( $\psi_{вк} = 4,0$ ). Великі відстані між напівмуфтами потребуватимуть збільшення діаметрів втулок - при коефіцієнті  $\psi_{лк} = 8$  та  $\kappa_{зон} = 3$  втулки необхідно виконувати по зовнішньому діаметру у 18 раз більше за діаметр каната ( $\psi_{вк} = 18$ ).

Для затискних механізмів інших, крім розглянутих ЗМ7...ЗМ9 (табл. 6.2) видів, де немає необхідності забезпечувати щільність стику втулки та торця базової деталі, практика показала необхідність приймати товщину стінки втулки не менше діаметра каната  $d_k$ .

### 6.5. Особливості передавання навантаження та вибору посадок деталей затискних механізмів

Жорсткість стиків деталей машин має суттєвий вплив на розподіл навантаження між ними і потребує її врахування при розробленні остаточних рекомендацій щодо їх конструювання та розрахунку [400].

У випадку затискних механізмів контактна жорсткість стиків може мати вплив на розподіл навантаження від перекидного моменту  $M_H = F_n l_p$  (рис. 6.30) між власне стиком втулки і базової деталі та пальцем. Під час роботи затискного механізму та передачі ним натягу каната  $F_n$  на базову деталь, під дією моменту  $M_H$  відбуватиметься контактна деформація стику втулки та базової деталі, що спричинить поворот втулки на кут  $\theta$ . У випадку, коли між пальцем та втулкою буде відсутній зазор  $\delta_2$ , відбуватиметься контакт пальця та втулки у точці  $C$  і палець разом зі втулкою отримає кутову деформацію  $\theta$  та крім напружень розтягу від сили затягування  $F_{зам}$  (переріз IV-IV) та напружень кручення від моменту тертя в нарізі сприйматиме напруження згину [401, 402]

$$\sigma_{зг} = 0,5E\theta \frac{d_1}{L}. \quad (6.77)$$



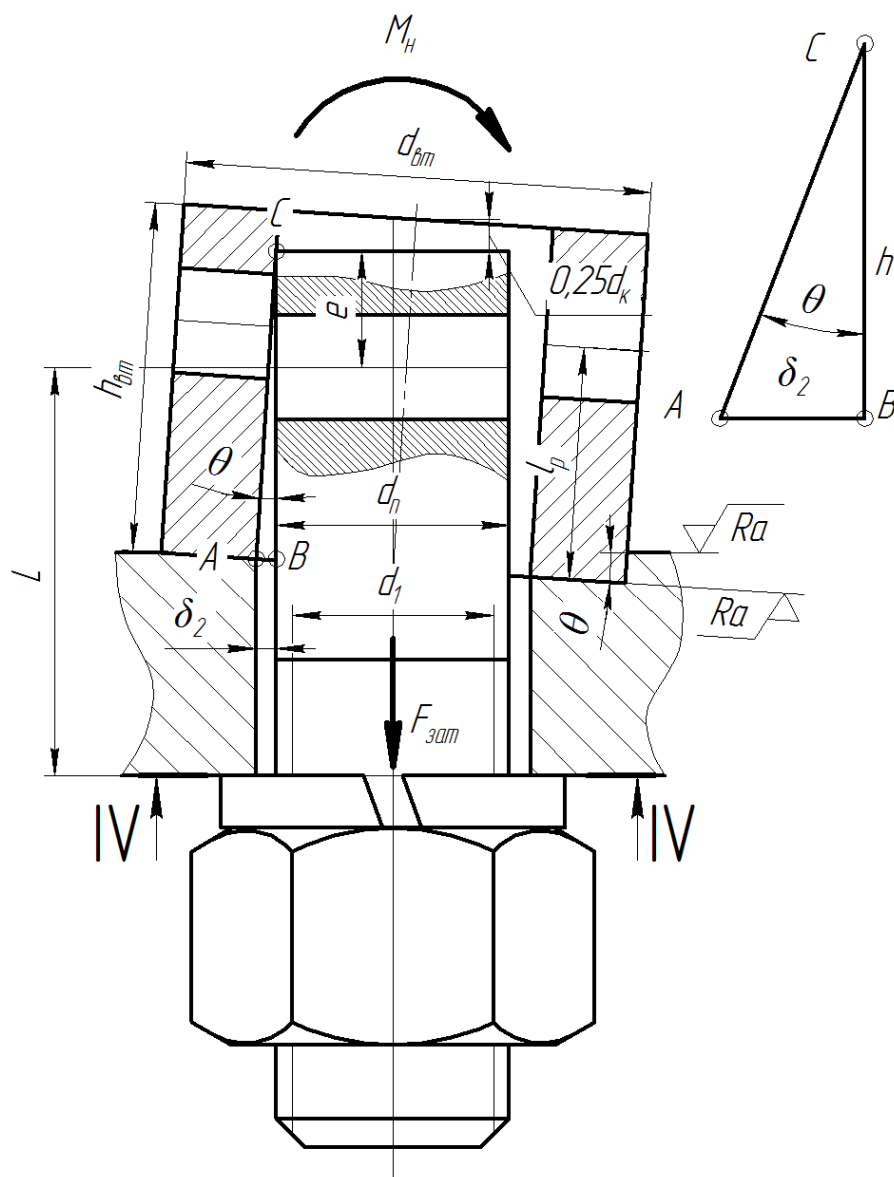


Рисунок 6.30 – Схема до розрахунку зазора між пальцем та втулкою затискного механізму (канат умовно не показаний)

Навіть якщо палець затискного механізму буде розвантажений від деформації на кут  $\theta$  за рахунок наявності зору  $\delta_2$ , він сприйматиме згинальний момент від додаткової деформації закріпленого каната, що буде показано нижче [403]. Описані фактори потребують урахування, з метою обчислення зазорів  $\delta_2$  які необхідні для призначення посадки пальця у втулці та підтвердження чи спростування отриманих в поперерньому розділі розрахункових моделей пальців.

Для обчислення зазора  $\delta_2$  розглянемо трикутник  $ABC$ , з якого можна

отримати

$$\delta_2 \geq h\theta. \quad (6.78)$$

Катет розглянутого трикутника  $BC = h$ , обчислимо, враховуючи, що у складеному затискному механізмі торець пальця переміститься від торця втулки на величину поперечної деформації каната  $\Delta d_\kappa$ , яку обґрунтовано в підрозділі 6.2 ( $\Delta d_\kappa = 0,25d_\kappa$ )

$$h = h_{em} - 0,25d_\kappa; \quad (6.79)$$

$$h_{em} = l_p + e = l_p + d_\kappa; \quad (6.80)$$

$$\delta_2 \geq (l_p + 0,75d_\kappa)\theta. \quad (6.81)$$

Кут контактного повороту втулки визначатимемо із використанням даних [404-408]

$$\theta = k\varepsilon \frac{M}{I_{em}}, \quad (6.82)$$

де  $k$  - коефіцієнт контактної піддатливості;

$$\varepsilon = \frac{d_{em}}{50} - \text{коефіцієнт впливу масштабу};$$

$$I_{em} = \frac{\pi}{64} [d_{em}^4 - d_n^4] - \text{момент інерції стику};$$

$$k = \frac{0,5RaC_0}{\sqrt{E\sigma_0}} 10^{-3}, \quad (6.83)$$

де  $C_0 = 500$  - безрозмірний параметр при непаралельності слідів обробки (сліди обробки на торці втулки і торці фланця базової деталі непаралельні при їх обробленні точінням - застосовно до напівмуфт це показано на рис. 6.31);

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль пружності для сталевих втулок та базових деталей;

$$\sigma_0 = \frac{4F_{зам}}{\pi(d_{em}^2 - d_n^2)} - \text{напруження в стику від затягування силою } F_{зам};$$

$Ra$  - шорсткість поверхонь торця втулки та базової деталі.

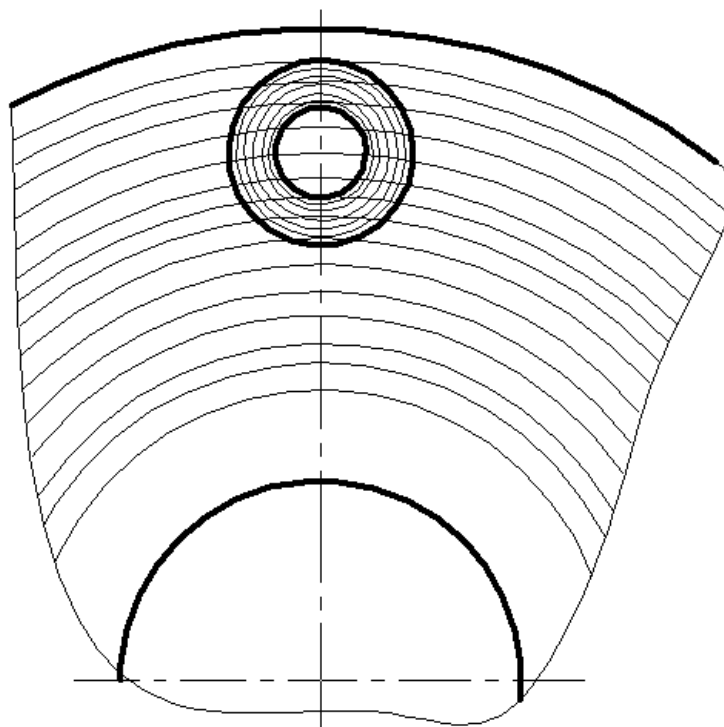


Рисунок 6.31 – Схема слідів обробки точінням на торцях напівмуфти та втулки

Після обчислення зазора  $\delta_2$  (6.78) можна обирати посадку для втулки та пальця з умови

$$2z_{\min} \geq 2\delta_2, \quad (6.84)$$

де  $2z_{\min}$  - мінімальний зазор обраної посадки.

Для призначення посадок зручно величини, що входять у співвідношення (6.82) - (6.84) представити в залежності від діаметра пальця  $d_n$ , який є номінальним розміром посадки. При цьому використаємо раніше застосвані коефіцієнти діаметра пальця відносно каната  $\psi_{нк}$ , втулки відносно каната  $\psi_{вк}$ , робочої довжини пальця відносно каната  $\psi_{лк}$ :

$$\delta_2 = \frac{d_n}{\psi_{нк}} (\psi_{лк} + 0,75) \theta; \quad (6.85)$$

$$I_{вт} = \frac{\pi d_n^4}{64} \left[ \left( \frac{\psi_{вк}}{\psi_{нк}} \right)^4 - 1 \right]; \quad (6.86)$$

$$\varepsilon = \frac{d_n \cdot \psi_{вк}}{50 \psi_{нк}}; \quad (6.87)$$

$$\sigma_o = \frac{4\kappa_{зон} F_n}{\pi d_n^2 \left[ \left( \frac{\psi_{вк}}{\psi_{нк}} \right)^2 - 1 \right]}; \quad (6.88)$$

$$M_n = F_n d_n \frac{\psi_{лк}}{\psi_{нк}}. \quad (6.89)$$

Для обчислення максимальної сили натягу, яка може бути прикладена до затискного механізму використаємо вираз

$$F_n = \frac{F_{розр}}{\kappa_{зан}} = \frac{0,85 A_\Sigma \sigma_{вк}}{\kappa_{зан}}, \quad (6.90)$$

де  $F_{розр}$  - розривне зусилля каната за ГОСТ на цей канат;

$\kappa_{зан}$  - коефіцієнт запасу міцності каната на розрив;

0,85 - коефіцієнт зменшення навантажувальної здатності каната порівняно зі стрижнем аналогічного діаметру за рахунок згину та кручення дротин.

Виражаючи сумарну площу дротин каната через коефіцієнт заповнення його перерізу дротинами та діаметр каната ( $A_\Sigma = 0,785\psi_3 d_k^2$ ) та приймаючи в запас міцності  $\psi_3 = 0,5$ , перетворимо вираз (6.90) до наступного вигляду

$$F_n = \frac{0,85 \cdot 0,785 \psi_3 d_k^2 \sigma_{вк}}{\kappa_{зан}} = 0,33 \frac{d_k^2 \sigma_{вк}}{\kappa_{зан}}. \quad (6.91)$$

На наступному етапі виконували чисельне моделювання за виразами (6.85) - (6.91) з обчислення зазора  $\delta_2$ , приймаючи найбільш вірогідні для практики, та обчислені в п. 6.4 значення змінних величин  $\psi_{нк} = 2$ ,  $\psi_{вк} = 4$ ,  $\psi_{лк} = 4$ ,  $\kappa_{зан} = 5$ ,  $Ra = 3,2$  мкм (досягається чистовим точінням),  $\sigma_{вк} = 2160$  МПа,  $\kappa_{зон} = 4$ , діаметри пальців приймали з ряду діаметрів метричних нарізей (для досягнення гладкої конфігурації пальця) - 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 27 мм за ГОСТ 24705.

Результати чисельного моделювання представлені на рис. 6.32 штриховою лінією, де також нанесено графік для посадки С10/h9, яка придатна для розглянутих умов, оскільки у всьому діапазоні діаметрів виконується умова (6.84). Десятий квалітет точності отвору втулки досягається зенкеруванням або

розточуванням, палець потребуватиме тонкого точіння або шліфування.

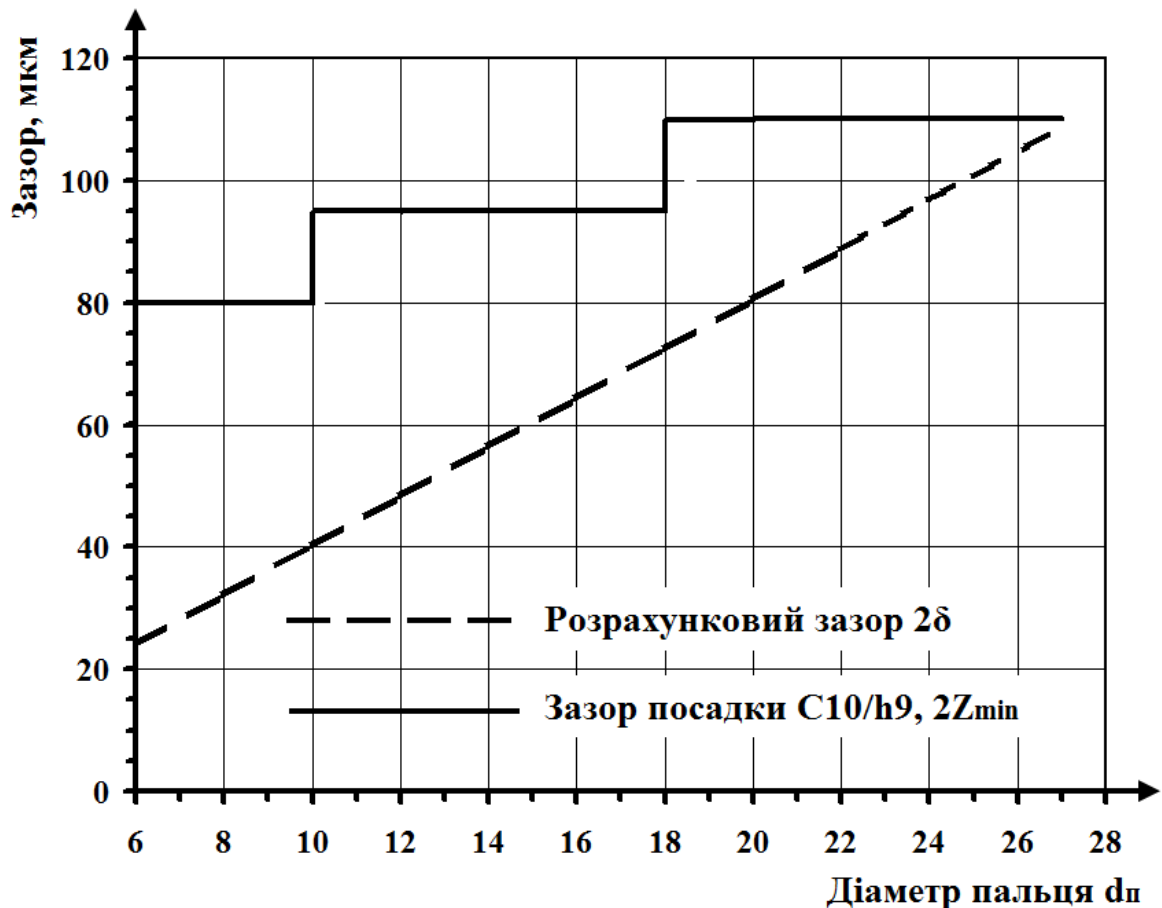


Рисунок 6.32 – Розрахункові та табличні зазори посадки "палець-втулка"

Для інших вихідних даних посадки можуть вибиратись після подібних розрахунків, що підтверджує їхню універсальність.

Переходячи до питання про доцільність уточнення розрахункової моделі пальця, розглянемо наступний варіант. Навіть у випадку наявності достанього зазора вибраної посадки  $z_{min}$  ( $z_{min} > \delta_2$ ) між пальцем та втулкою для повороту останньої в межах контактної піддатливості стику без контакту з пальцем, на палець буде діяти згинальний момент  $M_\theta$ . Причину його виникнення пояснимо, використавши схему на рис. 6.33. При повороті втулки в межах контактної піддатливості, точка  $N$  перетину осі каната з поверхнею отвору втулки переміститься в положення  $N_1$ , а канат зазнає додаткового зсуву на кут  $\theta_1$ , що призведе до перерозподілу напружень зрізу в його дротинах.

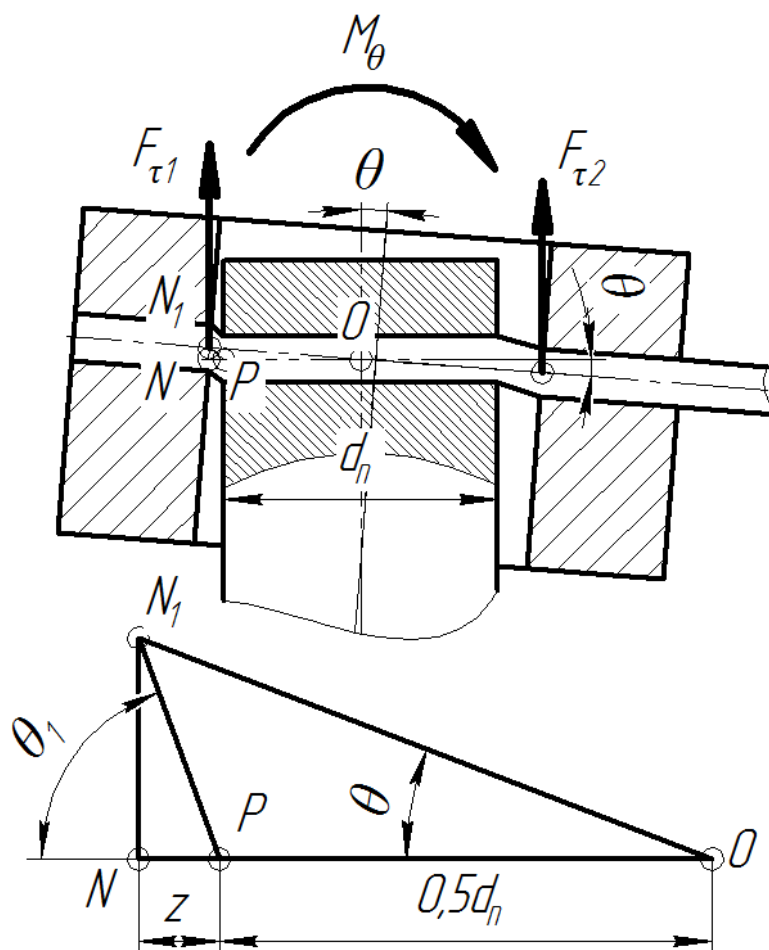


Рисунок 6.33 – Схема до визначення згинального моменту  $M_\theta$

При цьому, з трикутників  $ONN_1$  та  $PNN_1$ , наближено отримаємо

$$NN_1 = ON \cdot \theta = (0,5d_n + z)\theta ; \quad (6.92)$$

$$\theta_1 = \operatorname{arctg} \frac{NN_1}{PN} = \frac{(0,5d_n + z)\theta}{z} . \quad (6.93)$$

Такий додатковий зсув каната викличе в його дротинах, як уже було зазначено, зміну напружень зрізу  $\tau_{зрк}$ , які були досягнуті під час затягування на величину  $\tau_\theta$ , причому зліва від осі втулки (рис. 6.33) напруження зростуть, а справа - зменшаться, ці напруження викличуть нерівність зусиль  $F_{\tau 1}$  та  $F_{\tau 2}$ , що діють зі сторони каната на палець

$$\tau_\theta = G_K \cdot \theta_1 , \quad (6.94)$$

де  $G_K$  - модуль пружності другого роду для каната.

$$\begin{cases} F_{\tau_1} = (\tau_{зрк} + \tau_{\theta}) A_{\Sigma}; \\ F_{\tau_2} = (\tau_{зрк} - \tau_{\theta}) A_{\Sigma}; \\ F_{зам} = F_{\tau_1} + F_{\tau_2}. \end{cases} \quad (6.95)$$

Тоді згинальний момент  $M_{\theta}$ , що діятиме на палець від додаткової деформації каната в результаті перекошу втулки обчислюватиметься за виразом

$$M_{\theta} = \frac{d_n}{2} (F_{\tau_1} - F_{\tau_2}) = \frac{d_n}{2} A_{\Sigma} \tau_{\theta}. \quad (6.96)$$

Таким чином, з урахуванням контактного перекошу втулки, сумарні напруження в перерізі  $IV-IV$  пальця становитимуть (рис. 6.31)

- у випадку відсутності зазора  $z$  (варіант 1)

$$\begin{cases} \sigma_{зз} = 0,5E\theta \frac{d_1}{L}; \\ \sigma_p = \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2}; \\ \tau_{кр} = \frac{8d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho) F_{зам}}{\pi d_1^3}; \\ \sigma_E = \sqrt{[\sigma_{зз} + \sigma_p]^2 + 3\tau_{кр}^2}. \end{cases} \quad (6.97)$$

- у випадку наявності зазора  $z$  (варіант 2)

$$\begin{cases} \sigma_{зз} = \frac{32M_{\theta}}{\pi d_1^3}; \\ \sigma_p = \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2}; \\ \tau_{кр} = \frac{8d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho) F_{зам}}{\pi d_1^3}; \\ \sigma_E = \sqrt{[\sigma_{зз} + \sigma_p]^2 + 3\tau_{кр}^2}. \end{cases} \quad (6.98)$$

- у випадку наявності зазора  $z$  та нехтуванні дією моменту  $M_{\theta}$ , (варіант 3) еквівалентні напруження обчислюватимуться за виразом (6.67).

Для остаточного висновку про доцільність встановлення пальців у втулки із зазором та урахування моменту  $M_{\theta}$  виконували розрахунки еквівалентних напружень за трьома описаними варіантами у вигляді табл. 6.12. При цьому

приймали, що всі деталі сталеві ( $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа), модуль пружності каната  $G_k$  - обчислювали за даними табл. 6.10  $G_k = \tau_{взр} z_{np} / l_I = 720 \cdot 0,5 / 1,6 = 22,5$  МПа [20], Шорсткість поверхонь торців втулки та базової деталі  $Ra$  3,2 мкм. Константа  $C_0 = 500$  - сліди обробки на торцях не співпадають (рис. 6.31). Сума кутів підйому нарізі та тертя  $(\psi + \rho) \approx 9^\circ$ . При обчисленні кута  $\theta_1$  (6.93) використовували максимальний зазор обраної посадки  $z_{\max}$  (в запас міцності).

Таблиця 6.12 - Розрахунки еквівалентних напружень за основними варіантами

№ з/п	Параметр	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
0	1	2	3	4
1	$F_n, H$	2988		
2	$d_k, мм, ГОСТ$	5,8, ГОСТ 3070		
3	$A_\Sigma, мм^2$	11,67		
4	$l_p, мм$	12		
5	$L, мм$	22		
6	$K_{зон}$	4		
7	$F_{зам}, H$	11952		
8	$d_n, мм$	12		
9	$d_{вн}, мм$	24		
10	Нарізь ( $d_1, мм; d_2, мм$ )	M12 (10,106; 10,863)		
11	$\sigma_0, МПа$	35		
12	$\varepsilon$	0,48		
13	$k, мм^3/H$	0,000295		
14	$M_n, H \cdot мм$	35856		
15	$I_{вн}, мм^4$	12268		
16	$\Theta, рад$	0,000414		
17	$\delta_2, мм$	0,007		
18	Посадка	C10/h9 ( $2z_{\max} = 0,201$ мм, $2z_{\min} = 0,065$ мм )		



Продовження таблиці 6.12.

0	1	2	3	4
19	$\Theta_1, \text{рад}$	-	0,076	
20	$\tau_{зр\kappa}, \text{МПа}$	512		
21	$G_{\kappa}, \text{МПа}$	-	22,55	
22	$\tau_{\Theta}, \text{МПа}$	-	1,76	
23	$M_{\Theta}, \text{Н}\cdot\text{мм}$	-	124	
24	$\sigma_p, \text{МПа}$	149		
25	$\sigma_{зз}, \text{МПа}$	20	1,22	-
26	$\tau_{\kappa p}, \text{МПа}$	51		-
27	$\sigma_E, \text{МПа}$	197	182	194

Аналіз даних табл. 6.12 свідчить, що у випадку постановки пальця у втулку без зазора еквівалентні напруження в його нарізевій частині будуть близько на 10% більшими ніж у випадку складання їх по посадці з зазором, що свідчить про доцільність застосування таких посадок. Перевірковий розрахунок за відомим для нарізових з'єднань спрощеним виразом (6.67) у випадку складання втулки та пальця із зазором дає завищений результат еквівалентних напружень (на близько 6%), проте на практиці виконувати такий розрахунок найпростіше тим більше, що він дає запас міцності. Тобто остаточно можна стверджувати, що у сполученні пальців та втулок слід забезпечувати зазори за рахунок вибору відповідних посадок і виконувати конструювання пальців використовуючи номограми на рис. 6.18 та рис. 6.23 та виконувати перевірові розрахунки у перерізі *I-I* за виразами (6.44) та (6.54) (використовуючи номограми на рис. 6.18 та рис.6.23) та у перерізі *IV-IV* за виразом (6.67).

Отримані експериментальні та теоретичні результати дали можливість розробити ряд простих для вживання на практиці співвідношень для конструювання та виразів для перевірових розрахунків міцності деталей затискних механізмів. Ці результати формують основу для розроблення

цілісних та компактних практичних алгоритмів дій конструктора при створенні затискних механізмів розроблених типів з метою впровадження їх при конструюванні зокрема муфт, розглянутих в розділах 2...5.

### **6.6. Практичні основи розрахунку та конструювання затискних механізмів**

Алгоритм проектування затискних механізмів пропонується умовно розділити на три етапи:

- вибір матеріалів для деталей затискних механізмів та їхніх властивостей;
- конструювання деталей із використанням отриманих у попередніх підрозділах результатів;
- перевіркові розрахунки міцності деталей.

Алгоритм проектування наведено нижче у вигляді послідовних кроків, що частково зведені в таблиці.

Вибираються вихідні дані до проектування:

- сила натягу каната  $F_n$ , Н (з силового розрахунку);
  - діаметр каната  $d_k$ , мм;
  - маркерувальна група каната  $\sigma_{вк}$ , МПа;
  - сумарна площа дротин перерізу каната  $A_\Sigma$ , мм<sup>2</sup>;
  - відстань між напівмуфтами  $B_n$ , або робоча довжина пальців  $l_p$
- (рис. 6.34).

Алгоритм проектування:

1. Виконати вибір типу затискного механізму за табл. 6.2.
2. Виконати вибір матеріалу та термообробки пальця і втулки з умови забезпечення твердості їх поверхні не нижче 40...45 HRC з метою непошкоджуваності їх поверхонь канатами при затисканні та виписати границю текучості їх матеріалу  $\sigma_{mn}$ , МПа.

2. Вибрати коефіцієнт запасу опору екстракції каната  $K_{зон}$ . При

відсутності значних коливань навантаження  $K_{зон} = 1,5...2,5$ , при значних коливаннях навантаження  $K_{зон} = 2,5...4,0$ .

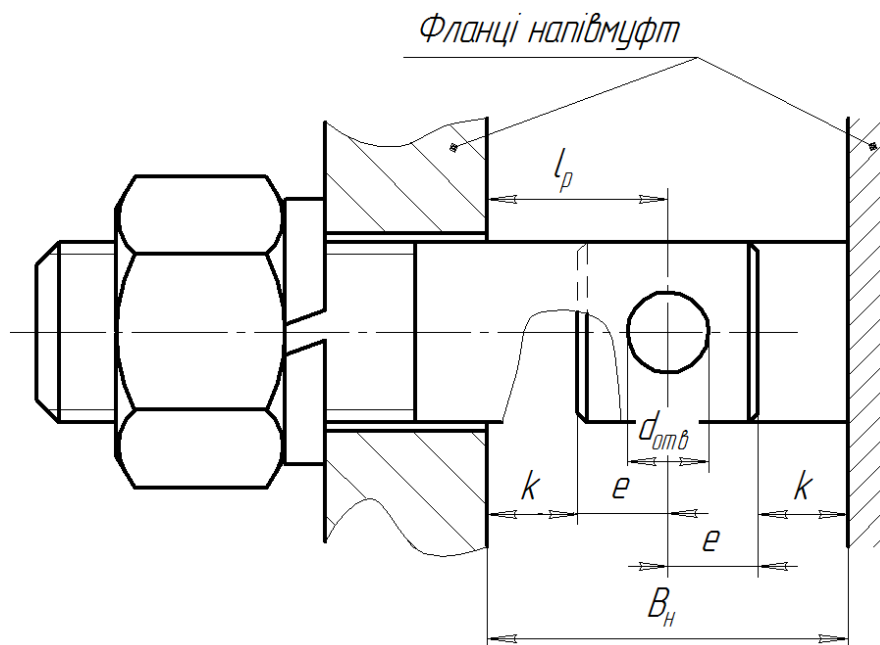


Рисунок 6.34 – Схема до визначення робочої довжини пальців

3. Обчислити зусилля затягування рухомої деталі затискного механізму за виразом  $F_{зат} = K_{зон} \cdot F_H$ .

4. Обчислити відношення  $\sigma_{вк} / \sigma_{тн}$  та вибрати коефіцієнт діаметра каната  $\psi_{пк}$  за номограмами на рис. 6.18 для пальців з отворами під установку каната чи рис. 6.23 для пальців з пазами під установку каната.

5. Виконати конструювання деталей затискних механізмів, використавши співвідношення наведені в додатку 3 (табл. 3.1).

6. Виконати перевірку міцності каната на зріз

$$\tau_{зрк} = \frac{F_{зат}}{2A_{\Sigma}} \leq [\tau_{зрк}], \quad (6.99)$$

де  $[\tau_{зрк}] = \frac{0,4\sigma_{вк}}{s_{зр}}$  - допустиме напруження зрізу каната;

$s_{зр} = 1,3...2,0$  – запас міцності при контрольованому затягуванні рухомої деталі;  $2,5...3,0$  – при неконтрольованому затягуванні.

7. Вибрати коефіцієнт зведення напружень  $\beta$  для перевірки міцності пальця в перерізі  $I-I$ :  $\beta_o$  для пальців з отворами за графіком на рис. 6.21 чи  $\beta_n$  для пальців з пазами за графіком на рис. 6.23.

8. Обчислити допустимі напруження та виконати перевірові розрахунки міцності деталей затискних механізмів, використавши співвідношення наведені в табл. 6.13.

Допустимі напруження розтягу та згину пальців та втулок

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{mn}}{s_p}; \quad (6.100)$$

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_{mn}}{s_{зг}}, \quad (6.101)$$

де  $s_p = 1,3 \dots 2,0$  – запас міцності на розтяг при контрольованому затягуванні нарізі затискного механізму;  $2,5 \dots 3,0$  – при неконтрольованому затягуванні нарізі затискного механізму;

$s_{зг} = 2,0$  - запас міцності на згин.

9. Перевірити поверхню отвору напівмуфти під установку затискного механізму базової деталі на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_H}{d_n \delta_{фл}} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (6.102)$$

де  $[\sigma_{зм}] = \sigma_{mn} / s_{зм}$  – допустиме напруження зминання матеріалу напівмуфти;

$\sigma_{mn}$  – границя текучості матеріалу напівмуфти;

$s_{зм} = 1,9 \dots 2,3$  – запас міцності на зминання при нереверсивному навантаженні;  $2,5 \dots 3,5$  – при реверсивному навантаженні.

10. Обчислити момент затягування гайки  $T_{зат}$  за відомими співвідношеннями [409, 410].

Приклад розрахунку затискних механізмів для закріплення кантів у муфті, з урахуванням отриманих в даному розділі результатів, наведено у додатку Є.

Таблиця 6.13 - Основні співвідношення при для перевірок розрахунків деталей затискних механізмів

Позначення затискного механізму за табл. 6.2	Розрахункові залежності (розміри згідно додатка 3)	
1	2	
3М1, 3М4	<p>- в перерізі I-I (3М1):</p> $\sigma_{En} = 1,3 \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p];$ <p>- в перерізі III-III (3М1, 3М4):</p> $\sigma_{зп} = \frac{32F_n l_p}{\pi d_n^3} \leq [\sigma_{зп}].$	<p>- в перерізі II-II (3М1, 3М4):</p> $A_{сегм} = \frac{\pi d_n^2}{8} - \frac{d_n d_{омс}}{2};$ $\sigma_{En} = \beta_o \frac{F_{зам}}{2A_{сегм}} \leq [\sigma_p].$
3М2, 3М3, 3М5, 3М6	<p>- в перерізі I-I (3М2, 3М3):</p> $\sigma_{En} = 1,3 \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p];$ <p>- в перерізі III-III (3М2, 3М3, 3М5, 3М6):</p> $\sigma_{зп} = \frac{32F_n l_p}{\pi d_n^3} \leq [\sigma_{зп}].$	<p>- в перерізі II-II (3М2, 3М3, 3М5, 3М6):</p> $A_{сегм} = \frac{\pi d_n^2}{8} - \frac{d_n d_{омс}}{2};$ $\sigma_{En} = \beta_n \frac{F_{зам}}{A_{сегм}} \leq [\sigma_p].$
3М7...3М9	<p>- в перерізі I-I:</p> $A_{сегм} = \frac{\pi d_n^2}{8} - \frac{d_n d_{омс}}{2};$ <p>3М7:</p> $\sigma_{En} = \beta_o \frac{F_{зам}}{2A_{сегм}} \leq [\sigma_p];$ <p>3М8, 3М9:</p> $\sigma_{En} = \beta_n \frac{F_{зам}}{A_{сегм}} \leq [\sigma_p].$	<p>- в перерізі II-II:</p> $\sigma_{зп} = \left[ \frac{4F_{зам}}{\pi(d_{эм}^2 - d_n^2)} - \frac{32d_{эм} F_H l_p}{\pi(d_{эм}^4 - d_n^4)} \right] \geq 2 \text{ МПа};$ <p>- в перерізі III- III:</p> $\sigma_{En} = 1,3 \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p].$
3М7-Р... 3М9-Р, 3М10...3М12	<p>- в перерізі I-I:</p> $A_{сегм} = \frac{\pi d_n^2}{8} - \frac{d_n d_{омс}}{2};$ <p>3М7-Р, 3М10:</p> $\sigma_{En} = \beta_o \frac{F_{зам}}{2A_{сегм}} \leq [\sigma_p];$ <p>3М8-Р, 3М9-Р, 3М11, 3М12:</p> $\sigma_{En} = \beta_n \frac{F_{зам}}{A_{сегм}} \leq [\sigma_p].$	<p>- в перерізі II-II:</p> $\sigma_{зп} = \frac{32d_{\delta} F_H l_p}{\pi(d_{\delta}^4 - d_n^4)} \leq [\sigma_{зп}];$ <p>- в перерізі III- III:</p> $\sigma_{En} = 1,3 \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p].$

Продовження таблиці 6.13

1		2
ЗМ13... ЗМ15	<p>- в перерізі II-II:</p> $A_{сегм} = \frac{\pi d_n^2}{8} - \frac{d_n d_{омв}}{2};$ <p>ЗМ13: <math>\sigma_{En} = \beta_o \frac{F_{зам}}{2A_{сегм}} \leq [\sigma_p];</math></p> <p>ЗМ14, ЗМ15:</p> $\sigma_{En} = \beta_n \frac{F_{зам}}{A_{сегм}} \leq [\sigma_p].$	<p>- в перерізі I-I:</p> $\sigma_{En} = 1,3 \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p];$ <p>- в перерізі III-III:</p> $\sigma_{затм} = \frac{32d_o F_H l_p}{\pi (d_o^4 - d_n^4)} \leq [\sigma_{зт}].$

### 6.7. Висновки до розділу 6

На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки

1. За рахунок застосування методу морфологічного аналізу синтезовано 18 структурних схем затискних механізмів для закріплення канатів, що містять дві основні деталі - палець та втулку, одна з яких при затисканні каната рухається, а інша залишається нерухомою. Виконавчими поверхнями деталей є поперечні отвори чи пази, у які встановлюються канати. Застосування пазів дає можливість спростити монтаж та заміну канатів.

2. Виконані експериментальні дослідження навантажувальної здатності затискних механізмів дали можливість встановити, що:

- основний вплив на формування сили затискання каната мають сили пружної та пластичної взаємодії каната та деталей затискних механізмів, а не сили тертя, оскільки зведений коефіцієнт опору екстракції каната із затискного механізму не менше ніж на порядок перевищує коефіцієнт тертя «сталь по сталі» за наявності мащення ( $\kappa_{он} = 1,0$  проти  $f = 0,05 \dots 0,10$ );

- процес затискання каната відбувається в три етапи. На початку відбувається перерозподіл зазорів між елементами каната, потім пружне та

контактне деформування дротин, а після досягнення критичного значення сили зтягування пальця, їх пластичне деформування;

- величина відносної поперечної (діаметральної) деформації каната при затисканні може сягати 25...27% в діапазоні робочих навантажень, що відповідають запасу міцності каната по розриву близько 4;

- дротини зовнішнього шару канатів схильні до пошкодження загартованими поверхнями деталей затискних механізмів, канати із діаметром дротин зовнішнього шару менше 0,5 мм використовувати недоцільно;

3. Досліджено процес зрізу сталевих канатів подвійної звивки. При цьому:

- встановлено, що тимчасовий опір зрізу  $\tau_{взр}$  пов'язаний з маркерувальною групою каната  $\sigma_s$  співвідношенням  $\tau_{взр} \approx 0,4\sigma_s$ , що дало можливість виконувати розрахунок канатів на зріз при проектуванні затискних механізмів;

- показано, що зріз канатів відбувається в три етапи – перерозподіл зазорів між елементами каната (ущільнення дротин), що відповідає поперечній деформації близько  $0,3d_k$ , пружне контактне деформування (обминання) дротин (поперечна деформація близько  $0,15d_k$ ) та власне зріз дротин каната (відповідає поперечній деформації близько  $0,55d_k$ ).

4. Отримані експериментально результати стали базою для теоретичних досліджень напруженого стану та отримання практичних співвідношень для розрахунку та конструювання деталей затискних механізмів. При цьому:

- за рахунок аналізу напруженого стану пальців з отворами та пазами під установку каната з умови забезпечення рівномірності пальців (при сумісній дії розтягу, згину та кручення) та канатів (при зрізі) отримано співвідношення та графіки для визначення коефіцієнта діаметра пальця відносно діаметра каната ( $\psi_{пк} = d_n/d_k$ , де  $d_n$  - діаметр пальця;  $d_k$  - діаметр каната) в залежності від співвідношення механічних властивостей матеріалів пальця та каната  $\sigma_{вк}/\sigma_{тк}$

( $\sigma_{вк}$  - маркерувальна група каната (границя міцності канатного дроту;  $\sigma_{mn}$  - границя текучості матеріалу пальця), експлуатаційних та конструктивних факторів.

- показано можливість виконувати розрахунок пальців виключно на розтяг за спрощеними виразами, в основу отримання яких покладено зведення реальних напружень від розтягу, згину та кручення до еквівалентних напружень розтягу введенням в розрахунок коефіцієнтів зведення напружень ( $\beta_o$  - для пальців з отворами та  $\beta_n$  - для пальців з пазами) та отримано вирази і графіки для визначення цих коефіцієнтів в залежності від коефіцієнта діаметра пальця відносно діаметра каната  $\psi_{нк}$ ;

- отримано прості для вживання на практиці співвідношення для конструювання пальців та втулок затискних механізмів, а саме для визначення відстаней від їх торців до осей отворів та пазів під установку каната, кута нахилу пазів до осі пальця та ін.;

- проаналізовано вплив механіки затискання канатів на передачу навантаження та напружений стан деталей затискних механізмів. Показно, що у спряженні "палець-втулка" необхідно забезпечувати наявність гарантованого зазора з метою розвантаження пальців від додаткового згину від контактного повороту втулок під дією згинального моменту від сили натягу каната і обгрунтовано вибір посадки.

5. Виконані експериментальні та теоретичні дослідження дозволили отримати цілісні та компактні практичні алгоритми для конструкторів при створенні затискних механізмів розроблених типів з метою впровадження їх при проектуванні зокрема досліджених муфт.



## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить вирішення актуальної науково-прикладної проблеми машинознавства – розроблення методології проектування муфт приводів з канатними елементами, що містить основи синтезу їх структури, обґрунтування параметрів та розрахункових моделей для забезпечення можливості створення раціональних конструкцій цих пристроїв на науковій основі. При цьому розроблення методології їх проектування, як системи принципів і способів організації діяльності конструктора, забезпечено тим, що:

1. Уточнено класифікацію муфт з металевими та канатними пружними елементами за їх видом, формою та установкою, що є необхідною початковою умовою реалізації синтезу структури таких пристроїв. Це дало можливість розробити та запатентувати ряд нових постійних та запобіжних муфт, конструкція яких забезпечує технологічність та ремонтпридатність за рахунок простоти заміни пружних елементів.

2. Розроблено теоретичні основи морфологічного синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами внаслідок розроблення формалізованої класифікації способів забезпечення їх змінної жорсткості. Це дало можливість вперше встановити існування 14 способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок із суцільнометалевими пружними елементами та 26 способів забезпечення змінної жорсткості для ланок, що оснащені канатними пружними елементами. Отримані результати стали основою алгоритму синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами, можливості якого дозволили розробити та захистити патентами (в т.ч. на винаходи) ряд конструкцій пружних ланок змінної жорсткості.

3. Розроблено методи раціонального проектування муфт з торцевою установкою прямих канатів, що містять:

– залежності для визначення основних геометричних та силових параметрів муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та їх взаємного впливу. Це дало можливість отримати вирази для визначення раціональних конструктивних параметрів муфт – кута монтажного зміщення напівмуфт  $\xi_F$  та коефіцієнта діаметрів  $\psi_{DF}$ , що забезпечують мінімальне навантаження їх деталей;

– встановлення умов геометричного існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та виразів для перевірки: можливості затягування затискних механізмів; можливості «сусідства» втулок внутрішньої муфти; можливості відносного обертання напівмуфт; відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт; відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти;

– математичні моделі компонування запропонованих муфт, що враховують геометричні та силові обмеження та дозволяють виконувати наочну оцінку можливих варіантів їх конструктивних параметрів за рахунок графічної інтерпретації цих обмежень. Отримані моделі дозволили встановити те, що при рівних умовах, муфти з хордально розташованими канатами мають на 18% більшу навантажувальну здатність ніж муфти з тангенціально розташованими канатами та рекомендувати області переважного застосування кожного типу муфт.

