

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 2 - змістовий модуль 1.

Основи проектування автомобілів

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. Частина 2 - змістовий модуль 1. Основи проектування автомобілів / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 78 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 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

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 № 3. ЗЧЕПЛЕННЯ

План лекції. 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.

Література: [8], с. 7-32; [9], с. 12-34; [11], с. 7-43.

Класифікація зчеплень.

Зчеплення призначене для короточасного роз'єднання двигуна й трансмісії й наступного їхнього плавного з'єднання, що зазвичай необхідно при рушанні автомобіля з місця й при перемиканні передач під час руху.

Звичайне зчеплення використовують разом з механічною східчастою коробкою передач. Однак якщо в коробці передач, наприклад гідромеханічній, застосоване фрикційне перемикання передач, то зчеплення не застосовують.

Із усього різноманіття класифікаційних ознак відзначимо тільки самі основні.

1. По характеру зв'язку між ведучою й веденою частинами:

- **механічні (фрикційні) зчеплення** - сухі або працюючі в маслі; крутний момент у включеному стані передається від ведучої частини до веденої силами тертя між твердими тілами;
- **гідравлічні зчеплення (гідромуфти)** - крутний момент у включеному стані передається від ведучої частини до веденої потоком рідини; у зв'язку зі значним часом спорожнювання й заповнення, що необхідно для вимикання й включення такого зчеплення, на автомобілях у якості зчеплень вони не застосовуються;
- **електромагнітні порошкові зчеплення** із сухим або рідким наповнювачем; крутний момент у включеному стані передається від ведучої частини до веденої через металевий порошок, частки якого вибудовуються уздовж магнітних силових ліній; на автомобілях такі зчеплення застосовуються вкрай рідко;

- **комбіновані** (фрикційні з гідродинамічною передачею - гідромумфтою або гідротрансформатором); фрикційне зчеплення забезпечує швидке вимикання й включення при мінімальній швидкості обертання, а наступне плавне збільшення крутного моменту забезпечується гідродинамічною передачею.

2. По способу керування:

- неавтоматичні (зазвичай із впливом водія на педаль) з підсилювачем або без нього;
- напівавтоматичні (зазвичай із сигналом на вимикання або включення від переміщення педалі подачі палива або важеля перемикавання передач);
- автоматичні (зазвичай з керуванням від кутової швидкості вала двигуна - відцентрові зчеплення, або від системи автоматичного керування).

Фрикційні зчеплення, що одержали найбільше застосування на автомобілях, **підрозділяють**:

- за формою деталей, що мають поверхні тертя: дискові (однорискові, дворискові й багаторискові), а також вкрай рідко застосовувані конусні, або циліндричні;
- по способу створення зусилля включення зчеплення: із пружинами (з периферійними пружинами або із центральною крученою або діафрагменною пружиною), а також вкрай рідко застосовувані напівцентрові (із пружинами й відцентровими грузиками), відцентрові, з електромагнітом;
- по типу привода вимикання зчеплення: з механічним (з тягами й важелями або із тросами), гідравлічним, електричним (електромагнітним), комбінованим приводом, а також з підсилювачем або без нього.

Вимоги до зчеплень.

Тип і конструкція зчеплення повинні забезпечувати:

- плавне включення (зменшує динамічні навантаження в трансмісії й поліпшує плавність руху);
- повне вимикання при виключеному стані (виключає «ведення» автомобіля й зменшує небезпеку зупинки двигуна при нерухливому автомобілі, а також зменшує навантаження на синхронізатори коробки передач);
- повне включення при включеному стані (виключає небезпеку пробуксовування зчеплення при передачі максимального мо-

- менту двигуна);
- мінімальний момент інерції ведених частин (зменшує роботу тертя в синхронізаторах коробки передач, а при відсутності синхронізаторів - зменшує ударні навантаження при перемиканні передач);
- ефективний відвід теплоти (усуває порушення нормальної роботи зчеплення через перегрів);
- зносостійкість поверхонь тертя й стабільність коефіцієнта тертя при значному підвищенні температури й зношуванні поверхонь тертя (забезпечують підвищення надійності й довговічності фрикційних зчеплень);
- зручність і легкість керування (полегшує керування автомобілем).

Крім того, до зчеплень, як і до інших механізмів автомобіля, пред'являють такі загальні вимоги, як забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до зчеплення.

Плавне включення. При автоматичному або напівавтоматичному керуванні плавне включення забезпечується системою автоматичного керування. При неавтоматичному керуванні плавне включення, особливо при рушанні автомобіля з місця, в основному залежить від дій водія.

З конструктивних заходів, що сприяють плавності включення фрикційного зчеплення можна відзначити застосування фрикційних матеріалів, що забезпечують плавне наростання сил тертя, пружних ведених дисків, наприклад, із пластинчастими пружинами, участь пружин гасителя крутильних коливань і пружних пелюсток діафрагменної пружини в процесі включення зчеплення.

При комбінованому зчепленні (фрикційному з гідромуфтою або з гідротрансформатором), плавність збільшення переданого крутного моменту забезпечується гідропередачею, оскільки фрикційне зчеплення включається при мінімальній швидкості обертання вала двигуна. Це забезпечує також його малу роботу буксування, а отже, збільшення терміну служби.

Повне вимикання. У виключеному стані повне вимикання забезпечується у фрикційних зчеплень достатнім ходом натискного дис-

ка (зазвичай 0,8...1,5 мм для однієї пари тертя й 0,2...0,3 мм для багатодискових зчеплень) при збереженні паралельності звільнених поверхонь тертя. Порушення паралельності відбувається через неоднакове зношування кінців важелів, що впираються в муфту вимикання. Для відновлення паралельності передбачені регулювальні пристрої в місцях кріплення важелів до кожуха зчеплення.

У дводискових зчепленнях, крім того, передбачають спеціальні пристрої для відводу проміжного диска на половину ходу натискного диска (пружини й упори або рівноплечі важільці на проміжному диску).

В електромагнітних порошкових зчепленнях для виключення залишкового магнетизму використовують металевий порошок з хімічно чистого заліза у формі сферичних часток певного розміру.

Повне включення. У включеному стані повне включення забезпечується наявністю зазору між муфтою вимикання зчеплення й кінцями важелів вимикання зчеплення, що в основному відповідає вільному ходу педалі зчеплення. Відсутність вільного ходу приводить до того, що частина зусилля пружин натискного пристрою буде замикатися через педаль на кузов автомобіля.

У деяких однодискових зчепленнях з гідравлічним приводом зазор у муфти вимикання відсутній, але в робочому циліндрі на поршні встановлене пружне чавунне кільце збільшеного перетину. Це кільце забезпечує в міру зношування поверхонь тертя зсув поршня, до деякої міри аналогічно автоматичній підтримці зазору в колодкових гальмових механізмах.

Така конструкція спрощує обслуговування зчеплення. Однак при периферійних пружинах часто залишається необхідність регулювання положення кінців важелів для запобігання перекосів натискного диска при вимиканні зчеплення.

Мінімальний момент інерції ведених частин. Легше всього ця вимога забезпечується в дискових зчепленнях із фрикційними накладками на ведених дисках. В електромагнітних порошкових зчепленнях і у фрикційних відцентрових зчепленнях із циліндричною відомою частиною, до внутрішньої поверхні якої при включенні притискаються колодки ведучої частини, моменти інерції веденої частини трохи більше, чим у дискових зчеплень.

Ефективний відвід теплоти. Відвід теплоти від фрикційних і електромагнітних порошкових зчеплень, а також від гідромuft комбі-

нованих зчеплень проводиться повітрям що їх обтікає. Для поліпшення відводу теплоти застосовують радіальні ребра на зовнішніх обертових частинах, вікна в кожусі зчеплення, радіальні отвори в проміжному диску дводискових зчеплень. Усе це може виявитися недостатнім при безперервному буксуванні зчеплення в автомобільних пробках при високій температурі повітря. Периферійні пружини встановлюють на термоізоляційних прокладках.

Зносостійкість поверхонь тертя й стабільність коефіцієнта тертя. Оскільки однією поверхнею тертя зазвичай є чавун, то добір пар тертя ведеться для фрикційних накладок. При сучасних накладках у сухих зчепленнях коефіцієнт тертя знижується приблизно на 15...20 % при температурі зчеплення 200...300°C, а при 400°C накладки руйнуються (при 1 000°C руйнуються металокерамічні накладки, що працюють у маслі).

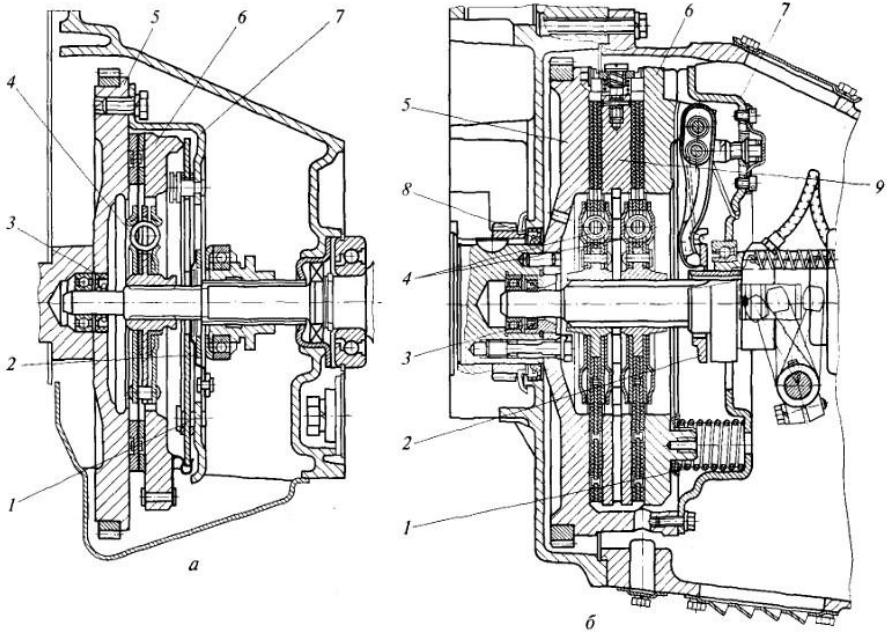
Зношування поверхонь тертя тим більше, чим більше робота буксування. Істотне зменшення роботи буксування забезпечує автоматизація включення зчеплення, орієнтована на мінімальну швидкість обертання вала двигуна, а також перенос роботи буксування в гідропередачу при комбінованому зчепленні.

Зручність і легкість керування. Зручність, як і для будь-якого органа керування, визначається двома факторами: зручним розташуванням педалі зчеплення й величиною повного ходу, який не повинен перевищувати 200 мм. Легкість визначається значеннями зусилля, необхідного для переміщення педалі зчеплення.

Зазвичай вважається, що це зусилля не повинне перевищувати 150 Н для легкових і 250 Н для вантажних автомобілів. Якщо цю вимогу неможливо забезпечити без підсилювача, застосовується підсилювач. Відповідно робота, затрачувана водієм на переміщення педалі зчеплення, не повинна перевищувати 20 Дж для легкових і 40 Дж для вантажних автомобілів.

Для конструкцій сучасних зчеплень характерно використання діафрагменних пружин 1 (рис. 3.1, а) - в основному на легкові й частково на вантажних автомобілях, або кручених периферійних пружин 1 (рис. 3.1, б) - в основному на вантажних автомобілях.

На відміну від моделей попереднього покоління, наприклад ГАЗ-24, ЗІЛ-130, для підвищення надійності на кінцях важелів у кожусі зчеплення встановлений фланець 2, в який упирається підшипник муфти при вимиканні зчеплення.



- а - однодисковое с диафрагмовой пружиной;
 б - двухдисковое с периферийными пружинами;
 1 - пружины; 2 - фланец; 3, 8 - сальники;
 4- демпфер крутильных колебаний; 5 - маховик двигателя;
 6 - нажимной диск; 7 - кожух; 9 - промежуточный диск

Рисунок 3.1 - Основные типы конструкций сцеплений

У переднего подшипника ведущего вала коробки передач установлен сальник 3 для исключения подтекания смазки с подшипника. Вместо фланцевого крепления маховика к коленчатому валу, zastosоване безфланцеве кріплення, що дозволило встановити в цій місці сальник 8, що виключає підтікання масла з картера двигуна.

Робочий процес фрикційного дискового зчеплення.

Для зчеплення можна виділити чотири стани:

- включення;
- включене;
- вимикання;

- виключене.

Особливості робочого процесу фрикційного зчеплення полягають у наступному.

При включенні: з'єднання ведучих і ведених частин відбувається плавно завдяки можливості тривалого взаємного проковзування (буксування) поверхонь тертя;

при включеному стані: передача крутного моменту відбувається за рахунок сил тертя між поверхнями тертя ведучих і ведених частин, притиснутих друг до друга;

при вимиканні: можливо швидке й безперешкодне припинення передачі крутного моменту завдяки роз'єднанню ведучих і ведених частин;

при виключеному стані: відсутня передача крутного моменту при навантаженому стані привода вимикання зчеплення.

Включений стан зчеплення.

Для опису робочого процесу при включеному стані зчеплення досить використовувати залежності виду:

$$\sum M = 0 \text{ і } \sum P = 0, \quad (3.1)$$

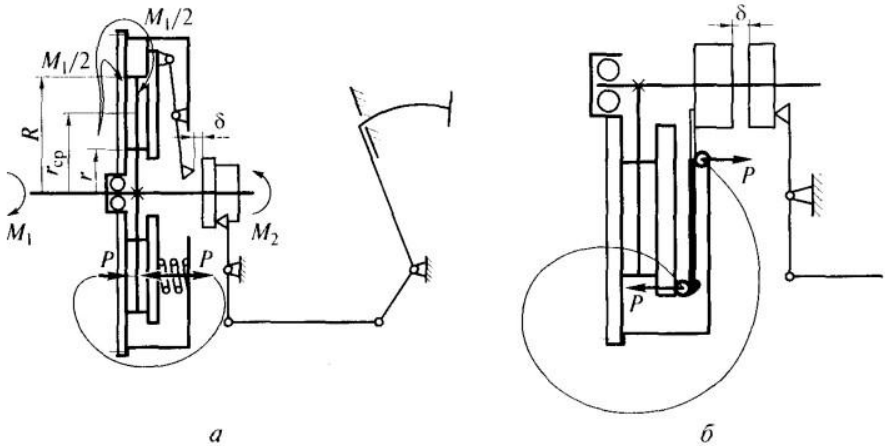
де M - моменти; P - зовнішні сили.

До зчеплення прикладені тільки два моменти $M_1=M_2$ (рис. 3.2, а; стовщеними лініями на рис. 3.2, а й б зображені навантажені деталі). Моменти M_1 , M_2 дорівнюють моменту, переданому зчепленням, $M_{\text{цп}}$.

Деталі привода вимикання зчеплення не навантажені.

Ведений диск затиснутий між маховиком і натискним диском зусиллям P периферійних (або центральної) пружин, як показано на схемі сил. Це зусилля передається через деталі: пружина - натискний диск - ведений диск - маховик - кожух - пружина. Таким чином, під навантаженням від сили P перебуває тільки цей силовий ланцюг, замкнений усередині зчеплення.

Крім того, поверхні тертя навантажені крутним моментом M_1 . Якщо радіальні розміри й коефіцієнти тертя обох пар тертя однакові, тоді поверхня тертя між маховиком і веденим диском передає $M_1/2$, інша частина $M_1/2$ передається на кожух - нажимний диск - другу поверхню тертя веденого диска.



а - з периферійними пружинами; б - з діафрагменною пружиною;
 M_1 - момент, що підводиться до поверхонь тертя;
 M_2 - момент, що відводиться від поверхонь тертя;
 P - сумарне зусилля пружин; R, r_{cp}, r - відповідно зовнішній,
 середній, внутрішній радіуси веденого диска;
 δ - зазор, відповідний вільному ходу

Рисунок 3.2 - Схеми сил при включеному стані зчеплення

Схема діючих сил при використанні діафрагмної пружини (рис. 3.2, б) інша, чим при периферійних пружинах. На рис. 3.2, б, як і на рис. 3.2, а сили показані не розподіленими по окружностям, а умовно прикладеними до точки.

При включеному стані зчеплення зовнішніми (стосовно діафрагмної пружини) пружина навантажена силами P (на малюнку зачернена), стисла до плоского стану. Пелюстки пружини, що виконують функції важелів, не навантажені.

Тут і далі дуже важливо мати на увазі наступні особливості. Складаючи або аналізуючи схему сил і моментів, необхідно представляти, до якої саме деталі прикладена кожна із сил. Слід знати, що це за сила: сила дії або протидії, активна або реактивна.

Наприклад, середня стрілка в нижній частині рис. 3.2, а позначає активну силу пружини, якщо вважати, що кожух зчеплення є опорою пружини. У цьому випадку права стрілка позначає реактивну силу пружини. Активна сила дорівнює реактивній. Яка із цих двох сил є

реактивною залежить іноді, як і в розглянутому прикладі, від нашого вибору, якщо не ясно, що саме є опорою для даної деталі.

Зовнішні сили, прикладені до даної деталі, завжди є активними, а сили, що виникають в опорах у відповідь на дію активних сил, є силами реактивними.

Поняття діюча й протидіюча сили взаємозамінні. Однак дуже важливо знати, до якої саме деталі прикладена дана сила. Наприклад, середня стрілка на рис. 3.2, *a* позначає силу дії пружини на натискний диск. Ця сила прикладена до натискного диска. Права стрілка позначає силу дії пружини на кожух зчеплення. Вона прикладена до кожуха зчеплення.

Для дискового зчеплення із числом пар тертя n ($n=2$ для однодискового, $n=4$ для дводискового) максимальний момент, який воно може передати (його потенційні можливості):

$$M_{\text{цл.п}} = P \mu_0 r_{\text{ср}} n, \quad (3.2)$$

де μ_0 - коефіцієнт тертя, причому $M_{\text{цл}} \leq M_{\text{цл.п}}$ (переданий момент не може бути більше $M_{\text{цл.п}}$).

Значення середнього розрахункового радіуса $r_{\text{ср}}$, на якому прикладена результуюча дотична сила тертя, приблизно можна брати рівним $(R + r)/2$.

При цьому в порівнянні з точним значенням:

$$r_{\text{ср}} = 0,67(R^3 - r^3)/(R^2 - r^2), \quad (3.3)$$

відповідним до рівномірного розподілу питомого тиску по поверхні тертя, значення $M_{\text{цл.п}}$ виходить менше на 3,5 % при $r/R=0,5$ і на 1,3 % при $r/R=0,7$. Зазвичай у зчеплень $r/R=0,5...0,7$.

Приймаючи рівномірний розподіл питомого тиску по поверхнях тертя, одержимо, МПа:

$$p_0 = P/F = P \cdot 10^6 / [a_{\text{к}} \pi (R^2 - r^2)], \quad (3.4)$$

де F , R , r - площа, найбільший і найменший радіуси однієї поверхні тертя веденого диска;

$\alpha_{\text{к}}=0,9...1,0$ - коефіцієнт, що враховує площу канавок на поверхні веденого диска.

Для сухих зчеплень повинно бути $p_0 \leq 0,15...0,30$ МПа, для металокераміки, що працює в маслі, допускається $p_0 \leq 2...3,5$ МПа. Вико-

ристання значень ρ_0 , що перевищують припустимі, приводить до швидкого руйнування накладок.

Значення коефіцієнта тертя $\mu_0 = 0,32...0,36$ для зразків картонно-бакелітових накладок сухих зчеплень. На автомобільних заводах зазвичай приймають у розрахунках $\mu_0 = 0,25$ з урахуванням реалізації в конкретних конструкціях.

При температурі 200°C для тканих (при 300°C - для формованих) накладок μ_0 зменшується на $15...20\%$, а при 400°C накладки руйнуються. Для металокераміки, що працює в маслі по сталі, - $\mu_0 = 0,1$, руйнування її відбувається при 1000°C .

