

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та природокористування

Кафедра агроінженерії

02-07-44М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни
«Мобільні енергетичні засоби» для здобувачів вищої
освіти першого (бакалавр) рівня за освітньо-професійною
програмою «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано
науково-методичною
радою з якості ННМІ
Протокол № 2 від 02.10.2024 р.

Рівне – 2024

Методичні вказівки для виконання практичних робіт з дисципліни «Мобільні енергетичні засоби» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Шимко А. В., Рижий О. П. – Рівне : НУВГП, 2024. – 95 с.

Укладачі:

Шимко А. В. – к.т.н., доцент кафедри агроінженерії;

Рижий О. П. – к.т.н., доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства.

Відповідальний за випуск: Налобіна О. О., доктор технічних наук, професор, завідувачка кафедри агроінженерії

Схвалено на засіданні кафедри агроінженерії протокол № 2 від 19 вересня 2024 року

Керівник групи
забезпечення спеціальності
208 «Агроінженерія»

Бундза О. З.

Попередня версія МВ: 02-03-94М

© А. В. Шимко,
О. П. Рижий, 2024
© НУВГП, 2024

Зміст

Вступ	
Практична робота №1.....	5
Практична робота №2.....	21
Практична робота №3.....	29
Практична робота №4.....	39
Практична робота №5.....	52
Практична робота №6.....	59
Практична робота №7.....	66
Практична робота №8.....	79
Практична робота №9.....	86
Список використаних джерел	

Вступ

Конструкції тракторів і автомобілів постійно вдосконалюються.

Розвиток тракторів і автомобілів іде в напрямку підвищення їхніх агроекологічних, техніко-економічних та ергономічних властивостей. Сучасні трактори характеризуються складністю конструкції, високою потужністю. Дедалі ширше в конструкції тракторів використовують гідропривод, у системах керування - автоматику й електроніку, у вбудованих системах діагностування - мікропроцесорну техніку. Складніша і технічно досконаліша техніка потребує і більш кваліфікованого технічного обслуговування та ремонту.

Фахівці сільського господарства повинні вміти не тільки організувати роботу техніки, а й раціонально обирати режими роботи, які забезпечують високу продуктивність і якість виконуваних робіт, економити енергетичні ресурси та знижувати витрати на експлуатацію техніки.

Метою практичних занять є закріплення і розширення обсягу знань, отриманих на лекціях і під час самостійної роботи студентів.

Для успішного виконання завдань, складених на практичних заняттях, необхідно повторити матеріал з освоєваної теми, як за конспектами лекцій, так і за рекомендованою літературою. Особливу увагу треба приділити методичним вказівкам при виконанні завдань, де наведено порядок розрахунку і необхідні для розрахунків формули.

Практична робота №1

Тема: Кривошипно-шатунний механізм

Мета роботи: розширити, поглибити і закріпити теоретичні знання щодо конструкції, принципу дії, особливості складових елементів кривошипно-шатунного механізму ДВЗ.

1. Загальні відомості

На даний час переважна більшість дорожніх транспортних засобів та сільськогосподарських машини обладнана поршневыми двигунами внутрішнього згорання. Дані двигуни працюють за принципом перетворення хімічної теплоти згорання палива на механічну роботу всередині робочого циліндра. Перетворення теплоти на роботу в таких двигунах пов'язане з реалізацією цілого комплексу складних фізико-хімічних, газодинамічних і термодинамічних процесів, технічне впровадження яких забезпечується наявними механізмами та системами.

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ) – є основним механізмом ДВЗ, який сприймає тиск газів, що утворюються в процесі згорання робочої суміші та перетворює прямолінійний зворотно-поступальний рух поршня на обертальний рух колінчастого валу. Також за допомогою КШМ забезпечуються процеси газообміну в робочому циклі двигуна.

До складу КШМ (рис.1.1) входять нерухомі деталі – циліндри, картер, головка блоку циліндрів та рухомі – поршнева група, шатунна група, колінчастий вал, маховик.

Поршнева група включає поршень, поршневі кільця (компресійні та маслоснімне), поршневий палець, стопорні кільця (для пальців плаваючого типу). У шатунну групу входять шатун, шатунні вкладиші, шатунні болти (шпильки) з гайками.

Напрямним елементом для руху поршня служить

циліндр. Конструкція ДВЗ з рідинним охолодженням, як правило, передбачає з'єднання усіх циліндрів у єдиний елемент – блок циліндрів 11 (рис.1.1).

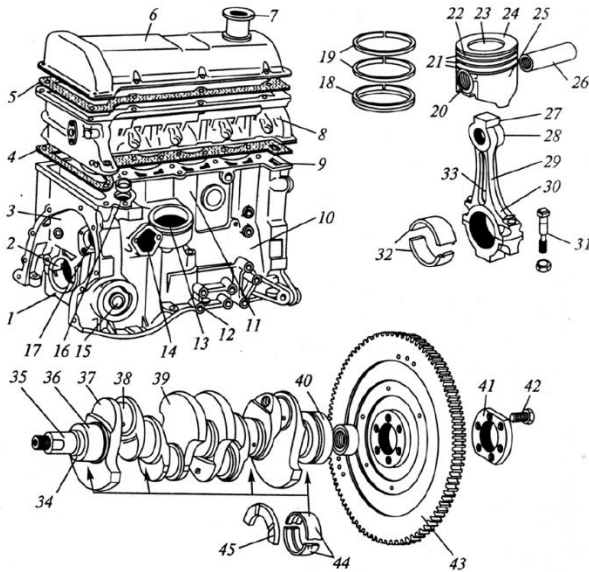


Рисунок 1.1. Кривошипно-шатунний механізм ДВЗ:

1 – нижня кришка підшипника колінчастого валу, 2 – опора, 3,9 – порожнини, 4,5 – прокладки, 6 – кришка головки блоку, 7 – горловина, 8 – головка блоку, 10 – картер, 11 – блок циліндрів, 12-16, 20 – приливи, 17, 33 – отвори, 18,19 – кільця, 21 – канавки, 22 – головка поршня, 23 – днище поршня, 24 – поршень, 25 – юбка поршня, 26 – поршневий палець, 27 – шатун, 28 – верхня головка шатуна, 29 – стержень шатуна, 30 – нижня головка шатуна, 31,42 – болти, 32,44 – вкладиші підшипників, 34 – колінчастий вал, 35 – передній кінець (носок) колінчастого валу, 36 – корінні шийки колінчастого валу, 37 – щока, 38 – шатунні шийки колінчастого валу, 39 – противага, 40 – хвостовик колінчастого валу, 41 – шайба, 43 – маховик, 45 – фіксуюче напівкільце.

Останній, у свою чергу, для забезпечення жорсткості відливають як одне ціле з картером 10. В такому конструктивному виконанні зазначена деталь називається блок-картером та є остовом двигуна на якому кріпляться практично всі механізми та системи. Раціональність конструкції блок-картера визначає міцність та жорсткість силового агрегату, його габарити та масу.

З метою зменшення ваги, блок циліндрів виготовляють з алюмінієвого сплаву, в який можуть запресовуватися змінні гільзи. Це підвищує ремонтпридатність ДВЗ, але знижує жорсткість самої конструкції. Зазвичай матеріалом для виготовлення знімних гільз є високоміцний чавун, а для підвищення твердості та зносостійкості внутрішню робочу поверхню загартовують струмами високої частоти. Гільзи бувають сухими та мокрими (рис. 1.2). Для ущільнення мокрих гільз у блоці циліндрів передбачено встановлення гумових (іноді – мідних) кілець. Для надійної фіксації та забезпечення відповідних геометричних розмірів мокру гільзу фіксують за допомогою опорних буртів та посадкових поясів. Верхній торець гільзи дещо виступає над площиною блок-картера (0,05 – 0,15 мм), що дозволяє отримати надійний газовий стик завдяки додатковій деформації прокладки між головкою й блоком циліндрів. Ретельно оброблену внутрішню поверхню циліндра називають дзеркалом.

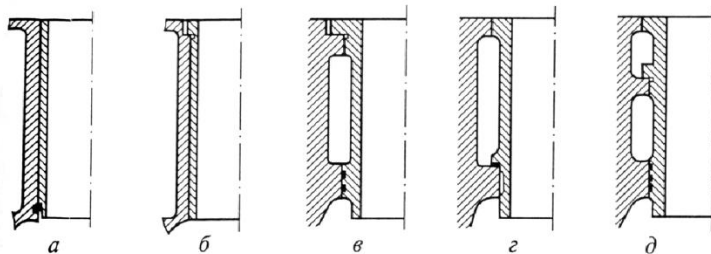


Рисунок 1.2. Типи гільз циліндрів:

а - суха без опорного бурта, б – суха з опорним буртом, в – мокра з верхнім опорним фланцем, г – мокра з нижнім опорним фланцем, д – мокра з середнім опорним фланцем

Спереду блок-картер закривають кришкою, під якою розміщені деталі приводу газорозподільного механізму (зубчасті колеса, зірочки, ланцюг або зубчастий пас).

Циліндри ДВЗ з повітряним охолодженням (рис.1.3) зазвичай виготовляють індивідуальними з зовнішніми ребрами для збільшення площі контакту з навколишнім середовищем, що дозволяє підвищити ефективність їх охолодження.



Рисунок 1.3. Циліндри ДВЗ з повітряним охолодженням

Головка циліндрів (рис.1.4) являє собою деталь, що фіксується зверху блоку циліндрів (у двигунах з рідинним охолодженням), або одного циліндра (як правило, в двигунах з повітряним охолодженням), утворюючи при цьому камеру згоряння та служить для закріплення в ній клапанного механізму. Їх звичайно відливають з алюмінієвих сплавів чи чавуну. Двигун може мати одну головку на ряд циліндрів чи окремі головки для кожного циліндра або групи циліндрів. Індивідуальні головки забезпечують надійніший газовий стик. У середині головки утворюють систему каналів та порожнин для циркуляції охолодної рідини, підводу повітря чи пальної суміші у циліндр та виводу відпрацьованих газів.

У головку циліндрів двигунів запресовують напрямні втулки і сідла клапанів. У сучасних двигунах спостерігається тенденція до переходу на чотириклапанні головки з метою поліпшення наповнення циліндрів. Більш складні за конструкцією головки дизелів з розділеними камерами згоряння.

Головки циліндрів двигунів повітряного охолодження мають значне ребрення (до 75% поверхні) для поліпшення відводу тепла.



Рис. 1.4. Головка блоку циліндрів з кришкою та розподільчими валами



Рис. 1.4. Індивідуальні головки блоку циліндрів ДВЗ з рідинним охолодженням



Рис. 1.6. Індивідуальні головки блоку циліндрів ДВЗ з повітряним охолодженням

Поршень (рис.1.7) має форму перевернутого металевго стакану, що розташований днищем до головки циліндра. Він сприймає тиск газів і передає дане зусилля через поршневий палець і шатун на колінчастий вал двигуна.

Завдяки безпосередньому контакту з процесом згоряння верхня частина поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність і погіршуються умови мащення. Відповідно до цього конструкція поршня, матеріал, з якого він виготовлений, мають забезпечувати високі механічні властивості та зносостійкість. Поршень має бути достатньо легким і добре відводити теплоту.

В автотракторному двигунобудуванні поршні виробляють литтям із сплавів на мідноалюмінієвій та кремнеалюмінієвій основі (АЛ1, АЛ10В, АЛ-25, В300 та ін.) з наступною механічною обробкою.

Конструкція поршня включає днище, головку (ущільнювальну частину) і юбку (напрямну частину). Всередині, на внутрішній поверхні юбки виконано два припливи – бобишки, в отвір яких встановлюють поршневий палець. Для збільшення жорсткості поршня на його внутрішній поверхні виконані ребра.

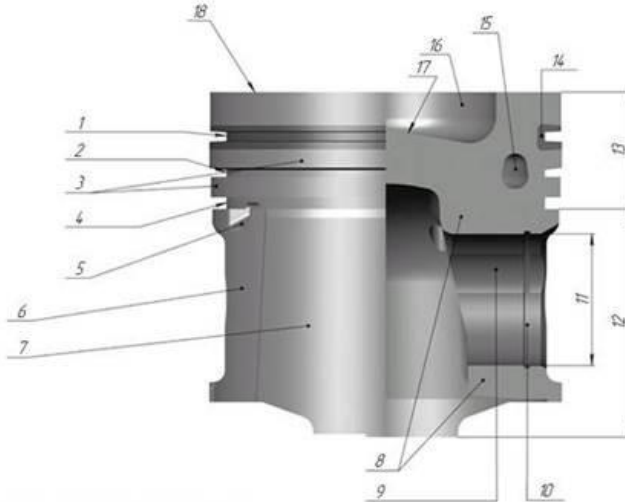


Рис. 1.7. Конструктивні елементи поршня ДВЗ:

1,2 – канавки під компресійні кільця; 3 – міжкільцеві відступи; 4 – канавка під маслоснімне кільце; 5 – вибірка для зливу масла; 6 – «холодильник»; 7 – юбка поршня; 8 – бобишки; 9 – розвантажувальна вибірка; 10 – канавка для стопорного кільця; 11 – отвір під поршневий палець; 12 – юбка поршня; 13 – головка поршня; 14 – чавунна вставка; 15 – охолоджувальна порожнина; 16 – камера згоряння; 17 – конусний виступ; 18 – днище поршня.

Днища поршнів бувають різними за формою – плоскими, випуклими, ввігнутими, у них можуть бути виконані канавки для запобігання ударів клапанів об поршень. У дизелів у головці поршня розташовано камеру згоряння. У бензинових ДВЗ у поршні також може бути виконана частина камери згоряння. У бензинових ДВЗ з безпосереднім впорскуванням форма днища поршня виконується з деяким виступом, що забезпечує процес пошарового приготування паливної суміші.

За призначенням і функціями розрізняють компресійні та маслознімні поршневі кільця.

Компресійні кільця встановлюються у верхніх канавках поршня та призначені для забезпечення ущільнення між поршнем і циліндром. Вони перешкоджають витіканню газів з надпоршневого простору в картер двигуна, а також проникненню масла в циліндр двигуна. Компресійні кільця, окрім основної функції, забезпечують відведення значної частини теплоти від поршня до стінок циліндра. Конструкції найбільш розповсюджених компресійних кілець наведена на рис.1.8.

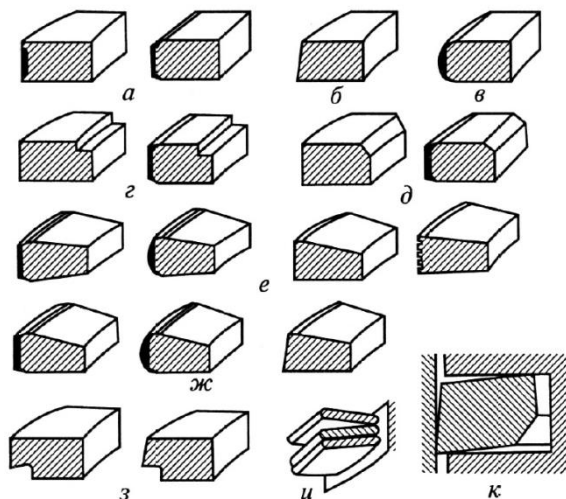


Рис. 1.8. Конструктивне виконання компресійних кілець :

а – прямокутне; б – конічне; в – бочкоподібне; г, д – прямокутне з внутрішньою виточкою; е, ж – трапецієвидне; з – скребкове; и – сталеве кручене; к – торсіонне зі зворотнім закручуванням

Маслознімні кільця видаляють надлишки масла, підтримуючи при цьому необхідну товщину масляної плівки на стінці циліндра, що дозволяє зменшити спрацювання деталей циліндро-поршневої групи. Основні типи маслознімних кілець зображено на рис. 1.9.

Для встановлення кілець у канавки поршня їх виконують різними, місце де виконаний розріз кільця називають замком.

За формою замки можуть бути прямими, косими або ступінчастими. В автотракторних двигунах частіше застосовують кільця з прямим замком.

Для якісного виконання кільцями своїх функцій використовують комбінацію різних типів як компресійних, так і маслознімних кілець.

Як правило, двигуни обладнують одним маслосніжним кільцем, рідше двома. Друге маслосніжне кільце зазвичай розташовується нижче від поршневого пальця - на юбці поршня.

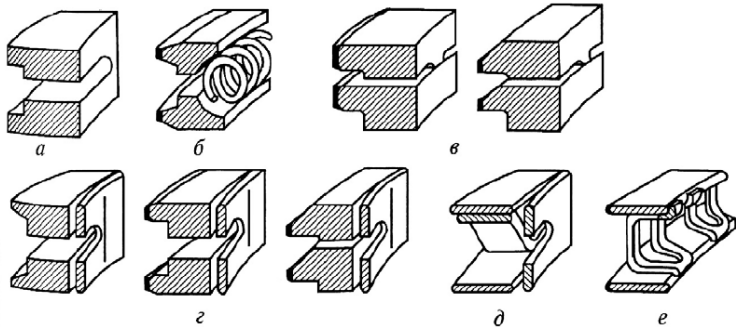


Рис. 1.9. Конструктивне виконання маслосніжних кілець :

а – коробчастого типу без розширювача; б – коробчастого типу з пружинним розширювачем; в – два скребкових кільця; г – коробчастого типу з радіальним розширювачем; д – з радіальним та осевим розширювачем; е – з тангенційним розширювачем.

Поршневий палець (рис.1.10) призначений для шарнірного з'єднання поршня із шатуном і виготовляється у вигляді пустотілої трубки.

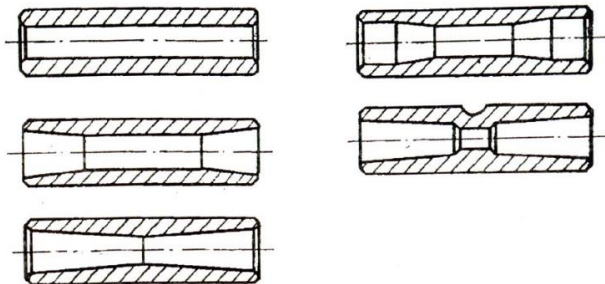


Рис. 1.10. Конструктивне виконання поршневих пальців

У залежності від способу кріплення розрізняють два типи встановлення поршневих пальців – жорстке або плаваюче.

Перевагою пальців плаваючого типу є рівномірне спрацьовування їх та зручність монтажу. Від осевого зсуву такий палець фіксується стопорними кільцями, що вставляються у виточки обох бобишок.

Пальці виготовляють з легованої та вуглецевої сталі, яку загартовано струмами високої частоти.

