

ГІПОЇДНІ ПЕРЕДАЧІ, ДИФЕРЕНЦІАЛ

7.1 Визначення, особливості конструкції і вимоги до привода

Головною передачею називають шестерінчастий механізм, який підвищує передаточне число трансмісії автомобіля.

Головна передача з диференціалом і півосями здійснює привод до ведучих коліс. Схема привода залежить від типу направляючого пристрою підвіски та нараховує три основних варіанти, які показані на рисунку 7.1:

- варіант 1 - балка моста суцільна, картер головної передачі прикріплений безпосередньо до балки або є її складовою частиною, півосі виконані у вигляді валів повністю або частково розвантажених від поперечних зусиль з боку коліс (див. рис. 7.1,а). Така схема проста, дешева у виконанні, але має велику невіднесорену масу, яка викликає підвищені інерційні навантаження на підвіску;

- варіант 2 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі або основі несучого кузова (див. рис. 7.1, б). Балка моста забезпечує паралельне і співвісне розміщення коліс. Півосі не сприймають дію поперечних зусиль і становлять собою вали з двома карданними шарнірами. У таких конструкціях при збереженні залежної підвіски зменшується маса невіднесорених частин;

- варіант 3 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі, а колеса переміщуються незалежно одне від одного (див. рис. 7.1, в). Залежно від схеми підвіски, колесо може переміщуватись паралельно площині симетрії автомобіля або коливатися по дузі відносно фіксованої осі, яка перетинається з віссю головної передачі. В першому випадку півосі не сприймають дію поперечних сил і являють собою вали з двома карданними шарнірами, а в другому - півосі, як правило, несуть поперечне навантаження і мають один карданний шарнір, центр якого розміщений на осі колеса.

- варіант 1 - балка моста суцільна, картер головної передачі прикріплений безпосередньо до балки або є її складовою частиною, півосі виконані у вигляді валів повністю або частково розвантажених від поперечних зусиль з боку коліс (див. рис. 7.1,а). Така схема проста, дешева у виконанні, але має велику невіднесорену масу, яка викликає підвищені інерційні навантаження на підвіску;

- варіант 2 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі або основі несучого кузова (див. рис. 7.1, б). Балка моста забезпечує паралельне і співвісне розміщення коліс. Півосі не сприймають дію поперечних зусиль і становлять собою вали з двома карданними шарнірами. У таких конструкціях при збереженні залежної підвіски зменшується маса невіднесорених частин;

- варіант 3 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі, а колеса переміщуються незалежно одне від одного (див. рис. 7.1, в). Залежно від схеми підвіски, колесо може переміщуватись паралельно площині симетрії автомобіля або коливатися по дузі відносно фіксованої осі, яка перетинається з віссю головної передачі. В першому випадку півосі не сприймають дію поперечних сил і являють собою вали з двома карданними шарнірами, а в другому - півосі, як правило, несуть поперечне навантаження і мають один карданний шарнір, центр якого розміщений на осі колеса.

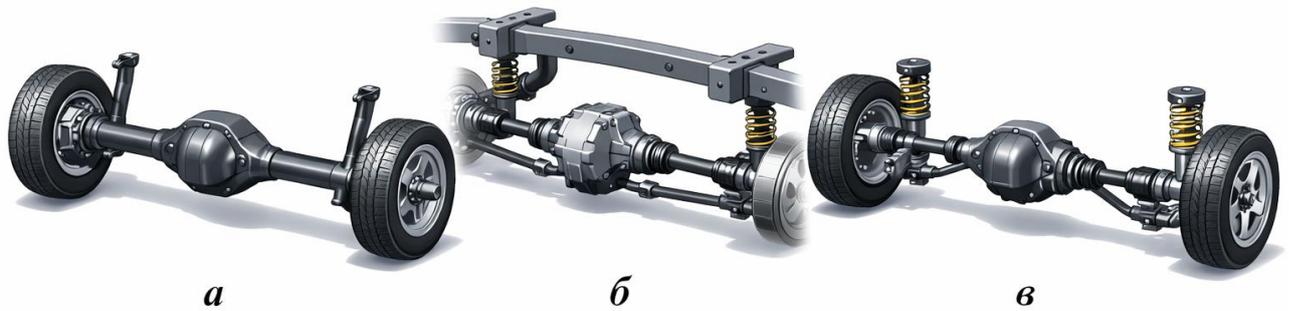


Рисунок 7.1 - Схеми привода ведучих коліс

Головна передача з диференціалом і півосями має відповідати таким вимогам:

- 1) забезпечувати передатні числа, які дозволяють отримувати оптимальні тягові властивості та паливну економічність;
- 2) здійснювати кінематичне узгодження з направляючим пристроєм підвіски, а у випадку керованого ведучого моста - із рульовим приводом;
- 3) не створювати коливань кутової швидкості в трансмісії;
- 4) володіти достатньою міцністю та жорсткістю при мінімальній масі;
- 5) мати невеликі габаритні розміри для забезпечення необхідного дорожнього просвіту;
- 6) загальні вимоги (див. п. 2.1).

7.2 Призначення, класифікація і характеристика головних передач

Головна передача призначена для постійного збільшення обертового моменту та передачі його через диференціал і півосі до ведучих коліс.

Головна передача забезпечує максимальну швидкість руху автомобіля на вищій передачі і оптимальну витрату палива у відповідності з передаточним числом. Передаточне число головної передачі залежить від типу і призначення автомобіля, а також потужності і швидкохідності двигуна. Передаточне число головної передачі зазвичай становить 6,5 ... 9,0 у вантажних автомобілів і 3,5 ... 5,5 у легкових автомобілів.

Залежно від кількості, виду і взаємного розташування зубчастих коліс, головні передачі поділяються на (рис. 7.2):

- одинарні;
- подвійні з центральними редукторами;
- подвійні з рознесеними редукторами;
- двохступінчасті.

Кінематична схема головної передачі визначає конструкцію ведучого моста автомобіля, тому вибір схеми є одним з важливих етапів проектування головних передач.

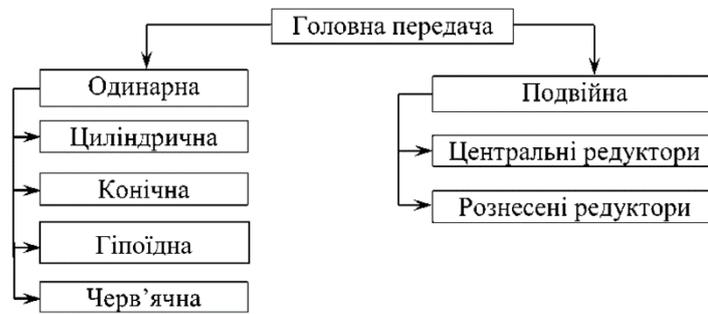


Рисунок 7.2 – Типи головних передач

Одинарна головна передача має мінімальні розміри і масу та невисоку вартість. Вона проста у виробництві і експлуатації. Однак застосування такої передачі обмежене:

- 1) величиною передатного числа ($u_0 \leq 7$; у черв'ячних передачах може бути більше);
- 2) несучою здатністю зубчастого зачеплення (при збільшенні обертового моменту необхідно збільшувати модуль зуба, відповідно збільшуються і розміри зубчастих коліс).

