

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Конструктивно-технологічне забезпечення виготовлення ланок
привідних ланцюгів з орієнтованими втулками.

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВМ-61
спеціальності _____

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

	_____	<u>Котельницький Б.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Сеник А.А.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	<u>Кобельник В.Р.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Крупа В.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	_____	_____
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Котельницький Володимир Богданович. Кваліфікаційна робота на тему: «Конструктивно-технологічне забезпечення виготовлення ланок привідних ланцюгів з орієнтованими втулками».

Роботу виконано на кафедрі конструювання верстатів, інструментів та машин (ВІ) Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

Керівник роботи – кандидат технічних наук, старший викладач Сенік Андрій Антонович; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.

Рецензент – кандидат технічних наук, доцент Гупка Андрій Богданович, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, доцент кафедри АМ.

Загальна характеристика роботи

Тема кваліфікаційної роботи присвячена розробленню конструктивно-технологічного забезпечення виготовлення ланок привідних ланцюгів та пристроїв кутової орієнтації згортних втулок. Кутова орієнтація згортних втулок у внутрішніх ланках привідних ланцюгів забезпечує підвищення якості цієї продукції за рахунок точності контактних кроків і збільшення зносостійкості шарнірів привідних ланцюгів.

Отримані залежності для визначення конструкторських параметрів орієнтуючих пристроїв.

Розглянуто і виконано комплекс теоретичних розрахунків процесу витікання струменів через відповідні радіальні і тангенціальні отвори.

Мета роботи – розроблення конструктивно-технологічного забезпечення виготовлення ланок привідних ланцюгів та пневматичних пристроїв кутової орієнтації згортних втулок.

Об'єкт дослідження – вплив технології орієнтації втулок на працездатність привідних ланцюгів.

Предмет дослідження – якісні показники привідних роликів ланцюгів з орієнтованими втулками.

Результати досліджень. Проведено теоретичне та експериментальне дослідження впливу орієнтації втулок на працездатність привідних ланцюгів. Розроблено та теоретично обгрунтовано конструктивні схеми засобів контролю та методики визначення одиничних показників якості.

Наукова новизна отриманих результатів.

Розроблені конструкції приладу для комплексного контролю розмірних параметрів пластин приводних ланцюгів.

Отримані залежності для оптимізації значень міжосьових віддалей пластин приводних ланцюгів.

Отримана математична модель прогнозування підвищення зносостійкості приводних ланцюгів в процесі макроприпрацювання

Практичне значення отриманих результатів.

Використання запропонованих і науково обгрунтованих технічних рішень надає можливість, реалізуючи орієнтацію втулок, підвищити якість ПРВЛ та їх зносостійкість, що забезпечує певну економічну ефективність.

Апробація.

Основні положення виконаної роботи доповідались і обговорювались на науково-технічних семінарах кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин і висвітлені у тезах доповіді на міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль, 6-7 грудня 2023 року).

A B S T R A C T

Volodymyr Bohdanovich Kotelnytskyi. Qualification work on the topic: "Structural and technological support for the manufacturing of drive chain links with oriented bushings".

The work was carried out at the Department of Design of Machine Tools, Tools and Machines (MI) of Ternopil National Technical University named after Ivan Pulyu of the Ministry of Education and Science of Ukraine.

Head of work - candidate of technical sciences, senior lecturer Andriy Antonovych Senyk; Ternopil National Technical University named after Ivan Pulyu.

The reviewer is candidate of technical sciences, associate professor Andriy Bogdanovych Gupka, Ternopil National Technical University named after Ivan Pulyu, associate professor of the AM department.

General characteristics of work

The topic of the qualification work is devoted to the development of structural and technological support for the manufacture of drive chain links and devices for angular orientation of collapsible bushings. The angular orientation of the collapsible bushings in the internal links of the drive chains ensures an increase in the quality of these products due to the accuracy of the contact steps and an increase in the wear resistance of the hinges of the drive chains.

Obtained dependencies for determining the design parameters of orienting devices.

A complex of theoretical calculations of the jet flow process through the corresponding radial and tangential openings was considered and performed.

The purpose of the work is the development of structural and technological support for the manufacture of drive chain links and pneumatic devices for the angular orientation of collapsible bushings.

The object of the study is the influence of the bushing orientation technology on the efficiency of drive chains.

The subject of the study is the quality indicators of drive roller chains with oriented bushings.

Research results. A theoretical and experimental study of the influence of the orientation of the bushings on the efficiency of the drive chains was carried out. Constructive schemes of control means and methods of determining single quality indicators have been developed and theoretically substantiated.

Scientific novelty of the obtained results.

Developed designs of the device for comprehensive control of the dimensional parameters of drive chain plates.

The obtained dependencies for optimizing the values of interaxial distances of drive chain plates.

The obtained mathematical model for predicting the increase in wear resistance of drive chains in the process of macroworking

Practical significance of the obtained results.

The use of the proposed and scientifically based technical solutions provides an opportunity, by implementing the orientation of the bushings, to increase the quality and their wear resistance, which provides a certain economic efficiency.

Approbation.

The main provisions of the work performed were reported and discussed at the scientific and technical seminars of the Department of Design of Machine Tools, Tools and Machines and highlighted in the thesis of the report at the international scientific and technical conference of young scientists and students "Actual problems of modern technologies" (Ternopil, December 6-7, 2023). .

З М І С Т

ВСТУП	9
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ПРО ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СКЛАДАННЯ ВНУТРІШНІХ ЛАНОК ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ З ОРІЄНТОВАНИМИ ВТУЛКАМИ ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ТА МЕТА ДОСЛІДЖЕНЬ	12
1.1 Показники якості та критерії працездатності приводних роликів і втулкових ланцюгів	12
1.2 Конструкторсько-технологічні методи підвищення працездатності приводних ланцюгів та їх аналіз	20
1.3 Огляд та аналіз методів і пристроїв для орієнтації втулок	33
1.4 Висновки. Завдання і об'єкти досліджень	43
2 ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	46
2.1 Оцінка точності функціональних розмірів згортних втулок	47
2.2 Теоретичне дослідження – розмірний аналіз точності контактних кроків приводних ланцюгів	56
2.2.1. Розмірний аналіз точності контактних кроків зовнішніх ланок ПРВЛ	57
2.2.2. Розмірний аналіз точності контактних кроків внутрішніх ланок ПРВЛ	65
2.2.3. Вплив орієнтації згортних втулок на підвищення точності контактних кроків ПРВЛ	68
2.3 Експериментальне дослідження впливу орієнтації втулок на точнісні параметри приводних ланцюгів	70
2.3.1 Об'єкти для дослідження впливу орієнтації втулок на параметри точності ПРВЛ	70
2.3.2 Пристрій та методика контролю величини контактних кроків і ексцентриситету запресованих втулок	73
2.3.3 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз	76
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	81
3.1 Розробка нових конструкцій пристроїв для орієнтації згортних втулок	81
3.1.1 Пневматичний пристрій для орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок приводних ланцюгів	81

3.1.2 Конструктивно-технологічні особливості орієнтуючих вловлювачів як інструментів кругової орієнтації втулок.....	84
3.2 Пристрої для контактної орієнтування згортних втулок при складанні внутрішніх ланок приводних ланцюгів	88
3.2.1 Пристрій для орієнтації та складання пресових з'єднань типу втулка-пластина	88
3.2.2 Пристрій для орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок ланцюгів на роторно-конвейєрних лініях	92
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	95
4.1. ОХОРОНА ПРАЦІ	95
4.1.1. Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі	95
4.2. БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	97
4.2.1. Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів	97
4.2.2. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі	99
4.2.3. Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання	99
4.2.4. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу проникаючої радіації і радіоактивного зараження	101
4.2.5. Оцінка стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів	102
Основні результати та висновки	103
Перелік посилань	108
Додатки	113

ВСТУП

Розвиток науково-технічного прогресу в середині ХХ століття призвів до науково-технічної революції, яка докорінно змінила характер і суть промислового виробництва.

Виникло і прогресує, так зване, масове виробництво, яке характеризується великою кількістю виробів, використанням автоматизованого обладнання, спеціальними технологічними процесами, які передбачають не тільки автоматизоване виготовлення деталей, але й автоматизоване складання виробів.

Характерною продукцією, яка виготовляється за ознаками масового виробництва, в цьому плані є приводні роликові і втулкові ланцюги. Вони широко використовуються в різних галузях: сільськогосподарському машинобудуванні, у вертольотобудуванні, в дорожніх і навантажувальних машинах, поліграфії тощо. Для народногосподарського комплексу України річна потреба у всіх типорозмірах приводних ланцюгів складає близько 40 млн. погонних метрів. Основною деталлю цих ланцюгів є згортна втулка, від якісних показників внутрішньої циліндричної поверхні якої суттєво залежить такий важливий показник якості приводних ланцюгів як їх зносостійкість. Дослідження точності внутрішньої циліндричної поверхні згортних втулок, які виготовлялись за різними технологічними процесами показали, що в зоні, яка розміщена протилежно до згортного шва, знаходиться область з майже ідеальною точністю і циліндричністю.

Якщо б при автоматизованому складанні внутрішньої ланки приводного ланцюга забезпечити таке кругове положення згортної втулки, щоб згортний шов завжди був обернений до середини внутрішньої ланки, тобто зорієнтувати втулку, то при цьому буде виключений контакт зони згортного шва втулки з валиком. При цьому валик завжди буде

контактувати із втулкою в зоні, де найвища точність її внутрішньої циліндричної поверхні. Це, в свою чергу, призведе до більшої радіальної площі контакту пари втулка-валик, а значить до менших за величиною питомих тисків у контактній зоні і більшої зносостійкості шарнірів.

Підвищення зносостійкості шарнірів приводних ланцюгів з орієнтованими втулками на 20-40% по відношенню до традиційних доведено цілим рядом досліджень, які зроблені як за кордоном (Англія, фірма «Ренольд»; Японія, фірма «Цубакі»; Латвія, фірма «ДЗЦП»), так і в Україні (ТДТУ імені Івана Пулюя).

Поняття орієнтації широко використовується у математиці, зокрема в її розділі топологія, в якому вивчаються властивості топологічних просторів. Топологія – від грецького *τοπος* - місце і *λογος* - вчення.

Орієнтація в техніці – це надання певній деталі певного положення у просторі відносно певних поверхонь іншої деталі, з якою здійснюється, наприклад, складання.

Вперше конструкцію приводного роликового і втулкового ланцюга винайшов знаменитий італійський вчений Леонардо да Вінчі. На даний час винайдена конструкція приводного роликового і втулкового ланцюга практично не змінилась. Приводний ланцюг складається із внутрішніх ланок, що являють собою своєрідну раму із двох внутрішніх пластин, в отвори яких запресовані дві втулки, а на втулки надіті ролики, та із зовнішніх ланок, що являють собою теж раму із двох зовнішніх пластин, в отвори яких запресовані і пропущені через втулки два валики.

Слід зазначити, що відомим російським вченим Івашковим І.І. винайдена конструкція так званого відкрито-шарнірного ланцюга, в якому відсутні ролики і втулки. Недоліком конструкції такого ланцюга є недостатня міцність пресових з'єднань внутрішніх фасонних валиків із внутрішніми пластинами.

В останні роки вченими Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя запатентовані дві конструкції відкрито-шарнірних приводних ланцюгів, які позбавлені недоліку ланцюгів І.І.Івашкова.

На даний час в Україні існують два виробництва приводних роликів і втулкових ланцюгів: у Краматорську – фірма «Промтехконструкція» і в Дніпропетровську – завод приводних ланцюгів.

Проте ні на одному з цих згаданих вітчизняних підприємств, а також на більшості закордонних фірм (ЧТЗ, Чехія; ДЗПЦ, Латвія; «Віперман», Німеччина, та ін.) не здійснюється орієнтація згортних втулок при складанні приводних ланцюгів. Основною причиною є те, що відсутні конструкції пристроїв для здійснення орієнтації згортних втулок.

Тому розробка конструкцій пристроїв для орієнтації згортних втулок, яка забезпечить значне підвищення зносостійкості шарнірів приводних ланцюгів, а тим самим і їх довговічність, що дасть значний економічний ефект (це рівносильно збільшенню випуску приводних ланцюгів на 20-40%) є актуальним завданням.

1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ПРО ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СКЛАДАННЯ ВНУТРІШНІХ ЛАНОК ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ З ОРІЄНТОВАНИМИ ВТУЛКАМИ.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА МЕТА ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Показники якості та критерії працездатності приводних роликів і втулкових ланцюгів (ПРВЛ)

Під якістю продукції розуміють сукупність властивостей, які визначають її здатність задовольняти певні потреби відповідно до її призначення. Це включає в себе різноманітні аспекти і характеристики продукції, які визначають її загальну ефективність, корисність та придатність для використання.

Так, для оцінки рівня якості продукції використовують різні методи, серед яких основними є диференціальний, інтегральний і комплексний підходи. Давайте розглянемо кожен з них:

Диференціальний підхід:

- Диференційний підхід передбачає порівняння конкретних характеристик або параметрів продукції з аналогічними характеристиками конкурентів або стандартами галузі.
- Приклад: Порівняння розміру, ваги, якості матеріалу, продуктивності тощо з конкуруючими засобами.

Інтегральний підхід:

- Інтегральний підхід передбачає оцінку продукції як цілісної системи, враховуючи взаємодію всіх її компонентів.
- Приклад: Загальна ефективність системи, яка може включати в себе якість матеріалів, технологію виробництва, функціональність та інші аспекти.

Комплексний підхід:

- Комплексний підхід об'єднує як диференціальні, так і інтегральні аспекти для отримання повної оцінки якості.
- Приклад: Врахування якісних та кількісних аспектів, таких як надійність, довговічність, вартість, безвідмовність у використанні та інші, для отримання повнішого уявлення про якість деталі.

Використання цих підходів дозволяє здійснювати комплексну оцінку якості виробу, що важливо для виробників та споживачів. Успішна оцінка дозволяє покращити виробничі процеси, забезпечити конкурентоспроможність та задоволення потреб споживачів.

Показник якості машини - це метрика або параметр, який використовується для вимірювання ефективності, продуктивності, надійності чи інших характеристик роботи машини. Ці показники можуть включати в себе різні аспекти, залежно від конкретного використання машини та вимог користувача.

По відношенню до ПРВЛ такими показниками якості є нормативні параметри, регламентовані технічними умовами і ДСТУ ГОСТ 13568:2006 (ISO 606:1994), а саме: фізико-механічні властивості деталей (твердість, міцність, хіміко-структурний склад тощо); міцність пресових з'єднань, точність кроків ланок, точність довжини відрізків ланцюга, статична міцність і зносостійкість.

Крім того, в роботах [2-8, 15-22] для оцінки якості приводних ланцюгів передбачається ввести такі показники: експлуатаційна надійність, довговічність роботи, втомлювана міцність, кінематична точність, вага одиниці довжини і вартість.

Питання дослідження та оцінки якості ПРВЛ як вітчизняного, так і закордонного виробництва, у великій мірі розглянуті в роботах проф.

Дубиняка С.А. проф. Кривого П.Д., французького дослідника Кунтцмана П., німецького вченого Рахнера Г.

Особлива увага в роботах цих авторів приділяється дослідженню одиничних або окремої сукупності показників якості приводних ланцюгів, які виготовляються різними вітчизняними заводами та іноземними фірмами.

Так в роботі [17], де об'єктами дослідження були однорядні втулково-роликові ланцюги кроку 25,4 мм, виготовлені на ПРОМТЕХКОНСТРУКЦІЯ м. Краматорськ та зарубіжними фірмами "Renold" (Великобританія); "Vipperman", "IBIS" та "Zimag" (Німеччина); "Komair" (Австрія); FB-80 (Швеція); "Cubuku" та "Isumu" (Японія), їх якість оцінювалась за чотирма показниками: точністю виготовлення, шорсткістю робочих поверхонь деталей, хімічним складом матеріалів та металографічними даними.

В результаті проведених досліджень встановлено, що ланцюги виробництва ПРОМТЕХКОНСТРУКЦІЯ, маючи найбільш ударно стійкі ролики і високу зносостійкість, показали низьку працездатність за міцністю пресових з'єднань втулок з пластинами, а ланцюги виробництва ПРОМТЕХКОНСТРУКЦІЯ, міцність пресових з'єднань яких відповідає рівневі кращих світових зразків, через низьку якість термообробки деталей шарнірів і роликів, за зносостійкістю поступаються ланцюгам закордонних фірм.

При цьому слід зазначити, що при оцінці якості вищезазначених ланцюгів відсутні дані про вихідний стан геометрії шарнірів, не враховуються відхилення від круглості та циліндричності валиків і внутрішніх циліндричних поверхонь втулок, що значно впливають на зносостійкість шарнірів.

Якість досліджуваних ланцюгів у наведених вище роботах визначалась диференціальним методом і тому різна думка про якість досліджуваних виробів, судячи з усього, є наслідком того, що автори при

підході до питання оцінки якості виходили з певних установок, які не враховують області застосування досліджуваних ланцюгів.

Аналіз та узагальнення результатів виконаних робіт показують, що за рядом окремих якісних показників (точність виготовлення деталей і складання ланцюга; стабільність твердості поверхонь, які труться; стабільність точності кроку ланок; зносостійкість тощо) якість ланцюгів українського, російського, киргизького та латвійського виробництв дещо нижча, ніж якість провідних закордонних фірм

Оцінка якості досліджуваних ланцюгів за кількісними параметрами вищенаведених окремих сукупностей одиничних параметрів проводилась після випробувань досліджуваних об'єктів в однакових умовах без врахування відповідності призначення ланцюгів умовам їх експлуатації. Між тим, службове призначення приводних ланцюгів в абсолютній більшості випадків повинно визначатись як умовами експлуатації, так і основними технічними вимогами, тобто показниками якості, що забезпечують нормальне функціонування ланцюгової передачі в тих самих умовах.

Тому буде логічним вважати, що перелік одиничних показників і особливо їх значимість при оцінці якості втулково-роликкових ланцюгів, повинні змінюватись в залежності від їх призначення.

Так, наприклад, забезпечення такого значення показника якості як точність відрізка ланцюга, що для кращих світових зразків дорівнює 0,15% вимірюваної довжини, може привести до значного підвищення собівартості виготовлення ланцюгів, хоча, з одного боку, для цілого ряду ланцюгових приводів сільгоспмашин така точність суттєво не впливає на їх експлуатаційні властивості, проте, з іншого боку, наприклад, для автоланцюгів і ланцюгів поліграфічних машин, цей показник повинен бути одним з найважливіших.

Проте діючий ДСТУ [1] та результати робіт [2-8, 15-19, 22] передбачають єдиний перелік показників, за якими і проводиться оцінка якості приводних ланцюгів, що виробляються.

Такий стан не стимулює підвищення якості приводних ланцюгів на стадії їх виробництва і не дає можливості заводам-виробникам концентрувати увагу на підвищенні якості ланцюгів шляхом покращення значень окремих одиничних показників або ж зниження собівартості продукції за рахунок деякого зменшення вимог до інших одиничних показників, тобто не стимулюється випуск продукції, спеціалізованої для окремої групи споживачів. Разом з тим в зарубіжній та вітчизняній практиці та літературі тенденція до такої диференціації намітилась давно. Наприклад, ланцюги фірми "Viperman" призначені, в основному, для сільгоспмашин, а фірми "Renold", "Cubaky" - для поліграфічних машин, автоланцюги - для механізму газорозподілу тощо.

Різноманітність умов експлуатації, різні вимоги та критерії працездатності, які ставляться до приводних ланцюгів із врахуванням їх службового призначення, суттєво утруднюють створення єдиної функціонально-структурної схеми формування та оцінки якості приводних ланцюгів.

Нами зроблена спроба виділити деякі найсуттєвіші ознаки та показники, які визначають якість приводних ланцюгів, стосовно найхарактерніших умов їх експлуатації і показати, якими геометричними та фізичними параметрами формується той чи інший показник якості.

З цією метою на основі наявних в літературі даних, які стосуються якості ланцюгів, теоретичних передумов про розмірні ланцюги зовнішніх та внутрішніх ланок, положень причинно-наслідкового зв'язку, побудована функціонально-структурна схема формування якості приводних ланцюгів і можливого впливу орієнтації втулок на її показники (рис. 1.1).

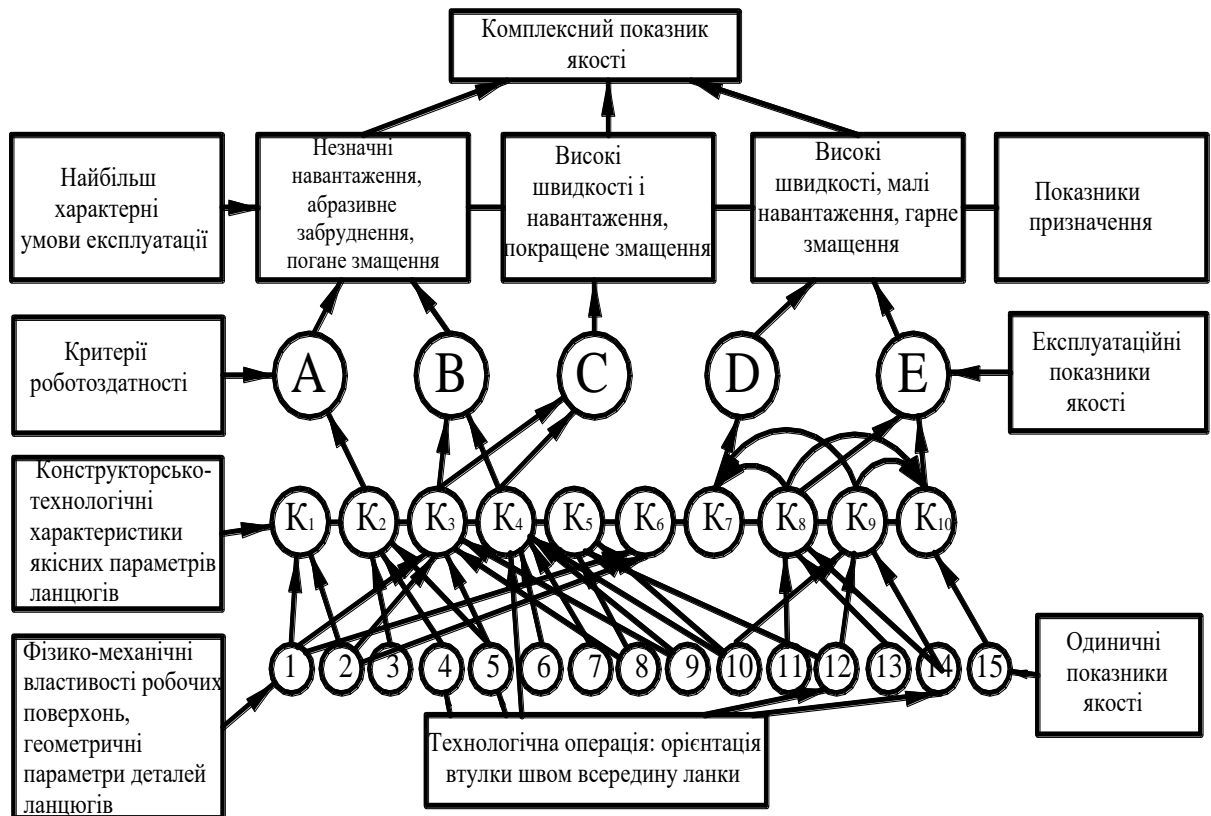


Рисунок 1.1 – Функціонально-структурна схема формування якості приводних ланцюгів та впливу орієнтації втулок на його показники

У наведеній схемі показники якості умовно позначені:

A - втрата зчеплення ланцюга із зірочкою;

B - руйнування, втрата міцності пресових з'єднань;

C - втомлювана міцність;

D - рівномірність зношування шарнірів;

E - кінематична точність;

K_1 - зносостійкість шарнірів; K_2 - точність форми поверхонь, що труться; K_3 і K_4 - статична міцність відповідно ланцюгів і пресових з'єднань, K_5 - значення зазору в шарнірі; K_6 - стабільність твердості; K_7 - різнорозмірність кроків $H_{H.6}$ і рядна різнорозмірність H_p ; K_8 і K_9 - точність контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок відповідно; K_{10} - точність довжини відрізків ланцюга.

Фізико-механічні властивості робочих поверхонь та геометричні параметри деталей ланцюгів, що є початковими даними для формування показників якості, позначені таким чином:

1 і 2 - твердість і структурний склад робочих поверхонь валиків та втулок відповідно;

3 - відхилення від круглості валиків;

4 - відхилення від круглості внутрішньої поверхні втулок;

5 - відхилення твірної внутрішньої циліндричної поверхні втулок від прямолінійності;

6 - тип, форма, конструктивні розміри пластин, їх твердість і структурний склад матеріалу;

7 - точність зовнішніх діаметрів втулок;

8 - точність діаметрів валиків;

9, 10 - точність отворів відповідно зовнішніх та внутрішніх пластин;

11,12 - товщина стінок роликів і втулок, їх точність, відповідно;

13,15 - міжосьові відстані отворів зовнішніх та внутрішніх пластин, відповідно;

16 - величина радіальної деформації кінців втулок.

На основі аналізу наведеної функціонально-структурної схеми можна встановити певні зв'язки між одиничними показниками якості, а також і те, якими геометричними та фізико-механічними параметрами формується той чи інший показник якості. Так, наприклад, згідно з результатами робіт [27, 28] орієнтація втулок швом всередину ланки помітно покращує значення таких показників як зносостійкість шарнірів і міцність пресових з'єднань, що визначається після 600-1000 годин стендових випробувань. Підвищення якості ланцюгів за рахунок забезпечення орієнтації втулок автори пояснюють усуненням контакту стикового шва втулки з валиком, що начебто відіграє роль різального

леза, і зменшенням локальної жорсткості втулки в зоні контакту її шва із зубом зірочки.

Проте, якщо врахувати, що втулки до приводних ланцюгів ДСТУ [1] згорті, з неоднаковою радіальною жорсткістю за кутом повороту, то правомірно припустити, що в результаті їх згортання, безцентрового шліфування і запресування такі геометричні параметри як 4, 5, 11 і 12 будуть змінними за кутом повороту. У випадку забезпечення орієнтації втулок це може суттєво змінити такі показники якості: зносостійкість шарнірів, міцність пресових з'єднань, втомлювану міцність, величину зазорів у шарнірах, найімовірнішу рядну різнорозмірність, точність контактних кроків ланок. Вплив орієнтації втулок на якість приводних ланцюгів на схемі умовно зображена стрілками, виконаними основними лініями.

Крім того, слід зазначити, що ряд показників, які визначають якість приводних ланцюгів, не регламентовані ні ГОСТом, ні існуючими технологічними умовами. Особливо це відноситься до ланцюгових передач, які функціонують з підвищеними швидкостями і навантаженнями, а також забезпечують високу кінематичну точність.

До таких нерегламентованих показників слід віднести: величину зазорів у шарнірах, найімовірнішу різнорозмірність $H_{H.6}$, кінематичну точність, стабільність зношування шарнірів тощо.

Деякі показники якості, хоча й регламентовані, проте виробництвом поки що не забезпечуються. Наприклад, згідно з ДСТУ 13568-75 точність відрізка ланцюга типу ПР з кроками 8,0-63,5 мм регламентована допуском 0,15% від номіналу вимірюваної довжини не витримується, і ланцюги, особливо з кроками 8,0-25,4 мм, виготовляються за допустимою ДСТУ точністю з полем допуску, що дорівнює 0,25% від номінального значення довжини відрізка.

Більше того, на даний час в літературі недостатньо висвітлені (а на практиці не вирішені) питання про метрологічне забезпечення процесів

виготовлення та методи оцінки як деяких геометричних параметрів деталей приводних ланцюгів, так і показників якості. Так, наприклад, відсутнє математичне обґрунтування методів контролю величин зазорів у шарнірах ланцюгів, оцінки відхилень від круглості внутрішньої циліндричної поверхні запресованих втулок; невідомі пристрої для контролю зазорів у шарнірах, рядної різнорозмірності, комплексного контролю функціональних розмірів пластин, відхилень від циліндричності тощо.

Тому наш підхід до усунення виявлених прогалин та вдосконалення якості приводних втулково-роликкових ланцюгів за допомогою контрольно-вимірювальних засобів та методів є логічним і ефективним.

1.2 Конструкторсько-технологічні методи підвищення працездатності приводних ланцюгів та їх аналіз

Підвищення якості промислової продукції до рівня кращих світових зразків є важливим завданням.

Першочергове місце у вирішенні цього завдання займає аналіз і дослідження шляхів та методів підвищення якості.

Нами зроблена спроба проаналізувати існуючі рекомендації з підвищення якості стосовно приводних роликкових і втулкових ланцюгів та показати нові технологічні й конструктивні можливості реалізації рекомендованих раніше і запропонованих нами шляхів та методів.

Один із основних показників якості та критеріїв працездатності втулково-роликкових ланцюгів, який є характерним для різних умов експлуатації ланцюгових передач, - зносостійкість і міцність пресових з'єднань.

