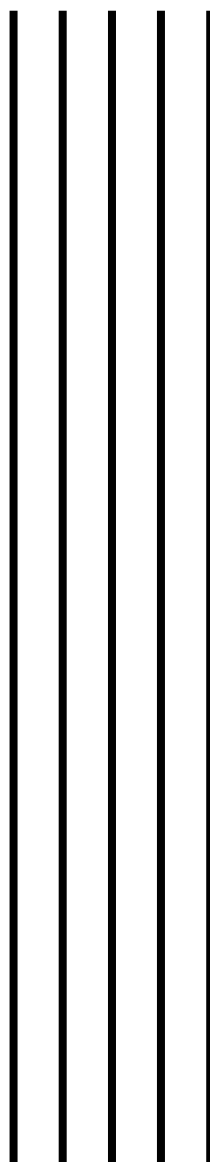


Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический
университет

Расчет карданной передачи автомобиля

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовому проекту по дисциплине
«Автомобили»
для студентов специальности 6.070106 –
«Автомобили и автомобильное хозяйство»
всех форм обучения



Севастополь
2007

УДК 629.113

Расчет карданной передачи автомобиля. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили»/ Сост. В.Н. Торлин, Т.А. Рогозина, А. Г. Остренко, А.А. Ветрогон. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2007. – 52 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении курсового проекта по дисциплине «Автомобили». Излагаются основные теоретические сведения, порядок расчёта карданной передачи автомобилей.

Методические указания предназначены для студентов специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» всех форм обучения.

Методические рекомендации рассмотрены и утверждены на заседании кафедры Автомобильного транспорта.
(протокол № 3 от 13.11. 2007 г.)

Допущено учебно–методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

Рецензент: Новосёлов Ю.К. доктор техн. наук, проф. кафедры Технология машиностроения

СОДЕРЖАНИЕ

1.	Цель курсового проекта.....	4
2.	Теоретический раздел.....	5
3.	Расчет карданной передачи.....	11
3.1.	Определение основных параметров карданной передачи	11
3.2.	Расчет карданного вала.....	14
3.3.	Расчет крестовины карданного шарнира	19
3.4.	Расчет вилки карданного шарнира	22
3.5.	Расчет подшипника крестовины.....	23
3.6.	Расчет шлицевого соединения	27
3.7.	Расчет болтов крепления карданного вала.....	30
3.8.	Расчет карданных шарниров равных угловых скоростей.....	32
3.9.	Расчет упругих карданных шарниров	34
4.	Материалы карданных передач	36
4.1.	Материалы деталей карданных передач	36
4.2.	Смазочные материалы	36
5.	Технические требования к сборочным единицам	37
6.	Технические требования к крестовинам и вилкам карданных шарниров	38
	Библиографический список	40
	Приложение А	41
	Приложение Б	47

1. ЦЕЛЬ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Целью данного курсового проекта является закрепление теоретических знаний по проектированию карданных передач автомобиля, получение практических навыков в выполнении расчета, определении размеров элементов, оценки качества конструкции.

Исходными данными для расчета являются конструкция карданной передачи, передаваемый крутящий момент, передаточные числа трансмиссии, компоновка автомобиля.

Расчет карданной передачи осуществляется в следующем порядке:

- по компоновочной схеме определяют длины карданных валов, углы установки и наносят их на кинематическую схему карданной передачи;
- рассчитывают максимальный крутящий момент, передаваемый карданной передачей;
- определяют величину H , определяющую размер крестовины карданного шарнира.
- рассчитывают максимальную частоту вращения карданных валов;
- подбирают размеры трубы карданного вала;
- определяют допустимую длину карданного вала и сравнивают ее с длиной вала на компоновке автомобиля;
- выбирают типоразмер карданного шарнира
- производят проверочный расчет крестовины, подшипников, шлицевого и болтового соединений.

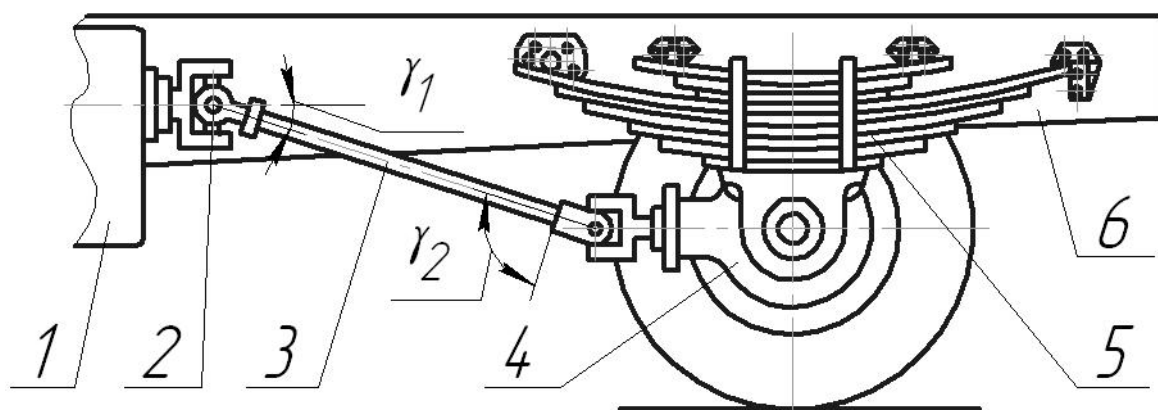
После расчета производится сравнительный анализ размеров основных элементов с прототипом, а также выбор материала для основных деталей.

Графическая часть должна содержать:

- 1) сборочный чертеж карданной передачи (формат A1);
- 2) схемы к расчету карданной передачи и ее элементов (формат A.3);
- 3) рабочий чертеж детали карданной передачи (формат A2).

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

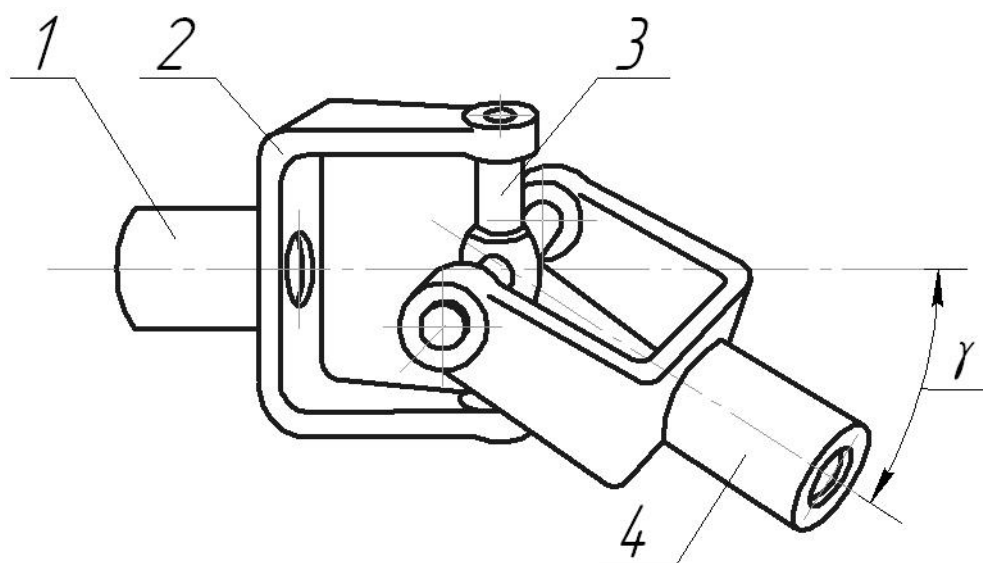
Карданная передача служит для передачи крутящего момента к агрегатам трансмиссии, валы которых при движении автомобиля расположены несоосно. Карданная передача (рисунок 2.1) состоит из карданных шарниров, валов и промежуточных опор.



1 – коробка передач; 2 – карданный шарнир; 3 – карданный вал; 4 – главная передача; 5 – рессора; 6 – рама автомобиля.

Рисунок 2.1 – Схема карданной передачи автомобиля

Основным элементом карданной передачи, обеспечивающим возможность передачи крутящего момента между несоосными валами, являются карданные шарниры 2. Самым распространенным является шарнир с крестовиной.



1 – ведущий вал; 2 – вилка; 3 – крестовина; 4 – карданный вал

Рисунок 2.2 – Основные детали карданного шарнира с крестовиной

В простейшем случае он состоит (рисунок 2.2) из двух одинаковых вилок 2, насаженных на концы соединяемых валов 1 и 4, и жесткой крестовины 3, представляющей собой два стержня, пересекающиеся под прямым углом. Цилиндрические концы-шпы крестовины входят в отверстия вилок, соединяя их между собой шарнирно так, что оси валов и шпы пересекаются в одной точке О.

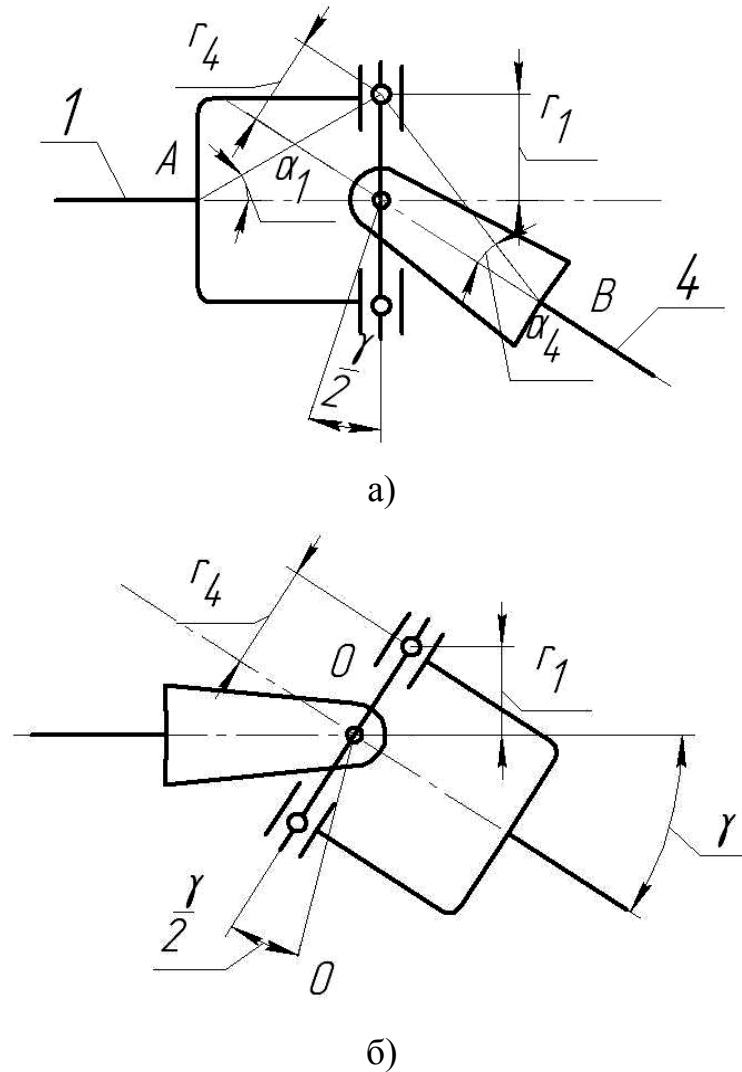


Рисунок 2.3 – Схема положения вилок и крестовины при повороте ведущего вала на пол-оборота

Согласно схеме (рисунок 2.3 а) окружная скорость общей точки С валов 1 и 4, v_C , м/с

$$v_C = \omega_1 r_1 = \omega_4 r_4, \quad (2.1)$$

где r_1 и r_4 — расстояния от точки С до осей валов; ω_1 и ω_4 — угловые скорости этих валов, которые, как следует из уравнения (2.1), будут равны между собой только при условии $r_1 = r_4$, т. е. если

$$AC \sin \alpha_1 = BC \sin \alpha_4$$

Так как конструктивно $AO = BO$, то для выполнения данного условия необходимо, чтобы точка C всегда лежала в биссекторной плоскости OO угла AOB между валами (рисунка 2.3 а). Если это неперменное условие равенства угловых скоростей выполняется, карданный шарнир называется синхронным (шарниром равных угловых скоростей). В случае невыполнения указанного условия шарнир называется несинхронным (шарниром неравных угловых скоростей).