Величина моменту $M_{\text{сц.п}}$ не залежить від напрямку обертання й величини кутової швидкості, але може змінюватися через зміну P і μ_0 під час експлуатації. При установці в зчеплення, кручені пружини стискають на величину f_{01} (рис. 3.3), що забезпечує одержання сумарної сили P .

При зношуванні поверхонь тертя величина попереднього стиску зменшується на Δf_1 , а сумарна сила P зменшується на ΔP_1 . Наприклад, для вантажного автомобіля зменшення товщини веденого диска на 2 мм може призвести до зменшення $M_{\text{сц.п}}$ на 10% .

Для зменшення ΔP застосовують із меншою жорсткістю $c=P/f$ циліндричні пружини (лінія 2 на рис. 3.3), наприклад, за рахунок збільшення числа витків, розташовуючи по дві пружини одна в одній для зменшення осьових габаритів зчеплення. Діафрагменна пружина (лінія 3) дозволяє одержати $\Delta P = 0$ і зменшення зусилля P до $P_{вз}$ при вимиканні зчеплення.

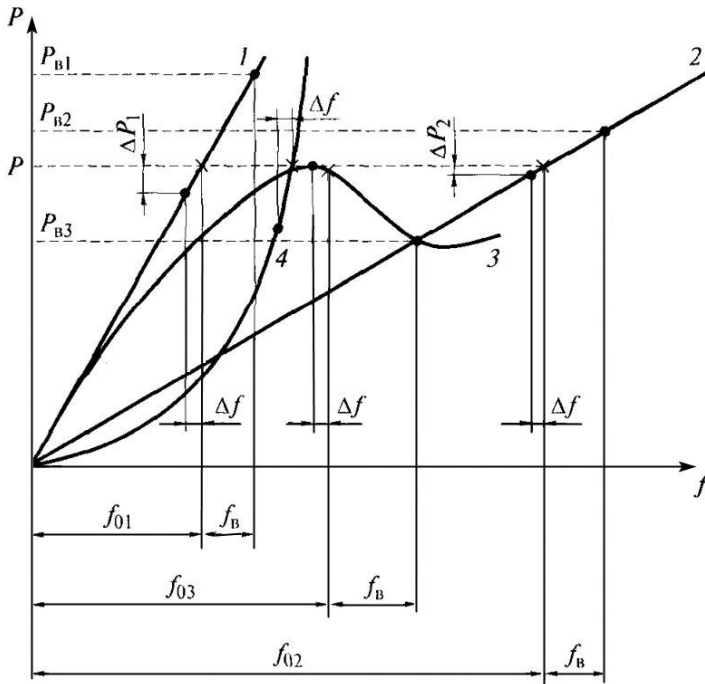
У зчепленні деяких вантажних автомобілів, наприклад МАЗ-200, що випускалися до 1966 р., застосовувалася центральна конічна пружина. Вона мала параболичну залежність сили від прогину (лінія 4), що приводило до необхідності часто використовувати регульовальні прокладки для відновлення зусилля пружини в міру зношування поверхонь тертя зчеплення. Тому конічна пружина була замінена периферійними циліндричними пружинами.

Щоб зчеплення не пробуксовувало у включеному стані, при зменшенні P і μ_0 в експлуатації, необхідно мати розрахункове максимальне значення $M_{\text{сц.п}}$ в $1,3\div 1,5$ рази й більше, перевищуюче максимальний статичний момент двигуна $M_{\text{е max}}$.

У виконаних конструкціях зазвичай застосовують наступні значення коефіцієнта запасу зчеплення для легкових автомобілів:

$$\beta = M_{\text{сш.п}} / M_{e \max} = 1,3 \dots 1,75, \quad (3.5)$$

$\beta = 1,6 \dots 2,5$ - для вантажних автомобілів і автобусів.



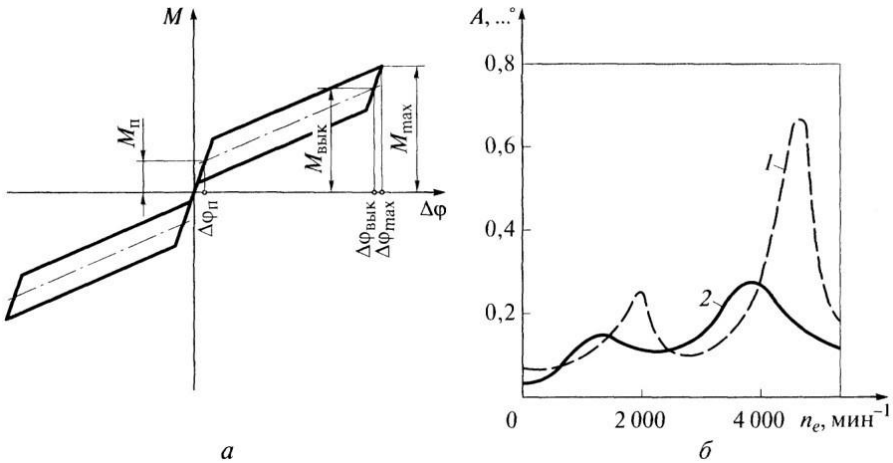
- 1 - периферійних жорстких циліндричних; 2 - периферійних м'яких циліндричних; 3 - діафрагменної; 4 - конічної;
 f_0 - попередній стиск; $f_{\text{в}}$ - стиск при вимиканні зчеплення;
 Δf - зменшення стиску при зношуванні поверхонь тертя;
 ΔP - зменшення сили P , що відповідає Δf ;
 $P_{\text{в}}$ - значення сили P при повному вимиканні зчеплення

Рисунок 3.3 - Залежність сили P от прогину f для пружин зчеплення:

Для зменшення крутильних коливань у трансмісії, викликуваних нерівномірними коливаннями крутного моменту поршневого двигуна, у веденому диску встановлюють демпфер крутильних коливань 4 (рис. 3.1). Крім того, демпфер сприяє зниженню динамічних навантажень при різких включеннях зчеплення або різких гальмуваннях з невідключеним двигуном, а також дозволяє компенсувати неспіввісність

вала двигуна й ведучого вала коробки передач. Основними частинами демпфера є пружні елементи (пружини або гумові блоки, розташовані по окружності у вікнах між диском-тримачем і маточиною) і елементи сухого тертя (пластини), закріплені на диску-тримачі й маточині.

При підвищенні моменту пружні елементи стискаються, при зниженні моменту - розтискаються. При цьому на елементах сухого тертя робота тертя переходить у теплоту. На рис. 3.4, а наведена характеристика одноступінчастого демпфера.



1 - без демпфера; 2 - з демпфером; M_{π} - момент попереднього стиснення пружин; $M_{\text{вык}}$ - момент виключення пружин;
 $\Delta\phi$ - кутове переміщення (стиснення пружин демпфера)
 веденого диска щодо його маточини

Рисунок 3.4 - Характеристика одноступінчастого демпфера (а) і залежність амплітуди A крутильних коливань веденого диска зчеплення від його швидкості обертання n_e (б)

Робоча ділянка пружних елементів (пружин) обмежена моментом попереднього стиску M_{π} і моментом їх вимикання $M_{\text{вык}}$. Суцільними лініями обкреслена петля гістерезису, площа якої визначається моментом тертя M_t і максимальним кутом взаємного переміщення диска-тримача й маточини - кутом $\Delta\phi_{\max}$. Зусилля стиску елементів тертя зазвичай створюється пластинчастими пружинами або натягом заклепок. Застосовуються й багаступінчасті демпфери, причому число

ступенів іноді досягає п'яти.

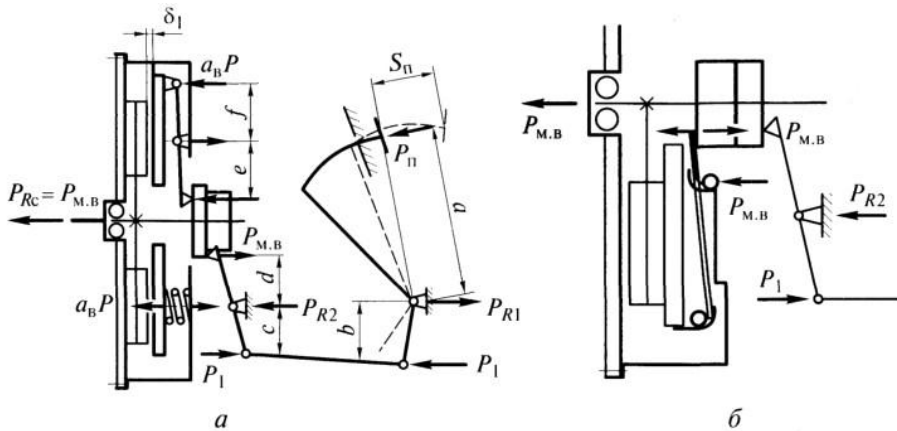
Розрахунки характеристик демпфера проводять, представивши двигун і трансмісію у вигляді багатомасової системи. Визначають її власні частоти й форми коливань на всіх передачах.

Потім будують амплітудно-частотні характеристики й вибирають параметри демпфера, що ліквідують піки моментів на резонансних режимах (рис. 3.4, б).

Виключений стан зчеплення.

При цьому стані зчеплення не передає крутний момент, але деталі привода й ведучі частини зчеплення навантажені силами.

При неавтоматичному керуванні, зусилля вимикання створює водій, прикладаючи до педалі зусилля $P_{\text{п}}$ (рис. 3.5, а); стовщеними лініями на рис. 3.5, а й б зображені навантажені деталі).



а - з периферійними пружинами; б - з діафрагменною пружиною;

$P_{\text{п}}$ - зусилля на педалі; P_1 - зусилля на поздовжній тязі;

$S_{\text{п}}$ - повний хід педалі; P_{R1} , P_{R2} , P_{RC} - реакції в опорах;

$P_{\text{м.н}}$ - зусилля на муфті вимикання; a, b, c, d, e, f - плечі важелів;

δ_1 - зазор між поверхнями тертя; $a_{\text{в}}$ - коефіцієнт зміни сили Р

Рисунок 3.5 - Схеми сил при виключеному стані зчеплення:

Для опису робочого процесу при цьому стані зчеплення досить використовувати залежності виду $\sum P = 0$. Ззовні до привода вимикання зчеплення прикладена сила $P_{\text{п}}$, яка збільшується за допомогою

системи важелів до значення $P_{м.в.}$. Через кожух зчеплення й маховик передається на колінчастий вал сила $P_{RC} = P_{м.в.}$, яка через раму або кузов урівноважується реактивними силами від педалі й важелів:

$$P_{Rп} = P_{п}, P_{R1} = P_{п} + P_1, P_{R2} = P_1 + P_{м.в.}, P_{RC} = P_{м.в.}, \quad (3.6)$$

Таким чином, силовий ланцюг замикається зовні зчеплення.

Схема сил при діафрагменній пружині трохи інша. При включеному зчепленні (рис. 3.2, б) навантажена тільки периферійна частина діафрагменної пружини (силою P).

При виключеному зчепленні (рис. 3.5, б) навантажена тільки внутрішня частина (силою $P_{м.в.}$) діафрагменної пружини (на малюнку зачорнена) - пелюстки, що вивернули пружину далі плоского стану.

При цьому зовнішній край пружини, з'єднаний з натискним диском, відсунув його від веденого диска, тому що внутрішній край, власне пружини, закріплений на кожусі зчеплення.

Залежність між силою включення P і силою $P_{п}$ на педалі наступна:

$$P_{п} = Pa_{в}/(u_{пр}\eta_{пр}), \quad (3.7)$$

де $a_{в}$ - коефіцієнт, що враховує зміну сили P при відведенні натискного диска від веденого ($P_{в}$ на рис. 3.3);

$a_{вк} = 1,2$ при кручених пружинах і $a_{в} = 0,8$ - при діафрагменній;

$\eta_{пр}$, - передаточне число й ККД привода від педалі до натискного диска, зазвичай $\eta_{пр} = 0,6...0,8$ і $u_{пр} = 50...90$, причому для рис. 3.5, а:

$$u_{пр} = (a/b)(c/d)(e/f), \quad (3.8)$$

а для гідравлічного привода вимикання зчеплення:

$$u_{пр} = (a/b)(d_2^2/d_1^2)(c/d)(e/f), \quad (3.9)$$

де d_1 - діаметр гідроциліндра, приєднаного до педалі;

d_2 - діаметр гідроциліндра, приєднаного до вилки вимикання зчеплення.

Хід педалі без обліку люфтів у шарнірах і пружності деталей:

$$S_{п} = S_{с.х} + S_{р.х} = \Delta l u_{пр} + \delta(a/b)(d_2^2/d_1^2)(c/d), \quad (3.10)$$

де $\Delta l = \delta_1 n$ - хід натискного диска при вимиканні зчеплення;

δ_1 - зазор між кожною парою поверхонь тертя (рис. 3.5, а);

$\delta_1 = 0,8 \dots 1,5$ мм для однодискових зчеплень;

$\delta_1 = 0,5 \dots 1,0$ для дводискових;

$\delta_1 = 0,2 \dots 0,3$ мм - для багатодискових, що працюють у маслі;

$\delta_1 = 2 \dots 3$ мм.

Повний хід педалі зазвичай становить 150...200 мм, вільний хід $S_{с.х} = S_{п} - \Delta l_{уп} = 30 \dots 50$ мм. Вважається зазвичай, що зусилля на педалі $P_{п}$ не повинне перевищувати 150 Н для легкових і 250 Н для вантажних автомобілів. Якщо цю вимогу неможливо забезпечити без підсилювача, застосовується підсилювач вимикання зчеплення, зазвичай пневматичний.

Робота, затрачувана водієм на переміщення педалі зчеплення, $L_{в} = P_{п.ср} S_{р.х}$ не повинна перевищувати 20 Дж для легкових і 40 Дж для вантажних автомобілів.

Включення зчеплення.

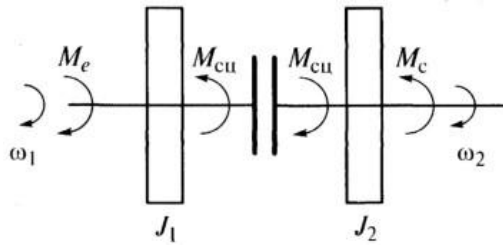
Включення зчеплення забезпечується відпусканням педалі зчеплення. Зусилля на педалі зменшується до нуля, а момент, переданий зчепленням, збільшується від 0 до $M_{сц.п.}$. При цьому відбувається буксування зчеплення, тому що кутові швидкості валів $\omega_1 \neq \omega_2$ на початку включення.

Рушання автомобіля з місця. При неавтоматичному керуванні зчепленням водій (при працюючому двигуні) повинен виключити зчеплення, включити передачу (зазвичай нижчу), злегка нажати на педаль подачі палива.

Останнє необхідно для того, щоб перед початком включення зчеплення вал двигуна мав трохи збільшену кутову швидкість. Інакше в процесі включення зчеплення вона може виявитися нижчою, ніж кутова швидкість холостого ходу $\omega_{1х.х.}$, і двигун загложне.

Плавню відпускаючи педаль зчеплення і одночасно збільшуючи тиск на педаль подачі палива (а якщо автомобіль утримувався на ухилі гальмівної системою, то ще необхідно одночасно швидко і плавно звільнити важіль ручного гальма), водій забезпечує плавне рушання автомобіля з місця.

Щоб виявити основні особливості робочого процесу зчеплення, уявімо автомобіль у вигляді найпростішої двомасової еквівалентної динамічної системи (рис. 3.6).



J_1, J_2 - наведений відповідно до ведучої і веденої частинам зчеплення момент інерції;
 ω_1, ω_2 - кутова швидкість відповідно ведучої і веденої частин зчеплення; $M_e, M_{сш}, M_c$ - крутний момент відповідно двигуна, зчеплення, опору руху

Рисунок 3.6 - Двомасова еквівалентна динамічна модель автомобіля

Відповідна їй математична модель складається з двох рівнянь (пружність деталей не враховується) виду:

$$\sum M + J_i \ddot{\phi}_i = 0, \quad (3.11)$$

$$J_1 \dot{\omega}_1 = M_e - M_{сш}, \quad (3.12)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_{сш} - M_c, \quad (3.13)$$

де $J_1, J_2 = \delta' m_a r_k^2 / u_{тр}^2$ - наведені відповідно до ведучої і веденої частин зчеплення моменти інерції;

$\delta' = 1,04$ - коефіцієнт обліку обертових мас (колес автомобіля);

m_a - маса автомобіля;

r_k - радіус кочення ведучих колес;

$u_{тр}$ - передавальне число трансмісії.

Прийmemo наступні допущення для процесу включення зчеплення.

1. Момент опору руху постійний:

$$M_c = \psi m_a g r_k / (u_{тр} \eta_{тр}) = \text{const}, \quad (3.14)$$

де ψ - коефіцієнт опору дороги;

$\eta_{тр}$ - ККД трансмісії.

2. Момент, створюваний у зчепленні, при відпусканні педалі зчеплення залежить лінійно від часу t , тобто $M_{сш} = k_1 t$, а при досяг-

ненні максимального значення $M_{\text{цп max}} = M_{e \text{ max}} \beta = \text{const}$.

3. Момент двигуна, змінюваний при натисканні на педаль подачі палива, залежить лінійно від часу, тобто $M_e = k_2 t$, а при досягненні максимального значення $M_{e \text{ max}} = \text{const}$.

Прийняті допущення дозволяють одержати залежності моментів і кутових швидкостей від часу, близькі до реальних, і встановити основні закономірності. Експериментальні дослідження показали, що облік пружності не впливає на величину роботи буксування зчеплення й зміну за часом кутових швидкостей, але впливає на процес коливання моменту двигуна й моменту зчеплення, а також на максимальні динамічні навантаження.

Відомо, що сила (момент для обертового руху) є причиною руху. Закономірність зміни кутових швидкостей ω_1 і ω_2 за часом при включенні зчеплення визначається закономірністю зміни моментів M_e і $M_{\text{цп}}$, а не навпаки. Водій через педалі зчеплення й подачі палива задає закони зміни моментів M_e і $M_{\text{цп}}$, і тим самим визначаються закономірності зміни кутових швидкостей ω_1 і ω_2 .

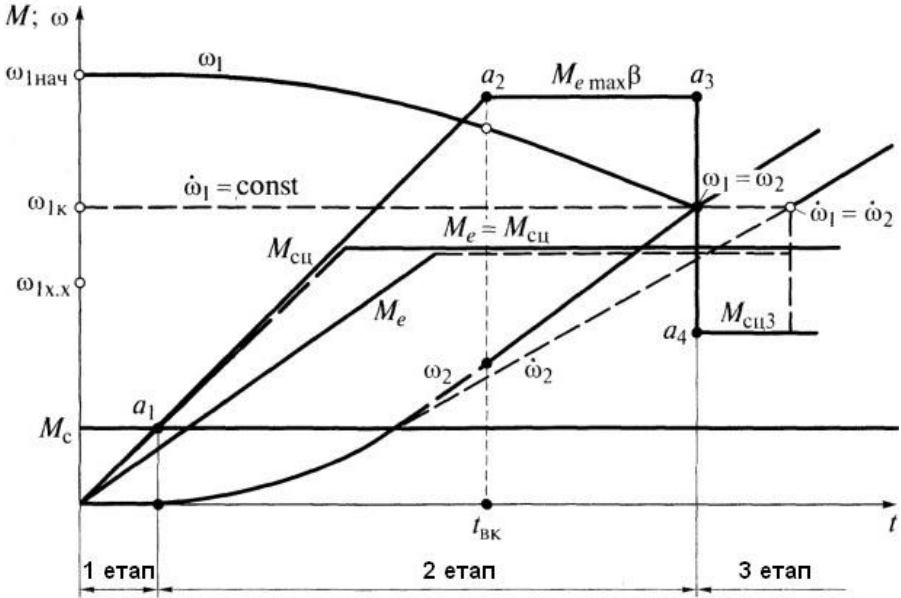
З рівняння (3.13) випливає, що при заданих моменті опору й параметрах автомобіля, інтенсивність зміни кутової швидкості ω_2 , а виходить, і інтенсивність, і плавність розгону автомобіля при зчепленні що буксує, визначаються тільки закономірністю зміни моменту зчеплення $M_{\text{цп}}$.

