

Вища освіта в Україні

Малащенко В.О., Гащук П.М.,  
Сороківський О.І., Малащенко В.В.

# КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ

МОНОГРАФІЯ



Видавництво "Новий Світ - 2000"



КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,  
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

**В. О. Малашенко, П. М. Гащук**  
**О. І. Сороківський, В. В. Малащенко**

## **КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ**

Львів  
Новий Світ - 2000  
2012

УДК 621.825.(075.8)

*Рекомендована вченою радою Національного університету  
“Львівська політехніка” як наукова монографія.  
Протокол № 51 від 27 березня 2012 року*

**Рецензенти:**

**Е. М. Гуліда**, *д-р техн. наук, проф. (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)*

**М. П. Мартинців**, *д-р техн. наук, проф. (Національний лісотехнічний університет)*

**В. Т. Павлице**, *к-т техн. наук, проф. (Національний університет “Львівська політехніка”)*

**Малашенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малашенко В.В.**

Кулькові механізми вільного ходу. — Львів: Новий Світ – 2000, 2012. — 212 с.

У монографії проведено ґрунтовний аналіз результатів досліджень традиційних механізмів вільного ходу, які оснащені роликowymi обгінними муфтами. Виявлено та узагальнено основні недоліки цих механічних систем і розроблено методи синтезу та аналізу нових кулькових обгінних муфт, які передають обертальний момент за принципом зачеплення ведучої і веденої півмуфт через кульки, що розміщені у їхніх пазах. Проведено комплексні (теоретичні і експериментальні) дослідження основних характеристик запропонованих муфт.

Монографія призначена для науковців, аспірантів та інженерів, які розробляють і досліджують механізми вільного ходу. Вона може бути корисною для студентів і викладачів машинобудівельних і споріднених спеціальностей.

ISBN 978-966-418-200-0

© Малашенко В. О., 2012

© Гащук П. М., 2012

© Сороківський О. І., 2012

© Малашенко В. В., 2012

# ЗМІСТ

<b>ПЕРЕДМОВА</b> .....	6
<b>Розділ перший АНАЛІЗ ТРАДИЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ</b> .....	11
<i>Глава 1.1. Загальні відомості.</i> .....	11
1.1.1. Призначення та конструкції муфт вільного ходу .....	11
1.1.2. Аналіз результатів досліджень роликкових муфт вільного ходу .....	14
<i>Глава 1.2. Теоретичні розрахунки традиційних муфт вільного ходу</i> .....	21
1.2.1. Теоретичні розрахунки традиційних муфт вільного ходу . . . .	21
1.2.2. Розрахунок на контактну міцність .....	28
1.2.3. Геометричні форми і параметри муфт та їх деталей .....	32
1.2.4. Вибір матеріалів і мастил .....	36
<b>Розділ другий КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ РАДІАЛЬНОЇ ДІЇ</b> .....	39
<i>Глава 2.1. Будова та геометричні параметри кулькових муфт вільного ходу радіальної дії.</i> .....	39
2.1.1 Загальні положення .....	39
2.1.2. Принципові схеми та конструктивні особливості кулькових муфт вільного ходу радіальної дії .....	41
2.1.2.1. Кулькова муфта вільного ходу з пружним елементом . . . .	41
2.1.2.2. Кулькова муфта вільного ходу з трьома пазами на веденій півмуфті. . . . .	44
2.1.2.3. Кулькова муфта вільного ходу з центральним глухим отвором .....	46
2.1.2.4. Кулькова муфта вільного ходу з пазами змінної глибини . .	48
2.1.2.5. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом .....	51
2.1.3. Силові параметри кулькових муфт вільного ходу .....	53

<b>Глава 2.2. Напружено-деформований стан елементів кулькових муфт вільного ходу радіальної дії</b> . . . . .	58
2.2.1. Силова взаємодія між елементами муфт . . . . .	58
2.2.2. Методика розрахунків на міцність кулькових муфт вільного ходу . . . . .	59
2.2.3. Навантаження півмуфт зосередженою осьовою силою . . . . .	66
2.2.4. Симетричні навантаження пів муфт . . . . .	70
<b>Глава 2.3. Експериментальні дослідження кулькових муфт вільного ходу радіальної дії</b> . . . . .	77
2.3.1. Загальні положення та мета дослідів . . . . .	77
2.3.2. Характеристика необхідного обладнання для проведення дослідів . . . . .	78
2.3.3. Експериментальна установка . . . . .	82
2.3.4. Методики проведення дослідів та обробки їх результатів. . . . .	87
2.3.5. Порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень . . . . .	90
2.3.6. Силкові параметри кулькової муфти вільного ходу велосипеда . . . . .	94
2.3.7. Приклад спрощеного розрахунку кулькової обгінної муфти велосипеда . . . . .	107
<b>Розділ третій КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ ОСЬОВОЇ ДІЇ</b> . . . . .	111
<b>Глава 3.1. Будова, геометричні та кінематичні параметри</b> . . . . .	111
3.1.1. Принцип осьової дії кулькової муфти вільного ходу . . . . .	111
3.1.2. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом на циліндричній поверхні . . . . .	117
3.1.3. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом біля основи конуса . . . . .	120
3.1.4. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом біля меншої основи зрізаного конуса . . . . .	122
3.1.5. Будова та принцип дії кулькових запобіжних муфт . . . . .	124
3.1.6. Запобіжні пристрої двобічної дії . . . . .	127
3.1.7. Застосування кулькової муфти в стартері автотранспортного засобу . . . . .	129
3.1.8. Геометричні та кінематичні параметри кулькових обгінних муфт . . . . .	132
3.1.9. Вплив геометричних параметрів обгінної муфти стартера на тривалість її вмикання . . . . .	135

---

<b>Глава 3.2. Силові чинники та навантажувальні характеристики</b>	149
3.2.1. Загально про силовий аналіз-синтез обгінних муфт . . . . .	149
3.2.2. Силова взаємодія між кульками та робочими поверхнями пазів обгінної муфти . . . . .	151
3.2.3. Прояв сил тертя у муфті . . . . .	158
3.2.4. Визначення величини обертального моменту з урахуванням сил тертя між кульками та робочими поверхнями пазів півмуфт. . .	161
<b>Глава 3.3. Міцнісні характеристики кулькових муфт вільного ходу автомобільних стартерів . . . . .</b>	173
3.3.1. Загально про напружено-деформований стан. . . . .	173
3.3.2. Про прийнятні способи профілювання пазів у кулькових муфтах. . . . .	175
3.3.3. Характеристики напружено-деформованого стану . . . . .	178
3.3.4. Зауваги щодо можливостей зменшення напружень у зоні контакту кульок і поверхонь пазів півмуфт . . . . .	185
<b>Глава 3.4. Випробування дослідження кулькових обгінних муфт стартерів . . . . .</b>	189
3.4.1. Про дослідну оцінку працездатності обгінної муфти. . . . .	189
3.4.2. Натурна модель кулькової обгінної муфти приводу автомобільного стартера . . . . .	192
3.4.3. Муфта на випробувальному стенді і на автомобілі . . . . .	195
3.4.4. Порівняльна оцінка розмірів обгінних муфт. . . . .	200
3.4.5. Варіації конструкції і параметрів кулькової обгінної для автомобільного стартера. . . . .	202
<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ . . . . .</b>	207

# ПЕРЕДМОВА

Механічні засоби повсякчасно вдосконалюються з точки зору їх конструктивних виконань, експлуатаційних характеристик з метою підвищення їх ефективності, покращання надійності та підвищення довговічності тощо. Це в значній мірі відноситься до таких пристроїв як муфти, що є широко розповсюдженими елементами у машинобудуванні, які виконують різні функції, основною із яких є з'єднання кінців валів машинних агрегатів і передавання обертальних моментів від двигунів до редукторів або безпосередньо до робочого органу. Інколи з допомогою муфт з'єднуються вали із розміщеними на них інших деталей, таких як шків, зубчасті колеса, зірочки тощо.

Муфти часто бувають відповідальнішими частинами машин і механізмів, які суттєво впливають на рівень і характер навантаження окремих кінематичних ланцюгів механічного привода. Крім того, вони часто виконують функції захисних пристроїв, що захищають деталі або складальні одиниці механічних приводів від перевантажень, а також функції регуляторів швидкості руху та напряму передавання енергії.

Найбільше розповсюдження отримали муфти для з'єднання деталей, що мають загальну геометричну вісь обертання або їхні геометричні осі можна легко відцентрувати. Поряд з тим, муфти застосовують і для з'єднання валів, геометричні осі яких мають радіальне, осьове та кутове зміщення в певних межах, тобто для з'єднання не співвісних валів.

Різноманітність завдань, які розв'язуються з допомогою муфт, і вимог, що пред'являються до них у відповідності з умовами експлуатації машини, спонукало створення великої кількості різних видів і конструктивних виконань цих пристроїв.

Часто в машинних агрегатах застосовують складні комбіновані муфти, що складаються з декількох простих муфт. Це здійснюється тоді, коли жодна із простих муфт не може задовольнити всі вимоги технологічного процесу.

Для автоматичного регулювання технологічними процесами широко застосовуються муфти вільного ходу (обгінні), що автоматично з'єднують і роз'єднують кінці вали без зупинки двигуна та передають обертальний момент тільки в одному напрямку.

Поряд з кінематичним і силовим зв'язком окремих частин механічного привода муфти забезпечують виконання ряду інших функцій, наприклад, компенсація негативного впливу зміщення осей валів, яке зумовлене неточностями виготовлення і монтажу, чи конструктивними факторами; амортизація вібрацій і нерівномірності ходу, що виникають при роботі механізмів і машин; швидке зчеплення і розчеплення деталей, що з'єднуються; полегшення пуску машин; обмеження швидкості та напрямку обертання.

Різноманітність конструктивних виконань і функціонального призначення механічних муфт пояснює те, що вони знаходяться під постійною увагою інженерів та науковців різних країн світу. Існують на сьогодні наукові школи, що займаються дослідженнями цих пристроїв, у тому числі є така школа у Національному університеті «Львівська політехніка», де робиться спроба розв'язати важливі задачі з підвищення довговічності машин і механізмів за рахунок розробки нових муфт вільного ходу підвищеної надійності, збільшеним терміном роботи та суттєвим спрощенням їх конструкції і виготовлення. Основною відмінністю розроблених муфт є те, що вони передають обертальний момент не за рахунок тертя між півмуфтами та заклиніними роликками, а на принципово новій основі – за рахунок зачеплення кульок з боковими поверхнями пазів. До таких пристроїв відносяться кулькові муфти вільного ходу, які розроблені в наш час авторами та іншими науковцями і захищені авторськими свідоцтвами та патентами України і Росії, а окремі із них впроваджені у виробництво та навчальний процес на кафедрах інституту інженерної механіки та транспорту.

Для доведення кулькових муфт вільного ходу до ширшого впровадження у виробництво та розробки більш прогресивних їх конструкцій, які вигідно відрізняються від існуючих стосовно зменшення їх недоліків, необхідно виконання дослідження з аналізу кінематичних, геометричних і силових параметрів, розробки методики аналітичних розрахунків на мі-



цність елементів цих муфт та програми і алгоритму проведення експериментальних досліджень.

У даній монографії робиться спроба розв'язати ці важливі для машинобудування проблеми. Підготовку матеріалу для розділів 1 і 2 , його обробку та формування виконано доктором технічних наук, професором В. О. Малащенком і кандидатом технічних наук, доцентом О. І. Сороківським, а матеріал розділу 3 підготовлено та сформовано доктором технічних наук, професором П. М. Гашуком і кандидатом технічних наук, асистентом В. В. Малащенком.

Автори в жодному разі не претендують на повноту досліджень муфт даного типу, оцінюють результати монографії як продовження і розширення цього процесу та висловлюють щире подяку рецензентам цієї монографії: доктору технічних наук, професору Е. М. Гуліді, доктору технічних наук, професору М. П. Мартинціву і кандидату технічних наук, професору В. Т. Павлище за критичні зауваження, поради та допомогу під час підготовки матеріалу монографії.

## Від авторів

### *Деякі міркування термінологічного характеру*

Під час підготовки матеріалу монографії автори натрапили на певні розбіжності термінологічного характеру. З одного боку нам хочеться виконувати вимоги відповідних стандартів, а з іншого — наблизитися до істини. Наші термінологічні клопоти пояснюються такими міркуваннями та прикладами.

Обгінну муфту повсякчас (і в теоретичних міркуваннях, і конструктивно, і в технологічному сенсі тощо) доводиться поділяти на окремі частини: ведену та ведучу, проміжні деталі — тіла-посередники, а також різного роду допоміжні елементи. Стандарти України [ДСТУ 2278-93. *Муфти механічні. Терміни та визначення*] регламентують називати ведену та ведучу частини муфти напівмуфтами. Хочеться бути «законослухняними», але вельми хотілось би ближче бути до істини, тобто назвати ці частини муфт правильно.

Нема шансів якось вмотивовано заперечити, що префікс «пів...» — це щось радше кількісно означене, а «напів...» — це щось радше якісно означене. Тому автори далі продовжують міркувати так.

Візьмемо, приміром, назву «*піввісь*» (полувісок) — половина осі, розрізана (необов'язково навпіл) вісь, а от цілком неприйнятний термін «*напіввісь*», який тут позначав би, мабуть, «ніби вісь, а ніби й не вісь». А ще: півмісяць — це неповний місяць (чи місяць не вповні).

Візьмемо декілька термінів різних за призначенням і характеру.

*Напівзотліле* — щось зітліло, а щось ні (або зітліло, та не цілком; або ніби й зітліло, а ніби й ні).

*Напівбог* — це не половина бога, а людина з непересічними чи незбагненними задатками.

*Напівдержава* — не половина держави, а форма організації суспільства, що не має цілком всіх чи цілком повноцінних ознак державності.

*Напівдикун* — людина, що своїм розвитком та способом життя на думку реального оточення наближається до уявної первісної людини. Можна багато ще наводити доводів термінологічного характеру таких як: *на-*

*півавтомат, напівголий, напівдостиглий, напівживий, напівпровідник, напівсухий* тощо. Все це - одне ціле і може бути тільки в різних станах.

Зрозуміло, що може бути виняток із правила. Тут хочемо наголосити на такому прикладі. Існують, щоправда, і не беззаперечно вмотивовані терміни. Приміром, півзахист — частина гравців футбольної (хокейної) команди, що переважно діють у захисті, але за потреби чи нагоди можуть брати участь і у нападі (більше захист, але й напад). А можна думати тут, що йдеться про ніби захист, а ніби й напад, що доречно було б називати напівзахистом. Але цей «антиприклад» є особливим — радше винятком, аби підкреслити правило, а, мабуть, цей термін традиційно склався.

Отож, на нашу думку, вірнішими є терміни такі як: *півмуфта, піввагон, півкардан, півкартер, півперіод, півінтервал, півоберт, півплощина, півколо, півкільце* тощо, тобто це деяка частина чогось цілого. На думку авторів, в даній роботі правильніше використовувати саме термін *півмуфти*, які є складовими елементами цілої муфти вільного ходу (обгінної, запобіжної муфт), а термін *напівмуфти* не несе інформації про поділення чогось цілого на окремі його частини. На основі цих очевидних положень і бажань бути точнішими автори в даній монографії використовують саме термін ***півмуфти***, що не відповідає вимогам ДСТУ 2278-93. *Муфти механічні. Терміни та визначення*. Одночасно з цим вважаємо і надіємось, що термін *напівмуфти* державного стандарту з часом обов'язково має уточнитися.

# РОЗДІЛ ПЕРШИЙ

## *АНАЛІЗ ТРАДИЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ*

---

---

### *ГЛАВА 1.1* **ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ**

#### **1.1.1 Призначення та конструкції муфт вільного ходу**

Основні призначення муфти вільного ходу (обгінної) полягає в тому, щоб передавати обертальний момент в напрямі від ведучої деталі до веденої. Разом з тим, особливістю даної муфти є те, що вона, по-перше, передає момент тільки в заданому напрямі і, по-друге, тільки до тих пір, поки кутові швидкості обертання ведучої і веденої ланок залишаються однаковими; як тільки кутова швидкість веденої ланки по тих або інших причинах перевищить кутову швидкість ведучої півмуфти, муфта автоматично роз'єднує кінці валів і переходить до холостого режиму роботи.

За принципом дії муфти можна розділити на два основні види: фрикційні, що діють унаслідок заклинювання між півмуфтами допоміжних елементів (кульок, роликів і т. п.), і храпові, що працюють за принципом зачеплення. Найбільшого поширення набули фрикційні муфти внаслідок таких переваг: здатність працювати при високих швидкостях і при будь-якому числі включень; мінімальний мертвий хід, менші ударні навантаження і майже повна безшумність. Храпові муфти придатні лише при порівняно малих швидкостях обертання ( $\omega < 10,5 \dots 15,8$  рад/с), створюють

підвищений шум під час холостого ходу; вмикання їх супроводжується значними ударними навантаженнями, що призводить до інтенсивного спрацювання храпового механізму.

За призначенням і конструктивним ознакам роликові муфти класифікуються на класи, підкласи та групи (рис. 1.1.1).



Рисунок 1.1.1 – Класифікація роликових муфт вільного ходу

Проведений аналіз умов роботи приводів стартерів різних транспортних засобів дозволив встановити їхні основні недоліки та намітити шляхи покращення експлуатаційних показників агрегату за рахунок застосування запатентованих кулькових обгінних муфт. Взагалі, на даний час муфти вільного ходу знайшли широке розповсюдження у машинобудуванні, за-

вдяки характерним тільки для них властивостям. Вони автоматично з'єднують і роз'єднують кінці валів в залежності від напрямку їх відносних кутових швидкостей. Тому такі муфти відносяться до самокерованих за напрямом обертання і застосовуються для передавання обертового моменту тільки в одному напрямку, тобто у машинах автоматичної і напівавтоматичної дії таких, як: пускові пристрої різноманітних підйомно-транспортних засобів, металообробні верстати, автомобілі, велосипеди, різне устаткування тощо .

Різнманітність місць застосування, важливість виконувальних функцій тощо визначають те, що муфти такого класу знаходяться під постійною увагою науковців і дослідників різних країн. Ретельно вивчається ефективність їх застосування у конкретних приводах машин і механізмів, розробляються нові конструкції, удосконалюються методи розрахунків тощо. Але ці напрями досліджень відносяться до роликкових обгінних муфт (РОМ), які передають обертальний момент за рахунок тертя між заклиненними між півмуфтами роликами, що обмежує їхню навантажувальну здатність і термін роботи. Така обставина підштовхнула до появи напрямку вдосконалення експлуатаційних показників механічних приводів за рахунок застосування нових кулькових обгінних муфт, що передають обертальний момент зачепленням кульок з робочими поверхнями спеціальних пазів півмуфт.

Дані дослідження присвячено розробці нових кулькових обгінних муфт та можливостям впровадження їх у приводах стартерів транспортних засобів, які обладнані двигунами внутрішнього згорання.

Внаслідок того, що процес розв'язування поставлених завдань, пов'язаних з створенням нових конструкцій, спирається на відомі дослідження та окремі їх результати, стає необхідним проведення порівняльного аналізу конструктивних, кінематико-силових і міцнісних параметрів відомих роликкових обгінних муфт.

Із чисельних літературних джерел [1, 13-20, 22, 25, 29,54-56,...] випливає, що до обгінних роликкових муфт ставляться високі вимоги стосовно точності виготовлення їхніх елементів, складання, центрування валів тощо. Це особливо важливо для таких пристроїв, що застосовуються, наприклад, у коробках передач транспортних засобів, так як сучасні автоматичні та автоматизовані передачі неможливо створити без надійного в дії, простого за конструкцією і довговічного механізму такого типу [1,11-12]. Всі існуючі механізми вільного ходу, що описуються в наве-

дених та інших літературних джерелах, для більшої наочності та зручності можна класифікувати ще так:

- за принципом дії - храпові та фрикційні;
- фрикційні за формою робочих елементів поділяються на кулькові, роликові, клинові, сухарні, стрічкові, пружинні, важільні та комбіновані;
- за призначенням - стопорні, обгінні, пульсуючі та самозахисні механізми;

- за напрямком дії – односторонньої, двосторонньої дії та реверсивні.

Застосовуються механізми, що зв'язують два кінематичні ланцюги і передають рух тільки в одному напрямку. Тоді вони називаються односторонньої дії. Такі механізми знайшли своє широке застосування у різних галузях машинобудування як стопорні механізми, що забороняють рух системи у зворотному напрямку, а також як обгінні муфти для автоматичного з'єднання та роз'єднання кінців ведучого та веденого валів машини в залежності від відносних кутових швидкостей цих елементів або бажаного напрямку їх обертання.

Відомі випадки, коли такі муфти застосовуються в механізмах подачі для перетворення коливного руху в поступальний, або в імпульсних передачах роликові обгінні муфти служать для перетворення коливного руху в неперервний обертальний рух в одному напрямку.

Існують механізми односторонньої дії, що часто застосовують як запобіжні пристрої, що забороняють небажаний зворотний хід робочого органу. Наприклад, гнучкі дротяні вали можуть передавати обертальний момент тільки в одному певному напрямку, в залежності від навівання дроту під час виготовлення цього вала. В таких випадках у кінематичний ланцюг також вводять обгінну муфту, яка оберігає вал від розкручування, якщо напрям руху зміниться на протилежний.

Подібним за призначення запобіжним пристроєм може бути механізм вільного ходу в автомобільних кранах з дизель-електричним приводом, у якого в кінематичному ланцюгу між генератором і привідним валом повинен бути вільний хід на випадок зміни напрямку обертання цього приводного вала, щоб запобігти руйнування генератора від розмагнічування внаслідок зміни напрямку обертання. В таких пристроях ланкою, що зв'яже елементи кінематичного ланцюга є ролики, а обертальний момент передається муфтою за рахунок сил тертя, які виникають під час заклинювання роликів між ведучою та веденою півмуфтами.

Механізми роликові двосторонньої дії зв'язують три кінематичні ланцюги і служать для забезпечення обертання веденого вала поперемінно від одного з двох кінематичних ланцюгів. Наприклад, у механізм

мах подач супортів і повзунів металообробних верстатів вони застосовуються для здійснення швидкого і повільного руху механізму. Особливе положення серед таких муфт займають роликові гальма, що представляють собою одну із різновидностей стопорних пристроїв двосторонньої дії.

Цікавим є реверсивний механізм, що об'єднує дві кінематичні ланки та є механізмом односторонньої дії з реверсивним пристроєм. Він спроможний здійснювати автоматичне чи ручне переключення на зворотній хід виконавчого органу. Типовим представником такого механізму з автоматичною дією є роликовий диференціал, який у необхідних випадках самоблокується і підвищує тягову здатність автомобіля під час руху, наприклад, на слизьких ділянках дороги [1]. Приміром застосування реверсивного механізму з ручним керуванням є відомий механізм безступінчатого імпульсного передавача.

Односторонньої дії можуть бути механізми фрикційні та храпові.

Щодо двосторонньої дії та реверсивних механізмів, то здебільшого вони бувають роликові та передають рух також за рахунок сил тертя з умови заклинювання роликів між барабаном і зіркою.

Із наведеного випливає очевидне підтверджене, що роликові обгінні муфти та механізми, що оснащені цими муфтами, є різноманітні за будовою та принципом роботи, мають перелічені вище недоліки, але можуть слугувати теоретичною базою для синтезу та аналізу нових кулькових обгінних муфт

## **1.1.2 Аналіз результатів досліджень роликових муфт вільного ходу**

Розрахунок притискних пристроїв, вплив сил інерції і податливості елементів муфти, процес розклинювання детальніше викладені в роботах Н.К. Кулікова [29], В.Ф. Мальцева [37], М.Н. Пилипенка [54], В.С. Полякова [55], О.А. Ряховського [56], S. Miller [66] та ін.

Ці та інші результати досліджень традиційних муфт є основою розробки нових конструкцій з підвищеною навантажувальною здатністю, тому є потреба детального їх аналізу та узагальнення. Наприклад, розглянемо будову роликової муфти вільного ходу, що наведена на рис.1.1.2 і складається із: обійми - 1, зірочки - 2, декількох роликів або кульок - 3,



штовхачів – 4, пружин – 5. Здебільшого такі муфти мають від 3 до 8 з'єднувальних елементів, інколи й більше.

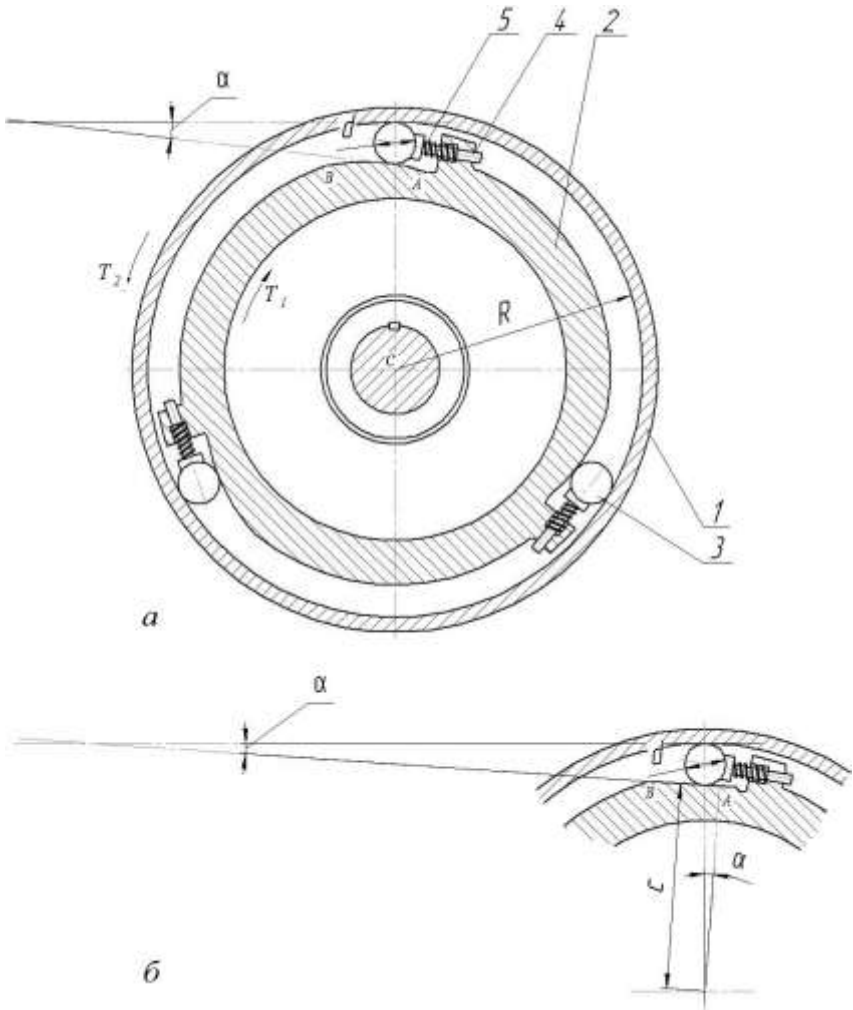


Рис. 1.1.2 – Принципова схема роликової муфти вільного ходу

При значній довжині ролика для зменшення їхнього перекосу може бути встановлено по два штовхачі на кожен ролик. Відомі конструкції муфт без штовхачів. Для уникнення перекосу роликів у таких випадках бажане застосування сепараторів.

Принцип роботи цієї муфти є наступний. Ведучим елементом муфти може бути як зірочка - 2, так і обойма - 1.

Для передачі обертального моменту необхідно створити умови для заклинювання роликів - 3 між поверхнями ведучого і веденого елементів муфти. Зазвичай внутрішня поверхня обойми виконується як поверхня циліндра.

Для отримання постійних величин кутів заклинювання роликів поверхня  $AB$  зірочки 2 (рис.1.1.2, *a*) профілюються іноді по логарифмічній спіралі. Великого поширення набули також муфти [25] з профілізацією зірочки по прямій (рис.1.1.2, *б*), тут ділянка  $AB$  є відрізком прямої лінії. Ця муфта є односторонньої дії. Якщо ведучою ланкою є зірочка, момент передається у напрямі  $T_1$ , а якщо ведучою є обойма — у напрямі  $T_2$ . Принципові схеми інших роликкових муфт показані на рис.1.1.3, де на рис.1.1.3, *a* – схема простої муфти односторонньої дії; на рис.1.1.3, *б* – одинарної двосторонньої дії; на рис.1.1.3, *в* – подвійної двосторонньої дії; на рис.1.1.3, *г* – реверсивної дії.

*Одинарна муфта двосторонньої дії* (рис.1.1.3, *б*). Муфти цього типу зв'язують три кінематичні ланцюги і служать для передачі обертального моменту веденому валу поперемінно від одного з двох кінематичних ланцюгів. Відрізняються від муфт односторонньої дії наявністю вилки (сепаратора) - 4, що має самостійне джерело руху. Ведучою може бути будь-яка з ланок, тобто обойма - 2, або вилка - 4, або зірочка - 1. Слід зазначити, що між вилкою і зірочкою є жорсткий кінематичний зв'язок, отже, вони завжди обертаються спільно.

Якщо ведучою є обойма - 2 (рис.1.1.3, *б*), то, обертаючись за годинниковою стрілкою, вона захоплює ролики у вузьку частину, де вони заклинюються. З моменту заклинювання роликів настає рівність кутових швидкостей –  $\omega_1 = \omega_2$ ; з цією кутовою швидкістю обертатиметься вся система, причому завдяки прорізам заклинені ролики - 3 ведуть вилку. Якщо

обертальний момент, що прикладається до вилки, виявиться достатнім для подолання опору розклинювання роликів, то відбудеться роз'єднання обойми і зірочки. Обертаючись проти годинникової стрілки із швидкістю  $\omega_1 > \omega_2$  обойма перестає бути ведучою.

Якщо ведучою є зірочка - 1, то під час її руху проти годинникової стрілки відбувається заклинювання роликів; вся система обертається як одне ціле із швидкістю  $\omega_1$ . Під час руху за годинниковою стрілкою зірочка призведе до розклинювання системи.

*Подвійна муфта двосторонньої дії* (рис.1.1.3, в). У разі її порівняння з попередньою (рис.1.1.3, б) видно, що подвійна муфта відрізняється від одинарної подвійним числом роликів і робочих заклинювальних поверхонь, які мають різнобічне направлення. Заклинювання цих муфт відбувається під час обертання як зірочки, так і обойми в будь-якому напрямку. Якщо ведучою є обойма, то повний обертальний момент передається зірочці, а обмежений - вилці. Вилка може вести тільки зірочку, котра своєю чергою передає обертання як обоймі, так і вилці.

*Реверсивна муфта* (рис.1.1.3, г). Вона сполучає два кінематичні ланцюги. Залежно від процесу вмикання така муфта може передавати обертальний момент в обох напрямках за рахунок збільшення кількості роликів і робочих поверхонь зірочки. Причому ролики - 3 заклинюють зірочку з барабаном в одному напрямі обертання муфти, а ролики 9 – в зворотному. Ролики 3 і 9 розташовані попарно на робочих поверхнях прямого і зворотного ходів і мають загальну притискну пружину, яка встановлена в отворі спеціального виступу на зірочці - 1. Між кожною парою роликів розташований зубець вилки - 4 перемикачання.

Якщо повернути і зафіксувати зубці перемикача щодо зірочки так, щоб вони перемістили ролики - 3 (на правій проекції рис.1.1.3, з) за годинниковою стрілкою, то ролики опиняться в широкій частині клинів, тобто в положенні холостого ходу. Навпаки, праві ролики - 9, під час руху зірочки проти годинникової стрілки, заклинять півмуфти і передадуть обертальний момент того ж напрямку.

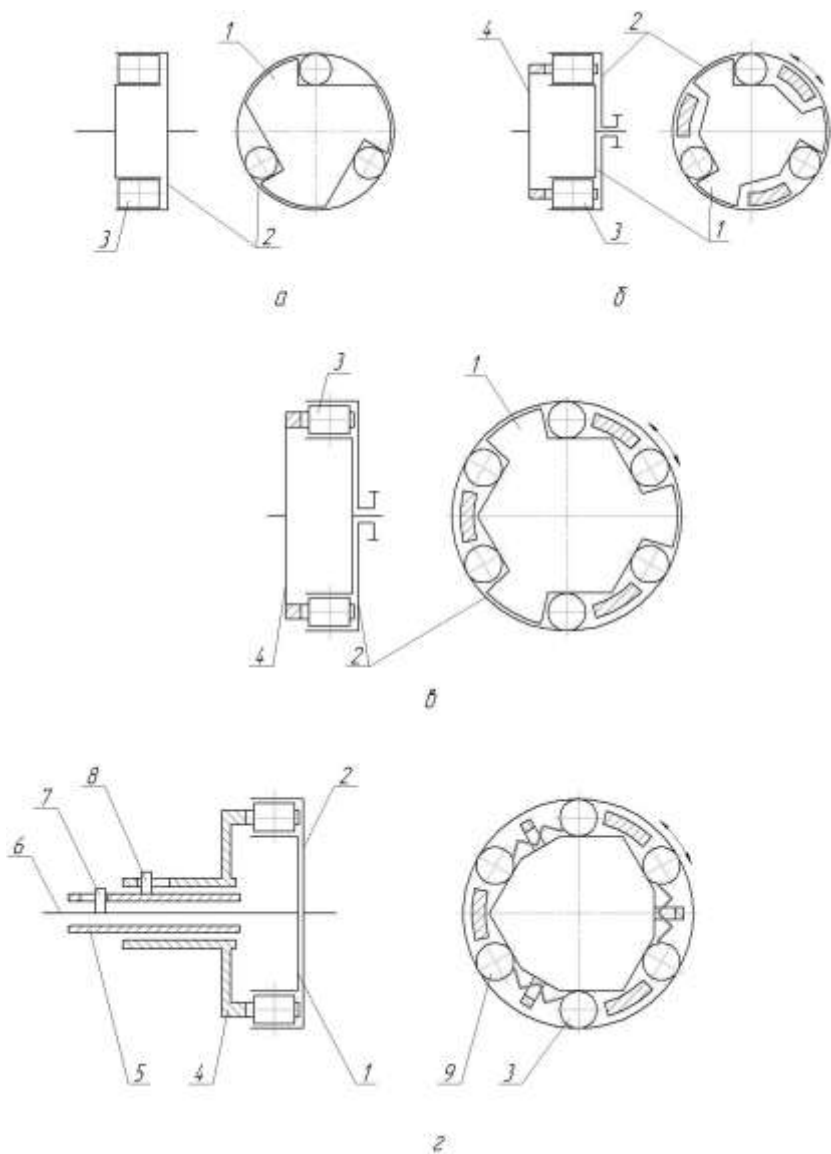


Рисунок 1.1.3 – Принципові схеми характерних роликкових муфт вільного ходу

Схема механізму перемикачів наступна: на валу - 6 по посадці ковзання встановлена втулка - 5, яка може ковзати уздовж осі вала - 6, направляючись штифтом 7 (вісь паза втулки паралельна осі вала). Втулка 5 своєю чергою має штифт - 8, який ковзає в косому пазу маточини перемикача - 4 під час осьового переміщення втулки - 5. Оскільки паз в маточині розташований під кутом до осі вала - 6, то осьовий рух втулки - 5 викликає повертання на деякий кут перемикача - 4 щодо зірочки - 1. Керування перемикачем може здійснюватися дистанційно або безпосередньо.

## **ГЛАВА 1.2**

# **ТЕОРЕТИЧНІ РОЗРАХУНКИ ТРАДИЦІЙНИХ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ**

### **1.2.1 Основні теоретичні розрахунки традиційних муфт вільного ходу**

Розглянемо теоретичні розрахунки найпростіших муфт, що мають робочий профіль обойми у формі кола, а профіль зірочки – фасонний. У цьому випадку робоча поверхня зірочки представляє деяку площину. Разом з технологічними перевагами плоска робоча поверхня має й істотні експлуатаційні недоліки: по мірі спрацювання позначається спотворення кута заклинювання порівняно з початковим його значенням. Тому, за ознакою довговічності, на практиці переважає застосування неплоского профілю, тобто він виконується по логарифмічній або архімедовій спіралі. Це справедливо для муфт з циліндричними роликами, а муфти з ексцентриковими роликами відрізняються тим, що їх обойма та зірочка профілюються по колу.

На рис.1.2.1 наведена частина муфти з циліндричними роликами (зірочка внутрішня з плоскою робочою поверхнею), де  $D$  – внутрішній діаметр обойми;  $d$  – діаметр ролика;  $\alpha$  – кут заклинювання. Кут заклинювання визначається за формулою:

$$\cos \alpha = \frac{2c + d}{D - d}; \quad (1.2.1)$$

З формули (1.2.1) видно, що зі збільшенням величини  $c$  і діаметра ролика  $d$  кут заклинювання  $\alpha$  зменшується, а зі збільшенням  $D$  – збільшується. Це уможливорює правильний вибір геометричних параметрів.

Величину  $c$  можна знайти з залежності

$$c = \frac{1}{2}((D - d) \cos \alpha - d), \quad (1.2.2)$$

а якщо прийняти  $\frac{D}{d} = K$ , тоді  $c = \frac{d}{2}((K - 1) \cos \alpha - 1)$ .

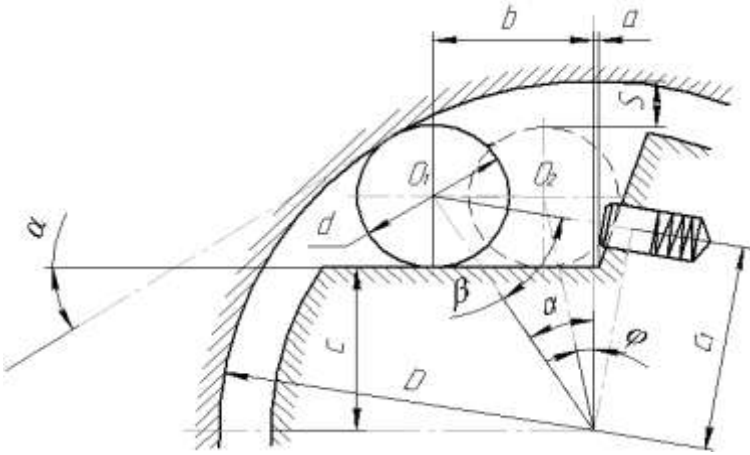


Рисунок 1.2.1 – Геометричні параметри муфти з циліндричними роликами

Неточність виготовлення деталей муфти суттєво впливає на кут заклинювання. Таке твердження легко довести, прийнявши наступні позначення та провівши простий аналіз:  $D_6$  і  $D_M$  – відповідно найбільший і найменший граничні розміри внутрішнього діаметра обойми;  $d_6$  і  $d_M$  – відповідно найбільший і найменший граничні діаметри ролика;  $c_6$  і  $c_M$  – відповідно найбільше і найменше значення величини  $c$ ;  $\alpha_6$  і  $\alpha_M$  – відповідно найбільше і найменше значення кута заклинювання.

Тоді:

$$c_6 = \frac{1}{2}((D_M - d_6) \cos \alpha_M - d_6);$$

$$c_M = \frac{1}{2}((D_6 - d_M) \cos \alpha_6 - d_M), \quad (1.2.3)$$

звідки

$$\cos \alpha_M = \frac{2c_6 + d_6}{D_M - d_6};$$

$$\cos \alpha_o = \frac{2c_m + d_m}{D_o - d_m}. \quad (1.2.4)$$

При виході ролика з вузької частини клина в широкую, тобто при вільному ході муфти, центр ролика переміститься з точки  $O_1$  в точку  $O_2$ . В цьому разі повинен бути забезпечений радіальний зазор  $S$ , величина якого зв'язана з розміром  $a$  наступною формулою:

$$a = \frac{1}{2} \left[ d \frac{1 - \cos(\alpha + \beta)}{\sin(\alpha + \beta)} - (D - d - 2S) \sin \varphi \right];$$

$$\cos \varphi = \frac{(D - d) \cos \alpha}{D - d - 2S}. \quad (1.2.5)$$

*Муфта з ексцентриковими роликами* [25, 29]. Між двома циліндричними поверхнями зовнішньої і внутрішньої обойм розміщуються ексцентрикові ролики (рис.1.2.2). При  $\omega_1 > \omega_2$  ролики заклинюються. Перевагами такої конструкції є: простота конструкції обох обойм; можливість розмістити більшу кількість тіл заклинювання; відносно великий радіус контактуючої поверхні  $r$ . Причому не є обов'язковою рівність радіусів ролика  $r_1$  і  $r_2$ ; навпаки, для отримання більш рівномірного розподілу контактних напружень бажано, щоб

$$r_2 > r_1,$$

де  $r_2$  – радіус поверхні ролика, повернутої до внутрішньої обойми;  $r_1$  – радіус поверхні ролика, повернутої до зовнішньої обойми.

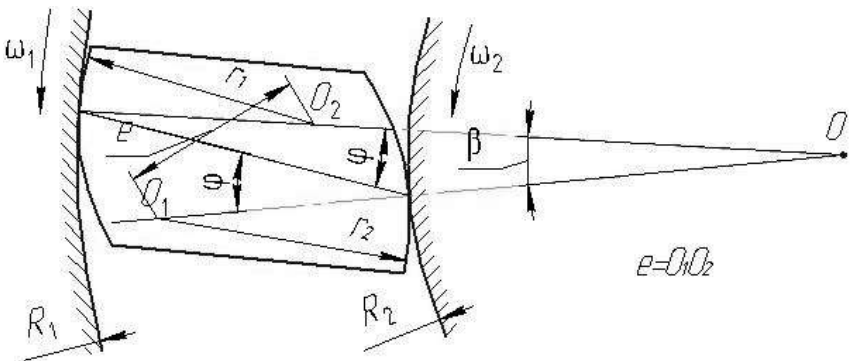


Рисунок 1.2.2 – Схема муфти з ексцентриковими роликами



Подібно до того, як в муфті з циліндричними роликами головним параметром є кут заклинювання  $\alpha$ , тут таку ж роль відіграє кут  $\varphi$ .

Ексцентриситет знаходимо з виразу (коли  $r_1 = r_2$ )

$$e = \sqrt{(R_1 - r)^2 + (R_2 + r)^2 - 2(R_1 - r)(R_2 + r)\cos\beta} . \quad (1.2.6)$$

Оскільки значення кута  $\beta$  є досить малими, то можна прийняти  $\cos\beta = 1$ , тоді

$$e = \sqrt{R_2^2 + 4r^2 + R_1^2 + 4rR_2 - 4rR_1 - 2R_1R_2} = R_2 + 2r - R_1 ;$$

$$\sin\varphi = \frac{R_1 \sin\beta}{\sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2 \cos\beta}} ;$$

$$\cos\beta = \frac{(R_1 - r)^2 + (R_2 + r)^2 - e^2}{2(R_1 - r)(R_2 + r)} .$$

Детальніше розглянемо процес заклинювання базової схеми обгінної муфти з одиночним розташуванням циліндричних роликів (рис.1.2.3). Мальцев В.Ф. [37] обґрунтував наступні положення:

- сили, що діють на ролик як в процесі заклинювання, так і в заклиненому стані, однозначні за модулем;
- сили тертя, що діють на ролик як з боку обойми, так і з боку зірочки (рис.1.2.3, а), діють на нього у напрямку звуженої частини клина.

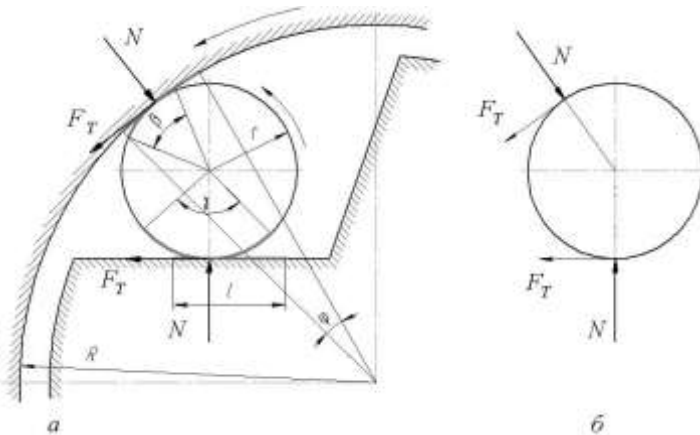


Рисунок 1.2.3 – Сили тертя, що діють на ролик у робочій зоні

Експериментально було встановлено [25] та інші, що

$$l < r\gamma; r\beta < R\varphi,$$

(на рис. 1.2.3, а товстими лініями зображені поверхні обойми, ролика і зірочки, що були в контакті в процесі заклинювання).

Отже, має місце не тільки перекочування ролика по робочих поверхнях, але і його ковзання. Це є причиною інтенсивного спрацювання цих ділянок. Схема сил, що діють на ролик у заклиненому стані наведена на рис. 1.2.3, б.

За умови  $\omega_1 > \omega_2$  ролик виявляється затиснутим між зірочкою і обоймою (рис.1.2.4) і на нього діють сили нормальні  $N_1$  і  $N_2$ , та дотичні – сили тертя  $fN_1$  і  $fN_2$ , де  $f = \tan \rho$  – коефіцієнт тертя ковзання ролика по поверхні зірочки та обойми, у разі їх виконання з однакового матеріалу;  $\rho$  – кут тертя.

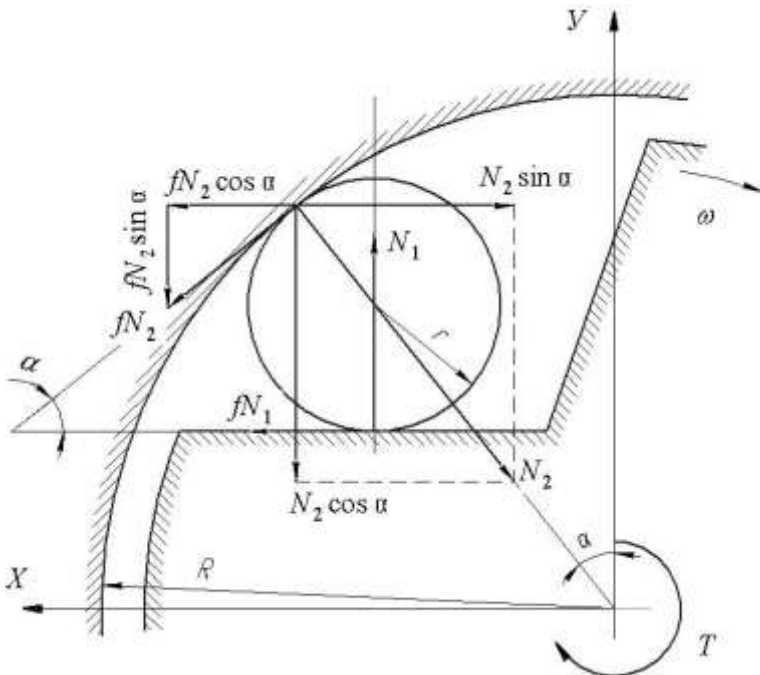


Рисунок 1.2.4 – Схема сил, що діють на ролик у заклиненому стані

Умови рівноваги ролика:

$$\sum x = -fN_1 + N_2 \sin \alpha - fN_2 \cos \alpha = 0; \quad (1.2.7)$$

$$\sum y = -N_1 + N_2 \cos \alpha + fN_2 \sin \alpha = 0. \quad (1.2.8)$$

З рівнянь (1.2.7) і (1.2.8) отримаємо

$$\tan \alpha = \frac{2f}{1 - f^2}. \quad (1.2.9)$$

Підставляючи значення  $fN_1 = N_2 \sin \alpha - fN_2 \cos \alpha$  у формулу (1.2.9), отримаємо

$$f = \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha} = \tan \frac{\alpha}{2}, \quad \tan \frac{\alpha}{2} = \tan \rho.$$

Умова заклинювання матиме вигляд [22, 26]

$$\alpha < 2\rho. \quad (1.2.10)$$

Динамічні умови:

$$\alpha < 2(\rho - 4\xi); \quad \alpha_{\text{оин}} \approx \frac{\alpha_{\text{стан}}}{1,4 \dots 1,8}.$$

де  $\rho_2$  – кут тертя ковзання ролика по обіймі;  $\rho_1$  – кут тертя ковзання ролика по зірочці;  $\xi$  – кут тертя кочення.

Ударне заклинювання  $\alpha < \rho$ .

На основі виразу (1.2.10), прийнявши для надійності запас в 30%, остаточно дістанемо

$$\alpha = 0,7 \cdot 2\rho = 1,4\rho.$$

Якщо  $\rho = \tan \rho = f = 0,12$ , то  $\tan \alpha = 1,4 \cdot 0,12 = 0,168$ , тобто  $\alpha = 9^\circ 30'$ .

Практично під час конструювання [25, 29] приймають  $\alpha = 4 \dots 10$ . Визначимо погрішності, допущені при виведенні формул (1.2.7) – (1.2.9). Візьмемо, наприклад, муфту з параметрами:  $D = 200$  мм;  $d = 25$  мм; довжина ролика  $l = 40$  мм; кількість роликів  $z = 5$ ;  $\alpha = 6$  град. Ця муфта може передавати обертальний момент  $T = 490$  Н·м, при якому сила нормально-

го тиску на ролик досягає величини  $N = 19,6$  кН. В той же час, для швидкості обертання  $\omega = 52,3$  рад/с і масі ролика  $0,154$  кг відцентрова сила

$$F_e = m\omega^2 \frac{D-d}{2} = 0,154 \cdot 52,3^2 \frac{0,2-0,025}{2} = 37 \text{ Н.} \quad (1.2.11)$$

У початковий період самозаклинювання сили інерції, що діють на деталі муфти, особливо на ролик, і сила пружинного притискного пристрою, що обумовлює тертя ролика до зірочки, обойми і до самого пристрою, ще й суттєво впливають на величину основних сил. Крім того, якщо в заклиненому стані плівка мастила на площинках контакту ролика з обоймою і зірочкою розривається (через великий тиск), то в початковий період процесу самозаклинювання її необхідно враховувати. Інакше кажучи, розглядаючи заклинений стан, можна виходити з припущення про сухе тертя і відповідний йому коефіцієнт тертя, тоді як в початковий період природніше припускати наявність мастильної плівки між тілами, що заклинюються. В даний час немає єдиної теорії процесу заклинювання муфт вільного ходу. При виборі кута  $\alpha$  необхідно забезпечити надійність роботи муфти. Так, якщо виходити з сухого тертя і величини  $f = 0,15$ , то з виразу  $\alpha \leq 2\rho$  отримаємо

$$\alpha \leq 17^\circ.$$

Проте, як зазначалось, на практиці прийнято  $10^\circ > \alpha > 4^\circ$ .

Застосування фрикційних самозаклинювальних муфт припускає і зворотній процес, тобто саморозклинювання. Воно пов'язане із зміною величини відносних кутових швидкостей зірочки і обойми та зменшенням передаючого моменту від найбільшої величини до нуля. Для забезпечення саморозклинювання необхідне виконання умови  $\alpha \geq 2^\circ$  [25,29,41, 54-56,...].

Якщо для передачі розрахункового обертального моменту логічно прямувати до вибору найбільшого допустимого кута  $\alpha$ , оскільки при цьому отримуємо і найбільш компактну конструкцію, то не можна забувати і вільний хід муфти, при якому більший кут викликає збільшення тривалості холостого (вільного) ходу. Таким чином, для необхідного тривалого за часом вільного ходу слід вибрати невеликий кут заклинювання; при нетривалому – більший.

Умова самозаклинювання муфти з ексцентриковими роликами (рис.1.2.2) визначається залежністю [25, 29]

$$\tan \varphi \leq \frac{R_1}{R_2} f_1, \quad (1.2.12)$$

де  $f_1$  – фактичний коефіцієнт тертя ковзання ролика по зовнішній обоймі.

Для однакових матеріалів обойм мають місце співвідношення:

$$\tan \varphi \leq \frac{R_1}{R_2} f;$$

$$\varphi < \rho \leq \arctan \frac{R_1}{R_2} f;$$

$$\varphi < \rho; \varphi = \frac{\alpha}{2},$$

тобто кут  $\varphi$  повинен становити половину кута заклинювання  $\alpha$  (це для муфт з циліндричними роликами). Здебільшого на практиці приймають

$$\varphi = \frac{\alpha}{2} \leq 4^\circ.$$

### 1.2.2. Розрахунок елементів муфти на контактну міцність

Під час заклинювання ролик набуває лінійного контакту з внутрішньою поверхнею обойми та плоскою поверхнею зірочки, тобто на поверхні роликів з двох сторін виникають контактні напруження. Відомо, що здебільшого їхні значення є більшими в зоні доторкання роликів з поверхнею зірочки, де зведений радіус кривини є меншим. Тому розрахунок таких муфт на контактну міцність проводиться для небезпечного місця, а саме, зоні контакту роликів та зірочок. Для визначення нормальної сили в робочій зоні, розглядається умова рівноваги ролика у заклиненому стані, що уможливило отримання рівняння сил, що діють на зірочку (рис. 1.2.4),

$$T = [N_1(R-r)\sin\alpha - fN_1(R-r)\cos\alpha] \cdot z, \quad (1.2.12)$$

де  $z$  – кількість роликів.