Карданный шарнир с крестовиной является несинхронным. Действительно, из рисунка 2.3 видно, что при каждом повороте вала 1 на 90° плоскость крестовины отклоняется от биссекторной плоскости то в одну, то в другую сторону на угол $\gamma/2$, точка C в биссекторной плоскости не лежит, вследствие чего при равномерном вращении вала 1 вал 4 вращается неравномерно (в пределах одного оборота). Разница между угловыми скоростями валов тем больше, чем больше угол γ , и является периодической функцией угла поворота вала 1.

Для равенства угловых скоростей соединяемых валов в карданной передаче устанавливают два одинаковых шарнира, обеспечивают равенство углов γ_1 и γ_2 и расположение вилок на карданном валу в одной плоскости (рисунок 2.1).

Условия работы карданных передач определяются в первую очередь углами наклона их валов; чем больше углы, тем условия эксплуатации карданной передачи тяжелее.

Угол между валами зависит в основном от того, каким механизмам передает крутящий момент карданная передача. Например, для коробки передач и раздаточной коробки или промежуточной опоры необходимо, чтобы угол наклона карданного вала не превышал $3-5^\circ$. Указанные углы вызваны неточностями при монтаже агрегата и деформациями рамы во время движения автомобиля. В особо тяжелых условиях работает карданная передача ведущих управляемых колес, в которой угол может быть до 40° , изменяясь по величине и направлению.

Работа карданной передачи сопровождается изменением расстояния между агрегатами. Это необходимо учитывать при конструировании передачи и применять подвижные шлицевые соединения.

Требования к карданным передачам зависят от их назначения. Общими требованиями для всех передач являются следующие:

- осуществление надежной передачи крутящего момента и создание условий для равномерного вращения вала механизма, приводимую в движение карданной передачей;
- обеспечение отсутствия резонансных явлений в зоне эксплуатационных скоростей; вибрационные нагрузки и уровень шума при работе карданной передачи должны быть минимальными;
- обеспечение высокого КПД малым трением во всех соединениях (в том числе и шлицевых);
- создание условий для надежной работы передачи с большим периодом технического обслуживания.

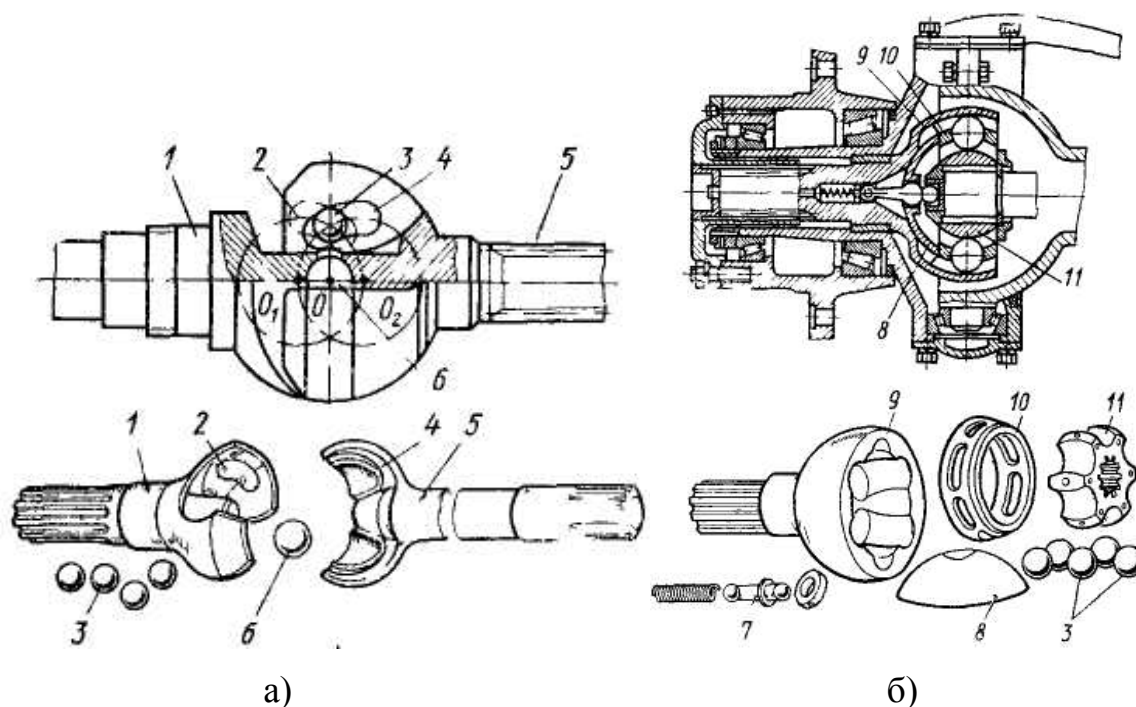
Основным элементом карданной передачи является карданный шарнир. Тип шарнира определяет кинематическую схему карданной передачи и максимально допустимые углы наклона валов.

Карданные шарниры подразделяются на шарниры неравных и равных угловых скоростей. Шарниры неравных угловых скоростей (асинхронные) при наличии угла между валами характеризуются периодическим неравенством угловых скоростей ведущего и ведомого валов. При установке шарниров равных угловых скоростей (синхронных) угловые скорости соединяемых ими валов равны при любом их угловом перемещении. Они применяются главным образом в приводах ведущих управляемых колес.

По конструктивным признакам шарниры делятся на жесткие и мягкие (упругие). В жестких шарнирах передача крутящего момента обеспечивается шарнирным соединением деталей, а в мягких — деталями с большой податливостью.

Конструкция карданного шарнира должна свести к минимуму появление меняющегося дисбаланса карданной передачи вследствие самопроизвольного устранения осевых зазоров в карданных шарнирах под действием центробежных сил. Поэтому к осевым зазорам в шарнирах и к точности фиксации центра крестовины относительно продольной оси карданного вала предъявляются особые требования.

Карданные шарниры равных угловых скоростей (рисунок 2.4) используют преимущественно при передаче момента на ведущие и управляемые колеса. В этих случаях обеспечивается равномерное вращение колес при больших меняющихся углах между валами. Наибольшее распространение на автомобилях высокой проходимости получили карданные шарниры равных угловых скоростей с делительными канавками (рисунок 2.4, а) и с делительным рычажком (рисунок 2.4, б). В таких шарнирах центры их рабочих шариков всегда расположены в биссекторной плоскости шарнира. Таким образом обеспечивается равенство угловых скоростей входного и выходного валов.



1, 5 – вилки; 2, 4 – канавки вилок; 3 – шарики; 6 – центрирующий шарик; 7 – делительный рычаг; 8 – направляющая чашка; 9 – корпус; 10 – сепаратор; 11 – внутренняя обойма

Рисунок 2.4 – Карданные шарниры равных угловых скоростей: а) шариковый с делительными канавками; б) с делительным рычажком

Усилия в карданных шарнирах с делительными канавками передаются через шарики, которые перемещаются по криволинейным канавкам, расположенным симметрично в вилках. Оси канавок при вращении образуют две сферические по-

верхности, пересекающиеся одна с другой по окружности, которая и является траекторией движения шариков.

Вследствие симметричного расположения канавок в обеих вилках, при смещении валов на угол γ , центры шариков всегда находятся в биссекторной плоскости. Валы устанавливают в подшипники, которые воспринимают радиальные и осевые усилия. Вилки карданных валов должны центрироваться одна относительно другой. Для этого между торцами вилок предусмотрен установочный шарик. Сборка шарниров селективная, что осуществляется специальным подбором размеров шариков в пределах жесткого допуска. Шарнир может работать при углах γ до 35° .

3. РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Определение основных параметров карданной передачи

Основные параметры карданной передачи определяют ее конструкцию, габаритные размеры и массу. К ним относятся типоразмер шарнира и габариты вилок.

Основные параметры определяются в зависимости от максимальной величины крутящего момента M на ведущем валу карданной передачи.

При расчете карданных передач с колесной формулой 4х2, а также карданных передач, расположенных между коробкой перемены передач и раздаточной коробкой или проходным мостом, в качестве расчетного крутящего момента M , Н·м, принимается максимальный момент на низшей передаче в коробке передач:

$$M = M_{k \max} \cdot U_{K1} \quad (3.1)$$

где $M_{k \max}$ — крутящий момент на ведущем валу коробки передач, Н·м (для механических трансмиссий $M_{k \max} = M_{B \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя; для гидромеханических трансмиссий $M_{k \max}$ — максимальный крутящий момент на валу турбины гидротрансформатора при коэффициенте трансформации, соответствующем КПД трансформатора, равном 0,7); U_{K1} — передаточное число коробки передач на низшей передаче.

В качестве определяющего размера карданного шарнира можно принять размер H между торцами крестовин (рисунок 3.1.).

