

ЛЕКЦИЯ № 6

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

Механизмы трансмиссии современного автомобиля крепятся непосредственно к раме или кузову, или подвешиваются к ним на упругих элементах. Для связи между этими механизмами, валы которых могут быть расположены в разных плоскостях и, кроме того, могут менять свое положение при движении автомобиля, необходимо иметь такой механизм, который, не меняя передаточного отношения, допускал бы передачу крутящего момента между валами, расположенными под постоянными или переменными углами. Таким механизмом в трансмиссии автомобиля является карданная передача.

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента валами, оси которых не лежат на одной прямой или меняют свое положение в течении времени.

Карданные передачи используют для:

- связи двигателя с коробкой передач при ее отдельной установке;
- соединения коробки передач с раздаточной коробкой и последней с ведущими мостами;
- привода ведущих колес при их независимой подвеске;
- привода ведущих управляемых колес;
- привода рулевого механизма;
- привода вспомогательного и специального оборудования (лебедки, самосвальных механизмов и т. п.).

Требования:

- обеспечение необходимой равномерности вращения валов двух соединяемых агрегатов во всем диапазоне эксплуатационных режимов;
- отсутствие резонансных явлений в диапазоне эксплуатационных скоростей (собственные частоты крутильных колебаний трансмиссии должны лежать вне эксплуатационных режимов автомобиля);
- минимальные динамические нагрузки, вызванные неравномерностью вращения и несбалансированностью вала;
- минимальный шум;
- обеспечение критической частоты вращения карданной передачи выше максимально возможной (по условиям эксплуатации);
- высокий КПД;
- общие требования (минимальный вес, размеры и стоимость, простота и технологичность изготовления, обслуживания и ремонта, долговечность и надежность конструкции).

Классификация карданных передач

Основными классификационными признаками карданной передачи являются: назначение, тип, наличие или отсутствие промежуточной опоры и компенсирующего устройства.

По назначению:

- основные (привод ведущих колес);
- вспомогательные (привод различного рода вспомогательных механизмов: лебедки, насоса, механизма переключения передач и т. п.).

По типу карданной передачи:

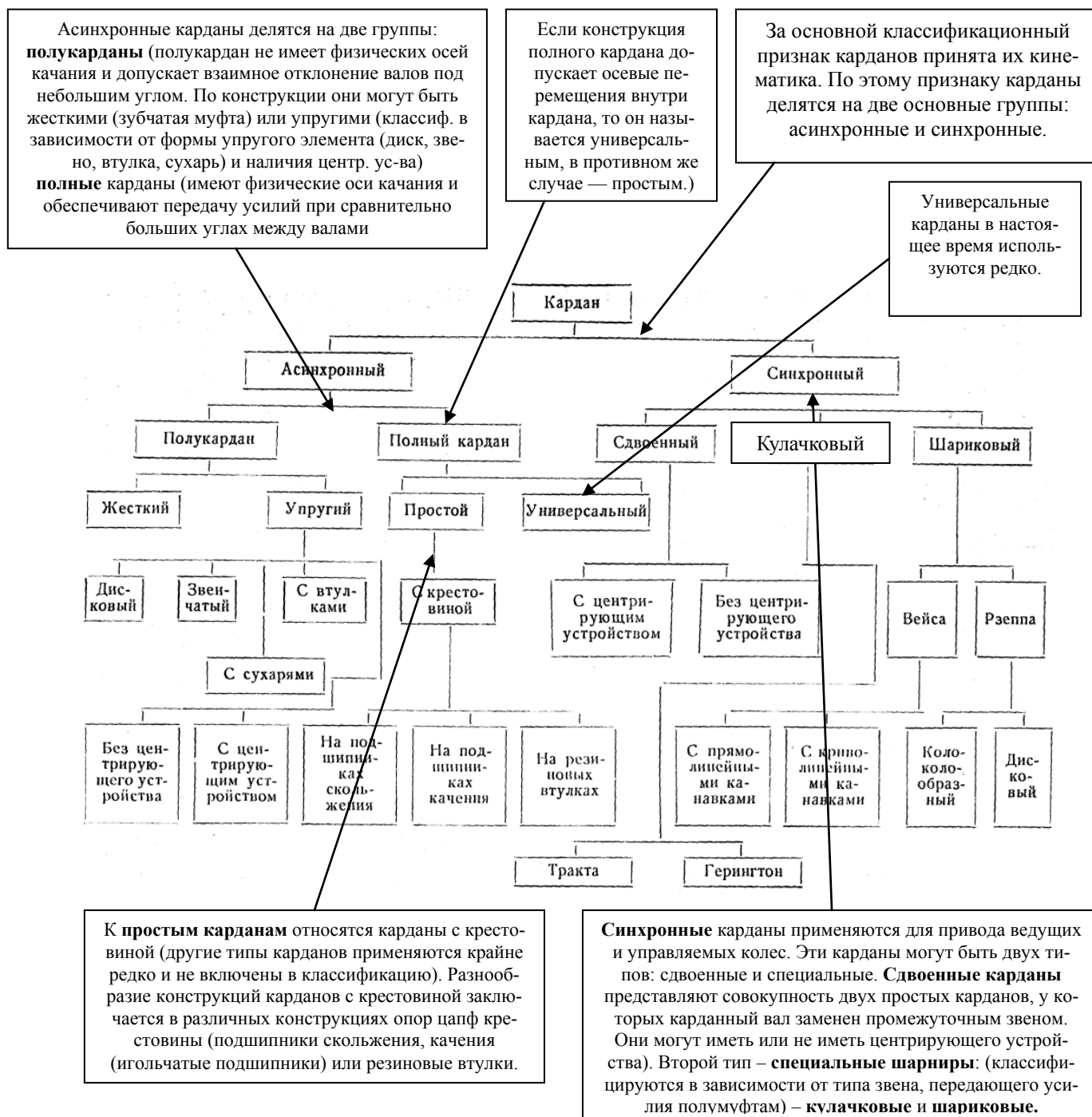
- **закрытая** (карданная передача проходит внутри одного из механизмов автомобиля, например заключена в карданную трубу или в картер ведущей оси) и **открытая**;
- **универсальная** (карданная передача компенсирует осевые перемещения) и **простая** (при отсутствии компенсации и в которых использованы полукарданы с упругим элементом);
- **синхронная** или **асинхронная** (синхронность обеспечивается или соответствующей установкой двух асинхронных карданных шарниров или применением так называемых синхронных шарниров – шарниров равных угловых скоростей);
- с **дополнительной опорой** и **без опоры** (случае установки промежуточной опоры необходимо

