

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»

для студентів спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),
усіх форм навчання

Частина 1 - змістовий модуль 1.

Основи проектування автомобілів

2020

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. Частина 1 - змістовий модуль 1. Основи проектування автомобілів / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 96 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 8
від « 30 » червня 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 88
від « 31 » серпня 2020.

ЗМІСТ

Частина 1

Вступ	5
Тематичний план лекційних занять	6
Лекція № 1. Вступ до курсу. Технічні основи проектування автотранспортних засобів	8
Лекція № 2. Схеми трансмісій і навантажувальні режими	36
Рекомендована література	93
Базова	93
Допоміжна	93
Інформаційні ресурси	95

Частина 2

Вступ	100
Тематичний план лекційних занять	101
Лекція № 3. Зчеплення	103
Лекція № 4. Коробка передач	137
Рекомендована література	171
Базова	171
Допоміжна	171
Інформаційні ресурси	173

Частина 3

Вступ	178
Тематичний план лекційних занять	179
Лекція № 5. Роздавальні і додаткові коробки передач	181
Лекція № 6. Безступінчасті й комбіновані передачі	203
Рекомендована література	241
Базова	241
Допоміжна	241
Інформаційні ресурси	243

Частина 4

Вступ	248
Тематичний план лекційних занять	249
Лекція № 7. Головна передача і привод до ведучих коліс	251
Лекція № 8. Диференціал	284
Рекомендована література	313

Базова	313
Допоміжна.....	313
Інформаційні ресурси	315

Частина 5

Вступ	320
Тематичний план лекційних занять	321
Лекція № 9. Карданна передача.....	323
Лекція № 10. Рульове управління	359
Рекомендована література	389
Базова	389
Допоміжна.....	389
Інформаційні ресурси	391

Частина 6

Вступ	396
Тематичний план лекційних занять	397
Лекція № 11. Гальмове управління	399
Лекція № 12. Підвіска.....	440
Рекомендована література	469
Базова	469
Допоміжна.....	469
Інформаційні ресурси	471

Частина 7

Вступ	476
Тематичний план лекційних занять	477
Лекція № 13. Колеса й шини	479
Лекція № 14. Кузов і рама	483
Лекція № 15. Вібрації та шум в автомобілі.....	495
Рекомендована література	511
Базова	511
Допоміжна.....	511
Інформаційні ресурси	513

ВСТУП

В результаті інтенсивного вдосконалювання конструкцій автомобілів, більш частого відновлення моделей що випускаються, додання їм високих споживчих якостей, виникає необхідність підвищення рівня підготовки майбутніх інженерів за фахом «Колісні та гусеничні транспортні засоби».

Тому при розробці даного курсу - «Робочі процеси автомобілів», автори ставили перед собою завдання викладу основних інженерних відомостей, необхідних майбутньому інженеру для конструювання й розрахунків автомобіля.

При цьому велику увагу приділено розгляду динамічних процесів, що протікають в окремих агрегатах і автомобілі в цілому, що дає можливість повніше оцінити вплив різних конструктивних факторів і правильно підійти до вибору оптимальних параметрів при конструюванні автомобіля.

Вивченню даного курсу повинне передувати вивчення загального устрою автомобіля, а також загальнотехнічних дисциплін.

У пропонованому курсі лекцій розглядаються питання конструювання, розрахунків і практичного застосування вузлів і агрегатів автомобіля відповідно до сучасних вимог. Виклад теоретичних основ ілюструється практичними прикладами аналізу, розрахунків і конструювання сучасних агрегатів автомобіля.

Комплексний характер даного лекційного курсу, природно, не дозволяє повністю вичерпати всі питання, що відносяться до розрахунків кожного типу автомобіля. Тут розглядаються лише загальні питання проектувальних і перевірочних розрахунків, конструювання й експлуатації окремих агрегатів, які можуть знайти застосування як у навчальному процесі, так і надалі при інженерній роботі випускників.

Враховуючи величезний ріст інформації в області теорії, розрахунків і конструкції автомобілів, автори визнали за можливе не захащувати даний курс надмірним математичним апаратом, а відносно конструктивних рішень, використовуваних у серійному виробництві автомобілів, обмежилися або типовими, або найбільш новими варіантами.

Даний конспект лекцій повинен допомогти студентам легко орієнтуватися в посібниках та довідниках з питань конструювання й розрахунків на міцність агрегатів автомобіля.

ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН ЛЕКЦІЙНИХ ЗАНЯТЬ

Загальний об'єм курсу становить 255 годин і складається з чотирьох змістових модулів. Даний конспект лекцій дисципліни «Робочі процеси автомобілів» складається з семи частин, і розроблений відповідно до:

Робоча програма з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів за напрямом підготовки 6.050503 - «Машинобудування», спеціальністю 133 - Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби), усіх форм навчання. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 24 с.

Нижче наведено назву змістового модуля дисципліни «Робочі процеси автомобілів», найменування тем лекційних занять в модулі і вказано кількість годин аудиторних занять, для студентів денної форми навчання, окремо для кожної лекції.

Для кожної теми лекції вказано перелік питань які треба розглянути під час даної лекції. Слід враховувати те, що в даному конспекті лекцій приведено лише стислий огляд питань кожної лекції. Крім того навчальним планом дисципліни передбачено активну самостійну роботу студентів за вказаними темами курсу.

Вкінці кожної лекції наведено перелік питань для самоперевірки. Для самостійної роботи студенту слід користуватися рекомендованою літературою для вивчення дисципліни, перелік якої наведено в кінці даного конспекту лекцій, а також використовувати розроблені методичні вказівки:

Методичні вказівки з вивчення дисципліни «Робочі процеси автомобілів» та виконання контрольних завдань, для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»), усіх форм навчання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 62 с.

Змістовий модуль 1. Основи проектування автомобілів.

Тема 1. Вступ до курсу. Технічні основи проектування автотранспортних засобів (2 год.)

Предмет і завдання дисципліни. Структура курсу, його зв'язок з іншими дисциплінами. Технічні основи проектування автотранспортних засобів: стадії проектування; загальні положення; технічне завдання; ескізний проект; технічний проект; робоча документація; порядок постановки автомобілів на виробництво; стандартизація в автомобілебудуванні; уніфікація виробів; агрегування.

Тема 2. Схеми трансмісій і навантажувальні режими (4 год.)

Основні вимоги до трансмісій автомобілів. Схеми трансмісій автомобілів. Характер пошкоджень і види розрахунків деталей автомобілів. Розрахункові схеми для аналізу динамічної навантаженості трансмісій. Визначення максимальних навантажень в трансмісії. Навантажувальний режим при розрахунках трансмісії на довговічність.

Тема 3. Зчеплення (4 год.)

Класифікація зчеплень. Вимоги до зчеплень. Робочий процес фрикційного дискового зчеплення: включений та виключений стан зчеплення; включення зчеплення; вимикання зчеплення. Робочий процес комбінованого зчеплення (фрикційного з гідродинамічною передачею). Автоматизація керування зчепленням. Розрахунки на працездатність.

Тема 4. Коробка передач (4 год.)

Класифікація коробок передач. Вимоги до коробок передач. Робочий процес механічної ступінчастої коробки передач (із зубчастим механізмом з нерухливими осями зубчастих коліс). Включений стан коробки передач. Включення передач. Автоматизація механічних ступінчастих коробок передач. Особливості робочого процесу планетарної коробки передач. Розрахунки на працездатність.

ЛЕКЦІЯ № 1. ВСТУП ДО КУРСУ. ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

План лекції. Предмет і завдання дисципліни. Структура курсу, його зв'язок з іншими дисциплінами. Технічні основи проектування автотранспортних засобів: стадії проектування; загальні положення; технічне завдання; ескізний проект; технічний проект; робоча документація; порядок постановки автомобілів на виробництво; стандартизація в автомобілебудуванні; уніфікація виробів; агрегування.

Література: [1]-[8]; [10] с. 10-31.

Метою викладання дисципліни «Робочі процеси автомобілів» є формування у студентів системи наукових і практичних знань в області конструкцій сучасних автотранспортних засобів (АТЗ), досліджень та аналізу робочих процесів, що відбуваються в них, різних видів розрахунку механізмів АТЗ, з метою отримання оптимальних характеристик по екологічності, економічності й надійності.

Кінцевою метою є забезпечення ефективного функціонування випускника в сучасних умовах, а отже підготовка не просто фахівця в якійсь вузькій сфері виробництва і управління, а особистості, здатної до різних сфер діяльності, і яка усвідомлено приймає рішення з усього комплексу питань виробництва.

В ході вивчення даного курсу студенти повинні придбати навички аналізу робочих процесів агрегатів і систем автомобіля, конструювання типових вузлів автомобіля, освоєння методик оцінки й аналізу конструкції механізмів.

В результаті вивчення курсу «Робочі процеси автомобілів» студенти повинні знати: стан автомобільного транспорту в нашій країні та за рубежом, тенденції його розвитку, принципи конструкції й робочі процеси механізмів і систем АТЗ, методи оцінки й аналізу конструкції механізмів та основи їх розрахунків.

На основі отриманих знань студент повинен вміти: самостійно освоювати нові конструкції АТЗ і оцінювати їхній технічний рівень, розраховувати нові конструкції вузлів та агрегатів АТЗ, відповідно організовувати їхнє випробування та оцінювати отримані результати.

Практичні заняття проводяться з метою закріплення теоретичної частини курсу «Робочі процеси автомобілів», розвитку навичок у застосуванні засвоєної теорії для вирішення практичних завдань. У процесі практичних занять проробляються методи розрахунків вузлів і механізмів, що виносяться па самостійну роботу, здійснюється поточний контроль засвоєння теоретичного матеріалу.

У теоретичній частині курсу, для розуміння «повноти картини», спочатку викладені основні положення конструювання автомобіля, проводиться не тільки аналіз конструкцій сучасних автомобілів і агрегатів, а також розглядаються тенденції їхнього розвитку.

Розглядаються робочі процеси, питання міцності, твердості, теплової напруженості, зношування деталей і вузлів автомобіля. Розглядаються навантажувальні і розрахункові режими роботи транспортно-го засобу в різних умовах експлуатації, та наводяться методи розрахунків довговічності окремих вузлів.

Велика увага приділяється вибору параметрів вузлів і агрегатів трансмісії колісних машин, а також модульному проектуванню коробки передач і ведучих мостів.

При розгляді проектування рульового керування показана можливість створення систем з декількома полюсами повороту колісної машини й принципи повороту зчленованої машини.

Наведені розрахунки гальмових систем колісних машин із застосуванням антиблокувальних пристроїв і регуляторів гальмових сил. Докладно розглянуте проектування систем підресорювання. Основна частина розрахунків дається з урахуванням динамічних навантажень.

Викладання дисципліни «Робочі процеси автомобілів» також передбачає проведення циклу лабораторних та практичних робіт, активну самостійну роботу студентів і відповідно виконання розрахунково-графічного завдання. Завершальним етапом вивчення даної дисципліни є виконання курсового проекту.

Зміст курсу «Робочі процеси автомобілів» нерозривно пов'язаний із двома курсами, що викладаються на кафедрі Автомобілі: «Автомобілі. Основи конструкції» та «Експлуатаційні властивості автомобіля».

Слід відзначити що більшість методів розрахунків, наприклад таких деталей і з'єднань як шпонкові, шліцьові, болтові, тощо - вивчаються в курсі «Деталі машин»; і зокрема слід відмітити те, що в

автомобільних трансмісіях застосовуються ті ж самі методи розрахунків, що й у загальному машинобудуванні.

У зв'язку із цим даний курс лекцій починається з опису вимог, пропонованих до автомобільних трансмісій, принципових схем і методології визначення навантажувального режиму.

Технічні основи проектування автотранспортних засобів.

Стадії проектування. Загальні положення.

Проектування автомобіля являє собою комплекс науково-дослідних і конструкторсько-експериментальних робіт, кінцевою метою яких є створення технічної документації нового автомобіля або модернізація того, що випускається.

Основною частиною проектування є конструювання. Воно являє собою процес розробки креслень та іншої технічної документації, необхідної для освоєння виробництва проєктованих виробів.

Стадії розробки конструкторської документації при створенні нових і модернізованих конструкцій автотранспортних засобів установлені ОСТ 37.001.503-2014. Обов'язковими є розробки: технічного завдання, технічного проєкту, робочої документації дослідного зразка й настановної (першої промислової) серії виробів. Цим же стандартом передбачена можливість таких додаткових стадій, як розробки технічної пропозиції, ескізного проєкту, робочої документації для серійного або масового виробництва.

Технічна пропозиція розробляється в тому випадку, якщо технічне завдання представляється споживачем (замовником). У практиці проектування автотранспортних засобів, технічне завдання розробляється, як правило, організацією розробником, тому при цьому немає необхідності в технічній пропозиції.

Приступаючи до проектування, конструктор повинен вивчити можливі шляхи вдосконалювання конструкції автомобіля від початку його проектування до зняття з виробництва. Таке дослідження проводиться на основі прогнозування показників технічного рівня (якості) проєктованого виробу на заданий період.

Завданням прогнозування є одержання наукове обґрунтованих імовірнісних значень базових показників якості автомобілів (показників призначення, що включають, наприклад, компоновальні схеми, вантажопідйомність, масу, швидкісні й гальмові властивості; показників надійності, експлуатаційної технологічності; ергономічних, еколо-

гічних, економічних і естетичних показників). Залежно від конкретних цілей і завдань прогнозування проводиться вибір об'єкта й базових показників його якості.

Прогнози, використовувані при проектуванні нового автомобіля або модернізації тих, що випускається, можуть бути короткостроковими - при дослідженні тенденції розвитку досліджуваного об'єкта, наприклад для розробки конкретного об'єкта або типу на період 5...10 років; середньостроковими - для розробки перспектив розвитку автотранспортних засобів на 10...20 років; довгостроковими - для визначення основних напрямків їх розвитку на 20...30 років.

При науково-технічному прогнозуванні технічного рівня автомобільного рухливого складу, використовується дослідницький або нормативний прогноз.

Дослідницький прогноз ґрунтується на аналізі тенденцій і закономірностей розвитку автотранспортних засобів, накопиченого досвіду, за результатами якого виявляються й формуються нові можливості й перспективні напрямки науково-технічного прогресу, забезпечені ресурсами й відповідними розробками. Прогноз будується за схемою «від сьогодення - до майбутнього».

Нормативний прогноз, ґрунтуючись на даних дослідницького прогнозу, визначає обсяг і склад ресурсів, рівень науково-технічного розвитку в перспективі. Цей прогноз будується за схемою «від майбутнього - до сьогодення».

Методичною основою нормативного прогнозу є метод програмно-цільового прогнозування. Нормативний прогноз використовується головним чином при довгостроковому прогнозуванні. Методи аналізу, прогнозування й оптимізації значень базових показників якості АТЗ ґрунтуються на досягненнях фундаментальних, прикладних і спеціальних наук (теорії прогнозування, технічної кібернетики, теорії моделювання, тощо).

Для прогнозування базових показників якості АТЗ за умови достатньої кількості статистичних даних і при передбачуваному збереженні принципів і технології використання автомобільного рухливого складу споживачем, застосовуються методи екстраполяції дослідницького прогнозу.

У випадку переходу на нову технологію в сфері експлуатації, а також при відсутності серійного випуску виробів, аналогічних досліджуваному, застосовується метод експертних оцінок.

Прогнозування експлуатаційних якостей автомобільного рухливого складу здійснюють методами моделювання.

Остаточний прогноз робиться на основі аналізу результатів, отриманих не менш ніж двома методами прогнозування. У якості другого (допоміжного) методу прогнозування, може використовуватися метод інформаційного спостереження по публікаціях і повідомленням у спеціальній літературі.

Основними джерелами інформації є стандарти, а також правила й рекомендації міжнародних організацій ЄЕК ООН, ISO та країн передбачуваного експорту, вимоги TIR (правил міжнародних дорожніх перевезень); результати випробувань і експлуатації вітчизняних і закордонних автомобілів; відомості про виставки, проведені в країні і за кордоном; патентна документація й ліцензії; конструкторська й технологічна документація.

Проектування автомобіля - це складний і багатогранний творчий процес, при якому пошук конструктивних рішень повинен бути тісно пов'язаний з виробничими процесами технологією що діє.

Але якщо в результаті проведених наукових досліджень з'являються нові оригінальні конструктивні рішення, ефективність застосування яких підтверджується економічними дослідженнями, конструктор зобов'язаний домагатися їхньої реалізації в проектованому виробі, хоча це й спричиняє необхідність створення нових технологічних процесів і виробничого устаткування.

Тому при проектуванні автомобілів розробка конструкторської документації повинна опиратися на весь комплекс науково дослідницьких робіт, що передували початку проектування виробу, які у свою чергу тривають протягом усього періоду проектування й виробництва виробу.

У процесі проектування автомобіля широко використовується такий метод дослідження, як **макетування**. На макетах перевіряються принципи роботи виробу і його складових частин; вибираються зовнішні архітектурно-художні форми й перевіряються основні конструктивні рішення, пов'язані зі створенням інтер'єру, необхідних зручностей водієві, пасажирам і обслуговуючому персоналу.

Конструктор зобов'язаний прагнути до максимального задоволення вимог споживача. Однак практика проектування показує, що в ряді випадків ці вимоги суперечливі (наприклад, вимога забезпечення мінімальної маси автомобіля при низкій його собівартості й високій

надійності). Тому повинне бути знайдено оптимальне рішення, що задовольняє найважливішим вимогам до автомобілів певного типу й призначення.

Технічне завдання служить первинним документом для розробки конструкторської документації.

Технічним завданням установлюються основне призначення автомобіля, умови його експлуатації, технічні характеристики, показники якості; техніко-економічне обґрунтування доцільності виробництва нової або модернізованої конструкції автомобіля; спеціальні вимоги до автомобіля, а також необхідні стадії розробки конструкторської документації.

Технічне завдання розробляється підприємством розробником автомобіля на основі затвердженого перспективного типуажу та інших нормативних документів або рішень. При цьому узагальнюються матеріали про результати випробувань і експлуатації автомобілів попередньої моделі, аналізуються рівень розвитку техніки, вимоги по безпеці руху, обсяг споживання продукції галузі в країні й за рубежом і розвиток служби сервісу.

При розробці технічного завдання враховують виробничі потужності й можливості підприємства-виробника автомобіля і його суміжників постачальників. У структурі виробництва, орієнтованого на ринок, можливості останнього є визначальними при розробці технічного завдання. При цьому слід враховувати можливість появи нових міжнародних правил і приписань.

На етапах конструювання й випробувань автомобіль перетворюється в об'єкт виробництва. Роботи з конструювання й випробування взаємозалежні. У процесі конструювання деякі положення технічного завдання іноді поступаються місцем об'єктивним факторам: результатам вимірів, уточнених розрахунків, статистичним даним, більш ретельним оцінкам виробничих можливостей, тощо.

Технічне завдання уточнюється на першому етапі конструювання (ескізний, технічний проект). Уже на першому етапі конструювання паралельно з розробкою ескізного або технічного проекту перевіряються попередні розрахунки, що прогнозують очікувані експлуатаційні показники проектованого автомобіля, що сприяє усуненню помилок уже на першій стадії розробки нових виробів.

Технічним завданням визначається також загальний напрямок робіт з необхідних досліджень, удосконалювання технології, будівни-

цтво або переоснащення (реконструкція) основного заводу виробника й заводів суміжників та ін.

Технічне завдання розробляється відповідно до ОСТ 37.001.508-73 «Розробка й твердження технічної документації» і складається з п'яти основних розділів. Залежно від виду, призначення, умов виробництва й експлуатації автомобіля допускається вводити нові розділи.

Розділ 1 «Ціль розробки й область застосування автомобіля» у загальному випадку містить: тип (найменування) автомобіля; коротку характеристику області його застосування, дорожніх умов і режимів експлуатації із вказівкою кліматичних районів за ГОСТ 15150-69 (діє в Україні по 01-01-2022); вказівка про можливість експортування; параметри виробів, з якими розроблювальний автомобіль повинен взаємодіяти; найменування й позначення автомобіля, що випускається, який повинен бути замінений розроблювальним; найменування документів, на підставі яких розробляється автомобіль.

Розділ 2 «Технічні вимоги» визначає показники якості й експлуатаційні характеристики автомобіля з урахуванням діючих стандартів і норм, у загальному випадку включає десять підрозділів.

Технічні вимоги та їх чіткі визначення розташовують у кожному підрозділі залежно від ступеня їх важливості й характеру. Якщо окремі вимоги встановлені державними або галузевими стандартами, що поширюються на розроблювальні автомобілі, то їх у технічному завданні не повторюють, а у відповідних підрозділах дають на них посилання.

У **підрозділі 2.1 «Основні параметри й розміри»** вказують основні технічні параметри автомобіля (швидкість, потужність та ін., що визначають використання автомобіля й вказуються в картах його технічного рівня і якості); масу автомобіля й при необхідності обмеження маси окремих його складових частин; конструктивні вимоги до автомобіля і його складовим частинам (габаритні, настановні, приєднувальні розміри, способи кріплення, плавність ходу та ін.); вимоги до забезпечення роботи в умовах вологого клімату, запиленості повітря та ін.; вимоги до взаємозамінності складових частин автомобіля; стійкість до мийних засобів, палива, масел та ін.

Підрозділ 2.2 «Надійність конструкції» визначає ресурс автомобіля до капітального ремонту, а в окремих випадках ресурс (термін служби) до списання; строк гарантії й гарантійний пробіг; вимоги до міцності вузлів автомобіля або кратність ресурсів його складових час-

тин.

У *підрозділі 2.3 «Експлуатаційна й ремонтна технологічність»* приводять періодичність технічного обслуговування (ТО), вимоги до пристосованості автомобіля до ТО, зручності його проведення, трудомісткість ТО; вимоги до зручності заміни окремих агрегатів, проведення діагностування й трудомісткість поточного ремонту.

Підрозділ 2.4 «Рівень уніфікації й стандартизації» характеризує використання стандартних, уніфікованих та інших складальних одиниць і деталей при розробці автомобіля; рівень уніфікації й стандартизації конструкції автомобіля; відповідність розроблювального виробу діючим стандартам та іншим нормативним документам; вимоги до забезпечення агрегування вузлів і автомобіля в цілому з вузлами й виробами, виробленими іншими підприємствами (наприклад, зручності монтажу кузовів та інших установок на шасі автомобілів, агрегуванню тягачів із причіпним рухливим складом та ін.).

У *підрозділі 2.5 «Безпека конструкції»* формують вимоги до забезпечення безпеки при експлуатації й обслуговуванні автомобілів рівню що допускається, вібраційних навантажень та інші вимоги відповідно до діючих санітарних і технічних норм.

Підрозділ 2.6 «Естетичні й ергономічні показники» містить вимоги до комфортабельності, використання внутрішнього обсягу кабін автомобілів, заснованих на даних аналізу тенденцій розвитку зовнішніх форм, внутрішнього устаткування автомобілів і обробки, а також визначає зусилля, необхідні для керування ними й обслуговування, тощо.

У *підрозділі 2.7 «Патентна чистота й конкурентоспроможність»* вказують перелік країн, по яких перевіряється патентна чистота автомобіля і його складових частин відповідно до ДСТУ 3575-97; вимоги до автомобілів виходячи з аналізу й оцінки їх конкурентоспроможності на світовому ринку та ін.

Підрозділ 2.8 «Складові частини автомобіля, вихідні й експлуатаційні матеріали» визначає вимоги до складових частин автомобіля, палива й матеріалів, намічуваним для використання в новому автомобілі, а також при його експлуатації з урахуванням обмежувальних переліків (відомостей) на застосування в нових розробках тих або інших складових частин і матеріалів (у тому числі використовуваних при експлуатації автомобіля); вимоги до продукції суміжних підприємств відносно її розробки, удосконалювання й модернізації.

У підрозділі 2.9 «Транспортування, зберігання й консервація» приводять умови транспортування автомобілів і види необхідних для цього транспортних засобів, способи кріплення й швидкості пересування при транспортуванні, місця зберігання (відкритий майданчик, навіс, опалювальне приміщення, тощо); умови зберігання; можливість, необхідність і строки обслуговування автомобіля під час зберігання (переконсервація та ін.); строки зберігання в різних умовах і вигоди до умов консервації.