Момент двигуна M_e , точніше різниця моментів $M_e - M_{\text{цп}}$ як впливає из рівняння (3.12), визначає зміну кутової швидкості ω_1 . Вона може збільшуватися, зменшуватися або залишатися постійною залежно від величини $M_e - M_{\text{цп}}$. Тому час буксування T_b і робота буксування залежать від зміни за часом не тільки $M_{\text{цп}}$, але й $M_e - M_{\text{цп}}$.

Візьмемо випадок, що часто зустрічається на практиці: момент зчеплення, плавно збільшуючись, залишається увесь час більше моменту двигуна ($k_1 > k_2$). Як впливає з рівняння (3.12), умова $M_{\text{цп}} > M_e$ витримана для всього часу буксування, призводить до зменшення кутової швидкості ω_1 від початку й до кінця буксування (рис. 3.7).

І якщо виявиться, що $\omega_{1k} < \omega_{1x,x}$, то двигун заглухне. Тому перед початком включення зчеплення необхідно мати досить високе значення $\omega_{1\text{нач}}$. В розрахунках це значення можна брати, наприклад, по емпіричній залежності:

$$\omega_{1\text{нач}} = 1,5\omega_{1x,x} + 30 J_2/J_1, \quad (3.15)$$



M_c , $M_{\text{сн}}$, M_c - крутний момент відповідно двигуна, зчеплення, опору руху; ω_1 , ω_2 - кутова швидкість відповідно ведучої й веденої частин зчеплення; t - час

Рисунок 3.7 - Характеристика включення зчеплення при рушанні автомобіля з місця

На рис. 3.7 штриховими лініями представлений також варіант, коли для всього часу буксування витримана умова $M_e = M_{\text{сн}}$, що забезпечує незмінність $\omega_1 = \text{const}$.

Усі параметри, що відносяться до цього варіанта, відзначені штрихом. Для порівняння з попереднім випадком прийняті однакові значення $\omega_{1\text{к}}$ і k_1 .

По рис. 3.7 можна виділити наступні три етапи розгону автомобіля.

1. Від початку відпускання педалі зчеплення до значення $M_{\text{сн}} = M_c$, коли починається розгін усього автомобіля. На цьому етапі $\omega_2 = 0$.

2. Від $M_{\text{сн}} = M_c$ до того моменту, коли настане $\omega_1 = \omega_2$, тобто коли закінчується буксування зчеплення. На цьому етапі, назовемо його етапом неупорядкованого розгону, прискорення ω_1 і ω_2 суттєво різ-

няться.

3. Розгін системи при $\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$ - етап упорядкованого розгону.

Тому що після закінчення буксування кутові прискорення будуть рівні ($\dot{\omega}_1 = \dot{\omega}_2$), то з рівнянь (3.12) і (3.13) одержуємо, що крутні моменти, що йдуть на розгін ведучої й веденої частин системи, пропорційні їхнім моментам інерції:

$$(M_e - M_{\text{сц}})/(M_{\text{сц}} - M_c) = J_1/J_2, \quad (3.16)$$

Тому, хоча зчеплення й може передавати момент, обумовлений рівнянням (3.2), воно передає момент $M_{\text{сцз}} < M_e$ на цьому етапі (етап 3 на рис. 3.7), причому

$$M_{\text{сцз}} = M_c [1 + (J_1/J_2)(M_c/M_e)] / [1 + (J_1/J_2)], \quad (3.17)$$

При використанні дизеля із всережимним регулятором процес розгону відбувається трохи інакше. Якщо водій утримує педаль подачі палива у фіксованому положенні, то в процесі буксування зчеплення кутова швидкість двигуна ω_1 майже не змінюється й лише наприкінці буксування, коли двигун виходить на безрегуляторну гілку, ω_1 зменшується.

Отже, при рушанні автомобіля в передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс зчеплення що буксує, не бере участь. На його поверхнях тертя за допомогою зусилля P натискного пристрою створюється крутний момент $M_{\text{сц}}$, який для двигуна є моментом опору, причому його величина може бути більше моменту двигуна, а для трансмісії й автомобіля - рушійним моментом.

Коли буксування закінчується, зчеплення стає одним з ланок трансмісії, що передають через себе ту частину крутного моменту, яка підводить до нього з боку двигуна. Інтенсивність розгону при зчепленні, що буксує, насамперед залежить від темпу включення зчеплення (величини k_1).

Спробуємо з'ясувати, як впливають параметри двомасової системи на роботу й час буксування зчеплення. Розглянемо найбільш простий випадок - включення зчеплення «кидком».

Приймемо, що $M_{\text{сц}}$ і M_e миттєво приймають максимальні значення, причому $M_{\text{сц}}$, M_e , M_c залишаються постійними при буксуванні зчеплення. У цьому випадку, як випливає з рівнянь (3.12) і (3.13), ω_1 і ω_2 змінюються лінійно за часом, а час буксування T_6 і роботу буксу-

вання L_6 можна визначити по рівняннях:

$$T_6 = J_2 \omega_{\text{нач}} / (M_e B), \quad L_6 = L_{60} \beta / B, \quad (3.18)$$

$$\text{де } B = (\beta - 1) J_2 / J_1 + \beta - M_c / M_e, \quad L_{60} = J_2 \omega_{\text{нач}}^2 / 2$$

Деякі результати розрахунків представлені на рис. 3.8. Так, на рис. 3.8, а при фіксованих значеннях $M_e/J_2 = 120 \text{ с}^{-2}$, $J_2/J_1 = 1$, $M_c/M_e = 0,5$ представлені зміни ω_1 і ω_2 за часом при різних β , а на рис. 3.8, б - зміни L_6/L_{60} від β , $J_2/J_1 = n$, $M_c/M_e = m$.

Використання параметра L_6/L_{60} дозволило виключити вплив $\omega_{\text{нач}}$ і J_2 при аналізі роботи буксування, причому збільшення цих параметрів при прийнятих допущеннях суттєво збільшує роботу буксування. Збільшення β від 1 до 1,5...2 суттєво зменшує час буксування (рис. 3.8, а) і роботу буксування (рис. 3.8, б).

Подальше збільшення β призводить до несуттєвого зменшення часу й роботи буксування, у той час як зростають пропорційно β максимальні навантаження й габаритні розміри зчеплення.

При плавному включенні зчеплення мінімальна робота буксування виходить при $\omega_1 = \omega_{\text{min}} = \text{const}$, що відповідає підтримці $M_{\text{сч}} = M_e$ (рис. 3.7).

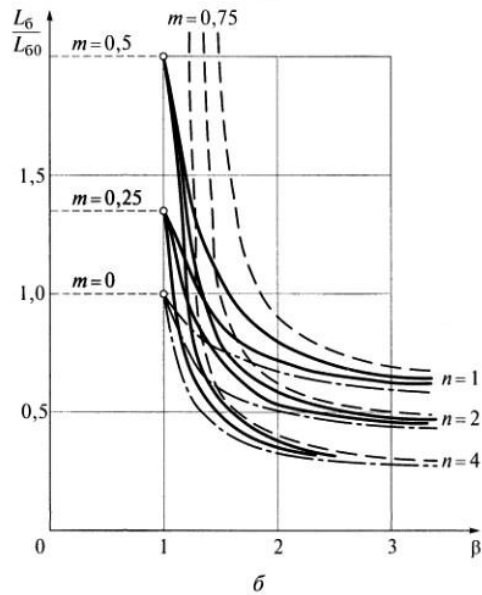
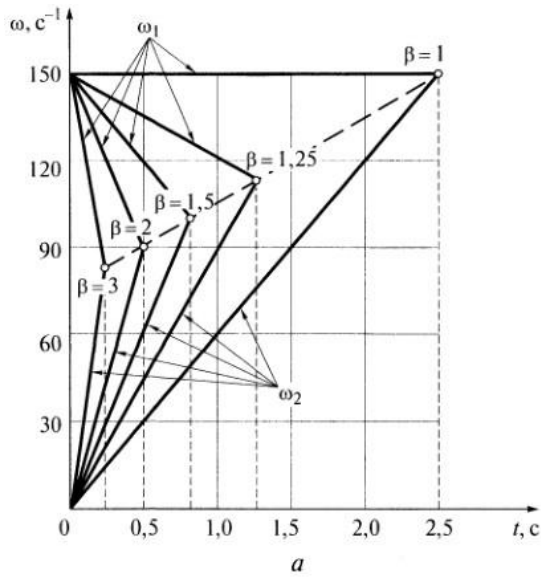
У реальних умовах максимальний момент при різкому включенні виявляється більше значення $M_{\text{сч}\cdot\text{п}}$, тому що зусилля, що стискає ведений диск, збільшується на величину, обумовлену ударом натискного диска у ведений. Для визначення максимального навантаження зазвичай рекомендується M_{emax} множити на коефіцієнт динамічності:

$$k_d = \beta(u_{\text{тр}} + 8)/u_{\text{тр}}. \quad (3.19)$$

Експерименти й розрахунки показали, що пружність деталей практично не впливає на роботу буксування, але може суттєво впливати на максимальні динамічні навантаження.

Зниження останніх забезпечується в порівнянні з лінійною зміною $M_{\text{сч}} = f(t)$ поступовим зменшенням темпу включення k_1 (крива $M_{\text{сч}}$ виходить опуклістю нагору).

Робота буксування й розрахунки на нагрівання. Маючи залежності від часу величин $M_{\text{сч}}$, ω_1 і ω_2 , можна визначити втрати енергії в зчепленні, що буксує, - роботу буксування, яка відповідає часу 1-го й 2-го етапів ($T_6 = t_1 + t_2$):



а - зміна кутових швидкостей ω_1 і ω_2 зчеплення;
 б - залежність роботи буксування зчеплення від β

Рисунок 3.8 - Включення зчеплення «кидком»

$$L_6 = \int M_{\text{сш}}(\omega_1 - \omega_2) dt, \quad (3.20)$$

Використовуючи залежність (3.20) і графік типу рис. 3.7, розбивши його на окремі ділянки, можна визначити роботу буксування. Для визначення роботи буксування можна також використовувати експериментальний запис або емпіричну формулу.

По роботі буксування можна розрахувати нагрів деталей зчеплення і оцінити його зносостійкість. Нагрівання деталей зчеплення для одного включення Δt° нехтуючи відведенням теплоти в навколишнє середовище, можна визначити по залежності:

$$\Delta t^\circ = \gamma_d L_6 / (c_d m_d), \quad (3.21)$$

де γ_d - коефіцієнт, що враховує частину теплоти, що йде на нагрів даної деталі ($\gamma_d = 0,5$ для натискного диска однодискового зчеплення або для проміжного диска дводискового зчеплення);

c_d - питома теплоємність чавуну або сталі;

$c_d = 482 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

m_d - маса даної деталі.

Перевірку на нагрівання роблять для тієї деталі ведучої частини зчеплення, яка має найменшу масу й найбільший γ_d . Зазвичай вважають, що значення Δt° для одного включення не повинне перевищувати 10°C для одиночних автомобілів і 20°C для автопоїздів. При буксуванні практично вся теплота йде на нагрівання металевих деталей, але температура впливає на накладки ведених дисків.

Оцінку зносостійкості зчеплення можна робити за непрямим критерієм - величини питомої роботи буксування:

$$L_{6,\text{уд}} = L_6 / (nF), \quad (3.22)$$

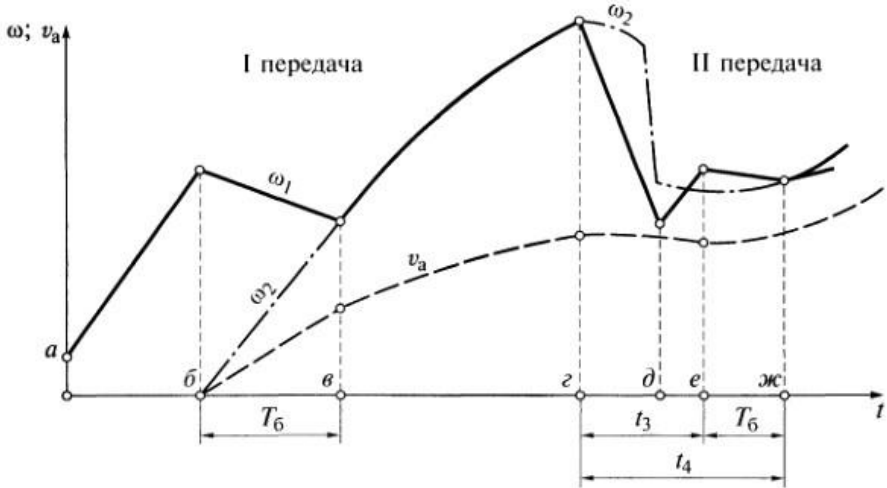
яка не повинна перевищувати $100 \text{ Дж}/\text{см}^2$ для одиночних автомобілів і $150 \text{ Дж}/\text{см}^2$ для автопоїздів.

Зносостійкість зчеплення можна визначити при стендових випробуваннях, якщо задавати різні умови включення зчеплення, відповідні до різних умов експлуатації (приміське шосе, гірська дорога, обласне місто і т.д.), з урахуванням коефіцієнта розподілу пробігу.

Використовуючи показники напруженности (питома робота буксування на $1\,000 \text{ км}$ пробігу) для різних умов експлуатації й коефіцієнти розподілу пробігу, можна виконати розрахунки зносостійкості (довговічності) зчеплення.

Перемикання передач.

При перемиканні передач водій швидко натискає на педаль зчеплення й відпускає педаль подачі палива (точка г на рис. 3.9). Кутова швидкість ω_1 вала двигуна зменшується під дією гальмового моменту двигуна. Водій за допомогою важеля перемикає передачі й потім відносно швидко відпускає педаль зчеплення, злегка натискаючи на педаль подачі палива (точка д на рис. 3.9).



- а, б - початкові значення ω_1 і ω_2 ; в - кінець буксування зчеплення;
 г - початок перемикання передач;
 д - початок включення другої передачі;
 е - включення зчеплення; ж - кінець буксування зчеплення

Рисунок 3.9 - Зміна кутових швидкостей ω_1 і ω_2 зчеплення при перемиканні передач

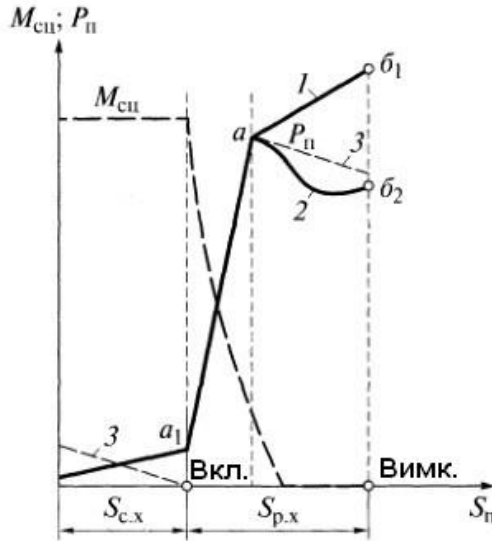
Однак результат розрахунків буде наближеним, середньостатистичним. Слід також зазначити, що для будь-якої передачі ККД дорівнює відношенню потужностей на веденій й ведучій ланках, тобто $\eta = N_2/N_1$, але для зчеплення завжди $M_1 = M_2$ тому для зчеплення що буксує, $\eta_{\text{сч}} = \omega_2/\omega_1$, для зчеплення, що не буксує, $\eta_{\text{сч}} = 1,0$.

У точці ж закінчується буксування зчеплення. Повний час перемикання передач - t_4 , час руху автомобіля накатом - t_3 , час буксування зчеплення - T_6 . Робота буксування зчеплення при перемиканні передач значно менше, чим при рушанні автомобіля з місця. Тривалий

рух з виключеним зчепленням приводить до зайвого навантаження підшипників зчеплення.

Вимикання зчеплення.

Вимикання зчеплення забезпечується натисканням на педаль зчеплення. Для виключення буксування доцільно робити швидко вимикання зчеплення. Зміна зусилля на педалі $P_{\text{п}}$ залежно від її переміщення $S_{\text{п}}$, наведена на рис. 3.10.



- 1 - при периферійних пружинах; 2 - при діафрагменній пружині;
3 - при периферійних пружинах і пружинному підсилювачі

Рисунок 3.10 - Залежність зусилля $P_{\text{п}}$ на педалі зчеплення й моменту $M_{\text{сц}}$ від ходу $S_{\text{п}}$ педалі:

З рис. 3.10 випливає, що максимальні статичні навантаження на деталі привода вимикання зчеплення при використанні кручених пружин (крива 1) відповідають виключеному стану зчеплення (точка $б_1$), а при діафрагменній пружині (крива 2) - початку відводу натискного диска (точка a).

На рис. 3.10 наведена також залежність $M_{\text{сц}}$ від $S_{\text{п}}$. Теоретично момент зчеплення повинен зменшуватися до нуля як тільки починається відвід натискного диска від веденого. Деякий нахил вертикальних ділянок ліній $P_{\text{п}}$ і $M_{\text{сц}}$ (як показано на рис. 3.10) викликаний пруж-

ністю деталей привода вимикання зчеплення. Отже, і плавне включення зчеплення (плавне збільшення $M_{\text{цп}}$) визначається не плавним переміщенням педалі зчеплення, а плавним зменшенням зусилля $P_{\text{п}}$ від точки a до точки a_1 .

Підсилювачі привода зчеплення. Найпростішим підсилювачем є іноді застосовуваний пружинний підсилювач (сервопружина). Один кінець пружини закріплений на кузові, інший з'єднаний з важелем, який закріплений на педалі в її осі повороту.

При відпущеній педалі зчеплення вісь пружини розташовується трохи вище осі педалі, притискаючи її до обмежника ходу. При натисканні на педаль вісь пружини завдяки важелю переміщується значно нижче осі педалі, зменшуючи зусилля на 20 % (лінія 3 на рис. 3.10).

Пневматичний підсилювач КамАЗ (рис. 3.11) вбудований у гідропривод вимикання зчеплення, що складається з головного 2 і робочого 7 гідроциліндрів.

При відпущеній педалі впускний клапан 3 підсилювача закритий, атмосферний клапан 4 відкритий, сполучаючи ліву й праву порожнини пневмоциліндра 1 з атмосферою. При відсутності стисненого повітря в підсилювачі зусилля на штоку робочого циліндра:

$$R_1 = p_{\text{ж}} F_5 = P_{\text{п}} a F_5 / (b F_1), \quad (3.23)$$

де $p_{\text{ж}}$ - тиск рідини;

F_1 і F_5 - площі головного й робочого циліндрів.

При збільшенні зусилля на педалі, поршень 6 слідкуючого пристрою зрушує вліво рухливе сидло атмосферного клапана 4, долаючи зусилля пружини P_1 .