применять передачу с двумя валами и несколькими карданами (тремя или четырьмя)).

Основные параметры карданной передачи: кинематику, максимально допустимые углы наклона валов, частота крутильных колебаний и компенсация осевых перемещений определяются типом карданных шарниров, которые имеют следующую классификацию:

КЛАССИФИКАЦИЯ КАРДАНЫХ ШАРНИРОВ

(при начертании схемы дать пояснения)



Классификационные признаки промежуточной опоры определяются числом подшипников (один или два) и характером установки этих подшипников (жестким или упругим подвесом).

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ КАРДАННЫХ ШАРНИРОВ

АСИНХРОННЫЕ КАРДАНЫ	Полукарданы	Жесткие полукарданы	<p>Характеристика: допускает незначительное угловое отклонение осей валов (до 2°) и некоторое их продольное перемещение.</p> <p>+ нет</p> <p>– высокие удельные давления, трудоемкость изготовления, быстрый износ соединения (все эти недостатки привели к вытеснению жестких полукарданов другими конструкциями муфт и в настоящее время жесткие полукарданы в автостроении не применяются).</p>
		Упругие полукарданы	<p>Характеристика: передача момента осуществляется упругим элементом или звеном. Обеспечивают: угловое смещение полумуфт в плоскости действия крутящего момента (рис. а), осевое и радиальное смещение полумуфт (рис. б и г), отклонение валов на угол до 2° (рис. в).</p> <div style="text-align: center;"> </div> <p>+ надежность конструкции, отсутствие необходимости в уходе при эксплуатации, хорошие динамические характеристики;</p> <p>–</p> <p>В настоящее время наибольшее распространение получили полукарданы с шестиугольными резиновыми элементами (ВАЗ 2101-2107). Упругий элемент монтируют на фланцы с предварительным сжатием; элемент работает на растяжение и сжатие.</p> <p>Наличие предварительного сжатия приводит к тому, что до определенной величины крутящего момента стороны упругого элемента, работающие на растяжение, разгружаются от усилий, возникающих вследствие предварительного сжатия.</p> <div style="text-align: center;"> </div>

КАРДАНЫ С КРЕСТОВИНОЙ НА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВТУЛКАХ

Применяется довольно редко, в основном в неответственных узлах. Причина – низкая долговечность, необходимость частой смазки, нагрев (сопровождается потерей смазки)

КАРДАНЫ С КРЕСТОВИНОЙ НА ИГОЛЬЧАТЫХ ПОДШИПНИКАХ

В настоящее время наиболее широко применяются карданы с установкой цапф крестовины на игольчатых подшипниках.

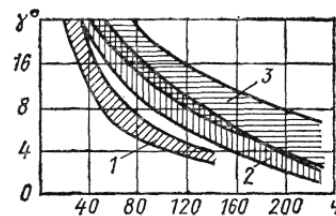
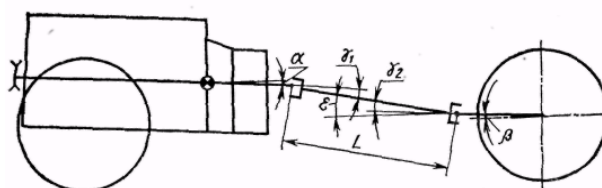
+ простота конструкции, долговечность, высокий КПД (98...99%);

— узкий диапазон оптимальных углов ($1...4^\circ$, при увеличении угла до 16° долговечность снижается в 4 раза.)