Для підвищення жорсткості внутрішній отвір пальця роблять змінного перерізу, а для збільшення зносостійкості зовнішню поверхню пальця цементують або загартовують струмом високої частоти. Зовнішню поверхню пальця ретельно шліфують і полірують.

Шатун (рис. 1.11), передає зусилля від поршня до колінчастого валу під час робочого ходу, при допоміжних тактах – у зворотному напрямку. Шатун складається з поршневої (верхньої) головки, стержня та кривошипної (нижньої) головки зі знімною кришкою.

Поршнева головка має конструктивне виконання, що визначаються типом її з'єднання з поршневим пальцем (плаваючим або жорстким).

Плаваючий палець встановлюється у верхню головку шатуна, яка має тонкостінну бронзову втулку.

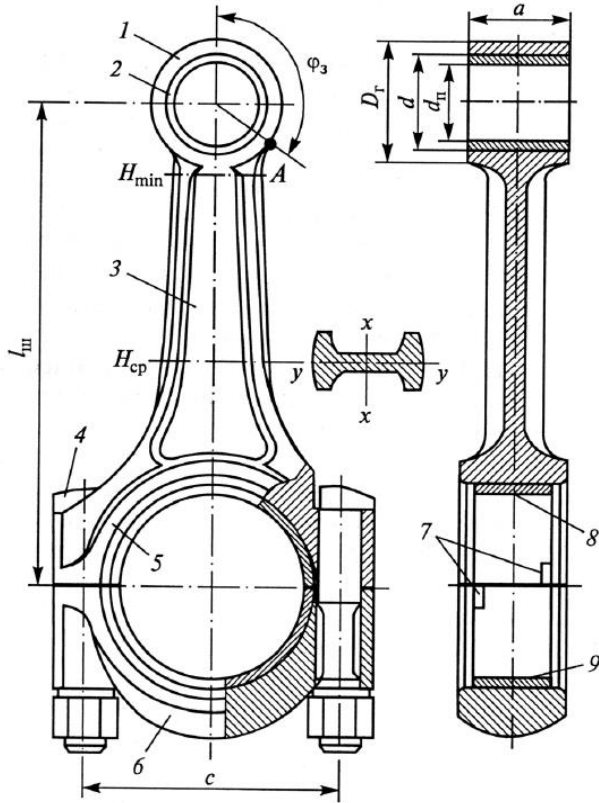


Рис. 1.11. Конструкція шатуна:

1 – верхня головка, 2 – бронзова втулка, 3 – стержень, 4 – шатунний болт, 5 – нижня головка, 6 – знімна кришка, 7 – вусики, 8 – верхній вкладиш, 9 – нижній вкладиш.

Палець з жорстким встановленням фіксують за допомогою гарантованого температурного натягу під час збирання.

Для забезпечення високої жорсткості стержень шатуна виконують двотаврового поперечного перерізу, який симетричний відносно поздовжньої осі кривошипної головки. Для підведення масла від кривошипної головки до

поршневої у деяких шатунах може бути виконано канал у його стержні.

Кривошипну головку, як правило, виконують рознімною. Найбільш поширені шатуни з прямим розніманням, у якого площина розрізу перпендикулярна осі стержня.

Якщо діаметр шатунної шийки більше, ніж діаметр циліндра (як правило, у дизелів), для забезпечення можливості монтажу рознімання роблять косим під кутом. У такому випадку кришки фіксують від зсуву. В деяких конструкціях шатунів у верхній частині кривошипної головки, виконується отвір для впорскування масла на поверхню дзеркала циліндра.

До групи колінчастого валу входять: колінчастий вал з противагами, маховик, елементи приводу ГРМ та інших механізмів.

Колінчастий вал сприймає зусилля тиску газів від поршнів, та сили інерції шатунно-поршневої групи та складається з корінних, шатунних шийок, щок, противаг, хвостовика (фланець) для кріплення маховика, носка для кріплення елементів приводу ГРМ (шестерні, шківів або зірочки) та додаткових елементів (рис. 1.12).

Кривошип формується з двох корінних шийок, шатунної шийки та щок, які їх з'єднують. Радіусом кривошипа називається відстань між осями корінної та шатунної шийки.

Колінчасті вали можуть бути повноопорними та неповноопорними, як монолітними, так і збірними. Найбільш поширені монолітні повноопорні вали.

Для зменшення маси валу і підводу масла до підшипників усередині шийок та щок виконують систему каналів, порожнин та отворів.

В основному у сучасних ДВЗ використовують

підшипники ковзання, у важких ДВЗ можуть використовуватися й підшипники кочення (у якості корінних, при цьому колінчастий вал є збірної конструкції).

У якості корінних і шатунних підшипників ковзання використовують різні тонкостінні вкладиші.

Вкладиші виготовляють зі сталеві стрічки з нанесенням шару антифрикційного сплаву. В якості останнього можуть використовуватися алюмінієві сплави з вмістом олова, свинцю, кремнію, алюмінієві сплави з кадмієм та нікелем, алюмінієві сплави з цинком та свинцем, свинцево-олов'яні бронзи.

У якості основного покриття виступає олов'янисто-свинцеві сплави (бабіти), який наноситься на антифрикційний сплав через підшар нікелю. Іноді поверх бабіту для прискорення припрацювання наносять шар олова.

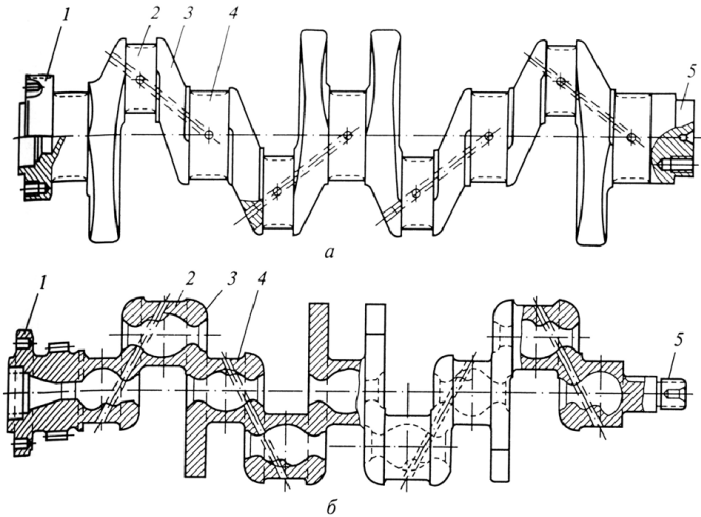


Рис. 1.12. Колінчасті вали: а – сталевий, б – чавунний, 1 – хвостовик, 2 – шатунна шийка, 3 – щока, 4 – корінна шийка, 5 – носок.

На корінних вкладишах для забезпечення змащення виконують канавки.

Для того, щоб вкладиші не провертались у опорах, на їх зовнішній поверхні виконують замки (вусики).

Маховик за рахунок накопичення кінетичної енергії зменшує нерівномірності обертання колінчастого валу та передає крутний момент до трансмісії. На обід маховика зазвичай напресовують сталевий зубчастий вінець, призначений для провертання колінчастого валу стартером під час запуску двигуна.

У сучасних ДВЗ достатньо широко використовуються двомасові маховики, які додатково виконують і функцію демпфера крутильних коливань.

Порядок виконання практичної роботи

1. Використовуючи плакати, макети, деталі, ознайомитись із загальною будовою КШМ ДВЗ.

2. Оглянути деталі КШМ, вивчити їх конструкцію, визначити спосіб встановлення основних складових КШМ на двигуні.

3. Вивчити конструкцію рухомих та нерухомих деталей КШМ, визначити особливості їх будови.

4. Описати основні техніко-експлуатаційні показники деталей КШМ (встановити тип КШМ, навести параметри блоку-циліндрів, головки блоку-циліндрів, картера, поршневої та шатунної групи, описати конструкцію колінчастого валу, маховика, тощо).

4. Проаналізувати й оцінити конструкцію, зробити висновки про відповідність КШМ сучасним вимогам до ДВЗ.

6. Відповісти на контрольні питання.

7. Скласти звіт про роботу.

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення КШМ?
2. З яких деталей складається КШМ?
3. Які деталі двигуна належать до корпусних?
4. Які існують типи КШМ двигуна?
4. Які існують типи гільз циліндрів?
6. Яким чином забезпечується ущільнення посадкових місць гільз циліндрів у блоці?
7. Які особливості будови циліндра в двигуні повітряного охолодження?
8. Яке призначення поршневих кілець?
9. Як утримуються від повертання корінні та шатунні вкладиші?
10. Яким чином обмежується осьове переміщення колінчастого валу?
11. Яким чином очищається масло в порожнинах шатунних шийок колінчастого валу?

Практична робота №2

Тема: Газорозподільний механізм

Мета роботи: розширити, поглибити і закріпити теоретичні знання щодо конструкції, принципу дії, особливості складових елементів газорозподільного механізму ДВЗ.

1. Загальні відомості

Газорозподільний механізм (ГРМ) – визначає характер сполучення циліндра двигуна з навколишнім середовищем та забезпечує періодичну зміну робочого тіла під час реалізації дійсного циклу ДВЗ. Зміна робочого тіла передбачає наповнення циліндра свіжим зарядом та його очищення від продуктів згоряння.

Для здійснення процесу газообміну у двигунах, які працюють за чотиритактним робочим циклом використовується клапанний механізм, як на впускних, так і на випускних системах.

Для двотактних двигунів характерним є застосування механізму газорозподілу золотникового типу де роль золотника виконує сам поршень, який своїм тілом відкриває та закриває прохідні вікна у циліндрі. Даний тип механізму використовується в автотракторному двигунобудуванні на двигунах систем запуску ДВЗ.

Конструктивну схему клапанних механізмів визначають кількість та відносне розташування клапанів і розподільчих валів, а також вид приводу, який використовується.

З нижнім розташуванням клапани розміщені в блоці циліндрів (рис. 2.1). У разі верхнього розташування, як це використовується в сучасних автотракторних двигунах клапани встановлюються у головці блоку циліндрів (рис. 2.2).

Характер переміщення клапанів, а також час їх

відкриття визначаються профілем кулачків. Задана послідовність відкриття клапанів встановлюється у відповідності до порядку роботи циліндрів двигуна та забезпечується певним розміщенням кулачків на розподільному валу.

Форсування ДВЗ за обертами стає можливим за рахунок верхнього розташування розподільних валів в головці блока циліндрів (рис. 2.3). При цьому виключається використання деяких елементів механізму відкриття клапанів, а привід розподільного валу здійснюється ланцюгом або зубчастим пасом.

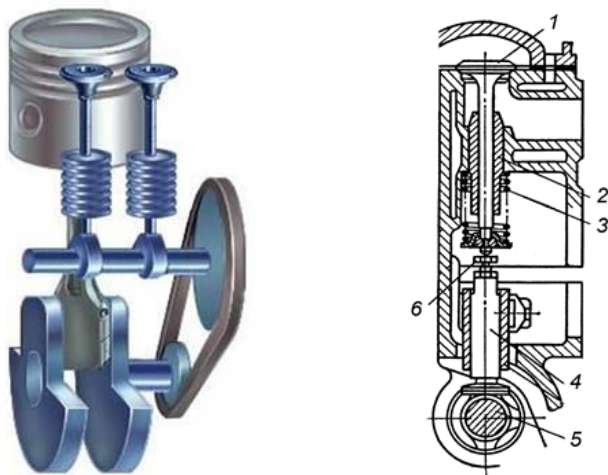


Рис. 2.1. ГРМ з нижнім розташуванням клапанів:
 1 – клапан; 2 – напрямна втулка; 3 – пружина; 4 – штовхач; 5 – кулачок розподільного валу; 6 – регулювальний гвинт

Деякі фірми (Cummins, BMW, John Deere та ін.) використовують на окремих моделях три-, чотири- і п'ятиклапанну схему. Конструкція з трьома клапанами передбачає два впускних і один випускний клапани;

чотириклапанна – два впускних і два випускних клапани;
 п'ятиклапанна – три впускних і два випускних клапани.

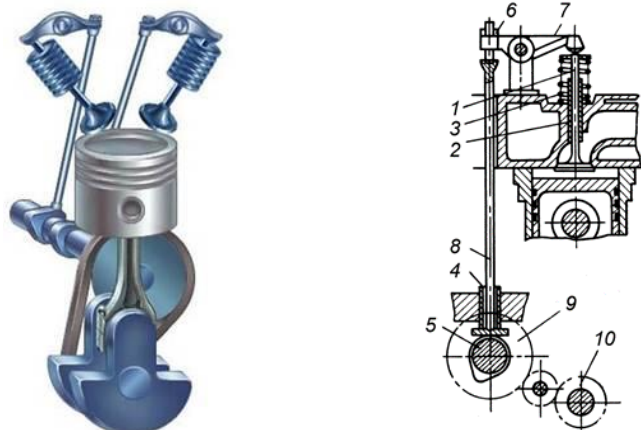


Рис. 2.2. ГРМ з верхнім розташуванням клапанів: 1 – клапан; 2 – напрямна втулка; 3 – пружина; 4 – штовхач; 5 – кулачок розподільного валу; 6 – регулювальний гвинт; 7 – натискний важіль (коромисло); 8 – штанга; 9 – шестерня розподільного валу; 10 – шестерня колінчастого валу

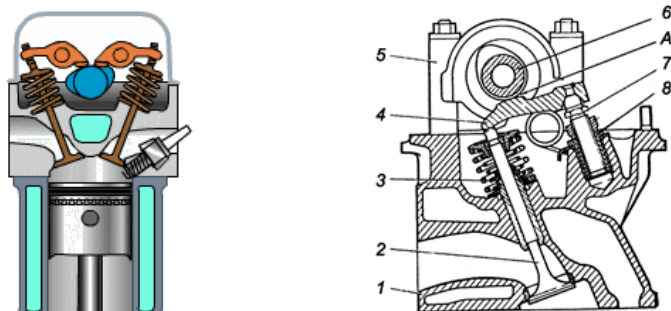


Рис. 2.3. ГРМ з верхнім розташуванням розподільних валів: 1 – головка циліндрів; 2 – клапан; 3 – ущільнюючий ковпачок; 4 – одноплечий важіль клапана (рокер); 5 – корпус опор розподільного валу; 6 – розподільний вал; 7 – регулювальний гвинт; 8 – контргайка; А – тепловий зазор між важелем і кулачком розподільного валу

Розподільний вал призначений для керування клапанами за допомогою кулачків, які розташовані на ньому. Він складається з кулачків 1, 2, 3, 4 і опорних шийок 5 (рис. 2.4). У ДВЗ з примусовим запалюванням він може також використовуватися для привода деяких агрегатів двигуна.

В двигунах з двома валами на ряд циліндрів найчастіше один вал керує впускними клапанами, другий – випускними. При цьому наявність двох валів не завжди означає багатоклапанну конструкцію – клапанів може бути два на циліндр. Так само і три або чотири клапани можуть приводитися тільки одним розподільним валом.

При нижньому розташуванні розподільного валу підшипниками служать нерознімні біметалічні, алюмінієві або металокерамічні втулки, що запресовані у картер чи блок циліндрів. В двигунах з верхнім розташуванням використовують рознімні підшипники, які зазвичай виконані безпосередньо у тілі опорних стоек в головці блоку циліндрів.

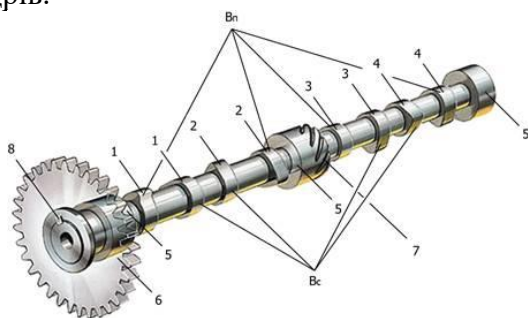


Рис. 2.4. Розподільний вал чотирициліндрового двигуна: 1, 2, 3, 4 – кулачки (Вп – впускні, Вс – випускні); 5 – опори; 6 – шестерня приводу розподільного валу; 7 – шестерня приводу масляного насосу; 8 – шпонка

Внаслідок нагрівання, під час роботи двигуна, деталі ГРМ розширюються, що призводить до нещільного

закриття клапанів. Для запобігання цьому у приводі передбачають тепловий зазор, який доводиться регулювати в процесі експлуатації ДВЗ. В двигунах, які обладнані гідравлічними компенсаторами тепловий зазору відсутній.

Клапанний вузол включає клапан, пружину, елементи кріплення клапана та пружини, напрямну втулку, сідло клапана (рис. 2.5).

Клапани забезпечують з'єднання циліндра з впускним та випускним трактом у процесі газообміну та надійну герметизацію камери згоряння у процесі стискання та розширення. Клапан складається з головки (тарілки) та стержня. Діаметр головки впускного клапана часто роблять більше, ніж випускного.

Робоча поверхня головки клапана (фаска) зазвичай має кут 45° , іноді цей кут дорівнює (у впускних клапанів) 30° . Фаску головки клапана ретельно обробляють і притирають до сідла.

Пружини клапанів призначені для утримання клапана у закритому положенні у тактах стискання та розширення, а також для забезпечення безперебійного кінематичного зв'язку системи «кулачок – клапан» при переміщенні останнього.

Напрямна втулка забезпечує зворотно-поступальне переміщення клапана та відведення теплоти від його стержня.

Клапан з пружиною кріпляться опорною тарілкою та двома розрізними сухарями (рис. 2.5, д). Для установки сухарів у верхній частині стержня клапана виконують виточки відповідної форми.

Сідло клапана (рис. 2.5, ж-л) призначено для підвищення довговічності зони контакту клапана з головкою циліндра.

У разі нижнього розміщення розподільний вал має

шестеренчастий привід. Дана конструкція відзначається простою будовою та високою експлуатаційною надійністю (спрацювання шестерень практично не впливає на привод механізму).

Для правильної фіксації розподільного валу відносно колінчастого (це необхідно для дотримання фаз газорозподілу), приводні шестерні (крім проміжних) закріплюються на своїх валах в потрібному положенні та фіксуються шпонками або штифтами.