Одинарна передача виконується конічною, гіпоїдною, циліндричною або черв'ячною. Одинарну конічну головну передачу, кінематична схема якої показана на рисунку 7.3, а, застосовують на легкових автомобілях і вантажівках малої вантажопідйомності.

Більш широке застосування отримала гіпоїдна головна передача, схема якої показана на рисунку 7.3, б (вид зверху такої передачі аналогічний виду зверху конічної). Порівняно з конічною, гіпоїдна головна передача наділена рядом переваг, зокрема, це:

- підвищена несуча здатність по контактних напругах (менші розміри при однаковій міцності);
- плавність і безшумність роботи;
- кращі компоувальні можливості (для автомобілів класичного компоування).

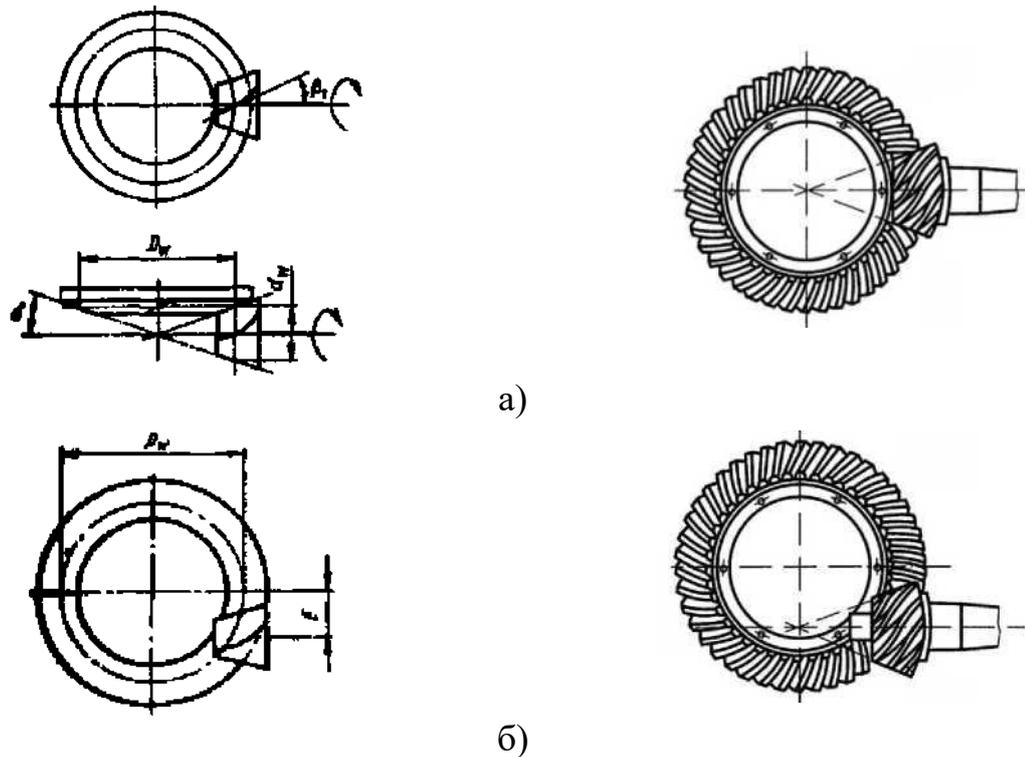


Рисунок 7.3 - Схеми одинарних головних передач: а) конічна; б) гіпоїдна

До недоліків гіпоїдної передачі можна віднести більш низький коефіцієнт її корисної дії.

Абсолютна більшість зубчастих коліс конічних і гіпоїдних передач мають кругову лінію зубців (див. рис. 7.3). Напрямок гвинтової лінії зубця вибирається таким чином, щоб при експлуатації осьове зусилля шестерні було направлене від вершини конуса і відтискало шестерню від колеса не даючи йому заклинюватися.

Зміщення E у гіпоїдних передачах (див. рис. 7.3, б) не має перевищувати:

- для легкових автомобілів $E < 0,2de_2$;
- для вантажних автомобілів $E < 0,125de_2$,

де d_{e2} - зовнішній ділильний діаметр колеса.

Одиначну циліндричну косозубу головну передачу використовують на легкових автомобілях з переднім приводом при поперечному розміщенні двигуна.

Деякі закордонні фірми (Albion, Tatra) на важких багатоприводних автомобілях і дорогих легкових автомобілях застосовували одинарну черв'ячну передачу, яка дозволяла отримати передатне число $u_0 > 7$. Однак для такої передачі характерні:

- більш низький коефіцієнт корисної дії порівняно з іншими передачами;
- менша навантажувальна здатність тих же розмірах;
- вища вартість виготовлення.

Незважаючи на меншу шумність і кращі компоновальні можливості, зазначені недоліки обмежили область застосування черв'ячних передач. Подвійна з центральним редуктором головна передача:

- наділена більшою навантажувальною здатністю у порівнянні з

одинарною (при тих же розмірах коліс);

- дозволяє отримати більші передатні числа ($u_0 < 12$) без зменшення дорожнього просвіту під картером головної передачі.

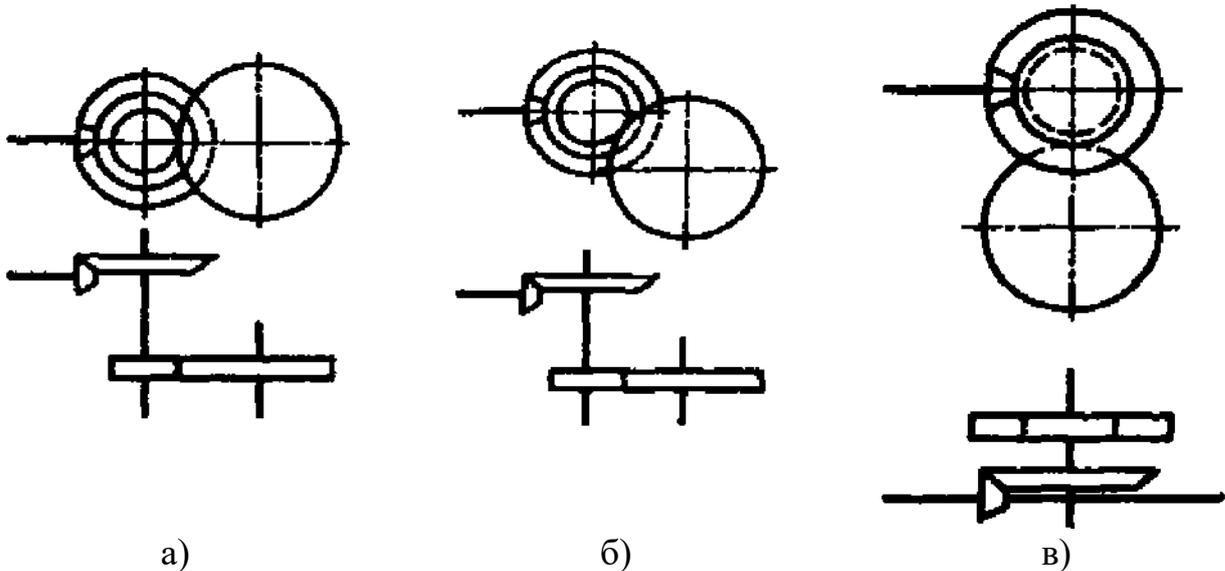


Рисунок 7.4 - Кінематичні схеми подвійних головних передач: а) „плоска”; б) „пістолетного” типу; в) „Г - подібна”

Подібні передачі виконують за такими характерними схемами:

- 1) перша ступінь конічна або гіпоїдна, друга - циліндрична;
- 2) перша ступінь циліндрична, друга - конічна або гіпоїдна;
- 3) перша ступінь планетарна, друга - конічна або гіпоїдна;
- 4) перша ступінь конічна або гіпоїдна чи черв'ячна), друга - старна.

