

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 4 - змістовий модуль 2.

Елементи трансмісії

2020

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. Частина 4 - змістовий модуль 2. Елементи трансмісії / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 72 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 4

Вступ	248
Тематичний план лекційних занять	249
Лекція № 7. Головна передача і привод до ведучих коліс	251
Лекція № 8. Диференціал	284
Рекомендована література	313
Базова	313
Допоміжна	313
Інформаційні ресурси	315

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 загально-го 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 заха-ращувати 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 2. Елементи трансмісії.**Тема 5. Роздавальні і додаткові коробки передач (4 год.)**

Вимоги до конструкції, класифікація. Кінематичні схеми і конструкції. Міжосьові диференціали. Елементи управління роздавальними коробками. Додаткові коробки передач. Вибір розмірів і розрахунків основних деталей.

Тема 6. Безступінчасті й комбіновані передачі (4 год.)

Класифікація безступінчастих і комбінованих передач. Фрикційні передачі. Гідрооб'ємні (гідростатичні) передачі. Електричні передачі. Гідродинамічні передачі. Робочий процес гідротрансформатора. Сталі режими роботи. Несталі режими роботи. Гідромеханічні коробки передач.

Тема 7. Головна передача і привод до ведучих коліс (4 год.)

Вимоги до конструкції, класифікація. Конструкції головних передач і їх елементів. Робочий процес головних передач. Вибір конструктивних параметрів і розрахунок головних передач. Міжколісні диференціали. Привод до ведучих коліс.

Тема 8. Диференціал (4 год.)

Класифікація диференціалів і вимоги до них. Робочий процес диференціала: коефіцієнт блокування й ККД; диференціали інших схем; вплив диференціала на експлуатаційні властивості. автомобілів. Розрахунки на протездатність.

ЛЕКЦІЯ № 7. ГОЛОВНА ПЕРЕДАЧА І ПРИВОД ДО ВЕДУЧИХ КОЛІС

План лекції. Вимоги до конструкції, класифікація. Конструкції головних передач і їх елементів. Робочий процес головних передач. Вибір конструктивних параметрів і розрахунок головних передач. Міжколісні диференціали. Привод до ведучих коліс.

Література: [8], с. 99-108; [9], с. 89-103; [11], с. 211-239.

Вимоги до конструкції і класифікація.

Головна передача - це механізм трансмісії автомобіля, що перетворює крутний момент і розташований перед ведучими колесами автомобіля.

Основні вимоги до головної передачі зводяться до того, що вона повинна: забезпечувати оптимальні тягово-динамічні і паливно-економічні характеристики автомобіля при відповідному виборі передаточних чисел; мати високий ККД; забезпечувати необхідний дорожній просвіт; працювати плавно й безшумно; мати високу жорсткість корпусу, опор і валів.

Головні передачі класифікують по числу, виду й розташуванню зубчастих коліс.

По числу зубчастих коліс головні передачі підрозділяються на одинарні - головні передачі з однієї парою зубчастих коліс і подвійні - із двома парами зубчастих коліс.

Одинарні головні передачі по виду зубчастих коліс підрозділяються на конічні - з конічними зубчастими колесами, гіпоїдні - з гіпоїдним зачепленням зубчастих коліс, циліндричні - із циліндричними зубчастими колесами, черв'ячні - із черв'яком і черв'ячним колесом.

Подвійні головні передачі по розташуванню зубчастих коліс підрозділяються на центральні - подвійні головні передачі, у яких обидві пари зубчастих коліс розташовані в одному картері, і рознесені - подвійні головні передачі, у яких друга пара зубчастих коліс знаходиться в приводі до кожного з ведучих коліс.

По числу ступенів головної передачі розрізняють одноступінчасті - головні передачі з одним передаточним числом і двоступінчасті - головні передачі, що мають дві передачі, що перемикаються, з різ-

ними передаточними числами (вищий і нижчий ступінь).

Конструкції головних передач та їх елементів.

Одинарна головна передача (рис. 7.1) компактна, має мінімальну масу, невисоку вартість. Вона проста у виробництві й експлуатації. Застосування її обмежується передаточним числом $u_0 \leq 7$ і несучою здатністю зубчастого зачеплення: при передачі великого крутного моменту необхідно збільшувати модуль зуба, а отже, і розміри зубчастих коліс, що призводить до зменшення дорожнього просвіту.

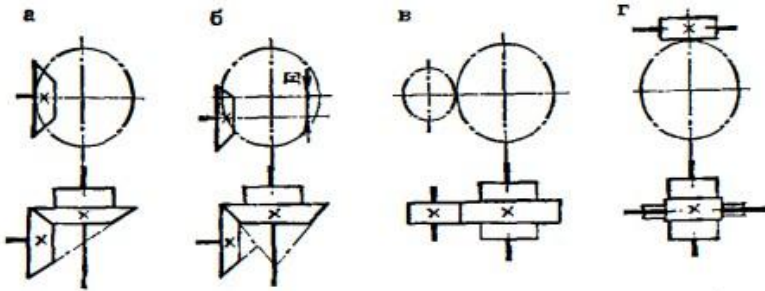


Рисунок 7.1 - Схеми одинарних головних передач автомобілів

Одинарна конічна головна передача (рис. 7.1, а) застосовується на легкових і вантажних автомобілях малої вантажопідйомності.

Більш широко поширення одержала **одинарна гіпоїдна головна передача** (рис. 7.1, б), що має ряд переваг: підвищену несучу здатність по контактних напругах, плавність роботи й безшумність. Іноді застосування гіпоїдної передачі пов'язане з використанням гіпоїдного зміщення Е (рис. 7.1, б), як розширювального компоненту вальні можливості автомобіля. Застосовується на легкових автомобілях з класичним компонованням.

В одинарній гіпоїдній головній передачі (рис. 7.2) вал із шестірнею 1 установлений у припливі картера 10 на двох конічних роликопідшипниках 2 і 4. Між підшипниками поставлена сталева (із пружним гофром) розпирна втулка 3.

На шліцах зовнішнього кінця вала закріплений самостопорною (з пластмасовою вставкою) гайкою 5 фланець 6 карданного шарніра із брудоуловлювальним щитком 7. Маточина фланця ущільнена в картері самопіджимним сальником 8.

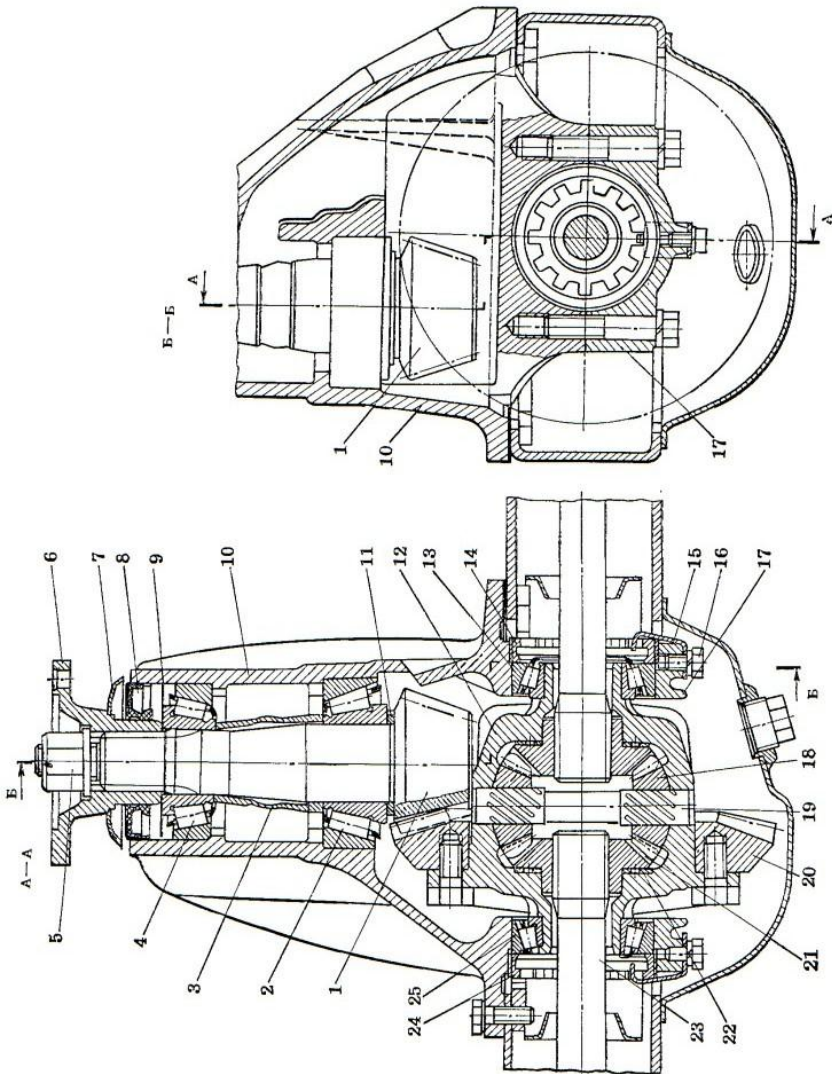


Рисунок 7.2 - Одинарна гіпюїдна головна передача автомобілів сімейства ВАЗ

Між маточиною фланця 6 і підшипником 4 закріплене маслорідбійне кільце 9. Масло до підшипників 2 і 4 надходить по каналу в припливі картера 10. Вісь вала шестірні 1 зміщена щодо осі зубчастого колеса 20 униз на 31,75 мм.

Гайка 14 стопориться пластиною 15, яка кріпиться болтом 16 до

бугеля 17 підшипника. Колесо 20 прикріплене болтами до нероз'ємної коробки диференціала 12. У коробку запресований палець 19, зафіксований виступом зубчастого колеса 20.

На пальці поставлено два сателіти 18, що перебувають у зачепленні з півосьовими шестірнями 21, які циліндричними шейками входять у виточення коробки 12. З торців під півосьові шестірні 21 поставлені упорні кільця 22, добором яких регулюють правильність зачеплення шестірень диференціала. На пальці 19 під сателітами зроблена гвинтова канавка для кращого проходу масла, а в упорних кільцях 22 є отвори. Півосьові шестірні 21 з'єднуються на шліцах із внутрішніми кінцями півосей 23.

Одинарна циліндрична головна передача (рис. 7.1, в) широко використовується на легкових автомобілях, особливо передньоприводних, при поперечному розташуванні двигуна.

Одинарна черв'ячна передача (рис. 7.1, г) дозволяє одержати передаточне число більше 7. Однак низький ККД, у порівнянні з конічною й гіпоїдною передачами, знижена несуча здатність при тих же габаритах і трохи підвищена вартість виробництва - обмежують область застосування таких передач.

Подвійна центральна головна передача (рис. 7.3), має великі розміри, вагу й вартість у порівнянні з одинарною, але дозволяє одержати більші передаточні числа ($u_0 \leq 12$) без зменшення дорожнього просвіту під картером головної передачі.

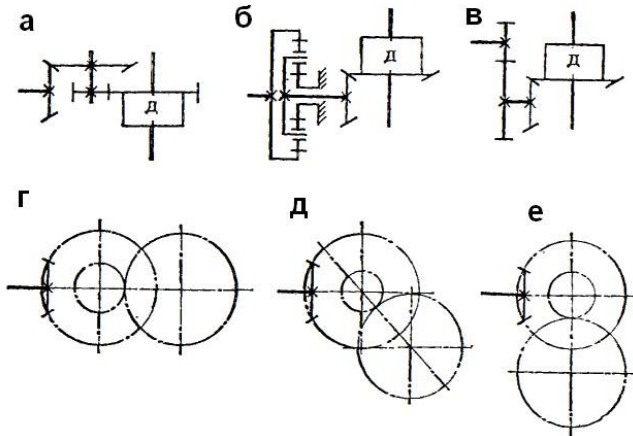


Рисунок 7.3 - Схеми подвійних центральних головних передач

Подвійні центральні головні передачі *виконують по різних схемах:*

- перший ступінь конічний (гіпоїдна), другий - циліндрична (рис. 7.3, а);
- перший ступінь конічний (гіпоїдна, черв'ячна), другий - планетарна;
- перший ступінь планетарний, другий - конічна (гіпоїдна) (рис. 7.3, б);
- перша ступінь циліндричний, другий - конічна (гіпоїдна) (рис. 7.3, в).

У автомобілебудуванні найбільше поширення одержала схема, представлена на рис. 7.3, а. Застосовуються наступні три варіанти даної схеми:

I - усі вали шестірень головної передачі розташовуються в горизонтальній площині (по типу ЗИЛ-130, рис. 7.3, г, рис. 7.4);

II - у двох неперпендикулярних площинах (по типу КрАЗ-257, рис. 7.3, д);

III - у двох взаємно-перпендикулярних площинах (по типу УрАЛ-4320, ЗИЛ-131, КамАЗ-5320, рис. 7.3, е, рис. 7.5).

Останній варіант дозволяє одержати найбільш компактний середній прохідний міст візка тривісного автомобіля. Подвійна центральна головна передача, виконана по першому варіанту схеми, представлена на рис. 7.4. Вал з конічною шестірнею 9 установлений у двох конічних роликотідшипниках 27 і 29 в окремому корпусі 26, прикріпленому до картера 25 болтами на регулювальних прокладках 8.

Між підшипниками на валу встановлені розпірна втулка 28 і два шліфовані сталеві кільця 6, доборою товщини яких регулюють натягування підшипників. Підшипники затягнуті шпінтованою гайкою 1, якою також кріпиться фланець 2 карданного шарніра й упорна шайба. Корпус закритий кришкою 5 із сальником 4. До фланця приварений брудовідбивач 3.

Конічна шестірня 9 входить у зачеплення з конічним колесом 11, прикріпленим до фланця поперечного валу 12. Шестірні мають спіральні зуби. Вал 12 установлений у гніздах картера 25 на двох конічних роликотідшипниках 14. Під фланцями гнізд 13 підшипників 14 установлені регулювальні прокладки 10. Разом з валом 12 виготовлена циліндрична шестірня 24, що перебуває в зачепленні з колесом 23, з'єднаним болтами із чашками коробки диференціала 22.

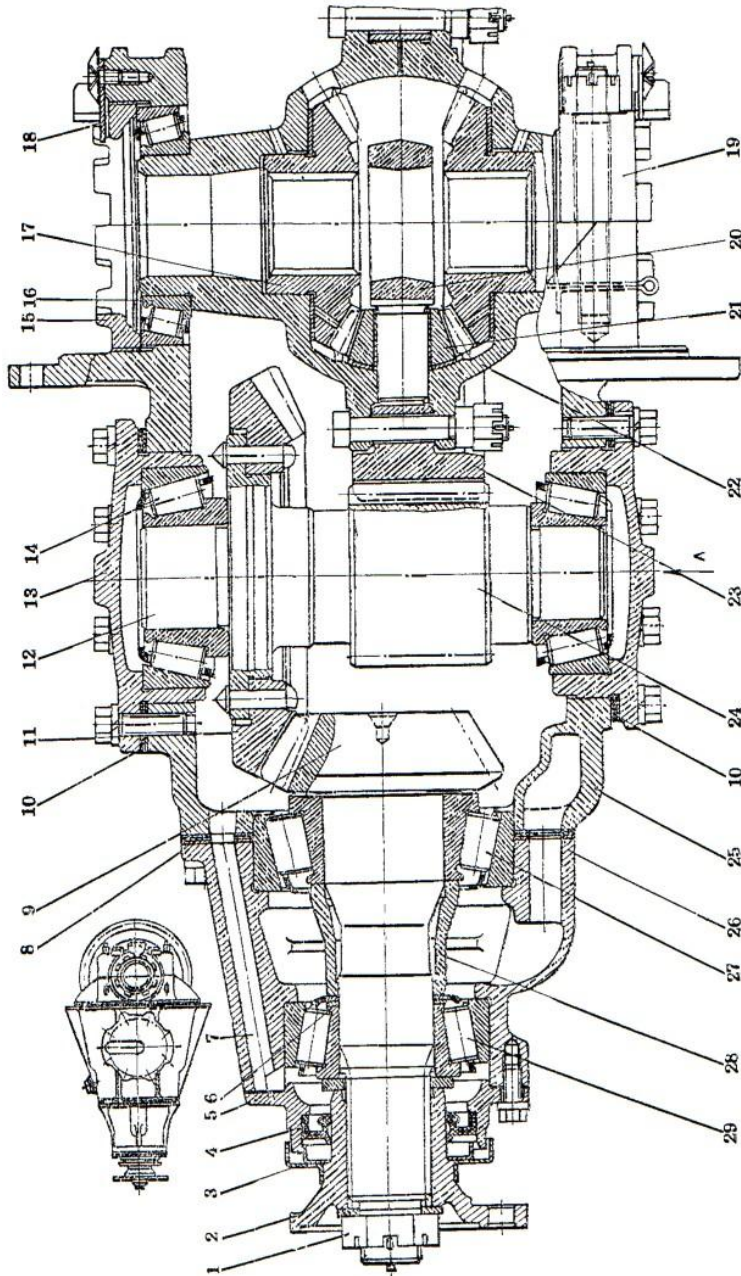
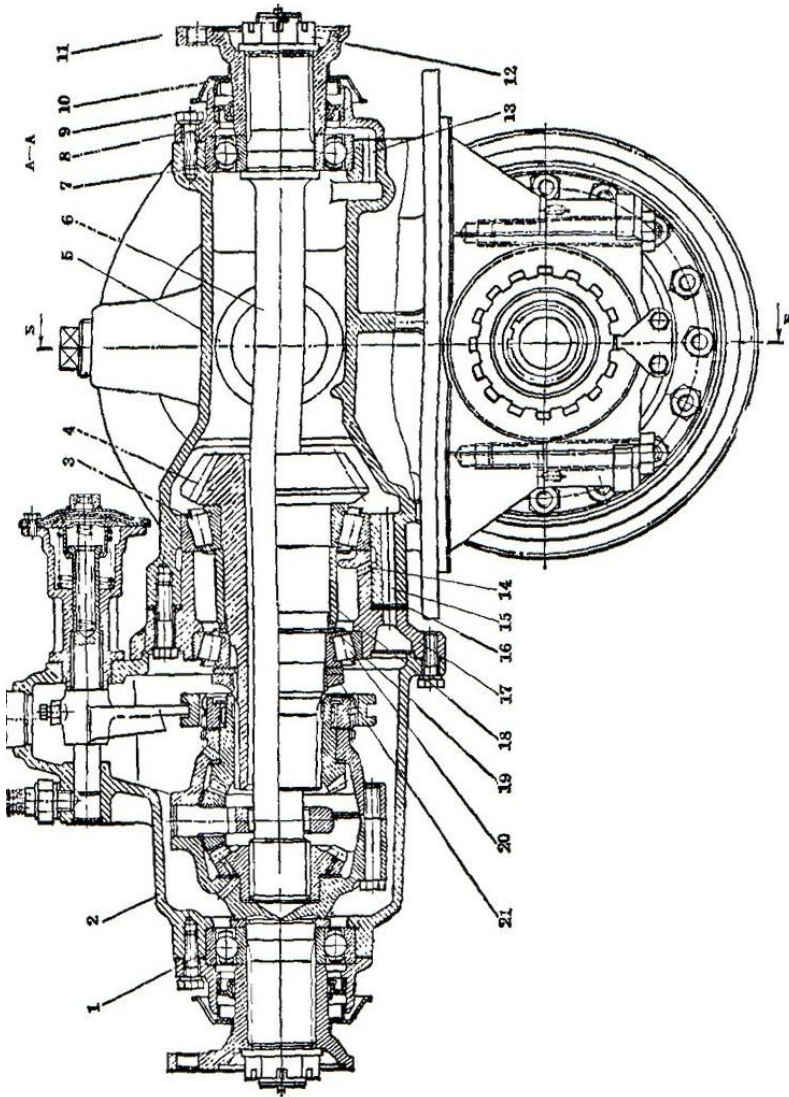