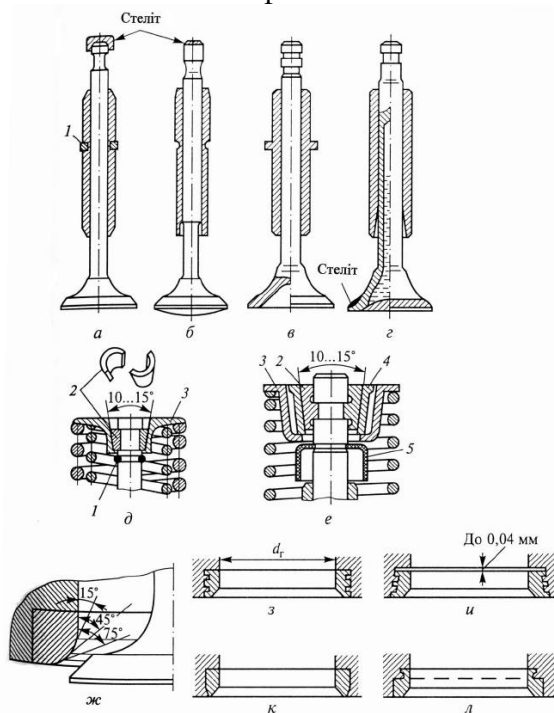


Рис. 2.4. Елементи клапанного механізму: а-г – клапани, д-е – деталі кріплення тарілки пружини клапана; ж-л – сідла клапанів; 1 – пружинне стопорне кільце; 2 – сухарі; 3 – опорна тарілка; 4 – втулка; 5 – маслоснімний ковпачок

У разі верхнього розміщення розподільний вал приводиться в дію ланцюгом або зубчастим пасом. Встановлення розподільного валу в такому виконанні приводу також здійснюють за мітками, що є на зірочках чи шківках та на відповідних деталях блока й головки циліндрів.

Конструкція приводу передбачає також використання пристроїв, що дають змогу в процесі експлуатації або під час технічного огляду забезпечувати відповідний натяг ланцюга чи паса.

2. Порядок виконання практичної роботи

1. Використовуючи плакати, макети, деталі, ознайомитись із загальною будовою газорозподільного механізму ДВЗ.

2. Оглянути деталі ГРМ, вивчити їх конструкцію, визначити спосіб встановлення клапанів та розподільчих валів на двигуні.

3. Описати основні техніко-експлуатаційні показники деталей ГРМ (встановити тип приводу, навести параметри клапанного вузла, описати конструкцію розподільчого валу, тощо).

4. Проаналізувати й оцінити конструкцію, зробити висновки про відповідність ГРМ сучасним вимогам до ДВЗ.

4. Відповісти на контрольні питання.

6. Скласти звіт про роботу.

Питання для самоконтролю

1. Призначення та види газорозподільного механізму?

2. За якими ознаками класифікуються газорозподільні механізми клапанного типу?

3. Яке передатне число приводу розподільного валу в чотиритактних двигунах? Чим це пояснюється?

4. Доцільність в клапанному механізмі теплового зазору та наслідки порушення його нормального значення?

4. Що розуміють під «фазами газорозподілу»?
6. Чому плечі коромисла виконуються неоднакової довжини?

Практична робота №3

Тема: Система живлення бензинових та газових ДВЗ

Мета роботи: розширити, поглибити і закріпити теоретичні знання щодо конструкції, принципу дії, особливості складових елементів системи живлення бензинових ДВЗ.

1. Загальні відомості

Система живлення бензинових ДВЗ забезпечує приготування паливної суміші відповідного складу, подачі її в циліндри двигуна та відведення відпрацьованих газів. Також до функцій системи живлення входить зберігання запасу палива, подача у циліндр компонентів суміші, регулювання складу й кількості суміші відповідно до режиму роботи двигуна.

У сучасних бензинових ДВЗ паливо впорскується під тиском форсунками у потік повітря, що рухається впускним трактом (зовнішнє сумішоутворення), або безпосередньо в циліндри (внутрішнє сумішоутворення).

У системах з впорскуванням легкого палива (рис. 3.1) менший опір впускного тракту, краща рівномірність розподілу палива по циліндрах та його подрібнення, що дозволяє отримати більш однорідну паливо-повітряну суміш.

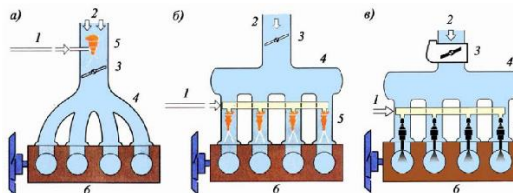


Рис. 3.1. Типи систем впорскування бензинових ДВЗ:
а – центральне; б – розподілене; в – безпосереднє; 1 – подача палива; 2 – подача повітря; 3 – дросельна заслінка; 4 – впускний трубопровід; 5 – форсунки; 6 – циліндри

Все це сприяє підвищенню літрової потужності та економічності двигуна, покращує його екологічні показники роботи.

Система центрального впорскування є фактично першою системою де було запроваджено розпилення бензину форсункою під тиском. Перевагами її (порівняно з іншими системами впорскування) є простота конструкції, надійність в роботі та невелика вартість виготовлення. Недоліками є характерна нерівномірність подачі суміші за циліндрами, утворення плівки палива під час його руху впускним трактом, достатньо значний гідравлічний опір впускної системи.

Дана система (рис. 3.2) впорскує паливо однією форсункою у впускний тракт. Паливо подається до форсунки з бака за допомогою електричного насосу через фільтр під тиском 100...150 кПа. Керування форсунками здійснює електронний блок на основі сигналів від датчиків витрати повітря, положення дросельної заслінки та температури охолоджувальної рідини (та інших параметрів – частоти обертання колінчастого валу, вмісту кисню у відпрацьованих газах тощо).

Систем розподіленого впорскування (рис. 3.3) забезпечує подачу палива під тиском до електромагнітних форсунок через які воно впорскується у зону впускних клапанів. Перевагами даної системи є краща економічність двигуна та більша літрова потужність, що забезпечується через кращу якість сумішоутворення та наповнення циліндрів свіжим зарядом.

Паливо подається до форсунок з бака електричним бензонасосом через паливний фільтр у загальну паливну магістраль. Постійний тиск у магістралі підтримується регулятором. Та частина палива, яка не впорскується форсункою повертається назад у бак.

Електронний блок керування здійснює дозування палива в залежності від різних показників, а саме: витрати повітря, частоти обертання, кута повороту дросельної заслінки, кількості кисню у відпрацьованих газах.

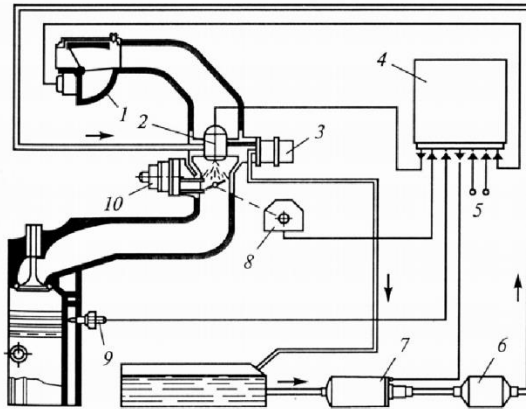


Рис. 3.2. Схема системи центрального впорскування в ДВЗ: 1 – витратомір повітря; 2 – форсунка; 3 – регулятор тиску палива; 4 – електронний блок керування; 5 – акумуляторна батарея; 6 – фільтр; 7 – електричний бензонасос; 8 – датчик положення дросельної заслінки; 9 – датчик температури охолоджувальної рідини; 10 – регулятор холостого ходу

Система безпосереднього впорскування (рис. 3.4) забезпечує внутрішнє приготування паливо-повітряної суміші всередині циліндрів двигуна. Перевагами даної системи є вищі порівняно з попередніми системами економічність та екологічні показники роботи, найкращі умови для застосування наддуву. До недоліків відносяться висока вартість виготовлення системи; складні температурні умови роботи форсунок; ускладнений процес керування подачею палива.

Наведена паливна система включає контур низького тиску (паливний насос низького тиску, фільтр та паливні

проводи) та контур високого тиску (паливний насос високого тиску, датчик високого тиску, паливна рампа, клапан регулювання тиску та форсунки). Тиск палива в системі становить 5...12 МПа. У залежності від типу паливного насоса високого тиску існують системи з безперервною подачею палива або з подачею у залежності від витрати палива.

Паливні насоси створюють необхідний робочий тиск у паливній рампі форсунок безпосередньо перед моментом запуску двигуна. Забезпечити дану вимогу можуть насоси привод яких не залежить від двигуна. Він приводиться в дію електричним двигуном постійного струму від акумуляторної батареї.

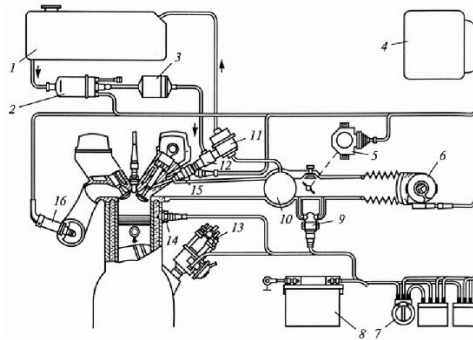


Рис. 4.3. Схема системи розподіленого впорскування в ДВЗ: 1 – паливний бак; 2 – електричний бензонасос; 3 – фільтр; 4 – електронний блок керування; 5 – датчик положення дросельної заслінки; 6 – вимірювач витрати палива; 7 – замок запалювання; 8 – акумуляторна батарея; 9 – регулятор додаткової подачі палива; 10 – впускний тракт; 11 – регулятор тиску палива; 12 – паливна магістраль; 13 – датчик частоти обертання колінчастого валу; 14 – датчик температури; 15 – електромагнітна форсунка; 16 – кисневий датчик

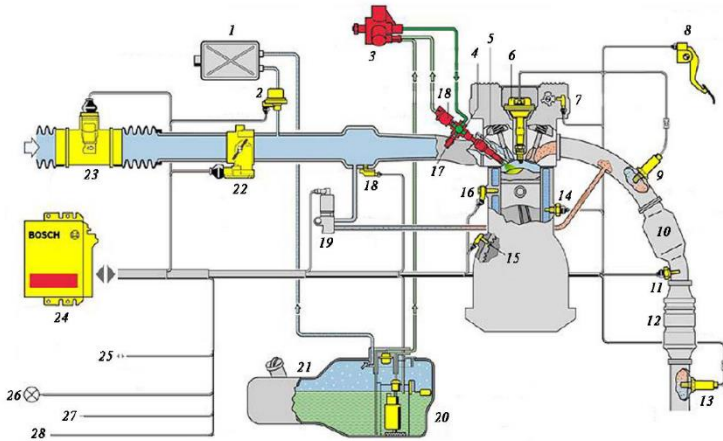


Рис. 3.4. Схема системи безпосереднього впорскування в ДВЗ: 1 – адсорбер; 2 – клапан регенерації; 3 – насос високого тиску; 4 – паливна рампа; 5 – форсунка; 6 – котушка і свіча запалювання; 7 – датчик положення розподільного валу; 8 – модуль педалі акселератора з датчиком ходу педалі; 9 – кисневий датчик; 10 – додатковий трикомпонентний каталітичний нейтралізатор; 11 – датчик температури відпрацьованих газів; 12 – головний каталітичний нейтралізатор з накопичувачем NO_x; 13 – кисневий датчик; 14 – датчик температури охолоджувальної рідини; 15 – датчик положення колінчастого валу; 16 – датчик детонації; 17 – датчик тиску палива; 18 – датчик тиску у впускному трубопроводі; 19 – клапан рециркуляції відпрацьованих газів (EGR); 20 – паливний насос з фільтром і регулятором тиску; 21 – паливний бак; 22 – дросельний пристрій з датчиком положення заслінки; 23 – витратомір повітря; 24 – блок керування ДВЗ; 25 – під’єднання контролера зв’язку; 26 – лампа-індикатор поломок; 27 – під’єднання системи бортової діагностики; 28 – під’єднання блока керування імобілайзером

Електричний паливний насос (рис. 3.5) має єдину корпусну конструкцію електродвигуна з напірним вузол. Якір, колектор і щітки електричного паливного насоса постійно перебувають у бензині. Останній циркулюючи через електродвигун одночасно охолоджує весь вузол. Таке конструктивне виконання дозволило застосувати підшипники ковзання для обертання якоря електродвигуна функцію мащення яких виконує бензин.

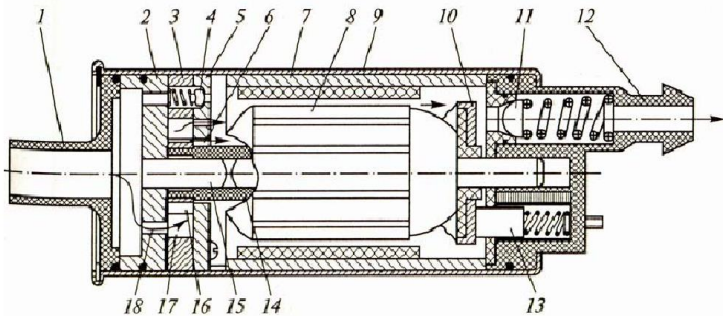


Рис. 3.4. Електричний паливний насос: 1 – підвідний штуцер; 2 – основа; 3 – статор насоса; 4 – запобіжний клапан; 5 – кришка; 6 – вихідний канал; 7 – статор електродвигуна; 8 – якір електродвигуна; 9 – корпус; 10 – колектор; 11 – зворотний клапан; 12 – напірний штуцер; 13 – щітка; 14 – муфта; 15 – вал; 16 – сепаратор; 17 – ролик; 18 – вхідний канал

За принципом дії електричні паливні насоси діляться на об'ємні та відцентрові. Відмінності в конструкціях за рахунок використання різних типів насосних вузлів.

Паливні фільтри здійснюють очищення палива та розташовуються після паливного насоса або інтегрованими у паливний бак на весь термін служби. Через суворі вимоги до якості палива в двигунах із впорскуванням палива фільтруючі елементи виконують паперовими з пластин, які розташовані радіально або складені у гармошку.

Паливна рампа (рис. 3.6) призначена для накопичення палива, установки та фіксації форсунок, також забезпечує рівномірне розподілення палива по форсунках. Крім форсунок на рампі кріпиться регулятор тиску і, іноді, демпфер тиску. Виготовляють рампу, у залежності від вимог, з високоякісної сталі або з пластмаси.

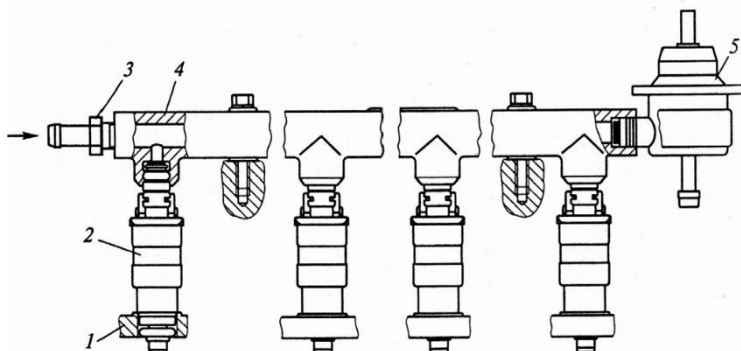


Рис. 3.6. Паливна рампа у зборі: 1 – впускний трубопровід; 2 – форсунка; 3 – штуцер; 4 – рампа; 5 – регулятор тиску

Регулятор тиску підтримує необхідний сталий тиск палива в системі. Конструктивно він являє собою мембранний регулятор з клапаном зливу. Діафрагма поділяє внутрішню порожнину на дві – паливну, яка з'єднана з насосом і вакуумну, яка в свою чергу сполучена з впускним трактом. У залежності від різниці тисків діафрагма або закриває клапан, або відкриває та зливає зайве паливо у бак.

За конструкцією та принципом дії електромагнітні форсунки систем розподіленого впорскування (рис. 3.7, а) та безпосереднього впорскування (рис. 3.7, в) аналогічні, але дещо відрізняються за конструкцією. Механічна форсунка (K-Jetronic) (рис. 3.7, б) – штифтова, відкривається за рахунок наявного тиску палива.

Дросельна заслінка, в переважній більшості сучасних систем впорскування, має електронне керування. Педаль

акселератора обладнана датчиком положення, а заслінка повертається кроковим електродвигуном з редуктором.

Кількість повітря, яка рухається впускним трактом і відповідно потрапляє в циліндр двигуна, є основним параметром, що визначає кількість подачі палива форсунками.

Датчик масової витрати повітря (переважно термоанемометричного типу) встановлюється після повітряного фільтра на впускному патрубку. Його робота базується на використанні трьох чутливих елементів, один з елементів визначає температуру навколишнього повітря, а два інших нагріваються до заздалегідь установлені температури, що перевищує температуру навколишнього повітря.

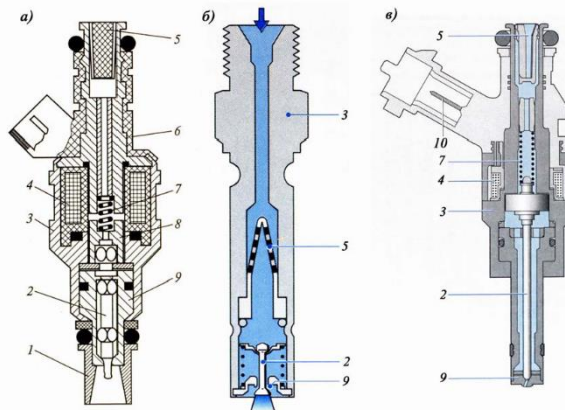


Рис. 3.7. Форсунки систем живлення бензинових ДВЗ зі впорскуванням палива: а – електромагнітна розподіленого впорскування; б – механічна розподіленого впорскування; в – електромагнітна високого тиску; 1 – насадка; 2 – голка; 3 – корпус; 4 – соленоїд; 5 – фільтр; 6 – кришка; 7 – пружина; 8 – сердечник; 9 – сідло; 10 – контакт

Під час роботи двигуна повітря, яке рухається впускною системою, охолоджує нагрівальні елементи. Масова витрата повітря визначається кількістю додаткової потужності, яка необхідна для підтримки заданої температури нагрівальних елементів.

Автомобільний бензин складається з суміші різних вуглеводнів, та виробляються різними методами переробки нафти. У бензини додають високооктанові компоненти та альтернативні палива. Для поліпшення пускових якостей додають газові бензини, газоліни (у зимові бензини), присадки: інгібітори окислення (для збільшення терміну зберігання), антирозжарювальні (для запобігання розжарювальному запаленню), миючі, протизношувальні, антидетонаційні.

Основним експлуатаційним показником, який характеризує фізико-хімічні властивості палива, є октанове число, що вказує на його детонаційну стійкість. Чим більше октанове число, тим більше стійкість палива проти детонації.

За Держстандартом України ДСТУ 7687:2015, залежно від октанового числа за дослідним методом встановлені такі марки бензинів: А-80, А-92, А-95, А-98.

2. Порядок виконання практичної роботи

1. Використовуючи плакати, макети, деталі, ознайомитись із загальною будовою паливної системи зі впорскуванням легкого палива ДВЗ.

2. Оглянути складові системи живлення ДВЗ, вивчити їх конструкцію, визначити їх місце встановлення на двигуні.