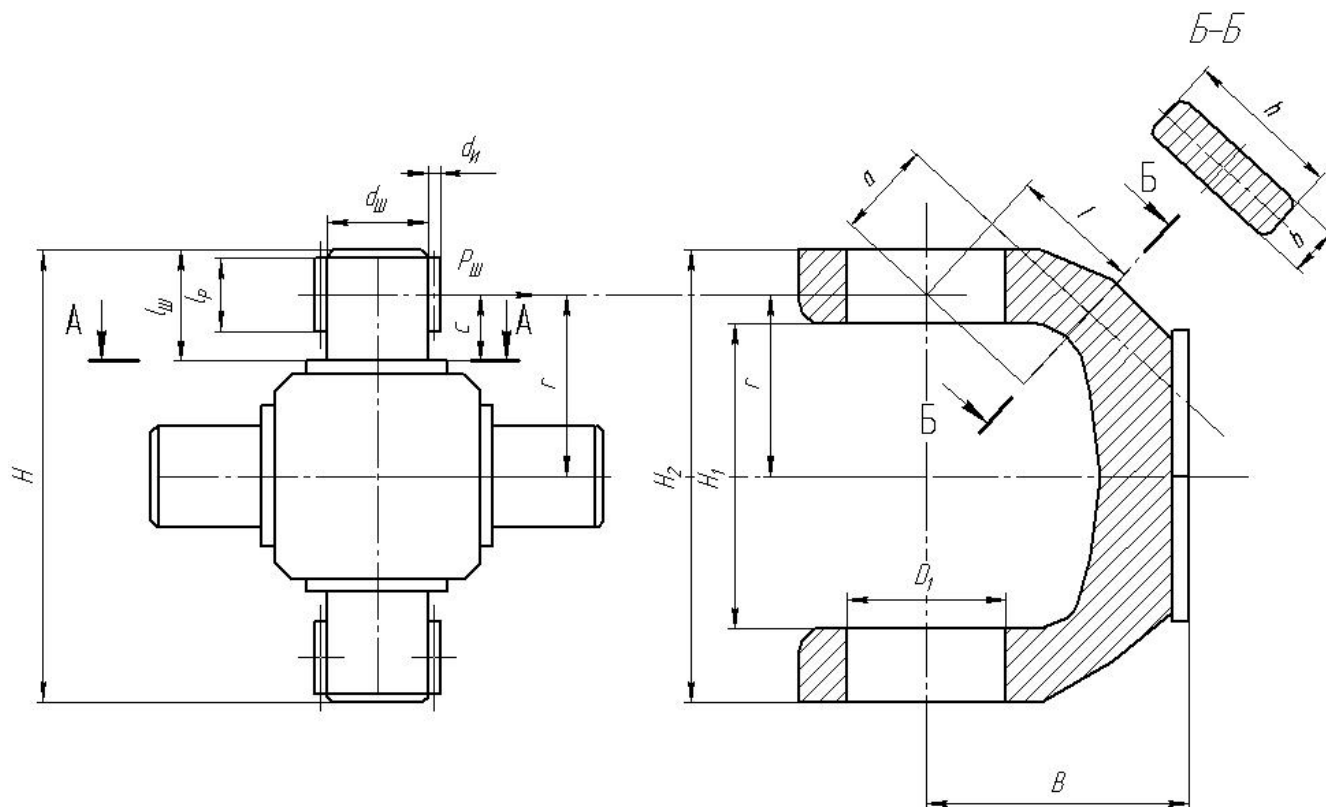


Рисунок 3.1 Основные размеры и расчетные схемы элементов карданного шарнира

Значение H , мм, должно быть равно или больше меньшей из величин

$$\begin{aligned}
 H &\geq 1,57\sqrt[3]{M} \\
 H &\geq 1,57\sqrt[3]{\frac{85G_{cy}R_K\varphi}{U_0}}
 \end{aligned}
 \quad (3.2)$$

где M – момент, определяемый по формуле (3.1); G_{cy} – вес, приходящийся на мост, к которому подводится момент через рассчитываемую карданную передачу, при полной нагрузке автомобиля, Н; R_K – динамический радиус качения колеса, м; φ – коэффициент сцепления шин с дорогой, $\varphi = 0,85$; U_0 – передаточное число главной передачи.

Определенный таким образом размер H соответствует карданным шарнирам автомобилей с карбюраторными двигателями.

Если же крутящий момент передается от дизеля, то необходимо величину H умножить на коэффициент, равный 1,2.

Величина H , определенная по (3.2), округляется до ближайшего стандартного значения (таблица А.1), определяющего типоразмер шарнира.

Углы установки карданных валов влияют на напряженность работы карданной передачи, а, следовательно, и на срок ее службы. Углы установки, валов, соединяемых шарниром неравных угловых скоростей, не должны быть меньше 1° из-за опасности бринеллирования и при номинальной нагрузке в статическом состоянии автомобиля не должны быть более 3° — для легковых автомобилей, 4° — для грузовых автомобилей и автобусов, 8° — для автомобилей высокой проходимости. Указанные ограничения приняты для обеспечения высоких значений КПД карданной передачи, большего срока службы шарниров и уменьшения степени неравномерности вращения карданного вала.

Угол γ , образованный валами карданной передачи при номинальной нагрузке автомобиля, не должен быть меньше $0,5^\circ$ или 1° , соответственно для легковых и грузовых автомобилей.

С другой стороны, угол γ , рад, ограничивается с целью недопущения значительных инерционных нагрузок условием

$$\gamma \leq \frac{20}{\omega} \quad (3.3)$$

где ω — угловая скорость вращения карданного вала при максимальной скорости автомобиля, рад/с.

При максимальном ходе подвески угол между валами не должен превышать значения

$$\gamma' \cong 1,6\gamma \quad (3.4)$$

Для коротких карданных валов тяжелых грузовых автомобилей углы γ и γ' могут быть увеличены в 1,4 раза.

Экстремальные значения угол γ между валами карданной передачи может приобретать в крайних положениях хода подвески. При сбитом ограничителе хо-

да сжатия и при вывешенных колесах. При расчетах следует использовать предельные значения углов γ и γ' , рассчитанные по выражениям (3.3) и (3.4).

Кинематическую схему карданной передачи проектируемого автомобиля необходимо привести в пояснительной записке. На схему необходимо нанести углы между валами (принимаются предельными). Длины валов принимаются на основании компоновки автомобиля (первый лист графической части курсового проекта) и данных таблицы А.2. После проверочного расчета длина валов должна быть откорректирована.

3.2. Расчет карданного вала

Расчет карданного вала заключается в вычислении размеров его поперечных сечений, определяемых критическим числом его оборотов и величиной передаваемого крутящего момента при выбранной по аналогу длине.

Максимальная частота вращения карданного вала, $n_{K \max}$, об/мин:

$$n_{K \max} = \frac{9,54 \cdot V_{\max} \cdot U_0}{R_K} \quad (3.5)$$

где $V_{\max}$ – заданная максимальная скорость автомобиля, м/с; U_0 – передаточное число от рассчитываемого карданного вала к ведущим колесам; R_K – радиус качения ведущего колеса, м.

По моменту, рассчитанному по формуле (3.1), необходимо выбрать размеры наружного D и внутреннего d диаметров карданного вала. Для этого используют данные, приведенные в таблице А.3 или данные таблицы А.2.

Под длиной L_K карданного вала понимают расстояние между центрами шипов крестовин карданных шарниров, установленных на концах данного вала. Допустимую длину $L_{K \max}$ карданного вала определяют исходя из критической частоты вращения последнего. В соответствии с ОСТ 37.001.053—74 «Валы карданные. Технические требования к установке. Нормы дисбаланса» допустимой является

длина, при которой максимальная частота вращения карданного вала, соответствующая максимальной скорости движения автомобиля, не превышает 70% расчетной критической частоты вращения вала.

Под критической частотой вращения понимают частоту, при которой происходит потеря устойчивости прямолинейной формы оси вращающегося вала.

Критическую частоту вращения карданного вала, n_{KP} , об/мин, определяют по формуле:

$$n_{KP} = 1,185 \cdot 10^5 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_K^2} \quad (3.6)$$

где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры карданного вала, м; L_K – длина карданного вала, м.

Из уравнения (3.6) можно определить возможную длину карданного вала. Если она будет меньше длины, определенной по эскизной компоновке, то между коробкой передач и главной передачей устанавливают карданную передачу, состоящую из двух (ведущего и ведомого) валов, которые в зоне их соединения подвешивают к раме или днищу кузова при помощи промежуточной опоры. На некоторых легковых автомобилях для сокращения длины карданного вала применяют коробку передач с удлинителем.

Допустимая длина карданного вала, $L_{K \max}$, м:

$$L_{K \max} = \sqrt{0,83 \cdot 10^5 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{n_{K \max}}} \quad (3.7)$$

Длина вала, свободно лежащего на опорах, соответствует расстоянию между центрами карданных шарниров. Если вал по длине имеет разное сечение (трубчатый, сплошной круглый, шлицованный), то для расчета на критическую частоту вращения надо привести его к одному расчетному диаметру. А длина такого вала определяется как приведенная $L_{пр}$, м, (рисунок 3.2):

$$L_{\Pi P} = L_{TP} + l_{TP} \quad (3.8)$$

где L_{TP} – длина трубчатой части вала, м; l_{TP} – эквивалентная длина трубы, заменяющей стержень, м.

$$l_{TP} = L_{CT} \sqrt{\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{d_{CT}}} \quad (3.9)$$

где L_{CT} , d_{CT} – соответственно длина и диаметр стержня, м.

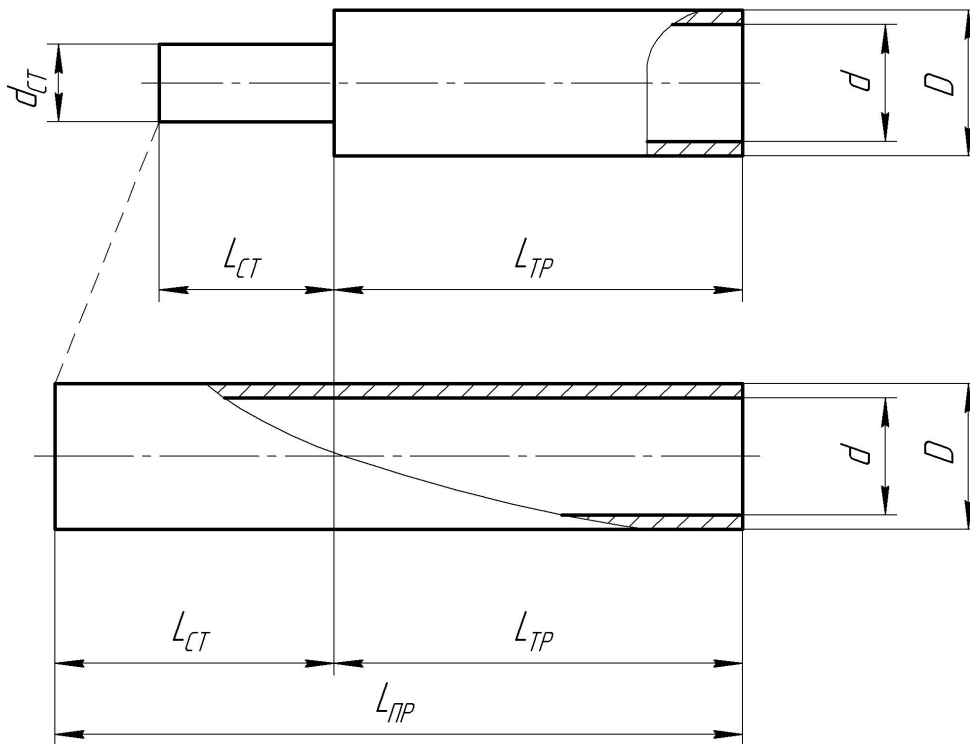


Рисунок 3.2 – Схема к расчету критической частоты вращения карданного вала, имеющего стрежневую часть

Если валы карданной передачи передают одинаковый крутящий момент при одинаковой частоте вращения, то рассчитывается вал, имеющий наибольшую длину. При этом размеры поперечного сечения остальных валов принимаются такими же, как и у наиболее длинного вала. Если валы карданной передачи передают крутящие моменты, значительно отличающиеся по величине, то они рассчитываются отдельно.