В автомобілях найбільше поширення отримали подвійні передачі за першою схемою показані на рисунку 7.3. Ці передачі можуть бути “плоскими” (див. рис. 7.4, а), коли всі вали розміщені в горизонтальній площині (автомобіль ЗИЛ-4310), “пістолетного” типу (див. рис. 7.4, б) - вали розміщені у двох неперпендикулярних площинах (автомобіль КрАЗ-25751) і “Г- подібними” (див. рис. 7.4, в), коли вали розміщені в двох взаємно перпендикулярних площинах - горизонтальній і вертикальній (автомобіль КамАЗ-5320). Останній тип головної передачі дозволяє отримати найбільш компактний прохідний середній міст для тривісного автомобіля.

При „плоскій” головній передачі скорочується віддаль між фланцями кріплення карданного вала, що при невеликій базі автомобіля може призвести до великих кутів його нахилу ($[\gamma] = 15 \dots 20^\circ$).

У випадку “Г-подібної” головної передачі пара конічних зубчастих коліс розміщена над балкою моста, внаслідок чого збільшується висота підлоги кузова.

Умови мащення опор вала, шестірні і проміжного вала гірші в схемах „пістолетного” типу і “Г- подібних”.

Планетарно-конічні головні передачі забезпечують хороші умови компоновання, але відзначаються підвищеною трудомісткістю їх виготовлення.

В циліндрично-конічних подвійних головних передачах пари шестерень

розміщені в одному картері в центрі ведучого моста (рис. 7.5).

Ці передачі наділені суттєвими перевагами у відношенні забезпечення необхідної жорсткості конструкції і простоти здійснення привода заднього моста багатовісного автомобіля. Недоліком такої схеми є дещо збільшені габарити конструкції.

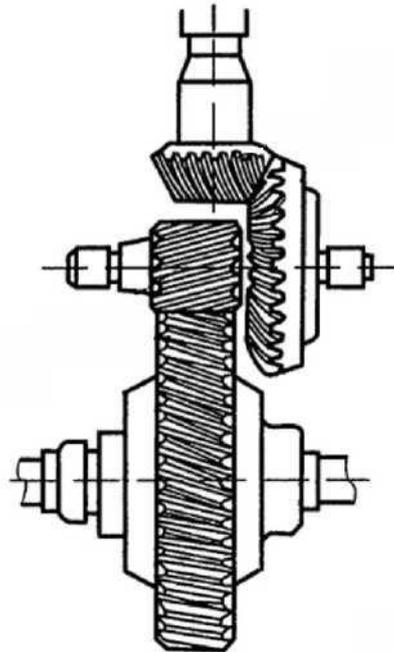


Рисунок 7.5 – Подвійна головна передача

Якщо перша ступінь центральної подвійної головної передачі конічна, то передатне число цієї ступені приймається рівним 1,5...2,7. Передатне Число циліндричної пари в центральних подвійних головних передачах приймається як частка від загального числа:

$$u_{ц} = (0,45...0,75) u_0,$$

Причому більше значення числового коефіцієнта береться при менших значеннях u_0 ($u_0 = 5...9$).

Кінематична схема подвійної рознесеної головної передачі показана на рисунку 7.6. Вона складається з центрального редуктора з одинарною Конічною або гіпоїдною передачею, міжколісного диференціала Д1, за яким розміщені два редуктори Р в приводі кожного ведучого колеса.

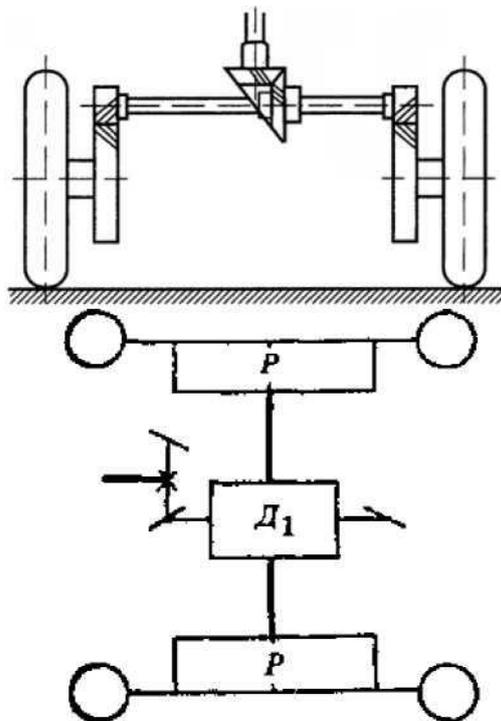


Рисунок 7.6 - Схема подвійної рознесеної головної передачі

Подвійна рознесена головна передачаскладніша центральної, має більшу кількість зубчастих коліс і підшипників. Не зважаючи на це, вона отримала велике поширення на автомобілях середньої і великої вантажності.

Переваги такої передачі наступні:

а) менші розміри між колісного диференціала і діаметра півосей внаслідок малої степені редукції моменту, який підводиться до між колісного диференціала;

б) компактність центральної частини ведучого моста та досить великий дорожній просвіт під центральною частиною балки ведучого моста;

в) можливість змінити передатне число головної передачі без зміни центрального редуктора і центральної частини балки ведучого моста.

У практиці конструювання привода ведучих коліс редуктори подвійної рознесеної головної передачі розділяють на бортові і колісні. Бортові редуктори розміщуються перед колесами або зразу ж за міжколісним диференціалом; колісні - в маточині колеса або його гальмового барабана.

Використовуються такі види редукторів:

а) з циліндричною передачею зовнішнього зачеплення;

б) з конічною передачею зовнішнього зачеплення;

в) з циліндричною передачею внутрішнього зачеплення;

г) з конічною планетарною передачею;

д) з циліндричною планетарною передачею, в якій коронна шестірня чи водило нерухомі.

Двохступінчаста головна передача дозволяє підібрати передатне число трансмісії найбільш відповідне умовам експлуатації автомобіля. Нижча ступінь такої передачі використовується:

а) при русі автомобіля у важких дорожніх умовах (наприклад, у гірській місцевості);

- б) для подолання підвищеного опору рухові;
- в) для зменшення використання проміжних передач у коробці.

При використанні вищого ступеня з меншим передатним числом в хороших дорожніх умовах або при неповному завантаженні автомобіля:

- покращується паливна економічність;
- збільшується середня швидкість руху;
- зменшується завантаженість трансмісії автомобіля.

Двохступінчаста головна передача може бути утворена в результаті встановлення додаткової пари циліндричних зубчастих коліс або за допомогою введення блокуючого планетарного механізму між диференціалом та конічним колесом.

До недоліків двухступінчастих головних передач необхідно віднести певну складність конструкції і неможливість здійснення перемикування ступенів при русі автомобіля. Ці недоліки, поряд з широким поширенням багатоступінчастих коробок передач, обумовили обмежене застосування двухступінчастих головних передач.