Підрозділ 2.10 «Спеціальні вимоги» визначає особливості виробу й відповідність його стандартам, у позначенні яких є літера «В». Залежно від виду й призначення виробу допускається уточнювати або доповнювати вимоги, пропонувані до виробу, перераховані в розділі 2.

Розділ 3 «Економічні показники» містить техніко-економічні показники розроблювального автомобіля, передбачуваний річний випуск, показники техніко-економічної ефективності його використання (у тому числі річний економічний ефект) і лімітну ціну.

Розділ 4 «Стадії й етапи розробки» установлює необхідні стадії розробки й етапи робіт. Як правило, у технічному завданні оговорюються тільки ті етапи робіт, які розглядаються або узгоджуються з споживачами автомобілів і затверджуються у встановленому порядку (технічний проект, заводські випробування й приймальні). У цьому ж розділі вказують підприємство-виробник розроблювального автомобіля.

Розділ 5 «Додатки до технічного завдання» включає креслення загального виду автомобіля, схеми його основних систем, а також інші документи, що містять обґрунтування обраних технічних рішень; загальну оцінку технічного рівня створюваного автомобіля; перелік науково-дослідних і експериментальних робіт, результати яких використовувалися при розробці технічного завдання. Технічне завдання оформляють відповідно до загальних вимог до текстових документів.

Ескізний проект.

Для визначення основних параметрів і розмірів автомобіля, його естетичних і ергономічних показників, необхідних при розробці технічного завдання, потрібне виконання ескізного проекту. На стадії ескізного проекту повинні бути визначені принципові конструктивні рішення розроблювальних моделей автомобілів (або їх сімейства).

На стадії ескізного проектування вирішуються наступні основні завдання.

1. Вибір найбільш раціонального розміщення основних вузлів і агрегатів, робочого місця водія й вантажної платформи. При цьому проробляється кілька варіантів рішень.

2. Проведення попереднього аналізу можливості задоволення вимог технічного завдання залежно від призначення автомобіля, умов його експлуатації, навантажувальних і габаритних обмежень, а також вимог нормативно-технічної документації.

3. Прийняття технічних рішень, спрямованих на забезпечення показників надійності, установлених технічним завданням.

4. Оцінка автомобіля відносно його відповідності вимогам ергономіки й технічної естетики, для чого потрібне виготовлення макетів декількох варіантів автомобіля. Іноді обмежуються виготовленням посадкового макета, на якому відтворюється робоче місце водія, обладнане всіма органами керування.

5. Розробка технічних вимог до вузлів і агрегатів, які повинні бути виготовлені спеціалізованими підприємствами (наприклад, до силових агрегатів, гальмової апаратури, тощо), а також до нових матеріалів (наприклад, легких сплавів, пластмас, тощо), застосування яких викликано необхідністю зниження маси автомобіля.

6. Рішення про доцільність вузлової й детальної уніфікації автомобілів усередині сімейства при паралельному ескізному проектуванні базової моделі та її модифікацій.

Основною частиною ескізного проекту автомобіля є креслення його загального виду. Для визначення габаритних розмірів автомобіля, типу його компонування й попереднього аналізу його маси необхідно мати хоча б попередні габаритні й приєднувальні розміри силового агрегату (двигуна, зчеплення й коробки передач) і ведучих мостів. За цим даними на кресленні загального виду вказують настановні розміри основних вузлів і агрегатів щодо мостів автомобіля й верхньої полиці лонжерона рами. Змінюючи положення агрегатів на рамі автомобіля на основі аналізу конструкцій автомобілів аналогів, вимог до цих агрегатів і сполучних вузлів (наприклад, забезпечення оптимальних кутів нахилу карданних валів), установлюють базу автомобіля.

Одночасно проводять попередній аналіз маси основних агрегатів і вузлів, кінцевою метою якого є визначення навантаження на мости. При цьому проробляють також варіанти розташування запасного колеса, акумуляторних батарей, паливних баків. Особливу увагу приділяють зручному розташуванню водія й органів керування.

На кресленні загального виду проробляють і вказують зазори між підресореними й непідресореними частинами, кути установки карданних валів, дорожні просвіти. Розміри по висоті, що змінюються при завантаженні автомобіля, вказують для двох його станів: без навантаження й з навантаженням. При компонуванні автомобіля з перекидною кабіною, на ескізному кресленні загального виду автомобіля, зображують кабіну в транспортному й перекинутому положенні, наносять розміри, що визначають кут перекидання кабіни та її габаритну висоту від рівня опорної поверхні для обох положень.

Зображення загального виду автомобіля в ескізному проекті виконують із максимальними спрощеннями, передбаченими стандартами Єдиної системи конструкторської документації (ЕСКД) для робочих креслень.

Вузли й агрегати зображують тільки контурними лініями. На кресленні загального виду допускається зображувати одночасно кілька варіантів відносного розташування різних вузлів і агрегатів автомобіля. Можна також не показувати зв'язки між окремими вузлами й агрегатами, якщо вони не розглядаються при зіставленні варіантів.

До ескізного проекту складається пояснювальна записка, яка повинна містити розділ «Призначення й область застосування розроблюваного автомобіля». У ньому вказують, для яких видів і класів доріг, до якої кліматичної зони експлуатації призначений автомобіль.

У розділі «*Технічна характеристика*» пояснювальної записки описуються основні технічні характеристики автомобіля: вантажопідйомність, власна маса, маса буксируваного причепа або напівпричепа (для сідельних тягачів), максимальна швидкість, швидкісні й гальмові характеристики, габаритні розміри, внутрішні розміри й місткість вантажної платформи, навантажувальна висота, дорожні просвіти, база, колія, радіуси повороту, тип і розмір шин, потужність і крутний момент двигуна. У цьому ж розділі приводять відомості про відповідність проектного автомобіля вимогам, установленим технічним завданням або технічною пропозицією (якщо воно розроблялося) з обґрунтуванням відхилень, а також порівняння основних характеристик його й автомобілів аналогів (вітчизняних і закордонних).

У пояснювальній записці до ескізного проекту передбачається розділ, що містить опис і обґрунтування прийнятих на даній стадії принципів компоувальних рішень. Якщо при розробці ескізного проекту був виготовлений макетний зразок, повинні бути наведені

результати випробувань, оцінка відповідності макета заданим вимогам, у тому числі вимогам ергономіки й технічної естетики (рекомендується додавати світлини макетів).

У цьому ж розділі вказують дані про перевірку прийнятих принципів рішень на патентну чистоту й конкурентоспроможність, про використання винаходів і поданих заявках на нові винаходи, відомості про відповідність проектного автомобіля вимогам безпеки, технічні вимоги до нових виробів і матеріалів, які повинні бути розроблені іншими організаціями.

Крім того, перераховують запозичені вузли й агрегати раніше розроблених автомобілів, що відповідають по технічним характеристикам режимам роботи, гарантійним строкам і умовам експлуатації вимогам до проектного автомобіля.

Останній розділ пояснювальної записки містить орієнтовні розрахунки, що підтверджують правильність прийнятих принципів і компонувальних рішень: вибір колісної формули, бази автомобіля, розподіл навантаження по мостах, габаритних розмірах і місткості вантажної платформи, вибір потужності двигуна, тощо.

У додатку в пояснювальній записці поміщають копію технічного завдання, перелік робіт, які слід провести на наступній стадії розробки автомобіля, список літератури й матеріалів, використаних при розробці ескізного проекту.

Технічний проект.

При розробці технічного проекту, виконуваного на основі технічного завдання й ескізного проекту, ухвалюють остаточні технічні рішення, що дозволяють одержати повну уяву про компонування автомобіля й конструктивні рішення його окремих вузлів і агрегатів.

Метою розроблювального технічного проекту є також ретельний аналіз відповідності проектного автомобіля технічному завданню. Загальні положення й вимоги до документів, використовуваних при розробці технічного проекту, визначаються ДСТУ 3974-2000 (Система розроблення та поставлення продукції на виробництво).

На стадії технічного проекту вирішують наступні основні завдання.

1. Розробляють конструктивні рішення для всіх основних вузлів автомобіля. При цьому уточнюють технічні характеристики вузлів, їх габаритні розміри й масу.

2. Перевіряють можливість компонування, тобто розміщення

вузлів на автомобілі.

3. Ухвалюють рішення щодо конструктивного виконання приводів керування вузлами й агрегатами (двигуном, зчепленням, коробкою передач, гальмами та ін.).

4. Уточнюють рішення робочого місця водія, розташування сидінь, педалей, важелів керування, приладів.

5. Розробляють принципові схеми систем автомобілів (гальмову, електроустаткування та ін.), визначають найбільш раціональне розташування елементів цих систем на автомобілі з метою впорядкування комунікацій, що зв'язують окремі вузли систем.

6. Уточнюють масу автомобіля, розподіл навантаження по мостах. При необхідності коректують базу автомобіля, розташування на ній вузлів і агрегатів.

Якщо не представляється можливим знайти оптимальне рішення конструкції вузла або агрегату, його привода або розташування, відповідне рішення ухвалюють на підставі результатів випробувань виробів порівнюваних варіантів.

При виконанні технічного проекту роблять більш докладні, ніж в ескізному проекті, розрахунки, що підтверджують забезпеченість показників надійності та інших техніко-економічних показників, установлених технічним завданням.

На цій стадії розробки автомобіль оцінюють відносно його відповідності вимогам ергономіки й технічної естетики. Ергономічна оцінка повинна характеризувати ступінь раціональності конструкції автомобіля з погляду вимог наукової організації праці водія. Естетичні якості автомобіля аналізуються на основі результатів його художньо-конструкторського пророблення.

Одночасно аналізують і вказують види транспортних засобів (типи вагонів, платформ, палуби або трюми судів), необхідність і способи кріплення автомобілів при їхнім транспортуванні.

При розробці технічного проекту оцінюють експлуатаційну технологічність автомобіля (періодичність, питому трудомісткість технічних обслуговувань і поточних ремонтів) у порівнянні з автомобілями аналогічних моделей, що перебувають у виробництві й експлуатації на основі зіставлення конструктивних рішень, пов'язаних з виконанням найбільш трудомістких видів робіт, при технічному обслуговуванні (кріпильних, регулювальних, мастильних, електротехнічних та ін.).

Рівень стандартизації й уніфікації, патентна чистота й конкурен-

тоспроможність автомобіля, номенклатура виробів, що поставляються підприємствами суміжниками, нових матеріалів, вимоги до них повинні бути перевірені й при необхідності уточнені в порівнянні з даними, раніше прийнятими в ескізному проекті.

Особлива увага приділяється аналізу технічного рівня і якості автомобіля.

Технічний рівень автомобіля оцінюють у порівнянні з аналогічними кращими вітчизняними й закордонними зразками, близькими по класу (тієї ж колісної формули, приблизно такої ж вантажопідйомності або повної маси, однакового призначення). Порівняння ведуть по абсолютних або питомих значеннях параметрів, що зіставляються.

Технічний проект повинен містити комплект креслень загально-го виду автомобіля, його основних модифікацій (при розробці сімейства автомобілів) і основних вузлів і агрегатів, що підлягають розробці.

У пояснювальній записці приводиться, крім відомостей, наявних в ескізному проекті, ще й перелік причепів або напівпричепів, агрегатованих з автомобілем. Для самоскидів указують тип екскаватора й місткість його ковша. Обов'язково вказується перелік невиконаних вимог технічного завдання й ескізного проекту з обґрунтуванням причин допущених відступів, а також пропозиції по уточненню (при необхідності) технічного завдання й ескізного проекту.

Робоча документація.

Етапи розробки робочої документації залежать від її призначення. ГОСТ 2.103-2013 установлює, що робоча документація може бути розроблена для дослідного зразка (дослідних партій), настановних серій і, нарешті, для виробу сталого серійного або масового виробництва. На кожному етапі передбачається коректування конструкторських документів за результатами відповідних випробувань.

Для виготовлення дослідного зразка (дослідної партії) її розробляють відповідно до затвердженого технічного завдання й технічного проекту. У робочу документацію, як обов'язкові документи повинні входити креслення деталей, складальні креслення й специфікації.

Залежно від характеру, призначення або умов виробництва розробляють габаритні й монтажні креслення, схеми, відомості специфікацій, посилальних документів, виробів, що поставляються суміжними підприємствами, тощо. Крім того, до складу цієї документації повинні входити програми й методики випробувань, розрахунки, патентний формуляр, карта технічного рівня і якості продукції.

При робочому проектуванні складається проект інструкції (посібник) по експлуатації автомобіля.

Оскільки на попередніх стадіях проектування (технічному завданні й особливо технічному проекті) були обрані принципи дії й конструктивні схеми проєктованих агрегатів, їхні габарити й найважливіші розміри (наприклад, міжцентрові відстані й приєднувальні розміри), на стадії розробки робочої документації перед конструктором постає найбільш складне й відповідальне завдання: забезпечити працездатність і надійність проєктованого виробу в межах установлених обмежень. При цьому розроблена деталь повинна бути технологічною, мати мінімальні масу й вартість. Як правило, це завдання вирішується в результаті творчої роботи конструктора й колективу, якому доручена розробка виробу. Не завжди вдається повністю здійснити задум конструктора. Іноді знайдене рішення є компромісним. Важливо, щоб при цьому не був нанесений збиток надійності виробу.

Робоче проектування починається з вивчення всіх джерел, у яких відбиті досягнення вітчизняного й передового закордонного автомобілебудування. Слід ретельно вивчити не тільки принципові схеми розроблювального виробу, але й елементи конструктивного рішення окремих деталей: матеріали, з яких вони виготовляються; чистоту поверхонь що сполучаються, і посадку найбільше відповідальних з'єднань; види термічної обробки; вимоги до геометричної форми деталі. Саме в глибоко продуманих і обґрунтованих вимогах до елементів деталі, у ретельному конструкторському оформленні її креслення запорука створення доцільної, надійної, технологічної і економічної конструкції.

Технологічне проектування проводиться паралельно з конструкторськими роботами. Використовувати стандартизовані й нормалізовані деталі та їх елементи, а також запозичити деталі раніше розроблених і перевірених експлуатацією конструкцій - от до чого повинен прагнути конструктор при розробці робочої документації. Такий підхід обумовлює високий ступінь уніфікації деталей, надійну їхню роботу й, крім того, скорочення часу й матеріальних витрат на створення й освоєння виробництва нової деталі.

При розробці робочої документації іноді виникає необхідність макетувати деталі зі складними поверхнями й формами. За результатами макетування уточнюються окремі елементи конструкції. Для складних кузовних поверхонь не завжди вдається забезпечити точність їх

виконання шляхом завдання розмірів. У цьому випадку в якості доповнення до креслення, використовують майстер-моделі, дерев'яні макети, що представляють собою, поверхні деталей, виконані з великою точністю в натуральну величину.

Коректування конструкторської документації за результатами випробувань - це відповідальний етап перед здачею виробу в серійне виробництво. Важливо, щоб усі зауваження, відмови або несправності, відзначені при випробуваннях, знайшли відбиття в скоректованій документації, оскільки цей етап роботи завершує весь комплекс конструкторсько-експериментальних і дослідницьких робіт колективу, що створює новий виріб.

Невід'ємною частиною робочої конструкторської документації виробу є технічні умови (ТУ).

Порядок постановки автомобілів на виробництво.

Одним із завершальних етапів робіт зі створення автомобіля є виготовлення дослідних зразків і проведення їх випробувань. Перші зразки виготовляються для проведення попередніх (заводських) випробувань.

Попередні (заводські) випробування проводяться з метою перевірки відповідності параметрів і показників автомобіля вимогам технічного завдання й технічного проекту, стандартам та іншим нормативно-технічним документам (робочій конструкторській документації, вимогам безпеки, санітарно-гігієнічним нормам).

При випробуваннях повинна бути оцінена надійність і працездатність усіх агрегатів і систем автомобіля, окремих апаратів і приладів. Метою попередніх (заводських) випробувань є також перевірка експлуатаційної технологічності автомобіля: зручності й трудомісткості технічного обслуговування, можливості заміни окремих найбільш часто демонтованих деталей і вузлів при ремонтних роботах і обслуговуванні. Під час випробувань повинна бути перевірена достатність укомплектування автомобіля запасними частинами, приналежностями й інструментом. На основі аналізу надійності автомобілів, відмов деталей, що виникли при випробуваннях, визначаються попередня номенклатура й норми витрат запасних частин. При цьому використовуються досвід експлуатації аналогічних автомобілів і враховуються конструктивні вдосконалення й нові рішення випробовуваного автомобіля.

Кінцевою метою попередніх (заводських) випробувань є визна-

чення необхідного обсягу конструкторської доробки зразків і конструкторської документації на них. Залежно від результатів випробувань ухвалюється рішення про необхідність виготовлення нових зразків, обсяг додаткових випробувань для перевірки ефективності проведеної доробки.

Попередні (заводські) випробування проводяться також для встановлення можливості пред'явлення розроблених зразків до приймальних випробувань (після усунення недоліків).

Приймальні випробування переслідують ту ж мету, що й попередні.

Крім того, по-перше, повинна бути дана оцінка новизни, перспективності й конкурентоспроможності представлених на випробування зразків у порівнянні із кращими зразками вітчизняного й закордонного виробництва. Для цього може використовуватися карта технічного рівня і якості виробу, вивчені тенденції розвитку автомобілебудування, відповідність виробу стандартам, міжнародним вимогам і, нарешті, вимогам світового ринку.

По-друге, під час випробувань повинна бути оцінена техніко-економічна ефективність використання розробленого автомобіля. Із цією метою в програмі випробувань передбачається визначення параметрів, найбільшою мірою визначальних техніко-економічну ефективність використання автомобіля: середньої технічної швидкості й витрат палива в різних експлуатаційних умовах. Доцільно, щоб такі параметри були визначені й для моделі автомобіля, яка повинна замінитися знову розробленою. Це дозволяє зіставляти техніко-економічну ефективність нової моделі й заміної.

По-третє, кінцевою метою приймальних випробувань є встановлення можливості постановки нового виробу на виробництво для поставок всередині країни і на експорт замість моделі, що випускається.

Розрізняють приймальні випробування автомобілів міжвідомчі й державні. Державні, як правило, призначаються для базових моделей сімейства автомобілів, а міжвідомчі - для їхніх модифікацій.

До складу приймальної комісії включається представник замовника (основного споживача), який очолює комісію як голову; представники інших споживачів, які приймали участь у розгляді технічного завдання, підприємств розроблювача й виготовлювача, а також підприємств, із продукцією яких агрегатується випробовуваний виріб.

Акт приймальної комісії, що підтверджує, що дослідні зразки

автомобілів витримали приймальні випробування й рекомендуються для постановки на виробництво, є основним документом, що дозволяють проведення підготовки виробництва нового (або модернізованого) автомобіля.

Першим етапом підготовки виробництва є коректування конструкторської документації за результатами приймальних випробувань. У ряді випадків виникає необхідність перевірки ефективності ухвалених рішень. Для цього виготовляються дослідні зразки вузлів або окремих деталей, які піддають контрольним випробуванням. Залежно від характеру відзначеного недоліку й оснащеності експериментальної бази проводяться прискорені стендові, дорожні або дорожні експлуатаційні випробування.

Документації скоректованої за результатами випробувань дослідних зразків привласнюється літера О₁. При наступних (повторних) виробленнях і випробуваннях дослідних зразків, та відповідній до коректування конструкторських документів, їм привласнюють відповідно літери О₂, О₃ і т.д.

Підготовлена в такий спосіб і укомплектована конструкторська документація передається для проведення другого етапу підготовки виробництва - технологічної підготовки. На цьому етапі технологічними службами підприємства проводиться пророблення конструкторської документації: розробляються технологічні маршрути (закріплюється обробка й складання деталей і вузлів за виробничими підрозділами підприємства), графіки технологічної підготовки виробництва. У цих графіках передбачаються строки проектування, виготовлення й освоєння технологічного оснащення й інструмента, замовлення й одержання нового обладнання.

Основною метою пророблення конструкторської документації на технологічність виробу є, по-перше, перевірка дотримання в ньому встановлених технологічних норм і вимог з урахуванням сучасного рівня розвитку галузі; по-друге, виявлення найбільш раціональних способів виготовлення виробу з урахуванням заданого обсягу випуску, який визначається плановими завданнями. При проробленні конструкторської документації керуються нормами й вимогами стандартів Єдиної системи технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ).

Беручи участь у технологічній підготовці виробництва, конструктор повинен уважно вивчити всі зауваження, що виникли в результаті аналізу технологічності виробу, і по можливості не на шкоду

найважливішим його якісним показником знайти разом з технологіями компромісне рішення.

Для забезпечення найважливіших якісних показників виробу необхідно домагатися й освоєння нових, прогресивних технологічних процесів і матеріалів, нового, більш точного й високопродуктивного устаткування. На стадії технологічної підготовки виробництва велика робота повинна бути проведена конструктором по освоєнню нових виробів і матеріалів підприємствами суміжниками. Як правило, дослідні зразки цих виробів проходять попередні й приймальні випробування на дослідних зразках автомобілів. Дозвіл на освоєння їх виробництва й автомобіля в цілому ухвалюється одночасно.

Завдання конструктора полягає в контролі над забезпеченням підприємствами суміжниками погоджених якісних показників і характеристик виробів, своєчасного освоєння їх відповідно до встановлених строків освоєння виробництва автомобіля.

Процес створення нових прогресивних конструкцій автомобілів нерозривно пов'язаний з підвищенням якості матеріалів, палива, мастильних матеріалів, тощо. Вимоги до цих матеріалів задаються в конструкторській документації.

По закінченню технологічної підготовки виробництва в підрозділах основного підприємства виготовляється настановна серія (перша промислова партія) автомобілів, які направляються в експлуатуючі організації. Зразки, відібрані з настановної серії, піддають спеціальним випробуванням, і над ними встановлюється постійний контроль підприємства.

Метою випробувань зразків настановної серії є перевірка ефективності вжитих заходів по усуненню недоліків, відзначених у протоколі приймальних випробувань, визначення відповідності цих зразків затвердженій документації, а також перевірка забезпечення технологічним процесом якості виготовлення основних складових частин автомобіля й автомобіля в цілому.

Конструкторським документам, скоректованим після виготовлення й випробування настановної серії виробів, остаточно відпрацьованим і перевіреним по зафіксованому й повністю оснащеному технологічному процесу, привласнюється літера «А».

Стандартизація в автомобілебудуванні.

Державна система стандартизації являє собою комплекс взаємопов'язаних нормативних документів, що визначають усі основні пи-

тання практичної діяльності по стандартизації в масштабі країни. Цей комплекс називається ДСТУ і характеризує міжгалузеві системи стандартів. Прикладом може служити Єдина система конструкторської документації (ЄСКД), що встановлює: стадії розробки документації й етапи роботи; правила виконання креслень, обліку, зберігання й обігу конструкторської документації; правила виконання експлуатаційної й ремонтної документації.

Єдина система конструкторської документації включає близько 120 стандартів. Інша, більша міжгалузєва Єдина система технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ) передбачає єдиний порядок розробки технологічної документації з урахуванням специфіки галузей промисловості. Її основою є широке застосування типових і групових технологічних процесів, стандартного оснащення й агрегатованого устаткування.

Розвиток автомобілебудування пов'язаний зі значним ускладненням машин, застосуванням взаємозалежних систем, вузлів, агрегатів, приладів, нових матеріалів. Відбувається процес розширення кооперації й ускладнення зв'язків між галузями промисловості, підприємствами, конструкторськими й науково-дослідними організаціями. Зростають вимоги до якості вихідної сировини, матеріалів і комплектуючих виробів, надійності машин і їх складових частин.

У цих умовах різко зростає роль стандартизації як найважливішої ланки в системі керування технічним рівнем і якістю продукції на всіх етапах її проектування, виготовлення й експлуатації. Стандарти, установлюючи параметричні ряди, вимоги до якості й надійності, методи контролю й випробувань виробів, створюють необхідні умови для подальшого технічного прогресу.