Зносостійкість ланцюгів в основному залежить від фізико-механічних властивостей поверхонь, які труться, конструктивних параметрів ланцюгів та умов їх експлуатації.

У специфічних умовах експлуатації приводних ланцюгів, наприклад, у сільгоспмашинах, домінуючим критерієм, що визначає якість, є зношування поверхонь шарнірів, які труться, внаслідок чого може порушитись зчіплюваність ланцюга із зірочкою, руйнування деталей шарніра, втрата міцності пресових з'єднань втулок і валиків з пластинами.

Існуючі методи розрахунку, гарантуючи нормальні умови протікання зношування, передбачають звичайно вихід з ладу через втрату зчіплюваності чи неприпустимого збільшення середнього кроку ланцюга. В першому випадку величина гранично допустимого збільшення середнього кроку ланцюга $\Delta \bar{t}$ визначається залежністю [13]:

$$\Delta \bar{t} \leq \frac{k}{(t/D)^x \cdot z^y}, \text{ а в другому - } \Delta \bar{t} \leq (0,03 \dots 0,04)t, \text{ де } D - \text{ діаметр ролика; } k, x,$$

y - коефіцієнти, що залежить від форми профіля зуба і кількості зубців великої зірочки z .

Термін служби ланцюга, крім певних граничних значень $\Delta \bar{t}$, залежить від деякої величини φ , яка характеризує темп зношування і визначається залежністю $T = \frac{\Delta \bar{t}}{\varphi}$.

Аналіз цієї залежності дозволяє намітити можливі шляхи підвищення зносостійкості та довговічності приводних ланцюгів. З одного боку, можна збільшити величину Δt , що визначається комбінацією певних конструктивних параметрів ланцюгової передачі або максимально допустимою величиною диференціального чи інтегрального зношування деталей шарнірів. Всі методи, пов'язані з цим напрямком, можна умовно віднести до групи конструктивних, а їх реалізація пов'язана з підбором відповідних параметрів ланцюга та зірочок або із зміною розмірних характеристики деталей шарніра.

З іншого боку, збільшення зносостійкості ланцюгів можна досягти за рахунок зниження темпу зношування шарнірів, що являє собою приріст

величини середнього кроку за одиницю часу. Цей шлях об'єднує групу методів як конструкторського, технологічного характеру, так і експлуатаційного.

На думку багатьох дослідників [15, 17, 22, 31 та ін.], які займаються проблемами тертя і зношування, підвищення твердості поверхонь, які труться, позитивно відбивається на їх зносостійкості.

Так як деталі шарнірів ланцюга звичайно виготовляють із вуглецевих сталей, то високу твердість забезпечують шляхом застосування відповідної хіміко-термічної обробки. Найбільше поширена нітроцементация з наступним загартуванням і відпуском, що забезпечує твердість деталей шарніра в межах HRC₃ 55 - 64.

Проведені останнім часом дослідження [6, 30] з підвищення зносостійкості втулкових і втулково-роликкових ланцюгів шляхом поверхневого зміцнення поверхонь, які труться, методом зносостійких та антикорозійних покриттів (фосфатування, сицилювання, електролітичне хромування) відкривають шляхи підвищення зносостійкості приводних ланцюгів. Так згідно з [19] при дорожніх випробуваннях ланцюга кроку 15,875 мм, який працює в якості силової передачі на мотоциклі ИЖ-49, після загального пробігу 11020 км виявилось, що звичайний ланцюг видовжився на 0,66% більше порівняно з видовженням ланцюга з фосфатованими деталями.

Проведені дослідження [26] показали, що при випробуванні звичайного та фосфатованого ланцюгів, видовження останнього через 78 годин роботи склало 0,4% проти 0,206% у звичайного. Такі розходження в міркуваннях різних дослідників пояснюються різними умовами випробувань, відсутністю єдиної методики випробувань та оцінки їх результатів.

Підвищення зносостійкості ланцюгів за рахунок подальшого підвищення твердості поверхонь, які труться, шляхом використання

спеціальних видів хіміко-термічної обробки, наприклад, борування та інших, через високу вартість і складність економічно себе не виправдовує. В роботах [5, 9, 14] поданий аналіз фізико-механічних властивостей матеріалів, які застосовуються при виготовленні деталей ланцюгів, показані оптимальні значення твердості, переважаючі види й режими термічної обробки.

У дослідженнях П.Д. Кривого [18] показано, що додаткове підвищення зносостійкості ланцюгів, які працюють у звичайних умовах, за рахунок використання легованих сталей також економічно недоцільно і може використовуватись лише у випадку роботи ланцюгових передач в особливих умовах.

При однаковій твердості робочих поверхонь деталей шарніра ланцюга їх зносостійкість залежить, перш за все, від виду структури зміцненого шару, мікротвердості і твердості окремих структурних складових, а також стабільності їх термічної обробки. Проте, як показано в роботі [19], низька стабільність твердості характерна для деталей ланцюгів Даугавпілського, Юрюзанського та інших заводів. Так, твердість деталей ланцюгів Фрунзенського виробництва відрізняється значним розкидом. Валики досліджуваного ланцюга мали твердість HRC 34-44, що пояснюється наявністю в структурі загартованого шару більшої кількості м'якої фази - фериту, а втулки - HRC 29-44, що в середньому на 19-26 одиниць нижче від твердості втулок ланцюгів зарубіжних фірм

Крім того, підвищити зносостійкість з'єднання, що піддається тертю, при наявності абразивного забруднення можна не лише підвищенням твердості поверхонь, які труться, а й правильним вибором співвідношення твердості контактуючих деталей (рис. 1.2) і розташуванням матеріалів у спряженні.

Високій зносостійкості відповідають такі стани поверхонь, які труться, (так звані "зворотні пари") [16], коли вал виготовляється чи покривається

матеріалом, що має високі антифрикційні властивості. Дослідження з цього напрямку, наведені в [23, 27], показали перспективність і ефективність такого рішення. Не виключено, що реалізація цього конструктивного і технологічного прийому може забезпечити значне підвищення зносостійкості приводних роликів і втулкових ланцюгів.

Одним з найефективніших шляхів підвищення зносостійкості пар тертя є комплексне використання в якості шарніра зворотньої пари ефекту вибіркового переносу. Як показують дослідження застосування в якості рухомих шарнірів зворотніх пар тертя і явища вибіркового переносу підвищує зносостійкість поверхонь, які труться, в десятки разів.

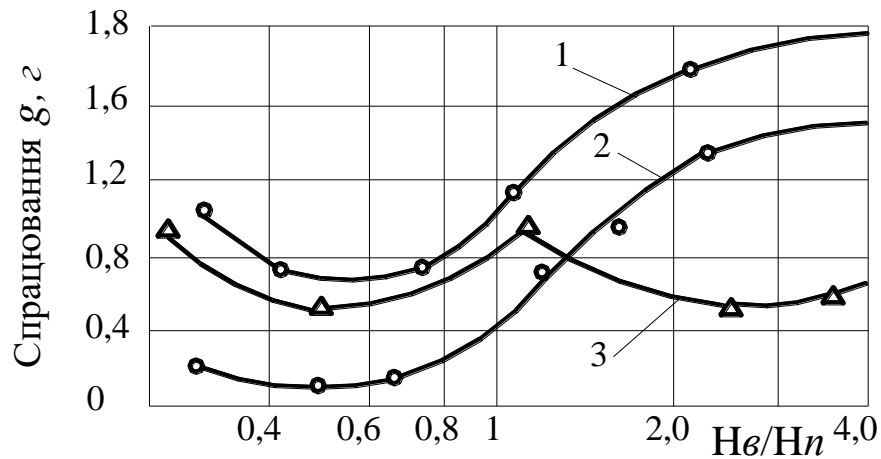


Рисунок 1.2 - Вплив відношення твердості втулки H_s і твердості пальця H_n на спрацювання g . 1 – сумарне спрацювання; 2 – спрацювання втулки; 3 – спрацювання валика.

Проте подібне рішення не знайшло застосування в конструкції і технології виготовлення приводних роликів та втулкових ланцюгів. Основними перепонами створення зворотніх пар тертя і використання ефекту вибіркового переносу є технологічні труднощі нанесення антифрикційного покриття на робочу поверхню валика чи втулки, великі питомі навантаження, що діють в шарнірі ланцюга, можливі високі

температури, що виключає застосування, наприклад, металофторопластових стрічок для виготовлення втулок [25] чи інших матеріалів.

Крім фізико-механічних властивостей з'єднань, які труться, на величину зношування ланцюгів значний вплив мають геометричні параметри, що характеризуються взаємним розташуванням робочих поверхонь, їх станом (шорсткістю), формою, рисунком мікрорельєфу тощо.

З геометричних параметрів, особливо в період припрацювання, найбільший вплив на зносостійкість ланцюгів мають відхилення від правильної геометричної форми спряжених поверхонь, а саме: спотворення циліндричної форми втулки (так звана "бочкоподібність"), відхилення від круглості внутрішніх циліндричних поверхонь втулок і від прямолінійності твірної циліндричної поверхні валиків.

Внаслідок створюваного в спряженні втулка-пластина натягу кінці втулки деформуються в радіальному напрямку, утворюючи при цьому бочкоподібність. При спряженні такої втулки з валиком має місце кромочний контакт (рис. 1.3) і, як результат цього, виникає значний питомий тиск у шарнірі, що приводить до підвищеного темпу зношування.

Згідно з дослідженнями [16] приводні ланцюги Кіровського виробництва із зменшеною бочкоподібністю втулок мають в 1,4 - 2 рази більшу зносостійкість в період припрацювання, ніж серійні ланцюги з бочкоподібними втулками Даугавпілського заводу.

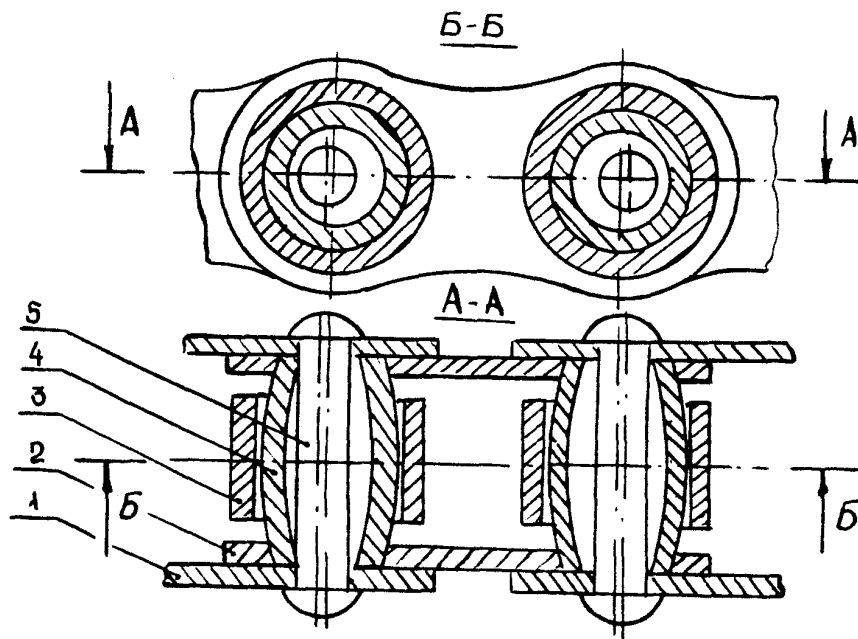


Рисунок 1.3 – Схематичне зображення ділянки ланцюга з серійними (бочкоподібними) втулками. 1 – пластина зовнішня; 2 – пластина внутрішня; 3 – ролик; 4 – втулка; 5 – валик

В роботах [18, 19] наводяться деякі технологічні методи усунення бочкоподібності втулок і підвищення зносостійкості ланцюгів. Основними є такі: попереднє збільшення діаметрів кінців втулки до термообробки з наступним складанням з пластинами, що мають конічні отвори (рис. 1.5, а); зняття фасок у втулках внутрішніх ланок конічними розвертками (рис. 1.5, б); створення фасок на краях стрічки в процесі її підкатування (рис. 1.5, в); виготовлення корсетних втулок на фасонних пуансонах (рис. 1.5, г); зменшення натягів за рахунок "ершовки" і рифлень кінців втулки (фірма "Ренольд").

Проте реалізація запропонованих методів ускладнюється через складність взаємної орієнтації деталей, що складаються, вимагає додаткових затрат виробництва і не завжди виявляється ефективною. Дослідження П.Д. Кривого [20] показали, що при використанні

запропонованих методів виправлення спотвореної форми запресованих втулок, бочкоподібність їх форми усувається лише частково.

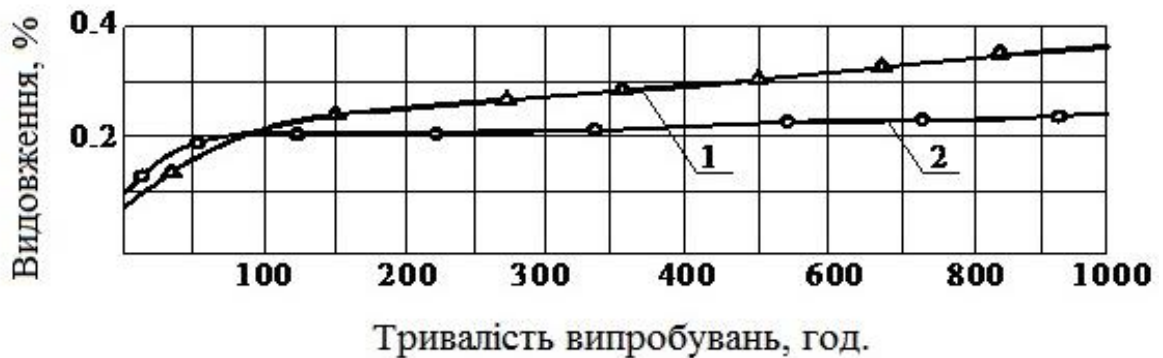


Рисунок 1.4 – Залежність зношування (видовження) ланцюгів від часу випробувань. 1 – ланцюги серійні; 2 – ланцюги з корсетною втулкою. Умови випробувань: число зубів зірочок: $z_1 = 16$; $z_2 = 42$; навантаження на одну вітку $P = 1750$ Н; лінійна швидкість ланцюга $V = 4,97$ м/с; номінальна довжина ланцюга 1635,1мм. Змащування періодичне поливом мастила СУ.

Одним із нових і ефективних методів усунення бочкоподібності втулки, покращення умов змащування в шарнірах та підвищення їх зносостійкості, на наш погляд, є реалізація запропонованого нами способу виготовлення згортної втулки із стрічки [25]. Суть ілюструється рис. 1.6 і полягає в тому, що в процесі розмірного підкатування стрічки сторону, яка формує згодом внутрішню поверхню втулки, віброобкатують з поступовим зменшенням зусилля віброобкатування від центра стрічки до країв. В результаті зміни зусилля віброобкатування утворюється правильна форма поперечного перерізу стрічки, а на внутрішній робочій поверхні втулки - регулярний мікрорельєф з підвищеною маслостійкістю.

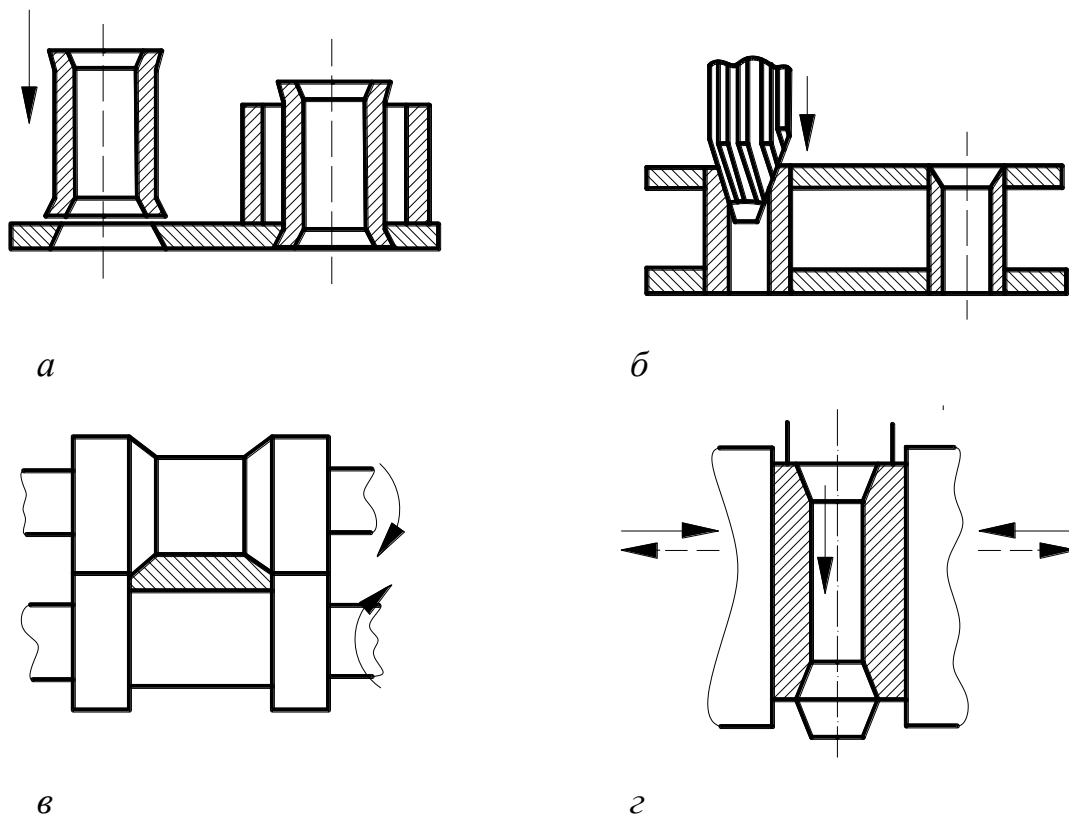


Рисунок 1.5 – Схеми рекомендованих методів усунення бочко подібності втулок внутрішніх ланок приводних ланцюгів

Для реалізації запропонованого способу [25] і створення віброобробкуваням регулярного мікрорельєфу на нешироких стрічках в процесі їх підкатування нами запропонований пристрій для віброобробкування плоских поверхонь [23].

Дослідженнями Ю.Г.Шнейдера встановлено, що значне підвищення зносостійкості досягається шляхом утворення на робочих поверхнях пар тертя регулярного мікрорельєфу. Так стендові та експлуатаційні випробування двигунів автомобілів ЗІЛ-130, в яких робочі поверхні гільз мали регулярний мікрорельєф, показали підвищення їх зносостійкості в 1,4 - 1,6 разів, а поршневих кілець - до двох разів [18]. На Харківському верстатобудівному заводі віброобробкування застосоване замість розвертування внутрішньої поверхні підшипника - втулки токарно-револьверного автомата моделі 15136. Зносостійкість втулки з регулярним

мікрорельєфом на робочій поверхні підвищилась на 60-80%. При цьому виключено утворення натирів і задирів [10].

Однак результати проведених пробних експериментів показали, що віброобкатаний на поверхні стрічки регулярний мікрорельєф в процесі виготовлення втулок і, особливо, при їх термічній обробці внаслідок релаксаційних явищ частково зникає, проте бочкоподібність втулок все ж дещо зменшується.

Тому впровадженню запропонованого способу у виробництво повинні передувати серйозні дослідження режимів накатування та виду регулярного мікрорельєфу, що забезпечують задану форму втулок і підвищену їх зносостійкість.

Вважається загальноприйнятою думка про значний вплив відхилень від круглості на зносостійкість шарнірів і пар тертя. Між тим слід зазначити, що такі дослідження по відношенню до валиків і втулок приводних ланцюгів у спеціальній літературі майже відсутні. Проте, як показали дослідження, проведені Волзьким автомобільним заводом (ВАЗ) в 1971 році, підвищення точності форми спряжених деталей шарніра дає можливість суттєво підвищити зносостійкість ланцюгів. Для таких досліджень були виготовлені ланцюги кроку 9,525 мм з валиками італійської фірми "Way-Assauto" із матеріалу 15NG11 і з валиками, виготовленими Даугавпілським заводом приводних ланцюгів (ДЗПЛ) із сталі 15ХНЗ, що є аналогом італійського матеріалу. Дослідження точності форми валиків показали, що на круглограмах, знятих з валиків виробництва ДЗПЛ, ясно видно огранку, що виходить за межі допуску на діаметр. Значно більше, порівняно з валиками фірми "Wat-Assauto", і відхилення від прямолінійності твірної циліндричної поверхні валиків.

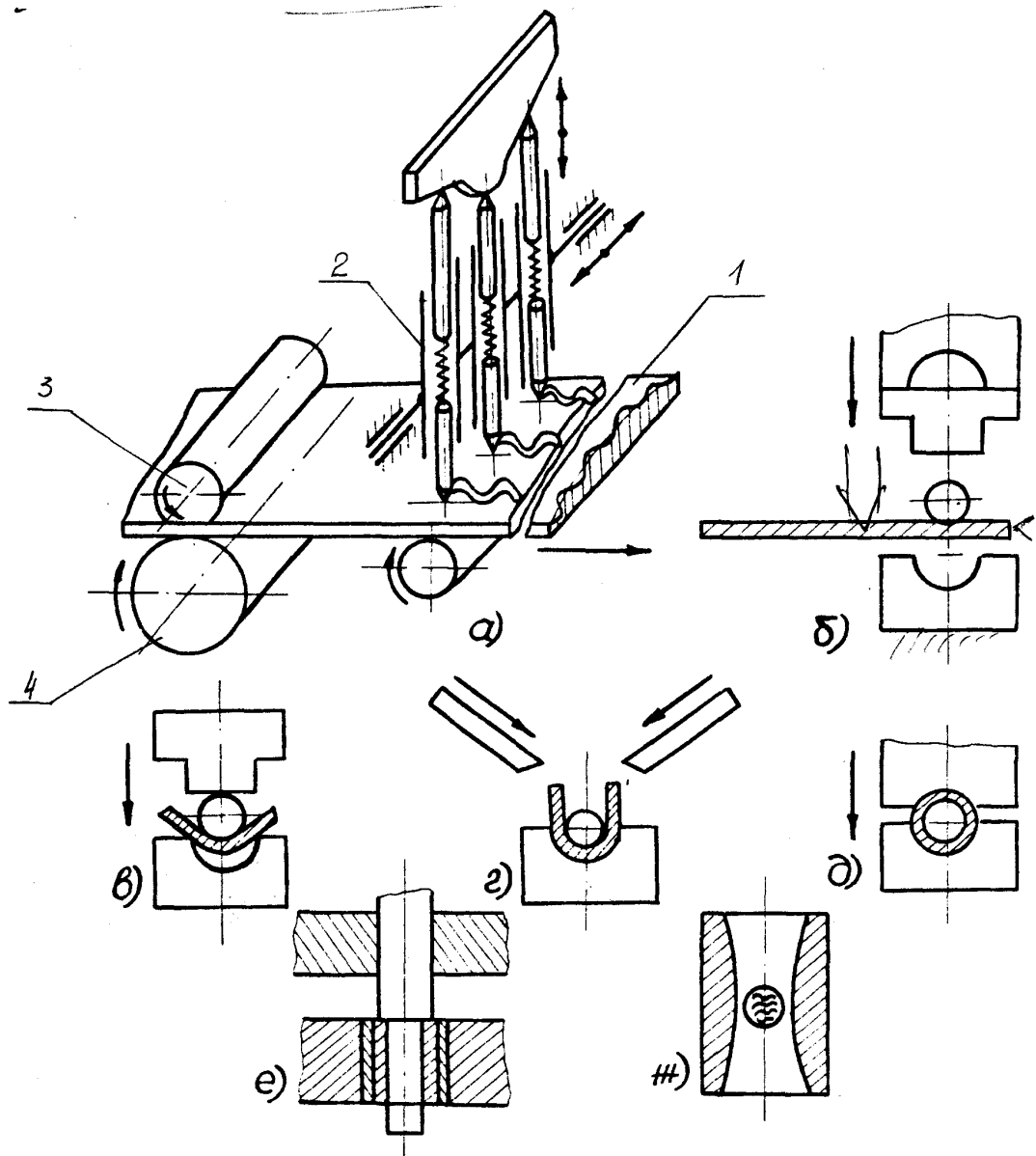


Рисунок 1.6 – Схема запропонованого технологічного процесу виготовлення втулки з сідлоподібною внутрішньою поверхнею, яка має регулярний мікрорельєф. *a* – формування регулярного мікрорельєфу у правильній формі поперечного перерізу стрічки; *б, в, г, д* – згортання втулки послідовним деформуванням; *е* – калібрування втулки; *ж* – втулка з профільною формою внутрішньої поверхні.

В результаті випробувань встановлено, що зношування ланцюгів з валиками фірми "Way-Assauto" складало 0,0028...0,0040 мм на шарнір проти 0,008...0,014 мм у ланцюгів з валиками ДЗПЛ. Таким чином зносостійкість шарнірів з валиками фірми "Way-Assauto" в середньому в 3 рази більша порівняно із зносостійкістю шарнірів з валиками, які мали явно гірші характеристики за точністю форми. Слід зазначити й те, що спеціалісти ВАЗа вважають наявність огранки в деталях шарніра одним із джерел шумності роботи ланцюгової передачі.

Тому проведення досліджень за точністю форми внутрішньої циліндричної поверхні запресованих втулок і спряжених з ними валиків дозволить частково заповнити існуючу прогалину в цьому питанні, дозволить встановити кількісні характеристики точності форми, а аналіз отриманих результатів, можливо, намітить шляхи покращення даного геометричного параметра.

Значним резервом підвищення якісних показників приводних втулково-роликів ланцюгів із згортними втулками є забезпечення орієнтації втулки згортним швом всередину ланки, що виключає лінійний контакт стикового шва втулки з валиком.

Як встановлено в роботах [18, 28] орієнтація шва втулки всередину ланки при випробуванні ланцюгів на протязі 600-1000 годин, зменшила зношування валиків на 15...20% порівняно із зношуванням валиків, які контактують із стиковим швом; підвищила довговічність пресових з'єднань втулка -пластина; зменшила видовження середнього кроку ланцюга ПР-19,05-3180 на 20-25%. Крім того, ланцюги з орієнтованими втулками, що випускаються зарубіжною фірмою "Chain Belt" (США), мають в середній частині виріз, орієнтований відносно талії пластини, що сприяє покращенню змащування, а за рахунок видалення найбільш деформованих шарів, в яких можуть мати місце пластичні деформації, - і підвищенню фретингостійкості [30].

Одним із шляхів, що забезпечують підвищення якості приводних ланцюгів, є оптимізація величин зазорів у шарнірах приводних ланцюгів [19]. Проте це завдання в повній мірі не вирішене, як відмічалось вище, внаслідок відсутності математично обгрунтованих методів і пристроїв контролю зазорів. Оптимізація величин зазорів у шарнірах ланцюгів знаходиться в тісному зв'язку із встановленням натягів у пресових з'єднаннях втулок з пластинами, а також з величиною радіальної деформації кінців запресованих втулок.

В зв'язку з цим є доцільним в представлений роботі розглянути питання про створення нових способів та пристроїв контролю величин зазорів у шарнірах ланцюгів і дослідження впливу орієнтації втулок на цей показник якості.

Одним із шляхів підвищення зносостійкості і працездатності приводних ланцюгів, особливо з кроками $t = 31,2$ мм і більше, запропонованими в роботі [19] проф. Кривим П.Д., є забезпечення захисту поверхонь, які труться, від попадання абразиву і створення в шарнірі масляної камери. Однак існуючі конструктивні рішення цієї проблеми, що полягає в установці додаткових ущільнюючих пластин, не знайшли широкого застосування внаслідок невисокої ефективності ущільнення, необхідності додаткових затрат і відносно низької довговічності ущільнюючих елементів при абразивному забрудненні.

Для підвищення працездатності приводних роликівих і втулкових ланцюгів із врахуванням переважаючого зношування поверхонь, що визначають величину кроків зовнішніх ланок [18], виникає необхідність встановлення правильного співвідношення між вихідними величинами кроків внутрішніх та зовнішніх ланок і середнім значенням кроку ланцюга. В результаті досліджень С.А.Дубиняка, І.І.Зубченка [4,8] встановлені залежності для визначення таких оптимальних співвідношень,

які дозволяють визначити найімовірнішу оптимальну різнорозмірність ланцюгів та розмірні параметри їх деталей.

Слід зазначити, що заводи - виробники ланцюгів встановлюють деяку різнорозмірність кроків, тобто намагаються забезпечити значення контактного кроку внутрішніх ланок дещо менше, ніж величина контактного кроку зовнішніх. Проте отримані значення не завжди оптимальні і в реальних умовах експлуатації малоефективно впливають на підвищення працездатності ланцюгів. На основі вищевикладеного стає доцільним визначити оптимальні співвідношення контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок і регламентувати їх державним стандартом.

1.3. Огляд та аналіз методів і пристроїв для орієнтації втулок

Проблема підвищення ефективності виробництва і якості продукції, яка випускається, багато в чому залежить від вдалого вирішення питання автоматичного забезпечення взаємного розміщення, тобто орієнтування деталей в процесі їх обробки та складання.

