

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Факультет інформаційних технологій та механічної інженерії

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра експлуатації та ремонту машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему *Моделювання діафрагмових натискних пристроїв муфт
зчеплень сучасних автомобілів категорії М1*

Виконав: здобувач вищої освіти

другий (магістерський)

(рівень вищої освіти)

спеціальності

274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми

ОПП «Автомобільний транспорт»

(вид та назва освітньої програми)

групи *АТ-20мп*

Віталій КОТЛЯР

(ім'я та прізвище здобувача)

Керівник *Олександр ЛИХОДІЙ*

(ім'я та прізвище)

Рецензент *Олександр ГОЛУБЧЕНКО*

(ім'я та прізвище)

Оцінка захисту кваліфікаційної роботи

(сума балів, оцінка ECTS, оцінка за національною шкалою.)

Секретар ЕК _____ / *Віталій БОГОМОЛОВ* /

(підпис)

(ім'я та прізвище секретаря ЕК)

Дніпро – 2021

**ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА
ТА АРХІТЕКТУРИ**

Інститут, факультет інформаційних технологій та механічної інженерії
Кафедра експлуатації та ремонту машин
Рівень вищої освіти другий (магістерський)
Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(шифр та назва)
Освітня програма ОПП «Автомобільний транспорт»
(вид та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
к.т.н., доц. Олександр ЛИХОДІЙ
« 27 » вересня 2021 року

**З А В Д А Н Н Я
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Віталію КОТЛЯРУ
(ім'я та прізвище)

1. Тема роботи Моделювання діафрагмових натискних пристроїв муфт зчеплень сучасних автомобілів категорії М1

керівник роботи к.т.н., доцент, Олександр ЛИХОДІЙ
(ім'я та прізвище, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора від « 27 » вересня 2021 року № 451-кв

2. Строк подання роботи до захисту « 22 » грудня 2021 року

3. Вихідні дані до роботи Муфти зчеплення з діафрагмовим натискним пристроєм вдавлюваного типу. Обладнання для проведення експериментальних досліджень. Статистичні дані геометричних параметрів муфт зчеплень.

4. Зміст кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. 1. Стан питання щодо досліджень робочих процесів діафрагмових натискних пристроїв зчеплень. 2. Розрахункова методика визначення геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою. 3. Експериментальні дослідження пружної характеристики діафрагмового натискного пристрою. Висновки. Список використаних джерел.

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

6. Дата видачі завдання « 09 » вересня 2021 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Розрахунково-пояснювальна записка:		
1.1	<i>Вступ. Стан питання щодо досліджень робочих процесів діафрагмових натискних пристроїв зчеплень</i>	<i>до 29.09</i>	
1.2	<i>Розрахункова методика визначення геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою</i>	<i>до 20.10</i>	
1.3	<i>Експериментальні дослідження пружної характеристики діафрагмового натискного пристрою</i>	<i>до 17.11</i>	
1.4	<i>Висновки. Список використаних джерел</i>	<i>до 30.11</i>	
2	Оформлення кваліфікаційної роботи	<i>до 03.12</i>	
3	Підготовка до попереднього захисту кваліфікаційної роботи	<i>до 12.12</i>	

Здобувач вищої освіти

(підпис)

/ Віталій КОТЛЯР /

(ім'я та прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

/ Олександр ЛИХОДІЙ /

(ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «*Моделювання діафрагмових натискних пристроїв муфт зчеплень сучасних автомобілів категорії M1*» складається із 64 аркушів формату А4, на яких містяться 3-ри розділи, 6-ть таблиць, 29-ть рисунків, 24-ри джерела інформації.

Об'єкт дослідження. Робочі процеси, що відбуваються у фрикційних муфтах зчеплення легкових автомобілів.

Предмет дослідження. Моделювання роботи діафрагмового натискного пристрою фрикційних муфт зчеплення легкових автомобілів.

За мету кваліфікаційної роботи прийнято удосконалення методики визначення геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою фрикційних муфт зчеплень шляхом вдосконалення механізму визначення його товщини.

Результати теоретичних досліджень доповнюють освітній курс «Аналіз конструкцій автомобілів з елементами розрахунків» більш раціональним методом проектування діафрагмових натискних пристроїв для муфт зчеплення легкових автомобілів.

Матеріали кваліфікаційної роботи доповідалися на XIV міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, ВНТУ, 25-27 жовтня 2021 р.).

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ЛЕГКОВИЙ АВТОМОБІЛЬ, ФРИКЦІЙНА МУФТА ЗЧЕПЛЕННЯ, ДІАФРАГМОВИЙ НАТИСКНИЙ ПРИСТРІЙ, ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ, ПРУЖНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП	5
1. СТАН ПИТАННЯ ЩОДО ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ	
ДІАФРАГМОВИХ НАТИСКНИХ ПРИСТРОЇВ ЗЧЕПЛЕНЬ	9
1.1. Вимоги, що пред'являються до муфт зчеплень	9
1.2. Огляд конструкцій муфт зчеплень	10
1.3. Аналіз роботи діафрагмових натискних пристроїв фрикційних зчеплень та методів їх розрахунків	18
1.4. Напруження, що виникають в процесі деформації діафрагмового натискного пристрою	26
Висновки до першого розділу	30
2. РОЗРАХУНКОВА МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДІАФРАГМОВОГО НАТИСКНОГО ПРИСТРОЮ	31
2.1. Вихідні дані для розрахунку натискних пристроїв	31
2.2. Методика розрахунку діафрагмових натискних пристроїв, що пропонується	34
Висновки до другого розділу	42
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДІАФРАГМОВОГО НАТИСКНОГО ПРИСТРОЮ	43
3.1. Огляд способів випробувань фрикційних зчеплень	43
3.2. Характеристики натискних пристроїв фрикційних зчеплень	50
3.3. Випробування натискних пристроїв	53
Висновки до третього розділу	59
ВИСНОВКИ.....	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	61
ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	64

ВСТУП

У сучасних автомобілях з механічною трансмісією одним з агрегатів трансмісії є фрикційне зчеплення (ФЗ). Довговічність даного агрегату не завжди повною мірою відповідає вимогам сьогодення і відбувається це найчастіше через недосконалість розрахункових методів.

До сучасних ФЗ пред'являється цілий комплекс різноманітних вимог. Найважливішими з них є безвідмовність у роботі, забезпечення умов праці й охорони навколишнього середовища, високі техніко-економічні показники у виробництві й експлуатації, а також ряд конструктивних вимог.

До конструктивних вимог варто віднести: необхідність забезпечити «чистоту» вимикання ФЗ, урівноваженість його обертових деталей і малий момент інерції його веденого диска. Під «чистотою» вимикання ФЗ мається на увазі відсутність залишкових моментів на парах тертя, що приводять до додаткового їхнього нагрівання і зносу, а також до ускладнення переключення передач в коробці передач. Урівноваженість ФЗ виключає виникнення небажаних радіальних сил, які перешкоджають нормальному функціонуванню натискного механізму. Малий момент інерції веденого диску сприяє більш швидкому вирівнюванню окружних швидкостей шестерень з метою безударного переключення передач.

Сьогодні найбільш повно цим вимогам відповідають дискові фрикційні зчеплення, що передають крутний момент за рахунок сил тертя між ведучими (маховик, нажимний диск) і веденими (ведені диски) елементами. При цьому, для забезпечення надійної передачі муфтою зчеплення крутного моменту від двигуна необхідно передбачити запас зчеплення за рахунок конструктивних параметрів натискних пристроїв. У більшості муфт зчеплень для цих цілей використовуються пружинні натискні пристрої.

Оскільки натискні пристрої розташовуються між кожухом і натискним диском, то, враховуючи втрати в направляючих останнього, їхнє зусилля передається безпосередньо на накладки веденого диска. Циліндричні гвинтові

пружини, що застосовуються в таких конструкціях, мають лінійну характеристику. Це означає, що при зносі накладок деформація пружин і їхнє натискне зусилля $P_{нж}$ буде зменшуватись. Цей недолік менш помітний, коли застосовують пружини зниженої жорсткості. Однак такі пружини мають великі габарити (довжину), що крім ускладнень у компонуванні, приводить до втрати їх поздовжньої стійкості під дією значних відцентрових сил. Тому, часто застосовують здвоєні циліндричні пружини різної жорсткості.

Кардинальне поліпшення характеристик дискових ФЗ пов'язано із застосуванням центрально розташованих тарілчастих пружин (діафрагмовий натискний пристрій). Починаючи з 2000 року фрикційне зчеплення з діафрагмовим натискним пристроєм почали застосовувати на ГАЗ, УАЗ, «Автодизель» (зчеплення ЯМЗ-181, ЯМЗ-182 для дизелів ЯМЗ-236НЗ, ЯМЗ-238М5).

Для виробництва тарілчастих пружин використовуються холоднокатані калібровані листи зі сталі 85 чи 50ХГФА. Типова технологія містить у собі вирубку заготовки на багатопозиційному пресі, шліфування (при необхідності) її по обидва боки, загартування з формоутворенням і відпуском до 42...48 НРС, дробеструйну обробку протягом 6...12 хв, фосфатування з промасленням. Крім того, часто застосовується термофіскація (наприклад, одногодинна витримка при температурі 200 °С) і нанесення зносостійкого покриття (наприклад, молібденового) на поверхню контакту пружини з муфтою вимикання зчеплення. Усі пружини піддаються контролю за навантаженням, причому відхилення від номінального значення не повинне перевищувати 5...7%. Вибірково перевіряється усталосна міцність при 1 млн. циклів навантаження.

Головна особливість тарілчастої пружини полягає в її нелінійній характеристиці. Це має вирішальне значення для збереження протягом заданого терміну служби необхідного моменту тертя, що прямо пропорційний натискному зусиллю $P_{нж}$. Крім того, у зчеплень з тарілчастими пружинами менша кількість деталей і маса.

Таким чином, однодискові зчеплення з розрізними тарілчастими пружинами в найкращому ступені відповідають приведеним вище вимогам.

Про це свідчать також численні патенти й авторські свідоцтва, метою яких є удосконалювання конструктивних елементів натискних пристроїв [12-19].

Закордонними фірмами, що виготовляють муфти зчеплення («Валео» – Франція, «Фіхтель і Сакс» – Німеччина, АП – Великобританія) розробили типорозмірні ряди муфт зчеплень для двигунів з крутним моментом до 1600 Нм.

Як зазначається в [5], «Проектувальний метод розрахунку діафрагмових натискних пристроїв» повною мірою не може задовольнити конструкторів, тому що вони повинні вибрати такі параметри натискного пристрою, що при заданих функціональних характеристиках повинні укладатися в різні обмеження. Розрізна тарілчаста пружина є дуже напруженим елементом, тому, крім габаритних обмежень натискного пристрою, дуже важливими є рівні напружень, що виникають у небезпечних точках, і на практиці обмежуються, в основному, перевірочним розрахунком [21], задаючись геометричними параметрами пружин, побудовою пружної характеристики і визначенням напружень.

Актуальність теми. Майже усі легкові автомобілі з механічною трансмісією на сьогодні використовують фрикційні муфти зчеплень з діафрагмовим натискним пристроєм вдавлюваного типу. Натискний пристрій таких зчеплень є навантаженим елементом за рахунок того, що він виконує дві функції – натискного пристрою та пристрою вимкнення зчеплення. Вихід зі строю діафрагмового натискного пристрою унеможливить керування елементами трансмісії. Тому, проектуванню надійних конструкцій натискних пристроїв зазначеного типу приділяється особлива увага. За останній час виконана значна кількість робіт з теорії, розрахунку й випробувань зчеплень. Наявність великої кількості розрізної несистематизованої інформації приводить до ускладнень при створенні і впровадженні у виробництво високоефективних, технологічних і надійних в експлуатації зчеплень. У зв'язку з цим, удосконалення існуючих методик проектування елементів фрикційних

зчеплень з урахуванням сучасних комп'ютерних програм автоматизованого проектування залишається актуальним.

Об'єкт дослідження. Робочі процеси, що відбуваються у фрикційних муфтах зчеплення легкових автомобілів.

Предмет дослідження. Моделювання роботи діафрагмового натискного пристрою фрикційних муфт зчеплення легкових автомобілів.

За мету кваліфікаційної роботи прийнято удосконалення методики визначення геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою фрикційних муфт зчеплень шляхом удосконалення механізму визначення його товщини.

У відповідності до сформульованої мети визначимо наступні **задачі**:

1. Проаналізувати роботу діафрагмових натискних пристроїв та методів їх розрахунків з метою виявлення шляхів удосконалення процесу їх проектування.

2. Удосконалити існуючу методику проектування діафрагмового натискного пристрою муфти зчеплення в частині попереднього визначення його товщини в залежності від інших геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою.

3. Підтвердити доцільність запропонованих змін існуючої методики проектування діафрагмових натискних пристроїв шляхом проведення експериментальних досліджень їх пружних характеристик.

Методи дослідження. Засновані на математичному моделюванні роботи діафрагмового натискного пристрою фрикційних муфт зчеплень з підтвердженням адекватності шляхом проведення експериментальних досліджень.

Апробація результатів досліджень. Основні положення кваліфікаційної роботи доповідались на XIV міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, ВНТУ, 25-27 жовтня 2021 р.), матеріали доповіді опубліковані у збірнику наукових праць конференції за темою: «Експериментальне визначення параметрів діафрагмового натискного пристрою фрикційної муфти зчеплення».

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ЩОДО ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ДІАФРАГМОВИХ НАТИСКНИХ ПРИСТРОЇВ ЗЧЕПЛЕНЬ

1.1. Вимоги, що пред'являються до муфт зчеплень

Фрикційне зчеплення (ФЗ) служить для надійної передачі крутного моменту від двигуна до трансмісії, а також для їхнього короточасного роз'єднання з метою перемикання передач. Крім того, воно захищає, трансмісію й двигун від надмірних навантажень при різких змінах режиму руху автомобіля.

Сучасне ФЗ складається із двох підсистем, перша з яких утворює механізм власне зчеплення, а друга – привод керування. Перша підсистема складається із ведучих, ведених частин, натискного пристрою та пристрою вимикання ФЗ. Ведучими елементами є торцева частина маховика двигуна й натискний диск у зборі з кожухом ФЗ, закріпленого до маховику.

Веденими частинами є ведений диск, встановлений, на шліцьовій ділянці ведучого вала коробки передач. В якості натискного пристрою та пристрою вимикання ФЗ слугує діафрагмовий натискний пристрій, який встановлено між натискним диском і кожухом зчеплення.

При конструюванні автомобільних фрикційних зчеплень до них пред'являються наступні вимоги [5]:

- надійна передача крутного моменту від двигуна до трансмісії;
- плавність і повнота вмикання;
- чистота вимикання;
- мінімальний момент інерції ведених елементів;
- якнайкраще відведення теплоти від поверхонь тертя;
- зменшувати динамічні навантаження в трансмісії;
- підтримка натискного зусилля в заданих межах в процесі експлуатації;
- мінімальні витрати фізичних зусиль на керування;

– достатня врівноваженість.

Крім того, до зчеплення, як і до всіх механізмів автомобіля, пред'являють такі загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, простота конструкції і обслуговування, технологічність, ремонтпридатність, низький рівень шуму.

1.2. Огляд конструкцій муфт зчеплень

Застосування зчеплень із регульованим в експлуатації натискним зусиллям, встановлення зчеплень із діафрагмовими натискними пружинами, зменшення жорсткості натискних пружин – все це дозволяє підтримувати натискне зусилля в розрахункових межах.

Автоматично підтримується натискне зусилля в певних межах у зчепленні з діафрагмовою натискною пружиною. Звичайно в таких зчепленнях у включеному положенні натискне зусилля відповідає деформації діафрагмового натискного пристрою за місцем перегину пружної характеристики. Тому в початковій стадії зношування фрикційних накладок натискне зусилля не зменшується, а трохи збільшується.

Застосування діафрагменого натискного пристрою в зчепленні дозволяє спростити конструкцію, тому що кількість деталей зчеплення зменшується приблизно в 2 рази, а довжина зчеплення зменшується в результаті сполучення однією деталлю функцій натискного пристрою й важелів вимикання. Діафрагмовий натискний пристрій забезпечує рівномірний розподіл натискного зусилля вздовж всієї накладки. Важливою перевагою діафрагмового натискного пристрою в порівнянні з периферійним є те, що при підвищеній кутовій швидкості відцентрові сили не викривляють її характеристику. Як можна побачити із пружної характеристики, для утримання зчеплення у включеному стані потрібно менше зусилля, приблизно на 30%, ніж у момент початку вимикання.

Мінімальна витрата фізичних зусиль на керування забезпечується як конструкцією механізму зчеплення, так і конструкцією його привода. При керуванні зчепленням фізичні зусилля витрачаються в три етапи: вимикання зчеплення; утримання зчеплення у вимкненому стані; включення зчеплення.