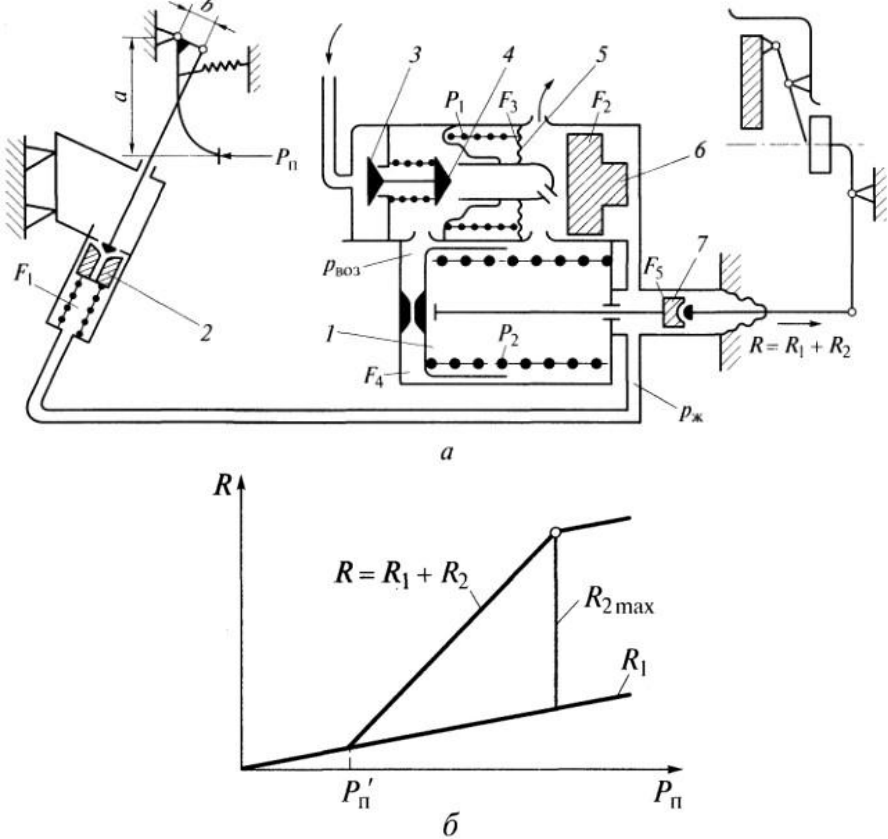
Клапан 4 закривається, а клапан 3 відкривається, впускаючи порцію стисненого повітря. З підвищенням тиску повітря в порожнині із площею F_3 настає рівноважний стан, обумовлений залежністю:

$$p_{\text{воз}} F_3 + P_1 - p_{\text{ж}} F_2 = 0, \quad (3.24)$$

при якому клапан 3 закривається. Таким чином, чим вище зусилля на педалі $P_{\text{п}}$, тим більше тиск повітря $p_{\text{воз}}$ у порожнині із площею F_4 пневмоциліндра 1, який створює зусилля:

$$R_2 = p_{\text{воз}} F_4 - P_2, \quad (3.25)$$

де P_2 - зусилля пружини пневмоциліндра.



а - схема; б - характеристика; 1 - пневмоциліндр; 2 - головний гідроциліндр; 3 - впускний клапан; 4 - атмосферний клапан; 5 - мембрана; 6 - поршень слідкуючого пристрою; 7 - робочий гідроциліндр; P_n - зусилля на педалі зчеплення; R_1 - зусилля від тиску рідини; R_2 - зусилля, створюване підсилювачем; F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 - площі циліндрів; $p_{\text{воз}}$ - тиск повітря; $p_{\text{ж}}$ - тиск рідини

Рисунок 3.11 - Пневматичний підсилювач зчеплення КамАЗ

З урахуванням попередніх залежностей одержимо сумарне зусилля від тиску рідини й повітря:

$$R = R_1 + R_2 = P_n a F_5 / b F_1 + [P_n a F_2 F_4 / (b F_1 F_3) - P_1 F_4 / F_3 - P_2], \quad (3.26)$$

Зчеплення буде виключено при $R_{ce}/(df) > P$, де c/d і e/f - співвідношення плечей важелів зчеплення; P - зусилля периферійних пружин зчеплення. Для підсилювача КамАЗ $R = 1\ 100 \dots 1\ 300$ Н при $P_n = 75 \dots 90$ Н.

Робочий процес комбінованого зчеплення (фрикційного з гідродинамічною передачею).

Особливості робочого процесу комбінованого зчеплення в основному полягають у наступному. При рушанні з місця спочатку включається фрикційне зчеплення при $\omega_{1x,x}$. При цьому роботу буксування в ньому можна визначити по залежності:

$$L_{б.ф} = J_{11} \omega_{1x,x}^2 / 2, \quad (3.27)$$

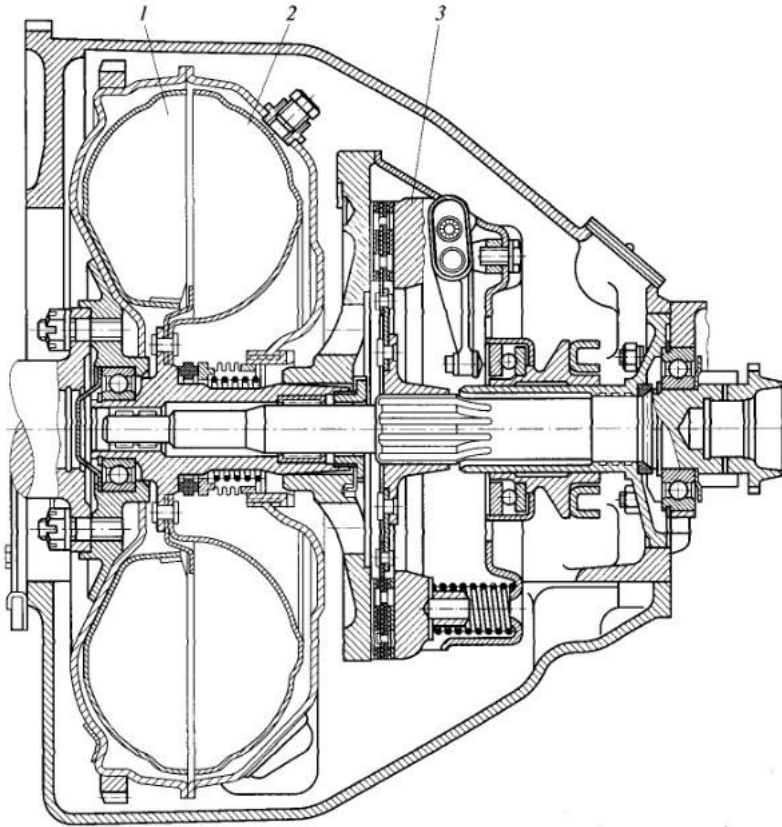
де $J_{11} = (0,6 \dots 0,8) J_1$

Робота буксування в кілька разів менша, чим під час включення зчеплення за умови $\omega_1 = \omega_{1min} = \text{const}$ (рис. 3.7). Потім при натисканні на педаль подачі палива забезпечується плавний розгін автомобіля. При цьому роботу буксування бере на себе гідродинамічна передача.

Комбіноване зчеплення в комбінації з механічною коробкою передач являє собою гідромеханічну коробку передач (ГМП) типу ГЗК (гідродинамічна передача - зчеплення - коробка передач).

Вперше такі ГМП із гідромуфтою застосовувалися приблизно з 1930 р. фірмою «Даймлер» для легкових автомобілів і автобусів Англії. ГМП типу ГЗК випускалися у багатьох країнах, у тому числі й у СРСР (для автомобілів ГАЗ-12 (ЗИМ) - рис. 3.12 і МАЗ-525). Пізніше в ГМП типу ГЗК, замість гідромуфти стали застосовувати гідротрансформатор. У СРСР експериментальний зразок ГМП типу ГЗК із гідротрансформатором ЗИЛ-111 був виготовлений і пройшов випробування на автомобілі ЗИЛ-157 в 1957 р. ГМП типу ГЗК, розроблена в НАМИ, випускалася з 1979 р. для Брянського автомобільного заводу.

У ГМП типу ГЗК використовуються переваги гідродинамічної передачі, які в основному полягають в ефективному гасінні крутильних коливань і зниженні динамічних навантажень (це зазвичай забезпечує збільшення терміну служби до капітального ремонту двигуна й агрегатів трансмісії в 1,5÷2 рази), а також у забезпеченні плавного рушання з місця. У сучасних ГМП, у тому числі й типу ГЗК застосовують гідротрансформатор, блокований на вищих передачах.



1 - насосне колесо гідромуфти;
2 - турбінне колесо гідромуфти; 3 - зчеплення

Рисунок 3.12 - Гідромеханічна передача типу
гідротрансформатор-зчеплення-коробка передач
автомобіля ЗИМ (коробка передач не показана)

Автоматизація керування зчепленням.

Застосування напівавтоматичних (зазвичай із сигналом на вимикання або включення від важеля перемикання передач) або автоматичних (зазвичай відцентрових) фрикційних зчеплень, дозволяє суттєво спростити керування автомобілем, усунувши педаль зчеплення, і приблизно в 1,5÷2 рази й більше, зменшити роботу буксування при русі автомобіля з місця.

До автоматичних зчеплень можна віднести відцентрові зчеплення, наприклад колодки. При збільшенні кутової швидкості вала двигуна закріплені на маховику колодки під дією відцентрових сил притискаються до внутрішньої циліндричної поверхні веденого барабана. При зменшенні кутової швидкості вала двигуна зворотні пружини відводять колодки від барабана.

До напівавтоматичних зчеплень можна віднести, наприклад, зчеплення із зусиллям включення, забезпечуваним електромагнітом. При подачі струму через щітки в кільцеву обмотку електромагніту, що перебуває в маховику, до останнього притягається натискний диск.

При цьому зажимається ведений диск, що перебуває між маховиком і натискним диском. Якщо ланцюг електромагніту розімкнути, пружини відсунуть натискний диск від веденого. Плавність включення забезпечується поступовим наростанням струму в електромагніту.

Мінімальною робота буксування виходить (при різних ω_2) при мінімальному й постійному значенні $\omega_1 = \omega_{1\min}$ у процесі буксування. Цього можна досягти, забезпечуючи $M_{\text{сц}} = M_e$ за допомогою автоматичної системи керування (АСУ).

Без АСУ водій, навіть якби він одержував інформацію про значення моментів, цього забезпечити не може, тим більше, що звичайний час буксування $T_6 = 1 \dots 2$ с. Тому, побоюючись зупинки двигуна, водій включає зчеплення при завищеному значенні $\omega_{1\text{нач}}$.

При гідравлічному приводі вимикання зчеплення, змінюючи за допомогою клапанів керування тиск у робочому циліндрі, з'єднаному з вилкою вимикання, можна регулювати зусилля включення, а виходить, і переданий зчепленням момент $M_{\text{сц}}$.

Виходячи з необхідності забезпечити найменшу роботу буксування й залишаючи водієві можливість установлювати різну інтенсивність розгону, слід підтримувати в процесі буксування $\omega_1 = \omega_{1\min} = \text{const}$, що відповідає умові $M_{\text{сц}} = M_e$.

Педаль зчеплення немає. Водій задає необхідну інтенсивність розгону, натискаючи на педаль подачі палива й тим самим змінюючи $M_{\text{сц}} = M_e$. Електронний блок, що має високу швидкодію, одержує інформацію про величину ω_1 за допомогою клапанів керування змінює тиск у робочому циліндрі, витримуючи $\omega_1 = \omega_{1\min} = \text{const}$ з необхідною точністю.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Для деталей зчеплення прийма-

ють:

$$M_{\text{сц}} = k_{\text{д}} M_{\text{е max}} \quad (3.28)$$

що відповідає різкому включенню зчеплення. Для деталей привода вимикання зчеплення приймають максимальне зусилля пружин (рис. 3.10), а від педалі до упору - умовне розрахункове навантаження $P_{\text{пр}} = 400 \text{ Н}$.

Матеріали. Маховик, натискний диск, проміжний диск дводискового зчеплення зазвичай виготовляють литтям із сірого чавуну СЧ 21-40, СЧ 24-44 твердістю 143...241 НВ. Кожух зчеплення - штампований зі сталевго низьковуглецевого листа - сталь 08 або 10.

Ведені диски - зі сталевго середньовуглецевого листа марки 50, 65, 85 твердістю 38...52 HRC. Фрикційні накладки виготовляють зі спеціальної безазбестової суміші (волокна «Кевлар» і т.п.). Пружини - із пружинної сталі 65Г, 85Г твердістю 38...45 HRC. Деталі привода - зі сталі 20, 45 або ковкого чавуну КЧ 35-10, КЧ 45-6.

Розрахунки. При проектному розрахунку зчеплення вибирають коефіцієнт запасу зчеплення β і визначають зовнішній радіус веденого диска R по рівняннях (3.2) і (3.4), знаючи β , $M_{\text{е max}}$ і задавшись r_0 , $a_{\text{к}}$, μ_0 , r/R , або по емпіричних формулах. Потім визначають r і $r_{\text{ср}}$. При перевірочному розрахунку геометричні параметри відомі.

Знаходять зусилля пружин P и уточнюють значення r_0 . Визначають роботу буксування $L_{\text{б}}$, питому роботу буксування $L_{\text{б, уд}}$, підвищення температури Δt за одне включення зчеплення. Отримані значення порівнюють із припустимими. Визначають геометричні параметри пружин, що забезпечують включення зчеплення.

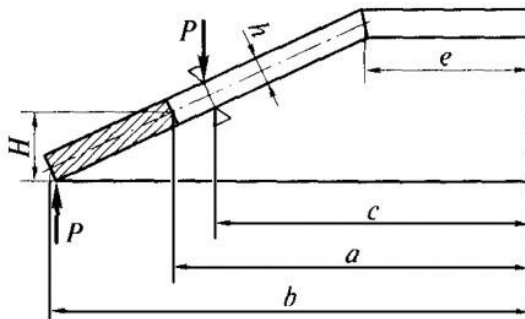


Рисунок 3.13 - Розрахункова схема діафрагменної пружини

Визначають зусилля $P_{\text{п}}$ і хід $S_{\text{п}}$ педалі й порівнюють із припустимими значеннями. Шліци веденого диска перевіряють на зминання, важелі вимикання зчеплення - на вигин.

Циліндрична натискна пружина. Зусилля однієї пружини:

$$P_{\text{цп}} = P/z_{\text{цп}} = fGd_{\text{п}}^4/(8n_{\text{р.в}}D_{\text{в}}^3), \quad (3.29)$$

де $z_{\text{цп}}$ - число пружин;

f - деформація пружини;

G - модуль пружності другого роду (при крутінні),

$G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа;

$d_{\text{п}}$ - діаметр дроту;

$n_{\text{р.в}}$ - число робочих витків;

$D_{\text{в}}$ - середній діаметр витка.

Напруга крутіння $\tau = 8P_{\text{цп}}D_{\text{в}}/(\pi d_{\text{п}}^3)$, $[\tau] = 900$ МПа.

Діафрагменна натискна пружина. Зусилля пружини

$$P = 0,17\pi Ehf\{\ln[m(H - A)(H - A/2) + mh^2]\}/(b - c)^2, \quad (3.30)$$

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

H, h - висота й товщина пружини, причому $h = 2...2,5$ мм для легкових автомобілів і $3...5$ мм для вантажних автомобілів;

$A = f(b-a)/(b-c)$, $m = b/a$.

Інші розміри показані на рис. 3.13. Графік $P=f(f)$ представлений на рис. 3.3 (лінія 5). Пелюстки пружини випробовують найбільшу напругу вигину в основі, коли при вимиканні зчеплення зусилля P прикладене на відстані e :

$$\sigma_{\text{и}} = P_{\text{вык}}(a - e)/(n_{\text{л}}W_{\text{и}}), [\sigma_{\text{и}}] = 2000 \text{ МПа}, \quad (3.31)$$

де $n_{\text{л}}$ - число пелюсток;

$W_{\text{и}}$ - момент опору в небезпечному перерізі.

Маточина веденого диска. Шліци маточини розраховують на зминання й на зріз:

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{ш}}/(F_{\text{ш}}a_{\text{ш}}) \leq [\sigma_{\text{см}}] = 30 \text{ МПа}, \quad (3.32)$$

$$\tau = P_{\text{ш}} / (i_{\text{ш}} l_{\text{ш}} b_{\text{ш}} a_{\text{ш}}) \leq [\tau] = 15 \text{ МПа}, \quad (3.33)$$

де

$$P_{\text{ш}} = M_{e \text{ max}} \beta / r_{\text{ср.ш}}, \quad (3.34)$$

$$r_{\text{ср.ш}} = (d_{\text{н}} + d_{\text{в}}) / 4, \quad (3.35)$$

$$F_{\text{ш}} = 0,5(d_{\text{н}} - d_{\text{в}}) l_{\text{ш}} i_{\text{ш}}, \quad (3.36)$$

$l_{\text{ш}}$ - довжина шліців;

$i_{\text{ш}}$ - кількість шліців;

$a_{\text{ш}}=0,75$ - коефіцієнт точності прилягання шліців;

$d_{\text{н}}, d_{\text{в}}$ - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри шліців;

$b_{\text{ш}}$ - ширина шліців.

Важелі вимикання зчеплення. Розрахунки роблять на вигин від дії сили, прикладеної до кінців важелів при вимиканні зчеплення з периферійними пружинами:

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}} / W_{\text{и}}, [\sigma_{\text{и}}] = 300 \text{ МПа} \quad (3.37)$$

де згинальний момент визначається по формулі:

$$M_{\text{и}} = P_{\text{мв}} f / n_{\text{р}} \approx P a_{\text{вык}} e / n_{\text{р}}, \quad (3.38)$$

$P a_{\text{вык}}$ - зусилля пружин при виключеному зчепленні;

e, f - плечі важеля (рис. 3.2, б);

$W_{\text{и}}$ - момент опору вигину ($W_{\text{и}} = b h^2 / 6$ для прямокутного перетину при $h > b$).

Пластини кріплення натискного диска. Натискний диск зазвичай приєднується до кожуха зчеплення трьома або чотирма рівномірно розташованими по окружності пакетами тангенціальних пластин. Найбільша напружка пластин (від вигину й тангенціальної сили):

$$\sigma_{\text{max}} = 3 z_{\text{нж}} F h / l^2 + M_{\text{с}} (6 z_{\text{нж}} / h + l) / (i n R b h), \quad (3.39)$$

$$[\sigma_{\text{max}}] = 1000 \text{ МПа}, \quad (3.40)$$

де $z_{\text{нж}}$ - осьовий зсув пластин;

$F = M_{\text{с}} / R$ - тангенціальна сила;

$M_{\text{с}}$ - момент двигуна;

R - радіус кріплення пластин;

h, b, l - відповідно товщина, ширина, робоча довжина (відстань

між точками кріплення) пластин;
 i - кількість пластин у пакеті;
 n - число пакетів пластин.

Робота буксування зчеплення. Розрахунки проводиться за допомогою рівняння (3.20) і графіка типу рис. 3.7, розділеного на окремі ділянки. Для визначення роботи буксування замість графіка типу рис. 3.7 можна використовувати експериментальний запис крутних моментів і кутових швидкостей при рушанні автомобіля. Нарешті, можна скористатися емпіричною формулою:

$$L_6 = 1,5J_2\omega_e b / (1 - M_c / M_{e\max}), \quad (3.41)$$

де $J_2 = \delta' m_a r_k^2 / u_{\text{тр}}^2$ - момент інерції автомобіля, наведений до відомого диска зчеплення, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, як і в рівнянні (3.13);
 для дизелів:

$$\omega_e = 0,75\omega_N, \quad (3.42)$$

для бензинових двигунів:

$$\omega_e = \omega_N / 3 + 150, \quad (3.43)$$

$b = 0,72$ для дизелів, $b = 1,23$ для бензинових двигунів;
 момент опору руху автомобіля, $\text{Н} \cdot \text{м}$:

$$M_c = \psi m_a g r_k / (u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}), \quad (3.44)$$

як і в рівнянні (3.13), приймають $\psi = 0,02$.

Розрахунки виконують для першої передачі, а для вантажних одиночних автомобілів - для другої передачі.

Нагрівання деталей зчеплення. Розрахунки роблять для одного включення, зневажаючи відводом теплоти в навколишнє середовище, по залежності (3.21), порівнюючи $\Delta t^\circ\text{C}$ $[\Delta t^\circ] \leq 10^\circ\text{C}$ - для одиночних автомобілів і $[\Delta t^\circ] \leq 20^\circ\text{C}$ - для автопоїздів.