4. Виконана оцінка характеристик муфт з торцевою установкою канатів. Встановлено, що муфти з тангенціальним розташуванням канатів при рівних розмірах є в 2,5 рази піддатливішими ніж муфти з хордальним розташуванням канатів. Муфти обох цих типів мають високу крутильну жорсткість (при номінальному моменті 2000 Н·м, крутильна жорсткість пружної втулково-пальцевої муфти становить 79051 Н·м/рад, а муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування 2482507 Н·м/рад) і можуть бути рекомендованими до установки в приводах, від яких вимагається висока кінематична точність.

5. Побудовано математичні моделі передачі навантаження муфтами з торцевою установкою канатів в умовах неспіввісності. Показано, що радіальне зміщення напівмуфт значно впливає на перерозподіл навантаження між канатами. Доведено, що канати у муфтах, які працюють в умовах неспіввісності, доцільно закріплювати шарнірно, що дозволяє знизити їх навантаженість.

6. Вперше розроблено методи раціонального проектування канатно-роликкових муфт високої компенсуючої здатності, що містять:

– аналітичні вирази для визначення основних геометричних та силових параметрів муфт;

– результати аналізу взаємного впливу конструктивних параметрів муфт при сполученні ними співвісних валів, де показано, що муфти є малочутливими

до точності виготовлення та складання, зокрема при зміні довжини каната під час виготовлення чи складання на 20% його натяг збільшується всього на 10%;

– побудовані за рахунок виконання однокритеріальної оптимізації номограми, які дозволяють визначати геометричні параметри, що забезпечують мінімальне навантаження деталей муфт. Це дозволяє значно спростити процес проектування за рахунок зменшення кількості ітерацій, які повинен виконати конструктор при розробленні муфти.

7. Досліджено процес роботи канатно-роликкових муфт в умовах неспіввісності, при цьому:

– отримано залежності, що описують зміну їх геометричних параметрів і дають можливість обчислити видовження каната, радіальне навантаження на сполучені вали від муфт та сумарне навантаження деталей в залежності від кута повороту муфти. При цьому доведено, що канатно-роликкові муфти характеризуються низькою радіальною жорсткістю і, відповідно, більше ніж у 5 разів вищою компенсуючою здатністю ніж поширені конструкції муфт;

– показано, що при роботі в умовах неспіввісності механічні втрати в муфтах складаються зі втрат на подолання тертя роликів на своїх осях та втрат на згин канатів (втрат на подолання їх жорсткості) на роликах. Отримано вирази для обчислення миттєвого та середнього за оберт ККД муфти. Експериментально доведено, що отримані теоретично значення ККД (94%) відрізняються від дослідних не більше ніж на 4%, що демонструє можливість їх застосування в інженерній практиці;

– кількісне моделювання та виконані експерименти показали, що ролики муфт доцільно приймати можливо більшого діаметру з чотирьох причин – зниження робочого натягу каната, зниження напружень згину в його дротинах, зниження додаткового видовження від неспіввісності та підвищення ККД муфти (так при збільшенні діаметра роликів в 3 рази натяг канатів знижується на 35%, а ККД збільшується на 1%).

8. Обґрунтовано параметри та експлуатаційні характеристики запобіжних муфт з канатними елементами, при цьому:

– отримано залежності, що дозволяють оцінити кінематичні параметри роботи муфт з канатами хордального і тангенціального розташування, зокрема вирази для обчислення часу спрацьовування муфт та критичних частот обертання, при яких муфти здатні виконувати свої запобіжні функції. Показано, що характеристики запобіжної муфти з тангенціально розташованими канатами

відрізняються в залежності від того, яка напівмуфта (зовнішня чи внутрішня) є ведучою;

- отримано вирази для обчислення навантаження деталей та моменту тертя, який здатні розвинути фрикційні муфти з циліндричними і конусними поверхнями тертя та канатними елементами;

- встановлено, що точність спрацьовування фрикційних муфт з канатними ланками більша ніж у муфт з радіально рухомими колодками в 1,3...1,5 рази для муфти з циліндричними поверхнями тертя та в 1,4...2,3 рази для муфти з конусними поверхнями тертя;

- отримано вирази для обчислення номінального моменту, що здатні передавати запобіжні відцентрові муфти профільного типу, а також моменту їх спрацьовування, коефіцієнтів точності спрацьовування та перевищення номінального моменту;

- встановлено, що профільні запобіжні відцентрові муфти характеризуються високою точністю обмеження навантаження, оскільки теоретичний коефіцієнт точності їх спрацьовування становить близько 1,1. Показано, що муфти мало чутливі до зміни коефіцієнта тертя ковзання у спряженнях елементів – його збільшення в 4 рази призводить до збільшення моменту спрацьовування лише на 7%, а при заклиненні роликів момент спрацьовування збільшується лише на 2,4%, що демонструє низьку чутливість муфт також до якості технічного обслуговування.

9. Розроблено основи раціонального конструювання та розрахунку затискних механізмів для закріплення сталевих канатів у муфтах, при цьому:

- синтезовано 18 схем затискних механізмів для закріплення канатів, що містять дві основні деталі – палець та втулку, одна з яких при затисканні каната рухається, а інша залишається нерухомою. Виконавчими поверхнями деталей є поверхні отворів чи пазів, у які встановлюються канати. Застосування пазів дає можливість спростити встановлення та заміну канатів;

- експериментально досліджено процес затиску каната та визначено навантажувальну здатність затискних механізмів, в результаті чого встановлено, що основний вплив на формування сили затискання каната мають сили пружної і пластичної взаємодії каната та деталей затискних механізмів, а не сили тертя, оскільки зведений коефіцієнт опору екстракції каната із затискного механізму не менше ніж на порядок перевищує коефіцієнт тертя «сталь по сталі» за наявності мащення ( $\kappa_{on} = 1,0$  проти  $f = 0,05 \dots 0,10$ );

– експериментально досліджено процес зрізу сталевих канатів подвійної звивки. Це дало можливість встановити, що тимчасовий опір зрізу  $\tau_{взр}$  пов'язаний з маркерувальною групою каната  $\sigma_6$  співвідношенням  $\tau_{взр} \approx 0,4\sigma_6$ , що уможливило виконання перевіркового розрахунку канатів на зріз при проектуванні затискних механізмів та розроблення рекомендацій щодо конструювання їх деталей;

– за рахунок аналізу напруженого стану пальців з отворами та пазами для установки канатів, з умови забезпечення рівномірності пальців та канатів, отримано співвідношення та графіки для визначення раціональних розмірів пальців в залежності від діаметра каната, експлуатаційних та конструктивних факторів;

– показано можливість виконання розрахунку пальців виключно на розтяг за спрощеними виразами, отримано співвідношення та графіки для визначення коефіцієнтів зведення напружень в залежності від коефіцієнта діаметра пальця відносно діаметра каната  $\psi_{пк}$ ;

– отримано прості для застосування на практиці співвідношення для конструювання пальців та втулок затискних механізмів, а саме для визначення відстаней від їх торців до осей отворів та пазів під установку каната, кута нахилу пазів до осі пальця та ін.;

– показано, що у спряженні «палець-втулка» необхідно забезпечувати наявність гарантованого зазора з метою розвантаження пальців від додаткового згину за рахунок контактного повороту втулок під дією згинального моменту від сили натягу каната і обґрунтовано вибір посадки;

10. Поставлену в дисертації мету досягнуто, а наукові задачі розв'язано. Виконані експериментальні та теоретичні дослідження дозволили отримати прості та компактні практичні рекомендації для конструкторів при створенні муфт з канатними елементами, що прийняті для впровадження на підприємствах: ХДП «Промавтоматика» №434, ПАТ «Укрремфлот», «Інститут проблем надійності машин і споруд», а також у навчальному процесі Херсонської державної морської академії та Національного університету «Львівська політехніка». Практичну цінність дисертації підтверджено отриманням 40 патентів України (з яких 3 патенти на винаходи).

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Малащенко В.О. Навантажувальна здатність приводів великомасових систем / В.О. Малащенко, Г.П. Куновський. – Львів: «Новий світ-2000», 2016. – 150 с.
2. Семенюк В.Ф. Методы расчета и проектирования предохранительных устройств тяжело нагруженных машин и механизмов: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин; 05.05.05 – подъемно-транспортные машины / В.Ф. Семенюк. – Л., 1990. – 43 с.
3. Кузьо І.В. Міцність і надійність великогабаритних обертових агрегатів неперервної дії: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / І.В. Кузьо. – Львів, 1995. – 47 с.
4. <http://www.zmescience.com/science/biggest-most-powerful-engine-world>
5. Кита В.Ф. Редукторы и соединительные муфты в судовых силовых установках / В.Ф. Кита. – М.: Транспорт, 1965. – 208 с.
6. <https://www.shipjournal.co/index.php/sst/rt/printerFriendly/85/284>
7. Поляков В.С. Определение компенсирующей способности муфты с промежуточными дисками / В.С. Поляков, Ю.К. Михайлов // Труды Ленинградского ордена Ленина политехнического института имени М.И. Калинина. – 1967. – №285. – С. 13 – 19.
8. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов / Под ред. О.А. Ряховского. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
9. Дизели Д6 и Д12. Технические условия на капитальный ремонт. – М.: Внешторгиздат, 1970. – 160 с.
10. Сорочкин М.С. Исследование нагрузочной способности и жесткостных свойств пластинчатых муфт: дис. канд. техн. наук спец. 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / М.С. Сорочкин. – Томск, 1999. – 134 с.
11. Лукин М.Г. Муфты сцепные и упругие / М.Г. Лукин; под ред. Б.А. Иванова. – Л.: Советский печатник, 1935. – 284 с.
12. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади

розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів: Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2009. – 208 с.

13. Техническая механика и детали машин / И.В. Каценеленбоген, А.А. Попов, Г.Б. Столбин, Н.А. Яковлев; под ред. Г.Б. Столбина. – М.: Машгиз, 1949. – 675 с.

14. Добровольский В.А. Детали машин / В.А. Добровольский. – К.: Гостехиздат УССР, 1950. – 784 с.

15. Иванов Е.А. Муфты приводов / Е.А. Иванов. – М.: Машгиз, 1954. – 348 с.

16. Wellman Wacoma Limited. Resilient couplings. Catalogue. – 2 p.

17. [https://www.ijirset.com/upload/2017/may/125\\_30\\_REPLACEMENT.pdf](https://www.ijirset.com/upload/2017/may/125_30_REPLACEMENT.pdf)

18. Румб В.К. и др. Судовые энергетические установки. Судовые дизельные установки. – СПб.: СПбМГТУ, 2007. – 622 с.

19. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики / В.М. Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.

20. <http://www.geislinger.com/en>

21. John Piotrowski. Shaft Alignment Handbook, Third Edition. CRC Press, 2006 – 865 p.

22. Installation, Operation and Maintenance of Eaton, Geislinger Damping Torsional Flexible Coupling. Eaton Corp.: 1994 – 17 p.

23. Geislinger Coupling. Catalogue, Hallwang: 2017 – 106 p.

24. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры: ГОСТ 21424-93. – Введ. 1996 – 10 – 01. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 10 с.

25. Опанасенко Н.Р. Идентификация характеристик муфт с элементами, имеющими нестабильные параметры: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / Н.Р. Опанасенко. – Харьков, 1981. – 17 с.

26. Колесник К.К. Зниження віброактивності привідних систем з пружними муфтами: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / К.К. Колесник. – Львів, 2003. – 160 с.

27. [http://www.ijaresm.com/uploaded\\_files/document\\_file/Timur\\_Choban\\_KhidirJCSg.pdf](http://www.ijaresm.com/uploaded_files/document_file/Timur_Choban_KhidirJCSg.pdf)
28. Flexible Pin Bush Couplings. Flexitech industries Catalogue. – 3 p.
29. Pinflex Couplings. Renold Catalogue. – 14 p.
30. Radicon Series X – Flexible couplings Catalogue. – 20 p.
31. KTR Couplings REVOLEX KX/KX–D Operating/Assembly Instructions – 27 p.
32. Flexible couplings RUPEX Series. Siemens AG. 2015. – 20 p.
33. Артюх В.Г. Перспективы усовершенствования муфт МУВП / В.Г. Артюх, Т.В. Корчагина, В.И. Логозинский // Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. пр. / ПДТУ. – Мариуполь, 2008. – Вып. 10. – С. 159–163.
34. Артюх В.Г. Основы защиты металлургических машин от поломок / В.Г. Артюх. – Мариуполь: Издат. группа «Университет», 2015. – 288 с.
35. Проценко В.О. Підвищення безвідмовності дизель–редукторного агрегату суднової енергетичної установки модернізацією з'єднувальної муфти // Одинадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів–механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013. – С. 145.
36. Муфты упругие со звездочкой. Технические условия: ГОСТ Р 50894–96. – Введ. 1996–23–04. – М.: Изд–во стандартов, 1996. – 31 с.
37. Martin Flexible Jaw Couplings. Catalogue, 2015. – 3 p.
38. KTR ROTEX Flexible Jaw Couplings. Catalogue, 2015. – 35 p.
39. Михайлов Ю.К. Основы теории, методы расчета и проектирования муфт с упругими элементами из эластомерных материалов: дис. докт. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / Ю.К. Михайлов. – М., 1985. – 367 с.
40. Rivin E.I. Stiffness and Damping in Mechanical Design. New York – Basel. 1999. Marcel Dekker. 514 p.
41. Клименко В.Ф. Исследование компенсирующей способности упругих муфт со звездочкой / В.Ф. Клименко // Детали машин. – 1979. – Вып. 28. – С. 44 – 47.
42. Гонюков В.И. Экспериментальное определение радиальных нагрузок



и изгибающих моментов, возникающих в механических муфтах / В.И. Гонюков, В.Ф. Клименко, А.Г. Лымарь, Ю.В. Чудутов // Вестник машиностроения. – 1979. – №6. – С. 34 – 35.

43. Проценко В.О. Экспертиза відмови муфти насосного агрегату суднової гідравлічної рульової машини / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2013. – № 1(8) – С. 179 – 184.

44. Проценко В.О. Аналіз причин руйнування муфти насосного агрегату рульової машини / В.О. Проценко // Матеріали Всеукраїнської наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2013», (м. Херсон, 09–11 жовтня 2013 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2013. – С. 195–200.

45. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1964. – 447 с.

46. Поляков В.С. Исследование брусковой муфты в условиях статического нагружения / В.С. Поляков, Л.Ст. Лефтеров // Труды Ленинградского ордена Ленина политехнического института имени М.И. Калинина. – 1965. – №254. – С. 19 – 27.

47. Малиновский Ю.А. Выбор параметров оптимальной настройки упругих муфт приводных механизмов тяжелых машин / Ю.А. Малиновский, С.И. Малиновская // Вісник Криворізького технічного університету. – Кривий Ріг. – 2009. – Вип. 24 – С. 118 – 121.

48. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 343 с.

49. Ряховский О.А. Разработка конструкций, исследования, расчеты и стандартизация муфт с неметаллическими упругими элементами: дис. докт. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / О.А. Ряховский. – М., 1985. – 302 с.

50. Бидерман Т.В. Методы расчета торообразных упругих элементов соединительных муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / Т.В.

Бидерман. – М., 1998. – 14 с.

51. Евдокимов А.П. Несущая способность торковых резинокордных оболочек соединительных устройств силовых приводов подвижного состава железных дорог: автореферат дис. докт. техн. наук спец. 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / А.П. Евдокимов. – М., 2007. – 38 с.

52. Самохвалов Е.А. Разработка высокоэластичных муфт для приводов вспомогательного оборудования локомотивов: дис. канд. техн. наук спец. 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов / Е.А. Самохвалов. – Омск, 1999. – 135 с.

53. Сеницын Г.А. Обоснование выбора схем и параметров тяговых приводов модульного моторвагонного подвижного состава: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.22.07 – подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация / Г.А. Сеницын. – М., 2006. – 26 с.

54. Муфты упругие с торообразной оболочкой. Технические условия: ГОСТ Р 50892–96. – Введ. 1996–23–04. – М.: Изд-во стандартов, 1996 – 27 с.

55. Трибельский И.А. Расчётно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций / И.А. Трибельский. – Омск: Изд – во ОмГТУ, 2011. – 240 с.

56. Свечников И.И. Вопросы расчета упругих муфт с торообразной оболочкой: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / И.И. Свечников. – Л., 1975. – 19 с.

57. Трибельский И.А. Разработка и исследование муфты с резинокордными оболочками диафрагменного типа: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / И.А. Трибельский. – М., 1981. – 22 с.

58. Проценко В.О. Попередній розрахунок з'єднувальних канатних муфт на статичну міцність / В.О. Проценко // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування '2010. Матеріали Республіканської наук.-практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонського державного морського інституту, 2010 – С. 104–108.

59. Суровцев П.М. Динамическая нагруженность приводов

вспомогательных агрегатов локомотивов / П.М. Суровцев, Ю.Н. Соколов // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. імені акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2004. – Вип. 5. – С. 194 – 205.

60. Соколов Ю.Н. Повышение надежности узлов тягового привода пассажирских электровозов ЭП1М и ЭП10 / Ю.Н. Соколов, А.С. Пономарев, В.Е. Дегтярев // Локомотив-информ. – 2010. – № 6. – С. 4–11.

61. Ильичев В.А. Расчетно-экспериментальное исследование резинокордных плоских муфт: дис. канд. техн. наук спец. 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / В.А. Ильичев. – Омск, 2016. – 144 с.

62. Vulkan Vulastik L. Technical Data, Herne: 2016 – 36 p.

63. Нестеров А.Р. Исследование муфты с резино-металлическим упругим элементом: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / А.Р. Нестеров. – М., 1977. – 17 с.

64. Vulkan. Technical Data Highly Flexible Couplings For Industrial Applications, Herne: 2017 – 218 p.

65. Савчук В.П. Розрахунок напружено-деформованого стану пружних елементів муфти VULKAN типу RATO S / В.П. Савчук // Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування '2015. Матеріали Міжнародної наук.-практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонської державної морської академії, 2015 – С. 105–106.

66. Конкс Г.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.

67. <http://www.prnewswire.com/news-releases/global-and-china-marine-diesel-engine-industry-report-2014-2015-300166527.html>.

68. <http://www.centa-uk.co.uk>

69. CENTALINK. The Silent Driveshaft. Technical Data. – 18 p.

70. Савчук В.П. Дослідження напружено-деформованого стану пружних елементів муфт CENTALINK в умовах експлуатації / В.П. Савчук, Є.В. Білоусов, В.Г. Кухтов // Технічний сервіс агропромислового, лісового та

транспортного комплексів. – 2016. – №6. – С. 277 – 285.

71. Орликов М.Л. Динамика станков. – К.: Выща школа, 1989. – 272 с.

72. Струтинський В.Б. Динамічні процеси в металорізальних верстатах. / В.Б. Струтинський, В.М. Дрозденко. – К.: Основа-Принт, 2010. – 440 с.

73. Струтинський В.Б. Математичне моделювання пружної системи верстата для визначення точності обробки / В.Б. Струтинський, О.В. Колот, В.М. Чуприна // Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2016. – № 1. – С. 179-191.

74. Ривин Е.И. Динамика привода станков / Е.И. Ривин. – М.: Машиностроение, 1966. – 204 с.

75. Проников А.С. Надежность машин / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

76. Система технического обслуживания и ремонта техники. Показатели для оценки ремонтпригодности. Термины и определения. ГОСТ 21623–76. – Введ. 1977–01–01. – М.: Стандартиформ, 2006. – 14 с.

77. Ремонтпригодность машин. Под ред. П.Н. Волкова. – М.: Машиностроение, 1975. – 368 с.

78. Дубінін Є.О. Поліпшення ремонтпридатності силових агрегатів засобів транспорту: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / Є.О. Дубінін. – Харків, 2008. – 24 с.

79. Овсянников М.К., Петухов В.А. Эксплуатационные качества судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1982. – 208 с.

80. Башуров Б.П., Скиба А.Н., Чебанов В.С. Функциональная надежность и контроль технического состояния судовых вспомогательных механизмов: Новороссийск: МГА им. адм. Ф.Ф. Ушакова, 2009. – 192 с.

81. Фролов К.В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов и др. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.

82. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.

83. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К.:

Наукова думка, 2002. – 656 с.

84. Озол О.Г. Теория механизмов и машин / О.Г. Озол. – М.: Наука, 1984. – 432 с.

85. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1991. – 288 с.

86. Проценко В.О., Самойленко Л.К. Нова конструкція фрикційного зупинника // Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития '2008. Сб. трудов Междунар. науч.–практ. конф. – Одесса, Черноморье, 2008, Т3. – С. 6–9.

87. Проценко В.О. Структурна досконалість відцентрових фрикційних муфт сепараторів WESTFALIA / В.О. Проценко // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2016», (м. Херсон, 22–23 вересня 2016 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2016. – С. 34–35.

88. Проценко В.О. Підвищення експлуатаційної безвідмовності фрикційних муфт суднових сепараторів WESTFALIA / В.О. Проценко // Підійомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2017. – №1 – С. 18 – 24.

89. Проценко В.О. Структура відцентрових муфт суднових сепараторів / В.О. Проценко // Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті '2017. Матеріали дев'ятої Міжнародної наук.–практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонської державної морського академії, 2017 – С. 353–354.

90. Лёзин Д.Л. Исследование упругих и упруго–предохранительных профильных муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / Д.Л. Лёзин. – М., 1974. – 14 с.

91. Иванов М.Н. Расчет и проектирование муфт Дели / М.Н. Иванов, Д.Л. Лёзин / Вестник машиностроения – 1977. – №4 – с. 30 – 33.

92. Петухов П.З. Оптимальные параметры буферных устройств / П.З. Петухов // Вопросы теории и работы подъемно–транспортных машин. Сборник статей. Вып. 65. – Москва – Свердловск: Машгиз, 1958. – с. 5 – 17.

93. Петухов П.З. Области применения крановых буферных устройств /

П.З. Петухов // Вопросы теории и работы подъемно–транспортных машин. Сборник статей. Вып. 65. – Москва – Свердловск: Машгиз, 1958. – с. 18 – 25.

94. Рабей В.В. Изучение состояния буферов мостовых кранов / В.В. Рабей // Вестник АГТУ. Технические и естественные науки, 2012, № 1(53). – с. 49 – 53.

95. Климчук А.С. Амортизация горизонтальных нагрузок в металлургических кранах при соударениях / А.С. Климчук, А.В. Мартынов // Захист металургійних машин від поломок, 2003, Вип. №7. – с. 124–131.

96. Петухов П.З. Буферные устройства. Конструкции и расчет / П.З. Петухов. – Москва – Свердловск: Машгиз, 1948. – 108 с.

97. Лингур В.Н. Обоснование конструктивных параметров пружинно–шариковых буферных устройств мостовых кранов: дис. канд. техн. наук спец. 05.05.05 – подъемно–транспортные машины / В.Н. Лингур. – Одесса, 2015. – 139 с.

98. Ісьєміні І.І. Підвищення ефективності захисних систем кранів мостового типу застосуванням пневмогідравлічних буферів: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.05.05 – піднімально–транспортні машини / І.І. Ісьєміні. – Харків, 2014. – 24 с.

99. Мартынов А.В. Исследование гравитационного торможения мостовых кранов и крановых тележек: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.05.05 – подъемно–транспортные машины / А.В. Мартынов. – Харьков, 1976. – 22 с.

100. Іваненко О.І. Підвищення ефективності захисної системи вантажопідйомних кранів при угоні вітром: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.05.05 – піднімально–транспортні машини / О.І. Іваненко. – Одеса, 1999. – 22 с.

101. Дейнега В.И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.05.05 – подъемно–транспортные машины / В.И. Дейнега. – Новочеркасск, 1987. – 20 с.

102. Жуков В.Г. Повышение безопасности эксплуатации башенных

кранов на рельсовом ходу: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.05.04 – дорожные, строительные и подъемно–транспортные машины / В.Г. Жуков. – Новочеркасск, 2004. – 19 с.

103. Ерейский А.В. Обоснование структуры и выбор рациональных параметров энергонакопительной тормозной системы механизмов передвижения мостовых кранов: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.05.04 – дорожные, строительные и подъемно–транспортные машины / А.В. Ерейский. – Новочеркасск, 2005. – 20 с.

104. Шевченко А.Ф. Розробка і дослідження віброзахисних пристроїв будівельних вантажопідйомних кранів: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.05.04 – дорожні та будівельні машини / А.Ф. Шевченко. – Дніпропетровськ, 1993. – 18 с.

105. Проскурін А.М. Зниження динамічних навантажень в канатах вантажопідйомних машин / А.М. Проскурін, Є.П. Плавельський, С.М. Ткачов // Підйомно–транспортне обладнання. – 1971. – Вип. 2. – С. 16 – 21.

106. Проскурин А.Н. Исследование тягово–цепного устройства с нелинейной упругой характеристикой: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.195 – автомобили и тракторы / А.Н. Проскурин. – Харьков, 1970. – 27 с.

107. Курган В.О. Еквівалентна жорсткість пружної муфти з нелінійним механічним зворотнім зв'язком / В.О. Курган, І.І. Сидоренко // Праці Одеського політехнічного університету. – 2014. Вип. 1 (43). – С. 34 – 38.

108. Гапонов В.С. Синтез характеристик упругих муфт линейных механических передач: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.161 – машиноведение и детали машин / В.С. Гапонов. – Харьков, 1971. - 21 с.

109. Панов С.Л. Исследование упругих муфт квазиулевого жесткости: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / С.Л. Панов. – Харьков, 1979. – 24 с.

110. Рогачевский В.М. Исследование переходных режимов в силовых передачах с упругими муфтами квазиулевого жесткости: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / В.М. Рогачевский. – Харьков, 1981. – 19 с.

111. Киркач Н.Ф. Определение аналитического выражения для упругого момента в муфте с промежуточным барабаном / Н.Ф. Киркач, Л.В. Курмаз, А.В. Шаранов, А.Н. Гармашов // Детали машин. – 1986. – Вып. 43. – С. 29 – 32.

112. Иванченко Ф.К. О влиянии эксцентриситета между полумуфтами на характеристику упругой муфты / Ф.К. Иванченко, С.Л. Панов // Детали машин. – 1983. – Вып. 37. – С. 26 – 28.

113. Архангельский Г.В. Эффективность использования упругой муфты с расширенным участком квазиулевого жесткости / Г.В. Архангельский // Детали машин. – 1990. – Вып. 51. – С. 17 – 22.

114. Архангельский Г.В. Некоторые вопросы динамики машин / Г.В. Архангельский. – Одесса: Наука и техника, 2010. – 88 с.

115. Нагорняк С.Г. Разработка и исследование новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / С.Г. Нагорняк. – К., 1977. – 21 с.

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

117. Пасіка В.Р. Побудова скелетних кривих пружної муфти з ділянкою квазінульової або від'ємної жорсткості / В.Р. Пасіка, І.О. Романчук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів, 2013. – № 759. – С. 79 – 84.

118. Колесник К.К. Зниження віброактивності приводних систем з пружними муфтами: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / К.К. Колесник. – Львів, 2003. – 20 с.

119. Ковальчук Р.А. Обґрунтування раціональних режимів пуску насосних агрегатів бурових установок: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / Р.А. Ковальчук – Львів, 2008. – 20 с.

120. Патент на корисну модель МПК F16D 3/50, № 26913. Пружна муфта.



Патентовласник: Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". Авт.: Тривайло М.С., Герасимов Г.В., Беспалов А.А., заявка u200706053 від 31.05.2007, опубл. 10.10.2007, Бюл. №16.

121. Патент на корисну модель МПК F16D 3/50, № 29440. Пружна муфта. Патентовласник: Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". Авт.: Тривайло М.С., Драч А.О., заявка u200710919 від 02.10.2007, опубл. 10.01.2008, Бюл. №7.

122. Ніколайчук В.В. Обґрунтування кінематично–силових параметрів з'єднань змінної жорсткості: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / В.В. Ніколайчук. – Львів, 2014. – 18 с.

123. Яхин С.М. Совершенствование методов расчета и повышение надежности пружинных элементов сельскохозяйственной техники: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.03 – технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве / С.М. Яхин. – М., 2013. – 32 с.

124. Сіфоров О.С. Підвищення надійності експлуатації газогідравлічних амортизаторів і накатників: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / О.С. Сіфоров. – Одеса, 2009. – 22 с.

125. Подоляк О.С. Підвищення техніко–економічних показників стрілових самохідних кранів застосуванням гідравлічних гасителів коливань: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05 – піднімально–транспортні машини / О.С. Подоляк. – Харків, 2010. – 20 с.

126. Евменкин В.И. Исследование планетарных муфт / В.И. Евменкин // Детали машин. – 1980. – Вып.31. – С. 39 – 41.

127. Кузнецов А.Н. Определение параметров редукторно–планетарных муфт квазиулевого жесткости в установившемся режиме работы с целью снижения динамических нагрузок в валопроводах механических передач: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / А.Н. Кузнецов. – Харьков, 1985. – 24 с.

128. Хрисанов М.И. Исследование и расчет основных параметров

предохранительных редукторно – планетарных муфт в подъемно–транспортных и других машинах со стопорным режимом нагружения: автореферат дис. докт. техн. наук спец. 01.125 – динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры / М.И. Хрисанов. – Львов, 1970. – 44 с.

129. Хрисанов М.И. Предохранительные планетарные передачи с растормаживаемым звеном / М.И. Хрисанов. – М.: Машиностроение, 1981. – 101 с.

130. Сидоренко І.І. Пружна муфта з нелінійним механічним зворотним зв'язком / І.І. Сидоренко, В.О. Курган // Праці Одеського політехнічного університету. – 2011. Вип. 2 (36). – С. 38 – 45.

131. Щекин Б.М., Сидоренко И.И. Упругие муфты с обратными связями по передаваемому вращающему моменту // Детали машин: Респ. межвед. науч.–техн. сб. – К.: Техника, 1989. – Вып. 49. – С. 32 – 36.

132. Сидоренко И.И. Защита приводов машинных агрегатов от динамических нагрузок с помощью муфты управляемой жесткости // Детали машин: Респ. межвед. науч.–техн. сб. – К.: Техника, 1990. – Вып. 50. – С. 77 – 81.

133. Сидоренко И.И. Устройство защиты приводов машинных агрегатов от резонансных крутильных колебаний / И.И. Сидоренко // Труды Одесского политехнического университета. – 1999. Вип. 3 (9). – С. 16–19.

134. Сидоренко И.И. Величина коэффициента обратной связи самонастраивающихся систем / И.И. Сидоренко // Труды Одесского политехнического университета. – 2000. Вип. 2 (11). – С. 26 – 29.

135. Сидоренко І.І. Розроблення пружних муфт з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості за крутильним моментом, що передається: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство та деталі машин / І.І. Сидоренко. – Одеса, 1994. – 18 с.

136. Патент Німеччини DE 185814 (C). Пружна муфта. Опубл. 12.01.1907.

134. Патент США US 906113. Гнучкий вал. Опубл. 08.12.1908.

138. Die Drahtseilfrage / Georg Benoit, Richard Woernle. – Karlsruhe & Leipzig: Gutsch, 1915. – 169 с.

139. Патент США US 1552656. Пружна муфта для валів. Опубл. 08.09.1925.
140. Патент США US 1601099. Пристрій для передачі потужності. Опубл. 28.09.1926.
141. Патент Великої Британії GB 298992. Еластична муфта. Опубл. 03.10.1929.
142. Патент Великої Британії GB 301865. Еластична муфта. Опубл. 03.02.1930.
143. Патент США US 1897542. Трансмісійний вал для транспортних засобів. Опубл. 14.02.1933.
144. Патент США US 2142497. Вал для автомобілів. Опубл. 03.01.1939.
145. Патент США US 2469167. Вібраційний демпфер. Опубл. 03.05.1949.
146. Stephan P. Das einfach geschlagene Seil unter Zug und Biegung Kräften // *Fördertechnik und Frachtverkehr*, 1935. – Nr. 9/10.
147. Циприн А.М. Отклонение подъемных канатов на блоках: автореферат дис. канд. техн. наук. / А.М. Циприн. – Харьков, 1941. – 16 с.
148. Расчеты деталей машин и элементов сооружений / Под ред. Б.С. Ковальского. – Харьков: ХВИКУ, 1971. – Вып. 5. – 135 с.
149. Нестеров П.П. Проходческие канаты / П.П. Нестеров, С.Т. Сергеев. – Харьков: Metallurgizdat, 1953. – 188 с.
150. Ковалев К.В. Методика определения жесткости проволочных канатов / К.В. Ковалев, Н.И. Плюксне // *Заводская лаборатория*. – 1955. – №1. – С. 114–120.
151. Дукельский А.И. Тензометрические исследования изгибных напряжений в проволоках несущих канатов / А.И. Дукельский, Н.Н. Плодовитов // *Труды ЛПИ. Конструкция и расчеты машин*. – 1964. – № 236.
152. Самарский А.Ф. Зависимость жесткости стальных канатов при изгибе от осевой растягивающей нагрузки / А.Ф. Самарский, В.М. Приходько // *Стальные канаты*. – 1967. – Вып. 4 – С. 136–138.
153. Борохович А.И. Оценка гибкости канатов по величине суммарной

работы на изгиб / А.И. Борохович, В.Д. Королев // Известия ВУЗов. Горный журнал – 1970. – №2. – С. 115–117.

154. Ропай В.А. Экспериментальное определение изгибной жесткости троса в зависимости от его осевого натяжения / В.А. Ропай, И.В. Бельмас // Известия ВУЗов. Горный журнал – 1988. – №12. – С. 73–76.

155. Киршанков А.Т. Жесткость закрытых канатов при свободном изгибе / Киршанков А.Т., Морозовский Е.К., Ухов А.В. // Стальные канаты. – 1970. – Вып. 7. – С. 108–110.

156. Волошин В.И. Изгибная жесткость стальных канатов / В.И. Волошин, А.И. Жиряков // Подъемно–транспортное оборудование. – 1983. – Вып. 14. – С. 64–68.

157. Хонин Ю.А. Об изгибной жесткости амортизационных канатов парашютного устройства пассажирских вагонеток. / Ю.А. Хонин, Н.Ф. Новоскольцев, А.Г. Смольский // Подъемно–транспортное оборудование. – 1975. – Вып. 6. – С. 32–36.

158. Хонин Ю.А. Зависимость изгибной жесткости канатов от геометрических параметров схемы нагружения / Ю.А. Хонин, Л.Г. Нечипоренко // Подъемно–транспортное оборудование. – 1984. – Вып. 15. – С. 46–48.

159. Хонин Ю.А. Об изгибе каната с большими деформациями / Ю.А. Хонин, А.И. Жиряков, Л.Г. Нечипоренко // Подъемно–транспортное оборудование. – 1981. – Вып. 12. – С. 37–40.

160. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты / М.Ф. Глушко. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.

161. Глушко М.Ф. К изгибу несущих канатов / М.Ф. Глушко, Хоанг Ван Хоанг // Детали машин и подъемно–транспортные машины. – 1967. – Вып. 6. – С. 181–188.

162. Глушко М.Ф. Внутренняя контактная загрузка и жесткость канатов при изгибе / М.Ф. Глушко // Стальные канаты. – 1966. – Вып. 3. – С. 116–121.

163. Чаюн И.М. Модель изгибной жесткости металлоросов зубчатых ремней / И.М. Чаюн // Детали машин. – 1992. – Вып. 54. – С. 94–100.

164. Чаюн И.М. Статическая несущая способность подъемных канатов: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение; 05.05.05 – подъемно–транспортные машины / И.М. Чаюн. – Одесса, 1993. - 36 с.

165. Чаюн И.М. Изгибная жесткость витых проволочных деталей / И.М. Чаюн // Труды Одесского политехнического университета. – 1996. – Вып. 1. – С. 24–26.

166. Чаюн И.М. Несущая способность подъемных канатов и лент / И.М. Чаюн. – Одесса: Астропринт, 2003. – 236 с

167. Глушко М.Ф. Вигин несучих канатів підвісних канатних доріг і кабельних кранів / М.Ф. Глушко, Хоанг Ван Хоанг // Підйомно–транспортне обладнання. – 1971. – Вип. 2. – С. 3–9.

168. Сергеев С.Т. Стальные канаты / С.Т. Сергеев. – К.: Техніка, 1974. – 324 с.

169. Назаров Ю.И. Изгиб несущего каната на отклоняющем башмаке / Ю.И. Назаров // Подъемно–транспортное оборудование. – 1980. – Вып. 11. – С. 43–45.

170. Хонин Ю.А. Взаимодействие стального каната с цилиндрической направляющей при учете изгибной жесткости / Ю.А. Хонин // Подъемно–транспортное оборудование. – 1987. – Вып. 18. – С. 64–67.

171. Ковальский Б.С. Внутреннее трение при колебаниях каната / Б.С. Ковальский, А.И. Жиряков // Стальные канаты. – 1968. – Вып. 7. – С. 84–93.

172. Жиряков А.И. Рассеяние энергии при поперечных колебаниях растянутого каната / А.И. Жиряков // Подъемно–транспортное оборудование. – 1980. – Вып. 11. – С. 49–52.

173. Зелюкова Р.В. Демпфирующий патрон к токарному станку / Р.В. Зелюкова, Б.И. Ивашин, Н.В. Прядко // Технология и организация производства. – 1972. – №1. – С. 44–48.

174. Зелюкова Р.В. Про динамічні властивості токарного демпфіруючого патрона з канатним зв'язком. / Р.В. Зелюкова, М.В. Прядко // Металорізальні верстати. – К., 1973. – Вип. 1. – С. 48–54.

175. Зелюкова Р.В. Расчет частотной характеристики токарного демпфирующего патрона при обработке жесткой детали / Р.В. Зелюкова, Б.И. Ивашин, Н.В. Прядко // Металлорежущие станки. – К., 1977. – Вып. 5. – С. 19–24.

176. Зелюкова Р.В. Об основах учета механического гистерезиса при крутильно-продольных колебаниях стальных канатов малой длины / Р.В. Зелюкова // Стальные канаты. – 1964. – №1. – С. 115–128.

177. Зелюкова Р.В. Учет механического гистерезиса в стальных канатах / Р.В. Зелюкова // Стальные канаты. – 1965. – №2. – С. 121–127.

178. Малиновский В.А. Изгиб стального каната на блоке с учетом внутреннего трения / В.А. Малиновский // Подъемно–транспортное оборудование. – 1983. – Вып. 14. – С. 59–64.

179. Малиновский В.А. Жесткостные потери на блоках / В.А. Малиновский, М.Н. Левченко // Вестник машиностроения. – 1984. – №4. – С. 30–32.

180. Малиновский В.А. Изгибная жесткость и потери на внутреннее трение в стальных канатах / В.А. Малиновский // Вестник машиностроения. – 1984. – №6. – С. 36–40.

181. Малиновский В.А. Жесткостные потери на блоках / В.А. Малиновский // Строительные и дорожные машины. – 1984. – №10. – С. 24–26.

182. Кузьмин Г.В. Влияние низких температур на диссипативные свойства пары стальной канат–блок / Г.В. Кузьмин, В.А. Малиновский, М.Н. Левченко // Строительные и дорожные машины. – 1985. – №8. – С. 28–30.

183. Малиновский В.А. О диссипативных характеристиках стальных канатов в задачах динамики машин / В.А. Малиновский // Теория механизмов и машин. – 1989. – Вып. 46. – С. 98–102.

184. Малиновский В.А. Особенности механики подъемных и тяговых канатов с учетом нелинейных и квазиупругих свойств: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.05.05 – подъемно–транспортные машины; 05.15.16 – горные машины / В.А. Малиновский. – Днепропетровск, 1996. – 36 с.

185. Малиновский В.А. Стальные канаты. Часть I: Некоторые вопросы технологии, расчета и проектирования / В.А. Малиновский. – Одесса: Астропринт, 2001. – 188 с.

186. Малиновский В.А. Стальные канаты. Часть II: Основы теории изгиба и взаимодействия с опорной поверхностью / В.А. Малиновский. – Одесса: Астропринт, 2002. – 178 с.

187. Малиновский В.А. Стальные канаты: аналитический справочник / В.А. Малиновский. – Одесса: Астропринт, 2016. – 252 с.

188. Проценко В.О. Еволюція моделі формування зведеної жорсткості сталевго каната / В.О. Проценко. – Одеса: МАДСК, 2013. – 12 с.

189. Хромов О.В. Экспериментальные исследования характеристик внутреннего трения стальных спиральных канатов и проволоки / О.В. Хромов // Труды Одесского политехнического университета. – Одеса: ОНПУ. – 2009. – Вып. 1. – с. 32–35.

190. Беспалов В.М. Гістерезис при згині розтягнутих канатів / В.М. Беспалов, Г.М. Маренко, Р.О. Кайдалов // Восточно–европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №. 48. – С. 46–48.

191. Мулов Д.В. Экспериментальные исследования упруго–демпфирующих свойств кольцевых канатных демпферов / Д.В. Мулов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – 2008. – Вип. 16. – С. 198–203.

192. Неймирко С.И. Анализ технического состояния виброзащитных рукояток переносных пневматических перфораторов ПП50В1 эксплуатируемых в шахтных условиях / С.И. Неймирко // Вісник Криворізького технічного університету. – 2009. – Вип. 23. – С. 128–133.

193. Минасян А.М. Создание и развитие средств снижения виброактивности судовых дизель–генераторных агрегатов: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.08.05 – судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) / А.М. Минасян. – С.–Пб., 2013. – 22 с.

194. <http://www.socitec.com/>

195. Отчет о научно–исследовательской работе № 72025333 «Разработка

и исследование демпфирующих силовых передаточных устройств с канатными связями для главного привода крана» (рук. Ивагин Б.И.). – Одесса: ОПИ, 1972. – 52 с.

196. Проценко В.О. Синтез пружно–компенсуючих муфт з канатними елементами: дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машинознавство / В.О. Проценко. – Львів, 2012. – 225 с.

197. <http://www.edwardsengrg.com/stemexcouplings.html>

198. Проценко В.О. Пружні елементи зі стиснутих канатів: перспективи застосування та дослідження / В.О. Проценко // Матеріали Всеукраїнської наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2012», (м. Херсон, 10–12 жовтня 2012 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2012. – С. 134–136.

199. Проценко В.О. Обґрунтування можливості застосування стиснутих сталевих канатів як пружних елементів сучасних машин / В.О. Проценко // Стальные канаты. – Одесса: Астропринт, – 2013. – № 9. – С. 232–238.

200. Проценко В.О. Передумови застосування стиснутих канатів у амортизаторах кранових механізмів підйому / В.О. Проценко // Енерго– та ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування: Тези доповідей. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. – С. 86–87.

201. Проценко В.О. Перспективи застосування стиснутих канатів у кранових буферах / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Всеукраїнської наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2013», (м. Херсон, 09–11 жовтня 2013 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2013. – С. 205–207.

202. A NASA industry university Partnership for Development Of Dual–Use Vibration Isolation Technology. Technical and Business Exhibition and Symposium (May 10–14, 1994, Von Braun Civic Center, Huntsville, Alabama) / Tabes PAPER №94–113.

