

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

С. Н. КОРНИЛОВ

ВЕДУЩИЕ
МОСТЫ
АВТОМОБИЛЯ

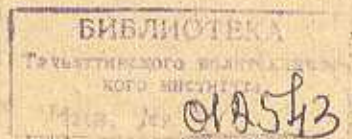
629.113
K674

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР
ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

С. Н. КОРНИЛОВ

ВЕДУЩИЕ МОСТЫ АВТОМОБИЛЯ

*Учебное пособие по курсу
«Конструирование и расчет автомобиля»
для специальности 0513 «Автомобили и тракторы»*



УДК 629.113

Учебное пособие по курсу «Конструирование и расчет автомобиля» предназначено для студентов специальности 0513 «Автомобили и тракторы». Пособие содержит основные теоретические сведения, необходимые студентам при подготовке курсового проекта.

Утверждено на совете института 10 марта 1977 г.

1. СОДЕРЖАНИЕ, ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ЗАЩИТЫ ПРОЕКТА

1.1. Задачи проектирования

Проект по курсу «Конструирование и расчет автомобиля» выполняется студентами на V курсе после изучения основных дисциплин общетехнического цикла и ряда специальных предметов.

В ходе выполнения курсового проекта студенты должны сравнить существующие конструктивные варианты, отметить их достоинства и недостатки и обосновать принятые решения, наиболее соответствующие современным тенденциям в автомобилестроении.

Узлы и детали автомобиля работают в условиях постоянно меняющихся по величине и направлению нагрузок, часто при динамических воздействиях, значительно превосходящих статические. Необходимость снижения собственного веса проектируемого автомобиля требует применения в его конструкции особо качественных материалов при относительно малых запасах прочности. Поэтому методы расчета и расчетные нормативы для автомобильных узлов и агрегатов отличаются от аналогичных методов и нормативов для общего машиностроения. Выполняя проект, студенты должны получить четкое представление об особенностях расчета автомобильных конструкций.

Современные автомобили, как правило, изготавливаются методом массового производства, к которому предъявляются требования высокой технологичности конструкции, тщательно продуманной системы посадок и допусков на изготовление сопрягаемых деталей, подробной разработки технологических условий на изготовление, контроль и сборку деталей и узлов машины. При выполнении проекта студенты должны уметь ориентироваться в выборе посадок для сопрягаемых деталей, представлять себе схему технологического процесса изготовления и сборки проектируемого узла и намечать основные положения технических условий на изготовление отдельных деталей и сборку узлов.

1.2. Задание на курсовой и дипломный проекты

В задании приводятся общие данные по проектируемому автомобилю и указываются основные тяговые качества, которыми он должен обладать: грузоподъемность или пассажироместимость.

собственный вес, максимальная скорость и коэффициент суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости, а также коэффициент, характеризующий максимальное сопротивление дороги при движении на низшей (первой) передаче в коробке передач.

При проектировании автомобилей повышенной проходимости задается минимальная устойчивая скорость движения на первой передаче в коробке передач и на низшей—в раздаточной коробке. Этот параметр необходим для определения, в данном случае, общего передаточного числа силовой передачи автомобиля.

В задании предлагается разработать либо оригинальный агрегат, либо агрегат или узел с ориентировкой на какую-то выполненную конструкцию или, в отдельных случаях, — модернизировать существующую конструкцию с учетом тенденций совершенствования их в мировом автомобилестроении. Всячески поощряется проявление студентами инициативы по улучшению конструкции проектируемого узла в целом и его отдельных элементов.

1.3. Порядок выполнения и объем курсового проекта

Выполняя курсовой проект, студент прежде всего должен проанализировать тяговые качества и конструкцию автомобилей, аналогичных проектируемому. Представив себе в общих чертах создаваемый автомобиль, студент приступает к тяговому расчету, в результате которого определяются основные параметры двигателя и силовой передачи проектируемого автомобиля с учетом необходимости обеспечения заданных качеств. При расчетах не следует стремиться получить данные, аналогичные данным существующих конструкций автомобилей.

В результате выполнения тягового расчета студент получает исходные данные для дальнейшего расчета проектируемых узлов на прочность и основные показатели износостойкости. Параллельно с расчетом вычерчиваются общие виды и разрезы проектируемых узлов, а затем разрабатываются рабочие чертежи деталей.