Будучи обов'язковими для виконання, вони перетворюються в засіб впровадження нової техніки. Необхідність комплексного вирішення проблеми забезпечення високого технічного рівня кінцевої продукції призвела до створення комплексної стандартизації, при якій здійснюється цілеспрямоване й планомірне встановлення й зміна системи взаємопов'язаних вимог як до самого об'єкта комплексної стандартизації в цілому, так і його основним елементам. На основі комплексної стандартизації встановлюються оптимальні параметри якості кінцевої продукції, сировини, матеріалів, комплектуючих виробів, засобів і методів виміру й контролю продукції, а також забезпечується взаємозв'язок суміжних галузей, що створює передумови для підви-

щення якості й технічного рівня виробів.

Здійснення принципів комплексної стандартизації має особливо важливе значення для забезпечення високої якості такої складної й масової продукції, як автомобілі, для виробництва й експлуатації яких використовується понад 4 000 найменування основних комплектуючих виробів і матеріалів (високоякісні бензини й дизельні палива, моторні масла, консистентні мастильні матеріали, гальмові рідини, гумовотехнічні вироби, фрикційні деталі, автомобільні стекла, картон і папір, шини, підшипники, різні види тканин і нетканих оббивних, прокладочних і термоізолюючих матеріалів, тощо).

Автомобілебудування - одна з основних галузей, що споживають продукцію чорної й кольорової металургії й визначальних вимоги, наприклад, до сталевого прокату, лиття з алюмінієвих сплавів, які знаходять висвітлення в державних стандартах (наприклад, у частині нормованої прокалюваності, граничного змісту вуглецю, якості прутків, припустимого змісту шкідливих домішок і газів в алюмінієвих чушках, тощо).

Висока якість лакофарбових покриттів забезпечується підвищеними вимогами до термостійкості, світлостійкості, блиску автомобільних емалей, терміну служби покриттів, а збільшення ресурсу гумових армованих манжет і кілець у різних ущільненнях вузлів автомобілів - вимогами до забезпечення їх працездатності як при низьких, так і високих температурах, усуненню передчасної втрати пружності, усадки й появи тріщин. Підвищені вимоги введені також у стандарти на автомобільні палива, масла, мастильні матеріали, гальмові рідини та ін.

В автомобілебудуванні діє більш 500 стандартів, у тому числі близько 300 державних, інші - галузеві. Стандарти по автомобілебудуванню спрямовані на забезпечення високої якості автотранспортних засобів, що випускаються галуззю, усіляке задоволення потреб народного господарства й населення країни в них, розвиток експорту.

Основним стандартом, що встановлюють загальні технічні вимоги до вантажних автомобілів загальнотранспортного призначення й сідельним тягачам, їх системам, агрегатам, вузлам, комплектуючим виробам і матеріалам, є ГОСТ 21398-89. На його основі розробляються технічні й робочі проекти, а також оцінюються нові конструкції при розв'язку питання про постановку їх на виробництво. У цьому ГОСТ нормуються загальні вимоги до двигуна і його системам, трансмісії,

колесам і шинам, рульовому керуванню, гальмовій системі, електроустаткуванню, зовнішньому висвітленню й сигнальному встаткуванню, кабіні й робочому місцю водія, бортовим платформам. Передбачаються обмеження рівнів шуму й радіоперешкод, створюваних автомобілями. Нормуються періодичність і трудомісткість технічного обслуговування, поточного ремонту, довговічність, комплектність автомобілів та ін.

Нагадаємо, що законом «Про стандартизацію», який набув чинності 3 січня 2015 року, в національним законодавством України імплементовані положення Угоди СОТ про технічні бар'єри в торгівлі.

Тому переважна більшість технічних стандартів Радянського Союзу «ГОСТ», розроблених до 1992 року, втратили силу в Україні з 1 січня 2019 року.

Однак оскільки Україна **поступово впроваджує європейські стандарти (EN)**, згідно з розпорядженням Мінекономрозвитку України, 1173 радянських ГОСТів все ще залишаються чинними станом на 1 січня 2020 року.

Отже, всі старі ГОСТи будуть діяти до 1 січня 2022 року. Зокрема, це стандарти, на заміну яких зараз проводиться або передбачається проведення розробки проектів відповідних національних стандартів; стандарти, посилання на які є в нормативно-правових актах; стандарти Єдиної системи конструкторської документації; стандарти розроблені свого часу на основі міжнародних стандартів, версії яких є актуальними в наш час.

Тому для наших учбових цілей, до остаточного переходу нашої країни на європейські стандарти, ми поки що використовуватимемо «радянські» ГОСТ, повний зміст яких можна з легкістю знайти в Інтернеті; враховуючи те, що більшість країн СНД продовжує їх використовувати без будь-яких значних змін.

Найважливішими параметрами стандартизації для автомобілебудування є граничні навантаження, передані найбільш навантаженими мостами на дорогу, повні маси автомобілів і автопоїздів залежно від категорій доріг, а також габаритні розміри автотранспортних засобів. Критерієм для вибору оптимального рішення є собівартість транспортної роботи.

Для автобусів ГОСТ 20774-75 установлені раціональні типорозмірні ряди залежно від головного параметра - їх габаритної довжини. Стандартизовані також норми номінальної й максимальної місткості

міських автобусів.

Група стандартів установлює номенклатуру показників швидкісних властивостей і паливної економічності керованості й стійкості, параметри прохідності автомобіля та ін.

Стандартами регламентовані вимоги до конструкції автомобіля спрямовані на підвищення безпеки руху: норми ефективності гальмових систем, вимоги до їхніх приводів; форми, розміри й технічні вимоги до дзеркал заднього виду, ременям безпеки. Безпека руху значною мірою визначається досконалістю світлотехнічної апаратури систем висвітлення й сигналізації автомобільних транспортних засобів. У стандартах установлені: розташування, колір і видимість зовнішніх світлових приладів, норми на їхні світлові й кольорні характеристики, форми, розміри, світлотехнічні характеристики й методи випробувань головних фар і світловідбивачів.

Стандартами встановлюються загальні технічні умови на електроустаткування автомобілів, генератори, електролампи, акумуляторні батареї, стартери, контрольні прилади, тощо. Обмежуються гранично допустимі рівні шуму, димності відпрацьованих газів.

Нормуються ергономічні показники виробів, розміри кабін, положення робочого місця водія, установлюються технічні вимоги до кузовної арматури, приєднувальні розміри сидельних тягачів і напівпричепів, основні параметри й розміри тягово-зчіпних приладів автомобілів і причепів, розташування й розміри буферів і т.п.

Рядом стандартів встановлюються вимоги до двигуна і його систем, основні параметри зчеплення, розміри люків відбору потужності в коробках передач. Велика група нормативних документів входить у систему стандартів «Надійність у техніці», в яку включені стандарти, що відбивають загальні питання надійності, нормування, методи її розрахунків, випробування й контролю надійності, збору й обробки інформації.

При проектуванні автомобілів конструктор зобов'язаний насамперед вивчити можливість використання стандартизованих виробів, що забезпечить застосування добре перевірених, надійних, взаємозамінних конструкцій.

Уніфікація виробів.

Під уніфікацією виробів розуміють приведення їх до однаковості на основі встановлення раціонального числа їх різновидів, тобто зведення різноманіття виробів, вузлів, конструктивних елементів до

раціонального мінімуму.

Уніфікованим називається виріб, деталь, створені на базі існуючих різновидів і наведені до єдиного виду, здатного замінити кожне з них. До уніфікованих належать також стандартні й запозичені деталі, вузли, вироби.

Значним резервом уніфікації є, наприклад, усунення різноманітності виконань не тільки деталей, але і їх конструктивних елементів і характеристик (діаметрів, посадок, шорсткості, фасок, проточок, радіусів, тощо), матеріалів, видів термічної обробки.

Розробляти впливає знову тільки ті деталі й вузли виробу, якісні й експлуатаційні показники яких застаріли. Ступінь конструктивної наступності виробів є показником кваліфікації конструктора й раціональності конструкції.

Уніфікація сприяє значному скороченню строків розробки й постановки виробів на виробництво, організації серійного виробництва продукції при одночасному зниженні її собівартості за рахунок типізації й розукрупнення технологічних процесів, а отже, зниженні трудомісткості й витрат на виготовлення й експлуатацію продукції при значному підвищенні її надійності і якості. Оптимальне співвідношення кількості нових складових частин (вузлів, агрегатів), що суттєво підвищують технічний рівень і експлуатаційні властивості автомобіля (продуктивність, швидкість, безпеку руху, естетичність, ергономічність), і уніфікованих, перевірених в експлуатації, дає найвищий техніко-економічний ефект.

Уніфікація, як і стандартизація, є важливим чинником підвищення продуктивності праці.

Під **рівнем уніфікації виробу** розуміють насиченість виробу уніфікованими складовими частинами (деталлями, складальними одиницями), під **рівнем його стандартизації** - насиченість виробу стандартним складовими частинами.

Уніфікованою складовою частиною певної групи виробів називають взаємозамінні деталі двох або більше виробів даної групи або комплексу. До стандартних відносяться складові частини, виготовлені по державних і галузевих стандартах, на які є посилання в специфікаціях конструкторської документації.

Рівень уніфікації й стандартизації виробів або їх складових частин визначають за допомогою системи показників: коефіцієнта застосовності, коефіцієнта повторюваності, коефіцієнта міжпроектної (вза-

ємної) уніфікації.

Для оцінки рівня уніфікації й стандартизації конкретного виробу використовують коефіцієнт застосовності й коефіцієнт повторюваності, а для оцінки рівня уніфікації групи виробів застосовують коефіцієнт міжпроектної (взаємної) уніфікації.

Розрахунки показників рівня уніфікації й стандартизації проводять для деталей або складальних одиниць. При цьому на підставі специфікації ділять виріб на складові частини на обраному рівні (деталь або складальна одиниця). У розрахунки не включають кріпильні деталі, арматури й деталі з'єднання трубопроводів, шпонки, гачки та інші деталі, що не входять у складові частини виробу на прийнятому рівні розрахунків. Для цих деталей показники рівня уніфікації і стандартизації визначають окремо.

На стадії розробки ескізного й технічного проектів, коли відсутня специфікація виробу, розрахунки показників рівня уніфікації роблять орієнтовно за результатами розгляду конструкторських документів на виріб за ГОСТ 2.119-73 і ГОСТ 2.120-73.

Вихідні дані й результати розрахунків показників рівня уніфікації з відповідним обґрунтуванням включають у конструкторську документацію (пояснювальну записку, карту технічного рівня і якості продукції).

При модернізації виробів розрахунки показників рівня уніфікації проводять тільки для тих складових частин (вузлів, агрегатів), модернізація яких передбачена технічним завданням, а при необхідності - для виробу в цілому.

Агрегатування.

Це метод конструювання машин з уніфікованих і стандартних деталей і вузлів багаторазового використання. Агрегатування дозволяє не створювати кожен нову машину як оригінальну, а в більшості випадків перекомпоновувати спроектовані й освоєні виробництвом вузли й агрегати існуючих машин. Метод агрегатування широко застосовується в автомобільній промисловості. Ретельно продумане компонування вузлів і агрегатів дозволяє створювати уніфіковані ряди цих складових частин автомобіля, що незначно відрізняються при використанні на різних моделях розроблювального сімейства автомобілів.

Метод уніфікації й агрегатування при проектуванні й удосконалюванні конструкцій автомобілів дозволяє: значно зменшити обсяг конструкторських робіт і скоротити строки проектування; скоротити

строки освоєння й підготовки виробництва нових виробів; створити спеціалізовані виробництва; зменшити номенклатуру й число типорозмірів конструктивних елементів деталей (валів, отворів, шліців, арматури, тощо); підвищити рівень механізації й автоматизації виробничих процесів, знизити трудомісткість виготовлення виробів і підвищити продуктивність праці; забезпечити більшу гнучкість виробництва й знизити металоємність виробів; підвищити якість продукції, що випускається, її надійність шляхом використання ретельно відпрацьованих уніфікованих конструкцій деталей, вузлів і агрегатів і технології їх виготовлення; зменшити витрати на обслуговування й ремонт автомобілів, номенклатуру й кількість запасних частин.

В якості прикладу візьмемо автозавод в Білорусі, оскільки на даний час в Україні все автовиробництво припинено. Так, завдяки уніфікації й агрегуванню на Мінському автозаводі у виробництві перебуває близько 45 моделей і модифікацій уніфікованих автотранспортних засобів - бортових і сидельних автопоїздів для магістральних міжнародних і міжміських перевезень, автомобілів-самоскидів і сидельних самоскидних автопоїздів для перевезення будівельних вантажів, лісовозних тягачів підвищеної прохідності, використовуваних у складі лісовозних автопоїздів для вивезення лісу в хлистах і сортиментах, а також інших спеціалізованих автомобілів і причепів. При цьому забезпечений високий ступінь уніфікації автомобілів у порівнянні з базовими моделями, складає від 81 до 99 % Для різних моделей. Так, наприклад, в автомобілів-самоскидів коефіцієнт застосовності - більше 88 %, а в сидельних тягачів - 85...99 %.

Незважаючи на велику номенклатуру автотранспортних засобів, що випускаються заводом, на них використовується всього два типи силових агрегатів; карданні передачі з єдиними шарнірами, труби що відрізняються розмірами; задні мости з однаковими редукторами й двома типами колісних передач; однакові передні ресори й два типи задніх; єдині колісно-ступичні й гальмові групи; однакові рульові механізми й гідропідсилювачі керма, два типи кабін і платформ.

Прикладом може служити конструкція уніфікованого рульового механізму із вбудованими розподільником і автономним силовим циліндром, при розробці якого передбачалося їхнє створення не тільки для автомобілів МАЗ. І якщо рульовий механізм МАЗ-500 використовується тільки на автомобілях МАЗ і КрАЗ, то новий кермовий механізм придатний для застосування на вантажних автомобілях МАЗ,

КрАЗ, УрАЛ, а також на автобусах, тролейбусах і автонавантажувачах, що значно підвищило його економічну ефективність. Уніфікованим є й механізм підйому кабіни, єдиний для автомобілів МАЗ, КамАЗ.

Мінським автозаводом розроблений ряд гідравлічних амортизаторів передньої підвіски для автомобілів МАЗ, які застосовуються також у вантажних автомобілях КрАЗ, УрАЛ, автобусах, тролейбусах, вагонах метро та ін.

Передні мости автомобілів МАЗ застосовуються на автомобілях КрАЗ, передні ресори - автомобілях МАЗ і УрАЛ, а задні - КрАЗ і МАЗ (для тривісних автомобілів). У карданних передачах автомобілів МАЗ використовуються шарніри карданних валів автомобілів КрАЗ.

Пневмоапарати гальмової системи автомобілів МАЗ, електроапаратура й прилади системи освітлення й електроустаткування, масляні насоси гідропідйомники й гідропідсилювачі керма, повітряні фільтри, кузовна арматура, колеса уніфіковані для всієї галузі.

Основою конструкторських розробок є стандартизація. Так, тільки в конструкторській документації на автомобілі сімейства МАЗ-5335 використано більше 400 нормативно-технічних документів, у тому числі державних стандартів - 276, галузевих-125, технічних умов - 76.

На автомобілях Мінського автозаводу застосовується близько 40 вузлів, основні параметри і якість яких відповідають державним і галузевим стандартам, що визначає не тільки їх технічний рівень, але й забезпечує можливості для внутрішньогалузевої й міжгалузевої уніфікації продукції. Ще більший розвиток роботи з уніфікації одержали при створенні нового сімейства автомобілів МАЗ-6422 і причіпних автотранспортних засобів для них.

Питання для самоперевірки

1. Яка мета викладання дисципліни «Робочі процеси автомобілів»?
2. Назвіть основні стадії проектування автотранспортних засобів.
3. Що являє собою процес конструювання?
4. На основі чого встановлені стадії розробки конструкторської документації?
5. В якому випадку розробляється технічна пропозиція?
6. Що повинен зробити конструктор перед початком проектування?
7. Що таке показники технічного рівня (якості) проектного виробу?

бу на заданий період?

8. Яка мета прогнозування показників технічного рівня виробу?
9. Які є види прогнозів показників технічного рівня виробу?
10. Коли застосовуються методи екстраполяції дослідницького прогнозу?
11. На основі чого робиться остаточний прогноз показників технічного рівня виробу?
12. Яка мета макетування проектного автомобіля?
13. Що таке технічне завдання і ким воно розробляється?
14. Назвіть основні розділи технічного завдання.
15. Що таке ескізний проект?
16. Що характеризує рівень уніфікації й стандартизації проектного виробу?
17. Які основні завдання вирішуються на стадії ескізного проектування автомобіля?
18. Що є основною частиною ескізного проекту автомобіля?
19. Що таке технічний проект?
20. Які основні завдання вирішують на стадії технічного проекту?
21. З чого складається робоча документація?
22. Коротко розкажіть порядок постановки нового автомобіля на виробництво.
23. Для чого необхідна стандартизація в автомобілебудуванні?

ЛЕКЦІЯ № 2. СХЕМИ ТРАНСМІСІЙ І НАВАНТАЖУВАЛЬНІ РЕЖИМИ

План лекції. Основні вимоги до трансмісій автомобілів. Схеми трансмісій автомобілів. Характер пошкоджень і види розрахунків деталей автомобілів. Розрахункові схеми для аналізу динамічної навантаженості трансмісій. Визначення максимальних навантажень в трансмісії. Навантажувальний режим при розрахунках трансмісії на довговічність.

Література: [9], с. 4-11; [11], с. 7-43.

Основні вимоги до трансмісій автомобілів.

Вимоги, висувані до трансмісій автомобілів прийнято ділити на п'ять груп, що забезпечують підвищення продуктивності й паливної економічності; безпеку, ергономічні й естетичні вимоги, комфортабельність; надійність у встановлених межах; зниження сукупних витрат на виробництво, обслуговування й експлуатацію; дотримання нормативних документів.

Першою групою вимог визначається загальна схема трансмісії й схема її агрегатів. На їхній базі формулюється вимога передачі потужності двигуна ведучим колесам з мінімальними втратами.

Другою групою визначаються вимоги по безшумності роботи, відсутності шкідливих викидів у навколишнє середовище, естетичності конструкції.

Виконання вимог по надійності автомобіля і його агрегатів забезпечується правильно організованими розрахунками, вибором матеріалів і способів термообробки, регламентацією операцій технічного обслуговування в процесі експлуатації автомобіля.

При проектуванні автомобіля конструктор повинен приділяти особливу увагу зменшенню металоємності конструкцій, зниженню витрат на його виробництво, обслуговування й експлуатацію. Для забезпечення виконання цих вимог необхідні гарні знання технології й економіки виробництва, організації технічного обслуговування й ремонту. Загальні вимоги до експлуатаційної технологічності конструкції автомобілів визначаються відповідними стандартами.

Розглянемо основні вимоги, висувані до трансмісії автомобіля.

Агрегати й деталі, що часто зазнають демонтажу при експлуатації, необхідно робити легкоснімними, а кришки люків що часто знімаються, установлювати на швидкоз'ємних затискачах, що не допускають мимовільного відкриття.

Агрегати й механізми, маса яких перевищує 30 кг, повинні мати пристосування для зняття й транспортування вантажопідйомними засобами (повинні передбачатися захвати, рим-болти, вушка та ін.).

Ємності й резервуари, у яких повинні контролюватися рівні робочих рідин, необхідно постачати індикаторами рівня. Необхідно забезпечити установку вбудованих пристроїв, що дозволяють спостерігати за рівнем рідини безпосередньо на щитку приладів або таких пристроїв, що дають можливість легко й швидко його контролювати.

Необхідно передбачати можливість повного зливу рідин із усіх робочих об'ємів. Число типорозмірів місць «під ключ» різьбових пробок зливальних і заливних отворів, для всіх систем автомобіля, повинне бути не більше трьох.

Необхідно забезпечувати вільний доступ для роботи механізованим інструментом або стандартними динамометричними ключами до кріпильних з'єднань, що вимагають великого або нормованого зусилля для затягування, до інших - стандартним кріпильним інструментом. Конструкцією повинне бути передбачене виконання кріпильних робіт однією людиною.

Усі кріпильні деталі, піддані впливу вологи, повинні мати антикорозійне покриття або, де це можливо, виконуватися із пластмас. У найбільш відповідальних з'єднаннях виробу слід застосовувати самовідвернення. Для тросів і тяг привода керування системами повинні передбачатися напрямні, що не вимагають змазування.

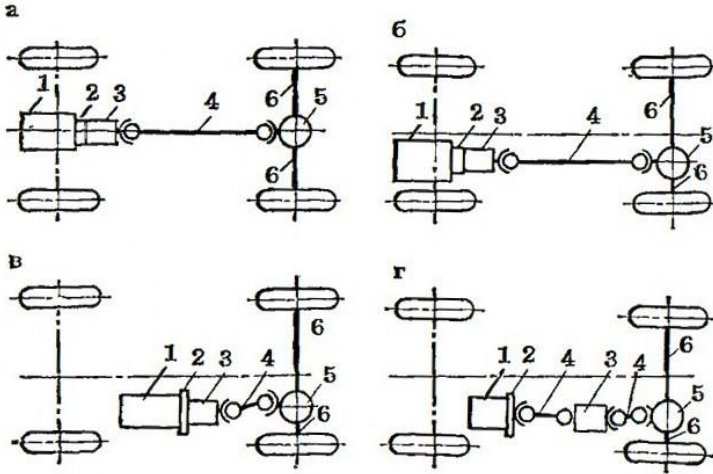
Схеми трансмісій автомобілів.

Трансмісія автомобіля - це сукупність агрегатів і механізмів, що передають потужність двигуна ведучим колесам, та змінюють її параметри: крутний момент, частоту й напрямок обертання.

Трансмісія повинна забезпечувати: достатній діапазон регулювання переданого до ведучих коліс моменту при високому коефіцієнті корисної дії; можливість рушання з місця; рух заднім ходом; як короточасний, так і тривалий холостий хід двигуна.

У найпоширенішому варіанті трансмісія включає наступні агрегати й механізми (рис. 2.1): зчеплення; коробку передач; карданну пе-

редачу; головну передачу; диференціал; вали ведучих коліс.



а - застосовуються на всіх типах автомобілів;

б-г - застосовуються на автобусах;

1 - двигун; 2 - зчеплення; 3 - коробка передач;

4 - карданна передача; 5 - головна передача і диференціал;

6 - вал приводу ведучого колеса

Рисунок 2.1 - Схеми трансмісій автомобілів з задніми ведучими колесами і розташуванням двигуна попереду або всередині бази

Зчеплення передає крутний момент двигуна й служить для тимчасового від'єднання трансмісії від працюючого двигуна, а також для плавного їхнього з'єднання. Від'єднувати трансмісію від двигуна необхідно при зупинці й гальмуванні автомобіля й при перемиканні передач; плавно з'єднувати їх - при руханні автомобіля з місця і після включення передач. Крім того, зчеплення оберігає деталі трансмісії від значних перевантажень інерційним моментом, створюваним обертовими масами двигуна при різкому уповільненні обертання колінчастого вала.

Коробка передач призначена для перетворення крутного моменту двигуна й тривалого від'єднання двигуна від ведучих коліс.

Карданна передача служить для передачі потужності агрегатам трансмісій автомобіля, осі валів яких не лежать на одній прямій або можуть змінювати своє взаємне розташування при русі автомобіля.

Карданна передача складається з карданних шарнірів, валів і проміжних опор.

Головна передача призначена для перетворення крутного моменту, переданого від коробки передач ведучим колесам. У найпоширеніших трансмісіях головна передача забезпечує передачу моменту від карданного вала ведучим колесам під кутом 90° . Головна передача являє собою шестерний редуктор з постійним або змінюваним передаточним числом.

Диференціал служить для розподілу в заданому співвідношенні підведеного до нього крутного моменту між вихідними валами. Диференціал дозволяє обертатися вихідним валам з різною кутовою швидкістю. Диференціал, установлений між правим і лівим ведучими колесами одного мосту, називається міжколісним. Диференціал, установлений між ведучими мостами автомобіля, називається міжосьовим.

Вали ведучих коліс передають момент від диференціала до ведучих коліс.

Трансмісії автомобілів розділяють по типу перетворювача моменту, по місцю розташування двигуна, числу й розташуванню ведучих мостів. По типу перетворювача моменту трансмісії діляться на дві групи: механічні східчасті й безступінчасті.

Механічна східчаста трансмісія має перетворювач моменту у вигляді коробок передач, що змінює передаточне число між вхідним і вихідним валами за рахунок перемикання шестірень. Передаточне число в таких трансмісіях на кожному ступені постійне.