Робота, витрачена на керування зчепленням, не повинна перевищувати певних значень, тому що користуватися зчепленням, наприклад, на автобусах в умовах міського руху доводиться до 2000 разів за зміну. Надмірно велике зусилля керування зчепленням, приводить до професійних захворювань водія. Для легкового автомобіля ця робота повинна бути не більше 25Дж, для вантажного й автобуса-не більше 30Дж.

Можна відзначити наступні шляхи зниження зусиль на педалі зчеплення: зменшення коефіцієнта запасу, що може бути досягнуте в конструкціях зчеплень, де натискне зусилля регулюється або мало змінюється при зношуванні фрикційних накладок (діафрагмовий натискний пристрій); збільшення коефіцієнта тертя, що пов'язане з подальшим удосконалюванням матеріалу накладок; збільшення ккд привода зчеплення шляхом заміни тертя ковзання в елементах привода тертям кочення.

Виходячи з описаних вимог які пред'являються до зчеплень розглянемо і охарактеризуємо деякі конструкції фрикційних постійно замкнених зчеплень:

Зчеплення із периферійно розташованими пружинами:

На рис. 1.1, 1.2 наведені конструкції однодискового й дводискового автомобільного фрикційного зчеплення із периферійним розташуванням пружин.

Переваги:

1. Мала трудомісткість виготовлення (найменша в порівнянні зі зчепленнями інших типів);
2. Простота конструкції;
3. Гарна ремонтпридатність (можливість повного розбирання, і заміни зношених деталей, у порівнянні зі зчепленнями з діафрагмовим натискним пристроєм).

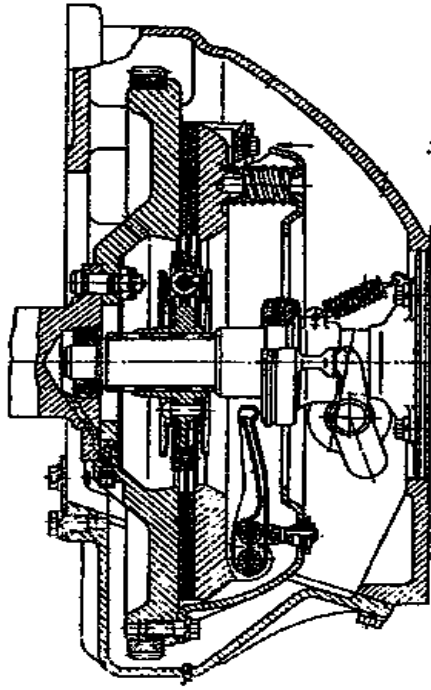


Рис. 1.1. Однодискове фрикційне зчеплення із периферійно розташованими пружинами

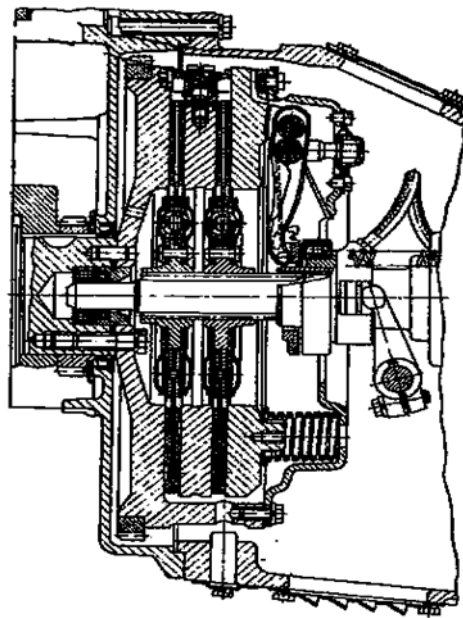


Рис. 1.2. Дводискове фрикційне зчеплення із периферійно розташованими пружинами

Недоліки:

1. При швидкохідних двигунах можливий вигин пружин під дією відцентрової сили. Це призводить до зниження натискного зусилля,

пробуксовування зчепленні, до підвищення температури й росту зношування поверхонь тертя;

2. Крім того, у таких зчепленнях неможливо здійснити регулювання натискного зусилля, що зменшується в міру зношування фрикційних накладок;

3. Більші габарити, що вимагає більше простору для монтажу;

4. Менша довговічність (у порівнянні зі зчепленнями інших типів);

5. Необхідно велике зусилля для вимикання зчеплення.

Зчеплення із діафрагмовим натискним пристроєм зображено на рис. 1.3, рис. 1.4.



Рис. 1.3. Однодискове зчеплення з діафрагмовою натискною пружиною

Переваги:

1. Застосування таких пружин дозволяє скоротити габаритні розміри зчеплення і його масу внаслідок сполучення функцій натискної пружини й важелів вимкнення;

2. Такі натискні пружини забезпечують рівномірний розподіл зусилля на натискний диск;

3. Характеристика діафрагмової пружини має ділянки з від'ємною жорсткістю (зростання прогину відбувається при зменшенні навантаження), що сприятливо для роботи зчеплення;

4. Зношення поверхонь тертя не призводить до зменшення натискного зусилля в зчепленні.

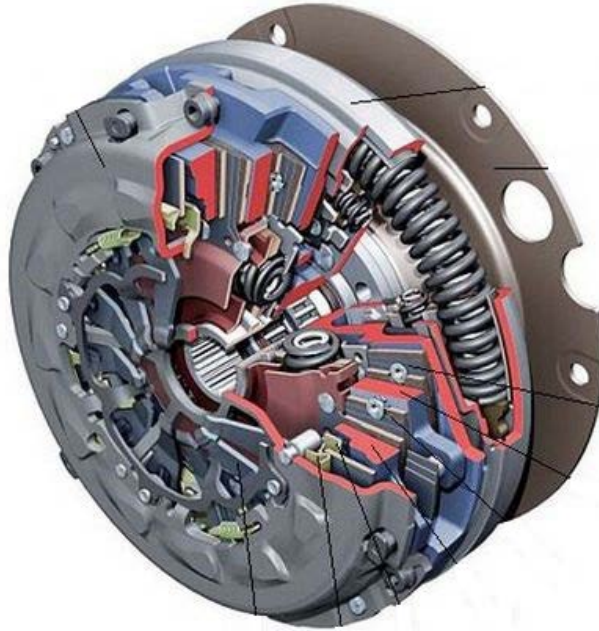


Рис. 1.4. Дводискове зчеплення з діафрагмовою натискною пружиною

Недоліки:

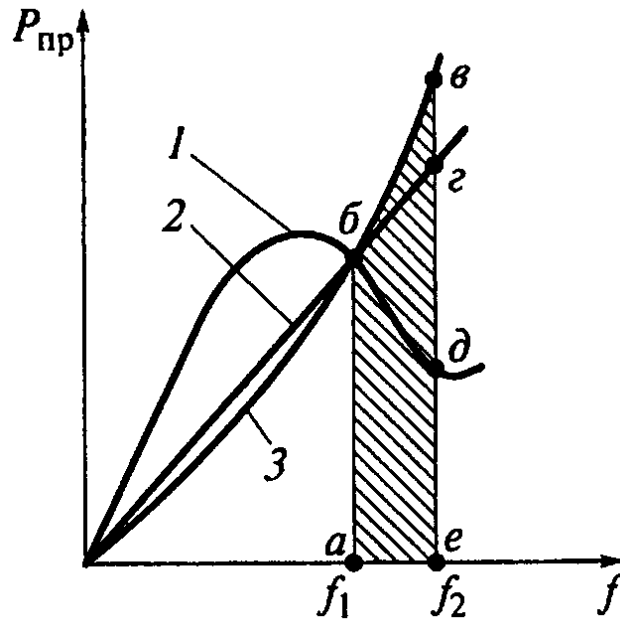
1. Трудомісткість виготовлення пружин по заданій характеристиці на більшій осевій зусилля при малих габаритних розмірах зчеплення;

2. Підвищення моменту тертя при збільшенні числа ведених дисків у дводискових зчепленнях не викликає принципових змін у схемі зчеплення. Однак конструктивно вони стають більш складними, чим однодискові зчеплення, маса їх зростає, необхідно примусове переміщення середнього натискного диска для забезпечення "чистоти" вимикання;

3. Дводискові зчеплення викликають необхідність використання підвищеного зусилля для подолання тертя в ковзних з'єднаннях ведучих дисків з маховиком. Вони мають більшу довжину й значний момент інерції ведених деталей, а також збільшений хід вимикання.

На рис. 1.5 представлені порівняння характеристики робочих пружин, на яких точка «б» відповідає ввімкнутому зчепленню, а точки «в», «г» і «д» —

вимкненому. Як видно із зіставлення характеристик, у випадку застосування діафрагмового натискного пристрою зменшується зусилля на педалі зчеплення, необхідне для утримання зчеплення у вимкненому положенні.



1 – діафрагмовий натискний пристрій; 2 – натискний пристрій периферійного типу; 3 – натискний пристрій центрального типу (конічна пружина)

Рис. 1.5. Характеристики натискних пружин зчеплення

Під час проведення патентного огляду можна зробити висновок, що через ряд недоліків перерахованих вище конструкцій фрикційних зчеплень із периферійним розташуванням циліндричних пружин, сучасною тенденцією є розвиток конструкцій зчеплень із діафрагмовим натискним пристроєм. Виходячи з вимог до сучасних фрикційних зчеплень подальший розвиток зчеплень призвело до створення конструкцій саморегулюючого зчеплення.

Також для систем DSG застосовуються багатодискові муфти зчеплення (рис. 1.6).

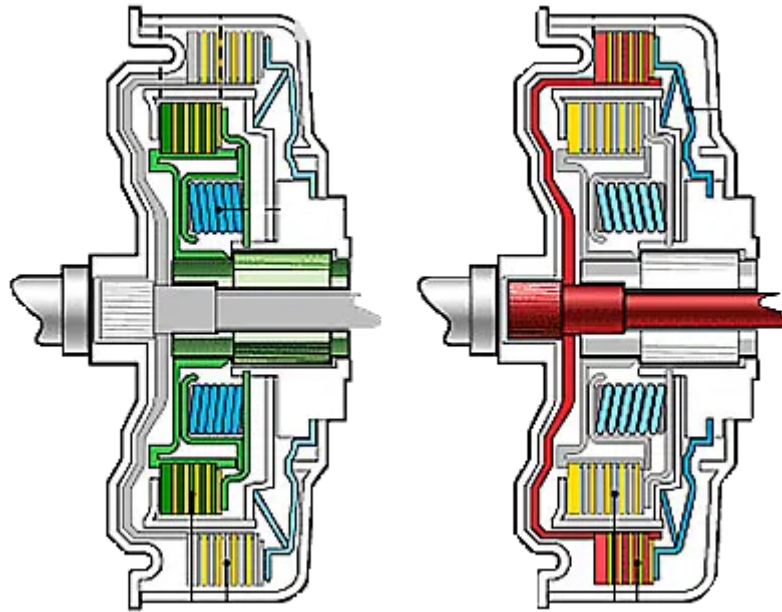


Рис. 1.6. Багатодискова муфта зчеплення

Саморегулююче зчеплення з діафрагмовим натискним пристроєм і сенсорною тарілчастою пружиною зображено на рис. 1.7.

Принцип функціонування саморегулюючого зчеплення:

У зчепленні, обладнаному системою компенсації зношування, розпізнається збільшення зусилля вимикання зчеплення, обумовлене зношуванням фрикційних накладок, і відбувається цілеспрямована компенсація зменшення товщини накладок. Істотною відмінністю зчеплення із діафрагмовою натискною пружиною й сенсорною тарілчастою пружиною від звичайного зчеплення з діафрагмовою натискною пружиною є установка головної діафрагмової пружини не жорстко на кожусі (на заклепках), а через так звану сенсорну дискову пружину. Ця сенсорна пружина має досить широкий діапазон з майже постійним зусиллям, на відміну від досить дегресивної основної діафрагмової пружини.

Горизонтальний діапазон сенсорної пружини встановлюється трохи вище необхідного зусилля вимикання. Доки зусилля вимикання менше, ніж утримуюче зусилля сенсорної пружини, обертова опора основної діафрагмової пружини при вимиканні залишається в колишній позиції. Якщо в результаті зношування накладок зусилля вимикання збільшується, сила реакції сенсорної пружини

перевищується й обертова опора зміщується убік маховика саме настільки, щоб зусилля вимикання зменшилося до зусилля сенсорної пружини. Між поворотною опорою й кожухом після зсуву сенсорної пружини виникає зазор, який компенсується клином.



Рис. 1.7. Саморегулююча муфта зчеплення

Силовий сенсор, обладнаний клиновою системою компенсації товщини. У порівнянні із традиційним зчепленням у неї додані лише сенсорна пружина і ступінчате кільце. Сенсорна пружина своєю зовнішньою частиною встановлюється в кожусі й разом з язичками утворює опору для основної діафрагмової пружини. Клини є регульовальними елементами, у зв'язку з наявністю відцентрових сил, мають не радіальну конструкцію, а розташовані по колу. Дванадцять ступенів пластикового кільця відповідають відповідним ступеням у кожусі зчеплення. Пластикове кільце (ступінчате кільце) підпружинюється трьома маленькими натискними пружинами по колу. Щоб при зсуві сенсорної дискової пружини клини могли заповнити зазор, що з'являється, між опорою діафрагмової пружини й кожухом.

Ще однією перевагою є більший запас зношування, що залежить не від довжини характеристики діафрагмової пружини, як це має місце в традиційних зчепленнях, а від висоти ступенів і може бути збільшений приблизно на 4мм у невеликих і приблизно до 10 мм у дуже великих зчепленнях. Таким чином зроблений вирішальний крок у напрямку збільшення терміну служби зчеплення.

Переваги:

1. Більш низьке зусилля вимикання, незмінне під час усього терміну служби зчеплення;
2. Висока комфортабельність протягом усього терміну служби;
3. Великий запас зношування, тобто більша довговічність, завдяки автоматичній системі регулювання;
4. Надмірний хід витискного підшипника обмежується упором діафрагмової пружини;
5. Немає необхідності в сервосистемах (вантажні автомобілі);
6. Більш проста система виключення зчеплення;
7. Короткий хід педалі зчеплення;
8. Незмінне постійне зусилля на педалі зчеплення;
9. Нові можливості для зниження діаметра зчеплення;
10. Малий хід вимикання зчеплення протягом усього терміну служби.

Недоліки:

1. Складність конструкції;
2. Трудомісткість виготовлення;
3. Висока вартість.

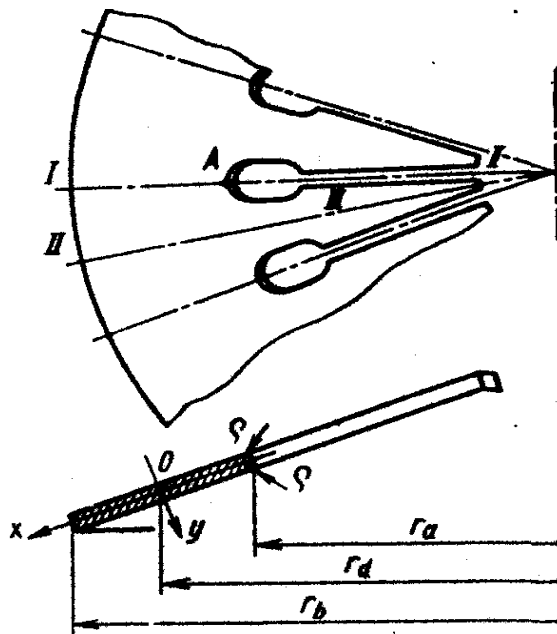
1.3. Аналіз роботи діафрагмових натискних пристроїв фрикційних зчеплень та методів їх розрахунків

Теорія розрахунку діафрагмених натискних пристроїв істотно відрізняється від теорії розрахунку натискних пристроїв, в яких застосовуються циліндричні пружини, що мають лінійні пружні характеристики. Напруги в останніх пропорційні навантажувальним силам.

Діафрагмові натискні пристрої мають нелінійні пружні характеристики (рис. 1.5), що дозволяють компенсувати знос фрикційних накладок ведених дисків і знижувати зусилля на педалі привода в процесі вимикання зчеплення. Напруги в розрізних тарілчастих пружинах, що є пружними елементами

діафрагмових натискних пристроїв, також мають нелінійну залежність від зусиль, що прикладаються до них. Але на сьогодні відсутні надійні методи розрахунків натискних пристроїв цього типу.