203. Cutchins M.A., Cochran J.E., Kumar J.R., Fitzcoy N.G. and Thinker M.L., Initial Investigations into the damping characteristics of wire rope vibration isolators (1987), Technical Report 87–91, Auburn University, Aerospace



Engineering.

204. Tinker M.L. Damping Phenomena in a Wire Rope Vibration Isolation System. Dissertation Doctor of Philosophy. Aerospace Engineering Auburn University, Auburn, (1989).

205. Cutchins M.A., Tinker M.L., Damping Phenomena in a wire rope vibration isolation system. *Journal of Sound and Vibration* (1992), 157(1), P. 7–18.

206. Demetriades G.F., Constantinou M.C., Reinhorn A.M. Study of wire rope systems for seismic protection of equipment in buildings. Technical report NCEER–92–0012. (1992). 156 P.

207. Demetriades G.F., Constantinou M.C., Reinhorn A.M. Study of wire rope systems for seismic protection of equipment in buildings. *Engineer Structures*. Vol. 15 (Number 5). (1993). P. 321–334.

208. Schwanen W. Modeling and Identification of the dynamic behavior of a wire rope spring, Master thesis, Department of Mechanical Engineering, Technische Universiteit Eindhoven, The Netherlands. (2004). 115 P.

209. Hogeă D., Bausic F. Vertical static tests of the wire rope isolators. Romania: Technical University of Civil Engineering of Bucharest. (2005).

210. Hogeă D., Bausic F. Dynamic tests of the wire–rope isolators. Romania: Technical University of Civil Engineering of Bucharest. (2005).

211. Wang H.–X., Gong, X.–S., Pan, F., Dang, X.–J. Experimental investigations on the dynamic behaviour of O–type wire–cable vibration isolators. *Shock and Vibration*, (2015). P. 1 – 12.

212. Guzmán–Nieto M., Tapia–González P.E., Ledezma–Ramírez D.F. Low frequency experimental analysis of dry friction damping in cable isolators. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* 34 (4). (2015). P 513–524.

213. Tapia–González P.E., Ledezma–Ramírez D.F. Experimental characterisation of dry friction isolators for shock and vibration. *Journal of Low frequency Noise, Vibration and Active Control* 36 (1), (2017) P. 83–95.

214. Balaji P.S., Leblouba M., Rahman M.E., Vuia L.T. Experimental investigation on the hysteresis behavior of the wire rope isolators. *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 29, (2015).

215. Leblouba M., Barakat S. Performance of wire rope isolators in the seismic protection of equipment. MATEC Web of Conferences 120, 01009 (2017).

216. Balaji P.S., Moussa L., Khandoker N., Shyh T. Yuk., Rahman M.E., Ho L. Hieng. Experimental study on vertical static stiffnesses of polycal wire rope isolators. Materials Science and Engineering Conference Series 217 (1), 012032, 2017.

217. <http://www.vmc-kdc.com/>

218. Патент на корисну модель № 63804 Україна, МПК F 16 D 3/70. Пружна муфта з торцевою установкою канатів. Авт.: Проценко В.О. № u201102364; заявл. 28.02.2011; опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20. – 6 с.

219. Носко П.Л. Багатопараметричний синтез машинобудівних конструкцій: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / П.Л. Носко. – Луганськ, 2000. – 36 с.

220. Кіндрацький Б.І. Багатокритеріальний структурно–параметричний синтез машинобудівних конструкцій: дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / Б.І. Кіндрацький. – Львів, 2003. – 392 с.

221. Волков Г.Ю. Систематика и структурно–параметрический синтез механизмов на базе замкнутых систем тел качения: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.18 – теория механизмов и машин / Г.Ю. Волков. – Курган, 2011. – 34 с.

222. Аленченков Г.С. Структурно–параметрический анализ и синтез механизмов старта беспилотных летательных аппаратов: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.18 – теория механизмов и машин / Г.С. Аленченков – Ижевск, 2012. – 19 с.

223. Иванов А.Г. Структурно–параметрический синтез и анализ механизмов грохотных калибрующих машин: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.18 – теория машин и механизмов / А.Г. Иванов – Ижевск, 2005 – 18 с.

224. Сачков М.Ю. Синтез зубчато–поводковых передач: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.18 – теория механизмов и машин / М.Ю. Сачков – Санкт – Петербург, 2015. – 22 с.

225. Сидоренко І.І. Синтез пасивних віброізолюючих пристроїв з механічним зворотним зв'язком: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / І.І. Сидоренко – Одеса, 2008 – 42 с.

226. Семенченко А.К. Наукові основи багатокритеріального синтезу гірничних машин як просторових багатомасових динамічних систем перемінної структури: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.05.06 – гірничі машини / А.К. Семенченко – Донецьк, 1997 – 33 с.

227. Кіницький Я.Т. Дослідження шарнірних механізмів Чебишева з вистоем вихідної ланки та розробка інженерних методів їх синтезу: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.18 – теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький – Хмельницький, 1994 – 38 с.

228. Пасіка В.Р. Теоретичні основи синтезу комбінованих механізмів зі змінною довжиною вхідної ланки на базі вихідних важільних і мальтійських механізмів: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / В.Р. Пасіка – Львів, 2011 – 40 с.

229. Харжевський В.О. Теорія синтезу важільних напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / В.О. Харжевський – Хмельницький, 2017 – 43 с.

230. Гевко І.Б. Науково–прикладні основи створення гвинтових транспортно – технологічних механізмів: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / І.Б. Гевко – Львів, 2013 – 40 с.

231. Третьяков В.М. Разработка методологии проектирования семейств машин на основе формализованного структурного подхода: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин / В.М. Третьяков – Ковров, 2004 – 39 с.

232. Ляшук О.Л. Науково–прикладні основи створення транспортно–технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / О.Л. Ляшук – Тернопіль, 2015 – 40 с.

233. Лось Л.В. Теория структуры конструкций технологичных машин и

приборов: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / Л.В. Лось – Харьков, 1992 – 31 с.

234. Архангельский Г.В. Динамический анализ и синтез вариаторных приводов: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение / Г.В. Архангельский – Одесса, 1996 – 29 с.

235. Костогрыз А.П. Синтез подшипников скольжения с управляемыми несущими зонами: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / А.П. Костогрыз – Харьков, 1994 – 32 с.

236. Туаев М.В. Теория и синтез триерных машин с гибкими рабочими органами: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.01 – механизация сельскохозяйственного производства; 05.20.04 – сельскохозяйственные и гидромелиоративные машины / М.В. Туаев – Москва, 1995 – 44 с.

237. Беспмятнова Н.М. Механико–технологические основы синтеза исполнительных структур посевных машин и агрегатов: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.20.01 – механизация сельскохозяйственного производства / Н.М. Беспмятнова – зерноград, 1994 – 41 с.

238. Фалендиш А.П. Розвиток наукових основ визначення характеристик перспективних маневрових тепловозів: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів / А.П. Фалендиш – Харків, 2006 – 41 с.

239. Рябчиков М.Л. Основи теорії розрахунку та конструювання рідинонаповнених валів: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / М.Л. Рябчиков – Харків, 2004 – 32 с.

240. Подленко О.Н. Параметрический синтез формообразующих систем станков на базе механизмов с параллельной кинематикой: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.03.01 – технологии и оборудование механической и физико–технической обработки / О.Н. Подленко – Комсомольск – на – Амуре, 2005. – 19 с.

241. Полуян А.В. Параметричний синтез енергоощадного багатомасового ланцюгового привода: автореферат дис. канд. техн. наук: спец.

05.02.02 – машинознание / А.В. Полуян – Львів, 2015 – 24 с.

242. Шульженко А.А. Анализ и синтез устройств обогрева узлов машин: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин / А.А. Шульженко – Москва, 2011 – 24 с.

243. Соломин В.Ю. Кинематический синтез плоских рычажных механизмов третьего класса с выстоями выходного звена в крайних положениях по заданной циклограмме: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.18 – теория машин и механизмов / В.Ю. Соломин – Омск, 1998 – 16 с.

244. Пашин А.А. Синтез асинфазных многопоточных зубчатых передач для ресурсосберегающих силовых приводов машин: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин / А.А. Пашин – Тула, 2011 – 40 с.

245. Ковальский В.Ф. Системный анализ и синтез статических и динамических параметров гидрообъемного привода скребковой цепи щетноочистительных машин: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин / В.Ф. Ковальский – Москва, 2005 – 43 с.

246. Исаков В.С. Принципы построения и синтез функциональных механизмов строительных, подъемно–транспортных и горных машин с напряженными замкнутыми кинематическими контурами: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.05.04 – дорожные, строительные и подъемно–транспортные машины; 05.05.06 – горные машины / В.С. Исаков – Новочеркасск, 2006 – 44 с.

247. Инюшин А.А. Синтез привода шпинделей роторных технологических машин для нарезания резьб: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.03.01 – процессы механической и физико–технической обработки, станки и инструмент / А.А. Инюшин – Тула, 1995 – 19 с.

248. Ал–Дваири А.Ф. Исследование и автоматизированный синтез многозвенных плоских рычажных механизмов высокоскоростных гребнечесальных машин: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.13 – машины и агрегаты легкой промышленности / А.Ф. Ал–Дваири – С.–Пб., 1994 –

18 с.

249. Абдукаримов А. Анализ и синтез передаточных механизмов валковых машин с переменным расстоянием рабочих валов: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.18 – теория механизмов и машин / А. Абдукаримов – Ташкент, 1995 – 18 с.

250. Опейко А.Ф. Моделирование и синтез управляемой подвески многоопорных машин: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.05.03 – автомобили и тракторы / А.Ф. Опейко – Минск, 1993 – 35 с.

251. Кузнецов Ю.Н. Теория технических систем / Ю.Н. Кузнецов, Ю.К. Новоселов, И.В. Луцив. – Севастополь: СевНТУ, 2010. – 242 с.

252. Лермантов В. Муфта // Энциклопедический словарь Ф.А. Брокгауза и И.А. Ефрона. – СПб., 1897. – Т. 39. – С. 243–244.

253. Добровольский В.А. Детали машин. Теория, конструкции и расчеты / В.А. Добровольский. – М.–Л.: Государственное изд-во науч.–техн. литературы, 1939. – 656 с.

254. Тепинкичиев В.К. Исследования кулачковых предохранительных муфт / В.К. Тепинкичиев // Станки и инструмент. – 1950. – №. 10. – С. 24–28.

255. Решетов Д.Н., Лопаткин М.Г. Динамические нагрузки в приводе с кулачковой предохранительной муфтой // Известия вузов. Машиностроение. – 1967. – № 2. – С. 39 – 43.

256. Дубыняк С.А. Динамика приводов с кулачковыми предохранительными муфтами / С.А. Дубыняк, Б.М. Гевко, Н.Ф. Рачинец Сб. Научные труды УСХА. – Киев.– 1975. – С.115–119.

257. Похилюк С.А. Исследование и разработка рекомендации на методы расчетов предохранительных кулачковых муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / С.А. Похилюк. – Одесса, 1977. – 17 с.

258. Нагорняк С.Г. Разработка и исследование новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / С.Г. Нагорняк. – К., 1977. – 21 с.

259. Анилович В.Я., Манчинский Ю.А. Оптимизация параметров кулачковой предохранительной муфты // Вестник машиностроения. – 1978. – № 12. – С. 13–16.

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

261. Нагорняк С.Г., Романець А.А. Синтез форм ступиць кулачкових запобіжних муфт з радіально підпружиненим елементами // Вісн. ТДТУ імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТДТУ, 1999. – Т. 4, № 3. – С. 156–160.

262. Нагорняк С.Г., Романець А.А. Синтез кулачкових запобіжних муфт з центральним підтиском // Вісн. ТДТУ імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТДТУ, 1999. – Т. 4, № 4. – С. 108–111.

263. Мальцев В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода / В.Ф. Мальцев. – М.: Машиностроение, 1968. – 416 с.

264. Пилипенко М.Н. Механизмы свободного хода / М.Н. Пилипенко. – М.: Машиностроение, 1966. – 287 с.

265. Малащенко В.О. Кулькові механізми вільного ходу / В.О. Малащенко, П.М. Гащук, О.І. Сороківський, В.В. Малащенко. – Львів: Новий Світ–2000, 2012. – 212 с.

266. Бица Р.О. Обґрунтування характеристик токарних кулачкових патронів з адаптивними затискними елементами: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.03.01 – процеси механічної обробки, металорізальні верстати та інструменти / Р.О. Бица – Тернопіль, 2017 – 21 с.

267. Настасенко В.А. Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений / В.А. Настасенко. – Херсон: Айлант, 2015. – 100 с.

268. Хамуйєла Т.О. Синтез машинних лещат з покращеними пружно–силовими характеристиками для металорізальних верстатів: автореферат дис. докт. техн. наук: спец. 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти / Т.О. Хамуйєла – Кіровоград, 2008 – 20 с.

269. Хамуйєла Ж.А.Г. Генетико–морфологический синтез зажимных патронов: дис. докт. техн. наук: спец. 05.03.01 – процессы механической

обработки, станки и инструмент / Ж.А.Г. Хамуйела – К., 2017 – 379 с.

270. Кузнецов Ю.М. Передумови генетично–морфологічного синтезу електромеханічних приводів затискних механізмів, що обертаються / Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний // Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування : збірник наукових праць. – 2015. – № 3(75). – С. 48–55.

271. Бабій М.В. Обґрунтування параметрів відрізних різців з бічною установкою багатогранних непереточуваних пластин: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.03.01 – процеси механічної обробки, металорізальні верстати та інструменти / М.В. Бабій – Тернопіль, 2013 – 21 с.

272. Дахно О.О. Підвищення ефективності одноківшевого гідравлічного екскаватора створенням телескопічного робочого обладнання: дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт / О.О. Дахно – Дніпро, 2016 – 225 с.

273. Семенюк В.Ф. Системная модель модульного проектирования ограничительных механизмов с учетом основных качественных характеристик / В.Ф. Семенюк, И.И. Брошак // Приводы и компоненты машин. – М.: ООО НПП «Подъемтранссервис». – 2014. – № 2-3. – С. 10-14.

274. Проценко В.О. Уточнення класифікації муфт з металевими пружними елементами / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2016», (м. Херсон, 22–23 вересня 2016 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2016. – С. 113–114.

275. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 106044. Муфта з тангенціальним розташуванням торцевих канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201510868 від 06.11.2015, опубл. 11.04.2016, Бюл. №7.

276. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 128706. Муфта. Патентовласник: Національний університет «Львівська політехніка». Авт.: Проценко В.О., Малащенко В.О., заявка u201800795 від 29.01.2018, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19.



277. Патент на корисну модель МПК F 16 D 3/00, № 70587. Реверсивна пружна муфта з торцевою установкою канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Настасенко В.О., заявка u 201109357 від 26.07.2011, опубл. 25.06.2012, Бюл. №12.

278. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 98801. Пружно-компенсуюча муфта з торцевою установкою канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Настасенко В.О., заявка u201411818 від 31.10.2014, опубл. 12.05.2015, Бюл. №9.

279. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // F16D 3/78 // F16G 11/02, № 114442. Муфта з проміжним диском та хордальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609183 від 01.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

280. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // F16D 3/78 // F16G 11/02, № 114441. Муфта з проміжним диском та тангенціальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609182 від 01.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

281. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 128690. Муфта з торцевими канатними ланками тангенціального розташування та проміжним диском. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Малащенко В.О., заявка u201712776 від 22.12.2017, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19.

282. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 114484. Муфта з проміжним валом та хордальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609431 від 12.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

283. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 114483. Муфта з проміжним валом та тангенціальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609426 від 12.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

284. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 128691. Муфта з торцевими канатними ланками тангенціального розташування та проміжним валом. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Малащенко В.О., Клементьєва О.Ю. заявка u201712777 від 22.12.2017, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19.

285. Кузнєцов Ю.М. Прогнозування розвитку технічних систем / Ю.М. Кузнєцов, Р.А. Склярів. – К.: ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗИС», 2004. – 323 с.

286. Проценко В.О. Основні технічні протиріччя при проектуванні муфт з канатними пружними елементами / В.О. Проценко // Матеріали Міжнародної наук.–техн. конф. «Суднова енергетика: стан та проблеми», (м. Миколаїв, 12–13 листопада 2015 р.). – Миколаїв: НУК, 2015. – С. 203 –207.

287. Чаюн И.М. Сопротивление материалов / И.М. Чаюн. – Одесса: Изд-во «Optimum», 2013. – 376 с.

288. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів / В.І. Шваб'юк. – К.: Знання, 2016. – 398 с.

289. Проценко В.О. Керування зведеною жорсткістю сталевого каната як спосіб синтезу ефективних пружно–демпфуючих ланок машин / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2014», (м. Херсон, 01–03 жовтня 2014 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2014. – С. 180–185.

290. Проценко В.О. Морфологічні основи синтезу структури пружно–демпфувальних ланок машин змінної жорсткості з канатними елементами / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів–механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2015. – С. 72–73.

291. Проценко В.О. Морфологічні основи структурного синтезу пружних ланок машин змінної жорсткості з металевими елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. –

Херсон: ХДМА. – 2015. – № 2(13) – С. 245 – 254.

292. Проценко В.О. Системно–морфологічний синтез нових способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин / В.О. Проценко // Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті '2016. Матеріали восьмої Міжнародної наук.–практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонської державної морського академії, 2016 – С. 370–372.

293. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 114355. Нелінійна пружна муфта з аксіальними пружними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608438 від 01.08.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

294. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 3/16, № 114359. Відцентрова муфта з обертовими пружними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608479 від 01.08.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

295. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 114440. Відцентрова муфта із закручуваними стрижнями. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201609180 від 01.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

296. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 113722. Відцентрова муфта з радіально рухомими пружними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608480 від 01.08.2016, опубл. 10.02.2017, Бюл. №3.

297. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 113721. Відцентрова муфта з механічним зворотним зв'язком. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608478 від 01.08.2016, опубл. 10.02.2017, Бюл. №3.

298. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 113720. Відцентрова муфта із закручуваними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201608477 від 01.08.2016, опубл. 10.02.2017, Бюл. №3.

299. Патент на винахід МПК F16D 3/56 // F16D 3/16, № 115159. Пружна муфта з аксіальними канатами та механічним зворотнім зв'язком. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Вавелюк Ю.А. заявка а201507213 від 17.07.2017, опубл. 25.09.2017, Бюл. №18.

300. Патент на корисну модель МПК F 16 D 3/56 // F 16 D 3/70, № 91882. Відцентрова пружна муфта з радіальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О. заявка u 201312246 від 21.10.2013, опубл. 25.07.2014, Бюл. №14.

301. Патент на корисну модель МПК F16D 3/56, F16D 3/70 № 97153. Відцентрова пружно–компенсуюча муфта з радіальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О. заявка u201403484 від 04.04.2014, опубл. 10.03.2015, Бюл. №5 5.

302. Патент на корисну модель МПК F16D 3/56, F16D 3/70, № 97154. Відцентрова муфта з радіальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201403485 від 04.04.2014, опубл. 10.03.2015, Бюл. №5 5.

303. Патент на винахід МПК F16F 7/14 // F16F 1/00 // F16F 15/04 // F16G 9/00 // F16G 11/00 // B66C 1/12, № 114561. Пружний елемент стиску. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., Авраменко О.М. заявка а201510869 від 06.11.2015, опубл. 26.06.2017, Бюл. №12.

304. Патент на винахід МПК F 16 F 7/14 // F 16 F 15/02 // B 16 C 1/34, № 112578. Амортизаційно–поглинаючий пристрій. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., Клементьєва О.Ю. заявка а 201411819 від 31.10.2014, опубл. 26.09.2016, Бюл. №18.

305. Патент на корисну модель МПК B66C 1/00 // МПК F16F 7/00, № 100462. Пружно–демпфуюча вантажна підвіска. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., Клементьєва О.Ю. заявка u201501181 від 12.02.2015, опубл. 27.07.2015, Бюл.

№14.

306. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16H 3/20, № 121476. Відцентрова навантажувальна канатна муфта. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201705387 від 01.06.2017, опубл. 11.12.2017, Бюл. №23.

307. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16H 3/20, № 121477. Відцентрова навантажувальна канатна муфта з поліспастичним підсиленням. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201705388 від 01.06.2017, опубл. 11.12.2017, Бюл. №23.

308. Проценко В.О. Геометричні та силові параметри муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2015. – №4 – С. 53 –59.

309. Проценко В.О. Зниження навантаженості деталей муфт з торцевими канатами при проектуванні / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті '2016. Матеріали восьмої Міжнародної наук.–практ. конф. – Херсон: Видавництво Херсонської державної морської академії, 2016 – с. 367–369.

310. Проценко В.О. Забезпечення мінімальної навантаженості канатних пружних елементів муфти при проектуванні / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. – №1 (233) – С. 109 –111.

311. Проценко В.О. Силова взаємодія елементів муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя: ЗНТУ. – 2016. – № 1 – С. 110 – 114.

312. Проценко В.О. Геометричні умови існування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування / В.О. Проценко, М.В. Бабій,

О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2015. – № 1(12) – С. 226 – 231.

313. Проценко В.О. Геометричні обмеження при проектуванні муфт з торцевими канатами високої крутильної жорсткості / В.О. Проценко // Матеріали V-тої Всеукраїнської наук.–техн. конф. «Прогресивні технології в машинобудуванні», (м. Львів, 08–12 лютого 2016 р.). – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2016. – С. 116 –119.

314. Protsenko V.A. Mathematical layout model of coupling with tangentially located ropes / V.A. Protsenko, M.V. Babiy, V.A. Nastasenko, O.Yu. Klementieva // Bulletin of the Karaganda University. MATHEMATICS Series. – Karaganda, 2018. – № 1(89). – P. 117–122.

315. Проценко В.О. Моделювання компоновки при розробленні канатних муфт для суднових дизель–генераторів / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–техн. конф. «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство», (м. Херсон, 21–22 вересня 2017 р.). – Херсон: ХДМА, 2017. – С. 94–95.

316. Проценко В.О. Перспективи застосування канатних муфт для підвищення ремонтпридатності суднових дизельних установок / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали міжнар. наук.–техн. конф. «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», (м. Одеса, 23–24 березня 2017 р.). Частина 1. – Одеса: НУ «ОМА», 2017. – С. 133–137.

317. Проценко В.О. Навантажувальна здатність муфт із торцевою установкою канатів різних варіантів розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник національного університету біоресурсів та природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Київ: НУБІП. – 2016. – №240 – С. 357 –364.

318. Проценко В.О. Вплив компоновки на навантажувальну здатність муфт з торцевою установкою канатів / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №1 – С. 66 –76.

319. Проценко В.О. Перспективи застосування муфт з торцевою установкою прямих канатів як пристроїв із нелінійною жорсткістю / В.О. Проценко, А.Ф. Сімагін // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Тем вип.: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – Вип. 40 – С. 127–131.

320. Проценко В.О. Характеристика муфти з торцевими канатами тангенціального розташування у режимах аверсу та реверсу / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 839: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні. – С. 45–51.

321. Проценко В.О. Крутильна жорсткість муфт з торцевим встановленням прямих канатів / В.О. Проценко // Матеріали 3-ї Міжнародної наук.–техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (м. Львів, 7–9 листопада 2012 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2012. – С. 94.

322. Проценко В.О. Характеристики квазінульових муфт з канатними пружними елементами стискання / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПІНТ. – 2016. – №2 – С. 81 – 89.

323. Проценко В.О. Механізм передачі навантаження муфтами з торцевими канатами в умовах радіальної неспіввісності / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПІНТ. – 2016. – №4 – С. 45 – 55.

324. Проценко В.О. Теоретичне оцінювання впливу неспіввісності на роботу канатних муфт / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали 5-ї Міжнародної наук.–техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (м. Львів, 27–28 жовтня 2016 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2016. – С. 131–132.

325. Зинovieв Вяч.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Физматгиз. – 1960. – 431 с.

326. Проценко В.О. Деформації канатів у муфтах від неспіввісності з урахуванням їх закріплення / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково–технічний збірник. – Кропивницький: КНТУ. – 2016. – Вип. 46. – С. 91–99.

327. Проценко В.А. Моделирование работы канатных муфт в условиях несоосности / В.А. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Материалы науч. конф. «Современные проблемы математики, механики и информатики», (г. Караганда, 09–10 декабря 2016 г.). – Караганда: КарГТУ, 2016. – С. 93.

328. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 127319. Муфта канатно–роликова. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201801955 від 26.02.2018, опубл. 25.07.2018, Бюл. №14.

329. Патент на корисну модель МПК F16D 3/50 // 3/70, № 127319. Муфта канатно–роликова з обмежуючими штифтами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201805598 від 21.05.2018, опубл. 12.11.2018, Бюл. №21.

330. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 130101. Муфта канатно–роликова з фіксуючими штифтами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201805586 від 21.05.2018, опубл. 26.11.2018, Бюл. №22.

331. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 127036. Муфта канатно–роликова реверсивна. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201802000 від 26.02.2018, опубл. 10.07.2018, Бюл. №13.

332. Проценко В.О. Аналіз роботи та напрямки удосконалення сполучної муфти гвинтового насоса паливної системи суднової енергетичної установки / В.О. Проценко, О.М. Авраменко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 2(17) – С. 200 – 206.

333. Проценко В.О. Дослідження параметрів канатно–роликової муфти /



В.О. Проценко // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2018. – №1 – С. 55 – 65.

334. Проценко В.О. Забезпечення мінімального навантаження деталей канатно–роlikової муфти при проектуванні / В.О. Проценко, В.В. Івченко // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2018. – №3 – С. 68 – 74.

335. Protsenko V.A. Mathematical modeling of the roller–rope coupling operation in misalignment conditions / V.A. Protsenko, M.V. Babiy, V.A. Nastasenko // Bulletin of the Karaganda University. MATHEMATICS Series. – Karaganda, 2018. – № 2(90). – P. 143–149.

336. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

337. Проценко В.О. Вплив конструктивних параметрів канатно–роlikової муфти на її роботу в умовах радіальної неспіввісності / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2018. – №6, Том 2 (267) – С. 12 – 18.

338. Ковальський Б.С. Потери на блоках канатних полиспастов / Б.С. Ковальський // Вестник машиностроения. – 1965. – №10 – С. 34 – 37.

339. Машины и стенды для испытаний деталей / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 343 с.

340. Паспорт на прибор для изучения работы планетарного редуктора типа ДП–5К. – Л.: Издательство ЛКИ, 1981. – 12 с.

341. Бегун П.И. Прикладная механика / П.И. Бегун, О.П. Кормилицын. – СПб.: Политехника, 2012. – 465 с.

342. Комаров М.С. Основы научных исследований / М.С. Комаров. – Львов: Высшая школа, 1982. – 128 с.

343. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л.З. Румшинский. – М.: Наука, 1971. – 192 с.

344. Кострицкий В.Г. и др. Контрольно–измерительные инструменты и приборы в машиностроении: Справочник / В.Г. Кострицкий, В.Г. Кострицкий,

А.И. Кузьмин. – К.: Техніка, 1986. – 135 с.

345. Проценко В.О. Нова конструкція пружно–запобіжної муфти з торцевою установою прямих канатів / В.О. Проценко, М.В. Бідуля, Д.В. Ковальчук, І.А. Плечій // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2015», (м. Херсон, 24–25 вересня 2015 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2015. – С. 38–40.

346. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 43/00, № 106426. Пружно–запобіжна муфта з торцевою установкою прямих канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Плечій І.А., заявка u201510570 від 29.10.2015, опубл. 25.04.2016, Бюл. №8.

347. Проценко В.О. Механізм спрацьовування запобіжної муфти з хордальними канатами / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Тринадцятий міжнародний симпозиум українських інженерів–механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 142–143.

348. Проценко В.О. Швидкодія запобіжної муфти з канатами хордального розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ. – 2016. – Вип. 35. – С. 66–73.

349. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 43/00, № 114482. Пружно–запобіжна муфта з тангенціальними канатами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201609425 від 12.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

350. Проценко В.О. Динаміка спрацьовування запобіжних канатних муфт для захисту машин від експлуатаційних перевантажень / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Всеукраїнської наук.–техн. конф. «Обладнання та технології промислового комплексу», (м. Тернопіль, 11–12 травня 2017 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2017. – С. 143–144.

351. Проценко В.О. Обґрунтування параметрів запобіжних канатних муфт для захисту машин від експлуатаційних перевантажень / В.О. Проценко,

О.Ю. Клементьева // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2017. – №1 (245) – С. 28 – 33.

352. Проценко В.О. Аналіз відмов та напрямки удосконалення відцентрових муфт сепараторів суднових енергетичних установок / В.О. Проценко, Л.К. Самойленко, М.В. Бабій // Підйомно–транспортна техніка. Науково–технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №3 – С. 59 – 71.

353. Патент на корисну модель МПК F16D 51/00, № 114592. Відцентрове гальмо з канатними елементами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201610007 від 30.09.2016, опубл. 10.03.2017, Бюл. №5.

354. Проценко В.О. Структурні та силові параметри відцентрових муфт і гальм із конічними фрикційними поверхнями та канатними елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2016. – № 1(14) – С. 228 – 237.

355. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 117871. Відцентрова профільна запобіжна канатна муфта. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201701081 від 06.02.2017, опубл. 10.07.2017, Бюл. №13.

356. Проценко В.О. Підвищення експлуатаційної безвідмовності профільних запобіжних муфт модифікацією їх структури / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьева // Вісник Херсонського національного технічного університету. – Херсон: ХНТУ. – 2017. – № 1 (60) – С. 67 – 71.

357. Проценко В.О. Конструктивно–силові параметри фрикційної відцентрової муфти з канатними елементами / В.О. Проценко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. – №5 (241) – С. 24 – 27.

358. Малащенко В.О. Дослідження точності фрикційних відцентрових муфт з канатними ланками / В.О. Малащенко, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – №

2(17) – С. 161 – 169.

359. Проценко В.А. Определение коэффициента точности фрикционной центробежной муфты с канатными звеньями / В.А. Проценко, В.А. Малащенко // Приводная техника и компоненты машин: сб. трудов 4-го Московского Междунар. симпозиума / ред.–сост.: Ивашков Н.И., Бозров В.М. – М.: РОСПТО – ИМАШ, 2018. – С. 138 – 142.

360. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков / В.К. Тепинкичиев. – М. Машиностроение, 1968. – 112 с.

361. Паламаренко А.З. Исследование процесса выключения предохранительных фрикционных муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.161 – машиноведение и детали машин / А.З. Паламаренко. – К., 1969. – 23 с.

362. Афанасьев М.К. Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.161 – машиноведение и детали машин / М.К. Афанасьев. – К., 1971. – 22 с.

363. Петриченко В.А. Разработка и исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / В.А. Петриченко. – К., 1982. – 16 с.

364. Проценко В.О. Конструктивно–силові параметри профільної відцентрової запобіжної муфти з канатними елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник НЛТУ України. – Львів: НЛТУ України. – 2017. – Вип. 27.1 – С. 164 – 167.

365. Проценко В.О. Вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів запобіжної профільної муфти на її характеристики / В.О. Проценко // Технічні науки та технології. – Чернігів: ЧНТУ. – 2017. – № 1 (7) – С. 9 – 15.

366. Луценко В.Е. Исследование шариковых предохранительных муфт привода подач фрезерных станков: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.03.01 – металлорежущие станки и автоматические линии / В.Е. Луценко. – Ростов–на–Дону, 1975. – 25 с.

367. Дубинец В.И. Исследование некоторых характеристик фрикционного узла шариковых муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / В.И. Дубинец. – К., 1976. – 23 с.

368. Дубинец А.И. Повышение компенсирующих возможностей приборных шариковых предохранительных муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / А.И. Дубинец. – Одесса, 1987. – 15 с.

369. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально–эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / Р.Б. Гевко. – Львов, 1990. – 17 с.

370. Буряк М.В. Обґрунтування параметрів низько динамічних кулькових запобіжних муфт: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство / М.В. Буряк. – Хмельницький, 2004. – 20 с.

371. Павх І.І. Обґрунтування параметрів сепараторних стрічкових транспортерів бурякозбиральних машин: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 – сільськогосподарські машини / І.І. Павх. – Луцьк, 2000. – 20 с.

372. Кіндрацький Б.І. Структурно–параметричний синтез кулачкової запобіжної муфти / Б.І. Кіндрацький // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2004. – № 396: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 77–86.

373. Матвійчук А.В. Розробка і дослідження дворядних кулькової і кульково–клинової запобіжних муфт коренеклубнезбиральних машин: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.20.04 – сільськогосподарські та меліоративні машини / А.В. Матвійчук. – Тернопіль, 1996. – 20 с.

374. Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05 – піднімально–транспортні машини /

Т.С. Дубиняк. – Тернопіль, 2018. – 22 с.

375. Проценко В.О. Підвищення ремонтпридатності муфт енергетичних установок засобів транспорту застосуванням канатних пружних елементів / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Дніпро: ДНУЗТ. – 2017. – № 2 (68) – С. 9 – 15.

376. Проценко В.О. Підвищення ремонтпридатності насосних агрегатів суднових гідроприводів удосконаленням сполучних муфт / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–техн. конф. «Сучасні технології промислового комплексу», (м. Херсон, 12–17 вересня 2017 р.). – Херсон: ХНТУ, 2017. – С. 188.

377. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 3/70, № 119335. Пружна муфта з торцевими канатами підвищеної ремонтпридатності. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201702316 від 13.03.2017, опубл. 25.09.2017, Бюл. №18.

378. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // B66D 1/34, № 100981. Пристрій для закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201411820 від 31.10.2014, опубл. 25.08.2015, Бюл. №16.

379. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // B66D 1/34 // D07B 7/00, № 123819. Пристрій для шарнірного закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201709244 від 19.09.2017, опубл. 12.03.2018, Бюл. №5.

380. Патент на корисну модель F16D 3/70 // B66D 1/34 // МПК D07B 7/00, № 122790. Пристрій для закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201707976 від 31.07.2017, опубл. 25.01.2018, Бюл. №2.

381. Патент на корисну модель МПК F16G 11/00 // F16D 3/70 // B66D 1/34, № 128721. Пристрій для закріплення каната з рухомою втулкою.

Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201801967 від 26.02.2018, опубл. 10.10.2018, Бюл. №19.

382. Патент на корисну модель МПК F16G 11/00 // B66D 1/34 // D07B 7/02, № 124104. Пристрій для дослідження закріплення каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201708991 від 11.09.2017, опубл. 26.03.2018, Бюл. №6.

383. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70 // B66D 1/34 // D07B 7/00, № 123818. Пристрій для дослідження затиску каната. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201709241 від 19.09.2017, опубл. 12.03.2018, Бюл. №5.

384. Основы научных исследований / В.И. Крутов, И.М. Грушко, В.В. Попов и др. – М.: Высшая школа, 1989. – 400 с.

385. Недорезков Е.К. Основные алгоритмы обработки результатов физического эксперимента в кратком изложении. – Горно–Алтайск: ГАГУ, 2011. – 24 с.

386. Сергеев А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация / А.Г. Сергеев, В.В. Терегеря. – М.: "Юрайт", 2011. – 820 с.

387. Тейлор Дж. Введение в теорию ошибок / Дж. Тейлор – М.: Мир, 1985. – 282 с.

388. Проценко В.О. Дослідження закріплення канатів затискними елементами муфт / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 838: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 84 – 92.

389. Проценко В.О. Особливості роботи затискних елементів канатних муфт / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, О.Ю. Клементьєва // Матеріали Міжнародної наук.–практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування '2016», (м. Херсон, 22–23 вересня 2016 р.). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2016. – С. 111–112.

390. Рубашкин А.Г. Лабораторно–практические работы по технической механике / А.Г. Рубашкин, Д.В. Чернилевский. – М.: Высшая школа, 1975. –

253 с.

391. Детали машин / Н.А. Бильдюк, С.И. Каратушин, Г.Д. Малышев и др. / Под. общ. ред. В.Н. Ражикова. – СПб.: Политехника, 2015. – 695 с.

392. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.

393. Дарков А.В. Сопротивление материалов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М.: Высшая школа, 1969. – 734 с.

394. Лехницкий С.Г. Кручение анизотропных и неоднородных стержней / С.Г. Лехницкий. – М.: Наука, 1971. – 240 с.

395. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 365 с.

396. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А.И. Якушев, Р.Х. Мустаев, Р.Р. Мавлютов. – М.: Машиностроение, 1979. – 215 с.

397. Проценко В.О. Розрахунок пальців затискних елементів для закріплення сталевих канатів / В.О. Проценко // Матеріали 6-ї Міжнародної наук.-техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», (м. Львів, 25–26 жовтня 2018 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2018. – С. 163–165.

398. Проценко В.О. Уточнення підходу до розрахунку затискних елементів муфт з канатними ланками розтягу / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 1(16) – С. 185 – 191.

399. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

400. Левина З.М. Контактная жесткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.

401. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский. – К.: Вища школа, 1985. – 518 с.

402. Иосилевич Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.



403. Проценко В.О. Особливості вибору посадок та розрахунку міцності деталей пристроїв для закріплення сталевих канатів / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2018. – № 1(18) – С. 146 – 154.

404. Иванов А.С. Контактная жесткость неподвижных соединений деталей машин: автореферат дис. докт. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин; 01.02.06 – динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры / А.С. Иванов. – М., 2006. – 32 с.

405. Ермолаев М.М. Разработка методов расчета неподвижных соединений деталей машин с учетом податливости контактного слоя: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин / М.М. Ермолаев. – М., 2015. – 16 с.

406. Иванов А.С. Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка / Иванов А.С. // Вестник машиностроения. – 2007. – № 7. – С. 34–37.

407. Иванов А.С. Учет контактной податливости стыка при расчете резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом / А.С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2003. – № 6. – С. 31 – 34.

408. Иванов А.С. Расчет и конструирование одноболтового резьбового соединения, нагруженного отрывающей силой и опрокидывающим моментом / А.С. Иванов // Вестник машиностроения. – 2003. – № 8. – С. 52 – 54.

409. Малащенко В.О. Деталі машин і підйомно–транспортне обладнання / В.О. Малащенко, В.М. Стрілець, Я.М. Новіцький, О.Р. Стрілець. – Рівне: НУВГП, 2017. – 347 с.

410. Малащенко В.О. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків / В.О. Малащенко, В.Т. Павлице. – Львів: Новий Світ – 2000, 2013. – 136 с.

## *ДОДАТКИ*

### Додаток А.

## Основні конструкції та відмови пружно–компенсуючих муфт (на прикладі суднових енергетичних установок)

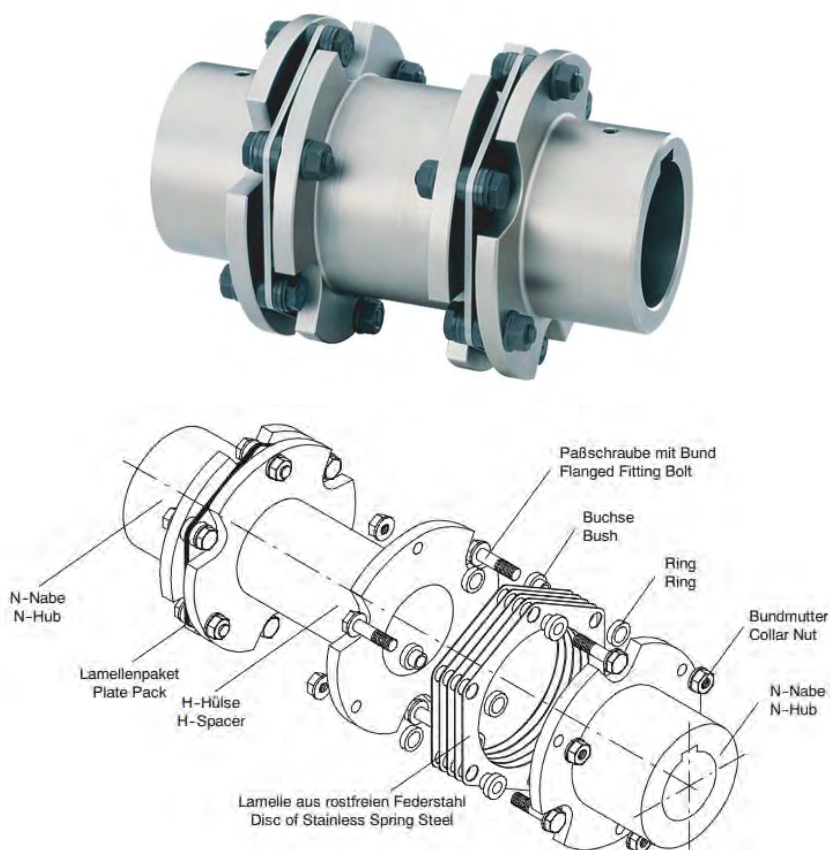


Рисунок А.1 – Загальний вид здвоєної пластинчастої муфти  
Аррех фірми Flender повітряного компресора

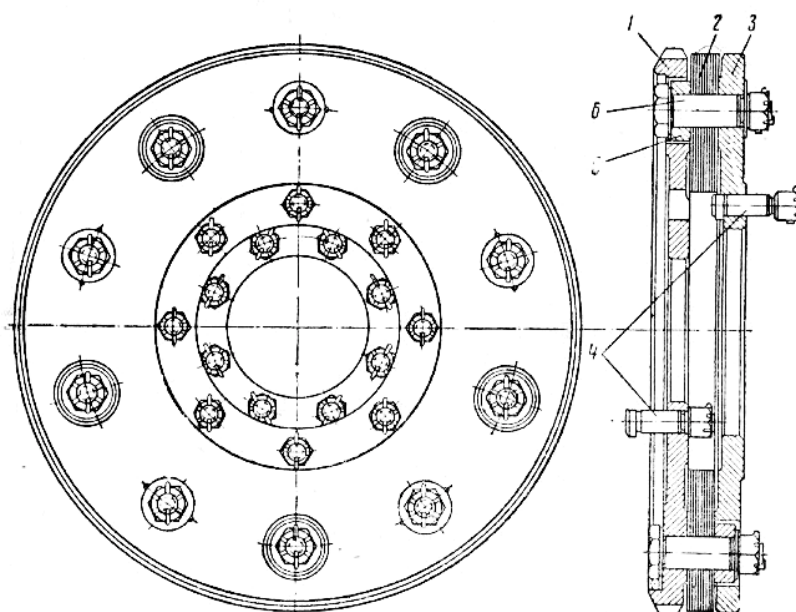


Рисунок А.2 – Конструкція багатодискової пластинчастої муфти дизель–  
генератора

Таблиця А.1 – Основні відмови пластинчастих муфт та їх причини

Найменування відмови / причина відмови	Фото зруйнованого елемента	
1	2	
<p>Найменування: Руйнування дисків поблизу втулок чи отворів під кріпильні болти</p> <p>Причина: перевищення допустимої радіальної неспіввісності</p>		
<p>Найменування: Руйнування дисків в середній частині</p> <p>Причина: Перевищення допустимої кутової чи осьової неспіввісності, перевантаження муфти</p>		
<p>Найменування: Деформації болтів, руйнування маточини</p> <p>Причина: перевантаження</p>		

Продовження табл. А.1.

