

ВИПУСКНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

ТЕМА:

«Теоретичний аналіз особливостей конструкцій роботи приводів газорозподільчих механізмів ДВЗ та дослідження якісних показників й ресурсних можливостей зубчастих ременів»

спеціальність: ***274 «Автомобільний транспорт»***.

Виконав _____ /Валерій Віталійович Кім/

Керівник роботи _____ /А.В. Веснін/

Кривий Ріг 2024

ЗМІСТ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

ВСТУП ТА ОСНОВНІ ЦІЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ	6
1. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ АСПЕКТІВ МІЦНОСТІ ТА ЗНОСОСТІЙКОСТІ СКЛАДОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛІВ	12
2. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛІВ	26
2.1. Особливості конструкції та роботи газорозподільчого механізму з використанням шестеренчастого приводу.....	26
2.2. Особливості конструкції та роботи приводу газорозподільчого механізму з роликівим ланцюгом.....	27
2.3. Особливості конструкції та роботи приводу газорозподільчого механізму з резино-армованим зубчастим ременем	40
2.4. Особливості конструкції приводу газорозподільчого механізму двигунів сімейства ECOTEC DONC MF.....	50
2.5. Висновок до розділу	54
3. ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ СТВОРЕННІ ДОСЛІДНОГО СТЕНДУ ТА ФОРМУВАННЯ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	56
3.1. Компонування та опис особливостей конструкції дослідної установки.....	56
3.2. Обґрунтування основних принципів методології здійснення дослідження ресурсних властивостей зубчастих ременів	61
3.3. Висновки до розділу.....	64
4. ОПИС ПРОЦЕСУ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПРЕДСТАВЛЕННЯ ЗДОБУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ.....	65
4.1. Початковий опис та представлення піддослідних резино- армованих ременів	66

4.2. Опис проведення ресурсні випробувань обраних зубчастих ременів	73
4.3. Опис міцностних випробувань зубчастих ременів	76
4.4. Висновки до розділу	80
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	83
5.1. Аналіз загальних питань з дотримання нормативних умов праці у дослідних лабораторіях	83
5.2. небезпечні та шкідливі чинники, які впливають на студентів та працівників у лабораторіях.....	84
5.2.1. Фізичні чинники	84
5.2.2. Хімічні чинники	85
5.2.3. Біологічні чинники	86
5.2.4. Психофізіологічні чинники.....	86
5.3. Загальні вимоги безпеки в лабораторних приміщеннях	87
5.4. Основні інструкцій з техніки безпеки та протипожежні заходи..	88
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ ТА РОЗРОБЛЕНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ	89
ВИКОРИСТАНА В РОБОТІ ЛІТЕРАТУРА ТА ЗАДІЯНІ ІНТЕРНЕТ ПОСИЛАННЯ	93

ВСТУП ТА ОСНОВНІ ЦІЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Однією з ключових проблем сучасної експлуатації транспортних засобів, й особливо автомобілів, є забезпечення надійного та тривалого функціонування їхніх дороговартісних вузлів і агрегатів. Тривала та економічно ефективна експлуатація рухомого складу будь якого автопідприємства, значною мірою залежить від своєчасного проведення повного комплексу технічного обслуговування й ремонту. Водночас якість виконання згаданих робіт, що визначається технічною підготовкою та професійністю залучених до цього фахівців, також має вирішальне значення. Однак, навіть висококваліфікований ремонтник не може компенсувати недоліки, пов'язані з використанням неякісних витратних матеріалів або запасних частин.

Питання відповідності запасних частин і витратних матеріалів стандартам якості постійно обговорюються не лише індивідуальними автовласниками, але й великими автотранспортними підприємствами. Заміна деталей, що не впливають безпосередньо на безпеку руху чи виконання транспортних завдань, на дешевші аналоги частково може бути виправданою. Проте, якщо використання таких компонентів призводить до зниження рівня безпеки або виходу з ладу важливих агрегатів, будь-яка економія стає недоречною, а іноді й небезпечною. Окрему загрозу становить зростання обсягів контрафактної продукції, що поширюється на ринку автозапчастин України.

Кафедра автомобільного транспорту протягом останніх чотирьох років проводить дослідження щодо визначення якісних характеристик і ресурсного потенціалу найбільш затребуваних, серед автовласників, запасних частин та витратних матеріалів. Дана робота є продовженням цього напрямку й присвячена стендовим лабораторним комплексним випробуванням. Її мета – визначення якісних і ресурсних показників приводних ременів газорозподільного механізму для 16-клапанних двигунів серії ECOTEC

ДОНС MF, які широко використовуються в автомобілях брендів Opel, GM, Daewoo, Chevrolet, Ravon та інших.

Актуальність роботи

Уперше двигуни з ремінним приводом газорозподільного механізму стали відомі автовласникам та авторемонтникам України ще в 1985 році, коли Волжський автозавод встановив такий двигун на модель ВАЗ-2105. В згаданому двигуні традиційний металевий ланцюг був замінений на гумово-армований зубчастий ремінь, який з'єднував обертаючим рухом розподільчий, проміжний та колінчастий вали. Запровадження цього нововведення викликало чимало запитань щодо можливої надійності та довговічності ременя. До того ж, подальша експлуатація таких двигунів в ті часи, показала, що побоювання були небезпідставними - багато ременів навіть не наближалися до заявлених виробником термінів напрацювань.

Позитивною особливістю описаного двигуна була його так звана «безвтиковість» - у разі обриву ременя клапани не стикалися з поршнем завдяки наявності на днищі спеціальних заглиблень. Таке конструкційне рішення дозволяло відновити роботу двигуна, без будь яких наслідків, здійснивши просту заміну зубчастого ременя.

З теорії конструкції двигунів внутрішнього згорання відомо, що привідний ремінь газорозподільного механізму є одним із ключових елементів, що впливає не лише на працездатність двигуна, а й на безпеку роботи транспортного засобу в цілому. Надважливе значення цей елемент має у сучасних багатоклапанних двигунах із двома чи декількома розподільчими валами. Значна кількість таких сучасних двигунів є безумовно «втиковими», тобто у разі обриву ременя відбувається розсинхронізація обертання між колінчастим і розподільчими валами, що може призвести до стикання днища поршня з клапанами й, як слідство веде до істотних пошкоджень механічної частини двигуна. Витрати на усунення таких наслідків часто співставні з повним капітальним ремонтом, а в окремих

випадках можливе лише повне заміщення силового агрегату на новий чи контрактний.

Проблема недостатнього ресурсу ременів газорозподільного механізму залишається актуальною й на сьогоднішній час. Будь-який сервісний центр може привести значну кількість прикладів обривів ременів, в незалежності від марок автомобілів, та чітким описом їх фінансових наслідків. Якщо заводські комплекти постачаються з гарантією, то запасні частини, доступні на ринку, такої гарантії зазвичай не мають. Таке положення справ, підкреслює необхідність проведення комплексу лабораторних випробувань щодо якості та довговічності ременів газорозподільних механізмів, особливо для двигунів внутрішнього згорання встановлених на популярні моделі автомобілів.

Крім того, слід особливо зазначити, що повне розуміння особливостей роботи та процесів зносу вузлів і агрегатів автомобіля, зокрема компонентів, що забезпечують його надійність і довговічність, є однією з основних компетенцій якісного фахівця з автомобільного транспорту. Саме тому ця тема є вкрай актуальною для виконання магістерської роботи.

Загальна мета та завдання дослідження

Мета дослідження – визначення строків напрацювань та основних експлуатаційних характеристик зубчастих ременів газорозподільного механізму сучасних двигунів внутрішнього згорання завдяки проведенню комплексних лабораторних стендових випробувань.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести теоретичний аналіз особливостей роботи, зношування деталей і складових елементів газорозподільних механізмів сучасних двигунів внутрішнього згорання.

2. Скласти перелік виробників гумово-армованих приводних ременів газорозподільного механізму двигунів сімейства ECOTEC DOHC MF, які широко представлені на ринку запасних частин та мають попит.

3. Розробити методику проведення комплексних лабораторних досліджень і визначити основні вимоги для встановлення дійсних термінів напрацювань та якісних показників приводних ременів.

4. Створити та укомплектувати лабораторну установку відповідно до технічних вимог і фізичних процесів, які відбуваються під час роботи приводних ременів газорозподільчого механізму.

5. Провести ресурсні випробування та оцінити відповідність якісних характеристик обраних зразків приводних ременів чинним технічним вимогам.

6. Систематизувати результати досліджень, обґрунтувати та надати висновки.

Об'єкт дослідження - процес роботи газорозподільчого механізму сучасних 16-клапанних автомобільних силових установок та якісні й ресурсні характеристики приводних зубчастих гумово-армованих ременів.

Предмет дослідження - гумово-армований приводний ремінь газорозподільчого механізму автомобільних силових установок сімейства ECOTEC DONC MF.

Для здійснення комплексу випробувань була обрана вибірка із 30 комплектів гумово-армованих приводних ременів п'яти різних торгових брендів, які встановлюються на силові установки легкових автомобілів відомих виробників та достатньо розповсюджені на українському ринку запасних частин.

Методи виконання дослідження

У ході проведення роботи було використано так званий, комплексний підхід до проведення натурних досліджень. Це надало можливість поєднати кілька взаємодоповнювальних методів, а саме - наукове узагальнення, метод проведення морфологічного аналізу та інші, що були задіяні для досягнення поставлених цілей.

Застосування цих методів дозволило отримати всебічну оцінку досліджуваних параметрів і сформулювати обґрунтовані висновки.

Новизна отриманих результатів

1. Обґрунтовано необхідність регулярного проведення досліджень термінів служби та якісних характеристик гумово-армованих ременів приводу газорозподільного механізму сучасних автомобільних двигунів.

2. Встановлено, що склад матеріалу та технологія виготовлення гумово-армованих ременів мають суттєвий вплив на їхні якісні характеристики та межі ресурсу експлуатації.

3. На основі встановленої відповідності між якісними показниками та строками напрацювання підтверджено теоретичну й практичну доцільність використання комплектів ременів приводу газорозподільного механізму визначених торгових марок.

Практичне значення здобутих результатів

1. Сформовано та успішно апробовано методику комплексних лабораторних досліджень гумово-армованих ременів приводу газорозподільного механізму сучасних силових установок автомобілів. Методика дозволяє визначати якісні показники ременів та їхній загальний ресурс експлуатації.

2. Визначено основні якісні характеристики та граничні строки служби гумово-армованих ременів приводу газорозподільного механізму для 16-клапанних силових установок серії ECOTEC DOHC MF.

3. Згруповано перелік рекомендацій щодо встановлення на силові агрегати зубчастих ременів певних виробників, на основі отриманих якісних показників та граничних строків їх експлуатації.

Структура магістерської роботи

Випускна робота викладена на 92 сторінках друкованого тексту і складається з п'яти тематичних розділів. Вона включає:

- вступ із обґрунтуванням актуальності, цілей і завдань дослідження;
- розробку методики проведення досліджень;
- основну дослідницьку частину;
- загальні висновки та сформовані рекомендації.

Робота містить 34 рисунка 4 таблиці та список використаних джерел, який налічує 25 найменувань.

1. АНАЛІЗ ТЕОРЕТИЧНИХ АСПЕКТІВ МІЦНОСТІ ТА ЗНОСОСТІЙКОСТІ СКЛАДОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛІВ

Працездатність і ресурс силової установки автомобіля значною мірою визначаються міцністю та зносостійкістю його складових елементів. Міцність забезпечує відсутність механічних руйнувань, тоді як зносостійкість сприяє зменшенню інтенсивного зношування тертьових пар за умови дотримання експлуатаційних вимог, а саме належного змащення, охолодження та регламентованих режимів роботи. Залежність якісних характеристик деталей (міцності, зносостійкості тощо) від частоти відмов і поломок відіграє важливу роль як для експлуатації силової установки, так і для проведення її ремонту.

Міцність деталей силової установки визначається напруженням у небезпечному перерізі та механічними властивостями матеріалів, із яких вони виготовлені. Під час роботи на деталі впливають зовнішні сили, такі як температурні та інерційні навантаження, тиск газів і вібрації, що створюють внутрішні напруження. Інтенсивність цих напружень визначається співвідношенням між рівнодією внутрішніх сил і площею перерізу певного елемента зазначеної деталі.

Виділяють нормальні напруження (перпендикулярні до перерізу) та дотичні напруження (у площині перерізу). Під їх дією матеріал деталей деформується, а відносна деформація визначається як зміна довжини деталі щодо її початкової довжини.

Типи навантажень

Навантаження можуть бути статичними (постійними або повільно змінюваними) і динамічними (із коливаннями, амплітудою, частотою та періодом їх поновлення). Динамічні навантаження, характерні для реальних силових установок, можуть бути ударними, коли деталі контактують із різними швидкостями, наприклад, у газорозподільному механізмі під час взаємодії кулачка розподільного вала зі штовхачем.

Рівень навантаження деталей залежить від умов та режимів їхньої роботи. Так, деталі кривошипно-шатунного та газорозподільчого механізмів зазнають інерційних навантажень, пропорційних масі рухомих елементів m і квадрату частоти обертання n^2 . З іншого боку, навантаження на днище поршня й шатун обумовлені силами тиску газів у камері згоряння, які напряду залежать від ступеня відкриття дросельної заслінки. Таким, чином потрібно здійснювати аналіз навантажень для кожного механізму та кожної деталі силової установки, що надасть можливість якісно оцінити режими роботи та здійснити вірні висновки відносно періодичності обслуговування чи обсягів необхідних ремонтних робіт.

Запас міцності

Для тривалої та надійної роботи деталі напруження в її перерізах не повинно перевищувати межу міцності матеріалу. Якщо перевищено межу пружності, деталь деформується незворотно, що може призвести до її швидкого руйнування й відповідно виходу з ладу всієї силової установки. Щоб уникнути цього, під час розрахунку та проектування деталей закладається певний необхідний запас міцності. Запас міцності для деталей силових установок автотранспортної техніки зазвичай знаходиться у межах 1,5–3,0 залежно від функціоналу певної деталі та умов її експлуатації.

Оптимізація конструкцій

При проектуванні сучасних силових установок автотранспортної техніки враховуються вимоги до надійності, міцності та матеріаломісткості. Для зменшення маси та розмірів деталей використовуються сучасні матеріали й технології. Однак, зрозуміло, це може істотно підвищити вартість виготовлення та відповідно загальну вартість певного транспортного засобу, а такі рішення іноді створюють обмеження щодо застосування таких високотехнологічних деталей у масовому виробництві.

Вплив температурних навантажень

Максимальні навантаження виникають як при низьких, так і при високих температурах, що не характерні для нормальної роботи силових

установок. Температурні зміни суттєво впливають на механічні характеристики будь яких матеріалів, що використовуються в силових установках. Згадані зміни, особливо ті, що відбуваються за короткий проміжок часу, спричиняють зниження межі міцності та запасу міцності матеріалів, саме це необхідно враховувати під час розрахунків і вибору матеріалів.

Крім того, слід зазначити, що температурний вплив на міцність матеріалів залежить від тривалості випробування. Зазвичай це оцінюється за межами повзучості та тривалої міцності.

Межа повзучості визначається як напруження, при якому залишкова деформація деталі не перевищує заданого значення $x\%$ за певний час t .

Межа тривалої міцності - це аналог межі текучості, що враховує температуру та час випробування.

Ці показники важливі для оцінки довготривалих навантажень. За нормальних температур міцність деталей може знижуватися на 10-20%. Проте при екстремальних температурах (занадто низьких чи високих) зниження міцності може бути критичним, аж до руйнування. Таким чином, здійснення глибокого аналізу міцності та зносостійкості деталей силової установки дозволяє у майбутньому створювати конструкції з оптимальними характеристиками, що забезпечують довготривалу й надійну експлуатацію.

Особливості циклічних навантажень

Деталі, що обертаються або здійснюють зворотно-поступальні рухи, що у повній мірі стосується складових елементів газорозподільчого механізму, зазнають змінних циклічних навантажень. Частота таких навантажень може відповідати частоті обертання колінчастого валу або навіть перевищувати її (наприклад, у водяному насосі чи генераторі).

Статичне навантаження, що не перевищує міцнісної межі, зрозуміло, не буде спричиняти незворотних деформацій та руйнувань. Водночас циклічні навантаження, навіть нижчі за межу міцності, можуть призводити до втомного руйнування після певної кількості циклів.

За високої кількості циклів напруження, що утворилися на певному елементі деталі, здатні викликати руйнування, і надалі цей процес стає незалежним від кількості задіяних циклів та називається межею витривалості. У реальних умовах вона трохи нижча за розрахункову через наявність дефектів поверхні, таких як недосконалості при виготовленні, глибокі подряпини чи гострі краї.

Втомне руйнування та заходи запобігання

Більшість деталей силових установок автомобілів - маховик, поршні, шатуни, колінчастий вал та інші, працюють у режимах циклічного навантаження, що потребує від них високої втомної міцності. На згаданих деталях, при тривалій їх експлуатації, можливо знайти ознаки втомного руйнування. Найбільш характерними є злами, що мають притаманні ним, так звані напівкільцеві «лінії відпочинку», які відображають місце поширення тріщини. У зоні доламу, як правило, поверхня шорстка, що свідчить про миттєве руйнування.

Руйнування починається з місць концентраторів напруг, таких як різкі грані або дефекти обробки. Наприклад, при недотриманні технології шліфування колінчастого валу (зменшення радіусів переходу) тріщина може виникнути навіть вже через 3000–12000 км пробігу, в залежності від режимів роботи та навантаження на силову установку. Для запобігання настанню описаних дефектів, слід забезпечувати плавні переходи між поверхнями, уникати неякісного обробляння та пошкоджень під час монтажу й експлуатації. Особливо важливо стежити за якістю повторного ремонту та обробки деталей, оскільки навіть незначні дефекти на зменшених діаметрах можуть суттєво скоротити ресурс валів.

Урахування цих факторів під час конструювання, виготовлення й ремонту силових установок автомобілів забезпечує надалі їх надійність та довговічність, що у кінцевому підсумку, зменшить загальні витрати на володіння цією технікою.

Окремим моментом необхідно розглянути температурний вплив продуктів згорання. Згадане є важливим фактором для сучасних силових установок автотранспортних засобів. Під час своєї роботи такі деталі, як поршні, поршневі кільця, головка блоку циліндрів, клапани, випускний колектор, корпус і лопатки турбонагнітача, піддаються дії високих температур від розпечених продуктів горіння. У певних умовах експлуатації, а саме високі навантаження на силову установку, в цих деталях можуть утворюватися тріщини, які не мають ознак механічної втоми. Аналіз таких пошкоджень свідчить, що їх причина полягає у температурних навантаженнях, що змінюються під час запуску та зупинки двигуна або при зміні режимів роботи.

Наприклад, у дюралюмінієвій головці блоку циліндрів, яка застосовується на переважній більшості сучасних силових установок, під час нагрівання виникають напруження стиску, а при охолодженні - напруги розтягнення. Повторення таких циклів призводить до термічної втоми, яка характеризується значною амплітудою деформацій, яка не компенсується навіть спеціальними пружинними болтами головки блоку і, як наслідок, прокладка головки блоку випробовує на собі нехарактерні для неї навантаження, а це знижує кількість циклів до руйнування зазначеної деталі. Найчастіше тріщини від термічної втоми з'являються між сідлами клапанів високо форсованих бензинових двигунів, або між сідлом клапана і форкамерою дизелів, а також у зоні сорочки охолодження під опорами розподільчого вала.

Наслідки таких пошкоджень можуть бути критичними для подальшої роботи силової установки. Наприклад, тріщини в сідлах клапанів знижують компресію та можуть спричинити повне руйнування камери згорання, поршня чи інших елементів циліндро-поршневої групи силової установки. Термічну втому часто провокують несправності в системі електронного управління силовою установкою, що призводять до порушення подачі палива, некоректного визначення кута запалювання або відмови

температурних датчиків, що у комплекси призводить до невідповідності температури окремих деталей двигуна режиму його роботи.