Розглянемо основи теорії розрахунку діафрагмових натискних пристроїв ФЗ. Розрізна тарілчаста пружина (рис. 1.8), що використовується в якості діафрагмового натискного пристрою, являє собою силовий елемент, поворот якого відносно точки O здійснюється в результаті прикладення навантажень $P_{\text{вик}}$ на пелюстки розрізної частини пружини (з боку муфти зчеплення) і на конічну частину пружини $P_{\text{нж}}$ (з боку натискного диска «вдавлюваного» натискного пристрою) (рис. 1.9).



r_a і r_b – відповідно внутрішній і зовнішній радіуси пружини; r_d – радіус розташування центра повороту перетину O ; r – радіус заокруглення фасок

Рис. 1.8. Розрізна тарілчаста пружина

Методи розрахунку нерозрізних тарілчастих пружин досить добре розроблені. У теперешній час найбільш розповсюдженим є наближений метод розрахунку Альмена і Ласло [21].

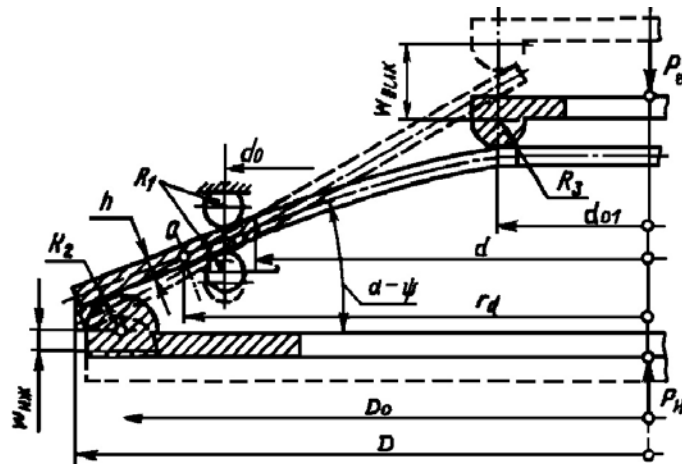


Рис. 1.9. Навантаження діафрагмового натискного пристрою «вдавлюваного» типу

В основу цього методу покладена гіпотеза Тимошенко про недеформуємость осьового перетину тарілчастої пружини, тобто при навантаженні пружини її перетин, не деформуючись, повертається навколо деякої точки серединної поверхні.

Область застосування цього методу була проаналізована В. І. Феодосьєвим, що дав більш строге рішення цієї задачі, розглядаючи пружину як конічну малопідйомісту оболонку, що має великі переміщення. Умови роботи розрізної тарілчастої пружини, використовуваної у ФЗ, трохи відрізняються від умов роботи нерозрізних тарілчастих пружин.

Використовуючи зазначений вище метод, А. Л. Лапін запропонував розрахунок діафрагмових натискних пристроїв ФЗ [11]. У цій роботі передбачалося, що контактування розрізної тарілчастої пружини відбувається з опорами, що мають гострі контактуючі кромки, і не враховувалася концентрація напруг, що виникає за рахунок переходу від пелюстків до нерозрізної конічної частини пружини. У роботі [6] досліджувався вплив обкатки конічної частини пружини торообразних опорних кілець на хід натискного диска. Врахування сил тертя, що виникають при обкатуванні з ковзанням пружиною торообразних опорних кілець, був здійснений у роботі [6]. В. А. Круглов в основу методики розрахунку поклав теорію малопідйомистих оболонок, запропонованої В. І. Феодосьєвим. Спеціально проведені обчислення показали, що ця теорія

ускладнює розрахунок розрізних тарілчастих пружин, не приносячи до їх уточнення [21].

У статті [8] викладені результати експериментальних досліджень розподілів напруг у різних перетинах пружини й оцінені коефіцієнти концентрації, викликані отворами, якими закінчується розрізна частина пружини. У цій же роботі експериментально була підтверджена змога використання методу Альмена і Ласло для розрахунку пружної характеристики, зформованою нерозрізною частиною пружини. Дослідженнями [6] було також встановлено, що сили тертя в контакті між пружиною й опорами при неоднакових коефіцієнтах тертя трохи зміщують положення центра O поворота перетину конічної частини пружини як жорсткого цілого, тобто змінюють r_d . При цьому, даний зсув змінюється в залежності від напрямку навантаження. При однакових коефіцієнтах тертя f_t зсув точки O не відбувається і r_d має ті ж значення, що й в Альмена і Ласло. Пізніше, [9] було запропоновано враховувати жорсткість закріплення опорних кілець c_0 та їхнє попереднє притискання ω_0 , що виникає в результаті зборки кожуха зчеплення і розрізних тарілчастих пружин. У роботі [7] показано, як можна змінювати пружну характеристику натискного пристрою, варіюючи конфігурацією опорних поверхонь, що обкатуються нерозрізною частиною пружин.

Розглянемо основи розрахунку діафрагмених нажимних пристроїв із торообразними опорними поверхнями. Зі схеми роботи «вдавлюваного» натискного діафрагмового пристрою (рис. 1.9) випливає, що навантаження пружини може здійснюватися з боку муфти зчеплення натисканням із силою $P_{\text{вик}}$ на опорний підшипник і додаванням сили $P_{\text{нж}}$ із боку натискного диска ФЗ. Якщо прикладається тільки сила $P_{\text{вик}}$ (виключене ФЗ), то пружина обкатується по нижній не рухомій опорі радіусом R_1 . Якщо навантаження здійснюється тільки силою $P_{\text{нж}}$ (включене ФЗ), то пружина обкатується по верхній нерухомій опорі радіусом R_1 . Переміщення натискного диска $W_{\text{нж}}$ здійснюється в результаті обкатування пружиною його опорної поверхні радіусом R_2 , переміщення муфти ФЗ $W_{\text{вик}}$ – в результаті обкатування його опорної поверхні радіуса R_3 . На рис. 2 і

З r_a , r_b , h і α – параметри, що визначають геометрію розрізної тарілчастої пружини; r_{10} , r_{20} , r_{30} – радіуси розташування торообразних опорних кілець; C – жорсткість закріплення опорних кілець; α – кут підйому конуса розрізної тарілчастої пружини в ненавантаженому стані; ψ – зміна кута α в процесі навантаження пружини. Конструктивні параметри деяких діафрагмових натискних пристроїв ФЗ приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1.

Розміри і конструктивні параметри натискних
діафрагмових пристроїв ФЗ «вдавлюваного» типу [21].

Фірма, модель ФЗ	δ , мм	δ/H	D , мм	D/d	α	d_0 , мм	D_0 , мм	d_{01} , мм	R_1 , мм	R_2 , мм	R_3 , мм	D_0/D	d_0/D_0
АП, 350 CP	3,87	0,52	329,5	2,5	12°49'	132,5	323	35,0	1,5	2,0	1,5	0,98	0,41
АП, 350 DS	3,87	0,59	311,4	2,46	13°4'	129,0	300	41,0	1,5	4,0	1,5	0,96	0,43
ВАЗ-2101	2,20	0,55	195	2,6	10°14'	75,5	187	22,0	1,5	1,5	2,5	0,96	0,40
Феродо, 180 D	2,10	0,59	174	2,6	10°10'	68,0	168	20,5	1,5	1,8	2,5	0,97	0,41
«Борд & Бек», 8"	2,4	0,54	198,7	2,7	10°	74,5	185,4	25,0	1,6	3,7	4,5	0,94	0,40
«Опель рекорд»	2,3	0,56	199,8	2,7	9°17'	74,5	194	23,0	1,6	3,5	4,0	0,97	0,38
380 DB 1500	4,38	0,58	328	2,6	10,38	129	324	34,5	4	1,5	4	0,98	0,40

З гіпотези про недеформуємость перетину нерозрізної частини пружини випливає, що напружений і деформований стан пружини цілком визначається зміною початкового кута підйому пружини α , тобто кутом повороту перетину на відповідний кут ψ . Тому, при розрахунках доцільно замість перемінної використовувати відношення кута ψ/α . чи відношення $\frac{W_{нж}}{i_0 H} \approx \frac{\psi}{\alpha}$.

Виходячи з цих міркувань, при $P_{\text{вик}} = 0$ і була отримана формула для визначення зусилля $P_{\text{нж}}$, що діє з боку натискного диска ФЗ, в залежності від цього кута [6]:

$$P_{\text{нж}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi E}{(1-\mu^2)} \cdot \frac{\delta w}{i_0 D_0^2} \cdot \left(\frac{m_0}{m_0-1} \right)^2 \cdot \ln m_0 \cdot \left[\left(H - \frac{w}{i_0} \right) \cdot \left(H - \frac{w}{2i_0} \right) + \delta^2 \right] \quad (1.1).$$

Аналогічно була отримана формула для визначення зусилля $P_{\text{вик}}$ (при $P_{\text{нж}} = 0$), що діє на підшипник муфти виключення зчеплення:

$$P_{\text{вик}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi E}{(1-\mu^2)} \cdot \frac{\delta w}{i_0 D_0^2 i_{\text{л}}} \cdot \left(\frac{m_0}{m_0-1} \right)^2 \cdot \ln m_0 \cdot \left[\left(H - \frac{w}{i_0} \right) \cdot \left(H - \frac{w}{2i_0} \right) + \delta^2 \right], \quad (1.2)$$

де E – модуль пружності першого роду ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

μ – коефіцієнт Пуассона ($\mu = 0,3$);

δ – товщина пружини, мм;

w – переміщення натискного диска, мм;

i_0 – величина, що дорівнює відношенню різниці опорних діаметрів до різниці діаметрів пружини ($i_0 = \frac{D_0 - d_0}{D - d}$);

D_0 – зовнішній опорний діаметр пружини, мм;

$i_{\text{л}}$ – передаточне число пелюстків пружини;

m_0 – співвідношення опорних діаметрів ($m_0 = D_0/d_0$);

H – висота нерозрізної частини ($a = \delta/H$), мм.

Прийнявши у формулі (1.2) відносно переміщення натискного диска $x = \frac{W}{i_0 H}$ і зусилля на натискному диску при його переміщенні $W = i_0 \cdot H$:

$$P_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi E}{(1-\mu^2)} \cdot \frac{1}{D_0^2} \cdot \left(\frac{m_0}{m_0-1} \right)^2 \cdot \ln m_0 \cdot a^3 H^4,$$

можна представити рівняння (1.2) у безрозмірній формі:

$$F = \frac{P}{P_1} = \frac{x[(1-x)(2-x) + 2a^2]}{2a^2}. \quad (1.3)$$

Основний внесок у нелінійність пружнофрикційних характеристик $P_{нж} = f(W_{нж})$ і $P_{вик} = f(W_{вик})$ вносять безрозмірні пружні характеристики F , що для різних відношень $\delta/H = a$ представлені на рис. 1.10.

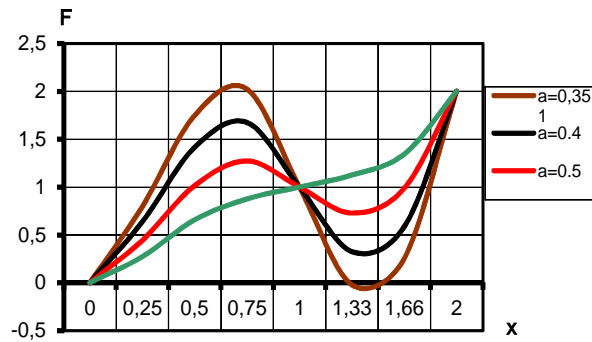


Рис. 1.10. Безрозмірні пружні характеристики тарілчастих пружин

Аналітичні дослідження безрозмірної характеристики пружини F показують, що її екстремуми знаходяться в точках:

$$x_{\max, \min} = 1 \mp \sqrt{\frac{1 - 2a^2}{3}} = 1 \mp S. \quad (1.4)$$

Екстремальні точки розташовані симетрично значенню $x = 1$ (пружина в розпрямленому положенні $\psi = \alpha$ чи $W = i_0 \cdot H$) і відстані $1 - x_{\max, \min} = S$ і цілком визначаються відношенням товщини пружини до висоти нерозрізної частини $a = \delta/H$. Зменшення a приводить до збільшення відстані між екстремальними точками.

Екстремальні значення безрозмірної характеристики F також залежать тільки від a і дорівнюють:

$$F_{\max, \min} = 1 \mp S \left(1 - \frac{1 - S^2}{2a^2} \right). \quad (1.5)$$

Зміни екстремальних значень $F_{\max, \min}$ у залежності від $a = \delta/H$ показано на рис. 1.11 з якого випливає, що зі збільшенням a різниця між екстремальними

значеннями знижується і при $a = 0,707 - F_{max} = F_{min}$, характеристика пружини не має екстремумів.

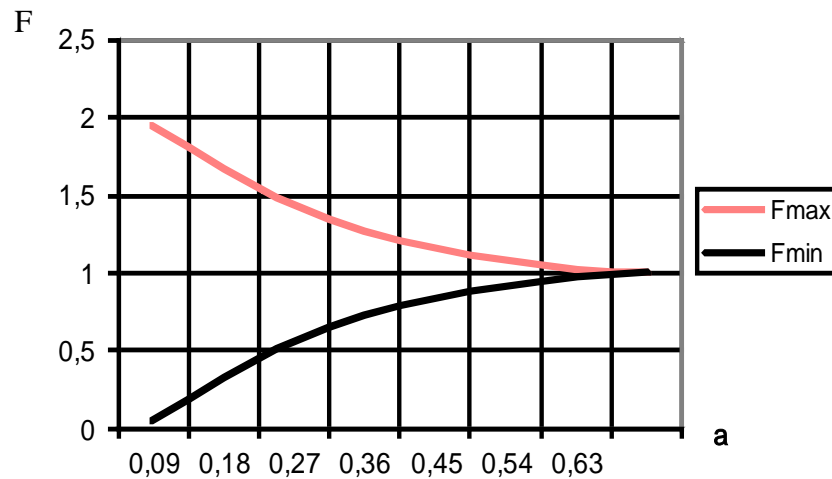


Рис. 1.11. Залежності екстремальних значень пружних характеристик від $a = \delta/H$

Нижня межа a , при якій можливе застосування діафрагмених пружин для ФЗ, обмежується значенням $F_{min} = 0$, тому що при деформації більше $x_{min} = I+S$ можливе «вивертання» (прохлопування) пружини. Дослідження показують, що $F_{min} = 0$ відповідає $a = 0,354$.

Верхня межа a для пружин, придатних для ФЗ обмежується умовою $F_{min} = F_{max}$, що дає значення $a = 0,707$.

Таким чином, розрізні тарілчасті пружини, які можна застосовувати як натискні пристрої для ФЗ автотракторних засобів, повинні мати співвідношення товщини δ до висоти нерозрізної частини H в межах:

$$0,354 < a < 0,707.$$

1.4. Напруження, що виникають в процесі деформації діафрагмового натискного пристрою

Пелюсткові пружини муфт зчеплень є дуже напруженими елементами, про що свідчать їхні численні поломки.

Шляхом тензометрування розрізної тарілчастої пружини зчеплення 8" фірми «Борг & Бек» [8] були отримані криві, представлені на рис. 1.12.

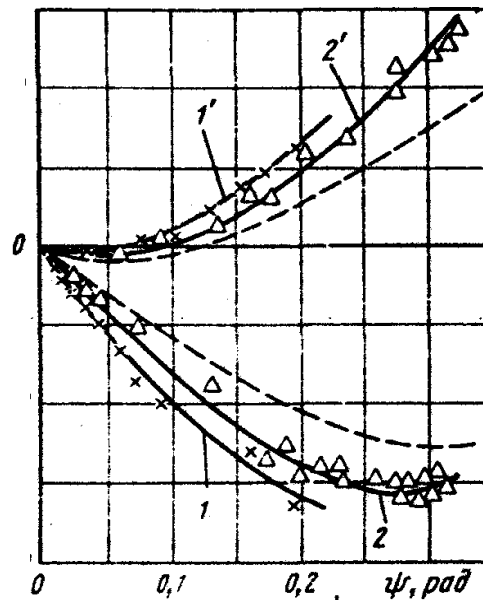


Рис. 1.12. Криві розподілу радіальних σ_r і окружних σ_t напружень ($\psi=0,105$ рад).

На рис. 1.12 показаний розподіл напружень уздовж перетину I-I і II-II (рис. 1.8) для двох випадків навантаження, але при одному значенні кута повороту перетину нерозрізної частини пружини $\psi = 0,105$ рад. Криві 1, 1' на рис. 1.12 отримані в процесі прикладення сили $P_{\text{вик}}$ до муфти зчеплення; криві 2, 2' – при навантаженні силою $P_{\text{нж}}$, прикладеної до натискного диска.

На рис. 1.12 штрихові лінії – розрахункові криві $\sigma_t = f(r)$, отримані методом Альмена і Ласло за формулою:

$$\sigma_t = \frac{E\psi}{(1-\mu^2) \cdot (r_d + x)} \cdot \left[x \left(\alpha - \frac{\psi}{2} \right) + y \right], \quad (1.6)$$

де x, y – координати точок; $r_d = (r_b - r_a) / \ln(r_b / r_a)$ – відстань центра повороту перетину конічної нерозрізної частини пружини від її осі;

E, μ – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу пружини.