Высокая долговечность и КПД обеспечиваются при условии:

- хорошей смазки (*кратко пояснить существующие способы смазки*)
- оптимальных углов наклона валов.

Для уменьшения углов двигателя и ведущий вал главной передачи располагают с наклоном $\alpha = 2...5^\circ$. см. рис.).



Влияние угла наклона карданных валов на долговечность:

1 — скользящей вилки; 2 — приварной вилки; 3 — фланец—вилки

Например, при изменении угла

установки карданного вала на автомобилях МАЗ-503Б с $10...12^\circ$ до $5...6^\circ$ (за счет увеличения наклона силового агрегата и заднего моста) пробег до первого отказа увеличился почти в 2 раза.

Однако уменьшать угол между валами до нуля недопустимо, так как это может привести к быстрому выходу шарнира из строя вследствие бринеллирования (*пояснить*).

Бринеллирование шипов крестовин также является результатом неравномерного распределения нагрузки по длине игл при их перекосе относительно оси рабочих поверхностей шипов крестовин и стаканов подшипников (*нарисовать и пояснить*). Причины перекосов: низкая жесткость вилок или недостаточная твердость рабочих поверхностей шипов (*нарисовать и пояснить*), износа рабочих поверхностей при попадании грязи и утечки смазки.

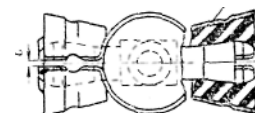
Пути совершенствования:

- увеличение рабочей длины иглы (применение игл со сферическими или плоскими торцами), что увеличит нагрузочную способность подшипника и уменьшит силы трения на торцах игл и, следовательно, возможность их перекоса;
- увеличение числа игл (увеличение диаметра шипов) *привести пример исследований НАМИ*;
- увеличения расстояния (диаметрального) между подшипниками (снижает усилия действующие на иглы);
- повышение точности изготовления (разноразмерностью игл в одном подшипнике не более 3 мкм, а суммарный межигольный зазор 0,08...0,3 мм);
- повышение жесткости карданных вилок (путем допустимого смещения оси подшипника в сторону фланца) и выбор марки стали крестовины;
- применение одноразовой смазки (вместо трансмиссионного масла применяют специальную консистентную смазку).

КАРДАНЫ С КРЕСТОВИНОЙ НА РЕЗИНОВЫХ ВТУЛКАХ

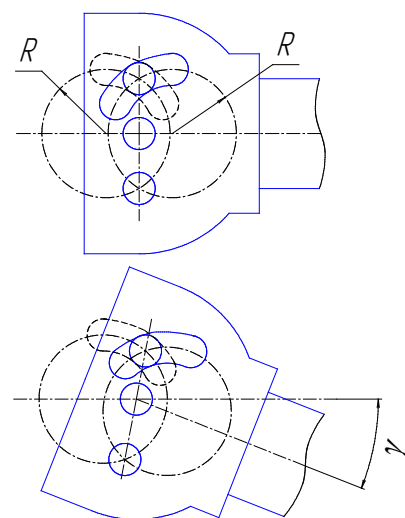
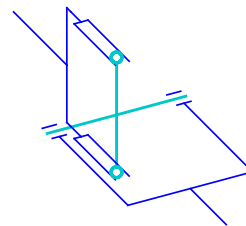
В последнее время появились карданы с крестовиной на резиновых втулках, которые дают возможность существенно снизить вероятность резонансных явлений в рабочей области.

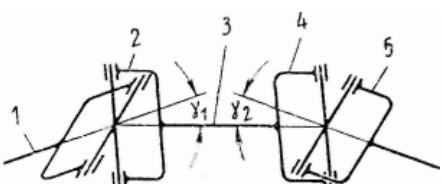
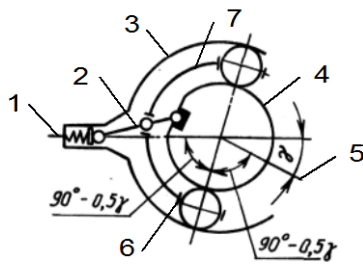
Кардан допускает максимальный угол наклона валов за счет упругих свойств резины до 15° . Осевая компенсация в карданных передачах с такими карданами обеспечивается шлицевым соединением.