Широкому застосуванню орієнтуючих пристроїв у складальних процесах сприяли праці С.І.Артоболевського, Л.І.Волчкевича, Р.К.Калніня, А.Н.Малова, М.В.Медвідя, М.П.Новікова, В.А.Повідайло, В.Ф.Прейса, А.Н.Рабіновича, Г.А.Шаумяна, В.А.Шабайковича, Н.І.Шерешевського, В.А.Якимовича та інших.

Аналізуючи результати і використовуючи поняття, які викладені в роботах [2-5, 10-18, 31 та ін.], можна зробити таку умовну класифікацію суттєвих способів орієнтування деталей типу втулка: механічне орієнтування, пневматичне, електромагнітне і комбіноване. Крім того, в залежності від характеру силової дії на орієнтування деталі розрізняють контактне і безконтактне орієнтування [18]. Контактне орієнтування базується на передачі силової дії від робочих органів орієнтуючого

пристрою шляхом безпосереднього тиску або удару, наприклад, з упором, захватом тощо. При безконтактному орієнтуванні до деталі прикладаються сили, які виникають в результаті взаємодії деталі з полями (пневматичним, акустичним, електромагнітним та ін.).

Один із типових способів кругової орієнтації втулок із радіальним отвором або осьовим прорізом схематично показаний на рис.1.7,а. Суть його полягає в наступному.

Орієнтована втулка 1, наприклад, із накопичувача (на рис. не показаний) по направляючому лотку 7 подається в робочу зону обертаючого патрона 4. В радіальних пазах патрона рухомо встановлені підпружинені пружиною 5 кулачки 3 і 6. При досягненні контакту втулки із заокругленими ділянками кулачків під дією зусилля P_v кулачки розсуваються і стискають втулку, яка починає обертатися разом з патроном. Підпружинений шуп 2 ковзає по зовнішній циліндричній поверхні втулки до моменту попадання його в отвір втулки. Після цього втулка в круговому напрямку фіксується, а кулачки, які обертаються, проковзують по зовнішній циліндричній поверхні. Зорієнтована втулка складається з іншою деталлю або подається захватними органами на наступні позиції складання.

Слід зазначити, що проведений пошук та аналіз багатьох літературних і патентних джерел показав наявність незначної кількості технічних рішень із забезпечення саме кутової орієнтації втулок. Відомими рішеннями, які виконують це завдання стосовно саме до втулок приводних ланцюгів, є пристрої, які описані в роботах [10, 16].

Схема одного із таких пристроїв, які забезпечують кутову орієнтацію втулок при складанні внутрішніх ланок, який захищений патентами США № 3866410 та ФРН № 2402365, показана на рис.1.7,б. На вихідну позицію, наприклад, із трубчастих накопичувачів, втулки 1, 2 попадають із довільною орієнтацією шва. Подавач 3 своїми впадинами захоплює втулки 1 і 2, притискаючи їх до фрикційної накладки 8,

транспортує на позицію, наприклад, запресування їх у пластини. В середньому виступі подавача виконаний отвір, в який встановлені дві кульки 4 і 6, які розпираються пружиною стиску 5. При переміщенні втулок в результаті контакту їх із фрикційною накладкою вони обертаються, а кульки проковзують по зовнішніх циліндричних поверхнях втулок. При попаданні кульок у отвори, які є на циліндричних поверхнях втулок, останні, фіксуючись у заданому положенні, проковзують по фрикційній накладці. Потім зорієнтовані втулки 3, 7 запресовуються у пластини.

Схема іншого пристрою, який захищений патентом ФРН № 1752557 і виконує аналогічне завдання, наведена на рис.1.7,в. На роторі 1 є уловлювачі 2, 4, які служать для базування пластини 3 і втулок 5, 6, які на ній складаються. Перед позицією запресування втулок у пластину шарнірно встановлений на рухомому кронштейні 9 підпружинений пружиною 12 важіль 10 із фрикційною накладкою 11. В уловлювачах виконані поздовжні пази, в яких встановлені пружні пластинчасті елементи із щупами 7, 8.

Пристрій працює таким чином. На позиції завантаження (на рисунку умовно позначено буквою Б) втулки із накопичувачів попадають на уловлювачі. В процесі обертання ротора 1 втулки 5, 6 вступають у контакт із фрикційною накладкою 11 і починають обертатися. Коли щуп 7 пружного елемента попадає в отвір втулки 6, остання фіксується від повороту відносно своєї осі і починає ковзати по фрикційній накладці. Таким чином здійснюється орієнтація втулки згортним швом всередину ланки. На позиції складання (на рисунку умовно позначена буквою В) зорієнтовані втулки запресовуються у пластину.

Аналіз вищезазначених конструкцій показує, що орієнтування втулок за допомогою таких пристроїв можливе лише при наявності радіального отвору або паза у стінці втулок, які виконують роль орієнтуючої ознаки, фрикційних накладок та переміщення орієнтуючих деталей відносно

фрикційних поверхонь. У випадку, коли одна із наведених умов не може бути виконана, орієнтування здійснювати не можна.

За допомогою контактного орієнтування, як правило, орієнтуються деталі із зовнішніми, але яскраво вираженими ознаками. Деталь із внутрішньою ознакою зорієнтувати складніше, із прихованою - ще складніше.

Значно ширші можливості орієнтації деталей саме із внутрішніми або прихованими ознаками мають орієнтуючі пристрої, принцип роботи яких базується на безконтактному орієнтуванні. В літературі [17, 19, 27 та ін.] виконується цілий ряд пристроїв, які працюють за таким принципом. Значне місце серед них займають пристрої, які забезпечують орієнтування деталей електромагнітним полем. Найповніше відомості про конструювання та їх якісні характеристики подані в роботах [10, 11].

Суть способів та принципу роботи таких пристроїв базується на дії сил, які створюються в процесі взаємодії електромагнітного поля з індукованим у полях струмом.

Широкі можливості електромагнітних методів пояснюються тим, що різного роду конструктивні особливості деталей – орієнтуючі ознаки (пази, стикові шви, отвори, виступи та ін.) суттєво впливають на величину та характер електродинамічних сил, які виникають. Причому для безконтактного орієнтування деталей, які виготовлені з різних матеріалів, можуть бути використані електромагнітні поля різних видів: магнітостатичне, електростатичне тощо. На рис.1.8 показана запозичена із роботи [16] схема використання того чи іншого виду електромагнітного поля для орієнтованих деталей із різних матеріалів.

Принципова схема орієнтуючих пристроїв з використанням електродинамічних сил подана на рис.1.9.

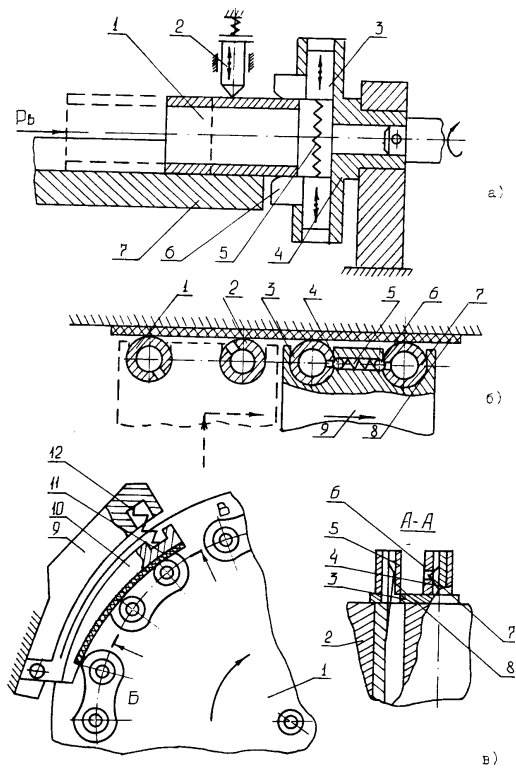


Рисунок 1.7 – Схеми відомих орієнтуючих пристроїв

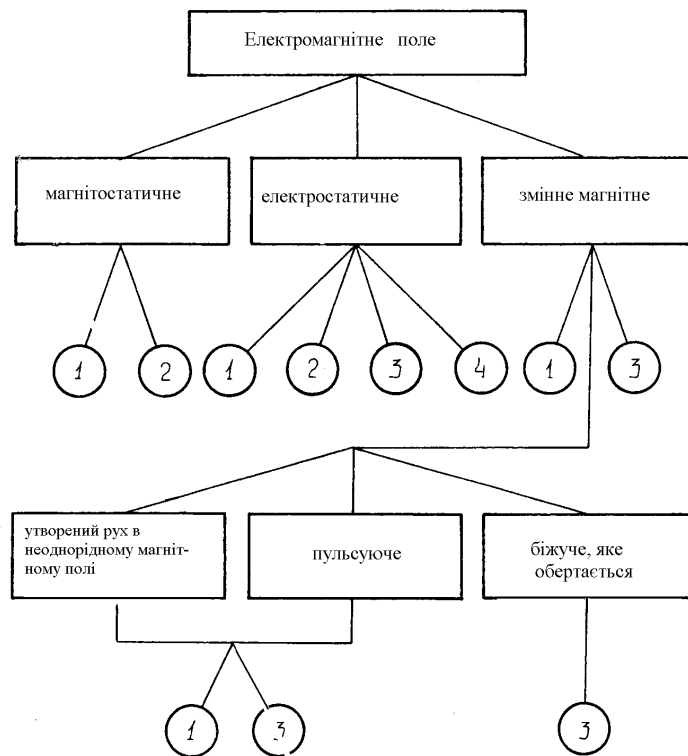


Рисунок 1.8 – Електромагнітне поле в якості засобу безконтактного орієнтування деталей, які виконані із різних матеріалів. 1 – феромагнітних струмопровідних; 2 – надпровідних; 3 – немагнітних струмопровідних; 4 – діелектричних

Об'єкт, який орієнтується, наприклад, втулка 1 з довільною круговою орієнтацією, встановлюється на транспортер 4, який рухається між двома полюсами 2,3 електромагніта. При попаданні втулки в робочу зону, яка характеризується сфокусованим магнітним потоком, виникає результуюче змінне поле. Воно утворюється в результаті взаємодії зовнішнього поля, яке створюється електромагнітом, з індукційними струмами у втулці. Наявність навіть невеликого кута розвороту втулки від заданого положення викликає різке спотворення результуючого поля. В такому положенні деталь нестійка, бо з'являються сили, які прагнуть повернути її так, щоб забезпечувалась симетричність розташування результуючого поля, при якій сума моментів сил, що діють на деталь, дорівнює нулю.

Для втулок із поздовжніми пазами положення вважається стабільним тоді, коли промір паза співпадає з напрямком поля, в той час як для втулки з отвором стабільним є таке положення, коли вісь отвору перпендикулярна до вектора поля.

Аналізуючи якісні характеристики електромагнітних орієнтуючих пристроїв, слід виділити головну їх перевагу – можливість орієнтування деталей із прихованими ознаками.

Проте слід відзначити і ряд недоліків, які притаманні вищезазначеним пристроям і в деякій мірі пояснюють їх нешироке використання у виробництві, в тому числі при виготовленні приводних ланцюгів.

По-перше, відносно невисока точність орієнтування, яка дуже залежить від величини індукції магнітного поля B . Так, згідно з [16] для конкретної деталі при значеннях $B \leq 0,05$ тс похибка установки деталі в орієнтоване положення досягала $10 \dots 15^\circ$ [16]. При збільшенні індукції до $B = 0,06$ тс похибка орієнтування різко зменшувалась. Додаткове збільшення індукції в 2-3 рази давало незначний ефект, хоча при цьому і спостерігалась тенденція до зменшення похибки орієнтування.

По-друге, так як час орієнтування визначається конструктивними параметрами орієнтуючих деталей, а також величиною енергії $B^2\Psi$, яка затрачається, де Ψ – частота коливань струму, то для забезпечення високої продуктивності необхідно використання спеціальних джерел живлення: високочастотних генераторів, перетворювачів тощо. Крім того, доведено [96], що ефективність силової дії на провідники продовгуватої форми і діелектрики визначається у магнітостатичних полях величиною індукції B , а електростатичних – величиною напруженості E . Проте надмірне нарощування напруженості обмежене небезпекою пробую ізоляції струмопровідних дротів або міжелектродного простору.

Тому виникає необхідність обмеження мінімальної віддалі між електродами, що суттєво впливає на область застосування електромагнітних орієнтуючих пристроїв.

В середньому час орієнтації досліджуваних зразків складав $0,15 \dots 0,3$ сек., а в деяких випадках – $4 \dots 8$ сек., що не завжди може задовольнити потреби високопродуктивного складального обладнання, яке використовується при виготовленні приводних ланцюгів.

По-третє, досить важким є розміщення таких пристроїв безпосередньо у зоні складання внутрішніх ланок. Інститутом фізики АН Латвії на замовлення Даугавпільського заводу приводних ланцюгів були проведені попередні дослідження та пробні експерименти з метою визначення можливості орієнтування згортних втулок до автоланцюгів з кроком $9,525$ мм. Був створений експериментальний пристрій для орієнтування втулок. Проте він розміщувався поза зоною обробки і тому при подальшому транспортуванні втулки могли розорієнтуватись. Крім того, результати експериментів показали відносно високу енергомісткість процесу орієнтації. Так, орієнтування втулок з параметрами $d_b = 5,2$ мм; $d_n = 7,2$ мм; $H_{вт} = 11 \dots 15$ мм, що відповідає розмірам втулок до ланцюгів з кроком $15,875$ мм, здійснювалось на таких режимах: сила струму (постійного) $I_{роб} = 70$ А;

частота $\Psi = 50$ Гц; густина струму $\rho = 12,5$ А/мм²; потужність, яка споживається, $N = 50$ Вт.

До недоліків слід також віднести необхідність забезпечення охолодження електромагнітів, особливо у випадку використання змінних високочастотних магнітних полів.

Тому пристрої для орієнтування згортних втулок електромагнітним полем не знайшли застосування у виробництві приводних ланцюгів.

У практиці широко використовуються пристрої контактного орієнтування з використанням дії на деталь, яка орієнтується, сил пневматичного поля, що створюється витіканням струменя стиснутого повітря. При цьому найчастіше зазначені пристрої виконують завдання забезпечення співвісності деталей типу валик і втулка при їх складанні [11, 16]. В якості прикладу на рис.1.10 схематично показаний пневматичний пристрій для осового орієнтування і складання деталей у потоці газів, який обертається [16]. Деталь, яка складається, наприклад, шпилька 3 встановлюється у вихрову трубу 2 із зазором 1...5 мм. Під трубою розміщена інша із спряжуваних деталей гайка 1. По нахилених під певним кутом до поздовжньої осі труби тангенціальних патрубках у внутрішню порожнину труби подається стиснуте повітря, яке створює вихровий потік газів, що обертається.

Під дією сил потоку газів, який обертається, деталь (шпилька 3), обертаючись навколо власної осі, починає здійснювати коливальні рухи. Траєкторія цих рухів у шляху і часі залежить від геометричних параметрів деталі, від параметрів труди і характеристик вихрового потоку.

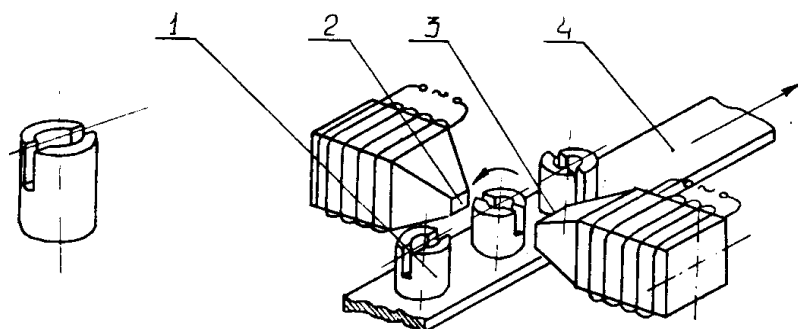


Рисунок 1.9 – Схема орієнтуючого пристрою з використанням в якості засобу безконтактного орієнтування електромагнітного поля

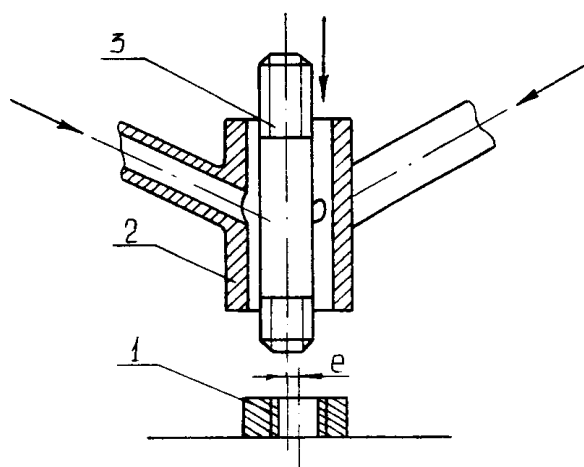


Рисунок 1.10 – Схема вихрового методу осевого орієнтування і складання

Доведено [18], що деталі, які поміщені в трубу з вихровим потоком газу, при взаємному контакті зближуються спряжуваними поверхнями по траєкторії, яка згортається і близька до логарифмічної спіралі. Наявність вертикальної складової сили, яка створюється вихровим потоком, приводить до того, що при досягненні суміщення спряжуваних поверхонь відбувається складання деталей, тобто вгвинчування шпильки у гайку.

Час відносного орієнтування деталей з циліндричними поверхнями описаним методом складає 0,1...0,2 сек., із різьбовими – 0,2...0,4 сек., із некруглими – 0,3...0,6 сек. Експлуатація промислової установки для складання картера редуктора заднього моста автомобіля з бугельними

кришками показала високу надійність методу в умовах масового виробництва [11].

Проте вищеописаний метод не може використовуватись для орієнтування згортних втулок при складанні внутрішніх ланок приводних ланцюгів внаслідок того, що їм не забезпечується кутова орієнтація, тобто неможливо зафіксувати втулку, яка обертається, в заданому положенні.

Обширний пошук патентних і літературних джерел з пневматичних пристроїв для кругової орієнтації, в т.ч. згортних втулок приводних ланцюгів показав наявність всього декількох технічних рішень поставленої задачі [17]. Слід зазначити також і відсутність в літературі теоретичних досліджень і розв'язання питань, які стосуються пневматичної кругової орієнтації деталей типу втулок.

Одним із відомих пневматичних пристроїв для кругової орієнтації втулок є пристрій, який захищений патентом Японії № 46-10388 і схематично показаний на рис. 1.11. Орієнтування деталі відбувається таким чином. Втулка 4 з торцевим пазом після первинної орієнтації пазом вперед попадає на лоток 3 з центральним каналом 1, який з'єднується із джерелом стиснутого повітря (на рисунку не показано). При цьому на втулку починають діяти струмені, які витікають із отворів 2, які виконані під кутом до поздовжньої осі лотка, і 7, які виконані з деяким зміщенням від вертикальної осі центрального каналу. Струмені, які витікають із похилих отворів 2, переміщують втулку у поздовжньому напрямку, а струмені, які витікають із отвору 7, надають їй обертального руху. Втулка 1, перемістившись до упора 5, продовжує обертатися до тих пір, поки в торцевий паз не ввійде ніж 6 і тим самим не зафіксує її в заданому положенні. Потім захватні органи передають втулку на позицію складання.

Недоліком такого пристрою є необхідність здійснення первинної орієнтації, наявність явно вираженої зовнішньої ознаки, додаткових захватних органів та операції транспортування. Зазначені недоліки не

дозволяють використовувати описаний пристрій для орієнтації згортних втулок при складанні внутрішніх ланок втулкових та роликкових приводних ланцюгів.

1.4. Висновки. Завдання та об'єкти досліджень

Аналіз стану працездатності приводних ланцюгів, шляхів та методів її підвищення привів до таких висновків.

1. Широке використання приводних ланцюгів у найрізноманітніших машинах та механізмах, тенденція до зниження їх матеріаломісткості з одночасним підвищенням енергоозброєння, яка приводить до збільшення робочих навантажень і швидкостей у передавальних механізмах, ставить все вищі вимоги до якості виготовлення приводних втулково-роликкових ланцюгів.

2. Подальше підвищення якості приводних роликкових і втулкових ланцюгів шляхом зменшення допусків функціональних розмірів деталей ланцюгів обмежено як технологічними, так і економічно виправданими затратами.

3. Досягнення необхідної якості приводних ланцюгів обмежується також недостатнім вирішенням питання як в теоретичному, так і в практичному плані, про метрологічне забезпечення технологічних процесів виготовлення деталей і складання ланцюгів, методів оцінки точності геометричних параметрів та відхилень їх від геометричних форм.

4. Існуючими резервами підвищення працездатності приводних ланцюгів, які забезпечують орієнтацію втулок швом всередину ланци, є: підвищення точнісних характеристик (відхилень від круглості і циліндричності) геометричних параметрів деталей шарнірів; підвищення точності контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок і оптимізація співвідношень їх величин; зменшення рядної різнорозмірності та

підвищення коефіцієнта рядності багаторядних ланцюгів; підвищення міцнісних характеристик пресових з'єднань.

5. Здійснення кругової орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок можливе у випадку створення спеціальних орієнтуючих пристроїв і методики визначення їх конструктивних параметрів.

6. Рівень якості приводних роликівих і втулкових ланцюгів багатьма дослідниками визначається для ланцюгів різного призначення з неоднаковою кількістю одиничних показників. Що могло приводити до недостовірних і суперечливих результатів.

7. Підвищення працездатності приводних ланцюгів, зокрема їх зносостійкості, забезпечить збільшення ресурсу роботи багатьох машин та механізмів, які оснащені приводними ланцюгами, і створить значний економічний ефект у сфері їх експлуатації.

Таким чином, вирішення питання суттєвого підвищення працездатності приводних роликівих і втулкових ланцюгів шляхом забезпечення при складанні внутрішніх ланок орієнтації втулок швом всередину ланки, вимагає створення методики і засобів визначення одиничних показників якості серійних та дослідних (з орієнтованими втулками) ланцюгів, створення способів та пристроїв, які забезпечують кругову орієнтацію втулок, методик прогнозування підвищення зносостійкості за рахунок орієнтації втулок та оцінки ефективності орієнтації втулок.

В зв'язку із викладеним основною метою роботи є теоретичне та експериментальне дослідження впливу орієнтації втулок на працездатність приводних роликівих і втулкових ланцюгів, розробка і теоретичне обґрунтування конструктивних схем засобів контролю і методик визначення рівня одиничних показників якості ланцюгів, а також створення орієнтуючих пристроїв.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались такі **завдання:**

1. Розробка методів та вимірювальних засобів для визначення рівня одиничних показників якості приводних роликів і втулкових ланцюгів та їх деталей.

2. Багатопланове теоретично-експериментальне дослідження впливу орієнтації втулок на одиничні показники якості приводних ланцюгів, які визначають їх працездатність.

3. Розробка науково обґрунтованого математичного апарату прогнозування підвищення зносостійкості приводних ланцюгів за рахунок зменшення похибок форми контактуючих поверхонь, що досягається при орієнтації втулок.

4. Розробка конструкцій пристроїв для забезпечення орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок.

5. Створення обладнання, методик та експериментальні дослідження експлуатаційних властивостей приводних ланцюгів з орієнтованими втулками.

6. Оцінка ефективності підвищення зносостійкості приводних ланцюгів за рахунок забезпечення орієнтації втулок.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОРІЄНТАЦІЇ ВТУЛОК НА ПАРАМЕТРИ ТОЧНОСТІ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ ТА ЇХ ДЕТАЛЕЙ

Одним із основних якісних показників приводних ланцюгів є точність контактних кроків зовнішніх t_n і внутрішніх t_e ланок, а також точність довжини відрізка ланцюга L (див.рис.2.1). Вихідна точність (точність після виготовлення деталей, складання і розтягування ланцюга) цих параметрів залежить від точності функціональних розмірів втулок, валиків, роликів і пластин. Під функціональними розмірами в нашому випадку будемо розуміти ті параметри, величини яких за умови орієнтації втулок можуть впливати на точність контактних кроків, співвідношення їх середніх значень, точність довжини відрізка ланцюга і величину зазору в шарнірах.

До таких функціональних розмірів віднесемо: товщину стінки втулки Δ_e та її розполіду по колу, діаметри отворів та їх міжосьова віддаль у зовнішніх та внутрішніх пластинах (відповідно d_{nl}^H , d_{nl}^B і A_n , A_B), відхилення від прямолінійності твірної внутрішньої циліндричної поверхні втулок y , відхилення від круглості внутрішньої циліндричної поверхні запресованих втулок та розмір зазору в шарнірі δ_3 (див.рис.2.1).

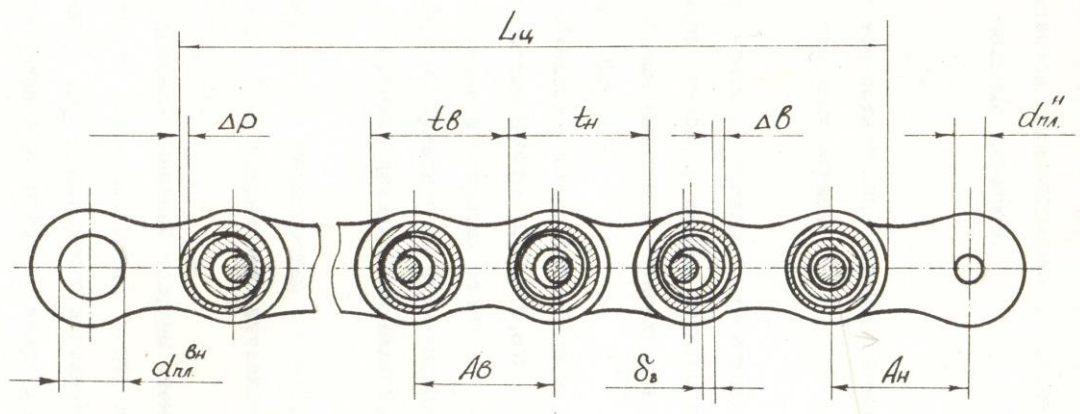


Рисунок 2.1 – Основні розмірні параметри приводних роликівих і втулкових ланцюгів

Тому для визначення шляхів підвищення точності виготовлення ланцюгів доцільно виконати дослідження зазначених функціональних розмірів.

2.1 Оцінка точності функціональних розмірів згортних втулок

Для експериментальних досліджень вихідної точності функціонального розміру втулок, а саме товщини їх стінки Δ_e , встановлювались обсяги виборок і відбирались в них деталі згідно з рекомендаціями [16].

В якості об'єктів дослідження брались шліфовані втулки до ланцюгів з кроками 9,525, 12,7, 15,875 мм виробництва Даугавпілського заводу і калібровані в закритих штампах втулки до ланцюгів з кроками 19,05 і 25,4 мм відповідно і виробництва ПРОМТЕХКОНСТРУКЦІЇ. Відібрані деталі промивались, знежирювались і висушувались.

Обсяг виборок N_e з надійністю $\alpha_m = 0,95$ і точністю $\varepsilon = 0,26\sigma$ (тут σ - середньоквадратичне відхилення) дорівнював 100 штук.

З метою визначення значень товщини стінки втулок і можливої закономірності її розподілу контролювалась миттєва товщина стінки Δ'_e . Для цього використовувався довжиномір типу ИЗВ-21 і спеціальний пристрій, закріплений на рухомій пінолі приладу. Схеми вимірювання миттєвої та контактної товщини стінки втулок показані відповідно на рис.2.2 та рис.2.3. Ціна поділки вимірювальної шкали використовуваного приладу $\Delta_{\text{вим.п}} = (0,1...0,15)\delta_e$ (тут δ_e - допуск на товщину стінки втулки).

На основі 1 приладу (див.рис. 2.2) з мірних плиток 2, 3, 4 змонтований вимірювальний столик. На втулку 5 встановлений диск 6 із 12-ма рівномірно розміщеними мітками. На вертикально рухомій пінолі 7 довжиноміра ИЗВ-21 закріплений пристрій, в корпусі 8 якого є рухомий повзун 9. З

цим повзуном жорстко з'єднані гвинт 10 з гайками 11 для регулювання вильоту і щупа 12 з контактуючою кулькою 13, радіус якої дорівнює 0,3 мм.

Контроль миттєвої товщини Δ'_g стінки втулок проводився наступним чином. На досліджуваних втулках диск 6 закріплювався так, щоб згортний шов втулки знаходився посередині між мітками 1 і 12. Довжиномір по висоті виставлявся таким чином, щоб при контакті кульки 13 щупа 12 з опорною плитою 3 на шкалах приладу встановлювались нулі. Перемістивши піноль дещо вгору, відводять повзун із щупом вправо, встановлюють контрольовану втулку з диском 6 на плиту 3, забезпечуючи співпадання відповідного положення на диску із стрілкою на плиті 3. Заводять щуп у внутрішню порожнину втулки до лівого крайнього положення і відпускають. Під дією власної ваги піноль з пристроєм переміщується вниз до контакту кульки щупа з внутрішньою поверхнею втулки. За показами приладу визначають миттєву товщину Δ'_g стінки втулки. Потім піноль дещо переміщують вгору, звільняють та провертають втулку з диском на одну поділку і знову відпускають піноль до контакту кульки щупа з внутрішньою циліндричною поверхнею втулки й відраховують покази миттєвої товщини стінки вже в іншому положенні. В подальшому, повторивши вказану методику, отримують значення миттєвої товщини стінки втулки для всіх 12-ти положень і всього об'єму виборки.