3. Описати основні техніко-експлуатаційні показники деталей системи живлення (встановити тип системи, вид форсунок, описати конструкцію паливного насосу, форсунок, регулятора тиску, витратоміра повітря тощо).

4. Проаналізувати й оцінити конструкцію, зробити висновки про відповідність системи живлення сучасним вимогам до ДВЗ.

4. Відповісти на контрольні питання.

6. Скласти звіт про роботу.

Питання для самоконтролю

1. Що називається паливною сумішшю і які її різновиди?

2. Яке призначення має система живлення?

3. Назвіть складові частини та елементи системи живлення.

4. Призначення, принцип дії та будова паливного насосу та форсунок для систем розподіленого впорскування.

4. Розгляньте на автомобілі та охарактеризуйте розташування пристроїв системи впорскування.

6. У чому принципова відмінність систем центрального та розподіленого впорскування бензину?

7. Поясніть принцип регулювання подачі палива в залежності від кількості повітря.

8. Які марки бензинів використовують для роботи двигунів?

Практична робота №4

Тема: Система живлення дизельних ДВЗ

Мета роботи: розширити, поглибити і закріпити теоретичні знання щодо конструкції, принципу дії, особливості складових елементів системи живлення дизельних ДВЗ.

1. Загальні відомості

Система живлення дизельних ДВЗ забезпечує керування процесом впорскування дизельного палива, через подачу відповідної кількості палива в циліндри двигуна у визначений момент його робочого циклу та при необхідному тиску. Це забезпечує м'яку та економічну роботу дизельного ДВЗ.

Для згоряння в циліндрі паливо розпилюється на краплі розміром кілька десятків мікрон. Це стає можливим при впорскуванні палива через отвори форсунок тиском до 150 МПа, а іноді і вище.

Паливні системи дизелів діляться на системи безпосереднього (насосного) впорскування та акумуляторні.

До систем безпосереднього впорскування (рис. 4.1) відносяться системи розділеного типу, у яких секції паливного насоса високого тиску (ПНВТ) і форсунки виконані окремо та сполучені паливопроводом високого тиску та системи з насос-форсунками, у яких секція насоса і форсунка виконані в одній конструкції.

У процесі роботи двигуна паливо надходить з паливного бака 14, в якому встановлений сітчастий фільтр, паливопроводом низького тиску через фільтр грубого очищення 10 до паливопідкачувального насосу 12, далі – крізь фільтр тонкого очищення 9 паливопроводом низького тиску до ПНВТ 8, від якого паливопроводом високого тиску 7 – до форсунки 6, яка впорскує паливо в камеру згоряння.

У фільтрі грубого очищення від палива відокремлюється великі механічні домішки й вода, повніше очищення здійснюється у фільтрі тонкого очищення. Надлишки палива від ПНВТ, форсунок і фільтра тонкого очищення зливається дренажними трубками у бак.

ПНВТ забезпечує подачу палива необхідної кількості під тиском (12,5 – 17,5 МПа і більше) до форсунок відповідно до режиму роботи двигуна. Для створення тиску такої величини використовується плунжерна пара.

За кількістю насосних елементів ПНВТ бувають одноплунжерні та багатоплунжерні; за способом розподілу палива рядні та розподільні; за способом дозування палива з відсічкою наприкінці нагнітання, дроселюванням на впуску та об'ємні. Рядні поділяють на секційні та V-подібні.

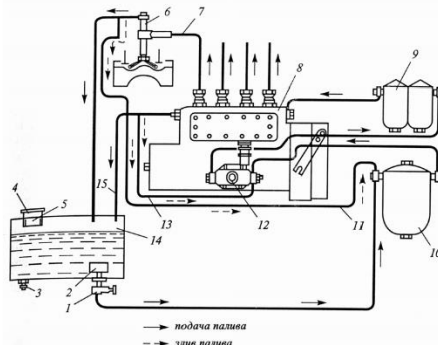


Рис. 4.1. Схема паливної системи дизеля розділеного типу: 1 – кран; 2 – фільтр; 3 – зливний кран; 4 – заливна горловина; 5 – фільтр заливної горловини; 6 – форсунка; 7 – паливопровід високого тиску; 8 – паливний насос високого тиску; 9 – фільтр тонкого очищення палива; 10 – фільтр грубого очищення палива; 11 – трубка відводу палива до фільтра грубого очищення; 12 – паливний насос низького тиску; 13 – трубка відводу палива до паливного насоса низького тиску; 14 – паливний бак; 15 – трубка відводу палива до бака

Рядний паливний насос (рис. 4.2) складається з корпусу, в якому розмішені кілька однотипних насосних секцій. Вони приводяться в рух від колінчастого валу завдяки кулачкам та роликівим штовхачам. Зворотний рух плунжер робить під дією пружини.

Насосна секції ПНВТ працює наступним чином (рис. 4.3). Плунжер рухаючись донизу, відкриває впускне вікно і паливо через канал заповнює надплунжерний порожнину. Під час руху доверху плунжер перекриваючи впускне вікно у втулці починає стискати паливо. За рахунок цього досягається необхідний тиск палива, піднімається нагнітальний клапан і воно потрапляє до форсунки, де відбувається сам процес впорскування в циліндр.

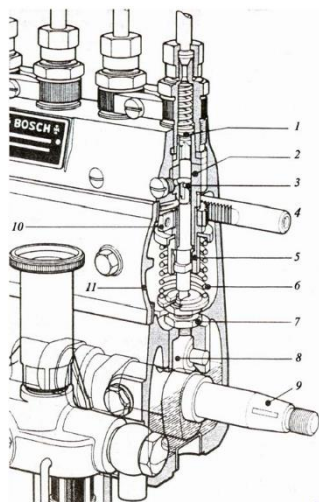


Рис. 4.2. Конструкція секції рядного ПНВТ:

- 1 – нагнітальний клапан; 2 – втулка плунжера; 3 – плунжер; 4 – рейка; 5 – поворотна втулка; 6 – пружина плунжера; 7 – регулювальний болт; 8 – роликівий штовхач; 9 – кулачковий вал; 10 – зубчастий хомут; 11 – регулювальний люк

Цей процес відбувається до того моменту, коли

відсічна кромка каналу на плунжері відкрив відсічне вікно. Тоді паливо з великою швидкістю спрямовується в зливне вікно. Тиск над плунжером швидко падає, нагнітальний клапан під дією пружини закривається, подача палива до форсунки різко припиняється.

Регулювання кількості палива, що впорскується, здійснюється поворотом плунжера навколо його поздовжньої осі. Зазвичай це здійснюється за допомогою зубчастої або вилчастої рейки. При повороті плунжера косою відсічною кромкою змінюється момент відкриття пропускного вікна, тобто змінюється величина подачі палива насосною секцією.

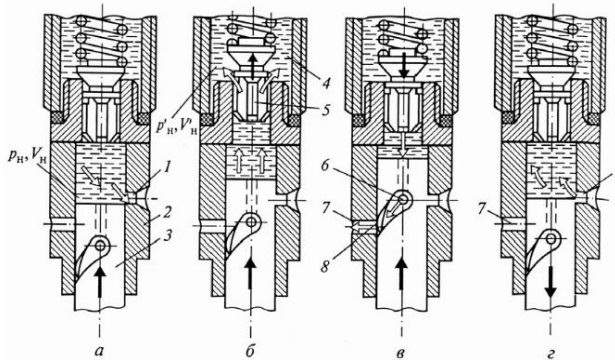


Рис. 4.3. Схема роботи секції ПНВТ: а – процес витиснення; б – процес нагнітання (впорскування); в – процес відсікання; г – процес наповнення; 1 – впускне вікно; 2 – втулка; 3 – плунжер; 4 – штуцер; 5 – нагнітальний клапан; 6 – отвір; 7 – зливне вікно; 8 – відсічна кромка

Для подачі палива необхідної кількості та забезпечення сталої частоти обертання колінчастого валу при фіксованому положенні рейки використовують регулятори. За характеристиками вони можуть бути однорежимними, дворезимними або всережимними, за конструкцією – механічними, відцентровими або

електронними.

Зміну моменту початку впорскування палива у залежності від частоти обертання забезпечує муфта випередження впорскування палива, через яку здійснюється привод ПНВТ. При збільшенні частоти обертання тягарці, під дією відцентрової сили розходяться, повертаючи кулачковий вал та збільшуючи кут випередження впорскування. При зменшенні частоти під дією пружин тягарці повертаються у початкове положення.

Конструкції розподільних ПНВТ (рис. 4.4) розрізняють за засобом утворення високого тиску (з аксіальним рухом плунжера та радіальним рухом плунжерів); за засобом регулювання (з механічним та електронним керуванням); за методом керування цикловою подачею (з керуванням регулювальною кромкою та з керуванням електромагнітним клапаном).

Плунжер, рухаючись до ВМТ (праворуч), здійснює хід нагнітання при набіганні виступів кулачкової шайби (їх кількість дорівнює числу циліндрів ДВЗ) на ролики. Зміну циклової подачі здійснює дозатор, який переміщується важелем керування та змінює момент відсічки.

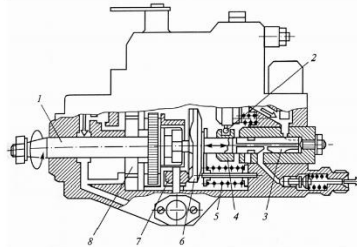


Рис. 4.4. Розподільний насос з аксіальним рухом плунжера: 1 – вал приводу; 2 – важіль регулятора; 3 – плунжер; 4 – дозатор; 5 – пружина; 6 – кулачкова шайба; 7 – ролик; 8 – шиберний паливопідкачувальний насос

За допомогою форсунки розпилюється паливо в циліндрах двигуна, що забезпечує необхідне його подрібнення та перемішування з повітрям для кращого сумішоутворення в камері згоряння. Розрізняють форсунки відкритого і закритого типів.

У автотракторних ДВЗ використовують лише форсунки закритого типу. Їх конструкція забезпечує процес впорскування завдяки запірному елементу – голці, яка відкриває або закриває доступ палива з напірної порожнини в камеру згоряння.

Паливо розпилюється розпилювачем, що складається з корпусу та голки. Голка притискається до корпусу завдяки встановленій пружині. Форсунки закритого типу з гідравлічним керуванням (рис.6.5) працюють наступним чином. Коли зусилля на конічній фасці нижньої частини голки, що створюється тиском палива, пересилює зусилля пружини, голка розпилювача відходить від сідла, і паливо через соплові отвори впорскується в камеру згоряння. При зниженні тиску голка розпилювача під дією пружини повертається в початкове положення та закриває соплові отвори.

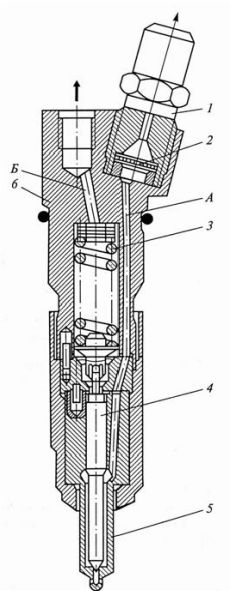


Рис. 4.4. Закрита форсунка з пружинними запиранням: 1 – штуцер; 2 – захисний фільтр; 3 – пружина; 4 – голка розпилювача; 5 – корпус розпилювача; 6 – корпус форсунки; А – підвідний канал; Б – відвідний канал

Конструкцією розпилювачів передбачено наявність одного чи декількох отворів. Останні мають від 4 до 10 отворів діаметром 0,15...0,25 мм. Під час експлуатації соплові отвори даних розпилювачів закоксовуються, що призводить до погіршення процесу розпилювання палива (зміна форми та напрямку факелів) та повного його припинення.

У паливній системі Common Rail (рис. 4.6) процеси створення тиску та впорскування палива є розділеними. Накопичення палива під високим тиском відбувається незалежно від частоти обертання двигуна та кількості палива, що впорскується. Кожен із цих компонентів керується системою електронного керування (EDC).

Функції створення тиску та упорскування палива поділяються за допомогою акумулятора палива. Паливо під тиском подається в порожнину акумулятора і таким чином виявляється готовим до впорскування.

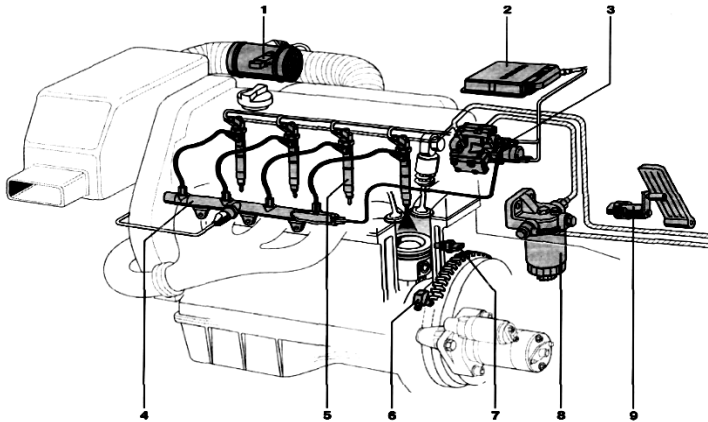


Рис. 4.6. Схема розташування акумуляторної паливної системи Common Rail на чотирициліндровому дизельному ДВЗ: 1 – масовий витратомір повітря; 2 – електронний блок керування; 3 – ПНВТ; 4 – акумулятор палива високого тиску; 5 – форсунки; 6 – датчик частоти обертання колінчастого валу; 7 – датчик температури охолоджуючої рідини; 8 – паливний фільтр; 9 – датчик положення педалі акселератора

Необхідний тиск упорскування створюється постійно працюючим ТНВД із приводом від двигуна. Тиск палива в акумуляторі підтримується незалежно від частоти обертання двигуна і кількості палива, що впорскується.

На більшості акумуляторних систем встановлюється триплунжерний ПНВТ з ексцентриковим кулачком (рис. 4.7).

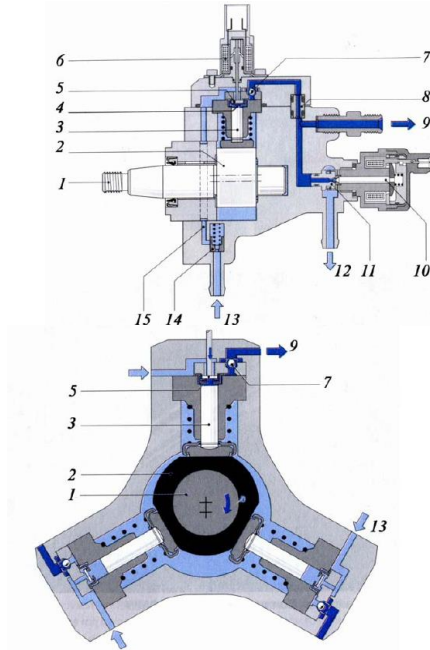


Рисунок 4.7. ПНВТ системи Common Rail: 1 – вал привода; 2 – ексцентриковий кулачок; 3 – плунжер зі втулкою; 4 – камера над плунжером; 5 – впускний клапан; 6 – електромагнітний клапан відключення секції; 7 – випускний клапан; 8 – ущільнення; 9 – штуцер магістралі високого тиску; 10 – клапан регулювання тиску; 11 – кульковий клапан; 12 – магістраль зворотного зливу; 13 – магістраль подачі палива до ПНВТ; 14 – захисний клапан з дросельним отвором; 15 – перепускний клапан низького тиску

Паливопідкачуючий насос здійснює подачу палива до ПНВТ через фільтр із сепаратором води. Проїшовши через дросельний отвір захисного клапана, паливо потрапляє до плунжерів системою каналів. Приводний вал з ексцентриковими кулачками одночасно забезпечує

поступовий рух усіх трьох плунжерів.

Паливо через впускний клапан надходить в камеру над плунжером коли той здійснює рух донизу (впуск). Після проходження плунжером нижньої мертвої точки впускний клапан закривається. Подальший рух плунжера забезпечує стиснення палива в надплунжерній порожнині. Це відбувається до тих пір, поки тиск не збільшиться до рівня, що відповідає тиску палива в акумуляторі. Тоді відкривається випускний клапан і стисне паливо надходить у контур високого тиску. Процес подачі палива триває до тих пір, доки плунжер не досягне своєї верхньої мертвої точки. Потім тиск падає, випускний клапан закривається, плунжер при цьому вже рухається донизу. Коли величина тиску надплунжерному просторі опускається нижче величини тиску підкачки, впускний клапан відкривається і процес повторюється.

Так як ПНВТ розрахований на подачу палива з запасом, то на холостому ході при часткових навантаженнях виникає надлишок подачі го палива, яке через клапан регулювання тиску та магістраль зворотного зливу повертається у паливний бак.

Акумуляторний вузол поєднує паливну рампу (як правило, циліндричний товстостінний трубопровід, рідше – сферична камера), датчик тиску палива, клапан обмеження тиску, обмежувач подачі палива.

Клапан обмеження тиску обмежує максимальний тиск у акумуляторі, обмежувач подачі палива забезпечує перекривання магістралі до форсунки у випадку зависання голки.

Конструкція електрогідравлічної форсунки зображена на рис. 6.8. При відкритті за допомогою електромагніту кульковим клапаном дросельного отвору тиск над голкою падає, і голка підіймається. При закритті клапана тиск над

голкою перевищує тиск під голкою, і форсунка закривається.

Завдяки паливному акумулятору форсунки, до яких постійно надходить пальне під тиском, можуть за один цикл кілька разів впорскувати паливо в циліндр двигуна. Це дозволяє реалізувати попереднє упорскування – воно збільшує температуру і тиск у камері згоряння, що прискорює займання основної порції пального, яка впорскується пізніше. Завершує процес впорскування, за необхідності, додаткова порція палива. Згоряння останньої підвищує температуру відпрацьованих газів, що сприяє процесу згоряння залишків у сажовому фільтрі. Водночас багаторазове впорскування «пом'якшує» роботу двигуна (зменшується шумність та вібрація).

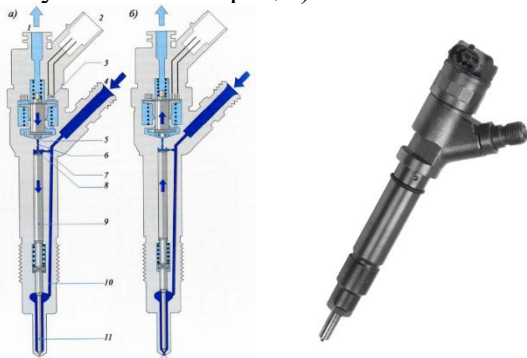


Рисунок 4.8. Електрогідравлічна форсунка: а – у закритому стані; б – у відкритому стані; 1 – магістраль зворотного зливу; 2 – штекер; 3 – електромагнітний клапан; 4 – магістраль високого тиску; 5 – кульковий клапан; 6 – дросельний отвір відведення палива; 7 – дросельний отвір підведення палива; 8 – камера керівного клапана; 9 – поршень керівного клапана; 10 – канал підведення палива до розпилювача; 11 – голка розпилювача

Схильність до самозаймання дизельних палив визначається цетановим числом, яке встановлюється методом порівняння роботи стандартного одноциліндрового двигуна, на дослідному паливі і еталонних сумішах, які складаються легкозаймистого цетану (100 одиниць) в суміші з α -метилнафталіном (0 одиниць) та за властивістю самозаймання рівноцінні даному паливу.