Припустивши, що

$$\sin \alpha \approx \alpha \text{ і } f = \tan \alpha \approx \frac{\alpha}{2},$$

отримаємо

$$T = \frac{1}{2} N_1 R \alpha z,$$

звідки

$$N_1 = \frac{2T}{Rz\alpha}. \quad (1.2.13)$$

Найбільше нормальне напруження стиску в зоні контакту криволінійних тіл визначається за формулою Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{N_1}{l} \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2} \left( \frac{1}{r} \pm \frac{1}{r_1} \right)}, \quad (1.2.14)$$

де  $N_1$  – нормальна сила;  $l$  – довжина ролика;  $\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$  – зведений модуль пружності першого роду поверхні ролика і зірочки;  $r$  – радіус ролика;  $r_1$  – радіус кривизни робочої поверхні зірочки.

При  $E_1=E_2=E$  і прямолінійному робочому профілі зірочки  $\frac{1}{r} = \frac{1}{\infty} = 0$  отримаємо

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{lr}}. \quad (1.2.15)$$

В зоні виникають також дотичні напруження. Сили тертя, що діють на поверхнях контакту, збільшують максимальні контактні напруження.

Якщо прийняти, що для заклиненого стану ролика при сухому терті коефіцієнт тертя  $f=0,2$  [25, 29], а коефіцієнт Пуассона сталі  $\mu=0,3$ , то отримаємо

$$\tau_{\max} = 0,34\sigma_H,$$

або з врахуванням рівняння (1.2.15)

$$\tau_{\max} = 0,142 \sqrt{\frac{NE}{lr}}.$$

Підставивши сюди знайдене у виразі (1.2.13) значення  $N_1$ , отримаємо

$$\tau_{\max} = 0,142 \sqrt{\frac{2TE}{Rlrz\alpha}} = 0,2 \sqrt{\frac{TE}{Rlrz\alpha}}. \quad (1.2.16)$$

При підстановці кута  $\alpha$  не в радіанах, а в градусах, матимемо

$$\tau_{\max} = 1,5 \sqrt{\frac{TE}{Rlrz\alpha}}. \quad (1.2.17)$$

При перевірці на контактну втому повинна задовольнятися умова

$$\tau_{\max} = 1,5 \sqrt{\frac{TE}{Rlrz\alpha}} \leq [\tau].$$

У формулу (1.2.17) слід підставляти не номінальний момент  $T_n$ , а розрахунковий  $T_p$

$$T_p = T_n (k_o + k_p) k_m,$$

де  $T_n$  – номінальний момент;  $k_o$  – коефіцієнт динамічності, що залежить від типу двигуна;  $k_p$  – коефіцієнт динамічності, що залежить від типу робочої машини;  $k_m$  – коефіцієнт точності муфти, що враховує погрішності виготовлення деталей, які в свою чергу призводять до нерівномірного розподілу навантаження між роликами.

Рекомендовані величини коефіцієнтів приведені в літературі [25, 29, 54, 56].

Загалом, загальний поправочний коефіцієнт  $k = (k_o + k_p) k_m$ , що враховує як динаміку, так і погрішності виготовлення, може досягати значних величин

$$k_{\max} = (0,6 + 2,8) 1,5 = 5,1.$$

Для муфти з ексцентриковими роликами по формулі (1.2.16), користуючись позначеннями на рис.1.2.2, знайдемо

$$\tau_{\max} = 0,142 \sqrt{\frac{TE}{R_2 \rho l z \tan \varphi}}.$$

Підставляючи сюди значення приведеного радіуса кривизни для внутрішньої обойми і приймаючи  $\tan \varphi \approx \varphi$ , отримаємо умову міцності

$$\tau = 0,142 \sqrt{\frac{TE(R_2 + r)}{R_2^2 r l z \varphi}} \leq [\tau]. \quad (1.2.17)$$

Максимально допустимий обертальний момент

$$T_{\max} = \frac{50[\tau]^2 R_2^2 r l \varphi}{E(R_2 + r)}. \quad (1.2.18)$$

Існують спрощені методи, в яких розрахунок ведеться не за контактними напруженнями (нормальними або дотичними), а за умовним тиском, що представляє силу, віднесену до площі проекції ролика, тобто

$$F = \frac{N}{dl}.$$

Один з таких методів наведено в роботах [25, 29].

Момент, який може бути переданий муфтою (рис. 1.2.5), дорівнює

$$T = N_r z R.$$

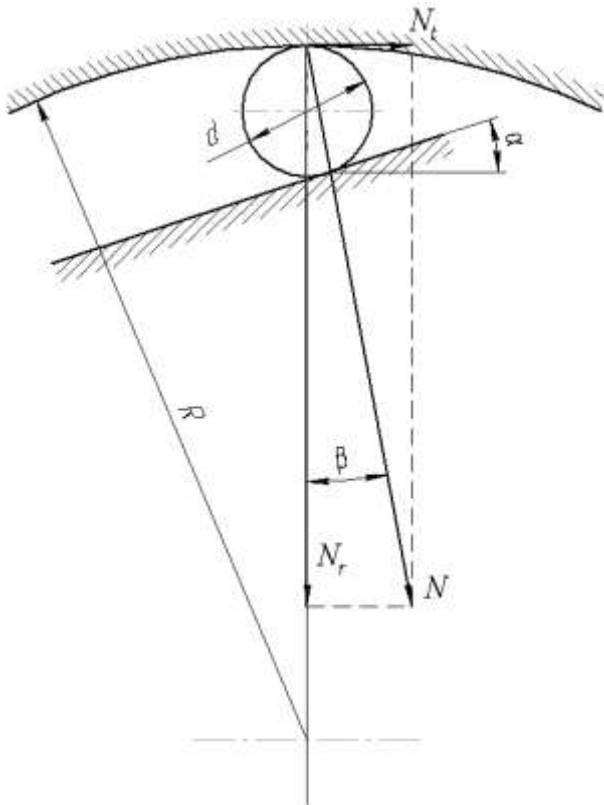


Рисунок 1.2.5 – Сили, що діють на ролик з боку барабана



Зусилля  $N_t$  можна виразити через  $N$ . Оскільки  $N = pdl = pA$ , де  $A$  – площа проєкції ролика,

$$N_t = N \sin \beta ;$$

$$T = [p]AzR \sin \beta$$

або, прийнявши  $\sin \beta \approx \beta$ .

$$T = [p]AzR\beta . \quad (1.2.19)$$

Допустимий тиск вибирають в межах  $[p] = 42 \dots 49$  МПа.

Якщо прийняти в середньому для загартованої сталі  $[p] = 45$  МПа, а також врахувати, що  $\beta \approx \frac{\alpha}{2}$ , то вираз (1.2.19) прийме вигляд

$$22,5FzR\alpha \geq T .$$

Оскільки наведений розрахунок спрощений, тому його доцільно використовувати тільки для попередніх розрахунків.

### 1.2.3 Геометричні форми і параметри муфт та їх деталей

Нехай  $\alpha$  – первинний кут заклинювання (рис.1.2.6). Прийнято, що сумарна деформація ролика, обійми і зірочки така, що ролик з початковим діаметром може бути замінений умовним з діаметром  $(d - \delta)$ , зображеним на рисунку штриховими лініями. У разі плоского робочого профілю зірочки  $\alpha_1 > \alpha$  (рис.1.2.6,а), а для муфти зі зовнішньою зірочкою  $\alpha > \alpha_2$  (рис.1.2.6,б). Отже, в даному випадку виграшною є зовнішня зірочка.

Проте у випадках логарифмічної або архімедової спіралі цей ефект менший, а у разі кругового профілю його здебільшого може і не бути зовсім. Пилипенко М.Н. [54] вважає, що саме круговий робочий профіль зірочки зовнішньої або внутрішньої найкращим чином відповідає вимогам мінімальної чутливості як до деформацій, так і до інтенсивного спрацювання робочої поверхні. До подібного висновку у свій час приходять і Мальцев В.Ф. [37] як теоретичним шляхом, так і в результаті тривалих випробувань муфти.

На підставі експериментів Пилипенко М. Н. [54] рекомендує вибрати  $\alpha = 11 \dots 12^\circ$  у разі ведучої зірочки,  $\alpha = 12 \dots 13^\circ$  у разі ведучої обойми.

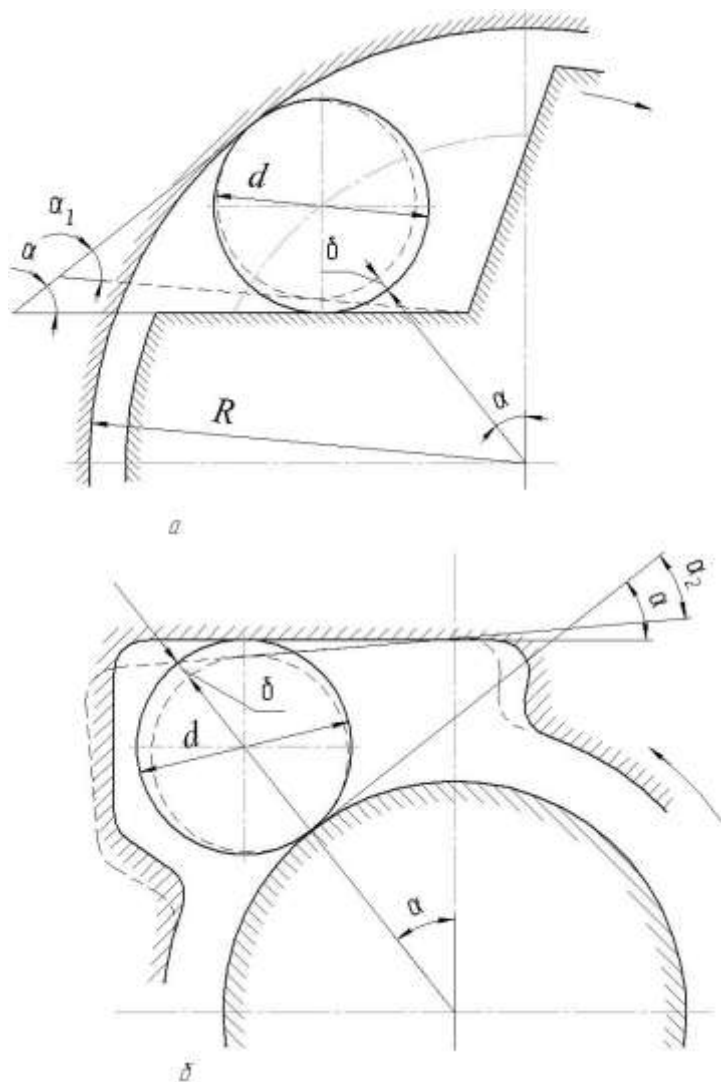


Рисунок 1.2.6 – Зміна кута заклинювання внаслідок деформації її деталей

Розглянемо схеми муфт, представлені на рис.1.2.7 [25, 29, ...].

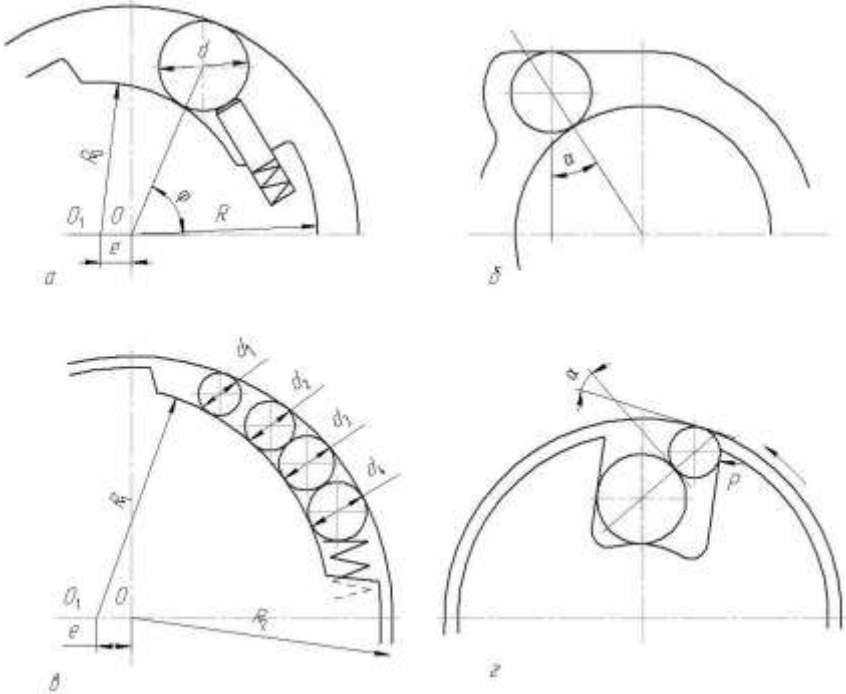


Рисунок 1.2.7 – Схеми роликів муфт вільного ходу

Механізм з геометричною схемою на рис.1.2.7, *a* отримав назву «механізму з ексцентриковим профілем зірочки» (він конструктивно відрізняється від механізму з ексцентриковими роликами). Тут зірочка має робочу поверхню у вигляді кривої змінної кривизни, а ролики виштовкуються до вузького місця штовхачами і пружиною.

Муфта з плоским профілем, але зовнішньою зірочкою показана на рис.1.2.7, *б*. Внутрішня пімуфта має циліндричну форму, а на зовнішній – виконано робочі поверхні у вигляді площин.

Механізм з груповим розташуванням роликів має геометричну схему, зображену на рис.1.2.7, *в*. Такі схеми застосовуються для підви-

щення навантажувальної здатності роликів муфт. Особливістю схеми є різні діаметри роликів і різні кути заклинювання. Щоб всі ролики сприймали навантаження, вони повинні бути в контакті не тільки з обоймою і зірочкою, але і між собою.

На рис.1.2.7,з представлена схема пристрою муфти з груповим розташуванням роликів, проте вона не має переваг перед муфтою з одиничними роликами щодо навантажувальної здатності. У цій конструкції ролики однакового або різного діаметру, в два або три ряди, розміщені у радіальних (або майже радіальних) пазах зірочки. Вектором  $P$  представлений притискний пристрій. Під час руху обойми проти годинникової стрілки вона є ведучою, а зірочка – веденою.

Як бачимо, у муфтах з циліндричними роликами або зовнішній, або внутрішній елемент має циліндричну форму; тільки у разі ексцентрикових роликів обидва елементи – циліндри, а самі ролики – не циліндричної форми.

#### 1.2.4. Вибір матеріалів і мастил

Велику роль в забезпеченні довговічності і надійності муфт грає чистота обробки контактуючих поверхонь зірочки, обойми і ролика. У разі швидкостей руху  $v < 6$  м/с рекомендується шорсткість не нижча 8-го класу, у разі  $v > 6$  м/с – 10-го класу.

Замість суцільному гартуванню слід віддати перевагу цементації з гартуванням або гартуванню струмами високої частоти, щоб твердість серцевини була в межах  $HRC$  35–45.

Для обойми зазвичай застосовують сталь 20X з глибиною цементації  $\delta$  залежно від її діаметру:

$$D = 32 \dots 200 \text{ мм,}$$

$$\delta = 0,8 \dots 1,8 \text{ мм.}$$

В результаті отримуємо твердість робочої поверхні в межах  $HRC$  59...60.

Для відповідальних механізмів застосовують леговані сталі, такі як: 40X (*HRC* 48), 12X3 (*HRC* 59), У10 (*HRC* 60...64), ШХ15 (*HRC* 59...63), 12ХНЗА (*HRC* 59...62), 20ХГНР (*HRC* 60...63).

Для зірочки, робоча ділянка якої схильна більшою мірою втомному руйнуванню, рекомендується дещо більша глибина цементації:

$$D = 32 \dots 200 \text{ мм,}$$

$$\delta = 1,0 \dots 2,0 \text{ мм.}$$

В результаті також отримуємо твердість робочої поверхні в межах *HRC* 59...60.

Відомі також муфти, що мають зірочки зі вставками. В якості матеріалу вставок зірочок застосовується твердий сплав Т15К6. Це дозволяє збільшити довговічність зірочки на 50...100%.

Для виготовлення роликів здебільшого застосовуються високоякісні сталі: ШХ15 (*HRC* 59...63), У8А (*HRC* 60...62), У10А (*HRC* 59...62), ХВГ (*HRC* 62).

Відомо також, що муфти із зірочками з плоским профілем чутливі до спрацювання роликів. У разі, якщо спрацювання ролика досягає всього 1,5%, то можлива поява пробуксовок муфти. Тому ролики підшипникової промисловості не придатні для муфт з плоским профілем. Зазвичай для виготовлення роликів застосовують сталь ШХ15, термічно обробляючи її до *HRC* 59...63, так само, як і для роликів підшипників. У разі невеликої кількості вмикань використовують сталь У8 (*HRC* 55...58), або сталі У8А (*HRC* 60...62), У10А (*HRC* 59...62), ХВГ (*HRC* 62) та інші.

Наголошуємо на тому, що довговічність муфт вільного ходу, окрім матеріалів і їх обробки (механічної і термічної), тісно пов'язана з відхиленнями від співвісності обойми і зірочки. Тому, разом із заходами по забезпеченню співвісності основних деталей треба встановлювати певні вимоги стосовно підвищення довговічності підшипників і класу точності їх виконання. Ураховуючи підвищені вимоги відносно співвісності півмуфт, традиційні муфти здебільшого монтуються на одному валу.

Щоб зменшити схильність довгих роликів до перекосів ставляться також підвищені вимоги під час експлуатації до вибору марки мастила та способу підведення його до зон тертя. Відомо, що мастило потрібне також для зменшення спрацювання і втрат потужності у муфтах під час вільного ходу, а в швидкохідних муфтах – і для відведення тепла.

У останньому випадку передбачається безперервне підведення і відведення мастила. Рекомендується здебільшого застосовувати рідкі мастила з низькою в'язкістю (наприклад, індустріальне 20). Крайшому проникненню мастила до зони контактуючих елементів сприяє конструкція муфти із зовнішньою зірочкою.

У разі невисоких колових швидкостей і не частих вмиканнях муфт можуть застосовуватися консистентні мастила такі ж, як в підшипниках кочення: солідол, литол тощо. Слід віддавати перевагу комбінованим мастилам (кальцієво–натрієвим та ін.), що допускають істотно вищу робочу температуру (до 130° С).

Узагальнюючи результати проведеного аналізу літературних джерел, маємо підставі стверджувати, що муфти вільного ходу знайшли широке розповсюдження у сучасному машинобудуванні і служать для автоматичного з'єднання та роз'єднання валів в залежності від напрямку їх відносних кутових швидкостей. Вони застосовуються у машинах автоматичної і напівавтоматичної дії, пускових пристроях, металообробних верстатах, підйомно–транспортних машинах, автомобілях, літаках, приладах, велосипедах, устаткованнях та інших механічних засобах.

Особливо високі вимоги ставляться до конструктивних виконань муфт вільного ходу, якщо вони застосовуються у коробках передач автомобілів. Це пояснюється тим, що сучасні автоматичні та автоматизовані передачі неможливо створити без надійного в дії, простого за конструкцією і довговічного механізму такого типу.

Проаналізувавши існуючі конструкції традиційних муфт вільного ходу та результати досліджень геометричних і кінематико-силових параметрів, можна прийти до висновку, що такі пристрої мають ряд характерних недоліків. Особливо через наявність значних контактних напружень між поверхнями півмуфт і заклиненіми між ними роликками, вони вимагають високої поверхневої твердості контактуючих елементів.

Окрім того, також необхідна висока технологічна точність виготовлення та якість обробки робочих поверхонь півмуфт та роликів. А конструкція муфт з пристроями для виштовхування роликів істотно її ускладнює. Вони здебільшого відрізняються наявністю спеціальних пружин для кожного заклинаючого елемента.

Перелічені технічні проблеми з традиційними муфтами підштовхнули авторів до спроби стосовно розробки нових конструкцій кулькових муфт вільного ходу, які на даний час розроблені та запатентовані науковцями Національного університету "Львівська політехніка". У даній монографії проводиться кінематичний, геометричний і силовий розрахунок характерніших нових муфт вільного ходу, які можуть бути застосовані у різноманітних галузях машинобудування.

## **РОЗДІЛ ДРУГИЙ**

# ***КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ РАДІАЛЬНОЇ ДІЇ***

---

---

### ***ГЛАВА 2.1*** **БУДОВА ТА ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ КУЛЬКОВИХ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ РАДІАЛЬНОЇ ДІЇ**

#### **2.1.1 Загальні положення**

Традиційні конструкції роликкових муфт вільного ходу мають суттєві недоліки. Власне на основі результатів проведеного аналізу, задля підвищення надійності та довговічності, пом'якшення вимог щодо точності виготовлення та монтажу їх елементів групою вчених Національного Університету „Львівська політехніка” і було розроблено низку конструкцій кулькових муфт вільного ходу, які захищені авторськими свідоцтвами та патентами на винахід [2...7].

Уніфікована принципова схема цих муфт має дві півмуфти з фланцями, або без них, на торцях яких нарізані пази для розміщення в них од-



нієї або декількох кульок. Пази для кульок можуть бути виготовлені безпосередньо на торцях валів, якщо їхні розміри достатні для цього. Форми пазів можуть бути прямолінійними чи криволінійними. Це залежить від конструкції муфти та вимог, що ставляться до неї.

У таких муфтах вільного ходу навантаження може передаватись за допомогою однієї кульки (чи декількох кульок), яка при вмиканні механізму пересувається до периферійного кінця паза веденої півмуфти, з'єднуючи її з ведучою і переводить муфту в робочий стан. Проведений попередній аналіз дозволяє стверджувати, що простота конструкції, технологічність та можливість виготовляти елементи даної муфти методом штампування без подальшої механічної обробки дає змогу суттєво зменшити затрати на їх виготовлення та монтаж.

На рис.2.1.1 наведена розроблена класифікація кулькових муфт вільного ходу за перерахованими ознаками. Необхідність проведення цієї класифікації обумовлено спрощенням розробки методики досліджень кулькових муфт, виконуючи її по групам.

За взаємним розташуванням геометричних осей валів, що з'єднуються, розрізняють два основних види кулькових муфт вільного ходу: для горизонтально розміщених валів та для вертикально розміщених валів.

За формою пазів можна розділити їх на муфти з прямими, з криволінійними пазами та пазами з проточками. За кількістю кульок розрізняють: муфти з однією та кількома кульками. За конструктивним виконанням розрізняють: муфти з пружним елементом і без нього.

Аналізуючи принцип роботи цих пристроїв і їх можливості застосування, переваг у використанні можна віддати муфтам для горизонтально розміщених валів, бо майже всі з них придатні до застосування і для вертикального чи похилого розташування валів без суттєвої зміни їх конструкції. Це свідчить про можливість широкого застосування цих механізмів у різних галузях техніки.

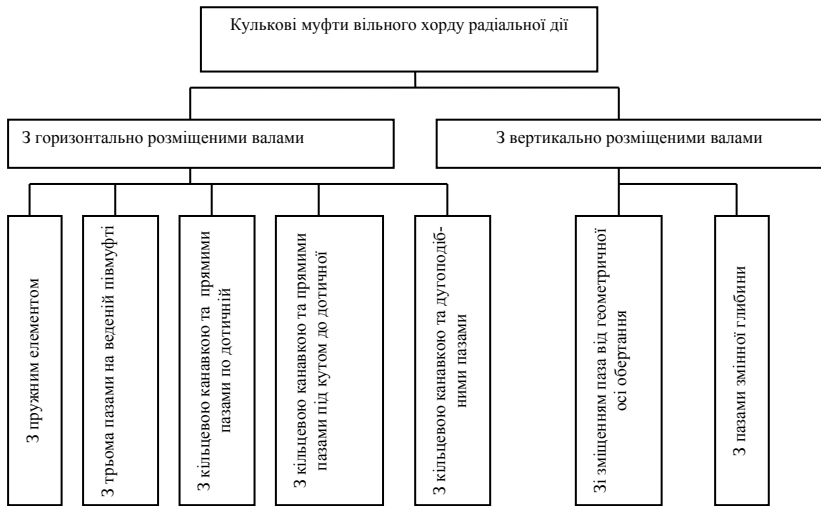


Рисунок 2.1.1 – Класифікація кулькових муфт вільного ходу радіальної дії

## 2.1.2 Принципові схеми та конструктивні особливості кулькових муфт вільного ходу радіальної дії

### 2.1.2.1. Кулькова муфта вільного ходу з пружним елементом

Принципова конструкція цієї муфти [2] наведена на рис.2.1.2. Вона містить обойму - 4, що охоплює кінці валів - 1 і 2, і засіб заклинювання у вигляді кульки - 3. Основною відмінністю даної муфти є те, що на обернених один до одного торцях валів виконано по одному дугоподібному пазу - 7 і 8 протилежного напрямку, що розташовані від центра до периферії (рис.2.1.2, б, в), а кулька - 3 встановлена по осі муфти в пазах валів і підпружинена пружним елементом - 5 у радіальному напрямку, який закріплюється гвинтом - 6.

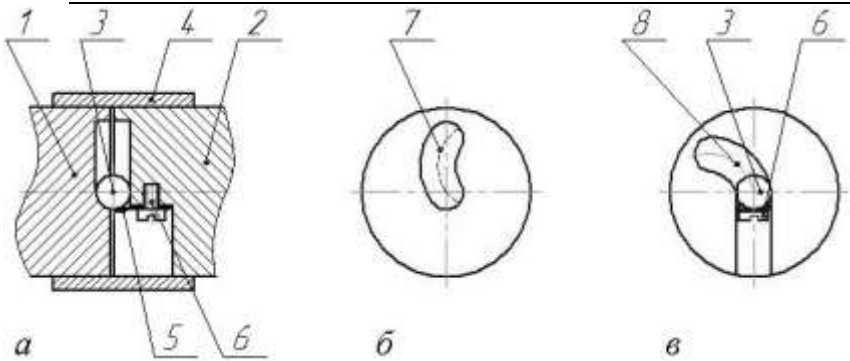


Рисунок 2.1.2 – Кулькова муфта вільного ходу з пружним елементом: *а* - розріз муфти; *б* - торець ведучої півмуфти; *в* - торець веденої півмуфти

Принцип роботи цієї муфти наступний. У разі передачі обертового моменту від ведучого вала до веденого за годинниковою стрілкою, кулька на початку виштовхується пружним елементом із центрального положення. Коли пази ведучого і веденого валів накладаються один на другий, кулька далі під дією відцентрової сили і сили тиску бокових поверхонь пазів пересувається до периферії. У разі досягнення кінців пазів, кулька тисне на поверхню паза веденого вала і примушує його обертатись. Тобто, муфта знаходиться у робочому стані, обертається як одне ціле і передає обертовий момент.

У разі зміни напрямку обертання ведучої півмуфти, або збільшення кутової швидкості веденої півмуфти, бокові поверхні пазів виштовхують кульку в центральне положення (рис.2.1.2,*а*), яка дещо деформує пружний елемент. Вали роз'єднуються і обертовий момент не передається. Муфта знаходиться в режимі холостого ходу.

Важливою перевагою цих муфт є те, що в них можна застосовувати стандартні кульки із кулькових підшипників, а вали виготовляти в достатньо широкому діапазоні діаметрів із вуглецевих якісних і легованих сталей з гартуванням і без гартування робочих поверхонь пазів. До недоліку можна віднести те, що вона немає можливості розмістити декілька кульок і вимагає наявності пружного елемента.

Пружний елемент утримує кульку в постійному стиканні з поверхнею пазів ведучого і веденого валів, а при можливості, виштовхує її з

центрального положення. Для забезпечення надійного вмикання муфти потрібно змістити кульку від центра обертання валів і проштовхнути її в паз веденого вала. Пружний елемент має найбільше навантаження при холостому ході муфти, коли, крім ваги кульки, на нього діє сила тиску бокових поверхонь пазів.

Надійний контакт кульки з боковими поверхнями пазів забезпечується пружним елементом, який розраховується за умови міцності на згин. Оскільки кулька знаходиться у центральному положенні (рис.2.1.3), то відцентрова сила відсутня, а умову можливості початку руху кульки можна записати у вигляді нерівності проєкцій всіх сил на вертикальну вісь

$$2N \sin \alpha > G + 2F_T \cos \alpha ; \quad (2.1.1)$$

де  $N$  – сила тиску бокової поверхні паза, що виштовхує кульку в периферійне положення;  $G$  – сила власної ваги кульки;  $F_T = Nf$  – сила тертя ковзання;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\alpha$  – кут між дотичними в точках контакту кульки з поверхнями пазів.

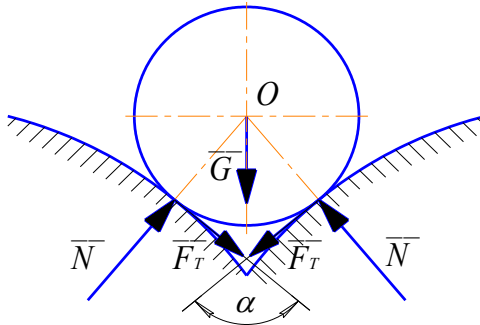


Рисунок 2.1.3 – Розрахункова схема сил, що діють на кульку

Нерівність (2.1.1) зручно записати у вигляді

$$2N(\sin \alpha - f \cos \alpha) > G.$$

Отже, кут між дотичними лініями до бокових поверхонь пазів півмуфт можна визначити з останньої нерівності

$$\alpha > \arcsin \left( \frac{G}{2N} + f \cos \alpha \right). \quad (2.1.2)$$

Одержана залежність кута  $\alpha$  має істотне практичне значення, що підтверджується безпосередньо принципом роботи муфти.

Умовою надійної її роботи буде початкове переміщення кульки пружиною на певну величину, тобто відхилення кульки від центрального положення, після чого бокові поверхні пазів і відцентрова сила, що діє на неї, виштовхують її до периферії. Тому і повинна виконуватись умова (2.1.2), бо сили, що виштовхують кульку до периферії будуть дещо більшими за сили тертя і вагу кульки. Діаметр кульки вибирають з умов контактної міцності, що розглядається у третьому розділі даної роботи.

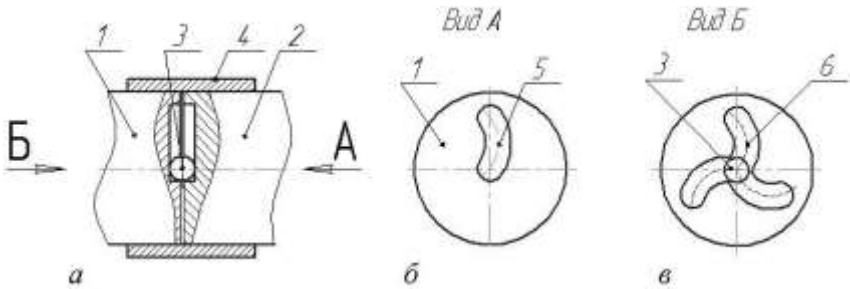
### 2.1.2.2. Кулькова муфта вільного ходу з трьома пазами на веденій півмуфті

Спрощена конструкція цієї муфти [3] зображена на рис.2.1.4. Муфта містить втулку - 4, що охоплює кінці ведучого - 1 і веденого - 2 валів, а також засіб заклинювання у вигляді кульки - 3. На торці ведучого вала виконано дугоподібний паз - 5 за напрямом дуги від центра до периферії (рис.2.1.4, б). Основною відмінністю даної муфти є те, що на торці веденого вала виконано не менше трьох, рівномірно розташованих, дугоподібних пазів 6, що сходяться в центрі обертання (рис.2.1.4, в). В цих пазах, як і в попередній муфті, розташована кулька.

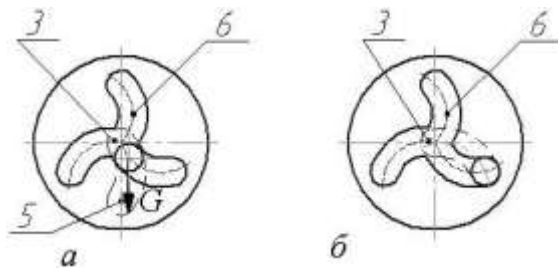
Принцип роботи муфти є подібний до попередньої, тобто у разі обертання ведучого вала за годинниковою стрілкою кулька розташовується в центрі обертання. Ведучий і ведений вали роз'єднані і обертальний момент не передається. Муфта працює в режимі холостого ходу (рис.2.1.4, в).

У разі зміни напрямку обертання ведучого вала кулька спочатку під дією власної ваги  $G$  зміщується від центрального положення в один із пазів (рис.2.1.5, а), що розташований нижче горизонталі, яка проходить через центр обертання муфти. Після чого боковими поверхнями пазів ведучого і веденого валів кулька виштовхується до периферії (рис.2.1.5, б). Крім дії цих поверхонь, переміщенню кульки сприяє відцентрова сила. У випадку досягнення периферійного кінця цих пазів, кулька буде тиснути

на ведений вал, примушуючи його обертатись разом з ведучим. Муфта буде працювати в робочому режимі і передавати обертальний момент.



**Рисунок 2.1.4 - Кулькова муфта вільного ходу з трьома пазами на веденій півмуфті: а - загальний вигляд; б - торець ведучої півмуфти; в - торець веденої півмуфти**



**Рисунок 2.1.5 - Схема процесу вмикання мути**

У разі зміни напрямку обертання ведучого вала кулька виштовхується боковими поверхнями пазів у центральне положення і роз'єднує вали, муфта знову переходить в режим холостого ходу.

Умовою надійного вмикання муфти є виконання на веденому валу не менше трьох, рівномірно розташованих, дугоподібних пазів. Тоді, один із пазів завжди буде знаходитись у нижньому положенні, яке є сприятливим для вкочування кульки в цей паз під дією її власної ваги, тому немає необхідності наводити умову вмикання її у роботу. Конструкція даної муфти є проста і технологічна. Перевагою її в порівнянні з попередньою є і те, що немає потреби в пружному елементі.

До недоліку можна віднести те, що обертальний момент вона передає також тільки однією кулькою.

### 2.1.2.3 Кулькова муфта вільного ходу з центральним глухим отвором

Конструктивні особливості муфт з центральним глухим отвором [4] наведені на рис.2.1.6. Такого типу муфта дозволяє передачу енергії здебільшого між вертикально розташованими валами, а після збільшення кількості пазів веденої півмуфти, або швидкості обертання ведучої півмуфти, вона може застосовуватись і у інших випадках.

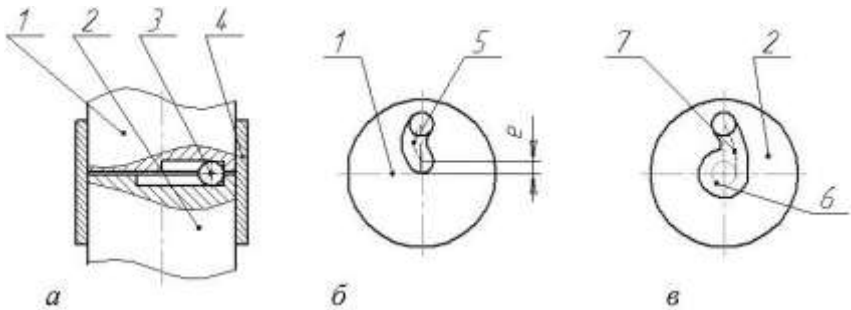


Рисунок 2.1.6 - Кулькова муфта вільного ходу з центральним глухим отвором: *а* - загальний вигляд; *б* - торець ведучої півмуфти; *в* - торець веденої півмуфти

Дана муфта складається з ведучої півмуфти - 1, на торці якої міститься спіралеподібний паз - 5, що виконаний зі зміщенням від геометричної осі муфти в напрямку периферії на величину  $e$ , веденої півмуфти - 2, на торці якої виконано центральний глухий отвір - 6, по дотичній до якого виконано паз - 7 з протилежною до паза ведучої півмуфти кривизною. В пазу ведучої півмуфти вміщено кульку - 3. Кінці валів, або півмуфт, встановлюються в обойму - 4 для кращого їх центрування. Величина пе-

рекриття паза ведучої півмуфти та центрального отвору веденої півмуфти мусить бути рівна діаметру кульки (рис.2.1.6).

Дана муфта, як і попередні, може працювати у двох режимах. Наприклад, при обертанні ведучої півмуфти за годинниковою стрілкою кулька ковзає по зовнішній поверхні центрального глухого отвору без заходження у паз веденої півмуфти. Вали роз'єднуються, обертальний момент не передається. Муфта працює в режимі холостого ходу (рис.2.1.7,а).

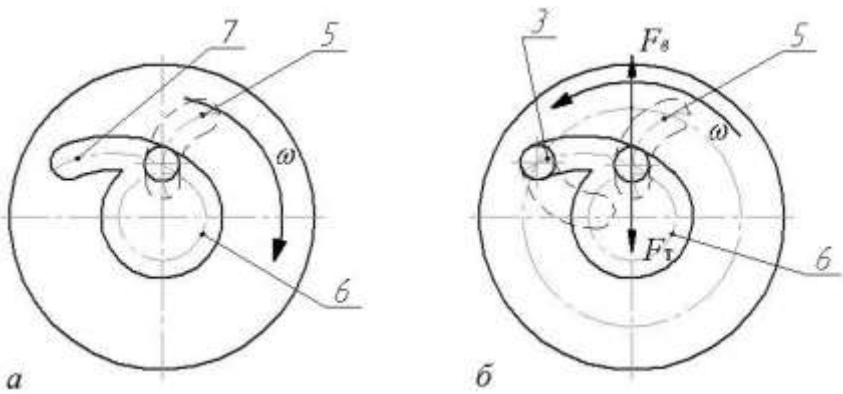


Рисунок 2.1.7 - Взаємне розташування пазів півмуфт: а - під час вимикання муфти, б - під час вмикання муфти

У робочий стан муфта переводиться автоматично при обертанні ведучої півмуфти проти годинникової стрілки. Тоді кулька під дією відцентрової сили, що виникає під час обертання, виштовхується в паз веденої півмуфти. Як тільки кулька ввійде в цей паз, далі до відцентрової сили додається тиск бокових поверхонь пазів, що сприяє процесу проштовхування її до периферії і вмиканню муфти. При досягненні кінця даного паза кулька тисне на ведену півмуфту, яка починає обертатись і передавати обертальний момент. Муфта буде працювати в робочому режимі (рис.2.1.7, б).

Розглянемо деякі силові та кінематичні співвідношення. Умовою вмикання муфти у робочий стан при будь-якому взаємному розташуванні пазів півмуфт є наступна нерівність



$$F_B > F_T; \quad (2.1.3)$$

де  $F_B = m\omega^2 r$  – відцентрова сила;  $F_T = mgk$  – сила тертя кочення;  $m$  – маса кульки;  $\omega$  – кутова швидкість ведучого вала;  $r$  – початковий радіус обертання кульки (рис. 2.1.9, б);  $k$  – коефіцієнт тертя кочення;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Після перетворення (2.1.3) отримаємо наступну нерівність, яка є умовою вмикання муфти у робочий стан

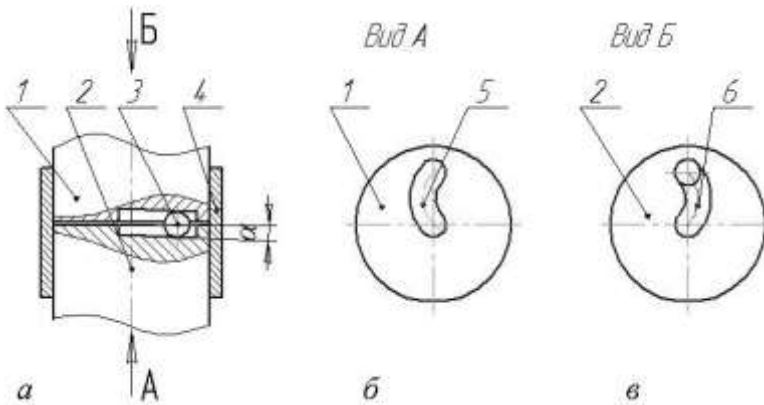
$$r > \frac{gk}{\omega^2}. \quad (2.1.4)$$

Використовуючи залежність (2.1.4), можна вибирати радіус глухого отвору веденої півмуфти, що забезпечує надійне вмикання механізму у роботу при заданій кутовій швидкості ведучої півмуфти. Діаметр кульки вибирають з умов міцності, що розглядаються у третьому розділі. Основна відмінність даної муфти полягає у зміщенні паза ведучої півмуфти в напрямку периферії і виконанні на веденій півмуфті глухого центрального отвору. Ці прості засоби суттєво розширюють сферу застосування подібних механізмів. Для збільшення навантажувальної здатності така конструкція муфти дозволяє збільшення кількості кульок та пазів півмуфти.

#### 2.1.2.4. Кулькова муфта вільного ходу з пазами змінної глибини

Цікавим технічним рішенням є наступне з'єднання вертикально розташованих валів. Принципова схема цієї кулькової муфти вільного ходу [5] зображена на рис. 2.1.8. Вона містить ведучу - 1 і ведену - 2 півмуфти, або просто кінці валів, які охоплюються втулкою - 4, і кульку - 3, що розташована між ними. На обернених один до одного торцях валів виконано по одному дугоподібному пазу - 5 і 6 протилежного напрямку. Глибина пазів змінюється від центра півмуфт до периферії. В нижній півмуфті вона збільшується, а у верхній - зменшується, але в сумі постійна і рівна практично діаметру кульки, оскільки зазор між торцями валів дуже малий і для зручності його можна знехтувати. Кулька встановлена в пазах півмуфт. Ведучою може бути як верхня, так і нижня півмуфта.

Аналогічно попередній муфті, при передачі обертового моменту від ведучої півмуфти за годинниковою стрілкою кулька початково під власною вагою скочується по похилій поверхні паза нижньої півмуфти від центрального положення. Коли ділянки пазів півмуфт накладаються одна на одну, кулька попадає в паз нижньої півмуфти і далі під дією відцентрової сили і сил тиску бокових поверхонь пазів півмуфт пересувається до периферії. При досягненні кінця цих пазів кулька замикає півмуфти і муфта обертається як одне ціле, тобто працює в робочому режимі і передає обертовий момент.



**Рисунок 2.1.8 - Кулькова муфта вільного ходу з пазами змінної глибини:**  
***a* - загальний вигляд; *б* - торець ведучої півмуфти; *в* - торець веденої півмуфти**

При зміні напрямку обертання бокові поверхні пазів півмуфт виштовхують кульку в центральне положення. Внаслідок чого півмуфти роз'єднуються і передавання обертового моменту стає неможливим. Муфта переходить в холостий режим роботи.

Можливість вмикання муфти забезпечується виконанням пазів зі змінною глибиною. Для надійного вмикання муфти потрібно забезпечити початкове відхилення кульки від осі обертання. Сили, що діють на кульку на початку її руху, наведені на розрахунковій схемі (рис.2.1.9). Кулька котиться по пазу, що нахилений під кутом  $\alpha$  до горизонталі, під дією власної ваги. Оскільки в початковому положенні кулька знаходиться у

центральному положенні, то відцентрова сила рівна нулю, а умовою скоочування кульки є наступне співвідношення

$$G \sin \alpha > F_T; \quad (2.1.5)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу пазів.

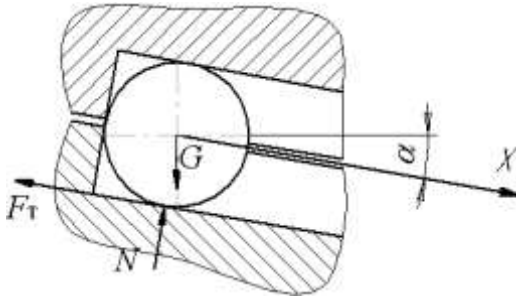


Рисунок 2.1.9 - Розрахункова схема початкового стану муфти

Силу тертя кочення знаходимо з рівняння

$$F_T = mg \cos \alpha. \quad (2.1.6)$$

Підставивши рівняння (2.1.6) в нерівність (2.1.5), отримаємо умову скоочування кульки по поверхні пазів

$$\alpha > \arctg k. \quad (2.1.7)$$

Для вмикання муфти потрібно відхилити кульку від центрального положення, бо далі кулька виштовхується до периферії боковими поверхнями пазів. Тому, похила ділянка може бути виконана тільки біля центрального положення кульки. Далі пази здебільшого можуть мати горизонтальну ділянку.

Діаметр кульки вибирають з умов міцності, що розглядаються в третьому розділі. Основною відмінністю даної муфти є те, що глибина пазів змінюється від центра півмуфт до периферії: в нижній півмуфті вона збільшується; а у верхній - зменшується. Конструкція даної муфти є проста і технологічна, немає необхідності в пружному елементі. Основним недоліком її є те, що обертальний момент передається однією кулькою.

### 2.1.2.5. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом

Конструкція кулькової муфти вільного ходу з кільцевим пазом на веденій півмуфті зображена на (рис.2.1.10). Дана конструкція розроблена на основі ретельного аналізу принципів схем описаних вище кулькових муфт вільного ходу. Вона складається з ведучої півмуфти - 1, на торці якої виконано пази - 4 зі зміщенням від геометричної осі муфти до периферії (рис.2.1.10,б), та веденої півмуфти - 2. На торці веденої півмуфти виконано кільцевий паз - 5 (рис.2.1.10,в) і дотичні пази - 6, що відходять від кільцевого паза. В пазах ведучої півмуфти розміщено кульки - 3. Кількість пазів відповідає кількості кульок та залежить від геометричних параметрів муфти. Глибина пазів півмуфт також погоджується з діаметром кульки. Пази ведучої півмуфти можуть бути різної конфігурації: прямі дугоподібні тощо. На рис.2.1.10,б зображено торець ведучої півмуфти з прямими пазами.

Принцип роботи цієї муфти є подібний попереднім.

Під час обертання ведучої півмуфти за годинниковою стрілкою (рис.2.1.11) кулька під дією відцентрової сили, що виникає у разі обертання оскільки вона зміщена від осі муфти на певну величину, виштовхується у найближчий дотичний паз веденої півмуфти. Далі, під дією тиску бокових поверхонь пазів півмуфт і відцентрової сили, кульки досягають периферійних кінців відповідних пазів і тиснуть на ведену півмуфту, яка починає обертатись. Механізм буде працювати в робочому режимі і передавати потужність від двигуна до робочого органу машини.

Під час обертання ведучої півмуфти у протилежному напрямку, кульки, як і в попередніх муфтах, виштовхуються боковими поверхнями пазів півмуфт у кільцевий паз. Ковзаючи по кільцевому пазу, кульки порушують зв'язок між півмуфтами і переводять муфту в режим холостого ходу. Автоматичне роз'єднання валів відбувається і у випадку, коли з технічних причин або за технологічним процесом ведена півмуфта матиме більшу кутову швидкість ніж ведуча, тобто передача потужності у зворотному напрямку є неможливою.

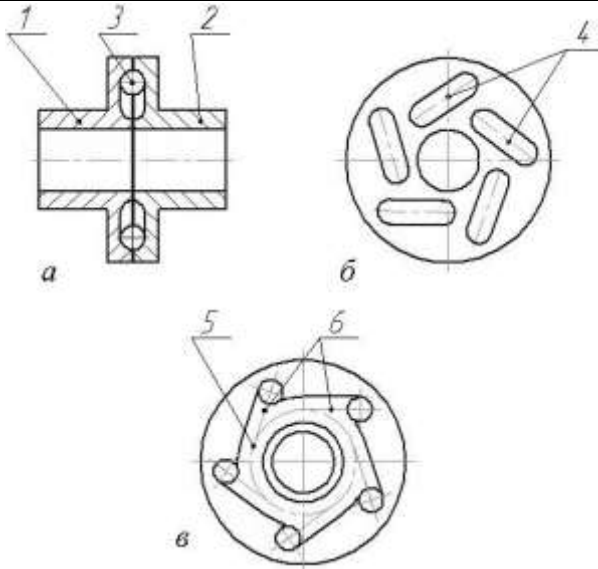


Рисунок 2.1.10 - Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом на веденій півмуфті:  
 а - загальний вигляд; б – вигляд торця ведучої півмуфти; в – вигляд торця веденої півмуфти



Рисунок 2.1.11 - Взаємне розташування пазів півмуфт під час зачеплення (пази ведучої півмуфти наведено пунктирними лініями)

Наявність не менше трьох дотичних пазів створює умови, за яких при будь-якому розташуванні веденої півмуфти один з пазів знаходиться

у сприятливому для зачеплення нижньому положенні. Це також дає можливість застосування муфти як при вертикальному, так і при горизонтальному чи похилому розташуванні валів. А виконання на ведучій півмуфті двох і більше пазів, в яких розміщена така ж кількість кульок, сприяє збільшенню обертальних моментів. Таке конструктивне виконання кулькової муфти вільного ходу підвищує також надійність її вмикання та несучу здатність.

Найважливішим періодом роботи муфти вільного ходу є вмикання, у традиційних роликкових муфт – це заклинення, а у даних муфт – це зачеплення. Отже, для забезпечення надійного вмикання муфти потрібно: щоб при будь-якому положенні на кульку діяла така відцентрова сила, яка була б більшою за сили опору. Оскільки, відцентрова сила залежить від радіуса кола обертання кульки в початковий момент руху та кутової швидкості вала двигуна привода, то вибираючи ці параметри можна значно підвищити якісні показники вмикання муфти. У випадку малої швидкості обертання двигуна привода, підвищення цих показників муфти можна отримати, застосувавши пружний елемент для виштовхування кульки у дотичний паз веденої півмуфти. Такий варіант є можливий, хоча при цьому дещо ускладнюється конструкція муфти.

У разі відсутності пружних елементів пропонується застосування трьох і більше кульок, розташованих рівномірно в пазах ведучої півмуфти. Тоді, за будь-якого положення півмуфт, хоча б одна з кульок буде знаходитись у сприятливому для вмикання положенні. Тобто, у разі знаходження кульки в нижньому положенні відцентрова сила і сила власної ваги кульки будуть співпадати за напрямком, що істотно підвищує можливість її заочухання у дотичний паз веденої півмуфти.

### **2.1.3. Силкові параметри кулькових муфт вільного ходу**

Для визначення раціональних розмірів основних елементів кулькової муфти вільного ходу і доведення до впровадження її у виробництво необхідно проведення всебічного дослідження кінематичних характеристик та геометричних параметрів, що визначають деякі критерії її працездат-

ності. Розв'язок задачі з дослідження кінематично-геометричних характеристик виконаємо для кулькової муфти вільного ходу, принципова схема якої подана на рис. 2.1.10.

Під час експлуатації муфти кульки (або кулька) можуть знаходитись у різних станах, а саме: перекочуються по кільцевому пазу під час холостого ходу; рухаються по дотичних пазах веденої півмуфти до периферії; заклинилися у кінцях цих пазів і передають робоче навантаження; виштовхуються з дотичних пазів у кільцевий паз. Найбільш цікавим є другий стан, який починається від входження кульки у дотичний паз веденої півмуфти та закінчується тоді, коли кулька доходить до його периферійного кінця. Попередньо можна стверджувати, що на протязі цього процесу рух кульки є нерівномірний. З рис.2.1.12 є очевидним, що основні характеристики цього руху залежать від геометричних параметрів пазів та кутової швидкості ведучої півмуфти. При збільшенні кутової швидкості ведучого вала на веденій півмуфті можна виконати кільцевий паз меншого радіусу. Тому, виникає необхідність визначення залежності між цими параметрами. Так, як початок паза ведучої півмуфти є зміщеним відносно центру обертання муфти, то вже на початку руху кульки виникає відцентрова сила, яка виштовхує її в дотичний паз веденої півмуфти. Крім цієї сили на кульку ще діє сила власної ваги та сили взаємодії між кулькою та боковими поверхнями пазів. Тобто, в проміжних положеннях кулька знаходиться під дією декількох сил. При її відхиленні до периферії значення відцентрової сили збільшиться, бо збільшиться віддаль від центра обертання до центра кульки. Отже, доцільно розглянути випадок, коли сили, що сприяють руху, будуть мінімальними, тобто початок входження кульки в дотичний паз веденої півмуфти. При чому, першопочатково вважаємо, що на кульку діють тільки відцентрова сила та сила власної ваги (силами тертя кочення нехтуємо у зв'язку з їх незначною величиною), тобто силова взаємодія така, як наведено на рис.2.12. Оскільки кулька рухається у вертикальній площині, то сили тертя будуть мінімальними і ними можна знехтувати. При обертанні кульки ці сили можуть співпадати за напрямком, бути протилежними, та утворювати деякий кут між своїми векторами.

Для будь-якого положення кульки завжди можна визначити рівнодійну силу  $F_{Ri}$ , яка дорівнює

$$\vec{F}_{Ri} = \vec{F}_{Bi} + \vec{G}, \quad (2.1.8)$$

де  $F_{Bi}$  – відцентрова сила, що діє на кульку під час руху;  $G$  – сила її власної ваги.