Одержані експериментальні дані піддавались статистичній обробці. При цьому перевірялась гіпотеза узгодження розподілу товщини стінки втулки в кожному положенні з нормальним законом за критерієм Колмогорова, визначалось її середнє значення $\bar{\Delta}'_g$ і середньоквадратичне відхилення $\sigma_{\Delta}'_g$. Значення, що різко відрізнялись, Δ'_{gi} оцінювались за критерієм Греббса [99, 126].

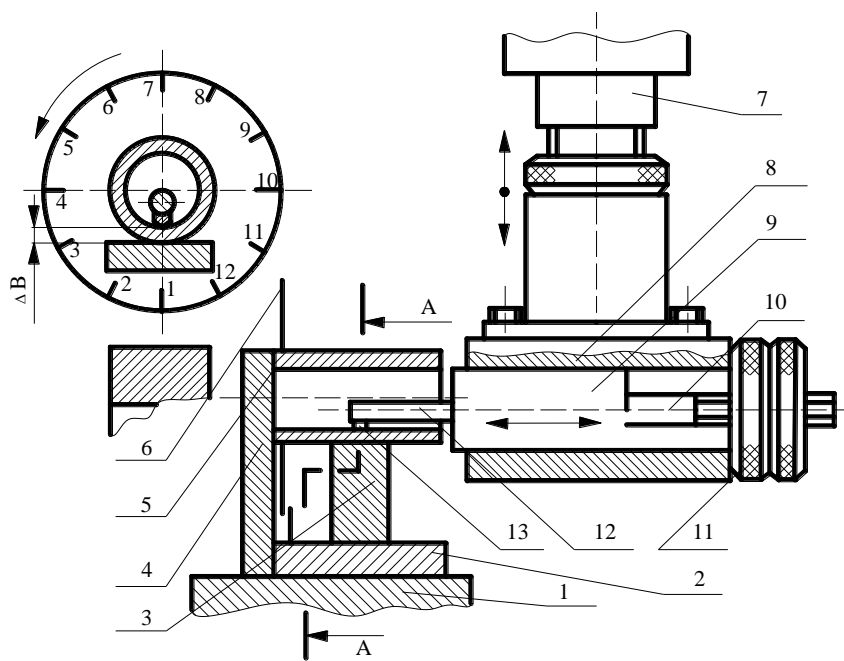


Рисунок 2.2 – Схема контролю миттєвої товщини Δ'_g стінки втулок

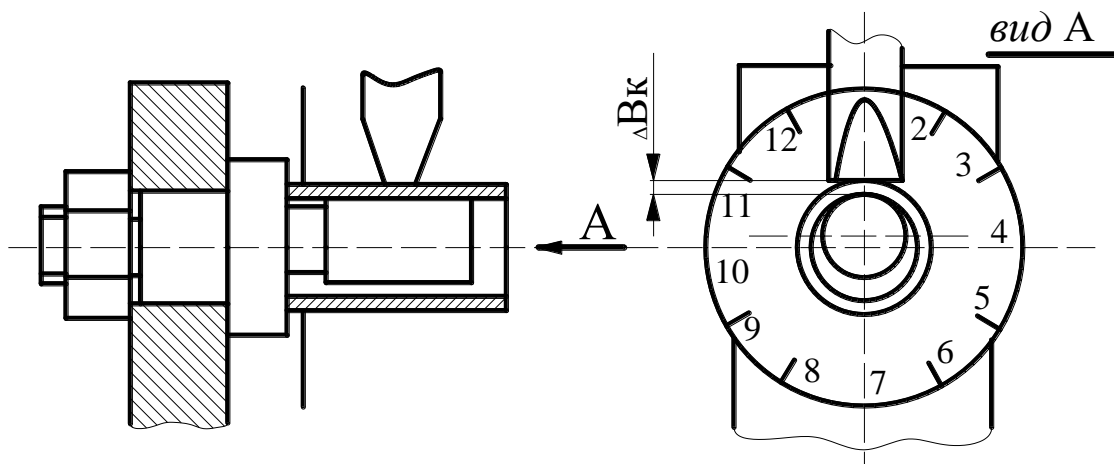


Рисунок 2.3 – Схема контролю контактної товщини стінки втулок

Оброблювались експериментальні дані - середні значення миттєвої товщини стінки Δ'_g і дисперсія розсіювання $D(\Delta'_g)$.

На основі цих даних побудовані схеми та графіки (рис.2.4 і рис. 2.5) розподілу значень Δ_g в залежності від кута повороту для втулок, виготовлених за різними технологічними процесами.

Аналіз результатів дозволив встановити наступне: миттєва товщина стінок по колу має певну закономірність, причому її характер забезпечується технологічними процесами виготовлення втулок.

Так у втулок до ланцюгів з кроками 9,525, 12,7, 15,785 мм, які в процесі виготовлення піддавались калібруванню у фільерах з наступним шліфуванням, виявлено, що максимальна миттєва товщина їх стінок $\Delta'_{\epsilon \max}$ знаходиться в зоні згортного шва, а мінімальна - $\Delta'_{\epsilon \min}$ - розміщена діаметрально протилежно.

Це пояснюється тим, що при калібруванні і, особливо при безцентровому шліфуванні, через меншу жорсткість в зоні шва, втулка деформується, зменшується глибина різання, а отже, збільшується і товщина стінки.

Така закономірність розподілу миттєвої товщини стінки шліфованих втулок приводить до зміщення внутрішньої циліндричної поверхні відносно зовнішньої і утворення ексцентриситету. Наявність ексцентриситету у випадку довільної кругової орієнтації шва втулок при складанні внутрішніх ланок приводить до зменшення точності контактних кроків приводних ланцюгів.

Втулки до ланцюгів з кроками 19,05 і 25,4 мм, виготовлені послідовним деформуванням з наступним багаторазовим калібруванням у фільерах, мають мінімальну, симетрично розміщену товщину стінок $\Delta'_{\epsilon \min}$ в зоні осьової площини, яка проходить по згортному шву, а максимальну - $\Delta'_{\epsilon \max}$ - в зоні, яка розташована перпендикулярно до згортного шва.

Така форма стінки нешліфованих втулок є результатом технологічної операції - калібрування, при якій напрям удару формуючого пуансона співпадає з осьовою площиною, яка проходить через згортний шов. Це приводить до деякої пластичної деформації і зменшення в цій зоні товщини стінок.

Зміна миттєвого значення товщини втулки шліфованих втулок по куту повороту Φ_n

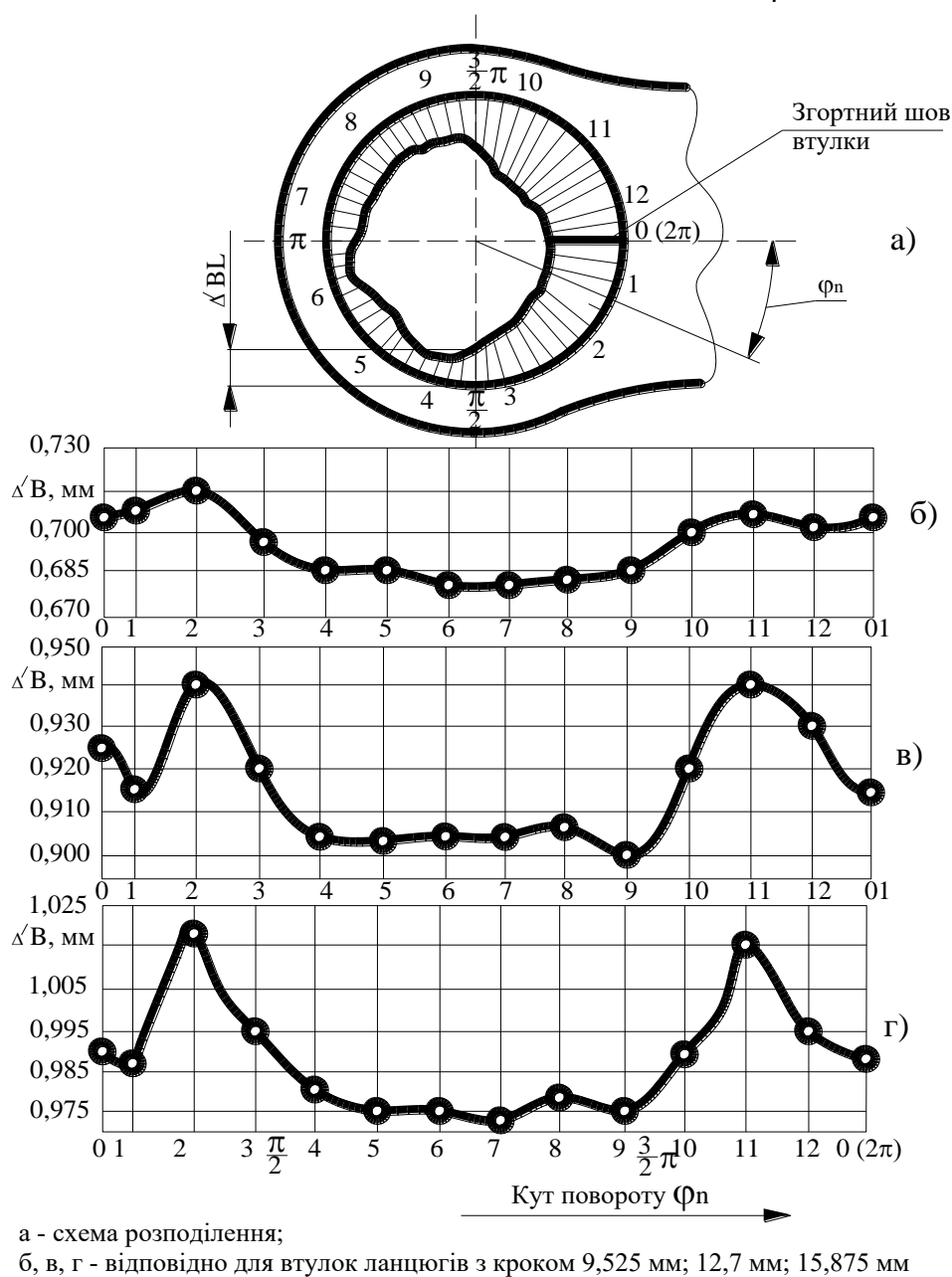
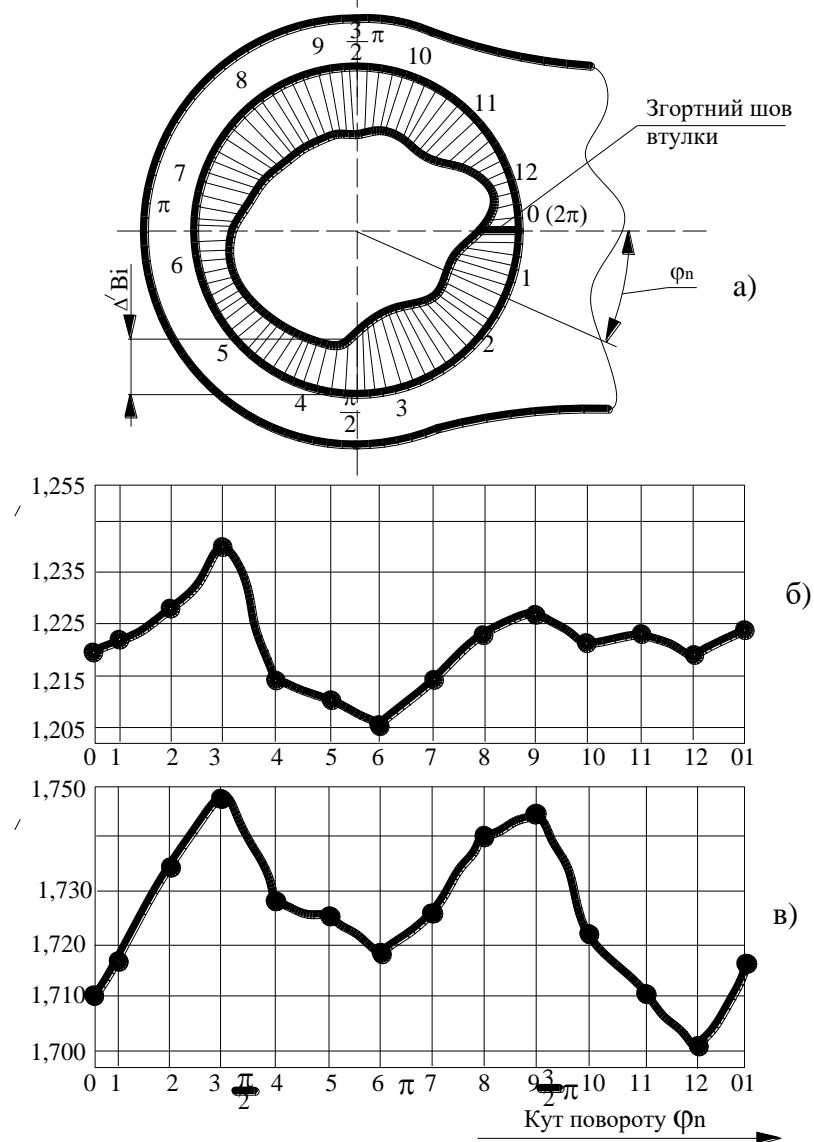


Рисунок 2.4 - Зміна миттєвого значення товщини стінки шліфованих втулок за кутом повороту. Φ_n а – схема розподілу; б, в, г – для втулок до ланцюгів з кроками 9,525 мм; 12,7 мм; 15,875 мм відповідно.

Зміна миттєвого значення товщини стінки
каліброваних втулок по куту повороту Φ_n



а - схема розподілення;
б, в, г - відповідно для втулок ланцюгів з кроком 9,525 мм; 12,7 мм; 15,875 мм

Рисунок 2.5 – Зміна миттєвого значення товщини стінки каліброваних втулок за кутом повороту Φ_n . а – схема розподілу; б, в, г – для втулок до ланцюгів з кроками 9,525 мм; 12,7 мм; 15,875 мм відповідно

З метою отримання значень товщини стінки втулок і оцінки впливу на розсіювання контактних кроків ланцюгів вимірювали контактну товщину стінки із застосуванням приладу ИЗВ-21 (схема вимірювання показана на рис. 2.3).

Отримані дані статистично оброблювались за вищевикладеною методикою і результати обробки подані на рис.2.6 і рис.2.7. Однорідність дисперсій чи сталість величини миттєвого розсіювання товщини стінки втулки в різних положеннях перевірялось за критерієм $F = S_{max}^2/S_{min}^2$ (суттєвості відмінності) і критерієм Кохрана:

$$G = \frac{S_{max}^2}{S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_m^2}. \quad (2.1)$$

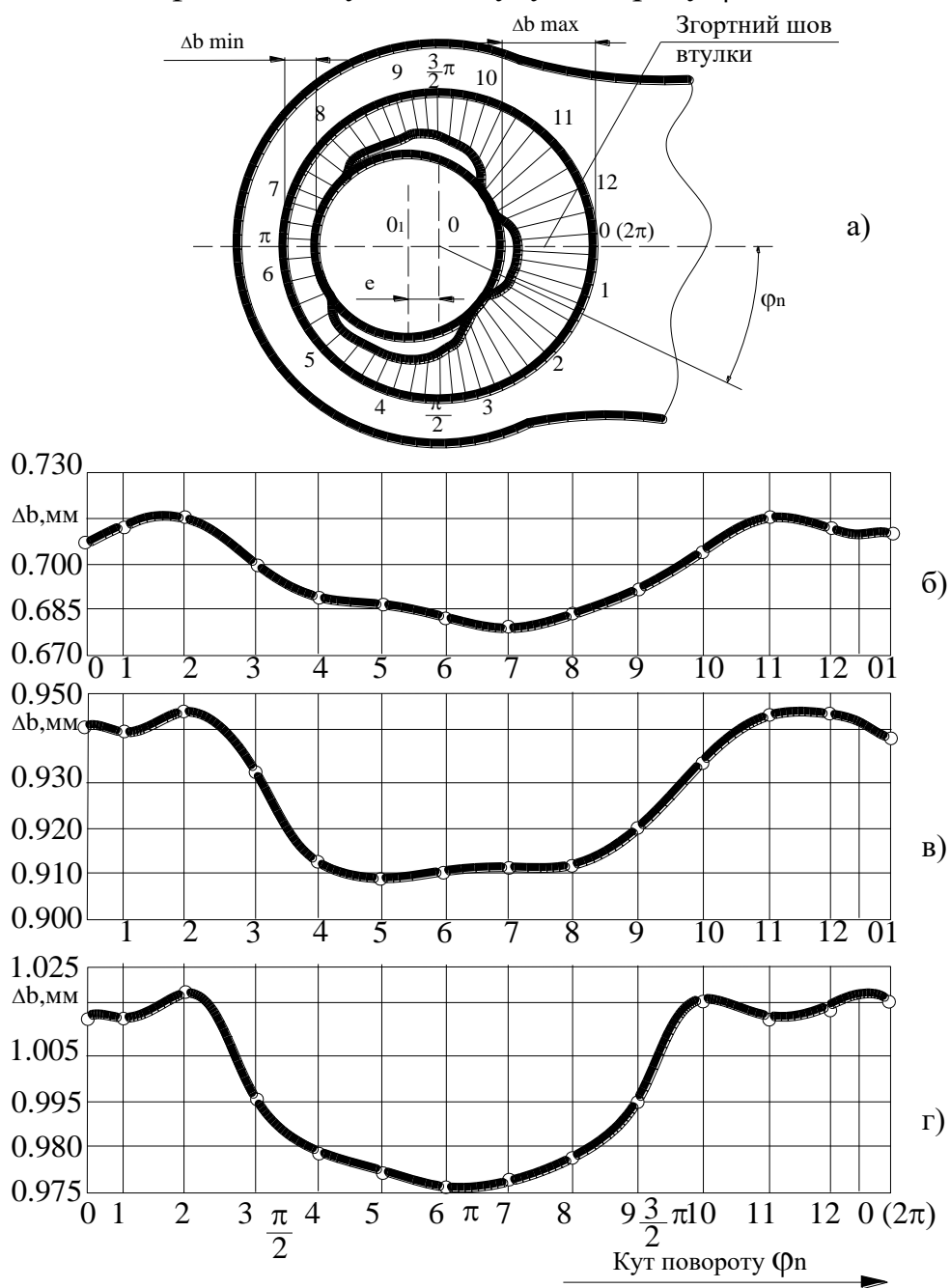
Результати перевірки підтвердили гіпотезу сталості миттєвого розсіювання товщини стінок втулки. Таким чином, можна вважати, що технологічний процес формування товщини стінки втулок є стабільним за дисперсіями. Закономірність зміни контактної товщини втулок для ланцюгів з кроками 9,525, 12,7, 15,875 мм приводить до утворення ексцентриситету втулок. Величина ексцентриситету i -ої втулки може бути визначена за формулою:

$$e_i = \frac{\Delta_{i \max} - \Delta_{i \min}}{2}. \quad (2.2)$$

Використовуючи наведену формулу та статистичні дані, визначали значення ексцентриситету для досліджуваних втулок приводних ланцюгів кроків 9,525 мм і 12,7 мм. Отримані статистичні розподіли перевіряли на узгодженість з розподілом нормального закону за критерієм χ^2

Після статистичної обробки отримані характеристики розподілу: математичне сподівання ексцентриситету втулок до ланцюгів кроку 9,525 мм і 12,7 мм склало 10,3 мкм і 13 мкм, а дисперсія відповідно 51,8 мкм² і 63 мкм².

Зміна контактної товщини стінки шліфованих втулок по куту повороту φ_n

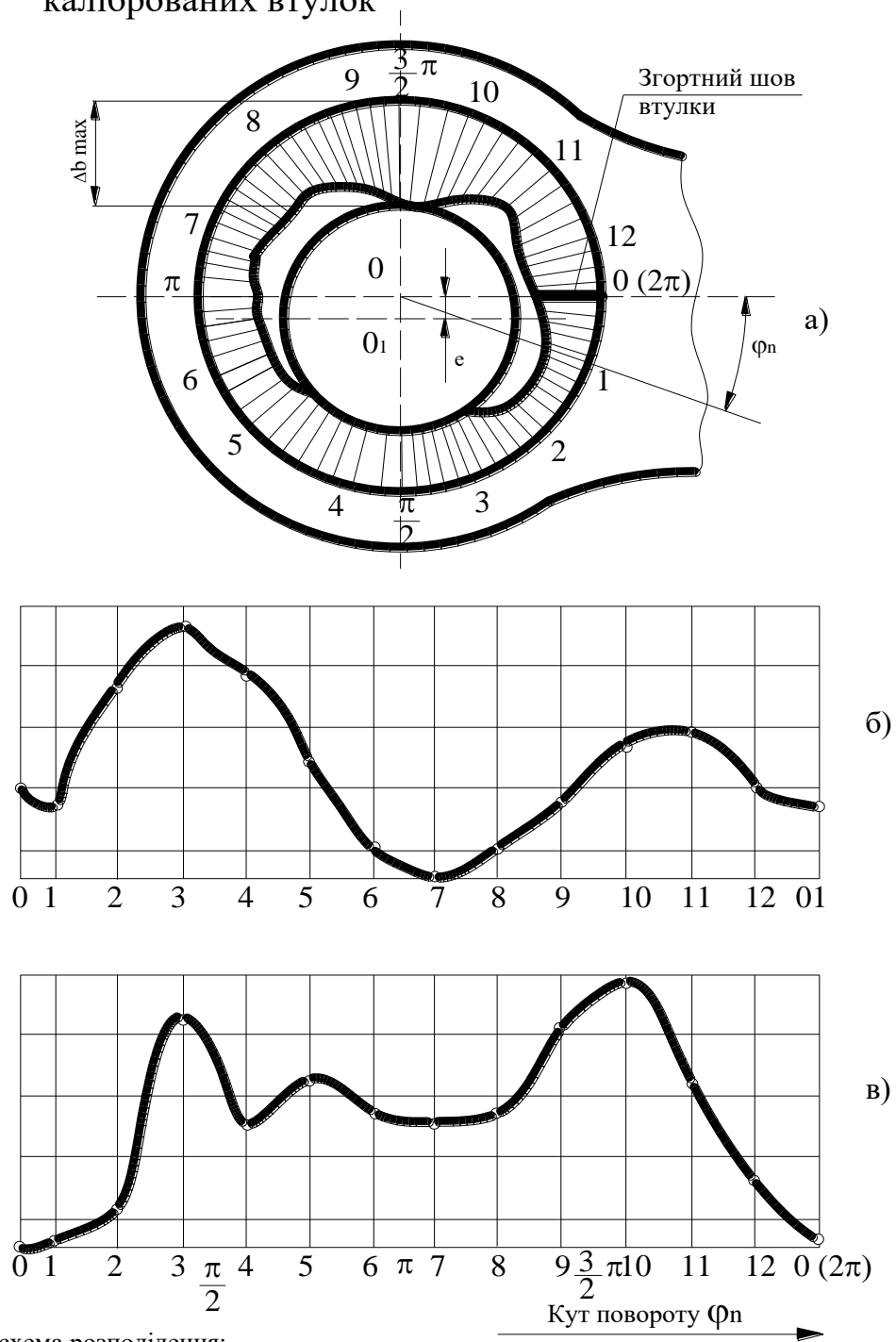


а - схема розподілення;

б, в, г - відповідно для втулок ланцюгів з кроком 9,525 мм; 12,7 мм; 15,875 мм

Рисунок 2.6 – Зміна контактної товщини стінки шліфованих втулок за кутом повороту φ_n . а – схема розподілу; б, в, г – для втулок до ланцюгів з кроками 9,525 мм; 12,7 мм; 15,875 мм відповідно

Зміна контактної товщини стінки каліброваних втулок



а - схема розподілення;

б, в - відповідно для втулок ланцюгів з кроком 19,05 мм; 25,4 мм

Рисунок 2.7 – Зміна контактної товщини стінки каліброваних втулок. а – схема розподілу; б, в, г – для втулок до ланцюгів з кроками 9,525 мм; 12,7 мм; 15,875 мм відповідно

2.2 Теоретичні дослідження – розмірний аналіз точності контактних кроків приводних ланцюгів

Одним із головних показників якості приводних роликівих і втулкових ланцюгів за існуючими стандартами якості (ДСТУ - Україна; DIN – Німеччина; ISO – Європа) є точність довжини відрізка ПРВЛ [18], в якому встановлена певна кількість ланок, а також точність контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок.

Вивченню формування точності контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок ПРВЛ, а також точності довжини відрізка, присвячено цілий ряд наукових досліджень [5, 7, 10, 12]. В результаті аналізу відомих літературних джерел встановлено, що значення контактних кроків зовнішніх (t_3) і внутрішніх (t_6) ланок ПРВЛ є випадкові величини, які підкоряються закону розподілу Гауса, а їх точність досліджувалась на основі теорії розмірних ланцюгів.

Проте при цьому не було взято до уваги те, що згортні втулки і цільні ролики в результаті особливостей технологічних процесів їх виготовлення (безцентрове шліфування згортних втулок та їх запресування у пластини, отримання роликів штампуванням) мають ексцентриситети (неспівпадання центрів внутрішньої та зовнішньої циліндричних поверхонь втулок і роликів), відповідно e_6 і e_p . Не взято до уваги й те, що значення цих ексцентриситетів та їх положення є випадковими величинами і визначаються значеннями максимальних та мінімальних товщин стінок втулок і роликів відповідно $\Delta_{e_{\max}}$, $\Delta_{e_{\min}}$ і $\Delta_{p_{\max}}$, $\Delta_{p_{\min}}$, які підпорядковуються закону розподілу Гауса, а також кутами φ_6 і φ_p , що визначають положення ексцентриситетів і підкоряються закону розподілу рівної імовірності.

Не враховано і те, що контактні товщини стінок втулок та роликів (відповідно, Δ_6 і Δ_p), які є ланками розмірних ланцюгів зовнішніх і

внутрішніх контактних кроків та за якими розраховується точність t_3 і t_6 , є функціями середніх значень контактних товщин стінок втулок і роликів, відповідно, $\bar{\Delta}_{en}$ і $\bar{\Delta}_{pn}$, та величин e_{en} , e_{pn} , φ_{en} і φ_{pn} . Тут n - порядковий номер шарніра, в який входять відповідні втулки та ролики.

Здійснення розмірного аналізу точності контактних кроків зовнішніх і внутрішніх ланок ПРВЛ із врахуванням випадкового характеру величин e_e , e_p , φ_e , φ_p , Δ_e і Δ_p та визначенням вкладу кожного із зазначених параметрів у загальну дисперсію величин t_3 і t_6 , із коректуванням технологічних процесів виготовлення деталей ПРВЛ, спрямованих на підвищення точності t_3 і t_6 , є актуальним завданням.

2.2.1. Розмірний аналіз точності контактних кроків зовнішніх ланок ПРВЛ

Величина контактного кроку ПРВЛ в загальному вигляді може бути подана рівнянням розмірного ланцюга:

$$t_3 = \psi(V_1, V_2, \dots, V_k), \quad (2.3)$$

де t_3 - замикаюча ланка, а V_1, V_2, \dots, V_k – складові ланки.

Складові розміри контактного кроку ПРВЛ мають випадкові варіації, а тому повинні розглядатись як випадкові величини.

Рівняння (1) буде лінійним в тому випадку, якщо всі ланки, які входять в розмірний ланцюг, паралельні одна одній. Наявність ексцентриситетів втулок і роликів e_e , e_p , положення яких визначаються відповідними значеннями кутів φ_e , φ_p , може привести до нелінійного характеру рівняння (1) та ускладнення його розв'язування.

Рівняння (1) із врахуванням конструктивних розмірів деталей ПРВЛ та їх шарнірів для контактних кроків зовнішніх ланок подамо у вигляді:

$$t_3 = \sum_{i=1}^{10} V_i, \quad (2.4)$$

де $V_1 = A_n$ - міжосьова віддаль отворів зовнішньої пластини;

$V_2 = -d_{1n}/2$ і $V_6 = d_{1(n+1)}/2$ - відповідно діаметри валиків n -го і $n+1$ -го шарнірів ПРВЛ;

$V_3 = -y_n$ і $V_7 = y_{n+1}$ - величини відхилень від прямолінійності твірної внутрішньої циліндричної поверхні втулок, які утворились в результаті запресування втулок у пластини, виміряні у напрямку, що співпадає з поздовжньою віссю ланцюга для n -го і $n+1$ -го шарнірів ПРВЛ.