Характерная особенность рабочих чертежей в автомобилестроении—обилие различных указаний, определяющих технические условия на изготовление и приемку деталей. Выполняя рабочие чертежи, студент должен подробно изучить технические требования и технологические указания, приводящиеся на рабочих чертежах аналогичных деталей существующих конструкций автомобилей, осознать их необходимость в условиях массового производства и представить себе методы их выполнения.

В курсовой проект входят расчетно-пояснительная записка и графическая часть.

Расчетно-пояснительная записка

Расчетно-пояснительная записка должна быть выполнена аккуратно, четко, от руки, чернилами, разборчивым почерком, в конкретной и ясной форме, на одной стороне листа с полями сира-

ва, на которые выносятся основные расчетные параметры, полученные в ходе проектирования.

Однотипные расчеты (например, определение данных для динамической характеристики и др.) рекомендуется выполнять в общем виде, а затем численные результаты сводить в таблицу.

Расчетно-пояснительная записка составляется по следующему плану:

вступительная часть, в которой кратко указываются задачи в области развития автомобильной промышленности и автомобильного транспорта;

тяговый расчет автомобиля;

краткая характеристика и описание проектируемого агрегата (системы), технико-экономическое обоснование выбранной конструкции;

расчет узлов на прочность и износостойкость и расчеты, подтверждающие обеспечение предъявляемых к ним специальных требований.

Расчеты деталей на прочность и долговечность должны проводиться по проектному методу, конечной целью которого является определение размеров детали. Применение проверочных расчетов не допускается. В записке следует указать марки материалов для всех рассчитываемых деталей, режимы термообработки и величины запаса прочности.

При выполнении курсового проекта необходимо добиться снижения веса (металлоемкости конструкции) и стоимости изготовления проектируемых деталей (узлов) за счет применения наиболее современных, уточненных методов расчета, совершенствования конструктивных форм деталей, применения низколегированных материалов, металлокерамики, пластмасс, легких сплавов и других достижений отечественной и зарубежной техники.

Расчеты следует сопровождать необходимыми схемами, эскизами деталей с указанием приложения и распределения нагрузок, эпюр моментов и напряжений, сводными таблицами основных размеров, графиками при использовании графических и графоаналитических методов расчета.

В заключении указывается, какие конструктивные изменения в существующую конструкцию внесены при проектировании, и приводятся данные, подтверждающие преимущества предлагаемой конструкции узла или детали.

В конце записки приводится перечень использованной литературы. Объем записки обычно 30—50 страниц.

Графическая часть

Графическая часть курсового проекта состоит из графиков тягового расчета (обычно на одном листе формата 24, ГОСТ 3450—60), общего вида проектируемого узла и рабочих чертежей деталей, входящих в этот узел.

В сложных конструкциях ведущих мостов на двух листах формата 24 показываются разрез по механизму главной передачи и

дифференциалу в горизонтальной или вертикальной плоскости и разрез по колесу со ступицей, по подшипникам колес, полуоси и части заднего моста. Для простых конструкций мостов небольших размеров следует изображать максимум проекций разрезов и сечений. Четвертый лист отводится для рабочих чертежей 2—3 сопряженных деталей: ведущего вала с шестерней или промежуточного вала редуктора при двойной главной передаче, шестерни полуоси или сателлита, ступицы колеса или полуоси, коробки дифференциала или фланца ведущего вала моста.

1.4. Указания по защите курсового проекта

Курсовой проект — чертежи и пояснительная записка — подписывается руководителем проектирования и представляется к защите.

Курсовой проект защищается публично перед комиссией в составе не менее двух преподавателей.

Студент в кратком докладе (не менее 15 минут) рассказывает о цели и задачах проекта, о принятых им решениях, раскрывает основные положения проекта, отвечает на вопросы. Работа над проектом должна вестись с таким расчетом, чтобы он был выполнен и защищен до начала экзаменационной сессии.

1.5. Примерный расчет затрат времени студентом для выполнения курсового проекта по курсу «Автомобили и тракторы»

Тяговый расчет —	8—10 час.
Конструктивный расчет узла —	20—25 час.
Разработка конструкции узла в чертежах общих видов —	30—40 час.
Рабочие чертежи деталей —	10—15 час.
Оформление пояснительной записки —	7—10 час.
Всего —	75—100 час.