Однак тріщини не завжди призводять до руйнування. У деяких випадках вони знімають напруження, і процес руйнування сповільнюється або припиняється. З цієї причини деякі виробники допускають наявність дрібних тріщин у високо навантажених деталях сучасних силових установок, якщо їх розміри не перевищують допустимі межі (алюмінієві головки блоку, корпус турбонагнітачів).

Щодо зносостійкості тертьових деталей, вона значно впливає на загальний ресурс будь якої силової установки автомобіля. Знос деталей обумовлений такими факторами, як матеріал тертьової пари, геометрія, шорсткість поверхонь і якість змащення. Основним типом зношування для силових установок автотранспортних засобів є абразивне, яке виникає через потрапляння продуктів відпрацювання складових елементів двигуна - твердих часток у зону тертя тертьової пари. Наприклад, у підшипниках ковзання використовуються м'які матеріали, які дозволяють згадам часткам «потонути» у поверхні й уникнути подальших пошкоджень поверхонь.

Інший вид зношування притаманний деталям силових установок - корозійно-механічний. Він виникає під час дії високих температур і тисків, коли матеріали деталей мають хімічну взаємодію з компонентами, що присутні у мастильних речовинах. Така хімічна дія здатна руйнувати поверхневий шар масляної плівки та істотно зменшувати площу контакту, збільшуючи навантаження у парі тертя. Такий вид зношування в силових установках автомобілів характерний для поршневих кілець і підшипників ковзання, як кривошипно-шатунного, так й газорозподільчого механізмів.

Крім того, деталі газорозподільного механізму у більшості сучасних двигунів, зазнають істотного втомного зношування, що проявляється у вигляді викрашування, утворення раковин і мікротріщин. Це часто трапляється на кулачках розподільного вала, рокерах і торцях клапанів.

Подальша експлуатація таких деталей лише прискорює загальний процес руйнування силової установки в комплексі.

Окремим питанням для силових установок є, так зване, молекулярно-адгезійне зношування, цей вид зношування виникає у парах тертя за умов недостатнього або невідповідного змащення. Зазвичай це відбувається при значних навантаженнях, які здатні витискати масляну плівку, або за браку подачі мастильного матеріалу до пари тертя, що призводить до сухого контакту поверхонь. У таких випадках частки матеріалу однієї поверхні вириваються й налипають на іншу, утворюючи нерівності, які негативно впливають на роботу деталей. Цей тип зношування часто спостерігається у підшипниках ковзання колінчастого й розподільчих валів, а також у зоні контакту поршня та циліндра двигуна (місця перекладки), особливо за умов масляного голодування або невідповідності його характеристик, перегріву або невірною складання двигуна після проведення ремонту методом розточування.

Сучасним силовим установкам автомобілів притаманне ще й кавітаційне зношування, Такий вид зношування характерен для складових елементів, які працюють у рідинному середовищі. Наприклад, у водяних насосах системи охолодження силових установок автотранспортної техніки Кавітація здатна істотно пошкоджувати крайки крильчатки та внутрішні порожнини, утворюючи, так звані, крапкові дефекти у вигляді кратерів. Це зношування у більшій частині випадків, не є критичним і зазвичай проявляється лише після значних строків напрацювань, коли крайки крильчатки істотно зношені, а такий дефект, напряду впливає на зниження ефективності перекачування рідини по патрубкам системи охолодження.

Фактори, що впливають на зносостійкість складових елементів силових установок автотранспортних засобів. На сам перед, зносостійкість деталей автомобільних двигунів визначається комплексом зовнішніх факторів, серед яких:

Умови змащення - необхідно уникати сухого тертя та прямого контакту деталей без мастила. Важливо, щоб мастило не вступало в хімічну взаємодію з матеріалом поверхонь тертя.

Умови охолодження - потрібно підтримувати тепловий баланс силової установки, уникаючи перегріву деталей у місцях контакту.

Фільтрація - ефективна фільтрація масла, пального та повітря, що потрапляють у двигун, є критичною для зменшення зносу.

Матеріали - вибір матеріалів для пар тертя має відповідати особливостям умов роботи визначених деталей.

При виборі матеріалів пар тертя слід керуватися наступним, а саме слід домагатися певної комбінації пар тертя. Наприклад, у підшипниках ковзання м'які матеріали забезпечують високу зносостійкість за умови якісного змащення. Але, для деяких пар тертя часто застосовуються тверді матеріали з покриттям хромом чи молібденом. Це знижує тертя і підвищує зносостійкість. У будь якому разі не слід радіювати у силових установках пари з однаковими або занадто м'якими матеріалами не використовуються, оскільки вони схильні до заклинювання навіть при достатньому й якісному змащенні.

В сучасних силових установках значна увага приділяється парам тертя, які визначають саме загальний ресурс двигуна. До слід віднести такі поршневі кільця - циліндр, поршень - циліндр, шийки колінчастого валу - корені вкладиші, кулачки розподільного валу - рокери або штовхачі клапанів. Замінюючи ці деталі під час ремонту, важливо використовувати матеріали, які відповідають заводським параметрам, щоб зберегти розрахунковий ресурс певної силової установки. Правильний вибір матеріалів для згаданих пар тертя та дотримання рекомендованих умов експлуатації є важливими для зносостійкості деталей і загальної тривалості роботи двигуна. Проте ці фактори, у будь якому разі, не зможуть забезпечити високий ресурс роботи, якщо при складанні не враховуються особливості конструктивних заходів, зокрема збереження відповідних для сумісно працюючих деталей

температурних зазорів, а також відповідної, встановленої виробником, геометрії та шорсткості поверхонь.

Сучасні конструкційні рішення, що застосовуються у силових установках автотранспортних засобів, для підвищення зносостійкості включають використання, так званих, «плаваючих» підшипників ковзання, які широко використовуються у високонавантажених з'єднаннях, наприклад, в шатунових головках із «плаваючими» пальцями та в опорах деяких турбокомпресорів. Повсюдне використання зазначених конструкції сприяє зниженню відносної швидкості ковзання деталей, що, в свою чергу, істотно зменшує тертя і загальний знос.

Геометрія деталей, зокрема дотримання необхідної точності їх форм, відіграє важливу роль у навантаженнях на підшипники ковзання та кочення, що утворюються при роботі, навіть при частковому навантаженні на силову установку. Невідповідність геометрії, зокрема перекося валів і їх опор, відносно один одного, збільшує навантаження при будь-яких обертах, що веде до прискореного зносу та відповідно зменшенню загальних строків напрацювання силових установок, а в деяких випадках й до миттєвого руйнування з'єднань.

Слід зазначити, що одним з надзвичайно важливих факторів є шорсткість сполучних поверхонь. Дотримання оптимальної шорсткості є критичним для забезпечення належного ресурсу тертьових пар. Якщо шорсткість поверхні нової чи відновленої деталі занадто велика, це зрозуміло, призводить до зростання контактних тисків, та як наслідок прискореного зношування й можливого утворення задирів поверхні. З іншого боку, над гладка поверхня сприяє збільшенню площі плями контакту та відповідно надає можливість зменшувати контактні напруги у з'єднанні. Але, при цьому необхідно пам'ятати, що поверхні з мінімальною шорсткістю значно погіршують фізичні умови утримання на них мастильного матеріалу. В більшості випадків, до створення задирів й руйнування тертьових пар причасне саме занадто полірована поверхня пари тертя.

Отже, шорсткість поверхонь тертя, що є у навантаженні в силових установках транспортних засобів повинна бути оптимальною, так як, з одного боку, вона повинна зменшити час приробляння, а з іншого - забезпечити ефективне утримання мастила на робочих поверхнях.

На отриману шорсткість оброблених поверхонь деталей тертя істотно впливає метод їхньої обробки. Наприклад, в сучасних силових установках не використовують шліфування бокових площин і спідниць поршнів, оскільки це може приводити до появи задирів під час приробляння, тобто коли спостерігається мінімальний зазор у деталях. Натомість застосовують обробку на токарних верстатах, саме це дозволяє створити спеціальний профіль з мікроканавками, схожий на хонінгування, для утримання мастила. Для поліпшення приробляння на спідниці поршнів майже усіх сучасних силових установок наносять молібденове покриття, що може істотно підвищувати зносостійкість.

Циліндри сучасних силових установок автотранспортної техніки, як правило, обробляють методом плосковершинного хонінгування, що дозволяє створити сітчастий малюнок на поверхні для утримання значних часток масла. Для двигунів, що працюють на високих обертах, поверхню циліндра часто покривають пористими матеріалами, такими як нікасил чи пористий хром, що також допомагає утримувати мастило і запобігає сухому тертю при збільшенні швидкості переміщення деталей, підвищенню температури чи будь яких інших режимів роботи.

Описані у цьому розділі теоретичні аспекти та аналіз розглянутих методів в купі можуть надати можливість знайти такі рішення, що здатні значно зменшити інтенсивність зношування сполучних деталей на початковій стадії приробляння (див. рис. 1.1.) та загалом дозволять знизити темпи випрацьовування окремих складових частин. Якщо ж шорсткість поверхонь тертя буде відрізняється від оптимальної, це може сприяти пришвидшеному зношуванню деталей, а це безумовно призведе до змін у мікрогеометрії і переносі матеріалу з утворенням наклепу на робочій

поверхні. Після завершення приробляння на деталях двигуна встановлюється так звана врівноважена шорсткість, що сприяє оптимальним умовам змащення і охолодження, які з часом не тільки стабілізуються, але й поступово поліпшуються. Цей період називається періодом сталого зношування, під час якого інтенсивність зношування зменшується до можливого розрахункового мінімуму. Тривалість цього періоду в значній мірі залежить від правильного вибору матеріалів і їх обробки, що можна проілюструвати на рисунку 1.1.

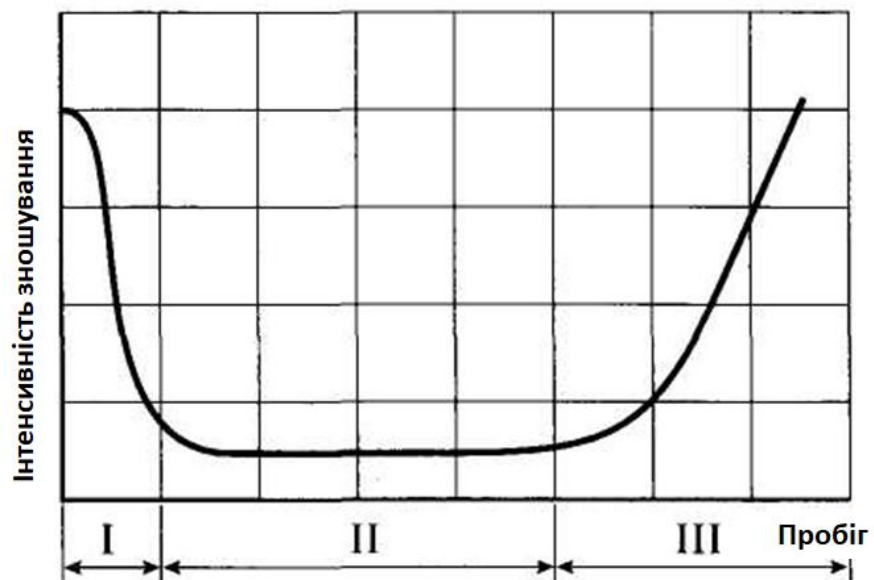


Рис. 1.1. Візуалізація процесу інтенсивності зношування тертьових пар силових установок автомобілів відносно термінів їх напрацювання: I - інтервал часу початкового приробляння; II – інтервал часу нормальної експлуатації та мінімального зношування; III – інтервал часу значних термінів напрацювання з істотним збільшенням зазорів і відповідно підвищенням темпів загального зношування.

Після тривалого періоду напрацювань силової установки, зазори в усіх парах тертя збільшуються до критичних значень. Даний етап характеризується появою у парах тертя ударних навантажень, що призводить до виникнення зон з так званими наклепами, а їх утворення відповідно,

провокує істотні зміни шорсткості контактуючих поверхонь в незалежності від застосовуваних методів їх початкового оброблення. Ударні навантаження здатні суттєво пришвидшити збільшення вже існуючих зазорів, а це, в свою чергу, доведе двигун до інтервалу роботи з катастрофічним зношуванням та можливості раптового руйнування.

Згідно з візуалізацією графіку, що приведений на рисунку 1.2, крива інтенсивності зношування, що показана на рисунку 1.1, схожа на криву надійності силової установки.

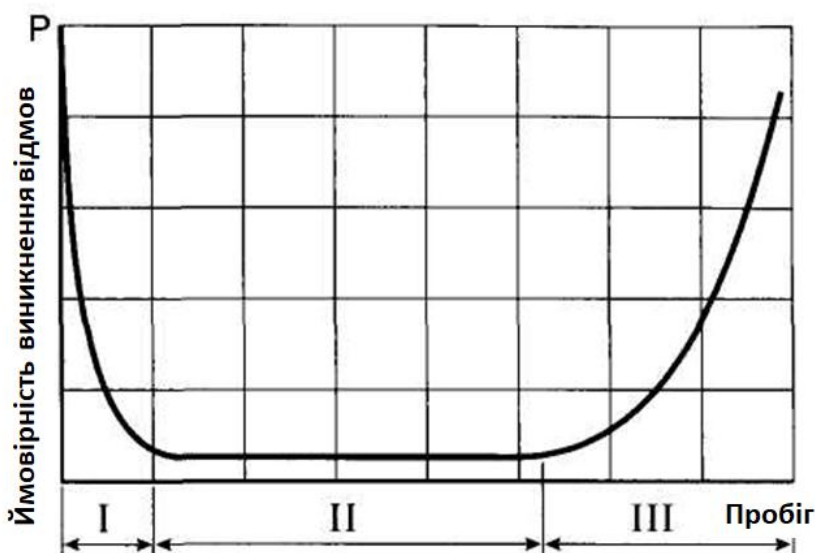


Рис. 1.2. Візуалізація ймовірності відмови або несправностей силових установок автотранспортної техніки у відповідності з термінами їх загального напрацювання: I - інтервал часу початкового приробляння складових деталей двигуна; II - інтервал часу нормальної експлуатації двигуна з мінімальним відсотком відмов; III – інтервал часу, що відповідає інтенсивному зношуванню та виходу з ладу складових деталей двигуна.

Якщо, при здійсненні аналізу цих малюнків використовувати теорію надійності технічних систем, то весь термін напрацювання автомобільної силової установки, можна умовно поділити на три таких етапи:

Перший етап чи інтервал часу експлуатації - приробляння, коли деталі двигуна займають оптимальне положення відносно одна одної та досягають

необхідної шорсткості. Другий інтервал часу експлуатації - період нормального функціонування усіх з'єднань складових деталей та систем двигуна. Слід зазначити, що саме цей інтервал часу, як правило є максимально довгостроковим. Третій інтервал часу експлуатації - зношування і старіння з'єднань складових деталей та систем силової установки. Проведення теоретичного аналізу описаних інтервалів часу експлуатації силових установок показує, на максимально якісну роботу, без настання відмов, слід розраховувати у період так званої нормальної експлуатації, з іншого боку істотне збільшення відмов слід очікувати в інтервалах приробляння та зношування.

Зниження надійності нового або відремонтованого двигуна на етапі приробляння пов'язано не лише з інтенсивним зношуванням, що відбувається в парах тертя, але й з можливими помилками при встановленні теплових зазорів у момент збирання або ремонті. Крім того, не слід нехтувати можливою наявністю будь яких неточностей при виготовленні чи обробці відновлювальних деталей або неправильне налаштування механізмів та сполучних елементів. Збільшення відмов на останньому інтервалі часу напрацювання двигуна, найбільшим чином, пов'язано з граничним зносом деталей і відсутністю початково нанесених антифрикційних покриттів на тертьових поверхнях.

Теоретичний аналіз зношування і залежностей безвідмовної роботи компонентів силових установок автотранспортної техніки, має важливе значення на всіх етапах аналітичних досліджень щодо специфіки роботи та ремонту сучасних ДВЗ. Детальний аналіз стану тертьових пар і визначення етапу життєвого циклу двигуна допомагає визначити обсяги ремонту та прогнозувати терміни гарантії. У свою чергу, ігнорування цих закономірностей, з великою вірогідністю, може призвести до передчасних ремонтів, прискореного зношування складових частин і тертьових пар, що може трапитися як на нових, так і на нещодавно відремонтованих двигунах, особливо якщо для ремонту використовувалися неякісні або контрафактні

деталі. Тому дослідження якості важливих елементів двигуна, відображене у наявній роботі, допоможе в майбутньому досягти високих показників надійності для нових та відремонтованих силових установок автомобілів.

2. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ СИЛОВИХ УСТАНОВОК АВТОМОБІЛІВ

Для кращого розуміння умов експлуатації деталей і складових елементів газорозподільчого механізму, а також для визначення сил та навантажень, що на них діють, необхідно детально проаналізувати існуючі конструкції приводів газорозподільчих механізмів. Ця інформація є вкрай важливою також для правильного компоновання та розробки дослідного обладнання.

На сьогоднішній день в силових установках автомобільної техніки застосовуються три основні способи передачі руху до складових елементів газорозподільчого механізму. З'єднання між колінчастим валом та газорозподільчими валами може здійснюватися за допомогою шестерень з різними типами зубів, металевим ланцюгом з різним шагом та зубчастими профілями, що приводять в обертання зірочки валів, або ж за допомогою гумово-армованих зубчастих ременів, що обертають шківи згаданих валів.

2.1. Особливості конструкції та роботи газорозподільчого механізму з використанням шестеренчастого приводу

Газорозподільні механізми в старіших конструкціях силових установок, як правило приводяться до обертання за допомогою шестірень. Й на зараз використання шестеренчастого приводу притаманно двигунам, що працюють з відносно невеликими максимальними обертами. Також цей привід можна зустріти в низькообертних дизелях із нижнім розташуванням розподільчого валу. Незважаючи на надійність і можливість довготривалої експлуатації, цей варіант має істотний недолік - великі габарити та маса шестірень, необхідних для з'єднання валів двигуна, що безпосередньо впливає на інерційні навантаження. Крім того, зубчасті передачі в незалежності від профілю зубців, створюють характерний шум і висувають високі вимоги до якості виготовлення зубців шестірень. Головною перевагою

зазначеного технічного рішення, є висока надійність конструкції та відносна простота монтажу і складання вузлів. Класичне розташування складових деталей шестеренчастого приводу газорозподільчого механізму показано на рис. 2.1.

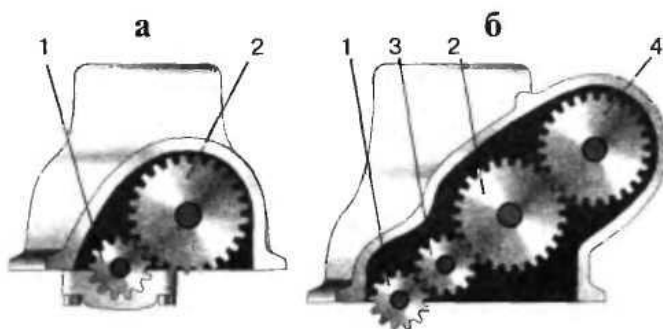


Рис. 2.1. Візуалізація класичного зубчастого зачеплення приводу газорозподільчого приводу: а – рішення для при застосуванні нижнього встановлення розподільчого валу OHV; б – рішення для здійснення додаткового приводу насоса високого тиску; 1 - шестерня колінчастого валу двигуна; 2 - шестірня розподільчого валу двигуна; 3 – можливість застосування так званої паразитної шестерні; 4 - шестірня паливного насоса високого тиску, на дизельному двигуні.

У сучасних силових установках шестеренчасті приводи часто використовуються для приводу допоміжних агрегатів. Наприклад, у дизельних двигунах автомобілів Toyota та Ford паливні насоси високого тиску приводяться від колінчастого валу за допомогою шестерень. У деяких силових установках всюдорожніх автомобілів Mercedes-Benz цей метод застосовується для приводу водяного насоса та генератора.