Зносостійкість зчеплення. Оцінюють за непрямим критерієм - питомій роботі буксування $L_{\text{б.уд}}$ - рівняння (3.22), порівнюючи $L_{\text{б.уд}}$ з $[L_{\text{б.уд}}] \leq 100 \text{ Дж/см}^2$ - для одиночних автомобілів і $[L_{\text{б.уд}}] \leq 150 \text{ Дж/см}^2$ - для автопоїздів.

Питання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості робочого процесу фрикційного зчеплення?
2. Яка вихідна характеристика фрикційного зчеплення?
3. Як класифікують зчеплення?
4. Перелічіть вимоги до зчеплень.
5. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до зчеплень?
6. У чому полягають особливості схеми сил, що діють на деталі зчеплення?
7. Для якої деталі зчеплення роблять перевірку на нагрівання?
8. Як виглядає залежність зусилля на педалі й моменту, переданого зчепленням, від ходу педалі зчеплення?
9. При яких умовах крутний момент на поверхнях тертя фрикційного зчеплення більше моменту двигуна?
10. Як забезпечується автоматизація фрикційного зчеплення й що це дає в експлуатації?
11. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей фрикційного зчеплення.
12. Як роблять оцінку зносостійкості зчеплення?
13. Як розраховують шліци маточини веденого диска зчеплення?
14. Як визначити зусилля діафрагменної натискної пружини?
15. Як влаштований найпростіший підсилювач привода зчеплення?

ЛЕКЦІЯ № 4. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

План лекції. 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.

Література: [8], с. 36-65; [9], с. 35-61; [11], с. 71-128.

Класифікація коробок передач.

Коробка передач призначена для зміни передаточного числа трансмісії з метою одержання сил тяги на ведучих колесах і швидкостей руху автомобіля в більш широких межах, чим це може бути здійснене за рахунок зміни режимів роботи двигуна.

Крім того, коробка передач дозволяє здійснити рух автомобіля заднім ходом і роз'єднати вал двигуна й ведучі колеса на тривалий час, необхідний при роботі двигуна на стоянці або при русі накатом.

Передаточне число $u_{к.п}$ (кінематичне) визначається як відношення кутової швидкості ведучого вала ω_1 до кутової швидкості веденого вала ω_2 ; діапазон передаточних чисел:

$$D_{к.п} = u_{к.п.н}/u_{к.п.в}, \quad (4.1)$$

де $u_{к.п.н}$, $u_{к.п.в}$ - передаточне число відповідно нижчої й вищої передач.

Із усього різноманіття **класифікаційних ознак** відзначимо тільки самі основні:

- по способу зміни передаточного числа: східчасті (з розривом або без розриву силового потоку), безступінчасті, комбіновані;
- по характеру зв'язку між ведучим і веденим валами: механічні, гідравлічні, електричні, комбіновані;
- по способу керування: неавтоматичні (зазвичай із впливом водія на важіль), напівавтоматичні, автоматичні, з комбінованим керуванням.

Механічні східчасті коробки передач (вони зазвичай складаються із зубчастих механізмів), що одержали на автомобілях найбільше

поширення, крім того, розділяють:

- по типу зубчастих механізмів: з нерухливими осями зубчастих коліс, з рухливими осями деяких зубчастих коліс - сателітів (планетарні), комбіновані;
- по числу передач переднього ходу: двох, трьох, чотириступінчасті і т.д.;
- по числу й розташуванню валів: двохвальні, трьохвальні співвісні або неспіввісні, багатовальні з нижнім розташуванням відомого вала і т.д.;
- способу включення передач: ковзними зубчастими колесами, зубчастими муфтами із синхронізаторами або без них, фрикціонами.

Крім основної коробки передач на деяких автомобілях застосовуються додаткові коробки передач: демультиплікатор, дільник і т.п.

Вимоги до коробок передач.

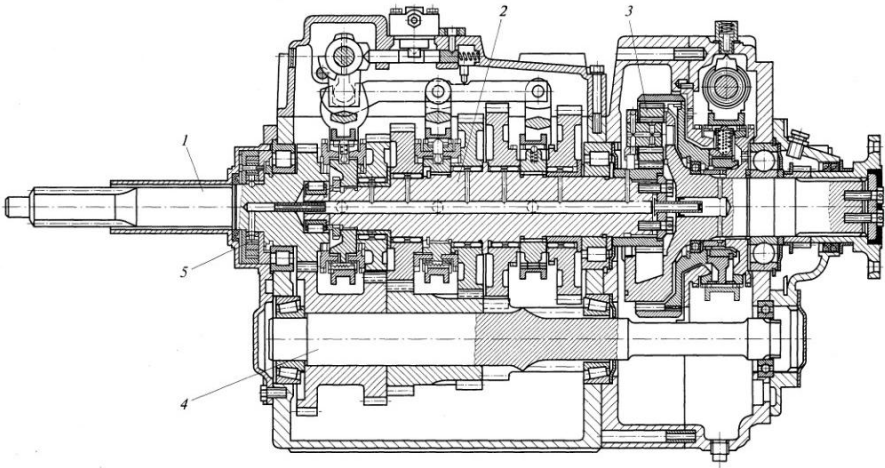
До коробок передач пред'являються наступні основні вимоги:

- забезпечення високих тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля;
- високий ККД у робочому діапазоні передаточних чисел (зменшує витрати палива);
- мінімальні вібрації й шум (поліпшують комфортабельність автомобіля);
- зручність і легкість керування;
- відбір потужності для привода додаткового устаткування (у коробках передач спеціальних і вантажних спеціалізованих автомобілів).

Крім того, до коробок передач, як і до інших механізмів автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до коробок передач.

Високий ККД. У механічних східчастих коробках передач високий ККД забезпечується мінімальною кількістю зачеплень для передач переднього ходу: два для трьохвальних співвісних (рис. 4.1), і одне для двохвальних (рис. 4.2), високою якістю виготовлення зубів шестірень, застосуванням підшипників кочення, підвищенням твердості основних деталей.



1 - ведучий вал; 2 - ведений вал; 3 - планетарний демультіплікатор;
4 - проміжний вал; 5 - насос для змащення шестірень і підшипників

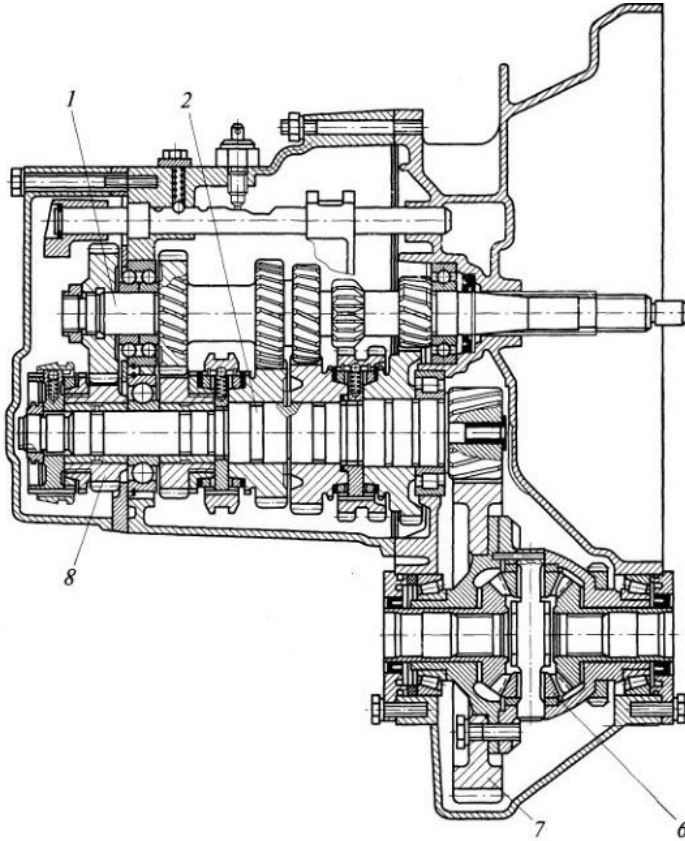
Рисунок 4.1 - Трьохвальна дев'ятиступінчаста коробка передач
з демультіплікатором вантажного автомобіля

У гідромеханічних коробках передач - застосуванням планетарних механізмів, блокуванням гідротрансформатора, заходами, що знижують величину відбору потужності на систему керування. Високий ККД у робочому діапазоні передаточних чисел, тобто при тривалому русі, необхідно забезпечити в безступінчастих або комбінованих передачах.

Мінімальні вібрації й шум. Ця вимога насамперед відноситься до коробок передач легкових автомобілів. Забезпечується збільшенням міжосьової відстані, оребренням картера, зменшенням відстані між опорами валів, збільшенням діаметрів валів та іншими заходами, що підвищують жорсткість основних деталей, а також підвищенням якості виготовлення шестірень.

Зручність і легкість керування. Зручність, як і для будь-якого органа керування, визначається зазвичай двома факторами: зручним розташуванням важеля перемикання передач (рукоятки контролера), величиною його повного ходу, який не повинен перевищувати 100÷200 мм у двох взаємно-перпендикулярних напрямках. Однак при використанні роздавальних коробок і додаткових коробок передач (ді-

льників, демультіплікаторів) застосовують додаткові органи керування.



1 - ведучий вал; 2 - ведений вал; 6 - міжколісний диференціал;
7 - головна передача; 8 - ведена шестірня
підвищувальної (п'ятої) передачі

Рисунок 4.2 - Двохвальна п'ятиступінчаста коробка
передач легкового автомобіля

Часто автоматичні коробки передач мають додаткові органи керування для зміни режимів перемикання передач. Легкість визначається невисокими значеннями зусилля (не вище 100 Н), необхідного для переміщення важеля перемикання передач.

Відбір потужності. У коробках передач відбір потужності пе-

редбачається для приводу додаткового устаткування й здійснюється зазвичай від додаткової прямозубої шестірні на проміжному валу через лівий або правий люки в картері коробки передач, до яких приєднується коробка відбору потужності.

Для конструкцій сучасних коробок передач характерне застосування включення першої передачі й заднього ходу зубчастими муфтами (рис. 4.1) замість ковзних шестірень (у коробок передач легкових автомобілів часто перша передача, як і інші передачі переднього ходу, має синхронізатор (рис. 4.2), а передача заднього ходу вимикається виводом із зачеплення проміжної шестірні, що забезпечує зниження рівня шуму). У коробках передач вантажних автомобілів з дизелем часто застосовують додаткові коробки передач (дільники або демуптилікатори - рис. 4.1). У коробках передач легкових автомобілів використовують комплекс заходів для зниження вібрацій і шуму й, як правило, застосовують додаткову підвищувальну передачу для поліпшення паливної економічності.

Робочий процес механічної східчастої коробки передач (із зубчастим механізмом с нерухливими осями зубчастих коліс)

Для коробки передач, що працює спільно зі зчепленням, можна виділити, як і для зчеплення, чотири стани:

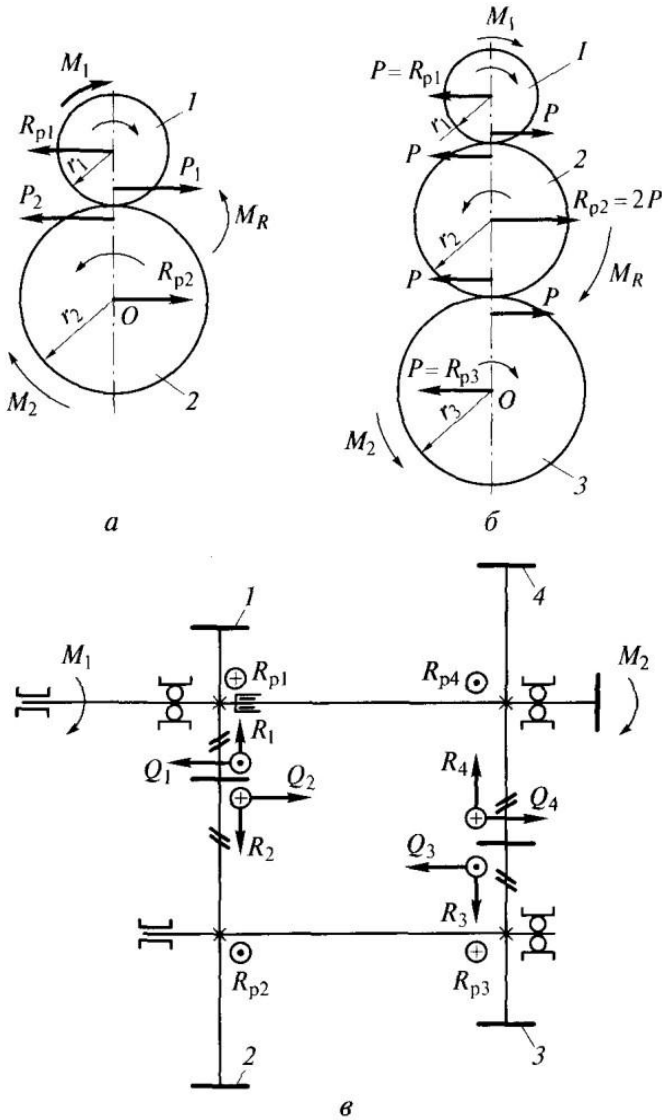
- включення передачі;
- включений стан;
- вимикання передачі;
- виключений стан (нейтраль).

Включений стан коробки передач.

Для опису робочого процесу використовуємо залежності $\Sigma P=0$ і $\Sigma M=0$. Зовнішніх моментів три: M_1 - на ведучому валу, M_2 - на веденому валу й M_R - сприйманий картером реактивний момент, існування якого пояснює нерівність $M_2 \neq M_1$.

На рис. 4.3, а нанесені активні сили: діюча P_2 і протидіюча $P_1 = M_1/r_1 = P_2$, а також реакції від цих сил R_{p1} і R_{p2} , що діють через опори на картер.

З балансу моментів щодо осі 0: $M_R = R_{p1} (r_2 + r_1) = M_2 + M_1$. Аналогічно для рис. 4.3, б $M_R = R_{p2} (r_2 + r_3) - R_{p1} (r_1 + 2r_2 + r_3) = M_2 - M_1$. З рис. 4.3, а, б випливає, що при обертанні веденого й ведучого валів в одному напрямку $M_R = M_2 - M_1$ а при обертанні в різних напрямках $M_R = M_2 + M_1$, тобто в останньому випадку реактивний момент дорівнює сумі моментів на веденому й ведучому валах.



а - при двох зубчастих колесах; б - при трьох зубчастих колесах;
 в - трьохвалівній співвісній зубчастій передачі; P - окружна сила;
 Q - осьова сила; R - радіальна сила; R_p - реактивна сила

Рисунок 4.3 - Схеми сил в зубчастих передачах

Навантаження, що діють на зубчасті колеса і вали.

Якщо зубчасті колеса косозубі (рис. 4.3, в), то на кожне з них діють сили: окружна $P = M/r$, радіальна $R = P \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \beta$ і осьова $Q = P \operatorname{tg} \beta$, де M - крутний момент підведений до даного зубчастого колеса; r - радіус дільної окружності даного зубчастого колеса; α - кут зачеплення; β - кут спіралі зубів.

Одна з опор на кожному валу сприймає, крім радіальної, ще й осьове навантаження. Якщо напрямок нахилу спіральної лінії зубів у зубчастих колесах 2 і 3 однаковий, тоді, враховуючи, що $P_{2r2} = P_{3r3}$, осьове навантаження на проміжному валу можна зрівноважити ($Q_2 + Q_3 = 0$), прийнявши $\operatorname{tg} \beta_3 = \operatorname{tg} \beta_2 r_2 / r_3$.

Вали навантажені крутним і згинальним моментами, що визначає підвищені вимоги до їхньої жорсткості. Навантаження викликають лінійну f і кутову в деформації γ валів як у площині ZOX, що проходить через осі валів, так і в перпендикулярній їй площині YOX (рис. 4.4) у точці 1 - γ_1 і f_1 , у точці 2 - γ_2 і f_2 , сумарна кутова деформація γ_{1-2} .

Наприклад, для ведучого вала:

$$f_1 = (R_1 + B'_B) b_1^2 (a_1 + b_1) / (3EJ) - Q_1 r_1 b_1 (2a_1 + 3b_1) / (6EJ), \quad (4.2)$$

$$\gamma_1 = (R_1 + B'_B) b_1 (2a_1 + 3b_1) / (6EJ) - Q_1 r_1 (a_1 + 3b_1) / (3EJ), \quad (4.3)$$

де $J = \pi d^4 / 64$ - осьовий момент інерції перетину вала.

Деформація валів призводить до збільшення зношування зубів, навантажень на опори й гучності коробки передач. Допускається деформація вала f і f' під зубчастим колесом не більше 0,1 мм, γ і γ' - не більше 0,002 рад $\approx 0,1^\circ$. У сучасних коробок передач для легкових автомобілів вимоги більш жорсткі.

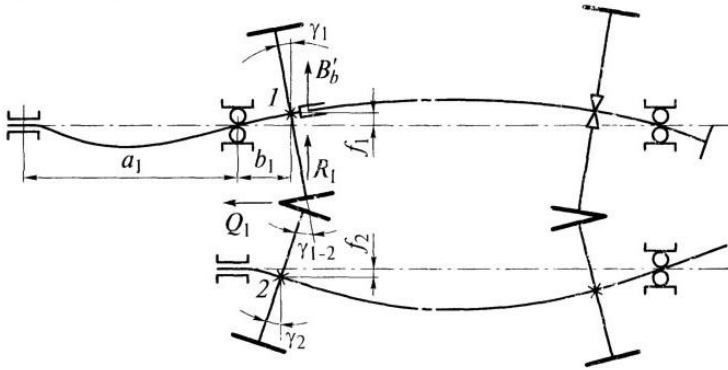
Розрахунки зубчастих коліс (на вигин і контактну міцність) і валів (на результуючу напругу й жорсткість) не мають відмінностей від розрахунків, прийнятих у загальному машинобудуванні.

Підшипники коробки передач. Підшипники перевіряють на динамічну вантажопідйомність, що відповідає розрахункам на довговічність по утомній міцності. Методика розрахунків така ж, як у загальному машинобудуванні, але з деякими особливостями. Динамічна вантажопідйомність підшипника:

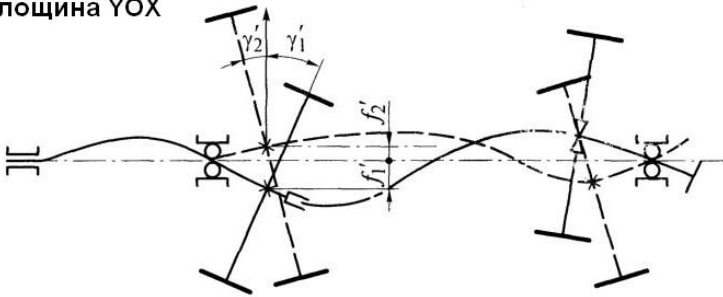
$$C = R_e \sqrt[3]{L}, \quad (4.4)$$

де R_e - еквівалентне навантаження.

Площина ZOX



Площина YOX



f - лінійна деформація; γ - кутова деформація

Рисунок 4.4 - Деформація валів трьохвальної співвісної коробки передач

Динамічну вантажопідйомність S визначають за каталогом і порівнюють зі значенням, отриманим за рівнянням (4.4); показник ступеня приймають $p = 3$ для кулькових і $p = 3,33$ для роликових підшипників; ресурс (в млн. об.):

$$L = \sum L_i, \quad L_i = \alpha_i S / (2\pi r_k u_{\text{три}} \cdot 10^6), \quad (4.5)$$

де S - ресурс (в тис. км) коробки передач до кап. ремонту;

$u_{\text{три}}$ - передавальне число на i -й передачі від даного підшипника до осі ведучого колеса;

$\alpha_i = S_i / S$ - пробіг автомобіля, в частках від одиниці $\sum \alpha_i = 1$ на i -

ій передачі;

R_3 - еквівалентне динамічна навантаження.