7.3 Визначення основних параметрів головної передачі

Основними параметрами, які характеризують конічну (гіпоїдну) передачу вважаються конусна віддаль і модуль передачі.

Конусна віддаль визначається з умови контактної міцності поверхні зубця. В основу розрахунку покладена вже відома залежність Герца-Беляєва наведена й описана у третій темі:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H E}{2\pi(1-\mu^2)\rho}}$$

Якщо замінити конічну передачу еквівалентною косозубою циліндричною передачею з радіусами початкових кіл r_{g1} і r_{g2} та кутом нахилу зуба, який дорівнює середньому куту нахилу зуба β_ω конічного зубчастого колеса, то за формулою, наведеною раніше (див. тему 3), провівши певні перетворення, можна визначити контактні напруги:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_p K_H (1+u^2)^{3/2}}{2 \cdot 0,85 R_e^3 (1-0,5\psi_{Re}) u \psi_{Re}}}$$

Звідки конусна відстань:

$$R_e = (1+u^2)^{1/2} \sqrt[3]{\frac{(z_M z_H z_\varepsilon)^2 T_p K_H}{[\sigma]_H^2 (1-0,5\psi_{Re}) u \psi_{Re} 2 \cdot 0,85}}$$

де u - передатне число;

z_M - коефіцієнт матеріалу;

z_H - коефіцієнт, який враховує форму робочих поверхонь (зокрема різний для конічної і гіпоїдної передач);

z_s - коефіцієнт контактної лінії;

T_p - розрахунковий обертовий момент;

K_H - коефіцієнт навантаження;

$[a]_H$ - допустима контактна напруга;

ψ_{Re} - коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_{Re} = \frac{b\omega}{R_e} = 0,25 \dots 0,33$ - для автомобільних передач).

Встановлено, що навантажувальна здатність конічної пари складає приблизно 0,85 від навантажувальної здатності еквівалентної циліндричної пари, звідси це число у формулі для визначення конусної віддалі R_e .

Розрахункове навантаження T_p визначається за формулою:

$$T_p = \sqrt[m_r]{T_1^{m_r} \left(\frac{N_1}{N_0}\right) + T_2^{m_r} \left(\frac{N_2}{N_0}\right) + \dots},$$

де T_1, T_2, \dots - обертові моменти на карданному валу при включенні 1-ї, 2-ї і т. д. передач у КПП при максимальному обертовому моменті двигуна;

m_r - показник степені контактної витривалості; для сталевих коліс приймається $m_r=6,0$;

$N_0 = 12 \dots 10^7$ - базове число циклів при HRC56 і більше;

N_1 і N_2 - кількість циклів при роботі автомобіля на кожній передачі, визначається за формулою:

$$N_1 = 60T_S n_p K_{nH},$$

(тут T_S - час роботи на відповідній передачі, год; $n_p = 0,5n_N$ - розрахункова частота обертання; K_{nH} - коефіцієнт пробігу, який визначається графічно).

Згідно стандарту, для зубчастих коліс головної передачі, виготовлених і цементованих сталей марок 18ХГТ, 20ХНЗА, 20Х2Н4А, 12Х24А, значення Границі контактної витривалості складає $\sigma_{Ho} = 23H_{HRC}$. Твердість зубця HRC=55...63.

Допустима напруга при границі контактної витривалості визначається за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Ho}}{S_M} z_K z_a z_{xn},$$

де z_K, z_a, z_{xn} - коефіцієнти, які враховують вплив, відповідно, параметрів шорсткості поверхні, швидкості і розмірів (при проектуванні приймається, що);

$S_M = 1,2$ - коефіцієнт безпеки для коліс з поверхневим зміцненням. Знаючи R_e і u , можна знайти зовнішній дільний діаметр шестірні

$$d_{\omega 1} = 2 \frac{R_e}{\sqrt{1+u^2}},$$

і кути

$$\sin \delta_1 = \frac{1}{u^2 + 1} \text{ та } \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Модуль конічної передачі визначається з умови втомленості на згин. В основу розрахунку приймається формула як для циліндричної передачі:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m_m b_\omega} k_F y_F y_\beta,$$

де F_t - вихідна розрахункова колова сила;

k_F - коефіцієнт навантаження;

Y_P - коефіцієнт форми зуба;

y_β - коефіцієнт, який враховує зміну плеча дії навантаження;

m_m - середній коловий модуль.

З коловим зовнішнім модулем $m_{N\phi}$ модуль m_m зв'язаний залежністю:

$$m_m = m_{te} \frac{(R_e - 0,5b_\omega)}{R_e}.$$

Виконавши певні перетворення, можна отримати формулу для визначення середнього колового модуля:

$$m_m = \sqrt{\frac{2T_p \cos \beta_1 k_F y_F y_\beta}{0,85 [\sigma]_F z_1^2 \psi_\delta}},$$

де $[\sigma]$ - допустима напруга при згині;

ψ_δ - коефіцієнт ширини, який можна визначити за формулою:

$$\psi_\delta = \frac{\psi_{R_e} \sqrt{u^2 + 1}}{2 - \psi_{R_e}},$$

(тут z_1 - кількість зубів шестірні; для передачі з круговим зубом, $z_1=11..15$ і може бути доведено до п'яти - для вантажних і дев'яти - для легкових автомобілів;

$\beta_1(\beta_2)$ - кут нахилу зуба шестірні (колеса) - це кут між твірною початкового конуса (див. рис. 5.3,а) і дотичною до зуба в точці з цією твірною, для конічної передачі кути рівні і становлять $\beta_1=\beta_2=30..40^\circ$;

0,85 – числовий коефіцієнт, який характеризує знижену навантажувальну здатність конічної передачі у порівнянні з циліндричною при розрахунку на міцність при згині.

Розрахунковий момент T_p визначається аналогічно розрахункам на Контактну міцність (див. формулу вище). При цьому показник степеня кривої Витривалості на згин приймається $m_r=9$. Крім того, при визначенні кількості циклів N , замість коефіцієнта K_nH підставляється коефіцієнт K_nF .

Допустима напруга визначається за формулою:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_0}{S_F},$$

де $\sigma_0=820..920$ МПа - границя витривалості по згину для матеріалів головних передач згідно з ГОСТ 21354-75 (18ХГТ, 20ХНЗА, 20Х2Н4А, 12Х24А);

$S_F=1,55$ - коефіцієнт безпеки.

Коефіцієнти k_y , y_F , y_β визначаються як і для циліндричних передач, ГОСТ 21354-75.

При розрахунку за максимальним статистичним навантаженням напруга визначається за формулою:

$$\sigma_{\max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_p} \leq [\sigma]_{Fcm},$$

де $[\sigma]_{Fcm} = \frac{\sigma_{Fcm}^0}{S_{Fcm}}$: (тут $\sigma_{Fcm}^0=2100..2600$ МПа - границя напруги для сталей марок ЦХГТ, 12ХНЗА; $S_{Fcm}=1,75..2,2$ - коефіцієнт безпеки).

При проектуванні головної передачі конусна відстань R_e береться більша з отриманих при розрахунку на контактну міцність і згин.

Розрахунок зубців на міцність в гіпоїдній передачі виконується аналогічно розрахунку конічних зубчастих передач з криволінійними зубами.