2.2. Особливості конструкції та роботи приводу газорозподільчого механізму з роликівим ланцюгом

Більш сучасні приводи газорозподільчих механізмів з роликівим ланцюгом отримали широке поширення в силових установках автотранспортних засобів. Позитивними аспектами ланцюгового приводу є

компактність конструкції, у порівнянні з шестеренчастим приводом, висока надійність та більш низький рівень створюваного при роботі шуму. З досвіду експлуатації можна відзначити, що руйнування ланцюга, що не вичерпав свого ресурсу, трапляються вкрай нечасто і зазвичай пов'язані не з самим ланцюгом, а з його взаємодією з іншими складовими частинами приводу, такими як зірочки, натяжний механізм або заспокоювачі, а також можливим потраплянням яких іноридних речей при халатному ремонті. Проте, серед недоліків ланцюгового приводу можна виділити необхідність застосування більш конструкційно складних голівок двигуна та самих блоків циліндрів. На такі ускладнення інженери йдуть у першу чергу, для розміщення й встановлення пристроїв натяжіння ланцюгів, пристроїв заспокоювання ланцюгів та інших, що безпосередньо контактують при роботі з ланцюговою передачею. Крім того, більшість сучасних конструкторських рішень, що задіяні в силових установках автомобілів, передбачає подачу мастила до вузлів ланцюгової передачі з метою забезпечення певного її натяжіння. Безумовно, додавання масляних магістралей істотно ускладнює конструкцію та відповідно впливає на збільшення розмірів натягувальних пристроїв та відповідно, двигуна в цілому. Також не слід забувати про додатковий шум, що створюється складовими частинами ланцюгової передачі при роботі силової установки.

На даний момент існує кілька варіантів ланцюгових приводів, але на зараз більша перевага віддається механічним схемам з мінімальною кількістю елементів. Але не слід сприймати дане твердження як щось непорушне – іноді конструктори створюють дуже складні схеми передачі крутного моменту у газорозподільчому механізмі, не звертаючи увагу на неоправдане ускладнення конструкції. У сучасних силових установках, що використовують ланцюгову передачу для здійснення синхронізації обертання розподільчих валів та колінчастого валу, застосовуються як однорядні, так і дворядні ланцюги (див. рис. 2.2). Обґрунтованість задіяння дворядних ланцюгів здебільшого спрямоване на підвищення строків їх напрацювання

шляхом сповільнення зношування та розтягування рухомих елементів ланцюга.

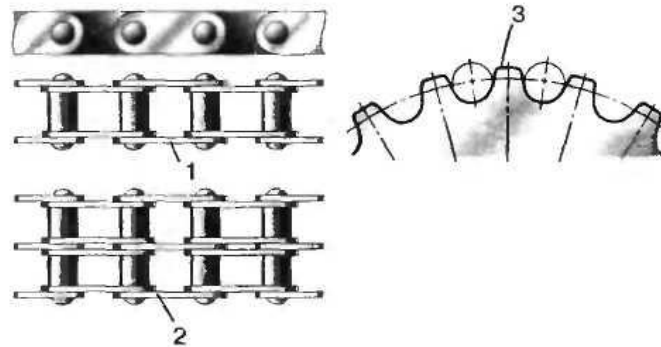


Рис. 2.2. Візуалізація зубчастого сектора зірочки та частини ланцюга для розуміння точок передачі зусилля при обертанні: 1 – загальний вигляд однорядного ланцюга; 2 – загальний вигляд дворядного ланцюга; 3 – зубці та западини, що відповідають профілю ланцюга, що використовується.

У відносно не складних конструкціях ланцюгового приводу газорозподільчого механізму, таких як класичні V-подібні двигуни американського виробництва з розподільчими валами, розташованими в блоці, часто не потрібні додаткові натяжні або заспокійливі пристрої (див. рис. 2.3).

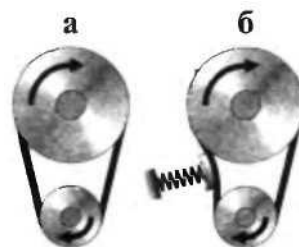


Рис. 2.3. Візуалізація особливостей ланцюгового приводу для класичних двигунів з розподільчими валами розташованими в блоці OHV: а - без застосування пристрою натягування ланцюга; б - з застосування пристрою для автоматичного натягування ланцюга.

З метою зменшення шуму ланцюгових приводів, деякі виробники застосовують більш складний у виготовленні, але значно тихіший «ланцюг Морзе» (див. рис. 2.4). Такий ланцюг вперше використовувався

американською компанією GM і поступово набуває популярності в сучасних силових установках автомобілів.

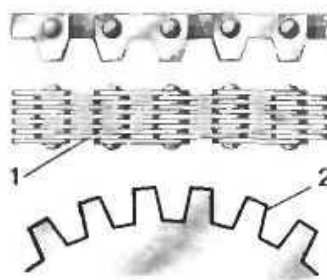


Рис. 2.4. Візуалізація особливостей конструкції так званого ланцюга Морзе, що має значне поширення у сучасних двигунах: 1 – типовий вигляд елемента ланцюга; 2 – робоча частина приводної зірочки з відповідним профілем.

В більшості сучасних силових установок використовується схема з верхнім розташуванням розподільчих валів. Це означає, що згадані вали і клапанний механізм знаходяться в головці блоку, і, відповідно, зірочки колінчастого та розподільчих валів розташовані на відносно значних відстанях одні від одної (див. рис. 2.5). В незалежності від обраної конструкції сучасного двигуна, виробники прагнуть до зниження кількості складових елементів приводу, але іноді особливості конструкції певної силової установки вимагають прийняття більш складних рішень (див. рис. 2.5.д). Слід розуміти, що усі конструкційні рішення, навіть найскладніші, не виключають боротьби з шумом при обертанні механізмів двигуна, тому дуже часто, силові установки з двома розподільчими валами (ДОНС) можуть використовувати як класичний роликівий ланцюг, так і малOSHумний ланцюг Морзе (див. рис. 2.6).

Повсюдне використання додаткових зірочок в приводі газорозподільчого механізму не вважається гарним рішенням, саме тому, в силових установках з двома розподільними валами привод балансирних валів та інших агрегатів здійснюється окремим ланцюгом. Але, необхідно зазначити, що деякі конструктори двигунів все ж використовують ланцюг

газорозподільчого механізму для обертання додаткових зірочок приводу проміжного валу, масляного, паливного насосів чи вала розподільника запалювання. Набагато рідше трапляється таке технічне рішення, як привід водяної помпи двигуна. Насамперед це пов'язано зі складністю розробки та виготовлення якісних ущільнень між масляною та водяною системами силової установки. Більш популярним, на даний час, є використання окремого ланцюга, що сполучає колінчастий вал та масляний насос двигуна.

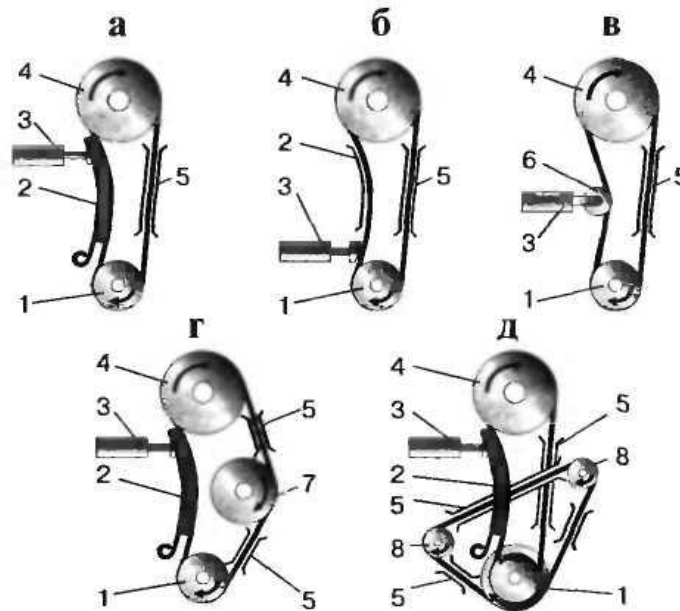


Рис. 2.5. Візуалізація розповсюджених схем використання металевих ланцюгів для обертання газорозподільчого механізму: а – типова схема з профільованим башмаком та автоматичним натяжним пристроєм; б – схема з використанням натяжного пристрою у вигляді ковзного наконечника; в – схема з використанням натяжного пристрою у вигляді обертової зірочки; г – типова схема з додатковим приводом проміжного (паразитного) валу; д – типова схема з застосуванням окремих ланцюгів для обертання балансирних валів чи масло насосу.

Окремо можна зазначити, що використання ланцюгового приводу газорозподільчого механізму у певних відомих автовиробників є предметом деякого культу, або конструкторською традицією. Наприклад, компанія Mercedes-Benz відома тим, що конструює силові установки лише з ланцюговим приводом газорозподільчого механізму. У зв'язку з цим

преміальні автовиробники іноді використовують занадто складні конструкції та дуже нетипові схеми передачі обертального руху між колінчастим валом та розподільчими валами (див. рис. 2.7).

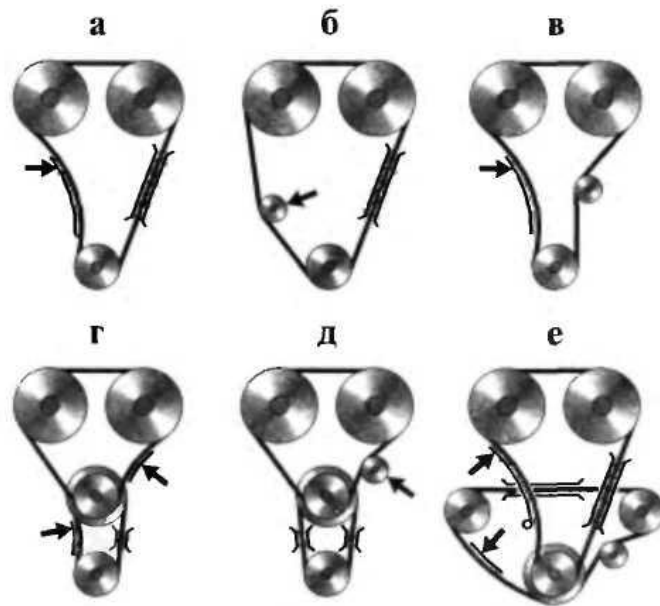


Рис. 3.6. Візуалізація найпоширеніших схем передачі обертального руху за допомогою ланцюга в сучасних силових установках ДОНС: а – приклад типового рішення з ковзного башмака; б – розповсюджене рішення при застосуванні в якості кінцевика натяжного пристрою додаткової зірочки; в – приклад використання окремих механічних пристроїв для збільшення куїв охоплення ланцюгом основних зірочок; г, д – приклад типового застосування додаткових ланцюгів для передачі крутного моменту проміжним (паразитним) валам; е – типовий приклад залучення у схему додаткових ланцюгів для надання обертання балансирним валам.

Відносно недавно отримало певну популярність рішення, коли в двигуні в верхньому розташуванні розподільчих валів, один з них приводиться в обертання від колінчастого валу, а інший від розподільчого, що розташований поряд, іншим ланцюгом. Зрозуміло, що й в такому рішенні є певні переваги та недоліки. Основних недоліків зазначеного компоновання не має наступний варіант - передача обертального руху та синхронізація між розподільчими валами відбувається за допомогою окремого шестеренчастого

приводу. Але, й розглянутий відносно простий варіант, не сприяє зменшенню загального шуму при роботі, так як, вказувалось раніш, усі шестеренчасті зчеплення протокують надмірний шум. Цей недолік на сучасних двигунах, як правило компенсують методом надання зубцям певного нахилу або виготовленням подвійного зубчастого колеса.

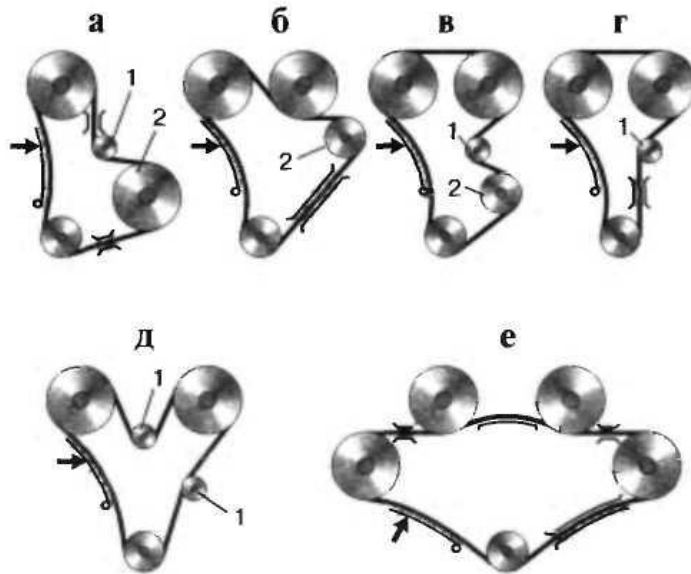


Рис. 2.7. Специфічні схеми ланцюгового приводу газорозподільного механізму двигунів SOHC та DOHC що не знайшли широкого розповсюдження: а – силові установки SOHC з одним розподільчим валом та приводом насоса високого тиску; б, в, г – силові установки DOHC з двома розподільчими валами та додатковими шестернями для здійснення натягування ланцюга; д - рішення для силових установок SOHC з V-подібним розташуванням циліндрів двигуни; е - рішення для силових установок DOHC з V-подібним розташуванням циліндрів; 1 – зірочка, що виконує паразитну функцію; 2 - зірочка, для здійснення обертання проміжного валу.

Всесвітньо відомі компанії BMW й Nissan в своїх силових установках задіюють таке конструкторське рішення, коли окремий ланцюг встановлюють між двома розподільчими валами, три цьому використовують для його на тяжіння додатковий натягу вальний пристрій. У більшості випадків робота приводу на тяжіння забезпечується за допомогою тиску

мастила в системі мащення силової установки, забезпечуючи його. Двигуни, що виготовляються компанією Alfa Romeo дуже часто для приводу газорозподільчого механізму використовують двоступінчасту ланцюгову передачу для обох валів газорозподільчого механізму, що дозволяє знизити загальну висоту силової установки шляхом використання приводних зірочок меншого діаметру.

Провівши аналіз класичних конструкцій силових установок з V-подібним розташуванням циліндрів (див. рис. 2.8), можна зазначити, що реалізація приводу газорозподільчого механізму з використанням металевих ланцюгів в них є технічно складною. Так як сучасні двигуни у переважній більшості використовують окремі головки на кожен ряд циліндрів оснащені щонайменш двома розподільчими валами. Це пов'язано не лише з труднощами виготовлення спеціальних кришок та кожухів для забезпечення герметичності та закриття ланцюгового приводу, а у першу чергу з плануванням шляху руху ланцюга та його нерівномірного навантаження при огібанні декількох зірочок різного діаметру. Тому такі описані технічні рішення використовуються вкрай рідко. На це можуть піти лише достатньо імені ті фірми - Mercedes-Benz, BMW, Nissan, GM і лише на двигунах що призначені для транспортних засобів преміум-сегменту.

Більшість автомобільних силових установок, що використовують металевий ланцюг для обертання газорозподільчого механізму, оснащені роликівими ланцюгами з шагом $3/8"$ (9,525 мм) та діаметром ролика $1/4"$ (6,35 мм). Це стандартизовані параметри, у першу чергу, вони застосовуються для зниження загальної ціни ланцюга при його виготовленні, а по друге дають можливість більш широких можливостей підбору запасних частин при здійсненні заміни ланцюгового приводу. Слід зазначити, що окремі ланцюги, що надають обертального руху масло насосам, балансірним валам, або сусіднього розподільчого валу у головці блоку, зазвичай мають менший шаг (8,0 мм або 8,22 мм), та зрозуміло мають й більш малий діаметр роликів.

Конструкторські рішення що задіяні для здійснення натягу металевих ланцюгів у сучасних силових установках автомобілів, не мають значних принципових відмінностей. На даній час, максимально поширеним є натяг ланцюга за допомогою башмака. Конструкційно натяжний башмак являє собою сталеву профільовану пластину, покриту антифрикційним матеріалом. Як було показано та описано вище деякі конструкції, навіть не високонавантажених двигунів, використовують у якості ковзного башмака невелику зірочку, що обертається при русі ланцюга. Безумовно розглянуте рішення спрямоване на зниження коефіцієнту тертя та загального шуму при роботі ланцюгової передачі. Однак, необхідно зауважити, що додаткові компоненти у приводі здатні суттєво ускладнити загальну конструкцію та істотно збільшує габарити силової установки в місцях їх встановлення.

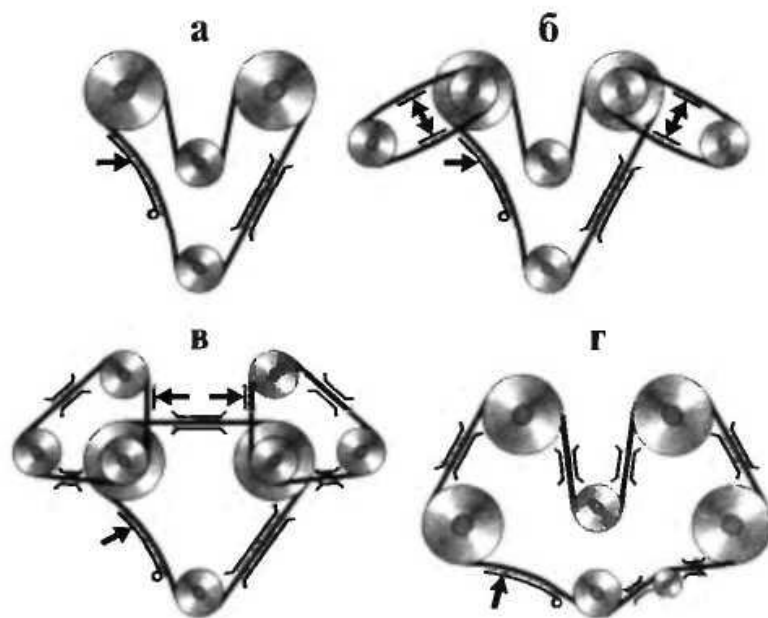


Рис. 2.8. Візуалізація найбільш поширених схем приводу газорозподільчого за допомогою металевого ланцюга у силових установках з V-подібним розташуванням циліндрів: а - для двигунів в яких застосовуються головки циліндрів з одним розподільчим валом (SOHC); б - для двигунів в яких застосовуються головки циліндрів з двома та більш, розподільчими валами (DOHC) при використанні окремих ланцюгів приводу інших валів; в – для двигунів в яких застосовуються головки циліндрів з двома та більш, розподільчими валами (DOHC) та додатковим окремим

приводом інших валів й двома проміжними валами; г – для двигунів в яких застосовуються головки циліндрів з двома та більш, розподільчими валами (DOHC) та застосування одного металевого ланцюга для обертання всіх валів силової установки.

При проведенні детального теоретичного аналізу сучасних силових установок, можна дійти висновку, що конструкторські рішення натяжних пристроїв дуже різноманітні. (див. рис. 2.9). Сюди слід віднести, як дуже розповсюджені так, і дещо екзотичні - механічні, напівавтоматичні, що потребують додаткових налаштувань, а також гідромеханічні та гідравлічні автоматичні пристрої, що здатні у певному діапазоні, автоматично компенсувати розтягнення ланцюга при тривалій експлуатації двигуна.

