

ТЕМА 20 КАРДАННІ ПЕРЕДАЧІ

20.1 Призначення, вимоги і класифікація карданних передач

20.2 Кінематика карданних шарнірів

20.3 Вибір основних конструкційних параметрів карданного вала

20.4 Розрахунок деталей карданних передач

20.1 Призначення, вимоги і класифікація карданних передач

Карданна передача призначена для передачі обертового моменту між агрегатами автомобіля, вали яких не співвісні або не паралельні, причому кут у між валами може змінюватися у процесі руху автомобіля.

Карданна передача складається з:

- 1) карданних шарнірів;
- 2) карданних валів;
- 3) проміжних опор.

Основні вимоги до карданних передач такі:

- забезпечення рівномірного обертання вала агрегату, який приводиться карданною передачею при рівномірному обертанні ведучого вала;
- максимально можлива частота обертання карданної передачі не повинна перевищувати її критичну частоту;
- вібраційні навантаження під час роботи карданної передачі мають бути мінімальними;
- загальні вимоги (див. п. 2.1)

Карданні передачі класифікують за:

- призначенням;
- кількістю карданних шарнірів;
- типом і конструкційними особливостями карданних шарнірів.

За призначенням карданні передачі діляться на основні і допоміжні. До основних відносяться передачі, які використовуються для підведення моменту:

- до агрегатів, встановлених на рамі (кут γ між валами не перевищує 5° і залежить від точності монтажу агрегатів та деформації рами);
- до ведучих мостів ($\gamma=15\dots20^\circ$);
- до ведучих коліс з незалежними підвісками ($\gamma=20^\circ$);
- до ведучих керованих коліс ($\gamma=40\dots45^\circ$).

Допоміжні карданні передачі використовуються для привода допоміжного і спеціального обладнання, а саме: лебідки, компресора, вентилятора, механізму перемикачів передач, рульового механізму і т.п.

За кількістю карданних шарнірів, які застосовуються, розрізняють карданні передачі одно-, двох-, трьох- і багато шарнірні.

Основним елементом карданної передачі є карданний шарнір (рис. 20.1).

Карданні шарніри класифікуються:

- за кінематичними властивостями на:
 - шарніри нерівних кутових швидкостей (асинхронні),
 - шарніри рівних кутових швидкостей (синхронні);
- за наявністю фіксованих осей коливання на:
 - повні карданні шарніри;
 - напівкарданні (пружні і жорсткі) шарніри.

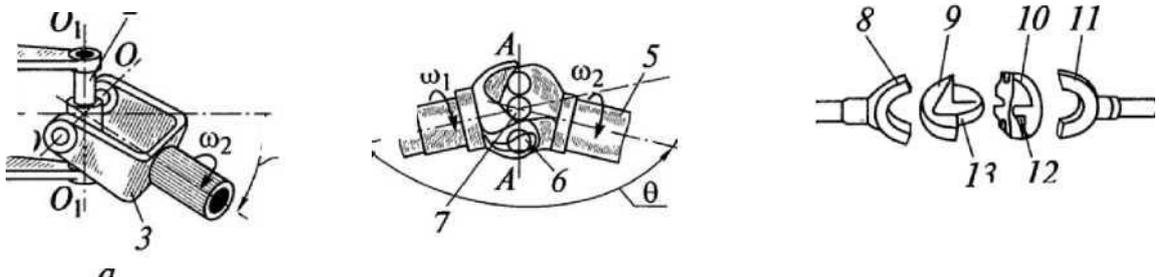
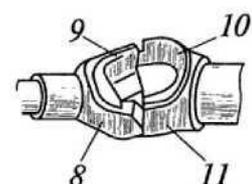


Рисунок 20.1 – Карданні шарніри: а – нерівних кутових швидкостей, б, в – рівних кутових швидкостей; 1, 3, 8, 11 – вилки; 2 – хрестовина; 4, 5 – вали; 6, 7 – кульки; 9, 10 – кулачки; 12 – паз; 13 – шип



Карданний шарнір нерівних кутових швидкостей (асинхронний) характеризується тим, що при рівномірній швидкості обертання ведучого кутова швидкість веденого вала нерівномірна (як приклад, простий шарнір з хрестовиною).

Карданний шарнір рівних кутових швидкостей (синхронний) забезпечує рівність кутових швидкостей ведучого і веденого валів (це здвоєний простий, кулачковий, кульковий та інші шарніри).