Формула (1.6) враховує окружні напруги від вигину щодо осей x та y .

Зіставлення розрахункової кривої, отриманої при $x = -h/2$ (пунктирна лінія), з експериментальними (суцільні лінії) на рис. 1.12 показує, що окружні напруження σ_t на зовнішньому краю і у середній частині пружини в перетині I-I мало відрізняються один від одного, але істотно збільшуються по мірі наближення до концентратора напруг (точка А на рис. 1.8).

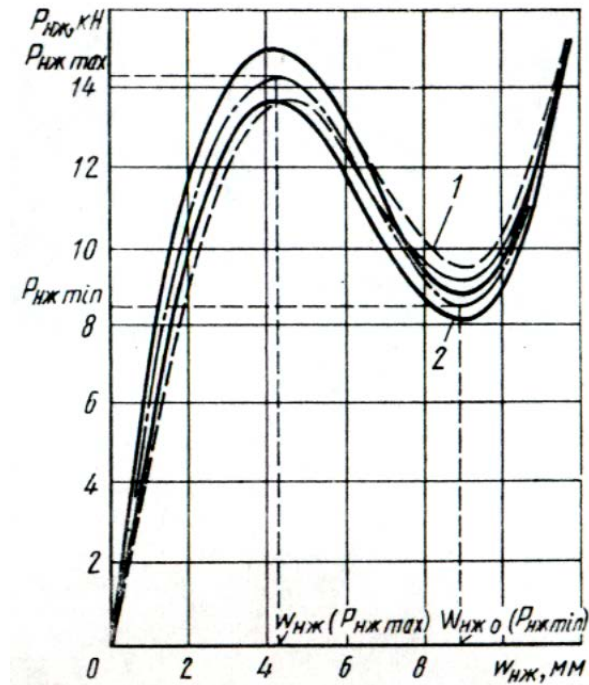
Численні поломки розрізних тарілчастих пружин зчеплень показали, що їхнє руйнування відбувається саме по перетину I-I (рис. 1.8), тобто в місці концентрації напружень. Для підвищення усталостної міцності пружин їхню поверхню нагортають шляхом обдування сталевим дробом.

В табл. 1.1 наведені результати вимірювань лінійних розмірів натискних пристроїв діафрагмового типу, що виготовляються різними фірмами. Як видно з цієї таблиці, безрозмірні геометричні параметри пружин зчеплень лежать у вузьких межах: $\delta/H = 0,52 \dots 0,59$; $D/d = 1,23 \dots 1,35$, а кути конусності пружин знаходяться в межах $10 \dots 13^\circ$. Вузькі границі варіації цих параметрів дозволяють вважати, що розрізні тарілчасті пружини різних фірм для муфт зчеплень, якщо не подібні, то дуже близькі до того.

З рис. 1.12 випливає, що чим більше кут повороту ψ (більше переміщення $W_{\text{вик}}$ і $W_{\text{нж}}$), тим більше напруження в пружині. Отже, при вимиканні ФЗ необхідно зменшувати хід муфти зчеплення $W_{\text{вик}}$ і він не повинний виходити за межі $W_{\text{вик}}(P_{\text{вик min}})$, при якому пружнофрикційна характеристика (рис. 1.13 і 1.14) має мінімум.

В табл. 1.2 та 1.3 представлені значення напружень σ_t , розраховані в точці А (рис. 1.8) саме для цих станів навантаження пружин. Тут слід зазначити, що рівні напружень дуже високі, і на них

треба звернути особливу увагу при проектуванні діафрагмових натискних пристроїв ФЗ.



1 – розрахункова; 2 – експериментальна

Рис. 1.13. Залежності зусилля на нажимному диску $P_{нж}$ від його переміщення $W_{нж}$ для зчеплення 350 СР

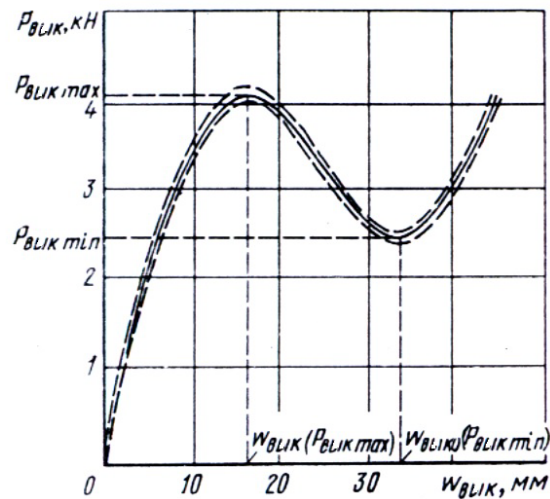


Рис. 1.14. Розрахункова залежність зусилля на муфті зчеплення 350 СР від його переміщення

Екстремальні значення пружнофрикційних характеристик
натискних діафрагмових пристроїв «вдавлюваного» типу
і напруженість розрізних тарілчастих пружин
при навантаженні ФЗ з боку натискного диска [21].

Фірма, марка ФС	$\frac{P_{н\dot{ж} \max}}{P_{н\dot{ж} \min}}, кН$	$\frac{W_{н\dot{ж}}(P_{н\dot{ж} \max})}{W_{н\dot{ж}}(P_{н\dot{ж} \min})}, мм$	$\frac{\sigma_{tp}}{\sigma_{tc}}, МПа, при$ $W_{н\dot{ж}}(P_{н\dot{ж} \min})$
АП, 350 СР	$\frac{14,2}{9,3}$	$\frac{4,3}{9,0}$	$\frac{780}{-1900}$
АП, 350 DS	$\frac{16,2}{14,2}$	$\frac{3,5}{6,6}$	$\frac{750}{-2040}$
ВАЗ-2101	$\frac{3,6}{2,78}$	$\frac{2,5}{4,75}$	$\frac{610}{-1460}$
"Феродо" 180 D	$\frac{3,56}{3,1}$	$\frac{2,0}{3,45}$	$\frac{700}{-1500}$
"Москвич-412"	$\frac{4,42}{3,82}$	$\frac{2,65}{4,95}$	$\frac{740}{-1960}$
"Борг & Бек", 8"	$\frac{4,2}{2,4}$	$\frac{3,50}{6,0}$	$\frac{670}{-1600}$
"Опель рекорд"	$\frac{3,0}{1,7}$	$\frac{2,35}{5,5}$	$\frac{760}{-1780}$

Деформація пружин при вимиканні зчеплень не повинна перевищувати:

$$W = i_0 H \left(1 + \sqrt{\frac{1 - 2a^2}{3}} \right), \quad (1.7)$$

тому що при подальшому збільшенні деформації значно зростають напруження.

Екстремальні значення пружнофрикційних характеристик натискних діафрагмових пристроїв «вдавлюваного» типу і напруженість розрізних тарілчастих пружин при навантаженні ФЗ з боку муфти вимикання [21].

Фірма, марка ФС	$\frac{P_{\text{вик max}}}{P_{\text{вик min}}}, \text{кН}$	$\frac{W_{\text{вик}}(P_{\text{вик max}})}{W_{\text{вик}}(P_{\text{вик min}})}, \text{мм}$	$\frac{\sigma_{\text{tp}}}{\sigma_{\text{tc}}}, \text{МПа, при}$ $W_{\text{вик}}(P_{\text{вик min}})$
АП, 350 CP	$\frac{4,1}{2,6}$	$\frac{18,8}{33,6}$	$\frac{1060}{-2200}$
АП, 350 DS	$\frac{4,6}{3,8}$	$\frac{18,9}{34,2}$	$\frac{1050}{-2150}$
«Феродо», 180 D	$\frac{1,1}{0,55}$	$\frac{7,0}{12,1}$	$\frac{940}{-1730}$
«Борг & Бек», 8"	$\frac{2,0}{1,5}$	$\frac{7,0}{12,0}$	$\frac{900}{-1860}$

Висновки до першого розділу

Результати вивчення стану питання щодо методик проектування діафрагмових натискних пристроїв фрикційних зчеплень дозволив сформулювати наступні висновки:

1. Як показує аналіз літературних джерел, основним параметром, що визначається при виконанні розрахунків, є натискне зусилля пружини. Геометричні параметри пружин приймаються у відповідності зі статистичними даними (за винятком товщини, табл. 1.1), тобто, виконується перевірочний розрахунок пружин.

2. В процесі дослідження питання напружень, що виникають при деформації діафрагмового натискного пристрою з'ясували, що напруження в небезпечних точках пружин досягають великих значень (до 2000 МПа), що найчастіше є причиною їхніх поломок.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНКОВА МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДІАФРАГМОВОГО НАТИСКНОГО ПРИСТРОЮ

2.1. Вихідні дані для розрахунку натискних пристроїв

Аналіз умов роботи і параметрів діафрагмових натискних пристроїв дозволяє установити, що для розрахунку параметрів діафрагмових пружин ФЗ необхідні наступні вихідні дані:

1. Геометричні параметри пружин – визначаються у співвідношенні до зовнішнього діаметра фрикційних накладок.

2. Необхідне для забезпечення надійної передачі крутного моменту двигуна натискне зусилля пружини $P_{нжк}$ – визначається загальним розрахунком зчеплення.

3. Припустима величина зносу накладок h_0 і величина відводу натискного диска при вимиканні зчеплення.

4. Гранична деформація пружини при вимиканні зчеплення не повинна виходити за межі, при яких пружна характеристика \min , тобто $W_{max} = (1+S)i_0H$.

Вихідні дані до п. 1 і 2 визначаються загальним розрахунком муфт зчеплень з урахуванням коефіцієнта запасу зчеплення і припустимого питомого тиску на фрикційні накладки.

Зовнішній діаметр фрикційної накладки визначається за формулою:

$$D_n = \frac{16M_{max}\beta}{\pi[q](1+\lambda)(1-\lambda^2)\mu i}, \quad (2.1)$$

де M_{max} – максимальний крутний момент двигуна, Нм;

β – коефіцієнт запасу зчеплення ($\beta = 1,4 \dots 1,7$);

μ – розрахунковий коефіцієнт тертя ($\mu = 0,3$);

i – кількість пар тертя ($i = 2$ – для однодискових зчеплень);

$\lambda = \frac{d_n}{D_n}$, $\lambda = 0,67 \pm 0,07$ – для легкових автомобілів, $\lambda = 0,55 \pm 0,05$ – для

вантажних;

$[q]$ – припустимий питомий тиск на накладки. Для застосовуваних накладок $[q] = 0,15 \dots 0,25$ МПа [3].

За розрахунковим значенням D_n за ГОСТ 1786-95 вибираються накладки і приймаються D_n , d_n і δ_n .

Необхідне натискне зусилля пружини при включеному зчепленні визначається за формулою:

$$P_{нж} = \frac{2M_{\max}\beta}{(D_n + d_n)\mu i} = \frac{M_{\max}\beta}{R_{cp}\mu i}. \quad (2.2)$$

Важливим і необхідним параметром при проектуванні натискних пристроїв фрикційних зчеплень є величина відводу натискного диска h_6 , що забезпечує «чистоту» вимикання зчеплення. Для забезпечення цієї вимоги величину зазору h_6 варто приймати для однодискових зчеплень

$$h_6 = 2\Delta_1 + \Delta_2, \quad (2.3)$$

де Δ_1 – зазор між поверхнями тертя при виключеному зчепленні,

$$\Delta_1 = 0,8 \dots 1 \text{ мм} [2];$$

Δ_2 – осьова піддатливість веденого диска (різниця між товщиною веденого диска у вільному стані і при навантаженні силою $P_{нж}$).

Осьова піддатливість веденого диска залежить від способу кріплення накладок до диска-носія. Жорсткі диски мають безпосереднє кріплення накладок і їхня піддатливість визначається, в основному, пружністю фрикційних накладок. Для таких дисків $\Delta_2 \approx 0,2 \dots 0,25$ мм [21].

Пружні ведені диски (ПВД), у порівнянні з жорсткими, складніші за конструкцією, мають трохи більший момент інерції. Проте ПВД застосовуються в зчепленнях усіх легкових автомобілів і на значній частині вантажних (ЯМЗ-181, ЯМЗ-182), сфера їхнього використання усе більш розширюється, тому що при цьому підвищується довговічність пар тертя, поліпшується комфортабельність машини, збільшується довговічність деталей трансмісії.

Фірма «Фіхтель і Сакс» зазначає, що для отримання відчутного ефекту осьова піддатливість ПВД повинна бути не менш 0,6 мм. При цьому варто враховувати, що пружні властивості веденого диска погіршуються в процесі роботи зчеплення – різко зменшується в початковий період роботи і далі монотонно до повного зносу накладок ФЗ (рис. 2.1). На цьому графіку 32000 включень еквівалентні пробігу 50...100 тис. км в умовах, близьких до важких (наприклад, робота в кар'єрах, великих містах з частими зупинками).

З огляду на вищевикладене, h_0 повинно знаходитися в межах 2...3 мм.

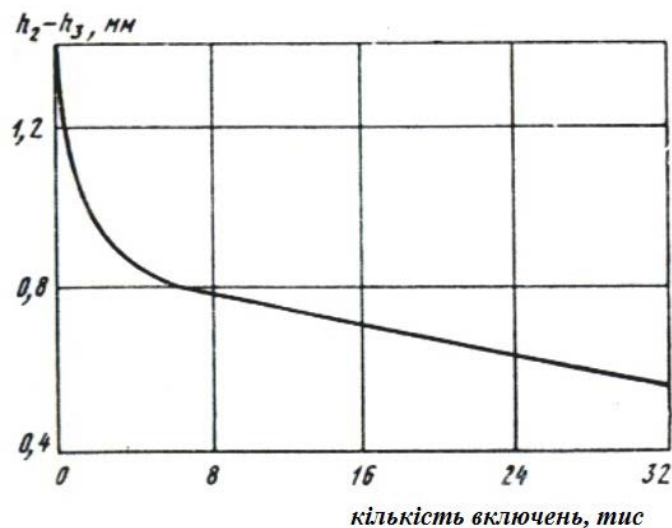


Рис. 2.1. Динаміка зміни осевої піддатливості ПВД «Валео», модель К

Визначення ходу пружини, який відповідає загальному лінійному зношуванню:

$$h_0 = (\delta_H - (\delta_H/3 + H_r)) \cdot i, \quad (2.4)$$

де δ_H – товщина наклади веденого диска;

H_r – висота головки заклепки;

i – кількість пар тертя ФЗ.

Необхідне для роботи зчеплення зусилля на натискному диску $P_{нжс}$ забезпечується при трьох значеннях відносної деформації пружини x_1 , x_2 і x_3 .

Величина деформації x_2 повинна відповідати робочому стисканню пружини з новими фрикційними накладками; x_1 – з накладками, що мають граничний знос; $(1+S)$ – деформація при виключеному зчепленні.

Для цього необхідно, щоб різниця (x_2-x_1) відповідала відносному припустимому зносу фрикційних накладок

$$x_2-x_1 = x_0 = h_0/i_0H, \quad (2.8)$$

а відносна величина відводу натискного диска при виключеному зчепленні відповідала відносній величині h_0/i_0H , тобто

$$(1+S)-x_2 = x_0 = h_0/i_0H. \quad (2.9)$$

При цьому

$$\frac{x_2 - x_1}{1 + S - x_2} = \frac{x_0}{x_0} = \frac{h_0}{h_0} = m. \quad (2.10)$$

Як впливає з характеристики пружини її зусилля на натискному диску забезпечується при значеннях її деформації x_1 , x_2 і x_3 .

Виразимо значення коренів x_1 і x_3 через x_2 . Для цього дорівнюємо P_{x_1} і P_{x_2} (значення $P_{нжс}$ при деформації x_1 і x_2):

$$x_1[(1-x_1)(2-x_1)+2a^2] = x_2[(1-x_2)(2-x_2)+2a^2]. \quad (2.11)$$

Вирішуючи це рівняння відносно x_1 , одержимо:

$$x_{1,3} = 1 + Y \mp \sqrt{3S^2 - 3Y^2}, \quad (2.12)$$

де $Y = 0,5(1-x_2)$;

$$S = \sqrt{\frac{1-2a^2}{3}}.$$

Знак « \mp » відповідає значенню x_1 , а « \mp » – значенню x_3 .