Такі трансмісії є найбільш простими, мають найменшу вартість, високий ступінь надійності, тому одержали найбільше поширення. До недоліків східчастих механічних трансмісій слід віднести ступінчастість передаточного числа й, відповідно, складність керування при великій кількості ступенів у коробці передач.

Безступінчаста трансмісія має перетворювач моменту у вигляді пристрою, що плавно змінює передаточне число між вхідним і вихідними валами. Така трансмісія дозволяє плавно змінювати передаточне число між валами у всьому діапазоні регулювання або у вузькому. В останньому випадку повний діапазон регулювання забезпечується за рахунок додаткової східчастої коробки передач.

На автомобілях застосовують наступні типи безступінчастих трансмісій: гідромеханічні; електромеханічні; гідрооб'ємні; механічні. Найбільш широке поширення одержали гідромеханічні трансмісії.

Гідромеханічна передача складається з гідродинамічної і механічної передач. Гідродинамічні передачі діляться на гідротрансформатори й гідромуфти. Гідромуфта містить два лопатеві колеса (насос і турбіну) і може змінювати тільки кінематичне передатне відношення.

Гідротрансформатор має не менш трьох лопатевих коліс (насос, турбіна й реактор), причому останній обов'язково повинен бути з'єднаний із зовнішньою опорою. Це дозволяє за допомогою гідротрансформатора безступінчасто змінювати кінематичне й силове передатні відношення між вхідним і вихідними валами.

Застосування на автомобілях гідромеханічних передач сприяє збільшенню терміну служби двигуна й трансмісії, зменшенню числа ступенів у механічному редукторі, зменшенню числа перемикачів, підвищенню прохідності автомобіля й поліпшенню комфортабельності, полегшує керування автомобілем.

Гідромеханічні передачі в порівнянні з механічними мають більш складну конструкцію, підвищену масу й вартість. При заміні механічної передачі гідромеханічною, спостерігається деяке погіршення характеристик розгону автомобіля й підвищення витрат палива.

Момент двигуна передається на насосне колесо гідромеханічної передачі безпосередньо або через редуктор.

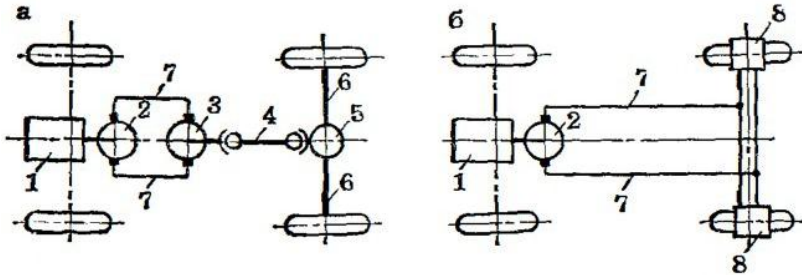
В гідромеханічних трансмісіях застосовуються східчасті редуктори, що дозволяють перемикаати передачі при збереженні силового і кінематичного зв'язків із двигуном. У цьому випадку фрикційне зчеплення в конструкції відсутнє. Якщо використовується ступінчаста коробка передач із перемиканням і розривом потужності, зчеплення залишається.

Електромеханічна трансмісія складається з електричної й механічної передач. У таких трансмісіях електрична енергія виробляється за допомогою генератора, який приводиться в обертання двигуном.

Трансмісії виконуються за схемою групового або індивідуального привода ведучих коліс. У схемі групового привода крутний момент від одного електродвигуна через механічну передачу передається на кілька коліс (рис. 2.2, а). У схемі з індивідуальним приводом крутний момент на кожне колесо передається від окремого електродвигуна через механічну передачу (редуктор) (рис. 2.2, б).

Колесо, електродвигун, редуктор та інші вузли конструктивно поєднуються в один агрегат - мотор-колесо. На рис. 2.3 показано один з можливих варіантів конструктивного виконання мотор колеса. Усе-

редині опори 10, з'єднаної з корпусом автомобіля, розташовується статор 9 електродвигуна.



- а - із груповим приводом; б - з індивідуальним;
 1 - двигун внутрішнього згоряння; 2 - генератор; 3 - електромотор;
 4 - карданна передача; 5 - головна передача й диференціал;
 6 - вал привода ведучого колеса; 7 - струмоведучі з'єднання;
 8 - електромотор-колесо

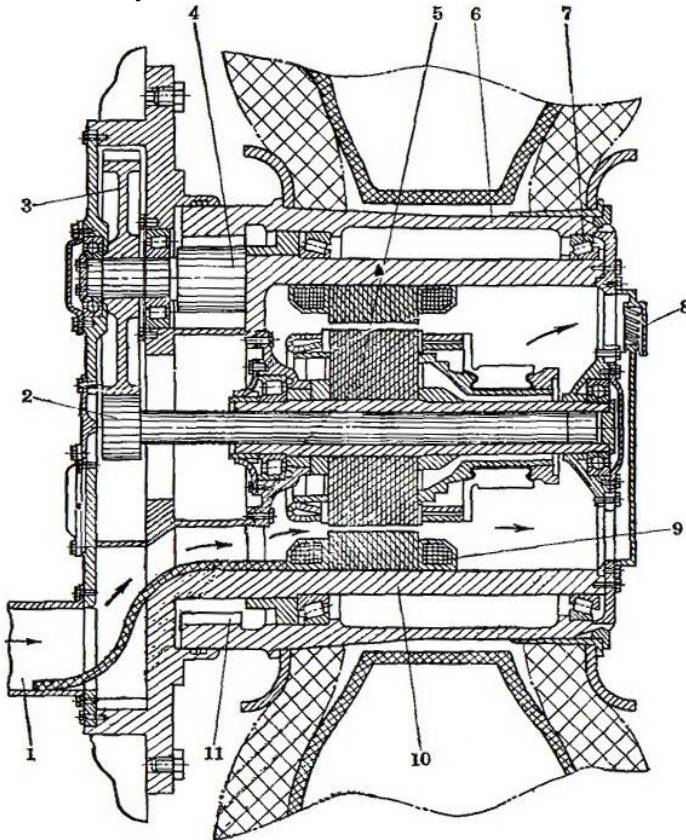
Рисунок 2.2 - Принципові схеми електромеханічних трансмісій

Крутний момент від якоря електродвигуна 5 через ведучий вал і шестірні 2-4 передається на шестірню із внутрішнім зачепленням 11, з'єднану з маточиною 6 колеса. Маточина 6 колеса встановлена на опорі 10 на підшипниках 7. Для охолодження електродвигуна через канал 1 подається повітря. Нагріте повітря виходить через отвір 8. Основними агрегатами електромеханічної трансмісії є генератор і мотор-колеса. Агрегати зв'язані струмоведучими проводами.

Електромеханічні трансмісії застосовуються на надважких автомобілях, самоскидах (вантажопідйомністю вище 80 т), автомобілях і автопоїздах високої прохідності, автобусах особливо великої місткості. Електромеханічні трансмісії створюються в основному для передачі великих потужностей у тих випадках, коли застосування гідромеханічної трансмісії є недоцільним.

Основною перевагою електромеханічної трансмісії є безступінчасте регулювання. Інші позитивні їхні якості проявляються по типах автомобілів: у самоскидах - поліпшується компонування й розподіл маси автомобіля по мостах за рахунок оптимального розташування мотор-колес; з'являється можливість реалізації одним мотор-колесом великої потужності; зменшується маса трансмісії (починаючи з потужностей 700...800 кВт); в автомобілях і автопоїздах високої прохідно-

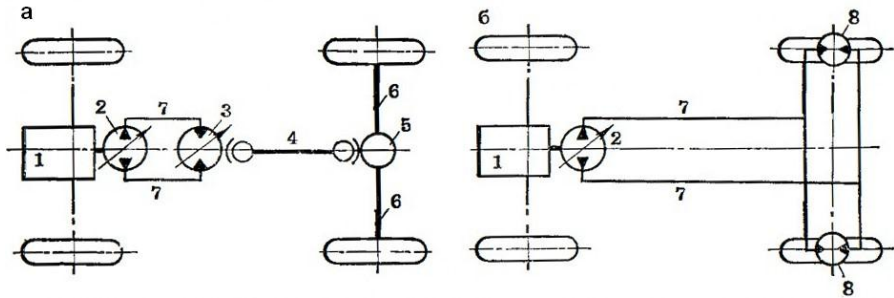
сті - забезпечується вільний вибір колісної формули й простота загального компонування; істотне підвищення прохідності за рахунок збільшення числа ведучих коліс, активізації причіпних ланок, плавного регулювання сили тяги; спрощується конструкція механічної частини привода; в автобусах - з'являється можливість створювати зчленовані автобуси особливо великої місткості з високими тягово-зчіпними показниками; поліпшується планування й знижується рівень підлоги пасажирського салону.



1 - канал для подачі холодного повітря; 2...4-шестірні привода маточини колеса; 5 - якорь електродвигуна; 6 - маточина колеса; 7 - підшипник маточини колеса; 8- канал для виходу нагрітого повітря; 9 - статор електродвигуна; 10-опора колеса; 11 - ведена шестерня маточини колеса

Рисунок 2.3 - Мотор-колесо фірми «General Electric»

До недоліків електромеханічних трансмісій відносяться: велика матеріалоемність агрегатів і в цілому трансмісії в порівнянні з механічною й гідромеханічною трансмісіями; порівняно низький ККД; висока первісна вартість; великі невідресорені маси.



- а - із груповим приводом; б - з індивідуальним;
 1 - двигун внутрішнього згоряння; 2 - гідронасос; 3 - гідромотор;
 4 - карданна передача; 5 - головна передача і диференціал;
 6 - вал привода ведучого колеса; 7 - трубопроводи;
 8 - гідромотор-колесо

Рисунок 2.4 - Принципові схеми гідрооб'ємних трансмісій

Гідрооб'ємна трансмісія складається з регульованого гідронасоса й одного або декількох гідромоторів (регульованих або нерегульованих). У випадку застосування одного гідронасоса й одного гідромотора гідрооб'ємна передача виконує тільки функцію перетворювача моменту (рис. 2.4).

Найбільш часто гідроагрегати розташовують роздільно: насос з'єднують із двигуном, а гідромотори встановлюються як поза колесом, так і вбудовуються в колесо (гідромотор-колесо). В останньому випадку високомоментні гідромотори можуть з'єднуватися з колесом безпосередньо. Така схема зручна для компонування гідроагрегатів і застосовується для багатоприводних машин і автопоїздів. Регулювання здійснюється зазвичай шляхом керування гідронасосом, а потрібний діапазон регулювання досягається за рахунок відключення приводу окремих мостів.

Перевагами об'ємних гідропередач є: безступінчаста плавна зміна в широкому діапазоні експлуатаційних режимів - швидкості й тяги; простота компонування трансмісії й машини в цілому, у тому числі й транспортних засобів з активними причіпними ланками; можливість

тривалої й стійкої роботи під навантаженням при малих швидкостях; полегшення умов роботи двигуна та інших агрегатів трансмісії за рахунок надійного захисту від перевантажень і вібрацій; простота керування, легкість автоматизації; можливість реверсу руху й гальмування без спеціальних пристроїв.

Вільне komponування гідроагрегатів на машині, а також можливість легкого розгалуження потужності шляхом розгалуження гідравлічного потоку дозволяють створювати трансмісії, що найбільш повно задовольняють умовам роботи проектованої машини.

Основними недоліками є відносно малий термін служби гідромашин і висока вартість. Гідрооб'ємні передачі застосовуються в тракторобудуванні, сільськогосподарських, будівельних і дорожніх машинах, а також іноді в автомобілях, особливо в автопоїздах високої прохідності й кар'єрних самоскидах.

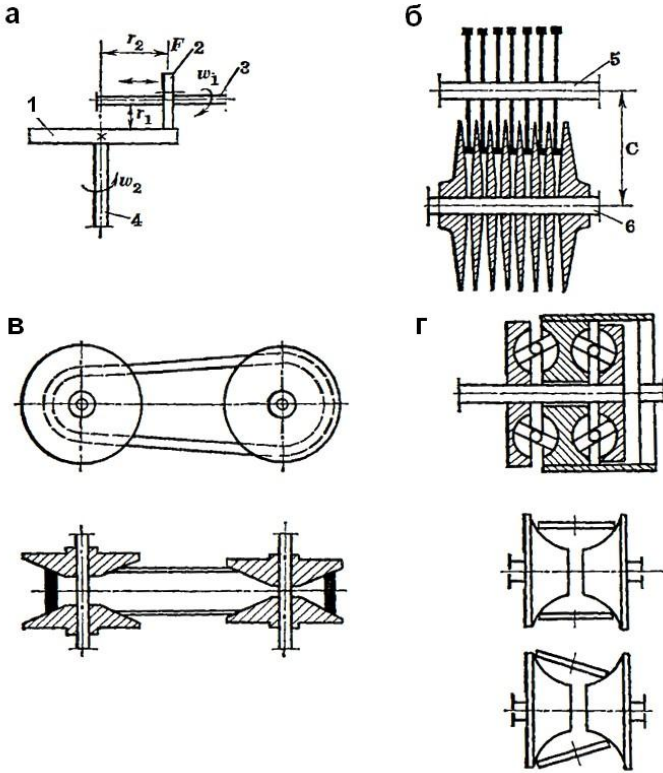
Серед механічних безступінчастих передач найбільше поширення одержали фрикційні. Принципова схема такої передачі показана на рис. 2.5, а. На ведучому валу 3 розташоване ведуче колесо 2. Колесо притискається до веденого диска 1 і може системою керування переміщатися уздовж вала 3. За рахунок виникаючих між колесом і диском сил тертя передається момент від вала 3 до вала 4. Передаточне число визначається відстанню від ведучого колеса до осі веденого вала.

Фрикційні безступінчасті передачі можна розділити на три основні групи: передачі із гнучким зв'язком; багатоконтактні; передачі із твердими тілами що котяться.

На рис. 2.5 показані принципові схеми таких передач. Передача із гнучким зв'язком (рис. 2.5, в) представляє клиноремінну передачу зі шківом змінного діаметра. Зміна діаметра шківів здійснюється за рахунок зміни відстані між їхніми конічними половинами.

При збільшенні відстані між напівшківом ведучого вала (зменшенні активного діаметра ведучого шківів) одночасно відбувається зменшення відстані між веденими напівшківом (збільшення активного діаметра відомого шківів). Це приводить до збільшення передаточного числа між ведучим і веденим валами.

Принцип роботи багатоконтактної фрикційної передачі показаний на рис. 2.5, б. Передача складається з великої кількості тонких конічних дисків, розташованих на одному з валів і дотичних з кільцевими виступами дисків, які встановлені на іншому валу.



а - принципова схема; б - багатоконтактна передача;
в - передача з гнучким зв'язком; г - передачі з тілами кочення

Рисунок 2.5 - Принципові схеми безступінчастих
механічних передач

При взаємному переміщенні валів, змінюється відстань C від вала 6, на якому кільцеві виступи дисків вала 5 стикаються з конічними дисками вала 6. Це забезпечує зміну передаточного числа між валом 6 і 5. Диски веденого й ведучого валів можуть переміщатися уздовж валів таким чином, що при будь-якій зміні відстані між валами, кільцеві виступи завжди притискаються до конічних дисків.

Деякі принципові схеми передачі з тілами кочення показані на рис. 2.5, г.

Загальним недоліком більшості безступінчастих фрикційних пе-

редач є те, що передача потужності забезпечується при високому тиску на контактних поверхнях. При цьому неминуче виникає ковзання ведучих і ведених елементів, що при високому тиску призводить до втрат потужності й швидкому зношуванню тертьових поверхонь.

Відомі конструкції передач, що працюють при відносно малих тисках контактуючих поверхонь. Такі передачі мають звичайно більші габарити й низький ККД. Тому фрикційні передачі використовуються тільки для транспортних засобів з малою потужністю: мотоцикли, мотоколяски, мікролітражні автомобілі.

По місцю розташування двигуна, числу й розташуванню ведучих мостів, трансмісії сучасних автомобілів можна розділити на: трансмісії із заднім ведучим мостом і розташуванням двигуна попереду або усередині бази; з переднім ведучим мостом і переднім розташуванням двигуна; із заднім ведучим мостом і заднім розташуванням двигуна; трансмісії багатоприводних автомобілів.

Перший тип трансмісій у цей час є найпоширенішим. Такі трансмісії застосовуються практично на всіх вантажних автомобілях з одним ведучим мостом, на більшості автобусів і легкових автомобілях.

Трансмісія складається зі зчеплення, перетворювача крутного моменту (коробки передач), одновальної або двохвальної карданної передачі, головної передачі й валів ведучих коліс.

У якості перетворювача крутного моменту застосовується ступінчаста механічна коробка передач, гідромеханічна або гідрооб'ємна передача. На великовантажних автомобілях для збільшення числа ступенів послідовно з основною коробкою передач може встановлюватися двох або трьохступінчаста додаткова коробка. Додаткова коробка передач може бути окремою або об'єднаною з основною. При залежній підвісці ведучого мосту головна передача, диференціал, вали ведучих коліс поєднуються в один агрегат - ведучий міст.

При об'єднанні незалежної підвіски в загальний агрегат, закріплений на рамі або кузові автомобіля, поєднуються головна передача й диференціал, а вали ведучих коліс роблять із карданними шарнірами, що дозволяють колесам змінювати своє положення щодо головної передачі. Головні передачі можуть різнитися конструкцією, але обов'язково повинні включати передавальні механізми, що змінюють напрямки крутного моменту під кутом 90° .

При компонованнях трансмісій автобусів прагнуть забезпечити максимальний обсяг пасажирського салону й рівність підлоги. Для

автобусів, кузова яких установлюються на шасі стандартних вантажних автомобілів масового виробництва, характерні ті ж схеми трансмісій, що й для вантажних автомобілів. Недоліками переднього розташування двигунів в автобусах є погана ізоляція двигуна від салону й небезпека виникнення вібрацій внаслідок застосування багатоланкової карданної передачі.

Тому на міських, міжміських і туристських автобусах найбільш часто двигун розташовують у межах бази або позаду. При розташуванні двигуна в межах бази останній, як правило, розташовують під підлогою салону або збоку (рис. 2.1, в, г).

При цьому двигун, зчеплення й коробка передач можуть поєднуватися в один агрегат або ж коробка передач може встановлюватися окремо. На автобусах застосовують тільки залежну підвіску ведучого мосту. Тому головна передача, диференціал і вали ведучих коліс поєднуються в одному картері.

Передній ведучий міст при передньому розташуванні двигуна мають тільки легкові автомобілі. Така схема забезпечує автомобілю гарну курсову й траєкторну стійкість і керованість. Схема й конструкція трансмісії таких автомобілів багато в чому визначаються розташуванням двигуна стосовно поздовжньої осі автомобіля. Можливе поздовжнє й поперечне розташування двигуна.

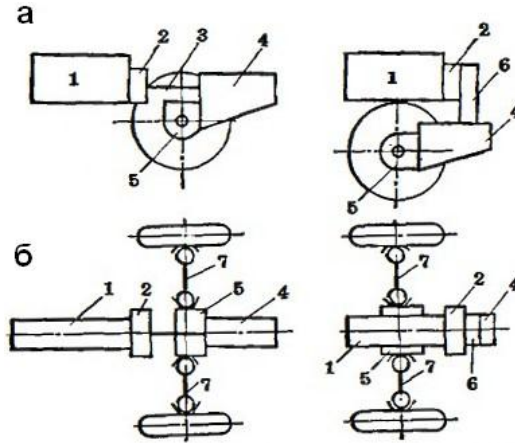
В автомобілів з поздовжнім розташуванням двигуна застосовують трансмісії, виконані по схемах: з головною передачею, розташованою між двигуном і коробкою передач; з головною передачею, розміщеною під двигуном.

У першому випадку (рис. 2.6) зчеплення розміщається разом із двигуном, а його зв'язок з коробкою передач здійснюється валом, центрованим у маховику двигуна.

При розміщенні головної передачі під двигуном зв'язок двигуна із трансмісією здійснюється шестерною або ланцюговою передачею. Шестерні передачі найбільш часто застосовують в автомобілі малого класу. Трансмісія з розташуванням двигуна над головною передачею є найбільш компактною по довжині. Такі трансмісії вимагають високого розташування капота двигуна, що ускладнює компоновання автомобіля. Довжина двигуна в схемі з поздовжнім розташуванням жорстко не лімітується.

Тому таку схему переважно мають автомобілі із двигуном великого об'єму. У передньоприводних автомобілів з поздовжнім розташу-

ванням двигуна найбільш часто застосовують двохвальні коробки передач. На вихідному валу коробки встановлюється ведуча шестерня конічної головної передачі.



а - головна передача розташована між двигуном і коробкою передач; б - головна передача розташована під двигуном; 1 - двигун; 2 - зчеплення; 3 - вал приводу коробки передач; 4 - коробка передач; 5 - головна передача з диференціалом; 6 - вертикальна передача; 7 - вал приводу ведучого колеса

Рисунок 2.6 - Схема розміщення агрегатів трансмісії при передніх ведучих колесах і передньому поздовжньому розташуванні двигуна

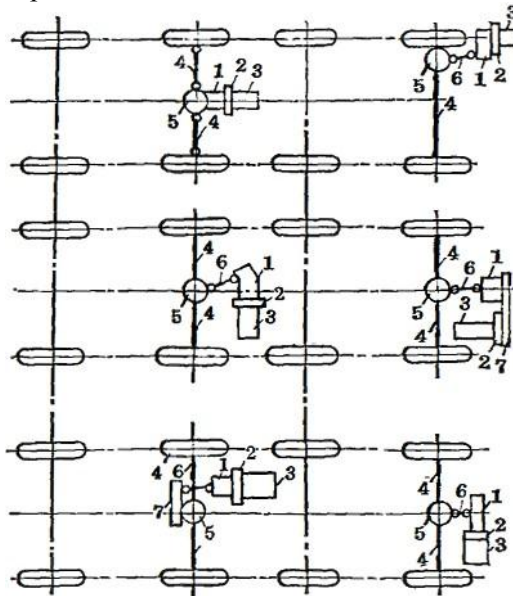
Найбільш характерною для передньоприводних автомобілів особливо малого й малого класів є схема з поперечним розташуванням двигуна. При такій схемі трансмісія виявляється найбільш компактною й, що дуже важливо, у ній відсутня конічна передача.

При поперечному розташуванні двигуна можливе розміщення трансмісії й двигуна в одному або різних картерах. У першому випадку досягається більша компактність агрегату двигун-трансмісія. При цьому конструкція виходить досить складною, а ремонтні роботи утруднені. Останнє пов'язане з тим, що для заміни будь-якої деталі трансмісії необхідне розбирання картера всього агрегату.

Тому більш доцільно, у тому числі й з погляду уніфікації, роз-

мішати трансмісію й двигун в окремих картерах. Момент на первинний вал коробки передач може передаватися безпосередньо зі зчеплення, якщо первинний вал розташований соосно з колінчатим валом двигуна, або через додатковий ряд шестерень.

Головна передача представляє циліндричну прямозубу, косозубу або шевронну передачу. Автомобілі з переднім розташуванням двигуна й переднім ведучим мостом мають незалежну підвіску ведучих коліс. Тому на валах ведучих коліс установлюється по два карданні шарніри. Заднє розташування двигуна при задньому ведучому мості є найбільш перспективним для міжміських і туристських автобусів. При такому розташуванні двигуна можливі гарна ізоляція його від салону; оптимальний розподіл навантаження по мостах; створення містких багажників під підлогою по всій ширині автобуса. Деякі компоновальні схеми трансмісій автобусів із заднім розташуванням двигуна показані на рис. 2.7.