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Требования к конструкциям главных передач и исходные данные при проектировании

Увеличивая передаточное число трансмиссии на постоянную величину, главная передача обеспечивает:

согласование скоростной характеристики двигателя с тягово-динамической характеристикой автомобиля на расчетной передаче в коробке передач;

изменение крутящего момента как по величине, так и по направлению его действия при передаче энергии от двигателя к ведущим колесам;

уменьшение крутящего момента в агрегатах силовой передачи, стоящих до главной передачи.

Так как автомобильные двигатели являются высокооборотными, редукторы главной передачи устанавливаются на всех автомобилях, независимо от их компоновки.

По числу и месту расположения редукторов главные передачи делятся на следующие типы:

мостовые центральные передачи, представляющие собой центральный (межколесный) редуктор, установленный в средней части моста (ВАЗ-2101, ЗАЗ-966, ЗИЛ-130 и др.);

мостовые разнесенные передачи, состоящие из одного центрального и двух конечных бортовых или колесных редукторов (МАЗ-500, ЛиАЗ-677 и др.).

Мостовые центральные передачи классифицируются по следующим признакам:

по числу ступеней—одноступенчатые (односкоростные) и двухступенчатые (двухскоростные);

по числу пар шестерен, находящихся в зацеплении, — на одинарные и двойные.

Одинарные передачи в зависимости от вида зацепления могут быть коническими (с прямым или спиральным зубом), гипоидными и червячными.

Двойные передачи представляют собой сочетание конической или гипоидной передачи с парой цилиндрических колес.

Конструкция главной передачи [1—4] должна обеспечивать: реализацию достаточно большого передаточного числа при высокой компактности ведущего моста, особенно центрального редуктора;

малый вес неподдрессорованной части;

высокий и маломеняющийся при изменении нагрузок и скорости вращения к. п. д.;

высокую жесткость корпуса, опор, шестерен и валов как одно из главных условий повышения долговечности и бесшумности работы;

малые размеры центрального редуктора.

При проектировании конической пары должны быть известны и заданы следующие величины:

максимальный крутящий момент на ведущей конической шестерне на первой передаче;

кинематическая схема главной передачи, передаточное число конической пары и числа зубьев шестерен;

отношение b/L в пределах 0,3...0,35, где b —длина зуба по образующей конуса, L —длина образующей делительного конуса;

угол спирали β . Для конических передач с круговыми зубьями угол β принимается в пределах от 33 до 41°—большой угол для меньшего числа зубьев.

Для гипоидных передач угол спирали ведущей шестерни выбирается в зависимости от числа зубьев [5]:

$$\begin{array}{l} Z_m = 6 \dots 13 \quad 14 \dots 15 \quad \geq 16; \\ \beta_m = 50^\circ \quad 45^\circ \quad 40^\circ. \end{array}$$

Угол спирали для колеса определяется из геометрического расчета и лежит в интервале 25...35°. Брать величину более 35° не рекомендуется.

Материал зубчатых колес и их термохимическая обработка даны в [6, 7, 8].

2.2. Определение длины образующей делительного конуса конического колеса

На основании исходных данных определяется длина образующей делительного конуса L , торповый модуль m_s , нормальный модуль в среднем сечении зуба m_n , геометрические размеры зубчатых зацеплений, производится поверочный расчет [1].

В машиностроении длина образующей делительного конуса

$$L = \frac{L}{b} \sqrt{i^2 + 1} \sqrt{\left[\frac{80000}{[\tau]_{\text{ск}}} \left(\frac{L}{b} - 0,5 \right) i \right]^2 \left(\frac{N}{n_k} \right)_p}, \text{ см.} \quad (2.1)$$

где i — передаточное число конической пары;

$\left(\frac{N}{n_k} \right)_p$ — относительный расчетный момент, передаваемый шестерней.

$$\left(\frac{N}{n_k} \right)_p = \frac{M_{e \text{ max}} i_1 \pi}{30 \times 75}, \frac{\text{лс}}{\text{об/мин}},$$

где $M_{e \text{ max}}$ — максимальный момент двигателя;

i_1 — передаточное число на первой передаче;

$[\tau]_{\text{ск}}$ — допускаемое контактное напряжение сдвига для стальных косозубых колес, кг/см².

$$[\tau]_{\text{ск}} = 0,8 C_1 HRC \sqrt{\frac{10^7}{N_{\text{ц}}}},$$

где C_1 — определяется из табл. 1 [5].

$N_{\text{ц}}$ — число циклов нагружения зубьев рассчитываемого колеса, определяется по межремонтному сроку службы автомобиля.