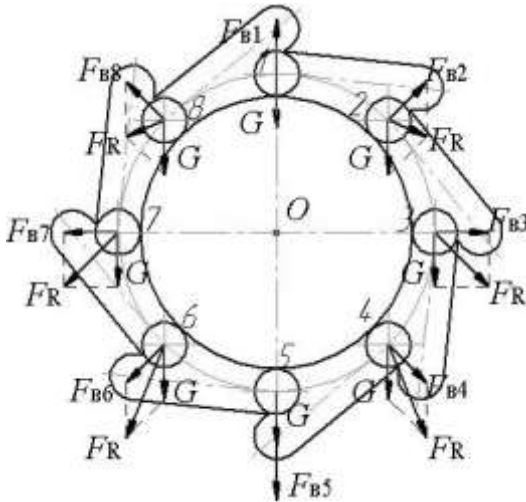


Рисунок 2.1.12 - Розрахункова схема сил, що діють на кульки

Умовою нормальної роботи муфти є  $F_{Ri} > 0$ . Із рис.2.1.12 видно, що ця умова виконується для всіх положень за винятком положення 1, для якого додатково необхідне таке співвідношення між модулями сил

$$F_{Bi} > G. \quad (2.1.9)$$

Отже, якщо дотичний паз на веденій півмуфті знаходиться у положенні 1, то потрібно прикласти до кульки найбільше зусилля, щоб вона попала у цей паз. Це зусилля можна отримати з умови (2.1.9). Виходячи з цієї умови, можна встановити залежність мінімальної кутової швидкості веденої півмуфти від радіуса кільцевого паза. Відомо, що модулі цих сил дорівнюють:

$$F_{Bi} = m r_k \omega^2; \quad G = mg,$$

де  $\omega$  – кутова швидкість ведучої півмуфти;  $r_k$  – радіус кільцевого паза.



Тоді із умови (2.1.9) отримаємо наступну нерівність

$$\omega > \sqrt{\frac{g}{r_k}} . \quad (2.1.10)$$

За умовою (2.1.10) будемо графік залежності між кутовою швидкістю ведучої ланки та радіусом кільцевого паза веденої ланки (рис.2.1.13). З графіка видно, що при збільшенні кутової швидкості ведучої півмуфти, на веденій півмуфті можна виконати кільцевий паз меншого радіуса. Відтак, знаючи кутову швидкість, за графіком можна підібрати радіус кільцевого паза веденої півмуфти, при якому вмикання муфти буде відбуватись у будь-якому положенні [56]. Після, взявши за основу розміри кільцевого паза, конструктивно вибираються основні геометричні параметри муфти.

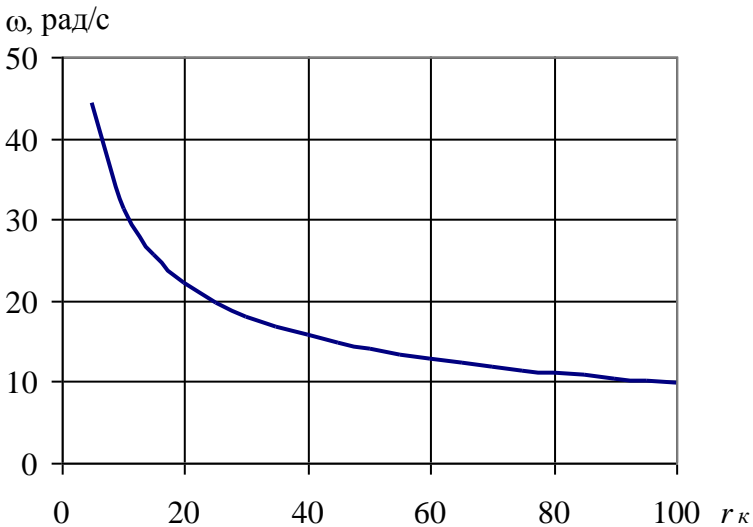


Рисунок 2.1.13 - Залежність радіуса кільцевого паза від кутової швидкості ведучої півмуфти

З графіка видно, що у проміжку від 0 до 15 рад/с кутова швидкість ведучої ланки суттєво впливає на розміри кільцевого паза веденої ланки, а починаючи з 20 рад/с цей вплив значно послаблюється.

Зі збільшенням швидкості обертання надійність вмикання муфти зростає та виникає можливість зменшення радіуса кільцевого паза, що, в свою чергу, дозволяє зменшити габарити всієї муфти.

Графік (рис.2.1.13) залежності  $\omega$  від  $r_k$  має практичне значення для раціонального вибору кінематично-геометричних характеристик кулькових муфт вільного ходу. Це можна здійснити наступним чином. Знаючи кутову швидкість ведучої півмуфти  $\omega$ , з графіка вибираємо необхідний радіус  $r_k$ . Тоді віддаль від центра муфти до центра кульки в заклиненому положенні

$$R = r_k + d. \quad (2.1.11)$$

Після чого зовнішній радіус муфти

$$r_1 = R + 0,5d + (3...5) \text{ мм}. \quad (2.1.12)$$

Отже, на основі порівняльного аналізу існуючих механізмів вільного ходу розроблено конструкції нових кулькових муфт вільного ходу з підвищеними технологічними та експлуатаційними показниками стосовно істотного спрощення їх конструкцій, підвищення надійності тощо. На ці конструктивні виконання кулькових обгінних муфт отримано позитивні рішення про видачу патенту на винахід та патенти України. Під час теоретичних досліджень встановлено залежність між кутовою швидкістю ведучої ланки та радіусом кільцевого паза веденої півмуфти, яка визначена аналітично та подана у вигляді графіка для зручності використання отриманих важливих результатів на практиці.

## ГЛАВА 2.2

# НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ЕЛЕМЕНТІВ КУЛЬКОВИХ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ РАДІАЛЬНОЇ ДІЇ

### 2.2.1. Силова взаємодія між елементами муфти

У попередній главі розглянуто геометричні та кінематичні характеристики кулькових муфт вільного ходу в основному з точки зору їх вмикання у роботу. Тут розглянемо ці муфти для випадків, коли кулька рухається по пазу до периферії та знаходиться у зачепленні. При робочому режимі муфти кулька (чи кульки) передає повний обертальний момент від ведучої півмуфти до веденої. Тому, вона є найбільш навантаженою ланкою, що зв'язує вали, які передають обертальний момент. Це навантаження може діяти протягом значного періоду роботи машини. Значення напружень, що виникають, і їх вид залежать від характеру контакту кульки з поверхнями кінців пазів півмуфт. Отже, форма цих пазів, особливо їх периферійних кінців, є визначальним фактором для стабільної роботи механізму. Якщо припустити, що обертальний момент, який передається муфтою, є сталою величиною, то в робочому стані з боку ведучої півмуфти на кульку діє колова сила (рис.2.2.1)

$$F_t = \frac{T_k}{R}, \quad (2.2.1)$$

де  $T_k$  - обертальний момент, що передається муфтою і дорівнює моменту опору з боку веденої півмуфти (рис.2.2.1);  $R$  – радіус кола центрів кульки у заклиненому стані.

Відцентрова сила, що діє на кульку при обертанні муфти в заклиненому положенні, також залежить від величини  $R$

$$F_g = mR\omega^2, \quad (2.2.2)$$

де  $m$  – маса кульки;  $\omega$  – кутова швидкість муфти.

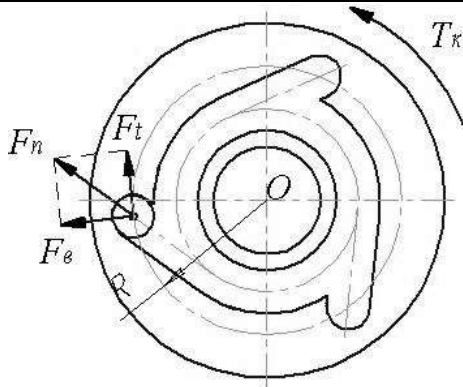


Рисунок 2.2.1 - Розрахункова схема сил у робочому стані муфти

Дані навантаження діють тоді, коли кулька знаходиться в зачепленні, тобто муфта передає обертальний момент через одну кульку. Залежності (2.2.1) і (2.2.2) мають місце при визначенні навантажувальної здатності муфти. Проте, важливим періодом роботи є вмикання муфти, на протязі якого, внаслідок швидкої зміни кутових швидкостей веденої та ведучої ланок, виникають додаткові навантаження, що мали б впливати на міцність елементів кулькових муфт, і тому виникає необхідність дослідження цих явищ.

## 2.2.2. Методика розрахунків на міцність кулькових муфт вільного ходу

Проведений аналіз показує, що найбільш слабким місцем цих муфт є кулька, яка передає обертальний момент від ведучої до веденої ланки, периферійні кінці пазів та дещо у меншій мірі бокові поверхні пазів. Величина напружень та їх вид залежать від характеру контакту кульок з периферійними поверхнями пазів півмуфт. Тому форма пазів, особливо їх периферійних кінців в значній мірі впливає на розподіл навантаження контактуючих елементів, що дотикаються по різних поверхнях, або в точках. Максимальну площу поверхні контакту можна отримати при

сферичних кінцях пазів. В цьому випадку радіус сфери паза повинен бути близьким до радіуса кульки. Тоді, враховуючи величину зазору між півмуфтами, контактною поверхнею буде майже повна половина поверхні кульки. На цій поверхні матимуть місце напруження зминання, а практично у діаметральному перерізі кульки будуть виникати напруження зрізу.

Для цього випадку розрахункову схему приймаємо такою, що наведена на рис.2.2.2, спираючись на симетричність робочих зон.

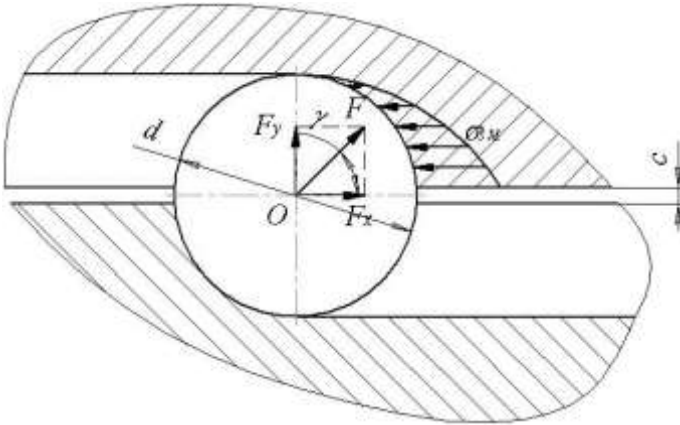


Рисунок 2.2.2 – Сили та напруження, що діють на кульку

Силу взаємодії кульки з поверхнею паза веденої півмуфти можна розкласти на дві складові. Сила  $F_t$  лежить у площині дії обертального моменту  $T_k$  і направлена по дотичній до кола обертання центра мас кульки у її периферійному положенні. Вона визначається за відомою формулою

$$F_t = \frac{T_k}{R}. \quad (2.2.3)$$

Складова сила  $F_y$  є перпендикулярною до робочої поверхні півмуфт і паралельна геометричній осі муфти. Вона виражається через силу  $F_x$  та кут  $\gamma$  між нормальною силою  $F$  і площиною дії обертального моменту  $T_k$

$$F_y = F_x \operatorname{tg} \gamma = F_x \frac{c}{d}. \quad (2.2.4)$$

Наявність цієї сили вимагає жорсткого фіксування півмуфт в осьовому напрямку. У випадку виконання периферійних кінців пазів сферичними, контакт кульки з півмуфтами буде відбуватись по площині. Вектор рівнодійної сили  $F$  цьому випадку буде напрямлений до центру площі контакту (рис.2.2.2). Осьова сила суттєво збільшиться, оскільки збільшиться кут  $\gamma$ , який знайдемо із наступної залежності

$$\gamma = 45^\circ + 0,5 \arcsin\left(\frac{c}{d}\right). \quad (2.2.5)$$

В цьому випадку розрахунок на зминання базується на загальному принципі.

На основі того, що лінія рівнодійної сили проходить через центр кульки, можна рахувати, що вона прикладається в точці  $O$  (рис.2.2.2). Крім того, вважаємо, що напруження розподіляються рівномірно по поверхні контакту.

Напруження зминання із умови міцності при поверхневому зминанні (для випадку сферичних кінців пазів)

$$\sigma_{зм} = \frac{T_k}{RA} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.2.6)$$

де  $[\sigma_{зм}]$  - менше з двох допустимих напружень зминання елементів, що контактують;  $A$  – площа поверхні зминання.

Беручи до уваги зроблені вище припущення площу поверхні зминання визначаємо за формулою

$$A = 0,5 \left( \frac{\pi d^2}{4} - dc \right). \quad (2.2.7)$$

де  $c$  - величина зазору між півмуфтами.

Тоді, для визначення напруження зминання отримаємо наступну формулу

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_k}{Rd \left( \frac{\pi d^2}{4} - c \right)} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.2.8)$$

Якщо радіус сферичної поверхні периферійних кінців пазів півмуфт є дещо більшим за радіус кульки, то нормальні напруження на площадці

контакту будуть розподілені по півсфері. Найбільше значення напруження виникає у центрі площадки контакту (рис.2.2.3).

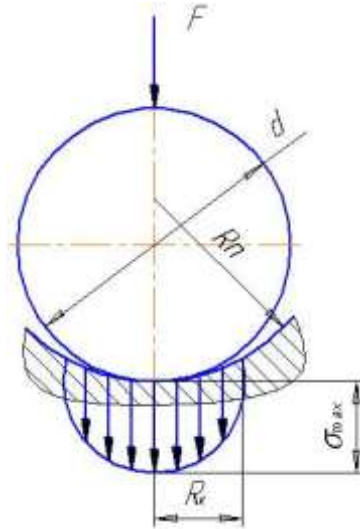


Рисунок 2.2.3 - Контакт кульки і сферичної поверхні паза

$$\sigma_{\max} = 0,388_3 \sqrt{4F \frac{E_1^2 E_2^2}{(E_1 + E_2)^2} \frac{4(R_n - 0,5d)^2}{d^2 R_n^2}}. \quad (2.2.9)$$

де  $E_1$ ,  $E_2$  - модулі пружності матеріалів кульки і півмуфти;  $R_n$  - радіус сферичної поверхні периферійних кінців пазів півмуфт.

Радіус площадки контакту визначається за відомою формулою

$$R_k = 0,88_3 \sqrt{F \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{2}{d} - \frac{1}{R_n}}}. \quad (2.2.10)$$

У випадку, коли радіуси контактуючих поверхонь є однаковими можемо припустити, що напруження у зоні контакту розподіляються за параболічним законом (рис.2.2.4), тобто

$$\sigma = a\phi^2 + b\phi + c; \quad (2.2.11)$$

де  $a, b, c$  - коефіцієнти, що залежать від площі поверхні контакту;  $\phi$  – кут-координата.

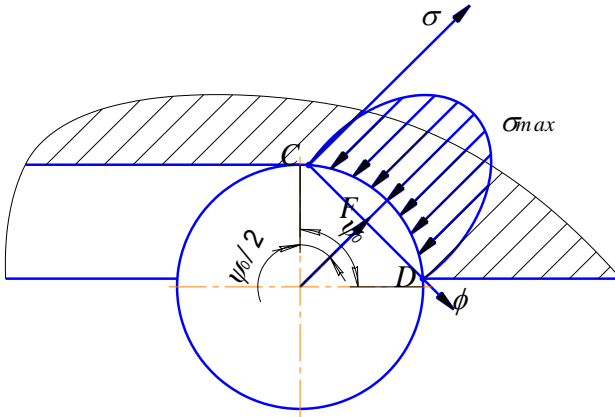


Рисунок 2.2.4 - Розподіл напружень у зоні контакту кульки і сферичної поверхні паза

З граничних умов у точках  $C$  і  $D$  (рис. 2.2.4) визначимо параметри цієї залежності:

- у точці  $C$  – кут  $\phi=0, \sigma=0$ ;

$$a \cdot 0^2 + b \cdot 0 + c = 0; c = 0. \quad (2.2.12)$$

- у точці  $D$  – кут  $\phi = \psi_0, \sigma = 0$ .

З урахуванням граничних умов (2.2.12) із (2.2.11) отримаємо:

$$a\psi_0^2 + b\psi_0 = 0; b = -a\psi_0, \quad (2.2.13)$$

де  $\psi_0$  - кут, що характеризує розподіл напружень у зоні контакту кульки з веденою півмуфтою.

Тоді рівняння (2.2.11) набуває вигляд

$$\sigma = a\phi^2 - a\psi_0\phi. \quad (2.2.14)$$

Оскільки зона контакту кульки і поверхні паза веденої півмуфти сферична і обмежена кутом  $\psi_0$ , то площа поверхні контакту дорівнює

$$A = \frac{A_k}{2\pi} \psi_0 = 0,5d\psi_0^2, \quad (2.2.15)$$



де  $A_k = \pi d^2$  - площа перерізу кульки.

Сила, що діє на кульку в зоні контакту, описується наступним загальним виразом

$$F = \iint_S \sigma dA. \quad (2.2.16)$$

Після підстановки виразу (2.2.15), рівняння (2.2.16) прийме вигляд

$$F = \frac{d^2}{2} 2\int_0^{\psi_0/2} \sigma d\phi = d^2 \int_0^{\psi_0/2} (a\phi^2 - a\psi_0\phi) d\phi. \quad (2.2.17)$$

Інтегруючи рівняння (3.17), отримаємо

$$\begin{aligned} \int_0^{\psi_0/2} (a\phi^2 - a\psi_0\phi) d\phi &= \int_0^{\psi_0/2} \left( \frac{1}{3} a\phi^3 - \frac{1}{2} a\psi_0\phi^2 + c_1 \right) \Big|_0^{\psi_0/2} d\phi = \\ &= \int_0^{\psi_0/2} \left( \frac{1}{24} a\psi_0^3 - \frac{1}{8} a\psi_0^3 + c_1 - c_1 \right) d\phi = -\frac{a}{12} \psi_0^3 \int_0^{\psi_0/2} d\phi = \\ &= \left( -\frac{a}{12} \psi_0^3 \phi + D \right) \Big|_0^{\psi_0/2} = -\frac{a}{12} \psi_0^3 \frac{\psi_0}{2} + D - D = -\frac{a}{24} \psi_0^4. \end{aligned} \quad (2.2.18)$$

Підставимо вираз (2.2.18) у рівняння (2.2.17), дістанемо

$$F = -\frac{a}{24} d^2 \psi_0^4, \quad (2.2.19)$$

або

$$a = -\frac{24F}{d^2 \psi_0^4}. \quad (3.20)$$

Рівняння для визначення напружень отримає вигляд

$$\sigma = -\frac{24F}{d^2 \psi_0^4} \phi^2 + \frac{24F}{d^2 \psi_0^4} \phi. \quad (2.2.21)$$

Найбільші напруження виникають у центрі зони контакту, тобто у разі:

$$\phi = \frac{\psi_0}{2}, \quad \sigma_{\max} = -\frac{24F}{d^2 \psi_0^4} \left( \frac{\psi_0}{2} \right)^2 + \frac{24F}{d^2 \psi_0^4} \frac{\psi_0}{2} = \frac{6F}{d^2 \psi_0^2}. \quad (2.2.22)$$

Рівняння (2.2.21) і (2.2.22) дозволяють визначити розподіл напружень у зоні контакту кульки з поверхнею сферичного кінця паза веденої півмуфти у випадку, коли їх радіуси однакові.

У випадку, коли контакт відбувається по лінії утворюється деформація зсуву, що буде мати місце у поперечному перерізі кульки, яке близьке до центрального. Площа перерізу дорівнює

$$A_{зр} = \frac{\pi}{4}(d^2 - c^2). \quad (2.2.23)$$

Напруження зрізу визначаємо за відомою формулою

$$\tau_{зр} = \frac{4T_{\kappa}}{\pi R(d^2 - c^2)} \leq [\tau_{зр}]. \quad (2.2.24)$$

де  $\tau_{зр}$ ,  $[\tau_{зр}]$  – розрахункове та допустиме дотичні напруження при зрізі.

Вважаємо, що напруження розподіляються рівномірно по поверхні контакту.

У випадку, коли периферійні кінці пазів півмуфт мають циліндричну форму їх контакт з кулькою здійснюється по лінії. В цьому разі максимальне контактне напруження визначають за формулою Герца і відповідно умову контактної міцності можна записати у вигляді

$$\sigma_{н} = z_{м} \sqrt{\frac{q}{2\rho_{зв}}} \leq [\sigma_{н}]. \quad (2.2.25)$$

$z_{м}$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу деталей, що знаходяться в контакт;  $q = \frac{F_t}{l_{\kappa}}$  – контактний тиск;  $\rho_{зв}$  – зведений радіус кривизни поверхонь деталей у зоні їхнього контакту;  $l_{\kappa}$  – довжина лінії контакту.

Для випадку сталевих деталей  $z_{м} = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ . Будемо вважати, що радіус кульки і радіус кривизни поверхонь пазів півмуфт у зоні їх контакту рівні, тобто  $\rho_{зв} = \frac{d}{2}$ , а лінія контакту –  $l_{\kappa} = \frac{\pi d}{2}$ . Тоді остаточно умова контактної міцності запишеться у вигляді

$$\sigma_{н} = 275 \sqrt{\frac{2T_{\kappa}}{\pi R d^2}} \leq [\sigma_{н}]. \quad (2.2.26)$$

Приведені методи розрахунків дозволяють визначити напруження в перерізах деталей муфти або на поверхні їх контакту за діючими навантаженнями і конкретним розмірами деталей.

### 2.2.3 Навантаження півмуфт зосередженою осьюою силою

Під час роботи кулькової муфти вільного ходу у найбільш несприятливому випадку, повне навантаження може передаватись муфтою за допомогою тільки однієї кульки, що знаходиться в зачепленні між півмуфтами. Якщо припустити, що між кулькою та поверхнею паза півмуфти є рівномірний контакт, то рівнодійна сил, що діють на кульку буде направлена до центра площі контактної поверхні. Це має місце у випадку сферичної форми периферійних кінців пазів. Рівнодійну силу  $F$  спочатку розкладемо на дві складові:  $F_t$  і  $F_y$  (рис.2.2.2). Осьова сила  $F_y$ , що визначена вище, направлена перпендикулярно до торцевих поверхонь півмуфт, внаслідок цього в їх перерізах виникають поперечні сили і згинальні моменти, що, при певних умовах, може привести до небажаних величин осьових деформацій та порушення надійного зачеплення кульки з пазами півмуфт. Для визначення величин сил і моментів розглянемо півмуфту, як кільце постійної товщини навантажене осьовою силою  $F_y$ .

Зосереджена осьова сила  $F_y$  урівноважується розподіленим навантаженням  $q$ , що діє за законом, який зображено на рис.2.2.5, де  $R$  - радіус кола центрів кульок у робочому стані;  $r$  - внутрішній радіус кільцевої поверхні веденої півмуфти [56].

Отже розподілене навантаження визначимо із залежності

$$q = \frac{F_y}{\pi r} (0,5 + \cos \varphi_i), \quad (2.2.27)$$

де  $\varphi_i$  – кутова координата текучого перерізу кільця.

Зауважимо, якщо півмуфту звести до еквівалентного кільця (рис.2.2.5), то за класичною теорією міцності кільця маємо підставу стверджувати, що в її поперечних перерізах діють поперечна сила і згинальні моменти.

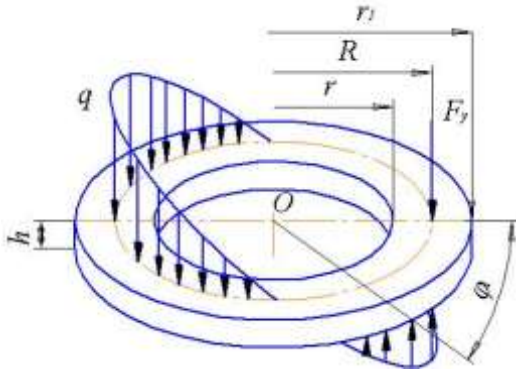


Рисунок 2.2.5 - Навантаження півмуфти зосередженою осьювою силою

Використовуючи загальні рівняння розрахунку кілець [9], отримаємо вирази для визначення: поперечної сили, згинальних моментів і переміщення у вигляді наступної системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned}
 Q &= \frac{F_y}{\pi} \left( \frac{\pi - \varphi_i}{2} - \sin \varphi_i \right); \\
 M_r &= F_y R \left( -\frac{1}{2\pi} \right) \left[ (\pi - \varphi_i) \sin \varphi_i - 0,5 \cos \varphi_i - 1 \right]; \\
 M_\theta &= F_y R \frac{1}{2\pi} \left[ (\pi - \varphi_i) \left( 1 - \frac{r}{R} \cos \varphi_i \right) - \left( 2 - 0,5 \frac{r}{R} \right) \sin \varphi_i \right]; \\
 u &= \frac{F_y R^3}{EJ_y} \left( -\frac{1}{2\pi} \right) \frac{r}{R} \left\{ (1 + \lambda) \left[ 1 - 0,5 \left( \frac{\pi^2}{3} - \frac{3}{4} - \pi \varphi_i + 0,5 \varphi_i \right) \cos \varphi_i - \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{1}{2} (\pi - \varphi_i) \sin \varphi_i \right] + \lambda \left[ \frac{r}{R} + \frac{\pi^2}{6} - \frac{R}{r} \frac{(\pi - \varphi_i^2)}{2} + 0,5 \left( 2 \frac{R}{r} + 3 \frac{r}{R} \right) \cos \varphi_i - \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{R}{r} (\pi - \varphi_i) \sin \varphi_i \right] \right\},
 \end{aligned} \right\} (2.2.28)$$

де  $\lambda = \frac{EJ_y}{GJ_k}$  - відношення жорсткостей та моментів інерції при згині та

крученні;  $Q$  – поперечна сила в перерізі;  $M_r$  і  $M_\theta$  – згинальні моменти в перерізах;  $u$  – зміщення перерізу півмуфти;  $E$ ,  $G$  – модуль пружності і

модуль зсуву матеріалу;  $J_y, J_k$  – моменти інерції переріза відносно осі і кручення.

Моменти інерції перерізів визначаються за формулою

$$J_y = J_k = \frac{(r_1 - r)h^3}{12}, \quad (2.2.29)$$

де  $h$  – товщина півмуфти;  $r_1, r$  – її зовнішній і внутрішній радіуси.

Найбільше зміщення (деформації) півмуфти по відношенню до положення кульки будуть виникати в місці прикладання осьової сили  $F_y$ , тобто при  $\varphi_i = 0$ . В результаті остаточні вирази для визначення поперечної сили, згинальних моментів та переміщення запишуться у спрощеному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{F_y}{2}; \\ M_r &= \frac{3}{4\pi} F_y R; \\ M_\theta &= F_y R \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r}{R}\right); \\ u &= \frac{F_y R^3}{EJ_y} \left(-\frac{1}{2\pi}\right) \frac{r}{R} \left\{ (1 + \lambda) \left[ 1 - 0,5 \left( \frac{\pi^2}{3} - \frac{3}{4} \right) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \lambda \left[ \frac{r}{R} + \frac{\pi^2}{6} - \frac{R}{r} \frac{\pi}{2} + 0,5 \left( 2 \frac{R}{r} + 3 \frac{r}{R} \right) \right] \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (2.2.30)$$

Система рівнянь (2.2.30) дозволяє визначити найбільші зміщення та зусилля, що виникають у місці прикладання осьової сили. Значення цих параметрів істотно впливає на характер зачеплення кульки та півмуфт. З їх збільшенням півмуфти розтискаються, що може привести до порушення процесу з'єднання валів. Нормальні напруження  $\sigma_r$  і  $\sigma_\theta$  змінюються по товщині півмуфти за лінійним законом з максимальними значеннями біля її поверхні:

$$\sigma_r = \frac{6M_r}{(r_1 - r)h^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{6M_\theta}{(r_1 - r)h^2}. \quad (2.2.31)$$

Рівняння (2.2.30) і (2.2.31) доцільно використовувати для розв'язання задач з визначенням основних характеристик кулькових муфт для най-

більш несприятливого випадку, коли у зачепленні знаходиться тільки одна кулька.

Проведемо адаптацію розробленої методики на кількісному аналізі роботи кулькової муфти велосипеда з наступними геометричними параметрами: товщина півмуфти  $h = 1,5$  мм; її зовнішній діаметр  $d = 49$  мм; навантаження максимальною осьювою силою  $F_y = 800$  Н відбувається по радіусу  $R = 20$  мм; внутрішній радіус півмуфти  $r = 6,5$  мм; модуль пружності для сталі  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа; модуль зсуву для сталі  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа.

За трьома першими рівняннями системи (2.2.30) визначаємо найбільші згинальні моменти і поперечну силу у перерізах півмуфт:

$$Q = 800 \cdot 0,5 = 400 \text{ Н};$$

$$M_r = 800 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 3 / 4 / 3,14 = 3,82 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_\theta = 800 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \left( 1 - \frac{6,5}{20} \right) = 5,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Моменти інерції перерізів півмуфти визначаємо за відомим рівнянням (2.2.29)

$$J_y = J_x = \frac{(24,5 - 6,5)10^{-3} (1,5 \cdot 10^{-3})^3}{12} = 5,0625 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4.$$

Відношення жорсткостей та моментів інерції при згині і крученні дорівнює

$$\lambda = \frac{2,1 \cdot 10^5}{8 \cdot 10^4} = 2,625.$$

Зміщення перерізу кільця за останньою формулою системи (2.2.30)

$$u = \frac{800(20 \cdot 10^{-3})^3}{2,1 \cdot 5,0625 \cdot 10^{-1}} \left( -\frac{1}{2 \cdot 3,14} \right) \frac{6,5}{20} \left\{ \left( 1 + 2,625 \right) \left[ 1 - 0,5 \left( \frac{3,14^2}{3} - \frac{3}{4} \right) \right] + 2,625 \left[ \frac{6,5}{20} + \frac{3,14^2}{6} - \frac{20}{6,5} \frac{3,14}{2} + 0,5 \left( 2 \frac{20}{6,5} + 3 \frac{6,5}{20} \right) \right] \right\} = -2,684 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Знак мінус означає, що зміщення півмуфти відбувається вниз по осі У. За рівняннями (2.2.71) максимальні значення нормальних напружень у перерізі півмуфти:

$$\sigma_r = \frac{6 \cdot 3,82}{(24,5 - 6,5)10^{-3}(1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 566 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\theta = \frac{6 \cdot 5,4}{(24,5 - 6,5)10^{-3}(1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 800 \text{ МПа}.$$

Отримані результати підтверджують практичне значення запропонованої методики розрахунку міцності півмуфт нової кулькової муфти вільного ходу радіальної дії.

## 2.2.4. Симетричні навантаження півмуфт

Підвищення навантажувальної здатності муфти можна здійснити за рахунок збільшення кількості робочих кульок. Тому, виникає необхідність у розв'язанні задачі симетричного навантаження півмуфт. Розглянемо випадок, коли у зачепленні знаходиться дві, три, чи більше кульок. Для розрахунку можна припустити, що осьова сила  $F_y$ , яка діє з боку кульки на ведену півмуфту, розподіляється симетрично по колу з радіусом  $R$  (рис.2.2.6). Оскільки півмуфти можна виготовляти методом штампування, то їх товщина буде сталою у будь-якому перерізі. В центрі півмуфт доцільно виконувати отвір для закріплення і зменшення ваги. Це дозволяє використовувати також класичну відому теорію та розраховувати півмуфти на згин, як круглі пластинки постійної товщини  $h$  з центральним отвором, які симетрично навантажені осьовою силою [9].

Відомо, що в такому випадку в перерізах елемента півмуфти, що обмежується кутом  $d\varphi_0$ , діють поперечна сила  $Q$  і згинальні моменти  $M_r$  і  $M_\theta$ . Нормальні напруження  $\sigma_r$  і  $\sigma_\theta$  змінюються по товщині пластинки також за лінійним законом, а їх максимальні значення біля поверхонь пластинки визначаються за наступними формулами

$$\sigma_r = \pm \frac{6M_r}{h^2}; \quad \sigma_\theta = \frac{6M_\theta}{h^2}. \quad (2.2.32)$$

де  $M_r$ ,  $M_\theta$  - згинальні моменти, що віднесені до одиниці довжини елемента півмуфти (плюс відноситься до нижньої сторони пластинки).

Для розв'язку поставленої задачі, спочатку визначимо початкові параметри з граничних умов на краях півмуфти. Оскільки півмуфти защемлені по внутрішньому радіусу  $r$  отримаємо:

$$w(r) = M_r = 0; F_i = F_x; M_r(r_1) = 0, \quad (2.2.33)$$

де  $F_i, M_r$  - зусилля і моменти, якими навантажена півмуфта;  $w(r)$  - прогин півмуфти (вверх).

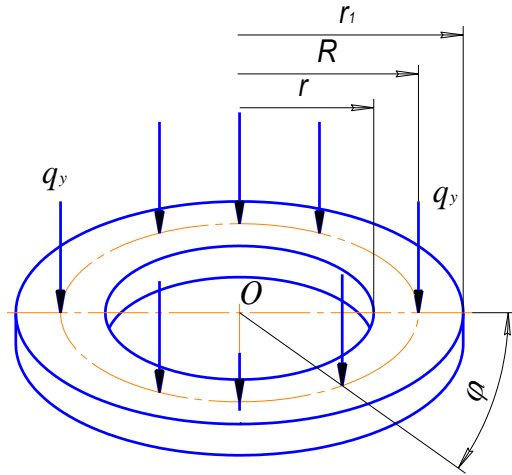


Рисунок 2.2.6 - Навантаження півмуфти розподіленою осьювою силою

Використовуючи загальні рівняння розрахунку круглих пластинок [9, 27] для даного випадку запишемо розв'язок у вигляді наступної системи:

$$\left. \begin{aligned} F_i &= F(r) + \delta F_y; \\ M_r &= \varphi_{21} F(r) + \varphi_{22} M(r) + \delta \varphi_{21}(R) F_y; \\ M_\theta &= \varphi_{31} F(r) + \varphi_{32} M(r) + \delta \varphi_{31}(R) F_y; \\ w &= w(r) + \varphi_{51} F(r) + \varphi_{52} M(r) + \delta \varphi_{51}(R) F_y; \\ F_y &= 2\pi R q_y, \end{aligned} \right\} \quad (2.2.34)$$

де, коефіцієнт  $\delta = 0$  при  $r_i < R$  і  $\delta = 1$  при  $r_i \geq R$ ;  $q_y$  - розподілене по радіусу  $R$  навантаження пластинки;  $\varphi_{ij}(r)$  – функції впливу, які визначаються за наступними виразами [9]:



$$\left. \begin{aligned}
 \varphi_{21} &= \frac{1}{8\pi} \left\{ 2(1+\nu) \ln \frac{r_i}{r} + (1-\nu) \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right] \right\}; \\
 \varphi_{22} &= \frac{1}{2} \left[ 1 + \nu + (1-\nu) \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right]; \\
 \varphi_{31} &= \frac{1}{8\pi} \left\{ 2(1+\nu) \ln \frac{r_i}{r} - (1-\nu) \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right] \right\}; \\
 \varphi_{32} &= \frac{1}{2} \left[ 1 + \nu - (1-\nu) \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right]; \\
 \varphi_{51} &= \frac{r^2}{8\pi D} \left\{ \left[ 1 + \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right] \ln \frac{r_i}{r} + 1 - \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right\}; \\
 \varphi_{52} &= \frac{r^2}{4D} \left[ \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 - 1 - 2 \ln \frac{r_i}{r} \right],
 \end{aligned} \right\} \quad (2.2.35)$$

де  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$  – циліндрична жорсткість при згині пластинки;  $r_i$  – текучий радіус;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Визначимо початкові параметри, виходячи з граничних умов на краях пластинки:

$$\text{при } F(r_1) = 0; F(r) = F(r) + F_y = 0; F(r) = -F_y;$$

при  $M_r(r_1) = 0$ , отримаємо

$$\begin{aligned}
 M_r(r_1) &= \varphi_{21}(r_1)F(r) + \varphi_{22}(r_1)M_r(r) - \varphi_{21}(R)F_y = \\
 &= F_y [\varphi_{21}(r_1) - \varphi_{21}(R)] + \varphi_{22}(r_1)M_r(r) = 0.
 \end{aligned} \quad (2.2.36)$$

Використовуючи функції впливу (2.2.35), із останнього рівняння отримаємо

$$M_r(r) = F_y \frac{\left\{ 2(1+\nu) \left( \ln \frac{R}{r} - \ln \frac{r_i}{r} \right) + (1-\nu) \left[ \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \right\}}{4\pi \left[ 1 + \nu + (1-\nu) \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right]}. \quad (2.2.37)$$

Враховуючи початкові параметри, систему рівнянь (2.2.34) зводимо до вигляду:

$$\left. \begin{aligned} F(r) &= -F_y; \\ F(r_i) &= F(r) + F_y = 0; \\ M_r &= F_y [\varphi_{21} - \delta\varphi_{21}(R)] + \varphi_{22} M_r(r); \\ M_\theta &= F_y [\varphi_{31} - \delta\varphi_{31}(R)] + \varphi_{32} M_r(r); \\ w &= F_y [\varphi_{51} - \delta\varphi_{51}(R)] + \varphi_{52} M_r(r). \end{aligned} \right\} \quad (2.2.38)$$

Після підстановки функцій впливу (2.2.35) у рівняння системи (2.2.38), отримаємо формули для згинальних моментів і величини прогину веденої півмуфти під час передачі розрахункового обертового моменту:

$$\begin{aligned} M_r &= \frac{F_y}{8\pi} \left\{ 2(1+\nu) \left( \ln \frac{r_i}{r} - \delta \ln \frac{R}{r} \right) + (1-\nu) \left[ \delta \left( \frac{r}{R} \right)^2 - \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ \frac{M_r(r)}{2} \left[ 1 + \nu + (1-\nu) \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right]; \\ M_\theta &= \frac{F_y}{8\pi} \left\{ 2(1+\nu) \left( \ln \frac{r_i}{r} - \delta \ln \frac{R}{r} \right) - (1-\nu) \left[ \delta \left( \frac{r}{R} \right)^2 - \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ \frac{M_r(r)}{2} \left[ 1 + \nu - (1-\nu) \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 \right]; \\ w &= \frac{F_y r^2}{8\pi D} \left\{ \left[ \left[ 1 + \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \ln \frac{r_i}{r} + 1 - \left( \frac{r_i}{r} \right)^2 \right] - \delta \left[ \left[ 1 + \left( \frac{R}{r} \right)^2 \right] \ln \frac{R}{r} + 1 - \left( \frac{R}{r} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ \frac{M_r(r) r^2}{4D} \left[ \left( \frac{r}{r_i} \right)^2 - 1 - 2 \ln \frac{r_i}{r} \right]. \end{aligned}$$

$$(2.2.39)$$

Найбільші згинальні моменти діють у місці закріплення пластинки, тобто у разі  $r_i = r$ :

$$M_r(r) = F_y \frac{\left\{ 2(1+\nu) \left( \ln \frac{R}{r} - \ln \frac{r_1}{r} \right) + (1-\nu) \left[ \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \right\}}{4\pi \left[ 1 + \nu + (1-\nu) \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right]}; \quad (2.2.40)$$

$$M_\theta(r) = \frac{F_y \nu}{4\pi} \frac{\left\{ 2(1+\nu) \left( \ln \frac{R}{r} - \ln \frac{r_1}{r} \right) + (1-\nu) \left[ \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \right\}}{\left[ 1 + \nu + (1-\nu) \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right]}; \quad (2.2.41)$$

Найбільші прогини виникають біля зовнішнього краю пластинки, тобто у разі  $r_i = r_1$ :

$$w(r_1) = \frac{F_y r^2}{8\pi D} \left\langle \left[ \left[ 1 + \left( \frac{r_1}{r} \right)^2 \right] \ln \frac{r_1}{r} + 1 - \left( \frac{r_1}{r} \right)^2 \right] - \left[ \left[ 1 + \left( \frac{R}{r} \right)^2 \right] \ln \frac{R}{r} + 1 - \left( \frac{R}{r} \right)^2 \right] \right\rangle +$$

$$+ \frac{F_y r^2}{16\pi D} \frac{\left\{ 2(1+\nu) \left( \ln \frac{R}{r} - \ln \frac{r_1}{r} \right) + (1-\nu) \left[ \left( \frac{r_1}{r} \right)^2 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \right\}}{\left[ 1 + \nu + (1-\nu) \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right]} \left[ \left( \frac{r_1}{r} \right)^2 - 1 - 2 \ln \frac{r_1}{r} \right]. \quad (2.2.42)$$

Отримані рівняння (2.2.40)...(2.2.42) мають суттєве значення для розв'язання прикладної задачі з визначенням основних характеристик кулькових муфт вільного ходу у випадку одночасного зачеплення кількох кульок.

Як приклад, розрахуємо велосипедну кулькову муфту з геометричними розмірами: закріплення півмуфти відбувається по радіусу  $r = 10$  мм; коефіцієнт Пуассона для сталі  $\nu = 0,3$  (інші розміри наведені вище).

Циліндрична жорсткість пластинки в даному випадку дорівнює

$$D = \frac{2,1 \cdot 10^{11} (1,5 \cdot 10^{-3})^3}{12(1 - 0,3^2)} = 64,9038 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За формулами (2.2.40) і (2.2.41) визначаємо найбільші згинальні моменти у місцях закріплення півмуфт:

$$M_r(r) = -26,3358 \text{ (Н}\cdot\text{м/м)}; \quad M_\theta(r) = -7,9 \text{ (Н}\cdot\text{м/м)}.$$

Найбільший прогин біля зовнішнього краю півмуфти від дії осьової сили за формулою (2.2.42) дорівнює

$$w(r_1) = 6,9933 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Отриманий прогин півмуфти настільки малий, що ним можна знехтувати. Максимальні значення нормальних напружень у поперечному перерізі півмуфти визначимо за системою рівнянь (2.2.32):

$$\sigma_r = \frac{6 \cdot 26,3358}{(1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 70,23 \text{ МПа}; \quad \sigma_\theta = \frac{6 \cdot 7,9}{(1,5 \cdot 10^{-3})^2} = 21,07 \text{ МПа}.$$

Для забезпечення міцності муфти вільного ходу ці напруження порівнюють з допустимими, і підбирають найбільш доцільний матеріал для виготовлення півмуфт. Найбільші прогини півмуфт не повинні перевищувати 0,4 діаметра кульки. У протилежному випадку товщину півмуфти потрібно збільшити, або закріпити півмуфту за допомогою додаткового елемента в осьовому напрямку.

Результати розрахунку кулькової муфти велосипеда у разі навантаження півмуфти зосередженою осьовою силою і при симетричному навантаженні для зручності зведемо в табл. 2.2.1.

Отримані величини напружень і прогинів мають місце у випадку навантаження півмуфт максимальною силою, що може виникати під час перевантажень чи ударів. Проте ця сила діє тільки на протязі короткого проміжку часу. Робочі навантаження кулькової муфти велосипеда у кілька разів менші, отже, напруження в перерізах півмуфт та їх прогини будуть суттєво меншими. Приведений кількісний аналіз дає змогу оцінити міцність півмуфт при найбільших перевантаженнях цього механізму.

Як видно з табл.2.2.1, у випадку навантаження півмуфти зосередженою осьовою силою розрахункові напруження і прогини істотно перевищують значення, які отримані для симетричного навантаження. Випадок,

Таблиця 2.2.1 - Основні характеристики кулькових муфт вільного ходу

Розрахункові характеристики	Навантаження зосередженою осьюовою силою	Симетричне навантаження
Максимальні радіальні напруження в перерізах $\sigma_r$ , МПа	566	70,23
Максимальні колові напруження в перерізах $\sigma_\theta$ , МПа	800	21,07
Максимальний прогин півмуфти, мм	0,27	0,007

коли у зачепленні є тільки одна кулька, можна вважати як граничний, і визначати величини напружень та прогинів для нього тільки з метою виявлення їх максимально ймовірних значень. В дійсності на практиці частіше всього в зачепленні буде перебувати декілька кульок. Отже, робочі напруження у перерізах і прогини півмуфт при симетричному їх навантаженні будуть значно меншими (третя колонка табл.2.2.1). Слід зауважити, що реальні напруження та прогини півмуфт будуть завжди знаходитись у проміжку між мінімальними і максимальними їх значеннями з наближенням до нижньої границі зі збільшенням кількості кульок, що одночасно знаходяться у зачепленні.

Слід наголосити, що запропонована методика розрахунків кулькових муфт вільного ходу на міцність для різних форм периферійних кінців уможливорює розробку рекомендацій щодо їх конструювання, вибору матеріалів елементів та найбільш раціональних профілів периферійних кінців пазів півмуфт. Вона дозволяє виконати розрахунки поперечних сил, згинальних моментів і деформацій кулькових муфт вільного ходу з урахуванням осьових зусиль, що діють на півмуфти у робочому режимі. Запропоновані аналітичні залежності для визначення шуканих величин для обох випадків навантаження апробовано виконанням кількісного аналізу конкретної кулькової муфти.

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛЬКОВИХ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ РАДІАЛЬНОЇ ДІЇ**

### **2.3.1. Загальні положення та мета дослідів**

У відповідності з основними завданнями, що викладені у першому розділі, і на основі теоретичного аналізу, який наведено у попередніх розділах, розроблена програма і методика експериментальних досліджень. Загальною методикою передбачалось дослідження функціональних і експлуатаційних характеристик нових кулькових муфт вільного ходу. Методики проведення експериментальних досліджень розроблені з врахуванням різних кутових швидкостей і режимів навантаження таких муфт вільного ходу.

На основі стандартної лабораторної установки розроблено дослідний стенд з підбором відповідного обладнання і приладів, що забезпечили можливість дослідження нових кулькових муфт вільного ходу в широкому діапазоні зміни швидкісних параметрів. На стенді встановлено розроблений дослідний зразок муфти з урахуванням розмірів півмуфт. Запис сигналів та обробка результатів досліджень проводилась із широким застосуванням персонального комп'ютера. Метою експериментального дослідження було визначення найбільш раціональної форми пазів ведучої півмуфти, і вплив кутів нахилу цих пазів і пускової швидкості обертання ведучого вала на час вмикання механізму у роботу.

Розроблена та виготовлена дослідна конструкція кулькових муфт вільного ходу мала можливість застосування елементів з різними формами пазів для проведення досліджень на стенді. Проведено досліди з визначення запізнення вмикання муфти у роботу для трьох типів пазів ведучої півмуфти для пускових частот обертання ротора електродвигуна привода  $500 \text{ хв}^{-1}$  і  $1200 \text{ хв}^{-1}$ . Результати випробувань занесено у табл.2.3.2. На ос-

нові цих результатів розроблено найбільш раціональну конструкцію кулькової муфти вільного ходу і виготовлено дослідні зразки, які пройшли повні випробування на серійному велосипеді.

### **2.3.2. Характеристика необхідного обладнання для проведення дослідів**

Підвищення працездатності кулькових муфт вільного ходу вимагає досконалого вивчення процесу автоматичного вмикання їх у роботу. Цей процес є найбільш важливим для забезпечення бажаного режиму роботи як самої муфти, так і всього кінематичного ланцюга, до складу якого вона входить.

Процес вмикання починається від початку руху двигуна привода та закінчується тоді, коли кулька доходить до периферійного кінця паза веденої півмуфти і тисне на ведену ланку, примушуючи її обертатись. З вмиканням двигуна, кутові швидкості ведучої та веденої півмуфт різко змінюються за дуже короткий проміжок часу при чому, зміна руху веденої півмуфти залежить від закону руху кульок. Тобто, пуск кінематичного ланцюга в рух є очевидно неусталеним процесом.

Виникає необхідність дослідити основні його характеристики з визначенням найбільш раціональних форм пазів півмуфти та встановити час запізнення між початком руху двигуна привода та початком руху ведених мас муфти.

Як було відмічено вище на основі теоретичного аналізу, викладеного у 2 і 3 розділах, розроблена конструкція кулькової муфти вільного ходу для проведення досліджень на стенді (рис. 2.3.1), ведуча півмуфта якої має три, різної форми пази, а ведена півмуфта має кільцеву канавку і три, рівномірно розташовані дотичні до неї пази. Така конструкція муфти дозволяє провести дослідження роботи для трьох різних форм пазів ведучої півмуфти: прямого паза по дотичній, прямого паза під кутом  $15^\circ$  до дотичної та дугоподібного паза з початковим напрямом  $30^\circ$  до дотичної (рис.2.3.1).

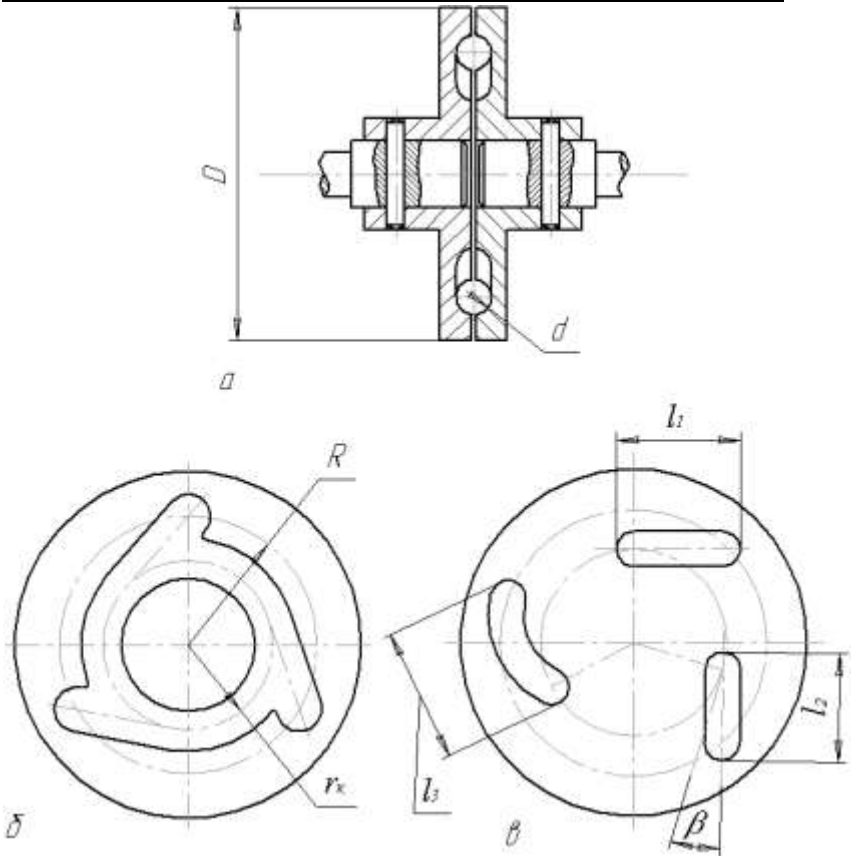


Рисунок 2.3.1 - Кулькова муфта вільного ходу: а - загальний вид; б - вид на торець веденої півмуфти; в - вид на торець ведучої півмуфти.

Основними задачами експериментальних досліджень було:

- встановити час запізнення між моментами вмикання двигуна привода та муфти для кожного із пазів (рис. 2.3.1) ведучої півмуфти окремо при різних пускових режимах електродвигуна;
- вивести сигнали датчиків на екран комп'ютера, зафіксувати, обробити отримані результати та провести порівняльний їх аналіз;



- розробити рекомендації щодо вибору найбільш раціональної форми пазів півмуфт при різних початкових режимах роботи привода для отримання бажаної характеристики процесу вмикання муфти.

Для виконання завдання експериментальних досліджень використано обладнання рис. 2.3.2, яке включає в себе:

- спроектовану, виготовлену та змонтовану в НУ "Львівська політехніка" експериментальну установку - 1 для дослідження кулькових муфт вільного ходу з електродвигуном та навантажувальним пристроєм на базі серійного лабораторного стенду ДП-5К;

- підсилювач електричних сигналів 8АНЧ-7М - 2, який призначений для вимірювання динамічних і статичних деформацій, що виникають в деталях установки в процесі її роботи;

- аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) - 3;

- персональний комп'ютер – 4 для реєстрації та обробки отриманих сигналів.

Використаний при дослідіах підсилювач 8АНЧ-7М складається з 8-ми однотипних підсилювачів, генератора несучої частоти, вказівника вихідного струму та блока живлення. Показники його технічних характеристик повністю задовольняють вимоги досліджень, тобто:

1. Напряга живлення 220 В частота 50 Гц;
2. Кількість одночасно досліджуваних процесів від 1 до 8;
3. Чутливість кожного каналу  $17 \pm 1,7$  мА/мВ;
4. Відносна похибка вихідного струму не більше  $\pm 1,5$  %;
5. Чутливість каналу 0,5 мм/мА.

Вимірювання потрібного параметра кожним каналом відбувається наступним чином. Тензорезистори та обмотки трансформатора підсилювача утворюють збалансований міст. Давачі під впливом деформації змінюють свій опір, внаслідок чого відбувається розбаланс моста і на діагоналі його з'являється напруга несучої частоти, модульована напругою деформації.



Ця напруга підсилюється підсилювачем. Отриманий на виході аналоговий сигнал є пропорційний величині та відповідає напрямку вимірювання деформації. Далі він подається на АЦП, де аналоговий сигнал перетворюється на цифровий, після чого, записується на жорсткому диску комп'ютера у вигляді окремого файлу. Використовуючи програмне забезпечення "Wave", даний сигнал відображається на моніторі комп'ютера у вигляді двох графіків. На верхньому графіку зображено зміну обертового моменту на валу електродвигуна в часі, а на нижньому - зміну обертового моменту на валу навантажувального пристрою. Дане програмне забезпечення дозволяє з достатньою точністю визначити момент вмикання електродвигуна і момент вмикання кулькової муфти вільного ходу. Різниця між цими величинами і буде час запізнення вмикання муфти.