1 - коробка передач; 2 - зчеплення; 3 - двигун;
4 - вал привода ведучого колеса; 5 - головна передача
і диференціал; 6 - карданна передача; 7 - додаткова передача

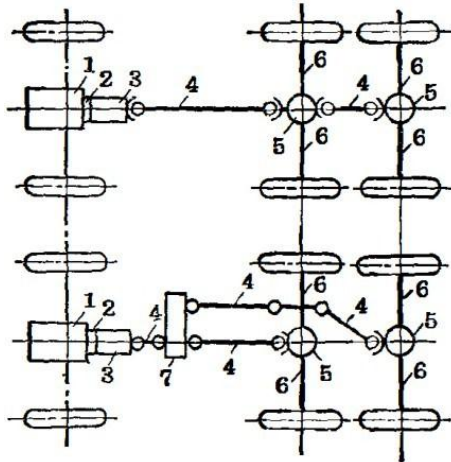
Рисунок 2.7 - Схеми трансмісій автобусів
при задньому розташуванні двигуна

Двигун може мати поздовжнє або поперечне (найбільш часте) розташування. В останньому випадку при механічній або гідромеханічній трансмісії може застосовуватися головна передача, за допомогою якої передається момент ведучим колесам при куті, відмінному від 90° .

На деяких легкових автомобілях має місце також заднє розташування двигуна при задніх ведучих колесах. Компонування трансмісій таких автомобілів практично ті ж самі, що й у легкових автомобілях з переднім розташуванням двигуна й передніми ведучими колесами. Легкові автомобілі із заднім розташуванням двигуна не перспективні в силу властивих їм недоліків: погіршених курсовій стійкості й керованості.

У трансмісіях багатоприводних автомобілів є механізм, що забезпечує розподіл потужності двигуна між двома або більше мостами.

Передача потужності двигуна декільком мостам може здійснюватися за рахунок створення прохідних мостів - послідовно від одного мосту до іншого, або шляхом установки спеціального механізму (роздавальної коробки). На рис. 2.8 показані схеми трансмісії неповноприводних автомобілів із двома приводними мостами.



1 - двигун; 2 - зчеплення; 3 - коробка передач; 4 - карданна передача; 5 - головна передача й диференціал; 6 - вал привода ведучого колеса; 7- роздавальна коробка

Рисунок 2.8 - Схеми трансмісій неповноприводних автомобілів із двома ведучими мостами

Основною перевагою схеми з роздавальною коробкою є високий ступінь уніфікації приводних мостів. До недоліків відноситься велика кількість карданних шарнірів і наявність додаткового агрегату - роздавальної коробки. Роздавальна коробка є більш складним і важким агрегатом, ніж вузол розподілу потужності між мостами в трансмісіях, виконаних по другій схемі.

Трансмісії повноприводних автомобілів забезпечують передачу потужності до всіх коліс автомобіля. При цьому використовується одна або кілька коробок. Як правило, роздавальна коробка, установлена безпосередньо за основною, виконує також функції додаткової коробки передач. У ній передбачаються два ступеня передаточних чисел, що забезпечує широкий діапазон регулювання передаточних чисел трансмісії, необхідний для автомобілів високої прохідності.

Принципово трансмісії багатопровідних автомобілів можна розділити на дві групи: із блокованим і диференціальним приводом. У трансмісіях з диференціальним приводом у роздавальних коробках установлюють міжосьові диференціали, за допомогою яких розподіляється крутний момент між приводними мостами в заданому співвідношенні.

При блокованому приводі приводні вали головних передач мостів з'єднані жорстким кінематичним зв'язком і завжди обертаються з однаковою швидкістю. Внаслідок того, що при русі автомобіля з малим опором у блокувальному приводі виникає циркуляція потужності, такий привод роблять таким що відключається.

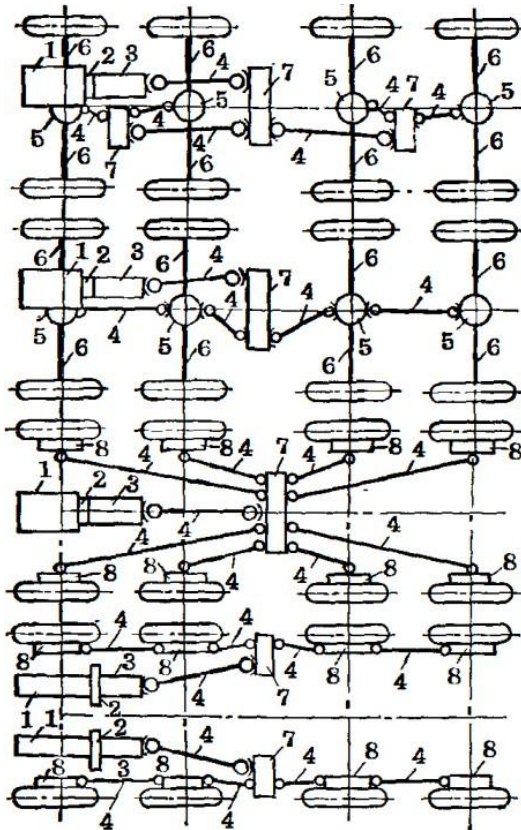
При русі в легких умовах ведучими залишають тільки один або два близько розташовані мости. Привод до інших мостів за допомогою муфт відключають від двигуна. Диференціальний привод роблять, як правило, постійно включеним, а для збільшення прохідності автомобілів при русі у важких дорожніх умовах передбачають автоматичне або примусове блокування диференціалів.

Трансмісії багатовісних повноприводних автомобілів виконуються по двом схемам: із мостовим і бортовим приводом. Найбільше поширення одержали схеми з мостовим приводом. При таких схемах розподіл моменту між мостами здійснюється однією або декількома роздавальними коробками. Трансмісії з бортовим приводом застосовуються рідше, головним чином для спеціалізованих автомобілів.

Бортовий привод зручний для компонування автомобілів з несучим корпусом. Основна його перевага полягає в тому, що агрегати

трансмисії розміщені по бортах, а середня частина корпуса може використовуватися для устаткування, що транспортується. При одному двигуні, за коробкою передач установлюється міжбортова роздавальна коробка.

Автомобілі високої прохідності можуть мати два двигуни. Установка двох двигунів найчастіше проводиться з метою уніфікації, або при відсутності двигуна необхідної потужності. Характерні компоновальні схеми трансмісій багатоприводних автомобілів показані на рис. 2.9.



- 1 - двигун; 2 - зчеплення; 3 - коробка передач; 4 - карданна передача;
 5 - головна передача й диференціал; 6 - вал привода ведучого колеса;
 7 - роздавальна коробка; 8 - колісний редуктор

Рисунок 2.9 - Схеми трансмісій багатоприводних автомобілів

У повноприводних автомобілях, в якості перетворювача моменту двигуна, широко використовують гідромеханічні передачі, що забезпечують підвищення прохідності за рахунок плавної зміни крутного моменту, підведеного до ведучих коліс, і відсутності розриву потоку потужності, що передається через трансмісію, при перемиканні передач.

До головних передач автомобілів високої прохідності пред'являється додаткова вимога - забезпечення достатнього дорожнього просвіту. Тому головні передачі звичайно роблять рознесеними, тобто такими, що складаються із трьох агрегатів: центральної передачі, що має невелике передаточне число, і двох колісних редукторів.

Колісні редуктори виконуються у вигляді пари циліндричних шестерень із зовнішнім або внутрішнім зацепленням або планетарними. У трансмісіях з бортовим приводом замість головних передач мостів, кожне колесо має бортовий редуктор.

Характер ушкоджень і види розрахунків деталей автомобілів.

В процесі експлуатації під впливом сукупності дорожніх, транспортних і кліматичних умов відбуваються зміни стану деталей і агрегатів: накопичення утомних ушкоджень, поломки, зношування.

Серед основних факторів, що викликають ушкодження деталей автомобіля, виділяють наступні: короточасні динамічні навантаження, що викликають у деталях підвищені напруги; тривалі навантаження, що циклічно змінюються, створюють накопичення в матеріалі деталей утомних ушкоджень; тертя контактуючих поверхонь, що обумовлює їхнє зношування; температурні й хімічні впливи активних середовищ, що викликають корозію й старіння матеріалів.

Звичайно працездатність деталей залежить від усіх перерахованих факторів, однак деякі з них залежно від типу деталей є визначальними. Так, наприклад, для деталей, у яких визначальними факторами є циклічно змінювані напруги в різних перетинах, або напруги при перевантаженнях, основними видами ушкоджень є поломки по небезпечному перерізу й залишкові деформації. Ці види ушкоджень спостерігаються в півосях, металевих пружних елементах підвіски, зубів шестерень, деяких корпусних деталей.

Для деталей, у яких визначальними факторами є напруги на активній поверхні, основними видами ушкоджень є: викрашування (пітінг), відшаровування, зминання, бринелювання (сліди вдавнення),

фретінг. Викрашування й відшаровування характерні для бігових до-ріжок і тіл кочення підшипників, активних поверхонь зубів шестерень.

Зминання характерне для бічних поверхонь шліцьових з'єднань і зубчастих муфт. Спостерігається також на зубах шестірень і на деяких інших деталях у випадку недостатньо зміцненого поверхневого шару.

Бринелювання є характерним видом ушкодження поверхні шипів хрестовин і внутрішньої поверхні стаканчиків карданних підшипників (сліди вдавнення голок підшипника з ознаками перекосу цих голок).

Фретінг - ушкодження, при якому на деякій ділянці поверхні деталі з'являються дрібні надзвичайно густо розташовані поглиблення. При розбиранні з'єднання ці поглиблення заповнені порошкоподібними продуктами зношування, найчастіше окисненими.

Фретінг є характерним видом ушкодження деталей, що мають нерухливі з'єднання, у яких спостерігаються дотичні мікропереміщення, обумовлені, наприклад, розбіжністю пружних характеристик елементів з'єднання. До характерних деталей, підданих фретінгу, відносяться: з'єднання шипів хрестовини диференціала з корпусом, нерухливі шліцьові з'єднання, гнізда під підшипники, тощо.

Для деталей, у яких визначальним фактором є тертя контактуючих поверхонь, основними видами ушкодження є заїдання й зношування. Заїдання на поверхнях тертя спостерігається в тих випадках, коли використовується не відповідний до умов роботи мастильний матеріал.

Зношування є ушкодженням найбільш загальним для більшості деталей автомобіля, тому що процес зношування завжди супроводжується відносним переміщенням деталей, поверхні яких перебувають у контакті. Для тих сполучень деталей, у яких тертя не використовується для виконання робочої функції даних деталей, сили тертя й роботу цих сил прагнуть максимально зменшити за рахунок забезпечення гарного змащення.

Природно, що й зношування в таких сполученнях не є інтенсивним. Інтенсивність зношування прагнуть обмежити настільки, щоб не потрібна була заміна деталі до закінчення планованого терміну служби агрегату (механізму). Є група деталей, у сполученні яких тертя періодично використовується як фактор, що забезпечує виконання механізмом певної функції.

У цьому випадку при контакті сполучених поверхонь прагнуть одержати можливо більшу силу тертя. Відповідно виявляється велика робота тертя й інтенсивність зношування фрикційних елементів.

Агресивні середовища при підвищеній температурі виявляють вплив практично на кожній з перерахованих видів ушкодження деталей. При цьому погіршуються фізичні характеристики мастильних матеріалів і матеріалів деталей. Корозія може створити умови для швидкої появи утомних мікротріщин.

Тому що не всяке ушкодження деталі відразу приводить до її відмови (виходу з ладу), вводиться поняття про граничний ступінь ушкодження, або граничний стан деталі. **Граничним** є такий стан деталі, по досягненню якого подальша її робота або неможлива (наприклад, поломка) або стає зовсім недоцільною, а часто й неприпустимою, через істотне погіршення показників роботи всього вузла.

Характерні граничні стани деяких типових деталей наступні:

1) для фрикційних накладок ведених дисків зчеплення - зношування по товщині, при якому поверхня головок заклепок починає збігатися з активною поверхнею накладок. Якщо накладка кріпиться за допомогою клею, зношування, при якому виявляється вичерпана межа регулювання механізму, або зношування, при якому міцність шару накладки, що залишився, досягла критичного значення;

2) для зубчастих коліс - поломка зубів або тріщини, ушкодження, що збільшують шум при роботі передачі, такі як викрашування або зминання активної поверхні зубів;

3) для зубчастих муфт - зношування зубців по товщині й довжині, що приводить до самовимикання муфти під навантаженням;

4) для підшипників кочення - зношування бігових доріжок і тіл кочення, що викликає появу осьового й радіального люфтів, що перевищують припустимі; викрашування на поверхні бігових доріжок і тіл кочення; тріщини обойм; поломки сепараторів;

5) для валів - залишкові деформації, поломка, граничне зношування шийок під підшипники;

6) для корпусних деталей - тріщини, граничне зношування гнізд під підшипники до значень, що обмежуються технічними умовами.

Розміри й характеристики деталей необхідно підбирати так, щоб вони протягом заданого строку не досягли граничного стану по характерному для них виду ушкодження.

Залежно від характеру впливу ушкоджуючих факторів на окремі

деталі автомобіля або робочі пари, проводяться розрахунки: на міцність; утому; зносостійкість робочих поверхонь; твердість; стійкість.

Розрахунки на міцність виконується для попередження поломок або ушкодження робочих поверхонь (змінання, розтріскування) при однократному додаванні найбільшого з можливих навантажень.

Для розрахунків необхідно виявити максимальні навантаження, обумовлені особливо тяжкими умовами експлуатації. Оскільки навантаження при цьому має динамічний характер, розрахунки на міцність іноді називають розрахунками на динамічну міцність. При цьому виникаючі короткочасні напруги не повинні перевищувати межі міцності матеріалу деталі.

Міцність деталі оцінюється коефіцієнтом запасу міцності:

$$n = \sigma_{\text{пол}} / \sigma_{\text{max}}, \quad (2.1)$$

де $\sigma_{\text{пол}}$ - напруга, при якій відбувається ушкодження деталі при статичних випробуваннях;

σ_{max} - напруга в розраховуваній деталі, що відповідає максимальному динамічному навантаженню.

При відсутності даних замість значення $\sigma_{\text{пол}}$ використовують границю текучості $\sigma_{\text{т}}$, отриманий при випробуваннях стандартних зразків.

Залежно від виду напруженого стану деталі розрахунки на міцність виконуються по напругах вигину σ_{max} , кручення σ_{max} , або контактним $\sigma_{\text{н max}}$.

Коефіцієнт запасу міцності залежно від ступеня вірогідності визначення максимального динамічного навантаження ухвалюють близьким 1,3 для деталей, поломка яких не викликає серйозних наслідків, і не менше 3...5 - для деталей, поломка яких може викликати аварію.

У ряді випадків для деталей, ушкодження яких не приводить до серйозних наслідків і не вимагає великих витрат на заміну, використовують досить мале значення коефіцієнта запасу міцності, близьке до одиниці. Підставою для цього є та обставина, що при динамічному додаванні навантаження, міцність деталі виявляється трохи вищою, ніж при статичному додаванні такого ж навантаження.

Оскільки розрахунки на динамічну міцність проводяться без обліку динамічного характеру додавання навантаження, такий вид розрахунків часто називають розрахунками на статичну міцність. Надалі

цей вид розрахунків будемо називати просто розрахунками на міцність.

При експлуатації вузли й деталі автомобіля зазнають впливу змінних за значенням, напрямком й частотою навантажень. Під дією цих навантажень у матеріалі деталей накопичуються утомні ушкодження. Розрахунки на утому виконуються для попередження граничних ушкоджень, що носять утомний характер.

Для розрахунків з використанням положень теорії ймовірностей необхідні статистичні дані про щільність розподілу амплітуд змінних напруг і числа циклів навантаження деталі, що розраховується, у заданих умовах експлуатації.

Іноді для окремих деталей застосовують умовні розрахунки на утому, при якому статистичні характеристики навантажувального режиму відсутні. Такий вид розрахунків називається розрахунками по номінальних напругах.

При цьому порівнюються напруги, що виникають у деталі під дією розрахункового навантаження, з напругами, розрахованими при відповідному навантаженні в деталях автомобілів-аналогів, які добре зарекомендували себе:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{ст}}, \quad (2.2)$$

де σ - номінальна напруга в деталі;

$\sigma_{\text{ст}}$ - середнє статистичне значення номінальних напруг у відповідних деталях автомобілів-аналогів.

Розрахунки на утому по заданим статистичним характеристикам навантажувального режиму засновані на використанні експериментально-встановленої статичної залежності між рівнем циклічно-мінливої напруги σ у деталі й числом циклів навантаження $N_{\text{разр}}$ до її утомного граничного стану:

$$\sigma^m N_{\text{разр}} = \text{const}, \quad (2.3)$$

де m - показник ступеня, який залежить від напруженого стану (вигин, крутіння, контактна напруга), способу термообробки й перебуває в межах 3...9.

Є кілька технічних прийомів виконання розрахунків на утому. У найбільш загальному виді діапазон зміни рівня довгостроково діючого

навантаження розбивається на кілька інтервалів і для кожного інтервалу визначається міра накопичуваного утомного uszkodження в деталі, оцінювана добутком:

$$\sigma_i^m N_i, \quad (2.4)$$

де σ_i - середня напруга на даному інтервалі навантаження;
 N_i - число циклів зміни напруги на даному інтервалі.

Утомне uszkodження деталі на всіх рівнях навантаження за планований термін служби деталі відповідно до гіпотези про можливість лінійного підсумовування утомних uszkodжень виражається $\sum \sigma_i^m N_i$.

Умова достатнього опору утоми деталі по даному виду напруженого стану має такий вигляд:

$$\sum \sigma_i^m N_i \leq \sigma_R^m N_0, \quad (2.5)$$

де σ_R - тривала границя витривалості зразків при тому характері циклу, який випробовує деталь, що розраховується, під час експлуатації (характер циклу оцінюється коефіцієнтом асиметрії R);

N_0 - базове число циклів, при якому встановлена границя витривалості σ_R .

Розрахунки безпосередньо по вираженню (2.5) досить трудомісткі. Тому, коли відомі параметри розподілу довгостроково діючих навантажень, доцільно ступінь накопичення утомних uszkodжень представити в наступному виді:

$$\sigma_i^m N_i = (\beta_i \sigma_p)^m a_i N_{\Sigma}, \quad (2.6)$$

де β_i - відношення напруги в деталі в i -м інтервалі навантаження до розрахункового:

$$\beta_i = \sigma_i / \sigma_p, \quad (2.7)$$

σ_p - напруга в деталі при постійному навантаженні, прийнятої в якості розрахункової;

a_i - відношення числа циклів навантаження в i -м інтервалі до

сумарного числа циклів при даному розподілі;

N_{Σ} - сумарне число циклів навантаження у всіх інтервалах навантаження розглянутого розподілу.

Якщо позначити $K_n = \sum_{i=1}^k \beta_i^m \alpha_i$, рівняння (2.5) може бути презентовано у вигляді:

$$K_n \sigma_p^m N_{\Sigma} \leq \sigma_R^m N_0, \quad (2.8)$$

де K_n - коефіцієнт приведення режиму змінних циклічних навантажень до режиму циклічного навантаження з розрахунковим навантаженням (коефіцієнтом пробігу).

Таким чином, завдання розрахунків на утому зводиться до визначення розрахункового режиму навантаження (σ_p і N_{Σ}) і коефіцієнта пробігу. Останній може перебувати на базі аналізу статистичного матеріалу, одержуваного при пробігових випробуваннях автомобілів.

Значення K_n знаходять на основі розрахунків режимів руху автомобілів. Оцінка опору утоми деталі виконується по одному з наступних показників: напрузі, що допускається, розрахованому з урахуванням необхідного строку служби деталі; пробігу автомобіля, забезпечуваному витривалістю деталі; коефіцієнту запасу міцності.

Розрахунки на зносостійкість робочих поверхонь проводяться умовно. При цьому визначається безпосередньо не зношування, а ряд непрямих показників напруженості роботи пари тертя:

а) умовний тиск (p) на робочій поверхні при дії розрахункового навантаження;

б) питома робота тертя (ω_p) за один робочий цикл пари тертя;

в) підвищення температури (Δt°) теплопровідного елемента пари тертя за один робочий цикл.

Для пар тертя типу підшипників ковзання, зазвичай обмежуються розрахунками по припустимому тиску. Для фрикційних пар тертя в механізмі зчеплення й гальмових механізмів розраховують також питому роботу тертя й підвищення температури за розрахунковий цикл. Оцінка зносостійкості пари тертя проводиться на основі зіставлення отриманих показників напруженості роботи із середніми статистичними значеннями відповідних показників для пар тертя, що успішно

працюють на діючих автомобілях аналогах:

$$p \approx p_{ст}; \omega_{\mu} \approx \omega_{ст}; \Delta t^{\circ} \approx \Delta t_{ст}^{\circ}, \quad (2.9)$$

де індекс «ст» - позначає середній статистичний рівень.

Розрахунок на жорсткість характерний для деталей, деформації яких від навантаження порушують нормальні умови роботи сусідніх деталей. Наприклад, деформація валів викликає перекоси в підшипникових вузлах і зубчастих зчепленнях, що скорочує строк їх служби.

Розрахунки на жорсткість проводяться з метою запобігання деформацій, що перевищують допустимі.

Найчастіше в розрахунку на жорсткість використовується максимальне динамічне навантаження. У ряді випадків розрахунок виконується по найбільшому з довго діючих навантажень, тобто по розрахунковому навантаженню. Типовими розрахунками на жорсткість є: розрахунки прогинів валів у; розрахунки девіації (поворотів) перетинів Θ ; розрахунки кутів закручування щодо довгих валів.

Перевірку на стійкість виконують для відносно довгих стрижнів, підданих дії осьової стискаючої сили. Оцінюючим показником стійкості є коефіцієнт запасу стійкості:

$$n_{уст} = F_{крит} / F_{max}, \quad (2.10)$$

де $F_{крит}$ - осьова стискаюча сила, при якій відбувається втрата стійкості стрижня, тобто критична осьова сила (визначається за правилами, наведеним у курсі «Опір матеріалів»);

F_{max} - осьова сила при максимальному динамічному навантаженні.

До розрахунків на стійкість може бути віднесений також розрахунок карданного вала на вібростійкість, при якому визначається коефіцієнт запасу по критичній частоті обертання.

Розрахункові схеми для аналізу динамічної навантаженості трансмісій.

Трансмісія є складовою частиною автомобіля й перебуває у взаємозв'язку з усіма його елементами. Її навантаженість визначається збудовуваннями, що діють на автомобіль у процесі руху, і параметрами динамічної системи автомобіля.

Динамічні системи бувають із розподіленими параметрами й дискретними. У системах з розподіленими параметрами кожний елемент (наприклад, вал) характеризується двома властивостями - інерційністю й пружністю. Усі реальні системи є розподіленими, але при аналізі кожен систему прагнуть привести до дискретного виду, зневажаючи менш істотними властивостями кожного елемента.

Автомобіль у цілому, й трансмісія, як його складова частина, є системами з розподіленими параметрами. Вони звичайно при схематизації представляються у вигляді коливальних систем дискретного виду. Підставою для дискретизації є те, що крутильні коливання в трансмісії мають виражений дискретний спектр власних частот у діапазоні до 300 Гц. Відповідно дискретні системи можна застосовувати для розрахунків коливальних процесів у цьому діапазоні частот.

У системах, наведених до дискретного виду, маси зосереджені й мають тільки інерційність. Ділянки системи, що зв'язують маси, мають вигляд пружних елементів, які характеризуються певною твердістю. При аналізі крутильних коливань до зосереджених мас звичайно відносять маси, розмір яких уздовж осі обертання не перевищує подвійного діаметра маси.

Розподілені маси, якщо вони малі в порівнянні із зосередженими, приблизно враховуються шляхом віднесення їх до зосереджених. Дискретизація системи трансмісії проводиться шляхом вивчення креслень агрегатів і виділення елементів, що відносяться до зосереджених мас, і елементів, що мають тільки податливість.

До зосереджених мас звичайно відносять маховик, диски зчеплення, зубчасті колеса, фланці, деталі підшипників, корпус агрегатів.

Елементи, що володіють тільки твердістю (податливістю), у першу чергу - це вали, спеціально введені в трансмісію пружні деталі, пружні елементи підвісок агрегатів. Облік і правильне визначення твердості перерахованих елементів має визначальне значення при складанні розрахункових схем еквівалентних трансмісії.

Зубчасті зачеплення, опори мають порівняно малу податливість. Але їх ретельний облік необхідний при розрахунках високочастотних коливань. Шини, пружні муфти мають більшу масу й мають високу податливість. При дискретизації вони замінюються зосередженою масою із приєднаною податливістю.