Расчетная критическая частота вращения карданного вала обычно превосходит действительное значение вследствие податливости опор, неточной балансировки вала, наличия зазоров в шлицевых соединениях.

Длина карданного вала и его поперечное сечение считаются выбранными правильно, если выполняется условие

$$n_{KP} \geq k \cdot n_{K \max} \quad (3.10)$$

где $k = 1, 2 \dots 2, 0$ – коэффициент запаса по критической частоте вращения карданного вала.

Минимальное значение коэффициента запаса можно допустить при осуществлении тщательной балансировки карданной передачи, высокой точности изготовления шлицевых соединений и минимальных зазорах в шарнирах. Карданный вал подвергается динамической балансировке.

Если условие не выполняется (т.е. длина, рассчитанная по формуле (3.7) меньше длины, определенной по эскизной компоновке, то между коробкой передач и главной передачей устанавливают карданную передачу, состоящую из двух (ведущего и ведомого) валов, которые в зоне их соединения подвешивают к раме или днищу кузова при помощи промежуточной опоры. На некоторых легковых автомобилях для сокращения длины карданного вала применяют коробку передач с удлинителем.

Кроме того, условие (3.10) может быть выполнено увеличением диаметров вала D и d .

Предельные нагрузочные режимы для работы карданных валов без разрушения.

Валы карданных передач при работе испытывают напряжения кручения τ_1 , изгиба σ_H , напряжение кручения, вызванные неравномерностью вращения τ_3 . Напряжениями растяжения-сжатия обычно пренебрегают.

Напряжения кручения, τ_1 , Па, под действием расчетного момента

$$\tau_1 = \frac{M}{W_\tau} \quad (3.11)$$

где $W_\tau = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}$ – момент сопротивления трубы на кручение, м³.

Напряжения изгиба, σ_H , Па

$$\sigma_H = \frac{M}{W_\sigma} \cdot \sin \gamma \quad (3.12)$$

где $W_\sigma = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$ – момент сопротивления трубы на изгиб, м³.

Приведенные напряжения на кручение и изгиб определяют по формуле:

$$\tau_2 = \sqrt{\tau_1^2 + (0,5 \cdot \sigma_H)^2} \quad (3.13)$$

Угол закручивания трубы карданного вала на 1 метр длины вала

$$\varphi = \frac{180 \cdot M}{\pi \cdot J_p \cdot G} \quad (3.14)$$

где G – модуль упругости при кручении (для стали $G = 85 \cdot 10^9$ Па);

J_p – полярный момент инерции сечения трубы, м⁴, определяется по формуле:

$$J_p = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32} \quad (3.15)$$

Условие жесткости:

$$\varphi \leq [\varphi] \quad (3.16)$$

где $[\varphi] = 3 \dots 9$ град/м – допускаемый угол закручивания трубы на единицу длины карданного вала.

При допущении, что неравномерность вращения вала полностью поглощается его упругой деформацией при скручивании, определяют возникающие при этом напряжения τ_3 , Па

$$\tau_3 = \frac{\pi}{360} \cdot \varphi \cdot D \cdot G \quad (3.17)$$

Суммарные касательные напряжения определяются в виде:

$$\tau_{\Sigma} = \tau_2 + \tau_3 \quad (3.18)$$

При этом должно выполняться условие:

$$\tau_{\Sigma} \leq [\tau], \quad (3.19)$$

где $[\tau] = 100 \dots 300$ МПа.

3.3. Расчет крестовины карданного шарнира

Расчет крестовины карданного шарнира выполняют после уточнения ее конструкции, определенной способом герметизации игольчатых подшипников. Некоторые конструктивные способы герметизации представлены в [6], рисунок 4, стр. 19. Они определяются типом смазочного материала и способом смазывания шарниров. Размеры сальников, изображенных на рисунке 4 а) и б), определяются размером манжет по ГОСТ 8752–70. Размеры сальников, представленных на рисунке 4 в), г) и д) определяются конструктивно.

В карданных шарнирах с крестовиной рассчитывают крестовины, вилки, фланцы, подшипники цапф крестовины и крепежные детали. Размеры карданного шарнира неравных угловых скоростей определяются размерами крестовины. Размеры крестовины находят из условий, что крестовина не будет иметь остаточ-

ных 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 при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,80$ и полной нагрузке автомобиля.

По принятой величине H и типоразмеру шарнира необходимо выбрать основные параметры шарнира и вилки (таблица А.1, рисунок 3.1).

При расчете крестовины карданного шарнира вычисляются следующие параметры.

Условно сосредоточенная нормальная сила, $P_{ш}$, Н, действующая в середине шипа

$$P_{ш} = \frac{M}{2r \cdot \cos \gamma} \quad (3.20)$$

где $r = \frac{H - l_p}{2}$ – расстояние от оси вращения до середины игольчатого подшипника, м; γ – угол установки шарнира.

Напряжения изгиба шипа, $\sigma_{ш}$, Па, в сечении А–А

$$\sigma_{ш} = \frac{P_{ш}c}{W_{\sigma}} \quad (3.21)$$

где c – плечо приложения силы $P_{ш}$, относительно оси А–А, м;

W_{σ} – момент сопротивления сечения, м³.

Для отверстия без смазки момент сопротивления сечения изгибу, W_{σ} , м³

$$W_{\sigma} = 0,1 \cdot d^3 \quad (3.22)$$

где d – диаметр крестовины, м;

Для шипа с отверстием для смазки момент сопротивления сечения изгибу, $W_\sigma, \text{м}^3$

$$W_\delta = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_0^4}{d} \quad (3.23)$$

где d_0 – диаметр отверстия для смазывания, м.

Оценку напряженного состояния шипа при изгибе производят, сопоставляя значения σ_H допустимым напряжением изгиба:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] = 200...300 \text{ МПа} \quad (3.24)$$

Напряжения среза шипа в сечении А–А

$$\tau = \frac{4P_{III}}{\pi d_{III}^2} \quad (3.25)$$

Напряжение должно соответствовать условию

$$\tau \leq [\tau] = 60...100 \text{ МПа} \quad (3.26)$$

Контактные напряжения в шипе

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{2 \cdot q \cdot E \frac{d + d_H}{d \cdot d_H}}, \quad (3.27)$$

где q – распределенная нагрузка Н/м, действующая на единицу длины наиболее нагруженного ролика подшипника:

$$q = \frac{5 \cdot P_{III}}{z \cdot l_p}, \quad (3.28)$$

где z – количество игл в подшипнике; l_p – рабочая длина иглы (определяется по ГОСТ 6870–72 или $l_p = l - (0,6...1,0)d_H$), м; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па – приведенный модуль упругости; d_H – диаметр иглы, м.

Напряжение должно соответствовать условию

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] = 3500 \text{ МПа} \quad (3.29)$$

3.4. Расчет вилки карданного шарнира

Вилка карданного шарнира рассчитывается на изгиб и на кручение лапы вилки в опасном сечении Б–Б (рисунок 3.1).

Под действием силы P_{III} , приложенной на плече l , м, напряжение изгиба, σ_H , МПа

$$\sigma_H = \frac{P_{III} \cdot l}{W_H} \quad (3.30)$$

где W_H – момент сопротивления изгибу, м^3 . Для прямоугольного сечения ($b \times h$)

$$W_H = \frac{bh^2}{6} \quad (3.31)$$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] = 50 \dots 80 \text{ МПа.}$$

Напряжения кручения в опасном сечении

$$\tau_{KP} = \frac{P_{III} \cdot a}{W_{KP}} \quad (3.32)$$

где W_{KP} – момент сопротивления кручению, м^3 .

$$W_{KP} = k \cdot h \cdot b^2 \quad (3.33)$$

где k — коэффициент, зависящий от соотношения h/b сторон сечения (таблица А.4).

$$\tau \leq [\tau] = 80 \dots 160 \text{ МПа} \quad (3.34)$$

3.5. Расчет подшипника крестовины

После определения прочности крестовины кардана переходят к проектированию подшипников. Последние могут быть бессепараторными (рисунок 3.4, а) и с сепаратором (рисунок 3.4, б). Как показала практика, бессепараторный подшипник более эффективен на валах сравнительно небольших размеров. Подшипник с сепаратором применяется главным образом на валах, предназначенных для тяжелых условий эксплуатации. При малых нагрузках и небольшой частоте вращения, например в валах рулевых устройств, используются подшипники скольжения.

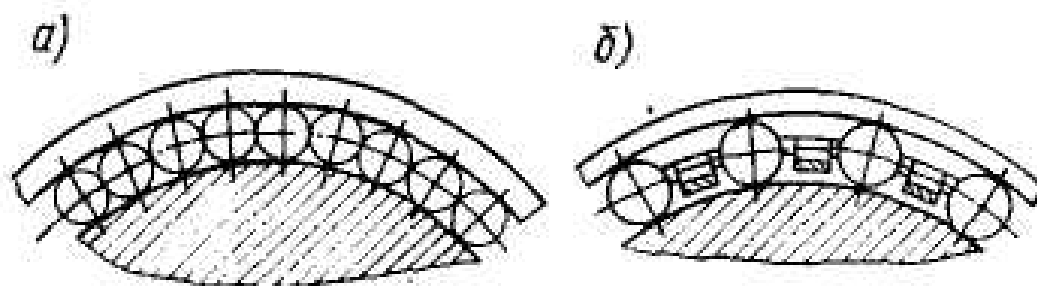


Рисунок 3.4. Основные типы игольчатых подшипников: а) бессепараторные; б) сепараторные

Обычно в бессепараторных подшипниках иголки имеют либо сферические, либо плоские торцевые поверхности. Иголки со сферическими торцевыми поверхностями находят широкое применение, так как являются более экономичными. Плоская торцевая поверхность иголки обеспечивает максимальную суммарную поверхность контакта при данной его длине.

При расчете игольчатых подшипников карданного шарнира необходимы следующие параметры.