Орієнтовно можна приймати:

для легкових автомобілів: $S=125$ (особливо малий клас), 150 (малий клас), 250 (середній клас) тис. км; $\alpha_i = 0,01, 0,04, 0,20, 0,75$ для 1-, 2-, 3-, 4-ї передач відповідно;

вантажних автомобілів і автобусів: $S=500$ тис. км; $\alpha_i=0,006, 0,018, 0,076, 0,20, 0,70$; для автомобілів-самоскидів: $\alpha_i=0,04, 0,11, 0,18, 0,26, 0,41$ для 1-, 2-, 3-, 4-, 5-ї передач відповідно.

Еквівалентне навантаження визначають по формулі:

$$R_j = \sqrt[p]{(R_1^p L_1 + R_2^p L_2 + \dots + R_n^p L_n)/L}, \quad (4.6)$$

де $R_1, R_2, \dots, R_n$ - еквівалентні навантаження на кожній передачі, визначальні по залежності:

$$R_i = (XVF_p + YF_a)K_6K_T, \quad (4.7)$$

де F_p, F_a - відповідно радіальне й осьове навантаження;

X, Y - коефіцієнт відповідно радіального й осьового навантаження (по каталогу);

V - коефіцієнт обертання кільця радіально-упорних підшипників, зовнішнього $V=1$ або внутрішнього $V=1,2$, для радіальних підшипників $V=1$;

K_6 - коефіцієнт безпеки ($K_6=1$);

K_T - коефіцієнт температури ($K_T=1,1$ при 150°C).

При розрахунках $R_1, R_2, \dots, R_n$ за розрахунковий момент на ведучому валу приймають $M_{1\text{э}} = b_M M_{e\text{max}}$, причому значення $b_M < 1$ беруть залежно від питомої потужності:

$$N_{\text{уд}} = N_{e\text{max}}/m_a, \text{ кВт/т}, \quad (4.8)$$

$$b_M = b_{1M} + b_{2M}N_{\text{уд}} + b_{3M}N_{\text{уд}}^2, \quad (4.9)$$

де m_a - повна маса автомобіля, т:

$$b_{1M} = 0,96; b_{2M} = -0,012; b_{3M} = 4 \cdot 10^{-5}$$

Передаточні числа й ККД. Передаточні числа (кінематичні) при нерухливих осях зубчастих коліс і зовнішньому зачепленні можна

визначати по вираженню:

$$u_m = (-1)^n z_2/z_1 z_4/z_3 \dots z_{2n}/z_{2n-1}, \quad (4.10)$$

де n - число зчеплень, через які на даній передачі передається потужність;

z - кількість зубів зубчастих коліс.

Коефіцієнт корисної дії коробки передач:

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_{cm}, \quad (4.11)$$

де η_z - ККД зубчастого механізму;

η_n - коефіцієнт, що враховує втрати в підшипниках;

η_{cm} - коефіцієнт, що враховує витрати потужності на змащення (розбризкуванням або під тиском).

Для автомобільних коробок передач зазвичай $\eta = 0,98 \dots 0,99$ - на прямій, $0,97 \dots 0,98$ - на понижувальній й $0,95 \dots 0,96$ - на першій передачах. Приблизно можна приймати

$$\eta = \eta_{н.з.}^n, \quad (4.12)$$

де $\eta_{н.з.} = 0,975$ - трохи зменшений, з обліком η_n і η_{cm} , ККД зовнішнього зачеплення; n - число зачеплень.

У зубчастих зачепленнях немає кінематичних втрат, немає прослизання ділительних окружностей сполучених зубчастих коліс, тому кінематичне передаточне число:

$$u_m = z_2/z_1 = d_2/d_1 = \omega_1/\omega_2, \quad (4.13)$$

де d - діаметр ділительної окружності.

Обкатування зубів сполучених зубчастих коліс супроводжується проковзуванням уздовж поверхні зуба. Виникаючі при цьому сили тертя зменшують передану окружну силу, тому силове передаточне число $\bar{u}_m = M_2/M_1 < u_m$ (через силові втрати). ККД зубчастого зачеплення можна представити у вигляді:

$$\eta = \bar{u}_m/u_m = (M_2/M_1)(\omega_2/\omega_1), \quad (4.14)$$

Якщо врахувати, що при відношенні чисел зубів зубчастих ко-

ліс, що перебувають у зачепленні, більше 3, радіальні габарити суттєво збільшуються, а ККД починає помітно зменшуватися, тоді при вищій прямій передачі одержимо обмеження діапазону передаточних чисел коробки передач: у двохвальних $D_{к.п} < 4$; у трьохвальних співвідносних $D_{к.п} < 10$.

Температура масла при напружених режимах роботи може становити 120... 140°C. Рівень масла зазвичай повинен бути на 35...45 мм вище осі проміжного вала, а при використанні насоса - до осі.

Включення передач.

Включення за допомогою ковзних зубчастих коліс. Таке включення приводить до ударних навантажень на зуби шестірень, якщо їх кутові швидкості не відповідають передачі, що включається. Зазвичай ковзне зубчасте колесо розміщують на веденому валу. Використавши залежність:

$$\sum M_n + J_i \dot{\omega}_i = 0, \quad (4.15)$$

одержимо (рис. 4.5)

$$Fr = J_3 \Delta \omega_{\text{шл}} / \Delta t, \quad (4.16)$$

де F , Δt - відповідно окружна сила удару та її час дії;

r - радіус діляльної окружності шестірні, маса якої входить у момент інерції $J_{к.п}$;

$\Delta \omega_{п.п}$ - відмінність кутової швидкості від швидкості, відповідної до безударного включення;

J_3 - еквівалентний момент інерції мас, що з'єднуються при непружному ударі, причому:

$$1/J_3 = 1/J_2 + 1/J_{к.п}, \quad (4.17)$$

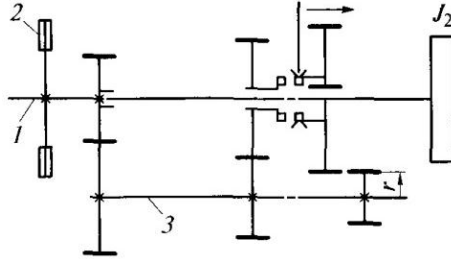
де J_2 - наведений до веденого валу момент інерції від маси автомобіля;

$J_{к.п}$ - приведений до веденого вала момент інерції ведучого й проміжного валів з веденим диском зчеплення й зубчастими колесами.

Якщо $J_{к.п}$ набагато менший, чим J_2 , то $J_3 \approx J_{к.п}$. У кожному разі зменшення $J_{к.п}$ забезпечує зменшення сили удару F .

При використанні зубчастої муфти сила удару при включенні не припадає на зуби шестірень, а розподіляється між зубами зубчастої муфти.

Включення за допомогою синхронізатора. Таке включення усуває ударні навантаження на зуби зубчастої муфти, тому що з'єднання зубчастих напівмуфт (поз. А на рис. 4.6) не відбувається завдяки блокувальному пристрою Б доти, поки синхронізуючий пристрій В не забезпечить вирівнювання кутових швидкостей деталей що з'єднуються.



1 - ведучий вал; 2 - ведений диск зчеплення;
3 - проміжний вал; J_2 - наведений до веденого вала
момент інерції від маси автомобіля; r - радіус шестірні,
маса якої входить у момент інерції $J_{к.п}$

Рисунок 4.5 - Схема для розрахунків включення
передачі за допомогою ковзної шестірні

Процес включення можна розділити на етапи: блокування, синхронізація, розблокування, з'єднання зубчастих напівмуфт.

Першими в процесі включення стикаються поверхні тертя. На них від осрової сили Q , створюваної водієм, виникає момент тертя:

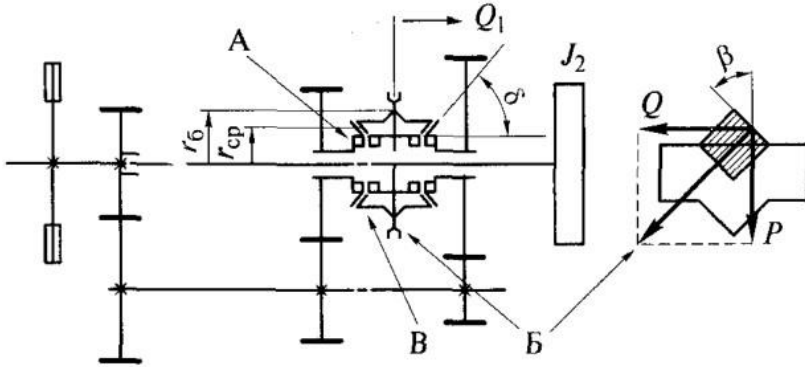
$$M_{тр} = Q_1 \mu r_{сп} / \sin \delta, \quad (4.18)$$

де $\mu = 0,1$ - коефіцієнт тертя пари сталь-латунь у маслі;

$\delta = 7...12^\circ$ - кут конуса синхронізуючого пристрою.

Від $M_{тр}$ утворюється окружна сила $P = M_{тр} / r_6$, що притискає блокувальні ланки (наприклад, шип до поглиблення на рис. 4.6). Для виключення розблокування в процесі синхронізації повинна бути виконана умова $Q_1 < Q$, де $Q = P / \tan \beta$ - це сила, яка втримує блокувальні ланки (шип у поглибленні). Звідси одержимо без обліку тертя на блокувальних поверхнях:

$$\tan \beta < \mu r_{сп} / (r_6 \sin \delta), \quad (4.19)$$



А - зубчасті напівмуфти; Б - блокуючий пристрій;
 В - синхронізуючий пристрій; J_2 - наведений до веденого валу
 момент інерції від маси автомобіля; Q_1 - осьова сила,
 створювана водієм; Q і P - осьова і окружна сили,
 що виникають в блокуючому пристрої;
 r_{cp} - середній радіус поверхонь тертя;
 r_6 - радіус блокуючих поверхонь

Рисунок 4.6 - Схема для розрахунку включення
 передачі за допомогою синхронізатора

Зазвичай $\beta = 25 \dots 40^\circ$. Як тільки кутові швидкості деталей, що з'єднуються, зрівнюються, зникне окружна сила P , а отже $Q = 0$, що забезпечує легке розблокування й включення зубчастої муфти.

Якщо швидкість автомобіля й $M_{тр}$ не змінюються за час синхронізації, що близько до реальних умов при малих опорах дороги, тоді одержимо з рівняння $M_{тр} = J_{к.п} d\omega/dt$ час синхронізації:

$$t_c = J_{к.п} \Delta\omega_{п.п} / M_{тр}, \quad (4.20)$$

причому можна прийняти $\Delta\omega_{п.п} = \omega_1(1/u_{кпi} - 1/u_{кпi+1})$.

Роботу буксування синхронізатора L_6 можна визначити по зміні кінетичної енергії маси з моментом інерції $J_{к.п}$:

$$L_6 = J_{к.п} \Delta\omega_{п.п}^2 / 2, \quad (4.21)$$

Отже, зменшення $J_{к.п}$ забезпечує зменшення L_6 .

По роботі буксування можна розрахувати нагрівання й оцінити зносостійкість синхронізатора. Нагрівання синхронізатора для одного включення, зневажаючи відводом теплоти в навколишнє середовище, можна визначити із залежності:

$$\Delta t^\circ = \gamma_d L_{\text{б}} / (c_d m_d), \quad (4.22)$$

де γ_d - коефіцієнт, що враховує частину теплоти, що йде на нагрівання даної деталі, $\gamma_d = 0,5$ для диска синхронізатора;

$c_d = 482 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ - питома теплоємність бронзи або сталі;

m_d - маса даної деталі.

Зазвичай вважають, що Δt° не повинне перевищувати 30°C .

Оцінку зносостійкості можна зробити за непрямим критерієм - величини питомої роботи буксування:

$$L_{\text{б.уд}} = L_{\text{б}} / F, \quad (4.23)$$

де F - площа поверхні тертя, см^2 .

Зазвичай вважають, що $L_{\text{б.уд}}$ не повинна перевищувати $40 \text{ Дж}/\text{см}^2$.

На рис. 4.7, а представлена залежність кутової швидкості вала двигуна ω_e від швидкості автомобіля v_a для двох суміжних передач. Якщо перемикання відбувається «нагору», тобто з нижчої передачі (I) на вищу (II), тоді в процесі перемикання ω_e повинна зменшитися (від точки a до точки b , якщо при перемиканні v_a не змінюється, або до точки b , якщо при перемиканні v_a зменшується на Δv_a).

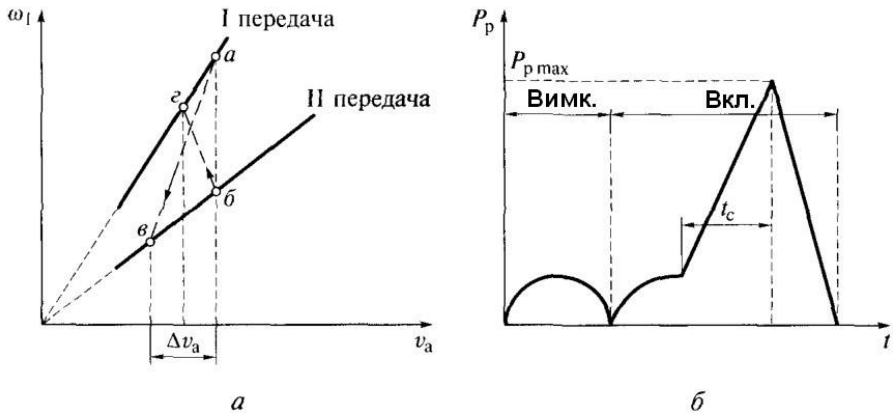
Якщо перемикання відбувається «униз», тобто з вищої передачі на нижчу, тоді в процесі перемикання ω_e повинна збільшитися (від точки b до точки a , якщо при перемиканні v_a не змінюється, або до точки c , якщо при перемиканні v_a зменшується).

Звичайна зміна зусилля на важелі перемикання передач відбувається так, як показано на рис. 4.7, б. У розрахунках можна приймати зусилля на важелі:

$$P_p = P_{p\text{max}}/2 = \text{const} \quad (4.24)$$

Якщо швидкість автомобіля змінюється при перемиканні передач, тоді потрібно представити автомобіль у вигляді двомасової екви-

валентної динамічної системи, розділеною на дві ланки, шестірнею передачі що включається.



a — $\omega_1 = f(v_a)$; $б$ - реальна залежність зусилля на важелі перемикання передач від часу;
 Δv_a - падіння швидкості автомобіля за час перемикання передач; t_c - час синхронізації

Рисунок 4.7 - До розрахунків процесу перемикання передач

Відповідна їй математична модель складається із двох рівнянь (пружність деталей не враховується):

$$J_1 \dot{\omega}_1 = -M_{тр}, \quad (4.25)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = M_{тр} - M_c, \quad (4.26)$$

де $J_1 = J'_1 u_{к.п}^2$, $J_2 = \delta'_{вр} m_a r_k^2 / u_0^2$ - наведений відповідно до ведучої (шестірні, що включається) і веденої ланки момент інерції;

$M_{тр} = P_p k_{пр} \mu r_{ср} / \sin \beta$ - момент тертя на поверхнях тертя синхронізатора;

$M_c = \psi g m_a r_k / (u_0 \eta_{тр})$ момент опору руху;

J_1 - момент інерції веденого диска зчеплення й усіх зубчастих коліс коробки передач, що перебувають у зачепленні, наведений до веденого диска зчеплення;

$u_{к.п}$ - передаточне число передач що включається.

Приблизно можна приймати $J'_1 = J_e/70$ (якщо немає інших даних); J_e - момент інерції маховика двигуна (ведучої частини зчеплення);

$\delta'_{вр} = 1,04$ - коефіцієнт обліку обертових мас;

m_a - маса автомобіля;

r_k - радіус ведучих коліс автомобіля;

u_0 - передаточне число головної передачі;

P_p - зусилля, створюване водієм на важелі перемикавання передач;

k_p - передаточне число важеля перемикавання передач;

r_{cp} - середній радіус поверхні тертя синхронізатора;

β - кут конусної поверхні тертя;

ψ - коефіцієнт опору дороги;

$\eta_{тр}$ - ККД трансмісії без ККД коробки передач.

Тому що $M_{тр}$ і M_c величини постійні, інтегруючи рівняння (4.25) і (4.26), одержуємо:

$$\omega_1 = -M_{тр}t/J_1 + \omega_{1н}, \quad (4.27)$$

$$\omega_2 = (M_{тр} - M_c)t/J_2 + \omega_{2н}, \quad (4.28)$$

Наприкінці синхронізації, тобто при $t=t_c$, кутові швидкості будуть рівні: $\omega_{1к} = \omega_{2к}$. Тому, дорівнявши праві частини рівнянь (4.27) і (4.28), одержимо:

$$t_c = (\omega_{1н} - \omega_{2н}) / [(M_{тр} - M_c)/J_2 + M_{тр}/J_1], \quad (4.29)$$

Перемикання «нагору». Рівняння (4.25) - (4.26) відповідають перемикаю «нагору», тому t_c визначається з рівняння (4.26) по підрахованих попередньо значеннях:

$$\omega_{1н} = \omega_{ен}/u_{к.п.в}, \quad \omega_{2н} = \omega_{ен}/u_{к.п.н}, \quad M_{тр}, \quad M_c, \quad J_1, \quad J_2, \quad (4.30)$$

де $\omega_{ен}$ - кутова швидкість вала двигуна (точка а на рис. 4.7);

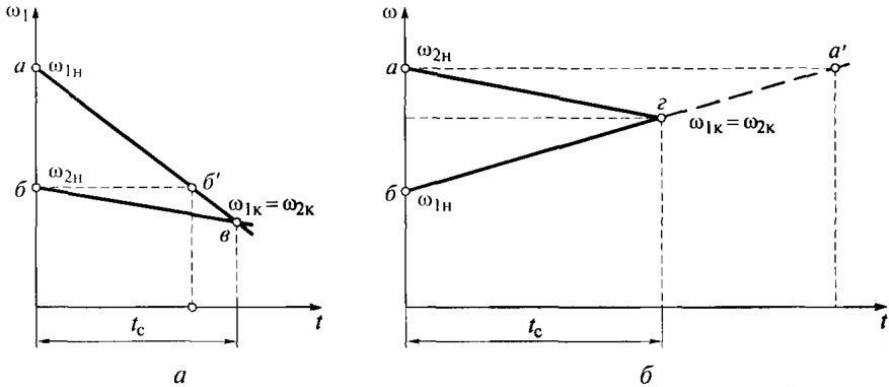
$u_{к.п.в}$ - передаточне число (вищої) передачі, що вимикається;

$u_{к.п.н}$ - передаточне число (нижчої) передачі, що вимикається.

Далі по рівнянню (4.27) або (4.28) визначають $\omega_{1к} = \omega_{2к}$ й будують графік процесу синхронізації (рис. 4.8, а), Горизонтальна лінія

bb' відповідає процесу синхронізації без зменшення швидкості автомобіля, коли:

$$t'_c < t_c, \quad (4.31)$$



а - при перемиканні «вгору»; б - при перемиканні «вниз»; точки a' , b' відповідають закінченню синхронізації при відсутності падіння швидкості

Рисунок 4.8 - Залежність кутових швидкостей від часу при перемиканні за допомогою синхронізатора

Знаходять кінцеве значення $\omega_{ек} = \omega_{лк} u_{к.п.в}$ (точка e на рис. 4.7). Воно повинне бути більше $\omega_{ек.х}$ інакше двигун заглохне. І, нарешті, слід визначити падіння швидкості автомобіля за час синхронізації

$$\Delta v_a = (\omega_{2н} - \omega_{2к}) r_k / u_0, \quad (4.32)$$

Роботу буксування синхронізатора L_6 можна визначити по зміні кінетичної енергії маси з моментом інерції J_1 - рівняння (4.21), причому слід прийняти $\Delta \omega_{п.п} = \omega_n - \omega_k$.