Автомобіль представляється у вигляді механічної коливальної системи, що складається з безлічі зосереджених мас, з'єднаних безіне-

рційними пружними ланками. У цій системі відбиті всі кінематичні зв'язки між валами, агрегатами, здійснювані зубчастими передачами, важільними механізмами; показуються сили й моменти, що діють на елементи системи, у тому числі й сили тертя, що розсіюють енергію коливань.

Складання розрахункової схеми рекомендується проводити в такій послідовності: вивчаються креслення агрегатів і трансмісії в цілому й на цій базі складається механічна модель; визначаються параметри механічної моделі; по механічній моделі знаходять параметри відповідної динамічної системи; проводиться спрощення динамічної системи до розрахункової динамічної схеми.

Механічна модель - це кінематична схема із зображенням на ній маси - у вигляді прямокутників і валів - у вигляді прямих ліній (рис. 2.10).

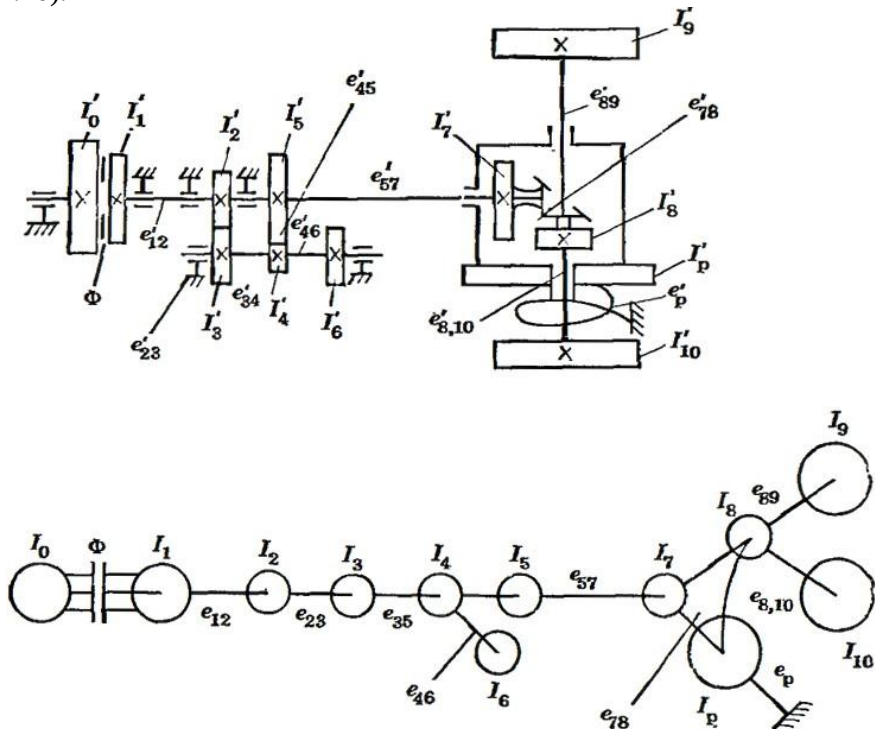


Рисунок 2.10 - Механічна модель і відповідна їй динамічна система

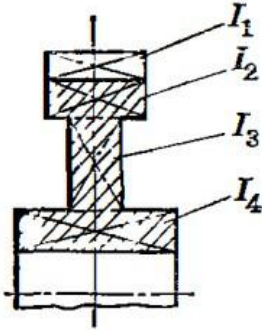


Рисунок 2.11 - До визначення динамічного моменту інерції шестірні

При складанні механічних моделей враховують так звані реактивні масу й пружність. Під **реактивною масою** розуміється маса картера агрегату, що має пружні зв'язки з рамою автомобіля і що бере участь у крутильних коливаннях трансмісії. Реактивні пружності можна зображувати у вигляді витка спіральної пружини, одним кінцем прикріпленої до картера, а іншим - до рами автомобіля (нерухливої точки). Основними параметрами механічної моделі є моменти інерції мас щодо їхніх осей обертання I_i і піддатливості пружних елементів $e_i, i+1$.

Податливість - величина, зворотна кутовий твердості валів і чисельно рівна куту повороту (у радіанах) одного з кінцевих перетинів вала при додатку до нього крутного моменту в один ньютонметр при закріпленому іншому кінцевому перетині. Динамічні моменти інерції й податливості знаходять експериментальним шляхом або по кресленнях деталей. Момент інерції можна знаходити аналітичним або графоаналітичним методами. Аналітичний метод застосовується для деталей, що мають форму, яку можна розчленувати на прості геометричні тіла. Приклад розчленовування показаний на рис. 2.11. Момент інерції простих тіл визначають по формулах, основні з яких наведені в табл. 2.1. Момент інерції шестірні:

$$I_{\text{ш}} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4, \quad (2.11)$$

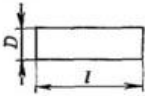
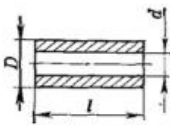
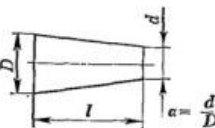
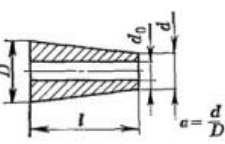
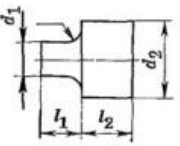
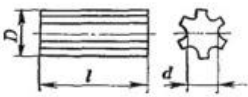
Графоаналітичний метод визначення моментів інерції застосовується, коли деталь не піддається розподілу на прості геометричні тіла. Деталь ділять на частини циліндричними поверхнями (рис. 2.12), описаними навколо центру обертання на малих відстанях один від одного. Момент інерції однієї такої частини (заштрихована):

$$\Delta I_t = \rho \frac{\pi \alpha_t}{180} b_t R_t^3 \Delta R_t, \quad (2.12)$$

Момент інерції всього тіла:

$$I = \rho \frac{\pi}{180} \sum_{t=1}^n \alpha_t b_t R_t^3 \Delta R_t, \quad (2.13)$$

Таблиця 2.1 - Формули для розрахунків податливостей
і моментів інерції найпростіших деталей

Ескіз деталі	Податливість	Момент інерції												
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{D^4}$ (G — модуль зсуву)	$I = \rho \frac{\pi}{32} D^4 l$ (ρ — щільність)												
	$e = \frac{32}{\pi G} k \frac{l}{D^4};$ $k = \frac{1}{1 - (d/D)^4}$	$I = \rho \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) l$												
	$e = \frac{32}{\pi G} k \frac{l}{D^4};$ $k = \frac{1}{3\alpha} \left(1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$	$I = \rho \frac{\pi}{32} \frac{D^4}{6} \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} (1 + \alpha + \alpha^2) l$												
	$e = \frac{32}{\pi G} k_1 k_2 \frac{l}{D^4};$ $k_1 = \frac{1}{1 - (d_0/D)^4};$ $k_2 = \frac{1}{3\alpha} \left(1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$	$I = \rho \frac{\pi}{32} \left[\frac{D^4}{6} \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} \times \right. \\ \times (1 - \alpha + \alpha^2) - d^4 \left. \right] l$												
	$e = \frac{l}{G - \alpha b^4}$	$I = \rho \frac{bh}{12} (b^2 + h^2) l$												
<table data-bbox="396 938 764 1026"><tr><td>h/b</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>α</td><td>0,140</td><td>0,294</td><td>0,457</td><td>0,790</td><td>1,123</td></tr></table>		h/b	1	1,5	2	3	4	α	0,140	0,294	0,457	0,790	1,123	
h/b	1	1,5	2	3	4									
α	0,140	0,294	0,457	0,790	1,123									
	$e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + x \right);$ $x = \frac{1}{8d_1^3} \left(1 - \frac{d_1^3}{d_2^3} \right)$													
	$e = \frac{32}{\pi G} \frac{l}{d_{cp}^4};$ $d_{cp} = \frac{D + d}{2}$	$I = \frac{\rho}{4} \left[\frac{bh}{3} (b^2 + h^2) + 6\alpha_{cp}^2 z + \frac{\pi d^4}{8} \right] l;$ $h = \frac{D - D}{2}$ (z — кількість шліців)												

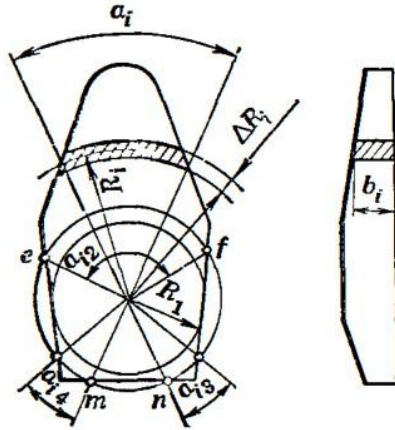


Рисунок 2.12 - До визначення динамічного моменту інерції кулачка

При послідовному з'єднанні валів підсумовується їхня податливість, при паралельному - жорсткість. У цьому випадку сумарна податливість валів визначається по вираженню:

$$e_{\Sigma} = \frac{e_1 e_2}{e_1 + e_2}, \quad (2.14)$$

Податливість шліцевих і шпонкових з'єднань визначається по формулі

$$e_{ш} = k_{ш} / (d^2 l h z), \quad (2.15)$$

де $k_{ш}$ дорівнює $6 \cdot 10^{-12}$ - для з'єднань із призматичною шпонкою;

$13,8 \cdot 10^{-12}$ - для з'єднань із сегментною шпонкою;

$4,2 \cdot 10^{-12}$ - для шліцевого з'єднання;

d - діаметр з'єднання (для шліцевого з'єднання $d = d_{ср}$);

l - довжина з'єднання;

h - активна висота шпонки (шліца);

z - число шпонок (шліців).

Податливість карданних шарнірів може бути розрахована по формулі:

$$e_{к.ш} = 5 \cdot 10^{-9} / d^3, \quad (2.16)$$

де d - діаметр валів, що з'єднуються.

Податливість ресорної підвіски ведучого мосту на скручування

в поздовжній площині (реактивна податливість), може визначатися по формулі:

$$e_p = 4c^{-1}L^{-1}, \quad (2.17)$$

де c - лінійна жорсткість підвіски;

L - довжина ресори.

Власна податливість зубчастої передачі, наведена до одному з валів, визначається по формулі

$$e_z = k_z / (bR^2 \cos^2 \alpha), \quad (2.18)$$

де b - робоча ширина колеса;

α - кут зачеплення;

R - радіус початкової окружності зубчастого колеса, розташованого на валу, до якого приводиться піддатливість зубчастої передачі (для конічних передач R - середній радіус початкової окружності);

k_z - коефіцієнт: для сталевих прямозубих коліс $k_z = 6 \cdot 10^{-11}$;

для сталевих косозубих коліс $k_z = 3,6 \cdot 10^{-11}$;

для сталевих шевронних коліс $k_z = 4,4 \cdot 10^{-11}$.

У наведених формулах розміри підставляють у метрах, силу - у ньютонх, податливість - у рад/Н•м.

Коли вивчаються короткочасні перехідні процеси, розсіювання енергії можна не враховувати, наприклад, у завданні визначення максимального динамічного навантаження.

При вивченні процесів, пов'язаних з коливаннями, що встановилися (у тому числі й випадковими), розсіювання енергії в системі може вплинути на результати розрахунків. Тому в цих випадках елементи, що розсіюють енергію, повинні бути обов'язково враховані.

Розсіювання енергії при коливаннях трансмісії автомобіля викликається гістерезисними втратами в матеріалі деталей, шпонкових і шліцьових з'єднаннях, опорах валів, зубчастих зачепленнях, сальниках, а також у різних демпферних пристроях.

При вивченні крутильних коливань, коли це не приводить до великих погрешностей, вважають, що сили тертя, що викликають розсіювання енергії, пропорційні абсолютним і відносним швидкостям пе-

реміщень мас. В загальному випадку момент тертя може бути представлений у вигляді:

$$M_{\text{тр}} = k\omega, \quad (2.19)$$

де ω - абсолютна або відносна швидкість ланки, що розсіює енергію при коливаннях;

k - коефіцієнт непружного опору.

При експериментах звичайно визначають не безпосередньо коефіцієнт непружного опору, а так званий коефіцієнт аперіодичності (відносний коефіцієнт розсіювання), обумовлений відношенням сусідніх амплітуд переміщень мас при вільних коливаннях. Із загальної теорії коливань відомо, що коефіцієнт аперіодичності Ψ пов'язаний з коефіцієнтом непружного опору k співвідношенням:

$$k = 2\Psi I_{\text{п}} \Omega, \quad (2.20)$$

де Ω - парціальна частота системи, методи визначення якої наведені нижче;

$I_{\text{п}}$ - момент інерції мас парціальної системи.

Приводимо орієнтовні значення коефіцієнтів демпфірування трансмісій і деяких агрегатів:

трансмісія в цілому - $\Psi = 0,45 \div 0,95$;

ведучий міст - $\Psi = 0,13 \div 0,27$;

ресори - $\Psi = 1,15 \div 2,45$;

ведучі колеса - $\Psi = 0,30 \div 0,64$;

карданна передача - $\Psi = 0,02 \div 0,04$;

коробка передач - $\Psi = 0,065 \div 0,135$.

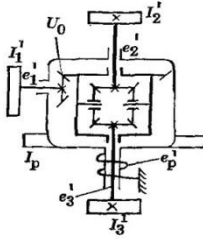
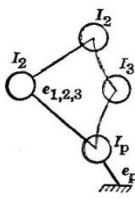
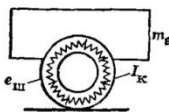
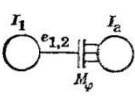
Складання по механічній моделі схеми динамічної системи полягає в приведенні параметрів механічної моделі до одному або декільком валам і зображенню системи умовними елементами. Прийняті умовні зображення показані в табл. 2.2.

Формально таке приведення відповідає лінійному перетворенню координат механічної моделі. Основною умовою є збереження кінетичної й потенційної енергії й функції розсіювання, що приводяться і приведені елементів.

Таблиця 2.2 - Умовні зображення елементів динамічних систем

	Найменування	Механічна модель	Динамічна система	Формули приведення
1	2	3	4	5
1	Маса			
2	Пружний вал			
3	Жорсткий вал			
4	Фрикціон			
5	Нерухома точка			
6	З'єднання:			
	пружним валом			
7	жорстким валом			
8	через редуктор			$I_1 = I'_1; I_2 = I'_2/u^2;$ $e_{12} = e_1 + u^2 e_2$
9	через редуктор з розгалуженням			$I_1 = I'_1; I_2 = I'_2 + I'_3/u^2;$ $I_3 = I'_3; I_4 = I'_4/u^2;$ $e_{12} = e_1; e_{23} = e_2;$ $e_{24} = e_3 u^2$
10	Демпфірування:			
	по швидкості деформації			
	по швидкості маси			
11	Розгалуження потужності на два потоки через планетарний механізм			$I_1 = I'_1; I_2 = I'_2 \frac{p^2}{(1+p)^2};$ $I_3 = I'_3/(1+p)^2;$ $e_{123} = e_1 + e_2 \left(\frac{1+p}{p} \right)^2 +$ $+ e_3 (1+p)^2;$ $p = z_2/z_3$ (z — число зубів)
12	Редуктор з реактивною податливістю			$I = I'_1; I_2 = I'_2/u^2;$ $I_p = I'_p/(1-u)^2;$ $e_{12} = e_1 + u^2 e_2; e_p = e'_p (1 -$ $- u)^2; u = \varphi_1/\varphi_2$

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5
13	Редуктор з диференціальним механізмом і реактивною податливістю			$I_1 = I_1'; \quad I_2 = I_2' / (0,5u_0)^2;$ $I_3 = I_3' / (0,5u_0)^2; \quad I_P = I_P' / u_0^2;$ $e_{123} = e_1 + (0,5u_0)^2 e_2 + (0,5u_0)^2 e_3; \quad e_P = e_P' u_0^2$
14	Зв'язок маси що поступально рухається з еластичним колесом при обмеженні зчеплення			$I_1 = I_K; \quad I_a = m_a r_0^2; \quad e_{12} = e_{ш}$

Як приклад розглянемо приведення до маси I_1' механічної системи, зображеної в табл. 2.2 під номером 8. Якщо прийняти, що маси повернені від початкового положення, при якому пружний момент у системі дорівнює нулю, на кути Θ_1 і Θ_2 відповідно, кінетична енергія системи буде дорівнювати сумарній кінетичній енергії мас:

$$E_k = E_{k1} + E_{k2} = 0,5 I_1' \dot{\Theta}_1^2 + 0,5 I_2' \dot{\Theta}_2^2, \quad (2.21)$$

потенційна енергія системи - сумарної потенційної енергії, запасеної в пружних елементах:

$$E_p = E_{p1} + E_{p2} = 0,5 \Delta_1^2 e_1^{-1} + 0,5 \Delta_2^2 e_2^{-1}, \quad (2.22)$$

де Δ_1 і Δ_2 - кутові деформації валів 1 і 2.

Моменти, що закручують вали, пов'язані з деформацією валів співвідношеннями:

$$M_1 = \Delta_1 e_1^{-1}; \quad M_2 = \Delta_2 e_2^{-1}, \quad (2.23)$$

Якщо позначити передаточне число шестерної пари через u , $M_2 = u M_1$. Отже,

$$u M_1 = \Delta_2 e_2^{-1}; \quad M_1 = \Delta_2 e_2^{-1} u^{-1}, \quad (2.24)$$

$$\Delta_1 e_1^{-1} = \Delta_2 e_2^{-1} u^{-1}; \quad \Delta_2 = \Delta_1 u (e_2 / e_1), \quad (2.25)$$

З іншого боку, позначивши кути повороту шестірень через α_1 і α_2 , маємо $\alpha_2 = \alpha_1 / u$:

$$\Delta_1 = \theta_1 - \alpha_1; \quad \theta_2 = \alpha_2 - \theta_2; \quad \Delta_1 + u\Delta_2 = \theta_1 - u\theta_2, \quad (2.26)$$

Враховуючи співвідношення (1.3), одержимо:

$$\Delta_1 = e_1 \frac{\theta_1 - u\theta_2}{e_1 + u^2 e_2}; \quad \Delta_2 = u e_2 \frac{\theta_1 - u\theta_2}{e_1 + u^2 e_2}; \quad \Pi = 0,5 \frac{(\theta_1 - u\theta_2)^2}{(e_1 + u^2 e_2)}. \quad (2.27)$$

Звідси випливає, що якщо прийняти замість координат Θ_1 і Θ_2 координати φ_1 і φ_2 , зв'язані співвідношеннями: $\varphi_1 = \Theta_1$; $\varphi_2 = \Theta_2$, а сумарну податливість пружних елементів прийняти рівною $e_{12} = e_1 + u^2 e_2$, вираження потенційної енергії спроститься й прийме вигляд:

$$E_p = 0,5 \frac{(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{e_{12}}, \quad (2.28)$$

У новій системі координат вираження кінетичної енергії буде мати вигляд:

$$E_k = 0,5 I_1' \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 \frac{I_2'}{u^2} \dot{\varphi}_2^2 = 0,5 I_1 \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 I_2 \dot{\varphi}_2^2, \quad (2.29)$$

де $I_1 = I_1'$; $I_2 = I_2'/u^2$.

Отримані співвідношення слушні й для інших типів механічних схем. У загальному виді параметри наведеної динамічної системи виходять по параметрах механічної моделі шляхом використання співвідношень:

$$I_i = I_i' / u_i^2; \quad e_i = e_i' u_i^2, \quad (2.30)$$

де I_i' , e_i' - параметри механічної моделі;

I_i , e_i - параметри наведеної динамічної системи.

У ряді випадків доводиться мати справу з механізмами, у яких відбувається поділ потужності на кілька потоків. У табл. 2.2 наведено дві такі механічні системи. У системі під номером 11 потужність коливальних від маси 1 передається масам 2 і 3 через вали з податливостями e_2 і e_3 . Причому незалежно від того, яку масу повертати при закріплених інших, навантажуються відразу всі вали.

Тому в цьому випадку можна говорити про податливість систе-

ми, що складається із цих валів. У загальному виді податливість системи зв'язаних валів визначається вираженням:

$$e_{1, 2, \dots, n} = \sum_{i=1}^n u_i^2 e_i, \quad (2.31)$$

де e_i - податливість вала, з'єднаного з i -ю масою;

u_i , - передаточне число механізму від маси, до якої проводиться приведення, до маси з індексом i при всіх інших зупинених масах.

У системі під номером 12 потужність від маси I_1 передається до маси I_2 і I_p . При зупиненій масі I_p і повороті маси 1 або 2 момент сприймається тільки валами з податливостями e_1 і e_2 . Тому тільки ці вали й утворюють загальну систему.

Можна представити механізм із будь-яким числом потоків розгалуження потужності. Наприклад, механізм із трьома потоками (схема під номером 13 табл. 2.2).

Вали з податливостями e'_1, e'_2, e'_3 утворюють систему, що має податливість e_1, e_2, e_3 . Індеси в даному позначенні показують нумерацію валів, що входять у систему.

Моменти інерції деталей у механізмах з розгалуженням потоків потужності знаходять також по вираженню (2.30), де під передаточним числом розуміється передаточне число від маси, до якої здійснюється приведення, до маси що приводиться, при нерухоливих усіх інших масах.

Крутильні коливання в трансмісії й поздовжні переміщення підресорених і непідресорених мас автомобіля взаємозалежні. Тому при аналізі навантажень у трансмісії в розрахункових схемах необхідно враховувати маси, що поступально рухаються. Зазвичай маси, що поступально рухаються, замінюються маховиком.

При цьому кінетична енергія маховика і маси що поступально рухається, повинні бути однаковими. Якщо позначити m_a - маса автомобіля, що поступально рухається; I_a - момент інерції маховика, еквівалентного масі, що поступально рухається; v і ω - відповідно лінійна й кутова швидкість маси, що поступально рухається, і еквівалентного маховика, одержимо:

$$\frac{m_a v^2}{2} = \frac{I_a \omega^2}{2}; \quad I_a = m_a \left(\frac{v}{\omega} \right)^2, \quad (2.32)$$

Для мас автомобіля, що поступально рухаються, $v = \omega r_0$, де r_0 - радіус кочення колеса без ковзання.

Тоді

$$I_a = m_a r_0^2, \quad (2.33)$$

Маховик, еквівалентний масі автомобіля, що поступально рухається, і колесо з моментом інерції I_k зв'язані між собою не жорстко, а через пружну шину, що має податливість $e_{ш}$. Передача моменту від колеса до мас, що поступально рухаються, і навпаки, можлива тільки при наявності поздовжньої складової реакції дороги, яка обмежується зчепленням колеса з дорогою.

На розрахункових схемах колесо й поступальна маса автомобіля, що рухається, зображуються у вигляді двох маховиків, з'єднаних валом, з податливістю, відповідною до тангенціальної податливості шини. У з'єднанні встановлене зчеплення, що обмежує момент у пружній ланці моментом зчеплення колеса з дорогою.

$$M_\phi = \phi R_z r_0, \quad (2.34)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

R_z - нормальна складова реакції дороги.

Якщо при розрахунках враховується розсіювання енергії при тангенціальній деформації шини, у систему вводиться демпфер, як це показано на схемі під номером 10 табл. 2.2.

Наведені крутні моменти, що діють на елементи динамічної системи автомобіля, знаходяться із умови рівності робіт наведених, і моментів що приводяться, і визначаються по формулі:

$$M = M' / u, \quad (2.35)$$

Якщо потрібно врахувати опір коченню коліс, момент опору коченню слід прикладати до маховика, еквівалентного колеса. Моменти опору, що імітують опір повітря й опір підйому, прикладаються до маховика, еквівалентному масі що поступально рухається.

Коефіцієнти непружного опору в наведеній системі визначаються по рівності функцій розсіювання (дисипативних функцій) в механічній моделі й наведеній системі:

$$\frac{k\omega^2}{2} = \frac{k'(\omega')^2}{2}; \quad k = k' \left(\frac{\omega'}{\omega} \right)^2, \quad (2.36)$$

оскільки $\omega'/\omega = 1/u$, $k = k'u^2$.

Наведена динамічна система автомобіля зазвичай має велику кількість мас і пружних ланок. Визначення динамічних характеристик такої системи навіть із використанням сучасних обчислювальних засобів представляє певні труднощі. Разом з тим розрахунки багатьох характеристик по спрощених системах не приводить до значних погіршень.