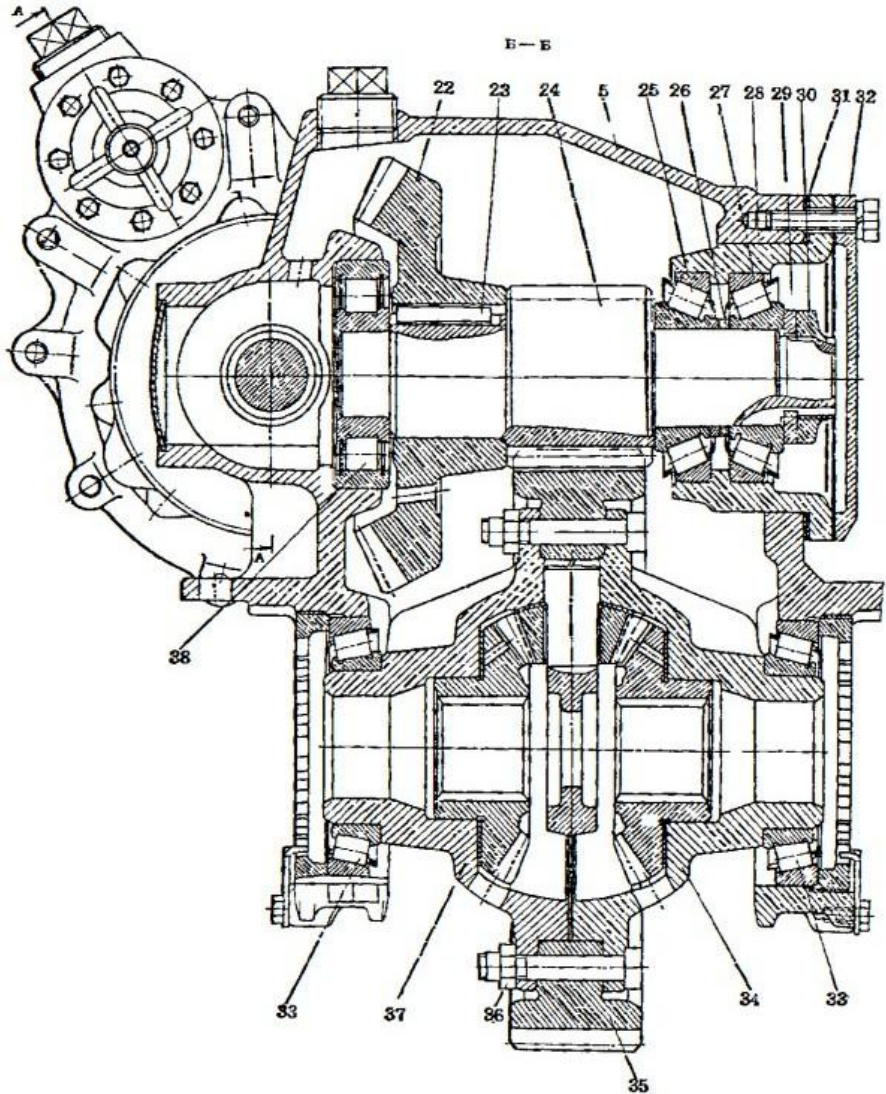
Рисунок 7.4 - Подвійна центральна головна передача ЗИЛ-130



а - поздовжній розріз

Рисунок 7.5 - Подвійна центральна головна передача середнього мосту автомобіля КамАЗ-5320

Зубчасті колеса 23 і 24 мають косі зуби. Коробка 22 установлена в гніздах фланця картера 25 на двох конічних роликотідшипниках 16. Підшипники закріплені кришками 19 на шпильках, а із зовнішньої сторони фіксуються регулювальними гайками 15 зі стопорами 18.



б - поперечний розріз

Рисунок 7.5 - Подвійна центральна головна передача середнього мосту автомобіля КамАЗ-5320, аркуш 2

Між чашками коробки диференціала розташована хрестовина 20

із чотирма сателітами 21, установленими на бронзових втулках. Сателіти входять у зачеплення з півосьовими шестірнями 17, маточини яких розташовані у виточеннях коробки диференціала.

Під сателітами й півосьовими шестірнями є опорні шайби. Масло до підшипників 27 і 29 надходить по каналах 7 у картері. У головній передачі, виконаній по першому варіанту схеми, скорочується відстань між фланцями кріплення карданного вала, що викликає збільшення кутів його нахилу.

При другому й третьому варіантах схеми пари конічних шестерень розміщається над балкою мосту, що вимагає збільшення висоти підлоги кузова й відповідно навантажувальної висоти платформи.

По ступеню навантаженості опор проміжного вала перевагу має перший варіант схеми, де радикальні зусилля, що діють на проміжний вал з боку конічного колеса й циліндричної шестірні, спрямовані в протилежні сторони й лежать в одній площині. Це призводить до зменшення результуючої цих зусиль.

Умови змащення опор вала шестірні й проміжного вала гірші в другому й третьому варіантах схеми. У цих передачах необхідно передбачати примусову систему змащення або спеціальні пастки й канали зі стоком масла до опорних підшипників зазначених валів.

Подвійна центральна головна передача середнього мосту, виконана по третьому варіанту схеми, зображена на рис. 7.5, а, б. Шестірня 4 головної передачі середнього ведучого мосту встановлено на двох конічних підшипниках 3 і 20. Внутрішнє кільце заднього підшипника 3 напресоване на шийку шестірні. Зовнішнє кільце встановлене в гнізді картера 5 на посадці ковзання.

Зовнішнє кільце переднього підшипника 20 запресоване в гніздо стакану 17, а внутрішнє - установлене на посадці ковзання на валу шестірні 4. Між підшипниками встановлена розпірна втулка 18 і регулювальні шайби 19, призначені для регулювання преднатяга підшипників. Внутрішнє кільце фіксується від осьового переміщення спеціальною гайкою 21, нагвинченої на різьбові частини шестірні 4.

Для забезпечення змащення підшипників 3 і 20 у картері 5 і стакані 17 передбачені поздовжній 15 і радіальний 14 канали. Стакан 17 підшипників болтами кріпиться до картера 5, а до стакана підшипників, у свою чергу, кріпиться картер 2 міжосьового диференціала.

Вал 6 призначений для передачі крутного моменту до заднього мосту. Він установлений на двох опорах: передньою опорою є підши-

пник 1 чашки міжосьового диференціала, задньою опорою - підшипник 7, установлений у гнізді картера 5 головної передачі.

Кінці вала шліцові. На задній кінець вала до упору у внутрішнє кільце підшипника встановлений фланець 11, зафіксований на валу гайкою 12. Для запобігання витікання масла з картера й влучення пилу й бруду, в кришку 8, підшипника 7, запресований гумовий сальник 9, а до фланця приварений брудно-масловідбивач 10. Для підведення масла до підшипника в картері передбачений канал 13.

Конічне колесо 22 (рис. 7.5, б) напресоване на шийку циліндричної шестірні 24 до упору й від повертання стопориться шпонкою 23. Шестірня 24 у зборі з конічним колесом установлена на двох опорах у гніздах картера 5. Передньою опорою є роликовий циліндричний підшипник 38, внутрішнє кільце якого встановлено на шийку вала шестірні 24, а зовнішнє - у гнізді картера. Задньою опорою є два роликові конічні підшипники 25 і 27, внутрішні кільця яких установлені на шийку шестірні 24, а зовнішні - у стакані 28 підшипників.

Регулювання преднатяга підшипників 25 і 27 здійснюється за допомогою регулювальних шайб 26. Внутрішнє кільце підшипника 27 опирається на шайбу 29 і обидва підшипники фіксуються на валу циліндричної шестірні гайкою 30.

Для регулювання зачеплення конічної пари зубчастих коліс між стаканом 28 і картером установлюється набір регулювальних прокладок 31. Після установки й регулювання стакан підшипників закривається кришкою 32.

Косозубе колесо 35 у зборі з диференціалом установлено в картері 5 на двох конічних підшипниках 33. На чашки 34 і 37 диференціала зубчасте колесо 35 поставлене на посадці ковзання й кріпиться до чашок болтами із самостопорними гайками 36.

Подвійна рознесена головна передача складається із центрального редуктора з одинарною конічною або гіпоїдною передачею й міжколісним диференціалом D_1 , за яким розташовано два редуктори Р у приводі кожного ведучого колеса (рис. 7.6, а). На рис. 7.6, б представлена схема подвійної рознесеної головної передачі прохідного мосту (D_2 - міжосьовий диференціал).

Подвійна рознесена головна передача складніше центральної, має більше число зубчастих коліс і підшипників. Незважаючи на це, вона одержала велике поширення на автомобілях середньої й великої вантажопідйомності внаслідок ряду переваг, основними з яких є:

- менші розміри міжколісного диференціала й діаметр півосей через малий ступінь редукції моменту, підведеного до міжколісного диференціалу;
- компактність центральної частини ведучого мосту й достатньо великий дорожній просвіт під центральною частиною балки провідного мосту;
- можливість змінити передаточне число головної передачі без зміни центрального редуктора й центральної частини балки ведучого мосту.

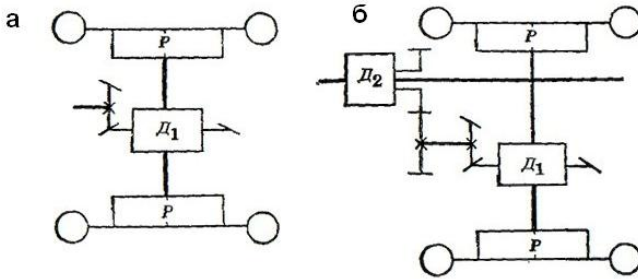
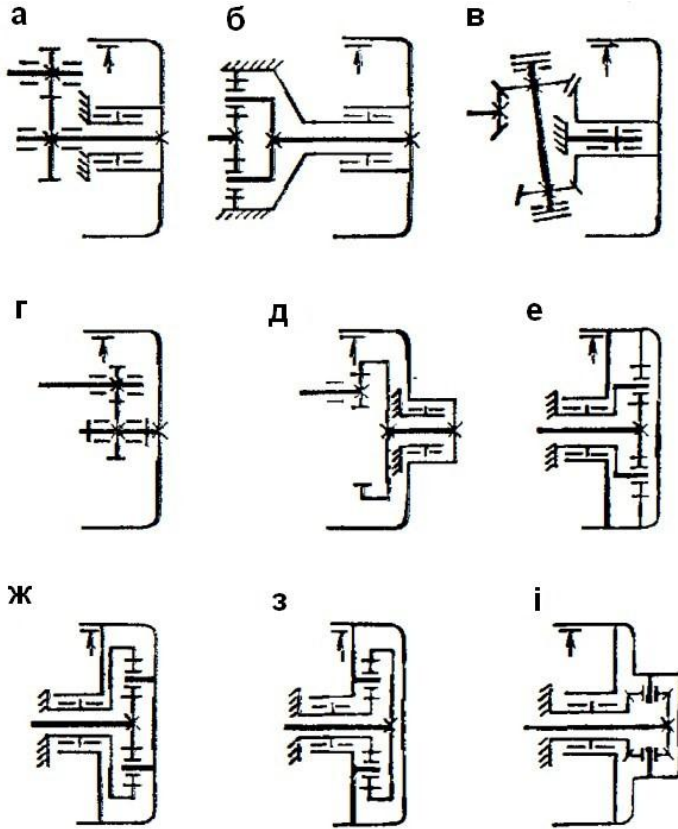


Рисунок 7.6 - Схеми подвійних рознесених головних передач

У практиці конструювання привода ведучих коліс, редуктори подвійної рознесеної головної передачі розділяють на бортові, розташовані перед ведучими колесами, або безпосередньо за міжколісним диференціалом, і колісні, розташовані в маточині колеса або його гальмового барабана.

Застосовують наступні види редукторів: із циліндричною передачею зовнішнього зачеплення (рис. 7.7, а, г), з конічною передачею зовнішнього зачеплення (рис. 7.7, е); із циліндричною передачею внутрішнього зачеплення (рис. 7.7, д, е); із циліндричною планетарною передачею із загальмованими епіциклічною (рис. 7.7, б, ж) або сонячною (7.7, з) шестірнями; з конічною планетарною передачею (рис. 7.7, і). Типова конструкція бортового редуктора із циліндричною передачею зовнішнього зачеплення зображена на рис. 7.8, а.

Вал 9 призначений для передачі крутного моменту від центрального редуктора до шестірні 6 бортового редуктора. Він розміщений в картері 7 на двох підшипниках 5 і 8. Косозуба шестірня 6 входить у зачеплення з колесом 2, установленим у картері 7 на конічних роликових підшипниках 1 і 3.

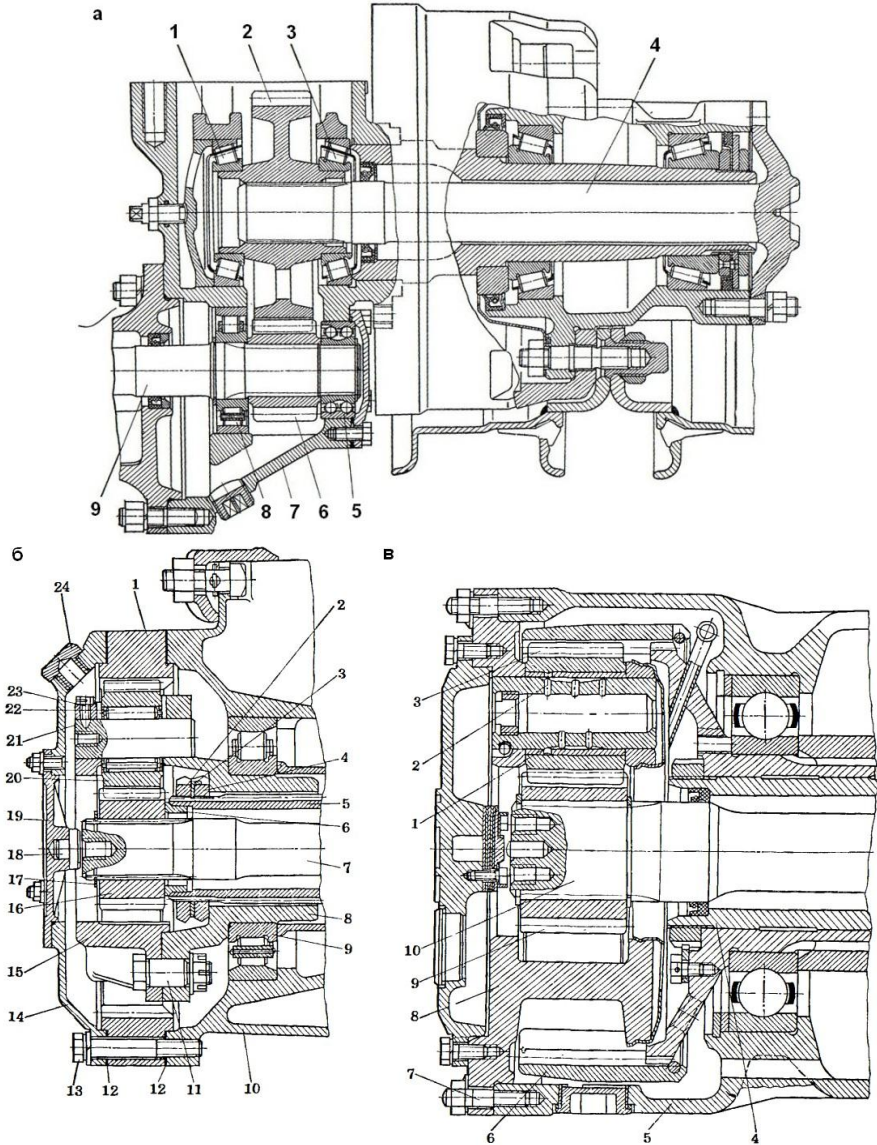


а...в - бортові; г...і - колісні

Рисунок 7.7 - Схеми редукторів привода ведучих коліс

Зубчасте колесо 2 розташовується на шліцах вала 4 привода ведучого колеса. По складності конструкції такі редуктори займають проміжне місце між подвійними центральними передачами й передачами з колісними планетарними редукторами. Одним з недоліків їх схеми є труднощі одержання великого передаточного числа.

Цього недоліку позбавлена схема із циліндричною передачею внутрішнього зачеплення, яка до того ж має більшу компактність конструкції. До недоліків цієї схеми слід віднести деяку складність у розміщенні гальм і в установці маточини колеса.



а - із зовнішнім зачепленням шестірень; б - із загальмованим водилом;
в - із загальмованою епіциклічною шестірнею

Рисунок 7.8 - Редуктори привода ведучих коліс

Рознесені головні передачі із багатосателітними планетарними й непланетарними циліндричними передачами, завдяки підвищеній несучій здатності й компактності конструкції - одержали найбільш широке застосування. Деяка складність конструкції обмежує їхнє застосування в мостах з осьовим навантаженням менше 60 кН.

У колісному редукторі автомобіля МАЗ-5335 (рис. 7.8, б) усі зубчасті колеса циліндричні, прямозубі. Сонячна шестірня 16 посаджена на евольвентні шліци зовнішнього кінця вала 7 ведучого колеса й обмежена від осьового переміщення з однієї сторони упором 6, з іншого боку - кільцем 17. Сонячна шестірня перебуває в зачепленні із трьома сателітами 20, установленими на роликотопідшипниках 22 на осях 21.

Осі виготовлені з легованої сталі й термічно оброблені. Закріплені стопорними болтами 23 у кронштейні-водилі, що складається із двох частин: внутрішньої чашки 8, кованої зі сталі, і литого сталевого фланця 15 складної форми. Обидві частини скріплено трьома болтами 11. Водило маточиною внутрішньої чашки 8 з'єднане на шліцах з кінцем труби рукава 5 і закріплене на трубі разом з підшипниками 9 маточини колеса 10, гайкою 4 зі стопорною шайбою 3 і контргайкою 2.