Таблица 1

Материал зубчатых колес	Твердость зубьев HRC		Коэффициент C_1
	поверхностного слоя	сердцевины	
Цементированные из высоколегированных сталей с твердой сердцевиной зубьев (12ХНЗ, 20ХНЗ, 18ХНВА, 18ХН и др.)	55—65	30	103
		40	110
Цементированные из легированных сталей	55—65	30	92
		40	103
Цианированные при работе без больших перегрузок	50	≥ 40	103
	55	≥ 44	103
	60	≥ 48	103
Азотированные при работе без больших перегрузок	55	≥ 36	103
	60	≥ 40	103

По нормали Н451—47с межремонтный пробег составляет:

для легковых автомобилей	— 100 000 км;
для грузовых автомобилей	— 160 000 км;
для автобусов	— 200 000 км.

Если $N_{п} > N_{б}$, то вместо $N_{п}$ следует подставить $N_{б}$ (определяемое по значению твердости поверхности зубьев).

При $HRC\ 40—45\ N_{б} = 100 \cdot 10^6$, $HRC\ 55—65\ N_{б} = 250 \cdot 10^6$.

Для гипоидной передачи по формуле (2.1) определяется длина образующей делительного конуса колеса.

2.3. Определение нормального модуля в среднем сечении зуба

Торцовый модуль

$$m_s = \frac{2L \sin \delta}{z_k},$$

где δ — половина угла при вершине делительного конуса. Нормальный модуль

$$m_k = \frac{L - 0,5b}{L} m_s \cos \beta.$$

Радиус делительной окружности в среднем сечении

$$r_x = (L - 0,5b) \sin \delta.$$

2.4. Геометрический расчет конического зацепления

Целью геометрического расчета конической передачи с круговыми зубьями является определение параметров зуба: высоту головки и ножки зуба, угла спирали, диаметра делительной окружности, углов внутреннего и наружного конуса, монтажного размера [5, 9, 11, 12].

Целью геометрического расчета гипоидной передачи является определение по известному углу спирали шестерни, по длине образующей делительного конуса колеса и передаточному числу конической пары следующих параметров: гипоидного смещения, угла спирали колеса, нормального модуля, монтажного расстояния колеса, монтажного расстояния шестерни, ширины шестерни, коэффициента коррекции.

Обычно гипоидное смещение для легковых автомобилей не более 0,2 от среднего диаметра ведомого колеса, для грузовых — не более 0,125 среднего диаметра ведомого колеса [5, 10, 11, 12].

2.5. Определение сил, действующих в зацеплении конической передачи

Схема сил, действующих на коническую шестерню с криволинейным зубом, представлена на рис. 1. Сила P_2 , с одной стороны, может быть разложена на силу P , направленную по касательной

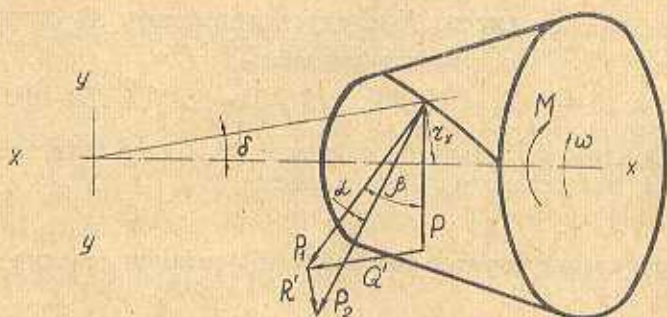


Рис. 1. Силы, действующие в коническом косозубом зацеплении:

P_2 — приложена к полюсу зацепления, перпендикулярна к зубу и направлена по касательной к основному конусу; P' — приложена к полюсу зацепления, перпендикулярна к среднему радиусу и направлена по касательной к делительному конусу; P — приложена к полюсу зацепления и направлена по касательной к делительной окружности в среднем сечении колеса; R' — направлена к центру колеса перпендикулярно к образующей делительного конуса; Q' — направлена параллельно образующей делительного конуса; δ — половина угла при вершине делительного конуса; M — момент, приложенный к шестерне, в направлении ее вращения.

к делительной окружности в среднем сечении конуса, силу N , направленную к центру колеса перпендикулярно образующей делительного конуса, и силу S , направленную параллельно образующей делительного конуса. С другой стороны, сила P_2 может быть разложена на силу P , силу Q , направленную вдоль оси конуса, и силу R , направленную перпендикулярно оси конуса.