Сучасні дизельні палива мають цетанове число 45...50 одиниць. Із збільшенням цетанового числа процес згоряння протікає більш плавно, двигун працює економніше «м'якше». Застосування дизельного палива з цетановим числом менше 40 одиниць призводить до збільшення періоду затримки самозаймання і жорсткої роботи двигуна.

2. Порядок виконання практичної роботи

1. Використовуючи плакати, макети, деталі, ознайомитись із загальною будовою паливної системи дизельного ДВЗ.

2. Оглянути складові системи живлення ДВЗ, вивчити їх конструкцію, визначити їх місце встановлення на двигуні.

3. Описати основні техніко-експлуатаційні показники деталей системи живлення (встановити тип системи, вид форсунок, описати конструкцію паливного насосу, форсунок, тощо).

4. Проаналізувати й оцінити конструкцію, зробити висновки про відповідність системи живлення сучасним вимогам до ДВЗ.

4. Відповісти на контрольні питання.

6. Скласти звіт про роботу.

Питання для самоконтролю

1. Що називається паливною сумішшю і які її

різновиди?

2. Яке призначення має система живлення?

3. Назвіть складові частини та елементи системи живлення.

4. Які особливості будови і принципу дії системи живлення дизельного двигуна. Призначення, місце розташування складових системи живлення дизельного двигуна.

4. Призначення, принцип дії та будова паливних насосів високого тиску систем живлення дизельних ДВЗ.

4. Розгляньте на автомобілі та охарактеризуйте розташування пристроїв системи живлення дизеля.

6. У чому принципова відмінність акумуляторної системи живлення дизельних ДВЗ?

Практична робота №5

Тема: Розрахунок основних розмірів коробки передач

Мета роботи: визначити основні геометричні співвідношення коробки передач (КП), сумарне число зубів зубчастих пар, розрахувати передавальні відношення та числа зубів коліс.

Загальні відомості

Основні розміри і маса КП визначається головним чином розмірами зубчастих коліс. Попередньо параметри зубчастих коліс визначають на основі методу аналогії за результатами статистичного опрацювання даних наявних КП КМ вітчизняного та зарубіжного виробництва. Обрані згідно з цими рекомендаціями розміри слід уточнювати за результатами перевірочних розрахунків.

Головним розмірним параметром є міжосьова відстань a_w .

Послідовність виконання роботи

1. Розрахунок основних геометричних параметрів КП.

1.1 Міжосьова відстань.

Для співвісних тривальних коробок передач із двома ступенями свободи та нерозгалуженим силовим потоком міжосьова відстань:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{M_{eM} u_{кр1}} \quad (5.1)$$

де $k_a = 8,6-9,6$ для КП вантажних автомобілів;

M_{eM} - максимальний крутний момент двигуна, Нм;

$u_{кр1}$ - передавальне відношення КП на першій передачі.

1.2 Ширина вінців зубчастих коліс:

$$b_w = (0.19 \dots 0.23) a_w \quad (5.2)$$

1.3 Осьовий розмір двосторонньої зубчастої муфти із синхронізаторами.

$$H_{cyф} = (0.40 \dots 0.55) a_w \quad (5.3)$$

1.4 Осьовий розмір КП по картеру.

Осьовий розмір $l_{кп}$ по картеру для 4-, 5- і 6-ступінчастих коробок передач вантажних КМ, відповідно, дорівнює: $(2.2 \dots 2.7)a_w$, $(2.7 \dots 3.0)a_w$, $(3.2 \dots 3.5)a_w$

1.5 Максимальні діаметри веденого і проміжного валів (у середній їхній частині):

$$d_{вм(пром)}^{max} = 0.45a_w \quad (5.4)$$

1.6 Діаметр ведучого вала в шліцьовій частині.

$$d_{вш} = k_d \sqrt[3]{M_{ем}} \quad (5.5)$$

де $k_d = 4,0 - 4,6$.

1.7 Діаметр передньої шийки веденого вала:

$$d_{пшвд} = 0.23a_w \quad (5.6)$$

1.8 Розміри застосовуваних підшипників.

Розміри (внутрішній діаметр \times зовнішній діаметр \times ширина) однорядних радіальних кулькових і роликів підшипників легкої та середньої серії, які застосовують для валів коробки передач, можуть бути визначені зі співвідношень:

передній проміжний вал $(0,30 \times 0,61 \times 0,20) a_w$

задній ведучий вал $(0,45 \times 0,90 \times 0,22) a_w$

задній ведений вал $(0,40 \times 0,90 \times 0,22) a_w$

задній проміжний вал $(0,30 \times 0,72 \times 0,20) a_w$

Відповідно до отриманих розмірів із ДСТУ вибираємо найближчий за розмірами підшипник.

1.9 Нормальний модуль зубчастих коліс.

Нормальний модуль зубчастих коліс m_n вибираємо з наведених діапазонів:

3,5-4,25 мм - для вантажних КМ малої та середньої вантажопідйомності;

4,25-5,0 - для вантажних КМ великої вантажопідйомності;

5,0-6,0 - для вихідної пари задньої додаткової вальної КП.

Значення стандартних модулів m , мм:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36.

2. Визначення сумарного числа зубів зубчастих пар.

2.1 Для косозубої передачі.

2.1.1 Попередній кут нахилу лінії зуба:

$$\beta_{\text{пр}} = \arcsin \frac{\pi m_n}{b_w} \quad (5.7)$$

2.1.2 Попереднє сумарне число зубів:

$$z_{\Sigma \text{ поп}} = \frac{2 \cos \beta_{\text{поп}}}{2 a_w} \quad (5.8)$$

Отримане значення $z_{\Sigma \text{ поп}}$ округляємо до найближчого (меншого) цілого числа.

2.1.3 Уточнене значення кута нахилу лінії зуба:

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_{\Sigma}}{2 a_w} \quad (5.9)$$

2.2 Для прямозубої передачі.

Попереднє сумарне число зубів:

$$z_{\Sigma \text{ поп}} = a_w / m \quad (5.10)$$

де $m = m_n$.

Отримане значення $z_{\Sigma \text{ поп}}$ округляємо до найближчого (меншого) цілого числа z_{Σ}

3. визначення чисел зубів зубчастих пар.

Для цього використовуємо систему двох алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} z_{\text{вщ}} + z_{\text{вм}} = z_{\Sigma} \\ \frac{z_{\text{вм}}}{z_{\text{вщ}}} = u \end{cases} \quad (5.11)$$

де u - передавальне число даної зубчастої пари;

$z_{\text{вщ}}$ - число зубів ведучого колеса;

Z_{BM} - число зубів веденого колеса.

Виходячи з передавальних відношень, отриманих розрахунковим шляхом у практичній роботі № 7, і наведеної вище системи рівнянь, обчислюємо числа зубів для всіх передач.

Для тривальної КП передавальне відношення ікпі на і-й передачі забезпечується двома парами зубчастих коліс: ведучий вал - проміжний вал; проміжний вал - вихідний вал.

Відповідно,

$$u_{кпі} = u_{пром} u_{вмі} \quad (5.12)$$

де $u_{пром}$ - передавальне число зубчастої пари проміжного вала;

$u_{вмі}$ - передавальне число зубчастої пари веденого вала КП на і-й передачі.

3.1 Передавальне відношення зубчастої пари приводу веденого вала на нижчій передачі.

Число зубів ведучого зубчастого колеса приводу веденого вала на нижчій передачі вибираємо в межах $Z_{вщ,н}=12\dots16$.

Обчислюємо число зубів веденого зубчастого колеса приводу веденого вала на нижчій передачі: .

$$Z_{вщ,н} = Z_{\Sigma} - Z_{вмі} \quad (5.13)$$

Обчислюємо передавальне відношення зубчастої пари приводу веденого вала на нижчій передачі:

$$\frac{Z_{вмі}}{Z_{вщ,н}} = u_{вмі,н} \quad (5.14)$$

3.2 Передавальне відношення зубчастої пари приводу проміжного вала:

$$u_{пром} = \frac{u_{кпі,н}}{u_{вмі,н}} \quad (5.15)$$

де $u_{кпі,н}$ - передавальне відношення коробки передач на нижчій передачі.

3.3 Числа зубів зубчастої пари приводу проміжного вала:

$$z_{п.вщ.} = \frac{z_{\Sigma}}{1+u_{пром.}} \quad (5.16)$$

$$z_{п.вм.} = z_{\Sigma} - z_{п.вщ.}$$

3.4 Передавальні відношення і числа зубів зубчастих пар приводу веденого вала на інших передачах:

$$u_{вм.і.} = \frac{u_{кп.і.}}{u_{пром.}}$$

$$z_{вм.і.} = z_{\Sigma} - z_{вщ.і.} \quad (5.17)$$

$$z_{вщ.і.} = \frac{z_{\Sigma}}{1+u_{вм.і.}}$$

Отримані числа зубів і передавальні числа зводимо в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Числа зубів і передавальні числа зубчастих пар приводу веденого вала

Передача	1	2	
$z_{вщ.}$			
$z_{вм.}$			
u			

4. Складання кінематичної схеми базової коробки передач.

На рис. 5.1 наведено приклад виконання кінематичної схеми розрахованої базової коробки передач.

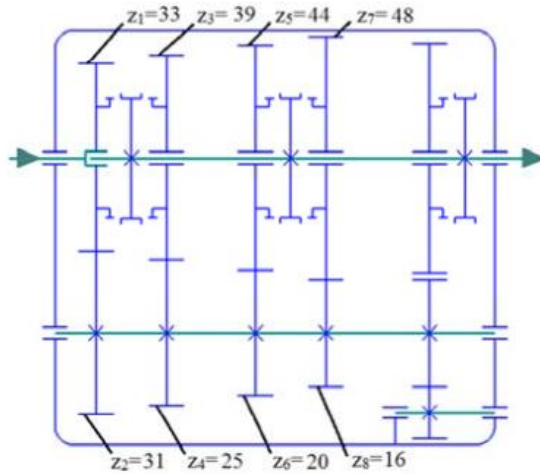


Рис. 5.1. Приклад виконання кінематичної схеми базової КП проектаного ТЗ

5. Побудова променевих діаграм передавальних відносин.

На рис. 5.2 показано два варіанти узгодження передавальних чисел у базовій і роздавальній коробці для ТЗ, що проектується, з використанням так званих променевих діаграм, де за віссю абсцис відкладено десяткові логарифми передавальних чисел.

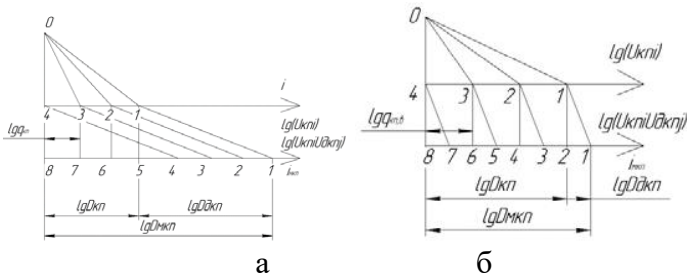


Рис. 5.2. Лінійні діаграми для проектаного КМ: а - задня додаткова КП; б - передня додаткова КП

Завдання

1 Визначити основні геометричні співвідношення коробки передач (КП), сумарне число зубів зубчастих пар, розрахувати передавальні відношення і числа зубів коліс.

2. Скласти кінематичну схему розрахованої коробки передач.

3. Результати розрахунків звести в таблицю.

4 Оформити звіт, що містить послідовність розрахунків із наведенням конкретних обчислювальних операцій та отриманих результатів (усі параметри, що використовуються в розрахунках, і результати обчислень наводяться із зазначенням їхніх розмірностей).

5. Сформулювати висновок за результатами виконання роботи.

Контрольні питання

1. Перелічіть вимоги, що висуваються до коробки передач.

2. Як класифікують ступінчасті механічні коробки передач?

3. Як визначається мінімальна та статистична міжосьова відстань коробки передач?

4. Що таке модуль зубчастої передачі та як він визначається?

5. Які методи підвищення міцності зубчастих коліс застосовують в автомобілебудуванні?

6. Що зумовлює жорсткість валів, які допустимі значення?

7. Як здійснюють вибір підшипників коробки передач?

Практична робота №6

Тема: Розрахунок головної передачі

Мета: здобути навички розрахунку головної передачі, визначити її передавальне відношення, сили, що діють у зачепленні шестерень, і напруження в зубчастому зачепленні.

Загальні відомості

Головна передача служить для постійного збільшення крутного моменту.

Розрахунковим моментом для МЕЗ загального призначення для головної передачі слугує максимальний крутний момент, що передається, на нижчій передачі. Для повнопривідних МЕЗ за розрахунковий момент приймається момент по зчепленню, причому вважається, що він розподілений по мостах пропорційно вазі.

На КМ застосовуються такі типи головних передач:

- одинарні, що містять одну зубчасту пару;
- подвійні, що мають більше однієї зубчастої пари в кожній гілці силового потоку.

У свою чергу одинарні головні передачі бувають:

- конічні з прямими і криволінійними зубами;
- циліндричні прямозубі, косозубі та шевронні;
- гіпоїдні з верхнім і нижнім зміщенням;
- черв'ячні з верхнім і нижнім розташуванням черв'яка.

Подвійні головні передачі поділяються на:

- центральні одно- і двоступінчасті (за числом ступенів передавальних відносин, що перемикаються);
- рознесені з колісним, бортовим і з обома редукторами.

1. Розрахунок циліндричної головної передачі.

Циліндрична головна передача застосовується при поперечному розташуванні двигуна в передньопривідних автомобілях, прохідних мостах багатовісних машин, а також у двоступеневих головних передачах.

Для забезпечення плавності зачеплення число зубів ведучої шестерні циліндричної головної передачі має бути не менше десяти, тобто $z_{\text{вщ.гп}} \geq 10.58$

За передавальним числом головної передачі визначають число зубів веденого колеса, а потім передавальне число головної передачі уточнюють за числом зубів.

Після проведення цих розрахунків проводять оцінку міжосьової відстані циліндричної головної передачі.

Розрахунок зубчастих коліс головної передачі на міцність і довговічність проводять за формулами для циліндричних зубчастих коліс коробки передач. При цьому допустимі напруження: вигину - $[\sigma_z] = 500 \dots 700$ МПа; контактні - $[\sigma_k] = 1000 \dots 1200$ МПа.

2. Розрахунок гіпоїдної головної передачі.

Гіпоїдну головну передачу (рис. 5.1) застосовують як на легкових, так і на вантажних автомобілях у разі передатного відношення головної передачі менш як $u_{\text{гп}} = 6-7$.

2.1 Визначення числа зубів ведучої шестерні.

Число зубів ведучої шестерні гіпоїдної головної передачі вибираємо залежно від передавального числа головної передачі з табл. 6.1.

Мінімальне число зубів шестерні для вантажних автомобілів - $Z_{1\text{min}} = 5-11$.

Для поліпшення припрацювання зубів число зубів колеса і шестерні не кратне, тому передавальне число гіпоїдної головної передачі - не ціле число.

2.2 Число зубів веденого зубчастого колеса.

$$z_2 = z_1 u_{\text{гп}} \quad (6.1)$$

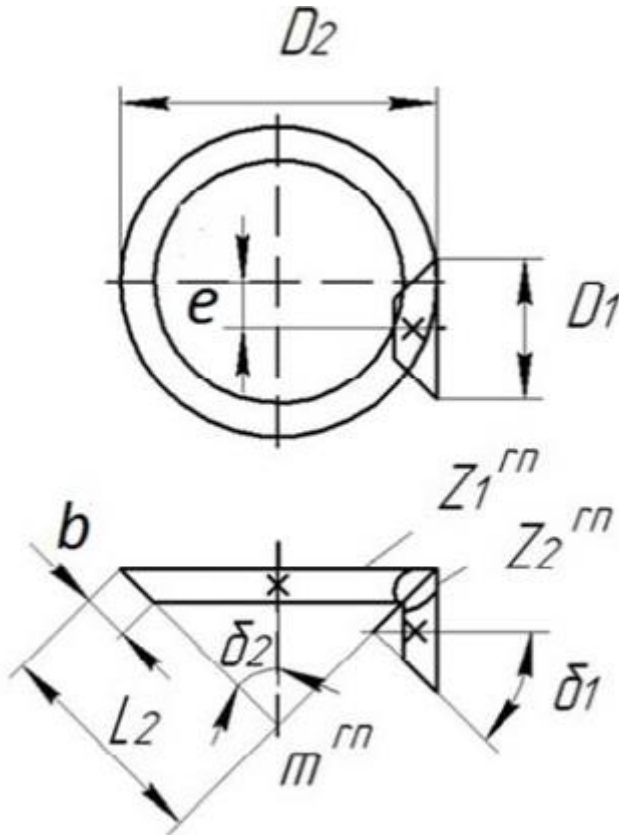


Рис. 6.1. Розрахункова схема гіпоїдної головної передачі

Таблиця 6.1

Число зубів шестерні гіпоїдної головної передачі

u_{rn}	2,5	3	4	5	6
Z_1	15	12	9	7	6

Визначення напруги вигину.

Розраховується за формулою:

$$\sigma_3 = \frac{P}{y b t_{н.ср}} = \frac{M_p}{r_{ср} y b t_{н.ср}} \quad (6.2)$$

де P - окружне зусилля, Н;

у - коефіцієнт форми зуба;
 b - довжина зуба по твірній конуса, м;
 $t_{\text{ср}}$ - нормальний крок у середньому перерізі конуса,
 м;

M_p - розрахунковий момент, Нм;
 $r_{\text{ср}}$ - середній радіус початкового конуса зубчастого колеса, м.

2.4 Визначення кута при вершині початкового конуса.

Половину кута при вершині початкового конуса визначають, виходячи з передавального відношення головної передачі $u_{\text{гп}}$ згідно з виразом:

$$\text{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1} = u_{\text{гп}} \quad (6.3)$$

2.5 Довжина твірної конуса колеса.

Довжину твірної конуса коліс передачі знаходимо з рис.5.2.