Сателіти 20 входять у зачеплення з епіциклічною шестірнею 1, прикріпленої болтами 13 до маточини колеса 10. Редуктор закритий литим кожухом 14 із кришкою 19. Між шестірнею 1 і маточиною 10, а також між шестірнею 1 і кожухом 14 установлені ущільнювальні прокладки 12. У кожусі 14 розташований отвір для зливу масла, закритий пробкою 24. У центральне виточення кришки 19 запресований упорний сухар 18, що обмежує переміщення півосі.

Редуктори із багатосателітними непланетарними передачами (із загальмованим водилом) практично забезпечують передаточні числа в межах 2...5. Перевагою таких конструкцій є трохи менша відносна швидкість обертання підшипників сателітів. Редуктори із загальмованою епіциклічною шестірнею, завдяки можливості одержання великих передаточних чисел ($u_{кр} = 3...6$), одержали найбільше поширення в ведучих мостах автомобілів.

Колісна планетарна передача, зображена на рис. 7.8, в, має сонячну шестірню 9, з'єднану з валом ведучого колеса 10, епіциклічну шестірню 6, нерухливу щодо трубчастого рукава 4 вала ведучого колеса, і сателіти 3, що перебувають у зачепленні з обома шестірнями. Сателіти встановлені на підшипниках ковзання 1 на осях 2, закріплених у водилі 8, яке з'єднано шпильками 7 з маточиною колеса 5.

При загальмованій сонячній шестірні передаточні числа планетарної передачі перебувають у межах $u_{кр} = 1,2 \dots 1,5$, що обмежує її застосування. У циліндричних планетарних колісних передачах зазвичай три сателіти. Знаходять застосування конструкції із чотирма й п'ятьма сателітами. Однак збільшення числа сателітів призводить до підвищення вартості конструкції, а також вимагає додаткових конструктивних заходів щодо вирівнювання навантаження між ними.

Подвійні рознесені головні передачі із планетарною конічною передачею відрізняються особливою компактністю. Однак складність одержання передаточних чисел більше трьох, обмежує застосування цієї конструкції. Деякі фірми Італії, Франції й ФРН використовують на окремих моделях автомобілів рознесені головні передачі, що представляють собою комбінацію подвійного (конічна й циліндрична пари) центрального редуктора й колісного - планетарного або циліндричного.

Двоступінчаста головна передача дозволяє розширити діапазон передаточних чисел трансмісії при збереженні без змін її вузлів. Нижчий ступінь такої передачі використовується при русі автомобіля у важких дорожніх умовах (наприклад, у гірській місцевості) для подолання значного опору руху. Вона дозволяє рідше застосовувати проміжні передачі в коробці. Використання вищого ступеня в легких дорожніх умовах або при неповному завантаженні автомобіля сприяє поліпшенню його економічності, збільшенню середньої швидкості руху й зменшенню крутного моменту в приводі ведучих коліс.

Двоступінчаста головна передача може бути отримана за рахунок установки блокованого планетарного ряду між диференціалом і веденою конічною шестірнею (рис. 7.9, а) або додаткової пари циліндричних зубчастих коліс (рис. 7.9, б).

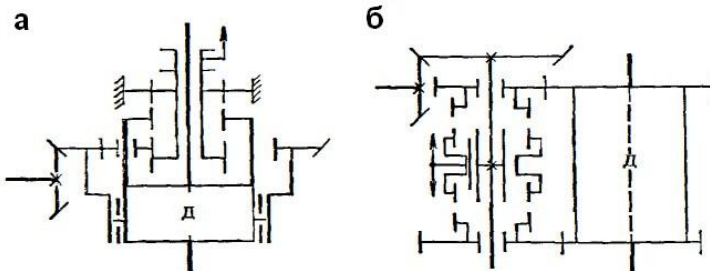


Рисунок 7.9 - Схеми двоступеневих головних передач

Перша схема застосовна для одинарних і подвійних головних передач. Виконана за цією схемою конструкція двоступінчастої головної передачі показана на рис. 7.10.

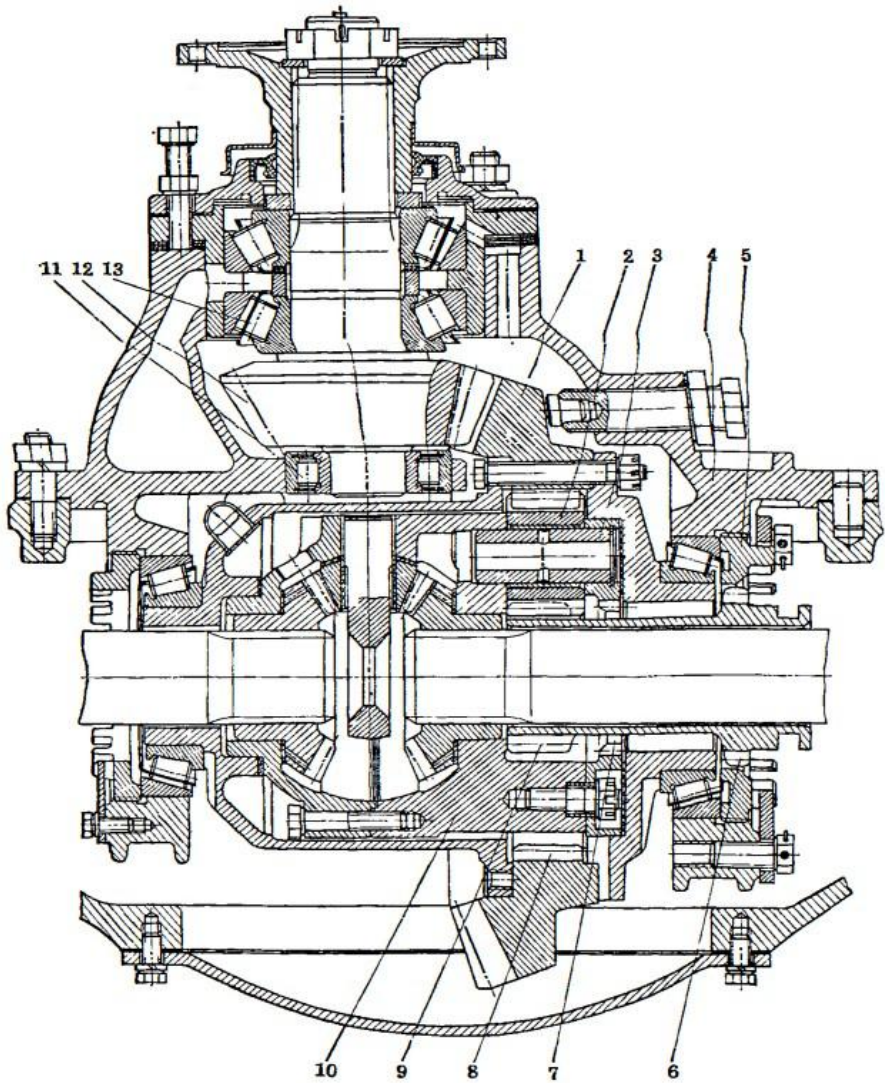


Рисунок 7.10 - Двоступенева головна передача автомобіля МАЗ-500А

На вищій передачі сонячна шестірня 9 блокується з водилом 10 планетарного ряду (корпусом диференціала) і обертається як одне ціле зі швидкістю веденого конічного колеса 1. На нижчій передачі сонячна шестірня зубчастим вінцем 6 через гайку 5 блокується з картером 4 головної передачі, завдяки чому епіциклічна шестірня 8, складає одне ціле з конічним колесом 1, обертає через сателіти 2 і осі 3 водило 10 планетарного редуктора, відповідно зменшуючи його кутову швидкість.

Перемикування передач здійснюється переміщенням сонячної шестірні в осьовому напрямку. Для включення підвищувальної передачі необхідно шестірню 9 ввести в зачеплення із зубчастим вінцем 7, пов'язаним з водилом (корпусом диференціала), для включення понижувальної із зубами гайки 5, з'єднаної з корпусом 4. Передаточне число планетарного редуктора двоступінчастої передачі дорівнює 1,391.

Друга схема використовується при розробці двоступінчастої головної передачі на базі подвійної центральної, зображеної на рис. 7.3, а. У цьому випадку на проміжному валу й корпусі диференціала встановлено дві пари циліндричних зубчастих коліс. Шестірні на проміжному валу установлюються на підшипниках ковзання й з'єднуються з валом через зубчасту муфту.

До недоліків двоступінчастих головних передач слід віднести деяку складність конструкції й те, що без ускладнення керування неможливо здійснити перемикування ступенів при русі автомобіля. Крім того, головні передачі випускаються максимально уніфікованими й пристосованими не тільки для автомобілів з одним ведучим мостом, але також і для багатоприводних автомобілів.

При необхідності синхронного перемикування декількох східчастих головних передач на одному автомобілі ускладнюється система керування й знижується її надійність. Ці недоліки в умовах широкого поширення багатоступінчастих коробок передач обумовили обмеження двоступінчастих головних передач.

Зубчасті колеса головних передач виготовляють із високоякісних легованих і високолегованих сталей марок 20ХНМ, 30ХГТ, 20Х2Н4А, 20ХГНМ, 25ХГНМ (КамАЗ), 20ХГНТА й 15ХГН2ТА (КрАЗ) із цементацією на глибину 1,2...1,5 мм. Після загартування жорсткість поверхневого шару зубів становить 59...65 HRC, що обумовлює їхню високу зносостійкість. Жорсткість серцевини біля основи зубів - HRC 26...35, чим забезпечується грузлий опір ударним наван-

таженням і міцність на вигин.

Картер головної передачі виготовляють як одне ціле з балкою ведучого мосту або відокремлюваним від балки з рознімними гніздами під підшипники корпуса диференціала (рис. 7.2, 7.4).

Найбільше поширення має друга конструкція, що полегшує монтажно-демонтажні й регульовальні роботи. Для полегшення складання часто горловину картера, у якій розміщені ведучий вал і його підшипники, роблять рознімною (рис. 7.4). В окремому картері передбачають фланець для кріплення головної передачі до балки мосту.

Основна вимога до картера головної передачі - жорсткість конструкції. Остання визначає точність зацеплення зубчастих коліс головних передач. Для збільшення жорсткості на картері головної передачі роблять зовнішні й внутрішні ребра (рис. 7.2).

Підвищення жорсткості опор конічного колеса досягається тим, що гнізда цих опор розташовують безпосередньо в корпусі картера. Картер головної передачі виготовляють із ковкого чавуну КЧ 37-12, КЧ 35-10 або високоміцного чавуну ВЧ 50-2.

Вал конічної шестірні в сучасних конструкціях установлюють, як правило, по двом типовим схемам: із кріпленням вала на підшипниках консольно (рис. 7.11, *а*) або по обидві сторони шестірні (рис. 7.11, *б*). Схема із кріпленням вала на підшипниках, розташованих по обидві сторони шестірні, забезпечує більшу жорсткість конструкції, ніж перша.

Однак вона конструктивно складніша й застосовується в основному в одинарних головних передачах. Схема з консольним кріпленням вала на двох підшипниках застосовується частіше в подвійних головних передачах.

Підвищення жорсткості вузла шестірні головної передачі досягається: збільшенням відстані b між опорами, розташованими з однієї сторони шестірні, і зменшенням довжини консолі a (рис. 7.11, *а*); зменшенням відстані між опорами $(a + b)$, розташованими по обидві сторони шестірні (рис. 7.11, *б*).

Жорсткість вала повинна бути такою, щоб забезпечувалася сталість зацеплення зубчастих коліс центрального редуктора при максимальних навантаженнях. Припустимі прогини й переміщення (у міліметрах) валів, шестірні й колеса головної передачі в трьох напрямках зазначені на схемі, зображеної на рис. 7.12. Підшипники (їх тип і розташування) також дуже впливають на жорсткість головної передачі.

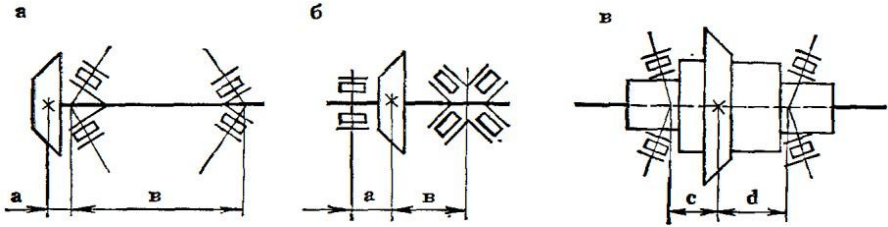


Рисунок 7.11 - Схеми установки зубчастих коліс і підшипників головної передачі

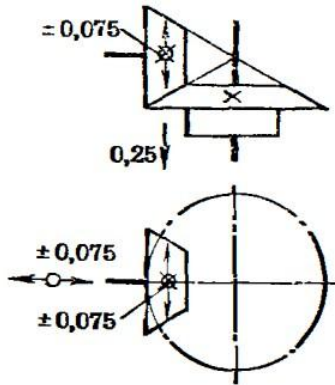


Рисунок 7.12 - Припустимі прогини й переміщення вала, шестірни й колеса головної передачі

Так, для передачі, зображеної на рис. 7.4, кутове зміщення осі шестірни 9 залежить головним чином від типу підшипника 27, встановленого в основі даної шестірни, діаметра внутрішнього кільця підшипника, відстані між опорами й довжини консолі. Тип підшипника 29 хвостовика шестірни 9 впливає на жорсткість конструкції значно менше. При установці роликпідшипника (конічного або циліндричного) у основі шестірни, жорсткість конструкції більше, чим при шарикопідшипнику.

Для зменшення довжини консолі a й збільшення відстані між опорами b конічні роликпідшипники слід розташовувати так, щоб вершини їх конусів були звернені усередину вала, назустріч один одному (рис. 7.11).

Для підвищення жорсткості головної передачі відстань $c + d$ між

опорами (рис. 7.11, в) повинна бути по можливості меншою, для чого конічні роликотпідшипники встановлюють так, щоб вершини їх конусів були звернені назовні стосовно корпуса диференціала. З метою підвищення жорсткості при складанні головної передачі роблять попередній натяг підшипників. Сутність попереднього натягу пояснюють схеми на рис. 7.13.

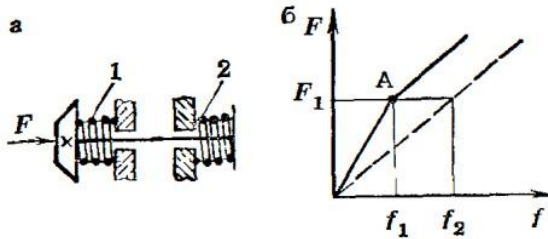


Рисунок 7.13 - Схема попереднього натягу підшипників

При відсутності попереднього підтискання пружин 1 і 2 (рис. 7.13, а) залежність між осьовою силою F і деформацією (укороченням) пружини f носить лінійний характер (штрихова лінія на рис. 7.13, б):

$$F = cf, \quad (7.1)$$

де c - жорсткість однієї пружини.

Якщо пружини попередньо піджати на величину f_1 , осьова сила визначається формулою (суцільна лінія до точки А):

$$F = 2cf, \quad (7.2)$$

тобто при наявності попереднього натягу зменшується деформація при тій же осьовій силі. Так, при наявності попереднього натягу сила F_1 викликає деформацію f_1 , а при його відсутності - f_2 .

Отже, ціль попереднього натягу підшипника полягає в усуненні зазору між його кільцями й роликами й створенні деякої деформації елементів підшипника.

Попередній натяг підшипників впливає на довговічність головної передачі. Зі збільшенням натягу підвищується стабільність зачеплення зубчастих коліс. Однак надмірний натяг шкідливий, тому що він може погіршити умови роботи підшипників, знизити ККД передачі й привести до прискореного її зношування.

Попередній натяг контролюється виміром моменту, необхідного

для повертання вала. Для підшипників конічних шестірень головної передачі вантажних автомобілів натяг становить 0,03...0,05 мм, при цьому момент, необхідний для повертання шестірень головної передачі - 1...3 Нм.

У якості опор конічного зубчастого колеса можуть застосовуватися сферичні роликотпідшипники. Вантажопідйомність і жорсткість цих підшипників менше, чим конічних роликотпідшипників, але зате вони самовстановлюються й тому менш чутливі до перекосів, що досить суттєво при значних розмірах підшипників колеса головної передачі. Шарикотпідшипники, для яких не потрібне регулювання, установлюють у даний час тільки в головних передачах малолітражних легкових автомобілів.

Регулювання підшипників і шестірень головної передачі проводиться в такий спосіб. Підшипники вала шестірні головної передачі зазвичай регулюють за допомогою регулювальних кілець 6 (рис. 7.4) або 19 (рис. 7.5, а).

Для регулювання підшипників головної передачі 13 і 25 (рис. 7.2) застосовують регулювальні гайки 14, 24, що впираються в зовнішні кільця підшипників, або регулювальні прокладки 10 (рис. 7.4).

Після регулювання підшипників регулюють зачеплення конічних шестірень. Зачеплення конічних шестірень повинне бути відрегульоване так, щоб зуби шестірень, що сполучаються, входили в зачеплення по всій довжині й між зубами був певний бічний зазор, у середньому 0,15...0,30 мм.

Даний зазор перевіряють по кутовому переміщенню фланця карданного шарніра, закріпленого на валу шестірні головної передачі. При цьому зубчасте колесо повинне бути закріплене.

Правильність зачеплення конічних шестірень перевіряють по розташуванню плями контакту на зубах. Для цієї мети на зуби шестірні наносять шар фарби, потім шестірні повертають. При правильному зачепленні шестірень пляма контакту розташовується по середині висоти зуба з невеликим зрушенням до його вузького кінця.

У табл. 7.1 наведені можливі випадки розташування плями контакту на зубах шестірні й зазначене взаємне розташування при цьому зубчастих коліс.

Шестірню 9 (рис. 7.4) при регулюванні зачеплення переміщують за допомогою регулювальних прокладок 8, розташованих між картером головної передачі й фланцем стакану. Аналогічно проводиться

регулювання шестірні 4 прокладками 16 (рис. 7.5, а). Якщо підшипники шестірні 1 (рис. 7.2) установлені безпосередньо в картері, переміщення вала шестірні здійснюється шляхом зміни товщини кільця 11.

Таблиця 7.1 - Різні випадки відбитків на робочих поверхнях зубів шестірні головної передачі

Взаємне розташування зубчастих коліс що зачіпляються	Характер відбитків	
	без навантаження (при складанні)	з повним навантаженням (в роботі)
Колесо занадто далеко відсунуте уздовж своєї осі від шестірні		
Колесо занадто близько присунуте уздовж своєї осі до шестірні		
Шестірня занадто далеко відсунута уздовж своєї осі до колеса		
Шестірня занадто близько присунута уздовж своєї осі до колеса		
Правильне взаємне розташування зубчастих коліс		

Для переміщення зубчастого колеса 20 (рис. 7.2) відвертають на певний кут гайку 14, що впирається в зовнішнє кільце підшипника 13, і закручують на такий же кут гайку 24 із протилежної сторони. Це ж регулювання можна здійснювати перестановкою необхідного числа прокладок 10 (рис. 7.4) з однієї сторони на іншу, не змінюючи їх загального числа, щоб не порушити попередній натяг підшипників.