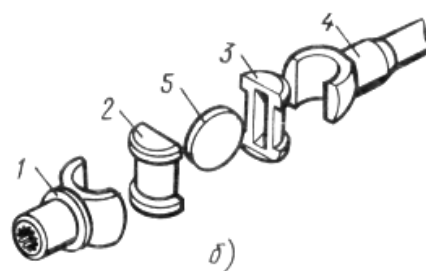
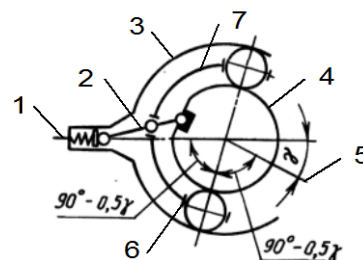
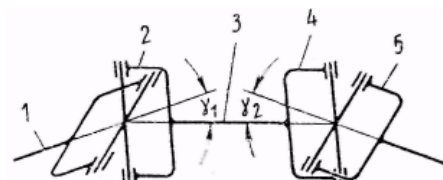


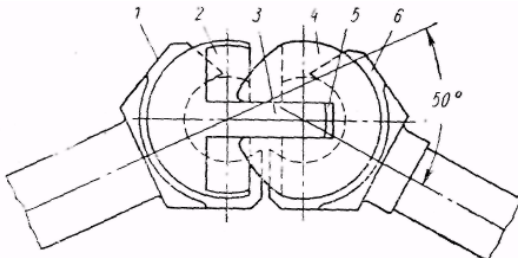
Универсальные карданы

К универсальным карданам относятся карданы, конструкция которых допускает относительное осевое перемещение карданного вала. Применялись в более ранних конструкциях автомобильных трансмиссий и в некоторых случаях сохранились еще в приводе полуосей при независимой подвеске колес (ЗАЗ 968).



СИНХРОННЫЕ КАРДАНЫ	Сдвоенные карданы		<p>Условия обеспечения синхронности:</p> <ul style="list-style-type: none">– вилки 2 и 4 должны лежать в одной плоскости (<i>показать рисунок</i>);– углы $\gamma_1 = \gamma_2$. <p>Длина вала 3 в сдвоенном кардане делается минимальной или вал заменяется промежуточным звеном.</p> <p>Сдвоенные карданы различаются между собой конструктивным выполнением отдельных деталей, характерным для одинарных карданов, и наличием или отсутствием центрирующего устройства.</p> <ul style="list-style-type: none">+ см. простой карданный шарнир;– большие габариты и масса, недолговечность центрирующего узла, значительный износ (благодаря преимущественно прямолинейному движению автомобиля иглы подшипников не перекатываются, вследствие чего поверхности деталей, с которыми они соприкасаются, подвержены бринеллированию, а сами иглы иногда сплющиваются)	
	Шариковые карданные шарниры	Шариковый шарнир с делительными канавками (типа «Рцепш»)	<p>Карданные шарниры этого типа обеспечивают угол между валами $\gamma = 30...32^\circ$.</p> <ul style="list-style-type: none">+ малая трудоемкость изготовления, простота конструкции, низкая стоимость, высокий КПД (преобладает трение качения);— низкая долговечность – 25...30 тыс. км, (передача усилия только двумя шариками при теоретически точечном контакте приводит к возникновению больших контактных напряжений). Наибольшему износу подвержены средние части канавок, что соответствует прямолинейному движению, причем ненагруженные канавки изнашиваются больше, чем нагруженные (большая часть пробега автомобиля совершается с выключенным передним мостом, когда шарнир нагружается в обратном направлении небольшим, но длительно действующим моментом сопротивления вращению части трансмиссии).	
		Карданный шарнир с делительным рычажком (типа «Рцепш»)	<p>Карданные шарниры этого типа обеспечивают угол между валами $\gamma = 37^\circ$.</p> <ul style="list-style-type: none">+ большая надежность, нагрузочная способность (усилие передается шестью шариками), высокий КПД;— технологически сложен (все детали его подвергаются токарной и фрезерной обработке с соблюдением строгих допусков, обеспечивающих передачу усилий всеми шариками), высокая стоимость.	
СИНХРОННЫЕ КАРДАНЫ	Кулачковые (сухарные) карданные шарниры	<p>Максимальное значение угла между валами, обеспечиваемое этим шарниром $\gamma = 45^\circ$.</p> <ul style="list-style-type: none">+ способен передавать значительный крутящий момент, для производства не требуется спецоборудования;— низкий КПД (трение скольжения), плохие условия смазки, низкий ресурс, отдельные детали карданов невзаимозаменяемые, потому карданы поставляют только в сборе.		