### 2.3.3. Експериментальна установка

Експериментальна установка (рис.2.3.3) призначена для визначення якісних характеристик кулькових муфт, величини моменту, що передається, часу вмикання муфти та ін. Установка виконана на основі приладу ДП-5К і дає можливість випробувати кулькову муфту вільного ходу зі співвісно розташованими валами. Дослідження можуть проводитися у широкому діапазоні кутових швидкостей.

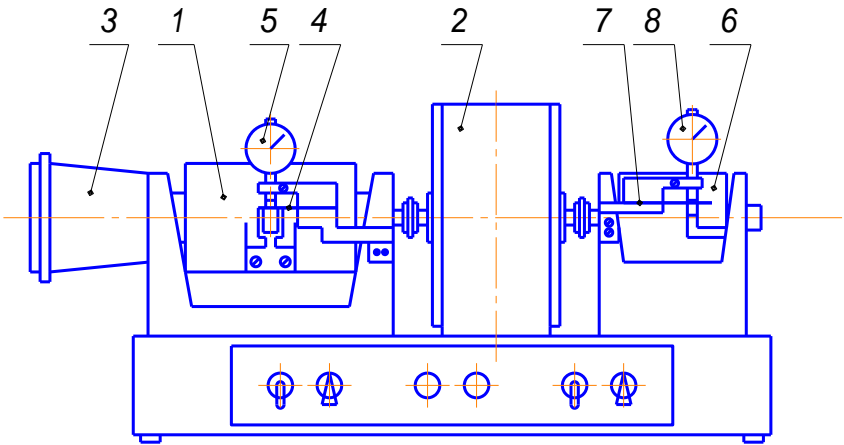
Технічні характеристики.

#### 1. Електропривод:

а) тип електродвигуна	МУН-2С
б) потужність	20 Вт
в) номінальна частота обертання	1000 хв <sup>-1</sup>
г) діапазон зміни обертів	0-1000 хв <sup>-1</sup>
д) номінальний момент на вхідному валу муфти	0,2 Н·м
е) максимальний момент на вхідному валу муфти	0,5 Н·м

#### 2. Навантажувальний пристрій:

а) максимальний гальмівний момент	3 Н·м;
б) мінімальний гальмівний момент	0,12 Н·м.



*a*



*б*

Рисунок 2.3.3 - Експериментальна установка: *a* - принципова схема; *б* - її конструкція

- |                                      |                               |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| 3. Потужність гальмування, не більше | 10 Вт.                        |
| 4. Характеристика тахометра:         |                               |
| а) тип                               | 8ТМ;                          |
| б) робочий діапазон                  | 450...1500 хв <sup>-1</sup> ; |
| в) діапазон зміни обертів            | 75...1500 хв <sup>-1</sup> .  |

Дослідна установка складається з електродвигуна - 1 з тахометром - 3, навантажувального пристрою - 6 та спеціально виготовленої кулькової муфти вільного ходу - 2, що є об'єктом експериментальних досліджень.

Електродвигун змонтовано на литому кронштейні, що закріплений до основи (рис. 2.3.3). Статор електродвигуна закріплено в двох рамках, осі яких вільно обертаються у двох кулькових підшипниках, що встановлені в кронштейні, тобто можуть повертатися зі статором навколо загальної осі з якорем (балансирний електродвигун). Якір електродвигуна через еластичну муфту з'єднаний із вхідним валом, на якому закріплена ведуча півмуфта дослідного зразка. Для виконання вимог з техніки безпеки муфта розташована у корпусі. До лівої сторони кронштейна закріплено, вмонтований у циліндричному корпусі, тахометр, що вимірює число обертів електродвигуна. Тахометр з'єднано з валом якоря електродвигуна через еластичну муфту. У передній частині кронштейна змонтовано вимірювальний пристрій, що складається з плоскої пружини - 4 та індикатора годинникового типу - 5. Індикатор опирається своїм штоком на пружину, до якої прикріплено тензорезистори. При вмиканні електродвигуна реактивний момент статора, що рівний за абсолютним значенням моменту на валу якоря електродвигуна, повертає статор і своїм важелем тисне на плоску пружину вимірювального пристрою, яка утримує статор від повороту. При цьому деформація пружини передається на шток індикатора, а відхилення стрілки індикатора показує величину деформації пружини, яка відповідає обертовому моменту на валу електродвигуна. Для зменшення коливань стрілки на пружину наклеєно гумовий демпфер. При вимірюванні деформацій за допомогою давачів її величину в даному випадку можна спостерігати на моніторі комп'ютера.

Навантажувальний пристрій представляє собою магнітне порошкове гальмо, що служить для створення гальмівного моменту на вихідному валу кулькової муфти вільного ходу, моделюючи робоче навантаження.

Його змонтовано на іншому кронштейні, який також закріплено до загальної основи. Статор навантажувального пристрою являє собою електромагніт, у магнітний люфт якого поміщено металевий циліндр з валиком (ротор навантажувального пристрою). Він змонтований на двох кулькових підшипниках, які встановлені у кронштейні, тобто може вільно обертатись навколо загальної осі з ротором (балансирна система). Внутрішня поверхня навантажувального пристрою заповнюється сумішшю карбонільного порошку та мінерального масла. У передній частині кронштейна змонтовано аналогічний вимірювальний пристрій, який описаний вище. При подачі струму в обмотку електромагніта, магнітна суміш чинить опір обертанню ротора, тобто створює гальмівний момент на вихідному валу кулькової муфти вільного ходу, одночасно повертаючи статор навантажувального пристрою, який через важіль тисне на плоску пружину. Деформація пружини передається на шток індикатора, а відхилення стрілки індикатора показує величину деформації пружини, яка відповідає певному моменту на вихідному валу дослідного зразка. При цьому, величину деформації пружини також можна спостерігати на моніторі комп'ютера.

Спроекована автором муфта наведена на рис.2.3.4, а окремо півмуфти – на рис. 2.3.5. Вона складається з ведучої - 1 та веденої - 2 півмуфти та кульки - 3, що розташована в пазах між півмуфтами. На торці ведучої півмуфти виконано три пази зі зміщенням від геометричної осі муфти до периферії. На торці веденої півмуфти виконано кільцеву канавку та три дотичні пази, що відходять від неї.

Деталі досліджуваної муфти виконані з наступними конструктивними і технологічними параметрами:

- зовнішній діаметр муфти	60 мм;
- діаметр кільцевої канавки веденої півмуфти	40 мм;
- віддаль від геометричної осі муфти до центра кульки у кінці дотичного паза веденої півмуфти	50 мм;
- ширина пазів	5,5 мм;
- довжина прямого паза ведучої півмуфти	21 мм;
- довжина паза під кутом $15^\circ$ ведучої півмуфти	16 мм;
- довжина дугоподібного паза з початковим напрямом $30^\circ$ до дотичної ведучої півмуфти	20 мм;

- діаметр кульки

5 мм;

- кількість дотичних пазів

3.

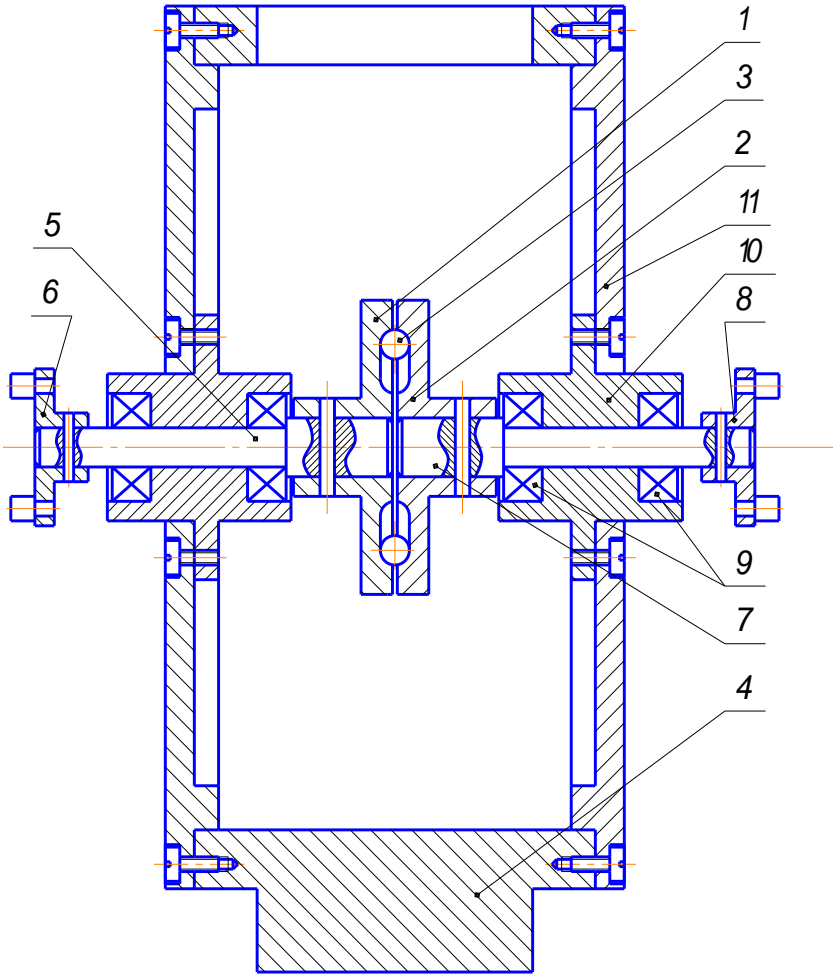


Рисунок 2.3.4 - Закріплення дослідної муфти у корпусі установки



**Рисунок 2.3.5 – Півмуфти кулькової муфти вільного ходу (по-детально)**

Муфта вільного ходу розташована у металевому корпусі - 4, що прикріплено до основи. Ведуча півмуфта з'єднана через вал - 5 та еластичну муфту - 6 з електродвигуном, а ведена півмуфта з'єднана з допомогою вала - 7 та еластичної муфти - 8 з навантажувальним пристроєм. Обидва вали змонтовані на кулькових підшипниках - 9, що знаходяться в корпусі - 10. З обох боків до корпусу кріпляться кришки - 11. Верхня частина корпусу має кришку, яка виконана з органічного скла і служить для візуального огляду кулькової муфти під час дослідження.

#### **2.3.4. Методики проведення дослідів та обробки їх результатів**

Як наголошувалось вище, основна мета експериментальних досліджень полягає у визначенні конструктивних, функціональних і експлуа-



таційних характеристик нових кулькових муфт вільного ходу, які визначались часом запізнення між вмиканням двигуна привода та вмиканням муфти. Порядок проведення експериментальних досліджень представлений схемою, що зображено на рис.2.3.6. Процес дослідження кулькових муфт вільного ходу включає в себе безпосереднє проведення дослідів, обробку та узагальнення отриманих результатів.

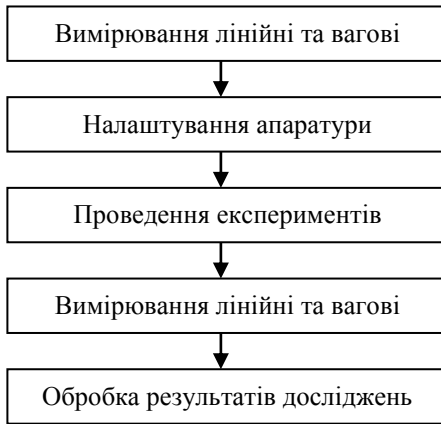


Рисунок 2.3.6 - Алгоритм проведення експериментальних досліджень

Перш за все проводяться лінійні та вагові вимірювання конструктивних елементів кулькової муфти. Особливу увагу, при цьому, необхідно звернути на ті елементи деталей муфти, що піддаються спрацюванню в процесі експлуатації (пази півмуфт, кулька, штифтові з'єднання). Виміри проводяться двічі - до випробувань і після них.

Експериментальні дослідження поділяються на дві частини: налаштування обладнання і проведення дослідів. З'єднуємо кабелі, що ідуть на вхід підсилювача (рис. 2.3.2), з тензорезисторами згідно рекомендацій, що наведені в інструкції по користуванню підсилювачем 8АНЧ-7М. Вихід підсилювача під'єднується через аналогово-цифровий перетворювач до комп'ютера. Після монтажу і перевірки всієї вимірювальної схеми до початку вимірювань проводимо налаштування і підготовку до роботи пі-

дсилювача, що являє собою регулювання "нуля" кожного каналу підсилювача. Вмикають електродвигун і навантажувальний пристрій поворотом ручки потенціометрів встановлюється задана швидкість обертання. Потім проводиться налаштування рівня запису комп'ютера за максимальним відхиленням сигналу на екрані монітора.

Після цього, проводяться експериментальні випробування кулькових муфт вільного ходу, основним завданням якого є визначення запізнення між початком обертання електродвигуна привода і моментом вмикання муфти. Для реєстрування сигналів вмикається програмне забезпечення запису комп'ютера. Після цього, вмикаємо приводний двигун експериментальної установки. Приводний вал електродвигуна надає обертання ведучій півмуфті. При досягненні кулькою периферійного кінця паза ведучої півмуфти закінчується процес вмикання муфти. Тобто, ведена півмуфта починає обертатись разом із ведучою та передавати робоче навантаження. Через тензорезистори вимірювальних пристроїв експериментальної установки сигнали подаються на підсилювач. Далі перетворений і підсилений сигнал подається на аналогово-цифровий перетворювач, перетворюється і реєструється на жорсткому диску комп'ютера у вигляді окремого файлу. Після чого, установка знову вмикається. Для виведення кульки з зачеплення ведучу півмуфту обертають у зворотному напрямку. На одній і тій же частоті обертання приводного вала проводиться декілька повторних вимірів запізнення вмикання кулькової муфти вільного ходу. Після цього кулька переставляється у інший паз та визначення запізнення вмикання муфти повторюється.

Після проведення повторного циклу досліджень проведена обробка отриманих результатів на комп'ютері з допомогою програмного забезпечення "Wave". Тобто, кожен записаний файл зчитувався з допомогою цієї програми. На екрані монітора отримано зображення двох графіків. Верхній графік характеризує зміну в часі обертального моменту на валу електродвигуна привода, а нижній - зміну обертального моменту на валу навантажувального пристрою. Визначаємо моменти часу, коли відбувається вмикання у роботу двигуна і муфти. Різниця цих значень дає час запізнення вмикання кулькової муфти вільного ходу. Дане програмне забезпе-

чення та аналогово-цифровий перетворювач дозволили з точністю до мілісекунди визначити цей час, що повністю задовольняє жорсткі вимоги дослідів.

### 2.3.5. Порівняння теоретичних та експериментальних результатів досліджень

Під час проведення дослідів отримано достатню кількість графіків, що характеризують роботу двигуна привода та навантажувального пристрою. Використовуючи теоретичні залежності, наведені у попередніх розділах, для дослідної муфти визначено теоретично мінімальний (випадок, коли кулька знаходиться у сприятливому для вмикання положенні) і максимальний (випадок, коли кулька знаходиться у несприятливому положенні) час запізнення вмикання кулькової муфти вільного ходу для кожного з пазів ведучої півмуфти для пускових частот обертання ротора електродвигуна привода  $500 \text{ хв}^{-1}$  і  $1200 \text{ хв}^{-1}$ . Для зручності порівняння їх із експериментальними величинами дані цих розрахунків наведено у табл. 2.3.1.

Таблиця 2.3.1 - Результати теоретичних розрахунків

№ п/п	Тип паза ведучої півмуфти	Запізнення вмикання КМВХ, мс			
		$500 \text{ хв}^{-1}$		$1200 \text{ хв}^{-1}$	
		мін.	макс.	мін.	макс.
1.	Прямий паз по дотичній	24,7	144,7	10,3	60,3
2.	Прямий паз під кутом $15^\circ$ до дотичної	20,3	140,3	8,5	58,5
3.	Дугоподібний паз з початковим напрямом $30^\circ$ до дотичної	23,7	143,7	9,9	59,9

Експериментальні дослідження подібних характеристик проводились також для двох випадків, коли пускова частота обертання ротора двигуна –  $500 \text{ хв}^{-1}$  і  $1200 \text{ хв}^{-1}$ . В один з пазів ведучої півмуфти встановлю-

валась кулька і проводились вимірювання (методика вимірювань наведена вище). Після цього кулька переставлялась у інший паз та визначення запізнення вмикання муфти повторювалось. На одній і тій же частоті обертання приводного валу проводилось понад 50 вимірів запізнення вмикання муфт для кожного з пазів ведучої півмуфти зокрема. Після проведення повного циклу досліджень отримані результати оброблялись на комп'ютері. Результати дослідів заносились в таблицю, середні значення яких наведені в табл. 2.3.2.

Таблиця 2.3.2 - Результати експериментальних досліджень

№ п/п	Тип паза ведучої півмуфти	Запізнення вмикання КМВХ, мс	
		500 хв <sup>-1</sup> .	1200 хв <sup>-1</sup> .
1.	Прямий паз по дотичній	90	62,6
2.	Прямий паз під кутом 15° до дотичної	88	59,4
3.	Дугоподібний паз з початковим напругом паза 30° до дотичної	108,1	56,5

Крім табличних даних для наочності найбільш характерні графіки дослідів для двох різних пускових швидкостей двигуна привода наведено на рис. 2.3.7 і 2.3.8. На кожному рисунку наведено по два графіки. У верхній частині зображена зміна в часі обертального моменту на валу двигуна привода, а у нижній частині - зміна в часі обертального моменту на валу навантажувального пристрою.

Із графіків рис. 2.3.7 видно, що умовно верхній графік можна розділити на три періоди: I - період спокою, коли експериментальна установка вимкнута і двигун привода не обертається (період характеризується малими значеннями амплітуди сигналу); II - момент замикавання електричного кола (характеризується наводками у вигляді різкого збільшення амплітуди електричного сигналу на верхньому і нижньому графіках одночасно); III - робоче навантаження на валу ротора електродвигуна (характеризується періодичними синусоїдальними змінами амплітуди). Нижній графік (рис.2.3.7) показує зміну в часі обертального моменту на валу навантажувального пристрою. Його можна умовно поділити на чотири періо-

ди: I - період спокою, коли експериментальна установка вимкнута, а амплітуда сигналу близька до нульової лінії; II - момент замикання електричного ланцюга, що має вид різкого зростання амплітуди сигналу на протязі короткого проміжку часу; III - період запізнення вмикання кулькової муфти вільного ходу; IV - робоче навантаження на вихідному валу у вигляді періодичних синусоїдальних змін амплітуди електричного сигналу.

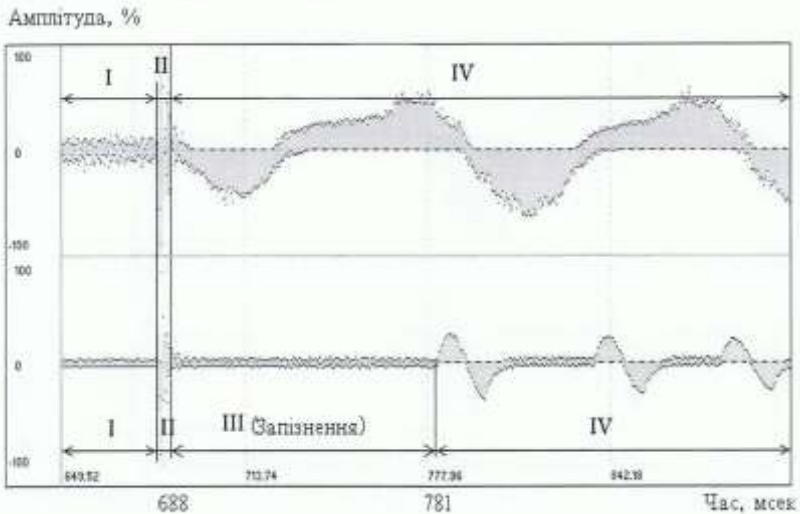
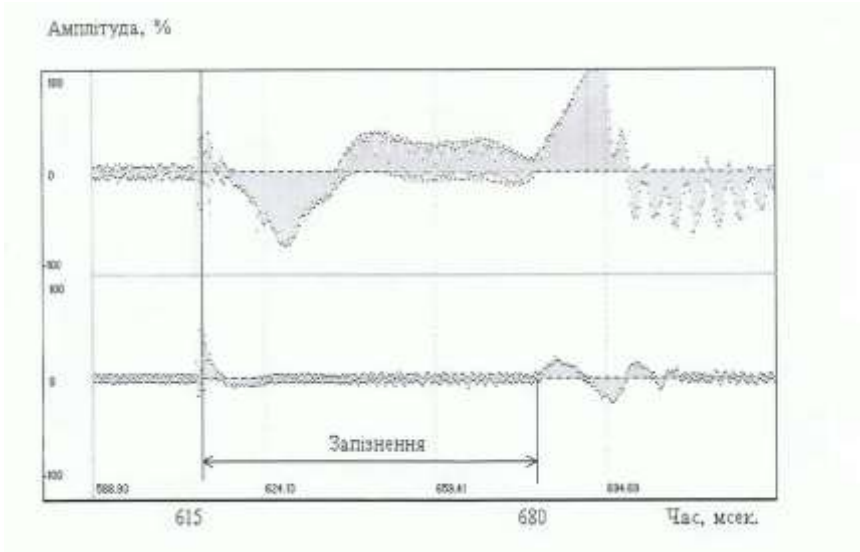


Рисунок 2.3.7. Запізнення вмикання кулькової муфти вільного ходу для пускової частоти обертання  $500 \text{ хв}^{-1}$

Вертикальні лінії на цих графіках - це відмітки часу, значення якого від початку відліку приводяться під цією лінією. Момент часу, коли відбулося вмикання двигуна привода і вмикання у роботу кулькової муфти вільного ходу, зафіксовано. Числові значення цього часу в мілісекундах наведено під цими графіками.

Як видно з результатів експериментальних досліджень, для пускової швидкості обертання двигуна привода  $500 \text{ об/хв}$  запізнення вмикання кулькової муфти вільного ходу з прямого пазу під кутом  $15^\circ$  до дотичної є дещо меншим, ніж для двох інших пазів. Оскільки, при входженні у дотичний паз веденої півмуфти, на кульку діють відцентрова сила і сила

інерції. Це дає змогу припустити, що напрямок паза ведучої півмуфти  $15^\circ$  до дотичної є близький до напрямку сили, що виштовхує кульку до периферії для даної швидкості обертання. Що і підтверджують теоретичні розрахунки.



**Рисунок 2.3.8 - Запізнення вмикання кулькової муфти вільного ходу для пускової частоти обертання  $1200 \text{ хв}^{-1}$**

Для пускової швидкості обертання двигуна привода  $1200 \text{ хв}^{-1}$  запізнєння вмикання кулькової муфти вільного ходу є найменшим для дугоподібного паза. Тобто, для цієї швидкості обертання кут нахилу до дотичної  $30^\circ$  є близький до напрямку сили, що виштовхує кульку. Незважаючи на дугоподібну форму цього паза запізнєння вмикання муфти у роботу є для нього меншим, ніж у випадку прямих пазів. Очевидно, що для даної швидкості обертання відцентрова сила, яка діє на кульку, є значно більша. Це дає змогу припустити, що для високих швидкостей обертання двигуна привода кут нахилу до дотичної паза ведучої півмуфти доцільно збільшити. Оскільки, в цьому випадку отримаємо менший період запізнєння вмикання кулькової муфти.

### 2.3.6. Силкові параметри нової кулькової муфти вільного ходу

На основі проведених комплексних досліджень розроблено нову конструкцію кулькової муфти вільного ходу для задньої втулки багатозшвидкісного велосипеда. Дослідний зразок цієї муфти за проектом авторів виготовлено у заводських умовах і досліджено експериментально його роботоздатність в лабораторних і реальних умовах експлуатації.

Конструктивне виконання запропонованої муфти погоджено з існуючою (рис.2.3.9). Вона подібно до традиційної роликівної обгінної муфти складається із ведучої півмуфти - 1, яка за допомогою шліців з'єднується з зірочками б велосипеда веденої півмуфти - 2, що за допомогою нарізі 1,37" (24 витки на дюйм) нагвинчується на маточину його заднього колеса; зовнішньої гайки - 3, яка притискає зірки та дистанційні кільця - 5 до фланця ведучої півмуфти; внутрішньої гайки - 4; підшипників кочення зі стандартними кульками - 7; з'єднувальних кульок - 8, що розміщені одночасно в пазах ведучої - 1 та веденої - 2 півмуфт та насипного підшипника.

Розроблена муфта працює наступним чином. В залежності від бажаної швидкості руху та можливостей створення величини рушійного моменту одна із зірок як і у традиційній схемі перебуває у зачепленні з ланцюгом, що постійно з'єднаний з педалями через передню зірочку. Тому, ведуча півмуфта завжди починає обертатись разом з ланцюгом, а кульки, що до початку обертання педалей перебували у кільцевому пазу веденої півмуфти, під дією власної ваги та потім - відцентрової сили, заковчуються у її дотичні пази, які виконані від кільцевого паза до периферії. У момент досягнення кульками периферійних кінців пазів веденої півмуфти вони тиснуть на бокові поверхні кінців пазів, примушуючи муфту обертатись як одне ціле та передавати обертальний момент, тобто муфта набуває свого робочого стану.

У разі, якщо рух ведучої півмуфти припиняється, а ведена – продовжує обертатись разом з колесом, тобто швидкість руху веденої півмуфти стає більшою за швидкість руху ведучої півмуфти, кульки боковими по-

верхніми пазів виштовхуються у кільцевий паз веденої півмуфти і кінці валів кінематичного ланцюга (педаль – колесо) роз'єднується. Муфта переходить у режим холостого ходу (велосипед котиться з гори, а педаль не обертається) і передача обертального моменту у зворотному напрямку завжди неможлива.

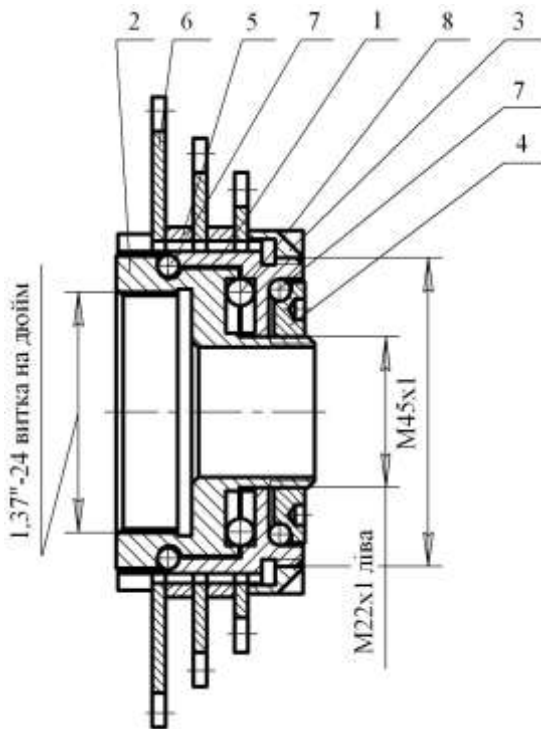


Рисунок 2.3.9 - Кулькова муфта вільного ходу для задньої втулки велосипеда

Розглянемо випадок руху велосипеда під гірку з великим ухилом (саме у цьому режимі на муфту будуть діяти максимальні навантаження). Прийнемо такі початкові дані: вага велосипеда з водієм  $m = 90$  кг, поздовжній ухил дороги  $i = 30$  %, зовнішній діаметр колеса  $d = 30$  ", коефіцієнт тертя кочення  $f = 0,02$ . Розрахункова схема представлена на рис. 2.3.10.



З рис. 2.3.10 знаходимо тягову силу  $F$

$$F = F_T + mg \cdot \sin \alpha = mg(f \cos \alpha + \sin \alpha) = \\ = 90 \cdot 9,81 \cdot (0,02 \cdot \cos 17 + \sin 17) = 275 \text{ Н,}$$

де  $\alpha$  - кут підйому,  $\alpha = \arctan i = \arctan 30 = 17$  град.

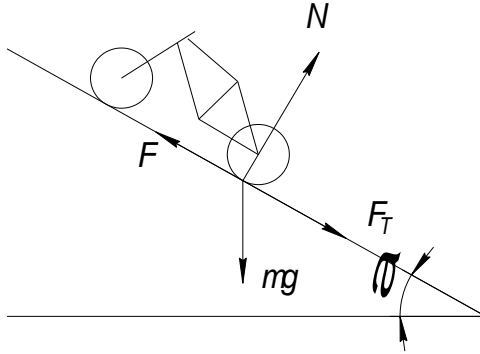


Рисунок 2.3.10 - Схема сил, що діють на велосипед під час руху

Обертальний момент на ведучому колесі велосипеда

$$T = F \cdot \frac{d}{2} = 275 \cdot \frac{0,76}{2} = 104,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Отже, момент, що передається муфтою, становить близько 105 Н·м. Колова сила, що діє на кожну кульку у зачепленні (у випадку, коли всі кульки будуть у зачепленні):

$$F_k = \frac{T}{R \cdot n} = \frac{105}{17,5 \cdot 10^{-3} \cdot 10} = 600 \text{ Н,}$$

де  $R$  - радіус розміщення кульок у муфті, мм;  $n$  - кількість кульок у зачепленні.

Перевіримо умову міцності кульки на зріз при дії даної колової сили. У випадку, коли контакт відбувається по лінії утворюється деформація зсуву, що буде мати місце у поперечному перерізі кульки, яке близьке до центрального. Якщо знехтувати зазором між півмуфтами, то площа перерізу буде рівна площі центрального перерізу. Тоді площа зрізу рівна

$$A_{зр} = \frac{\pi}{4} d^2$$

Вважаємо, що напруження розподіляються рівномірно по поверхні контакту, тоді напруження зрізу визначаємо за відомою формулою

$$\tau_{зр} = \frac{F_{\kappa}}{\pi d^2} \leq [\tau_{зр}].$$

де  $\tau_{зр}$ ,  $[\tau_{зр}]$  – розрахункове та допустиме дотичні напруження при зрізі.

Розрахункове напруження:

$$\tau_{зр} = \frac{F_{\kappa}}{\pi d^2} = \frac{600}{\pi \cdot 4^2} = 11,9 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження за третьою теорією міцності:

$$[\tau_{зр}] = \frac{[\sigma]}{2} = \frac{340}{2} = 170 \text{ МПа.}$$

Як бачимо, умова міцності на зріз виконується зі значним коефіцієнтом запасу

$$n_{\tau} = \frac{[\tau_{зр}]}{\tau_{зр}} = \frac{170}{11,9} = 14,3.$$

У разі передавання обертового моменту тільки однією кулькою (найгірший теоретичний варіант), матимемо:

$$F_{\kappa} = 6000 \text{ Н; } \tau_{зр} = 119 \text{ МПа; } n_{\tau} = 1,43.$$

Навіть у такому теоретично можливому випадку міцність муфти забезпечується.

Оскільки периферійні кінці пазів півмуфт мають циліндричну форму, то їх контакт з кулькою здійснюється по лінії. В цьому разі максимальне контактне напруження визначають за формулою Герца і відповідно умову контактної міцності можна записати у спрощеному вигляді

$$\sigma_{\kappa} = z_{\kappa} \sqrt{\frac{q}{2\rho_{зв}}} \leq [\sigma_{\kappa}],$$

де  $z_{\kappa}$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу деталей,

що знаходяться в контакті;  $q = \frac{F_t}{l_{\kappa}}$  – контактний тиск;  $\rho_{зв}$  - зведений

радіус кривизни поверхонь деталей у зоні їхнього контакту;  $l_k$  – довжина лінії контакту.

Для випадку сталевих деталей  $z_m = 275$  МПа<sup>1/2</sup>. Будемо вважати, що радіус кульки і радіус кривизни поверхонь пазів півмуфт у зоні їх контакту рівні, тобто  $\rho_{зв} = \frac{d}{2}$ , а лінія контакту  $l_k = \frac{\pi d}{2}$ . Тоді остаточно умова контактної міцності запишеться у вигляді

$$\sigma_n = 275 \sqrt{\frac{2T_k}{\pi R d^2 n}} \leq [\sigma_n].$$

За даною формулою знайдемо контактні напруження у деталях муфти:

$$\sigma_n = 275 \sqrt{\frac{2 \cdot 105 \cdot 10^3}{\pi \cdot 17,5 \cdot 4^2 \cdot 10}} = 1343 \text{ МПа.}$$

За допомогою програмного продукту Solid Works було спроектовано модель кулькової муфти вільного ходу велосипеда. Моделювання роботи муфти методами скінченних елементів за допомогою MSC Adams дозволило отримати наступні епюри розподілу напружень у півмуфтах (рис.2.3.11).

Як видно з рис.2.3.11,а максимальні напруження виникають у зоні контакту кульки з веденою півмуфтою і становлять  $\sigma_n = 1366$  МПа. Отже, під час порівняння результатів моделювання з теоретичними розрахунками відносна похибка становить:

$$\delta = \frac{1366 - 1343}{1366} = 0,0168 = 1,7 \text{ \%}.$$

Якщо в якості матеріалу деталей муфти прийняти сталь 45 з наступними параметрами: модуль пружності  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа; границя міцності  $\sigma_B = 680$  МПа; границя текучості  $\sigma_T = 340$  МПа.

У випадку розрахунків за контактними напруженнями для сталі 45 (гартування 350 НВ) коефіцієнт запасу  $n_H = 1,1$ , а коефіцієнт довговічності  $K_{HL} = 1$ , то отримуємо

$$[\sigma]_H = \frac{2HB + 70}{n_H} K_{HL} = \frac{2 \cdot 350 + 70}{1,1} \cdot 1 = 700 \text{ МПа.}$$

Під час порівняння отриманих результатів з допустимими напруженнями, очевидно, що розрахункові напруження значно перевищують як границю текучості, так і границю міцності даного матеріалу:

$$\sigma_n = 1366 \text{ МПа} > 700 \text{ МПа.}$$

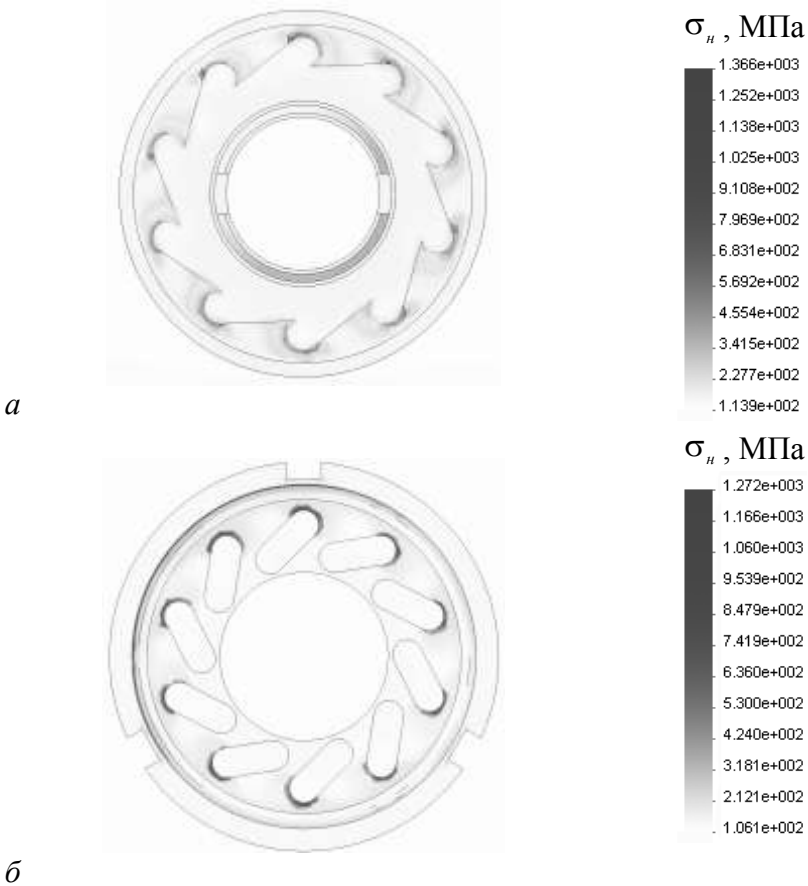


Рисунок 2.3.11 - Епюри розподілу напружень у деталях муфти: а - ведена, б - ведуча півмуфти

У цьому випадку коефіцієнт запасу міцності становить:

$$n_{\sigma} = \frac{[\sigma_n]}{\sigma_n} = \frac{700}{1366} = 0,51.$$

Максимальні деформації елементів муфти  $\Delta = 5,63 \cdot 10^{-2}$  мм.

Як бачимо, найбільш навантаженими є периферійні ділянки пазів на ведучій та веденій півмуфтах. Це пов'язано з тим, що у цій зоні виникають максимальні напруження деталей муфти.

Для перевірки теоретичних результатів виготовлено дослідний зразок кулькової муфти вільного ходу (рис.2.3.12) і досліджено експериментально його роботоздатність в реальних умовах експлуатації.

Після проведених експериментальних досліджень дослідний зразок було розібрано. На рис.2.3.12. зображена ведуча та ведена пів муфти після проведених експериментальних досліджень. Як видно з рис.2.3.12 внаслідок значних навантажень у робочій зоні спостерігається виникнення місцевих пластичних деформацій. З метою виявлення місць перевантажень основні елементи муфти, зокрема півмуфти, було спеціально виготовлено зі сталі 40Л без будь-якої додаткової обробки.



Рисунок 2.3.12 - Основні елементи розібраної муфти

За допомогою комп'ютерного моделювання встановлено напруження, що виникають в елементах муфти та місця перевантажень робочих поверхонь пазів півмуфт. Проведені розрахунки та отримані результати є вагомим підґрунтям для подальших досліджень нових кулькових муфт вільного ходу, які можуть застосовуватись у різноманітних механічних пристроях.

Для визначення функції зміни контактних напружень від крутного моменту методом скінчених елементів у програмі Cosmos Works була проведена серія дослідів, під час яких поступово змінювався крутний момент з певним кроком у діапазоні від 20 до 200 Н·м, і для кожного значення моменту визначались контактні напруження. На рис. 2.3.13 наведений графік зміни теоретичної та експериментальної функції напружень в залежності від моменту.

$\sigma_n$ , МПа

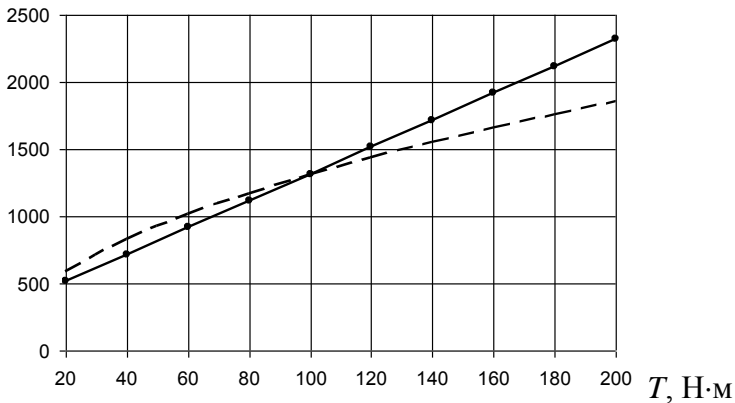


Рисунок 2.3.13 – Графік зміни теоретичної (штрихова лінія) та експериментальної (суцільна лінія) контактних напружень у робочому режимі муфти

Функція, отримана методом скінчених елементів змінюється лінійно, а функція Герца - за кореневим законом. Це свідчить про абсолютну відмінність двох різних методик розрахунку. Якщо метод скінчених елементів базується на знаходженні розв'язків інтегральних та часткових диференціальних рівнянь технікою Ейлера, Рунге-Кутти тощо, то формула

Герца для контактних напружень основана на багаторічних експериментальних даних з використанням певних допущень. Очевидно, що з відхиленням крутного моменту від значення 100 Н·м (саме у цій точці перетинаються отримані функції) відносна похибка відхилення теоретичних розрахунків від експериментальних даних буде зростати, однак в діапазоні значень крутного моменту від 20 до 200 Н·м вона не перевищує 20%.

Для визначення контактної сили та напружень, що виникають в зоні гострої кромки пазу на веденій півмуфті скористаємося динамічною моделлю, побудованою за допомогою програмних продуктів SolidWorks та Cosmos Motion. В результаті були отримані графіки зміни сили контакту кульки з веденою півмуфтою (рис. 2.3.14), швидкості веденої півмуфти (рис. 2.3.15) та лінійної швидкості кульки (рис. 2.3.16) у момент вмикання муфти.

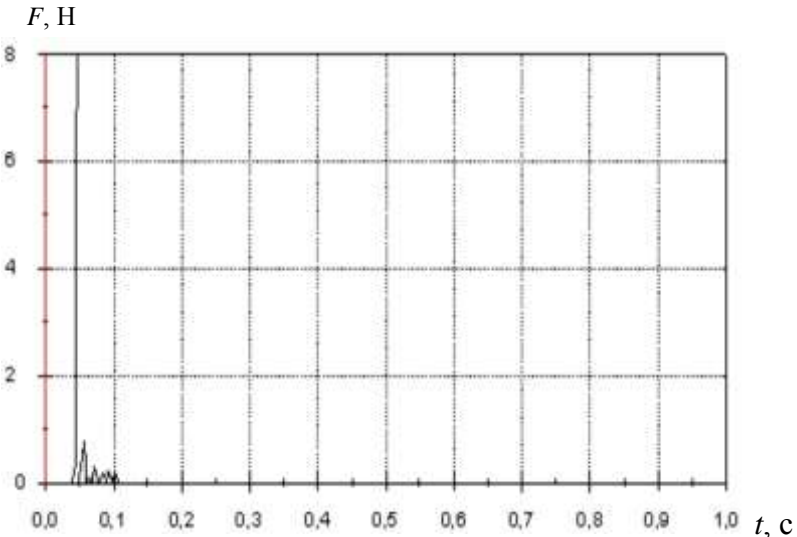


Рисунок 2.3.14 - Сила контакту між кулькою та веденою півмуфтою під час обертання ведучої півмуфти з частотою 2 об/с та однієї робочій кульці

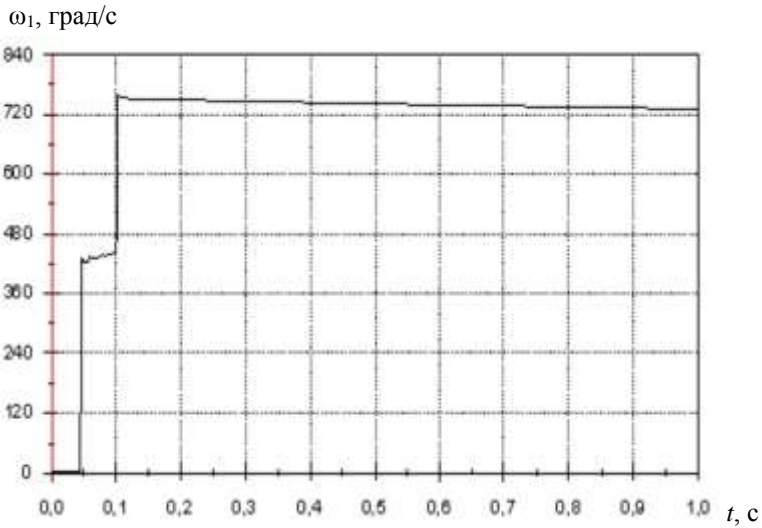


Рисунок 2.3.15 - Зміна швидкості веденої півмуфти у момент вмикання муфти під час обертання ведучої півмуфти з частотою 2 об/с та одній робочій кульці

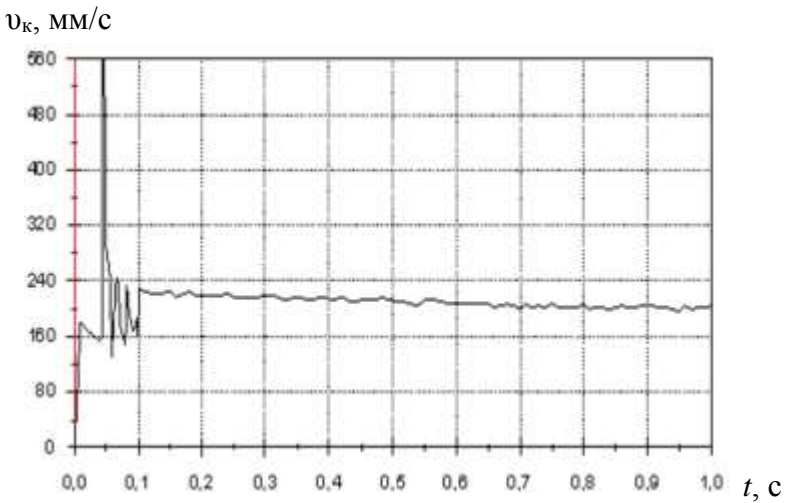


Рисунок 2.3.16 - Зміна лінійної швидкості кульки у момент вмикання муфти під час обертання ведучої півмуфти з частотою 2 об/с та одній робочій кульці



Варто зауважити, що на веденій півмуфті відсутнє будь яке навантаження, тобто вона обертається вільно, а моментами, що протидіють її руху, є тертя та інерції. Максимальні значення відповідних величин на графіках рис. 2.3.14 та рис. 2.3.16, а на рис. 2.3.15 - початку полочки величиною близько 400 град/с відповідають моменту удару кульки об гостру кромку пазу веденої півмуфти.

З цих рисунків видно, що у момент удару кульки об гостру кромку пазу веденої півмуфти (на рис. 2.3.14 відповідає піковому значенню контактної сили) різко змінюється величина та напрямок швидкості кульки (рис. 2.3.16), а на графіку рис. 2.3.15 бачимо невеличку полочку, що свідчить про те, що ведена півмуфта отримала певну швидкість ще до того, як кулька запала у її циліндричний паз. Після цього швидкості кульки і веденої півмуфти поступово спадають аж поки не вирівнюються зі швидкістю ведучої півмуфти.

Додатково проведено розрахунок на міцність за допомогою програми Cosmos Works, у якій ударна дія кульки на ведену півмуфту була замінена постійною в часі силою, величиною 35 Н. В результаті була отримана епюра веденої півмуфти (рис. 2.3.17), на якій позначені ділянки з коефіцієнтом запасу міцності, меншим за 1.

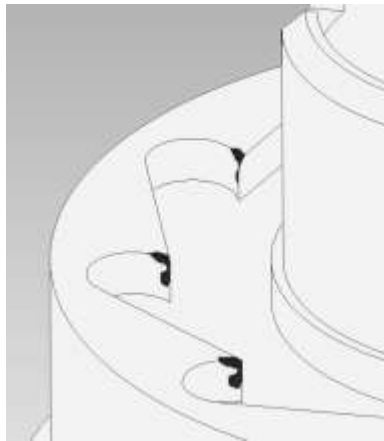
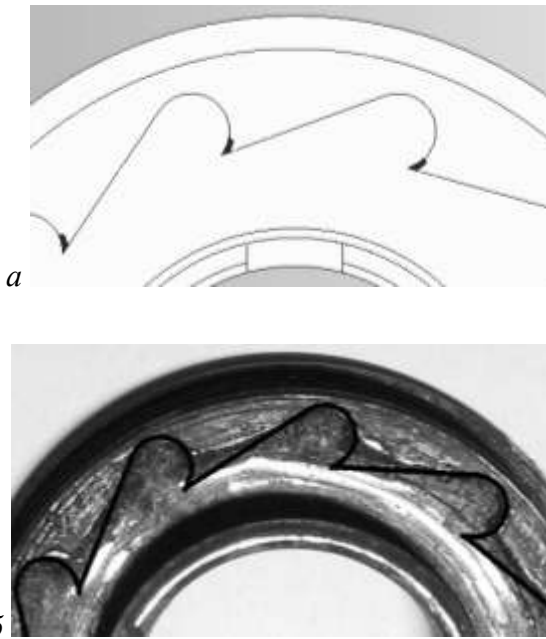


Рис. 2.3.17. Ділянки на веденій півмуфті з коефіцієнтом запасу міцності, меншим за 1

Як видно з даної епюри небезпечні ділянки знаходяться у верхній частині гострої кромки пазу веденої півмуфти, оскільки саме тут діє найбільша контактна сила з боку кульки у момент удару.

Експериментальними дослідженнями підтверджено, що під час експлуатації муфти саме ці місця зазнали найбільшого руйнування.

Для кращої наочності результатів, отриманих при моделюванні та експериментальних дослідженнях на рис.2.3.18 зображені вертикальна проекція епюри розподілу небезпечних ділянок та фотографія зношених пазів веденої півмуфти.



**Рисунок 2.3.18 - Місця найбільших руйнувань на веденій півмуфті: *a* - комп'ютерна модель; *б* - дослідний зразок після експериментів.**

На рис. 2.3.18,*a* бачимо, що ділянки максимальних напружень розміщені на внутрішній стороні гострої кромки пазу веденої півмуфти, що

підтверджується рис. 2.3.18,б, на якому видно, що частина паза спрацьована і навіть частково пошкоджений дотичний паз (чорною лінією показаний початковий профіль пазів на веденій півмуфті). Можливим заходом для зменшення напружень у цій ділянці і запобігання швидкому її спрацюванню є зміна форми кромки паза: гострі кути замінити плавними закругленнями або фасками.

Отже, при проведенні розрахунків на міцність будь якої деталі, складальної одиниці чи механізму не можна покладатися на результати лише теоретичних чи експериментальних даних. Слід провести комплексні як теоретичні розрахунки, так і експериментальні дослідження. На основі отриманих результатів можна зробити порівняльний аналіз і виявити слабкі місця кожного елемента. У даному випадку проведено теоретичні розрахунки, побудована тривимірна модель та виготовлено дослідний зразок у металі даної кулькової муфти, і у кожному з випадків проведення її комплексний розрахунок на міцність.

Такі комплексні дослідження уможливають вдосконалення важливої частини механічного засобу, що має функції автоматичного з'єднання та роз'єднання кінців валів.

### **2.3.7. Приклад спрощеного розрахунку кулькової обгінної муфти велосипеда**

Розрахунок зусиль, що діють у ланцюговій передачі, між кульками і поверхнями пазів напівмуфт, виконано за розробленою спрощеною методикою для конкретного серійного велосипеда Харківського виробництва, який оснащений новою кульковою муфтою вільного ходу, півмуфти якої спеціально виготовлені із сталі 40Л без жодної термічної обробки. Тут задача розв'язана у зворотному напрямку у порівнянні до розрахунків п. 2.3.6. Відтак, за основний відомий показник приймається зусилля людини, яка тисне на педалі велосипеда. Відомо, що ця сила регламентується відповідними стандартами.

Початкові параметри серійного велосипеда:  $Z_1 = 51$  - кількість зубців передньої зірочки;  $Z_2, Z_3$  і  $Z_4$  - відповідно дорівнюють 18, 20 і 22 - кількості зубців веденого блока зірочок, що має задня втулка;  $l = 170 \text{ мм}$  - довжина шатуна;  $P = 12,7 \text{ мм}$  - стандартний крок ланцюга. Початкові параметри розробленої муфти:  $d = 31 \text{ мм}$  - діаметр кола центрів кульок;  $d_k = 4 \text{ мм}$  - діаметр кульок;  $b = 4,1 \text{ мм}$  - ширина пазів півмуфт;  $Z = 10$  - кількість кульок;

Алгоритм аналізу у даному випадку зручно прийняти таким.

1. Розробляється розрахункова схема подібна до звичайної ланцюгової передачі [41], де наводиться:  $D_1$  - дільний діаметр ведучої зірочки;  $D_2$  - дільний діаметр веденої зірочки;  $F_p$  - рушійна сила, що прикладається до педалей;  $l$  - довжина шатуна;  $a$  - відстань між осями обертання зірочок.

2. Визначається дільні діаметри зірочок:

-ведучої

$$D_1 = \frac{P}{\sin \frac{\pi}{Z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{51}} = \frac{12,7}{\sin 3,5294} = \frac{12,7}{0,06156} = 206,3 \text{ мм.}$$

- веденої меншої  $D_{21} = \frac{12,7}{\sin \frac{\pi}{Z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{18}} = \frac{12,7}{0,174} = 73 \text{ мм.}$

- веденої проміжної

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

- веденої більшої

$$D_{23} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{22}} = \frac{12,7}{0,142} = 89,44 \text{ мм.}$$

3. Рухійний момент, що створюється людиною

$$T_1 = F_p l.$$

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

Тоді силу натягу ведучої вітки ланцюга визначаємо за формулою

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

5. Обертальні моменти на ведених зірках:

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

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

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

Із отриманих результатів випливає, що на веденому блоці досягається максимальний обертальний момент тоді, коли у зачепленні знаходиться зірочка, що має  $Z_4 = 22$  зубці.

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

$$F_2 = \frac{2T_{23}}{d} = \frac{2 \cdot 44,72F_1}{31} = 4,755F_p.$$

7. Приймаючи значення рушійної сили у межах 100... 600 Н, що змінюється з кроком, який дорівнює 100 Н, за останню залежністю підраховується навантаження на кульки муфти (табл..2.3.3).

Таблиця 2. 3. 3 - Значення зусиль у приводі велосипеда

Рушійна сила, Н	100	200	300	400	500	600
Навантаження на кульки, Н	475,5	951,0	1326,5	1902,0	2377,5	2853,0
Навантаження на кульку при рівномірному зачепленні, Н	95,1	130,2	265,3	380,4	475,5	570,6

Порівнюючи отримані тут результати (табл. 2.3.3) з подібними чинниками, які наведено у п. 2.3.6, можемо зауважити, що вони практично збігаються. Це повністю підтверджує достовірність такого методу розрахунку, який можна виконувати на етапах ескізного проектування кулькових обгінних муфт простіших транспортних засобів.