Перемикання «вниз». У цьому випадку за допомогою поверхонь тертя відбувається не зменшення, а збільшення кутової швидкості ведучої частини, тому в рівняннях (4.25) і (4.26) перед $M_{тр}$ замість мінуса повинен бути плюс, а в рівняннях (4.25) і (4.28) - мінус. Через це, рівняння (4.29) прийме наступний вид:

$$t_c = (\omega_{2н} - \omega_{1н}) / [(M_{тр} + M_c) / J_2 + M_{тр} / J_1], \quad (4.33)$$

Крім того, у цьому випадку:

$$\omega_{1н} = \omega_{ен} / u_{к.п.н}, \quad \omega_{2н} = \omega_{ен} / u_{к.п.в}, \quad (4.34)$$

У розрахунках зазвичай беруть однакові значення $\omega_{ен}$ для перемикачів «нагору» і «вниз», при цьому $\omega_{ен}$ повинне при перемиканні «вниз» відповідати точці *a* на рис. 4.7.

Визначивши t_c по рівнянню (4.29), слід знайти $\omega_{1к} = \omega_{2к}$ по рівнянню (4.27) або (4.28) і побудувати графік процесу синхронізації (рис. 4.8, б), Горизонтальна лінія *aa'* відповідає процесу синхронізації без зменшення швидкості автомобіля, коли $t'_c > t_c$. Нарешті, слід визначити падіння швидкості автомобіля за час синхронізації.

Включення за допомогою фрикціонів. У гідромеханічних передачах (ГМП) при перемиканні передач вимикається фрикціон передачі, що вимикається, і включається фрикціон передачі, що включається.

Якщо застосовується система автоматичного управління (САУ), процес перемикання відбувається без зменшення подачі палива, що призводить до збільшення роботи буксування фрикціона, який включається.

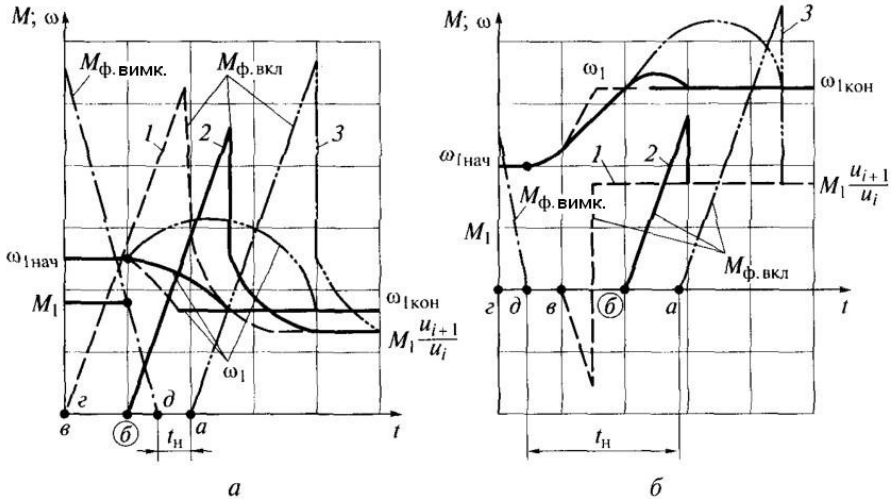
Можна прийняти, що за час перемикання швидкість автомобіля не змінюється, а змінюється кутова швидкість ведучої частини фрикціона. Використання гідротрансформатора дозволяє суттєво зменшити роботу буксування, тому що момент інерції ведучої частини фрикціона (турбінного колеса) у кілька разів менше моменту інерції маховика.

Досить важливо забезпечити узгодження моментів початку включення, фрикціону що включається (точки *a*, *б*, *в* на рис. 4.9) і вимикання, фрикціону що вимикається (точки *г*, *д*).

Розрахунки, представлені на рис. 4.9, виконані по рівнянням, при лінійній залежності від часу моментів, переданих фрикціонами:

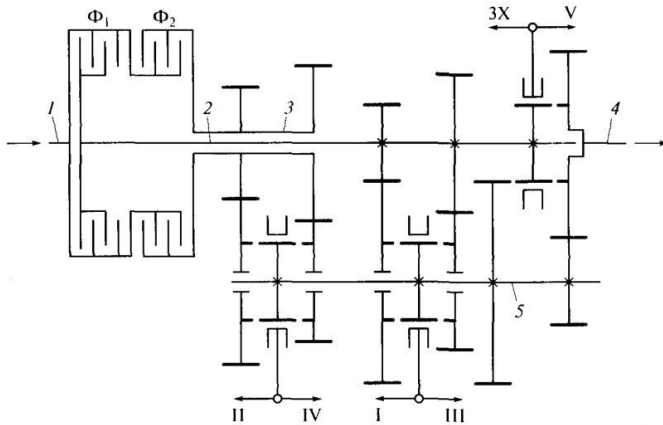
$$M_{ф.выкл} = -kt, \quad M_{ф.вкл} = k_b t, \quad (4.35)$$

При перемиканні з нижчої передачі на вищу кутова швидкість ω_1 ведучої частини повинна зменшитися (від точки *a* до точки *б* на рис. 4.7, а).



а - при перемиканні «вгору»; б - при перемиканні «вниз»;
 1 - раннє включення; 2 - оптимальне включення;
 3 - пізніше включення

Рисунок 4.9 - Залежність кутових швидкостей і моментів від часу при фрикційному перемиканні



1 - ведучий вал; 2 - вал, з'єднаний зі зчепленням Φ_1 ;
 3 - вал, з'єднаний зі зчепленням Φ_2 ; 4 - ведений вал;
 5 - проміжний вал; I-V - передачі переднього ходу;
 3X - передача заднього ходу

Рисунок 4.10 - Схема коробки передач з двома зчепленнями

Перемикання з нейтраллю (t_n на рис. 4.9, а) призводить до збільшення ω_1 і роботи буксування, тому доцільно застосовувати перемикання з перекриттям, коли включення фрикціона, який включається, починається до того, як виключиться фрикціон, що вимикається.

Найменші динамічні навантаження (крива 2 $M_{ф.вкл}$) і робота буксування виходять при такому перекритті, коли початок включення (точка b) відповідає початку буксування (лінія M_1) фрикціона, що вимикається. При перемиканні з вищої передачі на нижчу кутова швидкість ω_1 , повинна збільшитися (від точки b до точки a на рис. 4.7, а). Цьому сприяє перемикання з нейтраллю (t_n на рис. 4.9, б).

Однак недостатня тривалість нейтралі (точка b на рис. 4.9, б) призводить до значних негативних навантажень. Зайва тривалість нейтралі (точка a на рис. 4.9, б) призводить до значних позитивних навантажень. Мінімальні позитивні навантаження при відсутності негативних виходять при значенні t_n , коли початок включення відповідає вирівнюванню кутових швидкостей ведених і ведучих дисків фрикціона (точка b на рис. 4.9, б).

Процес перемикання при русі, наприклад, на першій передачі (включене зчеплення Φ_1) полягає в тому, що попередньо включається суміжна передача, наприклад друга, зубчастою муфтою при виключеному зчепленні Φ_2 , потім включається виключене зчеплення Φ_2 і вимикається включене зчеплення Φ_1 .

Перемикання здійснюється без розриву силового потоку (включення за допомогою фрикціонів). Недоліками таких коробок передач є наступні: неможливі перемикання через передачу, тобто з 1-ї на 3-ю, з 2-ї на 4-у й назад; високі вимоги до точності й стабільності роботи елементів; підвищена робота буксування зчеплень.

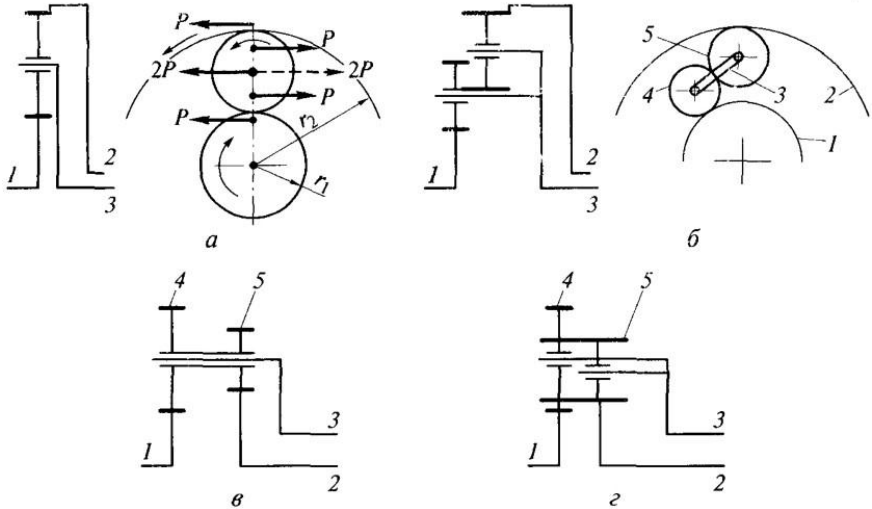
Особливості робочого процесу планетарної коробки передач.

Основна особливість робочого процесу планетарних механізмів полягає в тому, що осі деяких шестірень (сателітів) можуть обертатися навколо деякої загальної осі. В автомобільних коробках передач зазвичай застосовують співвісні планетарні механізми із циліндричними шестірями (рис. 4.11).

Планетарні співвісні механізми, в порівнянні з не планетарними, мають особливості:

- можливість утвору декількох паралельних силових потоків, причому в паралельні гілки можна встановлювати гідравлічні

- або електричні передачі;
- можливість одержання більш високого ККД, тому що частина потужності передається в переносному русі без втрат і т.д.



а - плоского; б, г - зі здвоєними сателітами;
в - зі східчастими (заміцнвленими на загальній осі) сателітами;
7, 2, 3 - зовнішні вали (вал 3 з'єднаний з водилом); 4, 5 - сателіти

Рисунок 4.11 - Схеми триланкових співвісних планетарних механізмів

Відзначимо ще дві особливості: інші моменти, передані фрикціонами, і обмеження у виборі чисел зубів зубчастих коліс.

Фрикціони непланетарних передач виконують функції зчеплення й навантаження крутним моментом, переданим валом, на якому вони розташовані:

$$M_{\phi n} = M_{вх} u_n, \quad (4.36)$$

де n - індекс фрикціона;

u_n - передаточне число до місця розташування даного фрикціона.

У планетарних передачах в основному застосовуються гальмові й блокувальні фрикціони. Перші сприймають реактивний момент і навантажені різницею (сумою для передач заднього ходу) крутних моментів на веденому й ведучому валах, а інші навантажені тільки

частиною переданого крутного моменту, тому що інша частина моменту передається паралельно через заблоковані шестірни:

$$M_{\text{фтн}} = M_{\text{вх}}(u_m - 1), \quad (4.37)$$

$$M_{\text{фбн}} = M_{\text{вх}}a, \quad (4.38)$$

де u_m - передаточне число передачі;

a - частка крутного моменту, переданого блокувальним фрикціоном.

Числа зубів зубчастих коліс, що складають елементарний (трьохланковий) планетарний механізм, повинні перебувати в певних співвідношеннях, що задовольняють умовам:

- співвісності;
- складання;
- сусідства (розміщення сателітів);
- відсутності підрізування (повинне бути $z_{\min} > 13$).

Умова співвісності забезпечує збіг осей ведучого й веденого валів:

$$\text{для рис. 4.10, а } z_2 - z_1 = 2z_{\text{сат}}, \quad (4.39)$$

$$\text{для рис. 4.10, в } m_1(z_1 + z_{\text{сат1}}) = m_2(z_2 + z_{\text{сат2}}), \quad (4.40)$$

де m_1, m_2 - модулі зачеплення.

Умова складання забезпечує можливість складання зубчастих коліс:

$$\text{для рис. 4.10, а } z_1 + z_2 = Ap \quad (4.41)$$

$$\text{для рис. 4.10, в } z_{\text{сат1}} z_2 - z_{\text{сат2}} z_1 = Ap \quad (4.42)$$

де p - число сателітів;

A - ціле число.

Умова сусідства забезпечує достатні зазори між зубами сателітів (для рис. 4.11, а, в):

$$\sin(\pi/p) > (z_{\text{сат}} + 2f_{\text{гол}})/(z_1 + z_{\text{сат}}), \quad (4.43)$$

де $f_{\text{гол}} = h_{\text{гол}}/m$ - коефіцієнт висоти головки зуба, приймаємо 1 для некоррегированих зубів.

Планетарна передача при числі зубів, що не забезпечують виконання умов співвісності або складання, іноді може бути утворена за допомогою коррегівування зубів або нерівномірного розміщення сателітів.

Рівняння зв'язку між силовими параметрами - крутними моментами на кожному із трьох ланок планетарного механізму - можна одержати, записавши їх через окружні сили й радіуси ділительних окружностей зубчастих коліс (рис. 4.11, а):

$$M_1 = Pr_1, \quad M_2 = Pr_2, \quad M_3 = -2P(r_1 + r_2)/2, \quad (4.44)$$

Для M_3 за умови рівноваги сателіта взята сила, дорівнює $2P$ і прикладена до осі сателіта. Позначивши $r_2/r_1 = \alpha$ й поділивши M_2 і M_3 на $M_1 = Pr_1$ одержимо:

$$M_1 : M_2 : M_3 = 1 : \alpha : -(1 + \alpha), \quad (4.45)$$

Рівняння (4.28) справедливе для всіх випадків, але якщо один з моментів дорівнює нулю, то й інші два моменти також дорівнюють нулю. Рівняння зв'язку між кінематичними параметрами - кутовими швидкостями ланок планетарного механізму - можна одержати з рівняння збереження енергії:

$$N_1 + N_2 + N_3 = 0, \quad (4.46)$$

записавши його у вигляді:

$$M_1\omega_1 + M_2\omega_2 + M_3\omega_3 = 0, \quad (4.47)$$

Тоді, використавши рівняння (4.28), одержимо:

$$\omega_1 + \alpha\omega_2 - (1 + \alpha)\omega_3 = 0, \quad (4.48)$$

Рівняння (4.48) справедливе для всіх випадків, але якщо з'єднати будь-які дві ланки (планетарний механізм заблокований), тоді:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_3, \quad (4.49)$$

Для ГМП із декількома планетарними механізмами замість індексів 1, 2, 3 зручніше використовувати індекси c (сонячна шестірня), k (коронна шестірня), b (води́ло). Кутову швидкість сателіта щодо своєї осі можна визначити з вираження:

$$\omega_{\text{сат}} = (\omega_c - \omega_b)z_c/z_{\text{сат}}, \quad (4.50)$$

У рівняннях (4.45) і (4.48) α - параметр планетарного механізму, відповідний до передатного числа (узятому зі зворотним знаком) пла-

нетарного механізму, зверненого в непланетарний, тобто при зупиненому водилі. Отже, для рис. 4.11, а, з;

$$\alpha = z_2/z_1, \quad (4.51)$$

для рис. 4.11, б:

$$-z_2/z_1, \quad (4.52)$$

для рис. 4.11, в:

$$-z_2 z_{\text{cat1}} / (z_1 z_{\text{cat2}}), \quad (4.53)$$

Визначення передаточних чисел планетарної коробки передач здійснюється в наступному порядку. Записується стільки рівнянь зв'язку (4.48), скільки планетарних рядів бере участь у передачі крутного моменту. Потім підставляються умови, що враховують зв'язки між ланками на даній передачі.

Спільним розв'язком рівнянь (4.48) визначається вираження для передаточного числа, через параметри α планетарних рядів, у вигляді:

$$u_m = \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}}, \quad (4.54)$$

Як приклад визначимо передаточне число для першої передачі (включений фрикціон Ф2, рис. 4.12) двоступінчастої ГМП автомобіля ЗИЛ-111.

У даний час двоступінчасті ГМП на автомобілях не застосовуються, але схема ГМП ЗИЛ-111 найкраще підходить для розуміння методів розрахунків. У ГМП ЗИЛ-111:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 55/23 = 2,39. \quad (4.55)$$

Отже, запишемо рівняння зв'язку. У цьому випадку їх два:

$$\omega_{c1} + \alpha_1 \omega_{k1} - (1 + \alpha_1) \omega_{b1} = 0, \quad (4.56)$$

$$\omega_{c2} + \alpha_2 \omega_{k2} - (1 + \alpha_2) \omega_{b2} = 0, \quad (4.57)$$

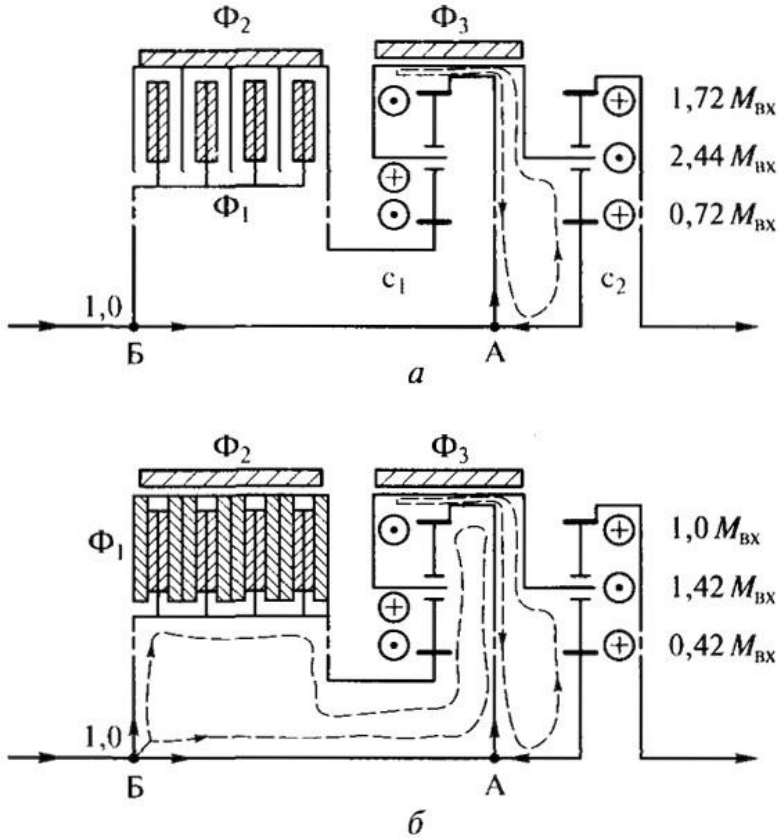
де індекси позначають 1 - перший і 2 - другий планетарні ряди.

Врахуємо зв'язки між ланками на даній передачі:

$$\omega_{\text{вх}} = \omega_{k1} = \omega_{c2}, \quad \omega_{\text{вых}} = \omega_{k2}, \quad \omega_{b1} = \omega_{b2}, \quad \omega_{c1} = 0. \quad (4.58)$$

Розв'язавши систему рівнянь зв'язку, одержимо:

$$u_1 = \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}} = (\alpha_1 \alpha_2 + \alpha_2) / (\alpha_1 \alpha_2 - 1) = 1,72. \quad (4.59)$$



а - на першій передачі; б - на другій передачі;
 А, Б - точки розгалуження силових потоків;
 Φ_1, Φ_2, Φ_3 - фрикціїони; c_1, c_2 - ланки

Рисунок 4.12 - Схеми сил, що діють на ланки планетарної коробки передач

Передаточні числа інших передач визначаються простіше:

$$u_2 = 1, u_{3,x} = -\alpha_2 \approx -2,39, \quad (4.60)$$

Визначення ККД планетарної коробки передач можна проводити по методу М. А. Крейнса, що дозволяє визначити ККД без схеми ГМП і без аналізу циркулюючих потужностей, користуючись лише розподілом силового передаточного числа:

$$\bar{u}_m = M_{\text{ввх}}/M_{\text{вх}}, \quad (4.61)$$

на кінематичне передаточне число:

$$u_m = \omega_{\text{вх}}/\omega_{\text{ввх}}, \quad (4.62)$$

Визначається ККД у наступному порядку. Встановлюють, як змінюється u_m зі збільшенням кожного параметра α_n . Усі α_n ділять на дві групи: перша складається з α_n збільшення яких призводить до збільшення u_m , а друга - з α_n , збільшення яких приводить до зменшення u_m .