$V_4 = \Delta_{en}$ і $V_9 = \Delta_{e(n+1)}$, $V_5 = \Delta_{pn}$ і $V_{10} = \Delta_{p(n+1)}$ - відповідно контактні товщини стінок втулок і роликів в зоні їх контакту із валиками та зубцями зірочок n -го та $n+1$ -го шарнірів ПРВЛ;

$V_8 = \delta_{n+1} = d_{n+1} - d_{1(n+1)}$ - величина зазору між втулкою і валиком $n+1$ -го шарніра; тут d - внутрішній діаметр втулки;

n - порядковий номер шарніра ПРВЛ.

Скориставшись розрахунковою схемою, яка подана на рис.2.15 і прийнятими позначеннями, рівняння (2), набуде такого вигляду:

$$t_3 = A_n - \frac{d_{1n}}{2} - y_n - \Delta_{en} - \Delta_{pn} + \frac{d_{1(n+1)}}{2} + y_{n+1} + \delta_{n+1} + \Delta_{e(n+1)} + \Delta_{p(n+1)} \quad (2.5)$$

У рівнянні (2.5) всі складові правої його частини є випадковими величинами.

В загальному величини контактної товщини стінки втулок і роликів умовно представимо циліндром. Скориставшись розрахунковою схемою, поданою на рис. 2.16, і врахувавши, що $OC = e \cdot \cos(\varphi - \pi)$ і $CD = e \cdot \sin(\varphi - \pi)$, а $AO = BD = r$, отримаємо:

$$\Delta = \bar{\Delta} - \left(r + e \cdot \cos \varphi - \sqrt{r^2 - e^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right), \quad (2.6)$$

де $\bar{\Delta} = (\Delta_{\max} + \Delta_{\min})/2$ - середнє значення товщини стінки циліндра;

r – внутрішній радіус циліндра;

$e = 0,5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min})$ – ексцентриситет циліндра;

Δ_{\max} і Δ_{\min} – відповідно максимальна і мінімальна товщина стінок циліндра;

φ – кут, що визначає положення ексцентриситету відносно напрямку дії зусилля, яке передається ПРВЛ.

Аналіз експериментальних даних показує, що величина e для більшості типорозмірів ПРВЛ, які відповідають ГОСТ, на декілька порядків менша від величини r . Так, наприклад, у згортних втулках дворядного втулкового ланцюга з кроком 9,525 мм виробництва Даугавпілського заводу приводних ланцюгів (Латвія) $e = 10,3$ мкм, а $r = 1750$ мкм. Тоді квадрат математичного сподівання ексцентриситету $[M(e)]^2 \approx 106$ мкм², а $r^2 = 30,5 \cdot 10^5$ мкм. Враховуючи, що величина $e^2 \cdot \cos^2 \varphi$ - дуже мала, нею можна знехтувати.

Тоді рівняння (2.6) набуде вигляду:

$$\Delta = 0,5(\Delta_{\max} + \Delta_{\min}) - e \cdot \cos \varphi \quad (2.7)$$

Із врахуванням (2.7) після спрощень рівняння (3) подамо у вигляді:

$$\begin{aligned} t_3 = & A_n - 0,5d_{1n} - 0,5y_{n \max} - 0,5y_{n \min} + e_{yn} \cdot \cos \varphi_{yn} - 0,5\Delta_{en \max} - \\ & - 0,5\Delta_{en \min} + e_{en} \cdot \cos \varphi_{en} - 0,5\Delta_{pn \max} - 0,5\Delta_{pn \min} + e_{pn} \cdot \cos \varphi_{pn} + \\ & + 0,5d_{1(n+1)} + 0,5y_{(n+1) \max} + 0,5y_{(n+1) \min} - e_{y(n+1)} \cdot \cos \varphi_{y(n+1)} + d_{(n+1)} - \\ & - d_{1(n+1)} + 0,5\Delta_{e(n+1) \max} + 0,5\Delta_{e(n+1) \min} - e_{e(n+1)} \cdot \cos \varphi_{e(n+1)} + \\ & + 0,5\Delta_{p(n+1) \max} + 0,5\Delta_{p(n+1) \min} - e_{p(n+1)} \cdot \cos \varphi_{p(n+1)} \end{aligned} \quad (2.8)$$

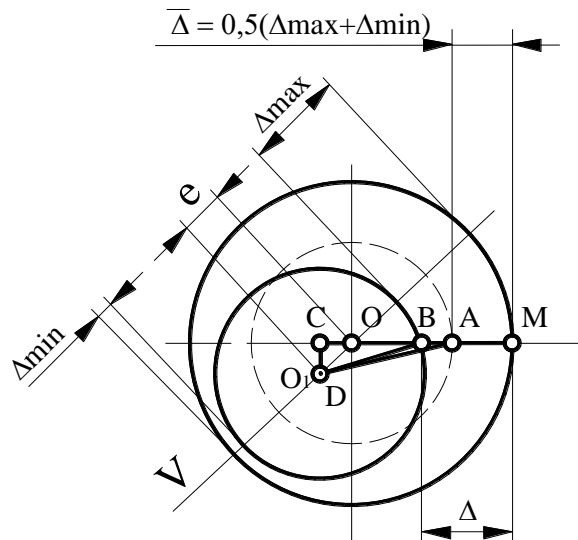


Рисунок 2.15 - Розрахункова схема для визначення контактної товщини стінки ексцентричного циліндра - Δ

Для здійснення розмірного аналізу величини t_3 необхідно визначити математичне сподівання і дисперсію величини Δ . Розглянемо спочатку величину $0,5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) \cdot \cos \varphi$. Величина φ в процесі складання внутрішніх ланок і запресування втулок у пластини чи в момент контакту ролика із зубом зірочки має закон розподілу рівної імовірності. Випадкова величина $\cos \varphi$ підпорядкована закону розподілу арккосинуса із характеристиками розсіювання: математичним сподіванням $M(\cos \varphi) = 0$ і дисперсією $D(\cos \varphi) = 0,5$. Величини Δ_{\max} і Δ_{\min} підпорядковані нормальному закону розподілу Гауса (Gauss). Тоді величина e теж буде мати нормальний закон розподілу із характеристиками: математичне сподівання $M(e) = 0,5[M(\Delta_{\max}) - M(\Delta_{\min})]$ і дисперсія $D(e) = 0,25[D(\Delta_{\max}) + D(\Delta_{\min})]$; тут $M(\Delta_{\max})$ і $M(\Delta_{\min})$ - відповідно математичні сподівання максимальної та мінімальної товщин стінок втулок, а $D(\Delta_{\max})$ і $D(\Delta_{\min})$ - їхні дисперсії розсіювання. Знаходження густини і функції розподілу величини $e \cdot \cos \varphi$, де величина e підпорядкована нормальному закону з математичним

сподіванням $M(e) \neq 0$ є досить складним завданням. Для реалізації розмірного аналізу обмежимося визначенням тільки таких числових характеристик розсіювання: математичного сподівання і дисперсії добутку незалежних випадкових величин e і $\cos\varphi$, тобто $M(e \cdot \cos\varphi)$ і $D(e \cdot \cos\varphi)$. Врахувавши, що $M(\cos\varphi) = 0$ і $D(\cos\varphi) = 0,5$, а $M(e) \approx \bar{e}$ [5] (тут \bar{e} – середнє значення ексцентриситету), отримаємо:

$$\begin{aligned}
 D(e \cdot \cos\varphi) &= D(e)D(\cos\varphi) + [M(e)]^2 \cdot D(\cos\varphi) + [M(\cos\varphi)]^2 \cdot D(e) \\
 M(e \cdot \cos\varphi) &= M(e) \cdot M(\cos\varphi) = 0 \\
 D(e \cdot \cos\varphi) &= 0,5[D(e) + \bar{e}^2] \\
 M(\bar{\Delta}) &= 0,5M(\Delta_{\max}) + 0,5M(\Delta_{\min}) \\
 D(\Delta) &= 0,25 \cdot D(\Delta_{\max}) + 0,25D(\Delta_{\min}) + 0,5D(e) + 0,5\bar{e}^2 \quad (2.9)
 \end{aligned}$$

Із врахуванням раніше отриманого математичне сподівання $M(t_3)$ і дисперсія розсіювання контактного кроку зовнішньої ланки $D(t_3)$ ПРВЛ виражаться залежностями:

$$M(t_3) \approx \bar{t}_3 = M(A_3) - M(d_1) + M(d), \quad (2.10)$$

де \bar{t}_3 – середнє значення контактної кроку зовнішньої ланки;

$M(A_n)$, $M(d_1)$, $M(d)$ - відповідно математичні сподівання міжосьової віддалі отворів зовнішніх пластин, діаметра валика і внутрішнього діаметра втулки.

$$\begin{aligned}
 D(t_3) &= 1,5D(d_1) + D(A_3) + D(e_y) + D(e_\epsilon) + D(e_p) + D(d) + \\
 &\bar{e}_y^2 + \bar{e}_\epsilon^2 + \bar{e}_p^2 + 0,5[D(y_{\max}) + D(y_{\min}) + D(\Delta_{\epsilon \max}) + \\
 &+ D(\Delta_{\epsilon \min}) + D(\Delta_{p \max}) + D(\Delta_{p \min})] \leq \frac{\delta_{t3}^2}{36} \quad (2.11)
 \end{aligned}$$

де δ_{t3} – регламентована стандартами величина поля допуску на величину t_3 ;

$D(A_n)$ – дисперсія розсіювання міжосьової віддалі отворів зовнішніх пластин;

$D(d_1)$ і $D(d)$ – відповідно дисперсії розсіювання діаметра валика і внутрішнього діаметра втулки;

$D(y_{\max})$ і $D(y_{\min})$ – відповідно розсіювання максимальних і мінімальних відхилень від прямолінійності твірної внутрішньої поверхні втулок;

$\bar{e}_y, \bar{e}_e, \bar{e}_p$ – відповідно середні значення ексцентриситетів, утворених в результаті неоднакової деформації кінців втулок при їх запресуванні у пластини, а також в результаті різностінності втулок і роликів;

$D(\Delta_{e_{\max}}), D(\Delta_{e_{\min}}), D(\Delta_{p_{\max}}), D(\Delta_{p_{\min}})$ – відповідно дисперсії розсіювання максимальних і мінімальних товщин стінок втулок і роликів.

Аналіз правої частини рівняння (9) дає можливість оцінити вклад кожного із конструктивних розмірів, що формують контактний крок зовнішніх ланок, у загальну дисперсію розсіювання величини t_3 .

Якщо взяти до уваги те, що величина $D(t_3)$ регламентована існуючими стандартами, тобто $D(t_3) \leq \delta_{t_3}^2 / 36$, то рівняння (2.11) показує, який із конструктивних параметрів впливає найбільше на точність t_3 і який в першу чергу потрібно виконувати якомога точніше. Так у нашому випадку найбільший вплив на точність t_3 має точність діаметра валика, потім – точність міжосьової віддалі отворів зовнішніх пластин і ексцентриситетів. Однаково впливають на точність t_3 максимальні та мінімальні товщини стінок втулок і роликів.

Відомо, що одним із методів підвищення точності конструктивного розміру замикаючої ланки є зменшення кількості складових ланок у розмірному ланцюгу. Для ПРВЛ одним із варіантів такого методу є забезпечення кутової орієнтації згортних втулок стиковим швом всередину внутрішньої ланки. Тоді згідно із схемою, яка подана на рис.1.14,б, будемо мати: $\varphi_n = 0^0 (2\pi)$; $\varphi_{n+1} = \pi$; $\varphi_{n+2} = 0^0 (2\pi)$; $\varphi_{n+3} = \pi \dots$ і т.д.

Для ПРВЛ з орієнтованими втулками рівняння розмірного ланцюга контактної кроку зовнішньої ланки запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned}
 t_3^0 = & A_3 - 0,5d_{1n} - 0,5y_{n \max} - 0,5y_{n \min} + e_{yn} - 0,5\Delta_{\epsilon n \max} - \\
 & - 0,5\Delta_{\epsilon n \min} + e_{\epsilon n} - 0,5\Delta_{pn \max} - 0,5\Delta_{pn \min} + e_{pn} \cdot \cos\varphi_{pn} + \\
 & + 0,5d_{1(n+1)} + 0,5y_{(n+1) \max} + 0,5y_{(n+1) \min} + e_{y(n+1)} + d_{(n+1)} - \\
 & - d_{1(n+1)} + 0,5\Delta_{\epsilon(n+1) \max} + 0,5\Delta_{\epsilon(n+1) \min} + e_{\epsilon(n+1)} + \\
 & + 0,5\Delta_{p(n+1) \max} + 0,5\Delta_{p(n+1) \min} - e_{p(n+1)} \cos\varphi_{p(n+1)}
 \end{aligned} \quad (2.12)$$

а математичне сподівання, що приблизно дорівнює середньому значенню контактної кроку $(M(\bar{t}_3^0) \approx \bar{t}_3^0)$, буде дорівнювати:

$$M(t_3^0) \approx \bar{t}_3^0 = M(A_3) - M(d_1) + M(d) + 2M(e_y) + 2M(e_\epsilon). \quad (2.13)$$

Величина збільшення контактної кроку $\Delta M(t_3^0)$ для ПРВЛ з орієнтованими втулками:

$$\Delta M(t_3^0) \approx \Delta \bar{t}_3^0 = M(t_3^0) - M(t_3) = 2M(e_y) + 2M(e_\epsilon) \approx 2\bar{e}_y + 2\bar{e}_\epsilon \quad (2.14)$$

Таким чином, рівняння (2.8)-(2.14) пояснюють (і це підтверджено експериментами), чому і на яку величину збільшується середнє значення \bar{t}_3^0 .

Тому для забезпечення заданого існуючими стандартами значення \bar{t}_3^0 необхідно відкоректувати міжосьову віддаль отворів зовнішніх пластин A_n .

Для ПРВЛ із орієнтованими згортними втулками дисперсія розсіювання контактних кроків зовнішніх ланок виразиться залежністю

$$\begin{aligned}
 D(t_3^0) = & 2D(e_y) + 2D(e_\epsilon) + 1,5D(d_1) + D(A_3) + D(e_p) + \\
 & + D(d) + \bar{e}_p^2 + 0,5[D(y_{\max}) + D(y_{\min}) + D(\Delta_{\epsilon \max}) + \\
 & + D(\Delta_{\epsilon \min}) + D(\Delta_{p \max}) + D(\Delta_{p \min})]
 \end{aligned} \quad (2.15)$$

Зменшення дисперсії розсіювання контактних кроків зовнішніх ланок за рахунок орієнтації втулок отримаємо із рівнянь (2.11) і (2.13):

$$\Delta D(t_3^0) = D(t_3) - D(t_3^0) = \bar{e}_y^2 + e_\epsilon^2 - D(e_y) - D(e_\epsilon). \quad (2.16)$$

Іншим варіантом, який реалізує метод зменшення кількості складових ланок у розмірному ланцюгу є використання приводних втулкових ланцюгів (без роликів), наприклад, вертолїтні і дворядні ланцюги з кроком 9,525 мм механізму газорозподілу двигунів внутрішнього згоряння автомобілів фірми FIAT (Італія), ЗАЗ (Україна).

У випадку забезпечення орієнтації згортних втулок у втулкових ланцюгах збільшення величини \bar{t}_3^0 буде визначатись за рівнянням (2.14), а зменшення поля розсіювання може бути визначене за формулою (2.16).

2.2.2. Розмірний аналіз точності контактних кроків внутрішніх ланок ПРВЛ

Використавши розрахункову схему (рис.2.15), рівняння розмірного ланцюга для контактних кроків внутрішньої ланки t_g для ПРВЛ з неорієнтованими згортними втулками в загальному вигляді виразиться залежністю:

$$t_g = \sum_{j=1}^7 U_j \quad (2.17)$$

де $U_1 = A_g$ – міжосьова віддаль отворів внутрішньої пластини;

$U_2 = 0,5d_{nl(n+1)}$ і $U_5 = 0,5d_{nl(n+2)}$ – відповідно діаметри отворів внутрішньої пластини $n+1$ -го та $n+2$ -го шарнірів ПРВЛ;

$U_3 = y_{n+1}$ і $U_4 = y_{n+2}$ – відповідно величини відхилень від прямолінійності твірної внутрішньої циліндричної поверхні втулок, які утворились в результаті запресування втулок у пластини, виміряні у напрямку, що співпадає з поздовжньою віссю ланцюга для $n+1$ та $n+2$ -го шарнірів ПРВЛ;

$U_4 = \Delta_{p(n+1)}$ і $U_7 = \Delta_{p(n+2)}$ – відповідно контактні товщини стінок роликів в зоні їх контакту з втулками і зубцями зірочок $n+1$ та $n+2$ -го шарнірів ПРВЛ.

З врахуванням вищенаведених позначень рівняння (2.1715) набуде вигляду:

$$t_g = A_g - 0,5d_{nl(n+1)} - y_{n+1} - \Delta_{p(n+1)} + 0,5d_{nl(n+2)} + y_{n+2} + \Delta_{p(n+2)} \quad (2.18)$$

Виразивши відхилення від прямолінійності твірної внутрішньої циліндричної поверхні втулок і контактну товщину стінки роликів рівнянням (2.7), залежність (2.18) набуде вигляду:

$$\begin{aligned} t_g = & A_g - 0,5d_{nl(n+1)} - 0,5y_{(n+1)\max} - 0,5y_{(n+1)\min} + e_{y(n+1)} \cdot \cos\varphi_{y(n+1)} - \\ & - 0,5\Delta_{p(n+1)\max} - 0,5\Delta_{p(n+1)\min} + e_{p(n+1)} \cdot \cos\varphi_{p(n+1)} + 0,5d_{nl(n+2)} + \\ & + 0,5y_{(n+2)\max} + 0,5y_{(n+2)\min} - e_{y(n+2)} \cdot \cos\varphi_{y(n+2)} + 0,5\Delta_{p(n+2)\max} + \\ & + 0,5\Delta_{p(n+2)\min} - e_{p(n+2)} \cdot \cos\varphi_{p(n+2)} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Математичне сподівання розсіювання величини t_g буде:

$$M(t_g) = M(A_n)$$

Дисперсія розсіювання контактного кроку внутрішньої ланки $D(t_g)$ ПРВЛ визначиться із формули:

$$\begin{aligned} D(t_g) = & D(A_g) + D(e_p) + \bar{e}_p^2 + D(e_y) + \bar{e}_y^2 + 0,5[D(d_{nl}) + \\ & + D(y_{\max}) + D(y_{\min}) + D(\Delta_{p\max}) + D(\Delta_{p\min})] \end{aligned} \quad (2.20)$$

де $D(A_g)$ і $D(d_{nl})$ – відповідно дисперсія розсіювання міжосьової віддалі і діаметрів отворів внутрішніх пластин;

У випадку забезпечення орієнтації згортних втулок величини φ_{n+1} і φ_{n+2} не випадкові. Тоді рівняння розмірного ланцюга контактного кроку внутрішньої ланки буде мати вигляд:

$$\begin{aligned}
t_g^0 = & A_g - 0,5d_{nl(n+1)} - 0,5y_{(n+1)\max} - 0,5y_{(n+1)\min} - e_{y(n+1)} - \\
& - 0,5\Delta_{p(n+1)\max} - 0,5\Delta_{p(n+1)\min} + e_{p(n+1)} \cdot \cos\varphi_{p(n+1)} + 0,5d_{nl(n+2)} + \\
& + 0,5y_{(n+2)\max} + 0,5y_{(n+2)\min} - e_{y(n+2)} + 0,5\Delta_{p(n+2)\max} + \\
& + 0,5\Delta_{p(n+2)\min} - e_{p(n+2)} \cdot \cos\varphi_{p(n+2)}
\end{aligned} \quad (2.21)$$

Використавши рівняння (2.21), знайдемо математичне сподівання розсіювання величини t_g^0 :

$$M(t_g^0) = M(A_g) - 2M(e_y)$$

Орієнтація згортних втулок приводить до зменшення математичного сподівання контактного кроку внутрішніх ланок на величину $\Delta M(t_g^0) = 2M(e_y)$.

Дисперсія розсіювання величини t_g^0 виразиться формулою:

$$\begin{aligned}
D(t_g^0) = & 2D(e_y) + D(A_g) + D(e_p) + \bar{e}_p^2 + 0,5[D(d_{nl}) + \\
& + D(y_{\max}) + D(y_{\min}) + D(\Delta_{p\max}) + D(\Delta_{p\min})]
\end{aligned} \quad (2.22)$$

Аналіз залежності (2.20) показує, що на величину дисперсії розсіювання контактного кроку внутрішніх ланок з неорієнтованими втулками $D(t_g)$ мають найбільший вплив точність міжосьової віддалі отворів внутрішніх пластин, розсіювання відхилення від прямолінійності твірної циліндричної поверхні втулок, розсіювання ексцентриситету роликів і середні значення ексцентриситетів втулок, утворених в результаті запресування їх у пластини (\bar{e}_y) і різнотовщинності стінок роликів (\bar{e}_p).

Аналіз залежності (2.22) показує, що на величину дисперсії розсіювання контактного кроку внутрішніх ланок з орієнтованими втулками найбільший вплив має дисперсія ексцентриситету втулок, який утворився при їх запресуванні у пластини, потім точність міжосьової віддалі отворів внутрішніх пластин і розсіювання ексцентриситету роликів та його середнє значення.

Для підвищення точності контактних кроків внутрішніх ланок з орієнтованими втулками, в першу чергу, необхідно підвищувати точність тих конструктивних розмірів ПРВЛ, дисперсії яких мають найбільший вплив на величини $D(t_e)$ і $D(t^0_e)$.

Орієнтація згортних втулок забезпечує зменшення дисперсії розсіювання контактних кроків внутрішніх ланок ПРВЛ на величину $\Delta D(t^0_e) = \bar{e}_y^2 + D(e_y)$.

2.2.3. Вплив орієнтації згортних втулок на підвищення точності контактних кроків ПРВЛ

В загальному дисперсію розсіювання контактних кроків ПРВЛ можна подати добутком:

$$D(t) = k^2 \cdot t^2, \quad (2.23)$$

де k – коефіцієнт пропорційності поля допуску на контактний крок номінальному значенню кроку певного типорозміру ПРВЛ, встановленого стандартом;

t – номінальне значення контактних кроків певного типорозміру ПРВЛ.

Кількісну оцінку впливу орієнтації згортних втулок на точність контактних кроків ПРВЛ оцінимо коефіцієнтом підвищення точності:

$$k_m = \sqrt{\frac{D(t)}{D(t^0)}}. \quad (2.24)$$

Враховавши, що $D(t^0)$ менше, ніж $D(t)$ на величину $\Delta D(t^0)$, і використавши раніше отримані значення $\Delta D(t_3^0)$ і $\Delta D(t_e^0)$, будемо мати:

- для контактних кроків зовнішніх ланок ПРВЛ:

$$k_{m.3} = \frac{1}{\sqrt{1 + [D(e_y) + D(e_e) - \bar{e}_y^2 - \bar{e}_e^2] / k_1 \cdot t^2}}; \quad (2.25)$$

- для контактної кроку внутрішніх ланок ПРВЛ:

$$k_{н.в.} = \frac{1}{\sqrt{1 + [D(e_y) - \bar{e}_y^2] / k_2 \cdot t^2}}; \quad (2.26)$$

де k_1 і k_2 - відповідно коефіцієнти пропорційності полів допусків на контактні кроки зовнішніх та внутрішніх ланок номінального значення кроку певного типорозміру ПРВЛ.

Таким чином, можна зробити такі висновки:

1. Отримані залежності для визначення дисперсій контактних кроків приводних ланцюгів з неорієнтованими і орієнтованими згортними втулками дають можливість на основі аналізу встановити вплив кожного із складових розмірних параметрів контактних кроків на їх поле розсіювання, що може бути використано для вдосконалення технології виготовлення ПРВЛ.

2. Доведено, що орієнтація згортних втулок збільшує середнє значення контактних кроків зовнішніх ланок, зменшуючи при цьому середнє значення контактних кроків внутрішніх ланок ПРВЛ. Тому у випадку використання ПРВЛ з орієнтованими втулками для забезпечення нормального зачеплення шарнірів ланцюгів із зубцями зірочок і функціонування ланцюгової передачі необхідно здійснити корекцію міжосьових віддалей отворів зовнішніх і внутрішніх пластин.

3. Відзначено, що значну роль у формуванні точності контактних кроків зовнішніх і внутрішніх ланок ПРВЛ відіграють ексцентриситети роликів і втулок, які утворюються при їх виготовленні і запресуванні останніх у пластини. Отримані залежності дозволяють встановити максимальні значення ексцентриситетів, при яких поля допусків контактних кроків ПРВЛ будуть знаходитись у регламентованих стандартами межах. Це дає можливість за критерієм точності оцінити ефективність існуючих процесів виготовлення втулок і роликів.

4. Встановлено, що забезпечення орієнтації згортних втулок ПРВЛ підвищує точність контактних кроків. Отримані залежності для кількісної оцінки впливу орієнтації згортних втулок на підвищення точності контактних кроків ПРВЛ.

2.3 Експериментальне дослідження впливу орієнтації втулок на точнісні параметри приводних ланцюгів

Мета дослідження - експериментальна перевірка впливу орієнтації втулок згортним швом всередину ланки на параметри точності приводних ланцюгів шляхом порівняння експериментальних та розрахункових значень.

Для досягнення поставленої мети необхідно підготувати об'єкти для досліджень, розробити пристрій та методику контролю величин контактних кроків, встановити залежність і характер зміни величини контактного кроку від кута орієнтації згортного шва.

2.3.1 Об'єкти для дослідження впливу орієнтації втулок на параметри точності ПРВЛ

Об'єктами експериментальних досліджень були обрані приводні ланцюги з кроками 9,525; 12,7; 15,875; 19,05 та 24,5 мм. Дослідженню підлягали параметри точності як серійних (з довільною орієнтацією втулок), так і дослідних (з орієнтованим швом всередину ланки втулок) приводних ланцюгів.

Для експериментальних досліджень приводні ланцюги кроків 9,525 мм, 12,7 мм та 15,875 мм готувались таким чином. Із загальної сукупності деталей вибирались серійні внутрішні ланки і ланки з орієнтованими

втулками. Допустиме кутове відхилення згортного шва від заданого положення в ланках з орієнтованими втулками склало $\pm 15^\circ$. Потім з відібраних ланок в заводських умовах складались ланцюги, які проходили всі існуючі технологічні операції: обкатування, розтягування, контроль шарнірності тощо.

Для дослідження впливу орієнтації втулок на точнісні параметри ланцюгів ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-75 та ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568-75 використовувались серійні ланцюги, що постачались Тульським і Фрунзенським виробництвами Тернопільському комбайновому заводу. В цих ланцюгах визначали і помічали ланки, втулки яких виявлялись в орієнтованому положенні. Після вимірювання величини кроків ланок з орієнтованими втулками головки відповідних валиків ретельно зішліфовували, потім розпресовували одну із зовнішніх пластин і ланцюг розбирали. В подальшому із внутрішніх ланок з орієнтованими втулками складали ділянки ланцюга і піддавали їх розтягуванню згідно з існуючим технологічними умовами.

З метою встановлення впливу кута орієнтації згортного шва на величину контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок були виготовлені дослідні ланцюги (умовне позначення 2Т і 3Т), в яких було по п'ять ділянок з різним кутом орієнтації згортного шва. Крім того був виготовлений ще один дослідний такого ж кроку ланцюг (умовне позначення 1Т) із строгою орієнтацією шва втулок. Ланцюги виготовлялись за таким технологічним процесом. На складальному верстаті Даугавпільського заводу із застосуванням серійних втулок і внутрішніх пластин, вибраних із генеральної сукупності виробництва Даугавпільського заводу, складались партії внутрішніх ланок із заданим кутовим положенням згортного шва. Були вибрані такі значення кута орієнтації: 0° (антиорієнтовані втулки); 15° , 30° , 60° , 90° та 180° (орієнтовані втулки).

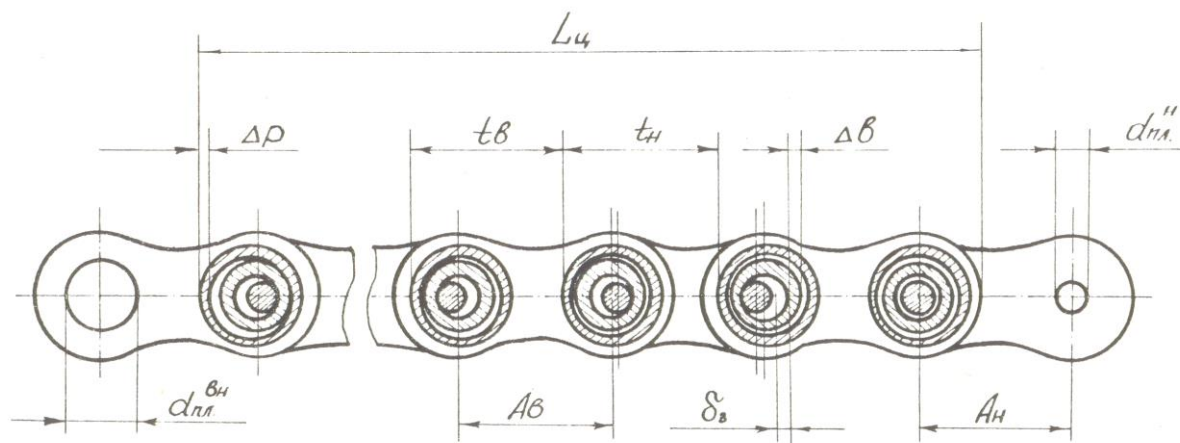


Рисунок 2.16 – Схематичне зображення дослідного ланцюга з різною кутовою орієнтацією втулок

Із цих ланок в заводських умовах на складальних автоматах складали дослідні ланцюги, які згідно з існуючими технічними умовами піддавались обкатуванню і розтягуванню. Дослідний ланцюг з ділянками різної орієнтації втулок схематично показаний на рис.2.17. Крім того були виготовлені дослідні зразки ПР-12,7-1820 ГОСТ 13568-75 серійні з орієнтованими втулками та з антиорієнтованими втулками.