Тому при практичних розрахунках динамічні системи спрощують шляхом об'єднання інерційних і пружних ланок. Ступінь спрощення може бути різною й залежить від характеру завдання й, головним чином, частотного діапазону, у якому проводиться аналіз коливань.

З теорії коливань відомо, що погрішність розрахунків не буде більше 5 %, якщо вища частота власних коливань наведеної системи буде перевершувати не менше ніж в чотири рази вищу частоту аналізованих коливань.

Існує багато методів спрощення динамічних систем. Серед них найбільше поширення одержав метод парціальних систем, що дозволяє при відносно невеликих витратах часу одержувати розрахункову систему, у якій власні частоти й форми коливань в потрібному діапазоні частот із заданою точністю збігаються з відповідними характеристиками заміної системи.

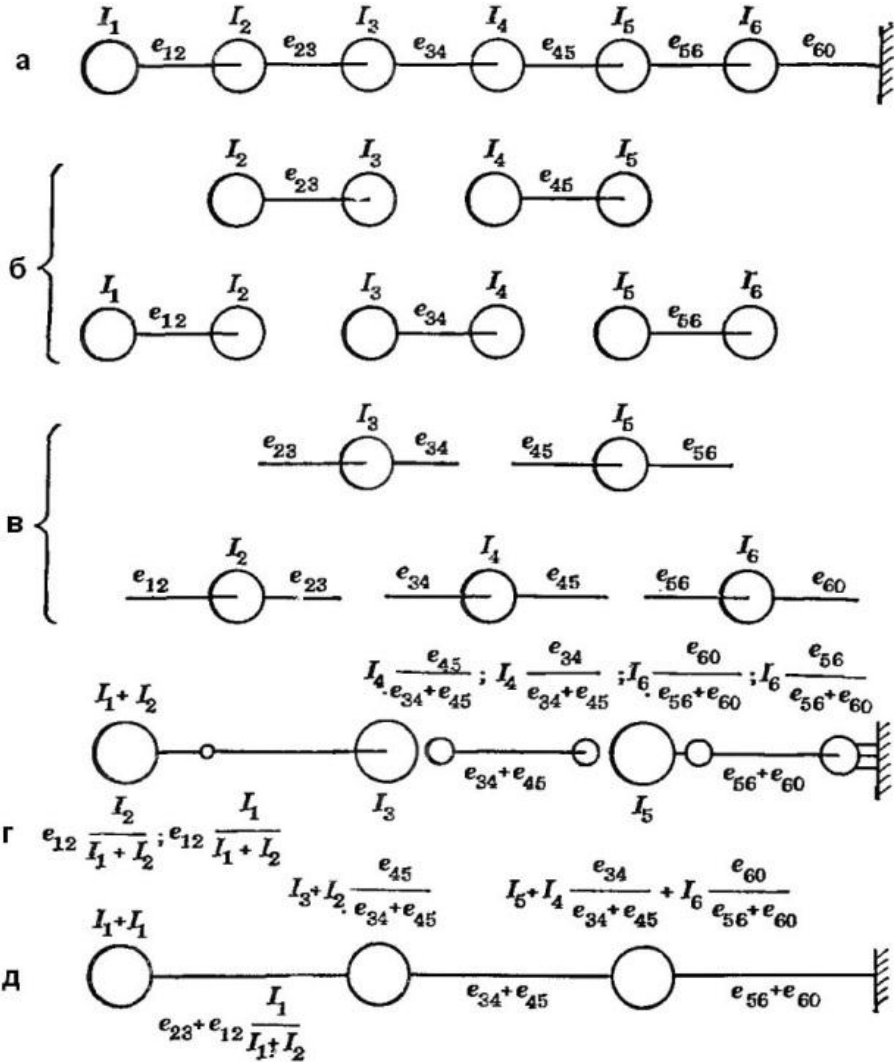
Для спрощення динамічної системи остання розбивається на найпростіші (парціальні) двомасові й одномасові системи, як це показано на рис. 2.13. Кожна парціальна система характерна тим, що має одну частоту власних коливань.

Квадрат частоти власних коливань парціальної системи з індексом k визначається по вираженню:

$$\omega_k^2 = (e_{\text{п}k} I_{\text{п}k})^{-1}, \quad (2.37)$$

Якщо наведена система розділена на одномасові парціальні системи, податливість і момент інерції знаходяться по формулах:

$$e_{\text{п}k} = \frac{e_{k-1, k} e_{k, k+1}}{e_{k-1, k} + e_{k, k+1}}; \quad I_{\text{п}k} = I_k, \quad (2.38)$$



а - вихідна система; б - розчленовування вихідної на двомасові парціальні; в - розчленовування вихідної на одномасові парціальні; г - перетворення високочастотних парціальних систем; д - перетворення динамічна система

Рисунок 2.13 - Спрощення динамічної системи

Для двомасових:

$$e_{\text{прк}} = e_k; \quad I_{\text{прк}} = \frac{I_k I_{k, k+1}}{I_k + I_{k, k+1}}, \quad (2.39)$$

Парціальні системи, що мають частоти власних коливань, що значно перевершують верхню границю досліджуваного частотного діапазону, замінюються на еквівалентні системи, одномасові системи - двомасовими, шляхом поділу маси на дві й об'єднання правих і лівих пружних ланок, як це показано на рис. 2.13, в. Двомасовій системі еквівалентна парціальна одномасова система, утворена шляхом об'єднання мас і поділом пружного вала. На цьому ж малюнку наведені формули для розрахунків параметрів еквівалентних систем.

Первісні парціальні системи в загальній динамічній системі замінюються перетвореними. Якщо перетворена еквівалентна система є двомасовою, її маси поєднуються з масами систем, розташованих праворуч і ліворуч від неї. Якщо ж еквівалентна система одномасова - поєднуються пружні ланки. При заміні парціальної системи еквівалентною виключається один ступінь волі.

Операція спрощення може бути повторена кілька раз до одержання системи з необхідним числом ступенів волі. При цьому треба мати на увазі, що звичайно вища власна частота спрощеної системи суттєво перевершена. Тому для дослідження області коливань, що включає n власних частот, динамічна система повинна мати не менше $n+1$ власних частот.

На етапах складання механічної моделі й схеми динамічної системи кожний інерційний і пружний елемент відповідає певній деталі або групі деталей трансмісії. При спрощенні систем визначеність такої відповідності губиться. Розрахункова динамічна система еквівалентна реальній системі трансмісії тільки в тому, що коливальний процес у ній у заданому частотному діапазоні моделює реальний.

Однак той факт, що ряд вузлів трансмісії характеризується значними інерційними й пружними параметрами (великі моменти інерції мають маховик, колеса й маси головної передачі; великі податливості - карданний вал, півосі), дає підставу приписувати елементам розрахункової динамічної системи відповідність певним деталям, вузлам. Це зручно для аналізу й розрахунків.

Досвід складання динамічних систем показує, що при розрахун-

ках коливань у трансмісії частот до 250 Гц наведені моменти інерції рухливих деталей двигуна можна замінити однією масою із сумарним моментом інерції.

Якщо навантаження розподілене рівномірно по ведучих колесах, зчеплення їх з дорогою однакове, а тертя в диференціалі незначне, то динамічна система на ділянці головна передача - ведучі колеса є симетричною. Її спрощення проводиться шляхом об'єднання паралельних гілок.

Виходить ланцюгова динамічна система, у якій об'єднані моменти інерції й твердості дорівнюють сумі відповідних параметрів паралельних гілок. При такому спрощенні не враховуються протифазні коливання, які можуть виникати в паралельних гілках. В автомобільних коробках передач інерційні маси на неробочих відгалуженнях можна вважати жорстко з'єднаними з робочими ділянками.

При вирішенні питання про облік у динамічній системі реактивних ланок, слід брати до уваги ступінь взаємозв'язку коливань мас автомобіля й трансмісії через реактивний контур, а також вплив реактивних елементів на частоту й форму власних коливань системи. При багатьох видах розрахунків буває досить враховувати тільки реактивний контур ведучих мостів.

Коли кутові переміщення картерів ведучих мостів обмежуються реактивними штангами, реактивну масу мосту можна взагалі не враховувати.

Визначення максимальних навантажень у трансмісії.

Експериментально встановлено, що найбільший момент у трансмісії виникає при рушанні автомобіля зі швидким включенням зчеплення (кидком педалі). Цей момент може значно перевищувати момент, відповідний до максимального моменту двигуна.

На рис. 2.14 показані експериментально отримані реалізації моменту в трансмісії при рушанні автомобіля зі швидким включенням зчеплення. Максимальний момент у трансмісії для розрахунків на міцність визначається по найбільшому його значенню, яке має місце, як правило, при зчепленні що буксує, і практично нерухливому автомобілі. У деяких випадках максимальний динамічний момент виникає при пробуксовці ведучих коліс.

Максимальне динамічне навантаження в трансмісії залежить від характеристик двигуна й зчеплення, а також від параметрів динамічної системи автомобіля. Тому при проведенні розрахунків на міцність

доцільно це навантаження визначати з урахуванням особливостей автомобіля.

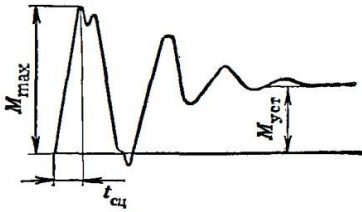


Рисунок 2.14 - Осцилограма моменту в трансмісії при русі автомобіля з місця

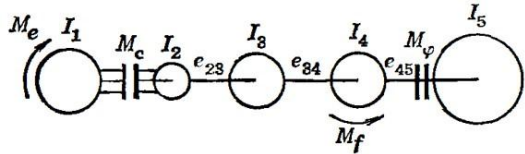


Рисунок 2.15 - Динамічна схема для розрахунку максимальних навантажень в трансмісії

Зіставлення розрахункових і експериментальних навантажень у трансмісії показує, що визначення максимальних динамічних навантажень у трансмісії автомобіля 4х2 і 6х4 можна виконувати по п'яти-масовій динамічній системі, зображеній на рис. 2.15.

Моменти інерції динамічної системи відповідають наведеним до первинного вала коробки передач моментам інерції: I_1 - двигуна з маховиком; I_2 - веденого диска зчеплення; I_3 - деталей трансмісії; I_4 - ведучих коліс; I_5 - маховика еквівалентного масі автомобіля що поступально рухається.

Наведені податливості системи відповідають податливостям: e_{23} - деталям коробки передач і карданної передачі; e_{34} - півосям; e_{45} - тангенціальній податливості шин. Тертя в системі й податливість демпфера зчеплення можна не враховувати.

До маси I_1 прикладений крутний момент M_e , обумовлений зовнішньою характеристикою двигуна, до маси I_4 - наведений момент опору руху M_f .

$$M_f = f g m_a r_o / u_T, \quad (2.40)$$

де f - коефіцієнт опору коченню, відповідний до розглянутих умов руху;

m_a - маса автомобіля;

r_o - радіус кочення колеса без ковзання;

u_T - передаточне число трансмісії.

Момент зчеплення, що обмежує максимальний момент у ланці з

податливістю e_{45} , визначається по формулі:

$$M_{\varphi} = \varphi G_{\varphi} r_0 / u_{\tau}, \quad (2.41)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення, відповідний до руху по твердій сухій дорозі;

G_{φ} - зчіпна вага автомобіля.

При визначенні динамічних навантажень у трансмісії момент тертя зчеплення M_c представляється у вигляді експонентної залежності:

$$M_c = M_{c \max} (1 - e^{-kt}), \quad (2.42)$$

де $M_{c \max}$ - статичний момент повністю включеного зчеплення;

k - константа, що характеризує темп включення зчеплення.

Для автомобільних зчеплень:

$$M_{c \max} = \beta_c M_{e \max}; \quad k = 3/t_c, \quad (2.43)$$

де β_c - коефіцієнт запасу зчеплення;

t_c - час включення зчеплення.

При визначенні максимального моменту в трансмісії приймають те, що водій різко відпускає педаль зчеплення. У цьому випадку при відсутності в приводі сервомеханізмів момент зчеплення нарастає за час $t_c = 0,01 \div 0,03$ с.

Найбільше часто при аналізі складних систем, для виводу рівнянь руху використовують рівняння Лагранжа 2-го роду. Якщо в якості узагальнених координат прийняті кути повороту мас $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$, вирази кінетичної й потенційної енергії будуть мати вигляд:

$$E_k = 0,5 (I_1 \dot{\varphi}_1^2 + I_2 \dot{\varphi}_2^2 + I_3 \dot{\varphi}_3^2 + I_4 \dot{\varphi}_4^2 + I_5 \dot{\varphi}_5^2); \quad (2.44)$$

$$E_p = 0,5 [(\varphi_2 - \varphi_3)^2 / e_{23} + (\varphi_3 - \varphi_4)^2 / e_{34} + (\varphi_4 - \varphi_5)^2 / e_{45}]. \quad (2.45)$$

Зовнішніми моментами, що діють на систему, є момент двигуна M_e (діє по координаті φ_1), момент зчеплення M_c (діє по координаті φ_1 і φ_2) і момент опору коченню M_f (діє по координаті φ_4).

Зробивши диференціювання виражень енергії й підставивши відповідні похідні й узагальнені моменти, одержимо наступну систему п'яти рівнянь, що описують рух мас розглянутої системи:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_c, \quad (2.46)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) = M_c, \quad (2.47)$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) = 0, \quad (2.48)$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 - \frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) + \frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = -M_f, \quad (2.49)$$

$$I_5 \ddot{\varphi}_5 - \frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = 0. \quad (2.50)$$

Більш зручно наведену систему рівнянь вирішувати, якщо в якості невідомих прийняти не абсолютні переміщення мас, а моменти в пружних ланках, пропорційні деформаціям, маючи на увазі наступні співвідношення:

$$\frac{1}{e_{23}} (\varphi_2 - \varphi_3) = M_{23}, \quad (2.51)$$

$$\frac{1}{e_{45}} (\varphi_4 - \varphi_5) = M_{45}, \quad (2.52)$$

$$\frac{1}{e_{34}} (\varphi_3 - \varphi_4) = M_{34}, \quad (2.53)$$

Провівши перетворення, одержимо наступну систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\omega}_e &= \frac{M_e}{I_1} - \frac{M_c}{I_1}; \\ \ddot{M}_{23} &= \frac{M_c}{e_{23} I_2} - \frac{1}{e_{23}} \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) M_{23} + \\ &+ \frac{1}{e_{23} I_3} M_{34}; \\ \ddot{M}_{34} &= \frac{1}{e_{34} I_3} M_{23} - \frac{1}{e_{34}} \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} \right) M_{34} + \\ &+ \frac{1}{e_{34} I_4} M_{45} + \frac{1}{e_{34} I_4} M_f; \\ \ddot{M}_{45} &= \frac{1}{e_{45} I_4} M_{34} - \frac{1}{e_{45}} \left(\frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_5} \right) M_{45} - \\ &- \frac{1}{e_{45} I_4} M_f. \end{aligned} \right\} \quad (2.54)$$

По перетвореній системі можливо безпосередньо одержувати моменти в пружних ланках. При цьому число невідомих, а відповідно й число рівнянь, зменшується на одиницю.

Момент двигуна M_e визначається зовнішньою характеристикою і є функцією кутової швидкості колінчастого вала $M_e = f(\omega_e)$.

Момент опору коченню знаходиться по вираженню (2.40) і діє тільки при переміщенні маси I_4 . Останнє можливо тільки тоді, коли момент, що скручує шину (M_{45}), більше моменту опору коченню. Отже,

$$M_f \begin{cases} 0 & \text{при } M_{45} \leq M_f \\ M_f & \text{при } M_{45} \geq M_f \end{cases} \quad (2.55)$$

Момент у ланці e_{45} не може бути більше моменту по зчепленню ведучих коліс із опорною поверхнею, визначеного по формулі (2.41):

$$M_{45} \leq M_\Phi, \quad (2.56)$$

Початкові умови: при $t=0$ $\omega_e = \omega_{e \max}$. Розв'язок наведеної системи рівнянь може виконуватися на цифровій або аналоговій обчислювальних машинах.

Динамічну навантаженість трансмісії зручно оцінювати коефіцієнтом динамічності k_d , під яким розуміється відношення:

$$k_d = M_{T \max} / M_{e \max}, \quad (2.57)$$

$M_{T \max}$, $M_{e \max}$ - максимальний момент відповідно в ланці трансмісії й двигуна по зовнішній характеристиці, наведеній до первинного вала коробки передач.

Розрахунками й експериментальними дослідженнями встановлено що максимальне динамічне навантаження залежить найбільшою мірою від загального передаточного числа трансмісії. При наближених розрахунках максимальний момент на первинному валу коробки передач можна визначати по емпіричних формулах:

$$u_T \leq 20 \quad M_{T \max} = 2\beta_c M_{e \max}, \quad (2.58)$$

$$u_T \geq 50 \quad M_{T \max} = M_\Phi, \quad (2.59)$$

де M_Φ - визначається по формулі (2.41).

При $20 < u_T < 50$ значення $M_{T \max}$ перебуває шляхом інтерполяції значень $M_{T \max}$, отриманих при $u_T = 20$ і $u_T = 50$:

$$M_{T \max} = 2\beta_c M_{e \max} - (2\beta_c M_{e \max} - 1,35M_\Phi) \frac{u_T - 20}{30} \quad (2.60)$$

Для агрегатів трансмісії, розташованих за проміжною парою шестірень коробки передач, максимальний момент може бути знайдений виходячи з моменту на первинному валу коробки передач із ура-

хуванням передатного числа трансмісії й конструктивних параметрів вузлів розподілу потужності.

Для автомобіля з гідромеханічною трансмісією значення $M_{т \max}$ на турбінному валу гідротрансформатора визначається по вираженню:

$$M_{т \max} = M_{н0} k_{\max}, \quad (2.61)$$

де $M_{н0}$ - крутний момент на насосному колесі;

$R_{\max}$ - коефіцієнт трансформації в «стоповому» режимі (зупиненому турбінному колесі й повній подачі палива).

Максимальний момент на i -й деталі знаходять по моменту на турбінному колесі й передаточному числу трансмісії від турбінного вала до розглянутої деталі (u'_t):

$$M_{i \max} = M_{т \max} u'_t \eta'_t, \quad (2.62)$$

де η'_t - ККД трансмісії на ділянці від турбінного вала до розглянутої деталі.

При цьому максимальний момент у трансмісії не може бути більше моменту, забезпечуваного зчепленням при $\phi=0,8$:

$$M_{тф \max} = \phi G_{\phi} r_0 / (u''_t \eta''_t), \quad (2.63)$$

де u''_t - передаточне число;

η''_t - ККД трансмісії на ділянці від розглянутої деталі до ведучих коліс.

Для розрахунків приймається менше зі значень, знайдених по формулах (2.61) і (2.63). Експериментальні дані по максимальних моментах у трансмісіях автомобілів-аналогів можуть використовуватися й у розрахунках.

Навантажувальний режим при розрахунках трансмісії на довговічність.

Навантажувальний режим, що визначає утомну міцність трансмісії, залежить від умов роботи автомобіля, його технічних характеристик і конструктивних особливостей.

Як було показано вже сказано раніше, деталі трансмісії на довговічність розраховують при умовному розрахунковому режимі. Він визначається детермінованим значенням моменту (розрахунковим моментом M_p) і розрахунковою частотою обертання вала (n_p).

Облік особливостей експлуатаційного режиму навантаження

проводиться за рахунок введення коефіцієнта еквівалентних пробігів K_{Π} . У деяких видах розрахунків замість коефіцієнтів пробігу й розрахункових моментів використовують еквівалентні моменти M_3 .

Стосовно деталей автомобільних трансмісій, узагальненими характеристиками для розрахунків на довговічність є: розрахункові моменти M_p , розрахункові частоти обертання валів n_p ; коефіцієнти еквівалентних пробігів K_{Π} або еквівалентні моменти M_3 ; коефіцієнти відносних пробігів на передачах ξ_i .

Відповідно до існуючих методик усі деталі автомобільних трансмісій діляться на дві групи: деталі, що працюють на всіх передачах у коробці передач (наприклад, деталі головної передачі); деталі, що працюють на певній передачі (наприклад, шестерні коробки передач).

При встановленні розрахункового режиму умовно приймають, що деталі, які працюють при русі автомобіля на певній передачі, навантажені моментом, відповідним до граничної сили тяги на цій передачі при частоті обертання, яка має місце при середній швидкості руху на цій передачі. Для деталей, що працюють на всіх передачах, у якості розрахункового приймається режим деталей, що працюють на першій передачі.

Розрахункові моменти визначаються за значеннями розрахункових питомих окружних сил на передачах γ_{pi} (i - номер передачі), що представляють собою відношення максимальної окружної сили, яка розвивається на ведучих колесах автомобіля (автопоїзда) при усталеному русі, до його ваги:

$$\gamma_{pi} = F_{i \max} / G_a, \quad (2.64)$$

Оскільки на нижчих передачах окружна сила на ведучих колесах може бути обмежена зчепленням з дорогою, для цих передач визначають значення питомих окружних сил по зчепленню й по двигуну, і в наступних розрахунках використовують менші значення.

Розрахункова питома окружна сила по двигуну знаходиться по вираженню:

$$\gamma_{pi} = M_{e \max} u_{\tau i} \eta_{\tau i} / (r_0 G_a), \quad (2.65)$$

де $M_{e \max}$ - максимальний момент двигуна;

$u_{\tau i}$ - передаточне число трансмісії на i -й передачі;

$\eta_{\tau i}$ - ККД трансмісії на передачі з номером i .

У випадку гідромеханічної передачі розрахункова питома окру-

жна сила по двигуну визначається по формулі:

$$\gamma_{pi} = M_n k_p u_i \eta_{ti} / (r_0 G_a), \quad (2.66)$$

де M_n - момент на насосному колесі трансформатора при максимальній подачі палива у двигуні й значенні коефіцієнта трансформації k_p відповідному ККД трансформатора 0,7 на нижчих передачах і 0,85 на вищих.

По зчепленню розрахункову питому окружну силу $\gamma_{\phi p}$ знаходять по співвідношенню:

$$\gamma_{\phi p} = \Psi G_{\phi} / G_a, \quad (2.67)$$

де G_{ϕ} - зчіпна вага.

Для умов руху по твердих дорогах приймають $\phi=0,7$. Для автомобілів підвищеної прохідності у випадку руху поза упорядженими дорогами $\phi=0,5 \div 0,6$.

Розрахунковий момент на передачі з номером i визначають для вхідного вала вузла по формулі:

$$M_{pi} = \Theta \lambda \gamma_p G_a r_0 / (u''_t \eta''_i), \quad (2.68)$$

де Θ - коефіцієнт, що враховує циркуляцію потужності;

λ - коефіцієнт, що враховує частку потужності, що передається через розглянутий вузол;

γ_p - розрахункова питома окружна сила, визначається по формулах (2.65), (2.66) або (2.67);

u''_t - передаточне число;

η''_i - ККД передачі від вхідного вала вузла до коліс.

Рекомендується приймати $\Theta = 1$ для автомобілів з одним ведучим мостом або декількома, що мають диференціальний привод. При блокованому приводі $\Theta=1,1$ на нижчих передачах і 1,2 - на вищих.

Якщо в приводі від двигуна до розглянутої деталі є вузол розподілу потужності (наприклад, міжосьовий диференціал), то λ береться відповідно до розподілу моментів цим диференціалом.

Наприклад, якщо в роздавальній коробці є несиметричний диференціал, що ділить момент між переднім і заднім мостом у відношенні 1:2, для деталей переднього мосту потрібно приймати $\lambda=1/3$, а для деталей заднього мосту $\lambda=2/3$. Коли у вузлі розподілу потужності

відсутній диференціал, коефіцієнт λ приймають пропорційним частці зчипної ваги, що доводиться на розглянутий міст.

Гідромеханічні трансмісії ділять на дві ділянки: двигун - насосне колесо; турбіна - ведуче колесо.

Для першої ділянки розрахунковим є максимальний момент двигуна. Розрахунковий момент для другої ділянки знаходять по формулі (2.68).