Робочий процес головних передач.

Робочий процес головної передачі аналогічний робочому процесу коробки передач при включеній передачі. Тому особливості головної передачі із циліндричними зубчастими колесами ми не розглядаємо. На відміну від циліндричних зубчастих коліс осьовий зсув конічних зубчастих коліс порушує зачеплення. Ця обставина, а також знач-

но більш високі навантаження, при малих габаритних розмірах (через малі розміри ведучої конічної або гіпоїдної шестірні) вимагають застосувати, крім підвищення жорсткості картера, спеціальні заходи, що підвищують жорсткість конструкції:

- конічні радіальноупорні підшипники з попереднім натягом $f_0 = 0,02...0,04$ мм, що зменшує осьову деформацію й результуюче навантаження на підшипники;
- упор, закріплений на картері, для веденої конічної шестірні, що зменшує її деформацію при великих навантаженнях на нижчих передачах;
- у вершини конуса ведучої шестірні іноді розташовують третій підшипник, крім консольної установки цієї шестерні.

Утомні uszkodження зубів зазвичай мають вигляд «вісповідного зношування» (пітінга) на бічних поверхнях.

Зменшення зношування забезпечується підвищенням жорсткості конструкції (допускаються прогини не більше 0,075 мм і тільки віджим веденої конічної шестірні до 0,25 мм), точності виконання профілю зубів, якості поверхні зубів, що також одночасно знижує й гучність зачеплення.

Однак помилки, що є причиною підвищеного шуму, зазвичай мізерно малі в порівнянні з помилками, що є причиною підвищеного зношування. З конічних головних передач найпоширеніша передача зі спіральним, у більшості випадків із круговим зубом, виконаним по дузі окружності, діаметр якої відповідає діаметру різцевої головки верстата.

Застосування кругових зубів забезпечує зменшення розмірів головної передачі через зменшення ведучої конічної шестірні. Число її зубів може бути зменшене - $z_1 = 5 - 6$, а збільшений кут спіралі β ($30...40^\circ$) дозволяє підвищити число зубів, що одночасно перебувають у зачепленні. Це забезпечує зниження навантажень на зуби й підвищує їхню зносостійкість.

Навантаження на ведучій конічній шестірні (рис. 7.14, а) визначаються виходячи з того, що сумарну силу, прикладену до зуба конічної шестірні, можна розкласти, як і в циліндричних зубчастих передачах, на три взаємно перпендикулярні сили P_1 , Q_1 , і R_1 .

Окружна сила:

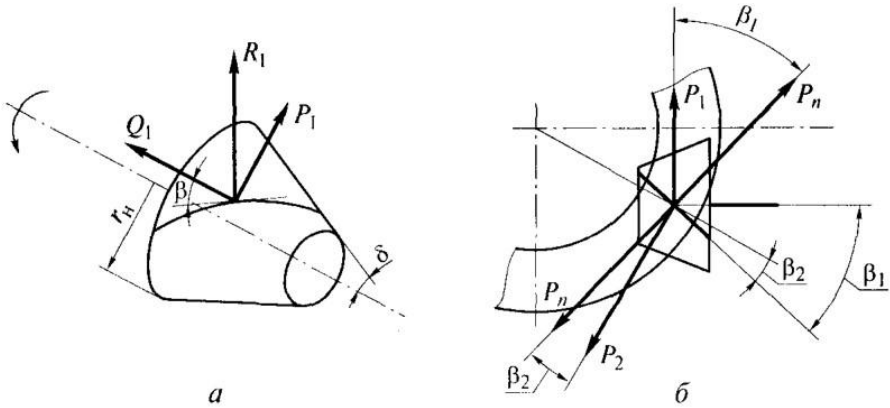
$$P_1 = M_1 / r_{01}, \quad (7.3)$$

де M_1 - крутний момент, підведений до головної передачі;
 r_{01} - середній радіус шестірні, визначається по формулі:

$$r_{01} = 0,5r_n / \sin \delta_1. \quad (7.4)$$

Осьова сила:

$$Q_1 = (P_1 / \cos \beta_1) (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cos \delta_1) \quad (7.5)$$



P - окружна сила; Q - осьова сила; R - радіальна сила;

r_n - зовнішній радіус шестірні;

β - кут спіралі зубів шестірень; δ - кут утворюючої конуса

Рисунок 7.14 - Схема сил для провідної конічної шестерні (а)
і для гіпоїдної пари (б)

Радіальна сила:

$$R_1 = (P_1 / \cos \beta_1) (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_1 \sin \delta_1). \quad (7.6)$$

При розрахунках осьової і радіальної сили, знак «-» застосовують при різномісних напрямках обертання й спіралі, «+» - при однійменних. Позитивним напрямком обертання вважається обертання по ходу годинної стрілки, якщо дивитися з боку підведення моменту M_1 від коробки передач (праве обертання).

Позитивним напрямком спіралі вважається напрямок спіралі по ходу годинної стрілки, якщо дивитися від основи конуса до вершини (права спіраль). При правому обертанні й лівій спіралі (рис. 7.14, а), осьова сила на ведучій шестірні спрямована до основи конуса, що

виключає можливість заклинювання передачі. Тому така комбінація й застосовується в головних передачах автомобілів.

Осьова сила Q , спрямована до основи конуса, виключає можливість заклинювання конічних зубчастих коліс. Тому зазвичай у ведучих конічних шестірень застосовується ліва (вид від вершини конуса) спіраль, що виключає заклинювання при русі переднім ходом.

Навантаження на веденому конічному зубчастому колесі:

$$\alpha_1 = \alpha_2, \beta_1 = \beta_2, \quad (7.7)$$

- окружна сила - $P_2 = P_1$;
- осьова сила - $Q_2 = R_1$;
- радіальна сила - $R_2 = Q_1$.

Навантаження на ведучій гіпоїдній шестірні ті ж, що й на ведучій конічній шестірні (з урахуванням значення β_1), але кут спіралі в зубчастого колеса інший, чим у шестірні (рис. 7.14, б):

$$\beta_1 \neq \beta_2, \quad (7.8)$$

Навантаження на веденому гіпоїдному зубчастому колесі:

$$\alpha_1 = \alpha_2, \beta_1 \neq \beta_2, \quad (7.9)$$

окружна сила:

$$P_2 = P_1 \cos \beta_2 / \cos \beta_1, \quad (7.10)$$

осьова сила:

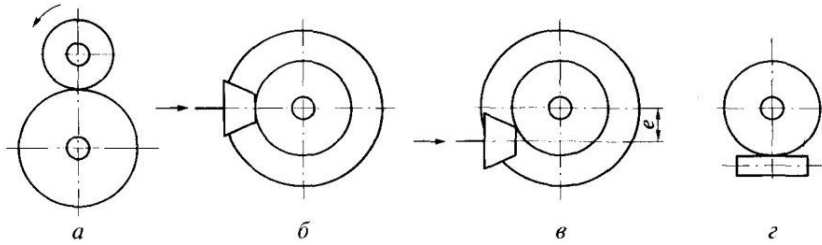
$$Q_2 = (P_1 / \cos \beta_1) (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cos \delta_2), \quad (7.11)$$

радіальна сила:

$$R_2 = (P_1 / \cos \beta_1) (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \sin \delta_2), \quad (7.12)$$

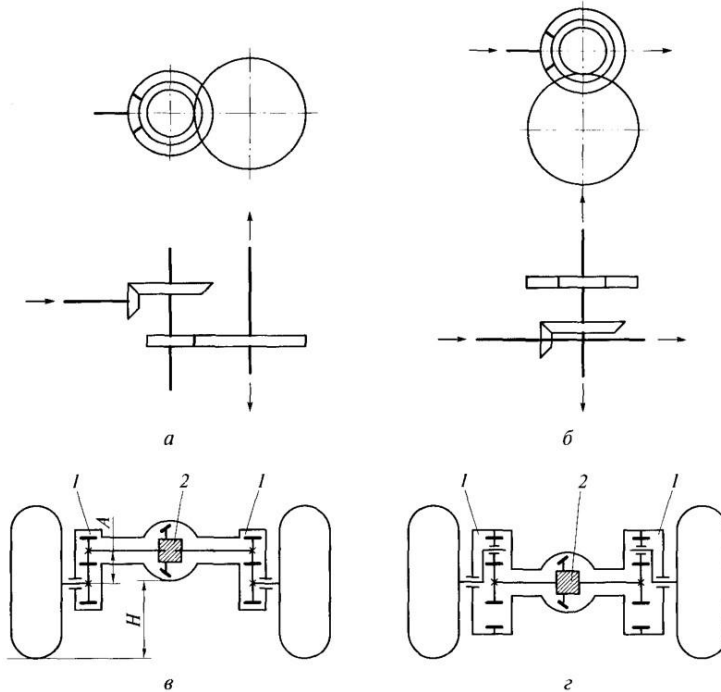
Основними перевагами гіпоїдної передачі, що забезпечують їй широке поширення, є її більш високі міцність і безшумність у порівнянні з конічною передачею. Одинарні головні передачі (циліндричні, черв'ячні, гіпоїдні, конічні) зазвичай застосовують при передаточних числах менше 5.

Циліндрична головна передача застосовується при поперечному розташуванні двигуна в передньоприводних автомобілях і розміщується в загальному картері зі зчепленням і коробкою передач. Ведуча шестірня головної передачі встановлюється на веденому валу коробки передач.



а - циліндрична; б - конічна; в - гіпоїдна;
г - черв'ячна; е - зміщення осі веденої шестірни

Рисунок 7.15 - Схеми одинарних головних передач
для визначення навантажень



а - центральна плоска; б - центральна кутова;
в - рознесена з непланетарним колісним редуктором;
г - рознесена із планетарним колісним редуктором;
1 - колісний редуктор; 2 - центральний редуктор;
А - міжосьова відстань колісного редуктора; Н - дорожній просвіт

Рисунок 7.16 - Схеми подвійних головних передач

Зуби циліндричної головної передачі виконують прямими, косими або шевронними. ККД такої передачі - не менше 0,98. Іноді приходить застосовувати одну-дві паразитні шестірні або ланцюгову передачу.

При поздовжньому розташуванні двигуна застосовують передачі, у яких вісь веденого вала перпендикулярна осі ведучого вала: черв'ячні, гіпоїдні, конічні (рис. 7.15).

На легкових і малих вантажних автомобілях зазвичай застосовують гіпоїдні головні передачі. Черв'ячні передачі іноді застосовують на автомобілях високої прохідності. Конічні одинарні передачі застосовують усе рідше.

Подвійні головні передачі (рис. 7.16) застосовують:

- якщо задані u_0 не можна реалізувати в одній парі зубчастих коліс;
- якщо надмірно велике ведене зубчасте колесо;
- для збільшення дорожнього просвіту H або зниження рівня підлоги; для зниження навантажень на диференціал і півосі (рознесена подвійна головна передача).

Слід мати на увазі, що частина незмінного передаточного числа, що відповідає загальному передаточному числу головної передачі, може перебувати в роздавальній коробці або навіть в основній коробці передач.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Приймають $M_{o.p} = k_d M_{enax} u_{1k.l}$, або по зчепленню коліс із дорогою, якщо $M_{o.p} > M_{o.f}$.

Матеріали. Ті ж, що й для коробки передач, але картер виготовляють із ковкого чавуну КЧ45-6, КЧ35-10 або з литої сталі 35Л, 45Л.

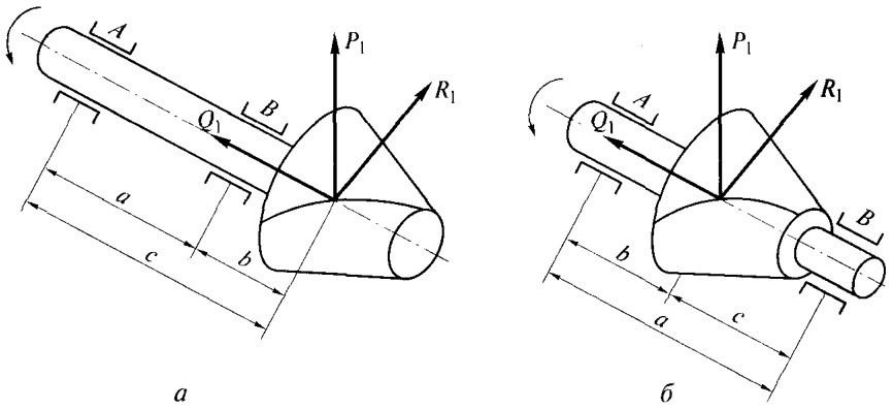
Розрахунки. При проектному розрахунку головної передачі вибирають її схему, потім числа зубів зубчастих коліс, уточнюючи значення передаточного числа. При перевірочному розрахунку геометричні параметри відомі.

Зображують схему діючих сил (рис. 7.17 для ведучої конічної шестірні), визначають реакції опор, розраховують зуби зубчастих коліс на вигин і контактні напружки (як і в коробці передач), вали - на міцність і деформації (жорсткість), як і в коробці передач. Підшипники підбирають по динамічній вантажопідйомності, як і в коробці передач.

Реакції опор необхідні для розрахунків напруг у валах і визначення навантажень на підшипники. При консольній установці (рис. 7.17, а), і при установці з додатковою опорою (рис. 7.17, б) реакції опор A і B для вала ведучої конічної шестірні визначають по наступних залежностях:

$$R_A = (1/a) \sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - Q_1 r_0)^2}, \quad (7.13)$$

$$R_B = (1/a) \sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c + Q_1 r_0)^2}, \quad (7.14)$$



а - консольна; б - з додатковою опорою; A, B - опори;
 P - окружна сила; Q - осьова сила;
 R - радіальна сила; a, b, c - розміри

Рисунок 7.17 - Схема для визначення навантажень на конічну шестерню головної передачі при різних установках

Для вала веденого конічного зубчастого колеса реакції опор можна визначити по залежностях для вала ведучої конічної шестірні при підстановці в них відповідних значень окружної, осьової та радіальної сил.

Привод до ведучих коліс.

Крутний момент від міжколісного диференціала до кожного з ведучих коліс може передаватися за допомогою: вала й шарніра в приводі ведучих керованих коліс; редуктора привода ведучих коліс; вала, що з'єднує безпосередньо ведуче колесо з диференціалом.

Залежно від схеми підшипникового вузла, вал ведучого колеса (піввісь) може бути або навантажений згинальним моментом від сил взаємодії коліс із дорогою або розвантажений від таких моментів.

На рис. 7.18 наведені схеми трьох варіантів підшипникового вузла ведучого колеса. У першому варіанті (рис. 7.18, а) колесо має мачину, яка встановлена на двох підшипниках, розташованих на картері ведучого мосту.

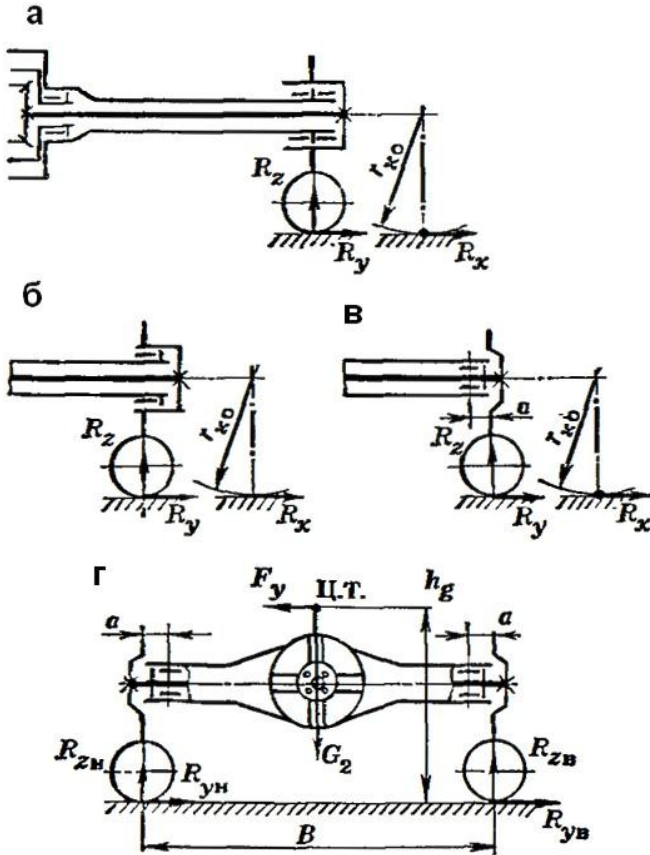


Рисунок 7.18 - Схеми до розрахунку півосей

Завдяки тому, що підшипники трохи рознесені, згинальні моменти від сил взаємодії коліс із дорогою сприймаються картером. При

такій схемі вузла піввісь називається розвантаженою. Другий варіант (рис. 7.18, б) відрізняється від першого тим, що замість двох підшипників є лише один. Згинальні моменти від сил взаємодії колеса з дорогою сприймаються спільно піввіссю й картером ведучого мосту. Піввісь при цій схемі називається розвантаженою на три чверті.

У третьому варіанті (рис. 7.18, в) піввісь у зовнішнього кінця має шийку, на яку встановлений підшипник, розташований у внутрішньому розточенні картера ведучого мосту. На зовнішньому кінці півосі кріпиться маточина колеса, а якщо вона відсутня, піввісь виконується із фланцем, до якого кріпиться гальмовий барабан і диск колеса. У даному варіанті згинальні моменти від сил взаємодії колеса з дорогою сприймаються піввіссю.

Моменти від вертикальної R_z і поздовжньої R_x сил малі, тому що плече a виконується можливо меншим, момент від поперечної сили R_y може бути значним. Піввісь при такій схемі вузла називається напіврозвантаженою.

По першій схемі (рис. 7.18, а) виконується підшипниковий вузол колеса у вантажних автомобілях, друга схема (рис. 7.18, б) - застосовується рідко, по третій схемі (рис. 7.18, в), найбільш простій, виконується підшипниковий вузол колеса в легкових автомобілях.

Розрахунки півосей роблять на статичну міцність і витривалість. При розрахунках на міцність розвантаженої півосі визначаються напруження крутіння τ і деформація крутіння Θ :

$$\tau_{\max} = R_x r_0 / W_\tau = M_{j\max} / W_\tau, \quad (7.15)$$

$$\Theta_{\max} = [M_{j\max} l / (GI_\tau)] (180^\circ / \pi), \quad (7.16)$$

де W_τ - момент опору перетину півосі;

$M_{j\max}$ - максимальний динамічний момент на півосі;

I_τ - полярний момент інерції перетину;

G - модуль пружності при крутінні;

l - довжина півосі.