		Кулачковый кардан Тракта	<p>Этот кардан допускает угол γ между валами до $\gamma = 50^\circ$.</p> <p>+ способен передавать значительный крутящий момент, для производства не требуется спецоборудования;</p> <p>— низкий КПД (трение скольжения), плохие условия смазки, низкий ресурс, отдельные детали карданов не взаимозаменяемые, потому карданы поставляют только в сборе.</p>	
--	--	--------------------------	--	--

КИНЕМАТИКА ШАРНИРОВ

Кинематика асинхронных шарниров

Асинхронный карданный шарнир состоит из ведущей и ведомой вилок и крестовины. Концы вилок соединены с крестовиной шарнирно. Оси вращения валов расположены под углом α . *нарисовать схему*

Точка P , лежащая на вертикально расположенном шипе, при вращении вала 1 опишет окружность радиусом r в вертикальной плоскости. Соответствующая точка на горизонтальном шипе, связанном с вилкой вала 2, при этом опишет такую же окружность, расположенную в плоскости, наклоненной под углом α к вертикальной плоскости. Ось, проведенная через центр крестовины перпендикулярно плоскости валов, является линией пересечения плоскостей перемещения шипов. Таким образом, при вращении валов крестовина качается на шипах в пределах угла α , что и вызывает неравномерность вращения ведомого вала.

Из теории машин и механизмов известно, что соотношение углов поворота ведущего и ведомого валов выражается уравнением

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \alpha \quad (1),$$

где φ_1 и φ_2 — углы поворота соответственно ведущей и ведомой вилок кардана.

Дифференцируя приведенное выражение получим

$$\frac{1}{\cos^2 \varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \varphi_2} \frac{d\varphi_2}{dt} \cos \alpha,$$

с учетом того, что $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ и $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$ получим

$$\frac{1}{\cos^2 \varphi_1} \omega_1 = \frac{1}{\cos^2 \varphi_2} \omega_2 \cos \alpha \quad \text{или} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos^2 \varphi_1} \cos \alpha.$$

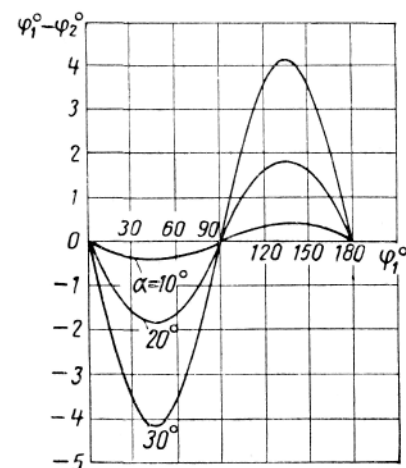
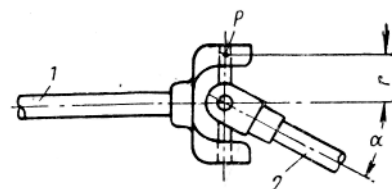
Представив угол φ_2 в функции угла φ_1 и α , получим

$$\cos^2 \varphi_2 = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_2} = \frac{\cos^2 \alpha}{\operatorname{tg}^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha}.$$

Подставив это выражение в предыдущее получим

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \alpha}.$$

Наибольшее значение отношения $\frac{\omega_2}{\omega_1}$, характеризующее неравномерность вращения, соответствует



Изменение разности между углами φ_1 и φ_2 в зависимости от угла φ_1 поворота ведущего вала для различных углов α

наименьшему значению знаменателя, получающемуся при $\varphi_1 = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$ и т. д., при этом

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos \varphi_1}. \text{ Аналогично } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \varphi_1 \text{ (при } \varphi_1 = 90^\circ, 270^\circ, 540^\circ \text{)}.$$

Неравномерность вращения ведомого вала характеризуется коэффициентом неравномерности

$$K = \frac{(\omega_{2\max} - \omega_{1\max})}{\omega_1} = \frac{(1 - \cos^2 \alpha)}{\cos \alpha}.$$

Неравномерность вращения выходного вала можно устранить, применив в передаче два карданных шарнира.

- для первого шарнира $\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma_1$;

- для второго шарнира $\operatorname{tg} \varphi_3 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma_2$;

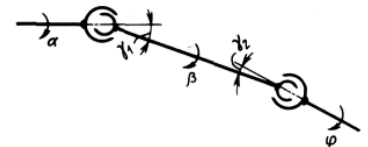
тогда условие равномерного вращения:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma_2$$

$$\cos \gamma_1 = \cos \gamma_2$$

Таким образом условия равномерное вращение валов:

- равенство углов между валами $\gamma_1 = \gamma_2$ (оси валов могут быть не параллельны *пояснить*);
- вилки шарниров должны лежать в одной плоскости.



нарисовать с учетом изменения обозначений углов!!!

Расчет асинхронных карданных шарниров

1. Силы действующие в шарнире

Как было сказано ранее карданные шарниры с крестовиной не обеспечивают постоянство момента на ведомом валу M_2 по углу поворота при неизменном значении ведущего момента M_1 . Тогда

$$M_2 = M_1 \frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \alpha}{\cos \alpha}.$$

Действия крутящих моментов создают соответственно окружные (тангенциальные) и осевые силы на вилках карданного шарнира *нарисовать и пояснить построение схемы*.