Тоді:

$$x_2 - x_1 = x_0 = \sqrt{3S^2 - 3Y^2} - 3Y; \quad (2.13)$$

$$\frac{x_2 - x_1}{1 + S - x_2} = \frac{h_0}{h_0} = m = \frac{\sqrt{3S^2 - 3Y^2}}{S + 2Y} \quad (2.14)$$

Визначаючи з останнього вираження Y , отримаємо:

$$Y = Bm \cdot S, \quad (2.15)$$

$$\text{де } B_m = \frac{m(2m+3)}{(2m+3)^2+3} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{3-m^2}{m^2} \frac{(2m+3)^2+3}{(2m+3)^2}} \right]. \quad (2.16)$$

Як показав аналіз (11), B_m змінюється у вузьких межах $[-0,5;0,5]$ при зміні m від 0 до 100 (рис. 2.3).

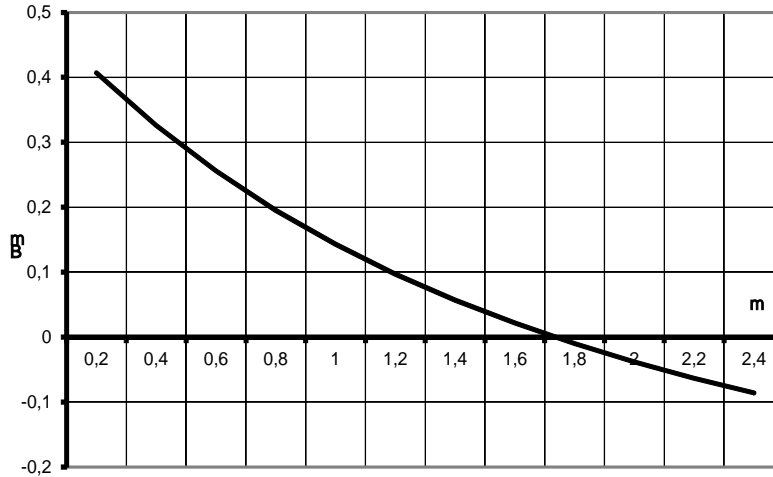


Рис. 2.3. Зміна коефіцієнта B_m від $m = h_0/h_e$

Тоді:

$$x_2 = 1 - 2B_m S; \quad (2.17)$$

$$x_0 = S \left[\sqrt{3(1 - B_m^2)} - 3B_m \right]; \quad (2.18)$$

$$x_e = S(1 + 2B_m). \quad (2.19)$$

Таким чином, отримані аналітичні залежності, що виражають параметри відносної деформації діафрагмового натискного пристрою через відношення припустимої величини зносу фрикційних накладок h_0 до величини відводу натискного диска при вимиканні зчеплення h_e і відношення $a = \delta/H$.

Враховуючи, що $H = h_0/i_0x_0$ або $H = h_0/i_0x_6$, отримаємо коефіцієнти:

$$A_0 = \frac{2P_{нж}i_0^4}{Lh_0^4} = \frac{ax_2}{x_0^4} [(1-x_2)(2-x_2) + 2a^2], \quad (2.19)$$

$$A_6 = \frac{2P_{нж}i_0^4}{Lh_6^4} = \frac{ax_2}{x_6^4} [(1-x_2)(2-x_2) + 2a^2]. \quad (2.20)$$

Ліві частини цих рівнянь є відомими величинами, а праві частини залежать від величини відносної деформації пружини x , параметра $a = \delta/H$ і співвідношення $m = h_0/h_6$ ($m = 0,6...1,5$).

Це дозволяє побудувати просту номограму (рис. 2.4) для визначення a , x_0 , x_2 в залежності від величин A_0 або A_6 і m . Розрахунки для побудови номограми приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1.

Розрахунок параметрів номограми.

m=0,6; B _m =0,255814								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,1271	0,7458	0,4507	0,7512	3,7614	0,4874	1,3926
0,4	0,47610	0,1218	0,7564	0,4318	0,7197	5,4211	0,7025	1,5259
0,45	0,44535	0,1139	0,7721	0,4039	0,6732	8,9388	1,1585	1,7291
0,5	0,40825	0,1044	0,7911	0,3703	0,6171	15,8358	2,0526	1,9949
0,55	0,36286	0,0928	0,8144	0,3291	0,5485	31,5030	4,0829	2,3691
0,6	0,30551	0,0782	0,8437	0,2771	0,4618	77,3529	10,0258	2,9656
0,65	0,22730	0,0581	0,8837	0,2062	0,3436	309,9843	40,1728	4,1960
0,7	0,08165	0,0209	0,9582	0,0741	0,1234	22827,5945	22771,3756	12,2918

m=0,7; B _m =0,224508								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,1116	0,7769	0,5040	0,7200	2,3057	0,5536	1,2323
0,4	0,47610	0,1069	0,7862	0,4829	0,6899	3,3510	0,8046	1,3530
0,45	0,44535	0,1000	0,8000	0,4517	0,6453	5,5766	1,3390	1,5367
0,5	0,40825	0,0917	0,8167	0,4141	0,5916	9,9566	2,3906	1,7763
0,55	0,36286	0,0815	0,8371	0,3681	0,5258	19,9328	4,7859	2,1130
0,6	0,30551	0,0686	0,8628	0,3099	0,4427	49,1831	11,8089	2,6482
0,65	0,22730	0,0510	0,8979	0,2306	0,3294	197,7801	47,4871	3,7501
0,7	0,08165	0,0183	0,9633	0,0828	0,1183	14592,3197	3503,6193	10,9908

m=0,8; B _m =0,195364								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0971	0,8058	0,5529	0,6911	1,5247	0,6245	1,1112
0,4	0,47610	0,0930	0,8140	0,5297	0,6621	2,2360	0,9159	1,2228
0,45	0,44535	0,0870	0,8260	0,4955	0,6194	3,7574	1,5390	1,3923

0,5	0,40825	0,0798	0,8405	0,4542	0,5678	6,7630	2,7701	1,6126
0,55	0,36286	0,0709	0,8582	0,4037	0,5046	13,6272	5,5817	1,9213
0,6	0,30551	0,0597	0,8806	0,3399	0,4249	33,7913	13,841	2,4110
0,65	0,22730	0,0444	0,9112	0,2529	0,3161	136,3585	55,8527	3,4172
0,7	0,08165	0,0160	0,9681	0,0908	0,1136	10079,6241	4128,6316	10,0198

m=0,9; B _m =0,168203								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0836	0,8328	0,5977	0,6611	1,0674	0,7003	1,0164
0,4	0,47610	0,0801	0,8398	0,5726	0,6363	1,5803	1,0369	1,1212
0,45	0,44535	0,0749	0,8502	0,5356	0,5952	2,6828	1,7602	1,2798
0,5	0,40825	0,0687	0,8627	0,4910	0,5456	4,8689	3,1944	1,4854
0,55	0,36286	0,0610	0,8779	0,4364	0,4849	9,8750	6,4789	1,7727
0,6	0,30551	0,0514	0,8972	0,3675	0,4083	24,6081	16,1453	2,2273
0,65	0,22730	0,0382	0,9235	0,2734	0,3038	99,6437	65,3760	3,1595
0,7	0,08165	0,0137	0,9725	0,0982	0,1091	7379,3628	4841,5806	9,2684

m=1; B _m =0,142857								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0710	0,8580	0,6389	0,6389	0,7811	0,7811	0,9401
0,4	0,47610	0,0680	0,8640	0,6121	0,6121	1,1681	1,1681	1,0396
0,45	0,44535	0,0636	0,8728	0,5726	0,5726	2,0038	2,0038	1,1898
0,5	0,40825	0,0583	0,8834	0,5249	0,5249	3,6673	3,6673	1,3838
0,55	0,36286	0,0518	0,8963	0,4665	0,4665	7,4866	7,4866	1,6541
0,6	0,30551	0,0436	0,9127	0,3928	0,3928	18,7474	18,7474	2,0808
0,65	0,22730	0,0325	0,9351	0,2922	0,2922	76,1684	76,1685	2,9542
0,7	0,08165	0,0117	0,9767	0,1050	0,1050	5651,0509	5651,0641	8,6703

m=1,1; B _m =0,119174								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0592	0,8816	0,6769	0,6154	0,5921	0,8668	0,8772
0,4	0,47610	0,0567	0,8865	0,6485	0,5896	0,8948	1,3100	0,9726
0,45	0,44535	0,0531	0,8939	0,6066	0,5515	1,5515	2,2716	1,1161
0,5	0,40825	0,0487	0,9027	0,5561	0,5056	2,8635	4,1925	1,3008
0,55	0,36286	0,0432	0,9135	0,4943	0,4493	5,8835	8,6141	1,5574
0,6	0,30551	0,0364	0,9272	0,4162	0,3783	14,8036	21,6741	1,9615
0,65	0,22730	0,0271	0,9458	0,3096	0,2815	60,3418	88,3471	2,7871
0,7	0,08165	0,0097	0,9805	0,1112	0,1011	4484,6779	6566,0622	8,1834

m=1,2; B _m =0,097015								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0482	0,9036	0,7120	0,5933	0,4619	0,9577	0,8244
0,4	0,47610	0,0462	0,9076	0,6822	0,5685	0,7057	1,4633	0,9165
0,45	0,44535	0,0432	0,9136	0,6381	0,5318	1,2370	2,5651	1,0546
0,5	0,40825	0,0396	0,9208	0,5850	0,4875	2,3023	4,7741	1,2318

0,55	0,36286	0,0352	0,9296	0,5199	0,4333	4,7606	9,8715	1,4771
0,6	0,30551	0,0296	0,9407	0,4377	0,3648	12,0337	24,9531	1,8625
0,65	0,22730	0,0221	0,9559	0,3257	0,2714	49,2061	102,0337	2,6485
0,7	0,08165	0,0079	0,9842	0,1170	0,0975	3663,1932	7595,9887	7,7797

m=1,3; B _m =0,076251								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0379	0,9242	0,7445	0,5727	0,3690	1,0538	0,7794
0,4	0,47610	0,0363	0,9274	0,7133	0,5487	0,5701	1,6283	0,8689
0,45	0,44535	0,0340	0,9321	0,6672	0,5133	1,0105	2,8861	1,0026
0,5	0,40825	0,0311	0,9377	0,6117	0,4705	1,8964	5,4164	1,1735
0,55	0,36286	0,0277	0,9447	0,5437	0,4182	3,9457	11,2693	1,4094
0,6	0,30551	0,0233	0,9534	0,4577	0,3521	10,0186	28,6142	1,7791
0,65	0,22730	0,0173	0,9653	0,3406	0,2620	41,0901	117,3583	2,5318
0,7	0,08165	0,0062	0,9875	0,1223	0,0941	3063,8884	8750,8326	7,4399

m=1,4 ; B _m =0,056769								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0282	0,9436	0,7747	0,5533	0,3007	1,1551	0,7405
0,4	0,47610	0,0270	0,9459	0,7422	0,5302	0,4700	1,8057	0,8280
0,45	0,44535	0,0253	0,9494	0,6943	0,4959	0,8424	3,2363	0,9580
0,5	0,40825	0,0232	0,9536	0,6364	0,4546	1,5941	6,1237	1,1236
0,55	0,36286	0,0206	0,9588	0,5657	0,4041	3,3367	12,8181	1,3515
0,6	0,30551	0,0173	0,9653	0,4763	0,3402	8,5089	32,6877	1,7079
0,65	0,22730	0,0129	0,9742	0,3544	0,2531	34,9995	134,4532	2,4323
0,7	0,08165	0,0046	0,9907	0,1273	0,0909	2613,7198	10040,7989	7,1501

m=1,5; B _m =0,038462								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0191	0,9618	0,8027	0,5351	0,2492	1,2618	0,7066
0,4	0,47610	0,0183	0,9634	0,7691	0,5127	0,3943	1,9961	0,7924
0,45	0,44535	0,0171	0,9657	0,7194	0,4796	0,7146	3,6176	0,9194
0,5	0,40825	0,0157	0,9686	0,6595	0,4397	1,3631	6,9009	1,0805
0,55	0,36286	0,0140	0,9721	0,5862	0,3908	2,8701	14,5296	1,3016
0,6	0,30551	0,0118	0,9765	0,4935	0,3290	7,3494	37,2060	1,6465
0,65	0,22730	0,0087	0,9825	0,3672	0,2448	30,3134	153,4606	2,3464
0,7	0,08165	0,0031	0,9937	0,1319	0,0879	2267,0440	11476,8305	6,9003

m=1,6; B _m =0,021236								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0106	0,9789	0,8288	0,5180	0,2096	1,3739	0,6767
0,4	0,47610	0,0101	0,9798	0,7941	0,4963	0,3357	2,2001	0,7612
0,45	0,44535	0,0095	0,9811	0,7428	0,4643	0,6152	4,0320	0,8856
0,5	0,40825	0,0087	0,9827	0,6809	0,4256	1,1830	7,7526	1,0429
0,55	0,36286	0,0077	0,9846	0,6052	0,3783	2,5048	16,4165	1,2580

0,6	0,30551	0,0065	0,9870	0,5096	0,3185	6,4396	42,2024	1,5930
0,65	0,22730	0,0048	0,9903	0,3791	0,2370	26,6307	174,5258	2,2717
0,7	0,08165	0,0017	0,9965	0,1362	0,0851	1994,3571	13070,1254	6,6827

m=1,7; B _m =0,005005								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0025	0,9950	0,8532	0,5019	0,1786	1,4914	0,6501
0,4	0,47610	0,0024	0,9952	0,8175	0,4809	0,2895	2,4183	0,7335
0,45	0,44535	0,0022	0,9955	0,7647	0,4499	0,5366	4,4813	0,8559
0,5	0,40825	0,0020	0,9959	0,7010	0,4123	1,0397	8,6838	1,0098
0,55	0,36286	0,0018	0,9964	0,6230	0,3665	2,2136	18,4881	1,2198
0,6	0,30551	0,0015	0,9969	0,5246	0,3086	5,7126	47,7116	1,5460
0,65	0,22730	0,0011	0,9977	0,3903	0,2296	23,6829	197,8006	2,2060
0,7	0,08165	0,0004	0,9992	0,1402	0,0825	1775,8996	14832,3916	6,4916

m=1,73; B=0,000317								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	0,0002	0,9997	0,8602	0,4972	0,1706	1,5278	0,6426
0,4	0,47610	0,0002	0,9997	0,8242	0,4764	0,2776	2,4866	0,7259
0,45	0,44535	0,0001	0,9997	0,7709	0,4456	0,5161	4,6233	0,8476
0,5	0,40825	0,0001	0,9997	0,7067	0,4085	1,0025	8,9795	1,0006
0,55	0,36286	0,0001	0,9998	0,6281	0,3631	2,1377	19,1483	1,2092
0,6	0,30551	0,0001	0,9998	0,5289	0,3057	5,5227	49,4700	1,5330
0,65	0,22730	0,0001	0,9999	0,3935	0,2274	22,9125	205,2389	2,1879
0,7	0,08165	0,0000	0,9999	0,1413	0,0817	1718,7739	15395,9351	6,4388

m=1,8; B=-0,01031								
a	S	Y	x ₂	x ₀	x _B	A ₀	A _B	A ₀₁
0,36	0,49692	-0,0051	1,0102	0,8761	0,4867	0,1537	1,6146	0,6262
0,4	0,47610	-0,0049	1,0098	0,8394	0,4663	0,2525	2,6514	0,7088
0,45	0,44535	-0,0046	1,0092	0,7852	0,4362	0,4730	4,9679	0,8293
0,5	0,40825	-0,0042	1,0084	0,7198	0,3998	0,9236	9,6999	0,9803
0,55	0,36286	-0,0037	1,0075	0,6397	0,3554	1,9768	20,7604	1,1857
0,6	0,30551	-0,0031	1,0063	0,5386	0,2992	5,1199	53,7700	1,5042
0,65	0,22730	-0,0023	1,0047	0,4008	0,2226	21,2762	223,4451	2,1477
0,7	0,08165	-0,0008	1,0017	0,1440	0,0800	1597,3889	16775,9371	6,3220

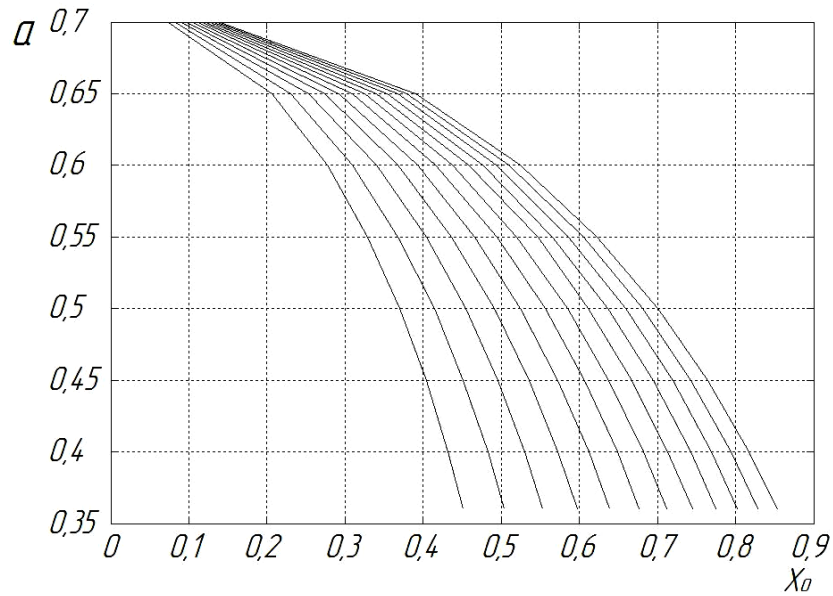


Рис. 2.4. Приклад номограми визначення a за x_0 для різних m

В якості прикладу для зчеплення 380DB1500 виконали розрахунки за удосконаленою методикою. В результаті отримали наступні параметри: $D_H = 380$ мм; $P_{HЖ} = 14,4$ кН; $h_0 = 3$ мм; $h_b = 1,74$ мм; $m = 1,72$; $A_{01} = 1,59$; $\delta = 4,62$ мм; $H = 7,45$ мм.