Крім того, щоб обмежити спрацювання зубців та зменшити можливість заїдання, передбачається також їх розрахунок на стійкість проти спрацювання.

Циліндричні передачі подвійних головних передач розраховуються за тими ж формулами, що і зубчасті передачі коробки переміни передач.

7.4 Зусилля в зачепленні зубчастих коліс

У конічному зачепленні з прямими і круговими зубами розрізняють три сили. Зокрема, у зачепленні з круговими зубами діють сили: колова F_t , радіальна F_r і осьова F_a , які визначаються за формулами:

- колова:

$$F_{t1} = \frac{T_p}{r_x},$$

де r_x - середній радіус початкового конуса шестірні,

$$r_x = \left[r_{\omega 1} - \frac{b_{\omega}}{2} \right] \sin \delta_1,$$

(тут $r_{\omega 1}$ - торцевий радіус, $r_{\omega 1} = \frac{d_{\omega 1}}{2}$; δ_1 —; половина кута при вершині початкового конуса шестірні);

- радіальна:

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta \sin \delta_1);$$

- осьова:

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1);$$

Осьова сила, залежно від напрямку обертання і напрямку спіралі зубця може бути направлена до основи конуса або до його вершини. При однакових напрямках обертання і спіралі зубця у рівняннях приймається знак "+", а при різних - знак "-".

Осьова сила, направлена до основи конуса, виключає можливість заклинювання передач. Тому в зубчастих колесах конічної передачі, які при русі автомобіля вперед обертаються вправо, використовується лівий напрямок спіралі зуба.

Сили, які діють на зубчасте колесо конічної передачі, будуть рівні відповідним силам, що діють на шестерню, а саме:

$$F_{t2} = F_{t1}; F_{a1} = F_{r1}; F_{r2} = F_{a1}.$$

Для гіпоїдної передачі кути спіралі $D * \omega_2$, тому необхідно визначати окремо шість сил:

$$F_{t2} = F_{t1} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1};$$

- для шестірні:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta_1 \sin \delta_1);$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \mp \sin \beta_1 \cos \delta_1);$$

- для колеса:

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_2} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \mp \sin \beta_2 \sin \delta_2);$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_2} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cos \delta_2);$$

За позитивне значення сили F_r береться напрямок по радіусу до осі колеса. За позитивний напрямок сили F_a береться напрямок від вершини до осі основи кону

7.5 Розрахунок підшипників і валів головної передачі

7.5.1 При розрахунку підшипників спочатку знаходяться реакції в опорах валів головної передачі

Для цього необхідно накреслити схеми валів з прикладеними до них силами і побудувати епюри згинальних моментів. Потім визначаються реакції в опорах і за ними підбираються підшипники. Крім того, реакції в опорах знаходяться не за максимальним моментом, а за розрахунковим обертовим, який визначається за формулою:

$$T_{p.o.} = \frac{T_1 \alpha_1 + T_2 \alpha_2 + \dots + T_n \alpha_n}{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n} = \frac{\sum T_i \alpha_i}{\sum \alpha_i},$$

де T_i - максимальний обертовий момент на ведучому валу головної передачі на i -тій передачі, $T_i = T_{e \max} u_i$;

α_i - відносний пробіг автомобіля на заданій передачі.

Підшипник вибирається за динамічною вантажопідйомністю

$$C = R_n \left(\frac{60}{10^6} n_p h \right)^{\frac{1}{p}},$$

де R_n - приведене навантаження на підшипник, яке визначається за формулою:

$$R_n = (Vx F_r + y F_a) k_\delta,$$

(тут V - коефіцієнт обертання; $V=1$ - коли обертається внутрішнє кільце підшипника і $V=1,2$ - коли обертається зовнішнє кільце підшипника);

x і y - коефіцієнти, відповідно, радіального й осьового навантаження;

k_δ - коефіцієнт безпеки ($k_\delta=1,1$ - для підшипників ведучого вала головної передачі; $k_\delta=1,25$ - для підшипників проміжного вала; $k_\delta=1,4$ - для підшипників коробки диференціала);

n_p - розрахункова частота обертання, хв^{-1} :

$$n_p = \frac{9,55 V_{cp} u_0}{k_K} \quad \text{- для підшипників ведучого вала;}$$

$$n_p = \frac{9,55 V_{cp}}{k_K} \quad \text{- для підшипників веденого вала;}$$

$V_{cp} = (0,4...0,6)V_{a\ max}$ - середня швидкість руху автомобіля; h - кількість годин роботи підшипника,

$$h = \frac{S}{3,6V_{cp}}$$

(тут S - нормований пробіг автомобіля, км).

При визначенні осьового навантаження на підшипник F_a необхідно враховувати осьову складову від F_r , яка приблизно рівна $(0,83... 1,00) F_r$:

$$F_a = F_a + (0,83...1,00) eF_r,$$

де e - параметр осьового навантаження.

Виходячи з отриманої динамічної вантажопідйомності, за таблицями вибирається необхідний підшипник.

7.5.2 Вали головної передачі розраховують на міцність і жорсткість під дією максимально можливого обертового моменту

Суть розрахунку на міцність або так званого уточненого розрахунку валів полягає у визначенні коефіцієнтів запасу міцності при згині n_a і крученні n_m (оскільки вали головної передачі працюють на кручення і згин), а також спільного коефіцієнта запасу міцності n у небезпечному січенні.

Небезпечне січення визначається геометричною формою вала і буває, як правило, у місці переходу від одного діаметра до другого (галтелі) або місці, ослабленому шпонковою канавкою, отвором чи шліцями.

Коефіцієнт запасу міцності при згині n_a визначається з урахуванням зміни напруг по симетричному циклові за формулою:

$$n_a = \frac{\sigma_{-1} \epsilon_n \beta}{k_\sigma \sigma_p},$$

де σ_{-1} - границя витривалості матеріалу вала ($\sigma_{-1} = (0,5...0,65)\sigma_m$ - для легованих термооброблених сталей);

ϵ_n - коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні вала при тонкому обточуванні і шліфуванні, які застосовуються для обробки валів головної передачі ($\epsilon_n = 0,75...0,8$);

β - масштабний коефіцієнт, для валів з діаметром 30...60 мм він рівномірно зменшується з 0,70 до 0,56;

k_σ - коефіцієнт концентрації напружень у розрахунковому січенні залежить від розмірів січення і характеристик матеріалу;

$\sigma_p = \frac{M_{зг}}{W_0}$ - розрахункове напруження згину (тут W_0 - осьовий момент опору січення вала).

Коефіцієнт запасу міцності при крученні визначається за формулою:

$$n_m = \frac{\tau_T}{\tau_p},$$

де τ_T - границя текучості при крученні, $\tau_T = (0,5...0,75)\sigma_T$;

τ_p - розрахункове напруження кручення, $\tau_p = \frac{T_{кр}}{W_p}$ (тут W_p - полярний момент опору січення вала).

Моменти W_0 і W_p визначаються за формулами залежно від наявності в

січенні галтелі, шпонкового паза, шліців тощо.

Спільний коефіцієнт запасу міцності n у небезпечному січенні буде визначатися за формулою:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

де $[n]=1,5 \dots 2,0$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок валів на жорсткість виконується аналогічно розрахунку валів коробки переміни передач коли визначається стріла прогину f і кут перекосу січення вала γ .