Средний трансмиссионный расчетный момент $M_{стр}$, Нм, по которому рассчитывают подшипники карданных шарниров после коробки передач определяют по формулам таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Средние расчетные моменты

$\frac{G_a}{100 \cdot M_{MAX}}, 1/\text{см}$	Расчетная формула момента, Нм
<1	$M_P = M_{CTP} = C' \cdot M_{MAX}$
$1 \dots 3,3$	$\begin{cases} M_P = 0,5 \cdot M_{MAX} \\ M_{CTP} = C' \cdot M_{MAX} \end{cases}$
$>3,3$	$\begin{cases} M_P = 0,5 \cdot M_{MAX} \\ M_{CTP} = M_{MAX} \end{cases}$

$$C' \cong 0,23 \left(1 + \frac{G_a}{100 \cdot M_{MAX}} \right) \quad (3.35)$$

где G_a – вес от полной массы автомобиля, Н; M_{MAX} – максимальный крутящий момент, Нм.

Причем по M_{TP} , рассчитанному по формулам таблицы 3.1 производят расчет подшипников шарниров карданной передачи, установленной непосредственно за коробкой передач.

При расчете подшипников шарниров карданной передачи за раздаточной коробкой или за проходным мостом нужно учитывать распределение этого момента между ведущими мостами.

Радиальная нагрузка на подшипник, P_P , Н, при действии среднего момента:

$$P_P = \frac{M_{CTP}}{2r \cos \gamma} \quad (3.36)$$

Игольчатые подшипники проверяют по величине допустимой нагрузки, $[P]$, Н

$$[P] = 7,9 \cdot 10^7 \frac{z \cdot d_H \cdot l_P}{\sqrt[3]{\text{tg} \gamma \frac{n_M}{U_{TP}}}}, \quad (3.37)$$

где U_{TP} – передаточное число трансмиссии от двигателя до рассчитываемого карданного шарнира; n_M – частота вращения коленчатого вала при максимальном моменте двигателя, об/мин.

Условно сосредоточенная нормальная сила, действующая в середине иглы, не должна превышать допустимую:

$$P_p \leq [P] \quad (3.38)$$

Усталостный износ подшипника R_{1II} (в условных единицах), накопленный за 1 км пробега автомобиля

$$R_{1II} = \frac{10^3 \cdot U_0 (P_p \cdot k_T \cdot k_B)^{3,33}}{2\pi \cdot R_K} \quad (3.39)$$

где k_T – температурный коэффициент, при рабочей температуре до 100°C $k_T=1$, при 125°C $k_T=1,05$, при 150°C $k_T=1,10$; $k_B = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент безопасности.

Фактор качательного движения в подшипнике n

$$n = \frac{\gamma}{\alpha}, \quad (3.40)$$

где α – центральный угол между иглами подшипника

$$\alpha = \frac{360}{z}, \quad (3.41)$$

где z – количество игольчатых роликов в подшипнике.

Если $n > 1$ и является дробным числом, то его значение округляют до меньшего целого числа. Если $0,9 < n < 1$, то принимают $n = 1$.

Коэффициент k_K , учитывающий влияние качательного движения на срок службы подшипника

$$k_K = \frac{0,1 \cdot z}{k_\alpha}, \quad (3.42)$$

где k_α – поправочный коэффициент:

при $n = 0,2 \dots 0,9$

$$k_\alpha = 0,83(n+1)$$

при $n \geq 0,9$

$$k_\alpha = 1 + \sum_{j=1}^m \cos^{3,7}(j \cdot \alpha)$$

где $j = 1, 2, 3 \dots$ – степень итерации.

при $n < 0,2$ производят проверку подшипника только по величине допустимой нагрузки.

Расчетный срок службы игольчатого подшипника шарнира, S_{II} , тыс. км пробега автомобиля

$$S_{II} = \frac{10^6 \cdot k_K \cdot C^{3,33}}{R_{II}}, \quad (3.43)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н (таблица А.1).

При отсутствии данных C , H , можно определить по формуле:

$$C = a \cdot \sqrt[3]{z^2} \cdot d_{II} \cdot l_P, \quad (3.44)$$

где a – постоянный коэффициент, равный для игольчатых подшипников без сепаратора 40; для подшипников с сепаратором – 60.

Расчетный срок службы игольчатого подшипника шарнира должен превышать пробег до капитального ремонта автомобиля.

3.6. Расчет шлицевого соединения

Расчет шлицевого соединения заключается в определении напряжения в опасном сечении шлицевого наконечника и шлицев на смятие и износостойкость от расчетного крутящего момента M .

Напряжение на кручение τ , Па, определяют по формуле:

$$\tau = \frac{M}{W_{1\tau}}, \quad (3.45)$$

где $W_{1\tau} = \frac{\pi d_1^3}{16}$ – момент сопротивления шлицевого наконечника, м³;

d_1 – наименьший диаметр шлицевого наконечника, м.

Условие прочности шлицевого наконечника на кручение

$$\tau \leq [\tau] = \frac{\sigma_T}{n}, \quad (3.46)$$

где σ_T – предел текучести материала шлицевого наконечника, МПа;

$n = 3$ – коэффициент запаса.

Расчет напряжения смятия шлицев, $\sigma_{см}$, Па, выполняют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{M}{S_F \cdot l} \leq [\sigma_{см}] \quad (3.47)$$

где $S_F = 0,5 \cdot d_{cp} \cdot h \cdot z$ – удельный суммарный статический момент площади поверхностей шлицевого соединения относительно оси вала, м³/м;

$d_{cp} = \frac{D + d}{2}$ – средний диаметр шлицевого соединения, м; $h = \frac{D - d}{2} - f_b - f_c$ – рабочая высота зубьев, м; D , d – соответственно наружный диаметр шлицевого наконечника и внутренний диаметр шлицевой втулки, м;

f_b, f_c – фаски, соответственно зуба шлицевого наконечника и втулки, м; z – количество шлицев; l – рабочая длина шлицев, м.

Геометрические характеристики шлицевых соединений принимают по ГОСТ 11139-58.

Допустимые напряжения смятия $[\sigma_{CM}]$, МПа:

$$[\sigma_{CM}] = \frac{\sigma_T}{n \cdot k_{CM} \cdot k_D}, \quad (3.48)$$

где $n = 1,4$ – коэффициент запаса прочности при расчете на смятие; $k_D = 2,0$ – коэффициент динамической нагрузки; k_{CM} – общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на смятие:

$$k_{CM} = k_3 \cdot k_{KP} \cdot k_n$$

$k_3 = 1,0$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $k_n = 1,3$ – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностями изготовления; k_{KP} – коэффициент концентрации нагрузки при закручивании вала.

Зависимость k_{KP} от отношения l/D приведена в таблице А.5, где коэффициент k_{KP} приведен для двух случаев: до приработки (для расчета на смятие) и после приработки для соединений, работающих с переменным режимом. Допустимые напряжения смятия определяют для обоих случаев.

Расчет шлицевого соединения на износ производится по формулам:

$$\sigma = \frac{M}{S_F \cdot l} \leq [\sigma_{из}]$$

$$[\sigma_{из}] = \frac{[\sigma]_{УСЛ}}{k_{изм} \cdot k_{ДОЛГ} \cdot k_P}, \quad (3.49)$$

где $[\sigma]_{УСЛ}$ – наибольшее допускаемое давление, МПа (таблица А.6); $k_{изм}$ – общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на износ:

$$k_{ИЗМ} = k_{КР} \cdot k_3' \quad (3.50)$$

где $k_3' = 1,0$ – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности нагружения зубьев на износ и различное скольжение рабочих поверхностях при вращении вала; $k_{ДОЛГ}$ – коэффициент долговечности:

$$k_{ДОЛГ} = k_H \cdot k_{Ц} \quad (3.51)$$

$k_H = 0,57 \dots 0,77$ – коэффициент переменности нагрузки (меньшие значения для автомобилей общего назначения, большие – для автомобилей и тягачей повышенной проходимости); $k_{Ц}$ – коэффициент числа циклов $k_{Ц} = 0,2 \dots 3,5$ соответственно для числа циклов $N = 10^6 \dots 5 \cdot 10^9$.

k_P – коэффициент условий работы:

$$k_P = k_C \cdot k_{ОС} \quad (3.52)$$

k_C – коэффициент, учитывающий условия смазки: $k_C = 1,0$ – при средней смазке; $k_C = 1,4$ – при бедной смазке и работе с загрязнением; $k_{ОС}$ – коэффициент, учитывающий условия закрепления ступицы на валу и ее перемещения под нагрузкой ($k_{ОС} = 1,0$ при жестком закреплении, $k_{ОС} = 3,0$ – для подвижного шлицевого соединения).

Допустимые напряжения на износ определяют для условий средней и бедной смазки.

Также расчет можно выполнить с помощью прикладной библиотеки ShaftElem 1.1 (расчет шлицевого соединения) программного пакета Компас-3D v8 (v9). Результаты расчета в этом случае необходимо представить в приложении к пояснительной записке, а выбор исходных данных для расчета, режимов работы и материалов – в соответствующем разделе пояснительной записки.

3.7. Расчет болтов крепления карданного вала

Передача крутящего момента фланцевым соединением карданной передачи обычно осуществляется за счет трения в стыке фланца. При этом болты посажены с зазором, что облегчает сборку карданной передачи.

Усилие затяжки болтов, T , Н, необходимое для обеспечения передачи крутящего момента:

$$T = \frac{M}{r \cdot z \cdot \xi} \quad (3.53)$$

где r – радиус расположения болтов, м; z – количество болтов; ξ – коэффициент трения (сталь по стали всухую, $\xi = 0,15$).

Нормальное напряжение затяжки σ , МПа:

$$\sigma = \frac{4T}{\pi d_{BH}^2}, \quad (3.54)$$

где d_{BH} – внутренний диаметр резьбы, м.

Крутящий момент в резьбе M_p , Нм

$$M_p = T \frac{d_{CP}}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho) \quad (3.55)$$

где d_{CP} – средний диаметр резьбы, м; $\psi = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{CP}}$ – угол подъема резьбы, град;

S – шаг резьбы, м; ρ – угол трения резьбовой пары, $\rho = \operatorname{arctg} \xi$

Касательное напряжение затяжки болтов τ , Па

$$\tau = \frac{M}{W_{KP}} \quad (3.56)$$

где $W_{KP} = 0,2 \cdot d_{BH}^3$ – момент сопротивления кручению наименьшего сечения болта, м³.

Приведенное напряжение, σ_{IP} , Па

$$\sigma_{IP} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (3.57)$$

Указанные напряжения должны удовлетворять условию:

$$\sigma_{IP} \leq \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad (3.58)$$

где $n_T = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент запаса прочности, σ_T – предел текучести стали болтов фланца (выбирается по таблице А.8 или справочнику [5]).

Момент трения на торце гайки, M_{TP} , Нм

$$M_{TP} = T \cdot r_{TP} \cdot \xi, \quad (3.59)$$

где r_{TP} – средний радиус трения гайки, м.