Силы действующие на вилку кардана:

- окружные

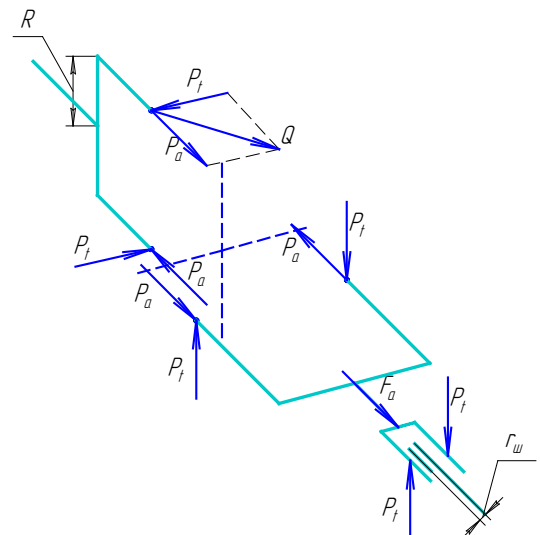
$$P_t = \frac{M_1}{2R},$$

где R – радиус приложения усилий;

- осевые

$$P_a = P_t \operatorname{tg} \alpha;$$

- результирующая сила (действующая в плоскости крестовины) $Q = \frac{M_1}{2R \cos \alpha}.$



Осевая сила действующая в шлицевом соединении

$$Q_{ш} = \frac{M_1 \mu}{2r_{ш}},$$

где μ – коэффициент трения в шлицевом соединении;
 $r_{ш}$ – средний радиус шлицев (*пояснить*).

2. Расчет на прочность

В карданных шарнирах с крестовиной рассчитывают:

- крестовины;
- вилки;
- фланцы;
- подшипники цапф крестовины;
- крепежные детали.

Размеры карданного шарнира неравных угловых скоростей определяются размерами крестовины. Размеры крестовины находятся из условий, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием меньшей из величин: максимального крутящего момента двигателя при включенной первой передаче в коробке передач или крутящего момента, определенного по силе сцепления шин с дорогой. Другими словами:

Силы действующие в шарнире рассчитываются в соответствии с принятым расчетным режимом:

- для первого режима (расчет по максимальному моменту двигателя)

$$M_1 = M_{e\max} U_{КПП_1} \eta_{КПП} n,$$

где n – коэффициент запаса (в расчетах принимается $n = 2,0$);

- для второго режима (расчет по максимальной силе сцепления)

$$M_1 = \frac{G_a g \varphi_{\max} r_{\kappa}}{U_{ГП(тр)}},$$

где G_a – полная масса автомобиля;

φ_{\max} – коэффициент сцепления (в расчетах принимается $\varphi_{\max} = 0,8$).

2.1 Расчет шипа крестовины

Шипы крестовины рассчитывают на изгиб и срез.

Нарисовать расчетную схему и выбрать опасное сечение

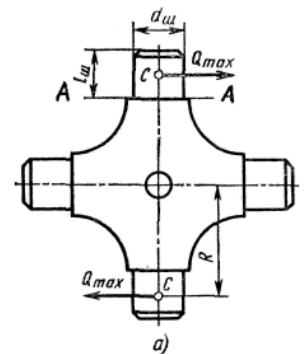
Напряжение изгиба в сечении А–А (*напомнить о необходимости соблюдения размерностей в системе СИ*)

$$\sigma_{из} = \frac{Q l_{ш}}{W_{из}} = \frac{Q l_{ш}}{2W_{из}} \leq [\sigma_{из}] = 250...300 \text{ МПа},$$

где $l_{ш}$ – длина шипа;

$W_{из} = \frac{\pi d_{ш}^3}{32}$ – момент сопротивления изгибу (для круглого сечения).

Напряжение среза в сечении А–А



$$\tau_{из} = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4Q}{\pi d^2} \leq [\tau_{из}] = 75...90 \text{ МПа}.$$

2.2 Расчет вилки крестовины

Вилка под действием силы Q испытывает изгиб и кручение.

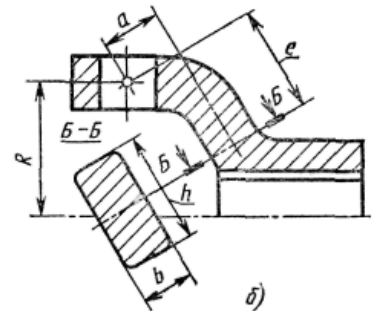
Напряжение изгиба в сечении Б–Б (нарисовать расчетную схему и выбрать опасное сечение)

$$\sigma_{из} = \frac{Ql}{W_{из}} \leq [\sigma_{из}] = 50...80 \text{ МПа},$$

где l – плечо;

$W_{из} = \frac{bh^2}{6}$ – момент сопротивления изгибу (для прямо-

угольного сечения), где b и h длина сторон опасного сечения вилки.