Параметри пружної характеристики діафрагмового натискного пристрою представили у вигляді табл. 2.2.

Таблиця 2.2.

Параметри пружної характеристики діафрагмового натискного пристрою.

x, мм	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,72	0,8	1	1,2	1,28	1,5	2
W, мм	0	2	2,399	3	3,598	4,5	5	5,93	7,196	7,67	8,996	11,99
P_x^T, Н	0	12260	14120	14800	15878	16100	15995	15142	13876	13600	13720	16385
P_x^ϕ, Н	-	14000	-	15850	-	14000	13900	-	-	-	-	-

Висновки до другого розділу

Результати удосконалення існуючої методики визначення геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою ФЗ дозволив сформулювати наступні висновки:

1. Запропоновану номограму (рис. 2.4) можна використовувати під час попереднього розрахунку геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою, що значно зменшить загальний час розрахунків.

2. За пропонуємою методикою виконаний розрахунок параметрів пружини ФЗ 350 DB 1500. Для порівняння отриманих результатів на графіку пружної характеристики нанесена фактична характеристика натискного пристрою, отримана при випробуваннях. Різниця в характеристиках (табл. 2.2) в середньому складає 12% та пояснюється наявністю чотирьох пакетів тангенціальних пластин кріплення натискного диска до кожуха зчеплення жорсткістю 160 Н/мм, котрі встановлені таким чином, що при виключенні зчеплення вони розпрямлені і в процесі зношування накладок створюють зусилля, яке декілька знижує дію діафрагмового натискного пристрою.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИАФРАГМОВОГО НАТИСКНОГО ПРИСТРОЮ

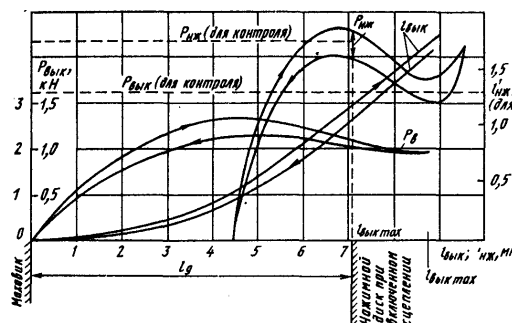
3.1. Огляд способів випробувань фрикційних зчеплень

При випробуванні ФЗ звичайно розглядають найважливіші його вузли: натискний диск у зборі з кожухом, натискним пристроєм і механізмом відведення натискного диска, веденого диска і муфти вимикання.

Методами лабораторних випробувань найбільш часто визначаються: відповідність розмірів ФЗ кресленню; силова і кінематична взаємодія вузлів і деталей ФЗ; міцність і зносостійкість.

Перша задача виконується звичайним інструментом чи за допомогою тривимірних комп'ютерних пристроїв [7]. Вони особливо ефективні при контрольних випробуваннях на технологічних лініях зборки ФЗ.

Друга задача зводиться до визначення трьох основних характеристик ФЗ: залежності зусилля вимикання $P_{\text{вик}}$ від переміщення муфти вимикання, тобто $P_{\text{вик}}=f(W_{\text{вик}})$; залежності натискного зусилля $P_{\text{нж}}$ від переміщення натискного диска $W_{\text{нж}}$, тобто $P_{\text{нж}}=f(W_{\text{нж}})$; залежності $W_{\text{вик}}=f(W'_{\text{нж}})$, де $W'_{\text{нж}}$ – відведення натискного диска від веденого диска. Типова характеристика взаємодії елементів зчеплення представлена на рис. 3.1.



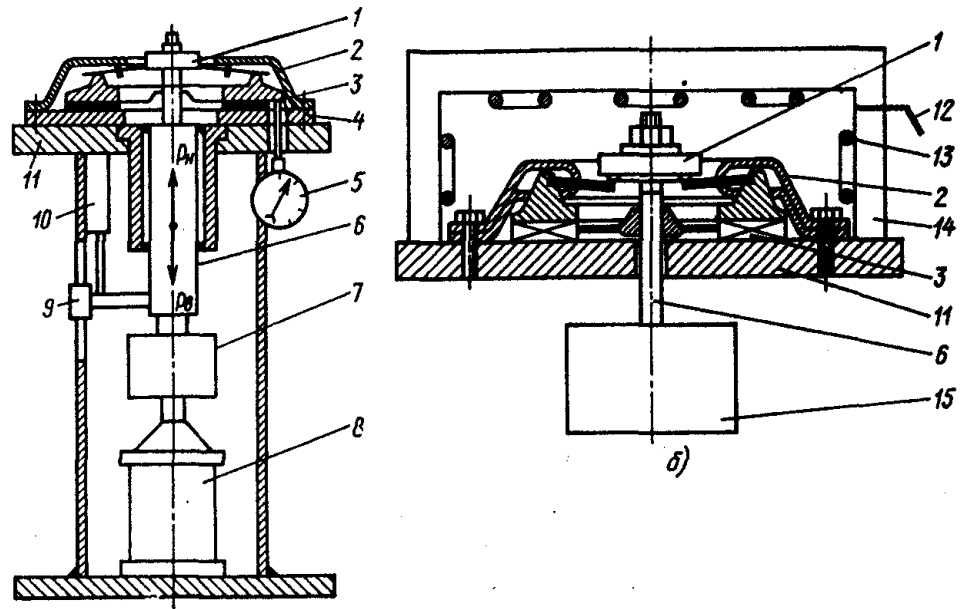
W_d – товщина веденого диска при вимиканні зчеплення

Рис. 3.1. Характеристики силової і кінематичної взаємодії

При розгляді характеристик можна установити, що між кривими навантаження і розвантаження є розходження, що характеризує досконалість конструкції механізму відводу натискного диска.

Втрати в механізмі відведення натискного диска визначаються ординатою між кривими навантаження і розвантаження. Вони отримуються на стендах, де можливі установка і швидке кріплення ФЗ на робочому столі і є механізм осьового навантаження з регулюванням ходу штока. Один з таких стендів з робочим зусиллям до 11,500 кН показаний на рис. 3.2,а. На робочий стіл 11 можна встановлювати ФЗ у зборі, привернуте до маховика. Замість веденого диска 3 може бути проставочне кільце, і в цьому випадку при ході штока б униз, коли він діє на муфту вимикання 1, визначається $P_{\text{вик}} = f(W_{\text{вик}})$, а при ході штока угору, коли він діє на проставочне кільце, визначаються $P_{\text{нж}} = f(W_{\text{нж}})$ і $W'_{\text{вик}} = f(W'_{\text{нж}})$. На фірмі «Валео» для цієї мети використовуються стенди «Мекаграф». В закордонній практиці процес обробки залежностей (рис. 3.1) автоматизується за допомогою мікропроцесора чи мікрокомп'ютера. На зборці ФЗ такі стенди виконують кінцеву операцію – контроль готових виробів. При цьому обмежуються фіксацією $P_{\text{нж}}$ при двох значеннях товщини веденого диска – новому і зношеному, $W_{\text{нжmin}}$, $P_{\text{вик}}$ при $W'_{\text{нжmin}}$, що показані на рис. 3.1. Ці дані вносяться в нагромаджувач ЕОМ, де обробляються статистично для отримання динаміки зміни якості.

Силова і кінематична взаємодія вузлів і деталей при обертанні ФЗ відрізняється від статичного. Для визначення динамічної взаємодії застосовуються стенди з горизонтальною віссю обертання. Наприклад, стенд фірми АП [7] має електропривод, від якого за допомогою клиноременної передачі обертання передається на два рівнобіжних вали, де встановлюються маховики і ФЗ у зборі.



a – для визначення статичних характеристик зчеплення; *б* – для випробувань на міцність і знос муфти вимикання; 1 – муфта вимикання або її імітатор; 2 – натискний диск з кожухом; 3 – ведений диск або проставочне кільце; 4 – маховик двигуна або його імітатор; 5 – прилад для вимірювання переміщення натискного диска; 6 – шток; 7 – навантажувальна камера; 8 – гідроциліндр подвійної дії; 9 – упорний підшипник; 10 – лінійний перетворювач; 11 – робочий стіл; 12 – термопара; 13 – обігрівач; 14 – кожух; 15 – пневмоциліндр

Рис. 3.2. Стенди

Процес випробувань автоматизований. Максимальна частота обертання ФЗ у зборі визначається з розрахунку 70% від максимально припустимої, перевищення якої приводить до його руйнування. Визначається вплив швидкості обертання ФЗ на $P_{\text{вик}}$ і $P_{\text{нж}}$. При максимальній частоті обертання $P_{\text{вик}}$ не повинне бути менше встановленого значення, а $P_{\text{нж}}$ повинно складати 85...90% від того ж навантаження, визначеної в статиці. Така методика застосовується при дослідницьких і доводочних випробуваннях. Міцність і зносостійкість механізму відводу натискного диска оцінюються в кілька етапів. Насамперед, визначається знос шарнірів, що з'єднують тарілчасту пружину з кожухом, і знос зчленувань у ФЗ із гвинтовими пружинами, знос кінців важелів вимикання, міцність важелів, натискних пружин і деталей муфти вимикання. З цією метою ФЗ в зборі або з

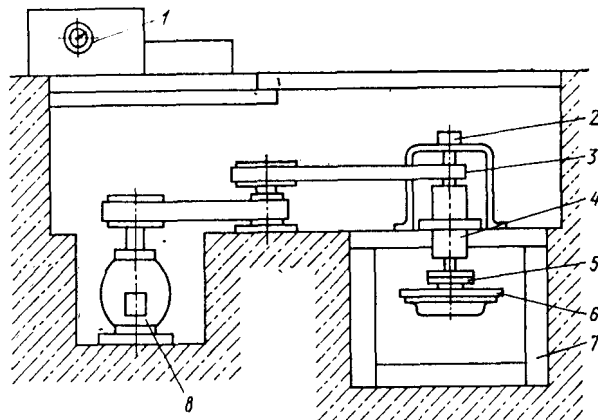
каліброваною пластиною замість веденого диска піддається осьовому навантаженню через муфту вимикання. Оскільки кількість таких навантажень повинне бути досить великим, застосовують нормальні навантаження, форсовані за часом. Такі випробування виконуються на стендах, один із яких представлений на рис. 3.2, б [7].

У методиці фірми АП застосовується основний блок навантажень, що складається з 10^6 циклів навантаження з максимальним $W_{\text{вик}}$ і перевіркою через кожні 250000 циклів характеристик, показаних на рис. 3.1. Фірма «Валео» використовує стенди з гідроприводом, що забезпечує 250 навантажень у хвилину і регулювання $W_{\text{вик}}$. Для контрольних випробувань застосовують блок, що забезпечує 10^6 навантажень, а для доводочних – $(3...7) \cdot 10^6$ навантажень.

При дослідницьких і доводочних випробуваннях цей метод доповнюється «динамічним тренажером» на стендах, що складаються з електропривода, вала з фланцем, на якому установлюється ФЗ, муфта вимикання, нагрівач, пристрій для створення неспіввісності муфти вимикання і ФЗ, системи автоматичного керування положенням муфти вимикання.

При цьому забезпечується частота обертання вала ФЗ до 3000 хв^{-1} , температура в картері до 150°C , неспіввісність муфти вимикання щодо осі обертання ФЗ у межах 0,8 мм і хід муфти вимикання до 17 мм. Типовий режим випробувань визначається наступними параметрами: $n = 1000...2000 \text{ хв}^{-1}$ для вантажних і $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ для легкових автомобілів; частота включення – 104 за хвилину; неспіввісність – 0,4 мм. Робиться мінімум $4 \cdot 10^5$ включень ФЗ без розсіювання енергії в його парах тертя із регулюванням ходу і перевіркою дефектів через кожні 10^5 циклів. Після іспиту визначається знос, силові і кінематичні параметри ФЗ. Так, значення $W_{\text{нж}}$ повинне змінюватися не більше ніж на 10%, а $P_{\text{нж}}$ і $P_{\text{вик}}$ – не більш 10% для ФЗ із тарілчастими пружинами і не більш 15 і 30% відповідно – для ФЗ із гвинтовими пружинами. Знос кінців важелів чи вимикання пелюстків розрізної тарілчастої пружини не повинні перевищувати 33%.

У реальних умовах на ФЗ постійно діють відцентрові сили. Їх відтворюють на стендах, пристрій яких зрозуміло з рис. 3.3. Останнім часом для привода використовують повітряну турбіну, що дозволяє змінювати швидкість у широких межах. Такий привод, наприклад, має центрифуга «Шенк», яка використовується фірмами АП, «Валео» і ін. Центрифуга дозволяє досягати частоти обертання 65000 хв^{-1} при масі деталей до 50 кг і 25000 хв^{-1} при масі деталей від 50 до 150 кг. Робочі камери цих стендів звичайно обладнаються нагрівальними пристроями і пристроями для створення вакууму. Руйнування можна спостерігати за допомогою стробоскопа й уповільненої кінозйомки. Для компенсації сил, що виникають від ваги випробуваних деталей, корпус підшипника має магнітний амортизатор.



1 – тахометр; 2 – тахогенератор; 3 – пасова передача; 4 – корпус підшипника; 5 – зрізна муфта; 6 – випробуване ФЗ; 7 – камера; 8 – електродвигун.

Рис. 3.3. Стенд для випробувань на руйнування

В процесі типового випробування ФЗ визначається руйнуюча частота обертання; вона повинна бути не менш чим у 1,5 рази вище максимальної частоти обертання відповідного ДВЗ. Така методика використовується найчастіше при контрольних і доводочних випробуваннях.

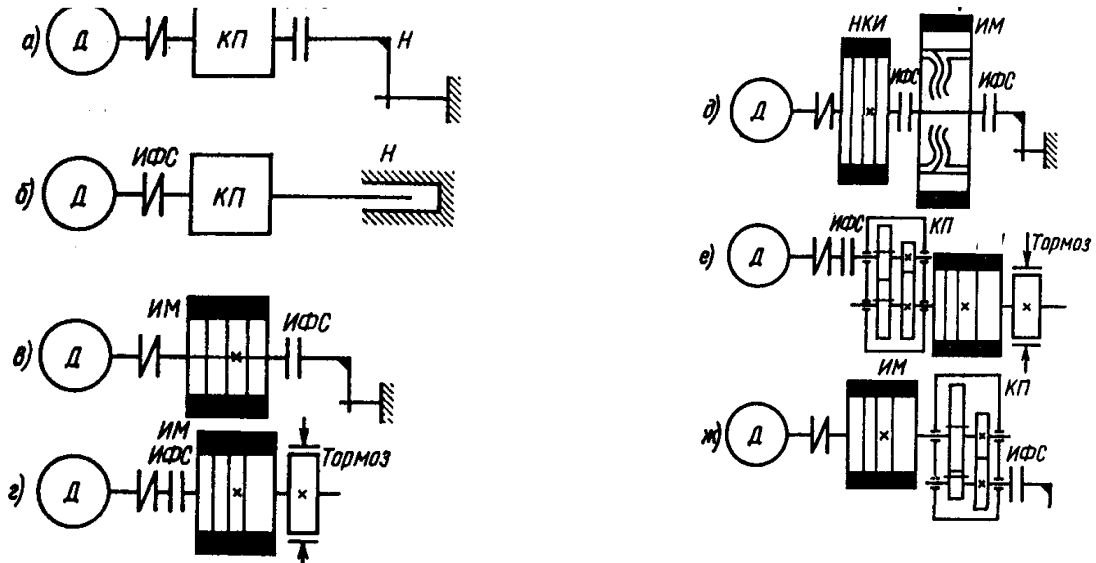
Стендові динамічні випробування значно розширюють інформацію про властивості ФЗ, його вузлів і деталей. Для їхнього проведення використовуються

три типи стендів: безінерційні, інерційні і комбіновані. Дві характерні схеми безінерційних стендів представлені на рис. 3.4, а, б.