1	2	
<p>Найменування: Руйнування болтів, в результаті скручування чи втомного руйнування Причина: Перевищення моменту затягування в результаті застосування ударних гайковертів чи неконтрольованого затягування</p>		
<p>Найменування: знос болтів по діаметру Причина: недостатнє затягування болтів і зношення їх пружними дисками</p>		

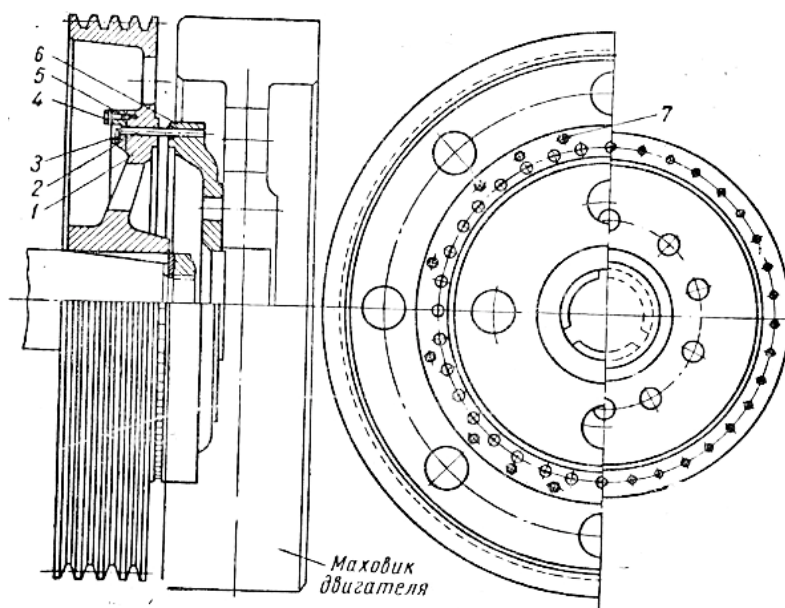


Рисунок А.3 – Конструкція муфти з пружними стрижнями пропульсивної установки



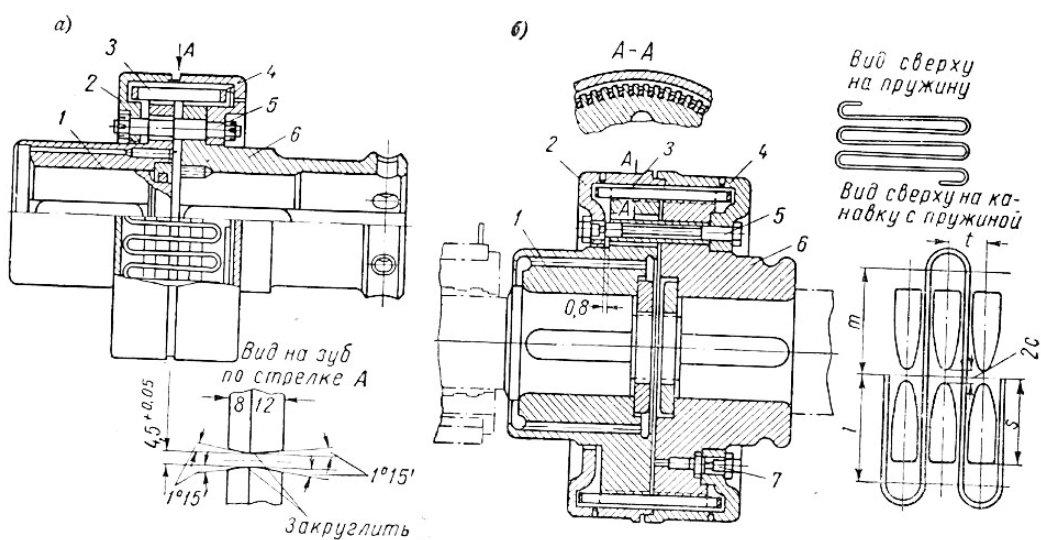


Рисунок А.4 – Конструкція муфти зі змієподібною пружиною

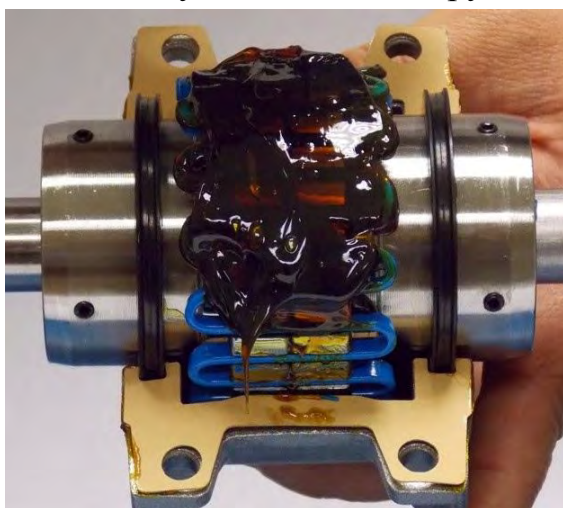


Рисунок А.5 – Муфти зі змієподібною пружиною з розрізом кошуа в площині валів та перпендикулярній до неї



Рисунок А.6 – Зруйнована змієподібна пружина пружної муфти



Рисунок А.7 – Результ зношування елементів муфти зі змієподібною пружиною

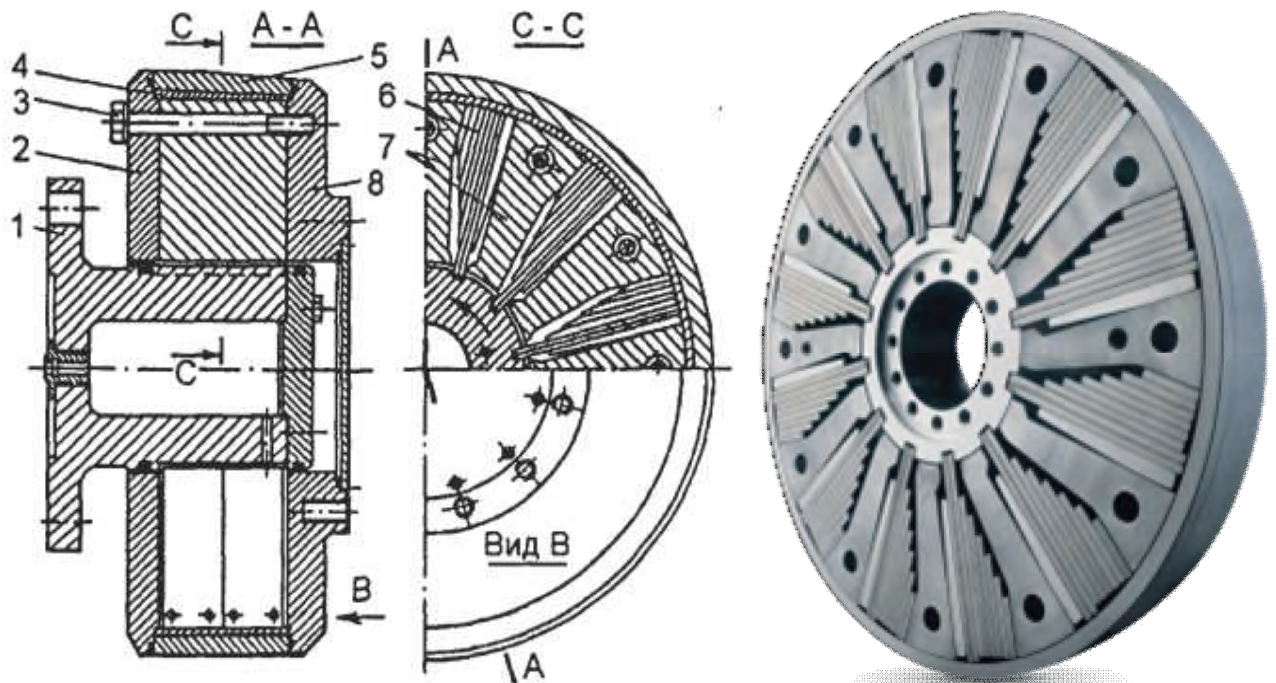


Рисунок А.8 – Конструкція та загальний вид муфти типу «Гейслінгер»



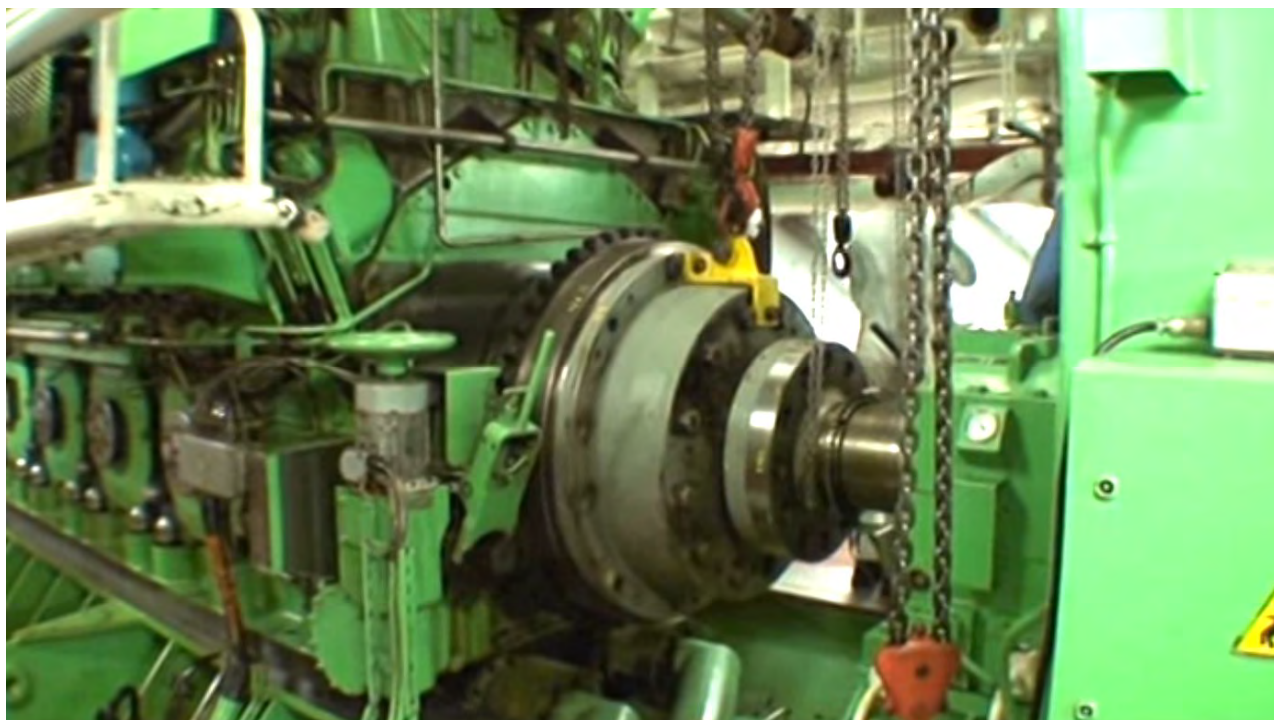


Рисунок А.9 – Муфта «Гейслінгер» дизель-редукторного агрегату з двигуном Sulzer 12ZAV40S (7200 кВт, 500 об/хв, 137,5 кНм)



Рисунок А.10 – Муфти втулково-пальцеві зі втулками гофрованими та бочкоподібною форми



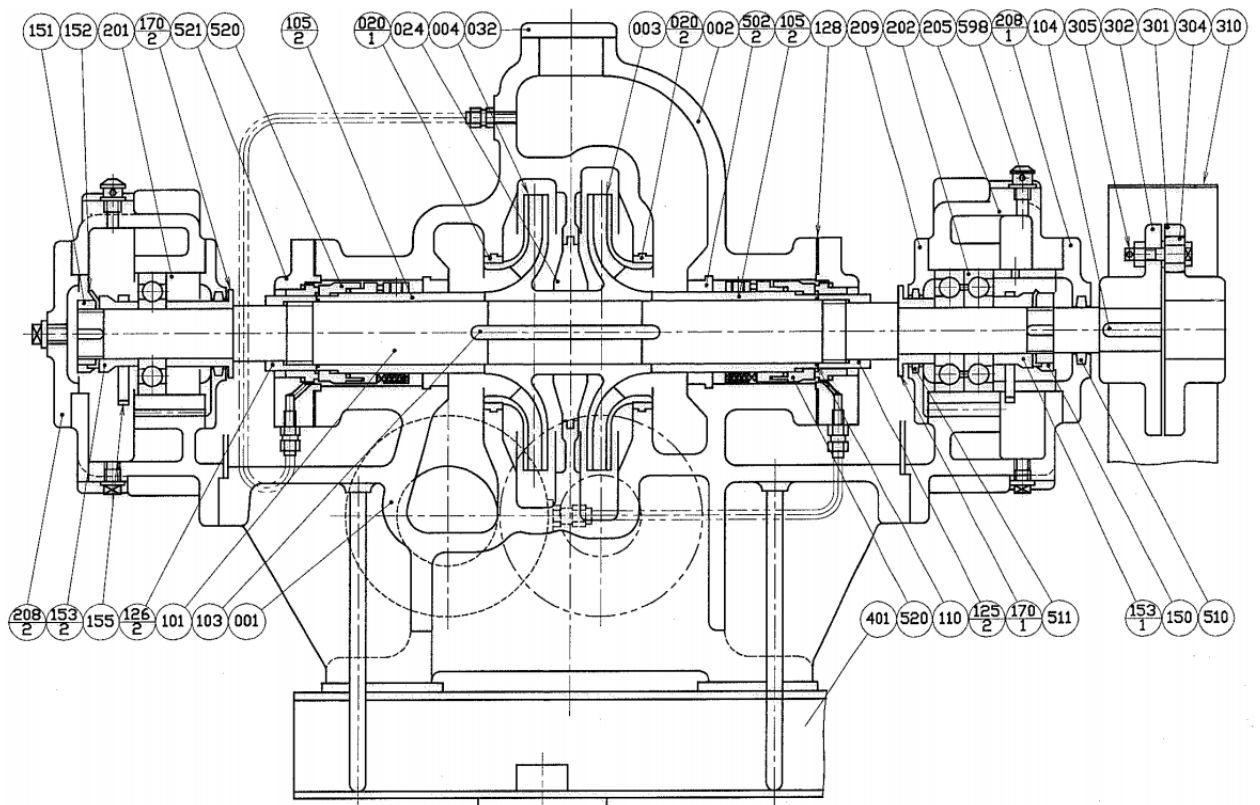


Рисунок А.11 – Насос Hyundai 125–2SLm зі втулково–пальцевою муфтою

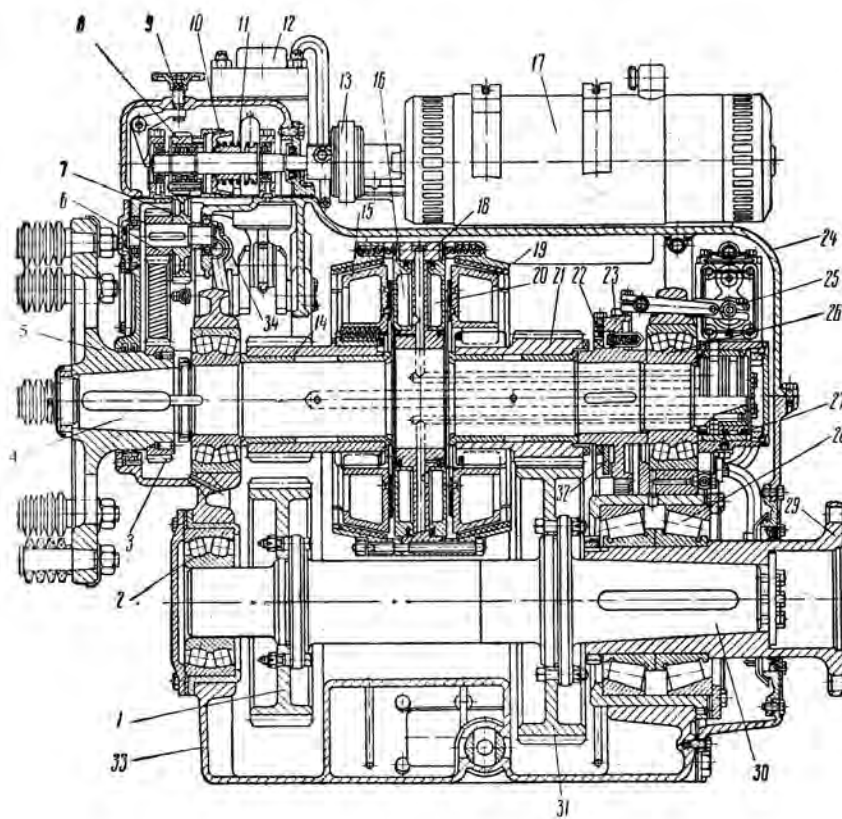


Рисунок А.12 – Реверс–редуктор 25RPI–330 зі встановленою напівмуфтою втулково–пальцевої муфти на вхідному валу

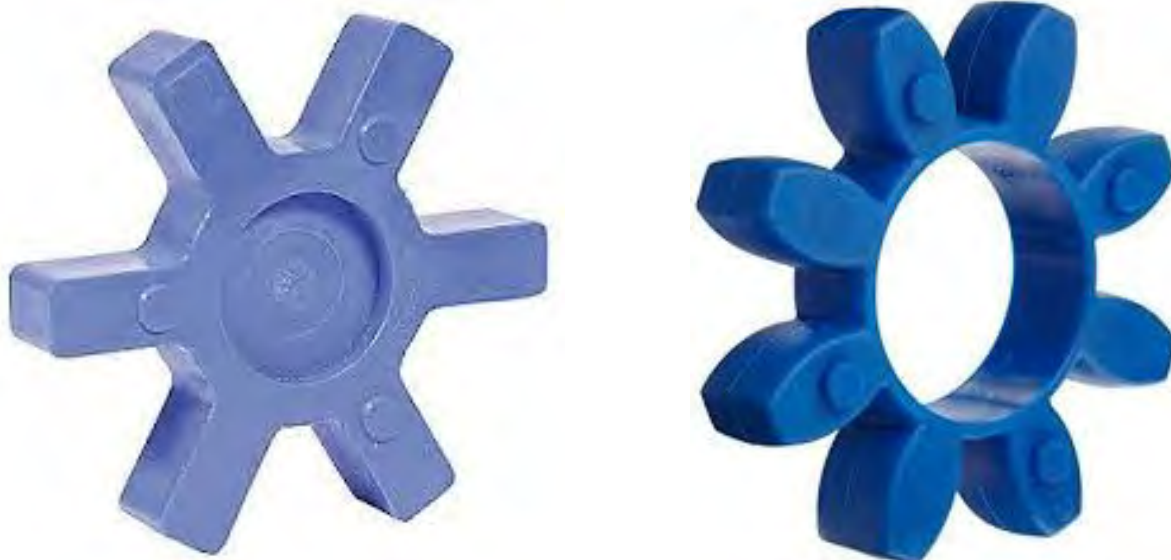


Рисунок А.13 – Пружні зірочки муфт з пелюстками прямого та бочкоподібного профілю

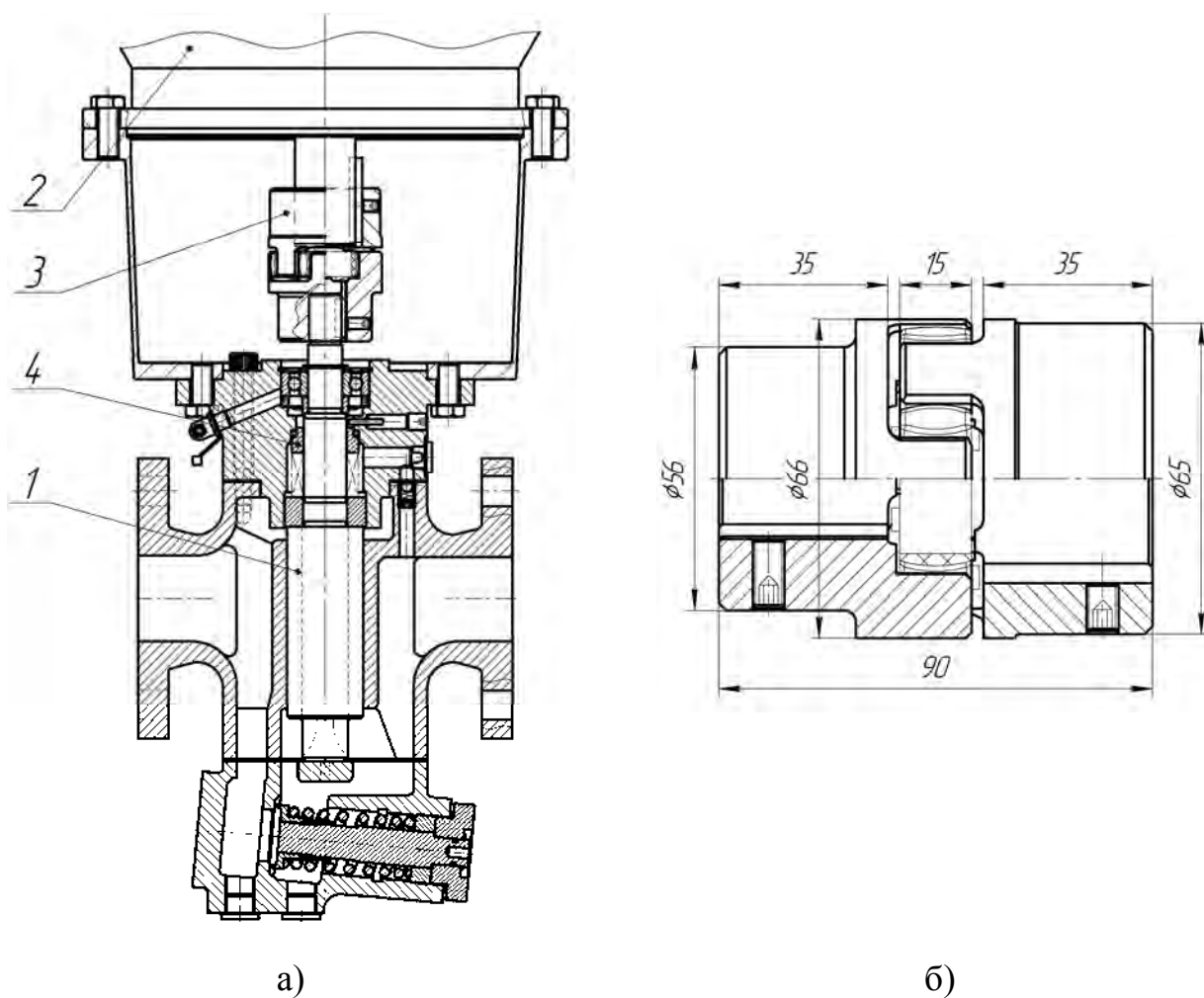


Рисунок А.14 – Розріз (а) гвинтового насоса ІМО АСГ 045N7NVBP та ескіз муфти з пружною зірочкою KTR ROTEX SIZE 28 (б) встановленої в ньому



a)



б)

Рисунок А.15 – Загальний вид нової (а) та зруйнованої (б) зірочки



a)



б)

Рисунок А.16 – Загальний вид зруйнованої веденої напівмуфти при справному (а) та пошкодженому (б) механічному ущільненні вихідного вала насоса



Рисунок А.17 – Загальний вид демонтованих ведучої та веденої напівмуфт зі зруйнованими виступами через їх безпосередній контакт після руйнування пружної зірочки



Таблиця А.2 – Основні відмови муфт з пружною зірочкою та їх причини

Найменування відмови / причина відмови	Фото зруйнованого елемента	
1	2	
Нормальний (рівномірний) знос несівних пелюсток пружної зірочки		
Найменування: Цілковите руйнування несівних пелюсток, руйнування виступів напівмуфт Причина: перевантаження		
Найменування: Нерівномірний знос несівних пелюсток пружної зірочки Причина: Перевищення допустимої кутової чи осьової неспіввідності		

## Продовження таблиці А.2




1	2	
<p>Найменування: Розігрівання та виплавлення несівних пелюсток пружної зірочки</p> <p>Причина: динамічні навантаження приводу та/або перевищення допустимої неспіввісності</p>		
<p>Найменування: Руйнування пружних елементів</p> <p>Причина: результат агресивної дії хімічних речовин несумісних з матеріалом пружної зірочки</p>		



Рисунок А.18 – Брускова муфта турбінної установки

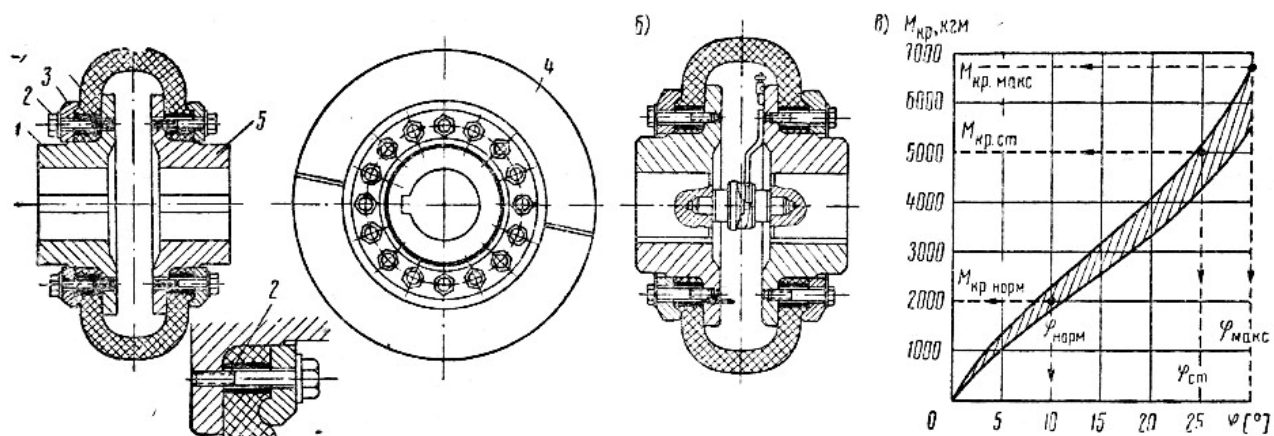


Рисунок А.19 – Конструкції та характеристика муфт з тороподібною оболонкою

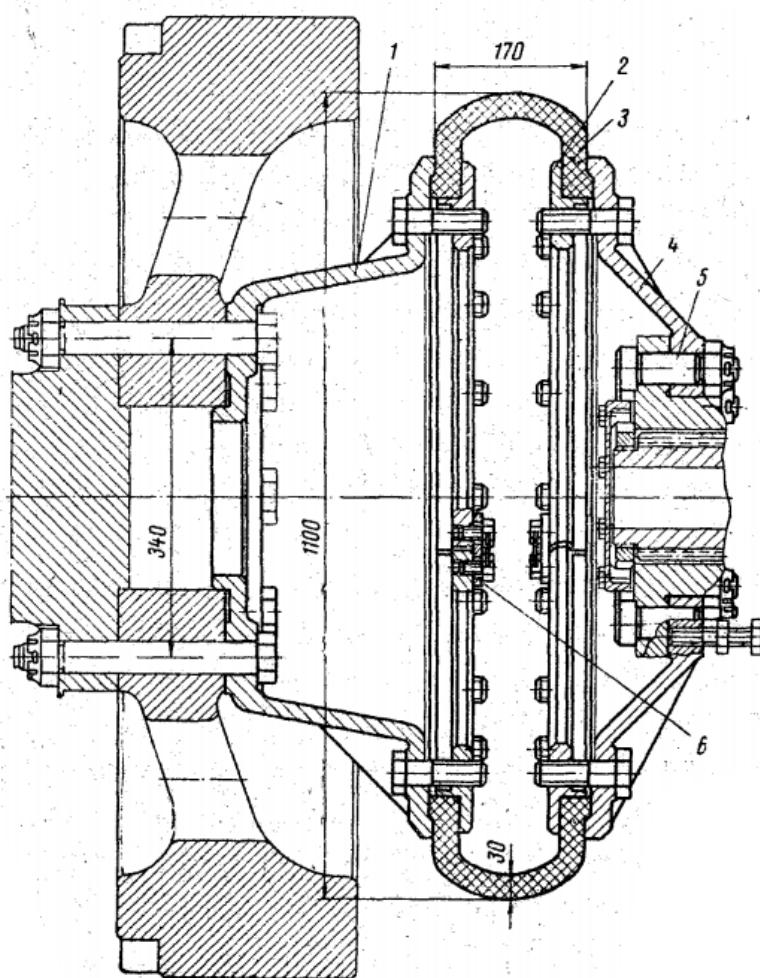


Рисунок А.20 – Конструкція муфти пропульсивної установки з приводом від дизеля Г-70



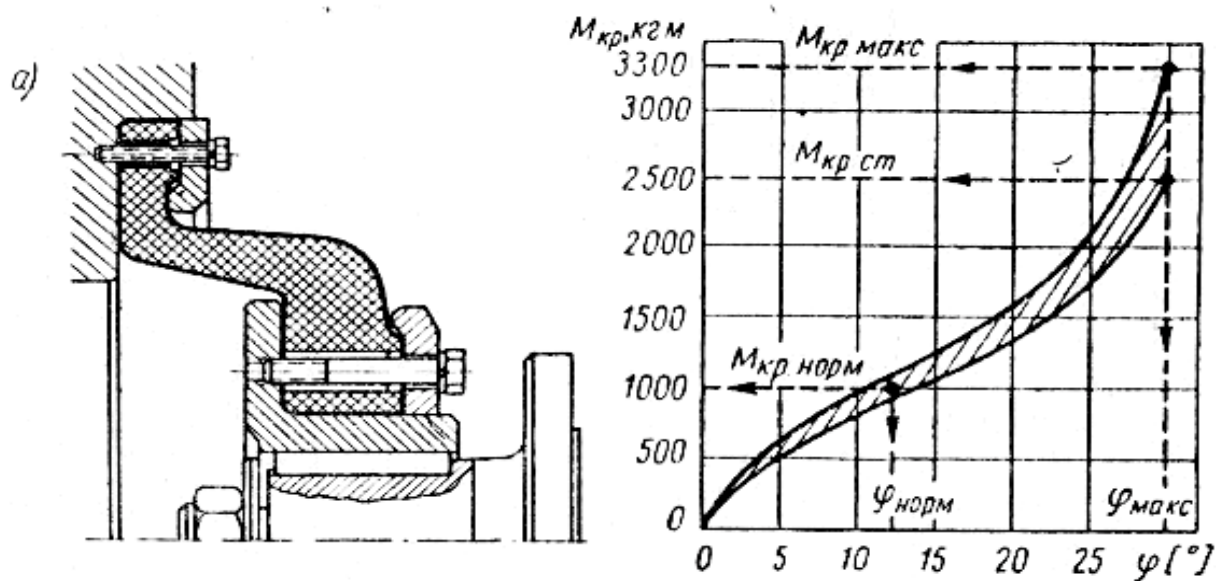


Рисунок А.21 – Конструкція та характеристика муфти з одинарною гумовою профільною мембраною

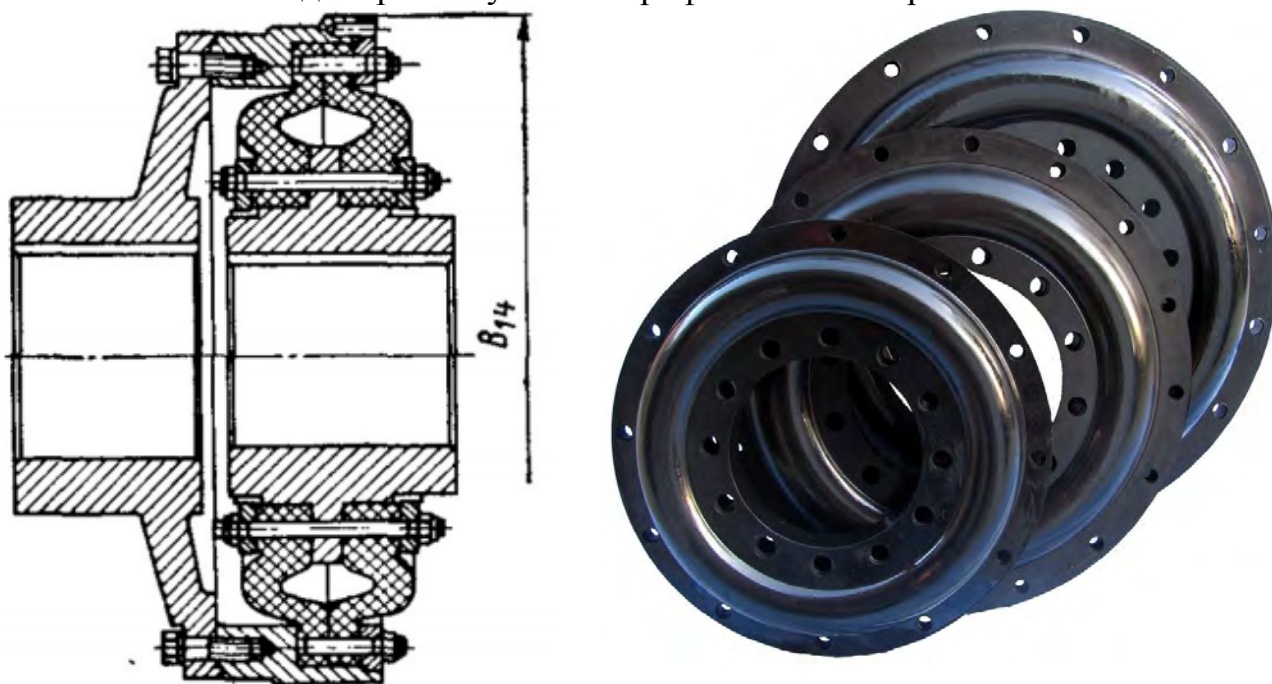


Рисунок А.22 – Конструкція муфти VULKAN типу EZR зі здвоєною мембраною та зовнішній вигляд мембран різних типорозмірів

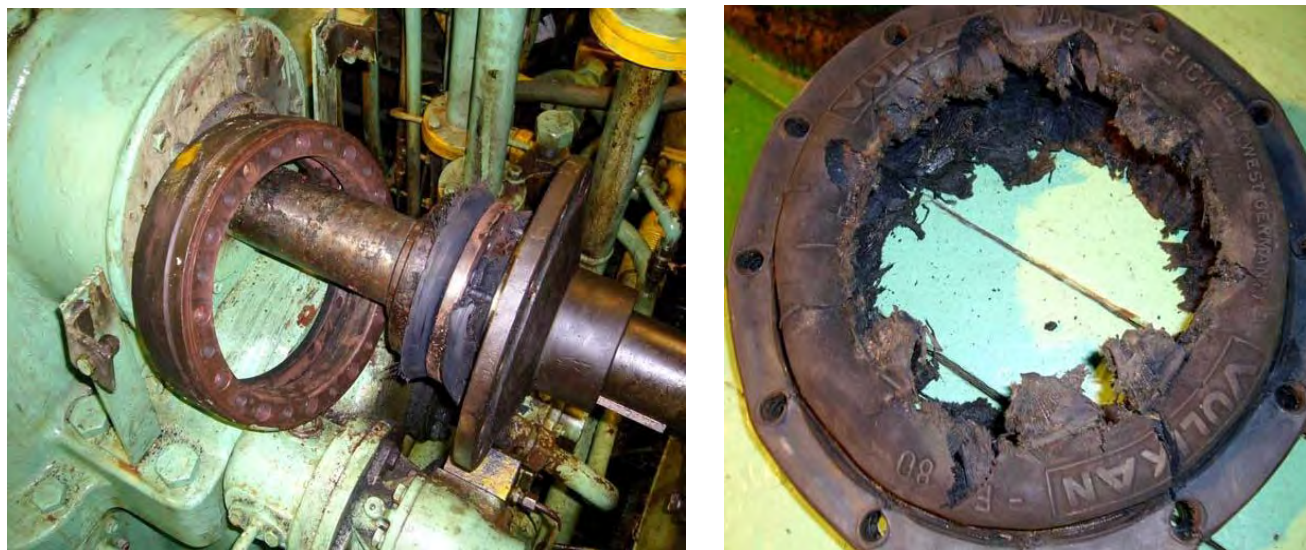


Рисунок А.23 – Муфта VULKAN EZR валогенератора та її зруйнований пружний елемент

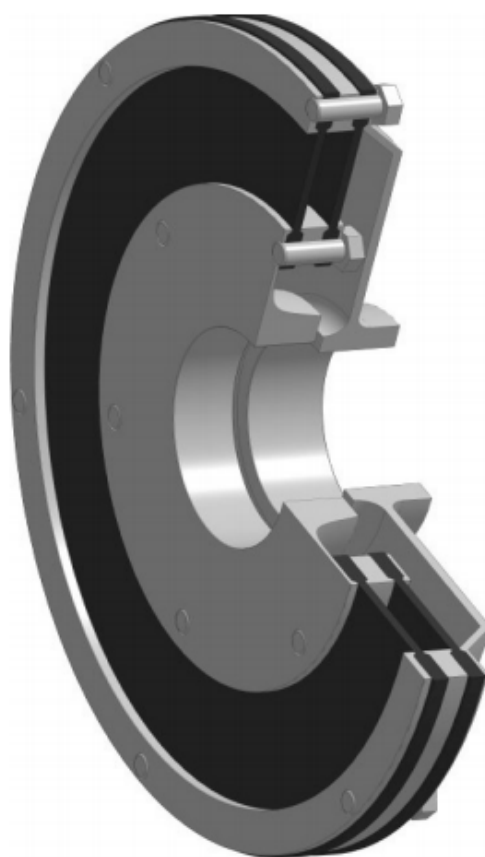


Рисунок А.24 – Модель муфти зі здвоєною пласкою мембраною





Рисунок А.25 – Муфта VULKAN Vulastik L, її пружний елемент та зовнішня обойма



Рисунок А.26 – Пружний елемент муфти VULKAN Vulastik L зі зрізаними виступами



Рисунок А.27 – Пружні елементи муфти VULKAN Vulastik L з розірваною мембраною



Рисунок А.28 – Пружний елемент елементи муфти VULKAN Vulkardan E та складена муфта



Рисунок А.29 – Пружний елемент елементи муфти VULKAN Vulkardan E з тріщинами



Рисунок А.30 – Пружний елементи муфти VULKAN RATO-S та складена муфта

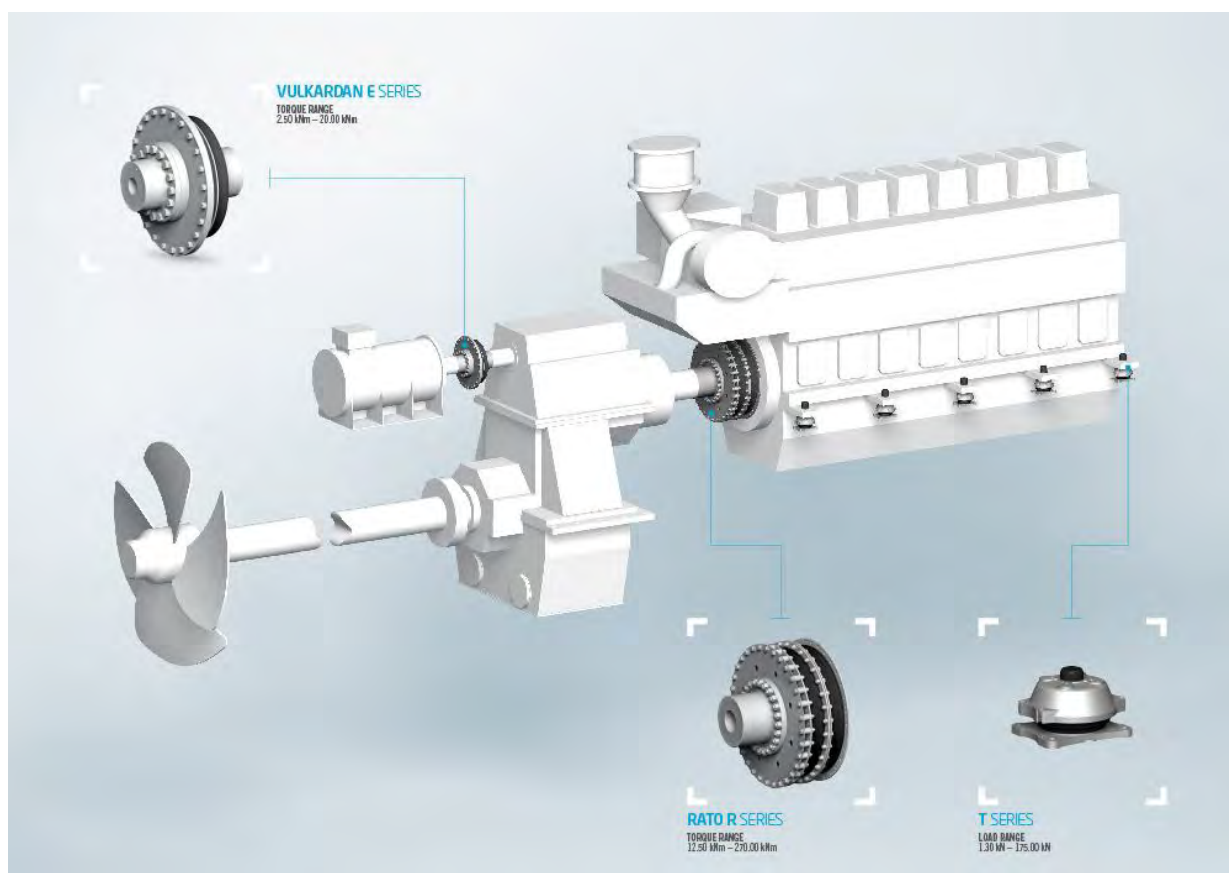


Рисунок А.31 – Схема пропульсивної установки з приводом від СОД та оснащення її муфтами



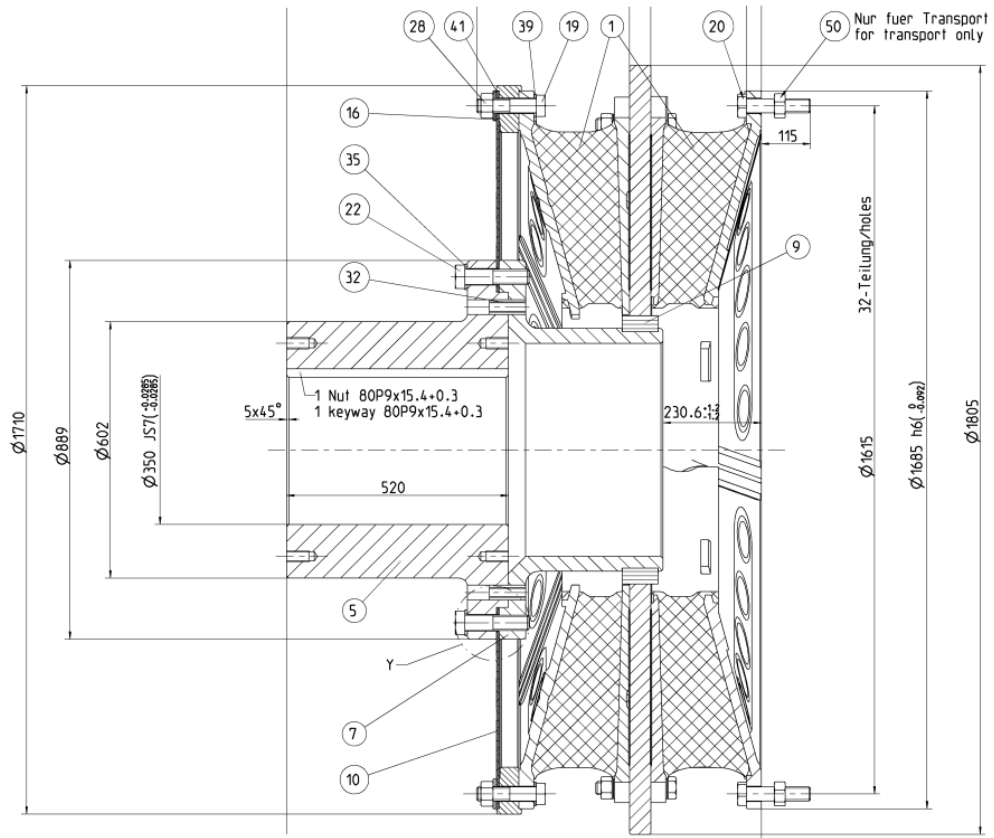


Рисунок А.32 – Ескіз муфти VULKAN RATO-S size G562Z

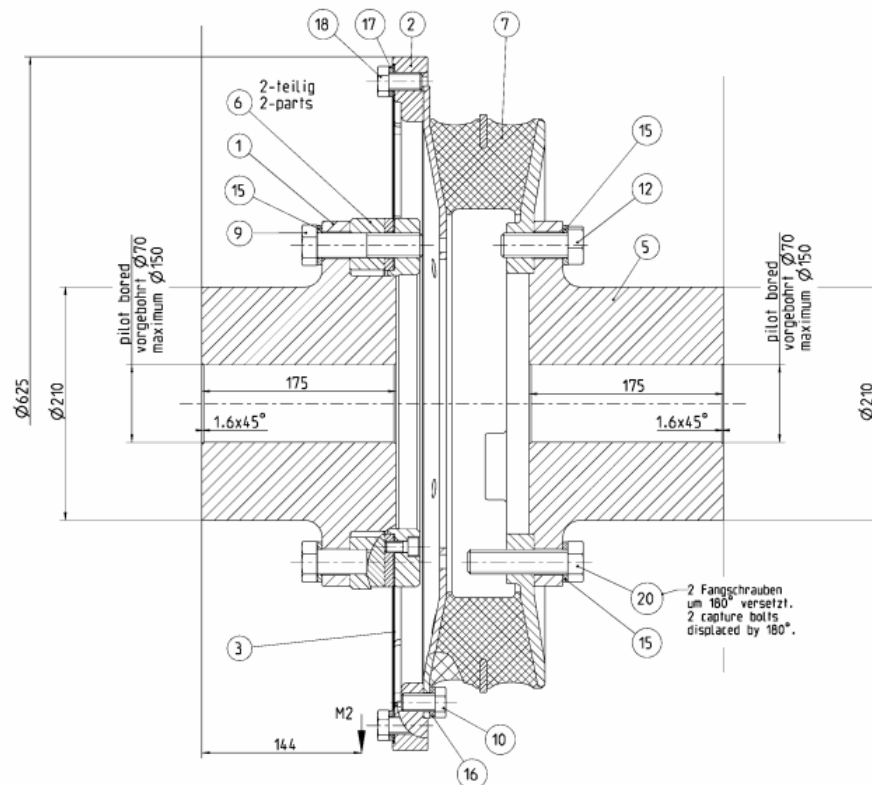


Рисунок А.33 – Ескіз муфти VULKAN Vulkardan E size 5711



Рисунок А.34 – Повідкова муфта фірми CENTA POWER TRANSMISSION

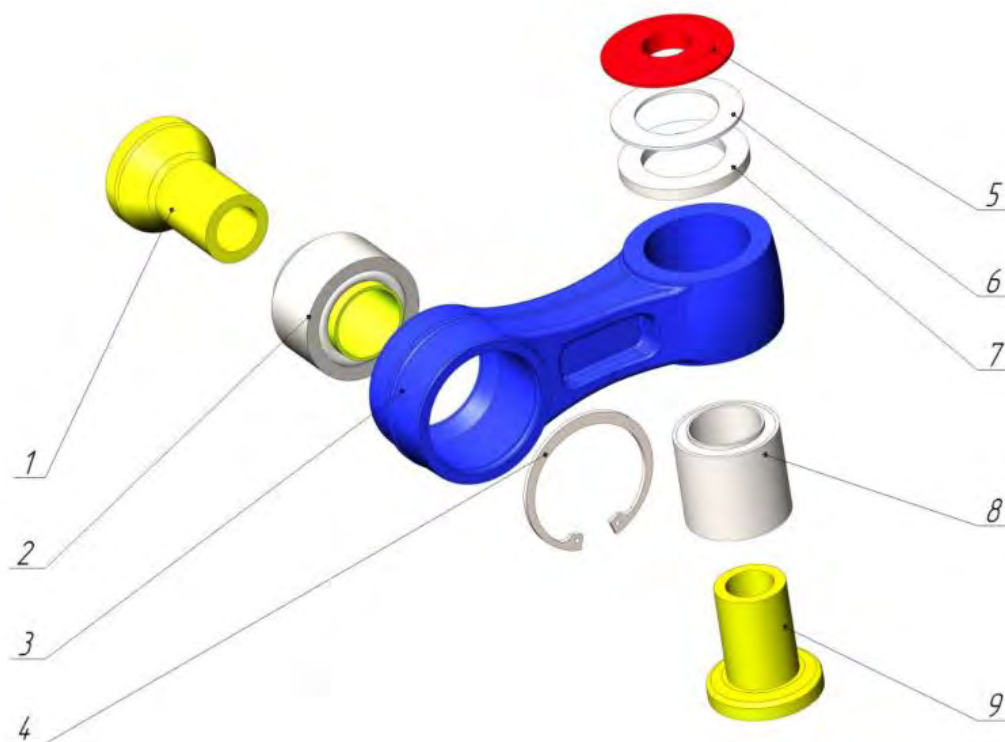


Рисунок А.35 – Несівний елемент муфти CENTA [70]:  
 1, 9 – сталеві втулки; 2, 8 – гумометалеві шарніри зі сферичним (2) та  
 циліндричним (8) гумовими елементами; 3 – сталева тяга; 4 – кільце стопорне;  
 5, 6, 7 – кільця.