Зрозуміло, що найкращим випадок є такий, коли має місце рівномірне розподілення навантаження на всі кульки. Тоді термін функціонування таких муфт істотно підвищується за рахунок значного зменшення інтенсивності спрацювання бокових робочих поверхонь пазів півмуфт. Але, як показали багато чисельні досліди розробленого зразка муфти у найгірших експлуатаційних умовах, запропонована конструкція має окремі недоліки, тобто вона конструктивно не уможливорює такого явища, при якому всі кульки потрапляють в пази веденої півмуфти одночасно. У цій муфті в зачеплення потрапляють тільки декілька кульок, які можуть під дією власної ваги та невеликої відцентрової сили внаслідок малої маси кульок, закотитися в пази веденої півмуфти, які знаходяться нижче горизонтальної площини, на якій розташована вісь обертання муфти.

Таке явище пояснюється тим, що на початку руху ведуча півмуфта не надирає колової швидкості, яка б була достатньою для створення відцентрової сили масами верхніх кульок більшої за їхню власну вагу. Тому в даній роботі більше уваги приділено екстремальним станам елементів муфт, тобто теоретично можливим силовим взаємодіям.

Найгірший теоретичний варіант, з огляду на величину навантаження кульок, це такий, коли у зачеплення потрапляє лише одна кулька, тоді вона сприймає повне навантаження (табл. 2.3.3). Кількісний аналіз, який проведено за отриманими теоретичними виразами повністю підтверджує це явище.

Для отримання бажаного інтенсивного спрацьовування бокових робочих поверхонь пазів веденої півмуфти, вивчення закономірностей розподілення навантаження та визначення небезпечних місць у робочій зоні, дослідна муфта свідомо виготовлена із вуглецевої сталі без термообробки. Окрім того, ця муфта експлуатувалась у реальних умовах без мащення. Такі специфічні умови пришвидшили досягнення розв'язку поставлених задач.

На основі отриманих результатів автори продовжують дослідження стосовно покращення експлуатаційних характеристик кулькових обгінних муфт для різноманітних транспортних засобів.

# РОЗДІЛ ТРЕТІЙ

## ***КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ ОСЬОВОЇ ДІЇ***

---

---

### **ГЛАВА 3.1 БУДОВА, ГЕОМЕТРИЧНІ ТА КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ**

#### **3.1.1. Принцип осьової дії кулькової муфти вільного ходу**

Не завжди в назві того чи іншого пристрою можна безпосередньо «прочитати» його призначення й принципи будови. Приміром, обгінна муфта чи муфта вільного ходу (англ. *Overrunning Clutch* чи *Freewheel Clutch (unit)*; нім. *Überlaufkupplung* чи *Freilauf*) — це механічний пристрій для пересилання механічної потужності (деколи можна казати — рушійного чинника чи обертального моменту) суто в одному напрямку. Але в назві муфти цей факт безпосередньо не простежується. Промовистішою є, до прикладу, англійська назва обгінної муфти, сконструйованої у вигляді підшипника вільного ходу, — *one-way bearing* (дослівно — однобічний підшипник).

Звісно, описана обставина не є нездоланною перешкодою на шляху до порозуміння. Але слід зважати на те, що в назві дуже часто доводиться додатково означувати ще й принципи будови муфти. Тому неминуче постає питання змістовної точності термінології та змістовної «прозорості» класифікації.



Згадаймо таке.

Обгінні муфти застосовують для: запобігання будь-якої можливості зворотного передавання обертального руху в структурно незмінному кінематичному колі (скажімо, від тягового колеса велосипеда у напрямі привідних педалей); захисту механічного приводу від суттєвих крутильних коливань (приміром, привідного шківка автомобільного генератора), перетворення коливального руху однієї ланки механізму в обертальний іншої (в імпульсних передачах-варіаторах); надання валу, що обертається повільно, швидкого обертання у тому ж напрямку (наприклад, у механізмах швидких переміщень металорізальних верстатів); конструктивно обумовленого самовільного (без участі людини) перемикання передач в трансмісії мобільної машини за настання певних умов руху (приміром, в трансмісії чи реального автомобіля, чи радіокерованої моделі); самовільної зміни структури гідромеханічної трансмісії за настання певних умов руху (приміром, за потреби блокування гідродинамічного трансформатора); уникнення небажаного надмірно швидкого обертання первинного вала у разі різкого пришвидшення вторинного (наприклад, в стартерах двигунів внутрішнього згорання) тощо. Різнопланове застосування обгінних муфт, звісно, формує й різні пріоритети щодо визнання доцільності втілення тих чи інших принципів будови та дії.

Традиційно розрізняють: обгінні муфти зачеплення — храпові й кулачкові; обгінні муфти тертя (фрикційні) — з циліндричними чи ексцентричними роликами та із самозатягувальними витими пружинами. Але найчастіше застосовують фрикційні обгінні муфти з роликами, оскільки у них майже повністю відсутній марний хід і вони створюють відносно малий шум. Перевага роликів обгінних муфт ще й суто технологічна: зазвичай є можливість використовувати стандартні ролики роликопідшипників, виготовляючи при цьому корпусні елементи із сталей ШХ15, 20Х (твердість робочих поверхонь близько 60 HRC після цементації та гартування).

Звернімо увагу на пріоритети, які сформувалися в конструкціях автомобільних стартерних пристроїв щодо застосування обгінних механізмів.

Як відомо[1, 21, 61, 62,...], автомобільний стартерний пристрій (стартер) складають електродвигун (зазвичай постійного струму з послідовним збудженням чи збудженням від постійних магнітів та характерною

дуже великою частотою обертання його вала-якоря без навантаження), пристрій вмикання (тягове електричне реле), зубчатий привід з обгінною муфтою. Оскільки частота обертання вала бензинового двигуна, необхідна для його запуску, становить десь  $60 \dots 100 \text{ хв}^{-1}$ , а дизельного — десь  $80 \dots 200 \text{ хв}^{-1}$ , то надмірно швидкісний електродвигун стартера (частота обертання його вала може сягати  $15000 \text{ хв}^{-1}$ ) має з'єднуватись з двигуном внутрішнього згоряння через пару шестерень з передатним відношенням десь  $10:1 \dots 20:1$ . Таку пару зазвичай утворюють шестерня малого діаметра, належна саме стартеру, та зубчатий вінець, змонтований на периферії маховика двигуна внутрішнього згоряння. Застосувавши стартерний електродвигун із ще більшими, ніж зазвичай, швидкостями обертання якоря, можна суттєво зменшити розміри та масу «моторної» частини стартера, але доведеться передбачити додатковий передатний ступінь (отож матимемо стартер з редуктором). Після запуску автомобільного двигуна частота обертання його вала різко зростає, і відповідно частота обертання належної стартеру шестерні стає надмірно високою — такою що може спричинити руйнівну дію відцентрових сил.

Отож завдання обгінної муфти — забезпечити надійний розрух двигуна внутрішнього згоряння стороннім (стартерним) електродвигуном, але згодом, як тільки двигун внутрішнього згоряння заведеться, розірвати самовільно, без участі водія кінематичне коло з недоречно високою частотою обертання його елементів. Умови роботи муфти, звісно, важкі: забруднене середовище, дуже велика обертова швидкість, велике навантаження у зв'язку з пересиланням великого обертального моменту (особливо взимку, коли опір обертанню може зрости в сотню разів), ударні навантаження тощо.

Розрізняють, перш за все, автомобільні стартери: з інерційним приводом, з приводом попереднього вмикання, із ковзною привідною шестернею... Але ще однією принципово важливою класифікаційною ознакою завжди є різновид застосовуваної у складі стартера обгінної муфти: чи фрикційної роликівого штибу (англ. *Roller Clutch*), чи (багато)дискової фрикційної, чи з храповим механізмом зачеплення.

Отож не існує якогось абсолютного пріоритету у втілюваних принципах будови й принципах дії застосовуваних стартерних муфт вільного ходу. Тому серед класифікаційних ознак нема місця для таких, що

пов'язані з оцінюванням рівня досконалості чи ефективності конструкції. Натомість, впадає у вічі незаперечна доцільність розрізняти обгінні муфти зачеплення (!) та обгінні муфти зчеплення (!). У свою чергу, обгінні муфти зчеплення (що є, звісно, фрикційними) доречно поділяти на такі, у яких півмуфти взаємодіють через тертя спокою (унаслідок заклинювання проміжних робочих тіл, приміром, — роликів чи кульок), і такі, у яких елементи взаємодіють через тертя ковзання (за посередництва своєрідних дискових фрикціонів).

Визначальною ознакою, що вирізняє описувані досі кулькові обгінні муфти (див. також [2—8, 13, 42—53]), звісно, є те, що силова взаємодія елементів цих муфт здійснюється власне через зачеплення. Отож в описаних принципових схемах обгінних механізмів сукупно простежується особливе ставлення тут саме до обгінних муфт зачеплення (!).

Зауважмо, описані в попередньому розділі обгінні муфти особливі тим, що зачеплення півмуфт у них відбувається ніби радіально. Робочі тіла-посередники — кульки, що створюють чи усувають зачеплення півмуфт, — вимушені переміщатися відцентрово (відвісно) й доцентрово (довісно). Наголошуючи саме на цьому факті, муфти цього стибу були умовно названі обгінними радіальної (!) дії. Але легко збагнути, що суто радіальна рухливість кульок не може бути обов'язковою умовою для створення зачеплення півмуфт. Тому не дивно, що згодом було опрацьовано низку схем обгінних муфт, де кульки переміщуються здебільшого паралельно до осі обертання півмуфт, а зачеплення здійснюється ніби в осьовому напрямі.

Ця обставина спонукала потребу в уточненні існуючої класифікації муфт так, аби знайшлося місце для запатентованих згодом кулькових обгінних муфт нового типу [47—50]. Повнішу класифікацію муфт відбиває в собі рис. 3.1.1. Множину обгінних механізмів при цьому доповнено окремим класом муфт: взято до уваги так звані обмежувачі оберտального моменту (запобіжні муфти), серед яких вирізнено пристрої одnobічної дії та пристрої двобічної дії.

Звісно, нема жодного сенсу заперечувати можливість застосування і не радіальної, і не осьової (вісної) орієнтації зачеплення і просторі. Тому в подальшому класифікація обгінних муфт може доповнюватись додатковими ознаками.

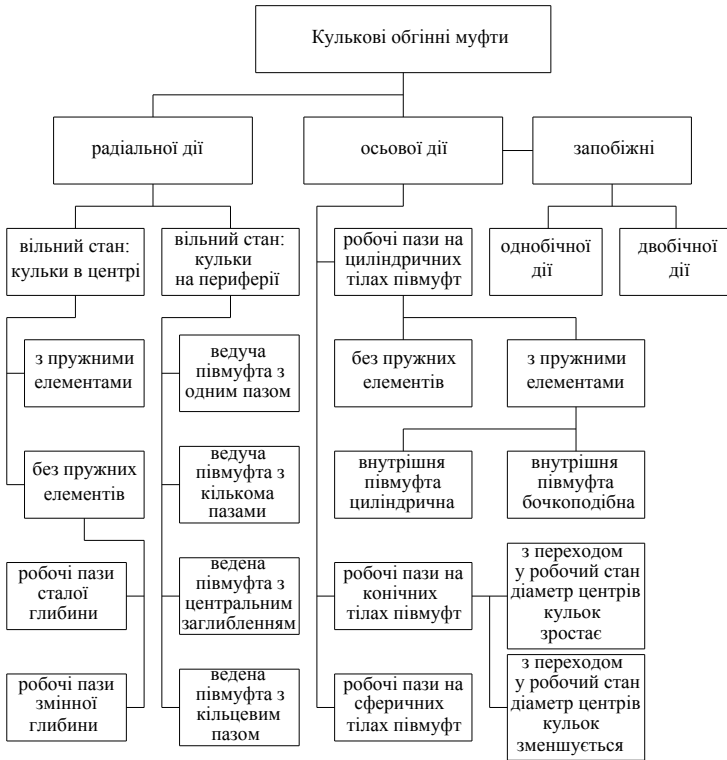


Рисунок 3.1.1 — Класифікація кулькових обгінних муфт

Отож відображена на рис. 3.1.1 класифікація кулькових муфт вільного ходу побудована, по суті, на протиставленні двох різновидів механізмів: перший — це кулькові муфти радіальної дії, а другий — кулькові муфти осьової дії. Такий класифікаційний поділ формально пов'язаний з напрямом руху кульок під час вмикання муфт, тобто в період зачеплювання й переходу механічного приводу від стану вільного ходу до робочого стану. Орієнтиром чи основою для укладання нової класифікації слугувала раніше укладена класифікація муфт суто радіальної дії, що наведена в [30, 57]. Згадане ж протиставлення виникло відразу з появою ідеї кулькової муфти вільного ходу так званої осьової дії (див. [42—45, 47—53]), відповідно до якої площина центрів кульок здатна пересуватися в осьовому напрямку. Спираючись на принцип осьової дії, стало можливим легко надавати обгінним муфтам запобіжні функції.

Класифікація, що наведена на рис. 3.1.1, вмотивовано «оперус» як конструктивними, так і (безпосередньо чи приховано) функціональними ознаками, на які доводиться (вже тепер) чи доведеться (в майбутньому) зважати при аналізі-синтезі властивостей та при оцінці ефективності-досконалості механізмів вільного бігу (ходу), дія яких спирається на принцип зачеплення через систему кульок (або й навіть одну кульку). Зокрема, відповідно до цієї класифікації кулькові обгінні муфти осьової (вісної) дії за формою так званих робочих тіл півмуфт, в масивах яких «вирізьблено» напрямні пази, де мають перекочуватися кульки, доречно поділяти на три окремо варті уваги підгрупи: з циліндрично, конічно та сферично орієнтованими в просторі напрямними пазами. Ця, здавалося б суто геометрична, класифікаційна ознака разом з тим характеризує ступінь та особливості прояву інерційних чинників (відцентрових сил та сил ваги кульок). Натомість, загальною визначальною ознакою муфт радіальної дії є, очевидно, те, що робочі пази, у які закладено кульки, «вирізьблено» безпосередньо на торцевих поверхнях кінців з'єднаних валів, або ж на робочих торцях півмуфт.

Кулькові муфти радіальної дії можуть суттєво відрізнитись одна від одної формою чи/та взаємним розташуванням пазів, а також кількістю робочих кульок у пазах. До того ж, робочі пази півмуфт можуть цілком по-різному взаємно ташуватись у час вільного бігу приводу, але в період вмикання муфти кульки обов'язково мають рухатися радіально від наближених до осі обертання муфти початків пазів до їх периферійно орієнтованих кінців. За рушійні чинники, що спонукують рух кульок у той чи інший бік правлять: сила ваги кульки, яка намагається вкотити кульку в (осьовий) кінець паза веденої півмуфти, розташований на осі обертання муфти чи нижче від неї; відцентрова сила, що діє на кульку у напрямі периферійного кінця паза, — тим більша, чим більша маса кульки і чим далі від осі муфти вона у поточну мить змістилася; сила тиску бокових робочих поверхонь пазів одночасно двох півмуфт, яка намагається проштовхнути кульку у бік периферійного кінця паза. З миті досягнення крайнього периферійного положення кулька стає посередником, через якого виникає зачеплення між ведучою і веденою півмуфтами, а муфта набуває змоги пересилати через себе обертальний момент від одного вала до іншого.

Визначальною ж особливістю муфти осьової дії є те, що під час її вмикання з'єднувальні (зачеплювальні) кульки рухаються переважно в осьовому напрямі. А отже кулька за відсутності достатніх відцентрових сил повинна вкочуватися до пазу веденої півмуфти під дією пружини (можливо, через спеціальне натискне кільце, завдяки чому підвищується точність та надійність вмикання муфти). Саме на муфтах цього штибу переважно зосереджена увага в цьому розділі. Здебільшого тут ідеться про кулькові обгінні муфти, які доцільно застосовувати в стартерних пристроях транспортних засобів з двигунами внутрішнього згоряння, а також у різних запобіжних пристроях — обмежувачах обертального моменту, які є сенс застосовувати у разі виконання монтажно-складальних робіт при виготовленні чи ремонті складних машин будь-якого призначення [48, 49].

### 3.1.2. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом на циліндричній поверхні

Ніщо не заважає напрямні пази (радше півпази) для кульок вирізьбити на циліндричних майже дотичних одна до одної поверхнях півмуфт [6]. Таким чином можна синтезувати, приміром, так звану кулькову муфту вільного ходу з кільцевим пазом на циліндричній поверхні (рис. 3.1.2). Цю муфту доречно використовувати для з'єднання-роз'єднання вертикально чи під кутом розташованих валів. Вона складається з ведучої півмуфти 1, на зовнішній циліндричній поверхні якої вирізьблені рівновіддалені один від одного (з однаковим кроком) ніби спіральні пази 2, у які закладаються кульки 3. Ці пази починаються на певній віддалі від торця ведучої півмуфти і їх глибина дорівнює половині діаметра кульки. На внутрішній циліндричній поверхні веденої півмуфти 4 на відповідній віддалі від її торця виконано кільцеву канавку 5, глибина якої також дорівнює половині діаметра кульки. Від цієї канавки відгалужуються спіралеподібні пази (півпази) 6 такої ж кривини, що й пази (півпази) ведучої півмуфти. Аби уможливити складання-розбирання муфти передбачено додатковий отвір, який заглушено гвинтом 7. Звернімо увагу на те, що пази можна вирізати безпосередньо в тілах валів (див. рис. 3.1.2).

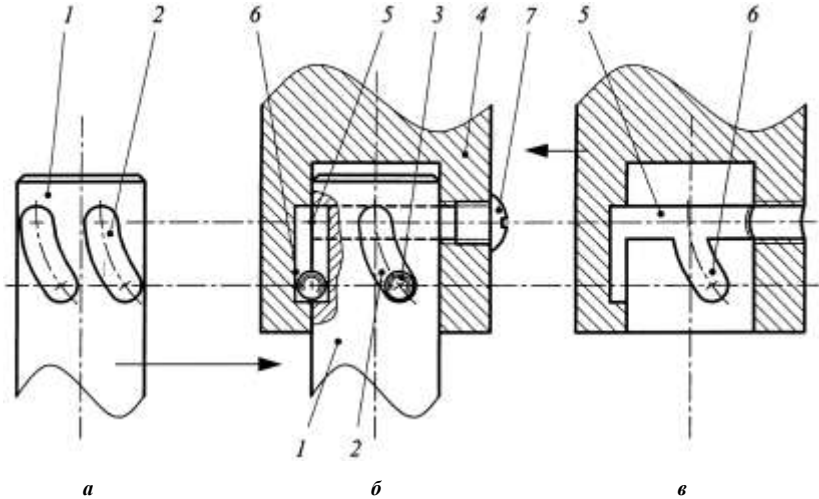
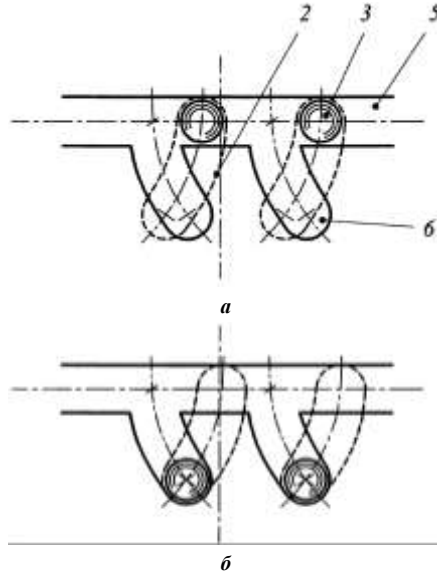


Рисунок 3.1.2 — Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом на циліндричній поверхні: *а* — ведуча півмуфта; *б* — муфта в складеному стані; *в* — ведена півмуфта

Якщо ведуча півмуфта (див. рис. 3.1.2, *а*), яка пов'язана з вихідним кінцем вала, приміром, електродвигуна, почне відставати від веденої (див. рис. 3.1.2, *в*), що обертається за годинниковою стрілкою (якщо дивитися з боку веденої півмуфти на ведучу), всі закладені в пази робочі кульки перекотяться в кільцеву канавку веденої півмуфти (див. рис. 3.1.2, *б*, *в* та рис. 3.2.3, *а*), полишаючи осьові (краще казати діагональні) пази ведучої півмуфти (див. рис. 3.1.2, *а*, *б*). Тому кінці валів, на яких змонтована муфта, виявляться роз'єднаними, ведена півмуфта і всі пов'язані з нею деталі обертатимуться цілком незалежно: в такому разі муфта перебуватиме у режимі вільного ходу, коли пересилання обертального моменту через неї стає неможливим.

Перехід муфти у робочий режим відбуватиметься автоматично кожного разу, коли ведучий півмуфти доведеться перегнати ведену. Кульки під дією власної ваги вкотяться у спіралеподібні (діагональні) пази, а далі бокові поверхні пазів півмуфт проштовхнуть їх в нижню частину пазів, рис. 3.1.3, *б*. Саме за посередництва кульок далі наводиться взаємодія півмуфт. Муфта починає обертатись як одне ціле, набуває здатності передавати обертальний момент.



**Рисунок 3.1.3** — Положення кульок під час вільного (а) та робочого (б) ходів кулькової муфти з кільцевим пазом на циліндричній поверхні

Аби вертикально розташована муфта була здатна пересилати як можна більший обертальний момент, необхідно передбачити використання як можна більшої кількості кульок — робочих тіл-посередників, через які власне і взаємодіють півмуфти. У разі збільшення кількості робочих кульок та відповідно пазів, у які вони закладаються, помітно зменшується навантаження, що припадає на кожен кульку окремо, знижується рівень контактних напружень (особливо в околі нижніх кінців пазів півмуфт), спадає інтенсивність спрацювання контактних поверхонь робочих деталей муфти, зростають надійність та довговічність муфти загалом.

Щоправда, при цьому гостро постає потреба особливо вимогливо перейматись високою точністю виготовлення півмуфт, аби гарантувати належно (чи задовільно, прийнятно) високий ступінь рівномірності розподілу робочих зусиль між усіма кульками. Саме від точності виготовлення залежить також те, наскільки вільно можуть «блукати» кульки пазами муфти, а відтак — надійність і швидкодія вмикання-вимикання муфти. Влаштувати надмірно великі зазори — цілком неприйнятний захід.



### 3.1.3. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом біля основи конуса

Взагалі кажучи, тілами, на поверхнях яких доцільно було б вирізати напрямні пази для кульок у муфтах вільного ходу, не обов'язково мають бути циліндри. До прикладу, напрямні пази можна вирізьбити на поверхнях зрізаних конусів, рис. 3.1.4. В такого типу муфті можна також передбачити й кільцевий паз, розташовуючи його, скажімо, біля основи конуса тіла веденої півмуфти.

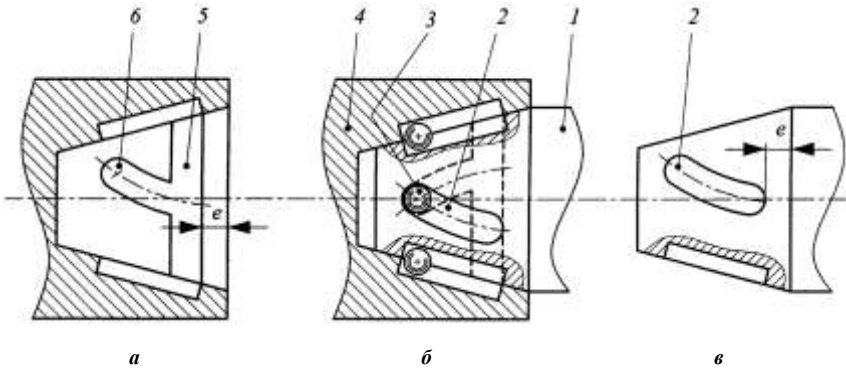


Рисунок 3.1.4 — Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом біля основи конуса:   
 а — ведена півмуфта; б — муфта в робочому стані; в — ведуча півмуфта

Ведучим елементом такої «конічної» муфти (рис.3.1.4, б) є півмуфта 1 у формі зрізаного конуса (рис. 3.1.4, в), на боковій поверхні якої вирізьблено рівновіддалені один від одного спіралеподібної форми пази 2. Починаються вони на деякій віддалі  $e$  від основи конуса. Спіралеподібні пази 6 такої самої кількості є також і на внутрішній конічній поверхні веденої півмуфти, рис. 3.1.4, а. Глибина пазів у ведучій і веденій півмуфтах — половина діаметра кульок 3, що мають ними пересуватись. На внутрішній конічній поверхні веденої півмуфти 4 (див. рис. 3.1.4, б) вирізьблено такої самої глибини кільцевий паз 5 (знову ж на віддалі  $e$  від основи конуса). Саме від кільцевого паза в тілі веденої півмуфти відгалужуються спіралеподібної форми пази 6 тієї ж кривини, що й пази ведучої півмуфти, але дзеркально зорієнтовані (див. рис. 3.1.4, б).

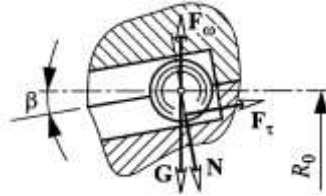


Рисунок 3.1.5 — Схема сил, що діють на кульку в мить вмикання муфти

Конічна кулькова обгінна муфта працює цілком подібно до раніше описаної циліндричної. Якщо ведуча півмуфта рухається відносно веденої за годинниковою стрілкою (дивимось на ведену півмуфту збоку ведучої, рис.3.1.4, б), то кульки, полишаючи осьові (діагональні) пази, потрапляють у кільцевий паз веденої півмуфти. Поки вони перекочуватимуться в кільцевому півпазі, муфта перебуватиме в стані марного ходу і не зможе передавати обертальний момент.

Якщо ж ведуча півмуфта починає свій рух відносно веденої у зворотному напрямку, кульки, що перебувають спочатку якнайдалі від осі обертання муфти, під дією власної ваги потрапляють у збіжні спіралеподібні пази веденої й ведучої півмуфт. Потім вже під тиском бокових поверхонь півпазів кульки примусово витискаються в напрямі вершини конусів. При цьому півмуфти набувають робочого стану, стану силової взаємодії і обертаються як одне ціле, завдяки чому муфта стає здатною пересилати обертальний момент від двигуна до робочого органу.

Умовою гарантованого вмикання однокулькової горизонтально розташованої муфти є співвідношення (рис. 3.1.5)

$$G \sin \beta > F_{\omega} \sin \beta + F_{\tau} \quad (3.1.1)$$

де  $G$  — сила ваги кульки,  $\beta$  — кут нахилу твірної конуса до осі муфти,  $F_{\omega}$  — відцентрова сила, що діє на кульку,  $F_{\tau}$  ( $F_{\tau} = kN$ ) — сила тертя ковзання-кочення,  $N$  ( $N = (G - F_{\omega}) \cos \beta$ ) — нормальна до твірної конуса сила,  $k$  — коефіцієнт тертя. Оскільки  $G = mg$ ,  $F_{\omega} = m\omega^2 R$  ( $m$  — маса кульки,  $g$  — гравітаційна стала,  $\omega$  — максимальна можлива швидкість відносного обертання півмуфт,  $R$  — радіус кола, на якому у початкову мить знаходиться центр кульки), то умова (3.1.1) зводиться до нерівності

$$R < g / \omega^2. \quad (3.1.2)$$

Отож для гарантованого вмикання муфти радіус кола розташування центру кульки в кільцевому пазу слід добирати, керуючись умовою (3.1.2). Описана муфта може застосовуватись для з'єднання кінців валів з відносно невеликими швидкостями обертання.

### 3.1.4. Кулькова муфта вільного ходу з кільцевим пазом біля меншої основи зрізаного конуса

Очевидно, що кільцевий паз можна вирізьбити й біля меншої основи зрізаного конуса тіла веденої півмуфти [8], рис. 3.1.6. Це якимось позначиться на властивостях муфти вільного ходу.

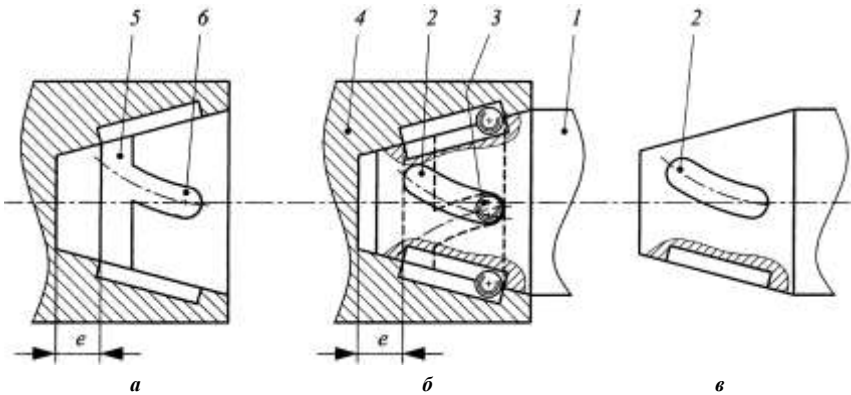


Рисунок 3.1.6 — Кулькова муфта з кільцевим пазом біля меншої основи зрізаного конуса: *a* — ведена півмуфта; *б* — муфта в робочому стані, *e* — ведуча півмуфта

Подібно до вже описаної, ведучим елементом нової муфти є (ведуча) півмуфта *1* (рис. 3.1.6, *б*), на боковій поверхні конусного тіла якої (рис. 3.1.6, *в*) розміщені рівновіддалені один від одного спіралеподібної форми пази *2*. На внутрішній конічній поверхні веденої півмуфти *4* (рис. 3.1.6, *б*) вирізьблено кільцевий паз *5* на віддалі *e* від меншої основи зрізаного конуса (рис. 3.1.6, *а*). Від кільцевого паза розгалужуються криволінійні спіралеподібної форми пази *б* у такій самій кількості та тієї ж кривизни, що й пази ведучої півмуфти.

У місцях прилягання конічних поверхонь пази півмуфт зорієнтовані ніби дзеркально. Вдовж пазів мають бігати кульки 3. Тому їх сумарна глибина має відповідати діаметру кульки (як і в попередніх муфтах).

Умову вмикання муфти можна висувати, керуючись наведеною на рис. 3.1.7 розрахунковою схемою. Найсприятливішим для вмикання муфти є розташування кульки в найнижчому положенні. Саме в цьому положенні на кульку цілком узгоджено діють і сила власної ваги, і відцентрова сила, спрямовуючи її пазами півмуфт у напрямі основи зрізаного конуса. Умова нормальної роботи муфти матиме вигляд

$$(F_{\omega} + G)\sin\beta > F_{\tau} . \quad (3.1.3)$$

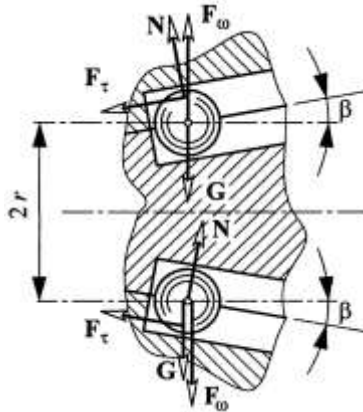


Рисунок 3.1.7 — Схема сил, що діють на кульки в мить вмикання муфти

Беручи до уваги те, що  $F_{\tau} = Nk = (F_{\omega} + G)k \cos\beta$ , умові (3.1.3) можна надати вигляду

$$\beta > \arctan k . \quad (3.1.4)$$

Кулька, що знаходиться у верхньому положенні рухається по збіжних пазах півмуфт під дією тільки відцентрової сили (рис.3.1.7). Цей процес є можливим тільки з такої умови

$$(F_{\omega} - G)\sin\beta > F_{\tau} .$$

Знову враховуючи, що  $F_{\tau} = Nk = (F_{\omega} - G)k \cos \beta$ , умову можливості виходу кульки з кільцевого каналу, можна подати у вигляді

$$r > \frac{g}{\omega^2}, \quad (3.1.5)$$

( $r$  — радіус, на якому перебуває центр кульки в кільцевому пазу). Саме умова (3.1.5) визначає відповідність параметра  $r$  заданій швидкості  $\omega$  обертання ведучого частини муфти.

Отже, конічні муфти можна застосовувати для з'єднання співвісних валів за будь-яких частот їх обертання. Проте, конструкцію муфти з кільцевим пазом біля меншої основи зрізаного конуса веденої півмуфти доцільніше застосовувати за високих швидкостей обертання вала, а муфти з кільцевою канавкою при більшій основі конуса — для відносно малих кутових швидкостей, оскільки для першої відцентрова сила, що діє на кульку, сприяє, а для другої протидіє вмиканню механізму у робочий режим. Простота конструкції таких муфт уможливує широке їх застосування у сучасному машинобудуванні.

### 3.1.5. Будова та принцип дії кулькових запобіжних муфт

Для здійснення обертового руху однієї деталі механізму відносно іншої нерухомої з докладанням обмеженого, строго заданого максимального обертового моменту, приміром, у разі затягування гайок нарізевих з'єднань до регламентованого рівня, традиційно застосовують так звані динамометричні ключі. Точність виконання цього процесу суттєво залежить від людського чинника та властивостей інструменту, який з плином часу змінює свою характеристику. Це, звісно, ускладнює виконання на належному якісному рівні складальних робіт при виготовленні машин чи монтажних-демонтажних операцій під час проведення ремонтних дій над різноманітними механізмами з відповідальними функціями. Отож існує цілком конкретна й важлива технічна проблема [1, 13, 18, 19, 20, ...].

Виникає вагома мотивація усунення зазначених недоліків, властивих традиційній технології виконання монтажних-демонтажних операцій. Це можливо застосуванням гайковертів, але із пристроями автоматичного обмежування величини обертового моменту, що прикладається до де-

талей нарізевих з'єднань. Застосування таких пристроїв істотно скорочує час виконання складальних операцій, підвищує технологічну якість операцій затягування гайок, дозволяє точніше регулювати рівень сили попереднього затягування цих з'єднань.

Досягти поставленої мети можна, виявляється, застосовуючи у складі гайковерта дуже прості конструкції кулькових обгінних муфт, ідея яких задекларована в [13, 18, 30] та [48, 49]. Саме такого типу муфти із технічними засобами запобіжної дії дозволяють відносно легко синтезувати прості будовою гайковерти з наперед окресленими корисними властивостями і тим самим розв'язати окреслену щойно вельми актуальну проблему машинобудування.

Розгляньмо будову та принцип дії гайковерта, в склад якого входить запобіжна муфта осьової дії. Спрощено будова гайковерта відображена на рис. 3.1.8: 1 — ведуча півмуфта з напрямними пазами (гарами) 2, що мають робочі поверхні 3; 4 — ведена півмуфта з напрямними пазами 5, що мають робочі поверхні 6; 7 — робочі кульки, закладені в пази півмуфт; 8 — рухомий диск, який притискається до робочих кульок пружиною 10; 11 — регулювальні гайки, якими через диск 9 можна задавати бажаний рівень попереднього стискування пружини; 12 — кулька взаємного центрування півмуфт; 13 — корпус; 14 — гвинти-фіксатори. Пристрій може функціонувати з будь-яким джерелом обертового руху, навіть з простим електродрилем. В цьому разі він своїм хвостовим кінцем повинен закріплюватись у патроні електродриля, а в носовий отвір веденої півмуфти необхідно вкласти відповідний робочий інструмент.

Принцип роботи такого обмежувача обертового моменту легко відстежити, керуючись тим самим рис. 3.1.8. Величина граничного обертового моменту задається за допомогою регулювальних гайок, одна з яких виконує функції контргайки. Власне цими гайками з певною силою стискають пружину, а вже стан пружини і визначає максимальне значення обертового моменту, яке здатен створити гайковерт.

Якщо ведуча півмуфта обертається у бік відхилення пазів веденої півмуфти, то кульки, поки обертальний момент не перевищує певної величини, силою від пружини утримуються в пазах півмуфт (на рис. 3.1.8 — у крайньому правому положенні). Пристрій обертається як одне ціле та може загвинчувати гайку з до деякої межі довільною силою затягування.

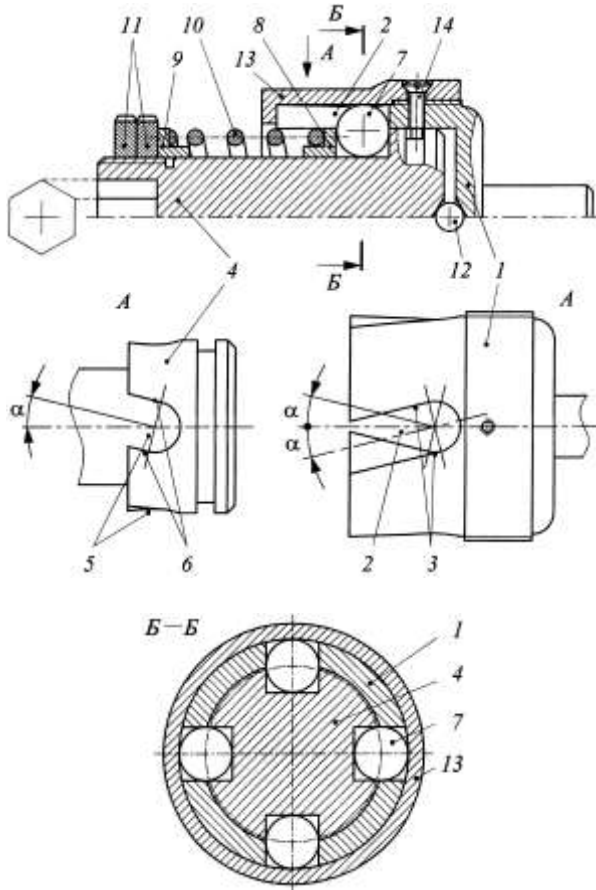


Рисунок 3.1.8 — Схема однієї запобіжної муфти (з виглядами А на ведену і ведучу півмуфти та поперечним перерізом В — В)

Але при досягненні певного максимального значення обертового моменту кульки боковими поверхнями пазів півмуфт з подоланням опору пружини виштовхуються вліворуч, виходять із зачеплення з пазами 5 і починають котитися-ковзати вздовж поверхні торця веденої півмуфти. Отож силове коло в пристрої розривається і робочий інструмент перестає далі пересилати обертальний момент. Ознакою завершення процесу загвинчування є поява легкого цокотання кульок при обминанні ними вхідних крайок пазів веденої півмуфти.

### 3.1.6. Запобіжні пристрої двобічної дії

Застосування гайковертів на кшталт щойно описаного, очевидно суттєво спрощує технологічний процес складання нарізевих з'єднань та помітно зменшує витрати часу на його втілення. Але обмежувач обертового моменту можна ще більш удосконалити, вдаючись до застосування так званої запобіжної муфти двобічної дії. Таке удосконалення розширило б функціональні можливості та збільшило б ефективність застосування гайковертів: звісно, йдеться про залучення гайковертів до виконання складальних операцій при виготовленні складних машин, що мають велику кількість нарізевих з'єднань одночасно як з правим, так і з лівим спрямуваннями.

Принципову схему двобічно запобіжної муфти відображає рис. 3.1.9 (тут муфта також умонтована в гайковерт). Очевидно, що новий механізм конструктивно впливає із свого попередника однобічної дії (порівняймо рис. 3.1.8 та 3.1.9). Принциповою його новизною-відмінністю є те, що пази на циліндричних тілах півмуфт виконано з нахилами під кутом  $\alpha$  у два боки від циліндричних твірних (від осі муфти). Подібно до муфти однобічної дії муфта двобічної дії містить у своєму складі: ведучу півмуфту 1 з пазами 2, що мають дві скошені робочі поверхні 3; ведену півмуфту 4 з пазами 5, що мають скошені робочі поверхні 6 під тим самим кутом  $\alpha$ , що й робочі поверхні у ведучій півмуфті; кульки 7, що знаходяться одночасно в пазах ведучої та веденої півмуфт; натискного диска 8, що притискається до кульок спертою на диск 9 пружиною 10; регулювальних гайки і контргайки 11; центрувальну кульку 12; корпус 13 з стопорними гвинтами 14.

Виконуючи функції обмежувача обертового моменту, пристрій може працювати сумісно з будь-яким джерелом обертового руху, і перш за все — з тим, що здатне легко змінювати напрям обертання. Джерелом обертового руху може бути, приміром, звичайний електродріль, в якому передбачено реверс напрямку руху, або ж спеціальний гайковерт з реверсованим електро- чи гідроприводом. Отож у разі застосування електродріля пристрій хвостовиком (правим кінцем, див. рис. 3.1.9) слід кріпити у патроні дріля, а в робочий отвір веденої півмуфти слід вкласти відповідний інструмент. Можна застосовувати вельми широку гаму інструментів



для здійснення різних операцій, але перш за все — викрутки та ключі. У разі використання свердла пристрій запобігатиме також його руйнуванню у мить заклинювання (залипання) під час виконання інтенсивної технологічної операції.

На бажану величину граничного обертового моменту пристрій можна налаштувати, знову ж таки, за допомогою регулювальних гайок 11, одна з яких править за контргайку. Власне цими гайками стискають пружину 10 до стану, відповідного бажаному рівню максимального значення обертового моменту, яке здатен буде втілити гайковерт.

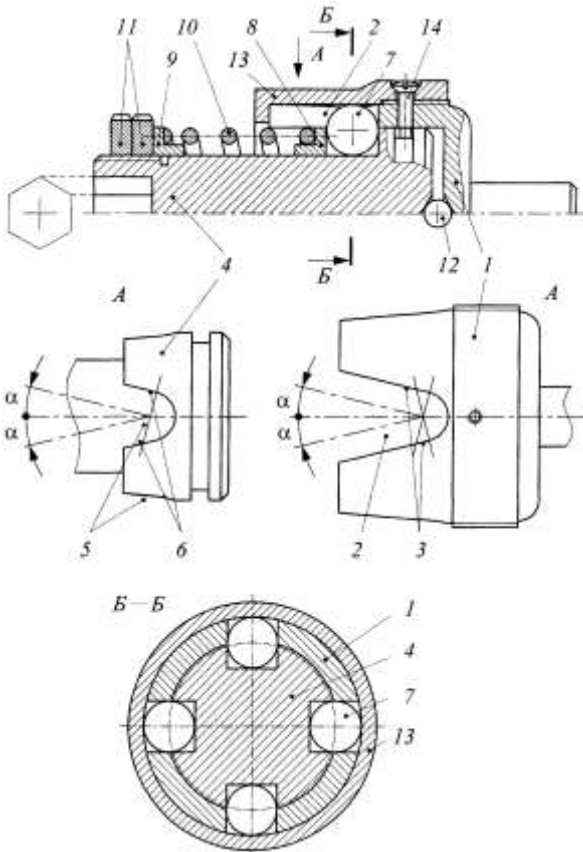


Рисунок 3.1.9 — Схема двобічно запобіжної муфти (з виглядами А на ведену і ведучу півмуфти та поперечним перерізом Б — Б)

Доти, поки кульки утримуватимуться силою пружини в пазах одночасно обох півмуфт (див. рис. 3.1.9: подовжній переріз), пристрій (муфта) обертатиметься як одне ціле, і гайковерт, приміром, весь час загвинчуватиме гайку. При досягненні певного наперед заданого максимального обертального моменту, відповідного бажаній силі затягування гайки, кульки вдовж бокових косих поверхонь пазів півмуфт виштовхуються із пазів 5 і далі вже котяться-ковзають вздовж торця веденої півмуфти 4. Силовий ланцюг переривається, настає марний хід пристрою і робочий інструмент зупиняється (про це сигналізуватиме цокотання кульок).

### **3.1.7. Застосування кулькової муфти в стартері автотранспортного засобу**

Керуючись результатами кількісного аналізу навантажень, що пересічно спостерігаються в існуючих роликових муфтах вільного ходу найпоширеніших стартерних пристроїв автотранспортних засобів, виявляється, можна з цілковитою упевненістю покластися й на муфти з так званим кульковим зачепленням, принципів схеми яких охоплює укладена раніше класифікація (див. рис. 3.1.1). Отож, подібно до описаних в [48, 49] конструкцій кулькових обгінних муфт осьової дії, які доцільно застосовувати в пристроях, що покликані обмежувати величину обертального моменту, наприклад, у гайковертах, можна також впровадити кулькову обгінну муфту у стартерний пристрій автотранспортного засобу замість традиційної роликової обгінної муфти [50].

У порівнянні з традиційною роликовою муфтою кулькова обгінна муфта має такі особливо помітні переваги:

- вища енергоощадність та нижча економічна витратність при виготовленні, оскільки відсутня нагальна потреба ретельно обробляти робочі поверхні півмуфт;

- високий рівень технологічності конструкції сукупно у процесах виготовлення й експлуатації, обслуговування й ремонту;

- вища експлуатаційна ефективність завдяки пересиланню моменту сил зачепленням, а не фрикційною взаємодією півмуфт;

- менші габарити за можливості сприймати однакові навантаження.

За недоліки кулькових муфт доречно визнати:

— необхідність забезпечити у процесі виготовлення високу точність взаємного попарного розташування робочих поверхонь пазів півмуфт;

— необхідність погоджувати нахил пазів півмуфт з напрямом обертання з'єднаних валів.

Конструкцію кулькової обгінної муфти, вмонтованої в привід автомобільного стартера, відображає рис. 3.1.10: 1 — ведуча півмуфта, що має фланець 2 з пазами-вирізами 3, орієнтованими під деяким кутом  $\alpha'$  до осі обертання муфти; 4 — ведена півмуфта, що має циліндричне тіло 5 з пазами-канавками 6, орієнтованими під деяким кутом  $\alpha$  до осі обертання муфти (звісно, цілком можливо, що  $\alpha = \alpha'$ ); 7 — вкладені в пази кульки; 8 — натискне кільце, що спирається на пружину 9; 10 — корпус із розрізним стопорним кільцем 11. Ведена півмуфта поєднує в собі привідну шестірню 12, а ведуча має внутрішні похилі пази для з'єднання з валиком ротора електродвигуна стартера. Зображення пазів на рисунку є спрощеним, схематизованим (як і на рис. 3.1.8, 3.1.9).

Повний цикл дії кулькової муфти описаного типу, як і традиційної роликової, можна поділити на чотири принципово різні етапи:

— перехідний процес укочування кульок в пази веденої півмуфти (процес вмикання муфти);

— робочий хід у стані повного захоплення кульок пазами веденої півмуфти;

— перехідний процес викочування кульок з пазів веденої півмуфти (процес вмикання муфти);

— кочення-ковзання кульок по торцю веденої півмуфти поза пазами ведучої півмуфти (вільний хід).

Отож, робочий і вільний стани муфти визначаються розташуванням кульок у пазах півмуфт. Якщо кульки пересуваються вліворуч (див. рис. 3.1.4), цілком полишаючи пази-вирізи у фланці ведучої півмуфти, то пересилання муфтою обертального моменту стає неможливим. Інакше кажучи, якщо кульки перебуватимуть у пазах тільки веденої півмуфти, перекочуючись-ковзаючи по торцю ведучої півмуфти, то муфта працюватиме у вільному режимі — як звичайний підшипник. Вільний режим, як легко збагнути, виникне тоді, коли ведуча півмуфта змінить напрям руху, відставатиме від веденої півмуфти чи взагалі зупиниться (а ведена ще

продовжуватиме обертатись). Бажана ситуація: як тільки автомобільний стартер запустить двигун внутрішнього згорання, зубчатий вінець маховика набуває дуже великої швидкості обертання, тепловий двигун стає ведучим по відношенню до стартерного електродвигуна, а обгінна муфта при цьому самовільно переходить в очікуваний режим вільного ходу.

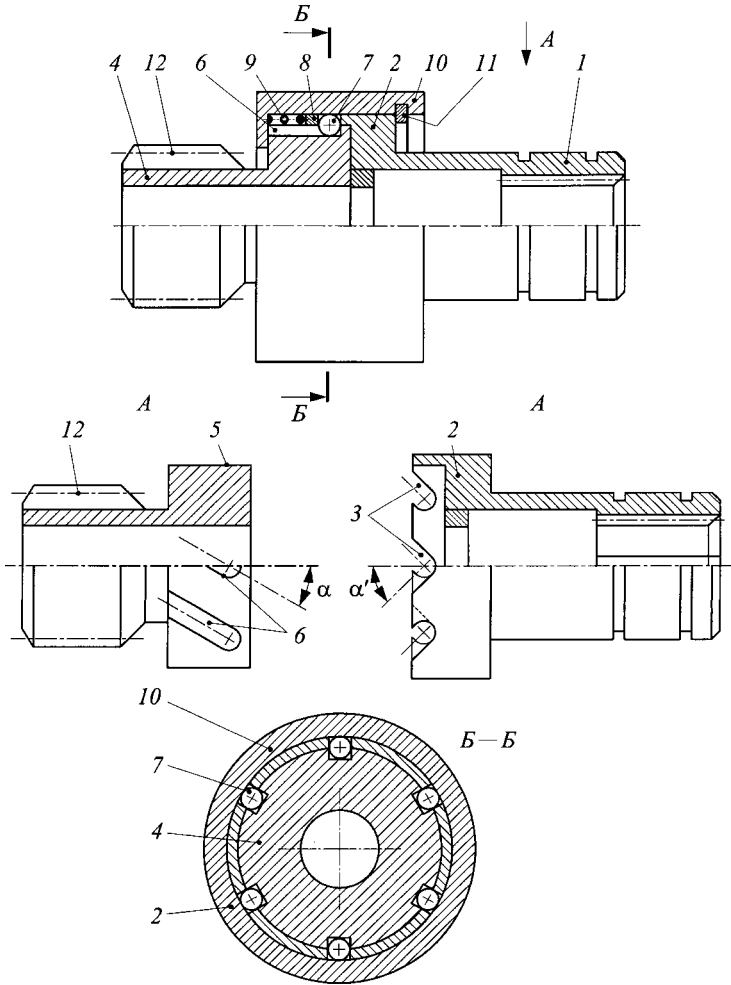


Рисунок 3.1.10 — Схема кулькової обгінної муфти автомобільного стартера (з виглядами А на ведену і ведучу півмуфти та поперечним перерізом Б—Б)

Тривалість перебування муфти у вільному стані є невеликою і визначається часом, за який шестірня стартерного електроприводу виходить із зачеплення з зубчатим вінцем маховика колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння. Вкочування кульок в пази веденої півмуфти завжди відбувається без зовнішнього навантаження і завдяки, перш за все, цьому також триває недовго.

Загалом процес переходу муфти у робочий стан перебігає вельми просто. У разі вмикання електродвигуна стартера ведуча півмуфта *I* (див. рис. 3.1.10) починає обертатись за годинниковою стрілкою (якщо дивитися на лівий її торець), і в мить, коли розташування пазів стає відповідним, кульки зчіплюють півмуфти в одне ціле. Муфта переходить у власне робочий стан, аж коли кульки потрапляють у крайнє праве положення, як показано на рис. 3.1.10 (див. верхнє зображення). Через зачеплені за допомогою кульок-посередників півмуфти потік потужності від ротора електродвигуна стартера спрямовується до маховика колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння. Рушійний обертальний момент по дорозі до маховика двигуна внутрішнього згоряння, «наводить» відповідний напружений стан робочих поверхонь кульок і півмуфт. Саме інформація про закон розподілення навантажень в робочій зоні є підґрунтям для проведення розрахунків на міцність елементів обгінної муфти та установлення їхньої навантажувальної здатності.

### **3.1.8. Геометричні та кінематичні параметри кулькових обгінних муфт**

Синтез кулькової обгінної муфти того чи іншого призначення мусить спиратися на інформацію про параметри й характеристики навантаження (її виходу) чи/та джерела механічної енергії (її входу). Приміром, в процесі конструювання обгінної муфти приводу автомобільного стартера слід брати до уваги чи властивості двигуна внутрішнього згоряння на режимах пуску (за достатньо складних умов), чи властивості стартерного електродвигуна (якщо він раціонально підібраний до заданого двигуна внутрішнього згоряння). Зрештою, процес синтезу може спиратись на примітивну аналогію з традиційною обгінною муфтою.

Процес системного добирання характеристик стартерних електродвигуна, обгінної муфти, механічної передачі до заданого двигуна внутрішнього згоряння доречно називати суміщенням (вмотивованим, раціональним, оптимальним) режимів роботи перелічених структурних елементів у складі єдиної системи (чи навіть просто — суміщенням характеристик), як це інколи роблять в теорії автомобіля [11, 12], коли йдеться про синтез системи «двигун — трансмісія» автомобіля. У разі спирання на аналогію про суміщення режимів і характеристик в прямому сенсі не йдеться, але особливості суміщення так чи інакше переносяться з традиційної системи на нову синтезовану.

Дослідна обгінна муфта стартера, що схемно відображена на рис. 3.1.10, сконструйована саме на основі аналогії із стартером бензинового двигуна внутрішнього згоряння легкового автомобіля при реалізації технічної ідеї, яку ілюструють рис. 3.1.8 та 3.1.9. Найголовніші параметри стартера-аналога наведені в табл. 3.1.1: отож, нова обгінна муфта повинна пересилати через себе потужність, не меншу за 1,5 кВт, та максимальний обертальний момент, не менший за 20 Н·м.