Для визначення величини ексцентриситету e запресованих втулок були виготовлені внутрішні ланки досліджуваних типорозмірів деталей без роликів. Перед експериментальними дослідженнями всі дослідні ланцюги проварювали у розчині лабоміту - 201, промивали водою і пасивували. Потім ланцюги та деталі промивали ще раз в авіаційному бензині і висушували.

2.3.2 Пристрій та методика контролю величини контактних кроків і ексцентриситету запресованих втулок

Схема контролю досліджуваних параметрів показані на рис. рис. 2.17. Він, власне, складається з довжиноміра ІЗВ-1 встановленого на вертикальних направляючих, закріплених на основі. На різьбову частину пінолі 4 довжиноміра нагвинчена перехідна різьбова втулка 5, з якою спряжений і зафіксований в заданому положенні стопорною гайкою 6 корпус 7 плунжерної пари з плунжером-щупом 8. На основі 1 встановлена вертикальна стойка 10 з установочним пальцем 9 і механізмом натягу досліджуваного ланцюга 12. Механізм натягу складається з динамометра стиску (тип ДОС-0,1 тс) - 15, встановленого своєю нижньою опорною поверхнею на втулку 16, яка обертається, а верхня опорна поверхня контактує з важелем 11. Останній встановлений шарнірно на пальці 13, який закріплений в корпусі 14 і своїм кінцем, що входить всередину ланцюга, контактує з поверхнею ролика (втулки) приводного ланцюга.

Методика контролю контактних кроків полягала в наступному. Досліджуваний приводний ланцюг встановлювали вертикально на фіксуєчий палець 9 (рис. 2.19) так, щоб кінець важеля 11 ввійшов всередину ланцюга. Необхідне зусилля натягу ланцюга, що дорівнює 1% від руйнуючого навантаження (ГОСТ 135680-75), створювалось динамометром. З цією метою обертанням втулки 16 переміщували динамометром 15 вгору, змушуючи важіль 11 обертатися за годинниковою стрілкою і натягувати досліджуваний ланцюг. При цьому враховувалось співвідношення плечей важеля 11. Значення зусиль натягу для різних типорозмірів ланцюгів наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Значення зусиль натяжних приводних ланцюгів при контролі їх контактних кроків та довжин відрізків

Крок досліджуваного ланцюга	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4
Величина навантаження	180	180	227	318	567
Кількість поділок шкали динамометра при співвідношенні важеля 3	35	35	60	70	125

Безпосередньо контроль параметрів точності здійснювався наступним чином. Піноль 4 (рис. 2.17) переміщували у верхнє положення. Потім, переміщуючи плунжер 8 із щупом, вводили останній всередину ланцюга і опускали піноль вниз до контакту щупа з роликом (втулкою). Вертикальним переміщенням довжиноміра 1 по напрямних 2 і ручкою настройки встановлювали шкалу лічильного пристрою на 0. В подальшому, переміщуючи щуп дещо вгору, а потім вправо, виводили його з контакту з роликом і опускали вниз на величину, меншу, ніж крок ланцюга, і знову вводили в контакт з наступним суміжним роликом (втулкою). Таким чином, повторюючи вищевикладені прийоми, отримували значення довжин відрізків з відповідною кількістю ланок. Тим же способом вимірювали фактичні значення довжин відрізків в 10 кроків дворядного ланцюга кроку 9,525 мм. Величину контактного кроку визначали як різницю значень даного і попереднього вимірювань. Схема контролю показана на рис. 2.18. Вимірювання довжин відрізків приводних ланцюгів інших кроків проводили на вимірювальній лінійці, що використовується в лабораторіях заводів - виробників ланцюгів.

Величину ексцентриситету e визначали як половину різниці максимальної товщини стінки втулки Δ_{max} , виміряної по шву, і мінімальної товщини Δ_{min} , виміряної в діаметрально протилежній зоні, тобто

$$e = \frac{\Delta_{e \max} - \Delta_{e \min}}{2}$$

Значення $\Delta_{e \max}$ і $\Delta_{e \min}$ запресованих втулок визначали шляхом використання пристрою, показаного на рис. 2.2.

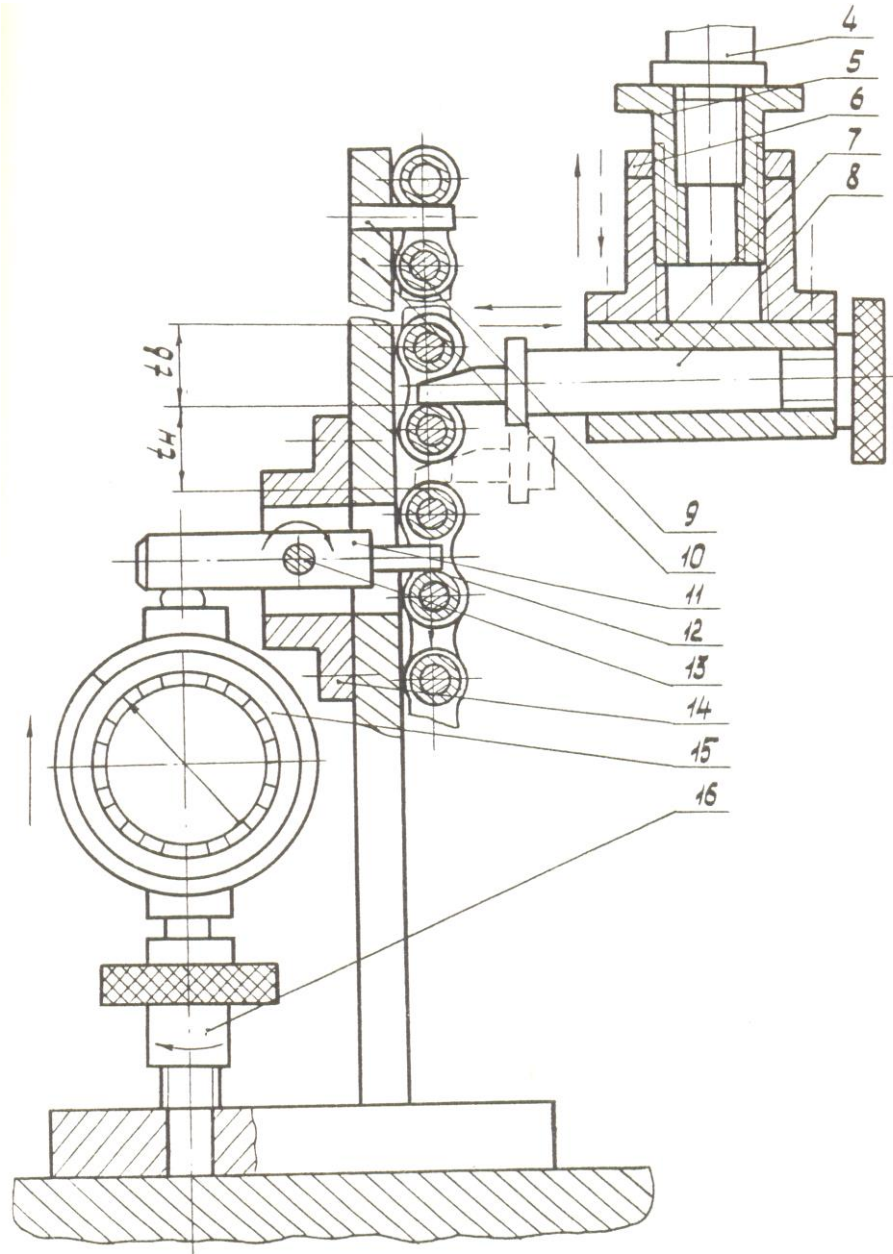


Рисунок 2.17 – Принципова схема пристрою для контролю величини контактних кроків ланок приводних ланцюгів

2.3.3 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

Отримані значення точнісних параметрів піддавались обробці методами математичної статистики. Значення, що різко відрізнялись, перевірялись за методом Греббса. Статистичні розподіли контрольованих параметрів перевіряли на узгодженість теоретичного і експериментального розподілу. Оброблені результати експериментальних досліджень подані на рис. 2.19.

Аналіз даних вказує на значний вплив орієнтації втулок на зміну величини контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок. Так при розміщенні згортного шва під кутом $\theta = 0^{\circ}$ до напрямку зусилля, яке передається ланкою, середнє значення контактного кроку внутрішньої ланки для ланцюга з кроком 9,525 мм виявилось більшим на 105 мкм від середнього значення контактного кроку зовнішньої ланки. У випадку, коли втулки будуть орієнтовані, їх згортні шви розміщені всередину ланки, тобто, коли $\theta = 180^{\circ}$, середнє значення контактного кроку внутрішньої ланки виявляється вже на 82 мкм менше від середнього значення контактного кроку зовнішньої ланки.

Аналіз даних показує задовільну узгодженість результатів, отриманих розрахунковим та експериментальним шляхом. Відносна похибка розрахункових значень стосовно до вимірюваних не перевищує 10%. Оцінка сутєвості впливу орієнтації втулок на розмірні параметри ланцюгів визначалась за критерієм [19]

$$F = \frac{D(t_c)}{D(t_o)} \quad (2.27)$$

де $D(t_c)$ і $D(t_o)$ - відповідно дисперсія розсіювання точнісних параметрів серійних і дослідних (з орієнтованими втулками) ланцюгів; а також за критерієм [39]:

$$t_k = \frac{\bar{t}_c - \bar{t}_0}{\sqrt{D(t_c) + D(t_0)}} \sqrt{n}, \quad (2.28)$$

де t_c і t_0 - відповідно середні значення контактних кроків серійних ланцюгів і з орієнтованими втулками; N - обсяг виборки.

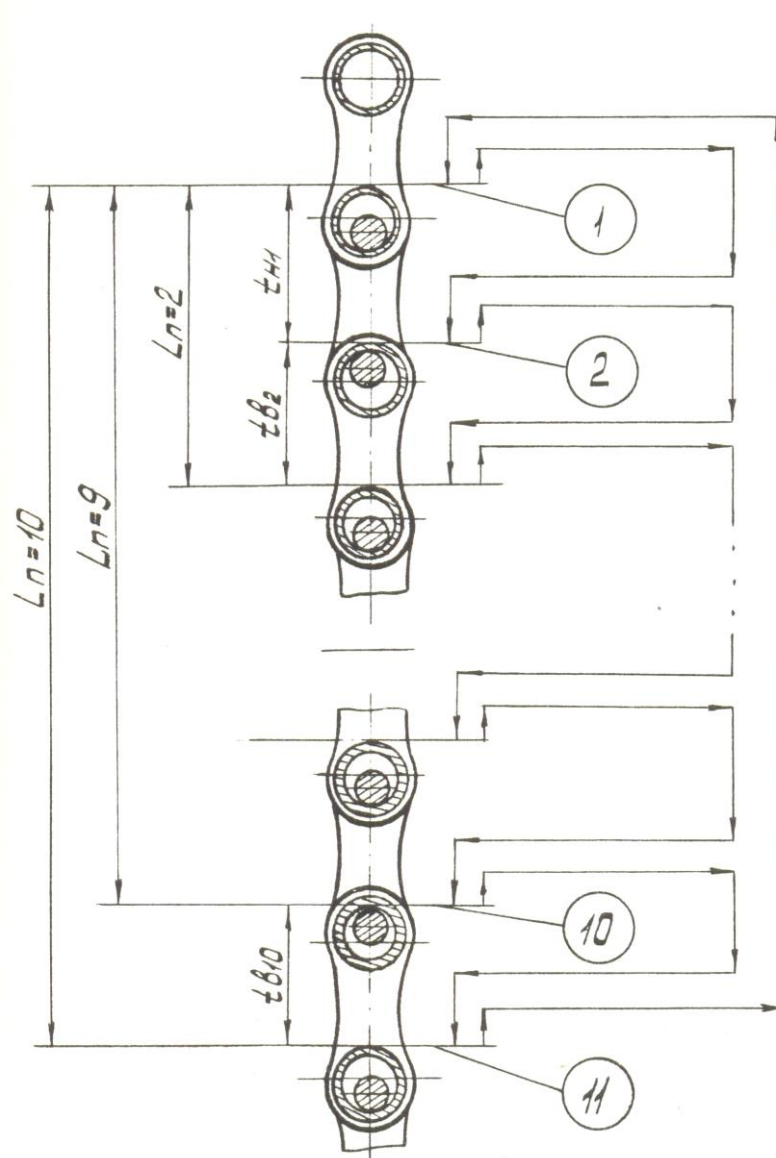


Рисунок 2.18 – Схема контролю величини контактних кроків та довжини відрізка ланцюга кроку 9,525 мм. 1 – установка шкали приладу на нуль; 1 – 10, 11 – зчитування показів довжиною міра

В результаті проведеної оцінки встановлено наступне:

1. Орієнтація втулок суттєво впливає на величину і точність контактних кроків зовнішніх ланок досліджуваних ланцюгів 9,525 мм, 12,7 мм, 15,875 мм та 19,05 мм. При цьому зменшуються їх поля розсіювання на 16-41%. Для цих ланцюгів середнє значення контактних кроків зовнішніх ланок з орієнтованими втулками збільшилось на 30-60 мкм. Із збільшенням кроку ланцюга вплив орієнтації на точність кроків послаблюється і для ланцюга кроку 25,7 мм він не суттєвий.

2. Оцінка ефективності орієнтації втулок по відношенню до контактного кроку внутрішніх ланок показала суттєве зменшення його середнього значення порівняно із середнім значенням кроків серійних ланок для всіх типорозмірів досліджуваних ланцюгів.

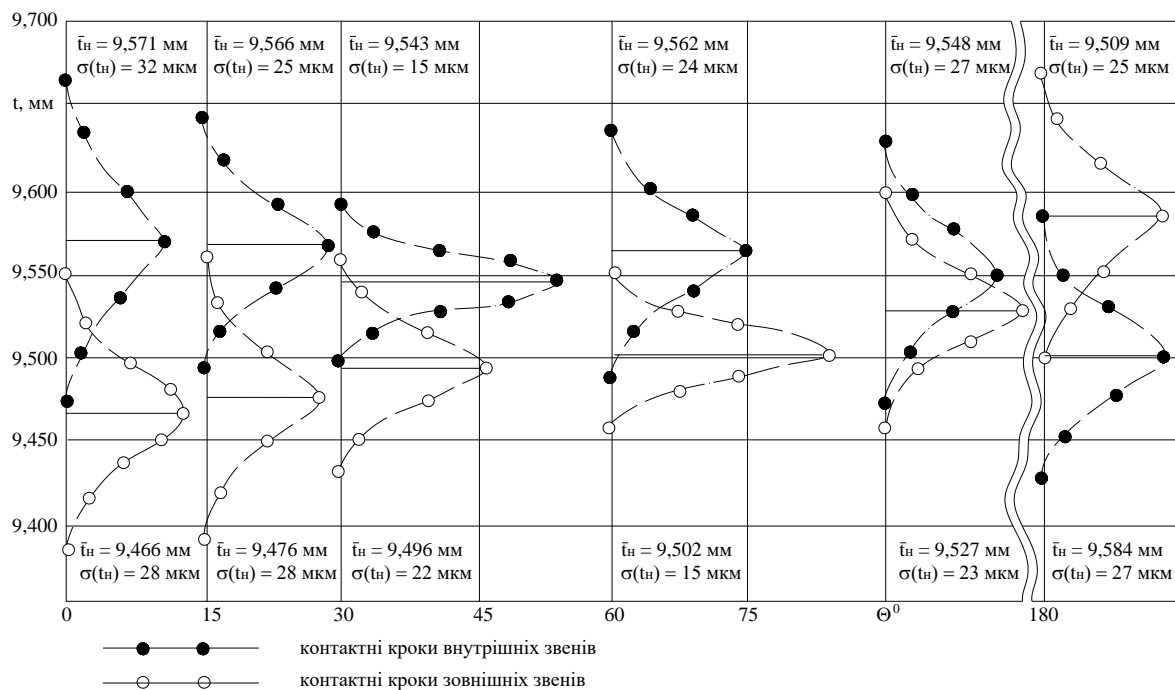


Рисунок 2.19 – Теоретичні криві і характеристики нормального розподілу контактних кроків ланцюга кроку 9,525 мм при різному куті орієнтації θ° згортного шва втулок

Але підвищення точності контактного кроку внутрішньої ланки за рахунок орієнтації втулок має місце лише для ланцюга кроку 9,525 мм.

Для інтегральної оцінки впливу орієнтації втулок на довжину відрізків вимірювали фактичні відхилення їх довжини серійних ΔL_c та дослідних ΔL_0 ланцюгів.

В таблиці 2.3 наведені значення регламентованих і допустимих відхилень довжин відрізків ΔL_p і ΔL_0 вибіркові середні значення ΔL_c і ΔL_0 , які приблизно дорівнюють їх математичним сподіванням $M(\Delta L_c)$ і $M(\Delta L_0)$, а також значення їх середніх квадратичних відхилень $\sigma(\Delta L_c)$ і $\sigma(\Delta L_0)$. Отримані результати показують, що середнє значення відхилення довжин відрізків серійних ланцюгів ΔL_c , дещо менші, ніж регламентовані ΔL_p . Фактичні максимальні граничні відхилення довжин вказуються лише в допустимі значення, за винятком ланцюга кроку 25,4 мм, для якого воно обумовлене [154]. Поля розсіювання довжин відрізків цих ланцюгів складають відповідно 228, 1500, 1800, 2310 і 3822 мкм. Це показує, що регламентована ΔL_p [15] точність відрізків досліджуваних ланцюгів не забезпечується.

Таблиця 2.3 - Значення регламентованих і допустимих відхилень довжин відрізків

Номинальний крок ланцюга, мм	Число ланок відрізків згідно з ГОСТ 13568-75 ТУ37-009.039-74	ΔL_p , мм	ΔL_0 , мм	$\Delta \bar{L}_c \approx M(\Delta L_c)$, мм	$\sigma(\Delta L_c)$	$\Delta \bar{L}_0 \approx M(\Delta L_0)$, мм	$\sigma(\Delta L_0)$
9,525	10	135	175	70	38	225	26
12,7	49	936	1450	600	250	1300	182
15,875	49	1160	1750	840	300	1940	231
19,05	49	1400	2330	1100	385	2450	333
25,4	49	1970	-	1520	637	2700	621

В дослідних зразків ланцюгів (з орієнтованими втулками) середнє значення відхилень довжин відрізків значно перевищує значення ΔL_p , і наближається до ΔL_θ . При цьому близько 30% контрольованих відрізків ланцюга кроку 12,7 мм і 60-80% відрізків інших ланцюгів мають довжину, яка перевищує допустимі граничні відхилення [15]. Проте поля розсіювання довжин відрізків дослідних ланцюгів тих же кроків в 1,05 - 1,45 рази менші від полів розсіювання серійних і відповідно складають 156, 1092, 1286, 1998, 3726 мкм. Аналіз впливу орієнтації втулок на точність довжини відрізків за коефіцієнтом точності k_m показує ту ж закономірність, що й за точністю кроків.

3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розробка нових конструкцій пристроїв для орієнтації згортних втулок

3.1.1 Пневматичний пристрій для орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок приводних ланцюгів

Однією з основних вимог, що ставляться до ланцюгів, які служать, зокрема, приводом газорозподільчого механізму ряду двигунів внутрішнього згорання, є їх висока зносостійкість. В результаті зношування відбувається видовження ланцюгів, що може призвести до втрати працездатності двигуна чи навіть до аварії. Встановлено, що одним із суттєвих факторів підвищення зносостійкості та довговічності ланцюгів є забезпечення кутової орієнтації втулок згортним швом всередину ланки, тобто виключення можливого лінійного контакту шва втулки з валиком.

З цією метою нами розроблений пристрій для орієнтації втулок (авт.свід. №607695) та взаємозамінний орієнтуючий вузол (авт.свід. № 462694) до складального автомата фірми SEDIS (Франція). Принципову конструктивна схема запропонованого вузла показано на рис.4.1.

У вертикально рухомому повзуні 2 закріплені тримачі 3, в яких встановлені орієнтуючі штоки 11, що підпружинені пружинами 4 і фіксуються у певному вертикальному положенні гайками 5. Внутрішні порожнини орієнтуючих штоків за допомогою з'єднувальних трубок 6, гнучких шлангів 1, спеціального трійника 12 зв'язані із джерелом стиснутого повітря. Для кругової фіксації взаємного розміщення штоків у нижній частині з'єднувальних трубок на гранях штуцерів є отвори, через які пропущені штифти 13. У верхній частині штоків на орієнтуючих ділянках улюблювачів виконана система отворів, яка складається із одного

ряду радіальних і розміщених у шаховому порядку по циліндричній поверхні тангенціальних отворів, причому діаметр останніх дещо менший, ніж діаметр радіальних отворів.

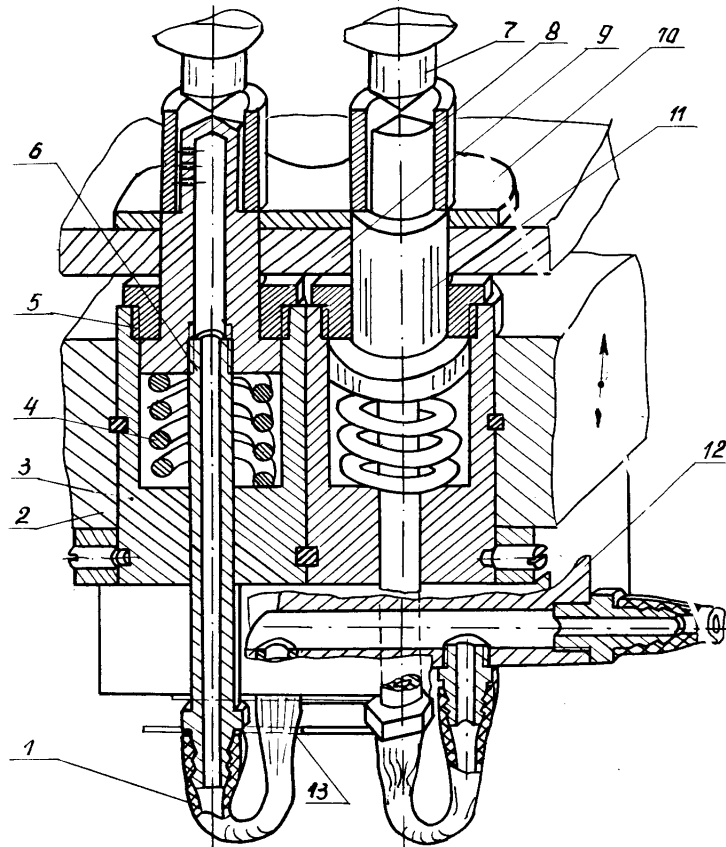


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема пневматичного орієнтуючого пристрою

Складання втулки із пластиною і попередня кругова орієнтація шва згортої втулки всередину ланки відбувається таким чином. У певний момент циклу складання внутрішньої ланки захватні органи (Рис. 3.1) транспортують і встановлюють на позицію запресування нижню пластину

10. Орієнтуючі штоки 11 при переміщенні повзуна 2 виводяться у крайнє верхнє положення через отвори у плиті 9. В цей час втулки 8 із трубчастих накопичувачів під дією власної ваги встановлюються на уловлювачі, попадаючи під дією струменів, які витікають через систему радіальних і тангенціальних отворів. На внутрішній циліндричній поверхні втулки потік повітря, який витікає із радіальних отворів, розкладається на два однакових різнонаправлених потоки, які зрівноважуються при певному круговому положенні втулки, яка орієнтується. Сили, що виникають від струменів, які витікають із тангенціальних отворів, розкладаючись на внутрішній циліндричній поверхні втулки, створюють крутний момент, який обертає втулку. Втулка обертається до певного положення, при якому один із різнонаправлених потоків повітря від радіальних отворів виходить в атмосферу через деяке розкриття згортного шва, а інший, спрямований протилежно до обертання втулки, зрівноважить крутний момент; втулка фіксується в цьому положенні.

Орієнтовані втулки верхніми пуансонами 7 запресовуються в пластину, після чого повзун 2 переміщує тримачі 3 разом із штоками 11 в крайнє нижнє положення, а захватні органи автомата переміщують складену частину внутрішньої ланки на наступну позицію, одночасно подаючи в робочу зону нову нижню пластину. В подальшому робочий цикл повторюється.

Випробування модернізованого складального автомата показали його задовільну працездатність. При висоті орієнтованої втулки 7,5 мм, зовнішньому діаметрі 5 мм, внутрішньому діаметрі 3,5 мм і числі подвійних ходів складального автомата, яке дорівнює 152 ходи за хвилину, час орієнтації склав близько 0,013 сек. Система отворів складається із трьох радіальних діаметром 0,6 мм, які розташовані рівномірно по висоті орієнтуючої ділянки, і шести тангенціальних отворів діаметром 0,4 мм, які

розташовані у шаховому порядку з кутовим кроком 60^0 . Робочий надлишковий тиск склав $0,1 \dots 0,15$ МПа.

Використання запропонованих розробок дозволяє здійснити орієнтування втулок, яке забезпечує підвищення зносостійкості та довговічності приводних ланцюгів.

3.1.2 Конструктивно-технологічні особливості орієнтуючих вловлювачів як інструментів кругової орієнтації втулок

Дослідження процесу пневматичної кругової орієнтації втулок найповніше висвітлені в роботі А.В.Куцевича. Проте співвідношенням ряду конструктивних параметрів орієнтуючих пристроїв і умовам працездатності достатньо не вичено.

Орієнтуючий вловлювач (рис 3.2) являє собою циліндричний шток з уступом та системою отворів: центральний глухий 5, радіальний 4 і тангенціальний 6. Радіальні отвори, як правило, розміщені по одній лінії, а тангенціальні - за певною системою, наприклад, в шаховому порядку. З метою спрощення розгляду конструктивно - технологічних особливостей орієнтуючих вловлювачів розглянемо найпростішу конструктивно-розрахункову схему.

Для забезпечення мінімуму витрат стиснутого повітря і використання неповністю закритого шва втулки як ключа орієнтації виникає необхідність виконання умови $d_{шт.т} \rightarrow \min$. Практично досягається значення $d_{шт.т}$ в межах $d_{шт.т} = 0,15 \dots 0,3$ мм.

Перша умова працездатності орієнтуючого пристрою полягає у забезпеченні рівноваги тангенціальних складових сил при певному круговому положенні втулки, що виникають від дії потоку стиснутого повітря на внутрішню циліндричну поверхню втулки, тобто

$$\sum_{\tau=1}^{n_{\tau}} M(F_{\tau}) + \sum_{i=1}^{m_p} M(F_{pm}) = 0 \quad (3.1)$$

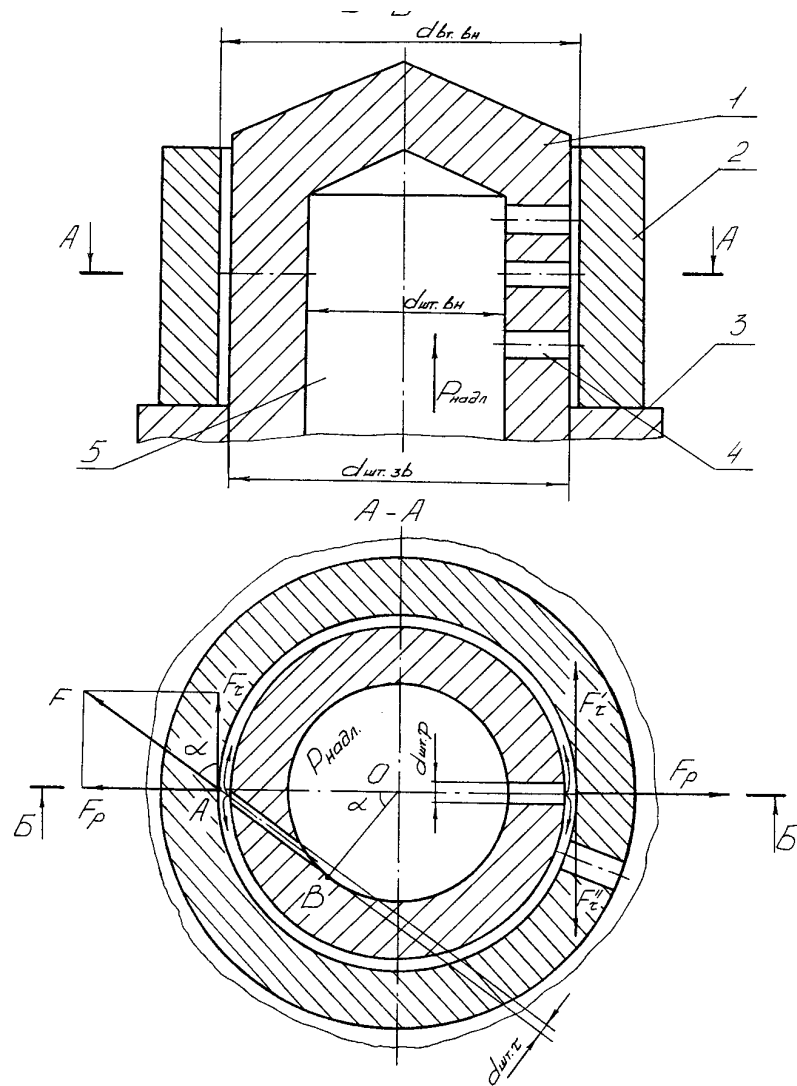


Рисунок 3.2 – Схема орієнтуючого вловлювача

де F_{τ} і F_{pm} - тангенціальні складові потоків повітря, що витікають відповідно із тангенціальних та радіальних отворів;

n_{τ} і m_p - відповідно кількість тангенціальних та радіальних отворів орієнтуючого вловлювача.