## Додаток Б.

Вплив конструкції муфти на ремонтпридатність привідного агрегату (на прикладі пропульсивної установки балкера проекту 2–95А/Р)

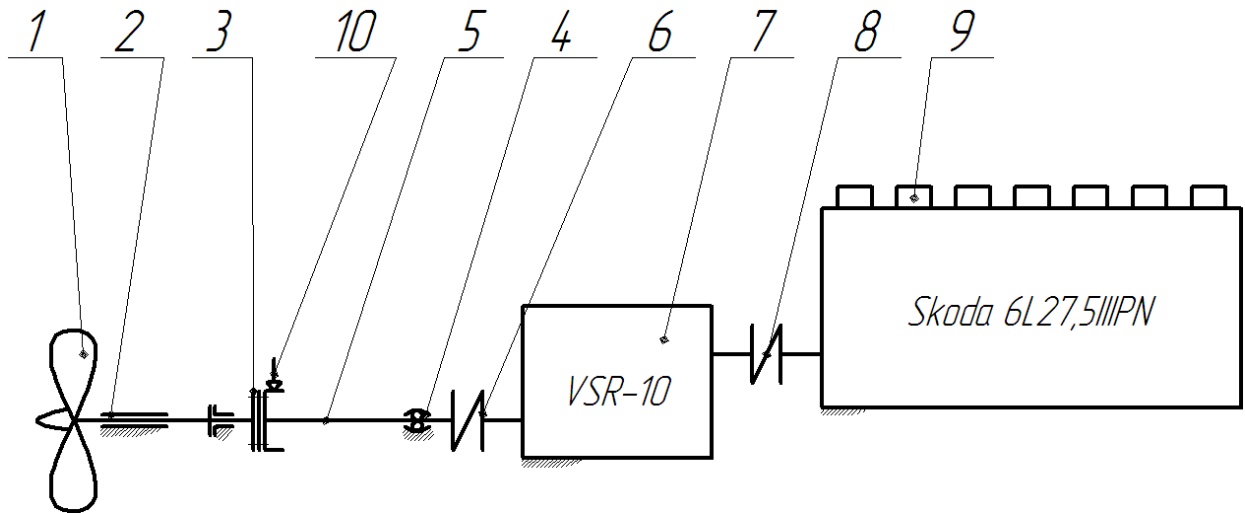


Рисунок Б.1 – Схема пропульсивної установки балкера проекту 2–95А/Р

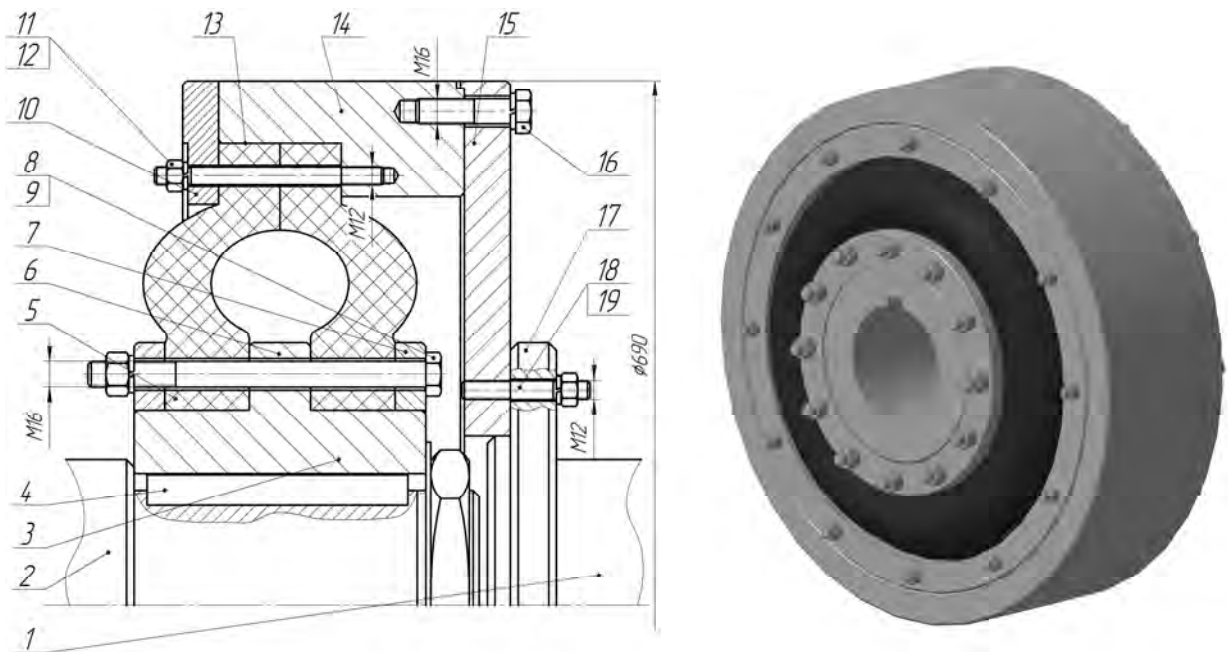


Рисунок Б.2 – Загальний вид муфти VULKAN EZR 1422, яка сполучає вихідний вал реверс-редуктора та проміжний вал





Рисунок Б.3 – Зруйнований пружний елемент муфти VULKAN EZR 1422

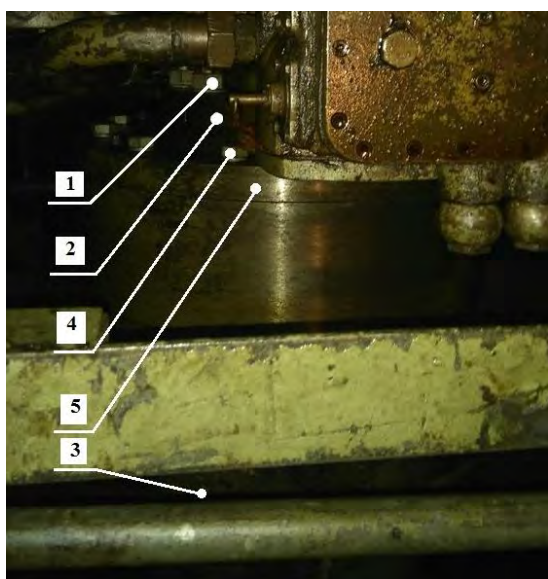


Рисунок Б.4 – Демонтаж носового фланця муфти

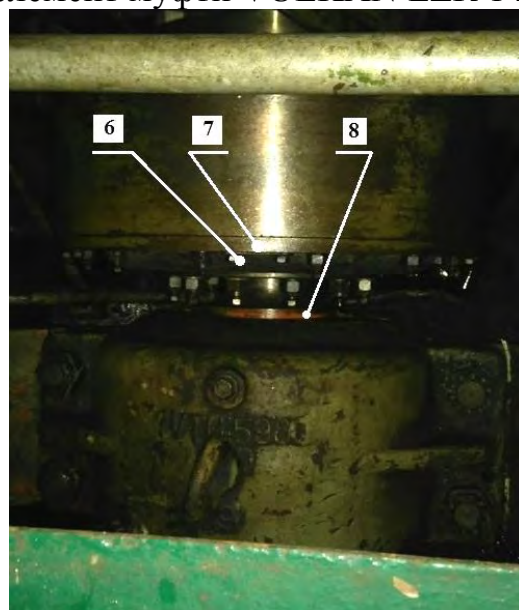


Рисунок Б.5 – Демонтаж затискного кільця муфти

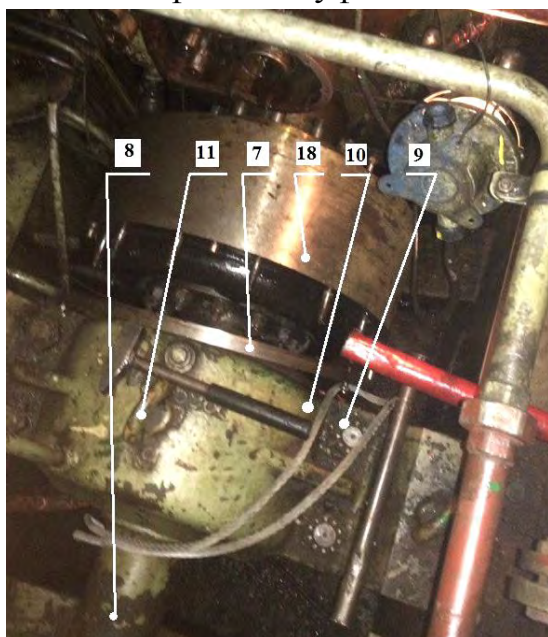


Рисунок Б.6 – Демонтаж кришки опорного підшипника



Рисунок Б.7 – Демонтаж проміжного фланця глухої муфти



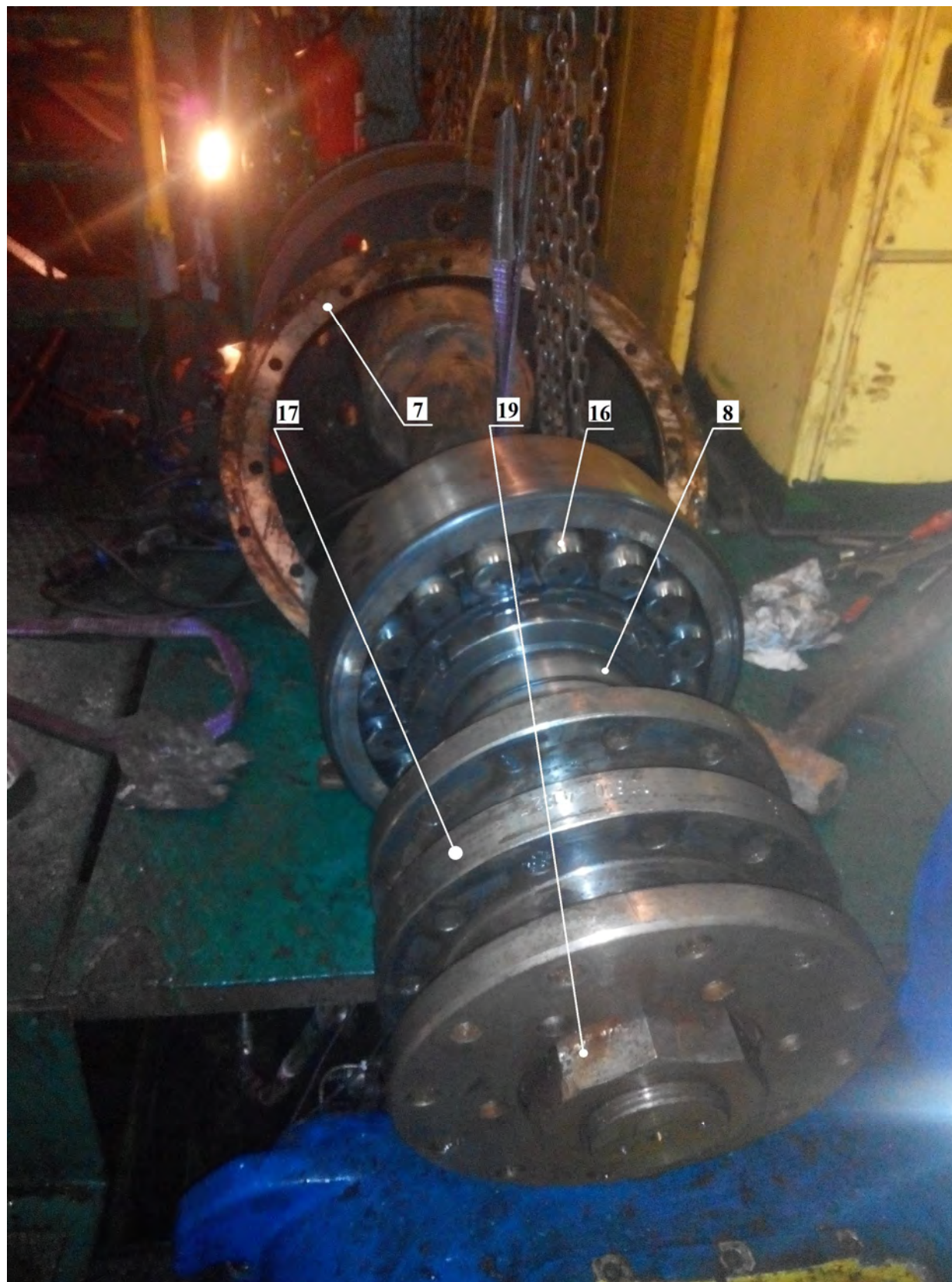


Рисунок Б.8 – Демонтаж проміжного валу



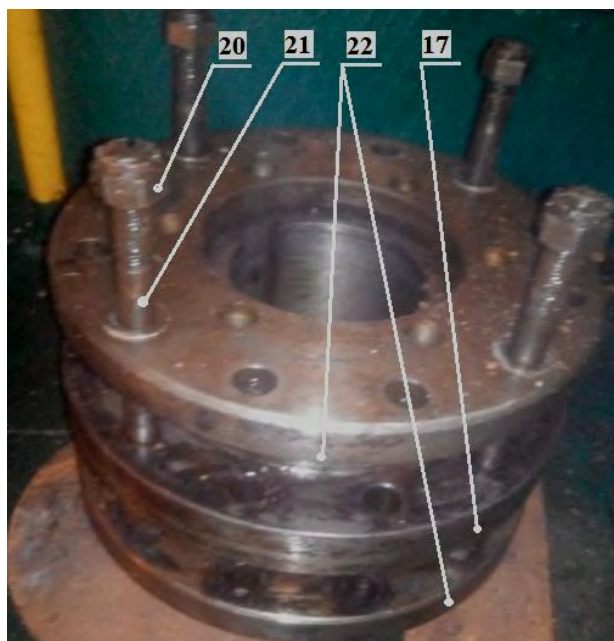


Рисунок Б.9 – Заміна пружного  
елементу муфти

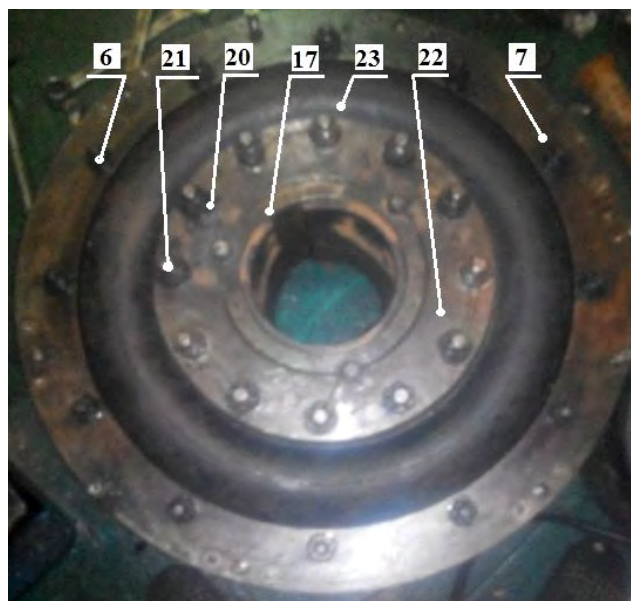


Рисунок Б.10 – Заміна пружного  
елементу  
та складання муфти

## Додаток В.

Деякі конструкції пружних елементів машин  
змінної жорсткості

Рисунок В.1 – Пошкоджені (а, б) та зруйновані (б, в)  
гумові буфери мостових кранів

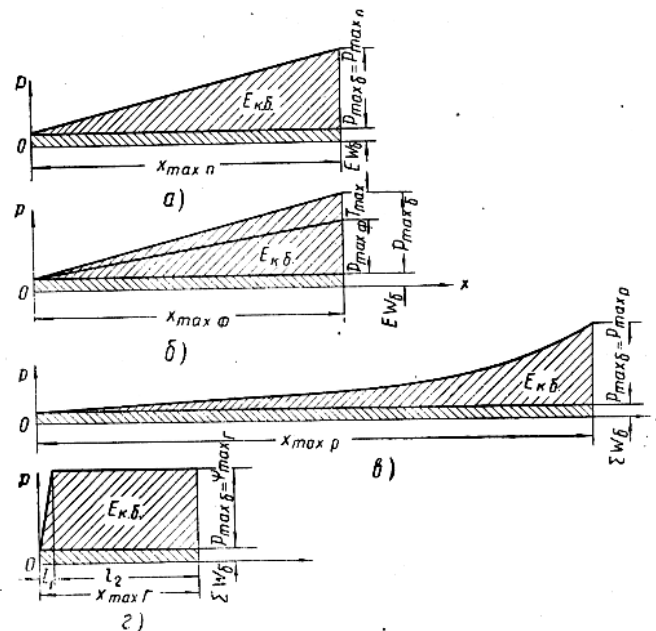


Рисунок В.2 – Діаграми роботи буферів [92]:  
пружинного (а), пружинно-фрикційного (б), гумового (в) та гідравлічного (г)

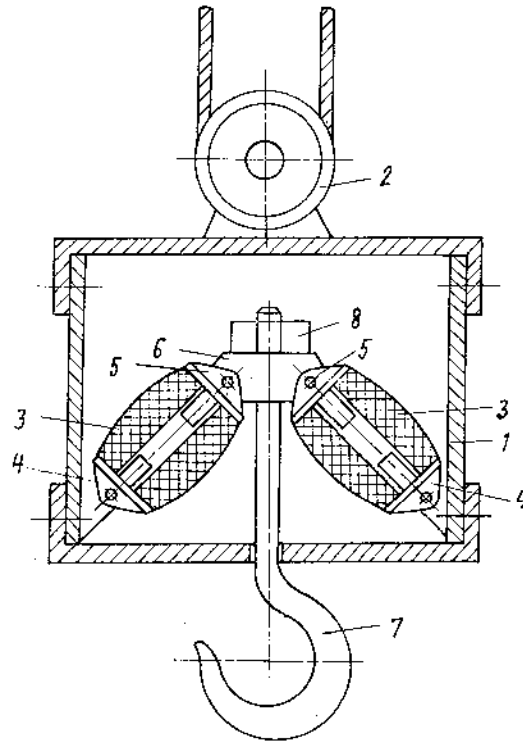


Рисунок В.3 – Кранова вантажна пружна підвіска [100]

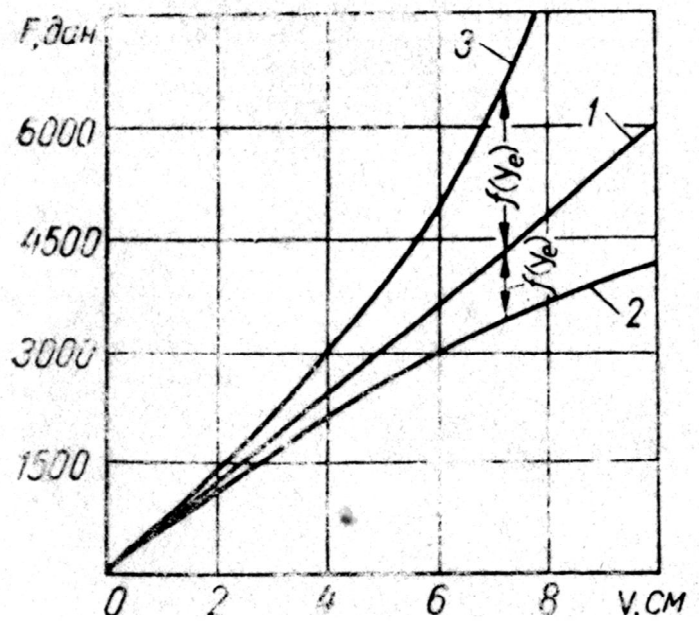
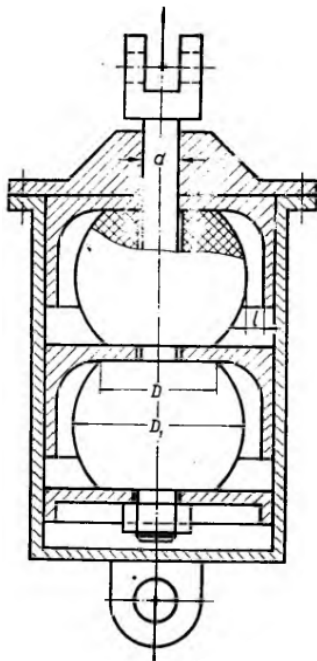


Рисунок В.4 – Пружний елемент кранової вантажної підвіски [101] та його "м'яка" характеристика (крива 2)

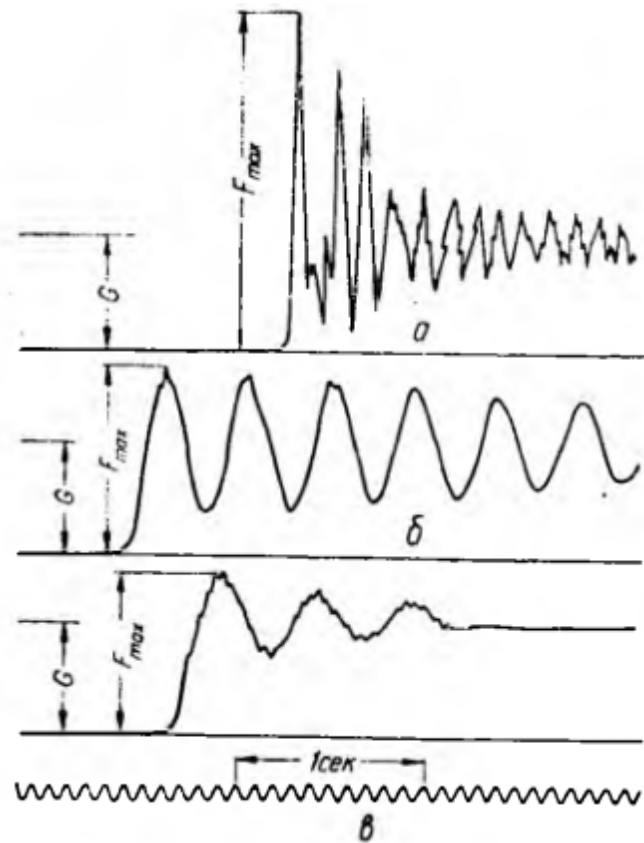


Рисунок В.5 – Осцилограми підйому вантажу з підхопленням [101]:

а – без пружного елемента; б – гвинтова пружина; в – гумовий пружний елемент

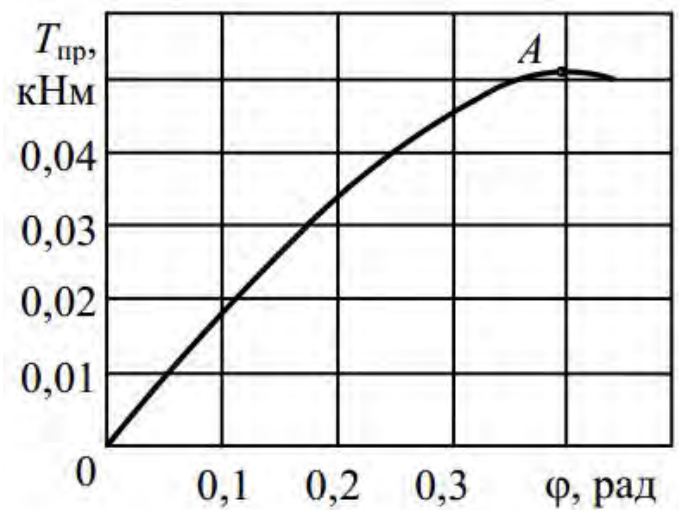
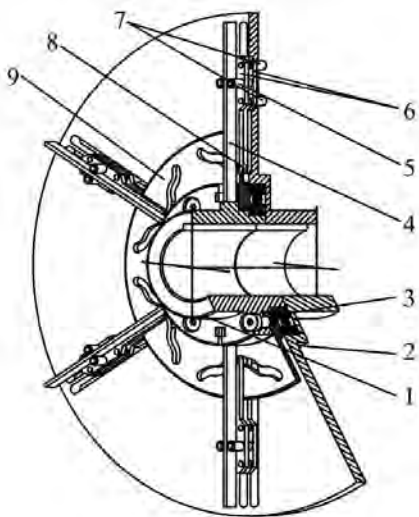


Рисунок В.6 – Пружна муфта з керованою зміною точки прикладання навантаження та її характеристика [107]

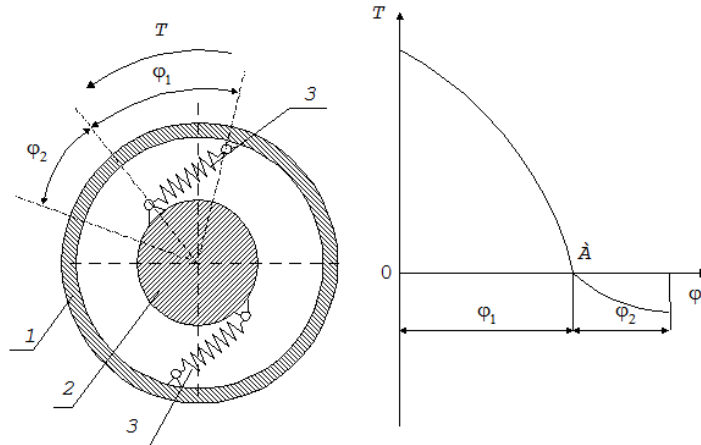


Рисунок В.7 – Муфта квазінульової жорсткості з гвинтовими пружинами та її характеристика

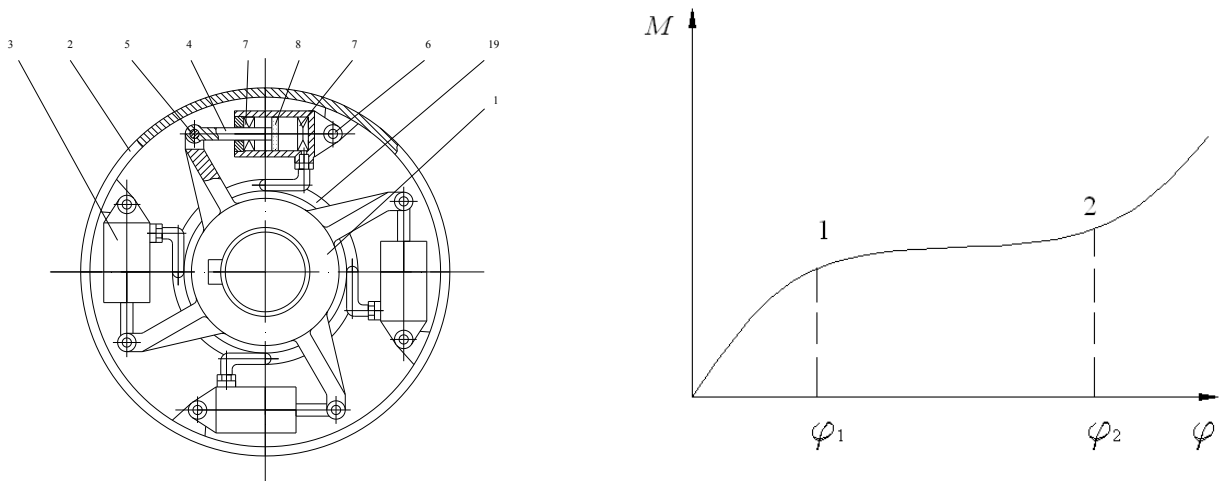


Рисунок В.8 – Муфта квазінульової жорсткості з гідроциліндрами та її характеристика [119]

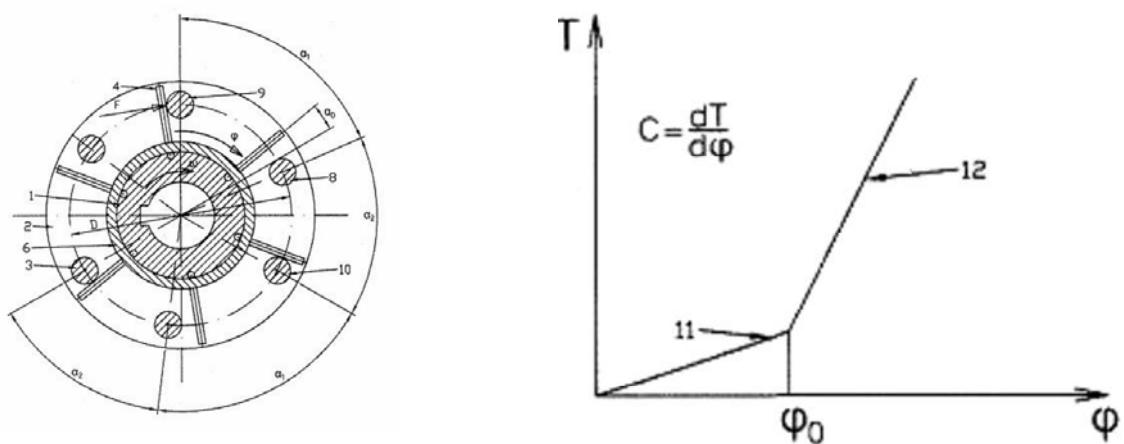


Рисунок В.9 – Муфта з послідовним навантаженням пружних елементів та її характеристика [120]

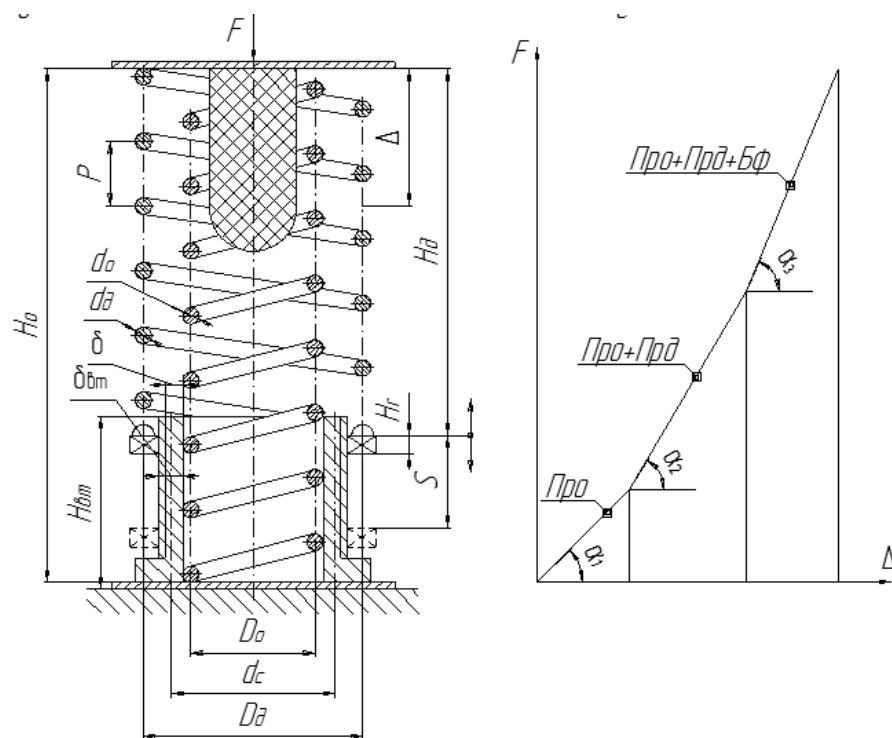


Рисунок В.10 – Двохпружинний елемент змінної жорсткості та його характеристика [122]

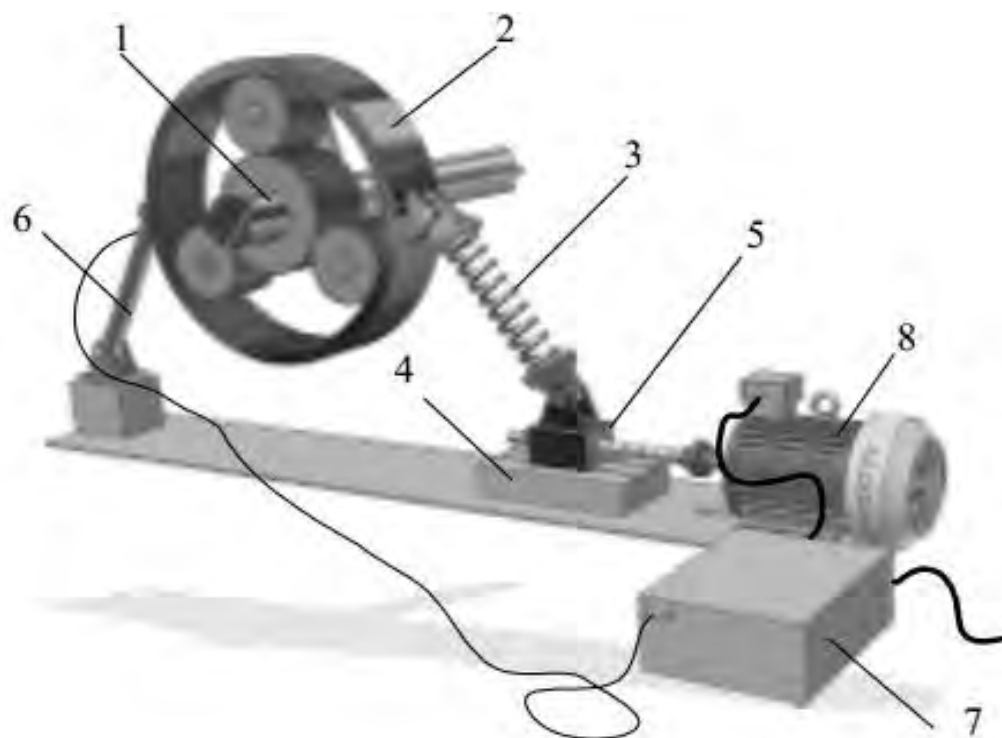


Рисунок В.11 – Активна муфта планетарного типу [127, 130]

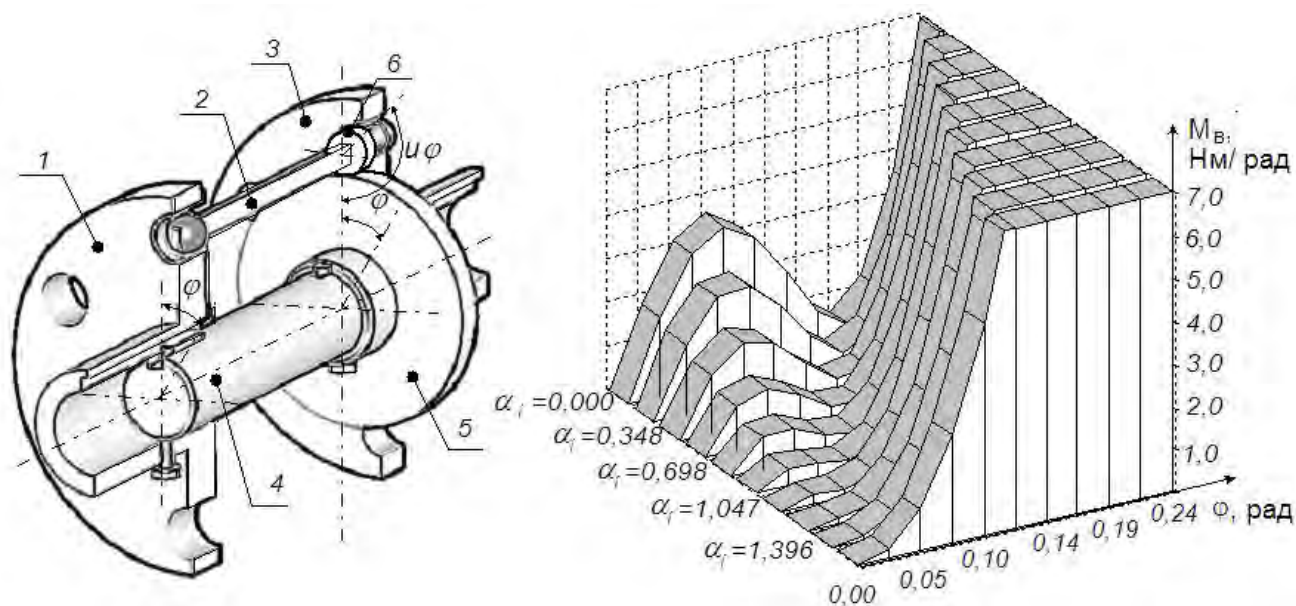


Рисунок B.12 – Муфта з керованою жорсткістю, що залежить від зовнішнього навантаження та її характеристика [134]