Момент на ключе, M_{KL} , Нм:

$$M_{KL} = M_P + M_{TP} \quad (3.60)$$

Параметры d_{BH} , d_{CP} , r_{TP} определяют по ГОСТ 9150-59 "Основные размеры метрической резьбы" и ГОСТ 6402-70 "Пружинные шайбы". Момент на ключе, необходимый для закручивания гаек фланцевого соединения, указывают в технических требованиях на сборочном чертеже.

3.8. Расчет карданных шарниров равных угловых скоростей

Карданные шарниры равных угловых скоростей устанавливают в приводе ведущих колес. Максимальный момент T_φ , передаваемый карданными шарнирами, определяется исходя из сцепного веса G_κ с коэффициентом сцепления $\varphi = 1,0$:

$$T_\varphi = G_{\text{сц}} \cdot R_\kappa \cdot \varphi \quad (3.61)$$

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 (рисунок 3.5).

При вращении в направлении стрелки A окружное усилие P , Н, приложенное к шарикам на радиусе R , м

$$P = \frac{T_\varphi}{nR}, \quad (3.62)$$

где n – число шариков.

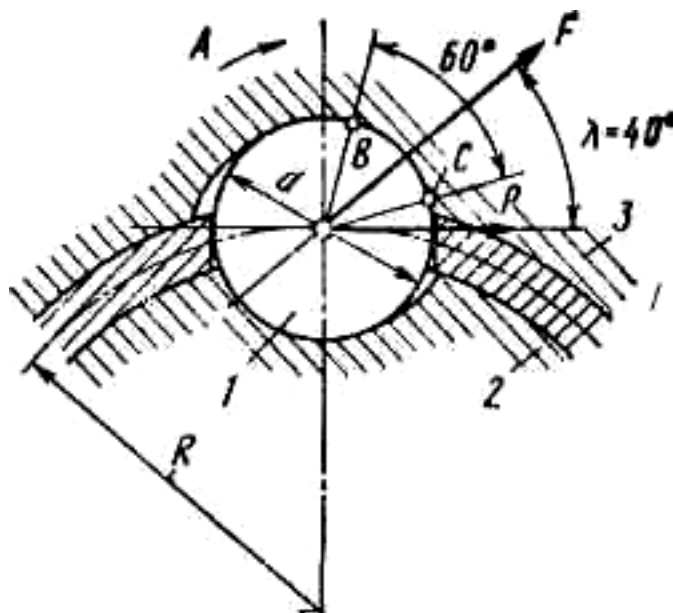


Рисунок 3.5 – Расчетная схема карданного шарнира с делительным рычажком

Нормальное усилие N , Н, между контактными поверхностями шарика и канавками обеих обойм

$$N = \frac{P}{\cos \lambda} = \frac{T_{\varphi}}{nR \cos \lambda}. \quad (3.63)$$

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 зависимости

$$\frac{R}{d} = 1,71. \quad (3.64)$$

Во избежание преждевременного износа шариков и канавок рекомендуется следующая зависимость между нормальной силой и диаметром шарика: $N = 2660d^2$. Подставив эти значения в уравнение (3.63) и учитывая, что угол $\lambda = 40^\circ$, получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_{\varphi}}{21 \cdot 10^6}}, \quad (3.65)$$

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

Диаметр шарика позволяет определить все остальные размеры карданного шарнира.

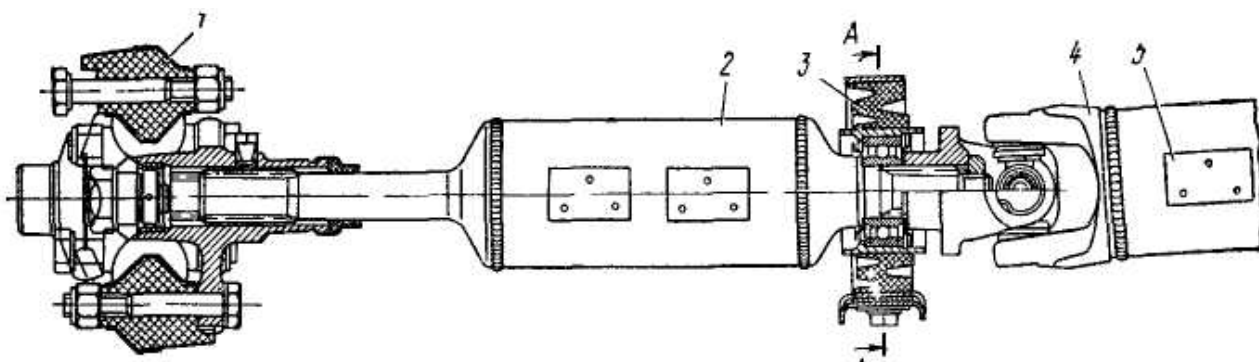
Основные размеры и передаваемые расчетные крутящие моменты для шарниров равных угловых скоростей, применяемых на отечественных полноприводных автомобилях, приведены в отраслевой нормали ОН 025 315—68 «Шарниры постоянной угловой скорости. Типы и основные размеры». В соответствии с п. 4

данной нормали основные параметры шарниров равных угловых скоростей должны соответствовать показателям, указанным в таблице А.9.

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.

3.9. Расчет упругих карданных шарниров

В упругих соединительных муфтах (рисунок 3.6) применяют морозостойкие и маслостойкие резиновые смеси с пределом прочности на разрыв не менее 15 МПа и относительным удлинением не менее 35 %.



1 – эластичная муфта, 2 и 4 – валы соответственно передний и задний, 3 – упругая промежуточная опора, 5 — балансировочные пластины

Рисунок 3.6 – Карданная передача с двумя валами

Расчет упругого карданного шарнира заключается в определении напряжений, возникающих в упругом элементе (резине).

Напряжение разрыва, σ_p , Па

$$\sigma_p = \frac{M}{i \cdot R \cdot F}, \quad (3.66)$$

где M – расчетный момент, Нм; i – число болтов одной вилки (обычно $i=3$); R – средний радиус диска, м; F – площадь разрыва в сечении по отверстию, м²:

$$F = (R_H - R_B - d_0)b, \quad (3.67)$$

где R_H , R_B – соответственно наружный и внутренний радиусы диска, м; d_0 – диаметр отверстия под болт, м; b – толщина диска, м.

Напряжение на разрыв не должно превышать 12...15 МПа.

Напряжение на смятие, σ_{CM} , Па

$$\sigma_{CM} = \frac{M}{i \cdot R \cdot d_0 \cdot b} \quad (3.68)$$

Напряжение на смятие не должно превышать 8 МПа. Наибольшая окружная скорость для дисковых муфт, выполненных из прорезиненной ткани, не должна превышать 15 м/с.

Параметры R_H , R_B , d_0 , b определяются конструктивно из компоновочных соображений.

4. МАТЕРИАЛЫ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ

4.1. Материалы деталей карданных передач

Среднюю трубчатую часть карданного вала обычно изготавливают из низкоуглеродистой или горячекатанной ленты. Шлицевые наконечники подвижных соединений из стали типа 40Х.

Вилки карданных шарниров, привариваемые к трубе, изготавливают из среднеуглеродистых сталей 35, 40, 45 или легированной стали 40ХНМА, вилки скользящие – из сталей 35, 40, 45, 40Х, а крестовину – из сталей типа 12ХН3А, 18ХГГ, 20Х.

Характерная термическая обработка крестовин карданного шарнира – газовая цементация или цианирование, закалка и низкотемпературный отпуск. Карданные вилки и шлицевые наконечники привариваемых вилок обычно подвергаются нормализации, иногда – улучшению. Шлицевые наконечники и карданные шлицы скользящих вилок могут закаливаться током высокой частоты.

Материал болтов крепления фланцев – сталь 40Х.

Основные материалы сведены в таблицу А.7.

4.2. Смазочные материалы

Для смазки карданных шарниров, конструкция которых не предусматривает возможности периодического смазывания, используются такие смазочные материалы: смазка № 158 (ТУ38-101-320-77), ЛИТОЛ-24 (ГОСТ 21150-75), ФИОЛ-2У (ТУ 38-101-141-71).

Для смазки шарниров, подшипники которых герметизированы "проточными" уплотнениями, применяются следующие смазочные материалы: смазка №158 (ТУ38-101-320-77), трансмиссионные масла.

Шлицы карданных валов смазывают солидолами в соответствии с сезонами года, смазкой № 158 (ГОСТ 1631-61), трансмиссионными маслами или консистентной смазкой ФИОЛ-1 (ТУ 38-101-141-71).

Подшипники промежуточных опор смазывают смазками ЯНЗ-2 (ГОСТ 9432-60), 1-13с (ГОСТ 1631-61), ЛИТОЛ-24 (ГОСТ 21150-75).

5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К СБОРОЧНЫМ ЕДИНИЦАМ

Игольчатые подшипники в сборе с сальниками должны быть установлены на шейки крестовины без перекосов.

Крестовины должны быть установлены так, чтобы масленки были обращены в сторону вала.

Выступ опорной пластины должен входить в паз на торце корпуса игольчатого подшипника.

Болты крепления опорных пластин должны быть затянуты до отказа и застопорены замочной пластиной (отгибанием усиков пластины на грани головок каждого болта).

Перед сборкой кардана внутренняя поверхность игольчатого подшипника и шипы крестовины должны быть смазаны смазкой.

Крестовины, собранные с вилками, должны вращаться в подшипниках без заеданий.

Скользящая вилка должна свободно, без заеданий перемещаться по всей длине шлицев вала. Допускается плотная посадка вилки от усилия руки.

Перед установкой скользящей вилки шлицы и шейка под сальник должны быть смазаны смазкой.

Скользящая вилка должна быть установлена на шлицевой конец вала так, чтобы оси отверстий под подшипники в обеих вилках находились в одной плоскости, при этом стрелки, нанесенные на валу и скользящей вилке, должны совпадать; в случае несовпадения стрелок или их отсутствия должны быть выбиты новые стрелки одна против другой (старые стрелки должны быть сняты).

Обойма (гайка) сальника скользящей вилки должна быть навернута от руки так, чтобы уплотнительное кольцо сальника плотно прилегало к поверхности вала. Разрезные шайбы уплотнительного кольца должны быть установлены разрезом в разные стороны.

Защитная муфта шлицев должна быть прочно закреплена мягкой проволокой.

Собранные передний, задний и средний карданные валы должны быть сбалансированы динамически. В технических требованиях указывается величина допустимого дисбаланса. Дисбаланс карданных валов устраняется приваркой балансировочных пластин с каждой стороны вала.

6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КРЕСТОВИНАМ И ВИЛКАМ КАРДАНЫХ ШАРНИРОВ

Твердость поверхностного слоя на цилиндрической поверхности шипов, крестовины HRC 60-63; на торцах шипов крестовины HRC 58.