Орієнтовно можна приймати на 1 м довжини півосі:

$$M_{j\max} = M_\phi, \quad \tau_{\max} = 500 \dots 700 \text{ МПа}, \quad (7.17)$$

$$\Theta_{\max} = 6 \dots 15^\circ. \quad (7.18)$$

При розрахунках на міцність напіврозвантаженої півосі (рис. 7.18, е) розглядаються три характерні режими навантажень.

1. Інтенсивне гальмування або розгін:

а) вертикальна сила R_z має значення $R_{z\max}$. При відсутності даних для розрахунків можна приймати:

$$R_{z\max} = 1,2R_{z\text{ ст}}, \quad (7.19)$$

де $R_{z\text{ ст}}$ - навантаження на колесо при статистичному стані автомобіля;

б) поздовжня сила R_x має граничне значення:

$$R_{x\max} = R_{z\max}\varphi_{\max}, \quad (7.20)$$

де $\varphi_{\max} = 0,8$;

в) поперечна сила R_y відсутня;

2. Занос на повороті:

а) вертикальна сила R_z має значення, відповідне до повороту автомобіля або заносу ведучого мосту, при яких до центру ваги маси, що відноситься до ведучого мосту, прикладена сила (рис. 7.22, з):

$$F_y = G_2\varphi_{\max}, \quad (7.21)$$

де G_2 - вага, що доводиться на ведучий міст автомобіля.

Розрахунки сили R_z проводяться окремо для зовнішнього й внутрішнього коліс:

$$R_{zn} = G_2 \left(0,5 + \frac{h_d}{B} \varphi_{\max} \right), \quad (7.22)$$

$$R_{zv} = G_2 - R_{zn}, \quad \varphi_{\max} = 1. \quad (7.23)$$

б) поперечна сила R_y має граничне значення:

$$R_{yn} = R_n\varphi_{\max}, \quad (7.24)$$

$$R_{yv} = R_{zv}\varphi_{\max}, \quad (7.25)$$

в) поздовжня сила R_x відсутня.

3. Переїзд через перешкоду:

а) вертикальна сила R_z має значення R_{zd} , що відповідає випадку

удару колеса о дорожню перешкоду:

$$R_{zd} = R_z \sin k_d, \quad (7.26)$$

де k_d - коефіцієнт динамічності (1,75 - для легкових автомобілів; 2,0 - для вантажних автомобілів і 2,5 - для автомобілів високої прохідності);

б) поздовжня сила R_x відсутня;

в) поперечна сила R_y відсутня. Для першого режиму визначається сумарна напруга вигину й крутіння:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (7.27)$$

$$\sigma = \frac{a \sqrt{R_{x\max}^2 + R_{y\max}^2}}{W_\sigma}, \quad (7.28)$$

$$\tau = \frac{R_{x\max} r_{k0}}{W_\tau}. \quad (7.29)$$

На другому режимі визначається напруга вигину для півосі зовнішнього колеса σ_n і півосі внутрішнього колеса σ_b :

$$\sigma_n = (R_{yn} r_{k0} - R_{zn} a) / W_\sigma, \quad (7.30)$$

$$\sigma_b = (R_{yb} r_{k0} + R_{zb} a) / W_\sigma. \quad (7.31)$$

Напруга вигину для третього режиму:

$$\sigma_{\max} = R_{zd} a / W_\sigma. \quad (7.32)$$

Виконані конструкції напіврозвантажених півосей мають напруги в межах $\sigma' = 600 \dots 750$ МПа. Вали ведучих коліс (або півосі) виготовляють зі сталей 35ХГСА (МАЗ), 45РП (КамАЗ), 40Г, 35ХГС. Жорсткість шліців 46...54 НРС.

Питання для самоперевірки

1. Що таке головна передача?
2. У чому полягають особливості робочого процесу головної передачі?
3. Як класифікують головні передачі?
4. На яких типах автомобілів застосовується одинарна гіпоїдна головна передача?

5. Перелічіть вимоги до головних передач.
6. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до головних передач?
7. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей головних передач.
8. Що собою являє подвійна головна передача?
9. На яких типах автомобілів застосовується одинарна конічна головна передача?
10. Які переваги й недоліки одинарної черв'ячної передачі?
11. Намалюйте схеми подвійних рознесених головних передач, поясніть їхній устрій та принцип роботи.
12. За рахунок чого досягається підвищення жорсткості вузла шестірні головної передачі (відповідь супроводжуйте схемами)?
13. За допомогою схеми поясніть сутність попереднього натягу підшипників головної передачі.
14. Що собою являє робочий процес головної передачі?
15. Назвіть спеціальні заходи, що підвищують жорсткість конструкції всієї головної передачі.
16. Як розраховується навантаження на ведучій конічній шестірні?
17. Як визначити навантаження на веденому конічному зубчастому колесі?
18. З чого складаються розрахунки головної передачі на працездатність?
19. В чому полягають особливості розрахунку привода до ведучих коліс?
20. Які три характерні режими навантажень є при розрахунках на міцність напіврозвантаженої півосі?

ЛЕКЦІЯ № 8. ДИФЕРЕНЦІАЛ

План лекції. Класифікація диференціалів і вимоги до них. Робочий процес диференціала: коефіцієнт блокування й ККД; диференціали інших схем; вплив диференціала на експлуатаційні властивості автомобілів. Розрахунки на працездатність.

Література: [8], с. 109-122; [9], с. 104-116; [11], с. 230-237.

Класифікація диференціалів і вимоги до них.

Диференціал призначений для розподілу крутного моменту між двома веденими валами, яким він дозволяє обертатися з різними швидкостями, зазвичай при русі автомобіля на поворотах або по нерівностях.

Диференціали підрозділяються по наступних *основних класифікаційних ознаках*:

- по призначенню (по місцю розташування): міжколісні, міжосьові, міжвізкові і т.д.;
- по співвідношенню моментів на ведених валах, симетричні (розділяють моменти на ведені вали нарівно) і несиметричні (розділяють моменти на ведені вали не нарівно, але в заданому співвідношенні);
- по типу передачі, зубчасті із циліндричними або з конічними зубчастими колесами, черв'ячні, кулачкові і т.д.;
- по можливості блокування, неблоковані й блоковані із примусовим блокуванням або самоблоковані (частково або повністю).

Основні вимоги до диференціалів наступні:

- розподіл крутного моменту між веденими валами в заданому співвідношенні;
- хороша стійкість (без заносу) при русі на поворотах і по нерівній дорозі, а також високі тягові властивості при русі поза дорогами.

На відміну від інших механізмів, що входять у трансмісію, у вимогах до диференціалів немає пункту про високий ККД.

Крім того, до диференціалів, як і до інших механізмів автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, техно-

логічність.

Розглянемо, **якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до диференціалів.**

Розподіл крутного моменту між веденими валами в заданому співвідношенні звичайно забезпечується застосуванням триланкового планетарного механізму з параметром $\alpha = 1$ (симетричний диференціал) з конічними, іноді із циліндричними шестірнями. В автомобілів з колісною формулою 6х6, якщо диференціал установлюють між переднім мостом і двома задніми, застосовують у якості диференціала триланковий планетарний механізм із параметром $\alpha = 2$ (несиметричний диференціал) із циліндричними шестірнями. При цьому 1/3 моменту передається на передній міст і 2/3 - на два задні мости.

Хороша стійкість (без заносу) при русі на поворотах і по нерівній дорозі забезпечується вимогою, яка така сама як і попередня, застосуванням триланкового планетарного механізму, що розподіляє крутні моменти між веденими валами в заданому співвідношенні, незалежно від співвідношення їх кутових швидкостей. Більш високі швидкості на поворотах забезпечують керовані диференціали.

Високі тягові властивості при русі поза дорогами забезпечуються застосуванням самоблокованих або блокованих диференціалів. При цьому найбільш високі тягові властивості мають автомобілі з усіма ведучими колесами й з регульованим тиском повітря в шинах.

Робочий процес диференціала.

Автомобільний диференціал являє собою триланковий планетарний механізм, для якого слушні залежності для автоматичних коробок передач. Однак ступінь впливу диференціала на експлуатаційні властивості автомобіля суттєво залежить від коефіцієнта блокування.

Майже для всіх випадків застосування необхідний симетричний диференціал: міжколісний, міжосьовий для автомобілів з колісною формулою 4х4, міжвізковий для автомобілів 8х8 і т.д.

Зазвичай у всіх цих випадках застосовується триланковий планетарний механізм із $\alpha = 1$ і звичайно з конічними шестірнями. Для автомобілів 6х6 із двома задніми мостами, об'єднаними у візок, застосовують несиметричний диференціал із циліндричними шестірнями й $\alpha = 2$, який 1/3 моменту передає на передній міст і 2/3 - на два задні мости відповідно до розподілу мас по мостах.

Коефіцієнт блокування й ККД.

Зазвичай коефіцієнт блокування використовують у наступному виді:

$$K_6 = (M_{от} - M_{за}) / (M_{от} + M_{за}) = M_{тр} / M_0, \quad (8.1)$$

де $M_{от}$, $M_{за}$ - моменти на відстаючому (повільніше обертовому, ніж інший), й забігаючому (швидше обертовому, ніж інший) ведених валах;

$M_{тр}$ - момент тертя (втрати тертя);

M_0 - момент, підведений до диференціала.

Для симетричного диференціала:

$$M_{от} = (M_0 + M_{тр}) / 2 \text{ и } M_{за} = (M_0 - M_{тр}) / 2. \quad (8.2)$$

Коефіцієнт K_6 може мати значення в межах від 0 при $M_{тр} = 0$ до 1 при $M_{тр} = M_0$. Значення K_6 для диференціалів: конічний неблокований - 0,05...0,15; підвищеного тертя, кулачковий - 0,3...0,5; черв'ячний - до 0,8.

Іноді використовують інший вираз:

$$K'_6 = M_{от} / M_{за}, \quad (8.3)$$

тоді K'_6 може мати значення в межах від 1 до ∞ .

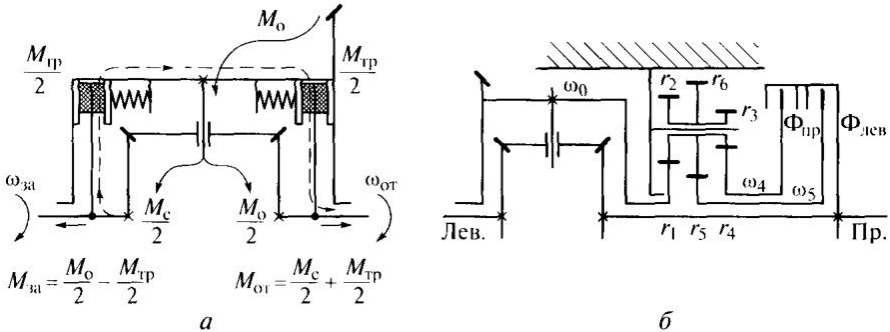
Розрізняють диференціали з постійним моментом тертя (у них K_6 зменшується зі збільшенням передаваного моменту) і диференціали з моментом тертя, пропорційним передаваному моменту (у них K_6 не змінюється при зміні передаваного моменту).

Іноді замість диференціала застосовують MBX, для яких $K_6 = 1$. Кожна піввісь через свій MBX з'єднана з корпусом диференціала. Механізм вільного ходу забігаючого колеса, від'єднує його піввісь від корпуса диференціала. Крутний момент на забігаюче колесо не передається, що призводить до погіршення стійкості руху.

Для автоматичного підключення одного з мостів або в якості механізму блокування міжосьового й міжколісного диференціалів застосовують в'язкістні муфти, що складаються з корпуса, заповненого в'язкою силіконовою рідиною, з пакетом ведучих дисків, між якими з малими (0,2...0,4 мм) зазорами розташовані ведені диски. Переданий дисковим тертям момент зростає зі збільшенням різниці кутових швидкостей і часу (підвищується температура) буксування.

З'ясуємо, чому в диференціалах $M_{от} > M_{за}$ при передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс.

Уявімо собі, що весь момент тертя $M_{тр}$ диференціала зосереджений у двох постійно включених фрикціонах (рис. 8.1, а), ведені диски яких з'єднані відповідно з лівою й правою півосями.



а - некерованого; б - керованого; ω - кутова швидкість;

M - крутний момент; Φ - фрикціон

Рисунок 8.1 - Схеми диференціалів

При прямолінійному русі фрикціони не пробуксовують:

$$M_{лев} = M_{пр} = M_0/2. \quad (8.4)$$

При повороті, наприклад, праворуч, буде:

$$M_{лев} = M_{за}, \quad M_{пр} = M_{от}. \quad (8.5)$$

Оскільки тепер $\omega_{за} > \omega_0 > \omega_{от}$, то:

$$M_{от} = M_0/2 + M_{тр}/2, \quad (8.6)$$

тому що диски корпуса диференціала, обертаючись швидше ($\omega_0 > \omega_{от}$), є стосовно дисків правої півосі ведучими, й намагаються тягти їх за собою. Аналогічно:

$$M_{за} = M_0/2 - M_{тр}/2, \quad (8.7)$$

тому що диски корпуса диференціала, обертаючись повільніше ($\omega_{за} > \omega_0$), є стосовно дисків лівої півосі веденими. Таким чином, самоблокований (і неблокований) диференціал автоматично забезпечує

передачу збільшеного моменту на відстаюче колесо, причому в будь-яких умовах при передачі моменту від двигуна до ведучих коліс.

Якщо переданий від двигуна момент зменшується до нуля:

$$M_{от} = +M_{тр}/2, \quad (8.8)$$

$$M_{за} = -M_{тр}/2. \quad (8.9)$$

Якщо ж рух відбувається при гальмуванні двигуном і гальмівний момент двигуна, приведений до диференціалу, дорівнює $-M_0$:

$$M_{от} = -M_0/2 + M_{тр}/2, \quad M_{за} = -M_0/2 - M_{тр}/2. \quad (8.10)$$

Таким чином, гальмовий момент на забігаючому колесі у цьому випадку більший, чим на відстаючому колесі, що сприяє поліпшенню стійкості при гальмуванні, особливо на слизькій дорозі.

Коефіцієнт корисної дії будь-якого диференціала при прямолінійному русі по рівній поверхні дорівнює одиниці, оскільки в ньому немає взаємного переміщення деталей.

І лише при русі на повороті, тобто коли буде взаємне переміщення деталей, тільки тоді буде проявляти себе $M_{тр}$ і ККД буде менше одиниці. Так, ККД міжколісного диференціала з урахуванням рівнянь (8.1) і (8.2) і кінематики повороту:

$$\eta_d = \sum N_{нах}/N_{ох} = (M_{от}\omega_{от} + M_{за}\omega_{за})/(M_0\omega_0) =, \quad (8.11)$$

$$= 1 - K_6(\omega_{за} - \omega_{от})/(2\omega_0) = 1 - K_6B/(2R_{п})$$

де B - колія ведучих коліс;

$R_{п}$ - відстань від центру повороту до поздовжньої осі автомобіля.

При виводі рівняння (8.11) використаний план кутових швидкостей при повороті автомобіля. По подоби трикутників:

$$\omega_{за}/\omega_0 = (R_{п} + B/2)/R_{п} \quad (8.12)$$

$$\omega_{от}/\omega_0 = (R_{п} - B/2)/R_{п}, \quad (8.13)$$

Тоді

$$(\omega_{за} - \omega_{от})/\omega_0 = B/R_{п}, \quad (8.14)$$

Значення η_d при різних $R_{п}/B = 5$ (мінімальний радіус повороту легкових автомобілів), $R_{п}/B = 10$ (поворот на вузькому перехресті в місті), $R_{п}/B = 50$ (поворот на заміському шосе) наведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 - Залежність ККД диференціала η_d від радіуса повороту R_n , ширини колії ведучих коліс B і коефіцієнта блокування K_6

R_n/B	Коефіцієнт блокування K_6		
	0,1	0,5	1,0
5	0,990	0,950	0,90
10	0,995	0,975	0,95
50	0,999	0,995	0,99

Слід зазначити, що в 1960-1990-х рр. у СРСР випускалися автомобілі ЗИЛ-135К і -135ЛМ із колісною формулою 8х8 із двома двигунами й бортовою схемою трансмісії, що не мали жодного диференціала. Проте вони мали високі експлуатаційні властивості.

Планетарний механізм із конічними шестірнями, як у симетричного неблокованого диференціала з $K_6 = 0,1$, можна використовувати в якості редуктора. Тоді при переведенні його в непланетарний механізм (корпус зупинений, одна півосьова шестірня буде ведучою, інша - веденою), зважаючи що втрати тертя нарівно по $M_{тр}/(2M_0) = 0,05$ зосереджені у двох зачепленнях, шестірня-сателіт і сателіт-шестірня, одержимо ККД такого редуктора:

$$\eta_0 = \eta_{н.з}^2 = 0,95^2 = 0,9, \quad (8.15)$$

тобто в цьому випадку:

$$\eta_0 = 1 - K_6, \quad (8.16)$$

У диференціалах застосовують зазвичай прямозубі конічні шестерні, не прагнучи до високої якості виготовлення. У головних передачах застосовують косозубі конічні шестерні з високою якістю виготовлення. Тому їх ККД $\eta = \eta_{н.з} = 0,98$. Планетарні механізми з конічними шестернями застосовані в ГМП передньоприводних автомобілів «Міні Моріс», Англія.

Деякі фірми розробили для легкових автомобілів системи, основу яких становить диференціал з керованим розподілом крутного моменту - керований диференціал. На рис. 8.1, б представлена схема такого міжколісного диференціала фірми «Міцубісі».

Коли фрикціони $\Phi_{лев}$ і $\Phi_{пр}$ виключені, диференціал працює як

звичайний. При русі на повороті зовнішнє забігаюче колесо навантажується додатковою вертикальною реакцією й тому може передавати більшу силу тяги. Включаючи фрикціон забігаючого колеса, можна завдяки редуктору із трьома рядами шестірень, забезпечити передачу через включений фрикціон, що буксує, момент тертя на забігаюче колесо. Включенням фрикціонів за допомогою гідравлічної системи управляє електронний блок керування.

Крутний момент передається через фрикціон, що буксує, від швидко обертових дисків, до дисків, що обертаються повільніше. Величина крутного моменту, що буксує фрикціонна пропорційна згідно з рівнянням (8.1) зусиллю його натискного пристрою.

При повороті праворуч ліва піввісь буде забігаючою, і при включенні фрикціонна правого повороту $\Phi_{\text{пр}}$ додатковий момент повинен передаватися від правої півосі через $\Phi_{\text{пр}}$, редуктор, корпус диференціала й далі до лівої півосі. Це можливо тільки при:

$$\omega_4 < \omega_{\text{пр}}, \quad (8.17)$$

де ω_4 - кутова швидкість дисків $\Phi_{\text{пр}}$, з'єднаних з редуктором;
 $\omega_{\text{пр}}$ - кутова швидкість правої півосі.