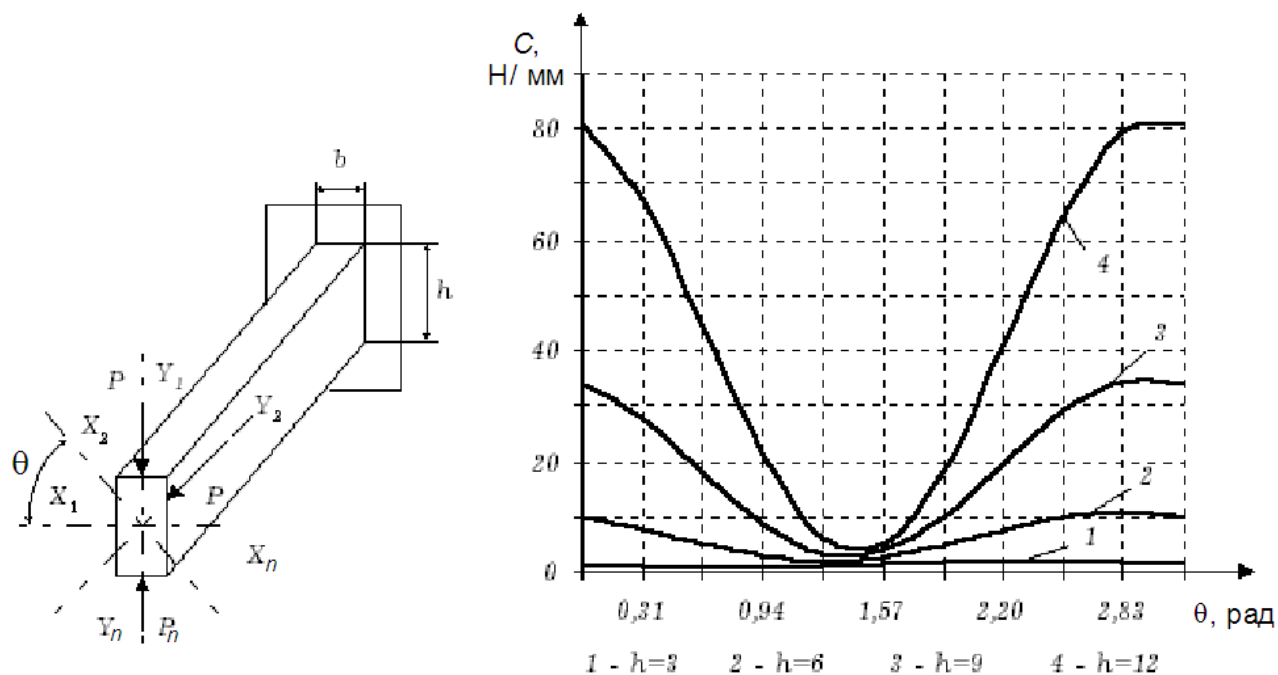


Рисунок B.13 – Пружний елемент муфти [135] та характеристика його жорсткості в залежності від орієнтації перерізу до лінії згинаючої сили



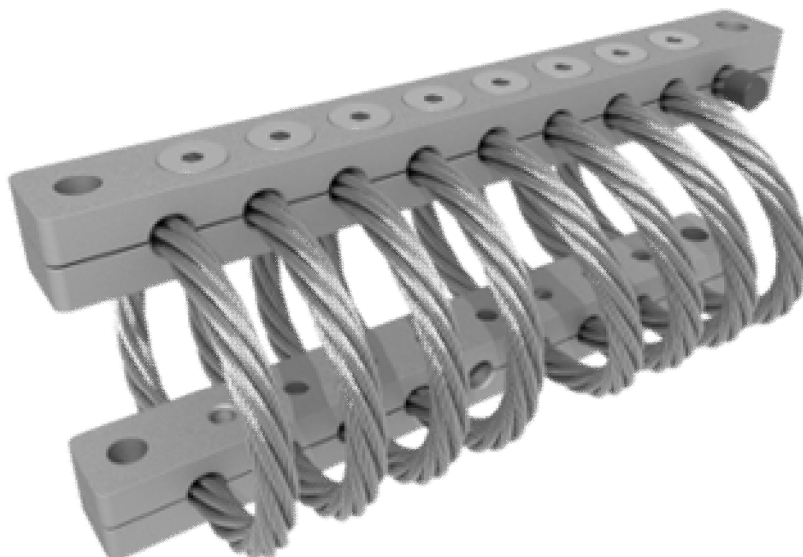
*Додаток Г.***Деякі конструкції пружних елементів машин з канатними ланками**

Рисунок Г.1 – Канатний віброізолятор типу «Helical»



Рисунок Г.2 – Блок електронної техніки дослідної станції  
для вивчення ураганів  
встановлений на канатних віброізоляторах





Рисунок Г.3 – Один із маховиків телескопа «Хаббл», встановлений на канатних віброізолюючих опорах

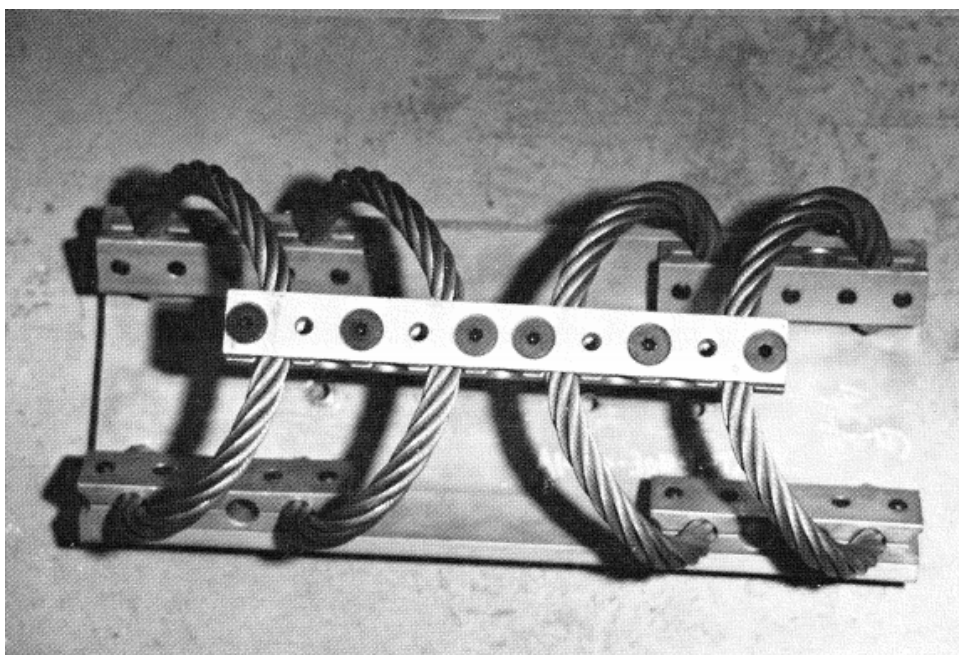


Рисунок Г.4 – Канатний віброізолятор аркового типу «Arch»

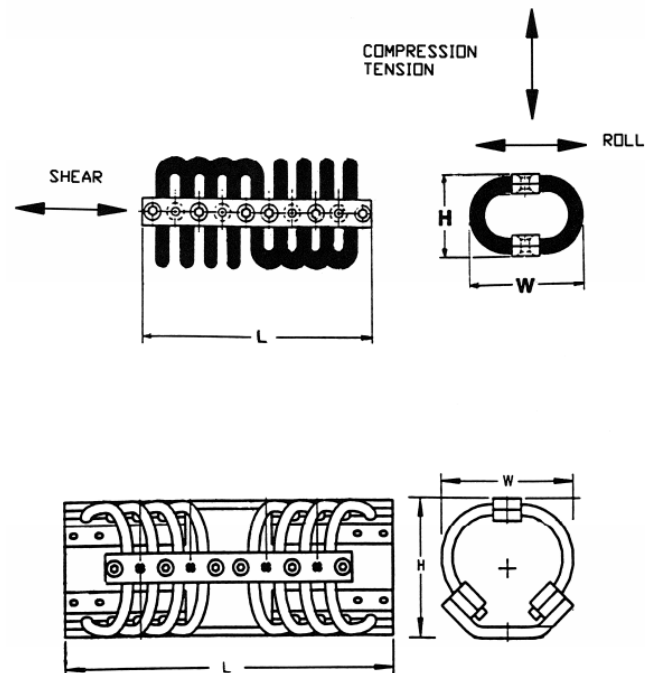


Рисунок Г.5 – Геометричні параметри та напрямки рухів елементів канатних віброізоляторів при їх дослідженнях

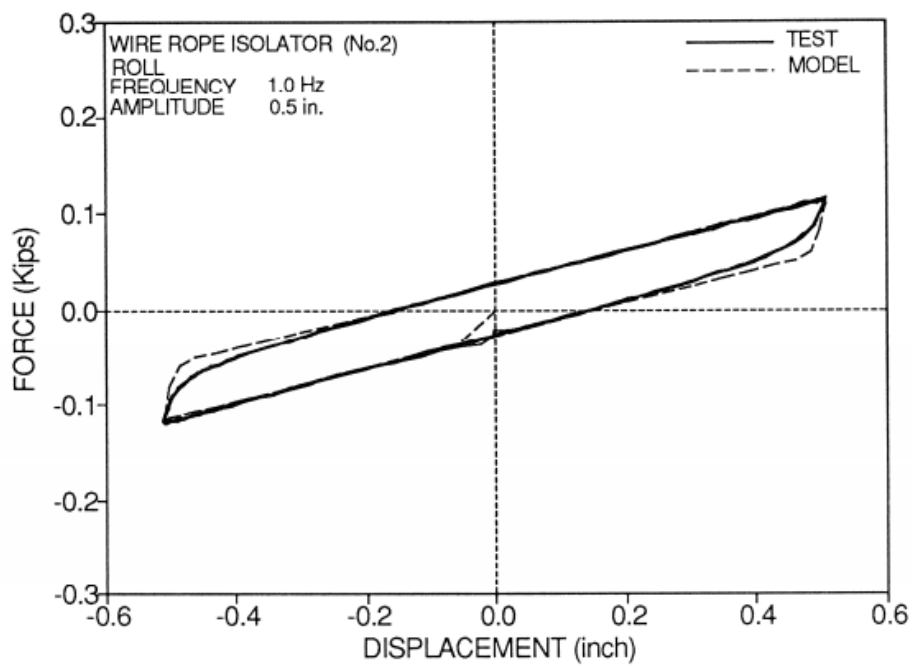


Рисунок Г.6 – Характеристика віброізолятора типу «Helical» при роботі на «перекочування»



Рисунок Г.7 – Канатний віброізолятор типу «Polysal» («Circular arc»)



Рисунок Г.8 – Канатний віброізолятор типу «Circular spring»

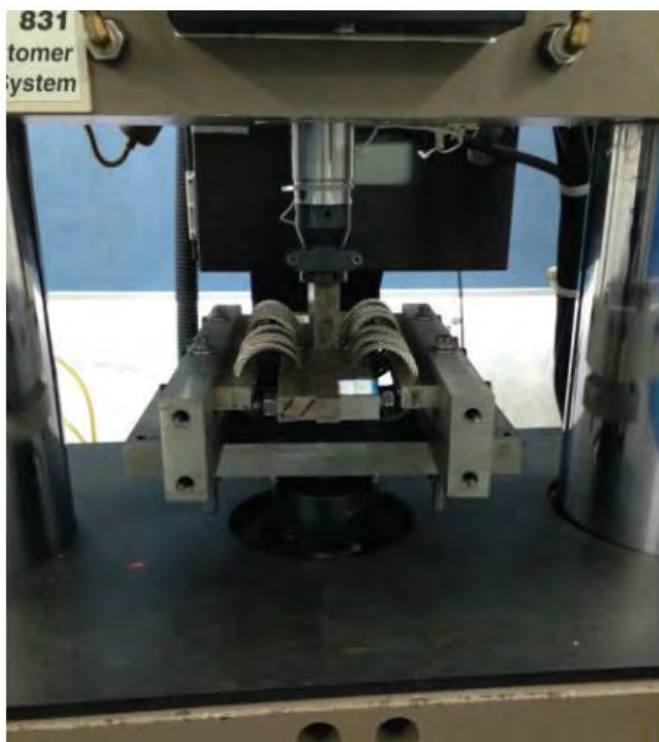


Рисунок Г.9 – Досліджувані віброізолятори «Helical» на стенді при випробуваннях в умовах «перекочування» та «зсуву» [210]



Рисунок Г.10 – Досліджувані віброізолятори «Polysal» на стенді при випробуваннях в умовах розтягу [213]

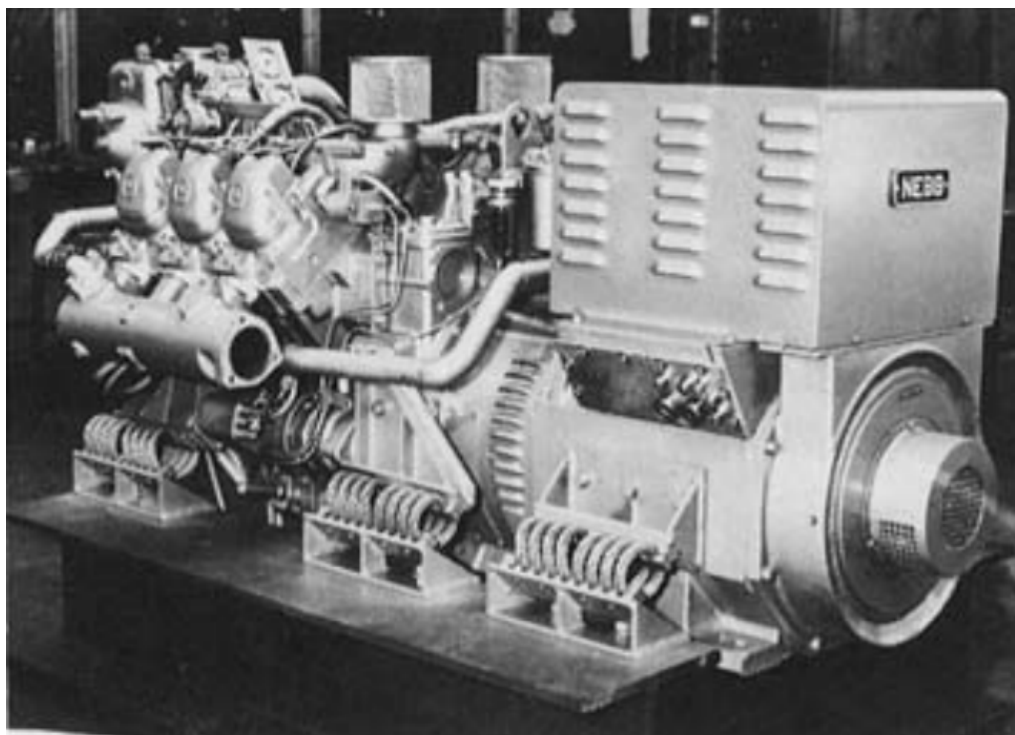
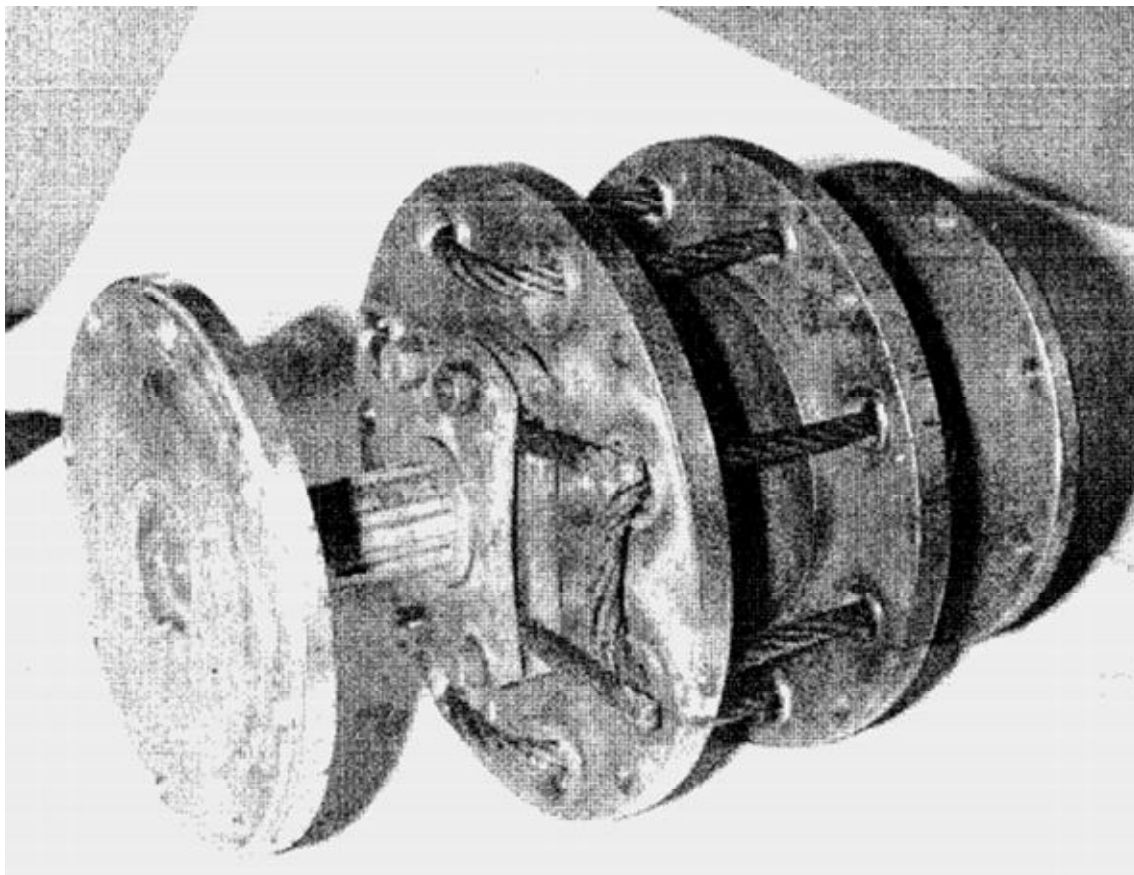


Рисунок Г.11 – Дизель-генератор, встановлений на віброізолюючих опорах з канатними ланками [217]



а)



б)

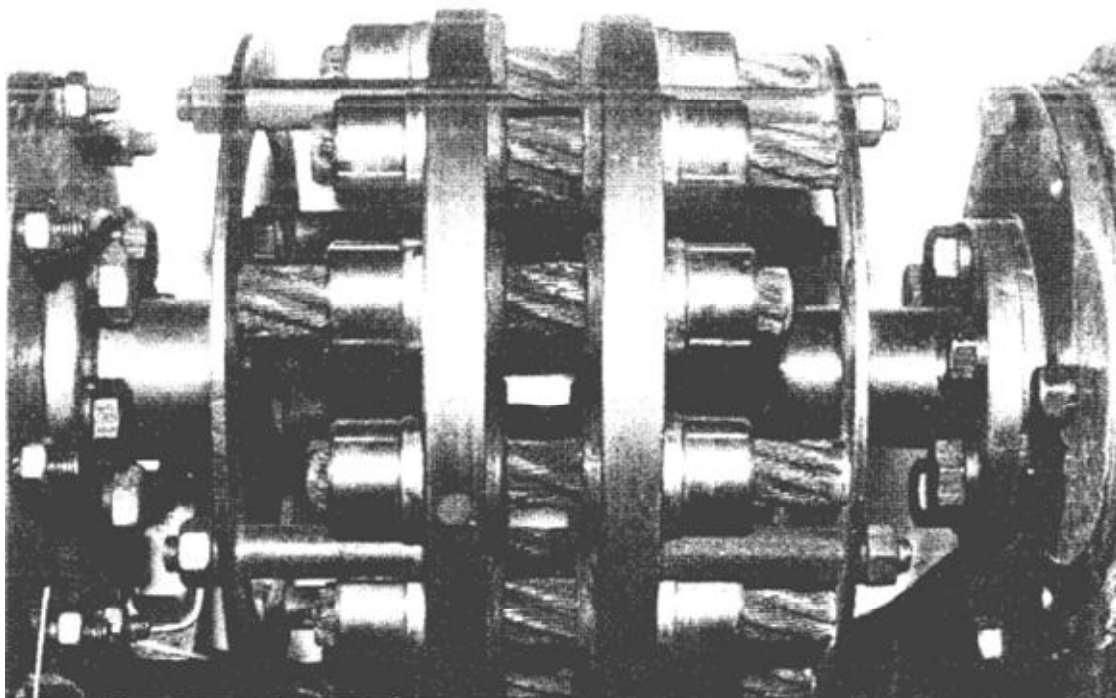


Рисунок Г.12 – Муфти з канатами осьового розташування [195]

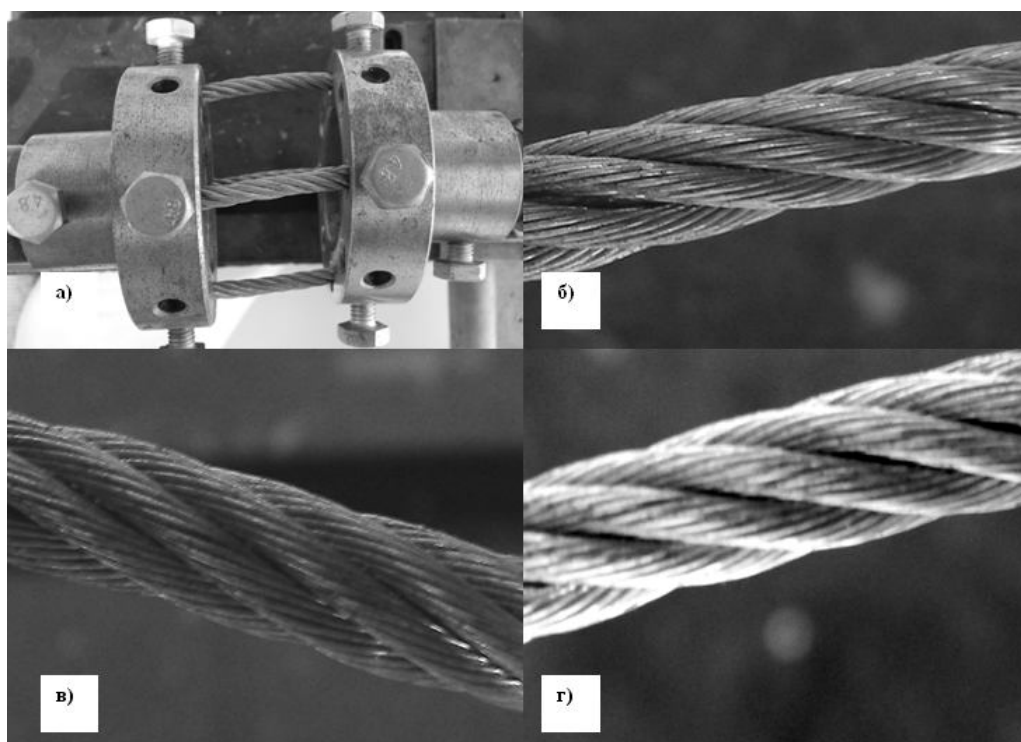


Рисунок 7.13– Муфта з осьюовою установкою прямих канатів (а), ненавантажені (б) та навантажені в напрямку їх закручування (в), та розкручуванні (г) канати при радіальному зміщенні  $\Delta_r = -4$  мм (в бік розкручування канатів)



Рисунок 7.14 – Муфта з канатними ланками в приводі цукрового млина фірми Stemex™

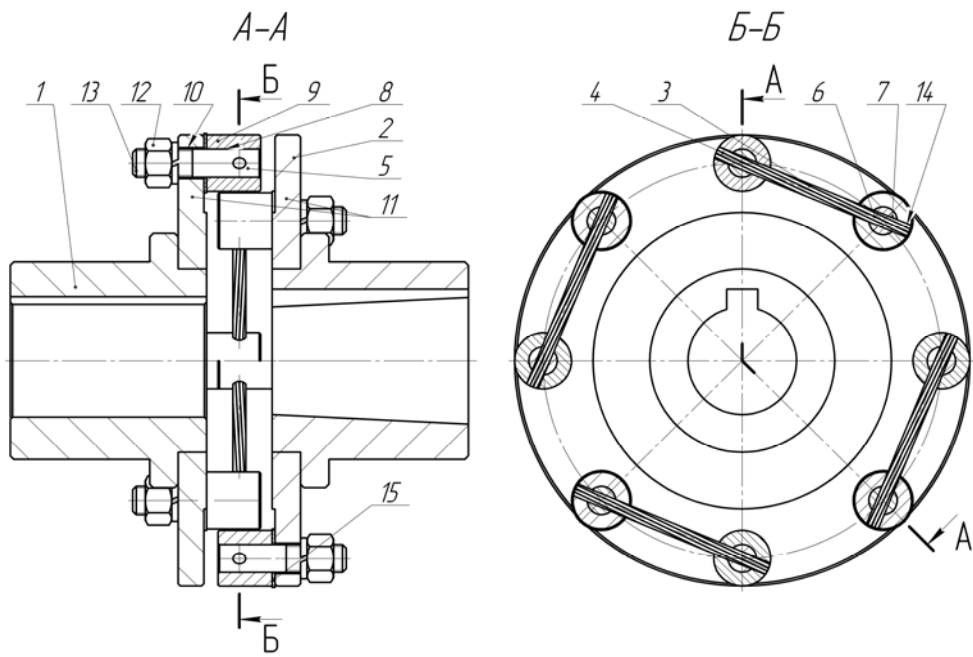


Рисунок Г.15 – Муфта згідно патенту UA№ 63804

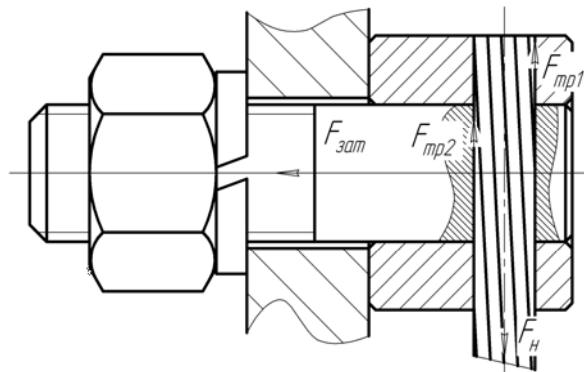


Рисунок Г.16 – Схема до визначення сили затягування пальців

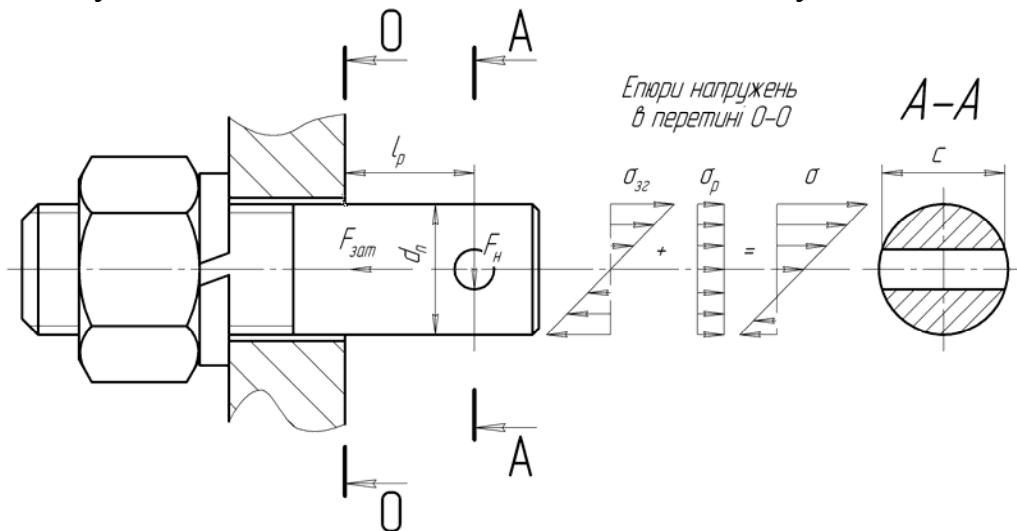


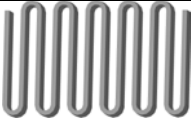


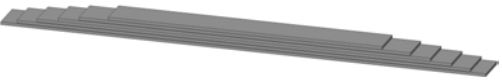
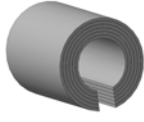




Рисунок Г.17 – Схема до визначення напружень у пальці

## Додаток Д.

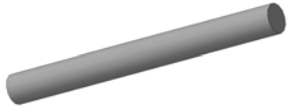








**Уточнена класифікація муфт з за видом, формою та установкою  
металевих пружних елементів**

Таблиця Д.1 – Види металевих пружних елементів




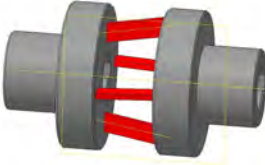
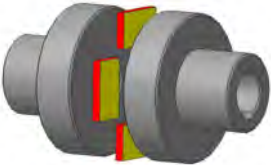


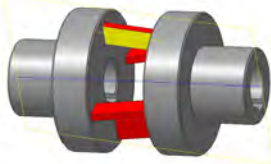
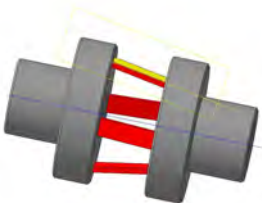
№	Назва пружного елементу	Рисунок
1	Гвинтова пружина	
2	Пружний стрижень	
3	Змієподібна пружина	
4	Криволінійна пластинчаста пружина	
5	Пружний диск	
6	Пакет пластинчастих пружин	
7	Пакет гільзових пружин	
8	Циліндр із прорізами	
9	Сільфон	
10	Сталевий канат	



Таблиця Д.2 – Форми пружних елементів

№	Назва форми пружного елемента	Рисунок
1	Прямолінійна	
2	Форма гвинтової спіралі	
3	Форма пласкої спіралі	
4	Змієподібна	
5	О – подібна	
6	U – подібна опукла	
7	U – подібна увігнута	
8	S – подібна опукла	
9	S – подібна увігнута	

Таблиця Д.3 – Установки пружних елементів

№	Назва установки пружного елемента (ПЕ)	Рисунок	
1	Осьова центральна		
2	Осьова паралельна		
3	Радіальна		
4	Радіально-осьова		
5	Торцева	 5а) Торцева установка ПЕ хордального розташування	 5б) Торцева установка ПЕ тангенціального розташування
6	Торцево-радіальна		
7	Тангенціальна		
8	Тангенціально-осьова		

В існуючих конструкціях муфт застосовуються наступні установки вказаних пружних елементів:

1. Осьова центральна установка – при якій вісь симетрії пружного елемента співпадає з віссю напівмуфт;

2. Осьова паралельна установка – при якій вісь симетрії пружного елемента паралельна осі напівмуфт і не співпадає з нею;

3. Радіальна установка – при якій пружний елемент і вісь напівмуфт лежать в одній площині, а вісь симетрії пружного елемента перпендикулярна до осі напівмуфт;

4. Радіально–осьова установка – при якій пружний елемент і вісь напівмуфт лежать в одній площині, а вісь симетрії пружного елемента перетинає вісь напівмуфт під непрямым кутом;

5. Торцева установка – при якій пружний елемент лежить у площині перпендикулярній до осі напівмуфт, а вісь симетрії пружного елемента схрещується віссю напівмуфт. Варіанти розташування пружного елемента в рамках торцевої його установки – хордальне та тангенціальне розташування;

5а) хордальне розташування пружних елементів торцевої установки має місце у випадку закріплення кінців пружного елемента у напівмуфтах на колах однакового діаметру;

5б) тангенціальне розташування пружних елементів торцевої установки має місце у випадку закріплення кінців пружного елемента у напівмуфтах на колах різного діаметру.

6. Торцево–радіальна установка – при якій пружний елемент лежить у площині перпендикулярній до осі напівмуфт, а вісь симетрії пружного елемента перетинається з віссю напівмуфт;

7. Тангенціальна установка – при якій пружний елемент лежить у площині, неперпендикулярній до осі напівмуфт, а вісь симетрії пружного елемента схрещується з віссю напівмуфт;

8. Тангенціально–осьова установка – при якій пружний елемент лежить у площині, неперпендикулярній до осі напівмуфт, а вісь симетрії пружного елемента перетинається з віссю напівмуфт.

*Додаток Е.*

**Конструкції муфт з торцевою установкою канатів**

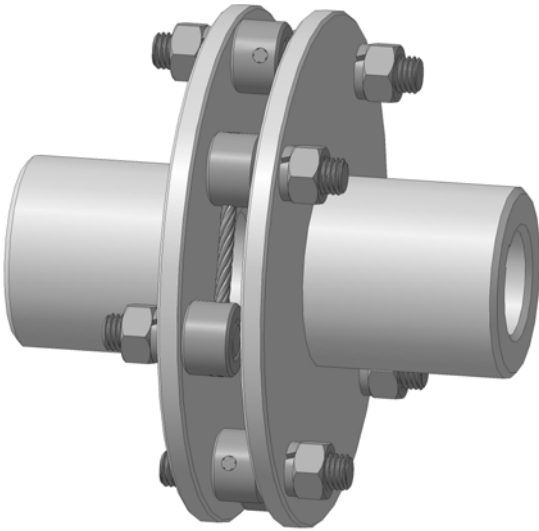


Рисунок *Е.1* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів хордального розташування

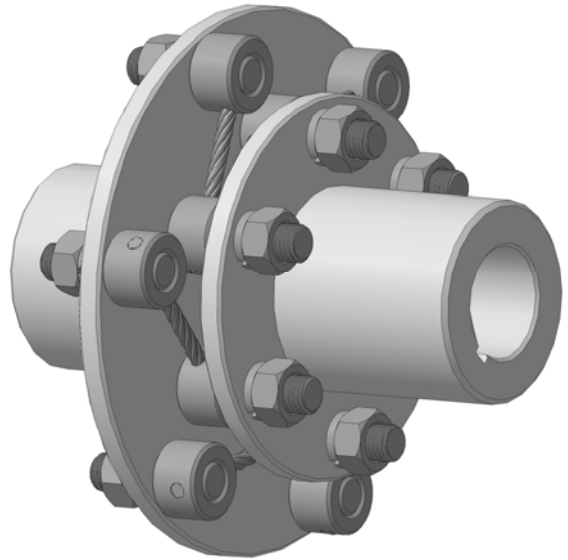


Рисунок *Е.2* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

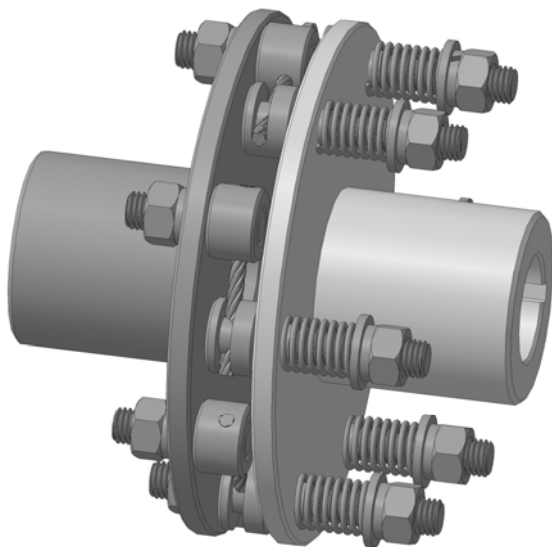


Рисунок *Е.3* – Схема запобіжної муфти з торцевою установкою канатів хордального розташування

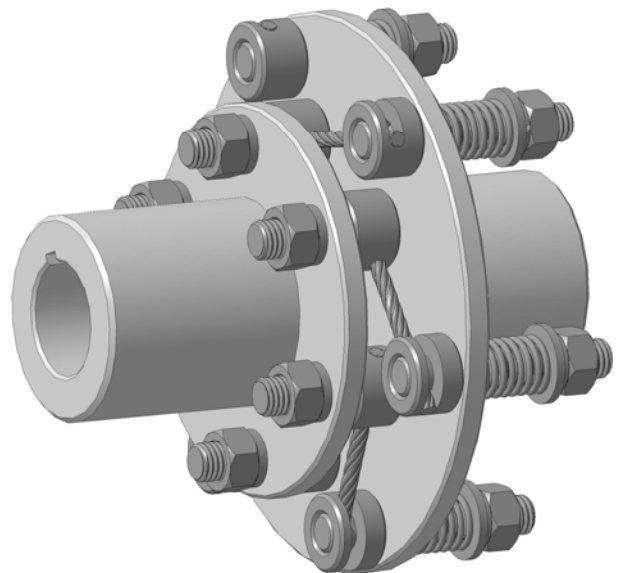


Рисунок *Е.4* – Схема запобіжної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

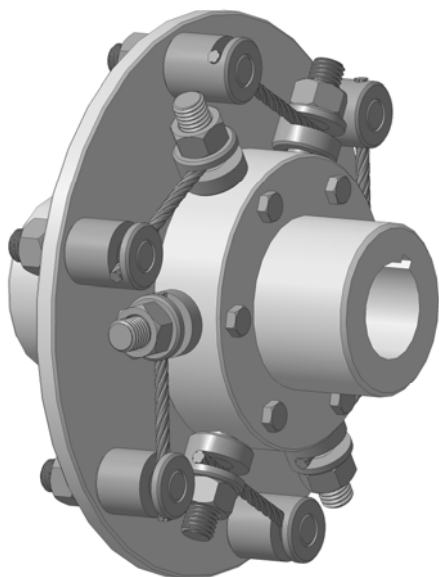


Рисунок *E.5* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

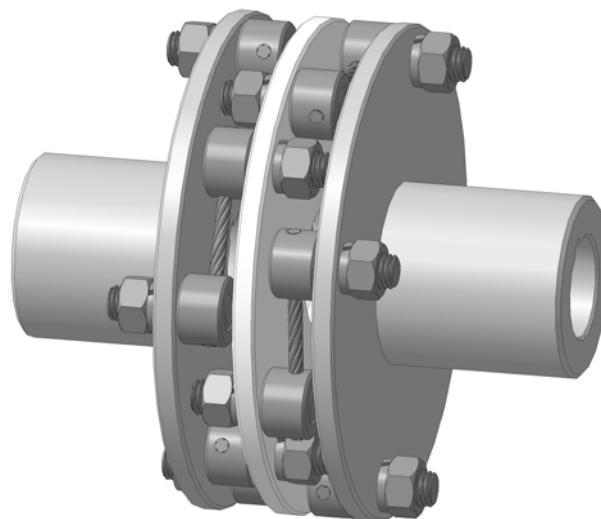


Рисунок *E.6* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів хордального розташування та проміжним диском

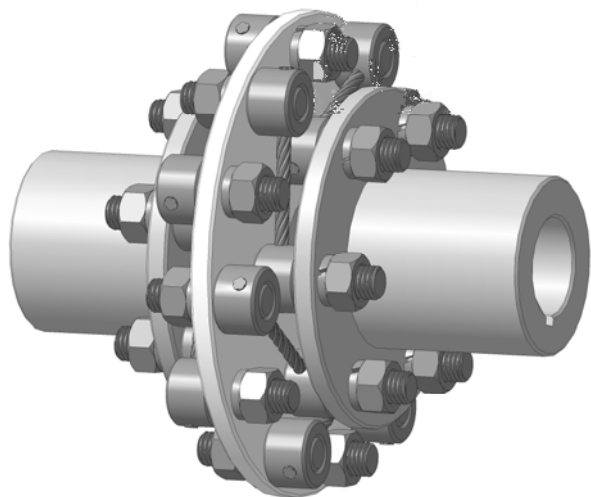


Рисунок *E.7* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним диском

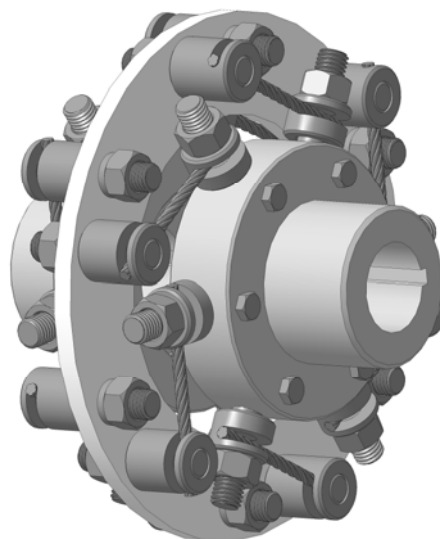


Рисунок *E.8* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним диском

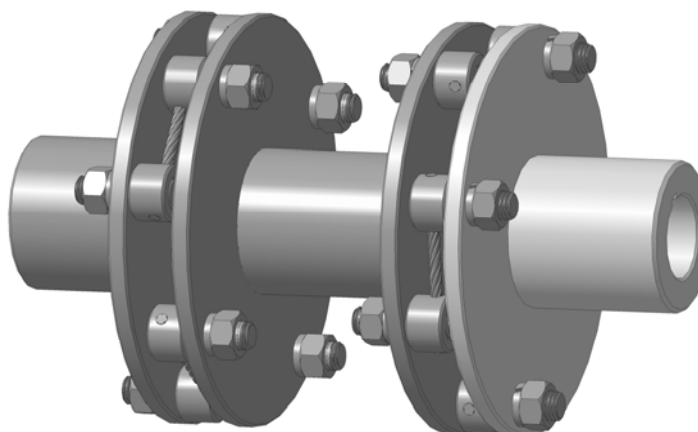


Рисунок *E.9* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів хордального розташування та проміжним валом

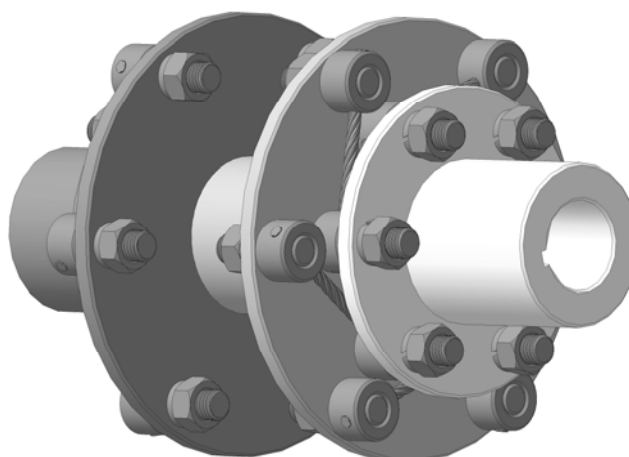


Рисунок *E.10* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним валом

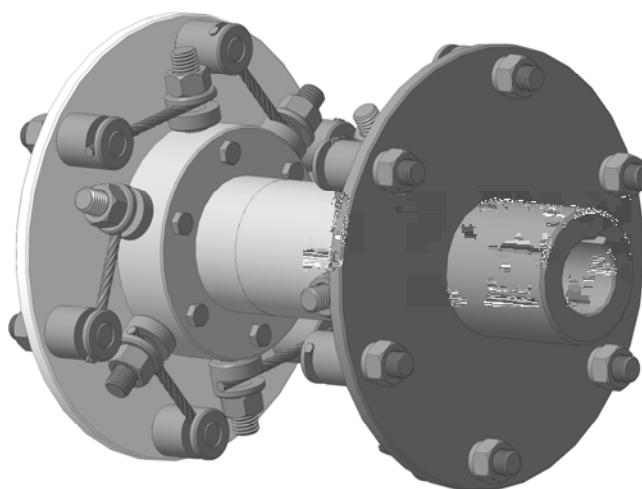


Рисунок *E.11* – Схема постійної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та проміжним валом

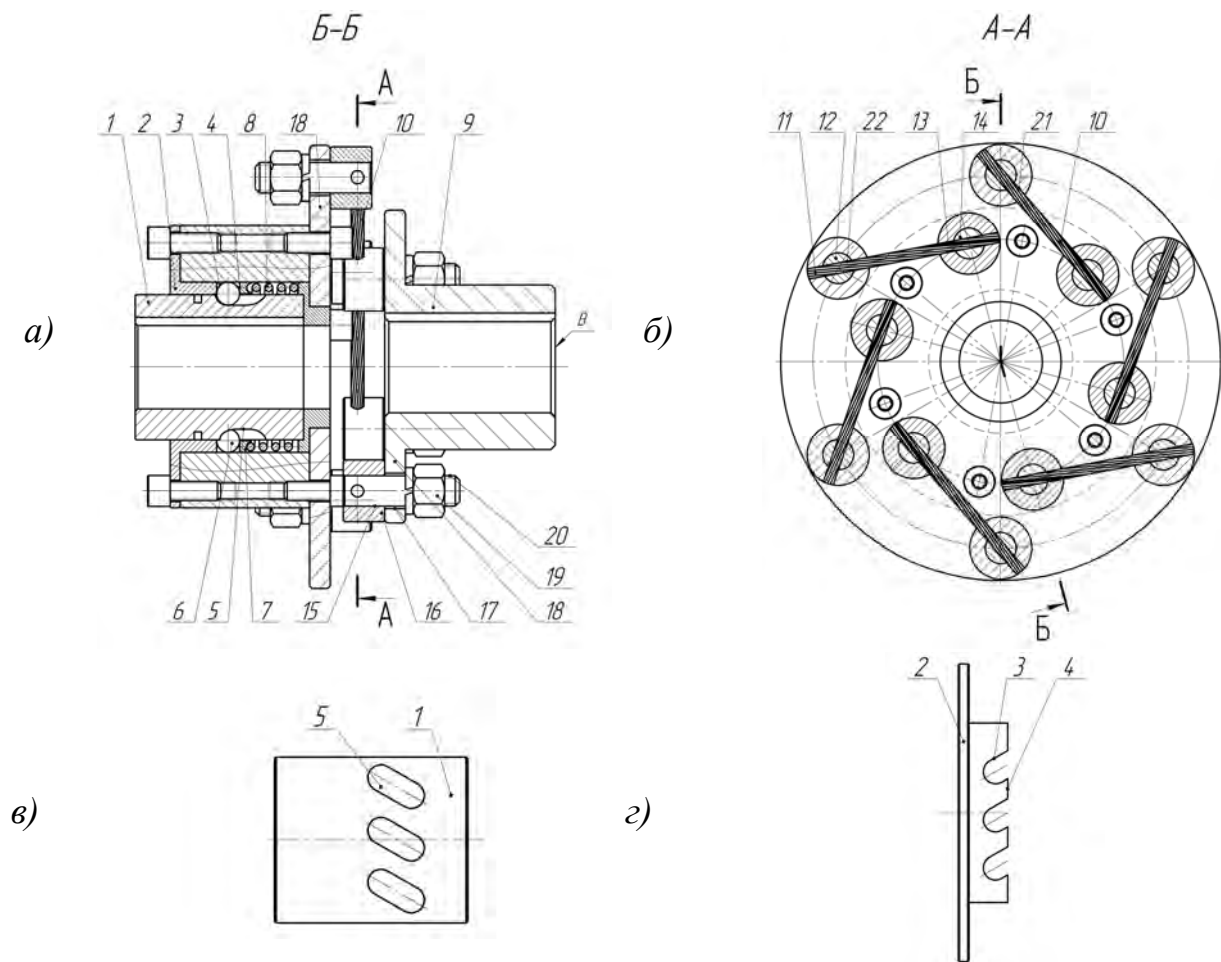


Рисунок *E.12* – Схема пружно-обгінної муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

Пружно-обгінна муфта (рис. *E.12*) призначена для роботи у приводах великомасових систем, де ведена маса має можливість руху за інерцією після вимкнення двигуна. Вона працює наступним чином - при обертанні ведучої напівмуфти 9 (рис. *E.12, а, б*) за годинниковою стрілкою (при погляді на торець *B*) відбувається натяг канатів 10, за рахунок чого обертається проміжна напівмуфта 2, а кульки 6, заштовхуються підпружиненим кільцем 7 в її пази 3 (рис. *E.12, г*). Після заглиблення кульок 6 у пази 3 на величину, більшу їх радіуса, вони рухаються до периферії пазів 3 проміжної напівмуфти 2 та пазів 5 веденої напівмуфти 1 (рис. *E.12, в*). Після досягнення кульками 6 кінців пазів 3 та 5 вони тиснуть на ведену напівмуфту 1 та примушують її обертатися. При вимкненні електродвигуна та зупинці ведучої напівмуфти 9 напівмуфта 1 та сполучені з нею маси обертатиметься за інерцією, при цьому кульки 6 за рахунок протилежного напрямку пазів 3 та 5 виштовхуватимуться з пазів 3, переміщуючись у пазах 5. За рахунок цього напівмуфти 9 та 1 стануть кінематично роз'єднаними, що виключить роботу канатів 10 на стиск за рахунок інерції сполучених з напівмуфтою 1 рухомих мас.