7.6 Жорсткість елементів головної передачі

Жорсткість елементів головної передачі забезпечує правильність зачеплення її зубчастих коліс. Розрізняється кутова й осьова жорсткість валів.

Для збільшення кутової жорсткості вала бажано підшипники встановлювати з обох сторін зубчастого колеса, як показано на рисунку 5.7,б. Однак для ведучого вала-шестерні це не завжди можливо, тому найчастіше вона (шестерня) встановлюється консольно, як показано на рисунку 5.7,а.

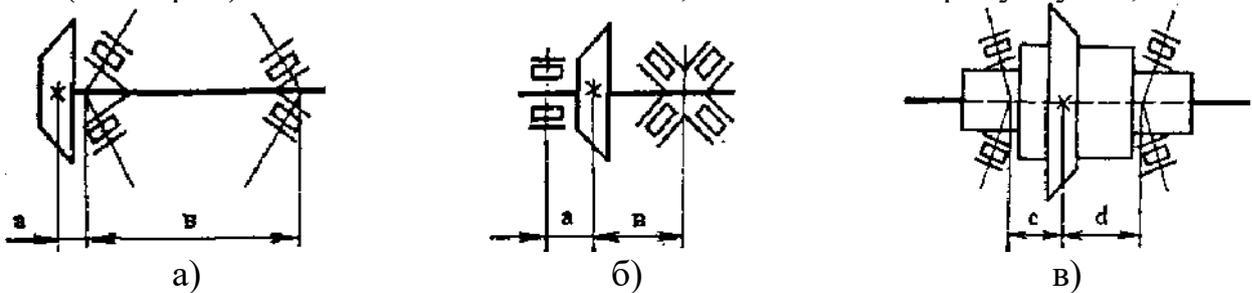


Рисунок 7.7 - Схеми встановлення зубчастих коліс і підшипників головної передачі

Для зменшення консолі і збільшення жорсткості вала підшипники ведучого вала встановлюються вершинами конусів назустріч один одному (див. рис. 7.7, а); підшипники коробки диференціала - вершинами конусів у різні боки (див. рис. 7.7, в).

Підвищення жорсткості вузла шестірни головної передачі досягається збільшенням віддалі b , зменшенням консолі a або зменшенням віддалі $a+b$ і $c+d$ (див. рис. 7.7).

Допустимі прогини і переміщення валів, шестірни і колеса головної передачі у трьох напрямках показані на рисунку 7.8.

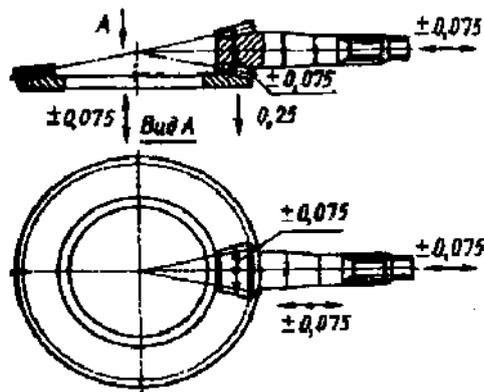


Рисунок 7.8 - Допустимі прогини і переміщення (в мм) валів, шестірні і колеса головної передачі у трьох напрямках

Для підвищення жорсткості валів в осьовому напрямку застосовується попередній натяг підшипників, суть якого полягає у тому, що при регулюванні підшипників не тільки повністю усуваються зазори між кільцями і тілами кочення, але и створюється деяке зусилля, що прижимає кільця до тіл кочення. Значення цього зусилля визначається моментом, необхідним для провертання вала, який складає 2..4 Нм. Попередній натяг підвищує жорсткість в осьовому напрямку у два рази.

Для підвищення жорсткості головної передачі застосовуються зокрема спеціальні упори як показано на рисунку 7.9, що обмежують зміщення веденого колеса, а також передбачаються ребра в картері головної передачі або на його окремих поверхнях. Положення упора, який має бронзовий наконечник регулюється. Зазор на рисунку 7.9 показаний при нерухомому стані автомобіля.

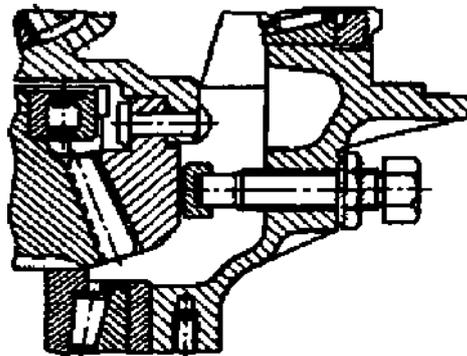


Рисунок 7.9 - Підвищення жорсткості головної передачі за допомогою спеціального упора з бронзовим наконечником

7.7 Диференціал. Призначення, вимоги, класифікація і короткий аналіз

Диференціал - механізм трансмісії автомобіля, який розподіляє підведений до нього обертовий момент між вихідними валами і забезпечує їх обертання з різними кутовими швидкостями (термін стандартизований).

До конструкції диференціала висуваються такі вимоги:

- здійснення пропорційного розподілу обертових моментів між іксами або осями; для підвищення прохідності автомобіля розподіл моментів по окремих колесах і мостах має здійснюватися пропорційно їх вертикальним

реакціям;

- забезпечення різної частоти обертання ведучих коліс при повороті автомобіля, русі його по нерівній дорозі та в інших випадках;
- невеликі габарити (суворе дотримання габаритних розмірів має особливе значення, оскільки диференціали монтуються переважно в середині (вловної передачі або роздавальної коробки);
- загальні вимоги (див. п.2.1).
- Залежно від місця встановлення, диференціали бувають:
- міжосьовими (якщо вони розподіляють потужність між ведучими мостами);
- міжколісними (якщо розподіл потужності виконується між ведучими колесами);
- міжбортовими (розподіл відбувається між бортами спеціальних багатоприводних автомобілів).
- За конструкцією основних елементів диференціали поділяються на:
- шестерінчасті;
- кулачкові;
- черв'ячні;
- з механізмом вільного ходу;
- віскомуфти (як диференціали).

За характером розподілу обертового моменту між вихідними валами диференціали діляться на:

- а) симетричні (обертовий момент розподіляється порівну, наприклад, автомобіль ВАЗ “Нива”);
- б) несиметричні (обертовий момент між вихідними валами розподіляється у співвідношенні близькому до співвідношення вагових навантажень на відповідні ведучі мости. Наприклад, в автомобіля УРАЛ-4320 цей розподіл складає 40 на 60%);
- в) блоковані (з примусовим блокуванням або самоблокуванням, наприклад, в автомобіля МАЗ-7310, колісна формула якого 8×8 чи віскомуфта у Fiat Cipe).

Міжосьові диференціали можуть бути симетричні і несиметричні (рис. 7.10).