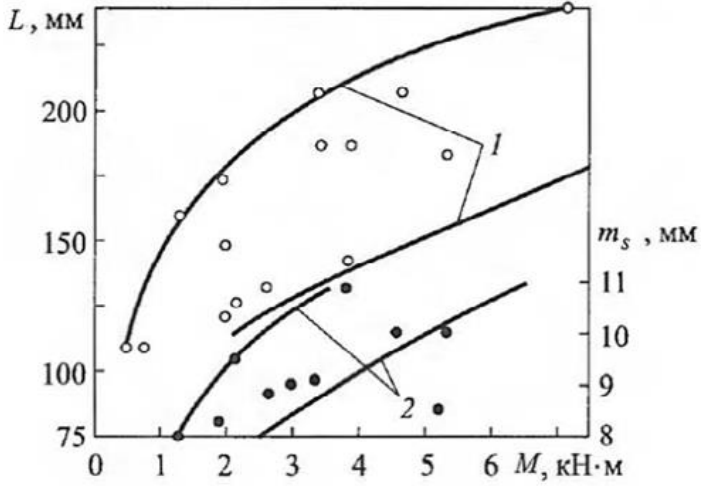


Рис. 6.2. Залежності зовнішньої конусної відстані L і торцевого модуля від розрахункового моменту для відповідного зубчастого колеса

2.6. Гіпоїдне зміщення.

$$e = (0.2 \dots 0.4)L_2 \quad (6.4)$$

2.7 Довжина зуба по твірній конуса.

Приблизно можна обчислити за виразом:

$$b = 0.3L_2 \quad (6.5)$$

2.8 Кут нахилу спіралі зубів.

Для ведучої шестерні та веденого колеса відповідно кути нахилу спіралі зубів дорівнюють $\beta_1 = 45-50^\circ$, $\beta_2 = 20-30^\circ$. При цьому відношення $\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} = 1.2 \dots 1.5$ (для головних передач вантажних автомобілів - більші значення). Слід враховувати, що збільшення кута спіралі призводить до підвищення осьових навантажень.

2.9 Еквівалентне наведене число зубів.

$$z_{\text{екв.і}} = \frac{z}{\cos^3\beta_i \cos\delta_i}, \quad i = 1, 2. \quad (6.6)$$

2.10 Коефіцієнт форми зуба.

$$y_i = 0,154 - \frac{1,23}{z_{\text{екв.і}}} + \frac{3,33}{z_{\text{екв.і}}^2}, \quad i = 1, 2. \quad (6.7)$$

2.11. Торцевий модуль.

$$m_s = \frac{L_2}{0.5\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \quad (6.8)$$

2.12 Торцевий крок по основі початкового конуса.

$$t_s = m_s \pi \quad (6.9)$$

Можна також прийняти згідно з графічними залежностями, наведеними на рис. 6.2.

2.13. Діаметри зубчастих коліс по твірній початкового конуса.

$$D_i = m_s z_i, \quad i = 1, 2. \quad (6.10)$$

2.14. Середні радіуси початкових конусів зубчастих коліс.

$$r_{cpi} = \frac{D_i - b \sin\delta_i}{2}, \quad i = 1, 2. \quad (6.11)$$

де D_i - діаметри зубчастих коліс по твірній початкового конуса, мм.

2.15 Нормальний крок у середньому перерізі конуса.

$$t_{н.ср.} = t_s \left(1 - \frac{b}{2r_{ср2}} \sin \delta_2\right) \sin \beta_2 \quad (6.12)$$

де t_s - торцевий крок по основі початкового конуса, мм;

$r_{ср2}$ - середній радіус початкового конуса веденого зубчастого колеса, мм.

2.16. Розрахунковий момент для ведучої шестерні.

$$M_{p1} = M_{emax} u_1 \quad (6.13)$$

2.17. Розрахунковий момент для веденого колеса.

$$M_{p2} = M_{emax} u_1 u_{ug} \quad (6.14)$$

2.18. Окружні зусилля на зубчастих колесах.

$$P_i = \frac{M_{pi}}{r_{срi}}, \quad i = 1, 2. \quad (6.15)$$

2.19. Згинальні напруження.

$$\sigma_{zi} = \frac{P_i}{y_i b t_{н.ср.}} \quad (6.16)$$

Допустимі напруження вигину - $[\sigma_3] = 500 \dots 700$ МПа.

2.20 Радіуси кривизни по поверхні зубів.

$$\rho_{ш} = \frac{r_{срi}}{\cos^2 \beta_i \cos \delta_i}, \quad i = 1, 2. \quad (6.17)$$

2.21. Контактні напруження.

$$\sigma_{ki} = \sqrt{\frac{P_i}{b \cos \alpha \sin \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}, \quad i = 1, 2. \quad (6.18)$$

де ρ_1, ρ_2 - радіус кривизни по поверхні зубів ведучої шестерні та веденого колеса, відповідно, мм;

E - модуль пружності першого роду, Па.

Модуль пружності 1-го роду - $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Кут зачеплення шестерень для вантажних автомобілів - $\alpha = 20^\circ$.

Допустимі контактні напруження - $[\sigma_k] = 1000-1200$ МПа.

Завдання

1 Визначити основні геометричні параметри гіпоїдної головної передачі.

2 Визначити навантажувальні режими та розрахувати напружений стан зубчастого зачеплення головної передачі.

3. Результати розрахунків звести в таблицю.

4 Оформити звіт, що містить послідовність розрахунків з наведенням конкретних обчислювальних операцій і отриманих результатів (усі параметри, що використовуються в розрахунках, і результати обчислень наводяться із зазначенням їхніх розмірностей).

5. Сформулювати висновок за результатами виконання роботи.

Питання для самоконтролю

1. Перелічіть вимоги, що висуваються до головних передач КМ.

2. Які функції виконує головна передача?

3 Назвіть типи застосовуваних на КМ головних передач і наведіть їхню коротку характеристику.

4. Що таке гіпоїдне зміщення?

5. Як слід вибирати напрямок зубів ведучого і веденого колеса гіпоїдної передачі і чому?

6. Що таке рознесена головна передача?

7. Чим відрізняється конічна головна передача від гіпоїдної? Назвіть їхні переваги та недоліки.

Практична робота № 7.

Тема: Визначення маси машини, вибір шин, двигуна та передавальних чисел трансмісії

Мета роботи: визначення потужності двигуна, визначення кількості осей, підбір шин, вибір передавального числа трансмісії проєктованої повнопривідної колісної машини (КМ), що проєктується, з подальшим порівнянням із прототипами.

Загальні відомості

Початковими даними для виконання даної практичної роботи є основні експлуатаційні характеристики проєктованої машини, що видаються викладачем:

- призначення машини;
- тип міжосьового приводу (повно-, неповнопривідний);
- вантажопідйомність машини m_B ;
- максимальна швидкість руху V_{\max} ;
- мінімальна (технологічна) швидкість руху V_{\min} .

У процесі виконання роботи студент має знайти щонайменше три прототипи, що мають схожі із заданими для проєктування характеристики. Це дасть змогу в процесі розрахунку зіставляти дані і тим самим контролювати коректність розрахунків.

Визначеними в процесі виконання роботи параметрами проєктованої машини є:

- маса машини;
- характеристики двигуна, що дають змогу підібрати його для забезпечення відповідних експлуатаційних характеристик машини;
- загальне передавальне відношення трансмісії;
- компонування трансмісії та її складові вузли;
- число передач;

- загального передавального відношення за елементами трансмісії та передачами.

Послідовність виконання роботи

1. Вибір двигуна.

Здійснюється з умови забезпечення необхідних швидкісних показників і подолання виникаючих опорів руху. Для цього необхідно задатися максимальною швидкістю руху V_{max} , експлуатаційними умовами, а також повною масою m машини.

1.1 Визначення повної маси машини.

Якщо задано масу вантажу, що перевозиться, то повна маса в першому наближенні може бути оцінена з використанням коефіцієнта вантажопідйомності (табл. 7.1):

$$m_M = \frac{m_B}{K_B} \quad (7.1)$$

де m_B - маса вантажу.

Таблиця 7.1

Значення граничних швидкостей руху, коефіцієнта вантажопідйомності для повнопривідних К

Тип автомобіля	V_{max} км/год	V_{min} км/год	K_B
Легкові	80-155	4-5	0,21-0,49
Вантажні з колісною формулою:			
4 x 4 і 6 x 6;	75-95	3-5	0,35-0,54
8 x 8	60-90	2-3	0,46-0,49

1.2 Визначення необхідної максимальної потужності двигуна.

Необхідна максимальна потужність $N_{max}^{необ}$ розраховується, виходячи із забезпечення максимальної швидкості руху (рівняння балансу потужності):

$$N_{max}^{необ} = \frac{(P_f + P_n)V_{max}}{\eta_{тр}K_c} \quad (7.2)$$

де P_f - сила опору руху з боку опорної поверхні, Н;

P_n - сила опору повітря, Н;

V_{\max} - максимальна швидкість машини, м/с;
 $\eta_{\text{тр}}$ - ККД трансмісії на режимі руху з максимальною швидкістю;

K_c - коефіцієнт, що враховує втрати потужності в повітроочиснику, глушнику, радіаторі, компресорі та допоміжних агрегатах.

Значення коефіцієнта K_c можна прийняти в межах 0,75-0,95.

ККД трансмісії $\eta_{\text{тр}}$ залежно від типу міжосьового приводу для механічної трансмісії можна прийняти в межах:

- 0,88-0,95 для неповнопривідних КМ;

- 0,80-0,90 для повнопривідних КМ (менші значення приймаються в разі великої кількості вузлів трансмісії).

Сили опору руху можуть бути визначені як:

$$P_f = m_M g f \quad (7.3)$$

$$P_B = C_x F q_v \quad (7.4)$$

де C_x - коефіцієнт обтічності;

F - площа лобового перерізу;

q_v - швидкісний напір.

У свою чергу

$$F = K_{\text{лоб}} B H \quad (7.5)$$

$$q_v = \rho_v V_{\max}^2 \quad (7.6)$$

де $K_{\text{лоб}}$ - коефіцієнт заповнення площі лобового перерізу;

B - колія машини;

H - габаритна висота машини;

ρ_v - густина повітря.

Для нормальних атмосферних умов $\rho_v = 1,25 \text{ кг/м}^3$, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Для повнопривідних КМ і твердих поверхонь приймаємо $f = 0,02-0,03$. Значення коефіцієнтів обтічності C_x і заповнення площі $K_{\text{лоб}}$ наведено в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Коефіцієнти заповнення та обтічності

Тип автомобіля	C_x	$K_{\text{люб}}$
Легкові	0,25-0,45	0,78-0,80
Вантажні	0,80-1,30	0,75-0,95

Значення добутку ширини колії B на висоту H машини за відсутності прототипу можна прийняти з табл. 7..3.

Таблиця 7..3

Розміри площі лобового перерізу

Легкові КМ		Вантажні КМ	
Робочий об'єм двигуна, л	$B*H, \text{ м}^2$	Вантажопідйомність, т	$B*H, \text{ м}^2$
< 1,2	1,4-1,9	0,5-2,0	4,2-5,7
1,2-1,8	1,6-2,1	2,0-5,0	5,2-7,5
1,8-3,5	1,9-2,3	5,0-15,0	6,9-9,0
>3,5	2,2-2,6	> 15,0	9,0-15,0

1.3 Вибір двигуна.

Після визначення максимальної потрібної потужності двигуна за довідниками, даними виробників або за таблицями, що наведені в Додатку 1, добираємо двигун, номінальна потужність якого $N_{\text{е ном}} \geq N_{\text{мах}}^{\text{необ}}$ (слід обирати двигун із найближчим значенням потужності до розрахункової).

З характеристики двигуна знаходимо значення максимального моменту $M_{\text{емах}}$, частоти обертання за максимального моменту $\eta_{\text{двм}}$ і частоти обертання $\eta_{\text{двн}}$ за максимальної (номінальної) потужності, що знадобляться під час подальших розрахунків.

2. Визначення числа осей і вибір шин.

Після підбору двигуна наступним кроком є визначення числа осей і вибір шин КМ, виходячи з повної маси машини і допустимого навантаження на вісь (табл. 1.4).

Кількість осей машини визначається згідно з виразом:

$$n_{\text{вісь}} = \frac{m_M g}{[G_{\text{вісь}}]} \quad (7.7)$$

де $[G_{\text{вісь}}]$ - допустиме навантаження на вісь машини.
 Нижче вказані допустимі значення повної маси автомобіля:

- з двома осями - 18 тон;
- із трьома осями - 25 тон;
- з чотирма осями - 32 тони;
- із п'ятьма осями - 35 тон.

Таблиця 7.4

Допустиме навантаження на вісь автомобіля

Відстань між осями, м	Максимальне навантаження, т (група А)*	Максимальне навантаження, т (група В)*
2 і вище	10	6
1,65-2	9	5,7
1,35-1,65	8	5,5
1-1,35	7	5
Менше ніж 1	6	4,5

*Автомобілі групи «А» експлуатуються на дорогах 1-3 категорій, групи «В» - на будь-яких дорогах.

Відстань між осями в першому наближенні можна взяти з характеристик прототипів.

Знаючи число осей і вважаючи розподіл маси машини по всіх колесах рівномірним, можна знайти номінальне навантаження на колесо і за ним підібрати відповідну шину. У першому наближенні G_K можна оцінити так:

$$G_K = \frac{m_M g}{2n_{\text{вісь}}} \quad (7.8)$$

У разі особливих вимог до розподілу навантаження по осях розрахунок здійснюється аналогічно з урахуванням передбачуваної нерівномірності осьових навантажень і можливості застосування здвоєних шин.

Для обраної шини знаходимо кінематичний радіус, який буде використовуватися надалі для визначення

передавальних чисел трансмісії. У першому наближенні як кінематичний радіус шини можна прийняти її статичний радіус.

3 Визначення мінімального і максимального передавального відношення трансмісії.

Після підбору двигуна і шин переходимо до визначення мінімального u_{\min} і максимального u_{\max} передавальних відносин трансмісії.

Розрахунок мінімального передавального відношення трансмісії u_{\min} ведуть виходячи із забезпечення максимальної швидкості V_{\max}

$$u_{\min} = \frac{\omega_{\text{двN}} r_K}{V_{\max}} \quad (7.8)$$

де $\omega_{\text{двN}}$ - кутова швидкість двигуна за номінальної потужності, с^{-1} ;

r_K - кінематичний радіус колеса, м.

Можна прийняти дещо менше u_{\min} порівняно з розрахунковим значенням, що гарантовано забезпечуватиме задане значення максимальної швидкості.

Максимальне передавальне число u_{\max} трансмісії вибираємо після порівняння трьох його значень: забезпечення реалізації тяговозчіпних якостей; забезпечення подолання максимального опору руху; забезпечення необхідної мінімальної швидкості руху.

1. Максимальне передавальне число $u_{\max\phi}$, за умовами реалізації тягово-зчіпних якостей:

$$u_{\max\phi} = \frac{G_{\text{зч}} \phi r_K}{M_{\text{emax}} \eta_{\text{тр}}} \quad (7.9)$$

де $G_{\text{зч}}$ - зчіпна вага (складова повної ваги, що припадає на ведучі колеса);

ϕ - коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою (приймаємо $\phi = 0,7-0,8$).

Зокрема, для повнопривідної машини:

$$G_{\text{зч}} = m_M g \cos \alpha \quad (7.10)$$

де α - кут підйому (приймаємо $\alpha = 34-38^\circ$).

2. Максимальне передавальне число $u_{\max\psi}$, що забезпечує подолання КМ заданого максимального дорожнього опору КМ f_{\max} :

$$u_{\max f} = \frac{m g f_{\max} r_K}{M_{\max} \eta_{\text{тр}}} \quad (7.11)$$

Під час розрахунків можна прийняти $f_{\max} = 0,58-0,64$.

Під час підрахунку $u_{\max\phi}$ і $u_{\max\psi}$ приймають $\eta_{\text{тр}} = 0,8-0,85$ для механічної трансмісії, $0,56-0,60$ для гідромеханічної трансмісії, якщо гідротрансформатор використовують у широкому діапазоні руху на зниженій передачі в трансмісії, та $0,8-0,85$, якщо його використовують тільки для рушання з місця, а потім блокують.

Для гідрооб'ємної трансмісії $\eta_{\text{тр}} = 0,7-0,8$, а для електромеханічної $\eta_{\text{тр}} = 0,4-0,6$.

3 Максимальне передавальне число $u_{\max v}$, що забезпечує стійкий рух КМ з необхідною мінімальною швидкістю V_{\min} :

$$u_{\max v} = \frac{\omega_{\text{двм}} r_K}{V_{\min}} \quad (7.12)$$

Значення мінімальної швидкості часто визначається виконуваними технологічними операціями для зручності маневрування. Її доцільно приймати в межах $2-5$ км/год, якщо вона не задана в технічному завданні.

Спочатку порівнюють значення $u_{\max\phi}$, і $u_{\max f}$.

Для неповнопривідних КМ найчастіше, а для повнопривідних завжди прагнуть забезпечити реалізацію максимально можливої сили тяги зі зчеплення коліс із дорогою і приймають $u_{\max\psi} = u_{\max\phi}$.

Далі порівнюють значення $u_{\max\psi}$ та $u_{\max\phi}$ і максимальне приймають за u_{\max} .

4. Вибір кінематичної схеми трансмісії.

Вибір тієї чи іншої схеми трансмісії під час проектування повнопривідної КМ залежить від призначення машини та висунутих до неї вимог.

Якщо машина здебільшого призначена для експлуатації у важких дорожніх умовах, де прохідність є домінуючим фактором, то краще використовувати бортову блоковану схему трансмісії.

Якщо ж повнопривідна КМ більшу частину часу буде експлуатуватися на хороших дорогах і буде виконуватися вимога щодо зниження експлуатаційних витрат, то доцільніше застосовувати мостову диференціальну схему і передбачити примусове блокування диференціалів.

Під час проектування трансмісії повнопривідної машини, необхідно передбачити встановлення роздавальної(-их) коробки(-ок). Кількість ступенів роздавальної коробки буде визначатися загальним числом передач трансмісії.

Наприклад, для двовісної повнопривідної машини з мостовою схемою трансмісії кінематична схема трансмісії матиме вигляд, наведений на рис. 7.1.