Повні карданні шарніри мають фіксовані осі коливання, а в напівкарданних шарнірах вказані осі відсутні. При цьому жорсткі напівкарданні шарніри допускають кутове відхилення валів їх осей до 2° , а пружні - до 5° .

20.2 Кінематика карданних шарнірів

20.2.1 Шарніри нерівних кутових швидкостей

Переважне поширення в трансмісіях автомобілів отримали передачі з карданним шарніром нерівних кутових швидкостей, кінематична схема якого показана на рисунку 20.2. Характерна особливість цього карданного шарніра - асинхронність.

З теорії машин і механізмів відомо, що зв'язок між кутами повороту ведучого φ_1 і веденого φ_2 валів простого одинарного карданного шарніра описується виразом:

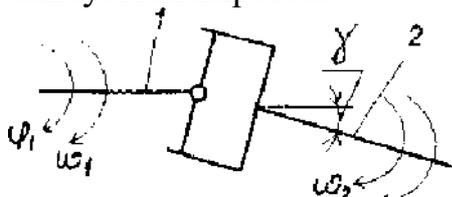


Рисунок 20.2 - Схема карданного шарніра нерівних кутових швидкостей

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \gamma},$$

де φ_1 і φ_2 - кути повороту відповідно ведучого і веденого валів.

Продиференціювавши цю залежність і виконавши певні перетворення, можна отримати:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi_1},$$

де ω_1 і ω_2 - кутові швидкості зазначених валів.

Аналіз наведеної формули свідчить про те, що у шарнірі $\omega_2 \neq \omega_1$, тобто при рівномірній швидкості обертання ведучого вала ведений вал буде обертатися нерівномірно, причому ступінь нерівномірності залежить від кута γ . Швидкість ω_2 досягає максимального значення при $\varphi_1 = 0^\circ; \pi; 2\pi$:

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \gamma}.$$

Мінімальне значення швидкості ω_2 спостерігається при $\varphi_1 = \pi/2; 3\pi/2$:

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cos \gamma.$$

Таким чином, кутова швидкість веденого вала змінюється в інтервалі:

$$\omega_1 \cos \gamma \leq \omega_2 \leq \frac{\omega_1}{\cos \gamma},$$

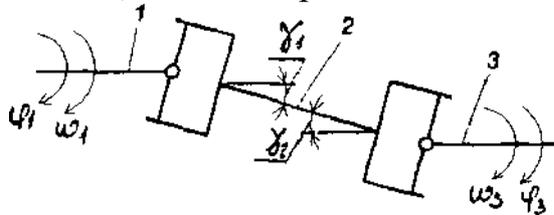
а нерівномірність його обертання оцінюється коефіцієнтом нерівномірності, який визначається за формулою:

$$K_i = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma} - \cos \gamma = \sin \gamma \operatorname{tg} \gamma.$$

Аналізуючи формулу, можна встановити, що при малих кутах у коефіцієнт K_n буде незначним (при $\gamma = 10^\circ$ $K_n = 3\%$). Виходячи з цього, при малих кутах між валами використовують лише один карданний шарнір нерівних кутових швидкостей. Для зменшення кута у агрегати (зокрема двигун, ведучий міст) інколи встановлюють на рамі похило.

З метою усунення нерівномірності обертання вихідного вала досить часто застосовують передачу з двома карданими шарнірами нерівних кутових швидкостей, кінематична схема якої показана на рисунку 20.3. При цьому мають бути виконані такі умови:

1) осі всіх трьох валів мають лежати в одній площині;



2) обидві вилки середнього вала 2 повинні знаходитися також в одній площині;

3) кути γ_1 і γ_2 між осями валів мають бути рівними ($\gamma_1 = \gamma_2$).

Дійсно, за теорією машин і механізмів:

Рисунок 20.3 - Схема карданної передачі з двома шарнірами нерівних кутових швидкостей

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma_1;$$

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma_2;$$

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \operatorname{tg} \varphi_1 \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}.$$

Якщо $\gamma_1 = \gamma_2$, то $\varphi_3 = \varphi_1$, що забезпечує рівномірність обертання вихідного вала 3 (див. рис. 20.3).

Осі валів 1 і 3 карданної передачі (див. рис. 20.3) можуть бути і не паралельними, однак умова $\gamma_1 = \gamma_2$ має зберігатися.