Міжколісний диференціал схема якого показана на рисунку 7.11 симетричний, тобто кількість зубців півосевих зубчастих шестерень рівні між собою і у випадку невеликого внутрішнього тертя розподіляє обертовий момент порівну між осями:

$$z_1=z_2, T_1=T_2=0,5T_0.$$

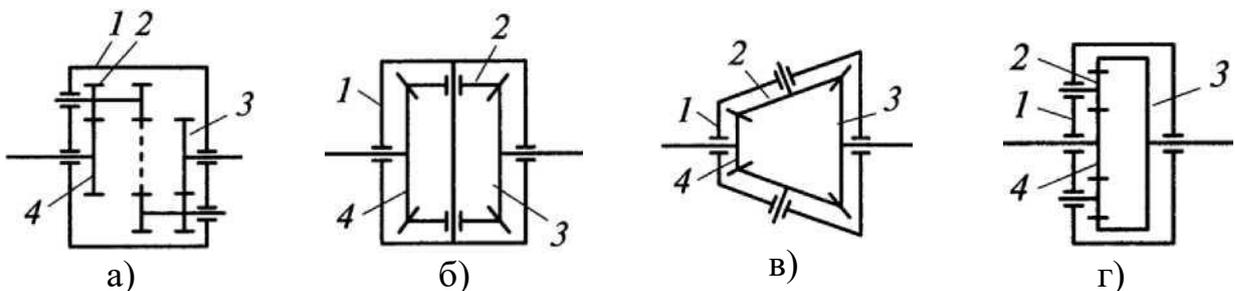


Рисунок 7.10 – Шестерінчасті диференціали:

а, б – симетричні; в, г – несиметричні; 1 – корпус; 2 – сателіт; 3, 4 – шестерні

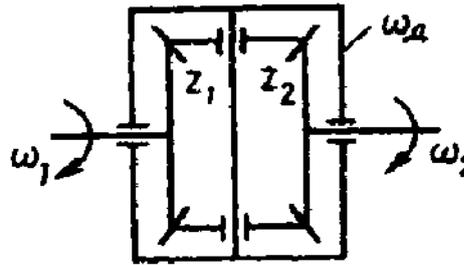


Рисунок 7.11 - Схема симетричного конічного диференціала

При прямолінійному русі автомобіля по рівній дорозі (рис. 7.12, а) колеса моста проходять однакові шляхи, обертаються з однією і тією ж швидкістю. При цьому корпус диференціала, сателіти і шестерні обертаються як одне ціле. Сателіти 3 не обертаються навколо своїх осей, заклинюють осьові шестерні 4 і на обидва ведучих колеса передаються однакові крутні моменти.

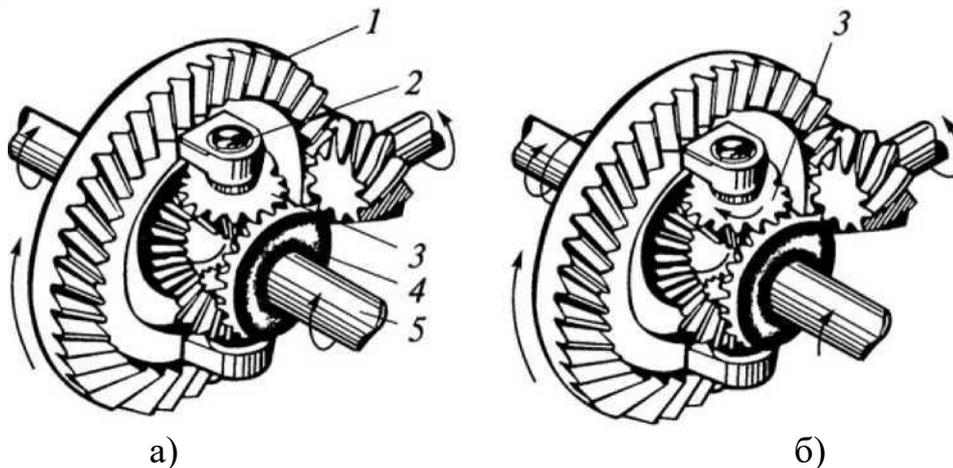


Рисунок 7.12 – Робота диференціалу при русі автомобіля:

а) – по прямій; б) на повороті; 1,4 – шестерні; 2 – корпус; 3 – сателіт; 5 – піввісь

При повороті автомобіля (рис. 7.12, б) внутрішнє по відношенню до центру повороту колесо, зустрічає більший опір руху. При цьому сателіти 3 починають обертатися навколо своїх осей і прискорюють обертання шестерні півосі зовнішнього колеса. В результаті привідні колеса обертаються з різними швидкостями, що і необхідно при русі на повороті.

При русі автомобіля по нерівній дорозі ведучі колеса також зустрічають різні опори і проходять різні шляхи. Відповідно до цього диференціал забезпечує їм різну швидкість обертання і кочення без проковзування і буксування.

Тому, якщо одне з коліс починає буксувати, то друге зупиняється і автомобіль перестає рухатися.

Для підвищення прохідності автомобіля в умовах, коли праве або ліве колесо попадає на слизький фунт і буксує, застосовується механізм для блокування диференціала, який заставляє обидва ведучих колеса обертатися з однаковими кутовими швидкостями і дає можливість повністю використати

зчіпну вагу, що припадає на ведучий міст.

Для прикладу, зчіпні якості одного колеса низькі ($m_{\min} = 0,1$), а у другого високі ($m_{\max} = 0,8$). Тоді при диференціальному приводі максимальна сила тяги на колесах буде складати:

$$P_{k_{\max}} = G_{зч} \varphi_{\min} = 0,1G_{зч},$$

де $G_{зч}$ - зчіпна вага автомобіля.

Якщо заблокувати півосі, щоб ведучі колеса працювали спільно ніби з'єднані між собою жорстким валом, максимальна сила тяги збільшиться за рахунок використання сили зчеплення другого колеса, яке знаходиться в більш сприятливих умовах. Таким чином, при блокованому приводі:

$$P_{k_{\max}} = 0,5G_{зч} \varphi_{\min} + 0,5G_{зч} \varphi_{\max} = 0,45G_{зч}.$$

З рівняння видно, що в результаті повного використання зчіпної ваги максимальне тягове зусилля збільшилося в 4,5 рази. Тому в автомобілях високої прохідності, з метою покращення тягових зусиль, застосовуються блоковані диференціали.

Найбільш простим способом повного блокування є блокування за допомогою зубчастої або штифтової муфти. Однак постійний рух з включеною муфтою може призвести при повороті автомобіля до інтенсивного зношування шин чи поломки півосей.

Раніше було відзначено, що застосовуються також самоблокуючі диференціали. Диференціали, в яких самоблокування здійснюється внаслідок збільшення внутрішнього тертя, називаються диференціалами з підвищеним внутрішнім тертям. У випадку застосування такого механізму моменти на валах привода ведучих коліс (або півосях) при їх відносному обертанні будуть неоднакові. їх співвідношення залежить від моменту внутрішнього тертя у диференціалі.

Використання тягового зусилля ведучими колесами оцінюється Коефіцієнтом блокування k_{δ} :

$$k_{\delta} = \frac{T_2 - T_1}{T_2 + T_1} = \frac{T_r}{T_o},$$

де T_1 - обертовий момент на зовнішній (забігаючій) півосі - менший;

T_2 - обертовий момент на внутрішній (відстаючій) півосі - більший;

$T_e = T_2 - T_1$ - момент тертя в диференціалі;

$T_o = T_2 + T_1$ - обертовий момент на коробці диференціала.

При відсутності втрат на тертя в механізмі диференціала $T_e = 0$ отже $k_{\delta} = 0$. У такому випадку гранична сила тяги автомобіля по зчепленню без буксування одного з коліс може бути досягнута лише при однакових величинах ϕ під усіма ведучими колесами.