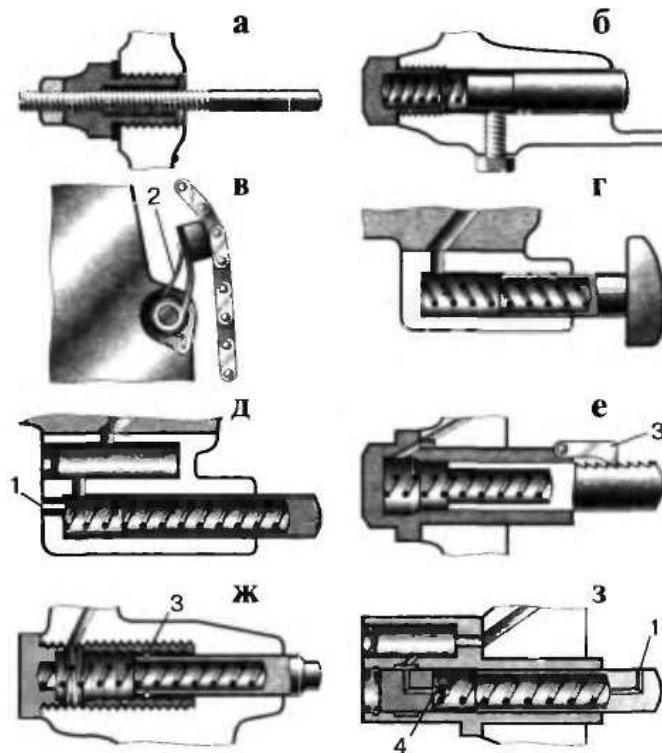


Рис. 2.9. Візуалізація конструкційних рішень щодо механізмів здійснення натягу ланцюгової передачі приводу ГРМ: а – класичне рішення з механічним регулюванням (найчастіше застосовувалась на силових установках з розташуванням колінчастого валу у блоці; б – механізм натяжіння ланцюга за фіксованою жорсткістю пружини та ручною фіксацією; в - автоматичний механізм натяжіння ланцюга з використанням пружного елемента; г – гідромеханічний пристрій без застосування зворотних

клапанів;; д – гідромеханічний натяжитель з обмеженням натяжного зусилля за допомогою дренажного клапана; е, ж – сучасні конструктивні рішення гідромеханічних пристроїв для на тяжіння ланцюга ГРМ; з – гідромеханічний натяжитель з обмеженням сили натискання та блокуванням зворотного ходу за допомогою клапана.

На більшості сучасних силових установках автотранспортної техніки вкрай рідко можна побачити застосування механічних з ручною фіксацією та напівавтоматичних пристроїв забезпечення натяжки металевого ланцюга. Винятком є двигуни зібрані на класичних блоках та з невеликою довжиною ланцюга. Автоматичні натяжні механізми застосовуються практично повсюдно в незалежності від виробника силової установки. Така розповсюдженість викликана багатою кількістю переваг. Серед них такі - по-перше, вони здатні забезпечувати необхідне і стабільне у широкому діапазоні обертів й температур, зусилля тиску на прижимний башмак, та відповідно й натяг усього ланцюга, а по-друге, не потребують додаткових налаштувань чи обслуговування в період встановленого часу напрацювання для ланцюга ГРМ. Гідромеханічні натяжні пристрої сучасних силових установок отримують зусилля завдяки вживлянню їх у напірну магістраль подачі масла. Зрозуміло, що кінцевий тиск на башмак створюється сумою тисків від масла насоса двигуна та пружного елемента. Сумарна дія на плунжер саме й забезпечує необхідний натяг ланцюга (див. рис. 2.9, е-з). Фактично усі гідромеханічні конструкції натяжних пристроїв не передбачають можливість зворотного ходу плунжера, тому для утворення постійного натягу ланцюга, навіть при незаведеному двигуні й відповідно відсутньому тиску масла, застосовуються механічні храповичні стопори або гідравлічні зворотні клапани, які здатні втримувати певний об'єм масла в підплунжерному просторі. Дякуючи стабільному зусиллю гідромеханічного пристрою, з'явилася можливість істотно збільшити тривалість експлуатації ланцюгової передачі та усіх елементів приводу газорозподільчого механізму.

Однак, застосування автоматичних натяжних пристроїв гідромеханічної конструкції вимагає дотримання особливих процедур при проведенні робіт з обслуговування чи ремонту приводу газорозподільчого механізму силової установки. Основна проблема полягає в тому, що натяжний пристрій, під дією стиснутої пружини, рухається лише в одну сторону, і для коректного відновлення його початкового стану може знадобитися зняття додаткових елементів і застосування спеціального інструменту. Наприклад, при знятті зірочок з розподільчого валу чи ослабленні ланцюга для заміни деяких складових елементів приводу автоматичний натяжний пристрій може розкритися, тобто збільшитися на максимальну довжину, і його відновлення, тобто пакуванні у зворотній бік, може бути доволі складним, а іноді й взагалі неможливим.

Деякі виробники силових установок передбачили рішення для утримання зірочок або ланцюга без зірочки за допомогою спеціального фіксуєчого інструменту під час ремонтних робіт з приводом механізму ГРМ. Приклади таких технічних рішень наведено на рис 2.10.

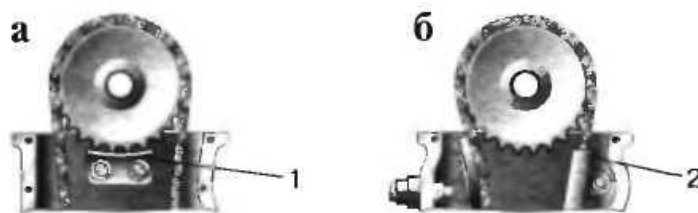


Рис. 2.10. Візуалізація інженерних рішень з приводу втримання зірочок та ланцюга газорозподільчого механізму при проведенні обслуговування чи ремонту силової установки: а – приклад застосування додаткового кронштейну, що фіксує зірочку у певному положенні (1); б – приклад застосування спеціальних складових елементів з коробчастим перетином, що не дозволяють випадати металевому ланцюгу.(2).

Заспокійливі пристрої ланцюгового приводу встановлюються у обов'язковому порядку навіть у найпростіших конструкціях приводу ГРМ. Використання механічних приладів для запобігання тремтіння ланцюга при

обертанні двигуна дозволяє збільшити час напрацювання ланцюга та усіх складових елементів приводу газорозподільчого механізму (див. рис. 2.11).

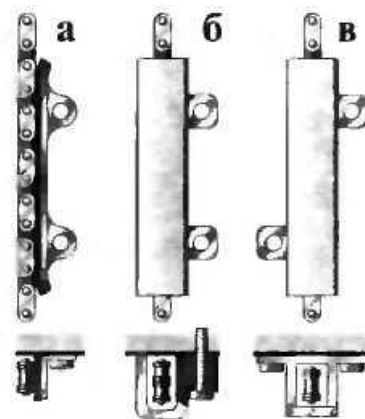


Рис. 2.11. Візуалізація інженерних рішень щодо специфіки конструкції простоїв заспокоювання ланцюга приводу газорозподільчого механізму: а - максимально простий з плоскою опорою відкритого типу; б – з плоскою опорою з обох боків, так званого частково закритого коробчастого типу; в – типовий вигляд повністю закритого заспокоювача коробчастого типу з плоскими опорами з чотирьох сторін.

На силових установках сучасних конструкцій, широке поширення отримало застосування заспокоювачів повністю закритого коробчастого типу. Таке інженерне рішення дозволяє контролювати брелювання металевих ланцюгів у будь якій площині не виходячи за допустимі межі. Використання коробчастих заспокійливих пристроїв не лише збільшує строки напрацювання ланцюгів, а ще дозволяє максимально наблизити ланцюг до стінок блоку, отримавши при цьому більш компактні двигуни. Заспокійливі пристрої зазвичай кріпляться за допомогою гвинтів, на блоці циліндрів під кришками приводу газорозподільчого механізму, або монтажними плитами, але деякі виробники можуть використовувати й штифтові кріплення, або безпосередню фіксацію за допомогою виступів у кришці газорозподільчого механізму. Безумовно усі інноваційні рішення, щодо кріплення окремих складових елементів газорозподільчого механізму

потребують застосування специфічного інструменту при проведенні ремонтних робіт, чи робіт з обслуговування зазначеного вузла..

2.3. Особливості конструкції та роботи приводу газорозподільчого механізму з резино-армованим зубчастим ременем

Надання обертання розподільчому валу двигуна за допомогою резино-армованого зубчастого ременя став дуже популярним на сучасних автомобільних силових установках будь якої автотранспортної техніки. При умові здійснення підрахунку кількість моделей силових установок, де задіяне зубчасті ремені в газорозподільчому приводі, то можна дійти висновку, що їх кількість значно перевищує ті, що використовують ланцюг або шестерні для передачі обертального руху між колінчастим валом та розподільчими валами. Встановлення резино-армованого зубчастого ременя для приводу ГРМ, має значні переваги, серед яких можна відзначити істотно знижену масу приводу, менший вплив інерційних моментів, зменшений рівень шуму від обертання зірочок механізму та відносне спрощення конструкції силової установки при здійсненні процесів заміни чи ремонту складових приводу.

Головною проблемою при використанні зубчастих ременів є їх малі строки напрацювання у разі невірному регулювання натяжних пристроїв, потраплянні мастила, охолоджуючої рідини або інших експлуатаційних матеріалів на робочу поверхню ременя, а також при недотриманні строків заміни. Незадовільні строки напрацювання спонукають розробників знаходити такі конструкційні рішення, які були б здатні запобігати виникненню зазначених проблем, а саме - зіткненню впускних та випускних клапанів з поверхнею поршня при обриві ременя або при розсинхронізації обертання колінчастого та розподільчого валів при неправильному встановленні ременя через неякісні ремонтні роботи. Крім того, важливо зазначити, що кожен вал двигуна, що працює з резино-армованим ременем, виступає з боків, а це потребує, в обов'язковому порядку, застосування сальників для запобігання витокам моторного масла.

Сучасні рішення відносно застосування різновиду схем для здійснення обертання валів за допомогою резино-армованого зубчастого ременя, мають значну більшу кількість рішень та технічних можливостей при порівнянні їх з приводом за допомогою металевого ланцюга. Водночас, сучасні конструктори двигунів намагаються використовувати простіші схеми, оскільки простіші конструкції більш економічно доцільні для повсюдного застосування в транспортній техніці.

У силових установках з верхнім позиціонуванням розподільчих валів зубчастий ремінь часто сумісно призводить до руху і вал допоміжних агрегатів, насос охолоджувальної рідини, а в деяких конструкціях і масляний насос (див. рис. 2.13).

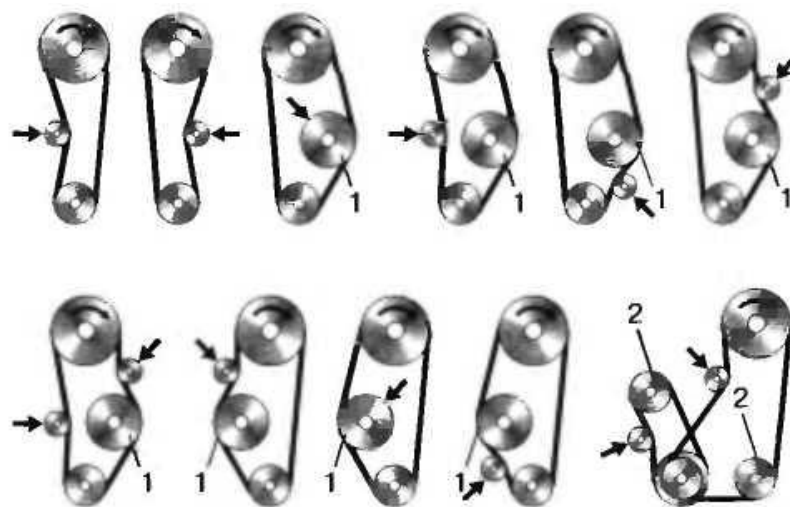


Рис. 2.13. Візуалізація популярних конструкційних схем використання зубчастого ременя для обертання шківів газорозподільчого механізму двигунів з одним розподільчим валом (SOHC): 1 – розташування додаткового шківа для приводу водяної помпи, проміжного валу, масла насоса; 2 – приклад рішення з додатковим ременем для можливості обертання балансірних валів.

Якщо ж розглядати такий самий за конструкцією двигун, але ж дизельний, то у цьому випадку додається обов'язкова необхідність ще і в обертанні паливного насоса високого тиску. Однак, тут слід розуміти, що для обертання паливного насоса потрібен значно більший крутний момент, то

такі двигуни мають зубчастий ремінь який значно ширше. У цьому випадку необхідно збільшувати й ширину шківів та відповідно їх загальну конструкцію у відповідності зі збільшеним навантаженням на усі елементи. Крім того, дизельні силові установки повинні мати високу ступінь стискання та малу за об'ємом камеру згорання, це призводить до достатньо близького розташування клапанів та днища поршня. Така конструкція при обриві ременя неминуче призведе до руйнування клапанного механізму, а у тяжких випадках й до можливої заміни головки блоку.

Найбільше поширення привід газорозподільчого механізму за допомогою резино-армованих зубчастих ременів отримав на 16 клапанних силових установках автомобілів, як правило ці двигуни мають два розподільчих вала розташованих у головці блоку (DOHC). Також ремінний привод можна зустріти й на силових установках з V-подібним розташуванням циліндрів. (див. рис. 2.14, 2.15).

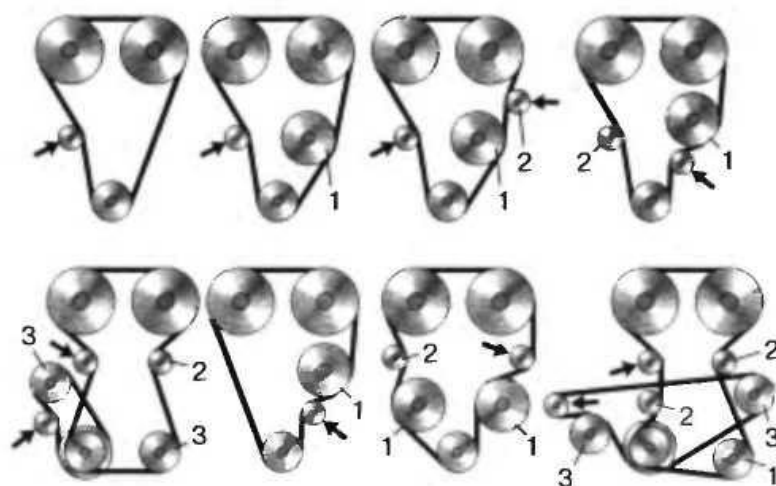


Рис. 2.14. Візуалізація популярних схем приводу шківів газорозподільчого механізму резино-армованими зубчастими ременями на силових установках з двома верхніми розподільчими валами (DOHC): 1 – розташування шківів що обертають допоміжні агрегати; 2 – розташування додаткового ролика кочення для збільшення кута охопту робочих шківів; 3 – розташування шківів балансирних валів та застосування додаткового зубчастого ременя для їх обертання.

Такі конструкторські рішення стали можливими лише при використанні саме ремінної передачі. Але, як зазначалось раніш конструктори двигунів сучасності, прагнуть до реалізації більш простих схем, як приклад можна привести застосування одного шківа для обох розподільчих валів (двигун ДОНС), а зв'язок між ними забезпечує зубчасте зчеплення шестеренчастої передачі. Така конструкція має дуже широке поширення в силових установках японських виробників, таких як Toyota та Nissan. У разі обладнання двигуна додатковими або балансирними валами, а також необхідності обертання валу масляного насосу, можуть бути застосовані додаткові зубчасті ремені (див. рис. 2.13, 2.14). Така конструкція по перше спрямована на деяке спрощення ремонту та технічного обслуговування газорозподільчого механізму. Схожі рішення доволі часто зустрічаються як на бензинових, так і на дизельних двигунах що розробляються компаніями, такими як Mitsubishi, Honda, Lancia та Volvo.

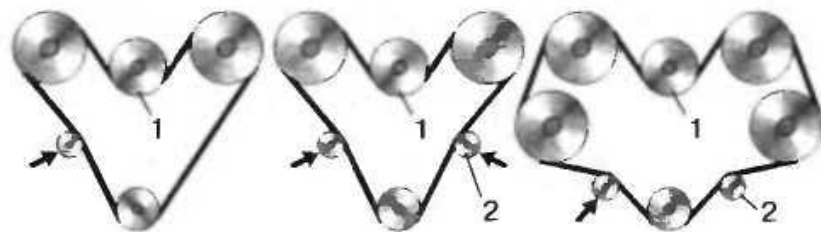


Рис. 3.15. Візуалізація популярних схем приводу шківів газорозподільчого механізму резино-армованими зубчастими ременями на силових установках з V-подібним розташуванням циліндрів (ДОНС): 1 – розташування шківів що обертають допоміжні агрегати; 2 - розташування додаткового ролика кочення для збільшення кута охопту робочих шківів.

У більшості старих і сучасних силових установках автомобілів натяг газорозподільчого зубчастого ременя доводиться проводити вручну. Ця операція відбувається за допомогою ексцентричного зміщення натяжного механізму або провертання ексцентричного натяжного ролика. Більш сучасні моделі силових установок від таких компаній, як Mitsubishi, Ford та інших, де

в одному циліндрі можуть переміщуватися чотири або п'ять клапанів, як правило використовують доволі складні, гідромеханічні натяжні станції. Такі рішення дозволяють підтримувати зусилля натягування ременя на постійному рівні в незалежності від його строків напрацювання та можливого подовження. (див. рис. 2.16). Важливо зазначити, що зубчасті резино-армовані ремені фактично не мають ефекту розтягнення, і як слідство, теоретично не вимагають досить частого контролю зусилля натягіння. Однак у практиці часто виникають випадки, коли через несправність натяжного механізму, або незначному обертанню колінчастого валу у зворотному напрямку ремінь істотно послаблюється. У таких випадках не рідкі випадки його «перескоку» на кілька зубців шківа з подальшою розсинхронізацію валів й відповідно до неможливості роботи двигуна.

Забезпечення та періодичний контроль необхідного зусилля натягу зубчастого ременя позитивно впливає на сприяє збільшенню його загального терміну напрацювання. Але через щільне розташування допоміжних агрегатів, таких як генератор, кондиціонер, гідравлічний посилювач керма та механічний турбокомпресор, у моторному відсіку сучасних автотранспортних засобів, може бути досить складно виконувати контроль і регулювання натягу без часткового розбирання та демонтажу зазначених агрегатів. Тому з метою спрощення обслуговування та підвищення надійності у сучасних силових установках все частіше використовують гідромеханічні станції та автоматичні натяжні пристрої для забезпечення натягу ременя газорозподільчого механізму.

Приводні зубчасті ремені для газорозподільчого механізму мають різноманітні профілі та чисельні варіації з кількості зубів та своєї загальної довжини. Найчастіше застосовується стандартний шаг зубів 3/8" (9,525 мм). В деяких випадках, що спричинено особливостями конструкції та точністю позиціонування валів при синхронізації, можуть використовуватися шаг зубів у 8,0 мм або 8,2 мм.

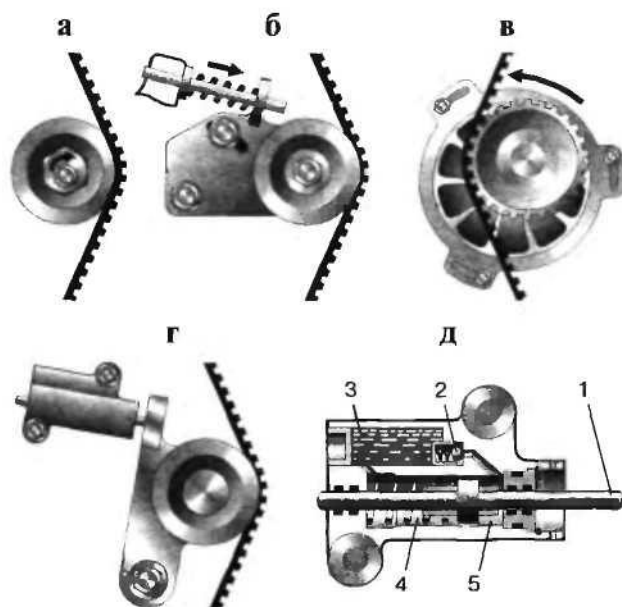


Рис. 2.16. Візуалізація найбільш розповсюджених натяжних механізмів в газорозподільчому приводі з застосуванням зубчастого ременя: а – натяжіння здійснюється механічно, шляхом провертання ролика з центральним ексцентриком; б – натяжіння здійснюється, напівавтоматично з наступною механічною фіксацією болтів кріплення механізму; в – натяжіння здійснюється провертанням водяного насосу з ексцентричною посадкою з наступною фіксацією болтами кріплення; г – натяжіння здійснюється за допомогою гідроприводу з фактично постійним тиском натяжного пристрою при роботі двигуна; д – вигляд конструкційної схеми роботи гідромеханічного натяжного пристрою; 1 – рухомий гідравлічний поршень зі штоком; 2 – розміщення зворотного гідравлічного клапану; 3 – необхідний рівень мастила для роботи зворотного гідравлічного клапану; 4 – місце знаходження масла під тиском; 5 – місце знаходження масла без тиску.