Кути встановлення валів впливають не тільки на нерівномірність обертання карданного вала але і на ККД та термін служби карданної передачі. Якщо кут у між валами не перевищує 8° то, ККД передачі з двома шарнірами наближується до 0,99. При збільшенні γ до 14° ККД $\approx 0,95$, а довговічність голчастих підшипників знижується в 3...4 рази. Виходячи з цього, кути встановлення валів з'єднаних шарніром нерівних кутових швидкостей при номінальному навантаженні в статичному стані автомобіля не повинні перевищувати:

- для легкових автомобілів - 3° ;
- для вантажних автомобілів і автобусів - 4° ;

- для автомобілів високої прохідності - 8° .

Разом з тим, вказані кути не повинні бути меншими 1° щоб запобігти явищу брінелювання в голчастих підшипниках (брінелювання - це руйнування шляхом викришування шипів хрестовини, робочих поверхонь стаканів голчастих підшипників).

20.2.2 Шарніри рівних кутових швидкостей

В основі всіх конструкцій карданних шарнірів рівних кутових швидкостей лежить спільний принцип, а саме: точка контакту, через яку передаються коллові сили, знаходиться в бісекторній площині валів. Шарнірний фіксований зв'язок між вилками відсутній, а точка контакту O переміщається по вилках; кінематична схема такого шарніра показана на рисунку 20.4.

Колова швидкість точки контакту O визначається з двох рівнянь:

$$v_0 = \omega_1 r_1; v_0 = \omega_2 r_2$$

звідки:

$$\omega r = \omega r.$$

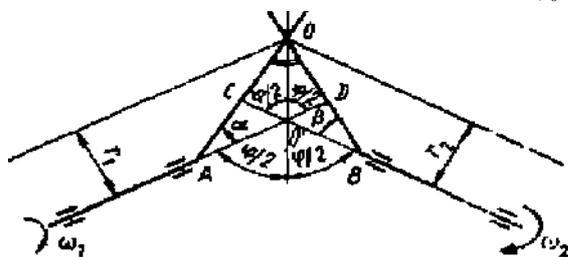


Рисунок 20.4 - Схема карданного шарніра рівних

Підставивши значення $r_1 = AO \sin \alpha$ і $r_2 = BO \sin \beta$, можна отримати

$$\omega AO \sin \alpha = \omega BO \sin \beta.$$

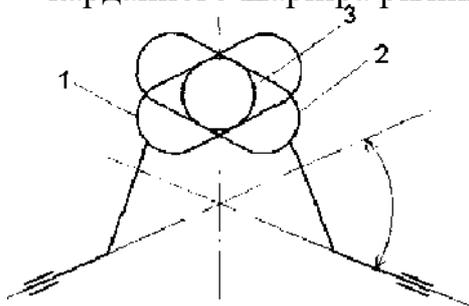


Рисунок 20.5 - Схема карданного шарніра типу

Кутові швидкості ведучого і веденого валів будуть рівні, якщо $AO=OB$ і $\alpha=\beta$. Легко довести, що у цьому випадку точка O лежить в бісекторній площині; це видно з рівності трикутників $OO'C$ і OOD .

Для того, щоб забезпечити рух точки O в бісекторній площині, у шарнірах передбачаються спеціальні ділильні канавки 1 і 2 для кульок 3, як показано на рисунку 20.5 або інше конструкційне рішення.

20.3 Вибір основних конструкційних параметрів карданного вала

До основних розмірів карданного вала відносяться діаметри труби з якої він виготовляється і довжина.

Поперечне січення труби карданного вала характеризується зовнішнім D і внутрішнім d діаметрами та вибирається з ряду стандартних розмірів труб залежно від значення розрахункового обертового моменту $M_{кд}$ на карданному валу:

$$M_{кд} = M_{e \max} u_m,$$

де u_m - найбільше передатне число від вала двигуна до карданного вала який розраховується.

Під довжиною карданного вала L розуміють віддаль між центрами карданних шарнірів, встановлених на кінцях даного вала. При наявності проміжної опори довжина карданного вала визначається віддалю між її центром і центром карданного шарніра.

Довжина карданного вала залежить від компоновання автомобіля, кінематичної схеми трансмісії і обмежується критичною частотою його Обертання, під якою розуміють частоту, при якій відбувається втрата стійкості прямолінійної форми осі вала, що обертається.

Як правило центр мас карданного вала не співпадає з його віссю Обертання внаслідок статичного прогину від власної маси, різної товщини Труби, неточності виготовлення і балансування. Тому при обертанні вала виникає відцентрова сила, яка викликає його поперечний згин і вісь вала ввертаючись, описує характерну бочкоподібну поверхню. Із збільшенням частоти обертання прогин вала зростає і при певній частоті, яка називається критичною, карданний вал втрачає стійкість - його прогин починає прогресивно зростати, що може викликати руйнування.