При повністю заблокованому диференціалі $T_e = T_o$ і коефіцієнт блокування диференціала $k_{\delta} = 1,0$.

Збільшення коефіцієнта блокування k_{δ} призводить до:

- оптимального використання сили зчеплення ведучих коліс з ґрунтом;
- збільшення тягової сили;
- покращенню прохідності автомобіля.

Однак при високих значеннях k_{δ} :

- а) погіршується керованість автомобіля;
- б) зростає зношування шин;
- в) збільшується навантаження на одну з півосей;
- г) знижується коефіцієнт корисної дії передачі.

Залежно від величини k_{δ} диференціали бувають:

- з малим внутрішнім тертям (шестерінчасті) $k_{\delta} = 0 \dots 0,2$;
- з підвищеним внутрішнім тертям (кулачкові) $k_{\delta} = 0,21 \dots 0,7$;
- блоковані (черв'ячні, муфти вільного ходу, віскомуфти) $k_{\delta} > 0,7$.

Для симетричного диференціала моменти на півосях визначаються за формулами:

$$T_1 = \frac{T_0}{2} - \frac{T_r}{2} = 0,5T_0(1 - k_{\delta}) - \text{забігаюча піввісь};$$

$$T_2 = \frac{T_0}{2} + \frac{T_r}{2} = 0,5T_0(1 + k_{\delta}) - \text{відстаюча піввісь}.$$

З другої формули видно, що момент тертя T_r збільшує момент на відстаючій півосі.

Несиметричні диференціали бувають з конічними і циліндричними шестірнями. На рисунку 7.13 показаний несиметричний диференціал з конічними шестернями, який застосовувався на мотоциклах "Днепр".

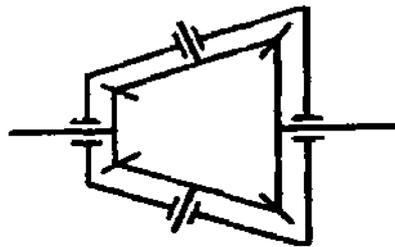


Рисунок 7.13 – Несиметричний диференціал з конічними шестернями забігаючій і відстаючій осях.

Для подібних диференціалів моменти на півосях визначаються таким чином:

- на забігаючій осі (менший):

$$T_1 = \frac{z_1}{z_1 + z_2} (T_o - T_r) = \frac{z_1}{z_1 + z_2} T_o (1 - k_{\delta});$$

- на відстаючій осі (більший):

$$T_2 = \frac{z_2}{z_1 + z_2} (T_o + T_r) = \frac{z_2}{z_1 + z_2} T_o (1 + k_{\delta}),$$

де z_1 і z_2 - кількість зубів відповідно на

Для симетричного диференціала $z_1 = z_2$, тому

$$\frac{z_1}{z_1 + z_2} = \frac{z_2}{z_1 + z_2} = 0,5.$$

У диференціалах з механізмом вільного ходу тягове зусилля визначається тільки зчіпною вагою, що припадає на колесо, яке не буксує; тягове зусилля на забігаючому колесі не може бути використане.

7.8 Розрахунок диференціала

При розрахунку шестерінчастого диференціала з кінчними шестірнями необхідно визначити:

- 1) модуль шестерень диференціала;
- 2) тиск на вісь сателіта в сателіті;
- 3) тиск на вісь сателіта в коробці диференціала;
- 4) тиск на торці сателіта;
- 5) тиск на торці шестірні півосі.

Оскільки кожний сателіт передає навантаження через два зубці, то модуль в середньому січенні (середній модуль) визначається, виходячи з максимального обертового моменту, за формулою:

$$m_m = \sqrt{\frac{Me_{\max} u_T (1 + k_\delta) y_F k_F k_\delta}{0,85 [\sigma]_{Fcm} q \Psi_d z_1^2}},$$

де k_F і y_F - коефіцієнти, відповідно, навантаження і форми зуба; q - кількість сателітів;

$z_1 = 10 \dots 14$ - кількість зубців сателіта;

k_δ - динамічний коефіцієнт;

$[a]_{Fcm}$ - допустима напруга, визначається за формулою:

$$[\sigma]_{Fcm} = \frac{\sigma_{Fcm}^0}{S_{Fcm}} = \frac{2100 \dots 2600}{1,75 \dots 2,2},$$

(тут σ_{Fcm}^0 - границя напруження; S_{Fcm} - коефіцієнт безпеки);

Ψ_d - коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\Psi_d = 0,15 \dots 0,35$);

k_δ - коефіцієнт блокування;

$u_T = u_k u_d u_o$ - передатне число трансмісії (тут u_k , u_d , u_o - передатні числа, відповідно, коробки переміни передач, додаткової коробки і головної передачі).

На рисунку 7.14 показана конструкція диференціала та зазначені параметри необхідні для розрахунку сателітів.

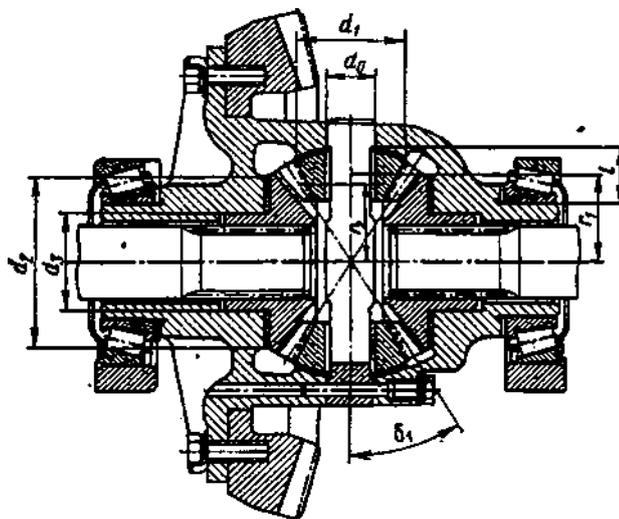


Рисунок 7.14 - Конструкція диференціала

Тиск на вісь сателіта в самому сателіті визначається за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{M_{e\max} u_T \eta_T}{r_2 q l d_0};$$

- тиск на вісь сателіта в коробці диференціала - за формулою $M_{e\max} u_T \eta_T$.

$$\sigma_2 = \frac{M_{e\max} u_T \eta_T}{r_1 q l_1 d_0};$$

- тиск на торці сателіта - за формулою

$$\sigma_3 = \frac{4M_{e\max} u_T \eta_T}{r q \pi (d_1^2 - d^2)} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

- тиск на торці півосевої шестірні - за формулою

$$\sigma_4 = \frac{2M_{e\max} u_T \eta_T}{r_2 \pi (d_3^2 - d_2^2)} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1,$$

де r_1 - радіус середньої точки осі сателіта в коробці диференціала;

r_2 - радіус середньої точки сателіта; а

α - кут зачеплення;

η_T - коефіцієнт корисної дії трансмісії;

d_0 - діаметр осі сателіта;

d_1 - діаметр торцевої опорної поверхні сателіта;

d_2 і d_3 - відповідно, менший і більший діаметри контактних поверхонь півосей шестірні з корпусом диференціала;

l і l_1 - довжина осі сателіта, що припадає відповідно на сателіт і корпус.

При включених перших передачах, максимальному обертовому моменту $M_{e\max}$ і $K_\partial = 0$ допустимі тиски не мають перевищувати $a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = 70$ МПа.