### Додаток Є.

#### Приклад проектування муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування

Метою даного додатку є ілюстрація практичного застосування розроблених методів розрахунку під час проектування муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування (додаток Е, рис. Е.2). Муфта встановлюватиметься в приводі відцентрового насоса моделі К200–150–400 (подача  $Q_n = 400 \text{ м}^3/\text{год}$ ), що приводиться у рух асинхронним двигуном АИР 250М4УЗ ГОСТ Р 51689–2000 потужністю  $P = 90 \text{ кВт}$  при номінальній частоті обертання  $n_n = 1480 \text{ об/хв}$ . В базовому варіанті у приводі встановлено муфту пружну втулково–пальцеву типорозміру 2000–61–1–75–1УЗ ГОСТ 21424–93, яка містить 10 пальців з гумовими стулками, що встановлені на діаметрі  $D = 200 \text{ мм}$ .

Визначаємо номінальний момент, що передаватиме муфта при повній потужності двигуна

$$T_n = 9550 \frac{P}{n_n} = 9550 \frac{90}{1480} = 580,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Обчислюємо розрахунковий момент муфти

$$T_p = T_n \cdot K_p = 580,7 \cdot 3,0 = 1742 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де  $K_p = 3,0$  – коефіцієнт режиму роботи (коефіцієнт динамічності) для відцентрового насоса з приводом від асинхронного електродвигуна [8].

Діаметр розташування затискних механізмів для канатів внутрішньої напівмуфти приймаємо рівним діаметру розташування пальців базової муфти МПВП  $D_{вн} = D = 200 \text{ мм}$ , діаметр розташування затискних механізмів у зовнішній напівмуфті приймаємо  $D_{зв} = 275 \text{ мм}$  з наступною перевіркою умов геометричного існування муфти.

Визначаємо коефіцієнт діаметра муфти

$$\psi_D = \frac{D_{зв}}{D_{вн}} = \frac{275}{200} = 1,375.$$

Обчислюємо кут монтажного зміщення, що забезпечить мінімальне навантаження деталей муфти за виразом (3.27)

$$\xi_F = \arccos \frac{1}{1,375} = 43,34^\circ.$$



Приймаємо з технологічних міркувань (для зручності свердління отворів у напівмуфтах)  $\xi = 45^\circ$ .

Приймаємо кількість канатів  $z = 8$  шт.

Визначаємо силу натягу канатів за виразом (3.16)

$$F_n = \frac{4T \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}}{zD_{36}D_{6H} \sin \xi} =$$

$$= \frac{4 \cdot 1742 \cdot \sqrt{0,25 \cdot (0,275^2 + 0,200^2) - 0,5 \cdot 0,275 \cdot 0,200 \cdot \cos 45^\circ}}{8 \cdot 0,275 \cdot 0,200 \cdot \sin 45^\circ} = 2178 \text{ Н.}$$

Розраховуємо потрібне мінімальне розривне зусилля каната

$$F_{розр}^{нотр} = F_n \cdot \frac{\kappa_{зан}}{\kappa_{нр}} = 2178 \cdot \frac{2,5}{0,5} = 10890 \text{ Н,}$$

де  $\kappa_{зан} = 2,5$  – коефіцієнт запасу міцності каната;

$\kappa_{нр} = 0,5$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між канатами муфти.

За розривним зусиллям обираємо канат 4,5–Г–В–Л–Н–1860 ГОСТ 2688–80. Діаметр каната  $d_k = 4,5$  мм, маркерувальна група каната  $\sigma_{вк} = 1860$  МПа, розривне зусилля за стандартом  $F_{розр}^{ГОСТ} = 11750$  Н, сумарна площа перерізу дротин каната  $A_\Sigma = 7,55$  мм<sup>2</sup>.

Для закріплення канатів передбачаємо використання механізмів з пазами під установку каната ЗМ8–Р (табл. 6.2), що забезпечують швидку заміну каната та за рахунок цього ремонтпридатність приводу насоса (пряма калькуляція показала, що на встановлення одного каната витрачається близько 2 хв).

Пальці та втулки передбачаємо виготовляти із загартованої (40...45 HRC<sub>e</sub>) сталі 40ХС із границею текучості  $\sigma_{mn} = 1080$  МПа [336].

Обчислюємо відношення механічних характеристик матеріалу каната та пальця

$$\frac{\sigma_{вк}}{\sigma_{mn}} = \frac{1860}{1080} = 1,72.$$

Використовуючи графік на рис. 6.23 за отриманим співвідношенням граничних напружень обираємо коефіцієнт діаметра пальця відносно діаметра каната (при  $f = 0,15$  для пари "сталевий палець–сталева гайка")  $\psi_{нк} = 3,125$ .

Обчислюємо діаметр пальців затискних механізмів

$$d_n = d_n \cdot \psi_{нк} = 4,5 \cdot 3,125 = 14,06 \text{ мм.}$$

Приймаємо конструктивно діаметр пальця  $d_n = 16$  мм і передбачаємо на пальцях нарізь М16.

Обчислюємо діаметри втулок

$$d_{вт} = d_n + 2d_k = 16 + 2 \cdot 4,5 = 25 \text{ мм.}$$

Виконуємо перевірку умов геометричного існування муфти.

Перевіряємо умову можливості виконання затягування пальців внутрішньої напівмуфти (3.28). Для цього визначаємо за ГОСТ 13682–80 розмір під ключ для гайки М16 (зев ключа  $S = 24$  мм)  $A = 48$  мм.

Крок пальців у внутрішній напівмуфті становить

$$t_{вн} = D_{вн} \sin \frac{\pi}{z} = 200 \cdot \sin \frac{180^\circ}{8} = 76 \text{ мм.}$$

Умова можливості затягування пальців затискних механізмів  $t_{вн} \geq A$  виконується ( $76 \text{ мм} > 48 \text{ мм}$ ).

Перевіряємо умову можливості сусідства втулок внутрішньої напівмуфти (3.29)  $t_{вн} \geq d_{вт}$ . Умова виконується ( $76 \text{ мм} > 25 \text{ мм}$ ).

Перевіряємо умову (3.30) можливості безударного провертання напівмуфт при екстракції канатів і роз'єднанні напівмуфт у формі

$$(D_{зв} - d_{вт}) \geq (D_{вн} + d_{вт});$$

$$(275 - 25) \geq (200 + 25);$$

$$250 \text{ мм} > 225 \text{ мм} \text{ (умова виконується).}$$

Перевіряємо умову (3.32) відсутності інтерференції втулки внутрішньої напівмуфти та суміжного з нею каната. Для цього обчислюємо значення величин за виразами (3.35), (3.36), (3.39), (3.44), (3.47)

$$X = \frac{D_{вн} \sin \xi}{D_{зв} - D_{вн} \cos \xi} = \frac{200 \cdot \sin 45^\circ}{275 - 200 \cdot \cos 45^\circ} = 1,059;$$

$$\lambda = \frac{2\pi}{z} - \xi = \frac{360}{8} - 45 = 0^\circ;$$

$$Y = \frac{D_{вн} \sin \lambda}{D_{зв} - D_{вн} \cos \lambda} = \frac{200 \cdot \sin 0^\circ}{275 - 200 \cdot \cos 0^\circ} = 0;$$

$$Z = \frac{X + Y}{1 - X \cdot Y} = \frac{1,059 + 0}{1 - 1,059 \cdot 0} = 1,059;$$

$$h_2 = \frac{0,5(D_{36} - D_{6H} \cos \lambda) \cdot \sqrt{1+Y^2} \cdot Z}{\sqrt{1+Z^2}} = \frac{0,5 \cdot (275 - 200 \cdot \cos 0^\circ) \cdot \sqrt{1+0^2} \cdot 1,059}{\sqrt{1+1,059^2}} = 27,27 \text{ мм.}$$

Перевірку останньої умови виконуємо за виразом

$$h_2 \geq 0,5(d_{6H} + d_k);$$

$$27,27 \text{ мм} \geq 0,5 \cdot (25 + 4,5);$$

$$27,27 \text{ мм} > 14,75 \text{ мм (умова виконується).}$$

Перевірка умов існування довела можливість компоновання муфти із отриманими геометричними розмірами, тому на наступному етапі виконуємо перевірку розрахунки на міцність деталей затискних механізмів.

Обчислюємо зусилля затягування пальців

$$F_{зат} = \kappa_{зон} \cdot F_H = 2,0 \cdot 2178 = 4356 \text{ Н},$$

де  $\kappa_{зон} = 2,0$  – коефіцієнт запасу опору екстракції каната.

Виконуємо перевірку міцності каната на зріз за виразом (6.99)

$$\tau_{зрк} = \frac{F_{зат}}{2A_\Sigma} = \frac{4356}{2 \cdot 7,55} = 288 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження зрізу канатного дроту становить

$$[\tau_{зрк}] = \frac{0,4\sigma_{6к}}{s_{зр}} = \frac{0,4 \cdot 1860}{2,5} = 298 \text{ МПа},$$

де  $s_{зр} = 2,5$  – запас міцності каната при неконтрольованому затягуванні нарізі затискного механізму.

З виконаного розрахунку очевидно, що міцність каната на зріз забезпечена, оскільки  $\tau_{зрк} < [\tau_{зрк}]$  (288 МПа < 298 МПа).

Обчислюємо допустимі напруження розтягу та згину та виконуємо перевірку розрахунки міцності деталей затискних механізмів, використавши співвідношення наведені в табл. 6.13.

Обчислюємо допустимі напруження розтягу пальців та втулок

$$[\sigma_p] = [\sigma_{з2}] = \frac{\sigma_{mn}}{s_p} = \frac{1080}{2} = 540 \text{ МПа},$$

де  $s_p = s_{з2} = 2,0$  – запас міцності на розтяг та згин при контрольованому затягуванні нарізі затискного механізму.

Вибираємо коефіцієнт зведення напружень  $\beta_n$  для перевірки міцності

пальця в перерізі I–I (рис. 6.22) за графіком на рис. 6.23. При  $\psi_{nk} = 3,125$  та  $f = 0,15$  він становить  $\beta_n = 4,25$ .

Обчислюємо площу небезпечного перерізу I–I (табл. 3.1, додаток 3) пальця

$$A_{\text{сезм1}} = \frac{\pi d_n^2}{8} - \frac{d_n d_{\text{оме}}}{2} = \frac{3,14 \cdot 16^2}{8} - \frac{16 \cdot 6}{2} = 55 \text{ мм}^2,$$

де  $d_{\text{оме}} = 6$  мм – ширина паза в пальці під установку каната.

Обчислюємо еквівалентні напруження в перерізі I–I

$$\sigma_{En} = \beta_n \frac{F_{\text{зам}}}{A_{\text{сезм1}}} = 4,25 \cdot \frac{4356}{55} = 337 \text{ МПа}.$$

З виконаного розрахунку робимо висновок, що міцність пальця в небезпечному перерізі I–I забезпечена, оскільки  $\sigma_{En} < [\sigma_p]$  (337 МПа < 540 МПа).

Перевіряємо міцність пальця в перерізі III–III (табл. 3.1, додаток 3)

$$\sigma_{En} = 1,3 \frac{4F_{\text{зам}}}{\pi d_1^2} = 1,3 \cdot \frac{4 \cdot 4356}{3,14 \cdot 13,835^2} = 38 \text{ МПа},$$

де  $d_1 = 13,835$  мм – внутрішній діаметр нарізі М16 пальця.

З виконаного розрахунку робимо висновок, що міцність пальця в небезпечному перерізі III–III забезпечена, оскільки  $\sigma_{En} < [\sigma_p]$  (38 МПа < 540 МПа).

Перевіряємо міцність втулки на згин в перерізі II–II (табл. 3.1, додаток 3)

$$\sigma_{\text{згвт}} = \frac{32d_o F_H l_p}{\pi(d_o^4 - d_n^4)} = \frac{32 \cdot 20 \cdot 2178 \cdot 25}{3,14 \cdot (20^4 - 16^4)} = 118 \text{ МПа},$$

де  $d_o = 20$  мм – діаметр бурта втулки;

$l_p = 25$  мм – робоча довжина (виліт) втулки;

З виконаного розрахунку робимо висновок, що міцність втулки в небезпечному перерізі II–II забезпечена, оскільки  $\sigma_{\text{згвт}} < [\sigma_{\text{зг}}]$  (118 МПа < 540 МПа).

Перевіряємо поверхню отвору напівмуфти під установку втулки затискного механізму на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_H}{d_o \delta_{фл}} = \frac{2178}{20 \cdot 15} = 7 \text{ МПа},$$

де  $\delta_{фл} = 15$  мм – товщина фланця напівмуфти.

Обчислюємо допустиме напруження зминання матеріалу напівмуфти

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_{мн}}{s_{зм}} = \frac{240}{2,0} = 120 \text{ МПа},$$

де  $\sigma_{мн} = 240$  МПа – границя текучості матеріалу напівмуфти (Сталь Ст3сп);

$s_{зм} = 2,0$  – запас міцності на зминання при нереверсивному навантаженні.

З виконаного розрахунку робимо висновок, що міцність поверхні отвору напівмуфти під установку втулки затискного механізму на зминання забезпечена, оскільки  $\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}]$  ( $7 \text{ МПа} < 120 \text{ МПа}$ ).

Визначаємо крутильну жорсткість муфти за виразом (3.57)

$$C = \frac{z D_{зв} D_{вн}^2 E_k^p A_\Sigma \sin \xi}{0,5(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - D_{зв} D_{вн} \cos \xi} =$$

$$= \frac{8 \cdot 0,275 \cdot 0,200^2 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 7,55 \cdot \sin 45^\circ}{0,5 \cdot (0,275^2 - 0,200^2) - 0,275 \cdot 0,200 \cdot \cos 45^\circ} = 2482507 \frac{H \cdot м}{рад} = 43306 \frac{H \cdot м}{град},$$

де  $E_k^p = 1 \cdot 10^5$  МПа – модуль пружності каната при розтягу.

Обчислюємо момент затягування гайки  $T_{зам}$  затискного механізму за виразом [336]

$$T_{зам} = F_{зам} \left[ \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho) + \frac{f(D_1 + d_0)}{4} \right] =$$

$$= 4356 \left[ \frac{14,701}{2} \cdot \operatorname{tg} 9^\circ + \frac{0,15 \cdot (24 + 17)}{4} \right] \cdot 10^{-3} = 11,76 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

де  $d_2 = 14,701$  мм – середній діаметр нарізі М16;

$(\psi + \rho) \approx 9^\circ$  – сума кутів підйому витків нарізі та тертя у ній (при коефіцієнті тертя в нарізі  $f = 0,15$ );

$D_1 \approx S = 24$  мм – діаметр опорного торця гайки М16;

$d_0 = 17$  мм – діаметр отвору у дланці напівмуфти.

Муфти (партия з 5 шт), спроектовані наведеним чином, були виготовлені та встановлені в приводи відцентрових насосів К200–150–400, де підтвердили свою працездатність на протязі 5 років експлуатації в умовах, аналогічних базовим втулково-пальцевим муфтам, де виміряні при складанні значення неспіввідношень знаходились в межах  $\Delta_r = 0,3 \dots 0,5$  мм,  $\gamma = 0,5 \dots 0,8^\circ$ .

### Додаток Ж.

#### Аналіз динамічних навантажень муфти приводу відцентрового насоса

Метою даного додатку є оцінка впливу характеристик муфти на динаміку приводу та оцінка достовірності рекомендацій [8] щодо вибору коефіцієнта режиму роботи (коефіцієнта динамічності) для розрахунку на міцність муфт, що працюють у складі приводів, на прикладі насосної установки з відцентровим насосом та асинхронним електродвигуном.

Схема модельної насосної установки показана на рис. Ж.1. Вона включає відцентровий насос 3 моделі К200–150–400 (подачею  $Q_n = 400 \text{ м}^3/\text{год} = 0,1111 \text{ м}^3/\text{с}$ ), що приводиться у рух асинхронним двигуном 8 моделі АИР 250М4УЗ ГОСТ Р 51689–2000 потужністю  $P = 90 \text{ кВт}$  при номінальній частоті обертання  $n_n = 1480 \text{ об/хв}$  через пружну втулково–пальцеву муфту 7 типорозміру 2000–61–1–75–1УЗ ГОСТ 21424–93. Насос працює на трубопроводі діаметром  $d = 0,2 \text{ м}$  і довжиною  $l = 100 \text{ м}$ , що подає прісну воду ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) з каналу через фільтр 1 в цистерну 6 на висоті  $H_{cm} = 40 \text{ м}$  від вільної поверхні води в каналі (рівень води в цистерні набагато менший ніж величина статичного напору  $H_{cm}$  і тому не враховується). Цистерна 6 наповнюється від порожнього стану. На трубопроводі встановлено всмоктувальний 2 та нагнітальний 3 клапани, а також незворотний клапан 5, щоб виключити спорожнення нагнітального трубопроводу та цистерни 6.

Інструкцією з експлуатації насоса передбачено виконання його запуску в роботу в два етапи – пуск електродвигуна 8 при залитому водою насосі, відкритому всмоктувальному 2 та закритому нагнітальному 4 клапанах з послідовним плавним відкриттям нагнітального клапана 4 та відповідно поступовим навантаженням приводу насоса. Проте небезпечним є варіант коли нагнітальний клапан 4 відкривається швидко, ривком, що супроводжується ударним навантаженням приводу та його найслабшої ланки – пружної муфти

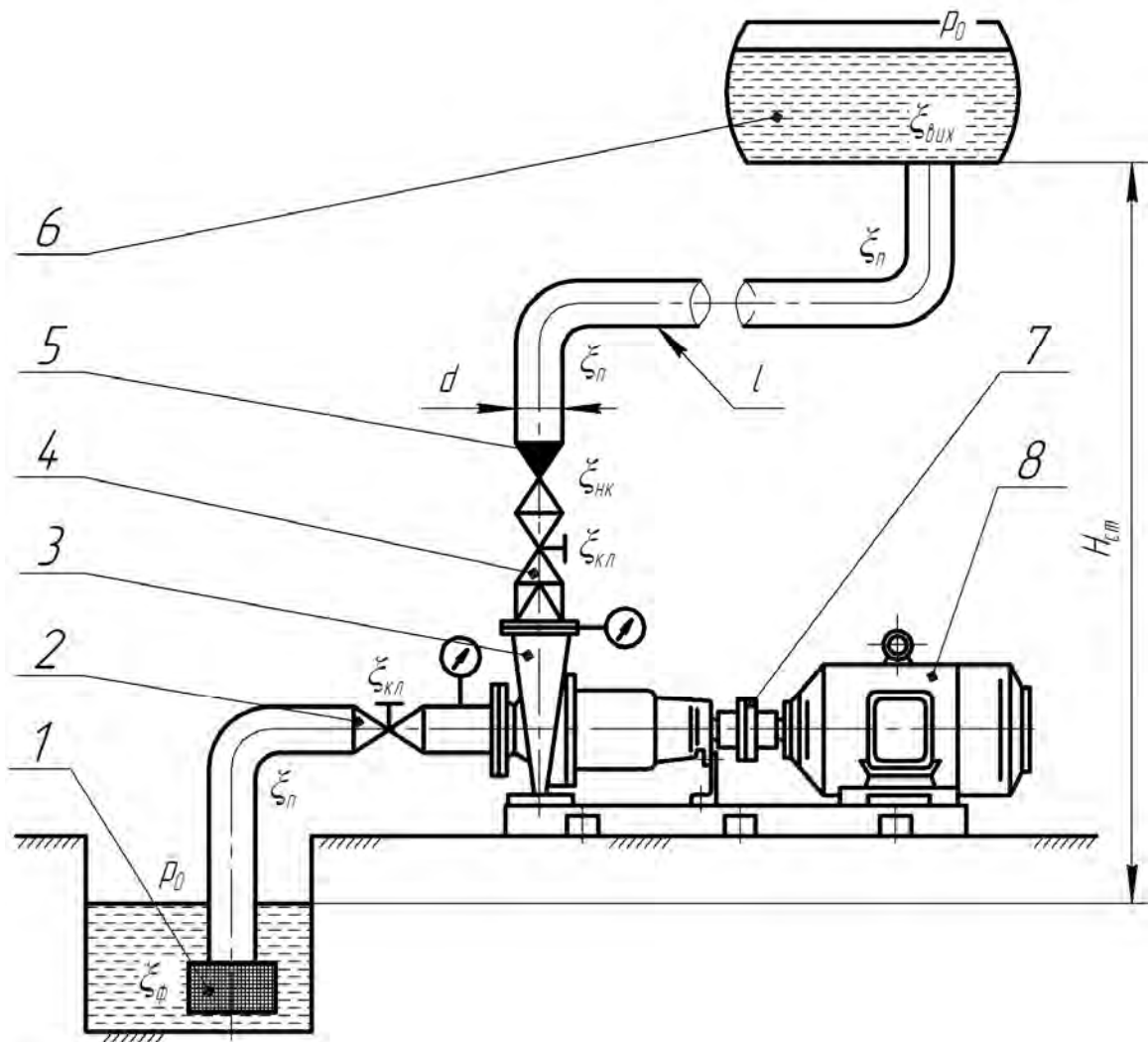


Рисунок Ж.1 – Схема модельної насосної установки

Специфіка конструкції відцентрового насоса уможливилює складання розрахункової динамічної моделі його привода у вигляді двомасової коливної системи (рис. Ж.2), що включає в себе ведучу масу (ротор електродвигуна зі встановленою ведучою напівмуфтою) зі зведеним моментом інерції  $J_1$ , ведену масу (крилатки насоса масою  $m = 42$  кг та радіусом  $R = 0,203$  м із її валом та встановленою на ньому веденою напівмуфтою) з моментом інерції  $J_2$ , що зв'язані між собою невагомою пружною ланкою (сполучною муфтою), що має крутильну жорсткість  $C$ . Така постановка задачі базується на класичних теоріях динаміки машин, що підтвердили свою результативність для аналізу руху подібних коливних систем [1, 8, 26, 45, 114, 116, 119, 336, 342].

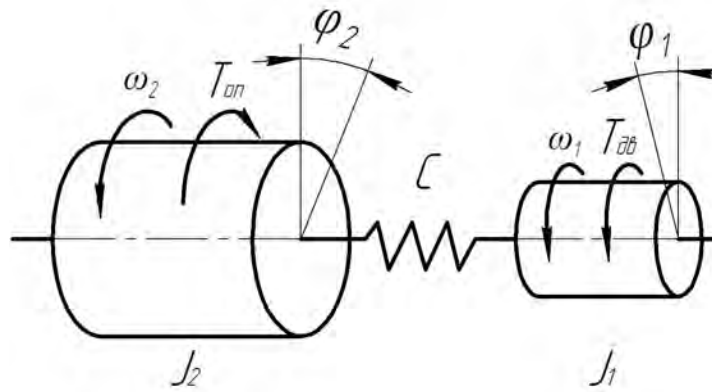


Рисунок Ж.2 – Динамічна модель приводу насоса

Використовуючи відомі рівняння Лагранжа другого роду, після загальних перетворень одержимо рівняння руху мас приводу насоса, що мають вигляд:

$$J_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = T_{\text{дв}};$$

$$J_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -T_{\text{оп}},$$

де  $\varphi_1, \varphi_2$  – кутові переміщення відповідних мас;

$T_{\text{дв}}, T_{\text{оп}}$  – відповідно момент двигуна (рушійний) і момент опору.

Рушійний момент двигуна апроксимуватимемо відомою<sup>1</sup> залежністю

$$T_{\text{дв}} = A - B \frac{d\varphi_1}{dt}.$$

Константи  $A$  та  $B$  визначимо, виконавши попередньо деякі розрахунки параметрів двигуна АИР 250М4УЗ.

Номінальний момент двигуна

$$T_n = 9550 \frac{P}{n_n} = 9550 \frac{90}{1480} = 580,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальний обертальний момент двигуна

$$T_{\text{max}} = \lambda T_n = 2,3 \cdot 580,7 = 1335,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де  $\lambda = 2,3$  – кратність максимального обертального моменту.

<sup>1</sup> Розрахунки будівельних стрілових кранів / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, С.В. Ракша, В.В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2015. – 815 с.



Номінальна кутова швидкість

$$\omega_n = \frac{\pi n_n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1480}{30} = 154,98 \text{ рад/с}.$$

Синхронна кутова швидкість

$$\omega_c = \frac{\pi n_c}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157,08 \text{ рад/с}.$$

Номінальне ковзання

$$s = 1 - \frac{n_n}{n_c} = 1 - \frac{1480}{1500} = 0,013.$$

Максимальне ковзання

$$s_k = s(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}) = 0,013 \cdot (2,3 + \sqrt{2,3^2 - 1}) = 0,063.$$

Тоді

$$A = \frac{2T_{\max}}{s_k} = \frac{2 \cdot 1335,6}{0,063} = 42400;$$

$$B = \frac{2T_{\max}}{s_k \omega_c} = \frac{2 \cdot 1335,6}{0,063 \cdot 157,08} = 269,92.$$

Момент опору  $T_{on}$  зведений до валу насоса визначимо з аналізу його навантаження з боку трубопроводу. Так напір  $H_{on}$ , що витрачає трубопровід в період пуску обчислюватимемо згідно відомих залежностей<sup>2</sup>.

$$H_{on} = H_{ст} + H_{тр} + H_{ін},$$

де  $H_{ст}$  – статичний напір трубопроводу;

$H_{тр}$  – напір втрачений на подолання шляхових та місцевих втрат в трубопроводі;

$H_{ін}$  – інерційний напір, що зумовлений прискоренням потоку рідини в залитому трубопроводі.

Зводячи напори до моментів, які вони створюватимуть на колесі насоса та

<sup>2</sup> Чугаев Р.Р. Гидравлика. - Л.: Энергоиздат, 1982. - 672 с.; Колесников О.Г. Судовые вспомогательные механизмы и системы. - М.: Транспорт, 1977. - 464 с.

його валу згідно з виразом  $T = \frac{P}{\omega} = \frac{\rho g H Q}{\omega}$  ( $\omega$  – кутова швидкість обертання крилатки насоса, рад/с), матимемо

$$T_{on} = T_{cm} + T_{mp} + T_{in},$$

$$T_{cm} = \rho g H_{cm} \frac{Q}{\omega} = a \frac{Q}{\omega}.$$

Після підстановки кількісних значень матимемо  $a = 392400$  Па.

Враховуючи, що втрати напору на тертя та подолання місцевих опорів становлять

$$H_{mp} = \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g} \left[ \lambda \frac{l}{d} + \xi_{\phi} + 2\xi_{кл} + 3\xi_n + \xi_{нк} + \xi_{вих} \right],$$

матимемо 
$$T_{mp} = \frac{8\rho}{\pi^2 d^4} \left[ \lambda \frac{l}{d} + \xi_{\phi} + 2\xi_{кл} + 3\xi_n + \xi_{нк} + \xi_{вих} \right] \frac{Q^3}{\omega} = b \frac{Q^3}{\omega},$$

де  $\lambda = 0,04$  – коефіцієнт Дарсі;

$\xi_{\phi} = 0,7$  – коефіцієнт місцевого опору фільтра;

$\xi_{кл} = 6,2$  – коефіцієнт місцевого опору клапана;

$\xi_n = 0,4$  – коефіцієнт місцевого опору повороту трубопроводу;

$\xi_{нк} = 3,0$  – коефіцієнт місцевого опору незворотнього клапана.

Підставляючи наведені константи у попередню формулу, отримаємо чисельне значення коефіцієнта  $b = 19403007$  Па·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>.

Для інерційного напору матимемо

$$H_{in} = \frac{4l}{\pi d^2 g} Q',$$

або 
$$T_{in} = \frac{4\rho l}{\pi d^2} \cdot \frac{Q' Q}{\omega} = c \frac{Q' Q}{\omega}.$$

Після підстановки отримаємо чисельне значення  $c = 3183098$  кг/м<sup>4</sup>.

Або остаточно з урахуванням того, що ККД насоса при даній продуктивності складає 80%, матимемо вираз для моменту опору, зведеного до веденої маси

$$T_{on} = \frac{1}{0,8} \cdot \left( a \cdot \frac{Q}{\omega} + b \cdot \frac{Q^3}{\omega} + c \cdot \frac{Q' Q}{\omega} \right).$$

Моменти інерції рухомих мас обчислюватимемо наступним чином

$$J_1 = J_{\text{дв}} + 0,5J_{\text{муф}};$$

$$J_2 = J_{\text{кр}} + 0,5J_{\text{муф}},$$

де  $J_{\text{дв}} = 0,40 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент інерції ротора двигуна АИР 250М4УЗ;

$$J_{\text{кр}} = \frac{mR^2}{2} = \frac{42 \cdot 0,203^2}{2} = 0,87 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ – момент інерції крилатки насоса.}$$

Розглядатимемо три варіанти роботи приводу насоса – з муфтою пружною втулково–пальцевою (МПВП) (базовий варіант), муфтою пружною з тороподібною оболонкою (МПТО) та муфтою – з торцевою установкою канатів тангенціального розташування (МПТК) (спроектована в додатку Є), у такому випадку характеристики рухомих мас та крутильних жорсткостей муфт [8, 26] наведені в табл. Ж.1.

Таблиця Ж.1 – Моменти інерції рухомих мас та жорсткості муфт

Назва муфти	$C, \text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$	$J_{\text{муф}}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$J_1, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	$J_2, \text{кг} \cdot \text{м}^2$
МПВП	79051	0,300	0,55	1,02
МПТО	8397	1,200	1,00	1,47
МПТК	2482507	0,185	0,54	0,92

Практично, навантаження насоса відкриттям нагнітального клапану не може відбуватись швидше ніж за 1,5...2,0 с, бо швидше клапан діаметром 200 мм важко відкрити фізично, тому приймаємо, що продуктивність залежить від часу  $t$  згідно наведеного нижче виразу.

$$Q(t) = Q_n \cdot e^{-\frac{t}{\tau}},$$

де  $\tau = 0,05 \text{ с}$  – характерний час релаксації, що характеризує швидкість проходження перехідного процесу в трубопроводі до усталеного режиму руху.

Графік залежності продуктивності від часу при наведеному законі відкриття нагнітального клапану (рис. Ж.3, а) відповідає відомим експериментальним даним і реально описує зміну подачі через трубопровід у

часі. Враховуючи викладене, та приймаючи  $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ ,  $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$ , можна записати систему рівнянь руху приводу насоса у наступному вигляді.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{\text{дв}} = A - B \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}; \\ J_1 \cdot \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = T_{\text{дв}}; \\ J_2 \cdot \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = -T_{\text{он}}; \\ T_{\text{он}} = \frac{1}{0,8} \cdot \left( a \cdot \frac{Q(t)}{dt} + b \cdot \frac{Q^3(t)}{dt} + c \cdot \frac{\frac{dQ(t)}{dt} \cdot Q(t)}{\frac{d\varphi_2}{dt}} \right); \\ Q(t) = Q_n \cdot e^{-\frac{\tau}{t}}. \end{array} \right.$$

Початкові умови наступні:

$$\text{При } t = 0; \varphi_1 = \varphi_2 = 0; \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_c = 157,08 \text{ рад/с.}$$

При наведеному законі залежності витрати від часу рівняння наведеної системи не мають аналітичного розв'язку, тому виконуємо його чисельним методом Рунге–Кутти–Фельберга 4 порядку відносно момента у пружному елементі муфти  $T_{\text{муфт}} = C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)$  засобами прикладного програмного комплексу *Maple*. В результаті отримано залежність моменту  $T_{\text{муфт}}$  від часу у вигляді графіків (рис. Ж.3, б...г) для наведених в табл. Ж.1 типів муфт, можливих для установки в приводі насоса. Основні параметри результатів, представлених на рис. Ж.3 зведені в табл. Ж.2.

Для забезпечення порівняння муфт і оцінки їх впливу на динаміку приводу обчислювали також критичну частоту обертання при якій матиме місце резонанс [336], і також вносили в табл. Ж.2, як і вартість муфт (в цінах 2013 року).

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{C \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}}.$$

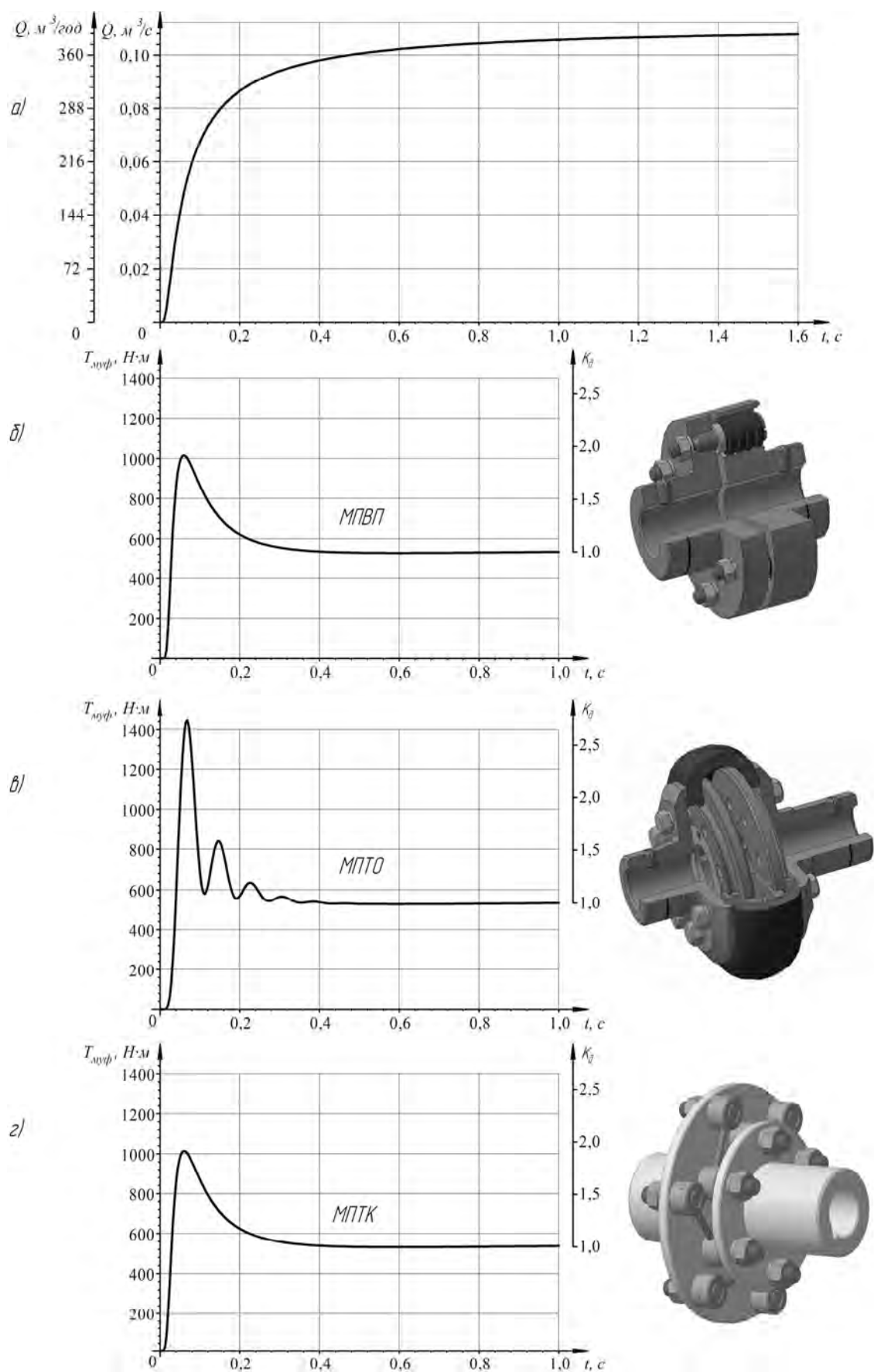


Рисунок Ж.3 – Результати моделювання динамічних навантажень муфти приводу відцентрового насоса

Таблиця Ж.2 – Характеристики приводу насоса з різними муфтами

Назва муфти	Номінальний момент, що передає муфта $T_n, H \cdot m$	Максимальний момент муфти $T_{max}, H \cdot m$	Коефіцієнт динамічності $K_d$	Критична частота обертання, $n_{кр}, об/хв$	Вартість, муфти грн. (в цінах 2013 р.)
МПВП	530	1020	1,92	4491	4850
МПТО		1460	2,75	1134	6400
МПТК		1020	1,92	25793	2940

Муфта МПВП, що встановлена в приводі насоса в базовому варіанті (рис. Ж.3, б) забезпечує коефіцієнт динамічності близько  $K_d = 2,0$ , а її жорсткість – критичну частоту обертання близько 4500 об/хв, тобто привід насоса із такою муфтою працює у гарантовано дорезонансному режимі (при номінальній частоті обертання  $n_n = 1480$  об/хв). Установка в привід муфти оболонкового типу МПТО (рис. Ж.3, в) забезпечує підвищення коефіцієнта динамічності до  $K_d = 2,75$  та розвитку при відкритті нагнітального клапану інтенсивних крутильних коливань, що може стати причиною зниження втомної міцності вала насоса. Крім цього, при розгоні приводу відбуватиметься його перехід через резонансну частоту (близько 1100 об/хв), що також є негативним фактором. При установці в приводі насоса муфти з канатними елементами МПТК (рис. Ж.3, г) коефіцієнт динамічності, порівняно з муфтою МПВП практично не зміниться, а критична частота обертання додатково зросте. Слід відзначити, що вартості муфт МПТК, МПВП та МПТО відносяться як 1,00:1,65:2,17, тобто канатну муфту застосовувати у приводі відцентрового насоса не тільки технічно можливо, а й економічно доцільно.

З виконаного теоретичного аналізу та практики застосування муфт з канатними елементами в приводах насосів можна зробити наступні висновки:

1. Рекомендації [8] щодо значення коефіцієнтів режиму роботи для обчислення розрахункового моменту муфт, що сполучають відцентрові насоси із приводними асинхронними двигунами ( $K_p = 2,00...3,00$ ), відповідають коефіцієнтам динамічності ( $K_d = 1,92...2,75$ ) отриманим за рахунок представленого аналізу.

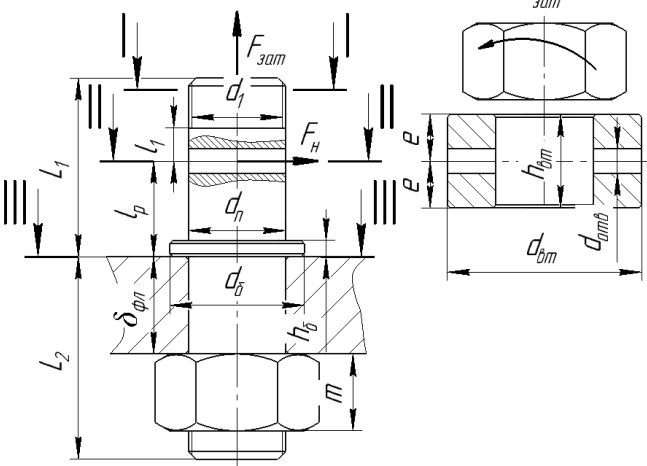
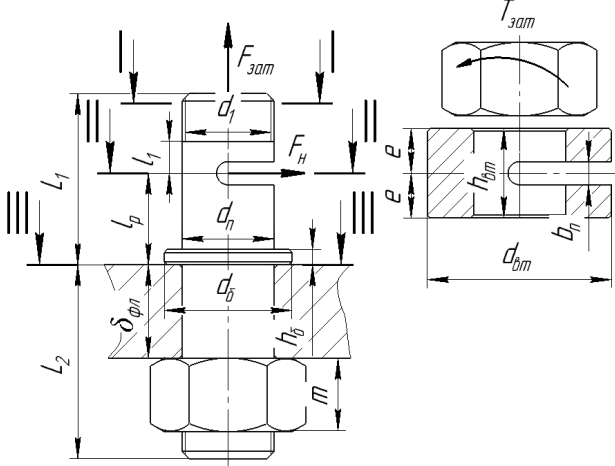
2. Встановлення муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування у привід відцентрового насоса забезпечує зниження його вартості і відповідає сучасним напрямкам насособудування, де існує тенденція застосування в приводах швидкохідних відцентрових насосів все більш жорстких муфт (наприклад пластинчастих муфт Flender чи KTR), що обумовлено підвищенням швидкохідності електроприводу за рахунок переходу на високі синхронні частоти та, відповідно, необхідністю підвищення критичних частот обертання за рахунок збільшення крутильної жорсткості муфт.