Резино-армовані зубчасті ремені чутливі до тертя при контактах з пилом, який при руху автомобіля потрапляє на робочу поверхню ременя через наявні щілини в захисних кришках та елементах захисту. Також руйнівну дію виконують будь які змащувальні матеріали які залишаються на ремені при його обертанні та використанні негерметичних сальників. Крім того, слід зазначити, що й сучасні охолоджуючі рідини, при потраплянні на

зубчастий ремінь зі зливного каналу водяної помпи те ж здатні створювати руйнівну дію. Саме тому строки напрацювання резино-армованих зубчастих ременів істотно залежать від стану ущільнювачів захисних кожухів та якості сальників валів, а також герметичності водяного насосу.

Сучасні потужні силові установки вимогливі до підвищення загальної надійності приводу газорозподільчого механізму, що включає зменшення тертьових навантажень і шуму при обертанні складових елементів та ременя. Для цього в конструкціях, на зараз, застосовують зубчасті ремені з більшим і ширшим профілем зуба. Позитивним технічним рішенням є зміна трапецеїдальних зубців ременя на складні евольвентні, саме це дає змогу істотно знизити шум при обертанні.

При здійсненні обслуговування чи ремонту силової установки, особливо у випадку значних термінів напрацювання, слід в обов'язковому порядку перевіряти візуально стан резино-армованого ременя. Якщо є певні питання або хоч де які сумніви щодо його стану, зубчастий ремінь замінюється на новий. Також резино-армований ремінь може потребувати заміни, якщо досягнута межа регулювання натяжного пристрою чи натяжної станції, хоча це можна віднести до дуже рідких випадків. Загальний термін роботи ременя лежить у межах від 60 до 90 тис. км пробігу автомобіля або 5 років від моменту останньої заміни. Якщо не дотримуватись вимог щодо заміни, це може призвести до обриву ременя або зривання зубців, що, у свою чергу, часто вимагає наступного складного ремонту, включаючи іноді навіть заміну головки блоку двигуна.

Фіксація зубчастих шківів на валах сучасних силових установок в основному здійснюється за допомогою сегментних чи плоских шпонок, які вставляються в пази на валах і шківах (див. рис. 2.17). Менш розповсюджене рішення, це виготовлення спеціальних фасонних відливок та певних заглиблень в місцях посадки сполучних деталей. На валах сучасних силових установок вкрай рідко застосовуються призматичні шпоночні з'єднання. Деякі виробники автомобільних двигунів, використовують посадку шківа на

вал «на конус», у цьому випадку остаточна фіксація від провертання відбувається за допомогою затягування торцевого болта. На інших двигунах, наприклад, у сучасних силових установках Alfa Romeo та Ford, шків може кріпитись до вала без шпонок чи конусів, з фіксацією завдяки силі тертя при затягуванні пружного осьового болта. Така конструкція дозволяє точно налаштувати фази газорозподілу за допомогою спеціалізованого інструменту, забезпечуючи синхронізацію положення всіх валів без врахування довжини ремня та інших конструкційних факторів, як то встановлення додаткових валів чи приводу додаткових агрегатів.

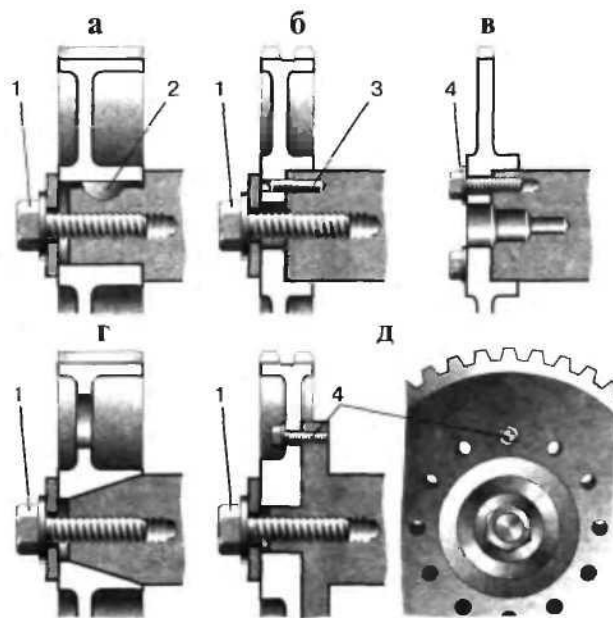


Рис. 2.17. Візуалізація технічних рішень щодо здійснення сполучання та фіксації шківів та валів газорозподільного механізму з ремінним приводом: а – з використанням сегментної шпонки; б – з використанням штифтового з'єднання; в – з використанням групи болтів, що укручуються в отвори фланця валу; г – з використанням конусної посадки шківа на вал; д – з використанням надставного болта, що забезпечує позиціонування; 1 – осьовий пружний болт кріплення шківа; 2 – шпонкове з'єднання; 3 – штифт для фіксації; 4 – болт для позиціонування.

Під час проведення ремонтних робіт важливо пам'ятати, що всі болти, що кріплять шків газорозподільного механізму, повинні бути замінені на

нові та затягнуті з відповідним зусиллям. В іншому випадку, недостатній момент на осьовому болті призведе до зменшення меж тертя у з'єднанні й при експлуатації з'явиться люфт, який надалі приведе до зрізання шпонки чи іншого елемента стопоріння, що й буде означати розсинхронізацію в обертанні валів. Такий сценарій розвитку неминуче призведе до швидкого руйнування як посадочних з'єднань, так і самого газорозподільчого механізму.

Більшість силових установок автомобілів, що експлуатуються у даний час, мають спеціально нанесені мітки для правильного встановлення фаз газорозподілу при заміні резино-армованих зубчастих ременів. Як правило згадані мітки можуть бути розміщені на зубчастих шківках приводу ГРМ, шківках клинових ременів, маховику або інших відповідних частинах, що знаходяться на обертових валах та мають зручність для контролю. Деякі виробники для полегшення монтажу передбачають застосування фіксаторів валів у вигляді стопорних кондукторів. При їх встановленні шківки валів газорозподільчого механізму фіксуються від обертання в певному положенні, саме зіставлення усіх валів у вірне положення є гарантією правильного встановлення фаз. У сучасних, та більш технічно складних силових установках, як правило, міток не використовують, і для налаштування фаз певного типу силової установки потрібен спеціальний інструмент, такий як згадані кондуктори та фіксатори. Такі рішення, з одного боку значно ускладнює ремонт газорозподільчого механізму в умовах приватних гаражів, з іншого, при ремонті у спеціальних сервісних центрах, дозволяють максимально точно виставити фази газорозподілу та отримати від двигуна заявлені характеристики, щодо потужності та паливної ефективності.

Встановлення меж ресурсу кожного виду приводу газорозподільчого механізму є складним питанням, оскільки в умовах важкої експлуатації автотранспортної техніки термін служби приводу може значно відрізнятись від рекомендованого виробником. Саме на цьому підґрунті, важливо враховувати максимальну кількість чинників, які безпосередньо впливають

на ресурс металевого ланцюга і резино-армованого зубчастого ременя, оскільки обертання валів через зубчасту передачу зараз майже не використовується на силових установках призначених для застосування на легкових автомобілях.

Термін служби приводу газорозподілу залежить від якості виготовлення та стану контактуючих поверхонь шківів та стану зубців зірочок ланцюга. Якщо у будь якого шківа чи зірочки газорозподільчого механізму присутнє навіть невелике биття або еліпсність робочих поверхонь, що отримана при значних термінах напрацювання, то слід розуміти, що таке істотно збільшує навантаження на ремінь або ланцюг, а це обов'язково призведе пульсуючого розтягнення і зниження загального ресурсу всього механізму. При довготривалій експлуатації приводних шківів, можна спостерігати зменшення робочого діаметра, що порушує відповідність між зубами ременя і місцем контакту шківа. Саме цей знос є максимально винним у підрізання зубців ременя при обертанні дефектної шестерні (див. рис. 2.18). Тому дуже важливо при плановій заміні зубчастих ременів чи металевих ланцюгів звертати свою увагу на стан робочих поверхонь й у разі необхідності, проводити дефектування з наступною їх заміною. Як що нехтувати цим то власник отримує постійні обриви ременя чи перескакування металевого ланцюга.

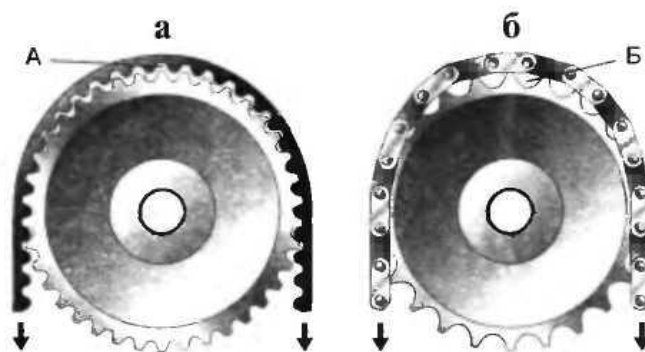


Рис. 2.18. Візуалізація надмірного зносу та зменшення зовнішнього діаметра шківів розподільчого валу при застосуванні резино-армованого ременя те металевого ланцюга: а – відставання зубців ременя в частині

максимального перегину при певній частоті обертання валу (А); б – теж саме, але при застосуванні металевого ланцюга (Б).

Ґрунтуючись на досвіді технічного обслуговування приведеного в літературних джерелах, можна констатувати що достатньо розповсюдженою несправністю є зношення шківів, це може призвести до передчасного підрізання зубців та обриву ременя. Зменшення натягу через зношення шківів на прикінці експлуатаційного строку викликає «провисання» ременя, що призводить до нерівномірного контакту з обертовим шківом і підвищення навантаження на окремі зубці ременя, що може швидко призвести до їх виламування з подальшою розсинхронізацією роботи газорозподільчого механізму.

Що стосується металевого ланцюга то його надмірне зношування в результаті контакту з дефектною зіркою також викликає підвищене навантаження на ланцюг, що призводить до його розтягування в окремих зонах и в кінцевому підсумку він здобуває надмірну свободу в шарнірних з'єднаннях. При збігу кількох умов це може призвести до перекидання ланцюга та порушення роботи та механічної цілісності газорозподільчого механізму.

Тому, дуже важливо при плановій заміні зубчастих ременів чи металевих ланцюгів звертати свою увагу на стан робочих поверхонь шківів й у разі необхідності, проводити дефектування з наступною їх заміною. Як що нехтувати цим то власник отримує постійні обриви ременя чи перескакування металевого ланцюга.

2.4. Особливості конструкції приводу газорозподільчого механізму двигунів сімейства ECOTEC DOHC MF

Як зазначалося раніш, в представленій роботі досліджуються ресурсні характеристики резино-армованих зубчастих ременів, що використовуються в приводі газорозподільчого механізму сімейства популярних в Україні двигунів ECOTEC DOHC MF. Ці силові установки добре зарекомендували

себе при роботі на автомобілях таких марок, як Opel, GM, Daewoo, Chevrolet, Ravon. Тому, для створення дослідного стенду та визначення можливих навантажених, як механічно, так і температурно зон, важливо детально вивчити конструктивні особливості двигуна, що на пряму впливають на роботу газорозподільчого механізму.

Двигун має головку блоку циліндрів, спільну для всіх чотирьох циліндрів. Для ущільнення з'єднання між блоком і головкою використовується метало-армована прокладка, яка не дає усадки в процесі експлуатації. Окремо слід вказати, що конструкція такої прокладки не передбачає повторного встановлення.

У верхній частині головки блока встановлені опори для двох розподільчих валів, які відлиті разом з головкою. Кожен розподільчий вал спирається на п'ять опор, зміщених до бокових поверхонь головки. Місця посадки клапанів та їх напрямні втулки встановлюються на свої посадочні місця методом запресовки. Оскільки впускні та випускні клапани приводяться в рух різними розподільчими валами, напрямні клапанів і самі клапани розташовані під певним нахилом - V-подібно. Впускні клапани, як і на більшості сучасних моторів, мають більший діаметр тарілки порівняно з випускними. При здійсненні обертового руху розподільчі вали кулачками створюють натискання на рокери, які, у свою чергу, створюють тиск на клапани через гідроштовхачі.

Використання гідроштовхачів дозволяє автоматично підтримувати необхідний зазор між рокером і кулачком, таке інженерне рішення дозволяє істотно знизити рівень шуму і потребу в обслуговуванні та налаштуванні. Для забезпечення якісної роботи важливо до гідроштовхачів подавати моторне масло під певним постійним тиском, тому в головці блоку утворено спеціальний канал зі зворотним кульковим клапаном. Таке конструкційне рішення дозволяє утримувати мастило в каналі значний час після зупинки силової установки. Важливо, щоб масло було чистим, оскільки наявність

навіть незначної кількості механічних часток може швидко призвести до виходу з ладу гідравлічного штовхача шляхом заклинювання .

Клапанний зворотний механізм діє завдяки одиночній пружини, яка спирається на шайбу, що контактує з головкою, а верхній кінець пружини тисне на клапанну тарілку, що закріплена на осі клапана сухарями. Впускний та випускний розподільчі вали виготовлені з чавуну методом лиття. Як зазначалось раніш, впускний та випускний вали мають по п'ять опор і вісім кулачків, причому, конструкційно зроблено, що кожна пара кулачків разом відкриває два клапани в одному циліндрі.

Привід розподільних валів цієї силової установки здійснюється за допомогою резино-армованого зубчастого ременя від зубчастого шківів колінчастого валу. Однією з характерних особливостей даного двигуна є те, що при обриві або перескоках ременя клапани зустрічаються з поршнями, що робить подальшу експлуатацію без ремонту неможливою. Користуючись цією інформацією можна дійти висновку, що слід здійснювати при ремонті, правильний вибір складових запчастини і враховувати встановлені терміни наробітку резино-армованих ременів силових установок сімейства ECOTEC DONC MF.

Особливістю ремінного приводу саме цієї силової установки є певне розташування натяжного та паразитного роликів і метод забезпечення необхідного натягнення ременя. Натяжний ролик знаходиться під шківом впускного розподільчого валу і має напівавтоматичний механізм натягу та утримання відповідного зусилля продовж експлуатації. Основний процес натягування здійснюється вручну, а під час роботи постійно підтримується необхідне зусилля за допомогою спіральної пружини. Додатковий ролик, що знаходиться під випускним валом, не бере участі в процесі натягування ременя, а використовується лише для збільшення кута охоплення шківів випускного розподільчого валу (див. рис. 2.19).

При заміні зубчастого ременя на новий слід зіставити установочні мітки згідно до рисунка 2.19, саме таке положення обертаючихся деталей

забезпечить вірну синхронізацію, тобто відповідність фаз газорозподілу. При правильному встановленні фаз, а саме при вірній синхронізації колінчастого та розподільчих валів, установочна мітка на колінчастому валу має зійтися з відповідною міткою на корпусі масляного насоса, а установочні мітки на шківках розподільчих валів опиняться одна напроти одної (див. рис. 2.19).

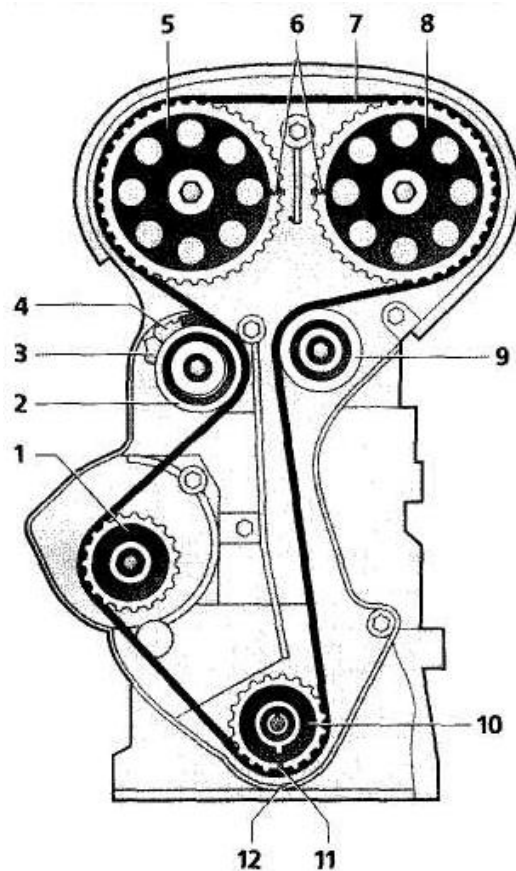
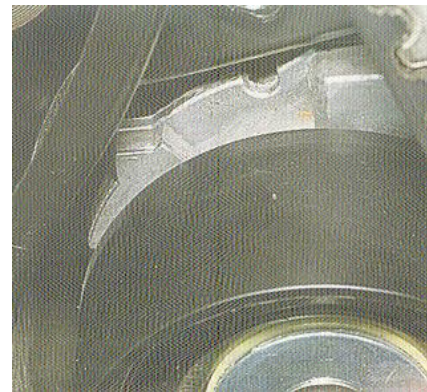
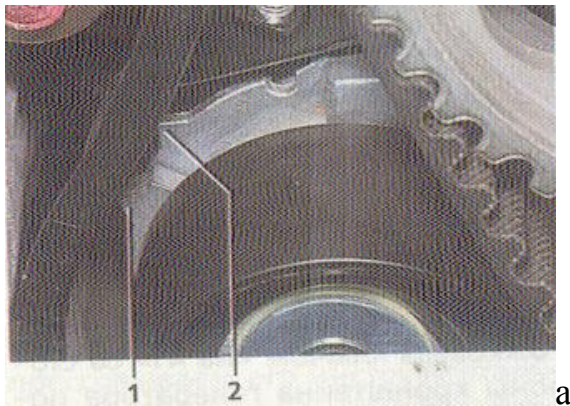


Рис. 2.19. Візуалізація схеми розташування основних елементів приводу газорозподільчого механізму та установочних міток встановлення фаз на силових установках ECOTEC DOHC MF: 1 – шків водяного насосу; 2 - полуавтоматичний натяжний ролик; 3 – механічний індикатор зусилля натяжіння ременя; 4 – мітка встановлення зусилля натяжіння ременя на корпусі головки блока; 5 – шків розподільчого валу (впуск); 6 – установочні мітки шківів розподільчих валів; 7 – зубчастий ремень приводу ГРМ; 8 – шків розподільчого валу (випуск); 9 – додатковий ролик; 10 - шків сполучений з колінчастим валом; 11 – установочна мітка колінчастого валу; 12 – відповідна нерухома мітка для орієнтації колінчастого валу.

Важливим є правильне виконання операцій з натягування зубчастого ременя. Натягування здійснюється за допомогою обертання корпусу водяного насоса за годинниковою стрілкою, як що дивитись на нього зі сторони зубчастого шківів. Паралельно необхідно слідкувати за положенням механічного індикатора зусилля на натяжному ролику. Процедура вважається завершеною, тобто ремень натягнуто з потрібним зусиллям, коли стрілки рухомого індикатора і нерухомої пластини розташовані на натяжному ролику співпадають (див. рис. 2.20).