Умова

$$\omega_4 < \omega_0, \quad (8.18)$$

де ω_0 - кутова швидкість корпусу диференціала, забезпечується редуктором. При цьому передаточне число редуктора повинне забезпечувати умову (8.17) навіть при малих радіусах повороту. Якщо прийняти $R_{\text{п}}/B = 5$, як у табл. 8.1, тоді при $B=1,5$ м і $R_{\text{п}}=7,5$ м одержимо:

$$\omega_{\text{от}}/\omega_0 = (R_{\text{п}} - B/2)/R_{\text{п}} = 0,9. \quad (8.19)$$

Таким чином, досить мати передаточне число редуктора:

$$u_{\text{пр}} = \omega_4/\omega_0 = r_1 r_3 / (r_2 r_4) < 1, \quad (8.20)$$

небагато меншим, чим 0,9, наприклад 0,85. У цьому випадку від правої півосі через $\Phi_{\text{пр}}$ на корпус диференціала передається момент:

$$M_{0*} = M_{\Phi, \text{пр}}/u_{\text{пр}}. \quad (8.21)$$

Від корпусу диференціала на ліву піввісь передається:

$$M_0/2 + M_{0*}/2, \quad (8.22)$$

а на праву піввісь передається:

$$M_0/2 + M_{0*}/2 - M_{ф.пр} = M_0/2 - M_{ф.пр}[1 - 1/(2u_{пр})]. \quad (8.23)$$

При повороті ліворуч для збільшення крутного моменту на правій півосі, що забігає, включається фрикціон лівого повороту $\Phi_{лев}$. Умова $\omega_5 > \omega_{пр}$ забезпечується редуктором з передаточним числом:

$$u_{лев} = \omega_5/\omega_0 = r_1 r_6 / (r_2 r_5) > 1 \quad (8.24)$$

У нашому прикладі $u_{лев} = 1,15$. При цьому від корпусу диференціала частина моменту:

$$M_{0*} = M_{ф.лев}/u_{лев}, \quad (8.25)$$

передається через редуктор і $\Phi_{лев}$ на праву піввісь. Крім того, від корпусу диференціала на ліву й праву півосі, передається по $M_0/2 - M_{0*}/2$. Тоді на правій півосі буде крутний момент:

$$M_0/2 - M_{0*}/2 + M_{ф.пр} = M_0/2 + M_{ф.пр}[1 - 1/(2u_{лев})]. \quad (8.26)$$

При буксуванні забігаючого колеса, відношення $(\omega_{за}/\omega_0)$ буде більше, чим 1,15, і збільшити крутний момент на забігаючій півосі, за допомогою керованого диференціала не можна. Однак у цьому немає сенсу.

Таким чином, такий диференціал, крім своїх звичайних функцій, представляє пристрій для проходження поворотів на великій швидкості, а також і як виконавчий пристрій системи стабілізації, особливо при русі по поганих дорогах.

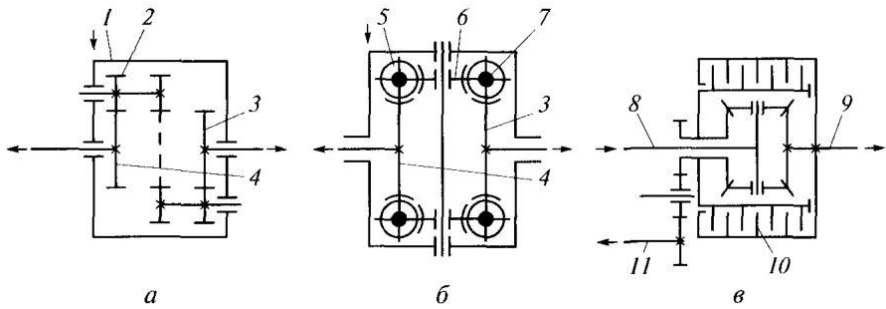
Диференціали інших схем.

Крім широко розповсюджених симетричних диференціалів з кінчними шестірнями (рис. 8.1, а), деяке застосування знайшли симетричні диференціали інших схем.

Диференціал із циліндричними шестірнями (рис. 8.2, а). У такого диференціала зв'язок між циліндричними напівосьовими шестірнями 3 і 4 здійснюється здвоєними циліндричними сателітами 2, що перебувають у зачепленні між собою.

При переході такого планетарного механізму в непланетарний ККД (при зупиненому корпусі) буде визначатися добутком трьох точок зовнішнього зачеплення $\eta_0 = \eta_{п.з}^3$. Якщо прийняти для прямокубних

циліндричних шестірень $\eta_{н.з} = 0,96$ тоді $\eta_0 = 0,88$ і коефіцієнт блокування $K_6 = 1 - \eta_0 = 0,12$.



а - із циліндричними шестірнями; б - черв'ячного;
в - міжосьового із в'язкістю муфтою; 1 - корпус; 2 - сателіт;
3, 4 - півосьові шестірні; 5, 7 - черв'яки;
6 - черв'ячна шестерня сателіт; 8 - ведучий вал;
9, 11 - вали привода переднього й заднього мостів;
10 - в'язкісна муфта

Рисунок 8.2 - Схеми диференціалів

Черв'ячний диференціал (рис. 8.2, б). У такого диференціала зв'язок між черв'ячними півосьовими шестірнями 3 і 4 здійснюється сателітами, що складаються із черв'ячної шестірні 6 і черв'яків 5 і 7, що перебувають у зачепленні із шестірнею 6, причому осі черв'яків мають опори в корпусі диференціала.

При переході такого планетарного механізму в непланетарний, ККД (при зупиненому корпусі) буде визначатися добутком чотирьох точок зачеплення черв'яків із черв'ячними колесами:

$$\eta_0 = \eta_{кч}^2 \eta_{чк}^2. \quad (8.27)$$

Якщо прийняти для зачеплення черв'ячне колесо - черв'як $\eta_{кч} = 0,7$, а для зачеплення черв'як - черв'ячне колесо $\eta_{чк} = 0,9$ тоді $\eta_0 = 0,20$ і коефіцієнт блокування $K_6 = 1 - \eta_0 = 0,80$.

Добором кута нахилу гвинтової лінії можна змінювати величину втрат тертя й одержувати необхідний коефіцієнт блокування в межах від 0,4 до 0,8.

Черв'ячні диференціали можуть виконуватися без шестірні 6. У

цьому випадку черв'яки 5 і 7 перебувають у зачепленні один з одним.

Диференціал з в'язкістною муфтою. На рис. 8.2, в наведена схема міжосьового диференціала з в'язкістною муфтою.

В'язкісна муфта складається з ведучих і ведених дисків, розташованих у герметичному корпусі, заповненому силіконовою рідиною. В'язкісна муфта має тільки два вали: ведучий і ведений - і тому не може виконувати функції диференціала: розподіляти крутний момент між двома веденими валами.

Вона являє собою різновид гідромуфти, у якому рух рідини між ведучою частиною й веденою, і силовий зв'язок між ними забезпечується не лопатевими колесами, а дисками. Диски з більш високою швидкістю обертання, ведучі, змушують рідину рухатися до периферії й вертатися уздовж ведених дисків.

Крутний момент від ведучих дисків до ведених передається з використанням дискового тертя. Величина переданого моменту M пропорційна квадрату різниці кутових швидкостей ведучих (ω_1) і ведених (ω_2) дисків:

$$M = \lambda_d (\omega_1 - \omega_2)^2 \rho_{\text{ж}} D^5, \quad (8.28)$$

де $\rho_{\text{ж}}$ - щільність рідини;

D - найбільший діаметр робочої порожнини.

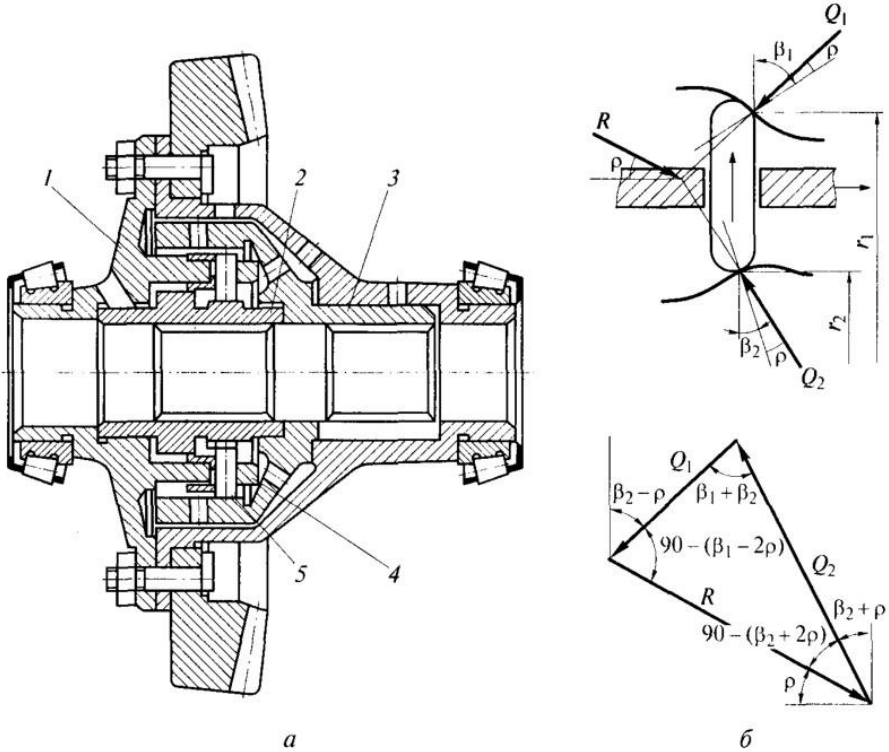
Таким чином, чим більше різниця кутових швидкостей ведених валів диференціала, тем більший момент передається від забігаючого вала, до відстаючого, й тим більшим буде коефіцієнт блокування диференціала. При міжосьовому диференціалі за схемою рис. 8.2, в якщо швидкості обертання передніх і задніх коліс однакові, момент передається нарівно на передній і задній міст через вали 8 і 9.

Через в'язкісну муфту 10 момент не передається. Якщо колеса будь-якого мосту забуксують, тоді в'язкісна муфта буде передавати частину моменту від мосту із забігаючими колесами, до мосту з відстаючими колесами. Так само поводить ся в'язкісна муфта й при між-колісному диференціалі.

Якщо ж в'язкісна муфта застосовується без диференціала, тоді вона виконує роль автоматичного вмикача для передачі крутного моменту від вала, який став обертатися швидше, до вала, який став обертатися повільніше.

Кулачковий диференціал (рис. 8.3). Кулачкові диференціали

можуть виконуватися з горизонтально або з радіально розташованими сухарями. Сухарі розміщують в один або у два ряди. При однорядному розміщенні, кількість кулачків на півосевих чашках (зірочках) повинна бути різною, тоді хоча б один сухар буде передавати зусилля.



а - конструкція; б - схема сил; 1 - корпус; 2 - внутрішня чашка;
3 - зовнішня чашка; 4 - сепаратор; 5 - сухарі; β - кут між радіальним
напрямком і нормаллю до точки контакту сухаря; ρ - кут тертя;
 r - відстані від осі обертання до точок контакту сухаря;
 Q - зусилля в точках контакту сухаря;
 R - зусилля, підведене до сепаратора

Рисунок 8.3 - Кулачковий диференціал

При дворядному розміщенні кількість кулачків на зовнішній і внутрішній чашках однакова, але один ряд сухарів щодо іншого зміщений на півкроку. Кулачки внутрішньої чашки 2, з'єднані з однією

піввіссю, також розташовані у два ряди, але зміщені на півкроку.

Кулачки зовнішньої чашки 3, з'єднаної з іншою піввіссю, виконані по всій ширині без зсуву. Корпус диференціала 1 виконаний заодно із сепаратором 4 в отворах якого можуть переміщатися в радіальному напрямку сухарі 5. При такій конструкції завжди зусилля передається всіма сухарями одного з рядів.

Розглянемо схему сил (рис. 8.3, б). Коли кутові швидкості півосей різні, робочі поверхні сухарів сковзають по поверхнях кулачків, а сухарі переміщаються в сепараторі від відстаючої чашки до забігаючої. При цьому на кулачках відстаючої півосі швидкість ковзання сухаря спрямована проти напрямку обертання, а на кулачках, що забігає - по напрямкові обертання. Тому сили тертя між сухарями й кулачками збільшують момент, переданий на відстаючу піввісь, і зменшують момент, переданий на забігаючу піввісь.

З боку кулачків на сухар діють сили Q_1 і Q_2 , спрямовані під кутом тертя ρ до загальної нормалі робочих поверхонь.

Моменти на півосях:

$$M_{от} = Q_2 r_2 \sin(\beta_2 + \rho), \quad M_{зл} = Q_1 r_1 \sin(\beta_1 - \rho). \quad (8.29)$$

Із трикутника сил:

$$Q_2/Q_1 = \cos(\beta_1 - 2\rho)/\cos(\beta_2 + 2\rho). \quad (8.30)$$

Враховуючи ці залежності, можна визначити коефіцієнт блокування, який може становити 0,3...0,5. При зношуванні кулачків кут їх нахилу зменшується, що призводить до збільшення коефіцієнта блокування. При значному зношуванні кулачків можливе заклинювання сухарів.

Диференціал з механізмами вільного ходу. Пристрій з використанням MBX: через один MBX момент передається на одну піввісь, через інший MBX - на іншу піввісь, не відповідає диференціалу, оскільки в цьому випадку немає кінематичного зв'язку між півосями й немає розподілу моменту між ними.

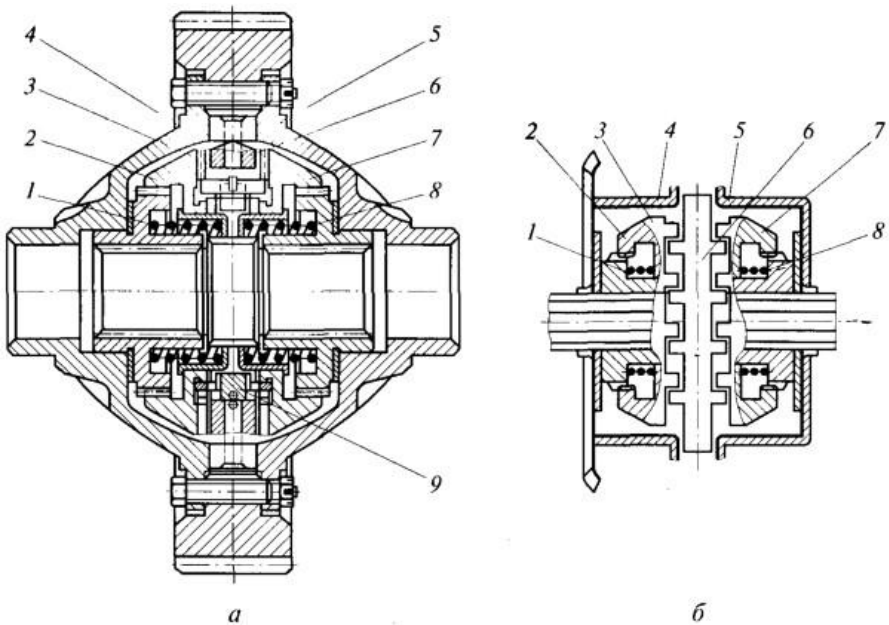
Якщо обидві півосі обертаються з однаковою швидкістю, то обидві MBX заклинені й моменти (не обов'язково однакові) передаються на обидві півосі. Якщо ж одна з півосей обертається швидше іншої, то MBX забігаючої півосі вимикається й не передає крутний момент. У зв'язку з рядом обставин (нерівності дороги, неоднакове

навантаження на колесах і т.д.) крутний момент у більшості випадків передається не на два, а на одне колесо.

Подальшим розвитком диференціалів цього типу з'явилися диференціали з кулачковими МВХ. Одна з таких конструкцій показана на рис. 8.4. Між двома половинами корпусу диференціала 4 і 5, закріплена ведуча муфта 6 із прямокутними кулачками по обидва боки. Ширина западин між кулачками більше ширини кулачків.

Від кулачків ведучої муфти крутний момент передається на кулачки 3 двох напівмуфт 2 і 7, з'єднаних з півсями, що й притискаються пружинами 1 і 8 до ведучої муфти.

Крім зовнішнього ряду кулачків, на кожній напівмуфті є внутрішній ряд кулачків трапецеїдального профілю, який слугує для відключення напівмуфти від ведучої муфти. Такі ж кулачки є й на обох торцях центрального кільця 9.



а - конструкція; б - схема; 1, 8 - пружини; 2, 7 - напівмуфти;
3 - кулачки; 4, 5 - ліва й права половини корпусу;
6 - ведуча муфта; 9 - центральне кільце

Рисунок 8.4 - Диференціал з механізмом вільного ходу

Якщо обидві півосі мають однакові кутові швидкості, диференціал заблокований і півосі обертаються як одне ціле. Якщо одна з півосей стає забігаючою, тоді кулачки її напівмуфти почнуть обганяти кулачки ведучої муфти завдяки широким западинам.

Одночасно трапецеїдальні кулачки забігаючої напівмуфти, змусшені сковзати по трапецеїдальним кулачкам центрального кільця, переміщаючи напівмуфту в осьовому напрямку й виводячи її кулачки із зачеплення. напівмуфта, що забігає, звільняється й обертається, не передаючи крутний момент.

Після вирівнювання кутових швидкостей відповідна пружина (1 або 8) переміщає напівмуфту до ведучої муфти, забезпечуючи їх з'єднання. Для того щоб забігаюча напівмуфта не включалася періодично (через один зуб), у конструкції передбачені блокувальні кільця.

При повороті на слизьких і м'яких дорогах забігаюча напівмуфта колеса може не відключатися. При цьому поворот відбувається із проковзуванням відстаючого колеса. При русі по бездоріжжю, забігаюче колесо також може не відключатися, збільшуючи загальну тягу й поліпшуючи прохідність автомобіля.

Вплив диференціала на експлуатаційні властивості автомобілів

Паливна економічність. При прямолінійному русі (якщо $\omega_{\text{за}} = \omega_{\text{от}}$) у диференціалі немає взаємних переміщень деталей, усі деталі обертаються як одне ціле, немає ніяких втрат і $\eta_d = 1$ для будь-якого диференціала. У цьому випадку диференціал ніяк не впливає на паливну економічність. При русі на поворотах $\eta_d < 1$ згідно з рівнянням (8.11), що приводить до невеликого збільшення витрати палива при малих R_n/V і більших K_6 .

Для автомобілів з усіма ведучими мостами згідно з випробуваннями при прямолінійному русі по шосе економія палива становить 3...6 %, якщо передній міст включений через диференціал у порівнянні з відключенням цього мосту, і 5...8% у порівнянні із блокованим приводом.