3. Натурні зразки муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування, встановлені в приводи діючих відцентрових насосів К200–150–400 підтвердили свою працездатність в умовах динамічних навантажень на протязі 5 років експлуатації, чим підтверджується можливість користування результатами розробленої методології проектування таких муфт для створення їх надійних конструкцій.

## Додаток 3.

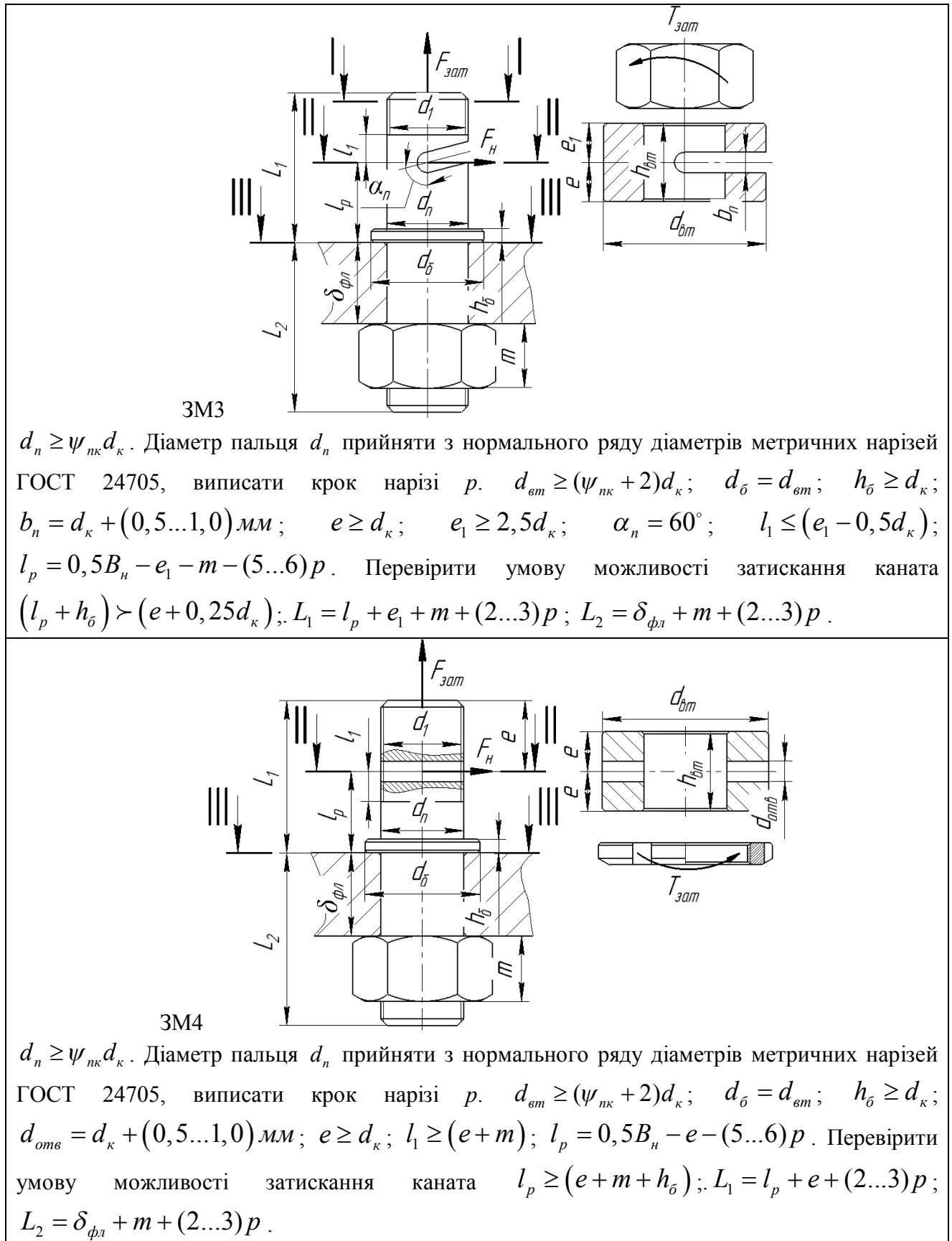
### Основні геометричні співвідношення при конструюванні деталей затискних механізмів

Таблиця 3.1 – Основні геометричні співвідношення для конструюванні  
деталей затискних механізмів

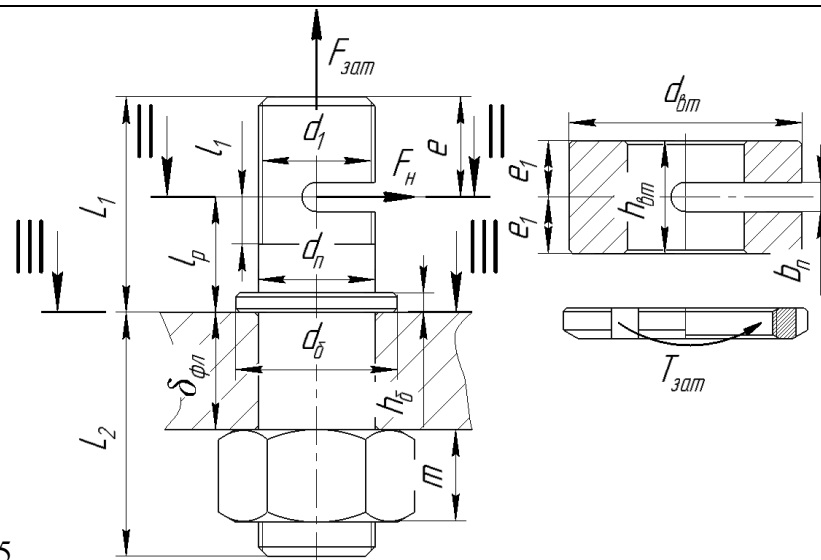
Позначення затискних механізмів за табл. 6.2, розрахункова схема та конструктивні співвідношення для їх деталей	
 <p>ЗМ1</p>	<p><math>d_n \geq \psi_{нк} d_k</math>. Діаметр пальця <math>d_n</math> прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі <math>p</math>. <math>d_{ем} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k</math>; <math>d_{\bar{o}} = d_{ем}</math>; <math>h_{\bar{o}} \geq d_k</math>; <math>b_n = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}</math>; <math>e \geq d_k</math>; <math>l_1 \leq (e - 0,5d_k)</math>; <math>l_p = 0,5B_n - e - m - (5 \dots 6)p</math>. Перевірити умову можливості затискання каната <math>(l_p + h_{\bar{o}}) &gt; (e + 0,25d_k)</math>; <math>L_1 = l_p + e + m + (2 \dots 3)p</math>; <math>L_2 = \delta_{фл} + m + (2 \dots 3)p</math>.</p>
 <p>ЗМ2</p>	<p><math>d_n \geq \psi_{нк} d_k</math>. Діаметр пальця <math>d_n</math> прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі <math>p</math>. <math>d_{ем} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k</math>; <math>d_{\bar{o}} = d_{ем}</math>; <math>h_{\bar{o}} \geq d_k</math>; <math>b_n = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}</math>; <math>e \geq d_k</math>; <math>l_1 \leq (e - 0,5d_k)</math>; <math>l_p = 0,5B_n - e - m - (5 \dots 6)p</math>. Перевірити умову можливості затискання каната <math>(l_p + h_{\bar{o}}) &gt; (e + 0,25d_k)</math>; <math>L_1 = l_p + e + m + (2 \dots 3)p</math>; <math>L_2 = \delta_{фл} + m + (2 \dots 3)p</math>.</p>



## Продовження таблиці 3.1

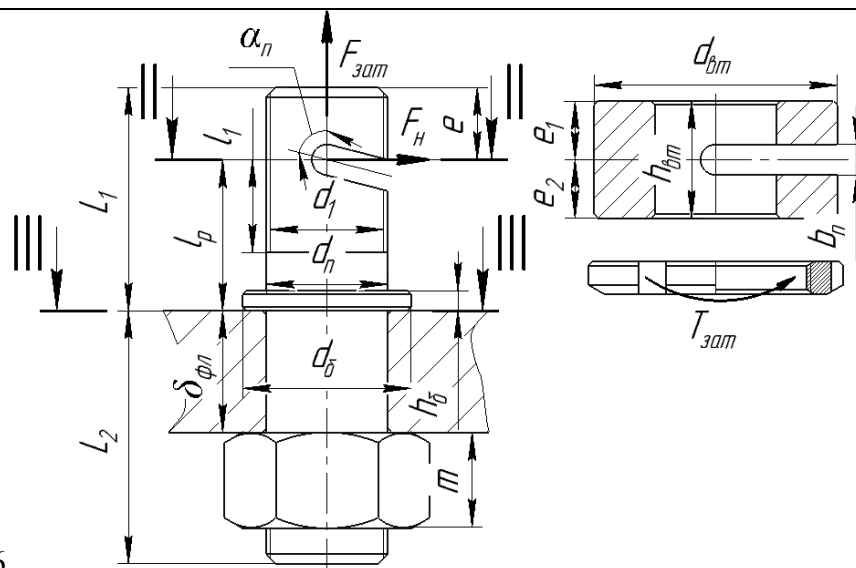


## Продовження таблиці 3.1



ЗМ5

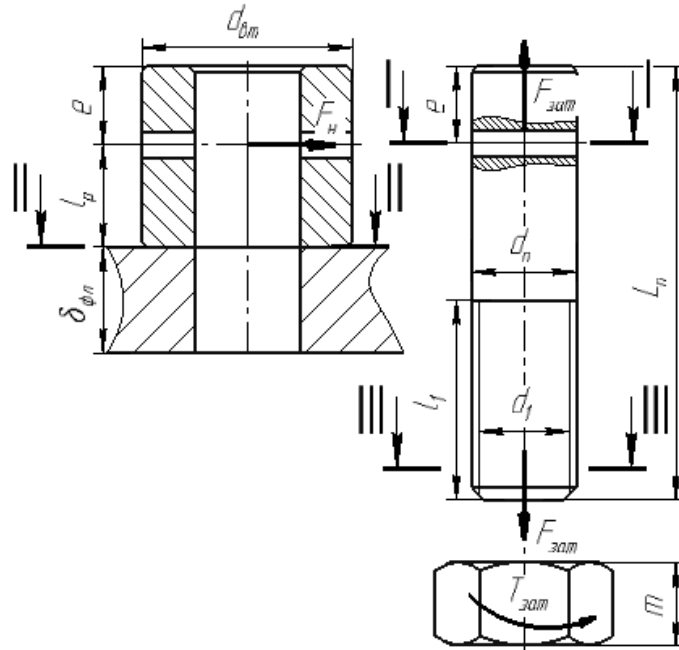
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{эм} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k$ ;  $d_{эм} = d_{эм}$ ;  $h_{эм} \geq d_k$ ;  $b_n = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $e_1 \geq d_k$ ;  $l_1 \geq (e + m)$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5 \dots 6)p$ .  
Перевірити умову можливості затискання каната  $l_p \geq (e + m + h_{эм})$ ;  $L_1 = l_p + e + (2 \dots 3)p$ ;  
 $L_2 = \delta_{фл} + m + (2 \dots 3)p$ .



ЗМ6

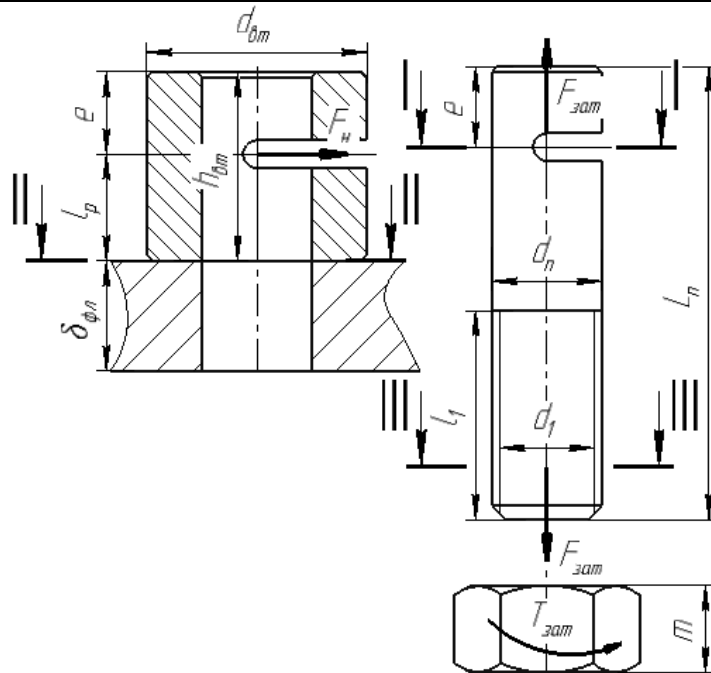
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{эм} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k$ ;  $d_{эм} = d_{эм}$ ;  $h_{эм} \geq d_k$ ;  $b_n = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $e_1 \geq d_k$ ;  $e_1 \geq 2,5d_k$ ;  $l_1 \geq (e_1 + m)$ ;  
 $l_p = 0,5B_n - e - (5 \dots 6)p$ .  
Перевірити умову можливості затискання каната  $l_p \geq (e_1 + m + h_{эм})$ ;  $L_1 = l_p + e + (2 \dots 3)p$ ;  $L_2 = \delta_{фл} + m + (2 \dots 3)p$ .

## Продовження таблиці 3.1



ЗМ7

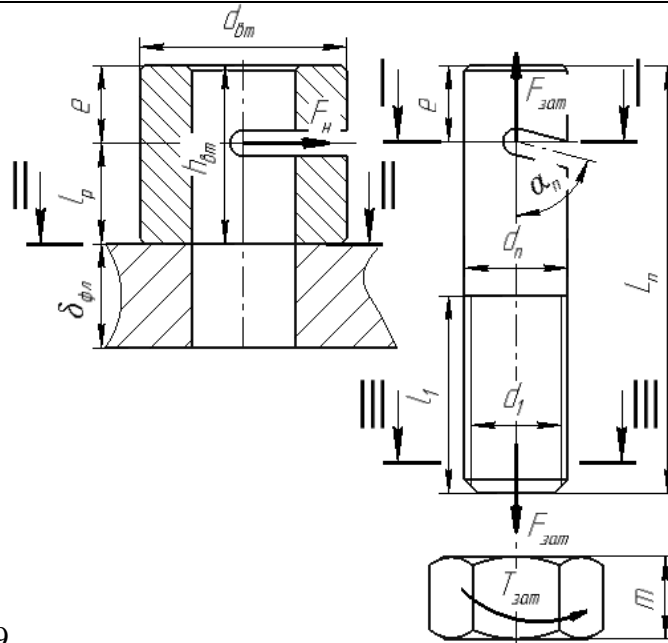
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, виписати крок нарізі  $p$ .  $d_{ом} \geq \psi_{вк} d_k$ ;  $d_{оме} = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq d_k$ ;  $l_p = 0,5 B_n - e - (5 \dots 6)p$ ;  $l_1 \geq (m + d_k + (5 \dots 6)p)$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{\phi_n} + m + (2 \dots 3)p$ .



ЗМ8

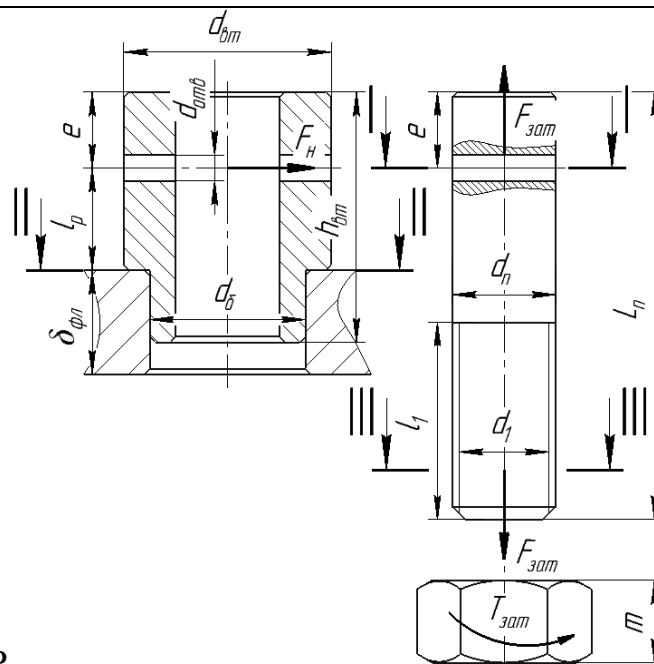
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, виписати крок нарізі  $p$ .  $d_{ом} \geq \psi_{вк} d_k$ ;  $b_n = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $l_p = 0,5 B_n - e - (5 \dots 6)p$ ;  $l_1 \geq (m + d_k + (5 \dots 6)p)$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{\phi_n} + m + (2 \dots 3)p$ .

## Продовження таблиці 3.1



3М9

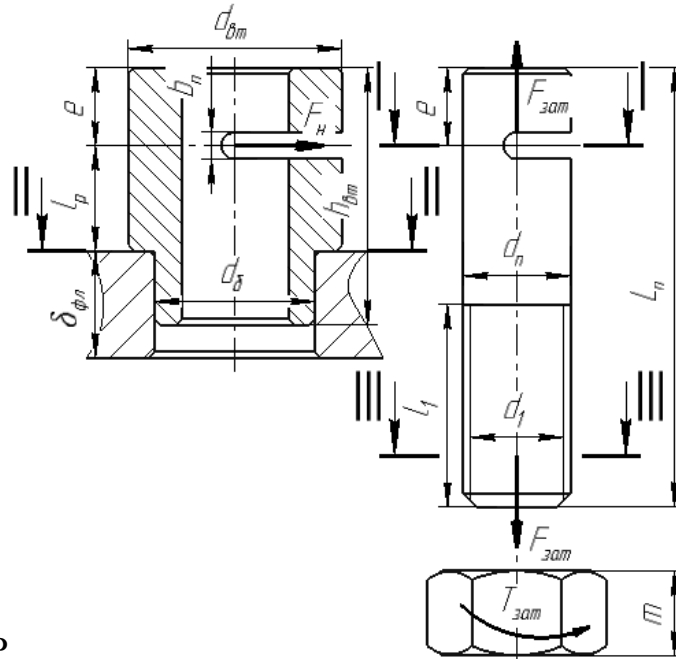
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{вм} \geq \psi_{вк} d_k$ ;  $b_n = d_k + (0,5...1,0) мм$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $\alpha_n = 60^\circ$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5...6)p$ ;  $l_1 \geq (m + d_k + (5...6)p)$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{фл} + m + (2...3)p$ .



3М7-Р

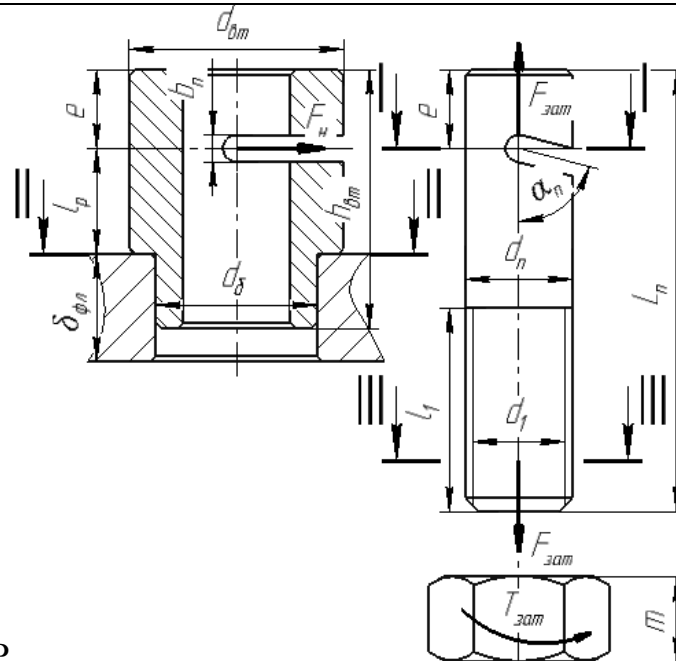
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{вм} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k$ ;  $d_{ф} = 0,5(d_n + d_{вм})$ ;  $d_{омб} = d_k + (0,5...1,0) мм$ ;  $e \geq d_k$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5...6)p$ ;  $l_1 \geq (m + d_k + 0,5\delta_{фл})$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{фл} + m + (2...3)p$ ;  $h_{вм} = e + l_p + 0,8\delta_{фл}$ .

## Продовження таблиці 3.1



ЗМ8-Р

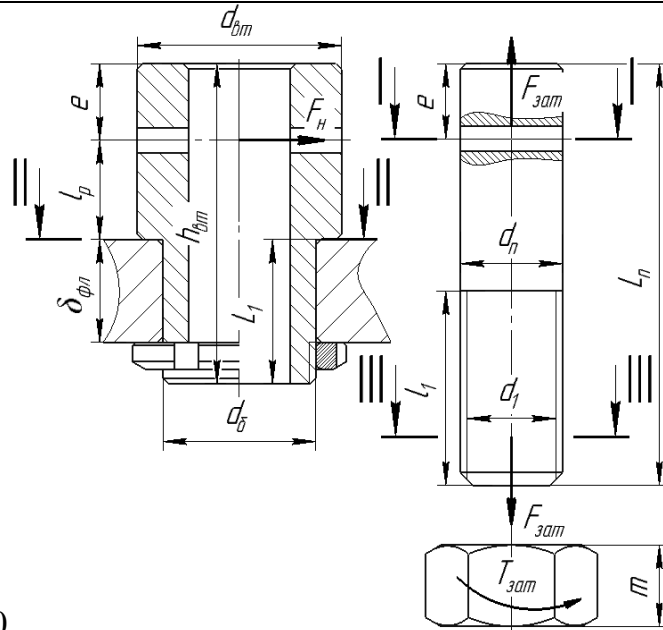
$d_n \geq \psi_{\text{нк}} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{\text{вн}} \geq (\psi_{\text{нк}} + 2)d_k$ ;  $d_{\text{о}} = 0,5(d_n + d_{\text{вн}})$ ;  $b_n = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5 \dots 6)p$ ;  $l_1 \geq (m + d_k + 0,5\delta_{\text{фл}})$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{\text{фл}} + m + (2 \dots 3)p$ ;  $h_{\text{вн}} = e + l_p + 0,8\delta_{\text{фл}}$ .



ЗМ9-Р

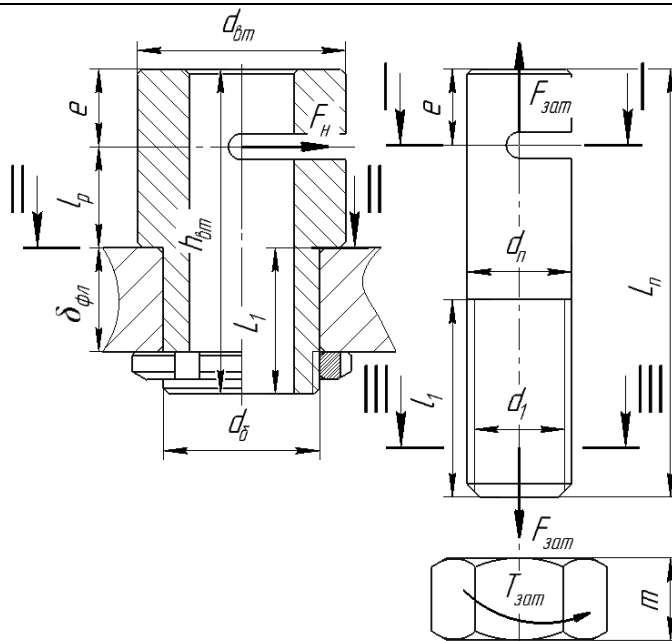
$d_n \geq \psi_{\text{нк}} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{\text{вн}} \geq \psi_{\text{вк}} d_k$ ;  $d_{\text{вн}} \geq (\psi_{\text{нк}} + 2)d_k$ ;  $d_{\text{о}} = 0,5(d_n + d_{\text{вн}})$ ;  $b_n = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $\alpha_n = 60^\circ$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5 \dots 6)p$ ;  $l_1 \geq (m + d_k + 0,5\delta_{\text{фл}})$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{\text{фл}} + m + (2 \dots 3)p$ ;  $h_{\text{вн}} = e + l_p + 0,8\delta_{\text{фл}}$ .

## Продовження таблиці 3.1



3M10

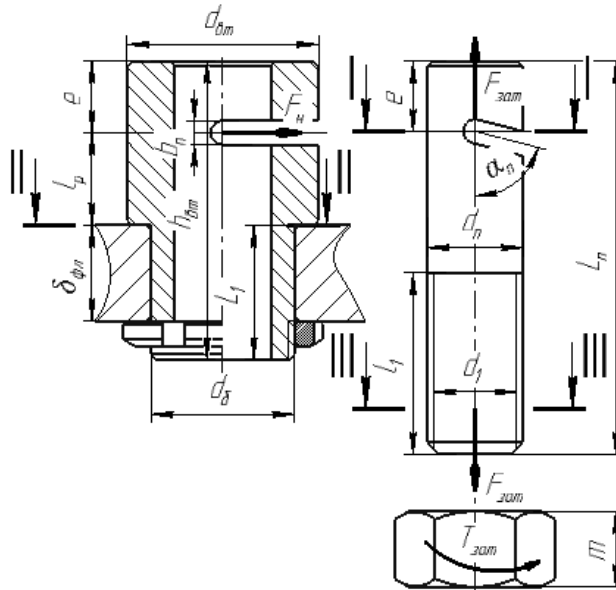
$d_n \geq \psi_{\text{нк}} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{\text{отв}} \geq (\psi_{\text{нк}} + 2)d_k$ ;  $d_{\text{отв}} = 0,5(d_n + d_{\text{отв}})$ ;  $d_{\text{отв}} = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq d_k$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5 \dots 6)p$ ;  $l_1 \geq (2m + d_k + 0,5\delta_{\text{фл}})$ ;  $L_1 \geq (m + \delta_{\text{фл}} + (2 \dots 3)p)$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{\text{фл}} + 2m + (2 \dots 3)p$ ;  $h_{\text{отв}} = e + l_p + L_1$ .



3M11

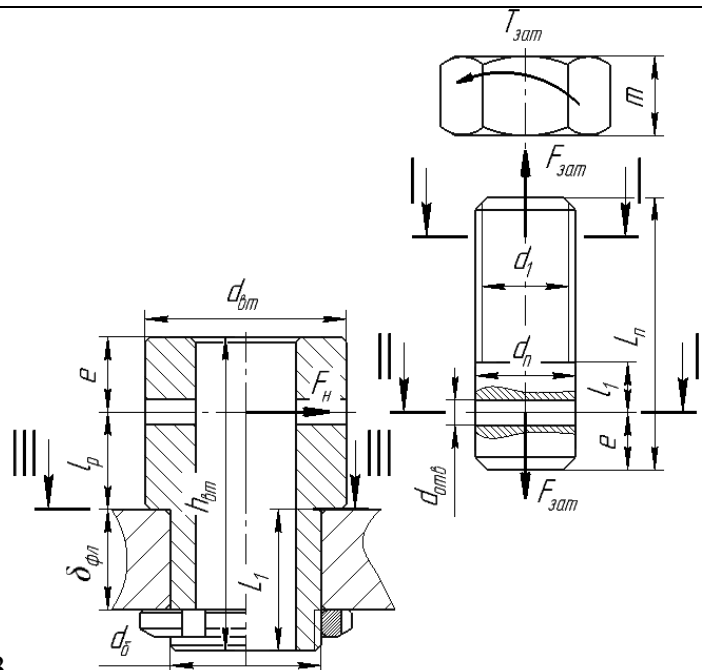
$d_n \geq \psi_{\text{нк}} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{\text{отв}} \geq (\psi_{\text{нк}} + 2)d_k$ ;  $d_{\text{отв}} = 0,5(d_n + d_{\text{отв}})$ ;  $d_{\text{отв}} = d_k + (0,5 \dots 1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5 \dots 6)p$ ;  $l_1 \geq (2m + d_k + 0,5\delta_{\text{фл}})$ ;  $L_1 \geq (m + \delta_{\text{фл}} + (2 \dots 3)p)$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{\text{фл}} + 2m + (2 \dots 3)p$ ;  $h_{\text{отв}} = e + l_p + L_1$ .

## Продовження таблиці 3.1



ЗМ12

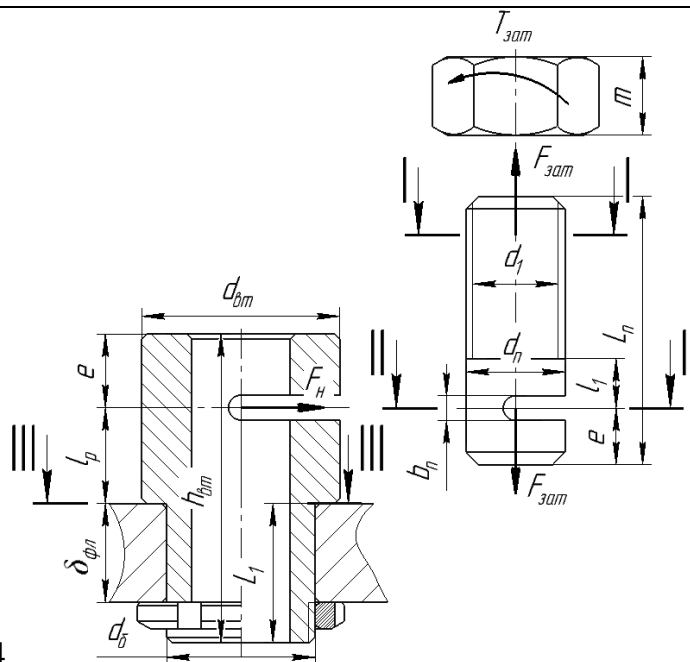
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{om} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k$ ;  $d_{\phi} = 0,5(d_n + d_{om})$ ;  $d_{омв} = d_k + (0,5...1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $\alpha_n = 60^\circ$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - (5...6)p$ ;  $l_1 \geq (2m + d_k + 0,5\delta_{\phi l})$ ;  $L_1 \geq (m + \delta_{\phi l} + (2...3)p)$ ;  $L_n = e + l_p + \delta_{\phi l} + 2m + (2...3)p$ ;  $h_{om} = e + l_p + L_1$ .



ЗМ13

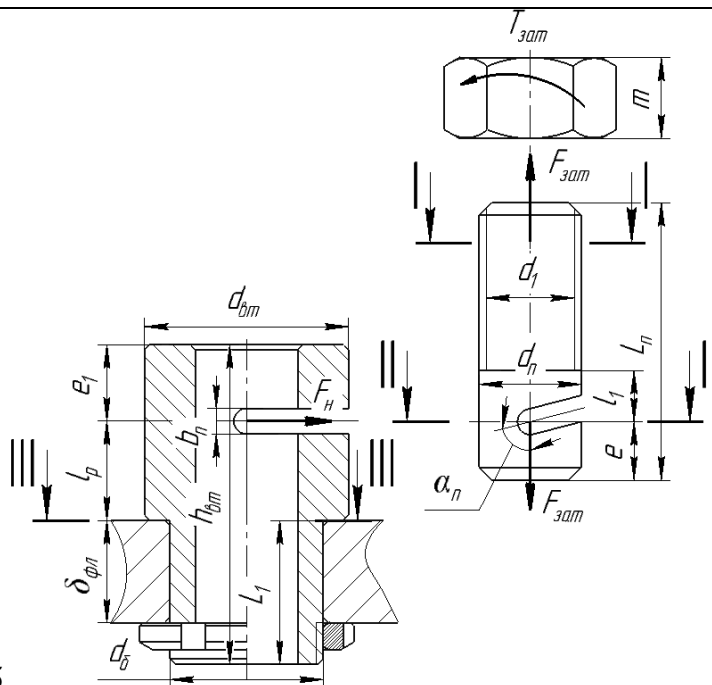
$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{om} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k$ ;  $d_{\phi} = 0,5(d_n + d_{om})$ ;  $d_{омв} = d_k + (0,5...1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq d_k$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - m - (5...6)p$ ;  $l_1 \leq (e - 0,5d_k)$ ;  $L_1 \geq (m + \delta_{\phi l} + (2...3)p)$ ;  $L_n = 2e + m + (2...3)p$ ;  $h_{om} = e + l_p + L_1$ .

## Продовження таблиці 3.1



3M14

$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{om} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k$ ;  $d_0 = 0,5(d_n + d_{om})$ ;  $b_n = d_k + (0,5...1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - m - (5...6)p$ ;  $l_1 \leq (e - 0,5d_k)$ ;  $L_1 \geq (m + \delta_{\phi 1} + (2...3)p)$ ;  $L_n = 2e + m + (2...3)p$ ;  $h_{om} = e + l_p + L_1$ .



3M15

$d_n \geq \psi_{нк} d_k$ . Діаметр пальця  $d_n$  прийняти з нормального ряду діаметрів метричних нарізей ГОСТ 24705, вписати крок нарізі  $p$ .  $d_{om} \geq (\psi_{нк} + 2)d_k$ ;  $d_0 = 0,5(d_n + d_{om})$ ;  $b_n = d_k + (0,5...1,0) \text{ мм}$ ;  $e \geq 2d_k$ ;  $e_1 \geq 2,5d_k$ ;  $\alpha_n = 60^\circ$ ;  $l_p = 0,5B_n - e - m - (5...6)p$ ;  $l_1 \leq (e - 0,5d_k)$ ;  $L_1 \geq (m + \delta_{\phi 1} + (2...3)p)$ ;  $L_n = 2e + m + (2...3)p$ ;  $h_{om} = e + l_p + L_1$ .



## Додаток І.

### Акти впровадження результатів роботи

Україна  
Херсонське дочірнє підприємство  
"Промавтоматика" №434  
Закритого акціонерного товариства  
"Променергоавтоматика"  
73036 м. Херсон, вул. Перекопська, 162-а,  
тел. 55-27-70, факс 51-38-96,  
р/р 26006301750235 в ХЦВ ПІБ України  
Свідоцтво про реєстрацію платника  
ПДВ № 30458225  
Індивідуальний податковий номер  
014172721030  
На № .....Г. ....  
Вих. № 64\_ від " 24 " " 09 " 2013 р.

#### АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів наукової роботи у виробництво

Даний акт підтверджує, що ХДП «Промавтоматика» № 434 використовує результати досліджень Проценка В.О. та Клементьєвої О.Ю. під час виконання робіт з ремонту обладнання, що містить приводи зі сполучними муфтами. Зокрема до впровадження прийнято конструкцію муфти з тангенціальним розташуванням торцевих канатів, а також методику розрахунку цієї муфти, розроблені авторами.

При виконанні ремонту (партії у 5 шт.) насосів K200-150-400 (подача 400 м<sup>3</sup>/год), була виконана заміна штатних втулково-пальцевих муфт 2000-61-1-75-1 УЗ ГОСТ 21424-93 (вартістю по 4850 грн.), що сполучають привідні двигуни АІР 250М4УЗ (потужністю 90 кВт при 1480 об/хв), з валами насосів, на муфти з тангенціальним розташуванням торцевих канатів спроектовані авторами (вартістю по 2940 грн.).

Під час ремонту виконувався демонтаж насосів, повне їх розбирання, відновлення пошкоджених деталей, заміна підшипників, ущільнень із наступним складанням. Після ремонту виконувались гідравлічні випробування насосів на протязі 12 год. Електродвигуни насосів споживали під час випробувань потужність 83...87 кВт, що відповідало моменту на муфтах близько 535...560 Н·м. Канатні муфти нової конструкції, встановлені в приводі насоса, під час випробувань продемонстрували безвідмовне функціонування і були допущені до постійної експлуатації з насосами.

Директор  
ХДП «Промавтоматика» № 434



А. Г. Скородумов



Товариство з обмеженою відповідальністю  
«УКРЕМФЛОТ»

73000, Херсонська обл., м. Херсон, Карантинний острів, 1, ЄДРПОУ 40994326 іпн. 409943221037  
р/р 26002010035130 в ПАТ АБ «Південний» м. Одеса МФО 328209  
тел. 095-74-68-333, 067-46-54-611, e-mail: ukrremflot@gmail.com

« 20 » 05 2017 року

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

Даний акт підтверджує, що технічні рішення за патентами України № 106044 «Муфта з тангенціальним розташуванням торцевих канатів» та № 114482 «Пружно-запобіжна муфта з тангенціальними канатами» авторів Проценко В.О. та Клементьєва О.Ю. включено у план роботи ТОВ «Укрремфлот». Розроблену авторами методику розрахунку конструктивних та силових параметрів, а також експлуатаційних характеристик запропонованих муфт прийнято до практичного використання при ремонті та модернізації дизель-генераторів із двигунами 6Ч15/18, 6ЧН18/22, 8ЧН25/34, пропульсивних установок із двигунами 6ЧН25/34, Skoda 6L27,5HPN, 6ЧН36/45.

Запропоновані авторами конструкції муфт з канатними елементами в результаті їх впровадження можуть дозволити досягти:

- підвищення ремонтпридатності агрегатів, оснащених муфтами з канатними пружними елементами за рахунок зменшення часу на заміну пружних елементів;

- зниження нагрівання муфт при роботі порівняно з базовими муфтами МПВП та Vulkan за рахунок відведення теплоти канатами та обдування їх потоком набігаючого повітря під час роботи;

- зменшення чутливості муфт до технічного обслуговування, а саме до потрапляння мастила на пружні елементи;

- зниження витрат під час ремонту на величину вартості пружних елементів. Очікуваний економічний ефект для пропульсивної установки оснащеної дизелем Skoda 6L27,5HPN та муфтою Vulkan становить 15 000 грн.

Директор ТОВ «Укрремфлот»



*[Handwritten signature]*

О.М.Ведернікова





підприємство  
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ НАДІЙНОСТІ МАШИН І СПОРУД

Україна, 79066, м. Львів, вул. Зелена, 301-Б  
тел. / факс (032) 270-26-60, 76-84-10, 270-26-55, 270-44-05, e-mail: iprms@ukr.net  
Р/р 26002012157 в Центральній філії ПАТ "Кредобанк" м. Львова  
МФО 325365, ЗКПО 13801244  
Інд. податковий №138012413068, Свід. №100326199

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Генеральний директор  
Інституту проблем надійності машин і споруд  
Піхура В.І.  
" 7 " \_\_\_\_\_ 2018 р.

**АКТ**

Впровадження основних результатів дисертаційної роботи докторанта з відривом від виробництва кафедри Технічна механіка та динаміка машин Національного університету Львівська політехніка Проценка В.О. Розроблення методології проектування муфт з канатними елементами, науковий консультант д.т.н., проф. Малащенко В.О.

Даним актом підтверджується те, що окремі результати дисертаційної роботи докторанта Проценка В.О. на тему: "Розроблення методології проектування муфт з канатними елементами", передано до дослідної лабораторії "Інституту проблем надійності машин і споруд" для перевірки з метою вивчення можливостей впровадження у виробництві після виготовлення і повного дослідження промислового зразка муфти з канатними елементами.

Моделі наведених конструкцій нових муфт з канатними елементами експериментально досліджувались в лабораторних умовах кафедри "Технічна механіка та динаміка машин" Національного університету "Львівська політехніка" з участю провідного інженера "Інституту надійності" Федика В.В. Результати досліджень підтвердили їх безвідмовне функціонування та ефективність застосування в механічних приводах для пружного з'єднання валів та запобігання перевантажень приводів машин.

Разом з тим до дослідної лабораторії "Інституту надійності" передано основні положення методології проектування муфт з канатними елементами у вигляді методичної розробки для впровадження у виробництво під час теоретичних досліджень пружних і запобіжних систем.

Завідувач лабораторією дослідження  
ремонтпридатності спеціальних об'єктів

П.Я. Бонцаль

Провідний інженер, к.т.н.

В.В. Федик

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з науково-педагогічної  
роботи Херсонської державної  
морської академії

А.П. Бень



«30» 08 2018 р.

**АКТ**

впровадження методики проектування  
муфт з канатними пружними елементами у навчальному процесі  
кафедри транспортних технологій Херсонської державної морської академії

Кафедрою транспортних технологій (ТТ) Херсонської державної морської академії виконуються науково-дослідні роботи з комплексного підвищення ефективності механічних приводів обладнання суднових енергетичних установок. Одним з напрямків досліджень є розроблення нових конструкцій пружно-компенсуючих муфт та обґрунтування їх параметрів.

Методика, що викладена в дисертаційній роботі Проценко В.О., дозволяє виконувати проектування конструкцій пружно-компенсуючих муфт з канатними елементами за рахунок наявності обґрунтованих конструктивних, силових і міцнісних параметрів та функціонально-експлуатаційних характеристик таких муфт для підвищення техніко-економічних характеристик приводів під час виготовлення та експлуатації. Як практичне застосування розглянутої методики передбачається одержання заданих параметрів муфт з канатними пружними елементами. В методиці наведені основні розрахункові залежності для визначення параметрів муфт та конструювання їх деталей.

Розглянута методика використовується в навчальному процесі при викладанні курсу «Суднові вантажні та палубні механізми» на кафедрі транспортних технологій Херсонської державної морської академії.

Комісія:

Голова комісії,  
проф., зав. каф. ТТ

А.В. Букетов

Члени комісії:  
проф. каф. ТТ

В.О. Настасенко

доцент каф. ТТ

О.В. Акімов



„ЗАТВЕРДЖУЮ”



Проректор науково-педагогічної роботи  
 Національного університету  
 „Львівська політехніка”  
 Давидчак О.Р.  
 10 жовтень 2018р.

АКТ

про впровадження результатів дисертації докторанта з відривом від виробництва Проценка В.О. на тему: “Розроблення методології проектування муфт з канатними елементами”, науковий консультант доктор технічних наук, професор Малащенко В.О.

Актом підтверджується те, що окремі результати дисертаційної роботи докторанта Проценка В.О. на тему: “Розроблення методології проектування муфт з канатними елементами”, що увійдуть 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 пружно-запобіжну муфту з визначення навантажувальної здатності з’єднувальних канатів передано на кафедру. Результати досліджень стосовно методу визначення геометрично-силових параметрів канатів, роликів півмуфт використовуються під час читання лекцій, проведення практичних занять з дисципліни “Деталі машин” та “Деталі машин та ПТО” для студентів механічних спеціальностей.

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