б

Рис. 2.20. Операція з забезпечення необхідного зусилля натягнення зубчастого ременя: а) початкове положення, коли стрілки не збігаються - необхідно збільшити натяг; б) зіставлення стрілок рухомого та нерухомого індикаторів – зусилля натягу відповідає оптимальним значенням; 1 – рухомий індикатор, 2 – пластина нерухомого індикатора.

У положенні, наведеному на рис. 3.20.б, слід затягнути метизи кріплення водяного насоса, а потім, провертв колінчастий вал на два - чотири оберти, проконтролювати зіставлення показаних на малюнку установочних міток.

2.5. Висновок до розділу

Особливості конструкції та роботи приводу газорозподільчого механізму сучасних двигунів внутрішнього згорання, розглянуті в розділі, повинні враховуватись як при обслуговуванні і ремонті, так і при прогнозуванні термінів заміни складових елементів газорозподільчого

механізму. Ігнорування цього аналізу може призвести до зниження надійності роботи силової установки та до серйозних руйнівних наслідків при виході з ладу будь-якого елемента приводу.

Особливості приводу газорозподільчого механізму популярних силових установок сімейства ECOTEC DOHC MF, що проаналізовані в розділі, були враховані при розробці та компонуванні лабораторного стенду, а також на усьому протязі виконання лабораторних досліджень.

3. ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ СТВОРЕННІ ДОСЛІДНОГО СТЕНДУ ТА ФОРМУВАННЯ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Компонування та опис особливостей конструкції дослідної установки

Навіть самі якісні лабораторні випробування не можуть повністю відтворити умови роботи деталі чи механічного елемента, як це відбувається в реальній силовій установці. Однак, створення умов максимально наближених до екстремальних навантажень певних вузлів або деталей, з певною достовірністю дозволяє отримати достатньо правдоподібні данні щодо визначення меж їх термінів роботи. Саме на цьому принципі побудовано стенд для випробування резино-армованих зубчастих ременів газорозподільчого механізму силових установок сучасних транспортних засобів, шляхом створення граничних механічних навантажень. До того ж, слід було забезпечити відповідність температурному навантаженню, створюючи умови для точного обігріву, охолодження та обдування потоком повітря обертаючихся деталей та резино-армованого ременя.

Зрозуміло, що розроблений стенд має відтворювати повну кінематику роботи приводу газорозподільчого механізму та моделювати режими, які безпосередньо впливають на термін служби резино-армованих ременів. Важливою вимогою є й забезпечення повторюваності навантажень для досягнення максимальної точності та можливості проведення великої кількості вимірів.

На першому етапі комплектування стенду було узагальнено основні вимоги та характеристики, яким він має відповідати. Зокрема, було визначено, що для приводу стенду, тобто здійснення обертального руху, слід використовувати електричний двигун з максимальними характеристиками: швидкість обертання до 4500 об/хв і потужність 3,5 кВт. На вал двигуна монтується шків колінчастого валу, що й надає обертовий момент на шків впускного розподільчого валу та впускного розподільчого валу.

Геометричне розміщення усіх елементів приводу на стенді, таких як вісі обертання впускного та випускного розподільчих валів, помпи для перекачки охолоджуючої рідини, натяжного та допоміжного роликів, слід зберегти таким, що чітко відповідає місцям знаходження на реальному двигуні.

Навантаження на піддослідний резино-армований ремінь протікає шляхом гальмування шківів випускного розподільчого валу за допомогою головного гальмівного циліндра автомобіля, дискового вентильованого гальма, гідравлічного однопоршневого супорта та сполучної магістралі. Для контролю протокуємого зусилля гальмування в гальмівну магістраль виживляється манометр. Для створення, притаманних механізму газорозподілення, що досліджується, температурних навантажень на лицевій панелі застосовується спеціальне обладнання для збільшення температурних показників повітря навколо зубчастого ременя. Нагрівання елементів приводу є надважливою умовою для відтворення реальних експлуатаційних навантажень для резино-армованих ременів газорозподільчого механізму. Також передбачено й здійснення певного руху повітря навколо обертових деталей з метою певного охолодження складових приводу за допомогою електровентиляторів, що мають можливість зміни обсягу повітря, що надувається.

Для отримання точних результатів стенд оснащено електронним тахометром для фіксації обертів електричної силової установки, температурними датчиками для контролю дійсної температури нагрівальних елементів та температури повітря навколо ременя, а також динамометром для вимірювання гальмівного моменту, що прикладається до шківів впускного розподільчого валу. Система управління включає в себе комутаційну та запобіжну апаратуру, зокрема електронний частотний перетворювач, що дозволяє змінювати кількісні показники обертів електричного двигуна у межах їх реальних значень та двох термореле з можливістю початкового налаштування, для контролю температурних меж роботи.

Враховуючи всі перелічені вимоги та провівши ретельне геометричне розташування складових приводу ГРМ була розроблена загальна компоновальна схема, а надалі й діючий механізм дослідного стенду. Кінцевий результат можна побачити на рисунку 3.1.



Рис. 3.1. Світлина, що дає розуміння дійсного компоновання складових елементів та розміщення обладнання на дослідному стенді.

Застосування цього стенду дозволяє не лише визначити межі напрацювань та порівняти основні характеристики зубчастих ременів газорозподільчого механізму, а й проводити ресурсні дослідження зносостійкості підшипників pomp для перекачування охолоджуючої рідини, додаткових і натяжних роликів та їх механізмів натягування, а також, при відносно тривалих дослідженнях, аналізувати динаміку можливого зносу зубчатих поверхонь приводних шківів на усіх задіяних при цьому валах.

Загальний принцип роботи стенду можна описати наступним чином: при наданні живлення частотному регулятору електрична напруга надалі подається на клеми електродвигуна, утворене магнітне поле зрушує з місця

вал, тягне зубчастий ремінь та передає обертовий рух на всі складові елементи газорозподільчого механізму. Водночас активуються елементи для обігріву, що розташовані біля резино-армованого ременя. Температура повітря, що оточує ремінь починає збільшуватися й зупиняється приблизно на відмітці 90°C. Надалі, увесь час роботи стенду, задана температура зберігається на встановленому рівні, за допомогою сумісній роботі датчика температури, термореле та вентиляторів охолодження, що розташовані у верхній частині стенду (див. рис. 3.1).

Зміну навантаження на зубчастий ремінь можливо регулювати в широких межах, завдяки можливості загальмовування шківів випускного розподільчого валу (ліва верхня частина рисунку). Слід зазначити, що навіть при довготривалій роботі гальм, гальмівне зусилля фактично знаходиться на попередньо встановленому рівні. Таке стає можливим завдяки використанню вентилязованого гальмівного диску та гальмівних колодок преміальної якості всесвітньо відомого виробника – TRW. Разі необхідності додаткових налаштувань, можливо проводити регулювання сили притискання за допомогою впливу на тиск рідини в гальмівній системі. Цей параметр контролюється переміщенням поршня головного гальмівного циліндра за допомогою гвинтового механізму з ручним приводом. Такі комплексні регулювання дозволяють фактично повністю відтворювати швидкісні, температурні та обертальні навантаження, що виникають у процесі експлуатації газорозподільчого механізму з ремінним приводом.

Особливу увагу заслуговує обладнання для дослідження зусилля зрізання зубців приводного ременя. У дослідах застосовувалась доволі проста конструкція даного обладнання, але вона дозволяла фактично повністю відтворити механізм зрізу. Конструкція складається з окремого зубчастого шківів колінчастого валу, що здатний провертатися на закріпленій осі та пластинчастого натискного пристрою. Натискання з певним зусиллям на натискну пластину утворюється за допомогою натискного ролика сполученого з гвинтовим ручним приводом. (див. рис. 3.2).

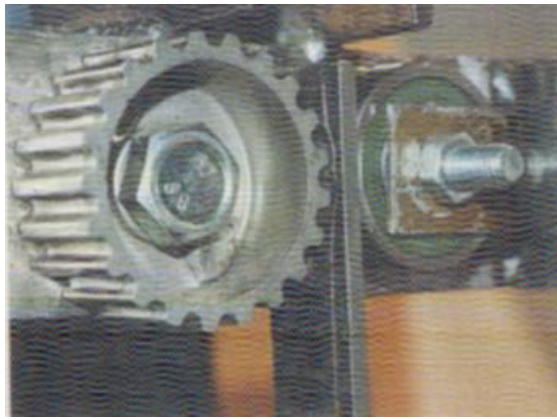


Рис. 3.2. Світлина конструкції натискного обладнання для перевірки зусилля зрізання зубців приводних ременів.

Як натискний ролик був використано додатковий обвідний ролик з даної силової установки. Для протягування зубчастого ременя використовувалась зворотня пресова установка, що здатна протокувати зусилля у межах до 130 кгс, що цілком вистачало для імітації процесу зрізання зубців.

Принцип роботи пристрою для дослідження зусилля зрізання зубців приводних ременів можна описати таким чином: резино-армований ремінь затискається в фіксуючому пристрої тягової пресової установки зворотної дії. Орієнтація ременя повинна бути такою, щоб його зубчата поверхня була орієнтована до зубців шківів, при цьому за місцем контакту зі шківом повинна лишитися деяка частина неушкодженого ременя для здійснення його протягування між шківом і натискною пластиною. Саме цей момент показано на світлинці 3.2. Після створення гідравлічного зусилля пресовою установкою зворотної дії її шток, переміщує фіксуючий пристрій в низ, згідно приведеного рисунку. Саме цим забезпечується протягування ременя через щілину між натискною пластиною та зубчастим шківом. Попередньо за допомогою гвинтового приводу ролик переміщувався до шківів створюючи необхідний момент, що формує опір протягуванню ременя і значно навантажує зубці ременя які перебувають у площині контакту. Зусилля притискання ролика поступово збільшується, відповідно й збільшується зусилля, створюване пресою установкою зворотної дії для протягування

зубчастого ременя. На певному етапі перелічених дій трапляється зрізання контактуючих зубів. Саме цей момент, з відповідним до нього зусиллям, фіксується за допомогою динамометра. Таким чином, перевіряється загальна міцність ременя, яка складається з міцності ниток корду, та міцності й надійності кріплення зубців до робочої поверхні резино-армованого ременя.

3.2. Обґрунтування основних принципів методології здійснення дослідження ресурсних властивостей зубчастих ременів

Усі проведені випробування з застосуванням описаного вище обладнання, слід поділити на два достатньо об'ємних етапи. До першого необхідно віднести комплекс ресурсних випробувань зубчастих ременів, а до другого комплекс міцносних випробувань зубчастих ременів.

Ресурсні випробування було здійснено на спеціально розробленому натурному стенді, технічний опис якого подано в розділі 3.1. Окрему увагу слід звернути на повне відтворення кінематики роботи зубчастих ременів силових установок сімейства ECOTEC DOHC MF. Методика проведення ресурсних випробувань базується на сформованих вимогах ДСТУ 52841-2010 «Двигуни автомобільні. Ремені приводні. Технічні вимоги та методи випробувань». У відповідності до зазначеної методики визначаються граничні значення навантажень і встановлювались строки наробітку для випробовуваних зразків. Зокрема, крутний момент, який має передаватися ременем приводу газорозподільчого механізму під час здійснення випробувань тривалості роботи, повинен мати такі значення - 22,35...22,55 Н*м, а загальний час проведення досліджень, тобто роботи стенду, складав, що найменш 100 годин. Тому зрозуміло, що для здійснення всебічного аналізу й проведення усього комплексу досліджень потребувалось не лише створити якісне обладнання, а й присвятити цьому дуже багато часу. Після встановленого часу напрацювання, приводний ремінь вважається таким, що витримав випробування одо встановленого навантаження, якщо на його

поверхні не з'являються видимі сліди руйнувань або інших зовнішніх змін у вигляді мимовільних розшарувань та мікротріщин.

Для прискорення досліджень з метою зменшення необхідного часу на проведення серії випробувань, було прийнято рішення збільшити значення гальмівного зусилля на шківі, що обертає впускний розподільчий вал, й відповідно підвищити моменту, який буде навантажений приводний ремінь. У цифрових значеннях це рішення мало такі межі, а саме тягове зусилля зросло вдвічі, при цьому склавши 45,35...22,55 Н*м. Як виянилось пізніше це була вдале рішення, так як, надало можливість істотно прискорити випробування, скоротити загальний час дослідження та чіткіше виділити зразки, що неподолають заявлених експлуатаційних термінів. Крім того, було необхідно скорегувати температурні навантаження, що значно впливають на властивості резино-армованих ременів. На цьому підґрунті, з метою прискорення проведення випробувань, була встановлена максимальна температура в підкапотному просторі, що теоретично може спостерігатися при русі автомобіля. Тобто повітря, що оточувало зубчастий ремінь при його обертанні, вес час випробувань мало температуру в 90°C. Слід зазначити, що такі дії з прискорення проведення випробувань з одного боку не протирічать вимогам викладеним в ДСТУ, з іншого, вони є більш жорсткими та складними, ніж вказані в ДСТУ. Саме такій підхід дозволяє отримати результати чіткого відокремлення ременів придатних до встановлення на двигуни автомобілів та ременів, що не витримали ці випробування та вважаються не рекомендованим для встановлення в привод газорозподільчого механізму.

При проведенні серії міцностних випробувань з моделюванням процесу підрізання зубців слід враховувати, що властивості матеріалу резино-армованого ременя змінюються під впливом температури. Тому випробування необхідно було здійснити як на нових ременях, так і на тих, що піддавалися дії підвищеній температурі під час проведення ресурсних досліджень. Необхідність цього рішення була викликана тим, що після

певного часу роботи зубчастий ремінь, випробовуючи на собі високі температури, поступово втрачає початкові показники еластичності і здатності демпфірування пульсуючих навантажень, які можуть сягати доволі високих значень. Саме ця особливість й була врахована для встановлення потенційних обривів і зрізу зубців на ременях, які майже вичерпали свій строк служби, але ще не були замінені.

Підсумовуючи описане доходимо до наступного рішення - для комплексного випробування зі зрізання зубців, залучаються по два ремені від кожного з обраних виробників. Першій резино-армований ремінь використовується для тестування міцності, а другий - для проходження сушіння в термічній камері при температурі 120°C продовж 70 годин. Це відтворює процес інтенсивного старіння ременя і певним чином дозволяє оцінити його можливість зберігати початкову еластичність та здатність демпфірування пульсуючих навантажень наприкінці встановленого строку служби.

Після проведення процесу сушіння комплекту ременів та комплекту, що не випробовували на собі термічну камеру, по черзі надавали навантаження силою 92 кгс. Для створення зазначеної сили, використовувався гідравлічний прес зворотної дії, застосування якого було описано раніш. Після проведення візуального огляду обох поверхонь ременя, тобто робочої та тильної фіксувались можливі зміни у структурі та зовнішньому виді. У разі не виявлення візуальних змін на робочій поверхні, ремінь вважається таким, що пройшов випробування.

На завершальному етапі досліджень була проведена серія випробувань на можливе розшарування в ході експлуатації. Для цього ремінь жорстко фіксується в пресовому пристрої зворотної дії та піддається навантаженню розтягнення до візуальної фіксації моменту відриву поверхневого шару. Згідно з існуючими вимогами згаданого ДСТУ, вважається, що резино-армований ремінь подолав випробування, якщо зусилля початку

розшарування складає понад 9,2 кгс для нових ременів, і 4,6 кгс для ременів, що були зістарені, шляхом термічної дії.

Отримані в процесі проведення описаних випробувань результати, були зведені в таблиці. Кожна таблиця включала в себе перелік піддослідних зразків та відповідно отримані в ході випробувань числові значення, можливі характеристики та опис візуальних змін при їх наявності. Окремо проводився аналіз усіх отриманих результатів і у разі виявлення та встановлення помилкових значень вимірювання, числові данні виключалися з таблиць і заносилися нові на основі повторних випробувань.

3.3. Висновки до розділу

В наданому розділі детально описано створений лабораторний стенд призначений для здійснення комплексних ресурсних випробувань складових приводу газорозподільчого механізму силових установок автомобілів. Як прототип для створення стенду, було обрано достатньо популярний в Україні двигун серії ECOTEC DONC MF. Однією з основних особливостей стенду є повна геометрична відповідність розташування складових обертових елементів газорозподільчого механізму та можливість регулювання в широкому діапазоні, як обертів, так і крутного моменту, що передається резино-армованим ременем до обертаючих ся деталей.

Крім того, у розділі представлено розроблену методику, яка дозволяє провести комплексне дослідження ресурсних та міцносних характеристик й встановлення відповідності якості отриманих показників для приводних ременів газорозподільчого механізму силових установок ECOTEC DONC MF.

4. ОПИС ПРОЦЕСУ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПРЕДСТАВЛЕННЯ ЗДОБУТИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Здійснивши аналіз загально доступних даних щодо продажу резино-армованих зубчастих ременів для газорозподільчих механізмів силових установок серії ECOTEC DOHC MF на українському ринку автозапчастин за 2023 та неповний 2024 роки, можна зробити такі висновки. Лідером на ринку безумовно став виробник з маркою «Bosch» з часткою продажів у межах 31%, на другому місці знаходяться ремені бренду «Gates» зі значенням в межах – 23%, на третьому - «Dauso» з відповідним значенням у межах 16%, на четвертому преміальний бренд - «Continental» з встановленим сегментом ринку у 12%, п'яте місце займає більш доступний за ціною, але не менш відомий виробник «Federal Mogul», що здобув приблизно 5% ринку, а решта продажів на ринку, що знаходиться у межах 13% розподілена між іншими торговими марками з загальною кількістю понад 20 шт, що мають відносно низки частки продажів на рівні похибки досліджень. Саме тому останні виробники та марки виробів не брали участі в проведених дослідженнях.

Для здійснення комплексу ресурсних досліджень були закуплені комплекти газорозподільчих ременів згаданих брендів через Інтернет-магазини, що є загальнодоступними. При виборі комплектів було виявлено два можливих варіанти ременів марки «Gates» з однаковим каталожним номером, але значними відмінностями в ціні та візуальному вигляді пакування. Тому ці зразки також були включені до загальної вибірки для можливості їх подальшого порівняння. У загальному підсумку одержано 30 ременів п'яти різних виробників. Згідно з інформацією на упаковках, всі ці ремені підходять для силових установок ECOTEC DOHC MF, окрім ременя бренду «Federal Mogul», який зазначено для роботи на силовій установці автомобіля Alfa Romeo 2.0 Turbo 12V (див. рис. 4.6). Пізніше було встановлено, що зазначений зразок відповідає всім параметрам, крім геометричного профілю зуба, та у разі необхідності може бути інстальований

для приводу газорозподільчого механізму силових установок ECOTEC DONC MF.

Обрані для дослідження зубчасті ремені мають істотні розбіжності в закупочних цінах і візуальній якості виготовлення. Однак, згідно з пакуванням усі вони виготовлені в країнах Європи, а саме - Німеччині, Італії та Румунії. Проведений аналіз якісних показників, після комплексу здійснених випробувань, надав можливість з'ясувати, чи існує прямий взаємозв'язок між встановленою якістю продукту та країною-виробником.

4.1. Початковий опис та представлення піддослідних резино-армованих ременів

Початковим етапом даного дослідження слід вважати візуальний огляд пакування та візуальне встановлення якості виготовлення обраних піддослідних зразків ременів.