Тягові властивості й прохідність. Замінивши в рівнянні (8.1) моменти максимальними силами тяги (для відстаючого колеса φ_{max} і для забігаючого - φ_{min}) і зневажаючи силами опору, одержимо:

$$K_6 = (\varphi_{\text{max}} - \varphi_{\text{min}}) / (\varphi_{\text{max}} + \varphi_{\text{min}}), \quad (8.31)$$

$$\varphi_{\max} = \varphi_{\min}(1 + K_6)/(1 - K_6). \quad (8.32)$$

Тому для колеса з $\varphi_{\max}$, наприклад, сила тяги лівого:

$$P_{\text{лев}} = R_{z2} \varphi_{\min}(1 + K_6)/(1 - K_6)^2, \quad (8.33)$$

сила тяги для правого:

$$P_{\text{пр}} = R_{z2} \varphi_{\min}/2, \quad (8.34)$$

у автомобіля з колісною формулою 4х2. За допомогою рівнянь (8.33 і 8.34) можна оцінити, яке значення K_6 достатнє для повного використання сили тяги при заданих значеннях $\varphi_{\max}$ і $\varphi_{\min}$. Наприклад, при $\varphi_{\max} = 0,6$ і $\varphi_{\min} = 0,2$ досить мати $K_6 = 0,5$.

Застосування блокованих диференціалів суттєво підвищує прохідність і тягові властивості автомобіля поза дорогами, а також при значній різниці в коефіцієнтах зчеплення ведучих коліс.

Стійкість і керованість. Якщо при гальмуванні колісними гальмами з невід'єднаним двигуном на лівому і правому ведучих колесах будуть різні гальмові сили, тоді диференціал сприяє збереженню поперечної стійкості автомобіля, зменшуючи різницю в гальмових силах на цих колесах. Допустимо, що на лівому ведучому колесі від гальмового механізму створюється гальмовий момент:

$$M_{\text{т.л.лев}} > M_{\text{т.м.пр}}, \quad (8.35)$$

Ліве колесо починає обертатися повільніше правого, воно стає відстаючим, а праве колесо - забігаючим. А оскільки при невід'єданому двигуні в гальмуванні бере участь двигун, то крутний момент передається не від нього до ведучих коліс, а від ведучих коліс до нього. Тому частина моменту, що йде через диференціал від лівого колеса

$$M_{\text{т.л.лев}} = M_{0\text{л}}(1 - K_6), \quad (8.36)$$

буде менше частини моменту, що йде від правого колеса:

$$M_{\text{т.л.пр}} = M_{0\text{л}}(1 + K_6). \quad (8.37)$$

Отже, різниця між гальмівним моментом лівого і правого колеса

$$M_{\text{т.пр}} = M_{\text{т.м.пр}} + M_{\text{т.л.пр}}, \quad (8.38)$$

буде зменшена на величину $2M_{0\text{л}}K_6$. При використанні гальмування тільки двигуном диференціал забезпечує пригальмовування за-

бігаючого ведучого колеса. При різкому гальмуванні на слизькій дорозі стоянковим гальмовим механізмом, установленим між двигуном і диференціалом, можливе загальмовування корпуса диференціала до зупинки автомобіля.

При цьому ($\alpha = 1$ і $\omega_3 = 0$) або $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 0$ - обидва ведучих колеса миттєво зупинені, або $\omega_1 = -\omega_2$ - ведучі колеса обертаються в різні сторони. Обидва варіанти приводять до втрати поперечної стійкості. Такий стоянковий гальмовий механізм не відповідає вимогам запасної гальмової системи й не повинен застосовуватися.

Блокований привод передніх і задніх коліс при колісній формулі 4x4, як показали випробування, погіршує керуваність, але поліпшує прохідність. Міжколісний і міжосьовий диференціали поліпшують керуваність.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Приймають

$$M_{д.р} = k_{д.р} M_{е.т.м.х} u_{1к.п} u_{0п}, \quad (8.39)$$

де $u_{0п}$ - передаточне число частини головної передачі, розташованої до диференціала) або по зчепленню з дорогою якщо $M_{д.р} > M_{д.ф.}$.

Матеріали. Використовують ті ж матеріали, що й для головної передачі.

Розрахунки. При проектному розрахунку вибирають схему диференціала, потім числа зубів зубчастих коліс.

Зображують схему діючих сил, розраховують зуби зубчастих коліс на вигин і контактні напружки, осі сателітів - на зріз і зминання, опори сателітів - на зминання.

Навантаження на зуби сателітів і півосьових шестірень визначається з умови, що окружна сила розподілена нарівно між усіма сателітами й що кожний сателіт передає зусилля двома зубами. Окружна сила, що діє на один сателіт:

$$P_{сат} = M_{е.т.м.х} u_{к.п1} u_{0п} / (r_1 n_{сат}), \quad (8.40)$$

де - радіус додавання сили (рис. 8.5);

$n_{сат}$ - кількість сателітів.

Зуби шестірни з найменшим числом зубів розраховують на вигин при $[\sigma_{и}] = 800$ МПа. Розрахунки контактних напруж не роблять.

Шип хрестовини або осі сателіта (рис. 8.5) розраховують на зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{сат}}/(dl_1), [\sigma_{\text{см}}] = 60 \text{ МПа}, \quad (8.41)$$

на зріз:

$$\tau_{\text{ср}} = 4P_{\text{сат}}/(\pi d^2), [\tau_{\text{ср}}] = 120 \text{ МПа}, \quad (8.42)$$

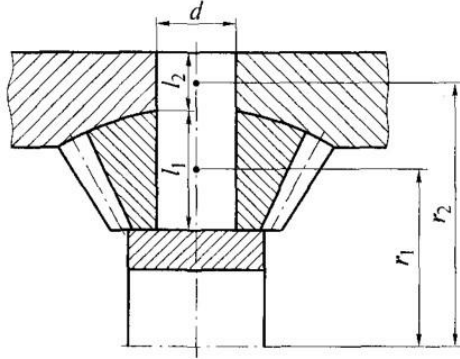


Рисунок 8.5 - Розрахункова схема осі сателіта

Напруга зминання осі сателіта в місці кріплення в корпусі диференціала під дією окружної сили:

$$P_{\text{л}} = M_{\text{е max}} u_{\text{к.пл}} u_0 / (r_2 n_{\text{сат}}), \quad (8.43)$$

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{л}}/(dl_2), [\sigma_{\text{см}}] = 60 \text{ МПа}. \quad (8.44)$$

Тиск торця сателіта на корпус диференціала визначають по напрузі зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{х.с}}/F, [\sigma_{\text{см}}] = 20 \text{ МПа}, \quad (8.45)$$

де α - кут зачеплення;

$\delta_{\text{сат}}$ - половина кута конуса сателіта;

$$P_{\text{х.с}} = P_{\text{сат}} \text{tg} \alpha \sin \delta_{\text{сат}}. \quad (8.46)$$

Робочий процес міжколісного диференціала.

Міжколісні диференціали зазвичай встановлюють разом з головною передачею. По конструктивному виконанню міжколісні диференціали можуть бути шестерними, кулачковими, черв'ячними й з муфтами вільного ходу. Кінематична схема симетричного шестерного ко-

нічного диференціала зображена на рис. 8.6.

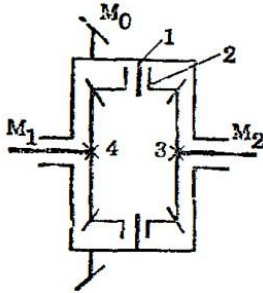


Рисунок 8.6 - Схема симетричного конічного диференціала

Даний диференціал являє собою планетарний механізм, який складається із ведучої ланки 1 (води́ла), півосьових шестірень 3 і 4 і сателітів 2 (рис. 8.6, 8.7).

Конструкції конічних диференціалів, як складових частин головних передач, представлені на рис. 7.2, 7.4, 7.5, б і 7.10.

Диференціал забезпечує передачу крутних моментів на колеса, які обертаються з різними кутовими швидкостями при русі на повороті, по нерівній дорозі й при неминучій відмінності радіусів кочення ведучих коліс.

У симетричних диференціалах з конічними або циліндричними зубчастими колесами внутрішнє тертя мале й вони розподіляють крутний момент між півосями майже нарівно. Тому якщо одне з коліс починає буксувати, сот рої зупиняється, рух автомобіля припиняється.

Нехай, наприклад, зчіпні якості в одного колеса низькі ($\varphi_{\min}=0,1$), а в іншого високі ($\varphi_{\max}=0,8$), тоді при диференціальному приводі максимальна сила тяги складе:

$$F_{k \max} = G_{\text{сц}} \varphi_{\min} = 0,1 G_{\text{сц}} \quad (8.47)$$

де $\varphi_{\min}$ - мінімальний коефіцієнт зчеплення;
 $G_{\text{сц}}$ - зчіпна вага автомобіля.

Якщо заблокувати півосі, щоб ведучі колеса працювали спільно як з'єднані між собою твердим валом, максимальна сила тяги $F_{k \max}$ збільшиться за рахунок використання сили зчеплення іншого колеса, що перебуває в більш сприятливих умовах, тобто при блокованому приводі:

$$F_{k \max} = 0,5 G_{\text{сц}} \varphi_{\min} + 0,5 G_{\text{сц}} \varphi_{\max} = 0,45 G_{\text{сц}} \quad (8.48)$$

Із зіставлення двох останніх виражень видно, що в другому випадку внаслідок повного використання зчіпної ваги максимальне тягове зусилля збільшується в 4,5 рази.

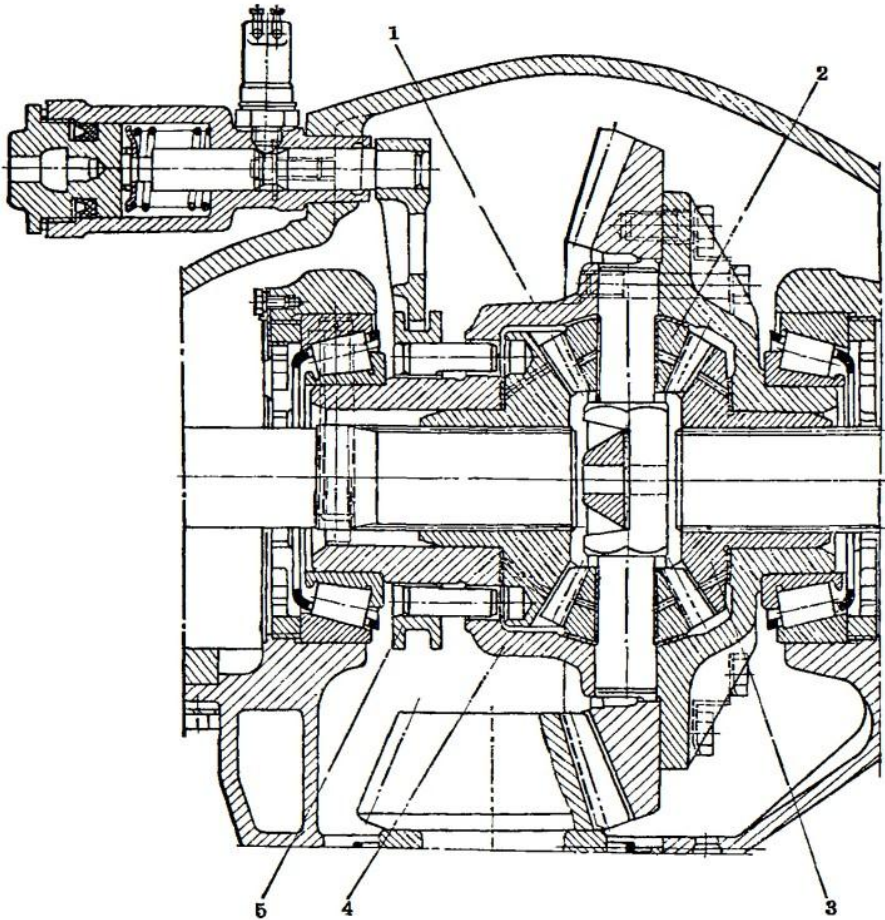


Рисунок 8.7 - Блокований конічний диференціал

Тому в автомобілях високої прохідності з метою поліпшення тягових властивостей застосовують блокувані диференціали. Найбільш простим способом повного блокування є блокування за допомогою зубчастої або штифтової муфти (5 на рис. 8.7). Однак постійний рух із включеною муфтою може привести при повороті автомобіля до інтенсивного зношування шин або до пошкодження півосей.

Застосовують також самоблокувані диференціали. Диференціали, у яких самоблокування здійснюється внаслідок збільшення внут-

рішнього тертя, називаються диференціалами з підвищеним внутрішнім тертям. У випадку застосування такого диференціала моменти на валах привода ведучих коліс (або півосях) при їхнім відносному обертанні будуть неоднаковими. Їхнє співвідношення залежить від моменту внутрішнього тертя механізму.

ККД диференціала при відносному обертанні півосей:

$$\eta_d = M_1/M_2. \quad (8.49)$$

Відносне обертання півосей може виникнути при повороті автомобіля, тоді M_1 - момент на зовнішній півосі (менший), M_2 - момент на внутрішній півосі (більший). Величину, зворотну η_d , називають коефіцієнтом блокування диференціала:

$$k_{б1} = M_2/M_1 = 1/\eta_d. \quad (8.50)$$

Чим нижче ККД диференціала, тобто чим більші внутрішні сили тертя, тим вище коефіцієнт блокування. Диференціал з підвищеним внутрішнім тертям при забіганні або пробуксовці одного колеса викликає підвищення тягового зусилля на іншому колесі в $k_{б1}$ раз.

При проектуванні не слід вибирати коефіцієнт блокування $k_{б1}$ $\varphi_{\max}$ до $\varphi_{\min}$ не перевищує 8. Дослідження тягової динаміки й практики експлуатації автомобілів показують, що для 80 % випадків досить мати $k_{б1}=3$, а для 94%- $k_{б1}=5$. А в сучасних блокованих диференціалах $k_{б1}= 2...5$.

Максимальна сила тяги мосту з блокованим диференціалом визначається з виразу:

$$\begin{aligned} F_{k\max} &= F_{k1} + F_{k2} = F_{k1} + F_{k1}k_{б1} = \\ &= (1+k_{б1}) G_{сн}\varphi_{\min}. \end{aligned} \quad (8.51)$$

Отже, блокований диференціал підвищує прохідність автомобіля. Встановимо залежність між моментом внутрішнього тертя диференціала $M_{тр}$ і коефіцієнтом блокування $k_{б1}$. Баланс зовнішніх моментів, що діють на диференціал (триланковий механізм), виражається рівнянням:

$$M_1 + M_2 = M_0, \quad (8.52)$$

де M_0 - крутний момент, підведений до корпусу диференціала.

Баланс моментів, що діють на вали:

$$M_2 - M_1 = M_{\text{тр}}. \quad (8.53)$$

Складаючи й віднімаючи рівняння (8.52) і (8.53), одержимо:

$$M_2 = 0,5(M_0 + M_{\text{тр}}), \quad (8.54)$$

$$M_1 = 0,5(M_0 - M_{\text{тр}}), \quad (8.55)$$

Тоді, відповідно до вираження (8.50):

$$k_{61} = (M_0 + M_{\text{тр}})/(M_0 - M_{\text{тр}}) = (1 + M_{\text{тр}}/M_0)/(1 - M_{\text{тр}}/M_0) \quad (8.56)$$

Іноді воліють зв'язувати ступінь перерозподілу крутних моментів по півосях з моментом на корпусі диференціала M_0 і коефіцієнтом блокування називають відношення:

$$k_{62} = M_{\text{тр}}/M_0, \quad (8.57)$$

Між двома коефіцієнтами блокування існує зв'язок:

$$k_{61} = (1 + k_{62})/(1 - k_{62}), \quad (8.58)$$

$$k_{62} = (k_{61} - 1)/(k_{61} + 1) \quad (8.59)$$

Диференціали, зображені на рис. 8.8, відрізняються від звичайних тим, що в них хрестовину замінено двома осями 1 і 6, з'єднаними між собою водилом 5 диференціала через V-подібні кулаки, а також тим, що на торцях півосьових шестірень 3 цих диференціалів установлені фрикційні конусні чашки 2 (рис. 8.17, а) або диски 7 і 8 (на рис. 8.8, б).

Момент внутрішнього тертя з урахуванням нормального тиску в зубчастому зачепленні й тиску з боку V-подібних скосів (кулаків) на осях сателітів 4 (рис. 8.8, а) для диференціала з конусними чашками:

$$M_{\text{тр}} = (M_0 \mu \operatorname{tg} \alpha / r_{\text{п.ср}}) [r_{\text{к.ч}} \cos \delta / \sin \gamma + r_{\text{т.ср}} (z_{\text{п}}/z_{\text{с}}) \sin \delta] + [M_0 \mu / (R \cdot \operatorname{tg} \beta)] \times (r_{\text{т.ч}} + r_{\text{к.ч}} / \sin \gamma) \quad (8.60)$$

де μ - коефіцієнт тертя;

α - кут зачеплення зубів шестірень диференціала;

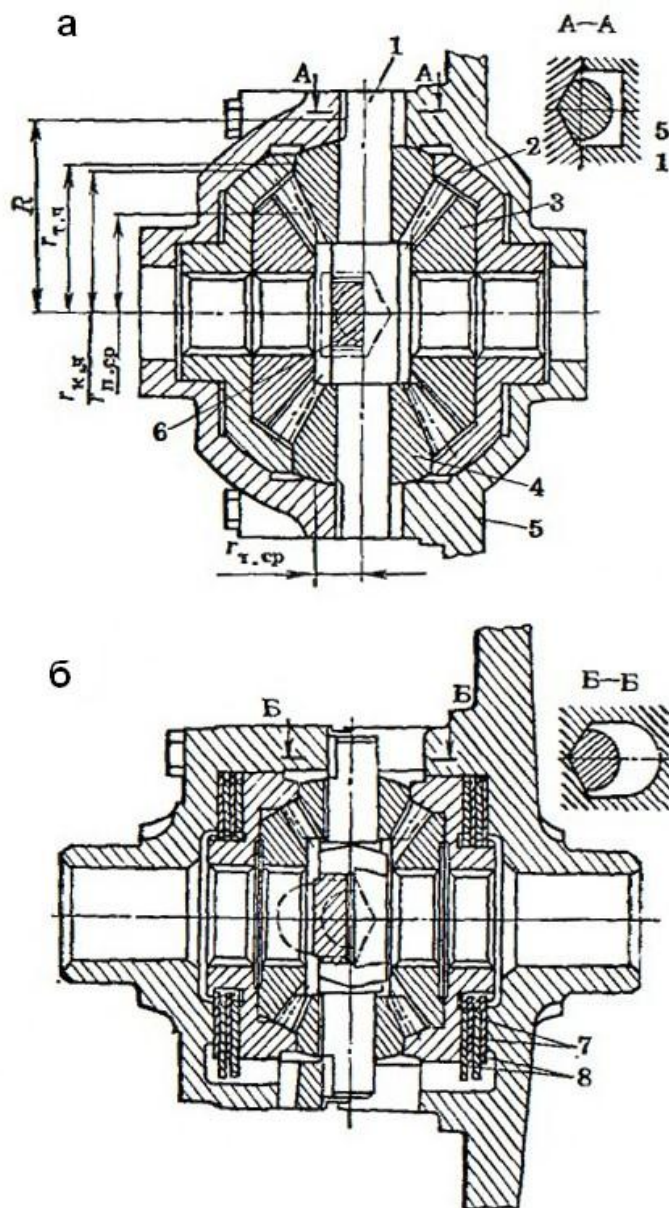


Рисунок 8.8 - Диференціал підвищеного тертя із фрикційними конусами

$r_{п.ср}$, $r_{к.ч}$, $r_{т.ч}$ і $r_{ср}$ - середні радіуси відповідно початкового конуса напівосьової шестірні, конусної й торцевої поверхонь чашок і опорних поверхонь торців сателітів;

γ й δ - половини кутів відповідно при вершині конуса чашок і початкового конуса сателітів; β - кут скосу на осях сателітів;

R - плече окружної сили на скосах корпусу диференціала;

$z_{п}$ і $z_{с}$ - число зубів відповідно напівосьової шестірні й сателіта.