Керуючись задекларованими в табл. 3.1.1 значеннями параметрів вдалося розробити конструкцію кулькової обгінної муфти осьової дії такого самого призначення, яка має, проте, суттєво менші габаритні розміри, ніж традиційна роликівна обгінна муфта, належна стартеру-аналогу. Найважливіші геометричні параметри нової муфти наведені в табл. 3.1.2.

**Таблиця 3.1.1 — Кінематичні та навантажувальні параметри стартера-аналога бензинового двигуна легкового автомобіля**

Назва та позначення параметра	Одиниця вимірювання	Значення
Корисна потужність стартера, $P$	кВт	1,51
Швидкість обертання якоря: $\omega_1$ ( $n$ )	рад/с ( $\text{хв}^{-1}$ )	418,7 (4000)
Обертальний момент, $T$	Н·м	3,6
Максимальний обертальний момент, $T_{\text{max}}$	Н·м	20

Таблиця 3.1.2 — Параметри кулькової обгінної муфти стартера бензинового легкового автомобіля

Назва параметра	Одиниця вимірювання	Значення параметра
Ділильний діаметр привідної шестірні	мм	26
Діаметр кола вершин зубців		29
Діаметр кола западин зубців		20
Модуль зубців		2,5
Кут зачеплення	град	15
Зовнішній діаметр веденої півмуфти чи діаметр кола центрів кульок	мм	36
Діаметр кульок		6
Кількість кульок	—	6
Довжина пазів для розміщення кульок	мм	17,8
Кут нахилу пазів до твірної зовнішнього циліндра півмуфти	град	45
Зовнішній діаметр фланця ведучої півмуфти	мм	42
Зовнішній діаметр муфти (стакана)		48
Товщина фланця веденої півмуфти		16
Ширина корпусу (стакана) муфти		30
Робоча ширина корпусу		24
Товщина фланця ведучої півмуфти		11,5
Глибина пазів ведучої півмуфти		5

Звісно, деякі з наведених в табл. 3.1.2 розмірів обгінної муфти зумовлені необхідністю «прив'язатись» до конкретного двигуна конкретного автомобіля. Приміром, тут не підлягали варіюванню розміри внутрішнього отвору та пазів ведучої півмуфти. Довелося залишити такими самими, як у муфт серійного автомобіля, розміри й кількість зубців привідної шестерні.

### 3.1.9. Вплив геометричних параметрів обгінної муфти стартера на тривалість її вмикання

Хай у мить вмикання стартера кульки обгінної муфти перебувають у нерухомому стані поза пазами ведучої півмуфти — у зачепленні лише з веденою півмуфтою. Ведуча півмуфта разом з ротором електродвигуна стартера інтенсивно (майже миттєво, оскільки відсутнє навантаження) набуває деякої кутової швидкості  $\omega_1$ , а точки внутрішньої циліндричної поверхні фланця ведучої півмуфти — колової швидкості  $V = \omega_1 R$  ( $R$  — внутрішній радіус фланця ведучої півмуфти, тобто радіус циліндричної поверхні, що розмежовує ведучу й ведену пів муфти і на якій в цьому разі розташовуються центри кульок — посередників зачеплення). Під дією стиснутої пружини кульки постійно притиснуті до торця фланця ведучої півмуфти, але за першої ж нагоди западають, вкочуються в її пази. Доречно з'ясувати, якою може виявитися тривалість процесу цілковитого западання кульок в пази ведучої півмуфти, а отже загалом тривалість повного вмикання обгінної муфти.

Розв'язуватимемо цю задачу, керуючись такими припущеннями:

— кульки мають форму ідеальної сфери, є абсолютно жорсткими, мають сталу колову швидкість;

— радіальні, кутові й осьові взаємні зміщення півмуфт, а також відцентрові сили, що діють на кульки, проявляють себе настільки слабо, що ними можна цілком зневажити;

— жорсткість пружин залишається незмінною, а внутрішнє тертя та поперечні коливання в них не позначаються на русі кульок;

— контактні деформації у зонах взаємодії кульок з поверхнями пазів є незначними.



«Коловий» шлях  $L$ , який має подолати кулька до миті повного входження в зачеплення з ведучою півмуфтою, а отже й час (тривалість)  $t$  вмикання муфти залежать від розташування кульки у початкову мить. Звісно, у разі рівномірного руху кульки  $L = \omega_1 R t$  ( $\omega_1 = \text{const}$ ).

Початкові стани кульки, зображені на рис. 3.1.11, *а* і *б* — очевидно нестійкі: підпружинене натискне кільце при непрацюючому стартері, скоріш за все, здатне буде перемістити кульку й повернути ненавантажену ведену півмуфту відносно ведучої так, що виникне цілком стійке взаємне розташування півмуфт і кульки, зображене на рис. 1.3.11, *в*. Саме такому стану кульки муфта самовільно надасть перевагу.

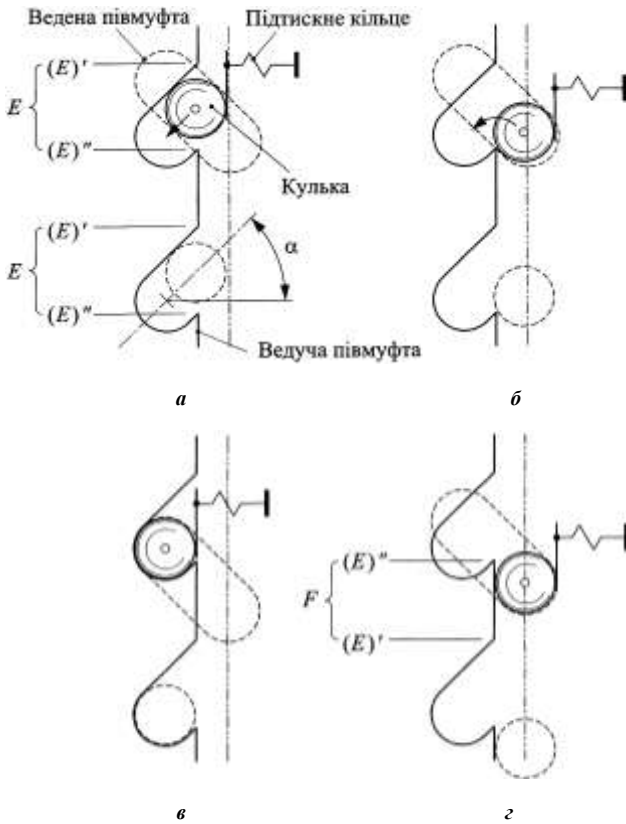


Рисунок 3.1.11 — Можливі стани кульки перед вмиканням муфти

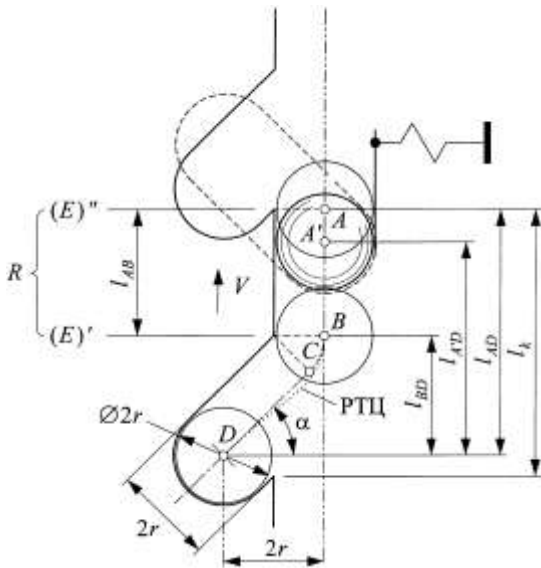
Зрозуміло, що нестійкими в зазначеному сенсі є всі ті стани кульки, при яких її центр мав би перебувати в смузі  $E$  навпроти вирізу на торці ведучої муфти, див. рис. 1.3.11,*а*. Щоправда, на краях  $(E)'$  і  $(E)''$  смуги  $E$  стан кульки можна вважати і стійким, і нестійким (чи умовно стійким). Зрозуміло також, що якщо кулька в мить вмикання стартера перебуває у зображеному на рис. 1.3.11,*в* стані, то це означає, що муфта вже заздалегідь увімкнена: і  $L = 0$ , і  $t = 0$ . Отож, про якусь тривалість вмикання обгінної муфти може йтися тільки у тому разі, коли центр кульки у початкову мить розташований навпроти «нерізаной» частини торця ведучої півмуфти — в смузі  $F$  умовно стійких станів, див. рис. 1.3.11,*г*.

Якщо центр кульки у мить вмикання стартера перебуває в деякій точці  $A'$  в межах смуги  $F$ , рис. 3.1.12,*а*, то йому доведеться відтворити траєкторію  $A'BCD$  і подолати «коловий» шлях  $L = l_{A'D}$ , визначуваний як проекція траєкторії на площину торця ведучої муфти, перш ніж кулька потрапить у стан повного зачеплення і муфта повністю увімкнеться. Найменшим цей шлях буде у разі початкового перебування центра кульки в точці  $B$  (на межі  $(E)'$  смуги  $F$ :  $L = l_{BD} = l_{\min}$ ), а найбільшим — у разі початкового перебування центра кульки в точці  $A$  (на межі  $(E)''$  смуги  $F$ :  $L = l_{AD} = l_{\max}$ ). Зрозуміло, що унаслідок прояву інерційності дійсна траєкторія руху центра кульки (точкова лінія РТЦ на рис. 3.1.12,*а*) може дещо відхилитися від ідеалізованої траєкторії  $ABCD$  — тим більше, чим менша жорсткість притискної пружини, але загалом мало.

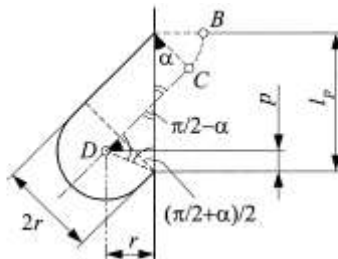
Проектуючи траєкторії руху центра кульки на площину, паралельну до торця ведучої муфти (див. рис. 3.1.13), бачимо, що шлях  $l_{\max} = l_{AD}$  — це дуга радіусом  $R$ , яку у разі «найгіршого» початкового розташування відносно пазів півмуфт найдовше — за час  $t_{\max}$  — долатиме кулька (її центр) до миті повного вмикання муфти. Натомість, дуга радіусом  $R$  і довжиною  $l_{\min} = l_{BD}$  — це проекція мінімального шляху, що його долатиме деякий час  $t_{\min}$  кулька (її центр) у разі перебування в початкову мить у найсприятливішому з усіх умовно стійких станів. Дугам  $l_{\max} = l_{AD}$  і  $l_{\min} = l_{BD}$  відповідають кути  $\varphi_{\max}$ ,  $\varphi_{\min}$ , а якомусь проміжному тушуванню кульки  $A'$  — кут  $\varphi_{\min} < \varphi < \varphi_{\max}$  (і час  $t_{\min} < t < t_{\max}$ ).

Відповідно до наведеної на рис. 1.3.13 схеми  $\gamma$  — кутовий крок розташування сусідніх пазів у муфті,  $\beta$  — кут, який стягує дуга  $AB$  «нерізаної» частини торця ведучої півмуфти на радіусі  $R$  внутрішньої її поверхні. Очевидно, що

$$\varphi_{\max} = \varphi_{\min} + \beta,$$



a



б

Рисунок 3.1.12 — Ідеалізований рух кульки під час вмикання муфти (муфта умовно розгорнута на площині)

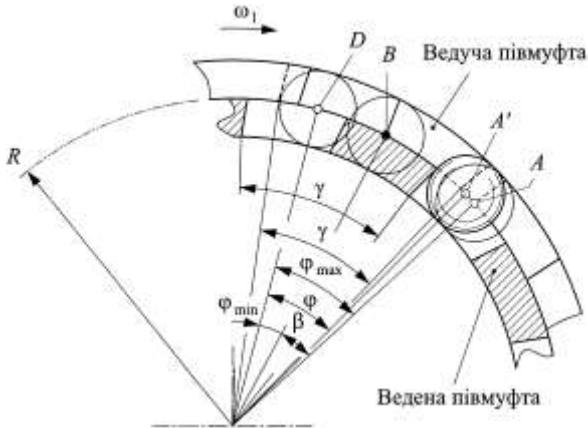


Рисунок 3.1.13 — Розміщення кульки у муфті  
(переріз зроблено по торцю ведучої півмуфти)

і (пази ж доречно нарізати-вирізати рівномірно)

$$\gamma = \frac{2\pi}{z}, \quad (3.1.6)$$

де  $z$  — кількість пазів у кожній півмуфті (кількість кульок у муфті).

Покладаючись на рис. 1.3.12,б і беручи до уваги, що  $R \gg r$  ( $r$  — радіус кульки), можна встановити такі приблизні співвідношення:

$$l_p = 2 \frac{r}{\cos \alpha}; \quad l_p + l_{AB} = l_k; \quad l_k z = (l_p + l_{AB}) z = 2\pi R,$$

звідки

$$\beta R = l_{AB} = 2 \frac{\pi R}{z} - l_p = 2r \left( \frac{\pi R}{zr} - \frac{1}{\cos \alpha} \right), \quad (3.1.7)$$

( $R$  — радіус, на якому розташовані центри кульок у муфті;  $\alpha = \alpha'$  — кут нахилу пазів у півмуфтах). До того ж, можна з'ясувати, що

$$\frac{r}{p} = \tan \frac{\pi/2 + \alpha}{2},$$

і на підставі цього висувати рівності

$$l_{\min} = l_{BD} = l_p - p = r \left( \frac{2}{\cos \alpha} - \frac{1}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2} \right) \quad (3.1.8)$$

та

$$l_{\max} = l_{\min} + l_{AB} = \frac{2\pi R}{z} - \frac{r}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2}. \quad (3.1.9)$$

Принагідно зауважмо: відповідно до (3.1.7)

$$\beta = 2 \left( \frac{\pi}{z} - \frac{r}{R \cos \alpha} \right). \quad (3.1.10)$$

Тому тривалість пересування центра кульки з положення  $A$  в положення  $B$  визначатиметься як

$$t_0 = t_{\max} - t_{\min} = \frac{\beta}{\omega_1} = \frac{2}{\omega_1} \left( \frac{\pi}{z} - \frac{r}{R \cos \alpha} \right),$$

бо за прийнятим раніше припущенням при вмиканні електродвигуна стартера швидкість обертання його якоря та відповідно й ведучої півмуфти миттєво набуває значення  $\omega_1$  і далі в процесі вмикання обгінної муфти вже не змінюється.

Звісно, траєкторія  $BCD$  руху центра кульки в муфті (див. рис. 3.1.12,а) є довшою за шлях  $l_{BD}$ , а отже кулька може зберігати сталому колову швидкість руху  $V$  тільки за умови, що вздовж траєкторії  $BCD$  лінійна швидкість руху кульки цілком відповідно зростатиме на відтинку  $BC$  цієї траєкторії і залишатиметься сталою, але більшою за значення  $V$ , на відтинку  $CD$ . Тому нічого більше не залишається, як покласти подумки «обов'язки» підтримувати зазначений режим руху кульки на натискні пружини, які, нагромадивши певний запас потенціальної енергії в попередньому циклі роботи муфти, могли б строго відповідно до припущень вштовхувати кульку в паз ведучої півмуфти.

Звертаючись до (3.1.8), можна знайти величину

$$\Phi_{\min} = \frac{l_{\min}}{R} = \frac{r}{R} \left( \frac{2}{\cos \alpha} - \frac{1}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2} \right) \quad (3.1.11)$$

та відповідний їй мінімальний час вмикання муфти

$$t_{\min} = \frac{\varphi_{\min}}{\omega_1} = \frac{r}{R\omega_1} \left( \frac{2}{\cos \alpha} - \frac{1}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2} \right). \quad (3.1.12)$$

Подібно, керуючись співвідношенням (3.1.9), можна визначити кутовий параметр

$$\varphi_{\max} = \frac{l_{\max}}{R} = \frac{2\pi}{z} - \frac{r}{R} \frac{1}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2} \quad (3.1.13)$$

та відповідний йому максимальний час вмикання муфти

$$t_{\max} = \frac{\varphi_{\max}}{\omega_1} = \frac{1}{\omega_1} \left( \frac{2\pi}{z} - \frac{r}{R} \frac{1}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2} \right). \quad (3.1.14)$$

Вирази (3.1.12) та (3.1.14), зрештою, можна записувати по-різному, керуючись співвідношенням

$$\tan \frac{\pi/2 + \alpha}{2} = \frac{1 + \tan \alpha/2}{1 - \tan \alpha/2} = \frac{\sin \alpha - \cos \alpha + 1}{\sin \alpha + \cos \alpha - 1}.$$

Зокрема, їх можна подати у вигляді

$$t_{\min} = \frac{\varphi_{\min}}{\omega_1} = \frac{1}{\omega_1} \frac{r}{R} \left( \frac{2}{\cos \alpha} - \frac{1 - \tan \alpha/2}{1 + \tan \alpha/2} \right), \quad (3.1.15)$$

$$t_{\max} = \frac{\varphi_{\max}}{\omega_1} = \frac{1}{\omega_1} \left( \frac{2\pi}{z} - \frac{r}{R} \frac{1 - \tan \alpha/2}{1 + \tan \alpha/2} \right). \quad (3.1.16)$$

Зауважмо, величина

$$\frac{t_{\max}}{t_{\min}} = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} = \frac{2 \frac{R}{r} \frac{\pi}{z} - \frac{1 - \tan \alpha/2}{1 + \tan \alpha/2}}{2 \frac{1}{\cos \alpha} - \frac{1 - \tan \alpha/2}{1 + \tan \alpha/2}},$$

яка впливає з (3.1.15) та (3.1.16) (чи (3.1.11) та (3.1.12)), монотонно зростає у разі зростання параметра  $\lambda = R/(rz)$ . Можна з'ясувати також, що із зростанням параметра  $\alpha$  збільшується як величина  $\varphi_{\min}$  (чи  $t_{\min}$ ), так і величина  $\varphi_{\max}$  (чи  $t_{\max}$ ).

Всі можливі стани кульки у мить завершення попереднього циклу роботи обгінної муфти можна вважати однаково ймовірними. Але ще до початку нового робочого циклу нестійкі стани самовільно трансформуються у стійкі, а умовно стійкі такими ж і залишаються. У разі стійких станів муфта вже увімкнена (тому тривалість вмикання дорівнює нулю), а у разі умовно стійких станів тривалість вмикання лінійно змінюється від мінімального значення  $t_{\min}$  до максимального значення  $t_{\max}$  залежно від кута  $\varphi$ , що характеризує розташування кульки (див. рис. 3.1.13). Зважаючи на це, доречно запровадити так звану середньоймовірну (середньозважену) тривалість  $t_{\text{sr}}$  спрацьовування муфти. Отож, на підставі (3.1.15), (3.1.16), (3.1.6), (3.1.10) можна легко визначити величину

$$t_{\text{sr}} = \frac{t_{\min} + t_{\max}}{2} \frac{\beta}{\gamma} = \frac{1}{\omega_1} \frac{\pi}{z} \left( 1 + \frac{r}{R} \frac{z}{\pi} \left( \frac{1}{\cos \alpha} - \frac{1}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2} \right) \right) \left( 1 - \frac{r}{R} \frac{z}{\pi \cos \alpha} \right) \quad (3.1.17)$$

чи

$$t_{\text{sr}} = \frac{1}{\omega_1} \frac{\pi}{z} \left( 1 + \frac{z}{\pi} \frac{r}{R} \left( \frac{2 \tan \alpha/2}{1 - \tan^2 \alpha/2} \right) \right) \left( 1 - \frac{z}{\pi} \frac{r}{R} \frac{1 + \tan^2 \alpha/2}{1 - \tan^2 \alpha/2} \right),$$

де взято до уваги, що

$$\tan \frac{\pi/2 + \alpha}{2} = \frac{1 + \tan \alpha/2}{1 - \tan \alpha/2}, \quad \cos \alpha = \frac{1 - \tan^2 \alpha/2}{1 + \tan^2 \alpha/2}.$$

Щоправда, принцип однакової ймовірності можливих станів може часто порушуватись через прояв гравітаційної неоднорідності муфти.

Ніщо не заважає за вимірники швидкодії муфти при миканні (аналогі тривалості її вмикання) обрати величини (3.1.11) та (3.1.12) чи навіть одну величину (див. (3.1.17))

$$\varphi_{\text{sr}} = t_{\text{sr}} \omega_1 = \frac{\varphi_{\min} + \varphi_{\max}}{2} \frac{\beta}{\gamma} = \frac{\pi}{z} \left( 1 + \frac{r}{R} \frac{z}{\pi} \left( \frac{1}{\cos \alpha} - \frac{1}{\tan(\pi/2 + \alpha)/2} \right) \right) \left( 1 - \frac{r}{R} \frac{z}{\pi \cos \alpha} \right). \quad (3.1.18)$$

Звісно ж, доречним було б, якби завжди справджувалась умова

$$\frac{z}{\pi \cos \alpha} \leq \frac{R}{r} \quad (3.1.19)$$

(див. (3.1.10)). Підкреслимо, у разі

$$\frac{R}{r} = \frac{z}{\pi \cos \alpha}$$

смуга  $F$  (див. рис. 3.1.11, $z$  та 3.1.12, $a$ ) умовно стійких станів кульки вироджується в точку, а це означає, що муфта завжди перебуватиме у заздалегідь увімкненому стані (такі муфти є сенс розглядати окремо). Співвідношення (3.1.11), (3.1.12), (3.1.18), (3.1.19) дають змогу провести кількісний аналіз впливу параметрів  $R, r, z, \alpha$  на тривалість вмикання муфти.

На рис. 3.1.14, зокрема, графічно відображено зміну показників тривалості вмикання муфти залежно від параметра  $R/r$  на множині різних значень кута  $\alpha$  орієнтації пазів при незмінній кількості кульок  $z = 5$ . Натомість в табл. 3.1.3 подібна залежність відображена в числовій формі у разі конкретно заданих  $\alpha = 45$  град,  $z = 5$ . Можна бачити, що залежності  $\varphi = \varphi_{\max}(R/r)$  та  $\varphi = \varphi_{\text{sr}}(R/r)$  є монотонно зростаючими, а залежність  $\varphi = \varphi_{\min}(R/r)$  — монотонно спадною. Цікаво, що коли  $\alpha = 60$  град і  $R/r = (R/r)_{60}$  та  $\alpha = 45$  град і  $R/r = (R/r)_{45}$ , то величина  $\varphi_{\text{sr}}$  набуває нульового значення (див. рис. 3.1.14). Це означає, що у разі  $\alpha = 60$  град і  $\alpha = 45$  град існують відповідно такі критичні значення  $(R/r)_{60}$  і  $(R/r)_{45}$  параметра  $R/r$ , при яких умовно стійкі стани кульки взагалі відсутні, а отже муфта завжди перебуватиме у стані цілковитої готовності пересилати силовий чинник. Різним значенням параметра  $\alpha$  відповідають такі різні критичні значення параметра  $R/r$ :

$\alpha$	1	15	30	45	60
$R/r$	1,59	1,65	1,84	2,25	3,18

Саме за цих поєднань параметрів (у разі п'яти кульок у муфті) набувають чинності рівності  $\varphi_{\max}(R/r) = \varphi_{\min}(R/r)$ . Загалом, виглядає доцільним домагання зменшувати відношення  $R/r$ .



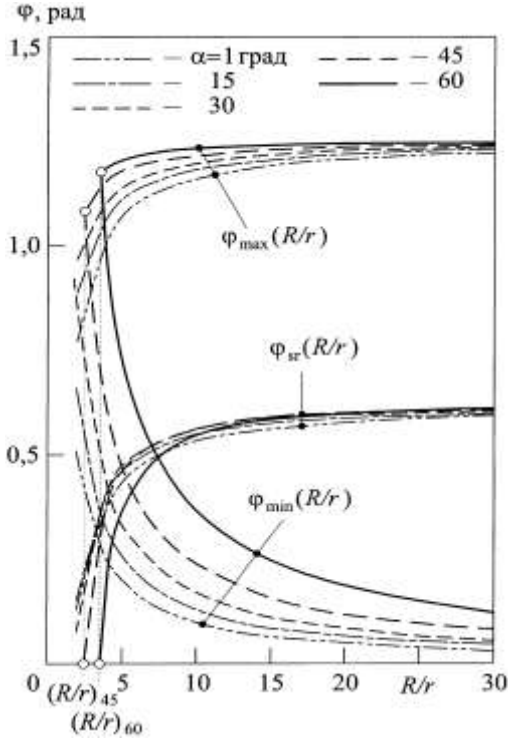


Рисунок 3.1.14 — Залежності вимірників тривалості вмикання муфти від відношення радіусів кола центрів кульок та власне кульок

Таблиця 3.1.3 — Залежність показників тривалості вмикання обгінної муфти від відношення радіуса кола центрів кульок до радіуса самих кульок

( $\alpha = 45$  град,  $z = 5$ )

$R/r$	2	6	10	14	18	22	26	30
$\Phi_{\min}$ , рад	1,209	0,404	0,242	0,173	0,134	0,110	0,093	0,081
$\Phi_{\max}$ , рад	1,052	1,189	1,217	1,229	1,235	1,239	1,242	1,244
$\Phi_{\text{sr}}$ , рад	—	0,498	0,565	0,588	0,599	0,606	0,610	0,613

Рис. 3.1.15 графічно відображає характер впливу кута  $\alpha$  нахилу пазів у муфті на показники тривалості вмикання муфти залежно від значення безрозмірного геометричного параметра  $R/r$  при незмінній, як і раніше, кількості кульок  $z = 5$ . В табл. 3.1.4 міститься подібного змісту інформація за конкретних значень параметрів  $R/r = 6, z = 5$ .

Як впливає з рис. 3.1.9, у разі  $R/r = 2$  існує така орієнтація пазів  $\alpha = \alpha_{02}$ , за якої  $\varphi_{\max} = \varphi_{\min}$  і  $\varphi_{sr} = 0$ . Зрештою, існують й інші подібні критичні поєднання параметрів:

$R/r$	2	6	10	20	30
$\cos\alpha$	0,7962	0,2654	0,1592	0,0796	0,0531

Щоправда, у разі  $R/r \geq 6$  критичний кут  $\alpha = \alpha_0$  перевищує значення  $\alpha = 70$  град.

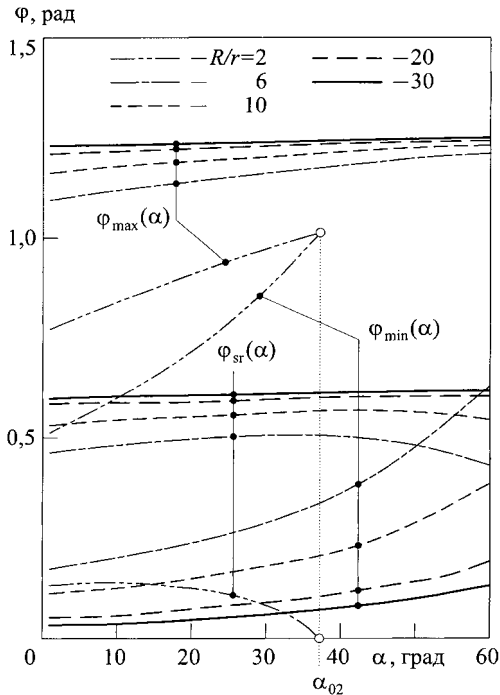


Рисунок 3.1.15 — Залежності вимірників тривалості вмикання муфти від кута нахилу пазів

Таблиця 3.1.4 — Залежність показників тривалості вмикання обгінної муфти від кута нахилу пазів ( $R/r = 6$ ,  $z = 5$ )

$\alpha$ , град	1	15	30	45	60
$\varphi_{\min}$ , рад	0,170	0,218	0,289	0,403	0,624
$\varphi_{\max}$ , рад	1,095	1,130	1,162	1,189	1,214
$\varphi_{sr}$ , рад	0,465	0,489	0,504	0,498	0,431

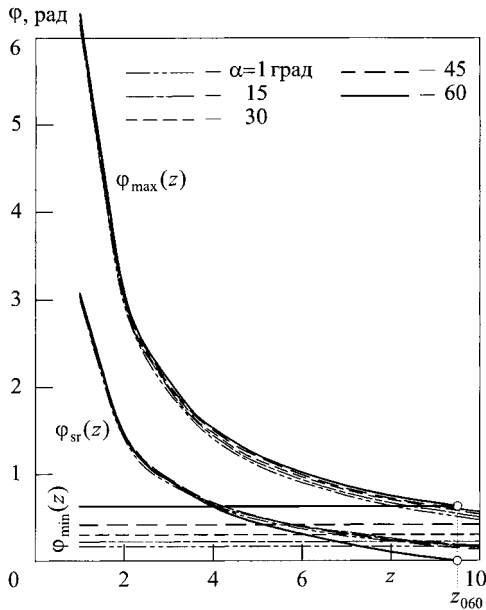


Рисунок 3.1.16 — Залежності вимірників тривалості вмикання муфти від кількості кульок у муфті

У разі збільшення кількості кульок у муфті показники тривалості вмикання  $\varphi_{\max}$  та  $\varphi_{sr}$  монотонно спадають, а от на величині  $\varphi_{\min}$  кількість кульок не позначається, рис. 3.1.16, табл. 3.1.5. Звісно, наведені графіки потрібно «читати дискретно», бо тільки цілі значення  $z$  мають сенс.

Таблиця 3.1.5 — Залежність показників тривалості вмикання обгінної муфти від кількості кульок

 $(\alpha = 45 \text{ град}, R/r = 6)$ 

$z$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\varphi_{\min}$ , рад	0,40									
$\varphi_{\max}$ , рад	6,22	3,08	2,03	1,50	1,19	0,98	0,83	0,72	0,63	0,56
$\varphi_{sr}$ , рад	3,06	1,48	0,94	0,67	0,50	0,38	0,29	0,22	0,17	0,12

Тут навіть можна умовно ввести поняття критичної кількості кульок:

$\alpha$ , град	1	15	30	45	60
$z$	19	19	17	14	10

Приміром, у разі  $z \geq z_{60} \approx 10$  (див. рис. 3.1.16) завжди справджуватиметься рівність  $\varphi_{sr}(z) \equiv 0$ .

В рамках прийнятої концепції тлумачення швидкодії слід розрізнити три різновиди тривалості вмикання муфти (див., приміром, (3.1.15), (3.1.16), (3.1.18)):

— мінімальну

$$t_{\min} = \varphi_{\min} / \omega_1,$$

— максимальну

$$t_{\max} = \varphi_{\max} / \omega_1,$$

— середньозважену

$$t_{sr} = \varphi_{sr} / \omega_1.$$

Отож, якщо покласти  $\omega_1 = 418,7$  рад/с (див. табл. 3.1.1), то оцінювана тут технічно найнепривабливіша однокулькова муфта виявлятиме динамічні властивості (див. табл. 3.1.5), вимірювані величинами  $t_{\max} = 0,015$  с,

$t_{\min} = 9,55 \cdot 10^{-4}$  с,  $t_{sr} = 0,0073$  с. Збільшення кількості кульок суттєво сприяє зростанню динамічності муфти. Очевидно, що на тривалість вмикання муфти також суттєво впливає й взаємне початкове розташування пазів ведучої та веденої півмуфт. Але загалом аби раціонально добирати параметри муфти, раціонально суміщати муфту з електроприводом необхідно оперувати ще й іншими, додатковими чинниками, — зокрема силовими.

## *ГЛАВА 3.2*

# **СИЛОВІ ЧИННИКИ ТА НАВАНТАЖУВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

### **3.2.1. Загально про силовий аналіз-синтез обгінних муфт**

Муфти вільного ходу, як відомо, можуть правити за пристрої, що надають механізмам особливих кінематичних функцій, бажаних під різними кутами зору [13-20, 30, 32, 38, 41, 54, 55, ...]. Такого типу муфти також дуже часто застосовують і як засоби автоматизації процесів з'єднання та роз'єднання за певних умов валів, якими пересилають значного рівня силовий чинник — обертальний момент. За наочний приклад може правити факт упровадження муфти вільного ходу чи в структуру роторно-поршневого двигуна зовнішнього згоряння (так званого двигуна Стирлінга) [10] задля надання його механічній частині потрібних властивостей, чи в структуру гідромеханічної автомобільної трансмісії задля зміни в корисний бік її енергоперетворювальної характеристики [11, 12]. Муфта вільного ходу — безальтернативний елемент так званих імпульсних механічних передач-варіаторів. Вона ж — принципово важлива складова частина приводу стартера автомобіля [1]. Обгінні муфти можуть слугувати запобіжними пристроями, що захищають робочий механізм чи робочий інструмент від перевантажень у багатьох галузях машинобудування та при обслуговуванні-ремонті машин; вони застосовуються також в механізмах найрізноманітніших транспортних і підйнятно-транспортних машин [21, 22, 34, 38, 41, 67, ...]. Окрім того, у аварійно-рятувальній техніці їм знаходиться важливе місце.

Але незалежно від того, чи йдеться про обгінну муфту як про кінематичний пристрій, чи як про силовий передатний механізм, у процесі формування її властивостей обов'язково доводиться вдаватись до засобів силового аналізу-синтезу з урахуванням властивостей привідного та навантажувального механізмів. Зумовлено це, перш за все, тим, що оперування суто геометричними та кінематичними параметрами часто заводить зада-

чу проектування обгінної муфти в глухий кут в тому сенсі, що у разі цілком прийнятної кінематики, проте, в контактній робочій зоні виникають такі надмірні навантаження, які загрожують її довговічності чи взагалі стають руйнівними.

Зокрема, не дивлячись на відносно малу потужність електродвигуна стартера автотранспортного засобу, застосування в стартерному приводі кулькової обгінної муфти обов'язково потребуватиме попереднього аналітичного дослідження рівня напруженості силової взаємодії між зачіпними кульками та боковими поверхнями пазів півмуфт у робочій зоні обгінного пристрою. Це стосується всіх режимів роботи обгінної муфти: робочого ходу, процесу викочування кульок із пазів веденої півмуфти, вільного ходу, процесу вкочування кульок в пази веденої півмуфти. У всіх цих процесах між кульками та поверхнями пазів наводиться контакт з помітним, взагалі кажучи, рівнем силової взаємодії. Щоправда, значення зусиль бувають настільки різними, що визначальними з огляду на потребу забезпечити прийнятний рівень міцності та довговічності приводу є тільки окремі режими роботи муфти. Ця обставина вимагає проведення досліджень з аналітичним визначенням та критичним аналізом рівня зусиль-навантажень на всіх режимах роботи обгінної муфти та виявленням найзначущіших з них.

Саме точна аналітична інформація про екстремальні навантаження елементів муфти в робочій зоні стає в нагоді при проведенні міцнісних розрахунків обгінної муфти (перш за все, розрахунків на міцність бокових поверхонь пазів півмуфт і самих кульок — проміжних елементів, посередників зачеплення). Звісно, для деяких розрахунків іншого спрямування може знадобитися інформація про прояв силових чинників в усій досяжній повноті.

Щоправда, якісне виконання комплексних аналітичних досліджень не можливе без залучення надійної експериментальної інформації. Деколи тільки на підставі ретельно перевіреної дослідними засобами низки результатів теоретичного аналізу можна впевнено стверджувати, скажімо, про належну навантажувальну спроможність, чи про прийнятну роботоздатність муфти вільного ходу відповідно до того чи іншого її призначення, або ж про необхідне коректування параметрів муфти чи втілення певної технології поверхневого зміцнення кульок і півмуфт.

### 3.2.2. Силова взаємодія між кульками та робочими поверхнями пазів обгінної муфти

Аби вибудувати залежність характерного в якомусь сенсі (приміром, граничного) значення обертового моменту, що сприймається кульковою обгінною муфтою (приміром, запобіжною) від основних її параметрів необхідно попередньо з'ясувати співвідношення між зусиллями, що виникають в робочій зоні цієї муфти. Для цього вдамося до наведеної на рис. 3.2.1 розрахункової схеми робочої зони (див. також 3.1.2).

Допоки хоча б половина робочої кульки перебуватиме в межах пазу (гари) веденої півмуфти, на неї діятимуть симетричні нормальні зусилля  $F_N$ , одне з яких є наслідком активної дії приводу через ведучу півмуфту, а друге — реакцією веденої півмуфти, рис. 3.2.1,а. Отож слід вважати, що кулька починає полишати паз веденої півмуфти, перекочуючись навколо її крайки  $a$ , рис. 3.2.1,б, коли пружина зазнає деформації  $\lambda$  понад в певному сенсі критичне значення (див. рис. 3.2.1,а)

$$\lambda_0 = (1 + \sin \alpha) \frac{d}{2}, \quad (3.2.1)$$

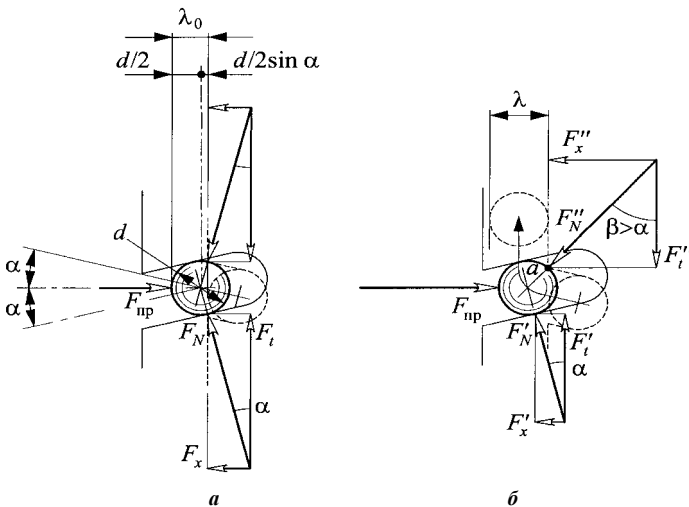


Рисунок 3.2.1 — Розрахункова схема робочої зони кулькової муфти



де  $d = 2r$  — діаметр робочої кульки,  $\alpha$  — кути нахилів пазів півмуфти. При цьому симетричність її навантаження зникає, рис. 3.2.1,б:  $F'_N \neq F''_N$ ,  $F'_x \neq F''_x$ , але  $F'_t = F''_t$ . Зауважмо: тут прийнято, що сила  $F''_N$  і далі діє вздовж радіуса кульки, хоча вона вже не є нормальною до бокових площин пазів; з коловою силою  $F'_t$  вона тут утворює кут  $\beta > \alpha$ ; таке бачення випливає з припущення про ідеальну жорсткість кульок і пазів та відсутність тертя.

Колова сила  $F_t$ , що припадає на одну робочу кульку, визначається через прикладений до муфти обертальний момент  $T_p$  за формулою (тертя й інерція тут до уваги не беруться)

$$F_t = \frac{2T_p}{K_i D_0 z}, \quad (3.2.2)$$

де  $K_i = 0,85 \dots 0,9$  — коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між кульками;  $D_0 = 2R$  — діаметр кола центрів кульок ( $R$  — радіус кола центрів кульок, див 3.1.5);  $z$  — кількість кульок. Сила пружності  $F_{\text{пр}}$  пружини, що діє на одну кульку, коли та полишила своє крайнє мертве положення, повинна, звісно, задовольняти умову  $F_{\text{пр}} = F'_x + F''_x$ . Керуючись цим співвідношенням чи векторним рівнянням силової рівноваги

$$\mathbf{F}_{\text{пр}} = \mathbf{F}'_N + \mathbf{F}''_N,$$

можна побудувати характеристику муфти у формі, відображеній на рис. 3.2.2:  $l$  — поточна деформація пружини;  $l_0$  — попереднє стискання пружини;  $F_{\text{пр}} = F_{\text{пр}}(l)$  — характеристика пружини;  $F_{\text{пр}0}$  — значення сили  $F_{\text{пр}}$ , відповідне попередній деформації пружини — стану муфти, коли кулька перебуває в мертвому положенні;  $\lambda$  — максимальна деформація пружини, коли муфта перестає створювати момент;

$$F_{t0} = F_t(l_0); F_{t\text{max}} = F_t(l_0 + \lambda_0); F_t^+ = F_t(l_0 + \lambda)$$

— ординати особливих точок характеристики.

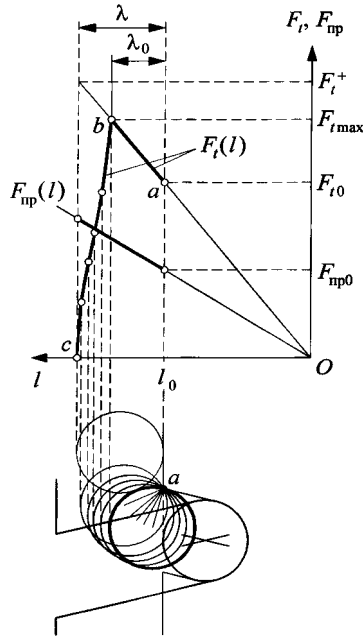


Рисунок 3.2.2 — Характеристика кулькової муфти

Зростаюча частина  $ab$  силової характеристики  $F_t = F_t(l)$  відповідає тим станам муфти, коли робочі кульки ще не полишили пази веденої півмуфти і навантажуються симетричними силами відповідно до наведеної на рис. 3.2.1,а схеми ( $F'_x = F''_x = F_x$ ). Натомість, спадна частина  $bc$  цієї характеристики відповідає режимам несиметричного навантаження кульок за схемою, наведеною на рис. 3.2.1,б. Отож граничне значення обертового моменту, яке спроможний втілити пристрій (гайковерт, приміром), відповідає коловій силі

$$F_t = F_{t\max} < F_t^+,$$

досягній за деформації пружини  $\Delta l = \lambda_0 < \lambda$ .

З наведеної на рис. 3.2.1,а схеми та рівності (3.2.2) випливають силві співвідношення

$$F_N = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_p}{K_i D_0 z \cos \alpha},$$

$$F_x = F_N \sin \alpha = F_t \tan \alpha = \frac{2T_p}{K_i D_0 z} \tan \alpha ,$$

$$F_{\text{пр}} = 2F_x = 2F_t \tan \alpha = \frac{4T_p}{K_i D_0 z} \tan \alpha . \quad (3.2.3)$$

Сила пружності пружини, що припадає на одну кульку, визначається за формулою

$$F_{\text{пр}} = \frac{G d_d^4 l}{8 D^3 i_p z} ,$$

де  $G$  — модуль пружності при зсуві матеріалу пружини ( $G = 8 \cdot 10^4$  МПа);  $d_d$  — діаметр дроту пружини;  $l$  — осьова деформація пружини;  $D$  — середній діаметр пружини;  $i_p$  — кількість робочих витків пружини. Отож у разі  $l = l_0 + \lambda_0$  на підставі (3.2.3) матимемо таку умову спрацьовування обмежувача обертового моменту:

$$T_p = \frac{1}{\tan \alpha} \frac{K_i G D_0 d_d^4 (l_0 + \lambda_0)}{32 D^3 i_p} \quad (3.2.4)$$

чи

$$T_p = \frac{K_i D_0}{4 \tan \alpha} \left( F'_{\text{пр}0} + \frac{G d_d^4 \lambda_0}{8 D^3 i_p} \right) ,$$

де

$$F'_{\text{пр}0} = F_{\text{пр}0} i = \frac{G d_d^4 l_0}{8 D^3 i_p}$$

— сила, що створюється пружиною в стані попередньої деформації. Зважаючи на (3.2.1), вираз (3.2.4) можна подати у вигляді

$$T_p = K_i \frac{l_0 + (1 + \sin \alpha) \frac{d}{2}}{\tan \alpha} \frac{G D_0 d_d^4}{32 D^3 i_p} . \quad (3.2.5)$$

На одержану залежність (3.2.5) можна безпосередньо покладатись при виконанні інженерного розрахунку основних параметрів подібних пристроїв на стадії проектування. Розмір  $\lambda_0 < \lambda$  завжди необхідно погоджувати з діаметром кульок  $d = 2r$  ( $r$  — радіус кульки, див 3.1.5). Значення величини  $\lambda$ , звісно, не повинно бути меншим за діаметр кульок. Кут нахилу пазів півмуфт доцільно призначати в межах  $\alpha = 20 \dots 70$  град. Кожне конкретне таке призначення залежить від пружних властивостей натискної пружини.

Позначаючи

$$k_p = K_i \frac{GD_0 d^4}{32D^3 i_p},$$

можна видобути тотожність

$$\frac{T_p}{k_p} = \frac{l_0 + (1 + \sin \alpha) \frac{d}{2}}{\tan \alpha}, \quad (3.2.6)$$

в якій конструктивні параметри  $\alpha$ ,  $l_0$ ,  $d$  фігурують тільки праворуч. Очевидно, що зростання кута  $\alpha$  обов'язково спричиняє зменшення величини  $T_p / k_p$ :

$$\frac{\partial}{\partial \alpha} \frac{T_p}{k_p} = -\frac{1}{\sin^2 \alpha} \left( l_0 + (1 + \sin^3 \alpha) \frac{d}{2} \right) < 0, \quad 0 < \alpha < \pi/2.$$

Хай ідеться про муфту з параметрами:

$$D_0 = 50 \text{ мм}; \quad d_d = 4,5 \text{ мм}; \quad D = 45 \text{ мм}; \quad i_p = 5;$$

$$k_p = K_i \frac{GD_0 d^4}{32D^3 i_p} = (0,85 \dots 0,90) \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 0,0045^4}{32 \cdot 0,045^3 \cdot 5} \approx 100 \text{ Н}.$$

Отож, приміром, у разі  $l_0 = d = 10$  мм та  $k_p = 100$  Н із тотожності (3.2.6) матимемо (рис. 3.2.3)

$$T_p = \frac{3 + \sin \alpha}{2 \tan \alpha} [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

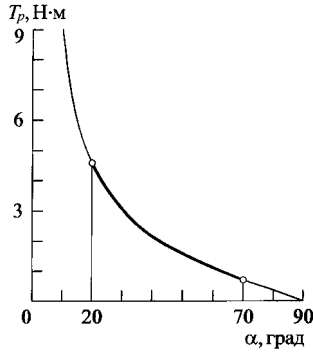


Рисунок 3.2.3 — Графік зміни обертового моменту зі зміною кута нахилу пазів у муфті

З рис. 3.2.3 випливає, що величина максимального (граничного чи номінального) обертового моменту істотно залежить від кута нахилу пазів у півмуфтах. Збільшення кута  $\alpha$  нахилу пазів, приміром, у 3,5 разу (від значення 20 град до значення 70 град) призведе до зменшення максимального обертового моменту  $T_p$  у понад 6 разів. Отож, більше значення кутового параметра  $\alpha$  півмуфт при заданому номінальному значенні обертового моменту доведеться, звісно, поєднувати з більшою жорсткістю притискної пружини чи з більшим рівнем затягування налаштовувальної (регулювальної) гайки, яка визначає попередній (початковий) стан притискної пружини.

Зрештою, чи не найперше, на чому доводиться зосереджувати увагу при конструюванні кулькової муфти вільного ходу, — це добір діаметра дроту натискної пружини. Покладаючи такі параметри (як і раніше):

$$D_0 = 50 \text{ мм}; D = 45 \text{ мм}; i_p = 5; l_0 = d = 10 \text{ мм},$$

із аналітичного співвідношення (3.2.5), можна легко одержати вельми корисну залежність

$$T_p \approx 12 \cdot 10^8 \frac{3 + \sin \alpha}{\tan \alpha} d_d^4$$

граничного обертового моменту від діаметра дроту натискної пружини та побудувати відповідну характеристику, рис. 3.2.4.

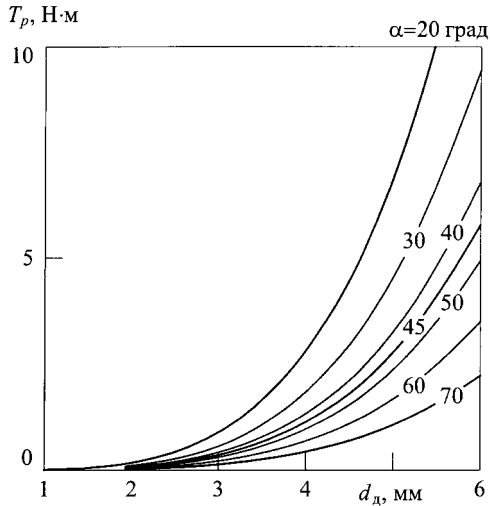


Рисунок 3.2.4 — Залежність між діаметром дроту пружини і обертальним моментом у мить спрацювання муфти

Відповідно до рис. 3.2.4 обертальний момент  $T_p$  тим більший, чим менший кутівий параметр  $\alpha$  муфти (див. також рис. 3.2.3) та більший діаметр  $d_d$  дроту її пружини. Зрозуміло, що в першу чергу доцільно надавати перевагу використанню параметрично стандартизованих пружин. Тому одночасне оперування параметрами  $T_p$ ,  $\alpha$ ,  $d_d$  в цьому сенсі може стати дуже корисним.

На підставі щойно з'ясованого доречно наголосити ще на такому.

Запобіжна муфта осьової дії — ефективний засіб, як уже зазначалося, удосконалення гайковерта: вона дозволяє технічно просто автоматизувати затягування нарізевих з'єднань до наперед заданої сили. За результатами проведеного аналізу можна стверджувати, що величину обертального моменту зручно змінювати кутом нахилу пази півмуфт.

Отримані аналітичні залежності уможливають проведення вмотивованих інженерних розрахунків на етапі проектування гайковертів та інших подібних пристроїв, в яких доречно й доцільно застосовувати розроблені запобіжні муфти. Подібні залежності можна висувати й для кулькових механізмів цілком іншої схеми та іншого призначення.

### 3.2.3. Прояв сил тертя у муфті

Очевидно, що силові чинники, що діють у муфті вільного ходу на різних режимах її роботи, та співвідношення між цими чинниками й параметрами муфти повинні визначатись якнайточніше. Це твердження стає особливо актуальним, коли мова заходить про проектування й використання запобіжних пристроїв, у яких номінальний обертальний момент є предметом ретельного калібрування: за будь-яких обставин момент повинен відтворюватись якнайточніше. Особливо бажання та необхідність володіти найточнішою інформацією простежується у разі проектування й налаштовування так званих динамометричних гайковертів (гайкокрутів), про які йшлося в попередньому параграфі.

Зрозуміло, запорукою точності ідентифікації шуканих аналітичних співвідношень є адекватність динамічної схеми, на яку доводиться спиратися. Упадає в вічі те, що при визначенні обертального моменту раніше в схемі силової взаємодії цілком ігнорувались модельні чинники, які б симулювали прояв тертя в точках контактування кульки з робочими боковими поверхнями пазів півмуфт. У разі обліковування тертя, впливовими (суттєвими) додатково можуть стати ще й форма поперечного перерізу та орієнтація в просторі каналів руху кульок, утворюваних гарами півмуфт (гари ж не обов'язково нарізати-вирізати лише під сталим кутом до осі муфти, лише радіально орієнтованими та лише пальчиковими фрезами).

Отож у знайдених раніше (див. 3.2.2) співвідношеннях, які характеризують силову взаємодію між кульками та пазами півмуфт, цілковито відсутня інформація про чинники тертя, які реально в контакті робочих тіл завжди так чи інакше, в тій чи іншій мірі здебільшого присутні.

Зважмо, прояв тертя — це опосередкована ознака також і існування деформаційних контактних ефектів. Тому зрозуміло, що впровадження в модель муфти ефекту тертя означатиме якісну зміну математичного тлумачення властивостей кулькової муфти вільного ходу. Але й отримані раніше результати без урахування тертя у робочій зоні мають свою вагу, бо загалом тут тертя не настільки велике, аби цілком знівелювати їхню цінність. Понад те, нова уточнена модель вимушена спиратись на спрощену попередню. Зрозуміло, поза увагою і далі залишатиметься прояв інерції кульок. Але, аби її облікувати, довелося б вдатися до принципово складнішого апарату дослідження.

Розгляньмо спочатку прояв неінерційних силових чинників в період вмикання ідеальної (тертя відсутнє) кулькової муфти, рис. 3.2.5 (тут кути орієнтації пазів є різними: у ведучої півмуфти —  $\alpha'$ , а у веденої —  $\alpha''$ ).

У разі, якщо кулька вже потрапила у паз веденої півмуфти, (рис. 3.2.5, а), то так звані нормальні сили  $F_N$  ( $F'_N$  і  $F''_N$ ) будуть спрямовані радіально до центра кульки та ортогонально до робочих бокових поверхонь пазів півмуфт. Вони спільно із силою тиску пружини  $F_{пр}$  сприятимуть заганнянню кульки вглиб пазу веденої півмуфти.

Якщо рух півмуфт виявився таким, що кулька в якусь мить надібалала крайку паза веденої півмуфти (рис. 3.2.5, б), то нормальна сила  $F''_N$  вже не буде ортогональною до робочої бокової поверхні паза веденої муфти. Тепер її орієнтацію визначатиме якийсь гострий кут  $\beta$  відносно відповідної площини обертання муфти. Проте, цю нормальну силу  $F''_N$  доречно спрямовувати все-таки до центра кульки по її радіусу, зважаючи на те, що крайка має хоч-яку малу, але все-таки ненульову кривину.