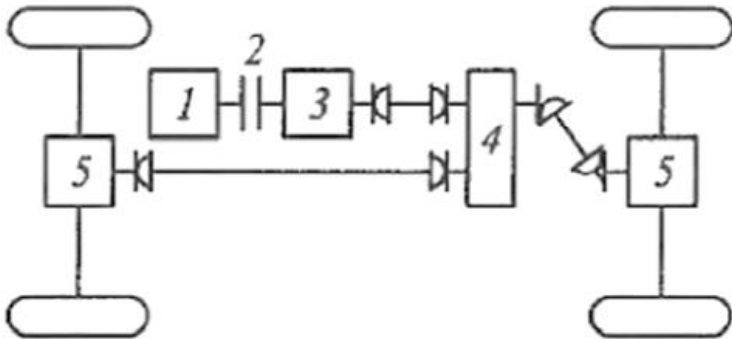


Рис. 7.1. Кінематична схема трансмісії: 1 - двигун; 2 - зчеплення; 3 - коробка передач; 4 - роздавальна коробка; 5 - головні передачі мостів. Визначення передавального відношення головної передачі.

Задано мінімальними передавальними відношеннями коробки передач $u_{кп.в}$ і роздавальної коробки $u_{рк.в}$. Найчастіше $u_{кп.в} \leq 1$; $u_{рк.в} = 1$.

Тоді передавальне число головної передачі, (у першому наближенні можна прийняти $u_{кп.в} = u_{рк.в} = 1$):

$$u_{гп} = \frac{u_{min}}{u_{кп.в} \cdot u_{рк.в}} \quad (7.13)$$

6. Визначення сумарного числа передач у трансмісії КМ.

Прийнявши розподіл передавальних чисел за передачами згідно із законом геометричної прогресії, можна визначити діапазон трансмісії $D_{тр}$ як:

$$D_{тр} = \frac{u_{max}}{u_{min}} = q^{n_{\Sigma}} - 1 \quad (7.14)$$

де q - знаменник геометричної прогресії;

n_{Σ} - сумарне число передач.

Значення знаменника q геометричної прогресії доцільно обчислювати за виразом:

$$q \leq \frac{\omega_{двN}}{\omega_{двM}} \quad (7.15)$$

Звідси сумарне число передач

$$n_{\Sigma} = 1 + \frac{\ln D_{тр}}{\ln q} \quad (7.16)$$

Приймаємо ціле більше число n_{Σ} .

Після остаточного вибору сумарного числа передач уточнюємо значення знаменника геометричної прогресії:

$$q = \sqrt[n_{\Sigma}]{D_{тр}} \quad (7.17)$$

7. Визначення необхідного числа передач у коробці передач.

Щоб забезпечити вибране таким чином число передач трансмісії, є два шляхи: реалізувати всі n_{Σ} передач в одному агрегаті трансмісії або розподілити передачі по різних агрегатах.

*Зменшення q і відповідне збільшення числа передач n_{Σ} дає можливість за різних дорожніх умов і навантаження в кузові вибрати потрібну передачу, яка забезпечує роботу двигуна в зоні мінімальної питомої витрати пального за умови руху КМ з максимально можливою швидкістю.

Це дає змогу знизити витрату палива на одиницю шляху, пройденого КМ, однак ускладнює керування трансмісією.

Ця умова узгоджується з викладачем додатково в міру розрахунку та отримання попередніх результатів.

Враховуючи, що, як правило, не більше трьох агрегатів трансмісії мають число передач, відмінне від одиниці (коробка передач, роздавальна коробка і додаткова коробка передач - передня, задня або обидві разом), прийнявши відповідні значення для $n_{рк}$ і $n_{дкп}$, визначаємо необхідне число передач у коробці передач.

Прийmemo число передач у роздавальній коробці $n_{рк}$ і $n_{дкп}$.

Обчислюємо необхідне число передач базової коробки передач:

$$n_{кп} = \frac{n_{\Sigma}}{n_{рк} \cdot n_{дкп}} \quad (7.18)$$

У разі коробки передач, що включає як передню, так і задню коробки передач:

$$n_{дкп} = n_{пкп} \cdot n_{зкп}$$

де $n_{пкп}$, $n_{зкп}$ - число передач у передній і задній додаткових коробках передач відповідно.

8. Вибір передавальних чисел агрегатів трансмісії.

Розподіл передавальних відношень за передачами здійснюємо з урахуванням коригування знаменника геометричної прогресії q .

Наприклад, у разі базової коробки передач і двоступеневої роздавальної коробки маємо два варіанти.

8.1 Перший варіант - діапазон роздавальної коробки перекриває діапазон базової коробки передач:

$$\begin{aligned} u_{\text{кп1}} &= u_{\text{кп.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}}-1} \\ u_{\text{кп2}} &= u_{\text{кп.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}}-2} \\ u_{\text{кпi}} &= u_{\text{кп.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}}-i} \end{aligned} \quad (7.19)$$

Діапазон базової коробки передач:

$$D_{\text{кп}} = \frac{u_{\text{кп.н}}}{u_{\text{кп.в}}} = q^{n_{\text{кп}}-1} \quad (7.20)$$

Знаменник геометричної прогресії роздавальної коробки:

$$q_{\text{рк}} = D_{\text{кп}} \cdot q = q^{n_{\text{кп}}} \quad (7.21)$$

Передавальні відносини роздавальної коробки:

$$\begin{aligned} u_{\text{рк1}} &= u_{\text{рп.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-1)} \\ u_{\text{рк2}} &= u_{\text{рп.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-2)} \\ u_{\text{ркj}} &= u_{\text{рп.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-j)} \end{aligned} \quad (7.22)$$

Діапазон роздавальної коробки:

$$D_{\text{рк}} = q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-1)} \quad (7.23)$$

Діапазон трансмісії:

$$D_{\text{тр}} = D_{\text{кп}} \cdot D_{\text{рк}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot n_{\text{рк}}-1} \quad (7.24)$$

8.2 Другий варіант - ущільнення передавальних відносин у трансмісії).

Знаменник геометричної прогресії для коробки передач:

$$q_{\text{кп}} = q^{n_{\text{рк}}} \quad (7.25)$$

Діапазон базової коробки передач:

$$D_{\text{кп}} = q^{(n_{\text{кп}}-1) \cdot n_{\text{рк}}} \quad (7.26)$$

Передавальні відносини коробки передач:

$$\begin{aligned} u_{\text{кп1}} &= u_{\text{кп.в}} \cdot q^{(n_{\text{кп}}-1) \cdot n_{\text{рк}}} \\ u_{\text{кп2}} &= u_{\text{кп.в}} \cdot q^{(n_{\text{кп}}-2) \cdot n_{\text{рк}}} \\ u_{\text{кпi}} &= u_{\text{кп.в}} \cdot q^{(n_{\text{кп}}-i) \cdot n_{\text{рк}}} \end{aligned} \quad (7.27)$$

Передавальні відносини роздавальної коробки:

$$\begin{aligned}
 u_{рк1} &= u_{рк.в} \cdot q^{(n_{рк}-1)} \\
 u_{рк2} &= u_{рк.в} \cdot q^{(n_{рк}-2)} \\
 u_{рпїкj} &= u_{рк.в} \cdot q^{(n_{рк}-j)}
 \end{aligned}
 \tag{7.28}$$

Діапазон роздавальної коробки:

$$D_{рк} = q^{n_{рк}-1} \tag{7.29}$$

Діапазон трансмісії:

$$D_{тр} = q^{n_{кп} \cdot n_{рк}-1} \tag{7.30}$$

Завдання

1 Визначити потужність двигуна, вибрати кінематичну схему трансмісії.

2. Розрахувати передавальні відношення агрегатів трансмісії для повнопривідної машини згідно з варіантами завдань, наведеними в табл. 7.5. Під час розрахунків обрати знаменник геометричної прогресії для передавальних відношень, що забезпечує не менше 8 передач переднього ходу.

3. Результати визначення передавальних відношень трансмісії звести в таблицю.

4 Оформити звіт, що містить послідовність розрахунків з наведенням конкретних обчислювальних операцій і отриманих результатів (усі параметри, що використовуються в розрахунках, і результати обчислень наводяться із зазначенням їхніх розмірностей).

5. Сформулювати висновок за результатами виконання роботи.

Таблиця 7.5

Вихідні дані (варіанти завдань обираються за номером у списку групи)

Параметр	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вантажопідйомність автомобіля, т	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
V_{\max} км/год	90	90	90	90	90	80	80	80	80	80
V_{\min} км/год	5	5	5	5	5	3	3	3	3	3
Параметр	Варіант									
	11	12	13	14	15	16	17	20	21	22
Вантажопідйомність автомобіля, т	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0
V_{\max} км/год	95	95	95	95	95	90	95	80	100	100
V_{\min} км/год	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5

Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення термінам: конструктивна маса, споряджена маса, повна маса.
2. Що таке зчіпна вага КМ?
3. Яку функцію виконує дільник у коробці передач?
4. Що таке демультіплікатор?
5. Яке призначення головної передачі та диференціала?
6. Дайте визначення поняттям: динамічний радіус колеса, статичний радіус колеса та радіус кочення колеса.
7. Як визначається діапазон передавальних чисел трансмісії?

Практична робота №8

Тема: Розрахунок рульового управління

Мета: ознайомитись із порядком розрахунку елементів рульового управління

Розрахунки на міцність деталей рульового керування проводять за однією з розрахункових умов:

1. за максимальним зусиллям, яке водій може докласти до рульового колеса (700 Н - для вантажних і 400 Н для легкових автомобілів);

2. за максимальним моментом опору повороту керування коліс на місці.

Елементи зачеплення в рульових механізмах розраховують на міцність за напруженнями вигину та на зношування за контактними напруженнями стиснення.

Рульові механізми перевіряють на жорсткість за величиною допустимої деформації, а окремі сполучення на питомий тиск зминання.

Розрахунок підсилювача, крім розрахунку на міцність, зазвичай охоплює динамічний розрахунок (визначення часу ввімкнення та аналіз стійкості роботи) і гідравлічний розрахунок (визначення продуктивності насоса, діаметр трубопроводів, силового циліндра тощо). Під час конструювання рульового приводу виконують два види розрахунку: кінематичний і міцнісний.

1 Основні розрахункові формули

Передавальне число рульового механізму «Гвинт-кульова гайка-рейкасектор»:

$$U_{p.i.} = \frac{2\pi R}{h} \quad (8.1)$$

де R - радіус початкового кола сектора;

h - крок гвинтового каналу.

Розрахункове зусилля на кермовому колесі:

$$P_{p.k.} = \frac{T_c}{R_{p.k.} U_{p.y.} \eta_{p.y.}} \quad (8.2)$$

де $T_c = \frac{2\varphi}{3} \sqrt{\frac{G_K^3}{P_{\text{ш}}}}$ - момент опору повороту колеса однієї

осі на місці;

φ - коефіцієнт зчеплення;

G_K - навантаження на колесо;

$P_{\text{ш}}$ - тиск у шині;

$R_{p.k.}$ - радіус рульового колеса;

U_{pY}, η_{pY} - передавальне число і ККД рульового управління.

Співвідношення між кутами повороту зовнішнього і внутрішнього коліс визначається з:

$$ctg\theta_H - ctg\theta_B = \frac{M}{L} \quad (8.3)$$

де M - відстань між осями шворнів;

L - база автомобіля.

Мінімальний радіус повороту автомобіля $R_{\min} = L / \sin \theta_H$.

Напруга зминання контактуючих поверхонь черв'яка і ролика:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{P_{p.k.} R_{p.k.}}{r_0 tg\beta \cdot 0.5((\varphi_1 - \sin\varphi_1)r_1^2 + (\varphi_2 - \sin\varphi_2)r_2^2)}, [\sigma_{\text{зм}}] = 500 \text{ МПа} \quad (8.4)$$

де r_0, r_1, r_2 - радіус черв'яка в найбільш вузькому місці, зовнішні радіуси черв'яка і ролика відповідно;

$\beta, \varphi_1, \varphi_2$ - кут підйому гвинтової лінії черв'яка і центральні кути контактних площ.

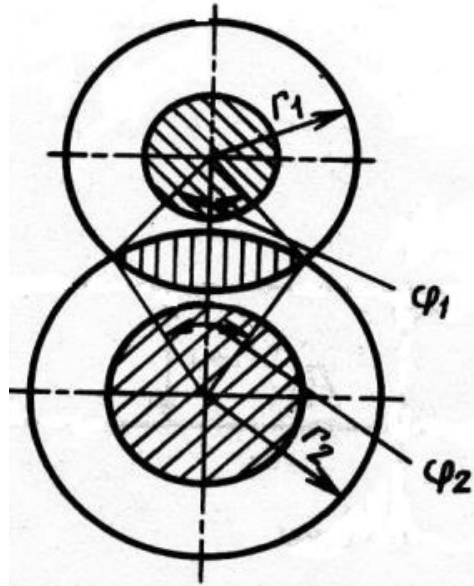


Рисунок 8.1 - Схема для визначення контактної поверхні в черв'ячному рульовому механізмі

Напруга кручення вала рульової сошки діаметром d :

$$\tau = \frac{P_{p.k.} R_{p.k.} U_{p.y.}}{0.2d^3} \quad (8.5)$$

Складний напружений стан сошки розраховується як:

$$\sigma_c = \sqrt{\left(\frac{P_{p.k.} R_{p.k.} U_{p.y.} l_i}{l W_i}\right)^2 + 4 \left(\frac{P_{p.k.} R_{p.k.} U_{p.y.} l_k}{l W_k}\right)^2} \quad (8.6)$$

Поздовжня тяга розраховується на напругу стиснення

$$\sigma_s = \frac{P_{p.k.} R_{p.k.} U_{p.y.}}{F} \quad (8.7)$$

і критичне напруження при поздовжньому вигині:

$$\tau = \frac{\pi^2 E J_p}{L^2 F} \quad (8.8)$$

де F - площа перерізу поздовжньої тяги;

E - модуль пружності, $E=2 \cdot 10^5$ МПа;

J_p - полярний момент інерції перерізу тяги, $J_p = \pi(d_{н-}^2 d_{в}^2)/64$;

L - довжина поздовжньої тяги.

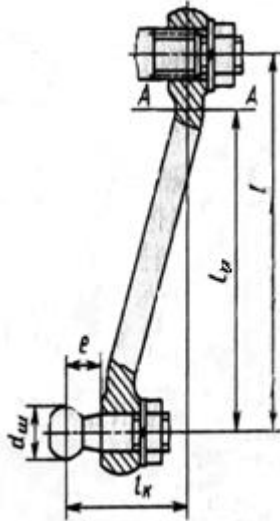


Рисунок 8.2 - Розрахункова схема рульової сошки
 Продуктивність насоса для живлення гідропідсилювача:

$$Q = \frac{\pi^2 D_c^2 l \omega_{pk}}{30 \gamma \eta_{об}} - \frac{\Delta Q}{\eta_{об}} \quad (8.9)$$

де D_c - діаметр циліндра гідропідсилювача;

l - робочий хід поршня;

$\omega_{p.k}$ - частота обертання рульового колеса,
 $\omega_{p.k} = 0,5 \dots 1,2 \text{ c}^{-1}$;

γ - кут повороту рульового колеса, що відповідає крайнім положенням керованих коліс;

$\eta_{об}$ - об'ємний ККД насоса;

ΔQ - втрати на витоки в золотнику.

8.2 Завдання

1. Визначити зусилля на кермовому колесі та максимальні кути повороту зовнішнього і внутрішнього коліс автомобіля. Дані для розрахунку в таблиці 8.1, коефіцієнт зчеплення $\varphi = 0,8$.

2 Розрахувати на статичну міцність рульовий вал автомобіля (таблиця 8.1, варіант 1). Зовнішній діаметр $d_H = 4,0$ см. внутрішній діаметр $d_B = 3,2$ см.

3 Вал сошки рульового механізму автомобіля розрахувати на статичну міцність за напруженнями крутіння за розрахункового зусилля на рульовому колесі $R_{P.K} = 400\text{Н}$. Дані для розрахунку: передавальне число рульового механізму $U_{P.M}$, діаметр вала сошки $d_C = 3,2$ см, прямий ККД рульового механізму $\eta = 0,75$, радіус рульового колеса $R_{P.K} = 0,2$ м.

Таблиця 8.1 - Дані для розрахунку рульових управлінь

Параметри	Варіант				
	1	2	3	4	5
$G_K, \text{Н}$	3100	4300	9050	12900	24100
$R_{P.K.}, \text{м}$	0,2	0,2	0,225	0,24	0,275
$U_{P.Y.}$	16,4	19,1	20,5	20,0	23,6
$\eta_{P.Y.}$	0,75	0,7	0,7	0,8	0,85
$P_{Ш}, \text{МПа}$	0,17	0,2	0,28	0,35	0,6
База $L, \text{м}$	2,42	2,80	3,70	3,80	3,95
Колія $B, \text{м}$	1,35	1,47	1,63	1,80	1,97
Відстань між шворнями, м	1,18	1,29	1,47	1,62	1,78
Радіус повороту, м	5,6	5,5	8,0	8,3	8,8

4 Визначити передавальне число рульового механізму «Гвинт-кулькова гайка-рейка-сектор» вантажного автомобіля і допустимий діаметр вала сошки за такими даними: радіус початкового кола сектора $R_0 = 6,0$ см, крок гвинтового каналу $h = 1,85$ см, радіус рульового колеса $R_{P.K} = 0,25\text{м}$.

5 Визначити напругу стиснення в зачепленні робочої пари рульового механізму «черв'як-ролик» вантажного автомобіля за умови, що лише один гребінь ролика перебуває в зачепленні з черв'яком. Розрахункове зусилля $R_{P.K} = 700\text{Н}$; кут підйому гвинтової лінії черв'яка $\beta = 6^\circ 40'$; центральні

кути контактних площ $\varphi_1 = 66^0$ і $\varphi_2 = 60^0$; зовнішні радіуси черв'яка $r_1 = 2,5$ і ролика $r_2 = 2,7$ см; радіус черв'яка в найвужчому місці $r_0 = 2,0$ см; радіус рульового колеса $R_{Р.К.} = 22,5$ см.

6 Розрахувати на статичну міцність рульову сошку. Розрахункове зусилля водія $P_{Р.К.} = 700\text{Н}$ прикладено на радіусі рульового колеса $R_{Р.К.} = 0,24$ м; передавальне число рульового механізму $U_{Р.М.} = 20$, ККД $\eta_{Р.М.} = 0,85$. Дані для розрахунку: довжина сошки розрахункова $l = 19\text{см}$, плече прикладання розрахункового навантаження $l_k = 4,5$ см, відстань до небезпечного перерізу $l_i = 15,5$ см, переріз прямокутний $a \cdot b = 4 \cdot 2,5$ см ($W_U = 0,1 \cdot a^2 \cdot b$), ($W_\tau = 0,2 \cdot a \cdot b^2$)- моменти опору перерізу.