Перший доданок дорівнює моменту тертя на торцевих поверхнях сателітів і конусних чашок півосьових шестірень при дії тиску з боку зубчастого зачеплення, а друге - тертю на торцях і конусах чашок під дією тиску з боку V-подібних скосів.

Коефіцієнт блокування k_{62} при цьому:

$$k_{62} = M_{тр}/M_0 = (\mu \operatorname{tg} \alpha / r_{п.ср}) \times \quad (8.61) \\ \times [r_{к.ч} \cos \delta / \sin \gamma + r_{т.ср} (z_{п}/z_{с}) \sin \delta] + \\ + [\mu / (R \operatorname{tg} \beta)] (r_{т.ч} + r_{к.ч} / \sin \gamma)$$

Зубчасті колеса шестерних диференціалів розраховують на міцність при максимальному динамічному моменті на корпусі диференціала. Шип хрестовини розраховується на зминання й зріз. Напруга зминання не повинна перевищувати 100 МПа, а зрізу - 120 МПа. Напруга зминання між торцем сателіта й корпусом диференціала не повинна перевищувати 200 МПа.

Кулачковий диференціал з підвищеним внутрішнім тертям і радіальним розташуванням кулачків показаний на рис. 8.9. Момент від зубчастого колеса головної передачі підводить до сепаратора 1, у пазах якого розташовані плунжери 2. Зовнішні кінці плунжерів стикаються із внутрішньою поверхнею обойми 3, зв'язаної шліцьовим з'єднанням із правою піввіссю. Внутрішні кінці плунжерів стикаються із зірочкою 4, насадженою на шліцах на ліву піввісь. Внутрішня поверхня обойми 3 і зовнішня поверхня зірочки 4 мають кулачки, обкреслені по певному профілю. При повороті автомобіля плунжери переміщуються в радіальному напрямку в сепараторі 1 і, скочуючи по кулачках обойми 3 і зірочки 4, забезпечують різні швидкості обертання півосей.

На плунжер (рис. 8.10, а) з боку обойми 3 (рис. 8.9) діє сила F_1 , з боку зірочки 4 - сила F_2 і з боку сепаратора 1 (води́ла) - сила F . На рис. 8.10, б показаний трикутник сил, що діють на плунжер.

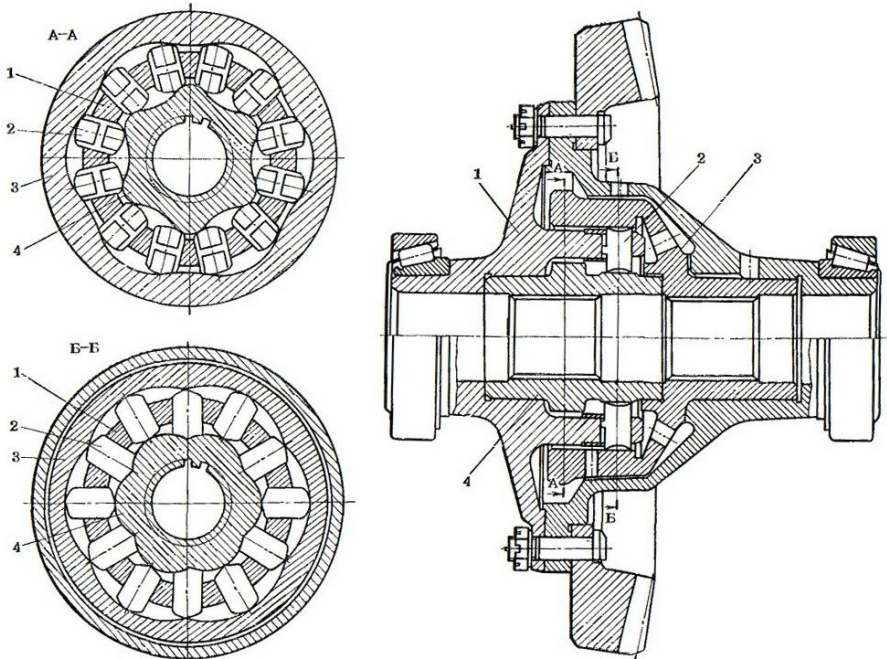
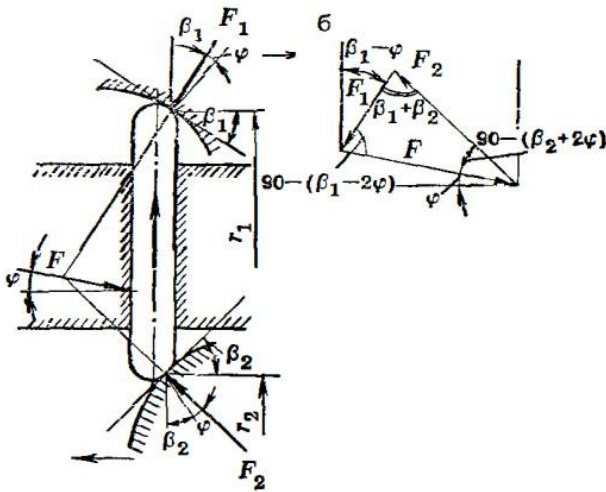


Рисунок 8.9 - Кулачковий диференціал з радіальним розташуванням кулачків



а - схема сил; б - трикутник сил

Рисунок 8.10 - Сили, що діють на плунжер кулачкового диференціала

Згідно з теоремою синусів:

$$\begin{aligned} F_1/\sin [90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)] = F_2/\sin [90^\circ - \\ - (\beta_1 - 2\varphi)] = F/\sin (\beta_1 + \beta_2) \end{aligned} \quad (8.62)$$

де β_1 і β_2 - кути профілів обойми й зірочки;
 φ - кут тертя.

Спроектувавши на горизонтальну вісь сили F_1 і F_2 , одержимо:

$$F'_1 = F_1 \sin (\beta_1 - \varphi), \quad (8.63)$$

$$F'_2 = F_2 \sin (\beta_2 + \varphi), \quad (8.64)$$

Підставивши значення F_1 і F_2 , отримані з формул (8.62 - 8.64), одержимо вираження для визначення крутних моментів на півосях:

$$\begin{aligned} M_2 = F'_2 r_2 = F \sin [90^\circ - (\beta_1 - \\ - 2\varphi)] \sin (\beta_2 + \varphi) \cdot r_2 / \sin (\beta_1 + \beta_2) \end{aligned} \quad (8.65)$$

$$\begin{aligned} M_1 = F'_1 r_1 = F \sin [90^\circ - (\beta_2 + \\ + 2\varphi)] \sin (\beta_1 - \varphi) \cdot r_1 / \sin (\beta_1 + \beta_2) \end{aligned} \quad (8.66)$$

Отже, коефіцієнт блокування:

$$\begin{aligned} k_{61} = M_2/M_1 = \cos (\beta_1 - 2\varphi) \sin (\beta_2 + \varphi) \times \\ \times r_2 / [\cos (\beta_2 + 2\varphi) \cdot \sin (\beta_1 - \varphi) r_1] \end{aligned} \quad (8.67)$$

Коефіцієнт блокування кулачкового диференціала $k_{62} = 0,4...0,5$.

Розрахунки плунжерів, кулачків обойми й зірочки проводиться на змінання для випадку прямолінійного руху автомобіля:

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{F_{1(2)} E [(1/\rho_1 + (1/\rho_2))/l]}, \quad (8.68)$$

де E - модуль пружності, для сталі $E=200$ ГПа;

ρ_1 і ρ_2 - радіуси кривизни контактуючих поверхонь плунжера й кулачка, для яких визначено значення $F_{1(2)}$;

l - довжина плями контакту плунжера й кулачка уздовж утворюючої кулачка.

У вираженні (8.68) знак «плюс» відповідає випадку контакту обох опуклих поверхонь дотичних деталей, а знак «мінус» - опуклої з увігнутою. Напруга $\sigma_{см}$ не повинна перевищувати 2 500 МПа.

До диференціалів з підвищеним внутрішнім тертям відноситься також черв'ячний диференціал (рис. 8.11). На кінцях півосей на шлі-

цах розташовані черв'ячні колеса 1 і 5, що перебувають у зачепленні із черв'яками 2 і 4. Черв'яки входять у зачеплення із сателітами 3.

Якщо крутні моменти на колесах 1 і 5 не рівні, то при певній різниці моментів відбувається відносно обертання сателітів 3 і черв'яків 4, 2 стосовно корпуса диференціала (води́ла); якщо моменти рівні, увесь механізм обертається як одне ціле.

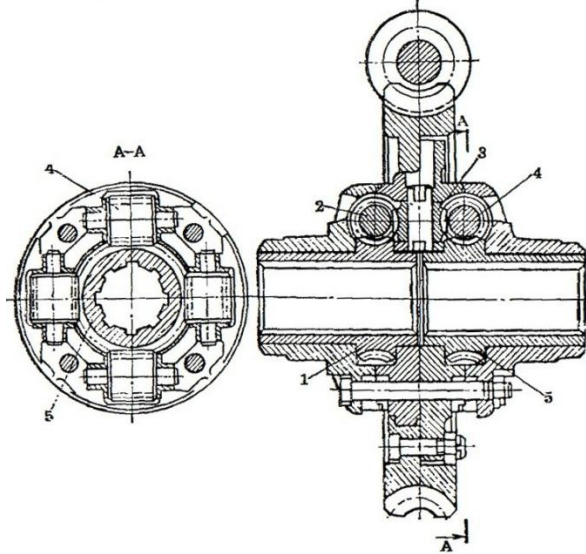


Рисунок 8.11 - Черв'ячний диференціал

Коефіцієнт блокування черв'ячного диференціала визначається ККД усіх послідовно з'єднаних черв'ячних пар. ККД визначається за умови: при нерухливому водилі потужність підводиться до однієї півосі й знімається з іншого боку:

$$\eta_d = \eta_{12} \eta_{23} \eta_{34} \eta_{45}. \quad (8.69)$$

ККД черв'ячної пари із ведучим черв'ячним колесом і веденим черв'яком:

$$\eta_{12} = \eta_{34} = \frac{\tan(\beta - \rho)}{\tan \beta}, \quad (8.70)$$

де β - кут нахилу витків черв'яка; ρ - кут тертя.

ККД черв'ячної пари із ведучим черв'яком і веденим черв'ячним колесом $\eta_{23} = \eta_{45} = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho)}$. Згідно з вираженням (8.50):

$$k_{61} = 1/\eta_d = 1/\eta_{12} \cdot \eta_{23} \eta_{34} \eta_{45} = \operatorname{tg} (\beta + \rho) / \operatorname{tg} (\beta - \rho) \quad (8.71)$$

Рекомендується кут β приймати рівним $20 \dots 30^\circ$, щоб у міру зношування диференціала коефіцієнт блокування трохи зменшувався й тим самим виключалася можливість самоблокування черв'ячної пари. Кут тертя ρ визначається з рівності $\mu = \operatorname{tg} \rho$, де μ - коефіцієнт тертя, рівний $0,08 \dots 0,15$.

Для самоблокованого черв'ячного диференціала можливі високі значення коефіцієнта блокування ($k_{61}=5,65 \dots 9$; $k_{62}=0,7 \dots 0,8$). У цьому випадку $\eta_d=0,1 \dots 0,17$ і диференціал буде швидко зношуватися.

При менших значеннях коефіцієнта блокування ($k_{61}=2,65 \dots 3$; $k_{62}=0,4 \dots 0,5$) термін служби може бути задовільним. Однак застосування даних диференціалів обмежене через складність їх конструкції й високих вимог до точності виготовлення.

Знаходять застосування й диференціали, що представляють собою роликові або кулачкові муфти вільного ходу. Ведучим елементом кулачкової (зубчастої) муфти (рис. 8.12) є кільце 1, жорстко пов'язане з корпусом муфти. На обох торцях кільця нарізані прямокутні зуби, що сходяться до центру.

Усередині ведучого кільця 1 установлене центральне опорне кільце 2, на обох торцях якого нарізані зуби із криволінійним профілем. Від осевого переміщення центральне кільце 2 утримується стопорним кільцем 3. Центральне кільце може повертатися в межах зазору між бічними поверхнями шпонки 8 і паза на центральному кільці 2.

Веденими елементами є дві напівмуфти 5, які на внутрішньому торці мають по два ряди зубів (кулачків). Зовнішній ряд зубів зачіпається з аналогічними зубами ведучого кільця 1. Ширина западин між зубами прийнята з розрахунку утвору бічного зазору, необхідного для виходу силових зубів при відключенні муфти.

На зовнішню циліндричну поверхню внутрішнього ряду зубів напівмуфти надівається розрізне запірне кільце 10, яке може переміщатися по окружності в межах зазору між шпонкою й зрізами кільця. На внутрішньому торці кільця виконані трапецеїдальні зуби однакового профілю із зубами напівмуфти, але такими, що мають меншу товщину. Напівмуфти притискаються до ведучого кільця пружинами 8. Пружини опираються зовнішніми кільцями на маточину напівмуфти

4, а внутрішніми - на стакан 9. Між маточинами встановлена втулка 6. При прямолінійному русі автомобіля ведучі й ведені ланки муфти вільного ходу заблоковані, півосі з'єднані шліцями з маточинами напівмуфт 4 і обертаються як одне ціле зі швидкістю ведучого кільця 1.

При повороті автомобіля відбувається автоматичне відключення забігаючої напівмуфти, від ведучого кільця. У період вимикання зовнішня напівмуфта розвантажується від переданого крутного моменту й прагне повернутися вперед.

При цьому на її зуби в точці контакту із зубами центрального кільця впливає реактивна сила, горизонтальна складова якої прагне перемістити напівмуфту вправо.

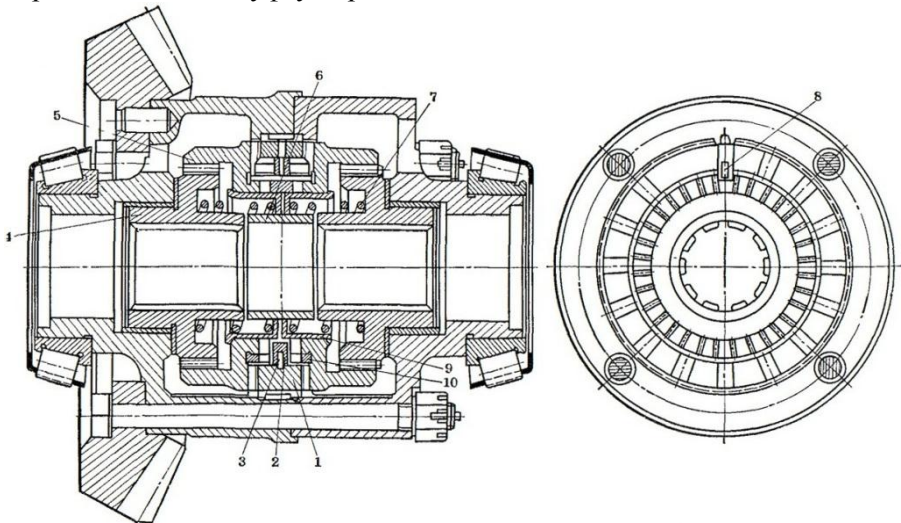


Рисунок 8.12 - Самоблокований диференціал з механізмом вільного ходу

Переміщаючись вправо й стискаючи пружину 7, захоплює за собою запірне кільце. Вийшовши із зачеплення із силовими зубами ведучого кільця, а потім і із зубами центрального кільця, напівмуфта починає вільно обертатися. При цьому запірне кільце повертається, вибираючи зазор між торцями зрізу й шпонкою, і його зуби стають напроти зубів центрального кільця 1, що перешкоджає включенню забігаючої напівмуфти.

Увесь крутний момент у цьому випадку підводиться до одного ведучого колеса. При виході автомобіля з повороту й незначному ви-

передженні ведучого елемента відключена напівмуфта разом із запірним кільцем повернеться у зворотну сторону щодо кільця 2. Вершини зубів запірного кільця зйдуть із зубів кільця 2 і під дією сили стислої пружини напівмуфта ввійде в зачеплення із зубами кільця 2 і ведучим кільцем 1. Ведучі й ведені елементи муфти блокуються. Робота муфти вільного ходу на повороті при русі заднім ходом або накатом аналогічна розглянутій вище. При цьому або міняються робочі поверхні виикаючого пристрою, або ведучі елементи стають веденими.

Шестірні й хрестовини диференціалів, зірочки й кулачкові муфти виготовляють із хромонікелевих (20ХН2М, 15ХГН2ТА та ін.) і безнікелевих (20ХГРА, 18ХГТА) сталей хорошої прокалюваності з високими механічними властивостями. Хіміко-термічна обробка, якої піддають шестірні диференціалів - це цементация на глибину 0,9...1,5 мм, загартування й відпуск; жорсткість поверхневого шару 59...64 HRC, жорсткість серцевини 32...43 HRC.

Для шестірень диференціалів легкових автомобілів використовують також сталі 35Х, 40ХН і 30ХГТ; шестірні ціанують на глибину 0,2...0,4 мм, жорсткість поверхневого шару 58...59 HRC.

Деталі кулачкових диференціалів піддають фосфатуванню на глибину 0,005...0,010 мм для запобігання появи задирих і поліпшення антифрикційних властивостей. Опорні шайби й втулки сателітів виготовляються із бронзи БрОЦС 5-5-5, БрОЦС 6-6-3, фрикційні диски - зі сталі 65Г, 60С2 із загартуванням або 40Х і 45 із ціануванням і загартуванням до жорсткості 58...61 HRC.

Питання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості робочого процесу диференціала?
2. Як класифікують диференціали?
3. Перелічіть вимоги до диференціалів.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до диференціалів?
5. Чому до диференціалів не пред'являється вимога забезпечення високого ККД?
6. Що таке коефіцієнт блокування?
7. Як коефіцієнт блокування впливає на ККД диференціала?
8. Як впливає диференціал на експлуатаційні властивості?
9. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей диференціала.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова

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

Допоміжна

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

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

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

Інформаційні ресурси

44. Електронно-пневматична гальмівна система транспортного засобу.

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