Напряжение кручения в сечении Б–Б

$$\tau_{кр} = \frac{Qa}{W_{кр}} \leq [\tau_{кр}] = 80...160 \text{ МПа}.$$

где $W_{из} = khb^2$ момент сопротивления кручению, k – коэффициент, зависящий от отношения h/b .

h/b	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
k	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267

Вилки карданного шарнира изготавливают из среднеуглеродистых сталей 35, 40, 45 или легированной 40ХНМА, а крестовину — из сталей типа 12ХН3А, 18ХГТ, 20Х с последующей цементацией (HRC 58—65).

2.3 Расчет подшипника

Расчет подшипника сводится к проверке по величине допустимой нагрузки

$$Q \leq [Q] = 7900 \frac{z_u d_u l_u}{\sqrt{\frac{n_M}{U_{КП1}} \operatorname{tg} \alpha}},$$

где z_u – число игловок в подшипнике;

d_u – диаметр игловки;

l_u – длина игловки;

n_M – частота вращения коленвала ДВС при $M_{\text{е max}}$.

2.4 Расчет вала

Карданный вал работает (нарисовать схему и пояснить) на кручение, растяжение, сжатие и изгиб (при поперечных колебаниях вала).

Напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_1}{W_{кр}} \leq [\tau_{кр}] = 100...300 \text{ МПа} ,$$

где $W_{кр}$ – момент сопротивления кручению опасного сечения. Опасным сечением карданного вала является его шлицевая часть, для которой – $W_{кр} = \frac{\pi d_{шл}^3}{16}$.

Угол закручивания

$$\theta = \frac{M_1 l_v}{J_{кр} G} \frac{180^\circ}{\pi} ,$$

где G - модуль упругости при кручении ($G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$);

l_v - длина вала;

$J_{кр}$ - момент инерции сечения вала при кручении $J_{кр} = \frac{\pi(D_v^4 - d_v^4)}{64}$.

Критическая частота вращения

При некоторой скорости вращения вала могут возникнуть поперечные колебания, которые при приближении к критической приводит к возрастанию амплитуды, в результате чего возможна его поломка.

Поперечный изгиб вала происходит за счет центробежных сил, возникающих вследствие даже незначительного несовпадения оси вращения вала с его центром тяжести. Это несовпадение имеет место за счет неизбежных неточностей изготовления, прогиба вала под действием собственного веса и других причин.

На величину критической угловой скорости влияют также характер заземления вала в опорах, величины зазоров в соединениях и подшипниках, несоосность деталей, некруглость и разностенность трубы и ряд других факторов.

– для сплошного вала без промежуточной опоры

$$n_{кр} = \frac{12 \cdot 10^4 D_v}{l^2} ;$$

– для сплошного вала с промежуточной опорой

$$n_{кр} = \frac{27,5 \cdot 10^4 D_v}{l^2} ;$$

– для полого вала без промежуточной опоры

$$n_{кр} = \frac{12 \cdot 10^4 \sqrt{D_v^2 + d_v^2}}{l^2} ;$$

– для полого вала с промежуточной опорой

$$n_{кр} = \frac{27,5 \cdot 10^4 \sqrt{D_v^2 + d_v^2}}{l^2} .$$

После нахождения критической частоты вращения необходимо проверить условие

$$\frac{n_{кр}}{n_{max}} = 1,2...2,0$$

Добавить расчет шлицов и резьбовых соединений!!!

При расчете шариковых карданных шарниров с делительным механизмом число шариков должно быть четным. Для обеспечения необходимой плавности работы и равномерного распределения нагрузок устанавливают шесть шариков, равномерно расположенных по окружности (рис. 99).

При вращении в направлении стрелки А окружное усилие Р, приложенное к шарикам на радиусе /?,

$$P = T_{\varphi}/(nR),$$

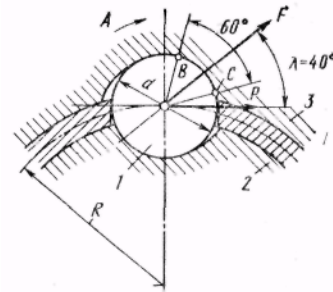
где п — число шариков.

Рис. 89. Расчетная схема карданного шарнира с делительным рычажком

Нормальное усилие /V между контактными поверхностями шарика и канавками обеих обойм

$$N = P/\cos \lambda = T_{\varphi}/(nR\cos\lambda). \quad (96)$$

Размеры внутренней обоймы должны обеспечить надежную связь с ведущим валом, и



это предопределяет радиус расположения шариков.

Соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметрами для обеспечения заданного срока службы рекомендуется определять по эмпирической $R/d = 1,71$. зависимости

Во избежание преждевременного износа шариков и канавок рекомендуется следующая зависимость между нормальной силой и диаметром шарика: $N = 2660d^2$. Подставив эти значения в уравне-

ние (96) и учитывая, что угол $\lambda = 40^\circ$, получим

$$d = \sqrt[3]{T_{\varphi}/21000}, \quad (97)$$

где d — диаметр; T_{φ} — расчетный момент.