У схемі на рис. 3.4, а навантаження створюються електродвигуном, крутний момент якого свідомо перевищує M_T випробуваного ФЗ, зі схеми видно, що ведений диск закріплено нерухомо на прийомному валу і при включенні ФЗ буксує з постійною швидкістю. У схемі на рис. 3.4, б навантаження на ФЗ створюються електричними чи гідравлічними гальмами. Так зроблений стенд фірми «Лайкок», що містить ДВЗ, випробуване ФЗ, коробку передач і гідрогальмо. Принципово не відрізняється схема, що містить електродвигун постійного струму, випробуване ФЗ і генератор. Однак у даний час найбільш поширені інерційні стенди, де навантаження на ФЗ створюється підвищенням чи зниженням частоти обертання інерційних мас. У стенді на рис. 3.4, д використовуються обидва способи створення навантажень. За такою схемою виконаний стенд СІКС-1, що добре зарекомендував себе в експлуатації на ЯМЗ і у ВНПАТІ. Під час першого етапу випробування ФЗ працює в режимі розгону інерційних мас (як на автомобілі), а під час другого етапу випробування ФЗ – в режимі гальмування. При цьому процес буксування пар тертя в обох етапах випробувань ФЗ якісно не відрізняється. Подібний стенд установлений на КамАЗі.

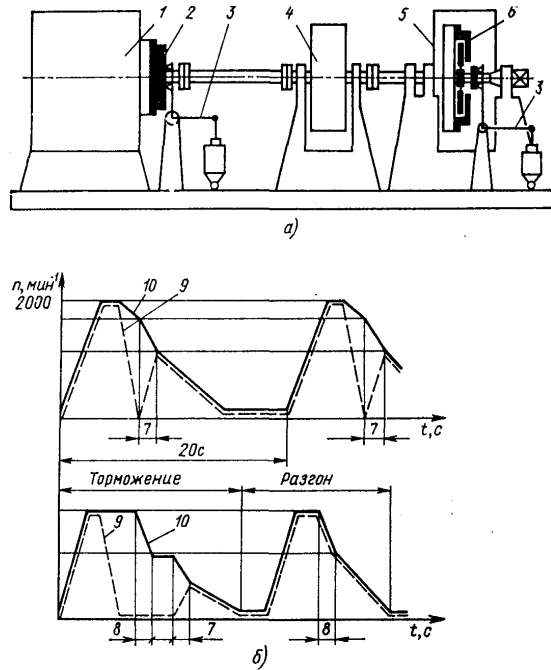
Момент інерції може створюватися: набором маховиків різного розміру, зміною передаточного відношення редуктора, встановленого між інерційними масами і ФЗ, зміною радіуса інерційної маси.

Більшість стендів мають електричний привод, іноді з нагромаджувачем кінетичної енергії, як на СІКС-1. Стенди з приводом від ДВЗ поширені за кордоном. Один з таких стендів, де також одночасно випробовуються два ФЗ – розгінне і гальмове, показаний на рис. 3.4, а [7]. Складності пов'язані з експлуатацією таких стендів, очевидні.



а і б – безінерційних; в-ж – інерційних; Д – ДВЗ або електродвигун;
 КП – коробки передач (редуктор); ВФЗ – випробуване фрикційне зчеплення;
 Н – навантажувач; ІМ – інерційні маси; НКЕ – нагромаджувач кінетичної енергії

Рис. 3.4. Схеми стендів



1 – ДВЗ; 2 – випробуване ФЗ (розгінне); 3 – механізм вимикання; 4 – інерційна маса; 5 – кожух; 6 – випробуване ФЗ (гальмове); 7 – час роботи першого ФЗ (режим розгону ІМ); 8 – час роботи другого ФЗ (режим гальмування ІМ); 9 – частота обертання ІМ; 10 – частота обертання вала двигуна

Рис. 3.5. Стенд фірми «Валео» і циклограми його роботи

Циклограма роботи стенда, показаного на рис. 3.4, *а*, представлена на рис. 3.5, *б*. Тут випробуване ФЗ, що працює в режимі розгону (верхній графік), випробується на утому (довговічність), а працююче в режимі на опір термічним навантаженням.

Усе різноманіття конструкцій стендів можна звести до п'яти найбільш розповсюдженим (рис. 3.4, *в-ж*). Переваги і недоліки, а отже, і перспективи їхнього застосування можна оцінити, розглянувши сучасні вимоги до стендів: 1) найменша вартість; 2) мінімальні експлуатаційні витрати; 3) точність і сталість завдання навантажень; 4) можливість програмування навантажень, що задаються, у будь-якому порядку; 5) повна інформація про властивості об'єкта випробування.

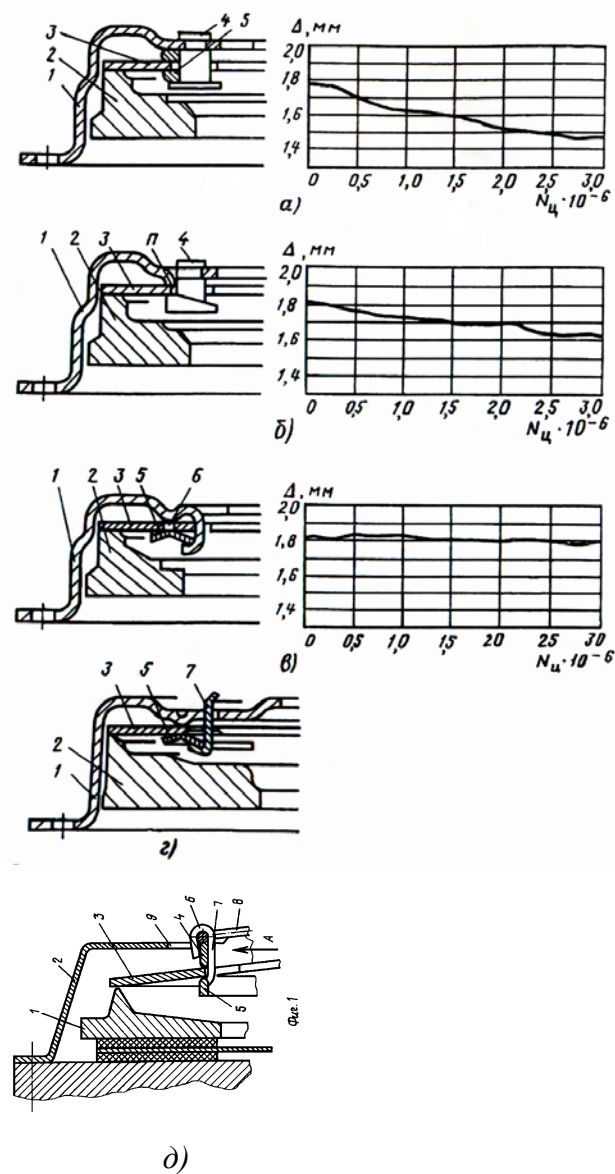
3.2. Характеристики натискних пристроїв фрикційних зчеплень

Важливим вузлом муфти зчеплення є натискний пристрій, від кінематичної і силової взаємодії багато в чому залежить працездатність зчеплення.

Характеристики пружин залежать і від способу їхнього кріплення до кожуха. У більш ранніх конструкціях типу DB (рис. 3.6, *а*) з'єднання пружини 3 з кожухом 1 здійснювалося заклепками 4 і двома кільцями 5, розташованими по обидва боки пружини. Через деформацію кожуха при включенні-виключенні ФЗ і в зв'язку з наявністю зазору між пружиною і кільцями відвід натискного диска 2 починається не одночасно з прикладенням навантаження до муфти вимкнення зчеплення. Крім того, при тому ж ході муфти виключення зчеплення відвід натискного диска $\Delta W_{\text{юз}}$ зменшується, як це показано на графіку, через знос у з'єднаннях. Подібні конструкції застосовуються у ФЗ типу DS фірми АП.

В фрикційному зчепленні DBR фірми «Валео» шарнірне з'єднання значно спрощене. Пружина закріплюється в потрібному положенні з необхідним зазором між контактуючими поверхнями П (рис. 3.6, *б*) кожуха і голівок заклепок 4. Переваги цього способу – підвищення надійності з'єднання, зменшення

номенклатури деталей, краща технологічність і, як це видно з рисунку, підвищена стабільність характеристик.



Δ – відведення натискного диска; $N_{\text{ц}}$ – кількість циклів навантаження
 Рис. 3.6. Способи кріплення розрізної тарілчастої пружини ФЗ і зміна відведення натискного диска в процесі роботи:

З рис. 3.6, в видно, що опора пружини 3 утворюється виступами б на кожусі 1 і пружному кільці 5 трикутної поперечної форми. Під час складальних операцій в з'єднанні утворюється попередній натяг, що виключає появу зазорів

під час роботи ФЗ. Опора пружини стає практично безперервною і, отже, розподіл напруг у діафрагмі – більш однорідним.

Порівнюючи параметри і конструкції ФЗ типу DS і DST із зовнішнім діаметром накладок 200 мм, з'ясували, що застосування останнього підвищує надійність вузла на 20...30 %; зменшує номенклатуру деталей на 4...5 найменувань, а їхня кількість – на 12...15 штук; знижує масу ведучих частин більш ніж на 1 кг. При цьому різко зменшується трудомісткість зборки.

Специфіка роботи вантажних автомобілів висуває особливі вимоги до конструкцій ФЗ. Так, у ФЗ фірми «Валео» серій С і СР (рис. 3.6, з) опорне кільце 5 і пружина 3 стягуються з кожухом 1 не відігнутими язичками кожуха, а гребінками 7, що своїми зубцями входять у відповідні отвори кожуха і пружини. Зубці гребінки відгинаються так, щоб у з'єднанні був натяг. Зазор між натискним і веденим дисками при вимиканні забезпечується ведучими тангенціальними пластинами, що передають крутний момент від кожуха до натискного диска. У більш ранніх моделях відведення натискного диска виконувався спеціальними пластинчастими пружинами, один кінець яких приклепувався до натискного диска, а інший заводився за нерозрізну частину тарілчастої пружини.

На сьогодні цілий ряд патентів і авторських свідоцтв присвячені саме кріпленню натискних пружин до кожуха, технології виготовлення натискних пристроїв [19]. Одне з них представлено на рис. 3.6, д.

Винахід має за мету збільшення терміну служби шляхом забезпечення автоматичної компенсації зносу опорних поверхонь діафрагмового натискного пристрою і контактуючих з нею деталей. Для цього фрикційна муфта містить діафрагмовий натискний пристрій 3. Він розташований між буртиком 4 корпусу 2 і кільцем 5 з пелюстками 7. Кінці 6 останніх виконані криволінійними і розміщені в отворах 9 корпусу 2 з торцевими виступами. Між останніми і внутрішньою поверхнею кінців 6 розташоване пружне кільце 8. За рахунок пружного притискання опорних поверхонь кільця 5 і діафрагмового натискного пристрою 3 до буртику 4 забезпечується компенсація зносу цих поверхонь.

Інший винахід (авт. св. № 641203) для підвищення терміну служби кріплення діафрагмового натискного пристрою пропонує наступне.

При загині кінців 6 (рис. 3.7) пелюстків 7 навколо верхньої поверхні пружного кільця 8 у процесі зборки фрикційної муфти останнє прогинається і силою пружності, сумарна величина якої більше сили діафрагмового натискного пристрою, що діє на кільце 5 при вимиканні фрикційної муфти, підтискує діафрагмовий натискний пристрій 3 до кільцевого буртику 4 корпусу 2, забезпечуючи безззорне з'єднання. Таке з'єднання зберігається протягом усього терміну служби фрикційної муфти.

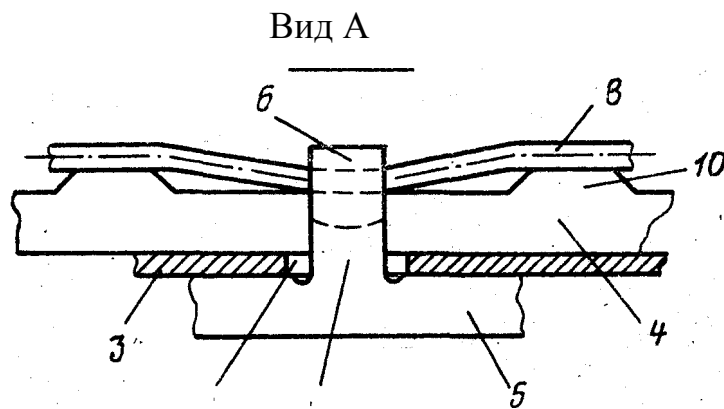


Рис. 3.7. Авторське свідоцтво № 641203

3.3. Випробування натискних пристроїв

В рамках кваліфікаційної роботи були проведені експериментальні дослідження натискних пристроїв зчеплень легкових автомобілів ЗАЗ-1102, ВАЗ-2108, «Рено», що мають пробіг приблизно 150...180 тис. км.

Для проведення випробувань використовувалася розривна машина УМ-5, що складається з наступних основних механізмів і вузлів: станини; навантажувального механізму, що має електродвигун, коробку швидкостей і черв'ячний редуктор; важільно-маятникового і силовимірювального механізмів; вимірника деформацій і самописного діаграмного апарата. Діаграмний апарат

служить для автоматичного запису результатів випробувань у вигляді діаграм розтягання. Діаграмою розтягання називається графік, що показує залежність між навантаженням і деформацією в процесі статичного розтягання зразка до моменту його розриву.

Станина являє собою жорстку раму, утворену двома чавунними корпусами (верхнім і нижнім), з'єднаним двома колонами. До останнього прикріплені подовжні направляючі шпонки, уздовж яких переміщається рухомий захват машини 4 (рис. 3.8). Нижній корпус з черв'ячною передачею 1-2 (1 – черв'як, 2 – черв'ячне колесо) утворюють черв'ячний редуктор. При обертанні черв'ячного колеса 2 навантажувальний гвинт 3 отримує поступальний рух. Обертання від електродвигуна до черв'ячної передачі передається через коробку швидкостей (на рисунку не показана), що дозволяє установити чотири швидкості деформування: 4, 10, 20 і 60 мм/хв.

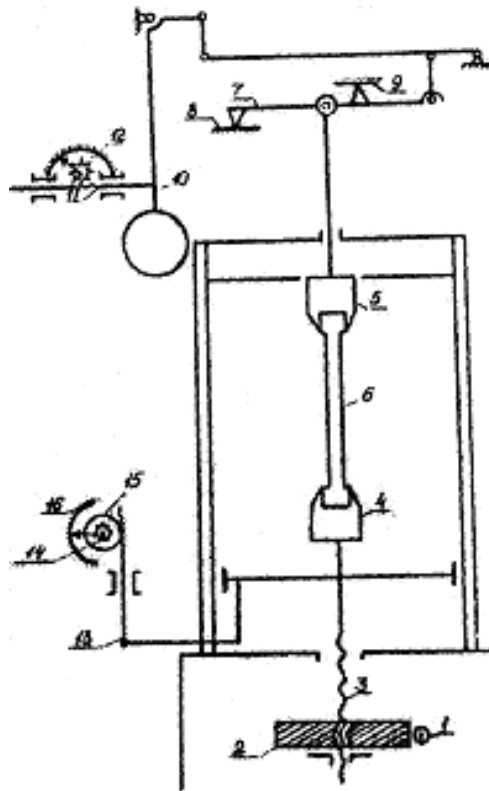


Рис. 3.8. Схема машини УМ-5

На кінці навантажувального гвинта 3 установлений нижній захват 4 із двома кронштейнами, що служать для напрямку руху уздовж шпонок колон. Верхній захват 5 через коротку проміжну тягу підвішений до важеля 7 важільно-маятникового механізму. Бічне переміщення захвату обмежується спеціальними направляючими роликової конструкції. У захватах 4 і 5 містяться клинові вкладиші для зажиму голівок зразка 6.

Важіль 7 має дві опори: 8 – нижню і 9 – верхню. Завдяки такій конструкції важіль може сприймати як навантаження, спрямовані вниз (при розтяганні), так і навантаження, спрямовані вгору (при випробуванні на стискання). Відстань між центральним шарніром важеля 7 та опорами 8 і 9 підібрано так, щоб передаточне число при роботі в обох напрямках залишалось однаковим.

Від важеля 7 через проміжні ланки важільно-маятникового механізму зусилля передається на короткий важіль двоплечного маятника 10, викликаючи його відхилення, пропорційне прикладеному навантаженню. Вантаж на кінці маятника 10 змінний. Це дозволяє одержувати два діапазони навантажень: 20 кН (2000 кг) і 50 кН (5000 кг).