7 Для рульового керування вантажного автомобіля розрахувати на поздовжню стійкість поздовжню тягу. Розрахункове зусилля на кермовому колесі $P_{Р.К.} = 700\text{Н}$; передавальне число рульового механізму $U_{Р.М.} = 18$, ККД дорівнює $0,8$, радіус рульового колеса $R_{Р.К.} = 22$ см. Дані для розрахунку: довжина тяги $L = 30$ см; $d_H = 3\text{см}$ і $d_B = 2,4$ см - зовнішній і внутрішній діаметри тяги; розрахункова довжина сошки $l_C = 18$ см.

Питання для самоконтролю:

1. Що таке рульове управління, і яка його основна функція в транспортному засобі?
2. Які основні типи рульових механізмів використовуються в автомобілях та тракторах?
3. Як визначається передавальне число рульового механізму, і чому воно важливе?
4. Як розрахувати необхідний кут повороту керованих коліс для забезпечення мінімального радіусу повороту?

5. Які параметри впливають на вибір типу рульового механізму (рейковий, черв'ячний тощо)?
6. Що таке кінематика рульового управління, і як розраховується оптимальна траєкторія повороту?
7. Як розрахувати момент на рульовому колесі, необхідний для керування автомобілем?
8. Які сили діють на керовані колеса під час маневру, і як вони впливають на рульове управління?
9. Як впливає зміна кута розвалу і сходження коліс на ефективність рульового управління?
10. Які методи використовуються для оптимізації розрахунків і проектування рульового управління?

Практична робота №9.

Тема: Розрахунок елементів гальм

Мета: ознайомитись із порядком розрахунку елементів гальмівної системи

Розрахунок гальмівного управління починають з визначення сумарного гальмівного моменту всіх коліс автомобіля за заданою інтенсивністю або за зчепленням колеса з дорогою. Потім з урахуванням коефіцієнта перерозподілу маси автомобіля під час гальмування розраховують максимальний гальмівний момент на передній і задній осях. Вибирають тип гальмівного механізму і його основні розміри. Про правильний вибір геометричних розмірів можна судити за питомою роботою тертя і нагріванням гальмівного механізму. За розрахунковим гальмівним моментом визначають приводні сили розтискного пристрою і реакції опор колодок. Міцнісний розрахунок гальмівного механізму зводиться до розрахунку опорних пальців на зріз і на зім'яття, вала розтискного кулака на крутіння, барабана на опір розриву в діаметральному перерізі, нижні та верхні кінці колодок на зім'яття. Колодки розраховуються на вигин і жорсткість, трубопроводи - на розрив із запасом близько 2, педаль - на вигин.

1 Основні розрахункові формули

Сумарний гальмівний момент усіх коліс автомобіля визначається: за заданою інтенсивністю гальмування (для забезпечення безпеки):

$$T = m_B \cdot \gamma \cdot r_K \quad (9.1)$$

де $\gamma = (1,3 - 1,5) \gamma_n$, γ_n - нормативне уповільнення (5,5 - 5,8 м/с²);

за зчепленням коліс із дорогою (для розрахунку на міцність):

$$T_\varphi = m_a \cdot g \cdot r_K \cdot \varphi \quad (9.2)$$

Максимальні гальмівні моменти на передньому і задньому колесі:

$$T_1 = \frac{m_a \cdot g}{2L} (b + h\varphi_0) \cdot r_K \cdot \varphi \quad (9.3)$$

$$T_2 = \frac{m_a \cdot g}{2L} (a - h\varphi_0) \cdot r_K \cdot \varphi \quad (9.4)$$

де m_a - повна маса автомобіля, кг;

L, h, a, b - база, висота центру мас, відстані від передньої осі до центру мас і від центру мас до задньої осі автомобіля, м;

r_K - радіус колеса, м;

φ_0, φ - коефіцієнти зчеплення, оптимальний $\varphi_0 = 0,45$ і максимальний $\varphi = 0,8$.

Гальмівний момент колодкового механізму з одностороннім розташуванням опор:

$$T_\tau = \mu \cdot r_b \cdot (a_K + c_K) \cdot \left(\frac{P_1}{a_K - \mu \cdot l_K} + \frac{P_2}{a_K + \mu \cdot l_K} \right) \quad (9.5)$$

де μ - коефіцієнт тертя;

r_b - радіус поверхні тертя барабана, м;

a_K, c_K, l_K - геометричні параметри гальмівного механізму (рисунок 9.1);

P_1, P_2 - приводні сили на первинну і вторинну колодки.

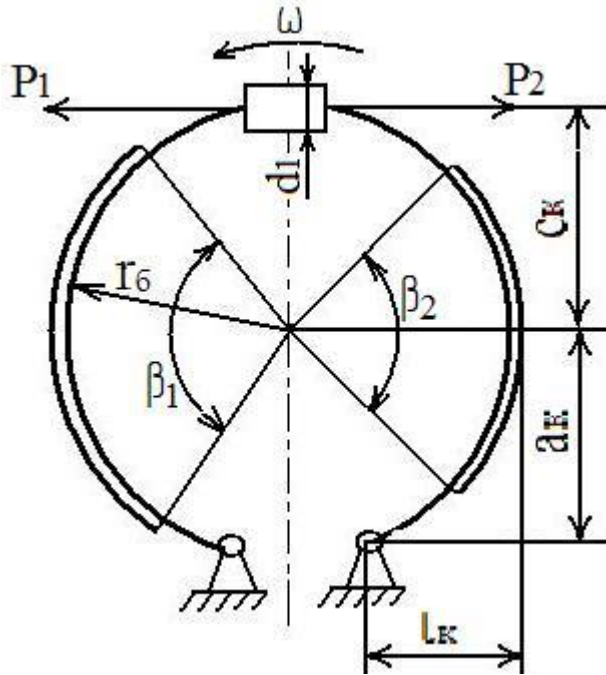


Рисунок 9.1 - Розрахункова схема гальмівного механізму

Для барабанного гальмівного механізму з пневматичним приводом (рисунок 9.2) співвідношення розтискних сил визначається виразом:

$$P_2 = \frac{P_1(a_k + \mu \cdot l_k)}{a_k - \mu \cdot l_k} \quad (9.6)$$

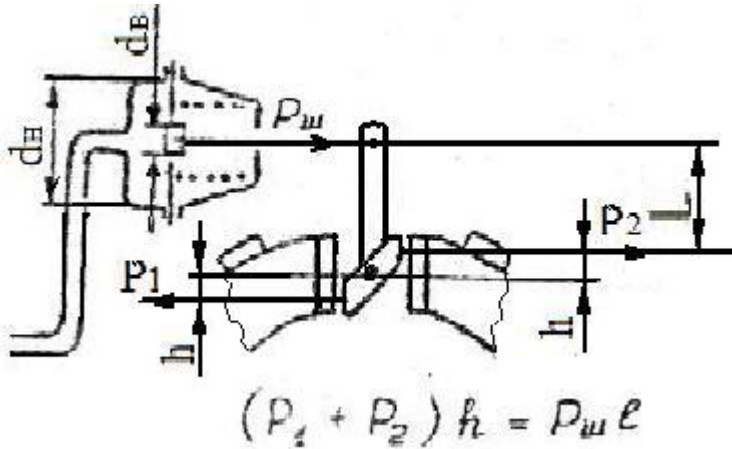


Рисунок 9.2 - Розрахункова схема гальма з пневмоприводом

Питоме навантаження на гальмівні накладки:

$\sigma = \frac{m_a g}{\Sigma F} \leq [\sigma] = 0.2 \dots 0.3 \text{ МПа}$ (для барабанного гальма),

$\sigma = \frac{m_a g}{\Sigma F} \leq [\sigma] = 2.5 \dots 3.5 \text{ МПа}$ (для дискового),

де ΣF - сумарна поверхня фрикційних накладок;

$F_K = 0.0175 b_K r_b \beta_b$ - для накладки колодкового гальма;

b_K - ширина;

β - кут охоплення накладки, $90^\circ - 120^\circ$;

$F_g = \frac{d\pi}{360} (r_3^2 - r_b^2)$ - для накладки дискового гальма;

α - кут охоплення кільцевого сектора колодки, $\alpha = 30 - 40^\circ$;

r_3, r_b - зовнішній і внутрішній радіуси колодки.

Питома робота тертя всіх накладок під час гальмування до повної зупинки:

$$L = \frac{m_a V_a^2}{26.9 \Sigma F} \leq [L] = 800 \dots 9000 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2} \quad (9.7)$$

де V_a - початкова швидкість гальмування, км/год.

Нагрівання гальмівного барабана під час одноразового та короткочасного гальмування:

$$\Delta T = \frac{0.922 m_a V_a^2}{z C m_b \cdot 10^5} \quad (9.8)$$

де z - число гальмівних барабанів;

C - теплоємність барабана (чавун - 500 Дж/кг*градус; алюміній - 840 Дж/кг*градус);

m_b - маса барабана, кг.

Діаметр головного гальмівного d_r і робочого d_1 циліндрів гідроприводу

$$d_r = \sqrt{\frac{4 P_n \eta U_n}{\pi \rho_r}} \quad (9.9)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 P_1}{\pi \rho_r}}$$

де P_n - зусилля на педалі, $P_n = 500 \dots 700\text{Н}$;

η - ККД гідроприводу, $\eta = 0,85 \dots 0,9$;

U_n - передавальне число педалі, $U_n = 4 \dots 6$;

ρ_r - максимальний тиск у магістралі, $\rho_r = 8 \dots 12\text{МПа}$;

P_1 - сила притиснення колодок до барабана, Н.

Тиск повітря в гальмівній камері для створення розтискного зусилля P_1 і P_2 , що забезпечують необхідний гальмівний момент:

$$\rho_b = \frac{(P_1 + P_2) \cdot h}{F_d l \eta} \quad (9.10)$$

де P_1, P_2 - розтискні сили;

h - плече прикладання розтискних сил;

F_d - ефективна площа гальмівної камери;

l - плече прикладання сили на штоку гальмівної камери $P_{ш}$;

η - ККД приводу гальмівного механізму 0,95.

2 Завдання

1. 1 Визначити сумарний гальмівний момент на всіх колесах автомобіля за умовою зчеплень колеса з

дорогою та питоме навантаження, що припадає на гальмівні накладки під час гальмування за даними таблиці 9.1.

2. 2 Визначити сумарний гальмівний момент на всіх колесах автомобіля за заданою інтенсивністю $j_3 = 5\text{м/с}^2$ і питому роботу тертя гальмівних механізмів до повної зупинки зі швидкості 40 км/год за даними таблиці 9.1.

3. 3 Визначити нагрівання заднього барабана автомобіля (таблиця 9.1, варіант 1) під час гальмування зі швидкістю $V_a = 50$ км/год до повної зупинки. Дані для розрахунку: вага, що припадає на задню вісь 4900 Н; маса барабана $m_b = 8$ кг, питома теплоємність $C = 840\text{Дж/кгК}$; коефіцієнт перерозподілу маси $m_1 = 1,1$.

Таблиця 9.1

Параметри гальмівних механізмів

Параметри	Варіанти							
	1		2		3		4	
гальмівного механізму	передній	задній	передній	задній	передній	задній	передній	задній
r_b , см	11	и	14	14	18	19	20,5	20,5
a_k см	8	8	10,7	10,7	13,4	14,2	16	16
c_k , см	8,6	8,6	10,5	10,5	14,2	14,6	15,5	15,5
b_k , см	3,5	3,5	4,8	4,8	6,4	6,4	7,0	10
β_1	120	102	120	102	120	102	120	102
β_2	120	102	120	102	75	90	120	102
d_1	-	-	32	32	35	38	-	-
m_a , кг	1340		1800		7400		9525	

4. 4 Визначити нагрівання переднього барабана автомобіля під час гальмування зі швидкістю $V_a = 30$ км/год до повної зупинки. Дані для розрахунку: вага, що припадає на передню вісь 43750 Н; маса барабана $m_b = 19$ кг, питома теплоємність $C = 500$ Дж/кг; коефіцієнт перерозподілу маси $m_1 = 1,2$.

5. Розрахувати тиск у гідравлічному гальмівному приводі, необхідний для забезпечення максимального гальмівного моменту на задніх колесах. Дані для розрахунку: коефіцієнт зчеплення $\phi = 0,6$; база автомобіля $L = 3,7$ м; координати центру мас $\alpha = 2,78$ м; $h = 1,2$ м; радіус колеса $r_K = 0,44$ м; коефіцієнт тертя $\mu = 0,35$, решта параметрів наведена в таблиці 9.1 (варіант 3) і на рисунку 9.1.

6. Розрахувати тиск у гідравлічному гальмівному приводі легкового автомобіля, необхідний для забезпечення максимального гальмівного моменту на передніх колесах. Дані для розрахунку: коефіцієнт зчеплення $\phi = 0,7$; база автомобіля $L = 2,8$ м; координати центру мас $\alpha = 1,35$ м; $h = 0,5$ м; радіус колеса $r_K = 0,31$ м; коефіцієнт тертя $\mu = 0,35$, решта параметрів подана в таблиці 9.1 (варіант 2) і на рисунку 9.1.

7. За відомими параметрами гальмівного механізму автомобіля (таблиця 9.1, варіант 1) визначити діаметри робочих циліндрів гальмівних механізмів. Дані для розрахунку: коефіцієнт зчеплення $\phi = 0,8$; база автомобіля $L = 2,4$ м; координати центру мас $b = 1,15$ м; $h = 0,65$ м; радіус колеса $r_K = 0,29$ м; коефіцієнт тертя $\mu = 0,31$. Блокування коліс автомобіля відбувається за тиску в гідравлічному приводі $p_r = 8$ МПа.

8. Для автобуса, що рухається дорогою з коефіцієнтом зчеплення $\phi = 0,7$, визначити тиск у пневматичному гальмівному приводі p_b , необхідний для забезпечення максимального гальмівного моменту на передніх колесах. Дані для розрахунку: база автомобіля $L = 3,8$ м; координати центру мас $b = 1,03$ м; $h = 1,3$ м; радіус колеса $r_K = 0,42$ м; коефіцієнт тертя $\mu = 0,35$, решта даних у таблиці 9.1 (варіант 4). Параметри гальмівного приводу (рисунок 9.2) $h = 0,012$ м; $l = 0,098$ м; діаметри діафрагми гальмівної камери $d_H = 13$ см; $d_b = 7,2$ см; площа $F_g = \frac{\pi}{12} (d_H^2 + d_H d_b + d_b^2)$.

9. Визначити площу діафрагми передньої гальмівної камери вантажного автомобіля з повною масою, що припадає на передню вісь $m_{a1}=4300$ кг. Дані для розрахунку: коефіцієнт зчеплення $\phi = 0,7$, радіус колеса $r_K = 0,58$ м; коефіцієнт перерозподілу маси $m_1 = 1,2$; параметри гальмівного механізму зазначено в таблиці 9.1 (варіант 4); плече прикладання розтискних сил $h = 0,015$ м; плече важеля, з'єднаного зі штоком діафрагми $l = 0,12$ м; тиск повітря в гальмівній камері $p_r = 0,6$ МПа.

10. Визначити гальмівний момент і нагрівання задніх барабанних гальмівних механізмів за тиску рідини $p_r = 8$ МПа. Дані в таблиці 9,1 (варіант 2), коефіцієнт перерозподілу маси $m_2 = 0,8$. Маса гальмівного барабана 4,5 кг.

Список рекомендованої літератури

1. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В. П. Сахно, В. І. Сирота, В. М. Поляков, В. Г. Головань, О. В. Лисий; Військ. акад. Одеса: Військ. акад., 2017. 412 с.
2. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови. / Ю. Ф. Гутаревич, Л. П. Мержиєвська, О. В. Сирота, Д. М. Трифонов. К. : НТУ, 2014. 224с.
3. Білоконь Я. Ю., Окоча А. В. Трактори і автомобілі : підручник. К.: Урожай, 2002. 318 с.
4. Трактори та автомобілі. Ч. 3.Шасі : навч. посібник / А. Т. Лебедев, В. М. Антошенков, М. Ф. Бойко та ін. ; за ред. проф. А. Т. Лебедева. К. : Вища освіта. 2004. 336 с.
4. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. / Упор. В. Я. Чабанний. Кіровоград : Центрально-Українське видавництво, 2008. 353 с.
6. Сажко В. А. Електрообладнання автомобілів і тракторів. К. : Каравелла, 2009.
7. Сільськогосподарські машини: підручник / Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич, В. В. Іщенко та ін.; за ред. Д. Г. Войтюка. Київ : Агроосвіта, 2014. 679 с.
8. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни : підручник. Київ : "Арістей", 2006. 476 с.
9. Трактори і автомобілі : навчальний посібник для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» денної та заочної форм навчання/ уклад. Л. М. Дацюк, М. В. Вржещ. Луцьк : Луцький НТУ, 2017. 236 с.
10. Бойко М. Ф. Трактори та автомобілі. II частина. К. : Вища освіта, 2001.
11. Моніторинг та прогнозування технічного стану тракторів і комбайнів / Налобіна О. О., Голотюк М. В., Пилипака Т. С., Бундза О. З., Шимко А. В. Рижий О.П. *Вісник*

НУВГП, серія: Технічні науки. Рівне : НУВГП, 2024, Вип. 4. С. 81–89.

12. Голотюк М. В. Теоретичні передумови систематизації типорозмірів міні – тракторів / О. О. Налобіна, М. В. Голотюк, В. С. Пуць. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, ЛНТУ, 2021, №1 (21). С. 18–22

13. Голотюк М. В. До питання моделювання надійності сільськогосподарських машин О. О. Налобіна, О. З. Бундза, М. В. Голотюк, А. В. Шимко, В. С. Пуць, В. Л. Мартинюк. *Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ»*. Луцьк, 2024, №77. С. 51–55

14. Голотюк М. В. Задача руху сільськогосподарського робота на поворотах / Налобіна О. О., Голотюк М. В., Бундза О. З., Шимко А. В., Михайлов А. О. *Сучасні технології машинобудуванні та транспорті*. Науковий журнал. Луцьк. : Луцький НТУ, 2022, Том 2. № 19. С.39–44.

14. Голотюк М. В. Концептуальне комплексне оцінювання ефективності використання комунальних машин / Налобіна О.О ., Голотюк М.В ., Бундза О. З., Пуць В. С., Мартинюк В. Л. *Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ»*. Луцьк : Луцький НТУ, 2022, № 73. С. 222–227.

16. Голотюк М. В. Аналіз деформацій гумової гусениці з різним матеріалом корду / Голотюк М. В., Шимко А. В. *Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст.* Луцьк, 2022. Вип. 48. С. 39–44.

17. Голотюк М.В. Теоретичні передумови систематизації типорозмірів міні-тракторів / О. О. Налобіна, М. В. Голотюк, В. С. Пуць. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. Науковий журнал. Луцьк : Луцький НТУ, 2021, №1(16). С. 18–22.