Критична частота обертання трубчастого карданного вала визначається формулою:

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}, \text{ хв}^{-1};$$

для суцільного вала, який вільно лежить на опорах - за формулою

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \frac{D}{L^2}, \text{ хв}^{-1},$$

(тут значення D , d і L необхідно підставляти у сантиметрах).

При розрахунку $n_{кр}$ карданного вала який має різні січення (трубчастий, суцільний круглий, шліцьовий) необхідно у формулу для $n_{кр}$ замість L підставити приведену довжину вала:

$$L_{пр} = L - l_c + l_T,$$

де l - довжина труби, яка заміняє суцільну ділянку вала довжиною l і діаметром d_c та визначається за формулою:

$$l_T = l_c \sqrt{\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{d_c}}.$$

Дійсне значення критичної частоти обертання карданного вала менше розрахункового значення внаслідок піддатливості опор, неточного балансування вала, наявності зазорів у шліцьових з'єднаннях. Тому при виборі параметрів карданного вала рекомендується витримувати співвідношення :

$$\frac{n_{max}}{n_{кр}} = 0,7,$$

де n - максимальна частота обертання карданного вала, яка відповідає максимальній швидкості автомобіля і визначається за формулою

$$n_{\max} = \frac{9,55 V_{a\max} u'_T}{r_k}$$

(тут u'_T - передатне число трансмісії від вала до ведучих коліс; $V_{a\max}$

максимальна швидкість руху автомобіля, м/с; r_k - радіус кочення колеса автомобіля без проковзування).

З урахуванням n_{\max} , максимально допустима довжина карданного вала визначається за формулою:

$$L_{\max} = \sqrt{\frac{0,83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{\max}}}$$

Якщо довжина вала у результаті ескізного компоновання перевищує L_{\max} , то передбачається проміжна опора або встановлюється кришка- подовжувач на коробку переміни передач.

20.4 Розрахунок деталей карданних передач

При розрахунку карданного шарніра як розрахунковий момент M_k приймається менший з двох моментів:

M_{kd} - максимальний обертовий момент визначений по двигуну;

$M_{k\varphi}$ - максимальний обертовий момент визначений по зчепленню ведучих коліс з дорогою при коефіцієнті зчеплення $\varphi=0,8$ і повному навантаженні автомобіля:

$$M_{к\phi} = \frac{\phi G_{\phi} r_{\delta}}{u'_{\tau}},$$

де G_{ϕ} - зчіпна вага, що припадає на ведучі колеса;

r_{δ} - динамічний радіус колеса;

u - найбільше передатне число від карданного вала, що розглядається до ведучих коліс.

20.4.1 Хрестовина карданного шарніра

Розрахункова схема хрестовини показана на рисунку 20.5. Максимальне значення результуючої сили Q , яка діє в площині хрестовини, визначається з виразу:

$$Q_{\max} = \frac{M_{к}}{2R \cos \gamma},$$

де R - віддаль від центру карданного шарніра до середини шипа (див. рис.4.6).

Шип хрестовини розраховується на згин і зріз. Напряга згину в січенні А-А (див. рис.4.4) визначається за формулою:

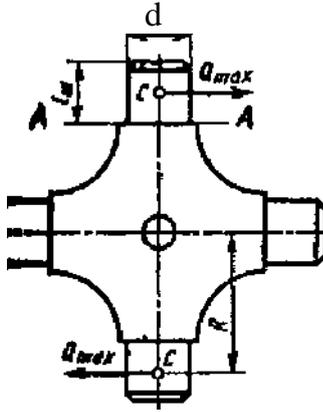


Рисунок 20.6 - Схема розрахунку хрестовини

$$\sigma_{зг} = \frac{Q_{\max} l_{ш}}{2W_{зг}},$$

де $l_{ш}$ - довжина шипа;

$W_{зг}$ - момент опору січення згину. Для шипа діаметром $d_{ш}$ при відсутності отвору для мастила

$$W_{зг} = 0,1 d_{ш}^3, \text{ а для шипа з отвором діаметром } d_0$$

$$W_{зг} = 0,1 d_{ш}^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_{ш}} \right)^4 \right].$$

Напруга зрізу в січенні А-А (див. рис.4.5) визначається за формулою:

$$\tau_s = \frac{4Q_{\max}}{\pi d_{ш}^2} \text{ або } \tau_s = \frac{4Q_{\max}}{\pi (d_{ш}^2 - d_0^2)}.$$

Крім того, хрестовина карданного шарніра розраховується на розрив силою P_p за січенням, яке умовно проходить під кутом 45° до осей шипів через її середину за формулою:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F} = Q_{\max} \frac{\sqrt{2}}{F},$$

де F - площа розриву.