Складають u_m шляхом множення на η_0 усіх α_n першої групи й розподілу на η_0 всіх α_n другої групи у вираженні для u_m . Нарешті, визначають:

$$\eta = \bar{u}_m/u_m, \quad (4.63)$$

Значення η_0 - це ККД елементарних планетарних механізмів при зверненні їх у непланетарні шляхом загальмовування водила:

для рис. 4.10, а $\eta_0 = \eta_{\text{нз}}\eta_{\text{вз}} = 0,96$

для рис. 4.10, б $\eta_0 = \eta_{\text{нз}}^2\eta_{\text{вз}} = 0,936$

для рис. 4.10, в $\eta_0 = \eta_{\text{нз}}^2 = 0,95$

для рис. 4.10, г. $\eta_0 = \eta_{\text{нз}}^3 = 0,926$

Прийняте значення для зовнішнього зачеплення $\eta_{\text{нз}} = 0,975$, для внутрішнього зачеплення $\eta_{\text{вз}} = 0,985$.

Як приклад визначимо ККД для першої передачі ГМП ЗИЛ-111 (рис. 4.11). Тому що α_1 і α_2 відносяться в цьому випадку до другої групи, то, розділивши їх на $\eta_0 = 0,96$, одержимо при $\alpha_1 = \alpha_2 = 2,39$.

Тоді:

$$\eta_1 = [(\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2\eta_0)/(\alpha_1\alpha_2 - \eta_0^2)] [(\alpha_1\alpha_2 + \alpha_2)/(\alpha_1\alpha_2 - 1)] = 1,67/1,72 = 0,97. \quad (4.64)$$

Коефіцієнт корисної дії зубчастого механізму для інших передач визначається простіше:

$$\eta_2 = 1, \eta_{\text{з.х}} = \eta_0 = 0,96 \quad (4.65)$$

Визначення навантаження на ланки проводиться в такий спосіб. Визначимо значення моментів, переданих фрикціонами ГМП ЗИЛ-111. Згідно з рівнянням (2.21) одержимо:

$$M_{\phi 2} = M_{\text{вх}}(u_1 - 1) = 0,72 M_{\text{вх}}, \quad (4.66)$$

$$M_{\phi 3} = M_{\text{вх}}(u_{3,x} - 1) = -3,39 M_{\text{вх}}, \quad (4.67)$$

Блокувальний фрикціон Φ_1 передає тільки ту частину крутного моменту, яка проходить через нього на сонячну шестірню c_1 першого планетарного ряду, тобто згідно з рівнянням (2.23) це $1/(1 + \alpha_1)$ від моменту на водилі $M_{\text{в1}}$.

З умови рівноваги ланки, що складається із двох водил, буде:

$$M_{\text{в2}} = M_{\text{в1}}, \quad (4.68)$$

але водило другого планетарного ряду повинне бути навантажене моментом, що становить частину $(1 + \alpha_2)/\alpha_2$ від:

$$M_{\text{к2}} = M_{\text{вых}} = M_{\text{вх}}, \quad (4.69)$$

тому що ми розглядаємо пряму передачу. Отже,

$$M_{\phi 1} = M_{\text{вх}}(1 + \alpha_2)/\alpha_2(1 + \alpha_1) = 0,42 M_{\text{вх}}, \quad (4.70)$$

Таким чином, можна знайти навантаження в частках від $M_{\text{вх}}$ на кожній передачі на кожній ланці планетарного механізму. На рис. 4.12 представлений розподіл навантажень (без обліку втрат) для першої й другої передач ГМП ЗИЛ-111.

Стрілками показаний напрямок силових потоків. Значки в кружечках позначають напрямок дії окружних сил: точка - на нас, хрестик - від нас.

Визначення циркулюючої потужності. В ГМП ЗИЛ-111 на передачах переднього ходу утворюються замкнені контури (точки розгалуження силового потоку А і Б, рис. 4.12), причому в контурі із точкою розгалуження А, як показує аналіз, існує циркулююча потужність, величину якої можна визначити по параметрах ланки, що передає тільки циркулюючу потужність.

Такою ланкою для ГМП ЗИЛ-111 є ланка c_2 ,

для першої передачі:

$$N_{II} = N_{BX} M_{c2} \omega_{c2} / (M_{BX} \omega_{BX}) = 0,72 N_{BX}, \quad (4.71)$$

другої передачі:

$$N_{II} = 0,42 N_{BX}. \quad (4.72)$$

Циркулююча потужність може бути тільки в тому випадку, якщо є замкнений контур, а в ланках, з'єднаних із точкою розгалуження, моменти (як у точці А, рис. 4.12) або кутові швидкості мають різні знаки. Якщо друга умова не виконується, буде мати місце передача потужності паралельними потоками без циркулюючої потужності.

Циркулююча потужність, складаючись на деяких ланках (рис. 4.12) з переданою потужністю, збільшує навантаження й втрати на цих ланках, а отже, призводить до збільшення габаритів, зниженню довговічності й ККД.

Однак ці недоліки проявляються несуттєво при високих ККД, перевантажених гілок і при невеликих по величині циркулюючих потужностях. У заблокованих ланках від циркулюючої потужності втрати не збільшуються, оскільки немає взаємного переміщення ланок.

Для першої передачі ГМП ЗИЛ-111 було отримано ККД $\eta = 0,97$. Однак передаточне число 1,72 можна одержати за допомогою одного планетарного ряду (рис. 4.11, а) при $\alpha = 1,4$, якщо ланка 1 зупинена, а ланка 2 - ведуча. У цьому випадку буде:

$$\eta = (\eta_0 + \alpha) / (1 + \alpha) = 0,984, \quad (4.73)$$

тобто приблизно на 1,5 % вище, чим для першої передачі ГМП ЗИЛ-111.

Додаткові коробки передач.

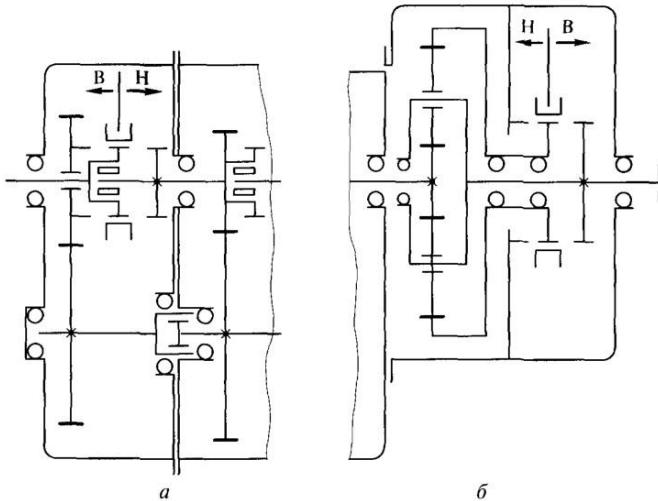
Додаткові коробки передач (дільник, демультіплікатор), зазвичай двоступінчасті, часто застосовують на автомобілях-тягачах, приспонувши їх до основної коробки передач.

На автомобілях підвищеної й високої прохідності (з усіма ведучими колесами) застосовують демультіплікатори, сполучені з роздавальною коробкою.

До коробок передач відносять усі механізми трансмісії, у яких змінюється передаточне число, тому до додаткових коробок передач слід віднести й двоступінчасту головну передачу.

Дільник (рис. 4.13, а) зазвичай має пряму й підвищувальну передачі з діапазоном 1,2...1,3 (передаточні числа 1,0 і 0,8...0,85), тому його встановлюють перед основною коробкою передач.

Зазвичай дільник має одну пару шестірень із механізмом перемикавання, причому його ведений і проміжний вали з'єднані відповідно із ведучим і проміжним валами основної коробки передач. Полегшене перемикавання дозволяє використовувати дільник на кожній передачі основної коробки передач, забезпечуючи найкращу відповідність режиму роботи двигуна умовам руху.



а - дільник; б - демультіплікатор автомобіля-тягача;
Н - включення нижчої передачі;
В - включення вищої передачі

Рисунок 4.13 - Схеми додаткових коробок передач

Демультіплікатор автомобіля-тягача (рис. 4.13, б) зазвичай має пряму й понижувальну передачі з діапазоном, близьким до діапазону основної коробки передач (передаточні числа 1,0 і 3,5...4,5), тому його встановлюють за основною коробкою передач. Зазвичай такий демультіплікатор має планетарний механізм. Рух автомобіля починається при включеній нижчій передачі в демультіплікаторі.

Розгін відбувається з перемиканням передач тільки в основній коробці передач. При певній швидкості руху роблять подвійне пере-

микання, включаючи вищу передачу в демультиплікаторі й нижчу в основній коробці передач. Потім розгін триває з перемиканням передач тільки в основній коробці передач.

Демультиплікатор автомобіля високої прохідності зазвичай сполучений з роздавальною коробкою і має нижчу й вищу передачі з діапазоном 1,8...2,0. Вищу передачу використовують для руху по дорогах із твердим покриттям, нижчу - по бездоріжжю.

Перемикання передач у такому демультиплікаторі роблять зазвичай окремим важелем при зупинці перед виїздом на бездоріжжя або перед виїздом з бездоріжжя на дорогу із твердим покриттям. Рух відбувається без перемикань передач демультиплікатора.

Двоступінчаста головна передача іноді застосовується на великих вантажних автомобілях і автобусах. Вища передача використовується при русі по гарних дорогах з малим навантаженням, нижча - у тяжких умовах і при повному навантаженні.

Зміну передаточного числа (зазвичай в 1,3-1,4 рази) роблять у другій парі подвійної головної передачі за допомогою зубчастої муфти без синхронізатора через пневмопривод при зупиненому автомобілі. Однак застосування дільника або демультиплікатора, навіть при одному ведучому мосту, представляється більш доцільним рішенням.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Для деталей коробки передач, як і для зчеплення:

$$M_{\text{кп.р}} = k_d M_{e \text{ max}}, \quad (4.74)$$

(для нижчої передачі - по зчепленню з дорогою, якщо:

$$M_{\text{кп.р}} > M_{\text{кзф}} = \varphi_{\text{max}} m_{\text{сц}} g r_{\text{к}} / (u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}). \quad (4.75)$$

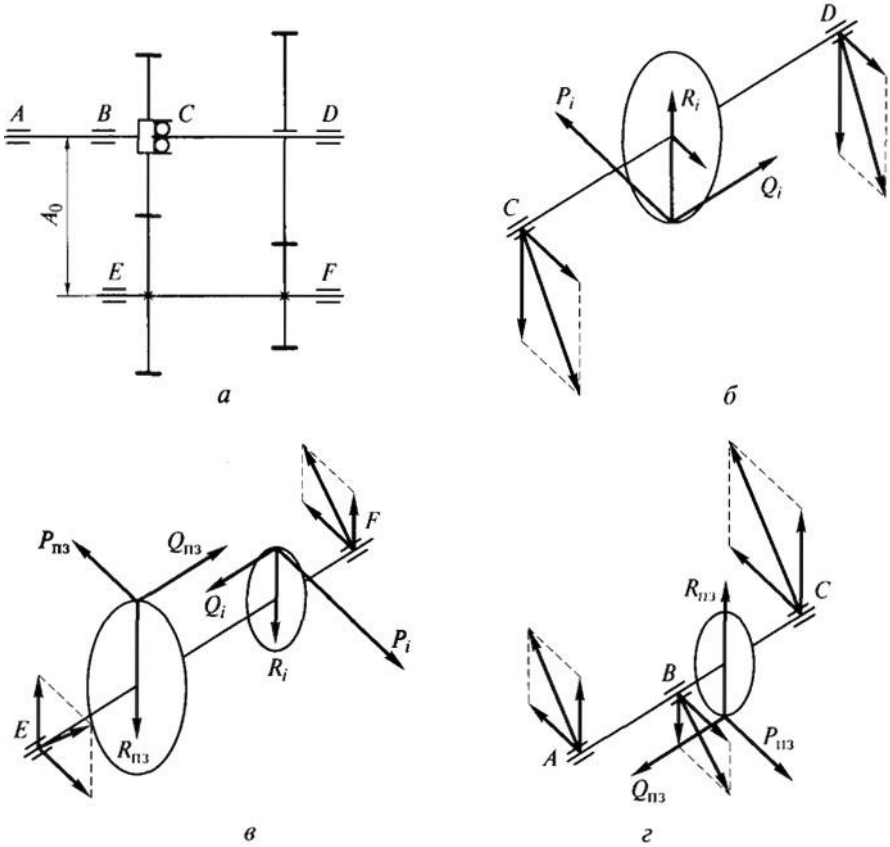
Для механізмів керування перемиканням передач без фрикціонів умовне розрахункове навантаження на важелі $P_p = 400 \text{ Н}$.

Матеріали. Вали й зубчасті колеса зазвичай виготовляють куванням з легованих хромом, марганцем, нікелем сталей, 40Х, 30ХГТ, 12ХНЗА й т.п. із цементацією й загартуванням зубів і шийок під салініки й підшипники до 56...64 HRC.

Картер виготовляють литтям із сірого чавуна СЧ 21-40, СЧ 24-44 твердістю 143...241 НВ, або з алюмінієвих сплавів, наприклад, АЛ4. Деталі механізму керування - зі сталі 20, 45 або ковкого чавуна КЧ 35-

10, КЧ 45-6.

Розрахунки. При проектному розрахунку коробки передач обирають її схему (на рис. 4.14 представлена схема трьохвальної співвісної коробки передач та її схема сил), потім вибирають числа зубів зубчастих коліс, враховуючи умови складання й $z_{\min} > 13$.



а - схема коробки передач; б - схема сил на веденому валу;
 в - схема сил на проміжному валу; г - схема сил на ведучому валу;
 А, В, С, D, Е, F - опори валів; A_0 - міжосьова відстань;
 P - окружна сила; R - радіальна сила; Q - осьова сила

Рисунок 4.14 - Схема сил у трьохвальної співвісній коробці передач

Уточнюють значення передаточних чисел. При перевірочному

розрахунку геометричні параметри відомі. Зображують схему сил, що діють на зубчасті колеса на кожній передачі, враховуючи можливості зниження сумарних навантажень, наприклад, осьових сил на проміжному валу.

Задаючись довжиною зуба b напругою вигину $[\sigma]$, яка допускається, знаходять нормальний модуль m_n зубчастих коліс, округляючи його по стандарту. Проводять перевірку за контактними напругами $[\sigma_k]$.

По модулю m_n , куту нахилу β і числу зубів z визначають міжосьову відстань A_0 між осями валів, або по A_0 , m_n , z визначають β .

Вали розраховують на міцність і жорсткість. Задавшись допустимим напруженням $[\sigma_{рез}]$ від вигину й крутіння, визначають діаметр вала. Визначають лінійні f і кутові γ деформації валів.

У синхронізаторів визначають кут нахилу блокувальних поверхонь, розміри поверхонь тертя й розміри зубів зубчастих муфт.

Підшипники кочення підбирають по динамічній вантажопідйомності C , враховуючи еквівалентне навантаження $M_{1\beta}$, коефіцієнти використання α_i , і ресурс S коробки передач.

При перемиканні передач фрикціонами, визначають розміри їх деталей, враховуючи рекомендовані питомі тиски й тиски в системі гідравлічного керування. Проводять розрахунки процесів перемикання передач і розрахунки на нагрівання.

Особливості розрахунків планетарних коробок передач.

Після вибору схеми коробки передач, або для прийнятої схеми й відомої комбінації фрикціонів, що включаються на кожній передачі, одержують рівняння передаточних чисел і ККД для кожної передачі залежно від параметрів α планетарних рядів і η_0 . Після їхнього аналізу вибирають числа зубів з урахуванням схеми, умов складання, співвідносності, сусідства й $z_{min} > 13$.

Визначають уточнені значення передаточних чисел, відносні моменти:

$$\bar{M}_n = M_n / M_{вх}, \quad (4.76)$$

і кутові швидкості:

$$\bar{\omega} = \omega_n / \omega_{вх}, \quad (4.77)$$

на кожній ланці (і для кожного фрикціона - при перемиканні пе-

редач фрикціонами).

Розрахунки зубчастих коліс. Довжину зуба (ширину зубчастого колеса) можна приблизно визначити по формулі:

$$b = (5 \dots 8)m_n, \quad (4.78)$$

де m_n - нормальний модуль, визначається по формулі:

$$m_n = m_s \cos \beta, \quad (4.79)$$

m_s - торцевий модуль, визначається по формулі:

$$m_s = d_w \cos \beta / z, \quad (4.80)$$

d_w і z - діаметр ділильної окружності й число зубів зубчастого колеса;

β - кут нахилу зубів ($25 \dots 40^\circ$ для легкових автомобілів, $20 \dots 25^\circ$ для вантажних автомобілів).

Нормальний модуль вибирають зі стандартизованого ряду залежно від крутного моменту двигуна:

$M_{e \max}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	100 ... 200	201 ... 400	401 ... 600	601 ... 800	801 ... 1 000
$m_n, \text{ мм}$	2,25 ... 2,5	2,5 ... 3,75	3,75 ... 4,25	4,25 ... 4,5	4,5 ... 6,0

Відстань між осями валів коробки передач

$$A_0 = m_n(z_1 + z_2) / (2 \cos \beta), \quad (4.81)$$

де $z_1 + z_2$ - сума чисел зубів пари зубчастих коліс, що перебувають у зачепленні.

Відстань A_0 пов'язана із крутним моментом двигуна наступною залежністю:

$$A_0 = a \sqrt[3]{M_{e \max}}, \quad (4.82)$$

де $a = 14 \dots 16$ для легкових автомобілів,

$a = 17 \dots 22$ для вантажних автомобілів.

Напруга вигину:

$$\sigma = cP / (bm_n y), [\sigma] = 800 \text{ МПа}, \quad (4.83)$$

де $c = 0,38$ при прямих зубах, $c = 0,24$ при косих зубах;

P - окружна сила;

y - коефіцієнт форми зуба

$$y = 0,154 - 1,23/z_{np} + 3,33/z_{np}^2, \quad (4.84)$$

z_{np} - наведене число зубів:

$$z_{np} = z/\cos^3\beta. \quad (4.85)$$

Контактна напруга:

$$\sigma_k = 0,418 \cos\beta \sqrt{\frac{PE}{b' \sin\alpha \cos\alpha} \left(\frac{1}{r_{1n}} \pm \frac{1}{r_{2n}} \right)}, \quad |\sigma_k| = 1\,200 \text{ МПа}, \quad (4.86)$$

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

$\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення.

Розрахунки валів. Користуючись схемою (наприклад, наведеною на рис. 4.14), визначають сили, що діють на зубчасті колеса на всіх передачах. Для кожної передачі знаходять реакції в опорах.

Потім будують епюри моментів і знаходять найбільший згинаючий і крутний моменти. По цих моментах визначають результуючу напругу:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2} / (0,1d_{во}^3), \quad |\sigma_{рез}| = 400 \text{ МПа}. \quad (4.87)$$

Питання для самоперевірки

1. В чому полягають особливості робочого процесу механічної східчастої коробки передач при різних способах включення передач?
2. Яка вихідна характеристика механічної східчастої коробки передач?
3. Як класифікують коробки передач?
4. Перелічіть вимоги до коробок передач.
5. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до коробок передач?
6. В чому полягають особливості схеми сил, що діють на деталі механічної східчастої коробки передач при включеному стані?
7. Які особливості розрахунків планетарних коробок передач?
8. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей механічної східчастої коробки передач.
9. Як визначають передаточні числа й ККД планетарних коробок передач?
10. Яке призначення дільника і демультиплікатора?

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., Григоращенко 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. : КВІЦ, 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 Bordini. 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 Doumiati, 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).