Шероховатость:

- на цилиндрической поверхности шипов крестовин – 0,32 мкм;
- на поверхности торцов шипов: для типоразмера I – 0,4 мкм;
для типоразмеров II – VII – 0,63 мкм;
- на цилиндрической (посадочной) поверхности отверстий в вилках под кольцо подшипника 1,25 мкм.

Нецилиндричность:

- шипов крестовин карданного шарнира – 0,006 мм;
- отверстий в вилках под подшипники – половина допуска на диаметр рассматриваемой поверхности.

Несоосность:

- осей противоположных шипов не должна превышать 0,006 мм;
- осей отверстий в вилках относительно общей оси не должна превышать 0,006 мм;

Непересечение:

оси двух противоположных шипов крестовины с осью двух других шипов не должно превышать 0,1 мм.

Неперпендикулярность:

оси двух противоположных шипов крестовины и оси двух других шипов не должна превышать 0,2 мм на длине 100 мм.

Неперпендикулярность:

осей отверстий в вилках и оси центрирующей поверхности присоединительного фланца не должна быть более 0,1 мм на длине 100 мм.

Неперпендикулярность:

торцов ушек вилок и общей оси отверстий ушек в пределах длины рассматриваемой поверхности не должна быть более 0,03...0,04 мм.

Отклонение оси симметрии для размера Н крестовины и размеров Н₁ (Н₂) вилок не должны быть более:

для типоразмеров I-IV 0,05 мм;

для всех остальных типоразмеров 0,1 мм.

Неплоскостность:

торцов шипов крестовины и общей оси шипов в пределах длины рассматриваемой поверхности не должна быть более:

для типоразмеров I – III 0,015 мм;

для типоразмеров IV – VIII 0,025 мм.

Приведенные технические требования необходимо указать с помощью условных обозначений на поле рабочих чертежей крестовины и вилки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1) Осепчугов В. В. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А.К. Фрумкин– М.: Машиностроение, 1989.- 304с.
- 2) Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Радионов.- М.: Машиностроение, 1984.- 376с.
- 3) Гришкевич А.И. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия /А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов и др.; под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 240с.
- 4) Гришкевич А.И. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; под ред. А.И. Гришкевича.- Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200 с.
- 5) Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В трех томах. Том 1 /В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
- 6) Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине "Динамические расчеты в автомобилестроении" для студентов специальности 7.090211 "Колесные и гусеничные транспортные средства" / Е.М. Гецович, В.О. Постный. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. –32 с.
- 7) Масино М.А. Автомобильные материалы / М.А. Масино – М.: Транспорт, 1979. – 288с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Таблица А.1 – Основные параметры асинхронных карданных шарниров

Наименование	Типоразмер								
	I	II	III	III	IV	V	VI	VII	VIII
Размеры, мм:									
<i>H</i>	57,170	74,20	80,0	80,0	90,0	108,0	127,0	147,0	165,0
<i>d</i>	14,725	15,23	16,3	16,3	22,0	25,0	33,05	33,65	45,0
<i>H₁</i>	64,200	55,00	60,0	-	-	-	-	-	-
<i>H₂</i>	-	-	-	-	98,0	118,0	135,0	155,0	173,0
<i>B</i>	36,000	45,00	40,0	40,0	50,0	65,0	74,0	86,0	85,0
<i>D</i>	23,823	28,00	30,0	30,0	35,0	39,0	50,0	50,0	62,0
Подшипник	904902	704902	704702K2	T04702KY2	804704	804 80S	804907	804707	804709
Число игл	22	22	29	20	26	29	38	38	50
Диаметр иглы, мм	2,4	2,5	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Длина иглы, мм	10,0	12,5	13,8	13,5	18,0	18,1	18,0	24,0	24,0
Грузоподъемность подшипника:									
динамическая, C^* , кН	8,0/8,5	7,2/8,0	7,7/8,5	7,7/8,5	13,7/15,0	14,5/16,0	16,5/18,0	21,0/23,0	31,5/35,0
статическая, C_o^{**} , кН	4,5/11,2	5,0/12,5	6,0/15,0	6,85/17,1	11,0/28,0	13,0/32,0	17,0/43,0	20,0/50,0	27,0/67,0

* В знаменателе указаны значения для исполнения высшей категории качества;

** значения в знаменателе – для подшипника, работающего в режиме качательного движения.

Таблица А.2 – Основные размеры элементов карданных передач

Автомобиль	Соединяемые агрегаты	М, Н·м	d, мм	δ, мм	Lк, мм	Типоразмер шарнира по ОСТ 37.001.068 – 76
ВАЗ – 2101 «Жигули»	КП – ПО	324	66	2,0	606	-
	ПО – ЗМ	324	66	2,0	785	I
«Москвич»- 2140	КП – ЗМ	386	71	1,8	1164	II
ГАЗ – 24	КП – ЗМ	540	69	2,5	1208	III
УАЗ – 451М	КП – ЗМ	680	45	2,5	864	III
УАЗ – 452	РК – ЗМ	680	45	2,5	716	III
	РК – ПМ	550	45	2,5	685	III
ГАЗ – 53А	КП – ПО	1842	71	2,1	1240	IV
	ПО – ЗМ	1842	71	2,1	1295	IV
ГАЗ – 66-01	КП – РК	1842	71	2,1	589	IV
	РК – ЗМ	1656	71	2,1	1086	IV
	РК – ПМ	1262	71	2,1	1062	IV
ЗИЛ – 130	КП – ПО	2960	71	3,0	711	V
	ПО – ЗМ	2960	71	3,0	1425	V
«Урал – 375Н»	КП – РК	2843	-	-	308	VI
	РК – ПрМ	3972	82	3,5	1123	VI
	ПрМ – ЗМ	2186	71	2,5	765	V
	РК – ПМ	1930	71	2,5	1080	V
КамАЗ – 5320	КП – ПрМ	4930	82	3,5	862	VI
	ПрМ – ЗМ	2465	71	3,0	517	V
МАЗ – 5335	КП – ЗМ	3740	82	3,5	1704	IV
КрАЗ – 255Б1	РК – ПО	3064	82	3,5	1168	VII
	ПО – ЗМ	3064	82	3,5	863	VII
	РК – ПМ	2348	82	3,5	1083	VII
БелАЗ – 540А	Д – СР	1350	-	-	241	VII
	КП – ЗМ	6750	101,5	6,0	856	VIII
БелАЗ – 548А	Д – СР	1800	-	-	241	VII
	КП – ЗМ	8520	101,5	6,0	872	VIII

Примечание. КП – коробка передач; ПО – промежуточная опора; РК – раздаточная коробка; ПрМ – промежуточный мост; ЗМ – задний мост; ПМ – передний мост; Д – двигатель; СР – согласующий редуктор.

Таблица А.3 – Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность (ГОСТ 5005-82)

Размеры сечения		Момент со- противления кручению $W_{\tau} \cdot 10^{-6}$, м ³	Полярный момент инер- ции сечения $J_p \cdot 10^{-8}$, м ⁴	Мк (Н·м) при τ		$L_{K \max} \cdot 10^{-2}$, м		
Внутренний диаметр d, мм	Толщина стен- ки δ , мм			100–200, МПа	25–55, МПа	при $n_{K \max}$, об/мин		
						3000	4000	5000
45	2,5	8,44	21,10	844–1000	211–464	134	116	104
46	2,5	8,81	22,46	881-1050	220-484	137	119	106
55	2,0	9,87	29,13	977–1180	247–543	149	129	115
55	2,5	12,47	37,40	1247–1500	312-686	150	130	116
55	3,5	17,82	55,23	1782–2140	445-979	151	131	117
63	3,5	23,16	81,06	2316–2780	579-1273	161	139	125
66	2,0	14,12	49,43	1412-1700	353–776	162	140	126
71	1,6	12,97	48,11	1297-1560	324-712	168	145	130
71	1,8	14,63	54,57	1463–1750	366-805	168	146	130
71	2,0	16,30	61,14	1630–1950	407–895	168	146	130
71	2,1	17,15	64,48	1715–2060	429-943	169	146	131
71	2,2	17,99	67,83	1799–2180	450–990	169	147	131
71	2,5	20,54	78,05	2054–2460	513-1128	169	147	131
71	3,0	24,84	95,63	2484–2980	621–1366	170	147	132
82	2,5	27,26	118,6	2726-3280	621-1366	181	157	140
82	3,0	32,93	144,9	3293–3950	621–1366	182	158	141
82	3,5	38,57	172,1	3867–4640	621-1366	182	153	141
82	4,0	44,51	200,3	4451-5340	621–1366	183	159	142
94	3,5	50,51	255,1	5051–6050.	621–1366	193	169	151
94	4,0	58,08	296,2	5808–6950	621-1366	195	169	151
100,5	6,0	101,50	571,0	10150–12200	621–1366	202	175	157
104	4,0	70,76	396,3	7076–4500	621-1366	205	178	159
104	4,5	80,03	452,2	8003–9600	621–1366	206	178	159
104	5,0	89,40	509,6	8940-10700	621–1366	206	178	160

Таблица А.4 – Значения коэффициента k в зависимости от отношения h/b

h/b	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	10
k	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Таблица А.5 – Значения коэффициента k_{KP} для шлицевого соединения

Наружный диаметр вала		Отношение l/D									
		1,0		1,5		2,0		2,5		3,0	
Серия	D	Коэффициент нагрузки k_{KP}									
		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Легкая	До 26	1,3	1,1	1,2	2,2	2,2	1,4	2,6	1,5	3,2	1,7
	30...50	1,5	1,2	1,3	2,6	2,6	1,5	3,3	1,8	3,9	1,9
	58...120	1,8	1,3	1,4	3,4	3,4	1,7	4,2	2,0	5,1	2,2
Средняя	До 19	1,6	1,2	1,3	2,8	2,8	1,5	3,5	1,7	4,1	1,9
	20...30	1,7	1,2	1,4	3,0	3,0	1,6	3,8	2,1	4,5	2,1
	32...50	1,9	1,3	1,5	3,7	3,7	1,8	4,6	3,1	5,5	2,3
	54...112	2,4	1,4	1,7	4,8	4,8	2,1	5,8	2,4	7,0	2,8
	Св. 112	2,8	1,5	1,9	5,5	5,5	2,5	6,8	2,7	8,2	3,1
Тяжелая	До 23	2,0	1,3	1,6	4,0	4,0	1,9	5,0	2,2	6,0	2,5
	23...32	2,4	1,4	1,8	4,7	4,7	2,1	5,7	2,4	7,0	2,8
	35...65	2,7	1,5	1,9	5,3	5,3	2,2	6,8	2,7	8,0	3,1
	72...102	2,9	1,6	2,0	5,6	5,6	2,4	7,0	2,8	8,5	3,3
	Св. 102	3,1	1,7	2,1	6,2	6,2	2,5	7,8	3,0	9,3	3,5