Отримані напруги не повинні перевищувати середні статичні значення напруг, які складають:

$$\sigma_{зг} = 250 \dots 350 \text{ МПа}; \tau_s = 75 \dots 120 \text{ МПа}; \sigma_p = 100 \dots 150 \text{ МПа}.$$

Хрестовина карданного шарніра виготовляється із сталей типу 12ХНЗА, 20Х, 18ХГТ з наступною цементацією (HRC 58...65).

20.4.2 Вилка карданного шарніра

Розрахункова схема вилки показана на рисунку 20.6. Під дією сили Q_{\max} у вилці виникають напруги згину $a_{зг}$ і кручення t_k в січенні Б-Б (див. рис. 20.7):

$$\sigma_{зг} = \frac{Q_{\max} c}{W_{зг}}, \tau_k = \frac{Q_{\max} a}{W_k},$$

де $W_{зг}$ і W_k - моменти опору згину і крученню, які для прямокутного січення вилки (див. рис. 20.6) визначаються за формулами:

$$W_{зг} = \frac{bh^2}{2}, W_k = khb^2.$$

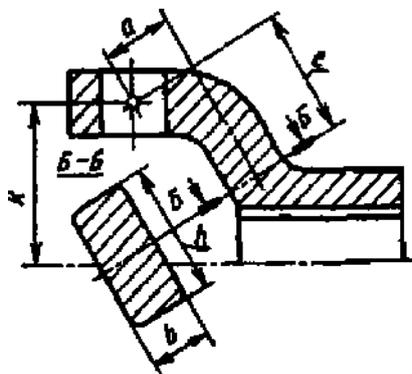


Рисунок 20.7 -

Розрахункова схема вилки карданного шарніра

$T_k = 80 \dots 160$ МПа.

Вилки карданного вала виготовляються з середньовуглецевих сталей 35, 40, 45 або легованої сталі 40ХНМА.

20.4.3 Підшипники карданної передачі

Голчасті підшипники карданного шарніра перевіряються за величиною допустимого навантаження:

$$P_{\text{дон}} = 79 \frac{z_p d_p l_p}{\sqrt[3]{\frac{n_m \text{tg} \gamma}{u_T}}}$$

де z_p - кількість голок (роликів);

d_p - діаметр голки, мм;

l_p - довжина голки, мм;

n_m - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} при m ;

u_T - передатне число трансмісії від вала двигуна до шарніра на нищій передачі в коробці передач.

Розрахункове допустиме значення $P_{\text{дон}}$, має бути більше максимального навантаження, яке діє на підшипник:

$$P_{\text{дон}} > Q_{\text{max}}$$

Підшипники проміжних опор підбираються конструкційно і розраховуються аналогічно підшипникам інших агрегатів автомобіля. Як правило, це радіальний кульковий підшипник коли проміжна опора одноопорна і роликові кінцеві підшипники в двоопорних проміжних опорах, оскільки останні сприймають осьові навантаження.

Значення коефіцієнта k залежить від співвідношення h/b і наближено його можна подати у вигляді

$$k = 0,19 + 0,025 h/b$$

Для еліптичного січення вилки:

$$W_{3c} = \frac{bh^2}{10}, W_k = \frac{bh^2}{5}$$

У виконаних конструкціях вилок напруги складають $\sigma_{3r} = 50 \dots 80$ МПа;

20.4.4 Карданний вал

Труба карданного вала розраховується на кручення при дії розрахункового моменту M_k і максимального динамічного моменту, який визначається за формулою $M_{Kj} = k_d M_{max} u_T$:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \text{ і } \tau_{kj} = \frac{M_{kj}}{W_k},$$

де k_d - коефіцієнт динамічності (див. п.3.2.1);

W_k - момент опору труби крученню, визначається за формулою

$$W_k = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D},$$

(якщо вал суцільний то $W_k = 0,2d^3$).

Напруги кручення труби не повинні перевищувати 300 МПа.