При відхиленні маятника 10 переміщається рейка силовимірювального механізму 11, що повертає зубчасте колесо 12 зі стрілкою, показання якого фіксується на одній із трьох шкал відповідно до обраного діапазону навантаження.

Вимірник деформацій складається з рейки 13, прикріпленої до кронштейна нижнього захвату 4, зубчастого колеса 14, зв'язаного з ним диска 15 і шкали 16 з розподілами. Ціна одного розподілу 1,0 мм.

Діаграмний апарат має барабан (на рис. 3.8 не показаний), що приводиться в обертання тією ж рейкою 13 (поворот барабана пропорційний деформації). Уздовж утворюючої барабана переміщається перо, жорстко зв'язане з рейкою 11; переміщення пера пропорційно відхиленню маятника, тобто навантаженню.

Для проведення випробувань:

1) перевіряємо вузол натискний диск-кожух зчеплення за значенням очікуваного максимального навантаження; обертаючи ручкою, розташованої

біля нижнього захвату, що навантажує гвинт, підводимо нижній захват в положення, що забезпечує фіксацію нижньої частини зразка;

2) установлюємо на нуль стрілку силовимірювача (поворотом шкали навантажень за допомогою настановного гвинта) і диск вимірника деформацій (поворотом шкали 16);

3) установлюємо необхідну швидкість деформації зразка за допомогою двох рукояток на кришці коробки швидкостей;

4) заправляємо папір у барабан діаграмного апарата;

5) підводимо перо до контакту з папером і натискаємо кнопку пуску машини.

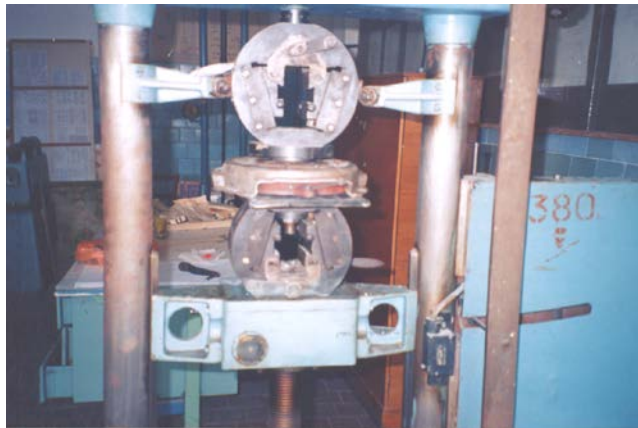


Рис. 3.9. Кріплення муфти зчеплення до машини УМ-5

В результаті проведених випробувань були отримані характеристики силової і кінематичної взаємодії деталей натискних пристроїв ФЗ автомобілів ЗАЗ-1102, ВАЗ-2108 (при навантаженні з боку натискного диска) і «Рено» (при навантаженні з боку муфти вимикання). Залежності зусилля на натискному диску від його переміщення представлені на рис. 3.10, 3.11. Максимальне переміщення натискного диска склало для ВАЗ-2108 – 6,6 мм, для ЗАЗ-1102 – 4,7 мм (табл. 3.1).

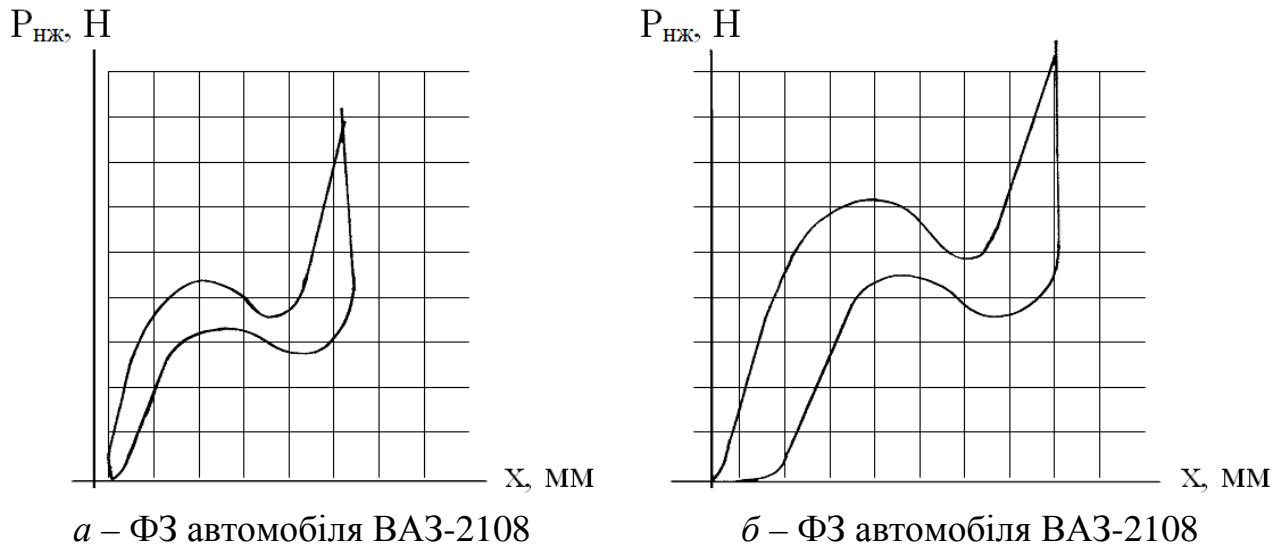
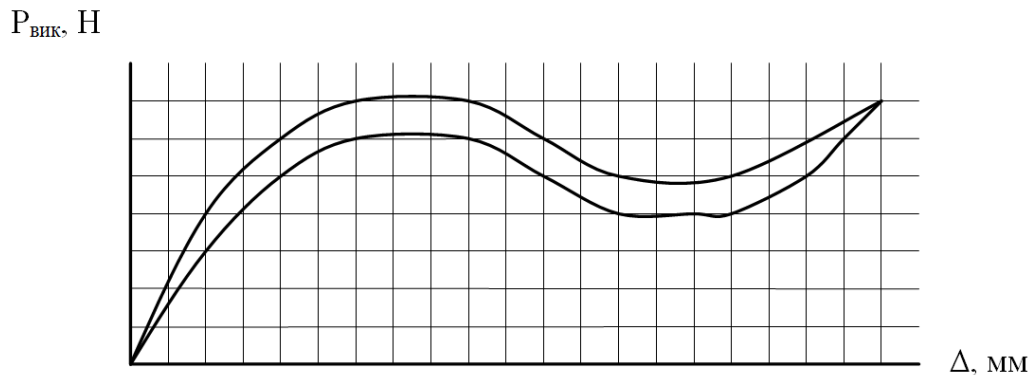


Рис. 3.10. Результати експериментальних досліджень

Рис. 3.11. Результати експериментальних досліджень
ФЗ автомобіля «Рено»

При навантаженні найбільші зусилля P_{max} діафрагмових натискних пристроїв склали для ВАЗ-2108 – 4400 Н при переміщенні натискного диска $W_{нжс} = 3$ мм, для ЗАЗ-1102 – 3200 Н при $W_{нжс} = 2$ мм.

При розвантаженні діафрагмового натискного пристрою P_{max}^p склало відповідно для ВАЗ-2108 – 3200 Н при $W_{нжс} = 3,5$ мм, а для ЗАЗ-1102 – 2400 Н при $W_{нжс} = 2,5$ мм.

Приблизно аналогічна картина спостерігається і для P_{min} . При цьому слід зазначити, що втрати зусилля при інших значеннях переміщення натискного диска в процентному відношенні ще більші. Такі великі втрати натискного зусилля свідчать про недосконалість конструкції натискних пристроїв. З'єднання

діафрагмових натискних пристроїв з кожухом у цих зчепленнях здійснено торообразними кільцями, охопленими вусиками кожуха.

При розвантаженні в початковий період відбувається різке зменшення натискового зусилля, при цьому не відбувається переміщення натискного диска. Він утримується силами тертя між опорною поверхнею диска і пружиною.

Таблиця 3.1.

Результати випробувань натискних пристроїв.

	P_{\max} , Н	P_{\min} , Н	W_{\max} , мм	W_{\min} , мм	Втрати нажим- ного зусилля, %	Максимальн а деформація пружини, мм	Зусилля при максимальній деформації, Н
Навантаження							
ВАЗ-2108	4400	3500	3	5	27	6,6	7000
ЗАЗ-1102	3200	2550	2	3,5	25	4,3	5700
Розвантаження							
ВАЗ-2108	3200	2550	3,5	5,5	20		
ЗАЗ-1102	2400	2000	2,5	4	17		

P_{\max} , P_{\min} – зусилля пружини в точках екстремумів кривої характеристики;

W_{\max} , W_{\min} – переміщення натискного диска, що відповідають екстремальним значенням сили.

Експериментальна характеристика діафрагмового натискного пристрою «Рено» при навантаженні його з боку муфти вимикання представлена на рис. 3.11.

Діафрагмовий натискний пристрій зчеплення автомобіля «Рено» має 8 пелюстків (4 пелюстки видалені). У зв'язку з цим, характеристика вимикання більш еластична. Максимальне переміщення пелюстків при вимиканні зчеплення складає 22 мм. Характер зміни зусилля на муфті вимкнення зчеплення нагадує характеристику при навантаженні пристрою з боку натискного диска.

Максимальне зусилля на муфті вимкнення зчеплення склало 160 Н, що забезпечує легкість керування зчепленням.

Висновки до третього розділу

Результати експериментальних досліджень щодо визначення геометричних параметрів діафрагмового натискного пристрою ФЗ дозволив сформулювати наступні висновки:

1. Проведені підготовчі заходи до прилаштування машини УМ-5 до отримання пружної характеристики діафрагмового натискного пристрою дозволили провести відповідні випробування для трьох муфт зчеплення автомобілів ВАЗ-2108, ЗАЗ-1102 та «Рено».

2. За результатами випробувань втрати максимального натискного зусилля склали для ФЗ автомобіля ВАЗ-2108 – 27 %, а для ФЗ автомобіля ЗАЗ-1102 – 25 %. Розходження між кривими навантаження і кривими розвантаження, отриманими під час випробувань ФЗ автомобіля «Рено» є незначним і складає 25 Н. Ці показники характеризують натискний пристрій зчеплення автомобіля «Рено» як більш доскональний в порівнянні із ФЗ автомобілів ВАЗ і ЗАЗ.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота виконана на достатньому науково-практичному рівні з використанням сучасних програмних продуктів. Основні результати, що отримані в процесі досліджень, полягають у наступному.

1. Аналіз існуючих конструкцій муфт зчеплень, які використовуються в сучасних легкових автомобілях довів доцільність використання натискного пристрою діафрагмового типу завдяки своїм перевагам у порівнянні з натискними пристроями інших типів. Діафрагмові натискні пристрої є високонапруженими елементами зчеплень, напруження в яких можуть досягати величин порядку 2000 МПа, що є причиною їхнього виходу зі строю.

2. Запропонована номограма для визначення необхідних параметрів діафрагмових натискних пристроїв. За пропонуємою методикою виконаний розрахунок параметрів пружини зчеплення 350DB1500. Отримані результати відрізняються від фактичних даних, отриманими при випробуваннях в середньому на 12%, що можна пояснити наявністю чотирьох пакетів тангенціальних пластин кріплення натискного диска до кожуха зчеплення.

3. Проведені випробування натискних пристроїв муфт зчеплень автомобілів ВАЗ-2108, ЗАЗ-1102 і встановлено факт зменшення натискного зусилля за рахунок тертя за цикл навантаження-розвантаження, що складає 25...30 %. Розходження між кривими навантаження і кривими розвантаження, отриманими під час випробувань ФЗ автомобіля «Рено» є незначним і складає 25 Н. Ці показники характеризують натискний пристрій зчеплення автомобіля «Рено» як більш досконалий в порівнянні із зчепленням автомобілів ВАЗ і ЗАЗ.

Виконані дослідження виявили потенціал для майбутніх досліджень як теоретичних так і експериментальних робочих процесів, що відбуваються в муфтах зчеплення сучасних автомобілів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобили ГАЗ 2705, 2705 комби, 3221. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию. М. : Атласы автомобилей, 2002. – 288 с.: илл.
2. Автомобили ГАЗ 33021. Газель. Руководство по ремонту. М.: Атласы автомобилей, 1999. – 176 с.: илл.
3. Автомобили ЗИЛ. Зарубин А. Г. и др. Ч.1. Изд-во «Транспорт», 1971. – 368 с.
4. Автомобили УАЗ семейств 31512, 3741. Устройство, эксплуатация, техническое обслуживание, устранение неисправностей. М.: Атласы автомобилей, 2002. – 288 с.: илл.
5. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
6. Бомбенков А. А., Геккер Ф. Р. Упругофрикционная характеристика устройства, включающего тарельчатую пружину// Изв. Вузов: Машиностроение, 1981, № 5. – С. 43-47.
7. Геккер Ф. Р. Расчёт упругих систем с тарельчатыми пружинами // Вестник машиностроения, 1971, № 9. – С. 16-17.
8. Геккер Ф. Р., Боровкова Е. В., Петров Ю. Н. Экспериментальные исследования распределений напряжений в разрезных тарельчатых пружинах // Известия вузов: Машиностроение, 1976, № 5. – С. 40-44.
9. Кужелёв П. В., Геккер Ф. Р. Расчёт упругих характеристик диафрагменных нажимных устройств автотракторных сцеплений вдавливаемого и вытягиваемого типов // Изв. Вузов: Машиностроение, 1988, № 3. – С. 81-86.
10. Кужелёв П. В., Геккер Ф. Р. Устойчивость разрезных тарельчатых пружин диафрагменных нажимных устройств сцеплений// Изв. вузов. Машиностроение, 1988, № 5. – С. 1029-1033.
11. Автомобили: Конструкция и элементы расчета / В. К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.

12. Патент 43462 СССР, F 16 D 13/58. Устройство для сборки крышки с опорными кольцами и диафрагменной пружинной фрикционной муфты сцепления / П. Ф. Кроуфорд, К. Ф. Фэйрбразер, У. Э.Хаббард, Р. Хайд. – №662027; Заявл. 22.10.76, Оpubл. 05.05.79, Бюл. № 17.

13. Патент СССР, F 16 D 13/38. Устройство для регулировки фрикционной муфты / В. Д. Спильный, В. А. Антонов, А. И. Голубев. – № 672399; Заявл. 07.12.77, Оpubл. 05.07.79, Бюл. № 25.

14. Патент СССР, F16 D 13/38. Устройство для выключения фрикционной муфты сцепления / З. М. Ройфберг, Н. Ф. Камнев, А. С. Кирин. – № 513184; Заявл. 19.11.74, Оpubл. 05.05.76, Бюл. № 17.

15. Патент СССР, F 16 D 13/38. Автомобильное сцепление / Р. Бийе, М. Баше. – № 1009285 А; Заявл. 17.06.80, Оpubл. 30.03.83, Бюл. № 12.

16. Патент СССР, F 16 D 13/58. Диафрагменное сцепление автотранспортного средства./ А. Караи. – № 1326199; Заявл. 05.11.80, Оpubл. 23.07.87, Бюл. № 27.

17. Патент СССР, F 16 D 13/56. Фрикционная муфта / В. А.Галягин, Г. А. Зверев. – № 626273; Заявл. 15.04.77, Оpubл. 30.09.78, Бюл. № 36.

18. Патент СССР, F 16 D 13/56. Фрикционная муфта / Г. А. Зверев, А. П. Беляев. – № 773332; Заявл. 13.04.79, Оpubл. 23.10.80, Бюл. № 39.

19. Патент СССР, F 16 D 13/52. Фрикционная муфта / С. Ф. Комисарик. – № 1383029; Заявл. 19.02.86, Оpubл. 23.03.88, Бюл. № 11.

20. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984, – 272 с., илл.

21. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский, С. Г. Борисов, В. А. Галягин и др.; Под ред. Ф. Р. Геккера и др. – М.: Машиностроение, 1989, – 344 с.; ил.

22. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 2. Учеб. для вузов / Б. А. Афанасьев, Н. Ф. Бочаров и др.; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 640 с.

23. Лиходій О. С. Експериментальне визначення параметрів діафрагмового натискного пристрою фрикційної муфти зчеплення / О. С. Лиходій, В. В. Богомолів, В. Р. Котляр, А. Г. Олійник // Матеріали XIV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 25-27 жовтня 2021 року : збірник наукових праць. – Вінниця : ВНТУ, 2021, С. 139-142, ISBN 978-966-641-878-7.

24. Методичні вказівки до виконання та захисту кваліфікаційної роботи студентів другого (магістерського) рівня освіти спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» денної та заочної форм навчання / Укладачі: Заренбін В. Г., Лиходій О. С., Колеснікова Т. М. – Дніпро: ДВНЗ ПДАБА, 2020, 48 с.