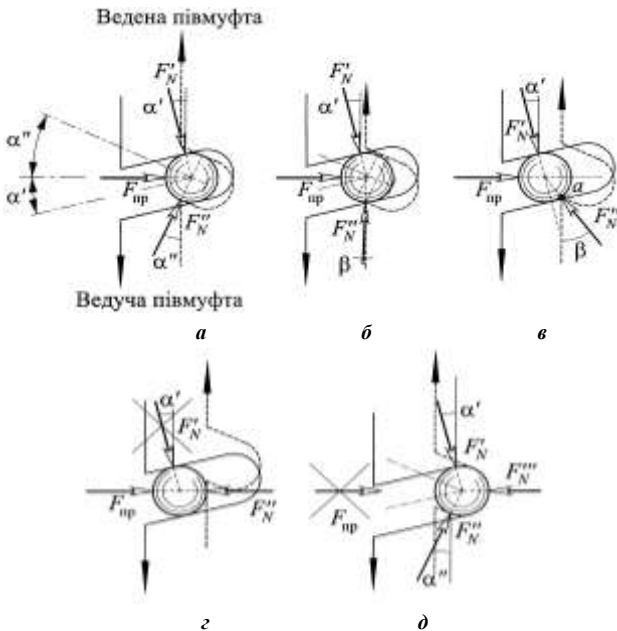


Рисунок 3.2.5 — Характерні стани кульки у разі вмикання (зацеплення) муфти



Може виявитися, що сила  $F'_N$  навіть створюватиме момент відносно крайки (точка  $a$ ) паза веденої півмуфти, спрямований проти моменту сили  $F_{\text{пр}}$  тиску пружини (рис. 3.2.5, в). В такому разі цей момент разом із силою  $F''_N$  протидіятиме намаганням сил  $F_{\text{пр}}$  і  $F'_N$  вкласти кульку на «дно» паза веденої півмуфти.

У разі перебування кульки поза пазом веденої півмуфти в межах прийнятого тут модельного тлумачення (за ігнорування інерційного чинника) силі  $F'_N$  немає місця (рис. 3.2.5, з). І нарешті, коли кулька перебуває вже на «дні» веденої півмуфти передбачати її дотискання пружиною недоречно (силі  $F_{\text{пр}}$  не повинно бути місця, рис. 3.2.5, д; рівновагу кульки подано як наслідок рівноваги сил  $F'_N$ ,  $F''_N$ ,  $F'''_N$ ).

Тертя, звісно, дещо змінює прояв зазначених силових чинників — провокує, зокрема, відхилення ліній дії сил на деякий кут  $\rho$ , рис. 3.2.6. Приміром, відповідно до рис. 3.2.5, а сили тертя  $F'_\tau$ ,  $F''_\tau$ , поєднуючись із силами  $F'_N$ ,  $F''_N$ , створюють відхилені на кут  $\rho$  сили  $F'$ ,  $F''$ , рис. 3.2.6, а. Величину  $\rho$  доречно називати кутом тертя, зважаючи на співвідношення  $F'_\tau / F'_N = \mu = \tan \rho$ , де  $F'_N$  і  $F'_\tau$  сила взаємного притискання одна до одної робочих поверхонь муфти і відповідна їй сила тертя між ними,  $\mu$  — коефіцієнт тертя ковзання.

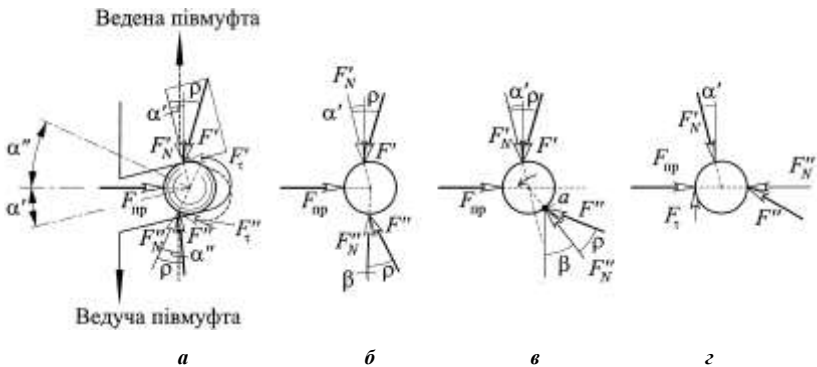


Рисунок 3.2.6 — Характерні стани кульки у разі вмикання (зацеплення) муфти за впливу тертя

Такі самі кутові відхилення силових векторів можна спостерігати й у разі перебування кульки в інших станах: порівняймо рис. 3.2.5, б, в, г та рис. 3.2.6, б, в, г. Відповідно до рис. 3.2.6, б, в сила тертя сприяє тому, аби залучити кульку ще й в обертальний рух навколо крайки веденої півмуфти (крайка позначена точкою  $a$  на деяких схемах). Якщо кулька набуває обертального руху в стані, зображеному на рис. 3.2.6, г, то доведеться зважати на силу тертя  $F_t$ , що мала б виникнути в контакті кульки з натискним кільцем.

Що ж стосується стану кульки, зображеного на рис. 3.2.5, д, то тут може йтися хіба що про статичне тертя як «пам'ять» про різко завершений рух чи/та залишкові деформації робочих тіл. Разом з тим зауважмо, що стан кульки, схемно зображений на рис. 3.2.5, д, слід тлумачити суто як усталено нерухомий. Справді, таке саме положення займатиме кулька у мить старту, коли виникнуть обставини, що змушують муфту вимкнутися, чи у мить завершення процесу вмикання муфти; а в такому разі має зникнути сила  $F_N'''$  та з'явитися сила  $F_{пр}$ . Інакше кажучи, в динамічному сенсі положення кульки, зображене на рис. 3.2.5, д, є окремим (граничним) випадком стану її перебування цілком у пазу веденої півмуфти.

Отож можливо, що тертя суттєво позначається на точності спрацювання запобіжних муфт вільного ходу? Аби відповісти на це запитання, слід переглянути стани кульки, у яких вона перебуватиме, полишаючи паз веденої півмуфти.

#### **3.2.4. Визначення величини обертального моменту з урахуванням сил тертя між кульками та робочими поверхнями пазів півмуфт**

Протиставмо раніше наведеному рис. 3.2.1, а поданий далі загалом дуже подібний рис. 3.2.7. Новий рисунок відображає паралельно схеми сил, що діють на кульку, коли вона в процесі вимикання муфти перебуває ще в межах пазу веденої півмуфти: за цілковитої відсутності тертя (рис. 3.2.7, а) та у разі виникнення тертя між кулькою та боковими робочими гранями пазів (рис. 3.2.7, б).

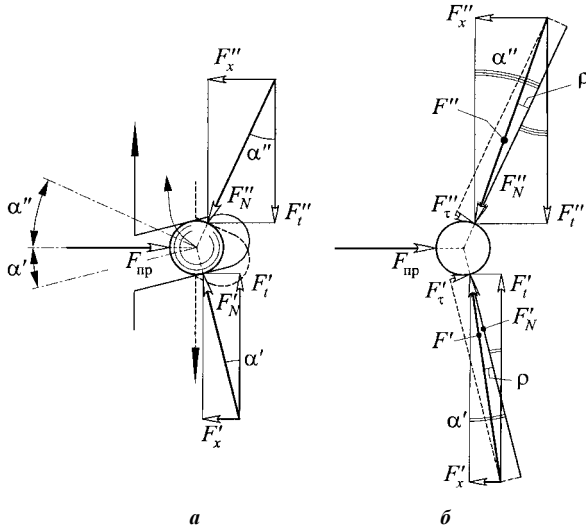


Рисунок 3.2.7 — Схеми сил, що діють на кульку в межах пазу веденої півмуфти у разі вимкнення муфти за відсутності (а) та наявності (б) тертя

Керуючись наведеною на рис. 3.2.7,б схемою сил, можна висувати низку співвідношень:

$$F''^2 = F''_N{}^2 + F''_t{}^2 = F''_x{}^2 + F''_t{}^2; \quad F'^2 = F'_N{}^2 + F'_t{}^2 = F'_x{}^2 + F'_t{}^2;$$

$$F'_t = F''_t = F_t, \quad F'_x + F''_x = F_{np};$$

$$\frac{F'_t}{F'_N} = \frac{F''_t}{F''_N} = \mu = \tan \rho;$$

$$\frac{F'_x}{F'_t} = \sin(\alpha' - \rho), \quad \frac{F''_x}{F''_t} = \sin(\alpha'' - \rho);$$

$$\frac{F'_t}{F'_t} = \tan(\alpha' - \rho), \quad \frac{F''_t}{F''_t} = \tan(\alpha'' - \rho). \tag{3.2.7}$$

З них, зокрема, впливає важлива рівність

$$F_t = \frac{F_{np}}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho)}. \tag{3.2.8}$$

У разі  $\alpha' = \alpha'' = \alpha$ , вираз (3.2.8) набуває спрощеного вигляду

$$F_t = \frac{F_{\text{пр}}}{2 \tan(\alpha - \rho)}.$$

Тут  $F'$ ,  $F''$  — сумарні сили, що діють на кульку з боку півмуфт.

Протиставмо тепер раніше наведеному рис. 3.2.1,б подібного ж змісту рис. 3.2.8, який відображає паралельно схеми сил, що діють на кульку, коли вона в процесі вимикання обгінної муфти полишає межі пазу веденої півмуфти за відсутності тертя (рис. 3.2.8,а) та у разі прояву тертя між кулькою і боковими робочими гранями пазів (рис. 3.2.8,б). Між орієнтацією сили  $F''_N$ , що діє на кульку у період огинання нею крайки  $a$  веденої півмуфти, та відповідною деформацією пружини існує такий зв'язок

$$\lambda_x = (1 + \sin \beta) \frac{d}{2}, \quad (3.2.9)$$

де  $\beta > \alpha''$  — кут, який саме і визначає напрям дії сили  $F''_N$ ,  $\lambda_x$  — відповідна деформація пружини. Умовно можна вважати, що кулька перебуває в пазу веденої півмуфти, допоки  $\beta \leq \alpha''$  і  $\lambda_x \leq \lambda_0 = (1 + \sin \alpha'') d / 2$ .

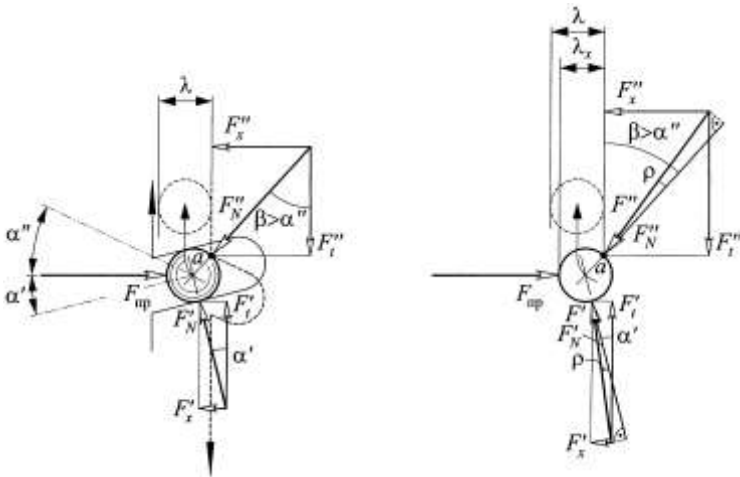


Рисунок 3.2.8 — Схеми сил, що діють на кульку у разі вимикання муфти, коли кулька полишає паз веденої півмуфти за відсутності (а) та наявності (б) тертя

Тут чинними є співвідношення (порівняймо з (3.2.7))

$$\begin{aligned} F''^2 &= F_x''^2 + F_t''^2; \quad F'^2 = F_x'^2 + F_t'^2; \\ F_t' &= F_t'' = F_t; \quad F_x' + F_x'' = F_{\text{np}}; \\ \frac{F_x'}{F'} &= \sin(\alpha' - \rho); \quad \frac{F_x''}{F''} = \sin(\beta - \rho); \\ \frac{F_x'}{F_t'} &= \tan(\alpha' - \rho); \quad \frac{F_x''}{F_t''} = \tan(\beta - \rho). \end{aligned} \quad (3.2.10)$$

Із (3.2.10), зокрема, випливає цілком подібний до (3.2.8) вираз

$$F_t = \frac{F_{\text{np}}}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\beta - \rho)}. \quad (3.2.11)$$

Якщо позначити колову силу, що виникає за наявності тертя, через  $F_t$ , а ту саму силу, що виникає за відсутності тертя, — через  $F_t^0$ , то на підставі (3.2.8), (3.2.11) можна стверджувати, що і при перебуванні кульки в пазу веденої півмуфти (коли можна вважати, що  $\beta \equiv \alpha'' = \text{const}$ )

$$\frac{F_{\text{np}}}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho)} = F_t > F_t^0 = \frac{F_{\text{np}}}{\tan \alpha' + \tan \alpha''},$$

і в процесі полишення нею паза (коли можна вважати, що  $\beta = \text{var} > \alpha''$ )

$$\frac{F_{\text{np}}}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\beta - \rho)} = F_t > F_t^0 = \frac{F_{\text{np}}}{\tan \alpha' + \tan \beta}.$$

Тобто виявляється, що колова сила (а отже й відповідний їй обертальний момент) із появою тертя зростають, і чим значущішим буде тертя, тим більшою виявиться колова сила за однакових інших умов.

Пам'ятаючи, що (див. (3.2.7))  $\tan \rho = \mu$ , вирази (3.2.8), (3.2.11) можна подати у вигляді

$$F_t = \frac{F_{\text{np}}}{\frac{\tan \alpha' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha'} + \frac{\tan \alpha'' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha''}} \quad (\beta \equiv \alpha''); \quad F_t = \frac{F_{\text{np}}}{\frac{\tan \alpha' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha'} + \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta}}. \quad (3.2.12)$$

Унаслідок прояву тертя колова сила  $F_t(\lambda)$ , що виникає у мить повного вимикання обгінної муфти вже не може дорівнювати нулю. За прийнятих припущень вона визначається як

$$F_t(\lambda) = \lim_{\beta \rightarrow \pi/2} F_t = \frac{F_{\text{пр}}(\lambda)}{\frac{\tan \alpha' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha'} + \frac{1}{\mu}}.$$

Звернімося до прикладу характеристики запобіжної обгінної муфти, наведеного на рис. 3.2.2 (там  $\alpha' = \alpha'' = \alpha = 14$  град). Якщо тепер зважити на тертя, поклавши, скажімо,  $\mu = 0,1$ , то (перейдімо до рис. 3.2.9) старій характеристиці  $F_t^0(l)$  (ламана лінія  $a^0b^0c^0$ ) доведеться протиставити нову характеристику  $F_t(l)$  (ламана лінія  $abc$ ), ординати якої мають помітно більші значення. При цьому характерна точка  $c$  лінії  $abc$  (відповідна режиму вільного ходу) не лежить на осі абсцис  $Ol$  на противагу такого самого змісту точки  $c^0$  лінії  $a^0b^0c^0$ .

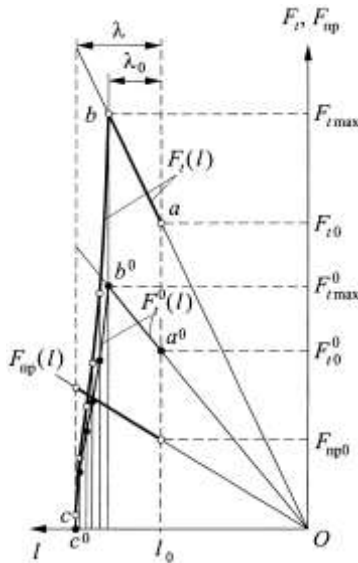


Рисунок 3.2.9 — Зміна характеристики обгінної запобіжної муфти унаслідок прояву тертя

Якщо намагатись бути точнішим, то ординати старої і нової характеристик слід зіставляти, керуючись формулою

$$\frac{F_t}{F_t^0} = \frac{\tan \alpha + \tan \beta}{\frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} + \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta}}.$$

Зокрема, відношення  $F_{t \max} / F_{t \max}^0$ , відповідне на щойно наведеній характеристиці максимальному обертальному моменту, який здатна переслати запобіжна муфта, набуває значення приблизно 1,7.

Можна з'ясувати, що величина  $F_t$  набуває максимального значення  $F_{t \max}$  у разі рівності правих частин рівнянь (3.2.12), тобто за дотримання формальної умови  $\beta = \alpha''$ . Іншими словами, можна стверджувати, що муфта пересилатиме максимальний момент у мить, коли настане рівність  $\beta = \alpha''$  та коли відповідно до рівняння (3.2.9) додаткова деформація пружини досягне значення

$$\lambda_x = \lambda_0 = (1 + \sin \alpha'') \frac{d}{2} \quad (3.2.13)$$

(як і слід було сподіватись, згадаймо (3.2.1)).

Отож у разі загальної деформації  $l = l_0 + \lambda_0$  пружина створюватиме притискну силу

$$F_{\text{пр}}(l) = \frac{Gd_d^4 l}{8D^3 i_p} = \frac{Gd_d^4 (l_0 + \lambda_0)}{8D^3 i_p},$$

де (як і раніше)  $l$  — загальна осьова деформація пружини,  $l_0$  — попереднє стискання пружини,  $G$  — модуль пружності при зсуві матеріалу пружини,  $d_d$  — діаметр дроту, з якого виготовлена пружина,  $D$  — середній діаметр пружини,  $i_p$  — кількість робочих витків пружини. Тому на підставі (3.2.12), (3.2.13) матимемо співвідношення

$$F_{t \max} = \frac{Gd_d^4}{8D^3 i_p} \frac{l_0 + (1 + \sin \alpha'') \frac{d}{2}}{\frac{\tan \alpha' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha'} + \frac{\tan \alpha'' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha''}}.$$

Отже максимальний обертальний момент, при якому запобіжна кулькова обгінна муфта спрацьовує (вимикається), слід визначати за формулою (див. (3.2.2))

$$\begin{aligned}
 T_p &= \frac{K_i D_0}{2} F_{t \max} = \frac{K_i D_0 G d_{\frac{d}{4}}^4}{32 D^3 i_p} \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d}{\frac{\tan \alpha' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha'} + \frac{\tan \alpha'' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha''}} = \\
 &= \frac{K_i D_0 G d_{\frac{d}{4}}^4}{32 D^3 i_p} \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho)} = \\
 &= k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d}{\frac{\tan \alpha' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha'} + \frac{\tan \alpha'' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha''}} = k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho)}, \quad (3.2.14)
 \end{aligned}$$

де (згадаймо)  $K_i$  — коефіцієнт, що враховує можливу нерівномірність розподілення навантаження між кульками;  $D_0$  — діаметр кола центрів кульок;

$$k_p = K_i \frac{G D_0 d_{\frac{d}{4}}^4}{32 D^3 i_p}.$$

Коли  $\alpha' = \alpha'' = \alpha$  вираз (3.2.14) набуває вигляду

$$T_p = k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha) d}{2 \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha}} = k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha) d}{2 \tan(\alpha - \rho)}. \quad (3.2.15)$$

І у разі  $\mu \rightarrow 0$  новий вираз, як і має бути, зводиться до (3.2.6).

Якщо позначити обертальний момент, що формується за наявності у муфті тертя, через  $T_p$ , а той самий момент, що формується за відсутності тертя, — через  $T_p^0$ , то на підставі (3.2.15) можна висувати співвідношення

$$\frac{T_p}{T_p^0} = \frac{\tan \alpha}{\frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha}} = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha - \rho)} \geq 1. \quad (3.2.16)$$



Рівень зростання обертального моменту унаслідок підвищення тертя у муфті є вельми різним за різних значень кута  $\alpha$ , що визначає орієнтацію пазів у півмуфтах, див. (3.2.16) та табл. 3.2.1. Обліковуючи можливість проявлення тертя, наведену на рис. 3.2.3 характеристику можна «збагатити» в інформаційному сенсі до характеристики, зображеної на рис. 3.2.10. Очевидно, що хоча залежність  $T_p/T_p^0(\alpha)$  не завжди монотонна (табл. 3.2.1), проте залежність  $T_p(\alpha)$  за будь-якого значення величини  $\mu$  обов'язково монотонно спадає, рис. 3.2.10. В цьому легко переконались суто аналітичними засобами.

Таблиця 3.2.1 — Рівень впливу тертя у муфті на робочий обертальний момент

$\alpha$ , град		$T_p/T_p^0$							
		10	20	30	40	50	60	70	80
$\mu$	0,010	1,061	1,032	1,023	1,020	1,020	1,023	1,031	1,058
	0,025	1,170	1,083	1,060	1,052	1,052	1,059	1,078	1,147
	0,050	1,407	1,180	1,126	1,108	1,106	1,119	1,158	1,295
	0,075	1,763	1,294	1,199	1,167	1,163	1,181	1,240	1,445
	0,100	2,356	1,430	1,280	1,231	1,222	1,246	1,323	1,596

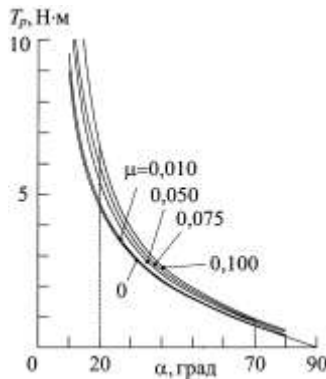


Рисунок 3.2.10 — Зміна характеристики обгінної запобіжної муфти унаслідок прояву тертя

Справді, відповідно до (3.2.15)

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_p}{\partial \alpha} &= k_p \frac{\cos \alpha d \cos^2(\alpha - \rho) \tan(\alpha - \rho) - (2l_0 + (1 + \sin \alpha) d)}{2 \sin^2(\alpha - \rho)} \leq \\ &\leq k_p \frac{\cos(\alpha - \rho) d \cos^2(\alpha - \rho) \tan(\alpha - \rho) - (2l_0 + (1 + \sin(\alpha - \rho)) d)}{2 \sin^2(\alpha - \rho)} = \\ &= -k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin^3(\alpha - \rho)) d}{2 \sin^2(\alpha - \rho)} < 0. \end{aligned}$$

Те саме можна стверджувати щодо впливу й параметра  $\alpha'$  на величину обертового моменту  $T_p$  (див. (3.2.14)): завжди

$$\frac{\partial T_p}{\partial \alpha'} = -k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d}{\cos^2(\alpha' - \rho) (\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho))^2} < 0.$$

А от щодо кутового параметра  $\alpha''$ , то ситуація не настільки прозора (див. (3.2.14))

$$\frac{\partial T_p}{\partial \alpha''} = \frac{1}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho)} \left( d \cos \alpha'' - \frac{T_p}{k_p} \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right)$$

і характер впливу  $\alpha''$  на  $T_p$  не очевидний. Оскільки є сенс говорити про якийсь конкретний напрям обертового моменту, покладаючи, скажімо,  $T_p / k_p > 0$ , то зважаючи на те, що завжди  $2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d > 0$ , доведеться визнати, що сенс має лише умова  $\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho) > 0$ . Отже знак похідної  $\partial(T_p / k_p) / \partial \alpha''$  збігатиметься зі знаком величини

$$d \cos \alpha'' \cos^2(\alpha'' - \rho) - \frac{T_p}{k_p}.$$

Якщо в (3.2.14) формально покласти  $\alpha' = \alpha'' \rightarrow \rho$ , то виявиться, що  $T_p \rightarrow \infty$ . Тобто у разі  $\alpha' = \alpha'' = \rho$  через прояв тертя муфта ніби схильна до самозаклинювання (коли кульки взагалі не здатні покинути пази веденої півмуфти).

За умови  $l_0 = 0$  вираз (3.2.14) дає можливість визначити нерегульовану складову (частину) обертального моменту, що пересилається через запобіжну муфту

$$T_{\text{пнг}} = k_p \frac{(1 + \sin \alpha'') d}{\frac{\tan \alpha' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha'} + \frac{\tan \alpha'' - \mu}{1 + \mu \tan \alpha''}} = k_p \frac{(1 + \sin \alpha'') d}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho)}.$$

Особливості впливу найважливіших параметрів на навантажувальні властивості запобіжної муфти можна легко відстежити на конкретних прикладах (не вдаючись до строгих аналітичних засобів). Хай ідеться про муфту з такими параметрами: діаметр, на якому розташовані центри кульок —  $D_0 = 50$  мм; діаметр кульок —  $d = 10$  мм; діаметр дроту пружини —  $d_d = 4,5$  мм; середній діаметр пружини —  $D = 45$  мм; кількість робочих витків пружини —  $i_p = 5$ ; кут орієнтування пазів у ведучій півмуфті —  $\alpha' = 45,5$  град; кут тертя —  $\rho = 0,5$  град (коефіцієнт тертя —  $\mu = 0,0087$ ); коефіцієнт жорсткості пружини —  $k_p = 100$  Н. Вдаючись до формули (3.2.14) та надаючи різних значень конструкційному (конструктивному) параметру  $\alpha''$ , що визначає орієнтацію пазів у веденій півмуфті, і регульовальному (налаштовувальному) параметру  $l_0$ , що вимірює попереднє затягування натискної пружини, можна вельми наочно оцінити, табл. 3.2.2, можливість проектного та експлуатаційного впливу на граничний обертальний момент, при якому зазначена муфта перериває потік потужності (спрацьовує як запобіжний пристрій). Звісно, у разі  $l_0 = 0$  мова йде про нерегульовану складову  $T_{\text{пнг}}$  обертального моменту.

**Таблиця 3.2.2 — Рівень можливості конструкційного та налаштовувального впливу на робочий обертальний момент запобіжної муфти**

$\alpha''$ , град		-40	-20	0	20	40	60	80	90
$T_p$ , Н·м	$l_0 = 0$ мм	2,448	1,051	1,009	0,991	0,900	0,692	0,310	0,017
	10	16,154	4,245	3,026	2,468	1,997	1,433	0,623	0,035
	20	29,860	7,439	5,044	3,945	3,093	2,174	0,936	0,052

В даному разі чітко простежується суто монотонно спадна залежність обертального моменту  $T_p$  від параметра  $\alpha''$ . Проте, величина  $T_{\text{пнг}}$  майже не чутлива до зміни параметра  $\alpha''$ , допоки справджується умова

$$-20 \leq \alpha'' \leq 30 \text{ град.}$$

Ще більше унаочнює монотонно спадну залежність величини  $T_p$  від параметра  $\alpha''$ , відповідна даним табл. 3.2.2 характеристика, що наведена на рис. 3.2.11. Крутизна залежності  $T_p = T_p(\alpha'')$  дуже помітно зростає із збільшенням параметра  $l_0$ . Понад те, побудована залежність  $T_p = T_p(\alpha'')$  обов'язково помітно крутіша в околах більших за модулем значень  $\alpha''$  (чи від'ємних, чи додатних).

В технологічному аспекті привабливішими є версії обгінних муфт, в яких чи  $\alpha'' = 0$ , чи  $\alpha'' = \alpha'$ . При втіленні саме цих версій, втім, є широкі можливості калібрування бажаних навантажувальних властивостей муфт

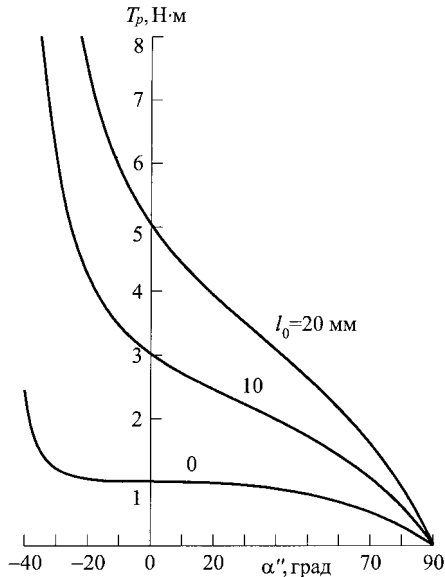


Рисунок 3.2.11 — Вплив орієнтації пазів веденої півмуфти на навантажувальні властивості обгінної запобіжної муфти

за рахунок відповідного добору параметрів притискної пружини — середнього діаметра навивки, діаметра дроту, кількості робочих витків, а особливо — попереднього стискання пружини.

Формально факт того, що явище тертя в муфті вільного ходу провокує небажане зростання робочого обертового моменту, засвідчує аналітична умова

$$\begin{aligned} & \frac{\partial T_p}{\partial \rho} = \\ & = k_p \frac{(2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d) \left( \frac{1}{\cos^2(\alpha' - \rho)} + \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right)}{(\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho))^2} > 0. \end{aligned}$$

Інтенсивність ж реагування муфти на (вмотивовану необхідністю нейтралізувати прояв тертя) зміну регульовального параметра  $l_0$  визначатиме величина

$$k_T = \frac{\partial T_p}{\partial l_0}.$$

Її можна записати як

$$k_T = k_p \frac{2}{\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho)} > 0.$$

В такому разі величину

$$\begin{aligned} k_p & = \frac{\partial l_0}{\partial \rho} = - \frac{\partial \rho}{\frac{\partial T_p}{\partial l_0}} = \\ & = - \frac{(2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d) \left( \frac{1}{\cos^2(\alpha' - \rho)} + \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right)}{2(\tan(\alpha' - \rho) + \tan(\alpha'' - \rho))} = \\ & = - \frac{1}{2} \frac{T_p}{k_p} \left( \frac{1}{\cos^2(\alpha' - \rho)} + \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right) < 0 \end{aligned}$$

чи краще величину

$$k_{\rho 0} = \lim_{\rho \rightarrow 0} k_{\rho} = -\frac{1}{2} \frac{T_p}{k_p} \left( \frac{1}{\cos^2 \alpha'} + \frac{1}{\cos^2 \alpha''} \right) < 0$$

можна назвати коефіцієнтом чутливості муфти до «компенсації» тертя.

Слід наголосити ще раз на тому, що для кулькових обгінних муфт, приміром стартерів автомобілів, явище тертя є небажаним і для зменшення його впливу на точність вмикання чи вимикання муфти, тобто її функціонування під час неусталених режимів роботи, застосовується відповідне мащення поверхонь тертя основних елементів. А для запобіжних муфт, що функціонують за принципом обгінних кулькових, явище тертя може сприяти вибору притисної пружини дещо зменшених геометричних параметрів.

## *ГЛАВА 3.3*

# МІЦНІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КУЛЬКОВИХ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ АВТОМОБІЛЬНИХ СТАРТЕРІВ

### 3.3.1. Загально про напружено-деформований стан

Як уже наголошувалося раніше, для пересилання обертального моменту суто в одному напрямку та автоматичного роз'єднання валів в механічному приводі у разі зміни на протилежний напрямку їх відносного руху застосовують механізми вільного ходу здебільшого роликів типу. А для роликів механізмів властиво те, що енергія пересилається від ведучої ланки до веденої за рахунок статичного тертя (заклинювання), що в ідеалі (якщо не брати до уваги деформаційні явища) зосереджене на відрізку контактної прямої — контактної частини твірної ролика-циліндра.

Звісно, ролик як проміжне контактне тіло в муфті має принципову перевагу перед кулькою, яка в деякому разі взаємодіє з іншими деталями муфти в точці. Можна було б говорити, що локальне навантаження роликів муфти на порядок нижче. Але це було б помилкою: саме пряма, а не її відтинки, має одиничний вимір, тоді коли точка — це нуль-вимір.

Тим не менш, інтуїтивно очевидно, що відрізок прямої є вельми широкою множиною у порівнянні з окремою точкою (він об'єднує безліч точок) і тому сам по собі сприяє розосередженню контактної навантаження (не порівняти з окремою точкою). Але приблизно такий самий ефект можна углядати і в цілком увімкненій кульковій муфті, що працює за принципом зачеплення. Звісно в цьому разі контактна лінія не є прямою, вона охоплює частину кульки.

Але про якийсь конкретне навантаження (механічну напругу, механічне напруження) все-таки може йтися лише в тому разі, коли силовий чинник розосереджений частиною поверхні, що є двовимірним геометричним об'єктом (звісно ж — не лінією). В іншому разі напруження мало б бути неправдоподібно нескінченно великим — таким, аби «гарантувати» локальну руйнацію контактних тіл.

Рятує ситуацію здатність матеріалів непластично (пружно) деформуватись. Власне завдяки здатності контактних робочих тіл деформуватись напруження стають обмеженими (несингулярними) і неруйнівними. Саме через це, коли йдеться про міцність якої-небудь деталі механізму, вивчають її так званий напружено-деформований стан. Отож аби можна було коректно, адекватно завбачувати та вмотивовано задавати бажаний рівень міцності проектованої кулькової муфти вільного ходу, доведеться оперувати характеристиками напружено-деформованого стану півмуфт та кульок.

### **3.3.2. Про прийнятні способи профілювання пазів у кулькових муфтах**

В стартерах транспортних засобів з двигунами внутрішнього згоряння традиційно енергія від ведучої до веденої ланки пересилається саме через муфту вільного ходу і саме за рахунок дії сил тертя. На фрикційному принципі пересилання силового чинника неодноразово наголошувалось раніше. В даному разі цей «наголос» особливо важливий: якщо дотичні (тангенціальні) силові чинники створюються і пересилаються фрикційно, то це часто вимагає миритись з дуже великими нормальними силами в механізмі, необхідними власне для створення належної взаємодії фрикційних поверхонь робочих тіл. Ці сили не продукують якоїсь корисної роботи, але саме вони створюють дуже значні контактні напруження, які й обмежують можливості пересилання великого обертального моменту та знижують тривалість надійної роботи пристроїв [15—17, 28, 31, 35, 48—53, 57].

Максимальні контактні напруження в традиційних стартерних пристроях транспортних засобів з двигунами внутрішнього згоряння виникають між роликками та зірками муфт вільного ходу в околах згадуваних раніше лінійчастих (в ідеалі) зон дотикання робочих поверхонь. Задля збільшення контактної міцності робочих поверхонь контактних тіл вимушено вдаються до збільшення довжини роликів та термічного оброблення, яке б забезпечувало твердість понад 45 HRC. Ця технологічна дія, звісно, суттєво ускладнює процес виготовлення стартерних пристроїв.



Процес однобічного пересилання потужності шляхом улаштування механічного зачеплення півмуфт за посередництва кульок, закладених у відповідно зорієнтовані пази (а не шляхом наведення фрикційного зчеплювання чи заклинювання), цілком по-особливому позначається на формуванні напружено-деформованого стану робочих поверхонь пазів і кульок. А отже постають нові задачі адекватного визначення контактних напружень і деформацій в муфтах вільного ходу та формалізації дослідження можливостей підвищення міцності, надійності, довговічності пристроїв такого типу.

Відразу зауважмо, експериментальні дослідження в лабораторних умовах, проведені на навантажувальному стенді з бензиновим двигуном, оснащеним стартером з обгінною муфтою, що працює за принципом кулькового зачеплення, переконливо засвідчили, що на характері формування поверхонь-слідів дотикання кульок і пазів півмуфт, а отже на розподілі контактних напружень, дуже помітно позначається форма поперечного перерізу пазів. Цю обставину особливо легко спостерігати, проводячи експерименти з дослідними муфтами, які свідомо виготовлені без попереднього зміцнення робочих контактних поверхонь чи навіть з «м'якішого» ніж треба матеріалу.

Зазвичай існують цілком прийнятні в економічному сенсі технологічні можливості виготовлення кулькових обгінних муфт з пазами, поперечний (ортогональний) переріз яких обрамлений колом, радіус  $r_1$  якого дорівнює радіусу  $r$  кульки, рис. 3.3.1а. Такий варіант поперечного перерізу найпривабливіший з огляду на потенційні можливості надання бажаного якнайвищого рівня міцнісних характеристик робочим поверхням тіл дотикання в обгінній муфті. Але при цьому виникатимуть загрози через найменші геометричні неточності виготовлення та надмірний прояв тертя ускладнити рух кульок вздовж пазів настільки, що обгінна муфта вмикатиметься-вимикатиметься із неприйнятними запізненнями або ж зачеплення півмуфт стане несистематичним чи деколи й цілком неможливим. Звісно, в такому разі, взагалі не може йтися про калібрування пазів півмуфт хоч з яким від'ємним допуском. Нема «твердого» сенсу застосовувати й понад міру жорсткі натискні пружини, бо це провокуватиме появу надмірних механічних напруг в зонах контакту робочих тіл. Отож існує необхідність вдаватись до іншого способу профілювання пазів.

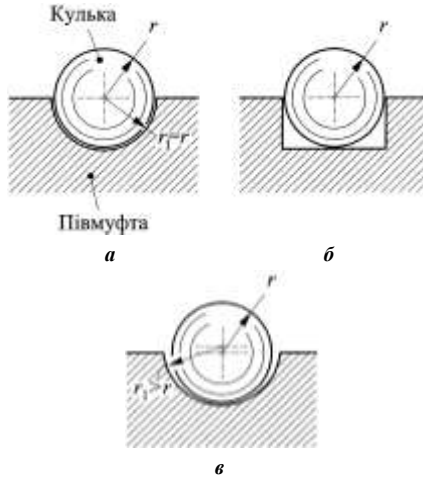


Рисунок 3.3.1 — Варіанти форм поперечного перерізу пазів півмуфти

В технологічному вимірі привертає найбільшу увагу прямокутне профілювання пазів у півмуфтах, рис. 3.3.1,б. Але цілком прийнятним в технологічному сенсі є також надання профілю паза форми кола з радіусом  $r_1$ , дещо більшим за радіус  $r$  кульки, рис. 3.3.1,в. Прямокутне профілювання пазів — це принципове відхилення від, якщо можна так казати, технічного ідеалу (див. 3.3.1,а) на користь технологічності виготовлення, а другий варіант профілювання — це своєрідний компроміс між домаганнями забезпечити і технологічну, і технічну довершеність проектованої конструкції.

У разі прямокутних пазів контакт між робочими тілами на перехідних режимах роботи муфти, коли вона повністю не ввімкнена, наближається в ідеалі до точкового контакту типу «сфера — площина», що ймовірно зумовлюватиме порівняно високий рівень екстремальних значень деформації в робочій зоні. Натомість, у разі криволінійних пазів виникає контакт «куля (опукле тіло) — угнуте (охоплювальне) тіло», що беззастережно свідчить про меншу ймовірну екстремальну інтенсивність деформацій. Але важливо з'ясувати, якою ціною обернеться спроба надати перевагу, приміром, прямокутним пазам, тобто цікаво провести загальний порівняльний аналіз міцнісних показників, що зумовлюються зазначеними двома формами поперечних перетинів пазів півмуфт.

Покладатимемося на загально відомі положення опору матеріалів з теорії про напружено-деформований стан, що виникає внаслідок взаємодії робочих тіл з проявом суто контактних деформацій. При цьому дію силових чинників у муфті з прямокутним перетином пазів тлумачитимемо як точкову контактну взаємодію кульки зсередини з циліндром, радіус кривини якого прямує до безмежності. Коли ж ітиметься про муфту з профільованими колом пазами, то взаємодію робочих тіл у ній зводитимемо до ніби точково-лінійчатого контакту між кулькою і умовним циліндричним жолобом, радіус  $r_1$  кривини поперечного перетину якого помітно перевищує радіус  $r$  кульки.

### 3.3.3. Характеристики напружено-деформованого стану

Методологію оцінювання напружено-деформованого стану вибудовують, спираючись на припущення, що пляма контакту робочих деталей муфти в процесі їх пружного деформування набуває еліпсоподібної форми. Майже еліптичну форму плями дотикання контактних тіл характеризують спеціальними коефіцієнтами (так званими коефіцієнтами рівняння еліпса дотикання):

— прямокутний переріз паза (перший різновид контакту, рис. 3.3.1,б)

$$A_1 = B_1 = \frac{1}{2r}; \quad (3.3.1)$$

— криволінійний переріз (другий різновид контакту, рис. 3.3.1,в)

$$A_2 = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{r} - \frac{1}{r_1} \right); \quad B_2 = \frac{1}{2r}, \quad (3.3.2)$$

де  $r$ ,  $r_1$  — це формально радіуси кривини тіл дотикання. Розміри плями контакту оцінюються великою  $a$  і малою  $b$  осями еліпсів:

— перший різновид контакту (рис. 3.3.1,б)

$$a_1 = 1,397 K_{a1} \sqrt[3]{\frac{F r}{E}}; \quad b_1 = 1,397 K_{b1} \sqrt[3]{\frac{F r}{E}}; \quad (3.3.3)$$

— другий різновид контакту (рис. 3.3.1,в)

$$a_2 = 1,397K_{a2} \sqrt[3]{\frac{F}{E} \frac{rr_1}{2r_1 - r}}; \quad b_2 = 1,397K_{b2} \sqrt[3]{\frac{F}{E} \frac{rr_1}{2r_1 - r}}, \quad (3.3.4)$$

де  $K_{ai}$ ,  $K_{bi}$  — коефіцієнти, залежні від відношення  $A_i / B_i$  (тут  $i = 1; 2$  — індекс, що позначає різновид контакту);  $F$  — сила взаємного притискання контактних тіл;  $E$  — модуль пружності матеріалу (однаковий для обох контактних тіл). Формули (3.3.3) і (3.3.4) чинні, коли обидва тіла дотикання сталеві і їм відповідають однакові значення коефіцієнта Пуассона  $\mu = 0,3$ .

З метою визначення максимальних контактних напружень послугуватимемося формулами:

$$\sigma_{H \max 1} = 0,245K_{P1} \sqrt[3]{FE^2 \frac{4}{r^2}}; \quad (3.3.5)$$

$$\sigma_{H \max 2} = 0,245K_{P2} \sqrt[3]{FE^2 \left( \frac{2r_1 - r}{rr_1} \right)^2}, \quad (3.3.6)$$

де  $K_{Pi}$  — коефіцієнти, залежні від відношення  $A_i / B_i$ . Відповідні максимальні деформації у зоні дотикання кульки з поверхнями пазів обчислюватимемо, керуючись виразами:

$$\Delta_1 = 0,977K_{\Delta 1} \sqrt[3]{\left( \frac{F}{E} \right)^2 \frac{2}{r}}; \quad \Delta_2 = 0,977K_{\Delta 2} \sqrt[3]{\left( \frac{F}{E} \right)^2 \frac{2r_1 - r}{rr_1}}. \quad (3.3.7)$$

де  $K_{\Delta i}$  — коефіцієнти, знову-таки залежні від відношення  $A_i / B_i$ .

На підставі наведених щойно аналітичних залежностей, було проведено кількісний аналіз міцнісних потенцій обгінної муфти стартера двигуна легкового автомобіля, табл. 3.3.1, 3.3.2. Муфта має такі параметри:  $D_0 = 36$  мм — діаметр кола розташування центрів кульок;  $d = 2r = 8$  мм — діаметр кульок ( $r$  — їхній радіус);  $z = 6$  — кількість кульок у муфті; матеріал півмуфт та кульок — сталь 45, якій відповідають коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$  та модуль пружності  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $T = 20$  Н·м — максимальний обертальний момент.

Таблиця 3.3.1 — Характеристика зон контакту кульок з пазами півмуфт

Назва параметра	Позначення параметра	Одиниці вимірювання	Значення параметра	Поперечний перетин пазів
Коефіцієнти рівняння еліпсів	$A/B$	—	1,0	Прямокутний
	$A/B$	—	0,0123	Криволінійний
Коефіцієнти у формулах (3.3.3) — (3.3.7)	$K_{a1}, K_{b1}, K_{p1}, K_{\Delta 1}$	—	1,0	Прямокутний
	$K_{a2}$	—	5,44	Криволінійний
	$K_{b2}$		0,34	
	$K_{p2}$		0,53	
	$K_{\Delta 2}$		0,48	
Значення великої і малої осей еліпсів	$a_1, b_1$	мм	$0,03026 \sqrt[3]{F}$	Прямокутний
	$a_2$	мм	$0,20545 \sqrt[3]{F}$	Криволінійний
	$b_2$		$0,1284 \sqrt[3]{F}$	
Значення максимальних контактних напружень	$\sigma_{H \max 1}$	МПа	$527,82 \sqrt[3]{F}$	Прямокутний
	$\sigma_{H \max 2}$	МПа	$177,63 \sqrt[3]{F}$	Криволінійний
Величина зближень тіл дотикання	$\Delta_1$	мм	$0,00227 \sqrt[3]{F^2}$	Прямокутний
	$\Delta_2$	мм	$0,00087 \sqrt[3]{F^2}$	Криволінійний

Таблиця 3.3.2 — Результати формального аналізу напружено-деформованого стану контактних тіл в обгінній муфті

Назва й позначення параметра	Одиниця вимірювання	Значення параметра					
		3	4	5	6	10	10
Радіус кульок, $r$	мм						
Радіус профілю пазів півмуфт, $r_1$		3,1	4,1	5,2	6,2	10,5	10,2
Коефіцієнт $K_r = \frac{rr_1}{2r_1 - r}$	мм	2,9	3,9	4,8	5,8	9,54	9,8
Коефіцієнт $\frac{A_2}{B_2} = 1 - \frac{r}{r_1}$	—	0,032	0,024	0,038	0,032	0,047	0,0196
Коефіцієнти: $K_a$  $K_b$  $K_p$  $K_\Delta$	—	3,780	4,160	3,514	3,780	3,242	4,515
	—	0,4142	0,3940	0,4304	0,4148	0,4520	0,3777
	—	0,6387	0,610	0,6612	0,6387	0,690	0,5864
	—	0,6071	0,5740	0,6333	0,6071	0,6670	0,5460
Еліптичні плями контакту: більша $a$  менша $b$	мм	0,1904	0,2105	0,2215	0,2414	0,2843	0,2869
		0,0210	0,0199	0,0271	0,0264	0,0396	0,024
Максимальні контактні напруження, $\sigma_{Hmax}$	МПа	2219,2	1864,6	1930,3	1760,4	1605,8	1351,9
Статична деформація (взаємне зближення тіл дотикання), $\Delta$	мм	0,0038	0,0032	0,0034	0,003	0,0028	0,0023

Відповідно до конкретних конструктивних (зокрема, геометричних) параметрів муфти (див. табл. 3.1.2) отримано конкретні ж значення так званих коефіцієнтів рівняння еліпса зони дотикання (див. (3.3.1) і (3.3.2)), а далі рівняння (3.3.3) — (3.3.7) зведено до зручнішого для подальшого застосування вигляду, див. табл. 3.3.1. Інформація стає майже вичерпною, якщо взяти до уваги розраховане відповідно до заданих конструктивних параметрів муфти значення  $F = 138,8$  Н максимального можливого навантаження на одну кульку. При розрахунках вважалось, що всі кульки одночасно вкочуються в пази веденої півмуфти та ще й входять у зачеплення ніби без удару. Зважмо, від миті початку западання в пази до миті повного наведення контакту з поверхнями глибинних кінців пазів веденої півмуфти кульки переміщуються на не дуже велику віддаль (що дорівнює їхньому діаметру). Наведена ж в табл. 3.3.2. інформація дозволяє ще й оцінити як позначається те чи інше поєднання розміру кульки та кривини профілю пазів на параметри напружено-деформованого стану муфти.

Кулькові обгінні муфти можуть застосовуватися для різних цілей на різноманітних транспортних засобах, а ще в машинобудуванні чи приладобудуванні, а отже — в доволі широкому діапазоні навантажень їхніх елементів, від 20 до 140 Н, скажімо. Вплив навантаження на контактні напруження і деформації у робочій зоні унаочнюють рис.3.3.2 і 3.3.3.

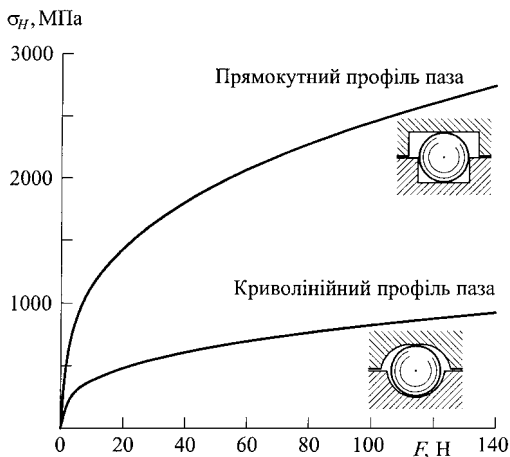
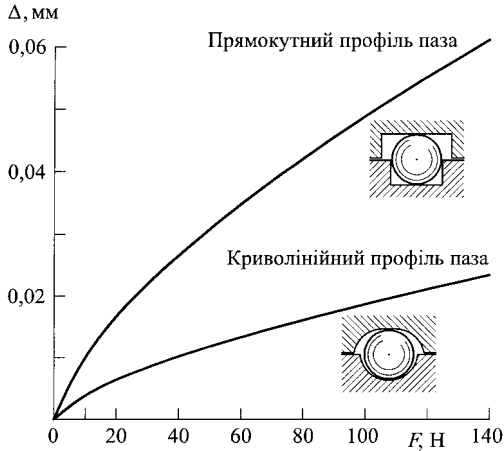


Рисунок 3.3.2 — Максимальні контактні напруження в робочій зоні муфти за різних навантажень та різних форм профілю пазів



**Рисунок 3.3.3** — Залежність деформації робочих тіл від навантаження та форми поперечного перерізу пазів півмуфт

Отож (див. рис. 3.3.2), форма поперечного перетину пазів півмуфт суттєво позначається на величині максимальних контактних напружень у зоні дотикання робочих елементів кулькових обгінних муфт. Скажімо, у разі втілення максимального (із заданого раніше діапазону можливих) навантаження 140 Н прямолінійному перетину пазів властиві контактні напруження понад 2500 МПа, а жолобчастому — близько 1000 МПа. Взагалі кажучи, контактні напруження у разі прямокутного поперечного перетину паза майже втричі є вищими, ніж у разі жолобчастого паза. Цілком подібну ситуацію можна спостерігати й стосовно локальних деформацій (див. рис. 3.3.3): деформації у разі прямокутного поперечного перетину паза у понад 2,5 є більшими, ніж у разі жолобчастого паза.

В табл. 3.3.3 для прикладу занесено окремі порівняльні оцінки, що стосуються кулькової обгінної муфти з двома аналізованими тут формами поперечного перетину пазів півмуфт (див. рис. 3.3.1, б і в), призначеної для стартера легкового автомобіля. Електродвигун стартера здатен розвивати максимально можливий обертальний момент 20 Н·м.

Впадає у вічі те, зокрема, що у разі жолобчастих пазів еліпс плями контакту видовжується у одному напрямі майже у сім разів, але звужується в іншому напрямі більше як вдвічі. А супроводжується це зменшенням приблизно у 2,5 разу деформації.



Таблиця 3.3.3 — Порівняння напружено-деформованих станів кулькової обгінної муфти з двома різновидами пазів

Відношення	Позначення	Значення
Осей еліпсів плями контакту	$a_2 / a_1$	6,788
	$b_2 / b_1$	0,424
Контактних напружень	$\sigma_{H \max 2} / \sigma_{H \max 1}$	0,337
Деформацій	$\Delta_2 / \Delta_1$	0,383

Звісно, контактні напруження не можуть бути пропорційними до прикладеного навантаження. Інтенсивність їх зростання відстає від інтенсивності зростання навантаження, бо супутньо завдяки пружності матеріалу зростає й площа плями контакту. Щоправда, і деформації також не є пропорційними до навантажень.

Порівнюючи (в рамках прийнятої теорії напружено-деформованого стану) профілі пазів півмуфт, доречно наголосити на таких формальних оцінках:

$$\frac{\sigma_{H \max 2}}{\sigma_{H \max 1}} = K_P \left(1 - \frac{1}{2} \frac{r}{r_1}\right)^{2/3}; \quad \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = K_\Delta \left(1 - \frac{1}{2} \frac{r}{r_1}\right)^{1/3};$$

$$\frac{\sigma_{H \max 2}}{\sigma_{H \max 1}} \frac{\Delta_2}{\Delta_1} = K_P K_\Delta \left(1 - \frac{1}{2} \frac{r}{r_1}\right); \quad \frac{\sigma_{H \max 2}}{\sigma_{H \max 1}} \left(\frac{\Delta_1}{\Delta_2}\right)^2 = K_P \left(\frac{1}{K_\Delta}\right)^2.$$

Тут взято до уваги, що  $K_{P1} = 1$ ,  $K_{\Delta 1} = 1$ , і позначено

$$K_{P2} = K_P; \quad K_{\Delta 2} = K_\Delta.$$

Величини  $K_P$ ,  $K_\Delta$  у певному темпі монотонно зменшуються зі зменшенням коефіцієнта  $A/B = 1 - r/r_1$  (із зростанням значення параметра  $r/r_1$ ) [27]. Величини ж  $\sigma_{H \max 2} / \sigma_{H \max 1}$ ,  $\Delta_2 / \Delta_1$ ,  $\sigma_{H \max 2} \Delta_2 / (\sigma_{H \max 1} \Delta_1)$ , як легко бачити, спадають із зростанням  $r/r_1$  ще інтенсивніше.

### 3.3.4. Зауваги щодо можливостей зменшення напружень у зоні контакту кульок і поверхонь пазів півмуфт

З формалізованого аналізу, викладеного в 3.3.3, переконливо випливає, що напружено-деформований стан у робочій зоні кулькової обгінної муфти дуже суттєво залежить від форми поперечного перетину (профілю) пазів у півмуфтах (див., зокрема, табл. 3.3.2 і 3.3.3). Цей стан погіршується у міру того, як взаємодія кульок з пазами стає ближчою до теоретичного точкового контактування типу «сфера — площина». І навпаки, у разі контакту «куля — жолобчасте тіло» рівень напружень та деформацій все зменшується і зменшується, поки радіус кульки наближається до радіусу поперечного перетину паза-жолоба.