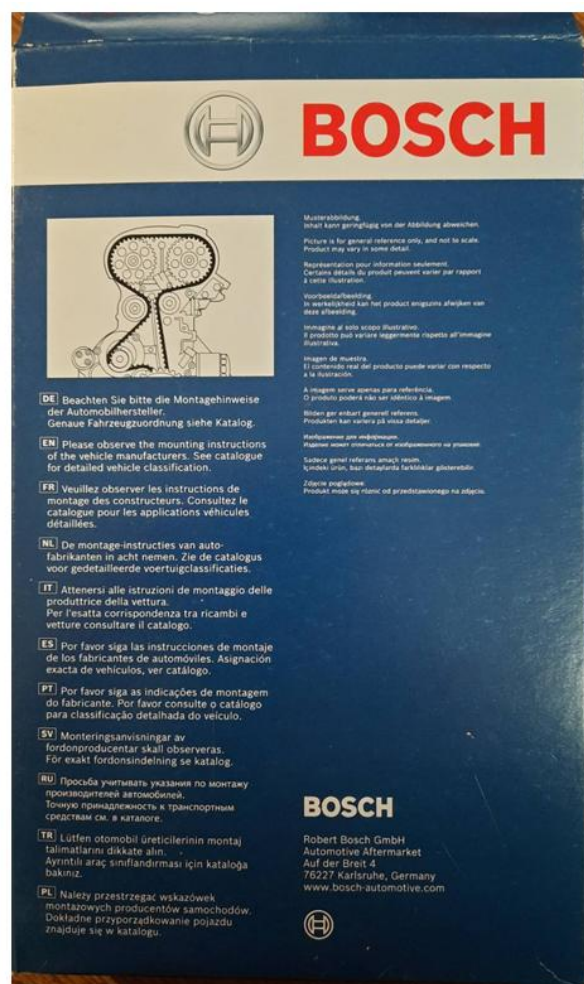




Рис. 4.1. Загальний вигляд піддослідного зразка 1 (комплект «Bosch»)

При огляді пакування особлива увага зверталась на визначення країни виробника та змістовності надання інформації безпосередньо на самому пакуванні та на зубчастому ремені, та підтверджувалось зіставлення неї. Таким чином було сформовано огляд, що приводиться нижче.

Піддослідний зразок 1 – резино-армований зубчастий ремінь середнього цінового діапазону, виготовлений брендом «Bosch» (див. рис. 4.1). Країна виробник Німеччина. На наступному малюнку можна бачити особливості профілю зубців ремня з представленого пакування:



Рис. 4.2. Профіль зубців резино-армованого ремня з комплекту виробника «Bosch»

Піддослідний зразок 2 – являє собою резино-армований зубчастий ремінь бренду «Gates» (рис. 4.3).

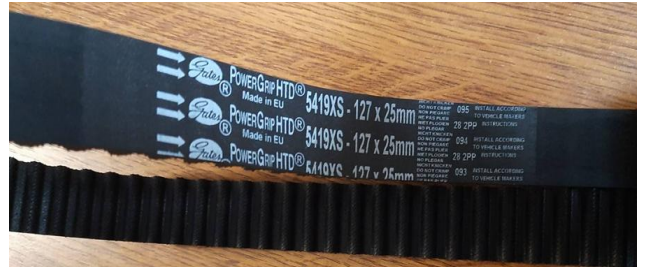
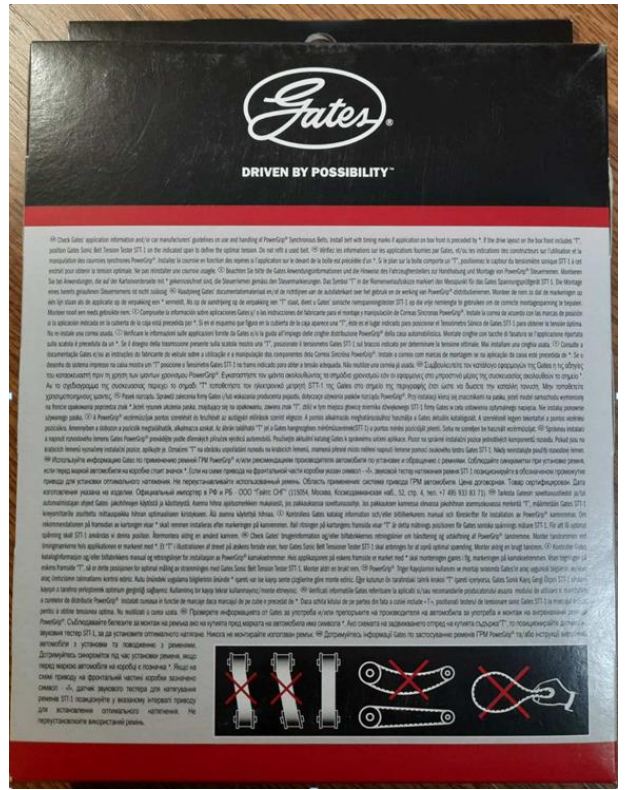


Рис. 4.3. Загальний вигляд піддослідного зразка 2, з профілем зубців (комплект «Gates»).

Піддослідний зразок 3 – резино-армований зубчастий ремінь бренду «Dauso» (див. рис. 4.4).

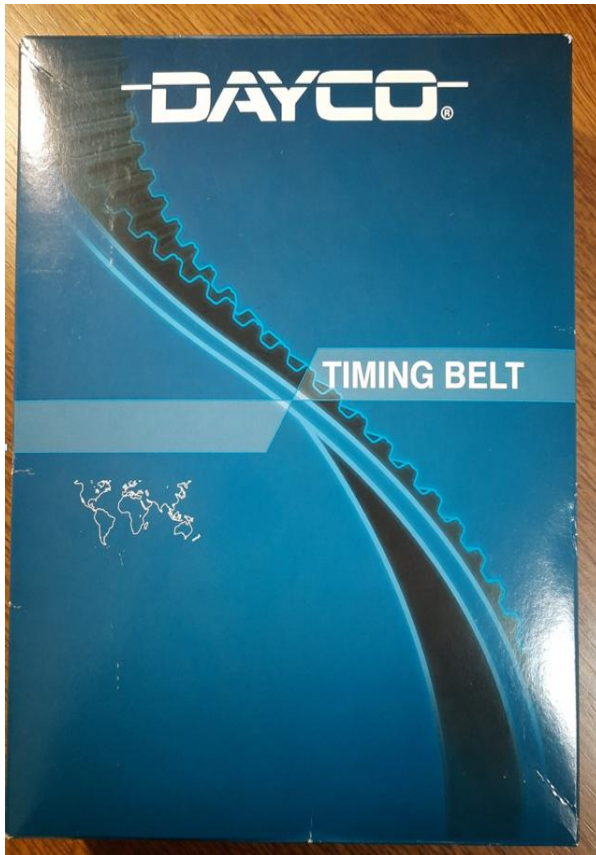


Рис. 4.4. Загальний вигляд піддослідного зразка 3, з профілем зубців (комплект «Dayco»).

Піддослідний зразок 4 – резино-армований зубчастий ремінь бренду «Continental» (див. рис. 5.5).



Рис. 5.5. Загальний вигляд підслідного зразка 4 (комплект «Continental»).

Далі показано профіль зубця ремня з цього пакування



Рис. 5.6. Профіль зубців резино-армованого ремня з комплекту виробника «Continental»

Підослідний зразок 5 – резино-армований зубчастий ремінь бренду «Federal Mogul» (див. рис. 4.6).



Рис. 4.6. Загальний вигляд підослідного зразка 5 (комплект «Federal Mogul»)

Як видно з рисунку, профіль зубців цього ремня має трапецеїдальну форму, що не є оптимальним для роботи зі шківками з еліптичним профілем западин. Однак, було вирішено включити цей ремінь до повного комплексу випробувань, оскільки він пропонується як повноцінний замітник оригінального ремня. Крім того, статистика продажів показує, що ці ремені є досить популярними для застосування в газорозподільчому приводі силових установок сімейства ECOTEC DOHC MF.

Підослідний зразок 6 - резино-армований зубчастий ремінь бренду «Gates» (див. рис. 4.7). Цей ремінь цікавий, оскільки має погане пакування та нерівномірне розташування ниток корду. Варто відзначити, що нитки корду почали розпадатися навіть до установки на стенд, утворюючи бахрому на бокових поверхнях. Однак всі позначення майже повністю збігаються з попереднім комплектом цього ж бренду (див. рис. 4.3).



Рис. 4.7. Загальний вигляд підослідного зразка 6 (комплект бренду «Gates»)

Якість цього та інших ременів буде оцінено в ході ресурсних і міцнісних випробувань, опис яких надається в наступному розділі даної роботи.

4.2. Опис проведення ресурсні випробувань обраних зубчастих ременів

Що стосується наступного етапу дослідження, то відповідно до розробленої методики, описаної в розділі 3.2, відбувались ресурсні випробування зубчастих ременів з застосуванням лабораторного обладнання.

Випробування проводилися на спеціально розробленому стенді, принципова конструкція якого детально описана в розділі 3.1 та зображена на рис. 3.1. Варто вказати, що при проектуванні стенду було суворо дотримано вимоги щодо відтворення кінематики роботи резино-армованих ременів на силових установках сімейства ECOTEC DONC MF. Окрім цього, особливу увагу було приділено створенню реальних теплових навантажень, що діють на усі складові елементи приводу при роботі силової установки у підкапотному просторі. Тому на ремінь протягом усього часу роботи діяло теплове навантаження в 90°C, що відповідає середній температурі силової установки в зоні де розташовується ремінь.

Весь комплекс випробувань було проведено у чіткій відповідності з діючими вимогами ДСТУ 52841-2010 «Двигуни автомобільні. Ремені приводні. Технічні вимоги та методи випробувань». Для прискорення процесу випробувань було теоретично обґрунтовано (див. розділ 3) подвоїти значення гальмівного моменту, для підвищення навантаження на зубчастий ремінь. Тобто зусилля було збільшено з 22,35...22,55 Нм до 45,35...45,55 Нм, фактично у два рази. При цьому слід зазначити, що збільшення навантаження жодним чином не вплинуло на загальний час проведення дослідження по кожному з обраних зразків і в загальному підсумку склало 100 годин. Грунтуючись на зазначеному можемо стверджувати що на розробленому стенді присутня можливість моделювання умов роботи зубчастих ременів навіть більш складних та більш навантажених ніж реальні умови роботи та вимоги, що зазначені у діючому ДСТУ.

Після завершення відведеного часу проведеного на дослідному стенді, кожен ремінь з вибірки був демонтований зі стенду з метою проведення повного візуального контролю. Найвищу оцінку за п'ятибальною шкалою отримав той ремінь, на якому після встановленого часу роботи з підвищеним навантаженням не було виявлено жодних ознак пошкоджень або будь яких візуальних змін на зубчастій поверхні.

Зазначені результати було проаналізовано, згруповано та представлено у табличному вигляді для зручності сприйняття (див. табл. 5.1). Крім того, до таблиці було надано певні коментарі, що відображають сутність та результати випробувань по кожному зразку.

Таблиця 4.1

Результати візуальної оцінки піддослідних зразків після напрацювання встановленого строку на лабораторному стенді

Ресурсні випробування	Зразок 1 комплект «Bosch»	Зразок 2 комплект «Gates»	Зразок 3 комплект «Dayco»	Зразок 4 комплект «Continental»	Зразок 5 комплект «Federal mogul»	Зразок 6 комплект з назвою «Gates»
Напрацювання на стенді, год.	100	100	100	100	100	100
Проміжна оцінка за ресурсні випробування	4	5	4	5	3	1

Як що здійснити певне обговорення та теоретичний аналіз отриманих результатів, то він буде виглядати наступним чином. Так можна з впевненістю сказати, що всі піддослідні резино-армовані ремені витримали 100 годин безперервного обертання на стенді з подвоєним навантаженням, але слід зазначити, що до кінця випробувань вони підішли з різними візуальними результатами.

Зразок 1 (комплект «Bosch») відпрацював без нарікань, зберіг майже початковий вигляд зубчастої та зовнішньої поверхонь, без слідів механічних пошкоджень. Зазначено незначне розшарування кордової нитки та появу бахроми на невеликому секторі, що призвело до зниження загальної оцінки після вичерпання часу відведеного на дане випробування.

Зразок 2 (комплект «Gates») пройшов випробування без проблем, зберіг всі характеристики, візуальних відмінностей у порівнянні з новим, не виявлено. Відповідно даний піддослідний зразок отримав максимальну оцінку.

Зразок 3 (комплект «Dauso») також відпрацював без значних візуальних пошкоджень, проте, як і зразок «Bosch», на кінці терміну обертання з'явилися незначні ознаки розшарування нитки корду по краю ременя, що й знизило загальну оцінку.

Зразок 4 (комплект «Continental») пройшов випробування без будь яких візуальних ушкоджень, зберіг вигляд фактично нового ременя, що підтверджує високу якість та преміальність даного бренду. Отримав максимальну оцінку.

Зразок 5 (комплект «Federal Mogul») при ретельному візуальному огляді виявлені значні пошкодження та порушення цілісності зовнішньої сторони ременя, що може вказувати на нестійкість зразка до дії високих температур (див. рис. 4.8).



Рис. 4.8. Світлина з наявними пошкодженнями зразка №5 «Federal mogul» по завершенні повного строку ресурсних випробувань на стенді.

На внутрішній робочій поверхні також спостерігаються ознаки руйнування у вигляді істотного підрізання зубців. Оскільки зусилля крутного моменту було збільшене, а профіль зубців не відповідав стандартам. Таким чином даний зразок отримав оцінку 3.

Зразок 6 (комплект «Gates») мав серйозні пошкодження, включаючи втрату декількох зубців (див. рис. 4.9), що вказує на неякісне виготовлення ременя, ймовірно підробка. Оцінка за результатами випробувань – 1 бал.



Рис. 4.9. Світлина з наявними ушкодженнями зразка 6 під назвою «Gates» по завершенні повного строку ресурсних випробувань на стенді.

Загальним висновком для розглянутої частини комплексних досліджень є те, що номінально усі ремені, які брали участь у випробуваннях подолали їх. Це означає, що будь який ремень з піддослідної групи, здатен відпрацювати встановлений строк до регламентної заміни на реальній силовій установці ECOTEC DONC MF.

4.3. Опис міцностних випробувань зубчастих ременів

У відповідності до розробленої методики, наступним етапом комплексних досліджень слід вважати проведення випробувань з розривної міцності та міцності утримання зубців на зріз. Зрозуміло, що дослідження проводяться на обраних зразках зубчастих ременів представлених у розділі 4.1.

У цих випробуваннях зверталася увага не лише на моделювання та відтворення процесу підрізання зубців, але й на вплив температурного старіння матеріалу, з якого виготовлені піддослідні зразки. Для здійснення фіксації зазначених відмінностей у поведінці зразків, серія дійсних випробувань проводилась окремо для нових ременів, що не пройшли термічну обробку, і для ременів, на які було впливано підвищеними температурами. Такий підхід зумовлений тим, що матеріал ременя значно змінює свої еластичні властивості після впливу високих температур, коли з його хімічної формули випаровуються легкі фракції. Саме тому будь який резино-армований зубчастий ремінь по мірі збільшення строку напрацювання втрачає початкову еластичність, але його здатність до опору істотним навантаженням розтягнення може навіть приймати більші значення.

Для випробувань міцності було обрано по два ременя кожного з представлених брендів: один комплект без додаткових дій на нього, використовувався для тестів на міцність, а інший був завантажений у лабораторну сушильну камеру, де під постійною температурою 120°C лишався терміном у 70 годин. Таке рішення не лише дозволило отримати додаткові числові данні щодо встановлення меж ресурсу, але й надало можливість якісно оцінити, шляхом порівняльного аналізу, здатність піддослідних зубчастих ременів зберігати свої міцнісні характеристики наприкінці визначених термінів напрацювань.

Зразки, що подолали процес сушіння, та ті, що не випробували на собі дії високих температур, по черзі встановлювалися в затискний пристрій пресу зворотної дії (див. рис. 3.2) та піддавалися навантаженню розтягнення у 92 кгс. Коли навантаження було знято і піддослідний зразок вийнятий з

затискного пристрою, він піддавався ретельному візуальному огляду. В обов'язковому порядку перевірялась зовнішня поверхня та робоча поверхня ремня. Увага особливо була зосереджена на відповідності, тобто не зміні, профілю зубців та їх загального стану з'єднання з робочою поверхнею ремня. Приймалося, що ремінь пройшов зазначене випробування, якщо під час візуального огляду не було виявлено жодних змін як на тильній, так і на робочих поверхнях, як на ремні, що перебував у лабораторній сушильній камері, так і на новому ремні, що не випробовував жодних температурних дій.

Усі результати отримані під час описаного випробування були зведені до таблиці 4.2. Стислі коментарі щодо проходження цього етапу певним піддослідним зразком сформульовані після таблиці.

Таблиця 4.2

Результати візуальної оцінки піддослідних зразків на етапі дослідження
міцностних властивостей

Міцностні випробування з імітацію підрізання зуба	Зразок 1 комплект «Bosch»	Зразок 2 комплект «Gates»	Зразок 3 комплект «Dayco»	Зразок 4 комплект «Continental»	Зразок 5 комплект «Federal mogul»	Зразок 6 комплект з назвою «Gates»
Зусилля зрізу зуба на нових ремнях, кгс	250	275	235	245	215	185
Зусилля зрізу зуба на ремнях, що пройшли сушильну камеру, кгс	375	375	340	350	370	250
Проміжна оцінка міцностних випробувань на зріз зуба	4	5	3	4	3	2

Найгірші показники були отримані при тестуванні шостого зразка, наявні дефекти після випробування відображені на рис. 4.10.

Перевірка зусилля, при якому зрізуються зуби, дає змогу оцінити ресурс ремня. Випробування міцності відриву зубців є важливим, адже саме це руйнування ремня, що відбувається в реальній експлуатації на силовій

установці, є найбільш розповсюдженою причиною зустрічі клапанів з днищем поршня. Випадки розриву корду є відносно рідкими у порівнянні зі зрізанням зубців наприкінці встановленого терміну експлуатації зубчастих ременів.



Рис. 4.10. Світлина з візуальними наслідками ушкодження робочої поверхні зразка № 6 після прикладання зусилля у 185 кгс.

Останнім етапом досліджень, згідно з розробленою методикою є саме проведення серії випробувань на можливість розшарування матеріалу з якого виготовлено піддослідні зразки. Для цього використовувалося пресове обладнання зворотної дії. Для початку випробувань слід зафіксувати зубчастий ремінь у заживних пристроях та за допомогою пресового обладнання завдати зусилля розтягнення до візуальної фіксації моменту відриву поверхневого шару. Згідно з діючими вимогами ДСТУ, резино-армований ремінь вважався таким, що пройшов випробування, якщо зусилля початку розшарування перевищувало 9,2 кгс для ременів, які не піддавалися старінню та не знаходились під дією високих температур у лабораторній печі. Також слід вважати що піддослідний зразок пройшов випробування після знаходження його у лабораторній печі під дією високих температур, тобто, після моделювання процесу старіння, якщо він витримав навантаження у 4,6 кгс й при цьому візуально не виявлено початку процесу розшарування.

Отримані результати випробувань по кожному піддослідному зразку на наявність розшарування після дії граничних сил розтягнення зведені до таблиці 4.3. Основні коментарі відносно кожного зразка, що показав незадовільні результати, або будь яким чином не вклався в межі вимог, представлені після таблиці.

Таблиця 4.3

Проміжні результати досліджень міцностних можливостей резино-армованих зубчастих ременів

Міцностні випробування ременів на зусилля відриву поверхневого шару матеріалу	Зразок 1 комплект «Bosch»	Зразок 2 комплект «Gates»	Зразок 3 комплект «Dayco»	Зразок 4 комплект «Continental»	Зразок 5 комплект «Federal mogul»	Зразок 6 комплект з назвою «Gates»
Зусилля відриву поверхневого шару на нових ременях, кгс	45,5	24,0	24,5	25,0	24,5	24,0
Зусилля відриву поверхневого шару на ременях, що пройшли сушильну камеру, кгс	50,0	40,0	35,5	21,0	40,5	12,0
Проміжна оцінка міцностних випробувань на зріз зуба	5	4	3	3	4	2

Спираючись на аналіз даних наведених у таблиці 4.3 можна зазначити, що усі піддослідні зразки, окрім номера 6 подолали дане випробування, оскільки зусилля початку розшарування перевищує затребуване діючим ДСТУ межу у 9,2 кгс для нових ременів і 4,6 кгс для тих, що пройшли термічну обробку у лабораторній печі. Отримані бали опосередковано відображають якість матеріалів, з яких виготовляються зразкі обрані для тестування.