Окрім того, знаходиться кут закручування труби карданного вала за формулою:

$$\theta_k = \frac{M_k L}{I_k G} \frac{180^\circ}{\pi},$$

де L - довжина карданного вала;

$G=8,5 \cdot 10^4$ МПа - модуль пружності при крученні;

I_k - момент інерції січення вала при крученні, визначається за формулою:

$$I_k = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4).$$

Умова достатньої жорсткості вала при крученні буде забезпечуватися при $\theta_k \leq 9^\circ$ на один метр довжини.

При русі автомобіля (коливаннях підвіски) карданний вал, який передає обертовий момент, піддається розтягові-стиску від осьової сили, що виникає у шліцьовому з'єднанні. Напруга стиску (розтягу) визначається за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{16M_k \mu}{\pi (D^2 - d^2) (d_s + d_g)},$$

де i - коефіцієнт тертя у шліцьовому з'єднанні (при хорошому змащенні $\mu=0,06 \dots 0,10$; за його відсутності може виникнути заїдання і коефіцієнт тертя зростає до $i=0,35 \dots 0,4$);

d_s і d_g - відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри шліцьової частини вилки, яка ковзає.

Бокові поверхні шліців вилки карданного вала, яка ковзає розраховуються на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{8M_{\kappa}}{(d_3^2 + d_6^2)l_1z},$$

де l_1 - робоча довжина шліцевого з'єднання;

z - кількість шліців.

Для виготовлених конструкцій $\sigma_{зм} = 15 \dots 25$ МПа.

Трубчаста частина карданного вала виготовляється зі стрічкової низьковуглецевої сталі 20 товщиною 1,6...2,5мм. Шпіцові наконечники рухомих з'єднань виготовляються із сталі 40Х.

20.4.5 Пружні з'єднувальні елементи

У пружних муфтах гумові з'єднувальні елементи розраховуються на розрив і зминання.

Напруга розриву визначається за формулою:

$$\sigma_p = \frac{M_{\kappa}}{R_0 F_0 i} \leq [\sigma_p],$$

де R_0 - радіус розміщення осей з'єднувальних болтів;

F_0 - площа січення в якому може наступити розрив;

i - кількість гумових пружних елементів.

Пружні з'єднувальні елементи виготовляють з морозостійкої і теплостійкої гуми з границею міцності на розрив не менше 15 МПа і відносним видовженням не менше 35 %.

Напруга зминання визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{M_{\kappa}}{iR_0 b d_0},$$

де b - товщина елемента;

d_0 - діаметр отвору під болт.

Для існуючих муфт $[\sigma]_{зм} = 8$ МПа.

Окрім того, регламентується найбільша колова швидкість для Дискових муфт, виконаних з прогумованої тканини, яка не має перевищувати 15м/с.

20.4.6 Розрахунок шарнірів рівних кутових швидкостей

Розрахунок здвоєних карданних шарнірів з хрестовинами аналогічний розрахунку карданних передач з шарнірами нерівних кутових швидкостей.

У кулачкових шарнірах напруги зминання на контактуючих поверхнях Відносно невеликі внаслідок значної площі останніх. Вилки розраховуються аналогічно як і в шарнірах нерівних кутових швидкостей.

Кульковий шарнір з ділильними канавками (див. рис. 20.4) розраховується виходячи з того, що колова сила P передається двома кульками діаметром d , а допустима напруга визначається за емпіричною формулою:

$$[\sigma] < 5100 \sqrt[3]{\frac{P}{d^2}},$$

де $P = M_{\kappa}/2 [R \cos (p + 0,5/)]$

(тут R - радіус розміщення кульок, $p = \arcsin (l / R)$, а l - віддаль між центром карданного шарніра і центром кола по якому розташовані ділильні канавки).

З метою забезпечення заданого терміну служби рекомендується співвідношення між радіусом розміщення кульок і їх діаметрами визначати за емпіричною формулою

$$R / d = 1,71$$

при цьому допустиме навантаження (в кН) на кульки не повинно перевищувати $46d^2$.

Основні розміри і розрахункові обертові моменти, які передаються для шарнірів рівних кутових швидкостей (кулькових і кулачкових), що застосовуються у повноприводних автомобілях країн СНД, наведені в галузевій нормалі ОН 025315-68 “Шарниры постоянной угловой скорости. Типы и основные размеры”. Розрахункові параметри шарнірів можуть бути зорієнтовані на показники, вказані у цій нормалі.

Вилки кулькових шарнірів рівних кутових швидкостей, як правило, виготовляються із сталі 15НМ, з подальшою цементацією та гартуванням, а кульки із сталі ШХ15.