Розрахункова частота обертання вхідного вала розглянутого агрегату n_p визначається по розрахункових швидкостях руху автомобіля на передачах по формулі:

$$n_{pt} = 2,65 v_{pi} u_i'' / r_0, \quad (2.69)$$

де v_{pi} - розрахункова швидкість автомобіля на передачі, яка відповідає середній швидкості руху автомобіля на цій передачі: $v_{pi} = v_{mi}$.

Якщо немає інших даних, середню швидкість автомобіля на передачі v_{mi} можна знайти виходячи із припущення, що діапазон роботи двигуна на всіх передачах приблизно однаковий. Тоді справедливе співвідношення:

$$v_{mi} = v_{mb} u_b / u_i; \quad v_{mb} = \frac{v_{am}}{u_b} \sum \xi_i u_i, \quad (2.70)$$

де v_{mb} - швидкість автомобіля на вищій передачі;
 u_b, u_i - передаточні числа вищої й i -й передач;
 ξ_i - відносні пробіги на передачах.

Із цього випливає:

$$v_{mi} = \frac{v_{am}}{u_i} \sum \xi_i u_i, \quad (2.71)$$

де - середня швидкість руху автомобіля.

Середня швидкість автомобіля v_{am} залежить головним чином від дорожніх умов і питомої потужності двигуна. Приблизно середню швидкість автомобіля можна знайти по вираженню:

$$v_{am} = k_v v_{a \max}, \quad (2.72)$$

де k_v - коефіцієнт, прийнятий залежно від умов руху й питомої

потужності автомобіля в межах $k_v = 0,5 \div 0,75$.

Для середніх умов експлуатації можна вважати $k_v = 0,6$;

$V_{a \max}$ - максимальна швидкість.

Відносні пробіги на передачах (ξ_i) визначають шлях, пройдений автомобілем при певних ступенях у коробці передач. Вони являють собою відношення шляху, пройденого автомобілем на передачі з номером i (s_i), до загального шляху, пройденого автомобілем (S_Σ),

$$\xi_i = s_i / S_\Sigma, \quad (2.73)$$

Для середніх умов експлуатації відносний пробіг може бути визначений за емпіричним даними, наведеним у табл. 2.3.

Якщо відома щільність розподілу ймовірності напруг у деталі при пробігах автомобіля, коефіцієнт пробігу відповідно до вираження (2.8) може бути визначений по формулі:

$$K_{nt} = \frac{1}{\sigma_p^m} \int_{\sigma_n}^{\sigma_b} \sigma_i^m f(\sigma) d\sigma, \quad (2.74)$$

де σ_n і σ_b - межі напруг, що враховуються.

Оскільки напруги в деталях можна вважати пропорційними питомим окружним силам, коефіцієнти пробігу можуть знаходитися по розподілах:

$$K_{nt} = \frac{1}{\gamma_{pt}^m} \int_{\gamma_{min}}^{\gamma_{max}} \gamma_i^m f(\gamma_i) d\gamma_i. \quad (2.75)$$

Тому завдання визначення коефіцієнта пробігу зводиться до завдань знаходження щільності розподілу питомих окружних сил при русі на передачах і визначенні відносних коефіцієнтів пробігу.

Ці завдання можуть бути вирішені:

- 1) шляхом тривалих випробувань автомобілів із близькими до проектного технічними характеристиками;
- 2) статистичної обробки експериментальних даних, отриманих при випробуваннях різних автомобілів;
- 3) шляхом розрахунків режимів руху проектного автомобіля.

Таблиця 2.3 - Відносний пробіг на передачах

Тип автомобіля	Число передач	Видча передача	$\xi_t, \%$												З.Х.
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Легкові $M_e/m_a < 80 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{т}}$	3	Пр	2	10	88										0,3
	4	Пр	2	6	22	70									0,3
Легкові $M_e/m_a \geq 80 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{т}}$	4	Пр	1	4	20	75									0,3
	5	Пр	1	3	6	15	75								0,3
Вантажні $P_e/m_a > 11 \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	4	Пр	1	3	14	82									0,5
	5	Пр	0,5	1,5	7	20	71								0,5
	5	Пв	0,5	2	8,5	54	35								0,5
Вантажні $P_e/m_a = 7,4 - 11 \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	5	Пр	0,6	1,8	7,6	20	70								0,5
	5	Пв	0,6	1,8	7,6	60	30								0,5
	6	Пр	0,5	1,5	5	10	23	60							0,5
	6	Пв	0,5	1,5	1,5	10	50	33							0,5
	8	Пр	0,7	1,2	2,4	5,4	12	25	54						0,5
	5	Пр	0,7	2	8,3	24	65								0,5
	5	Пв	0,7	2	8,3	60	29								0,5
	6	Пр	0,6	1,8	5,6	12	23	57							0,5
Вантажні $P_e/m_a < 7,4 \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$	6	Пв	0,6	1,8	5,6	12	50	30							0,5
	8	Пр	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	25	50					0,5
	8	Пв	0,4	0,8	1,2	2,6	6	14	45	30					0,5
	9	Пр	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	18	54				0,5
	9	Пв	0,3	0,5	1	1,8	4,4	8	12	47	25				0,5
	10	Пр	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	20	50			0,5
	10	Пв	0,2	0,4	0,8	1,2	2,4	5	8	12	45	25			0,5
	12	Пр	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12	15	40	0,5
	12	Пв	0,1	0,3	0,5	1,1	2	4	7	8	10	12	30	25	0,5
	4	Пр	4	15	31	50									2,5
	5	Пр	4	11	18	26	41								2,5
	5	Пв	4	11	18	41	26								2,5
Самоскиди	6	Пр	3	6	11	16	23	41							2,5
	6	Пв	3	6	11	16	38	26							2,5

* Пр — пряма, Пв - підвищувальна, З.Х. - задній хід

Найбільше поширення одержав другий спосіб. Обробка великого обсягу експериментальних даних по режимах руху різних автомобілів дозволила встановити деякі загальні закономірності.

Зокрема встановлено, що розподіл питомої окружної сили підкоряється усіченому на максимальних значеннях, логарифмічно нормальному закону розподілу:

$$p(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t -\frac{t^2}{2} dt, \quad (2.76)$$

Параметр t знаходиться по формулі:

$$t = (\lg \gamma_i - \lg \gamma_{mi}) / \sigma_{\lg \gamma_i}, \quad (2.77)$$

де γ_i - поточне значення питомої окружної сили;

γ_{mi} - середнє значення питомої окружної сили на передачі з індексом i ;

$\sigma_{\lg \gamma_i}$ - середньоквадратичне відхилення десяткового логарифма питомої окружної сили на передачі з індексом i .

Імовірність питомої окружної сили від $\gamma_{i\alpha}$ до $\gamma_{i\beta}$ знаходиться по формулі:

$$P[\gamma_{i\alpha} \leq \gamma_i < \gamma_{i\beta}] = \Phi(t_2) - \Phi(t_1), \quad (2.78)$$

$$\text{де } t_2 = (\lg \gamma_{i\beta} - \lg \gamma_{im}) / \sigma_{\lg \gamma_i};$$

$$t_1 = (\lg \gamma_{i\alpha} - \lg \gamma_{im}) / \sigma_{\lg \gamma_i}.$$

Значення $\Phi(t_2)$ і $\Phi(t_1)$ визначаються по таблицях нормального розподілу.

Оскільки динамічні навантаження у деталях трансмісії враховуються при розрахунках відповідними коефіцієнтами, у розподілах питомих окружних сил обмежують їхні максимальні значення розрахунковими питомими окружними силами.

Середні значення питомих окружних сил на передачах (γ_{mi}) визначаються опором руху. У загальному вигляді:

$$\gamma_{mi} = \gamma_{\psi} + \gamma_{vmi} + \gamma_{ami}, \quad (2.79)$$

де γ_{ψ} - питомий опір дороги;

γ_{vmi} - середній питомий опір повітря;

γ_{ami} - середній питомий опір розгону.

Питомі опори визначають по нижчеподаних формулах і даним табл. 2.4:

$$\gamma_{\psi} = \psi; \quad (2.80)$$

$$\gamma_{vmi} = A v_{mi}^2 / G_a; \quad (2.81)$$

$$\gamma_{ami} = B (\gamma_{pi} - \gamma_{\psi} - \gamma_{vmi}). \quad (2.82)$$

Середній питомий опір повітря доцільно враховувати при $v_{mi} > 40$ км/год.

Таблиця 2.4 - Параметри для розрахунків середніх питомих окружних сил

Параметр	Тип автомобіля		
	легковий	вантажний	самоскид
Ψ	0,018	0,03	0,05
A	0,005	0,020	0,024
B	0,2	0,3	0,2

Розподіл питомих окружних сил для деталей, що працюють на всіх передачах, також підлеглі логарифмічно нормальному закону розподілу. Він може бути отриманий шляхом синтезу навантажувальних режимів на окремих передачах. Однак практика розрахунків показує, що більш об'єктивні результати, особливо у випадку багатоступінчастих коробок передач, виходять, якщо розраховується загальна крива розподілу питомих окружних сил.

Для знаходження значення загальної середньої питомої окружної сили (γ_0) необхідно знайти сумарний питомий опір руху (γ_Σ):

$$\gamma_\Sigma = \gamma_{m1}\xi_1 + \gamma_{m2}\xi_2 + \dots + \gamma_{mb}\xi_b = \sum \gamma_{mi}\xi_i, \quad (2.83)$$

Враховуючи, що розподіл питомих окружних сил підлеглий логарифмічно нормальному закону, при якому мода розподілу зміщена щодо середньої питомої окружної сили, загальна середня питома окружна сила виявляється трохи меншою, ніж сумарний питомий опір руху. Зіставлення експериментальних і розрахункових даних показує, що справедливо наступне співвідношення:

$$\gamma_0 = (0,85 \dots 0,9) \gamma_\Sigma, \quad (2.84)$$

Середньоквадратичні відхилення логарифма питомої окружної сили ($\sigma_{\lg y_j}$) відповідно до даних експериментальних досліджень можна приймати в межах 0,15...0,3. Більші значення відносяться до автомобілів з великою питомою потужністю й до деталей, що навантажуються тільки при роботі на певному ступені в коробці передач.

При підрахунку коефіцієнта пробігу інтеграл у формулі (2.75) визначають чисельними методами.

У цьому випадку для знаходження K_{pi} більш зручна наступна формула:

$$K_{pi} = \frac{1}{\gamma_{pi}^m} \sum_{n=1}^z \gamma_{in}^m p_n, \quad (2.85)$$

де z - число інтервалів значень питомої окружної сили в межах від $\gamma_{i \min}$ до $\gamma_{i \max}$;

p_n - імовірність того, що питома окружна сила приймає значення в інтервалі з номером n .

За максимальне значення питомої окружної сили $\gamma_{i \max}$ приймається відповідне розрахункове значення γ_{pi} . Мінімальним значенням є нуль. Оскільки при логарифмічно нормальному законі розподілу нульове значення виходить при логарифмі, рівному $-\infty$, мінімальне значення питомої окружної сили можна обмежувати значенням, що відрізняються від логарифма середньої питомої окружної сили на $3\sigma_{lgyj}$.

Практично підрахунок доцільно починати з найбільших значень питомої окружної сили й припиняти, коли вона стає значно (на 1...3 порядки - залежно від виду розрахунків і від необхідної точності) менше відповідних найбільших значень.

При прийнятих умовах ширина одного інтервалу знаходиться по формулі:

$$\Delta = [\lg \gamma_{pi} - (\lg \gamma_{mi} - 3\sigma_{lgyj})]/z, \quad (2.86)$$

Границя інтервалу праворуч:

$$\lg \gamma_{n \max} = \lg \gamma_{pi} - \Delta(n-1), \quad (2.87)$$

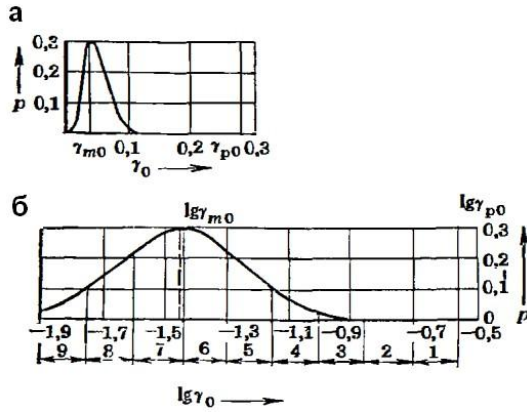
де n - номер інтервалу, рахується з права на ліво, як це показано на рис. 2.16.

Середнє значення логарифма питомої окружної сили на інтервалі з номером n : $\lg \gamma_{mi} = \lg \gamma_{pi} - \Delta(n-0,5)$.

Коефіцієнти пробігу залежать від виду навантаження деталі. При розрахунках шестерень по контактних напругах у формулах (2.67) і (2.68) ухвалюють показник ступеня $m=3$, а при розрахунках по згинним напругам - $m=9$. При розрахунках підшипників приймають: кулькових - $m=3$, роликових - $m=3,3$. По існуючих методиках підшипники розраховують по еквівалентному моменту:

$$M_{\Sigma t} = M_{pi} \sqrt[m]{K_{nt}}, \quad (2.88)$$

Найбільший вплив на коефіцієнти пробігу виявляють відносини розрахункових і середніх питомих окружних сил ($\gamma_{pi} / \gamma_{mi}$) і середньоквадратичне відхилення (σ_{lgyj}).



а - в лінійних координатах; б - логарифмічних

Рисунок 2.16 - Розподіл питомих окружних сил для розрахунку деталей гласною передачі великовантажного автомобіля

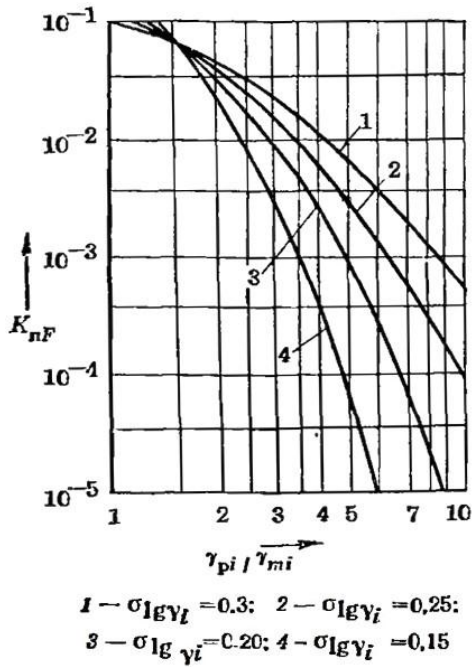


Рисунок 2.17 - Графік для визначення коефіцієнта пробігу по згинальним напруженням

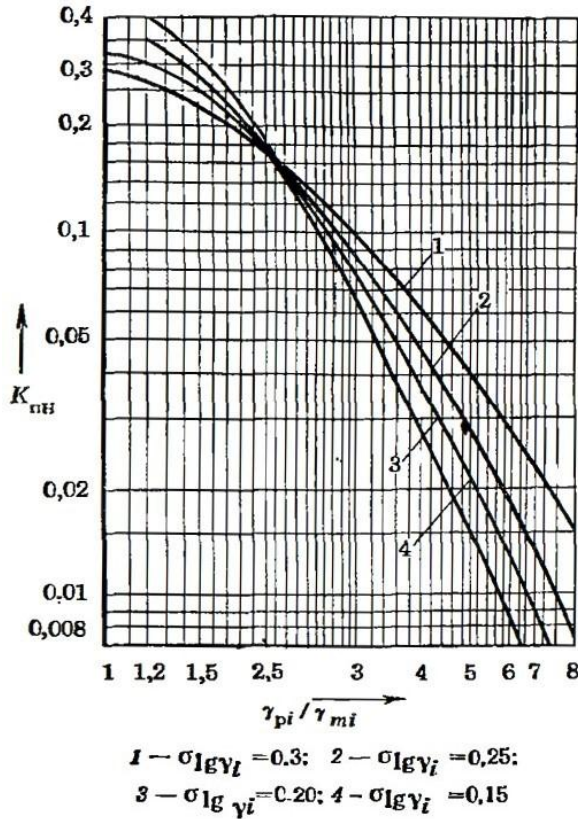


Рисунок 2.18 - Графік для визначення коефіцієнта пробігу по контактним напруженням

Тому при наближених розрахунках можна використовувати графіки, наведені на рис. 2.17 і 2.18.

На цих графіках показані залежності коефіцієнтів пробігу при розрахунках по згинним напругам $K_{\text{нф}}$ і контактним $K_{\text{пн}}$ в залежності від відношень питомих окружних сил. При використанні графіків для розрахунків підшипників коефіцієнт пробігу можна прийняти рівним коефіцієнту пробігу при розрахунках шестерень по контактних напругах.

Наведений метод розрахунків коефіцієнта пробігу заснований на узагальнених характеристиках режимів руху автомобіля. При цьо-

му індивідуальні особливості автомобіля практично не враховуються. У той же час відомо, що навантажувальний режим у великий мірі визначається характеристиками двигуна й трансмісії, умовами роботи, параметрами динамічної схеми трансмісії.

Тому останнім часом став застосовуватися метод розрахункового визначення коефіцієнта пробігу, заснований на моделюванні режиму руху автомобіля в характерних дорожніх умовах.

Питання для самоперевірки

1. Які основні вимоги висувають до трансмісій автомобілів?
2. Чому повинен приділяти особливу увагу конструктор, при проектуванні автомобіля?
3. Що таке трансмісія автомобіля?
4. З чого складається електромеханічна трансмісія?
5. Які є принципові схеми електромеханічних трансмісій?
6. Які недоліки електромеханічних трансмісій?
7. З чого складається гід्रोоб'ємна трансмісія?
8. Які переваги й недоліки об'ємних гідропередач?
9. На які групи можна розділити фрикційні безступінчасті передачі?
10. Користуючись схемою поясніть принцип роботи багатоконтактної фрикційної передачі.
11. Який загальний недолік більшості безступінчастих фрикційних передач?
12. Які принципи компоновання трансмісій автобусів?
13. Які додаткові вимоги пред'являють до головних передач автомобілів високої прохідності?
14. Як організується передача потужності двигуна декільком мостам?
15. Які можливі схеми розміщення агрегатів трансмісії при передніх ведучих колесах і передньому розташуванні двигуна?
16. Від яких факторів залежить працездатність деталей трансмісії автомобіля?
17. Які характерні граничні стани можна виділити для деталей трансмісії?
18. Чим оцінюється міцність деталі?
19. На чому засновані розрахунки деталей на утому?
20. Що таке податливість і яким чином вона визначається?
21. Яка загальна послідовність складання розрахункової схеми?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова

1. Автомобілі. Теорія : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. І. Сирота, В. М. Поляков. Одеса : Військова академія, 2017. 414 с.
2. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія : навч. посібник. Київ : Кондор, 2018. 328 с.
3. Сахно В. П., Григорашенко О. В., Вакуліч А. В. Автомобілі. Всеколісне керування. К. : Національний транспортний університет, 2013. 200 с.
4. Оборський Г. О. Засоби та методи діагностування підвіски та ходової частини автомобіля в умовах станції технічного обслуговування : навч. посіб. Одеса : Наука і техніка, 2012. 265 с.
5. Кравець С. В., Лук'янчук О. П., Тимейчук О. Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 240 с.
6. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля : підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
7. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посіб. К. : КВЦ, 2004. 174 с.

Допоміжна

8. Нарбут А. Н. Автомобили : Рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник для студ. высш. учеб. заведений М. : Академия, 2007. 256 с.
9. Скутнев В. М. Основы конструирования и расчета автомобиля. Тольятти : ТГУ, 2012. 295 с.
10. Автомобили: Основы проектирования : Учеб. пособие для вузов / А. Г. Выгонный и др. ; под ред. М. С. Высоцкого. Мн. : Высшая школа, 1987. 152 с.
11. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» /А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1985. 240 с.
12. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы

- управления и ходовая часть : Учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1987. 200 с.
13. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. для вузов. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.
 14. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 376 с.
 15. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости : учебник для вузов / И. С. Цитович и др. ; под общ. ред. Н. Ф. Бочарова. М. : Машиностроение, 1983. 299 с.
 16. Чичекин И. В. Конструирование и расчет шасси автомобиля. Проектирование сцепления. М. : МГИУ, 2010. 115 с.
 17. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля : учеб. пособие для вузов. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
 18. Peter Lugner. Vehicle dynamics of modern passenger cars. Vienna : CISM International Centre for Mechanical Sciences, 2019. 382 p.
 19. Xiubin Zhang, Muhammad Mansoor Khan. Principles of intelligent automobiles. Shanghai : Shanghai Jiao Tong University Press, 2019. 286 p.
 20. David Crolla. Encyclopedia of automotive engineering. New York : John Wiley & Sons, 2015. 2697 p.
 21. Ansel C. Ugural. Mechanical design of machine components. Boca Raton : CRC Press, 2015. 1008 p.
 22. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini. Vehicle dynamics modeling and simulation. Berlin : Springer-Verlag, 2014. 417 p.
 23. Giampiero Mastinu. Road and off-road vehicle system dynamics handbook. Boca Raton : CRC Press, 2014. 1678 p.
 24. Giancarlo Genta. Motor vehicle dynamics modeling and simulation. London : World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006. 537 p.
 25. Hocine Imine. Sliding mode based analysis and identification of vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2011. 138 p.
 26. Joseph Katz. Automotive aerodynamics. New York : John Wiley & Sons, 2016. 611 p.
 27. Masato Abe. Vehicle handling dynamics, theory and application. Waltham : Butterworth-Heinemann, 2015. 305 p.
 28. Reza N. Jazar. Vehicle dynamics theory and applications. New York :

- Springer Science+Business Media, LLC, 2014. 1074 p.
29. Richard Stone, Jeffrey K. Ball. Automotive engineering fundamentals. Warrendale : SAE International, 2004. 637 p.
 30. Robert L. Norton design of machinery. New York : McGraw-Hill College, 2011. 541 p.
 31. Victoria A. Banks, Neville A. Stanton. Automobile automation distributed cognition on the road. Boca Raton : CRC Press, 2017. 189 p.
 32. Jo Yung Wong. Theory of ground vehicles. New York : John Wiley & Sons, 2001. 558 p.
 33. Brad Schofield. Model based vehicle dynamics control for active safety Lund : Media-Tryck, 2008. 186 p.
 34. Hans B. Pacejka. Tire and vehicle dynamics. Burlington : Butterworth-Heinemann, 2012. 629 p.
 35. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz. Automotive transmissions : fundamentals, selection, design and application. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2011. 742 p.
 36. Joseph Katz. Race car aerodynamics designing for speed (engineering and performance). Cambridge : Robert Bentley Inc., 1995. 279 p.
 37. Karl Popp, Werner Schiehlen. Ground vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2010. 357 p.
 38. Massimo Guiggiani. The science of vehicle dynamics handling, braking, and ride of road and race cars. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2014. 364 p.
 39. Moustapha Doumiani, Ali Charara, Alessandro Victorino. Vehicle dynamics estimation using kalman filtering experimental validation. New York : John Wiley & Sons, 2013. 250 p.
 40. Rajesh Rajamani. Vehicle dynamics and control. New York : Springer Science + Business Media, 2006. 485 p.
 41. Rill Georg. Road vehicle dynamics fundamentals and modeling. Boca Raton : CRC Press, 2012. 363 p.
 42. Thomas D. Gillespie. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1992. 486 p.
 43. William F. Milliken, Douglas L. Milliken. Race car vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1995. 466 p.

Інформаційні ресурси

44. Електронно-пневматична гальмівна система транспортного засобу.

- URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/1871> (дата звернення: 31.03.2020).
45. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2415> (дата звернення: 31.03.2020).
 46. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2183> (дата звернення: 31.03.2020).
 47. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2630> (дата звернення: 31.03.2020).
 48. Керованість та стійкість руху автомобілів та тракторів. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/44154> (дата звернення: 31.03.2020).
 49. Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11507> (дата звернення: 31.03.2020).
 50. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43826> (дата звернення: 31.03.2020).
 51. Порівняльний аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43799> (дата звернення: 31.03.2020).
 52. Порівняльний аналіз математичних моделей процесу розгону універсальних самохідних машин. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/42189> (дата звернення: 31.03.2020).
 53. Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/3789> (дата звернення: 31.03.2020).
 54. Управление потоками мощности ДВС как средство улучшения технико-экономических показателей автомобиля. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/17610> (дата звернення: 31.03.2020).