Для нас являє певний інтерес співвідношення діаметрів радіальних $d_{шт.р}$ і тангенціальних $d_{шт.т}$ отворів орієнтуючого вловлювача.

Для визначення такого співвідношення звернемося до рисунка 3.2.

Тангенціальна складова сили потоку повітря, що витікає із тангенціального отвору, без врахування втрат $F_m = F \cdot \cos \alpha$. Із ΔOAB отримаємо: $\alpha = \arccos d_{шт.р} / d_{вт.вн.}$. Сила потоку, що діє на стінку, розміщену під кутом α :

$$F = \frac{\gamma \cdot V_0 \cdot \pi d_{\tau}^2}{4g} \cdot \sin \alpha \quad (3.2)$$

де γ - питома вага, Н/м ;

d - діаметр тангенціального отвору (сопла), мм;

α - кут нахилу криволінійної поверхні (дотичної до внутрішньої циліндричної поверхні втулки в т.А до лінії напрямку дії потоку);

V_0 - швидкість витікання потоку.

Зрівноважувальна сила F'_{τ} потоку, утворена від розподілу радіальної сили F_p на дві складові, буде дорівнювати:

$$F'_{\tau} = \frac{\gamma \cdot V_0 \cdot \pi d_p^2}{8g} \cdot \sin \alpha \quad (3.3)$$

Використавши (3.2) і (3.3) з умови (3.1), отримаємо:

$$d_{шт.р} = d_{шт.т} \sqrt{2 \frac{d_{шт.вн.}}{d_{вт.вн.}}} \quad (3.4)$$

Рівняння (4) дає можливість вибрати співвідношення діаметрів радіальних і тангенціальних отворів при заданих $d_{шт.вн.}$ і $d_{вт.вн.}$.

Другою умовою працездатності орієнтуючого вловлювача є умова:

$$\Psi_{шт.вн.} \geq \sum_{i=1}^m \Psi_{шт.р.} + \sum_{i=1}^n \Psi_{шт.т.} \quad (3.5)$$

де $\psi_{шт.вн}$, $\psi_{шт.р}$ і $\psi_{шт.т}$ - відповідно площі поперечних перерізів центрального, радіального і тангенціального отворів.

Розв'язавши рівняння (3.5) відносно $d_{шт.вн}$ і використавши (3.4), отримаємо:

$$d_{шт.вн} = \frac{d_{шт.т} \cdot \left(m \cdot d_{шт.т} + \sqrt{m^2 \cdot d_{шт.т}^2 + n \cdot d_{шт.вн}^2} \right)}{d_{вт.вн}} \quad (3.6)$$

Третьою умовою працездатності орієнтуючого вловлювача є

$$d_{шт} = d_{вт.вн} - kd_{шт.т} \quad (3.7)$$

Рівняння (3.7) враховує неможливість утворення присмоктувальної дії потоку, тобто регламентує певне значення зазору між внутрішньою циліндричною поверхнею втулки та зовнішньою орієнтуючого вловлювача і плавне обертання втулки від дії тангенціальних складових сил.

До технологічних особливостей орієнтуючих вловлювачів відноситься складність їх виготовлення через наявність тангенціальних отворів особливо малих діаметрів. Для практичної реалізації технології виготовлення орієнтуючих вловлювачів виникає необхідність теоретичного обґрунтування величини подачі та її зміни при свердлінні наскрізних тангенціальних отворів особливо малих діаметрів, а також розробка інструментально-технологічного оснащення, яке забезпечувало б захист свердл від поломок і подачі при виході інструменту в межах $S = 0,001...0,005$ мм/об при свердлінні отворів у спеціальному кондукторі.

3.2 Пристрої для контактної орієнтування згортних втулок при складанні внутрішніх ланок приводних ланцюгів

3.2.1 Пристрій для орієнтації та складання пресових з'єднань типу втулка-пластина

Пристрій для складання пресових з'єднань деталей типу корпус-втулка з автоматичною її орієнтацією [7] працює таким чином (рис.3.3).

У вихідному положенні привод з пуансоном (на рисунку не показаний) і копиром 4 знаходиться в крайньому верхньому положенні. В цьому ж положенні знаходяться гільза 14 із ступінчастою втулкою 13 і ступінчастий шток 15. Для вільної установки орієнтованої деталі між нижнім торцем пуансона і верхнім торцем штока є зазор, який дещо перевищує висоту орієнтованої деталі між нижнім торцем пуансона і верхнім торцем штока є зазор, який дещо перевищує висоту деталі 11, яка піддається орієнтації. Щуп 10 і горизонтальна піноль-фіксатор 8, які утримуються пружиною 7, знаходяться в крайньому правому (найвіддаленішому від втулки) положенні. При цьому віддаль між торцем штока 15 і торцем орієнтованої деталі 11 вибрано із співвідношення:

$$S = (1,1\dots 1,2)\pi d_{usc} \cdot \operatorname{tg} \omega_{ш} + \frac{D_{ш} - d_{ш}}{2 \operatorname{tg} \alpha_{ш}}, \quad (3.8)$$

де $\alpha_{ш}$ – половина кута при вершині конусної частини штока;

d_{usc} – середній діаметр різі ступінчастого штока;

$\omega_{ш}$ – кут підйому різі штока;

$D_{ш}$ – діаметр більшої ступені штока;

$d_{ш}$ – діаметр меншої ступені штока.

Співвідношення кутів конусних частин штока і копіра вибрано із співвідношення

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_{\text{ш}}}{\operatorname{tg} \beta_{\kappa}} = \frac{D_{\text{ш}} - d_{\text{ш}}}{2(l_{\kappa} + 2\Delta)}, \quad (3.9)$$

де β_{κ} – кут підйому профілю (клина) копіра 4 фіксатора 10;

l_{κ} – вихідна віддаль від торця щупа до зовнішньої поверхні орієнтованої втулки.

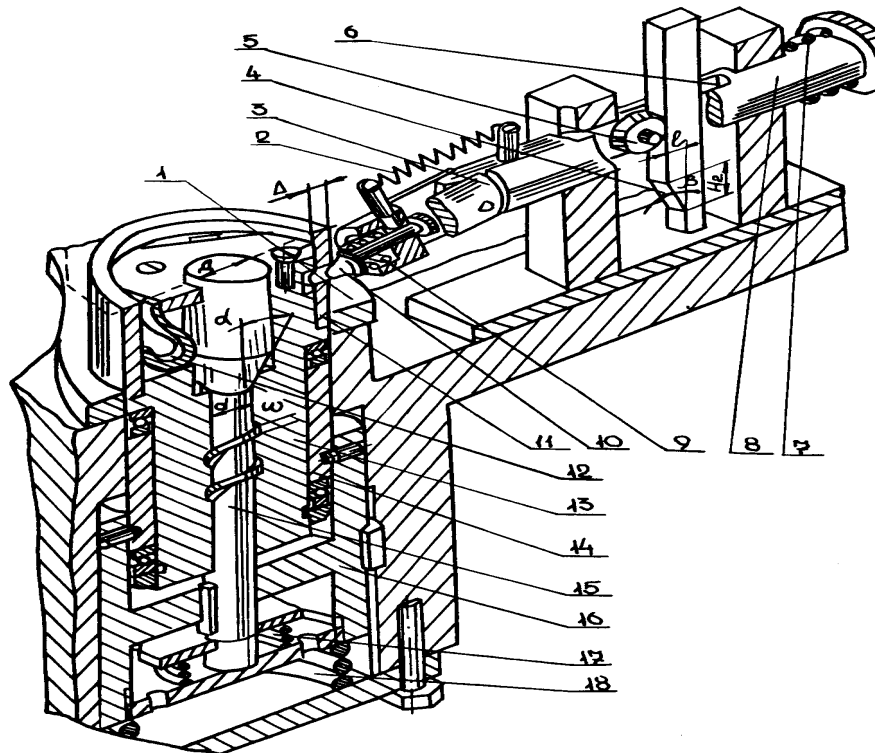


Рисунок 3.3 – Конструктивна схема пристрою для орієнтації та складання пресових з'єднань типу втулка-пластина

Принцип роботи пристрою ілюструється циклограмою, яка показана на рис.4.4. Втулку 11, яка запресовується і орієнтується, встановлюють на верхню частину ступінчастої втулки 13, після чого починається одночасне

переміщення вниз пуансона і копіра 4. Після виборки зазору між штоком 15 і пуансоном, останній починає переміщувати вниз шток, який стискає при цьому пружину 17 і розтискає конусною поверхнею своєї перехідної частини пружини 12, які фіксують нерухомо втулку 11 по відношенню до ступінчастої втулки 13. Крім того, вертикальне переміщення штока 15 забезпечує обертання ступінчастої втулки 13, яка утворює із штоком несамогальмівне різьбове з'єднання, а разом з нею і орієнтованої деталі 11, що зафіксована пружинами 12. Одночасно копір 4, набігаючи своїм клином на ролик 5, який розміщений у наскрізному пазу 6, переміщує горизонтальну піноль 8 вліво (в сторону орієнтованої втулки). Пружина 7 стискається, а копір, перемістившись до положення, при якому щуп впирається в бічну поверхню деталі 11, стискає пружину 9.

При подальшому вертикальному русі пуансона та штока продовжує обертатися ступінчата втулка 13, і разом нею деталь 11, а копір 4 ковзає по ролику 5 прямолінійним профілем, залишаючи щуп 10 в раніше зайнятому положенні. В результаті повертання орієнтованої деталі її радіальний отвір співпадає із щупом 10, який входить в нього під дією пружини 9 і фіксує деталь в цьому кутовому положенні. Фігурні пружини 12, продовжуючи обертатися, починають проковзувати по внутрішній поверхні деталі. З моменту входу верхнього торця штока у площину верхнього торця орієнтованої деталі пуансон, діючи через деталь на виступ втулки 13, починає переміщувати її вниз разом із щупом 10, корпусом 16 і штоком 15, стискаючи пружину 17. Деталь 11 запресовується в отвір пластини 1. Тримач 3 при цьому повертається на осі, розтягуючи пружину 2, а щуп 10 виходить із отвору втулки і ковзає по зовнішній поверхні деталі 11.

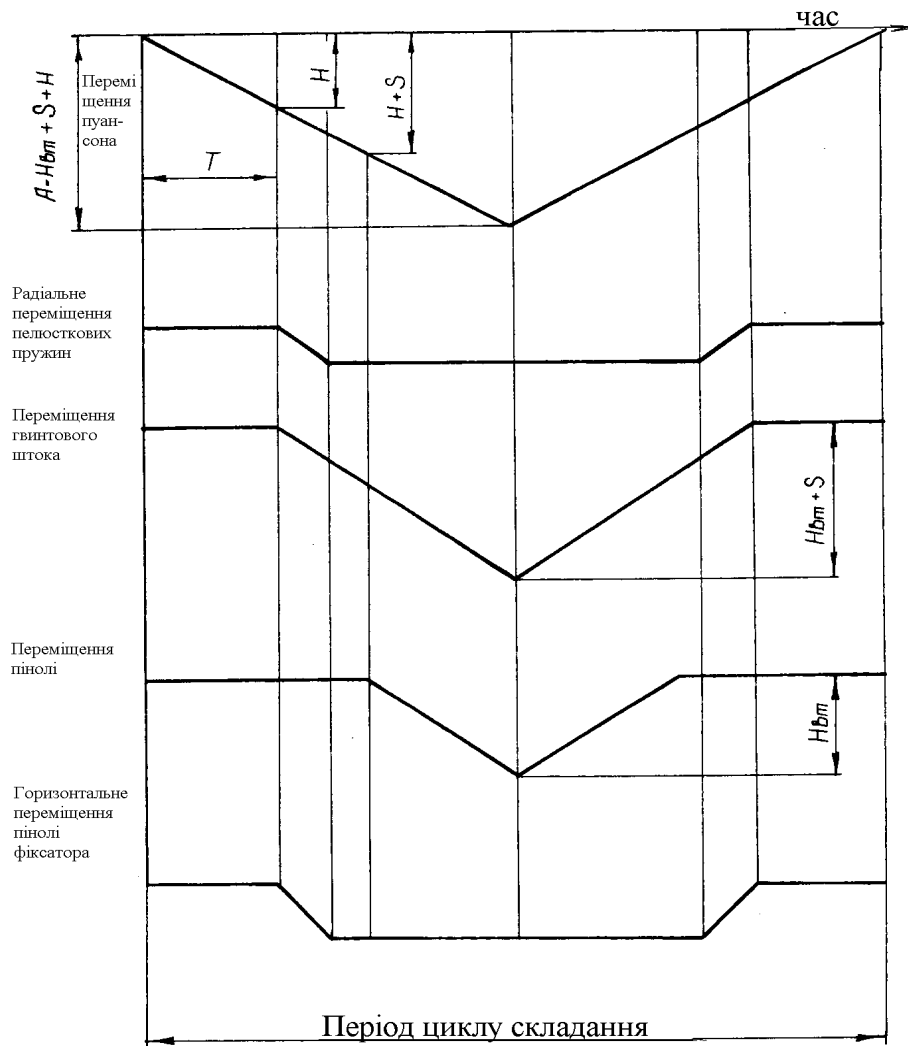


Рисунок 3.4 – Циклограма роботи пристрою для орієнтації та складання пресових з'єднань типу втулка-пластина

Після запресування деталі пуансон разом з копіром переміщується вгору. Фіксатор займає вихідне положення. Після зняття складеного з'єднання шток 15, ступінчаста втулка 13, гільза 14 і корпус 16 під дією пружин 17 і 18 займає крайнє верхнє положення і готові для усунення наступної пари деталей, які складаються.

3.2.2 Пристрій для орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок ланцюгів на роторно-конвейєрних лініях

Пристрій для орієнтації втулок при складанні шарнірних з'єднань на обладнанні неперервної дії [6, 11] показано на рисунках 3.5 та 3.6.

В основі 3 встановлений вертикальний порожнинний корпус 4, який закріплений за допомогою пластин 16 і 2 на рухомому складальному конвейєрі. Всередині корпуса 4 рухомо встановлений порожнинний фіксатор 5 орієнтованих втулок 11, у верхній частині якого з внутрішнього боку ланки виконаний наскрізний проріз 6, де розміщена фігурна пластинчаста пружина 7 із щупом 13. Верхній кінець пружини закріплений жорстко, а нижній зв'язаний з рухомим плунжером 12. Останній з'єднаний за допомогою пружини 15 і штока 14 з підпружиненим стаканом 17, який своєю сегментною головкою контактує із плоским кулачком 1. На певній висоті від основи змонтована підпружинена планка 8 з поверхнею тертя 10, яка встановлена на рухомих направляючих.

На рис. 3.6 показане інше виконання кінематичного зв'язку рухомого плунжера 2 із плоским кулачком 5. Стакан виконаний у вигляді двох втулок 8 і 9, які жорстко зв'язані між собою гвинтами 6 і 7, які пропущені через наскрізні пази фіксатора 1. На втулці 9 жорстко закріплена вісь 3, на якій встановлений ролик (підшипник) 4, що контактує з плоским кулачком 5.

Складання втулки з пластиною ланцюга і попередня кругова орієнтація шва згортної втулки всередину ланки відбувається таким чином. На позиції завантаження (на рисунку не показано) із накопичувача, наприклад, трубчастого, втулка попадає на фіксатор 5 (рис. 3.5), який рухається разом із конвейєром. В певний момент орієнтована втулка 11 входить в контакт із підпружиненою поверхнею тертя 10 і починає обертатися навколо своєї осі, проте в той же час сегментна головка стакану

17 (рис. 3.5) або підшипник 4 (рис. 3.6) знаходиться на плоский кулачок 1 (рис. 3.4), стискаючи пружини 15 і 18, що в свою чергу приводить до додаткової деформації пружного елемента 7, і щуп 13 проковзує по внутрішній поверхні орієнтованої втулки, яка обертається.

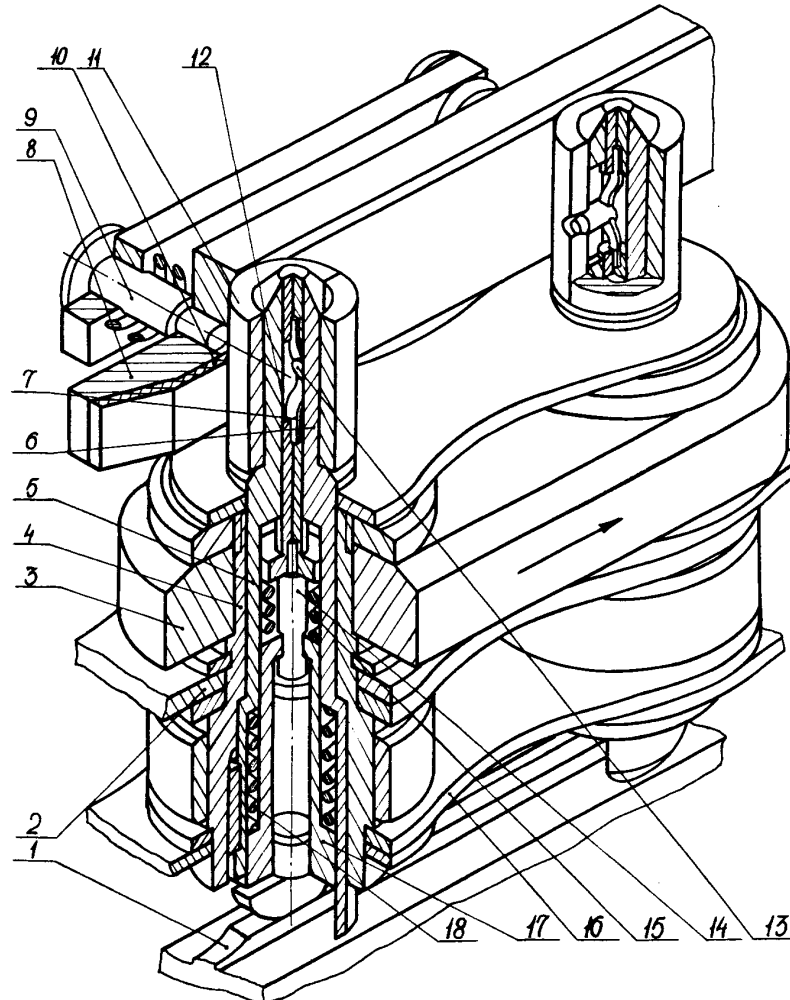


Рисунок 3.5 – Конструктивна схема пристрою для орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок ланцюгів на роторно-конвейєрних лініях

В момент попадання під щуп 13 отвору або згортного шва, дещо розкритого із внутрішнього боку, пружина 15 розтискається і щуп, увійшовши в отвір чи розкритий стик орієнтованої втулки, зафіксує останню в заданому положенні, змушуючи при цьому ковзати її по фрикційній поверхні.

На позиції запресування втулок, які піддаються орієнтації, у пластину або шатун сегментна головка стакана 17 (рис. 3.5) чи підшипник 4 (рис. 3.6) сходять з кулачка 1 (рис. 3.5), пружина 18 розтискається. При цьому шток 14 переміщується вниз і через плунжер виводить щуп із контакту з отвором або швом, після чого зорієнтована втулка запресовується у платину або шатун. На цій позиції фіксатор 5 може переміщуватися вниз під дією зусилля запресування.

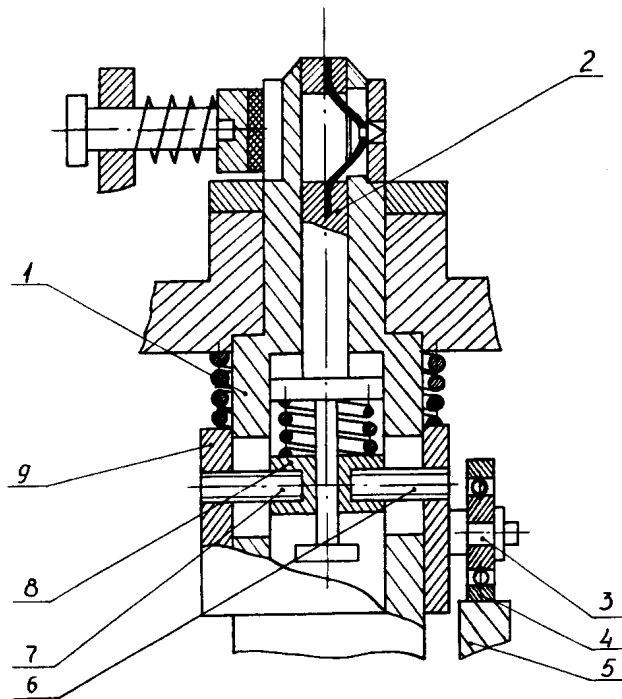


Рисунок 4.6 – Конструктивна схема пристрою для орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок ланцюгів на роторно-конвейєрних лініях

В подальшому при підході інших фіксаторів на позицію подачі втулок весь цикл роботи пристрою повторюється.

Переважаюча область застосування запропонованого пристрою – складання шарнірних з'єднань валик-втулка, які мають отвори діаметром 8-75 мм, на машинах неперервної дії лінійної чи кругової компоновки.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1.1. Типова інструкція для обслуговуючого персоналу на випадок виникнення аварії, пожежі

1. При роботі на деревообробних верстатах ситуації, які можуть привести до аварії і нещасних випадків, являються наслідком: ураження електричним струмом, вильоту заготовок та їх осколків, вильоту інструменту, відсутності захисних огорожень.

2. У разі виникнення аварійної ситуації треба негайно відключити верстат від електромережі, загородити небезпечну зону, не допускати в неї сторонніх осіб.

3. Повідомити про те, що сталося, керівника робіт.

4. Якщо є потерпілі, необхідно надавати їм першу медичну допомогу; при необхідності, викликати швидку медичну допомогу.

5. Надання першої медичної допомоги:

5.1. Надання першої медичної допомоги при ураженні електричним струмом:

У разі ураження електричним струмом необхідно негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму, відключивши електроустановку від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал.

У разі відсутності у потерпілого дихання і пульсу необхідно робити йому штучне дихання і непрямий (зовнішній) масаж серця, звернувши увагу на зіниці.

Розширені зіниці свідчать про різке погіршення кровообігу мозку. При такому стані необхідно негайно приступити до оживлення потерпілого і викликати швидку медичну допомогу.

5.2. Перша допомога при пораненні:

Для надання першої допомоги при пораненні необхідно розкрити індивідуальний пакет, накласти стерильний перев'язочний матеріал, що міститься у ньому, на рану і зав'язати її бинтом. Якщо індивідуального пакету якимсь чином не буде, то

для перев'язки необхідно використати чисту носову хустинку, чисту полотняну ганчірку і т. ін. На те місце ганчірки, що приходить безпосередньо на рану, бажано накапати декілька крапель настойки йоду, щоб одержати пляму розміром більше рани, а після нього накласти ганчірку на рану. Особливо важливо застосовувати настойку йоду зазначеним чином при забруднених ранах.

5.3. Перша допомога при переломах, вивихах, ударах:

При переломах і вивихах кінцівок необхідно пошкоджену кінцівку укріпити шиною, фанерною пластикою, палицею, картоном або іншим подібним предметом.

Пошкоджену руку можна також підвісити за допомогою перев'язки або хустки до шиї і прибинтувати до тулуба. При переломі черепа (несвідомий стан після удару голови, кровотеча з вух або роту) необхідно прикласти до голови холодний предмет (грілку з льодом або снігом, чи холодною водою) або зробити холодну примочку.

При підозрінні перелому хребта необхідно потерпілого покласти на дошку, не підіймаючи його, чи повернути потерпілого на живіт обличчям униз, наглядаючи при цьому, щоб тулуб не перегинався, з метою уникнення ушкодження спинного мозку.

При переломі ребер, ознакою якого є біль при диханні, кашлю, чханні, рухах, необхідно туго забинтувати груди чи стягнути їх рушником під час видиху.

5.4. Надання першої допомоги при теплових опіках:

При опіках вогнем, парою, гарячими предметами ні в якому разі не можна відкривати пухирі, які утворюються, та обв'язувати опіки бинтом.

При опіках першого ступеня (почервоніння) обпечене місце обробляють ватою, змоченою етиловим спиртом.

При опіках другого ступеня (пухирі) обпечене місце обробляють спиртом, 3%-ним марганцевим розчином або 5%-ним розчином таніну.

При опіках третього ступеня (зруйнування шкіряної тканини) накривають рану стерильною пов'язкою та викликають лікаря.

5.5. Перша допомога при кровотечі:

Для того, щоб зупинити кровотечу, необхідно:

- підняти поранену кінцівку вгору;
 - кровоточиву рану закрити перев'язочним матеріалом (із пакета), складеним у клубочок, придавити 2 зверху, не торкаючись самої рани, потримати на протязі 4-5 хвилин; якщо кровотеча зупинилася, то не знімаючи накладеного матеріалу, поверх нього покласти ще одну подушечку з іншого пакета чи кусок вати і забинтувати поранене місце (з деяким натиском);
 - при сильній кровотечі, яку не можна зупинити пов'язкою, застосовується здавлювання кровоносних судин, які живлять поранену область, за допомогою згинання кінцівок в суглобах, а також пальцями, джгутом або закруткою; при великій кровотечі необхідно терміново викликати лікаря.
6. У разі виникнення пожежі викликати пожежну частину та приступити до гасіння її наявними засобами пожежогасіння.
7. Виконувати всі вказівки керівника робіт по ліквідації небезпеки.

4.2. БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.2.1. Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів

Стійкість роботи об'єкта - це здатність в умовах військового часу виготовляти продукцію в запланованому об'ємі і номенклатурі, а при одержанні слабких і частково середніх руйнувань відновлювати своє виробництво в мінімальні терміни. Ціль оцінки стійкості об'єкта полягає у виявленні слабких його елементів, щоб у подальшому провести інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості об'єкта в цілому [25].

Оцінка стійкості роботи об'єкта - це всебічне вивчення підприємства з погляду спроможності його протистояти впливу вражаючих факторів ядерного вибуху, продовжувати роботу і відновлювати виробництво при одержанні слабких руйнувань.

Промислові підприємства відрізняються одне від одного як по конструктивному рішенню, так і по технологічному процесі. Відмінності об'єктів полягають в будинках і спорудах, устаткуванні і технології виробництва, комунально-енергетичних мережах і території, на якій розташований об'єкт. Тому в усіх випадках оцінка стійкості кожного об'єкта має свої особливості і вимагає конкретного підходу до рішення цього питання. У даному випадку розглянемо загальні для всіх об'єктів питання оцінки їх стійкості до впливу вражаючих факторів зброї масового знищення.