4.4. Висновки до розділу

Проведений комплекс лабораторних стендових досліджень, спрямованих на визначення дійсних строків наробітку та основних експлуатаційних параметрів резино-армованих ременів газорозподільчого механізму силових установок ECOTEC DONC MF дозволів отримати

наступні результуючі данні, що для більш якісного сприйняття та здійснення підсумкового аналізу зведені до таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Зведені результати комплексу ресурсних випробувань приводних ременів ГРМ силових установок сімейства ECOTEC DOHC MF

Вид випробування	Зразок 1 комплект «Bosch»	Зразок 2 комплект «Gates»	Зразок 3 комплект «Dayco»	Зразок 4 комплект «Continental»	Зразок 5 комплект «Federal mogul»	Зразок 6 комплект з назвою «Gates»
1	2	3	4	5	6	7
Ресурсні випробування						
Напрацювання на стенді, год.	100	100	100	100	100	100
Проміжна оцінка за ресурсні випробування	4	5	4	5	3	1
Міцнісні випробування з імітацією підрізання зуба						
Зусилля зрізу зуба на нових ременях, кгс	250	275	235	245	215	185
Зусилля зрізу зуба на ременях, що пройшли сушильну камеру, кгс	375	375	340	350	370	250
Проміжна оцінка міцнісних випробувань на зріз зуба	4	5	3	4	3	2
Міцнісні випробування ременів на зусилля відриву поверхневого шару матеріалу						
Зусилля відриву поверхневого шару на нових ременях, кгс	45,5	24,0	24,5	25,0	24,5	24,0
Зусилля відриву поверхневого шару на ременях, що пройшли сушильну камеру, кгс	50,0	40,0	35,5	21,0	40,5	12,0
Проміжна оцінка міцнісних випробувань на зріз зуба	5	4	3	3	4	2
Сумарний бал отриманий за комплекс випробувань	13	14	10	12	10	5

Згідно з отриманими результатами, місця серед піддослідних зразків розподілилися наступним чином: перше місце посіли ремені, що виробляються брендом «Gates», друге отримали ремені виробника «Bosch»,

третє місце по праву дісталось ременям «Continental», четверте місце розділили між собою ремені більш дешевого цінового сегменту - «Dauso» та «Federal mogul», а останнє присуджене ременям під маркою «Gates», що у ході проведення досліджень визнані контрафактними. Згідно з вимогами діючого ДСТУ, всі зразки, окрім контрафактного товару, можуть бути встановлені на зазначені силові установки та експлуатуватися, до встановленого у технічній документації строку регламентної заміни. Проте, у разі встановлення підроблених «під фірму» ременів (зразок №6), неможливо гарантувати їх якісну роботу продовж встановленого регламентного строку й відповідно загальну працездатність та цілісність складових елементів газорозподільчого механізму силової установки.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1. Аналіз загальних питань з дотримання нормативних умов праці у дослідних лабораторіях

Лабораторія - це спеціально обладнане приміщення в навчальному закладі, яке відповідає цілям та завданням конкретного навчального предмета, а також специфіці діяльності викладачів та студентів. При обладнанні та експлуатації навчальних кабінетів важливо дотримуватись вимог охорони праці.

Охорона праці - це система заходів, спрямованих на забезпечення безпеки життя та здоров'я працівників (студентів) під час їх трудової діяльності (освітнього процесу). Вона включає правові, соціально-економічні, організаційно-технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні та інші заходи. Під час занять у навчальних кабінетах можуть виникати небезпечні чи шкідливі виробничі фактори як короткочасно, так і на довгий період.

Небезпечний виробничий фактор (НВФ) - це фактор, вплив якого на студента може спричинити травму чи раптове погіршення здоров'я. До НВФ відносяться, наприклад, рухомі частини обладнання, гострі краї інструментів, падіння предметів або ураження електричним струмом.

Шкідливий виробничий фактор (ШВФ) - це фактор, який може призвести до захворювання або зниження працездатності. Серед ШВФ: підвищена запиленість або загазованість робочої зони, надмірна або недостатня температура, вологість повітря, погане освітлення тощо.

Вплив зазначених факторів на студентів під час занять повинен бути усунутий або знижений до безпечних рівнів, що регламентуються відповідними нормативними документами. У кожному навчальному кабінеті необхідно скласти перелік небезпечних і шкідливих факторів, які можуть виникнути під час проведення занять, зазначити їх місце виникнення та визначити заходи для їх усунення або нормалізації. Згідно з вимогами

Наказів Міносвіти та Основ, щорічно в навчальних кабінетах має проводитися атестація робочих місць із контрольованими параметрами НВФ і ШВФ.

За створення безпечних умов для навчання, праці та відпочинку студентів у навчальних закладах відповідають посадові особи та викладачі відповідно до чинного законодавства. Освітній заклад і його працівники зобов'язані відшкодувати матеріальну та моральну шкоду студентам, що зазнали ушкодження здоров'я.

5.2. Небезпечні та шкідливі чинники, які впливають на студентів та працівників у лабораторіях

5.2.1. Фізичні чинники

- Рухомі механізми, частини обладнання, верстати та нерухомі матеріали, які можуть обрушитися. Дія: можливе травмування студентів і працівників.
- Підвищена запиленість повітря в робочій зоні. Дія: пил може спричинити алергії, захворювання органів дихання, шкіри та інші хвороби.
- Підвищена температура поверхонь устаткування. Дія: контакт з гарячими поверхнями (>45°C) може призвести до опіків.
- Знижена температура поверхонь матеріалів. Дія: тривалий контакт з холодними предметами може викликати судинні захворювання, особливо на пальцях рук.
- Підвищена температура повітря в робочій зоні. Дія: порушення обміну речовин в організмі.
- Знижена температура в робочій зоні. Дія: може спричинити простудні захворювання.
- Підвищений рівень шуму. Дія: погіршення слуху, порушення функцій серцево-судинної та нервової системи.
- Підвищений рівень вібрації. Дія: може викликати вібраційну хворобу при тривалому впливі.

- Підвищена вологість повітря. Дія: ускладнюється теплообмін організму.
- Знижена вологість повітря. Дія: відчуття сухості слизових оболонок, ускладнене дихання.
- Підвищена рухливість повітря. Дія: втрата тепла організмом, можливість простудних захворювань.
- Знижена рухливість повітря. Дія: підвищення концентрації пилу, токсичних виділень, що може викликати стомлення, запаморочення та інші захворювання.
- Підвищена напруга в електричному ланцюгу. Дія: можливість електричного ураження, опіків або механічних травм.
- Підвищений рівень статичної електрики. Дія: розряди можуть призвести до травм або пожеж.
- Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Дія: порушення функціонування серцево-судинної та нервової системи.
- Недостатнє природне освітлення. Дія: можливе світлове голодування організму.
- Недостатня освітленість робочої зони. Дія: стомлення зору, загальна млявість, що може призвести до травм.
- Знижена контрастність. Дія: перевантаження зорового аналізатора.
- Прямі та відбиті відблиски. Дія: спричиняють стомлення зору, головний біль, дискомфорт в очах.
- Підвищений рівень інфрачервоної радіації. Дія: може викликати проблеми з органами зору та центральною нервовою системою.
- Гострі краї, заусенці на інструментах і обладнанні. Дія: можливість поранень, дрібних ушкоджень.

5.2.2. Хімічні чинники

- Шкідливі речовини в повітрі. Дія: подразнення дихальних шляхів, отруєння та інші захворювання.

- Мстила. Дія: тривале контактування з маслом може викликати дерматити та хронічні захворювання шкіри. Вдихання парів масла — отруєння.
- Кислоти. Дія: при контакті з шкірою - опіки, а пари сірчаної кислоти - руйнування зубів і порушення функцій стравоходу.
- Їдкі луги. Дія: спричиняють опіки та дерматити при тривалому контакті.
- Дезінфікуючі, миючі засоби. Дія: можливі алергії та інші захворювання.

5.2.3. Біологічні чинники

До біологічно небезпечних факторів відносяться патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, гриби, паразити) та їхні продукти життєдіяльності. Дія: інфекційні та алергічні захворювання.

5.2.4. Психофізіологічні чинники

- Фізичні перевантаження (тривала робота в незручній позі, підйом важких предметів). Дія: захворювання опорно-рухового апарату, судинні захворювання.

- Нервово-психічні перевантаження (емоційна перевтома, монотонна робота). Дія: підвищена стомленість, зниження уваги, що може призвести до травм.

- Перенапруга аналізаторів. Дія: стомлення, зниження концентрації уваги.

- Монотонність праці. Дія: зниження уваги та можливість травм.

- Емоційні перевантаження. Дія: захворювання серцево-судинної системи.

- Всі лабораторії кафедри автомобільного транспорту обладнані приладами та моделями, що працюють на напрузі до 380 В, що є небезпечним для життя.

5.3. Загальні вимоги безпеки в лабораторних приміщеннях

Загальні вимоги безпеки мають відповідати ДСТУ 2.4.113-82 ССБТ "Роботи навчальні лабораторні". Викладач, який проводить лабораторні роботи, несе відповідальність за безпеку роботи приладів, стан трудової дисципліни та дотримання техніки безпеки студентами. Студенти повинні працювати на чітко визначених місцях. За порушення вимог інструкції студент несе дисциплінарну відповідальність, а у разі пошкодження приладів та обладнання через його вину — матеріальну.

Вимоги безпеки перед початком роботи в лабораторії. Перед початком роботи студенти повинні пройти інструктаж з техніки безпеки та ознайомитися зі схемою електропостачання робочих місць. Інструктаж проводить викладач, а після його завершення оформляється контрольний лист.

Вимоги безпеки під час роботи з лабораторним обладнанням. Перед роботою на гальмівному стенді необхідно перевірити стан ізоляції проводів, електрообладнання, вимірювальних приладів і заземлюючого провідника. У разі виявлення пошкоджень слід звернутися до викладача. Вимірювальні прилади повинні бути розташовані так, щоб забезпечити зручність і безпеку роботи. Не допускайте перетину натягнутих електричних проводів.

Вимоги безпеки при аварійних ситуаціях. Якщо з'являється дим або запах горілого, необхідно вимкнути електроживлення та сповістити викладача. У разі пожежі слід вимкнути електроживлення і викликати пожежну охорону (телефон 101). До прибуття пожежних команд гасити вогонь підручними засобами.

Вимоги безпеки після завершення робіт у лабораторії. По закінченні роботи за дозволом викладача необхідно вимкнути діючу модель при вимкненому електроживленні.

5.4. Основні інструкцій з техніки безпеки та протипожежні заходи

При виникненні пожежі в лабораторії необхідно: а) запобігти утворенню горючого середовища; б) не допустити виникнення джерел запалення в горючому середовищі.

- Заходи для забезпечення безпеки:

а) використання негорючих або слабо горючих матеріалів замість небезпечних; б) обмеження кількості горючих речовин і їх правильне зберігання; в) запобігання поширенню вогню за межі осередку; г) використання засобів гасіння пожежі; д) евакуація людей; е) застосування засобів колективного та індивідуального захисту; ж) використання засобів протипожежної сигналізації.

- Вимоги безпеки перед початком роботи:

Необхідно перевірити справність контрольно-вимірювальних приладів та заземлюючих пристроїв.

- Вимоги безпеки по закінченні роботи:

При виході з лабораторії вимкнути основне електроживлення та освітлення, прибрати робочі місця.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ ТА РОЗРОБЛЕНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

Проблема короткого терміну експлуатації ременів газорозподільчого механізму є актуальною, оскільки в автосервісах можна отримати багато інформації щодо наслідків обриву чи підрізання зубців цих ременів. Якщо на приводний ремінь, встановлений заводом-виробником, поширюється заводська гарантія, то зрозуміло, що на ремені, які продаються на ринку запчастин, така гарантія не надається. На цьому підґрунті і виникає нагальна потреба у проведенні лабораторних досліджень резино-армованих ременів для силових установок автомобілів популярних в Україні. Головна мета цього дослідження, саме визначення їх якісних характеристик і ресурсних показників приводних ременів газорозподільчого механізму, що доступні у вільному продажу.

Для проведення досліджень була обрана вибірка ременів газорозподільчого механізму для шістнадцятиклапанних силових установок сімейства ECOTEC DOHC MF, які широко представлені на ринку автомобільних запчастин України. У дослідженнях взяли участь тридцять комплектів ременів від п'яти різних товарних брендів.

Під час досліджень були виконані наступні завдання:

- проведено теоретичний аналіз особливостей роботи, зношування деталей і складових елементів газорозподільчих механізмів сучасних двигунів внутрішнього згорання.

- складено перелік виробників гумово-армованих приводних ременів газорозподільчого механізму двигунів сімейства ECOTEC DOHC MF, які широко представлені на ринку запасних частин та мають попит.

- розроблено методіку проведення комплексних лабораторних досліджень і визначані основні вимоги для встановлення дійсних термінів напрацювань та якісних показників приводних ременів.

- створено та укомплектувано лабораторну установку відповідно до технічних вимог і фізичних процесів, які відбуваються під час роботи приводних ременів газорозподільчого механізму.

- проведено ресурсні випробування та оцінено відповідність якісних характеристик обраних зразків приводних ременів чинним технічним вимогам.

- систематизовано основні результати досліджень, обґрунтовано та сформовано загальні висновки.

Основні результати досліджень після проведеної дослідної роботи, полягають у наступному:

- обґрунтовано необхідність регулярного проведення досліджень термінів служби та якісних характеристик гумово-армованих ременів приводу газорозподільного механізму автомобільних силових установок.

- встановлено, що склад матеріалу та технологія виготовлення гумово-армованих ременів мають суттєвий вплив на їхні якісні характеристики та межі ресурсу експлуатації.

- на основі встановленої відповідності між якісними показниками та строками напрацювання підтверджено теоретичну й практичну доцільність використання комплектів ременів приводу газорозподільного механізму визначених торгових марок.

- сформовано та успішно апробовано методику комплексних лабораторних досліджень гумово-армованих ременів приводу газорозподільного механізму сучасних силових установок автомобілів.

- визначено основні якісні характеристики та граничні строки служби гумово-армованих ременів приводу газорозподільного механізму для 16-клапанних силових установок серії ECOTEC DOHC MF.

- згруповано перелік рекомендацій щодо встановлення на силові агрегати зубчастих ременів певних виробників, на основі отриманих якісних показників та граничних строків їх експлуатації.

Загалом комплекс проведених ресурсних випробувань показав, що з усієї представленої вибірки піддослідних зразків, виявлено один, використання якого в газорозподільчому приводі силової установки є небажаним, а встановлені якісні характеристики не відповідають діючому ДСТУ. Порівняння зразків до і після температурних навантажень показало, що на більшості зразків відбувається так звана «довулканізація» матеріалу ременя, що призводить до незначного, але підвищення міцності. У високоякісних ременях характеристики міцності змінюються незначно, в той час як у менш якісних та більш дешевих брендів, вони можуть як істотно збільшитися, так і знизитися.

За результатами досліджень перше місце займають ремені бренду «Gates», друге - «Bosch», третє - «Continental», четверте місце належить двом брендам, а саме - «Dayco» і «Federal Mogul», а останнє – контрафакт зроблений «під фірму» під маркою «Gates». Формально всі зразки можуть бути використані в зазначених силових установках за умови, що це не контрафактний товар, оскільки його використання не гарантує дотримання регламентних термінів наробітку і загальної надійності складових елементів газорозподільчого механізму.

Рекомендації щодо заміни резино-армованих ременів газорозподільчих механізмів сучасних силових установок:

- нагально рекомендується не рідше двох разів на рік знімати захисну кришку і візуально перевіряти ремінь.
- обов'язкова заміна необхідна, якщо ремінь має пошкоджені боки, сильно зношену або пошкоджену зовнішню поверхню, механічні руйнування на робочій поверхні та зубцях.
- якщо є течії технічних рідин, вони обов'язково потрапляють на ремінь, що призводить до швидкої втрати його властивостей.
- будь який ремінь слід замінювати на новий після усунення протікання рідини.

- дотримуватися рекомендацій заводу-виробника щодо дотримання термінів заміни приводного ременя: для більшості сучасних силових установок максимальні значення заміни - 60-90 тис. км пробігу, а для автомобілів що мають відносно невеликі пробіги - після подолання ними 5-6 експлуатаційних років.

ВИКОРИСТАНА В РОБОТІ ЛІТЕРАТУРА ТА ЗАДІЯНІ ІНТЕРНЕТ
ПОСИЛАННЯ

1. Pacejka H.V. The magic formula tyre modell. / H.V. Pacejka, E. Bakker // Prog. IstCollog. Models for Vehicle Dynamics Analysis. Delft, 1991. - Amsterdam : Swits and Zeitlinger. - 1993. - P. 1-18.
2. Акатов Е. И., Белов П. М., Дьяченко Н. Х. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме. - К. : Машинобудування, 1998. - 216 с.]
3. Бібліотека Криворізького національного університету (м. Кривий Ріг, вул. Пушкіна, 37). – Режим доступу: <http://lib.knu.edu.ua/>,
4. Бойченко С.В., Иванов С.В., Бурлака В.Г. Моторные топлива и масла для современной техники. /Монография/. – К.; НАУ, 2005. – 216 с.
5. Грамолін А.В., Кузнецов А.С. Пальне, масла, змазки, рідини, матеріали для експлуатації та ремонту автомобілів. - К.: Машинобудування, 1995. - 63 с.
6. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория, [учеб. для вузов] / А.И. Гришкевич. - Мінськ. : Наука., 1986.-208 с.
7. Гурвич И.Б. Долговечность автомобильных двигателей. К., «Машинобудування». 1987. 112 с.
8. Гутаревич Ю. Ф. Екологія автомобільного транспорту: навч.посібник / Гутаревич Ю. Ф., Зеркалов Д. В., Говорун А. Г.- К.: Основа, 2002. -312 с.
9. Державна науково-технічна бібліотека України - <https://dntb.gov.ua>
- 10.ДСТУ 12.1.003-03*. ССБТ. Шум. Загальні вимоги безпеки. - Київ.: Видавництво стандартів, 2008.
- 11.ДСТУ 12.1.004-01. ССБТ. Пожежна безпека. Загальні вимоги. - Київ.: Видавництво стандартів, 2002.
- 12.ДСТУ 12.4.113-02. ССБТ. Роботи навчальні лабораторні. Загальні вимоги безпеки. - Київ.: Видавництво стандартів, 2002.

12. ДСТУ 12.4.113-02. ССБТ. Роботи навчальні лабораторні. Загальні вимоги безпеки. - Київ.: Видавництво стандартів, 2002.
13. ДСТУ 2389-94. Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1999.
14. ДСТУ 2860–94 Надійність техніки. Терміни та визначення.
15. Електронна бібліотека ELIBUKR - <http://www.elibukr.org>
16. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю : ДСТУ 3649-97 / К.: Держстандарт України, - 1998.- 20 с.- (Національні стандарти України).
17. Канарчук В. Е., Арсенюк Ю. В. Визначення технічного стану двигуна без розбирання.— Механізація мл. госп-ва, 1998, № 11, с. 18—19.
18. Канарчук Е. А., Канарчук В. Е. Влияние режимов работы на износ автомобильного двигателя. К-, Киев. торг.-экон. ин-т, 1990. 228 с.
19. Кисликов В. Лищик В. Будова й експлуатація автомобілів. «Либідь», 2000 -150 с.
20. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник – К.: Либідь, 2000. – 400 с.
21. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління». Київ,-Знання-Пресс, 2004. - 508 с.
22. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: Підручник. – К.: Вища шк., 2007. – 527 с.
23. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. – К.: Знання-Прес, 2003. - 511 с.
24. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: організація і управління. – К.: Знання-Прес, 2004. – 478 с.
25. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. - К.: Знання-Прес, 2003. - 511 с.