Якщо мова про обгінну муфту для стартерів мобільних машин, то, зважаючи на особливі умови її роботи та жорсткі вимоги до неї, можна наполягати на доречності покращення напружено-деформованого стану її елементів шляхом добору раціональної форми не тільки поперечних перетинів пазів, а навіть і їхніх периферійних кінців, тобто тих поверхонь, з якими контактують кульки під час пересилання номінального силового чинника, коли муфта повністю ввімкнена. Отож форма та розміри поперечного перетину пазів мають бути погоджені з конфігурацією та діаметром робочих кульок. Зрозуміло, це ускладнює технологію виготовлення пазів муфти, але не створює справжніх проблем, зважаючи на можливості сучасного виробництва. Такі пази можна виготовляти, приміром, пальчиковою фрезою, що має сферичний кінець, радіус якого погоджено з діаметром робочих кульок. Саме таким способом можна досягти того, аби дотикання кульок і пазів у робочому стані муфти відбувалося поверхнево (не точково, і не лінійчато). Завдяки цьому можна різко зменшити контактні напруження та деформації у робочій зоні муфти.

Коли кулькова обгінна муфта та її деталі мають відносно великі габарити, то пази в тілі півмуфт можуть бути виготовлені дисковою фрезою зі спеціальним профілем зубців-різців, який якнайраціональніше погоджено з діаметром робочих кульок. Натомість, коли застосовуються, навпаки, робочі кульки малого діаметру, то пази в тілі півмуфт можуть бути виготовлені навіть методом витискання.

Без сумніву, основними чинниками, що визначають міцність елементів муфти, є питомі навантаження, які виникають у робочій зоні на всій поверхні дотикання кульок з боковими та торцевими поверхнями пазів півмуфти. Інтенсивність розподілення цих навантажень може бути різною. Вона залежить від геометричних параметрів пазів і муфти загалом, але в першу чергу — від форми пазів півмуфти.

Переважно питоме навантаження у робочій зоні розосереджується приблизно за параболічним законом [9]. Але відомі також випадки, коли із задовільною точністю можна вважати, що питомі навантаження в робочій зоні залишаються сталими в межах всієї поверхні контактування [20,37, 56, 59]. Вірогідним останнє припущення можна вважати тоді, коли йдеться про оцінку міцності кулькової муфти автомобільного стартера, що має кульки з відносно малим діаметром та пази із сферичної форми периферійними кінцями. Робочі кульки (тіла зачеплення) тут дотикаються до робочих поверхонь пазів тільки четвертою часткою площі своєї сферичної поверхні.

Аби оцінити міцність, приміром, обгінної стартерної муфти, про яку велася мова в 3.3.3, доведеться брати до уваги максимально можливе навантаження на кульки, яке становить 1112 Н. Саме таке навантаження відповідає максимальному обертальному моменту (20 Н·м), який може розвинути електродвигун досліджуваного автомобільного стартера.

Згадаймо: діаметр кульок в даному разі дорівнює 8 мм, кількість кульок — 6, їхні центри розташовані на колі з діаметром 36 мм. Площа зовнішньої поверхні кульки —  $201,1 \text{ мм}^2$ , а отже контактує кулька з робочою поверхнею пазів площею  $33,5 \text{ мм}^2$ .

За розрахункову силу доречно взяти нормальну реакцію робочої поверхні пазів, спрямовану вздовж радіуса кульки в напрямі її центру (тертя до уваги не береться). Якщо покласти, що силовий чинник розподіляється між кульками приблизно однаково, то модуль розрахункової сили має становити 185 Н.

Результати кількісної оцінки завантаженості автомобільної стартерної муфти зосереджено в табл. 3.3.4. Значення величин (вимірників), обчислені для випадку дії максимального обертального моменту, подано в чисельнику, а додатково в знаменнику — для випадку дії робочого дійсного обертального моменту.

Таблиця 3.3.4 — Навантажувальні та міцнісні характеристики елементів муфти зі сферичними периферійними кінцями пазів півмуфт

Назва параметра	Одиниця вимірювання	Значення параметра
Максимально можлива колова сила в муфті	Н	1112,0/840
Колове зусилля на кульці	Н	185,0/140
Нормальна реакція поверхні паза, що діє на одну кульку	Н	377,5/285,7
Розрахункова сила при розподілі нерівномірному	Н	785,0/594,2
Питомі навантаження у зоні дотикання	МПа	15,62/11,82
Питомі навантаження при розподілі рівномірному	МПа	7,51/5,68
Напруження при роботі однієї кульки: розподіл нерівномірний	МПа	93,76/70,96
розподіл рівномірний	МПа	45,08/34,11

Отож, зважаючи на інформацію, що наведена в табл. 3.3.2 та 3.3.4, залишається хіба що беззастережно наполягати на суттєвих перевагах обгінних муфт з пазами півмуфт у формі жолобів та ще й із сферичними периферійними кінцями. Аргументом на користь цих переконань є особливо високий рівень потенційно досяжних міцнісних властивостей контактних робочих поверхонь кульок і пазів півмуфт. Можна навіть вважати, що поверхнево розосереджені напруження у робочій зоні обгінної муфти на порядок менші за контактні напруження, спостережувані у разі лінійчатого (тим більше — точкового) контактування кульок з поверхнями пазів півмуфт.

Щоправда, слід також наголосити на тому, що такі вигідні (з огляду на можливість забезпечити високий рівень міцності конструктивних елементів муфти) форми пазів дещо ускладнюють технологічний процес їх виготовлення. Проте це ускладнення пов'язане тільки з тим, що для виготовлення жолобоподібних пазів зі сферичними периферійними кінцями необхідно застосовувати спеціальний інструмент, а власне сам технологічний процес здійснюється традиційним чином.

## *ГЛАВА 3.4*

# ВИПРОБНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ СТАРТЕРІВ

### 3.4.1. Про дослідну оцінку працездатності обгінної муфти

Для задоволення у повній мірі вельми жорстких вимог, що висуваються до механічних приводів стартерів різноманітних автотранспортних засобів, замість звичного механізму вільного ходу можна, виявляється, цілком упевнено застосувати кулькову обгінну муфту, яка передає обертальний момент шляхом зачеплення півмуфт за посередництва кульок, вкладених у спеціальні пази. Сам цей принцип пересилання обертального моменту не тертям, а зачепленням, є дуже вагомим аргументом на користь доцільності застосування обгінних муфт саме такого типу.

Якщо в традиційних муфтах обертальний момент двигуна (а радше, механічна потужність) передається до виконавчого пристрою за рахунок сил тертя, то в муфтах зачеплення робочими силами є в першу чергу так звані нормальні сили контактної взаємодії робочих тіл, а сили тертя, взагалі кажучи, є цілком небажаними. «Корисні» сили тертя в традиційних муфтах виникають унаслідок заклинювання ролика (чи іншого проміжного тіла) між робочими поверхнями півмуфт, і аби створити достатньо великі дотичні сили (саме так звані сили статичного тертя) слід спровокувати дію належно великих нормальних сил (сил взаємного притискання дотичних робочих поверхонь, що в цьому разі правлять за фрикційні), а разом це, звісно, зумовлює підвищені навантаження в робочій зоні муфти.

Отож зрозуміло, що навантажувальна здатність і відповідно тривалість функціонування обгінних пристроїв, що діють за принципом зачеплення, за порівняльних обставин потенційно суттєво більша, ніж обгінних пристроїв, що діють за принципом заклинювання. На користь цього твердження (переконання) виступають також викладені раніше аргументи, що впливають з аналізу-оцінювання напружено-деформованого стану робочих елементів кулькової обгінної муфти.

Тому надаючи перевагу окресленого тут типу кульковій обгінній муфті (осьової дії зачепленням), можна за однакових інших умов чи помітно збільшити максимальне значення робочого обертового моменту, чи підвищити тривалість надійної роботи муфти, чи зменшити габарити й металоємність конструкції, чи послабити вимоги до матеріалу й технології його зміцнення. Але й кожне різнобічне чи компромісне рішення вестиме до суттєвого удосконалення однобічного механічного приводу будь-якого призначення, зокрема — автомобільного стартерного приводу.

Але достеменно пересвідчитися в працездатності, функціональній досконалості чи загалом в ефективності кулькової обгінної муфти можна, звісно, хіба що дослідними засобами. Отож, поставмо собі за мету експериментально пересвідчитися принаймні в працездатності механізму вільного ходу автомобільного стартера, оснащеного кульковою обгінною муфтою зачеплення.

За основні критерії чи просто ознаки працездатності стартерної муфти вільного ходу в цьому разі правитимуть: безшумність роботи, належна тривалість вмикання-вимикання, задовільна навантажувальна спроможність, прийнятна нерівномірність розподілення питомого навантаження на кульки та поверхні пазів півмуфт. При цьому доречно експериментувати як з пересиланням номінального обертового моменту, так і з реалізацією максимально допустимого його значення.

Власне на підставі аналізу результатів натурних дослідів з відповідними їх узагальненнями, можна об'єктивно оцінити правдивість теоретичних міркувань, аналітичних залежностей та розробити раціональні рекомендації стосовно реального застосування винайдених удосконалень. Основна мета — віднайти на доказ теоретичним завбачуванням додаткові беззастережні аргументи на користь впровадження запропонованої та патентованої конструкції кулькової обгінної муфти у виробництво.

Аби уможливити добування експериментальної інформації, було втілено таку низку дій:

— на основі викладених вище результатів теоретичних досліджень опрацьовано методику синтезу кулькової обгінної муфти під конкретний двигун внутрішнього згорання, з використанням якої, в свою чергу, розроблено новий проект муфти (який описано в патенті України на корисну модель [50]) та виготовлено дослідний зразок, натурну модель обгінної

муфти саме з метою уможливити проведення лабораторних досліджень та принагідно підтвердити ефективність методики раціонального добору геометрично-кінематичних параметрів її (муфти) елементів;

— вмонтовано дослідну муфту у серійний стартер типу СТ230-Д4, призначений запускати бензиновий двигун внутрішнього згорання легкового автомобіля;

— багатократними запусками двигуна перевірено загальну працездатність кулькової обгінної муфти — можливість надійного автоматичного вмикання та вимикання саме кулькової обгінної муфти з якнайбільшою можливою частотою;

— проведено загальне дослідження здатності розробленої кулькової муфти стартера легкового автомобіля сприймати без будь-яких негативних наслідків навантаження, що виникають у разі чи номінального, чи навіть максимального опору з боку колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання;

— відстежуючи переважні сліди руху плями контакту між кульками та пазами півмуфт, що формуються унаслідок функціонування муфти з великими перевантаженнями, встановлено особливості розосередження питомого навантаження у робочій зоні та визначено місця, де виникають максимальні значення питомих навантажень;

— виконано порівняльний аналіз результатів дослідження, отриманих теоретичними та дослідними засобами, зроблено відповідні висновки та рекомендації щодо можливостей подальшого вдосконалення конструкції кулькових обгінних муфт автомобільних стартерів;

— проведено експлуатаційні дослідження рівня шумності роботи муфти, тривалості вмикання-вимикання, здатності сприймати навантаження, ступеня нерівномірності розподілення питомого навантаження на робочих поверхнях нової обгінної муфти стартера на реальному автомобілі в реальних умовах його функціонування.

Результати цих експериментальних досліджень стали підставою для практичних узагальнень та віднаходження шляхів покращення експлуатаційних показників муфт вільного ходу. Вони, зокрема, інтегровано втілені у ще одну перспективну конструкцію [53], якій поряд з деякими конструктивними особливостями властива спрощена технологічність виготовлення. Саме ця муфта стане об'єктом подальших досліджень.



### 3.4.2. Натурна модель кулькової обгінної муфти приводу автомобільного стартера

Як раніше побіжно наголошувалось, натурна модель кулькової обгінної муфти повинна проектуватись та виготовлятись такою, аби уможливити експериментальні дослідження з метою принаймні практичної перевірки можливості точного, надійного, стабільного автоматичного з'єднання та роз'єднання вала ротора електродвигуна стартера та колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання під час його запуску, а також можливості вивчення здатності сприймати навантаження та вистежування особливостей розподілення питомого навантаження. Ця натурна модель, отже, не обов'язково мусить мати довершений вигляд як якийсь серійний виріб.

Саме такою була спроектована, виготовлена й змонтована в складі бензинового двигуна на спеціальному випробувальному стенді кулькова обгінна муфта осьової дії. Проектування дослідного зразка муфти — це своєрідне інтегроване втілення принципових схем кулькових обгінних муфт, призначених для обмежувачів обертального моменту [48, 49], та схеми кулькової обгінної муфти, призначеної власне для стартерів автомобілів [47, 50, 53] з покладанням на загальноприйняті положення з проектування муфт [19, 20, 22, 25, 32, 39, 55, ...].

Розміри пазів півмуфт обгінної муфти закладались в проєкті під кульки, які зазвичай застосовують у стандартних підшипниках кочення, та за такими формальними орієнтирами: ширина пазів півмуфт  $b = d + 0,1$  мм, де  $b$  — ширина пазів півмуфт,  $d$  — діаметр кульки підшипника; мінімальна довжина пазів ведучої півмуфти  $l_1$  закладалась рівною діаметру кульки, а мінімальна довжина пазів веденої півмуфти — дещо більшою за  $2d$ , рівною величині  $l_1 = 2d / \cos \alpha + 1$  мм, де  $\alpha$  — кут нахилу пазів півмуфти (див. рис. 3.1.4).

Враховуючи зазначені орієнтири та втілюючи окреслені ще раніше основні геометричні параметри (див. 3.1), виготовлено дослідну кулькову обгінну муфту, деталі якої відображає рис. 3.4.1. Будова й розміри цієї муфти, звісно, погоджені з будовою, приєднувальними розмірами та параметрами реального бензинового двигуна легкового автомобіля та випробувального кафедрального стенду.



Рисунок 3.4.1 — Деталі дослідного зразка (натурної моделі) кулькової обгінної муфти зачеплення

Саме зображені на рис. 3.4.1 деталі разом складають дослідний зразок кулькової обгінної муфти стартера автомобіля у відповідності до згадуваних уже конструкторських версій [47, 50, 53] та поданого на рис. 3.1.4 кресленника. Отож відповідно до рис. 3.1.4 основними робочими деталями дослідної кулькової обгінної муфти є (звернімося до рис. 3.4.1): ведуча (зовнішня) півмуфта 1, в периферійній циліндричній частині тіла якої під заданим кутом до твірної вирізані напрямні пази; ведена (внутрішня) півмуфта 2 із вирізьбленими на зовнішній її поверхні пазами, які скеровані також під тим самим за модулем кутом до твірної але у протилежний бік, ніж пази ведучої півмуфти; шість кульок 3, які бігають у пазах півмуфт і правлять за посередники у зачепленні півмуфт, коли муфта переходить у робочий стан — стає здатною передавати обертальний момент від електродвигуна стартера до двигуна внутрішнього згоряння, що запускається. Примусово спрямовує кульки у пази веденої півмуфти пружина 4 за посередництва натискного кільця 5, яке може вільно пересуватись в корпусі 6 в осьовому напрямку. Другим своїм кінцем пружина впирається у фланець корпуса 6, який замикається стопорним кільцем 7.

Внутрішня півмуфта, що править за ведену, виготовлена як одне ціле (заодно) з ведучою шестірнею, яка має входити у зачеплення з зубчастим вінцем маховика двигуна внутрішнього згоряння у період його запуску стартером. Ця шестірня за всіма параметрами відтворює ведучу шестірню серійного автомобільного стартера.

Зовнішня півмуфта, що править за ведучу, через шліцьове з'єднання сполучається з валом ротора електродвигуна стартера. Тому параметри шліців цієї півмуфти ретельно погоджені з відповідними параметрами серійних роликів обгінних муфт. Це уможливує безпосереднє, без жодних перехідних пристроїв, вмонтовування дослідного зразка обгінної муфти у склад серійної стартерної системи. Понад те, це дає змогу залучити в модельну конструкцію деякі інші деталі чи вироби, які належать стандартному стартерному привідному пристрою, — такі як пружини, стопорні кільця, а також диски, між якими розташована вилка для переміщення муфти під час запускання двигуна внутрішнього згоряння. Йдеться не лише про бажання будь-що наблизитись до серійних муфт (шляхом застосування стандартизованих елементів) суто задля спрощення процесу виготовлення дослідного зразка обгінної муфти, а ще й про те, аби якнайбільше знівелювати побічні чинники, які б не сприяли об'єктивній порівняльній оцінці рівня досконалості саме принципу однобічного пересилання енергії зачепленням.

До натурної моделі муфти доводиться висувати й особливі вимоги. Скажімо, циліндричну частину веденої півмуфти, на якій виготовляється система пазів, доцільно б виготовити із відносно м'якої сталі 40Л, аби уможливити дослідження особливостей формування контактних плям. Тому ведену півмуфту є сенс виготовляти з двох напрусованих одна на одну та зварених кільцевими швами частин — серійної шестірні і пазового циліндра. Після зварювання ведену півмуфту остаточно доводять на токарному верстаті, а згодом (вже на спеціальному верстаті) вирізьблюють в тілі її циліндричної частини напрямні пази.

Відповідно, й пазову частину ведучої півмуфти доречно б виготовити із сталі 40Л. Тільки в цьому разі під час дослідів буде можливість вивчати розподіл питомих навантажень та розпізнавати місця виникнення максимальних їхніх значень, стежачи за плямою контакту та пластичними деформаціями унаслідок спеціально створюваних перевантажень.

### 3.4.3. Муфта на випробувальному стенді і на автомобілі

Випробні дослідження стартерної обгінної муфти доцільно проводити на спеціальному навантажувальному стенді, призначеному для симулювання різних режимів роботи реального двигуна внутрішнього згорання (чи подібних цілей). На такому стенді є можливість встановити відповідний випробовуваній муфті й стартеру автомобільний двигун внутрішнього згорання, рис. 3.4.2, де: 1 — силова електрошафа; 2 — балансирний механізм із вимірною головкою, 3 — навантажувальний електричний генератор, 4 — автомобільний двигун внутрішнього згорання; 5 — витратомір повітря; 6 — тахометричний блок; 7 — індикація тахометра; 8 — газоаналізатор; 9 — блок живлення, 10 — випускна система двигуна; 11 — вимірювальний блок дозатора витрати пального; 12 — обчислювальний блок дозатора; 13 — самописець, 14 — частотомір. Обладнання та приладдя стенда дозволяють налаштувати систему «стартер — муфта — двигун» на бажані режими сумісної роботи стартерного пристрою та двигуна внутрішнього згорання.

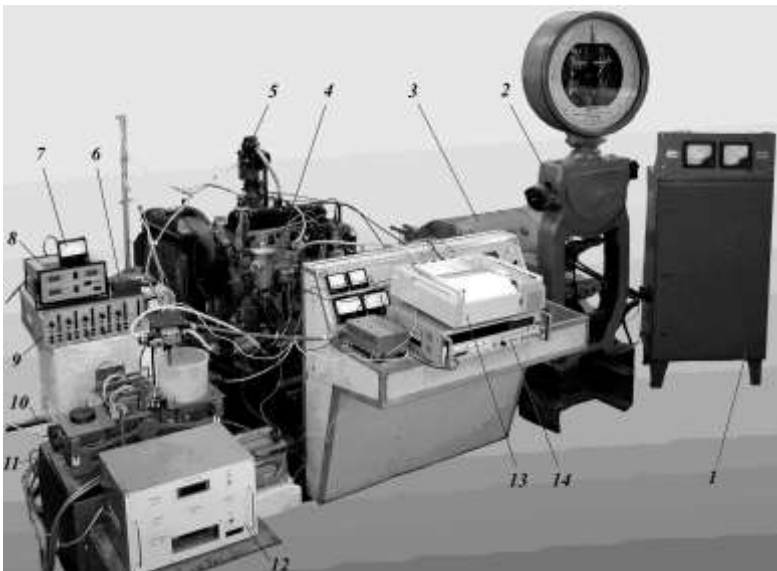


Рисунок 3.4.2 — Загальний вигляд випробувального стенду

Дослідна кулькова обгінна муфта (див. рис. 3.1.4) впроваджується замість серійної роликів в стартерний пристрій, а сам стартерний пристрій — у двигун внутрішнього згоряння, а вже він — у навантажувальне середовище, яке складають (формують) навантажувально-вимірювальна та вимірювально-реєстраційна системи, рис. 3.4.3 (*ВмПл* — витратомір пального, *ВмПв* — витратомір повітря, *БлЖ* — блок живлення електроенергією, *ІнТ* — індикатор тахометра, *ЧТ* — індуктивний чутник (давач) тахометра, *АЦП* — аналого-цифровий перетворювач, *Комп* — комп'ютер, *КрП* — карданна передача, *Зч* — автомобільне зчеплення, *ЕШ* — електрична шафа з навантажувальними резисторами, *ЕНМ* — електрична навантажувальна машина, *БМ* — балансирний механізм з вимірювальною голівкою, *ПК* — пульт керування стендом, *ПЗч* — педаль керування автомобільним зчепленням, *ПА* — панель приладів автомобіля, *СЕСШ* — силова електрична шафа, ). Так виникає доцільно вмотивоване дуже близьке до реального, але насправді штучне, фізично-матеріальне середовище функціонування дослідної обгінної муфти, цілком підвладне налаштуванню та інструментальному спостереженню.

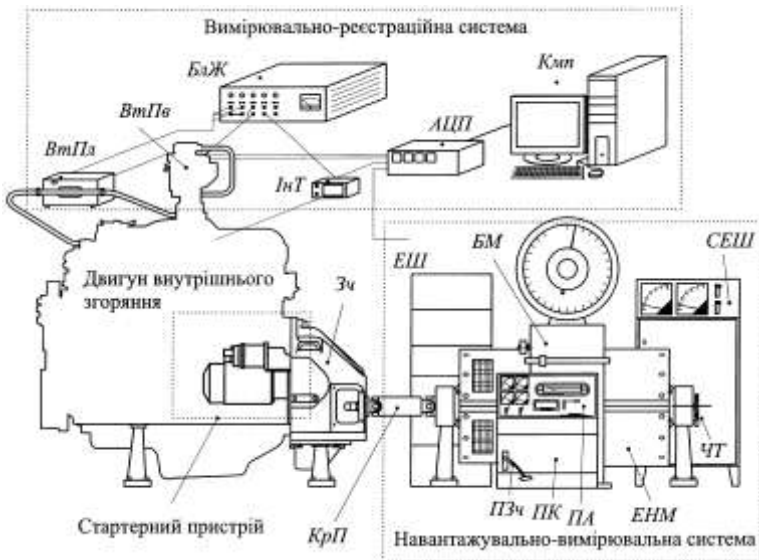


Рисунок 3.4.3 — Принципова схема лабораторного стенда для симулювання режимів роботи автомобільного двигуна внутрішнього згоряння

Зображений на рис. 3.4.2, 3.4.3 стенд дозволяє відтворити роботу двигуна на будь-якому режимі — з реалізацією будь-якого обертового моменту і будь-якої частоти обертання колінчастого вала (відповідних будь-якій необхідній потужності), визначаючи при цьому витрату палива, контролюючи екологічні показники роботи двигуна тощо. Все це стає можливим завдяки навантажувальному пристрою і відповідній вимірювальній апаратурі, яка, до того ж, дозволяє інформацію від давачів (перетворювачів первинної інформації) виводити, за потреби, на комп'ютер через аналого-цифровий перетворювач.

Зазначена контрольна-вимірювальна апаратура дозволила із цілком контрольованою точністю багатократно відтворювати всі бажані досліди, дозволяючи доводити кожного разу перед випробним запуском двигун внутрішнього згорання до вибраних заздалегідь кондицій. Використовувались також можливості стенду штучно створювати надмірне, понад номінальне, навантаження з боку колінчастого вала спеціально задля того, аби провести дослідження суто працездатності дослідної кулькової обгінної муфти в екстремальних умовах, її спроможності сприймати надто велике навантаження. За певних налаштувань двигун можна ввести у стан більшої, чи меншої схильності до запуску стартером, імітуючи тим самим можливу зміну його технічного стану та навантажувальних режимів в процесі експлуатації автомобіля.

Дослідна кулькова обгінна муфта потрапляє у своєрідний життєвий цикл і зазнає, по суті, випробувальних дій вже від миті монтування її в стартер, а його (дослідного стартера) — на двигун внутрішнього згорання (рис. 3.4.4). Цілком очевидно, що після ретельної перевірки правильності виконання монтажних дій стосовно муфти й стартера доречно було б здійснити пробні запуски автомобільного двигуна без створення надмірного навантаження на робочі поверхні пазів в муфті.

Муфту було змонтовано без мастила. Виявилось, що в процесі здійснення понад сорока послідовних пробних запусків вона вмикалась та вимикалась надійно, але із незначним стукотінням під час декількох перших запусків. Явище стукотіння виникало через те, що під час перших циклів «вмикання — вимикання» муфти відбувалось природне припрацювання поверхонь дотикання — інтенсивне за відсутності у муфті мастила, яке й супроводжується значними акустичними ефектами.



**Рисунок 3.4.4 — Загальний вигляд стартера з кульковою обгінною муфтою, змонтованого на двигуні внутрішнього згоряння**

Наступна серія запусків двигуна внутрішнього згоряння здійснювались з увімкненими автомобільним зчіпником (зчепленням) *Зч* та стендовим електромашинним гальмом навантажувального пристрою *ЕНМ*, див. рис. 3.4.3. Гальмо на колінчастому валу створювало момент опору (момент протидії провертанню) величиною 102 Н·м. Аби подолати цей опір, електродвигун стартера вимушений був розвивати рушійний обертальний момент величиною 7,2 Н·м. За такого навантаження на колінчастому валу було здійснено понад п'ятдесят запусків двигуна внутрішнього згорання, у процесі яких обгінна муфта вмикалась і вимикалась цілком бездоганно, без жодних «натяків» на тенденцію до погіршення властивостей.

Вважаючи процес припрацювання завершеним, дослідну муфту демонтували, промили, здійснили ретельний візуальний огляд та провели вимірювання контрольних її розмірів. Оскільки жодних відхилень розмірів від регламентованих значень та жодних небажаних змін в технічному стані не виявлено, муфту було визнано цілком працездатною та готовою до проведення над нею дослідів у реальних (чи дуже наближених до них) експлуатаційних умовах.

Перш за все, піддослідною муфтою (тепер із ретельного змащеними кульками та півмуфтами) було оснащено стартер СТ230-Д4 конкретного автомобіля ГАЗ 24-10 офіційно у дослідній лабораторії ВАТ “Львівагро-машпроект” автослюсарем-мотористом. Після річної експлуатації обгінна муфта була демонтована й розібрана та відповідним актом підтверджено її цілком задовільний технічний стан.

Далі, дослідну муфту знову ретельно позбавили мастила та в такому стані змонтували на раніше описаний навантажувальний стенд із двигуном внутрішнього згоряння. Мета подальших досліджень: визначення місця прояви питомих перевантажень. Саме задля цього муфта спеціально змонтована без мащення її внутрішніх робочих поверхонь. Бо саме за відсутності мастила вдається штучно створити критичні умови роботи муфти, завдяки яким виникають можливості швидше, наочніше й точніше відстежити закономірності розподілення питомого навантаження та локалізувати місце виникнення максимального його значення.

Згадаймо, випробувальний стенд дозволяє вимірювати обертальний момент, якого доводиться прикладати до колінчастого вала на початку процесу запускання двигуна внутрішнього згоряння. До того ж, за допомогою навантажувальної частини стенду можна за бажанням штучно створити додатковий під час запуску двигуна момент опору на колінчастому валу. У даному разі штучне збільшення опору обертанню колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння давало змогу створити умови, за яких електродвигун стартера цілком вичерпував свої тягові можливості, розвиваючи максимальний, на який він здатен, обертальний момент  $T = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Задля цього на колінчастому валу з боку стендового навантажувального пристрою в цей час створювався момент опору  $306 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Саме з таким граничним навантаженням було проведено понад 20 вмикань муфти-моделі, яка, згадаймо, перед тим здійснила близько 100 вмикань чи /без навантаження, чи з номінальним навантаженням на стенді в лабораторних умовах кафедри, а згодом та на протязі року зазнала експлуатаційних випробувань на реальному автомобілі і показала при цьому бездоганну роботу. І лише, після втілення граничних навантажень на верхніх частинах бокових поверхонь пазів веденої півмуфти та на початку пазів ведучої півмуфти з'явилися чітко помітні незначні пластичні деформації, рис. 3.4.5.



Ведуча  
півмуфта



Ведена  
півмуфта

**Рисунок 3.4.5** — Загальний вигляд ведучої і веденої півмуфт після граничних навантажень

Ці пластичні деформації, звісно, є очікуваними — завбачуваними й бажаними з пізнавальних міркувань: півмуфти ж спеціально були виготовлені із відносно м'якої сталі 40Л без жодного задля її зміцнення оброблювання, до того ж, контактні робочі поверхні півмуфт не піддавались звичному у таких обставинах гартуванню; та ще й зазнавала обгінна муфта спеціально створюваних понад двократних перевантажень. Доречно пам'ятати ще, що муфта досліджувалась часом цілком без мастила.

На підставі результатів описаних випробних досліджень можна впевнено наполягати на тому, що працездатність кулькової обгінної муфти у складі стартерів транспортних засобів цілком доведена. Навантажувальна спроможність такого типу кулькової муфти вільного ходу виявилася беззаперечно значно вищою за навантажувальну спроможність традиційної роликової муфти.

### **3.4.4. Порівняльна оцінка розмірів обгінних муфт**

Наочно порівняти габарити кулькової муфти зачеплення та роликової муфти заклинювання, що призначені для одного і того самого стартера, дають змогу наведені на рис. 3.4.6 і 3.4 фотографії. Легко бачити, що діаметр корпуса кулькової муфти є помітно меншим: для стержня круглого перетину, вставленого в зазор між корпусами муфти і стартера, див. рис. 3.4.7, у роликовій муфті, див. рис. 3.4.6, подібної можливості нема.

Загальний вигляд стартера



Кулькова обгінна муфта зачеплення

Рисунок 3.4.6 — Стартер СТ230-Д4 з традиційною роликовою муфтою заклинювання в своєму складі (поруч — кулькова обгінна муфта зачеплення)

Загальний вигляд стартера



Традиційна роликова муфта заклинювання

Рисунок 3.4.7 — Стартер СТ230-Д4 з кульковою обгінною муфтою зачеплення (поруч — традиційна роликова обгінна муфта заклинювання)

Зважмо, осьові розміри кулькової обгінної муфти вмотивовано задавались такими самими, як і осьові розміри традиційної роликової муфти: була потреба припасувати кулькову муфту до корпусу серійного стартера СТ230-Д4. Понад те, однаковими є й певні внутрішні (насадні на валик ротора електродвигуна стартера) розміри та геометричні параметри привідної шестірни. Але, якщо йдеться суто про габаритність, то залишається порівнювати-аналізувати лише габарити у радіальному вимірі. Це, звісно, суттєво спрощує проведення порівняльного аналізу муфт, хоча не сприяє розкриттю перспектив мініатюризації кулькових муфт.

Раніше (див. 3.1.4) було обгрунтовано, що зовнішній діаметр нової (нетрадиційної кулькової) обгінної муфти для стартера (див. рис. 3.4.6) має дорівнювати 48 мм, а робоча ширина корпусного циліндра — 24 мм. Ті ж параметри стандартної роликової муфти відповідно дорівнюють 57 мм і 24 мм. Отож, надання переваги принципів зачеплення перед принципом заклинювання дозволило зменшити радіальні розміри обгінної муфти майже в 1,2 разу, що сприяло зменшенню металоємності муфти (приблизно пропорційно до квадрату відношення радіальних габаритних розмірів) та, звісно, її вартості. Зменшенню металоємності муфти зачеплення сприяє також застосування саме кульок, розміри яких практично завжди менші за розміри роликів. Останній аргумент — також і на підтвердження можливості зменшення осьового габариту кулькової муфти.

### **3.4.5. Варіації конструкції і параметрів кулькової обгінної для автомобільного стартера**

Завжди існує бажання віднайти якусь технічно нетривіальну але менш складну для втілення можливість коректування будови й параметрів кулькової обгінної муфти, призначеної працювати в складі стартера автотранспортного засобу. Скажімо, муфта з прямокутним поперечним профілем пазів — це суттєво технологічніша альтернатива муфті із пазами, профільованими півколом (див. рис. 3.3.1,в). Дозволяючи собі ще більше, ідучи ще далі шляхом спрощень, на протипагу первісній дослідній конструкції, схемно відображеній на рис. 3.1.4, можна запропонувати, приміром, схемно відображену на рис. 3.4.8 її варіацію.

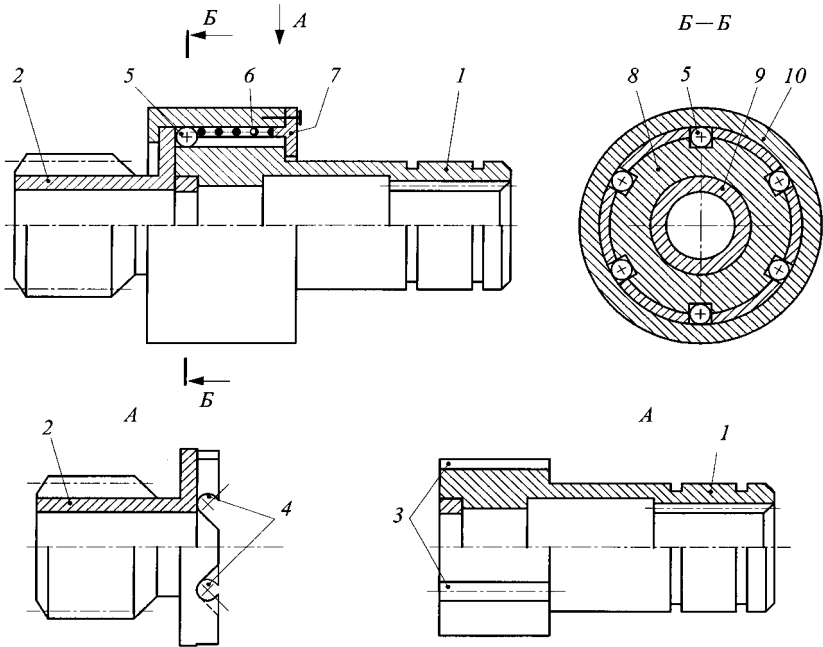


Рисунок 3.4.8 — Конструктивна варіація кулькової обгінної муфти

Муфту-варіацію [53] складають ті самі головні у функціональному сенсі деталі, що й муфту-прототип: ведуча 1 і ведена 2 півмуфти, які взаємодіють між собою за посередництва розміщених у пазах кульок 5. Ці функціонально головні деталі розташовано вільно в корпусі-циліндрі 10, який з одного торця закривається (за допомогою гвинтів) кришкою 7. Для сприяння надійному вкочуванню кульок в пази веденої півмуфти муфта оснащена також пружиною 6. Параметрам муфти-прототипу (див. табл. 3.1.2) відповідають параметри муфти-варіації, подані в табл. 3.4.1.

Основною відмінністю муфти-варіації (порівняймо рис. 3.1.4 та 3.4.8) є те, що довші її пази 3 вирізьблено на циліндричній поверхні ведучої півмуфти, а коротші 4 вирізано в тілі периферійної циліндричної (ніби фланцевої) частини веденої півмуфти. Важливо, що пази ведучої півмуфти розгорнуті на всю ширину циліндричної поверхні та паралельно до осі обертання муфти. Саме це суттєво спрощує технологію виготовлення та процес складання муфти (процес вкладання кульок у пази).

Таблиця 3.4.1 — Параметри конструктивної варіації кулькової обгінної муфти

Назва параметра	Одиниця вимірювання	Значення параметра
Ділильний діаметр привідної шестірні	мм	26
Діаметр кола вершин зубців привідної шестірні		29
Діаметр кола западин зубців привідної шестірні		20
Модуль зубців привідної шестірні		2,5
Кут зачеплення привідної шестірні	град	15
Зовнішній діаметр веденої півмуфти (чи діаметр кола центрів кульок)	мм	38
Діаметр кульок		8
Кількість кульок	—	6
Довжина пазів для розміщення кульок	мм	19,8
Кут нахилу пазів до твірної зовнішнього циліндра півмуфти	град	42
Зовнішній діаметр фланця ведучої півмуфти	мм	44
Зовнішній діаметр муфти (стакана)		50
Товщина фланця веденої півмуфти		18
Ширина корпусу муфти		30
Робоча ширина корпусу		24
Товщина фланця ведучої півмуфти		13,5
Глибина пазів ведучої півмуфти		4,1

На перший погляд, муфта-варіація ніби відтворює первісну із цілком незначними у функціональному сенсі відмінностями. Варіювання майже не позначилось і на основних геометричних параметрах кулькової обгінної муфти, див. табл. 3.1.2 і 3.4.1. Але насправді, якщо взяти до уваги ще й технологічний аспект, то доведеться визнати, що муфта-варіація містить в собі принципові особливості.

У процесі проведення експериментальних досліджень, метою яких було з'ясування навантажувальної спроможності кулькової обгінної муфти та визначення місць виникнення у ній найбільших навантажень, довелося звернути увагу на особливості взаємодії півмуфт з кульками, які доречно визнати за прояв недоліків кулькової обгінної муфти. Найвагомимим із цих недоліків є не завжди повноцінне вкочування кульок у пази ведучої півмуфти у початкову мить пересилання обертального моменту, що проковує місцеві пластичні деформації на самому початку пазів веденої та ближче до дна западин пазів ведучої півмуфт (див. рис. 3.4.5).

Виникнення небажаних пластичних деформацій можна тлумачити як прояв явища динамічного затинання муфти, рис. 3.4.9: кулька, минаючи за інерцією пази ведучої муфти, наражається на його крайку і з ударним ефектом потрапляє ніби в лещата між боковими поверхнями півмуфт. Ударної дії зазнають кожного разу деякі конкретні зони  $Z$  півмуфт, які й накопичують пластичні деформації. Натомість, кулька ударно взаємодіє з півмуфтами різними точками своєї поверхні.

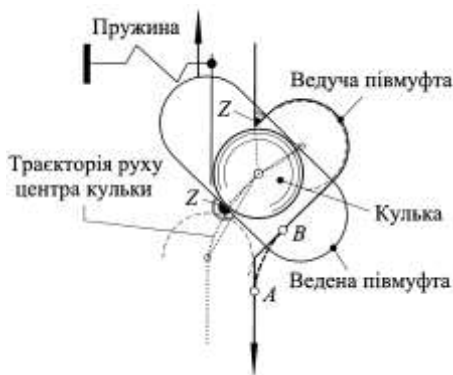


Рисунок 3.4.9 — Схема виникнення пластичних деформацій у кульковій обгінній муфті

Виправити ситуацію можна, збільшуючи жорсткість натискної пружини, усуваючи схильне до перекосів натискне кільце (як, приміром, в конструкції, зображеній на рис. 3.4.8), надаючи пазам ведучої півмуфти ще й частково радіального (окрім осьового) спрямування (аби «оживити» відцентрові інерційні сили), розширюючи вхід у пази ведучої півмуфти (вирізаючи паз, приміром, вздовж лінії *AB*, див. рис. 3.4.9, чи зрізуючи-згладжуючи його крайку в околі зони *Z*). Але легко збагнути, що всі ці заходи ускладнюватимуть вільний хід муфти, провокуватимуть надмірні акустичні випромінювання у процесі вільного бігу.

Важливо наголосити на тому, що неповноцінне вкочування кульок у пази стало особливо помітним після дії максимального можливого навантаження в муфті, тобто тоді, коли стартеру надавали змогу розвивати свій максимальний обертальний момент  $T = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Та й, так би мовити, значущим це явище стало здебільшого через те, що півмуфти були свідомо виготовлені із сталі 40Л без жодної додаткової обробки з метою покращення її механічних властивостей. А ще, що, мабуть, є найважливішим, муфта працювала певний час без мастила, а це — дуже сприятлива умова для посилення динамічного затинання муфти.

Отож, у муфту обов'язково слід закладати мастило. Одна ця обставина відразу сприятиме підвищенню якості вмикання-вимикання муфти, бо суттєво полегшується процес вкочування кульок в пази веденої півмуфти. Але в жодному разі не слід забувати про доречність раціональнішого добору матеріалів для виготовлення півмуфт, про доцільність поверхневого зміцнення (зокрема, гартування поверхонь) пазів, про особливі міцнісні властивості жолобчастих пазів, про можливості криволінійного з угнутістю в бік кільки (а не сучо прямолінійного) розгортання пазів.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобильный справочник / Пер. с англ. 2 изд., переработ. и доп. — М.: ЗАО «КЖИ». За рулем, 2004. — 992 с.
2. А.с. 1423838 СССР, МКИ Р16 В 41/06. Обгонная муфта / С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко. 1988. Бюл. № 34. — 3 с.
3. А.с. 1423839 СССР, МКИ Р16 В 41/06. Обгонная муфта / С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко (СССР). 1988. Бюл. № 34. — 3 с.
4. А.с. 1590747 СССР, МКИ Р16 Б 41/06. Обгонная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко. 1990. Бюл. №16. — 3 с.
5. А.с. 1691623 СССР, МКИ Р16 В 41/06. Обгонная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко. 1991. Бюл. № 42. — 4 с.
6. А.с. 1691624 СССР, МКИ Р16 Б 41/06. Обгонная муфта / С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко. 1991. Бюл. № 42. — 4 с.
7. А.с. 1698520 СССР, МКИ Р16 Б 41/06. Обгонная муфта / В. Г. Рябов, В. А. Малащенко. 1991. Бюл. №46. — 3 с.
8. А.с. 1791642 СССР, МКИ Р16 В 41/06. Обгонная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко. 1993. Бюл. № 4. — 3 с.
9. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1979. — 702 с.
10. Гащук П. М. Енергія та упорядкований рух. — Львів: Українські технології, 2004. — 608 с.
11. Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля.— Львов: Свит, 1992. — 208 с.
12. Гащук П. Н. Энергопреобразующие системы автомобиля: Идентификация и анализ. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998.— 272 с.
13. Гащук П. М., Малащенко В. В. Силовий аналіз кулькового обмежувача обертального моменту// Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник Національного університету «Львівська політехніка».— 2006.— № 556.— С. 34—37.
14. Гащук П. М., Малащенко В. В. Обґрунтування основних параметрів кулькових муфт вільного ходу// Підйомно-транспортна техніка.— 2005.— № 4. — С. 34—39.
15. Гащук П. М., Малащенко В. В., Сахро Г. Г. Вплив геометричних параметрів на час вмикання кулькових обгінних муфт стартерів транспорт-



них засобів// Підйомно-транспортна техніка.— 2006.— № 2 (18).— С. 6 — 11.

16. Гащук П. М., Малащенко В. В., Сороківський О. І. Обґрунтування міцнісних показників кулькової обгінної муфти стартерів автомобілів// Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля.— 2007.— № 9 (115).— Ч. 1.— С. 39 — 41.

17. Гащук П. М., Сороківський О. І., Малащенко В. В. Передумови застосування кулькових обгінних муфт у приводах стартерів автомобілів. //8-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: Львівська політехніка, 2007. — С. 160.

18. Гащук П., Малащенко В., Сороківський О. Застосування кулькових обгінних муфт у транспортних засобах/ Матеріали наукового семінару «Проблеми та перспективи розвитку підйомно-транспортних машин». — Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, 2007.— С. 13.

19. Гевко Б. М., Рогатинський Р. М. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями. — Львів: Світ, 1993. — 208 с.

20. Гомішін Я., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Volnobezna gulekova spojka. Журнал «Strojarnstvo Strojirenstvi», № 12, 2001 (Словачина).

21. Гор А. И., Дехтяр Б.А, Кальмансон Л. Д. Автомобиль «Волга» ГАЗ- 24. — М.: “Транспорт”. 1989. — 350 с.

22. ДСТУ 2278–93. Муфти механічні. Терміни та визначення.

23. Калінін С. Г., Сороківський О. І. Залежність між кінематичними та геометричними параметрами кулькової муфти вільного ходу. /Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: — Львів. Вісник ДУ “Львівська політехніка”, № 323, 1997. — С. 18 — 23.

24. Киндрацкий Б. И., Комаров М. С. О методике расчета шариковых предохранительных муфт с профильным замыканием // Детали машин: Респ. межвед. научно-техн. сб. — 1982. — № 34. — С. 57-62.

25. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин.— К.: Наукова думка, 2002. — 660 с.

26. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин.— М.: Машиностроение, 1969.— 205 с.

27. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Определения, теоремы, формулы. — М.: Наука, 1977. — 832 с.

28. Кравець І. Є., Малащенко В. В., Сороківський О. І. Силова взаємодія між елементами кулькових муфт вільного ходу// Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні: Вісник НУ «Львівська політехніка».—2003, № 480. —С.73 - 76.

29. Курганов А. Б. Применение муфт свободного хода // Американская техника и промышленность. – 1937. — № 10. — С. 22-25.

30. Малащенко В.В. Підвищення ефективності роботи механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт. – Львів: Дис. канд. наук, 2009. – 146 с.

31. Малащенко В. В. Вплив форми пазів півмуфт на напружено-деформований стан кулькових муфт стартерів// Машинознавство.— 2008, № 5. — С. 43 - 46.

32. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків.— Львів: Вид-во Національного університету «Львівська політехніка», 2009. — 214 с.

33. Малащенко В. О., Калінін С. Г., Сороківський О. І. Кінематичний аналіз кулькової муфти вільного ходу // Первый украинский съезд по теории механизмов и машин "ТММ и техносфера Украины XXI века": Тезисы докладов. - Харьков, 1997. - С. 42.

34. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Навантаження півмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьовою силою. Машинознавство, № 3, 2002. — С. 46-48.

35. Малащенко В. О., Малащенко В.В., Куновський Г.П., Кравець І.Є. Динамічні явища у приводах транспортних систем з кульковими муфтами вільного ходу. Вісн. СУНУ. -Луганськ, 2003, №12. — С. 192 - 196.

36. Малащенко В. О., Мартинців М.П., Малащенко В.В. Ефективність механізмів вільного ходу з кульковими обгінними муфтами. Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України. — Львів: Вип. 19.4, 2009. — С. 89-93.

37. Мальцев В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода. — М.: Машиностроение, 1968. — 415 с.

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

39. Носко П. Синтез машинобудівних конструкцій. / П. Носко, П. Філь // Машинознавство, 2001, № 2 (44). — С. 22—25.

40. Орлов П.И. Основы конструирования: Справ.-метод. пособие: В 3 т. — М.: Машиностроение, 1977. - Т. 1, 623 с; Т. 2, 574 с.; Т. 3, 357 с.
41. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин— К., Вища школа, 1993. — 556 с.; — Львів. Афіша, 2003. — 558с.
42. Патент 28884А Україна, МКИ F16D41/06. Кулькова муфта вільного ходу/ В. О. Малащенко, О. І. Сороківський// Опубл. 1999. Бюл. № 8.
43. Патент 29068А Україна, МКИ F16D41/06. Конічна обгінна муфта / В. О. Малащенко, П. Я. Петренко, О. І. Сороківський// Опубл. 1999. Бюл. № 8.
44. Патент 32809А Україна, МКИ F16D 41/06. Обгінна муфта / В. О. Малащенко, П. Я. Петренко, О. І. Сороківський// Опубл. 1999. Бюл. № 8.
45. Патент 45667А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта/ В.О. Малащенко, В.Т. Павлице, П.Я. Петренко, О.І. Сороківський// Опубл. 2002. Бюл. № 4.
46. Патент 53242А Україна, Дискова фрикційна муфта / В.О. Малащенко, А. В. Пінчук// Опубл. 2003. Бюл. № 1. – 4с.
47. Патент на корисну модель № 43260. Україна. МПК F16D 41/00 Обгінна муфта / В. О. Малащенко, П. М. Гашук, В. В. Малащенко, О. І. Сороківський // Опубл. 2009, Бюл. № 15. — 2 с.
48. Патент 66514А Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта/ П. М. Гашук, В. В. Малащенко, О. І. Сороківський// Опубл. 2004. Бюл. № 5.
49. Патент № 77435 Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта / П. М. Гашук, В. В. Малащенко, О. І. Сороківський// Опубл. 2006. Бюл. № 12.
50. Патент № 30362 Україна, МКИ F16D 41/06. Обгінна муфта / В. В. Малащенко// Опубл. 2008. Бюл. № 4.
51. Патент № 53354А Україна, МКИ F16D 41/06. Обгінна муфта / В. О. Малащенко, Г. П. Куновський, І. Є. Кравець, О. І. Сороківський// Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1.
52. Патент № 56483А Україна, МКИ F16D 41/06. Обгінна муфта / Г. П. Куновський, І. Є. Кравець, В. О. Малащенко, О. І. Сороківський// Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 5.
53. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. — Киев: Наукова думка, 1988. — 736 с.

54. Пилипенко М. Н. Механизмы свободного хода.— М.: Машиностроение, 1966.— 288 с.
55. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам.— Л.: Машиностроение, 1979.— 344 с.
56. Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам. — Л.: Политехника, 1991. — 383 с.
57. Сороківський О. І. Розробка конструкцій та методики розрахунку кулькових муфт вільного ходу: Дис... канд. техн. наук, 2000. — 160 с.
58. Сороківський О. І. Динамічні характеристики кулькових муфт вільного ходу// Вісник ДУ «Львівська політехніка» № 323 — Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. — Львів: Вища школа, 1997. — С. 59—61.
59. V. Malaschtchenko, J. Homuschin, O. Sorokivskiy Vol'nobezna kulbekova spojka. Strojarstvo Srojirenstvi, № 12, 2001. — С. 56—58 (Slovinsko).
60. Malaschtchenko V., Sorokivskiy O. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction. Transactions of the Universities of Kosic, № 2, 2002. — С. 1—6 (Slovinsko).
61. Kraftfahrzeugtechnik: Tabellen / P. Gerigk, D. Bruhn, D. Danner, L. Endruschat, H. Gross, D. Kruse, S. Neuman, R. Schopf. — 3. Auflage. — Braunschweig: Westermann, 2004.— 450 s.
62. Kraftfahrtechnisches Taschenbuch / Bosch. — 23. aktualisierte und erw. Auflage.— Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 1999.— 960 s.
63. Dudita F. Optimizarea structurala a mecanismelor. / F. Dudita, D. Diagonescu // Editura Technica. Bucurest, 1967. — 292 s.
64. Karelin V.S. The structure of a gear-and-lever mechanisms. / V.S. Karelin // — Vol. III. — Bucharest. — 1989, — p. 207—214.
65. Miller S. Układy kinematyczne / S. Miller // Podstawy Projektowania. WNT. Warszawa, 1988. — 316 s.
66. Volmer I. Getriebetechnik. / I. Volmer // VEB. Verlag Technik. Aerlin, 1969. — 315 s.
67. Thüngen H. Der Freilauf. Sonderkonstruktion und Anwendungsbeispiele im Kraftfahrzeug// Automobiltechnische Zeitschrift.— 1957 (59).— Nr. 1.— S. 1 — 7.

Наукове видання

Володимир Олександрович Малащенко, Петро Миколайович Гащук,  
Олег Ігорович Сороківський, Володимир Володимирович Малащенко

## **КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ**

Монографія

Підписано до друку з оригінал-макета 09.04.2012 р.  
Формат 60×84/16. Умови, друк. арк. 12,2.  
Гарнітура Таймс Нью-Роман.  
Тираж 300 прим. Зам № 21-12.

Видавництво ПП “Новий Світ-2000”  
а/с 5026, м. Львів-53, 79053, Україна,  
E-mail: [novyisvit2000@lviv.farlep.net](mailto:novyisvit2000@lviv.farlep.net).

Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи  
до Державного реєстру видавців і розповсюджувачів  
видавничої продукції: серія ДК № 59 від 25.05.2000 р.,  
видане Державним комітетом інформаційної політики,  
телебачення та радіомовлення України.

Надруковано в поліграфічному центрі ПП “Новий Світ-2000”

## Стислий зміст

ПЕРЕДМОВА.

### Розділ 1. АНАЛІЗ ТРАДИЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ.

Глава 1.1. Загальні відомості.

Глава 1.2. Теоретичні розрахунки традиційних муфт вільного ходу.

### Розділ 2. КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ РАДІАЛЬНОЇ ДІЇ.

Глава 2.1. Будова та геометричні параметри кулькових муфт вільного ходу радіальної дії.

Глава 2.2. Напружено-деформований стан елементів кулькових муфт вільного ходу радіальної дії.

Глава 2.3. Експериментальні дослідження кулькових муфт вільного ходу радіальної дії.

### Розділ 3. КУЛЬКОВІ МЕХАНІЗМИ ВІЛЬНОГО ХОДУ ОСЬОВОЇ ДІЇ.

Глава 3.1. Будова, геометричні та кінематичні параметри.

Глава 3.2. Силкові чинники та навантажувальні характеристики.

Глава 3.3. Міцнісні характеристики кулькових муфт вільного ходу автомобільних стартерів.

Глава 3.4. Випробування дослідження кулькових обгінних муфт стартерів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.

ISBN 978-966-418-200-0



9 789664 182000

Вища освіта в Україні

Видавництво "Новий Світ - 2000"