Диаметр шарика позволяет определить все остальные размеры карданного шарнира.

При передаче момента в обоймах и шариках шарнира возникают значительные контактные напряжения. Поэтому к качеству материала предъявляются повышенные требования. Обоймы изготавливают из стали 15НМ с последующей цементацией, а шарики — из стали ШХ15. В упругих соединительных муфтах (см. рис. 85) применяют морозостойкие и масло-стойкие резиновые смеси с пределом прочности на разрыв не менее 15 МПа и относительным удлинением не менее 35 %.

Упругий элемент рассчитывают $\sigma_p = T_{\max}/(iRF)$, на разрыв. Тогда

где T_{\max} — момент для расчета на статическую прочность; i — число болтов одной вилки; R — средний радиус диска; F — площадь разрыва в сечении по отверстию;

здесь R_n и R_v — наружный и внутренний радиусы диска; d_0 — диаметр отверстия под болт; b — толщина диска.

Напряжение на разрыв составляет 12—15 МПа. q Напряжение на смятие

$$\sigma_{cm} = T_{\max}/(iRbd_0).$$

Для существующих муфт $[\sigma_{оч}] = 8$ МПа. Наибольшая окружная скорость для дисковых

муфт, выполненных из прорезиненной ткани, не должна превышать 15 м/с.

ведомого вала На фиг. 195 показана схема двух валов 1 и 2, связанных карданом неравной угловой скорости. J_1 и J_2 — моменты инерции вращающихся частей, приведенные соответственно к валам 1 и 2. Можно принять, что J_1 равен моменту инерции J_m вращающихся частей двигателя, а J_2 — условному моменту инерции J_a , эквивалентному кинетической энергии поступательно движущегося автомобиля (см. гл. IX). Ввиду неравномерности вращения вала 2 карданный механизм

и валы нагружаются значительным инерционным моментом M_j , тем большим, чем больше моменты инерции J_1 и J_2 :

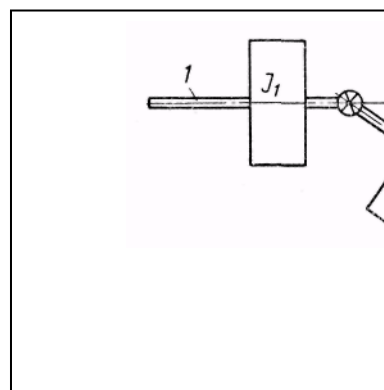
$$M_j = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}.$$

На основании равенства инерционных моментов, возникающих на валах 1 и 2:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}.$$

Дифференцируя по времени выражение принимая угловую скорость вращения вала 1 постоянной ω_1 , получим окончатель-

но — ОУ
чательно 1



ментов,

(288) и
янной и

$$M_j = J_2 \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 \cos \alpha \sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 + \sin^2 \varphi_1} \cdot \frac{1}{\frac{J_2}{J_1} \cos \alpha - \cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1}. \quad (289)$$

Эта функция имеет максимум при $\alpha = 45^\circ, 135^\circ$ и т. д. и обращается в нуль при $\varphi_1 = 0^\circ, 90^\circ$ и т. д.

Так, например, для автомобиля УралЗИС-355 ($J_m = 15 \text{ кгмсек}^2, J_a = 102 \text{ кгмсек}^2$) при угле между валами $\alpha = 10^\circ$ и полагая $\varphi_1 = 45^\circ$ и $n = 2000$ об/мин, M_j шах достигает 250 кгм, что значительно превышает максимальный момент двигателя этого автомобиля (30 кгм).

В действительности валы, соединяющие массу автомобиля с вращающейся массой двигателя, не являются абсолютно жесткими и поглощают ту неравномерность, которая создается карданным механизмом, тем в большей степени, чем меньше их диаметр и чем они длиннее.

Снижение динамической нагрузки инерционным люфтом до ничтожной величины в открытых карданных передачах обеспечивается применением двух карданов при расположении вилок 2 и 3 (фиг. 196) в одной плоскости и при соблюдении равенства углов

Действительно, α_1 и α_2 .

$$\tan \varphi_1 = \tan \varphi_2 \cos \alpha_1; \quad \tan \varphi_3 = \tan \varphi_2 \cos \alpha_2;$$

$$\frac{\tan \varphi_3}{\tan \varphi_1} = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}, \quad (290)$$

Если всегда $\varphi_1 = \varphi_3$, и ведомый и ведущий валы

вращаются $\alpha_1 = \alpha_2$, с одинаковой угловой скоростью. В этом случае, ввиду малого момента инерции карданного вала 1, динамическая нагрузка инерционным моментом, вызванная неравномерным вращением этого вала, получается небольшой.