Таблица А.6 – Напряжения при расчете шлицевого соединения на износ

Термообработка	Твердость	$[\sigma]_{УСЛ}$, МПа
Улучшение	HRC 28	100
Закалка	HRC 40	135
	HRC 45	170
	HRC 52	180
Цементация и закалка или азотирование	HRC 60	205

Таблица А.7 – Материалы деталей карданной передачи

Деталь	Материал	Способ изготовления (термообработка)	Примечания
Карданный вал	Стали 08, 10, 15, 20, 20кп, 35		
Шлицевой наконечник карданного вала	Стали 30Х, 35Х, 38ХА, 40Х	Улучшение, поверхностная закалка ТВЧ, или цианирование; закалка в масле, низкотемпературный отпуск или улучшение	
Вилка карданного шарнира	Стали 30Х, 35, 35Х, 40, 40ХНМА, 45, 50	Нормализация (иногда – улучшение). Наружные шлицы вилки можно закалить ТВЧ	
Крестовина карданного шарнира	Стали 12ХН3А, 15ХНГНТА, 15ХНГН2ТА, 18 ХГТ, 20Х, 20ХГНТР, 25ХГТ. Стали 55ПП, 58ПП	Нитроцементация или цианирование, закалка в масле, низкотемпературный отпуск. Поковки нормализуют. Нагрев ТВЧ, поверхностная закалка	Твердость поверхностей цилиндрической части шипа 61...64 HRC, на торцах шипа не менее 59 HRC.
Шарнир равных угловых скоростей: вилки шарики	Сталь 15НМ, сталь ШХ15	Цементация, закалка в масле Закалка	

Таблица А.8 – Пределы текучести некоторых сталей

Марка стали	Термообработка*	Предел текучести σ_T , МПа
35	Н	320
	У	380
	В35	650
40	Н	340
	У	400
	В35	650
45	Н	360
	У	400
	М35	650
40Х	Н	330
	У	650
	М39	900
	М48	1100

* Условное обозначение термической обработки: Н – нормализация; У – улучшение; В – закалка с охлаждением в воде; М – закалка с охлаждением в масле. Число после В, М – среднее значение твердости по HRC.

Таблица А.9 – Типоразмерный ряд шарниров равных угловых скоростей.

Параметр	Тип шарнира					
	шариковый				кулачковый (дис- ковый)	
Расчетный крутящий момент, кН·м	1,37	2,20	4,50	7,75	8,20	30,70
Диаметр шарика (диска), мм	25,32 (25,50)	29,50	40,0	42,86	98,0	108,0
Максимальный диаметр вращения шарнира, мм	98	109	142	156	122	140
Расстояние между наружными торцами, мм	96	109	134	144	166	192
Наружный диаметр вала, мм	32,0	35,0	44,5	50,0	55,0	62,0
Нагрузка на передний мост кН	10,0	15,0	27,5	35,0	40,0	55,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

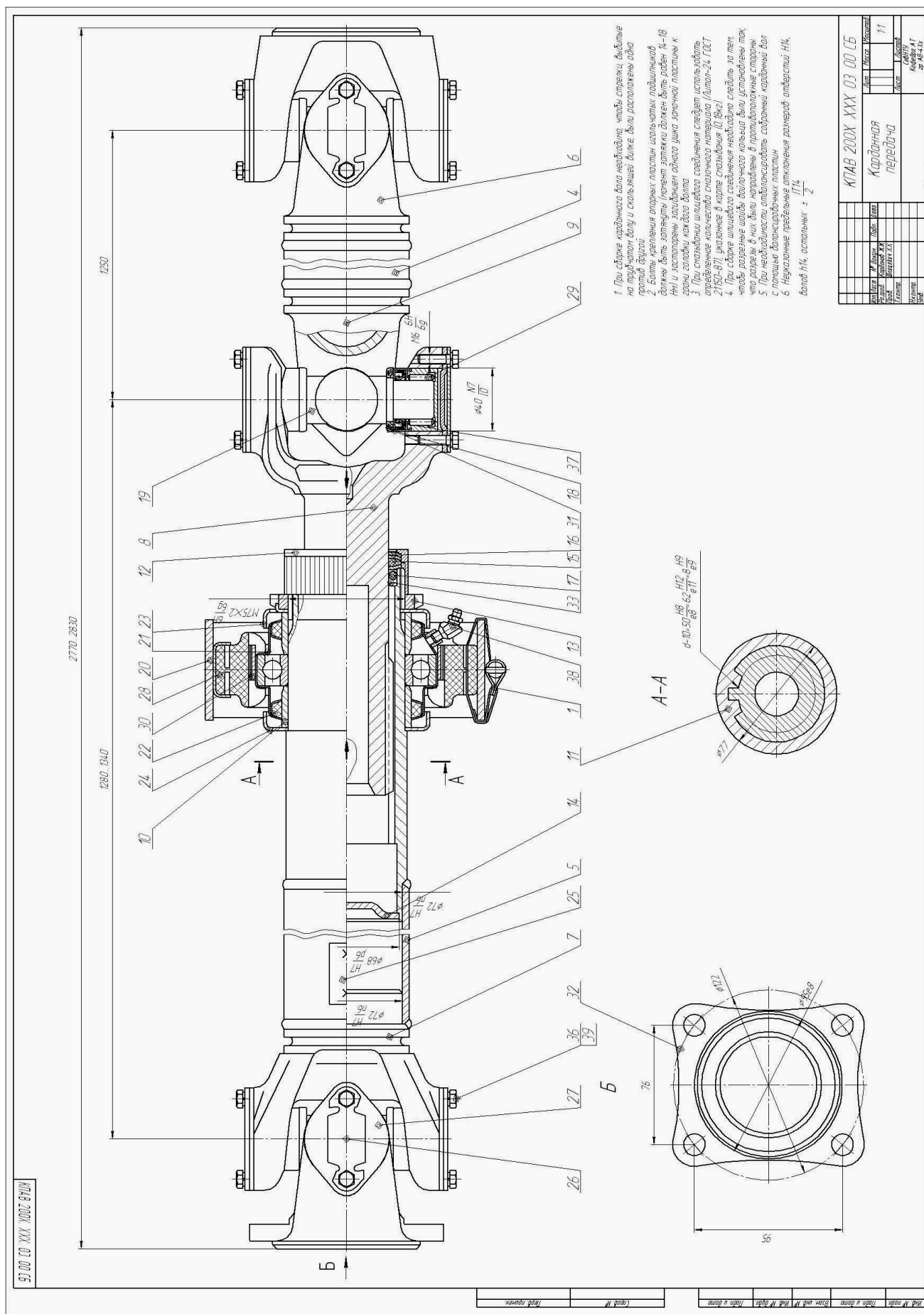
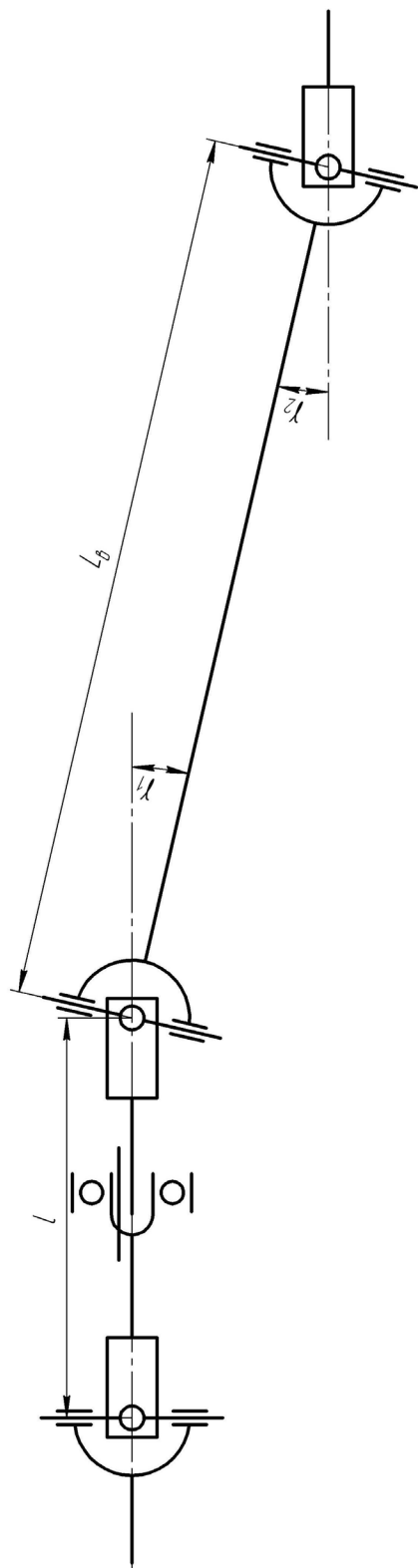
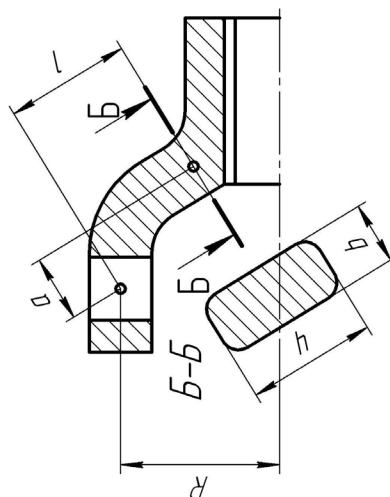


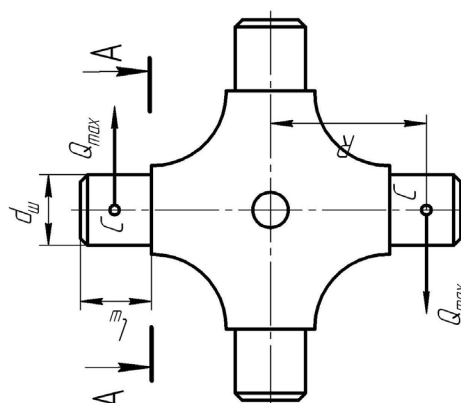
Рисунок Б.1 – Пример выполнения сборочного чертежа карданной передачи



Расчетная схема вилки



Расчетная схема крестовины

[illegible]

Копирован

формат АЗ

ЭЛЕМЕНТОВ

Рисунок Б.2 – Пример выполнения схем к расчету карданной передачи и ее



Рисунок Б.3 – Пример выполнения рабочего чертежа фланец-вилки

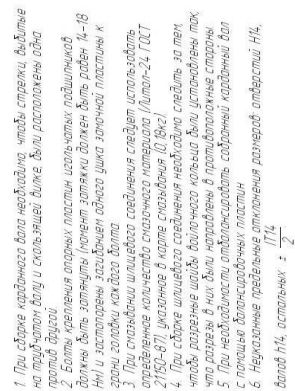
[illegible]

Рисунок Б.4 – Пример выполнения сборочного чертежа карданной передачи



Заказ № _____ от «__» _____ 200_____. Тираж _____ экз.

Изд-во СевНТУ