Оцінка стійкості роботи об'єкта починається з вивчення району розташування. Об'єкт може знаходитися в місті, за межею його проектної забудови і на деякій віддалі від міста. Досліджується територія району, його структура, щільність і тип забудови, сусідні об'єкти і можливість виникнення на них вторинних чинників поразки. На об'єкті визначаються щільність забудови, розміщення основних будинків і споруджень, що впливають на характер руйнування, можливе утворення завалів і виникнення пожеж. Особлива увага приділяється ділянкам, де можливе виникнення небезпечних вторинних чинників ушкоджень. Беруться на облік усі будинки і споруди, робиться оцінка їх статичної стійкості. Вивчають кожен цех і його окремі елементи як по конструктивному рішенню, так і за матеріалами, що були використані в будівництві. Розглядаються умови розміщення внутрішнього технологічного устаткування і визначаються види руйнувань і ушкоджень, що можуть мати місце при ядерному вибуху і заваленні огорожувальних конструкцій цехів. Особливо важливо визначити захист цінного й унікального устаткування, насиченість виробництва автоматикою і можливість продовження виробництва у випадку виходу з ладу контрольно-вимірювальної апаратури. Обстежуються комунально-енергетичні системи об'єкта і робиться оцінка стійкості споруджень і ліній, тобто визначаються параметри вражаючих факторів, при яких комунально-енергетичні мережі одержать ті або інші руйнування. Визначається забезпеченість працюючих захисними спорудженнями: встановлюється кількість сховищ, укриттів і оцінюються їхні захисні властивості. Вивчається система керування,

зв'язку й оповіщення на основі вивчення стану захищених пунктів керування, вузлів і ліній зв'язку. Аналізується система матеріально-технічного постачання і виробничих зв'язків. Встановлюється об'єм запасів і можливих термінів продовження роботи без постачань; визначається відповідність їхньої кількості і номенклатури вимогам, запропонованим до виробництва у військовий час. Оцінюється стійкість складів сировини, комплектуючих виробів, готової продукції й інших матеріалів, а також сховища паливних матеріалів. Досліджується підготовка об'єкту до відновлення виробництва у випадку одержання слабких або середніх руйнувань. Аналіз виробничої діяльності об'єкта дозволяє виявити слабкі елементи, ділянки і підготувати план підвищення стійкості їх роботи і план відновлювальних робіт, забезпечити їх будівельно-монтажною і проектною документацією.

4.2.2. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу ударної хвилі

Критерієм для визначення стійкості промислового підприємства до впливу ударної хвилі ядерного вибуху є розмір надлишкового тиску, при якому будинки і спорудження об'єкта збережуться або одержать слабкі і середні руйнування.

При оцінці стійкості об'єкта необхідно виявити найбільш уразливі елементи і ділянки, від яких залежить робота всього підприємства. Після оцінки окремих споруджень оцінюється об'єкт у цілому. При цьому стійкість об'єкта визначається по тій будівлі або спорудженню, що руйнується при найменшому надлишковому тиску. Після оцінки стійкості об'єкта намічаються заходи, що необхідно провести для підвищення стійкості об'єкта до впливу ударної хвилі ядерного вибуху. Для цього визначають доцільні межі підвищення стійкості кожної споруди [25].

4.2.3. Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання

Критерієм стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання є світловий імпульс, при якому відбувається загоряння тих або інших будівель і споруджень і виникнення пожеж. При оцінці стійкості враховуються якість

будівельних матеріалів, характеристика будівель і споруджень, особливості виробництва.

Виникнення пожеж у першу чергу залежить від того, які будівельні матеріали використані при зведенні будівель і споруджень об'єкта. Всі будівельні матеріали по загоранню поділяють на три групи: незаймисті, важкозаймисті і займисті.

Незаймисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури не займаються, не жевріють і не обвуглюються. До них відносяться всі природні і штучні неорганічні матеріали, а також застосовувані в будівництві метали.

Важкозаймисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури важко займаються, жевріють або обвуглюються і продовжують горіти або жевріти тільки при наявності джерела вогню, а при його відсутності горіння або тління припиняється. До таких матеріалів відносяться матеріали в склад яких входять негорючі і горючі складові, наприклад асфальтовий бетон, гіпсові і бетонні деталі з органічними заповнювачами; глино-солом'яні матеріали при щільності не менше 900 кг/м³; цементний фіброліт; войлок, вимочений у глиняному розчині, і ін.

Займисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури займаються або жевріють і продовжують горіти або жевріти після видалення джерела вогню. До таких матеріалів відносяться всі органічні матеріали не піддані глибокому проникненню антипиренів.

По пожежній небезпеці всі об'єкти поділяють на п'ять категорій: А, Б, В, Г і Д.

До підприємств категорії А відносяться нафтопереробні заводи, хімічні підприємства, склади бензину, цехи обробки і застосування металевого натрію, калію й ін.

До підприємств категорії Б відносяться цехи приготування і транспортування вугільної пилюки і деревної муки, промивочно-пропарювальні станції цистерн і іншої тари від мазуту й інших рідин з температурою спалаху пар

28...120 °С; цехи обробки синтетичного каучуку, цехи виготовлення цукрової пудри і склади кіноплівки.

До підприємств категорії В відносяться лісопильні, деревообробні, столярні, модельні і лісо-тарні цехи; відкриті склади олії, масляне господарство електростанцій; цехи текстильного виробництва.

До підприємств категорії Г відносяться металургійні виробництва, підприємства гарячої обробки металу, термічні й інші цехи, а також котельні.

До підприємств категорії Д відносяться підприємства по холодній обробці металів і інші, зв'язані з збереженням і переробкою негорючих матеріалів.

Таким чином, при оцінці стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання уважно вивчаються всі будівлі, спорудження і виробничі пристрої, розташовані на території підприємства; визначаються місця можливого загоряння, а також аналізуються наслідки, що можуть виникнути від пожежі з врахуванням характеру виробництва і забудов навколо об'єкту. Після оцінки вогнестійкості будівель, споруджень і вивчення характеру технологічного процесу робляться висновки про стійкість до впливу світлового випромінювання об'єкта в цілому. На підставі проведеної оцінки виробляються заходи щодо підвищення вогнестійкості об'єкта.

4.2.4. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу проникаючої радіації і радіоактивного зараження

Робота об'єкта в першу чергу залежить від стану людей, і при ураженні радіацією робітників та службовців підприємство працювати не може. Критерієм оцінки стійкості роботи об'єкта є доза радіації, що можуть одержати робітники та службовці, що опинилися в зоні зараження. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу проникаючої радіації включає визначення коефіцієнтів захисту (коефіцієнтів послаблення радіації) для будівель, споруджень, сховищ і укриттів. При оцінці стійкості роботи об'єкта до впливу радіоактивного зараження визначається також можливість герметизації виробничих приміщень з метою зменшення проникнення в них радіоактивної пилі. Крім того, при оцінці стійкості

до впливу радіації визначається наявність матеріалів, приборів і апаратури, чутливих до дії радіації.

На підставі оцінки стійкості роботи об'єкта до впливу радіоактивного зараження визначаються режими роботи об'єкта в різних умовах радіоактивного зараження.

4.2.5. Оцінка стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів

До вторинних вражаючих факторів відносяться аварії, пожежі, вибухи, затоплення, зараження атмосфери і місцевості, а також завалення ушкоджених конструкцій. Масштаби вражаючої дії від вторинних вражаючих факторів в окремих випадках можуть перевершувати безпосередню вражаючу дію ядерного вибуху. Причинами виникнення вторинних вражаючих факторів є руйнування, викликані ядерним вибухом на об'єкті або на сусідніх із ним об'єктах, що виявилися в зоні безпосередньої дії ядерного вибуху, тобто внутрішні і зовнішні джерела.

При оцінці стійкості об'єкта до впливу вторинних вражаючих факторів ядерного вибуху визначаються різні джерела їхнього виникнення. У першу чергу виявляються внутрішні джерела, наявні на самому підприємстві. Це можуть бути резервуари і ємкості з легкозаймистою рідиною і газами, склади вибухових речовин, вибухонебезпечні технологічні установки і комунікації, руйнування яких викликає пожежі, вибухи або загазованість, легкозаймісті будівлі і спорудження. Зовнішніми джерелами вторинних вражаючих факторів можуть бути близько розташовані хімічні і нафтопереробні заводи, нафтові і газові промисли, холодильники, гідровузли, склади нафтопродуктів і інших паливних рідин й інші об'єкти. Одночасно з врахуванням усіх можливих джерел вторинних вражаючих факторів визначається характер їхнього впливу на даний об'єкт і встановлюється, який вид ушкоджень і руйнувань очікується, а також час і тривалість їхньої дії.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

1. Для ПРВЛ актуальним є забезпечення орієнтації згортних втулок стиковим швом всередину ланки, що суттєво підвищує їх якісні показники. В той же час встановлено, що існуючі дослідження в цій галузі недостатні і не мають всіх необхідних відомостей для пояснення сутності підвищення якісних показників приводних ланцюгів за рахунок орієнтації втулок.

2. Досліджені характеристики точності функціональних параметрів ланцюга з використанням методів математичної статистики. Встановлено, що середні значення контактної товщини стінки втулок відхилень від прямолінійності твірної внутрішньої циліндричної поверхні, відхилення від круглості ВЦП підлягають певним закономірностям, які суттєво впливають у випадку забезпечення орієнтації втулок на характеристики точності контактних кроків ланцюга та умови контактування шарнірів. Максимальна контактна товщина стінки втулок, максимальна радіальна деформація кінців втулки та найбільші відхилення від круглості для втулок різних ланцюгів визначаються в основному відмінністю існуючих технологічних процесів виготовлення цих деталей.

3. Розроблені конструкції приладу для комплексного контролю розмірних параметрів пластин приводних ланцюгів, за допомогою якого отримані статистичні характеристики розподілу діаметрів отворів та міжосьових відстаней для пластин досліджуваних ланцюгів.

4. Запропоновані конструкції орієнтуючих пристроїв мають суттєві відмінності між собою за застосовуваністю їх на різному технологічному обладнанні, продуктивності й точності фіксації втулок за кутовою координатою. Випробування пневматичного пристрою для орієнтації втулок при складанні внутрішніх ланок показали задовільну працездатність. Для забезпечення складання внутрішніх ланок з орієнтованими втулками розроблена конструкція складального автомата.

5. Отримані залежності для оптимізації значень міжосьових віддалей пластин приводних ланцюгів, які враховують вплив орієнтації втулок на зміну контактних кроків, умови забезпечення нормального зачеплення та оптимальну найбільш імовірну різнорозмірність.

6. Аналіз результатів досліджень впливу орієнтації втулок на міцність пресових з'єднань втулка-пластина показав, що орієнтація втулок суттєво (на 12%) збільшує середнє значення зусилля випре совки тільки для ланок ланцюга кроку 9,525 мм після їх складання і суттєво (на 13%) зменшує поле розсіювання зусилля випре совки після 700 годин досліджень. Для ланок ланцюгів кроків 12,7 та 15,875 мм не встановлено впливу орієнтації втулок на зміну статистичних характеристик моменту провертання втулок в пластинах. Отримані середні значення зусиль випресовки втулок та моментів провертання їх у пластинах в декілька разів перевищують регламентовані значення цих параметрів стандартами. Це є однією з причин спотворення форми втулки внаслідок виникнення великих натягів та радіальної деформації кінців втулок.

7. Отримана математична модель прогнозування підвищення зносостійкості приводних ланцюгів в процесі макроприпрацювання в залежності від геометричної форми зони контакту та кутового положення стикового шва. Із врахуванням геометричних форм згортних втулок отримані зони кутової їх орієнтації, які забезпечують максимальну зносостійкість шарнірів досліджуваних типорозмірів ланцюгів. Розроблена теоретико-експериментально обґрунтована методика контролю зношування приводних ланцюгів. В результаті проведених випробувань доведений суттєвий вплив орієнтації втулок на підвищення зносостійкості приводних ланцюгів. Так для ланцюгів ПР-12,7-1880-2, ПР-15,975-2300-2 та дворядного з кроком 9,525 мм орієнтація втулок забезпечила підвищення зносостійкості, відповідно на 20, 25 та 31%. Для ланцюга ПР-25,4-5670 орієнтація втулок підвищує зносостійкість шарніра в 1,5 рази по

відношенню до зносостійкості шарніра з анти орієнтованою втулкою, яка забезпечує контакт стикового шва втулки з валиком.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ДСТУ ГОСТ 13568:2006 (ISO 606:1994). Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови (ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94), IDT; ISO 606:1994, NEQ) – Чинний з 2007-10-01. – К.: Держспоживстандарт України, 2007. – 31 с..
2. Petro D. Kryvyi, Volodymyr O. Dzyura, Nadiya M. Tymoshenko, Volodymyr V. Krupa Technological Heredity and Accuracy of the Cross-Section Shapes of the Hydro-Cylinder Cylindrical Surfaces // Canadian journal science, education and culture, – 2014, – №2 (6) (July -December), Volume I. “Toronto Press”, 2014. – 549p. 301-310.
3. P. Kryvyu, P. Kryvinskyu, V. Bodnar, I. Sotnyk, A. Senuk. "Theoretical and Experimental Substantiation of Angle Orientation of Rolling Bushings of Roller and Bushing Chains". Paper no. MSEC 2007-31211 International Manufacturing Science and Engineering conference. October 15-18, 2007, Atlanta, Georgia, USA, pp. 623-627.
4. Substantiation of parameters for three-cutter boring head with allowance and feed distribution and asymmetric cutter position / Petro Kryvyi, Volodymyr Krupa, Volodymyr Kobelnyk, Yaroslav Kosiv. // Scientific Journal of TNTU. — Ternopil : TNTU, 2019. — Vol 96. — No 4. — P. 57–69.
5. V. Krupa, N. Tymoshenko, V. Kobelnyk, I. Petrechko, Probability-statistical estimation method of feed influence on the tangential cutting force under turning, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering 114/1 (2022) 22-31.
6. Вплив орієнтації згортних втулок на підвищення точності контактних кроків привідних роликових і втулкових ланцюгів / А. А. Сенік, В. Б. Котильницький // Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ» – Тернопіль, 6-7 грудня 2023 року, с. 117.

7. До питання точності форми згортних втулок за параметром відхилення від круглості / Кривий П.Д., Дзюра В.О., Тимошенко Н.М., Сеник А.А. // Збірник тез доповідей 8-мої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»: 28 – 29 вересня 2017 р.: тези доп. – Херсонська державна морська академія, 2017. – С. 434 – 435.

8. Дубиняк С.А., Кривий П.Д., Куцевич А.В. Нова технологія виготовлення згортних втулок та складання приводних ланцюгів // Теоретичні та експериментальні дослідження в галузі сільськогосподарського машинобудування. - М.: ВІСХОМ, 1979. - С.91-94.

9. Кобельник В.Р. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів/Кобельник В.Р, Крупа В.В., Тимошенко Н.М. // Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези допов. – Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80.

10. Кобельник В.Р. Ефективність керованого процесу свердління наскрізних отворів шляхом забезпечення зміни подачі / В.Р. Кобельник // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ, 2012. – Вип. № 31. – С. 47–56.

11. Кобельник В.Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.

12. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: / Кобельник Володимир Романович; Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. - Т., 2013. - 21 с.

13. Колкер Я.Д. Математичний аналіз точності механічної обробки. - К.: Техніка, 1976. - 200с.

14. Кривий П.Д. Конструкторсько-технологічне забезпечення процесу свердління наскрізних отворів / П.Д. Кривий, В.Р. Кобельник // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ, 2011. – Вип. № 28. – С. 77–85.

15. Кривий П.Д. Метод оцінювання статичної точності кінематичних ланцюгів подач консольних фрезерних верстатів / П. Д. Кривий, В. Р. Кобельник, В. В. Крупа, Н. М. Тимошенко // Прогресивні технології в машинобудуванні : збірник наукових праць, Львів-Плай. – Львів, 2020. – С. 103–105.

16. Кривий П. Д. Дослідження макрогеометрії поперечних перерізів циліндричних поверхонь на прикладі шкворневих втулок / П. Д. Кривий, А. А. Сенік, В .О. Дзюра, В. Р. Кобельник // Збірник тез доповідей 7-мої Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»: 22– 23 вересня 2016 р.: тези доп. – Херсонська державна морська академія, 2016. – С. 188 – 189.

17. Кривий П.Д. Дослідження форми згортних втулок внутрішніх ланок приводних роликів і втулкових ланцюгів / П.Д. Кривий, І.С. Муха // Вісник ТДТУ, – Т. : ТДТУ, 1999 – Том 4. – № 3. – С. 78 – 87.

18. Кривий П.Д. Працездатність приводних роликів та втулкових ланцюгів з орієнтованими втулками. Автореф. дис. канд. тех. наук: 05.02.02 / Львів. політ. ін-т. - Л., 1990. – 18 с.

19. Кривий П. Д. Конструкторсько-технологічне забезпечення підвищеної якості згортних втулок : монографія / Кривий П. Д., Сенік А. А. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. – 232 с.

20. Кривий П., Муха І. Дослідження форми згортних втулок внутрішніх ланок приводних роликів і втулкових ланцюгів// Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – 1999. – Том 4. – Число 3. – С.78-87.

21. Математична модель впливу стохастичності подачі на величину сили різання в імовірнісному аспекті / Володимир Крупа, Володимир Кобельник, Надія Тимошенко, Ігор Петречко // МММТЕС, 22-23 листопада 2022 року. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2022. — С. 41–42.

22. Назаревич О. Розмірні характеристики приводних ланцюгів// Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – 1999. – Том 4. – Число 3. – С.126-134.

23. Нова технологія виготовлення згортних втулок приводних роликів ланцюгів на основі імовірнісного підходу / П.Д. Кривий, А.А. Сенник, Н.М. Тимошенко, О.І. Яловий // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування»: 11–12 травня 2017 р. : тези доп. – Тернопіль: ТНТУ, 2017 р. – С. 92 – 93.

24. Пат. 90980 Україна, МПК В21D 5/10 (2006.01). Пристрій для виготовлення згортних втулок із листових заготовок / Бондаренко О.Л., Кривінський П.П.; Кривий П.Д., Сенник А.А., Шпак Р.І.; заявник і патентоотримувач Бондаренко О.Л., Кривінський П.П.; Кривий П.Д., Сенник А.А., Шпак Р.І.. – № U2014 02250; заявл. 05.03.2014; опубл. 10.06.2014, Бюл. № 11.

25. Пат. 78307 Україна, МПК В21D 5/00 (2013.01). Спосіб виготовлення згортної втулки / Сенник А.А., Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Бондаренко О.Л., Кривінський П.П.; заявник і патентоотримувач Тернопільський нац. тех. ун-т. імені Івана Пулюя. – № U2012 11625; заявл. 08.10.2012; опубл. 11.03.2013, Бюл. № 5.

26. Павлище В. Автоматично регульована ланцюгова передача// Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – 1999. – Том 4. – Число 3. – С.48-50.

27. Сеник А.А. Конструкторсько-технологічне забезпечення підвищення точності форми згортних втулок / Сеник А.А. // Збірник наукових праць «Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем» ДДМА. – Краматорськ, 2017. – Вип. № 41, – С. 46 – 55.

28. Сеник А.А. Нова технологія формування згортної втулки підвищеної точності форми / Сеник А.А. // Збірник тез доповідей 5-тої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»: 1–3 жовтня 2014 р.: тези доп. – Херсонська державна морська академія, 2014. – С. 225 – 226.

29. Сеник А. А. Експериментальне дослідження ступеня зміцнення внутрішньої циліндричної поверхні згортних втулок сформованих поверхнево-пластичним деформуванням / А. А. Сеник, І. В. Коваль // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича „Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин“, 23-24 вересня 2021. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2021. — С. 40–41.

30. Сеник А.А. Технологічне забезпечення виготовлення згортних втулок підвищеної точності форми і якості: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Технологія машинобудування” / А.А. Сеник. – Тернопіль, 2018. – 21 с.

31. Статистична оцінка відхилень від круглості циліндричних поверхонь втулок приводних роликів ланцюгів Краматорського виробництва / П. Кривий, Н. Тимошенко, А. Сеник, О. Ляшук // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі

сучасних технологій» : 19–20 грудня 2012 р. : тези доп. – Тернопіль: ТНТУ, 2012 р. – С. 134 – 135.

32. Статистичне оцінювання міцності пресових з'єднань приводних роликів ланцюгів закордонних фірм на основі теорії малих вибірок / П.Кривий, Н.Тимошенко, В.Коломієць, Р.Чорний // Вісник ТНТУ. — 2013. — Том 70. — № 2. — С.121-129.

33. Технологія складання внутрішніх ланок приводних роликів і втулкових ланцюгів із забезпеченням кутової орієнтації згортних втулок / Н. С. Инжиєвська, П. Д. Кривий, А. А. Сеник, Н. М. Тимошенко // Збірник тез доповідей ІХ Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 25-26 листопада 2020 року. — Т. : ТНТУ, 2020. — Том 1. — С. 69–70

34. Уточнений метод апіорно-емпіричних функцій визначення закону розподілу та його характеристик на основі малої вибірки / П.Д. Кривий, Н.М. Тимошенко, В.О. Дзюра, В.Р. Кобельник // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року. — Т. : ТНТУ, 2020. — С. 132–133.

35. Кривий П.Д. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Крупа В.В., Мимрик Н.П.// Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – № 3 (47).

36. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю.В., 2023. – 308 с.

37. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки: навчальний посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.

38. Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108 с. <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/42995>

39. Редько Р.Г., Склярів Р.А., Шанайда В.В. Порівняльно-правовий аналіз законодавства в області інтелектуальної власності в країнах ЄС та Україні. Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки». Луцьк, 2023, №75. С. 9 - 14.

40. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання «БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ» / В.С. Стручок – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., –156 с. Отримано з <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/39196>.

41. Modeling of a lathe bed using the method of topological optimization / Andriy Nahalyuk, Volodymyr Krupa // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2023. — Vol 111. — No 3. — P. 67–75. <https://visnyk.tntu.edu.ua/?art=739>

ДОДАТКИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)
Університет імені П'єра і Марії Кюрі (Франція)
Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет у Кошице (Словаччина)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Міжнародний університет цивільної авіації (Марокко)
Наукове товариство ім. Т.Шевченка

АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Збірник
тез доповідей

**ХІІ Міжнародної науково-практичної
конференції молодих учених та студентів**
6-7 грудня 2023 року



УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2023

**Ministry of Education and Science of Ukraine
Ternopil Ivan Puluj National Technical University (Ukraine)
Pierre and Marie Curie University (The French Republic)
University of Maribor (The Republic of Slovenia)
Technical University of Kosice (The Slovak Republic)
Vilnius Gediminas Technical University (The Republic of Lithuania)
International Academy Mohammed VI of Civil Aviation (Morocco)
T. Shevchenko Scientific Society**

CURRENT ISSUES IN MODERN TECHNOLOGIES

Book
of abstracts

**of the XII International scientific and practical
conference of young researchers and students
December, 6th-7th, 2023**



**UKRAINE
TERNOPIL – 2023**

A43

Actual problems of modern technologies: book of abstracts of the XII International scientific and practical conference of young researchers and students, (Ternopil, December, 6th-7th, 2023) / Ministry of Education and Science of Ukraine, Ternopil Ivan Puluj National Technical University [and other.]. – Ternopil: PE Palianytsia V.A., 2023. – 497.

ISBN

PROGRAM COMMITTEE

Chairman: Mytnyk M.M. –Ph.D., Assoc. Prof., Rector of TNTU (Ukraine).

Co-Chairman: Maruschak P.O. – Dr., Prof. of TNTU (Ukraine).

Scientific secretary: Dovbush T.A. – Ph.D., Assoc. Prof. of TNTU (Ukraine)

Members of the program committee: Vyherer T. – Prof. of University of Maribor (The Republic of Slovenia); Vinash J. – Prof. of Technical University of Košice (Slovakia); Prentkovskis O. – Prof of Vilnius Gediminas Technical University (Lithuania); Stahovych P. – Dr., Prof of Ignacy Łukasiewicz Rzeszow University of Technology (The Republic of Poland); Menoy A. – Dr., Prof. of International Academy Mohammed VI of Civil Aviation (Morocco); Andreikiv O.Ye. – Dr., Prof. Ivan Franko National University of Lviv, Corresponding Member of National Academy of Sciences of Ukraine (Ukraine).

The address of the organization committee:

TNTU, Ruska str. 56, Ternopil, 46001,

tel. (0352) 519724, fax (0352) 254983

E-mail: : tarasdowbush@gmail.com

Editing, design, layout: Dovbush T.A.

TOPICS OF THE CONFERENCE

- Physical and Technical Fundamentals of New Technologies Development;
- New Materials, Strength and Durability of the Constructions Elements;
- Modern Technologies in Construction, Machine- and Instrument-Building;
- Modern Technologies in Transport Area;
- Electrical Engineering and Energy Efficiency;
- Fundamental Issues of Food, Bio and Nanotechnologies;
- Economic and Social Aspects of New Technologies;
- Computer and Information Technologies and Communication Systems.

*Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів
«АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ» – Тернопіль, 6-7 грудня 2023 року*

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)
Університет імені П'єра і Марії Кюрі (Франція)
Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет у Кошице (Словаччина)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Міжнародний університет цивільної авіації (Марокко)
Наукове товариство ім. Т.Шевченка

АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

**Збірник
тез доповідей**

**XII Міжнародної науково-практичної
конференції молодих учених та студентів
6-7 грудня 2023 року**



**УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2023**

УДК 621.98.01

А. А. Сеник, к.т.н.; В. Б. Котильницький

(Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя, Україна)

ВПЛИВ ОРІЄНТАЦІЇ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК НА ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ КОНТАКТНИХ КРОКІВ ПРИВІДНИХ РОЛИКОВИХ ВТУЛКОВИХ ЛАНЦЮГІВ

A. A. Senyk, Ph.D, V. B. Kotylnytskyi

THE INFLUENCE OF THE ORIENTATION OF FOLDING BUSHES ON INCREASING THE ACCURACY OF CONTACT STEPS OF DRIVE ROLLER BUSHING CHAINS

В загальному дисперсію розсіювання контактних кроків привідних роликів втулкових ланцюгів можна подати добутком: $D(t) = k^2 \cdot t^2$, де k – коефіцієнт пропорційності поля допуску на контактний крок номінальному значенню кроку певного типорозміру привідних роликів втулкових ланцюгів, встановленого стандартом; t – номінальне значення контактного кроку певного типорозміру привідних роликів втулкових ланцюгів.

Кількісну оцінку впливу орієнтації згортних втулок на точність контактних кроків привідних роликів втулкових ланцюгів оцінимо коефіцієнтом підвищення точності: $k_m = \sqrt{D(t)/D(t^0)}$.

Враховавши, що $D(t^0)$ менше, ніж $D(t)$ на величину $\Delta D(t^0)$, і використавши раніше отримані значення $\Delta D(t_3^0)$ і $\Delta D(t_e^0)$, будемо мати:

- для контактного кроку зовнішніх ланок привідних роликів втулкових ланцюгів:

$$k_{m.3.} = \frac{1}{\sqrt{1 + [D(e_y) + D(e_e) - \bar{e}_y^2 - \bar{e}_e^2]/k_1 \cdot t^2}}; \quad (1)$$

- для контактного кроку внутрішніх ланок привідних роликів втулкових ланцюгів:

$$k_{n.e.} = \frac{1}{\sqrt{1 + [D(e_y) - \bar{e}_y^2]/k_2 \cdot t^2}}; \quad (2)$$

де k_1 і k_2 - відповідно коефіцієнти пропорційності полів допусків на контактні кроки зовнішніх та внутрішніх ланок номінального значення кроку певного типорозміру привідних роликів втулкових ланцюгів.

Отримані залежності для визначення дисперсій контактних кроків привідних ланцюгів з неорієнтованими і орієнтованими згортними втулками дають можливість на основі аналізу встановити вплив кожного із складових розмірних параметрів контактних кроків на їх поле розсіювання, що може бути використано для вдосконалення конструкції та технології виготовлення привідних роликів втулкових ланцюгів.

Встановлено, що забезпечення орієнтації згортних втулок привідних роликів втулкових ланцюгів підвищує точність контактних кроків. Отримані залежності для кількісної оцінки впливу орієнтації згортних втулок на підвищення точності контактних кроків привідних роликів втулкових ланцюгів.

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Назва	Кількість	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			KPM MBm 22-505.00.01.000 СК	Складальне креслення	3	
				<u>Деталі</u>		
		1	KPM MBm 22-505.00.01.001	Шків	1	
		2	KPM MBm 22-505.00.01.002	Плита	1	
		3	KPM MBm 22-505.00.01.003	Плита	1	
		4	KPM MBm 22-505.00.01.004	Вал	1	
		5	KPM MBm 22-505.00.01.005	Кронштейн	1	
		6	KPM MBm 22-505.00.01.006	Кулачок	1	
		7	KPM MBm 22-505.00.01.007	Втулка	1	
		8	KPM MBm 22-505.00.01.008	Втулка	1	
		9	KPM MBm 22-505.00.01.009	Втулка	1	
		10	KPM MBm 22-505.00.01.011	Вісь	1	
		12	KPM MBm 22-505.00.01.013	Втулка	1	
		13	KPM MBm 22-505.00.01.014	Стійка	1	
		14	KPM MBm 22-505.00.01.015	Корпус	1	
		15	KPM MBm 22-505.00.01.016	Прокладка	1	
		16	KPM MBm 22-505.00.01.017	Кришка	1	
		18	KPM MBm 22-505.00.01.019	Прокладка	1	
		19	KPM MBm 22-505.00.01.021	Кришка	1	
		20	KPM MBm 22-505.00.01.022	Прокладка	1	

KPM MBm 22-505.00.01.000 СК				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розробив		Котельницький		
Перевірів		Сеник		
Н. контр.		Кобельник		
Затверд.		Крупа		
Вузол розподільчого вала			Літ.	Аркуш
ТНТУ			A	1 2
МВм-61				