Тогда

$$P_2 = P + Q' + R',$$

$$P_2 = P + Q - R,$$

или

$$Q' + R' = Q + R.$$

Из проекции составляющих Q' и R' на горизонтальную ось $X-X$ и вертикальную $Y-Y$ получаем:

$$\left. \begin{aligned} Q &= R' \sin \delta - Q' \cos \delta \\ R &= R' \cos \delta + Q' \sin \delta \end{aligned} \right\}$$

Из рис. 1 определяем:

$$P = \frac{M_p}{r_s}$$

$$Q' = P \operatorname{tg} \beta$$

$$R' = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

где α — угол зацепления;
 β — угол спирали.
 Следовательно,

$$\left. \begin{aligned} Q &= P \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \sin \delta - \operatorname{tg} \beta \cos \delta \right) \\ R &= P \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \cos \delta + \operatorname{tg} \beta \sin \delta \right) \end{aligned} \right\}$$

Вынося за скобки $\frac{\cos \delta}{\cos \beta}$ и принимая, что $\operatorname{tg} \delta = i$, получаем:

$$\left. \begin{aligned} Q &= -P \frac{\cos \delta}{\cos \beta} (-i \operatorname{tg} \alpha \pm \sin \beta) \\ R &= P \frac{\cos \delta}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \pm i \sin \beta) \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

В скобках знак «плюс» принимается при совпадении направления вращения с направлением спирали зубьев, знак «минус» — при разноименном направлении вращения и спирали.

Направление спирали и направление вращения выбираются так, чтобы осевые усилия были направлены к основанию шестерни.

2.6. Определение сил, действующих в зацеплении гипоидной передачи

В гипоидном зацеплении углы β_1 и β_2 неодинаковы (рис. 2), поэтому определение сил несколько отличается от их расчета в коническом зацеплении.

Силы, действующие на ведущий и ведомый зубья гипоидной передачи, одинаковы:

$$P'_2 = \frac{P'}{\cos \beta_1};$$

$$P''_1 = \frac{P''}{\cos \beta_2};$$

$$P' = P'' \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}.$$

Если

$$P' = \frac{M'_p}{r_x},$$

то

$$P'' = \frac{M''_p}{r'_x} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}.$$

При расчете осевого и радиального усилий, действующих на ведущую шестерню, в формулы (2.2) подставляем:

$$\left. \begin{aligned} P = P' &= \frac{M_p}{r_x}; \\ \delta_1 &= \delta_1; \quad \beta = \beta_1 \end{aligned} \right\}$$

При расчете осевого и радиального усилий, действующих на ведомое колесо, в формулы (2.2.) подставляем:

$$\left. \begin{aligned} P = P'' &= \frac{M_p \cos \beta_2}{r_x \cos \beta_1}; \\ \delta &= \delta_2; \quad \beta = \beta_2 \end{aligned} \right\}$$

Выбор направления спирали необходимо согласовать с направлением гипондного смещения относительно оси ведомой шестерни. При смещении вниз спираль должна быть левой (чтобы сделать угол спирали шестерни больше угла спирали колеса), вра-

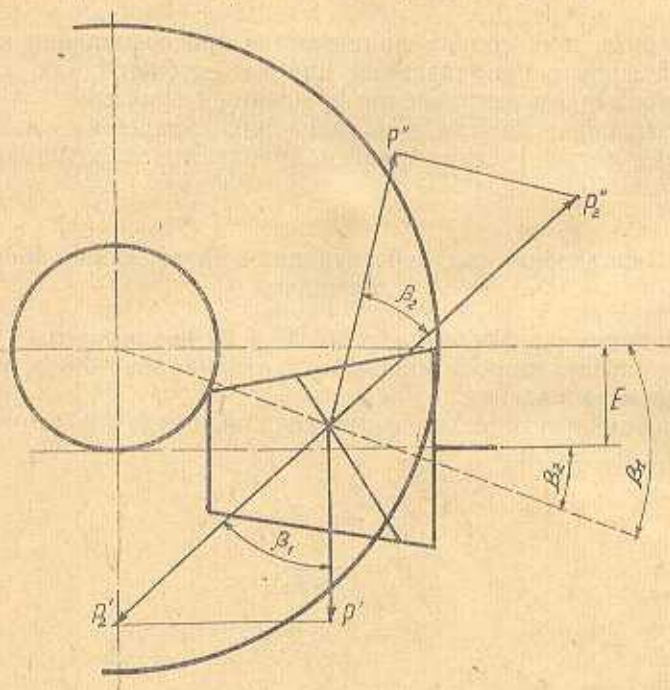


Рис. 2. Силы, действующие в гипондном зацеплении:

P' — приложена к полюсу зацепления, перпендикулярна к зубу конической шестерни и направлена по касательной к ее основному конусу; P'' — приложена к полюсу зацепления, перпендикулярна к зубу конического колеса и направлена по касательной к его основному конусу; P' , P'' — приложены к полюсам зацепления и направлены по касательным к делительным окружностям в среднем сечении шестерни и колеса; β_1 , β_2 — углы наклона зубьев шестерни и колеса; E — гипондное смещение

щение—правым. При смещении вверх направление спирали должно быть правым, вращение—левым.

2.7. Проверочный расчет конической и гипоидной пары шестерен

Проверочный расчет производится на прочность при изгибе зубьев и на контактную прочность поверхности зубьев. Расчетным режимом является передача максимального момента двигателя на первой передаче.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\kappa} = \frac{M_p \sqrt{i^2 + 1}}{\frac{b}{L} m_a i y \left(1 - 0,5 \frac{b}{L}\right)^2 L^2} \leq [\sigma_{\kappa}], \quad (2.3)$$

где y — коэффициент формы зуба, который определяется в соответствии с эквивалентным числом зубьев по таблицам для цилиндрических зубчатых колес:

$$Z_y = \frac{Z}{\cos \delta \cos^3 \beta}.$$

Коэффициент формы зуба при некоррегированном зацеплении

$$y = 0,154 - \frac{1,23}{Z_y} + \frac{3,33}{Z_y^2}.$$

Контактное напряжение

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cos \alpha \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}}, \quad (2.4)$$

где ρ — приведенный радиус кривизны поверхности зуба.

$$\rho_1 = \frac{r_{1r}}{\cos^3 \beta_1 \cos \delta_1};$$

$$\rho_2 = \frac{r_{2r}}{\cos^3 \beta_2 \cos \delta_2}.$$

Расчитанные по формулам (2.3) и (2.4) напряжения для выполненных конструкций конических передач со спиральным зубом составляют на первой передаче:

$$\sigma_{\text{н}} = 7000 \dots 9000 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{\kappa} = 15000 \dots 25000 \text{ кгс/см}^2.$$

2.8. Расчет ведущего вала, подшипников и цилиндрической пары главной передачи

Валы главной передачи рассчитываются на прочность и жесткость, которая должна обеспечивать постоянство условий зацепления зубчатых элементов при передаче больших нагрузок.

Установка вала на подшипниках, лежащих по обе стороны конической шестерни, обеспечивает большую жесткость вала (рис. 3). Однако такая конструкция несколько сложнее, и, по компоновоч-

ным соображениям, она может быть осуществлена в основном в одиарных главных передачах.

К основным конструктивным мероприятиям, направленным на повышение жесткости главной передачи, относятся:



Рис. 3. Схемы установки ведущих валов главной передачи.

1 — ведущий вал установлен консольно; 2 — ведущий вал установлен между опорами; a — расстояние между подшипниками; b — расстояние от среднего сечения шестерни до подшипника

увеличение расстояния между подшипниками, расположенными по одну сторону конической шестерни;

уменьшение расстояния между опорами, расположенными по обе стороны конической шестерни, и уменьшение консоли;

создание предварительного натяга в подшипниках ведущего вала;

установка роликовых конических подшипников, воспринимающих значительную осевую нагрузку.

Прогиб ведущих валов рассчитывается по формулам—для вала с консолью:

прогиб в горизонтальной плоскости

$$y_r = P \frac{a^3 b^2}{3(a+b)EI};$$

прогиб в вертикальной плоскости

$$y_b = R \frac{a^2 b^2}{3(a+b)EI} - Qr_x \frac{ab(a-b)}{3(a-b)EI};$$

для валов, когда подшипники установлены по обе стороны шестерни:

прогиб в горизонтальной плоскости

$$y_r = P \frac{b^2(a+b)}{3EI};$$

прогиб в вертикальной плоскости

$$y_b = R \frac{b^2(a+b)}{3EI} - Qr_x \frac{(2a+3b)b}{6EI}.$$

Допускаемый прогиб в горизонтальной плоскости—не более $\pm 0,075$ мм, в вертикальной плоскости — не более $\pm 0,075$ мм, осевое смещение ведущего вала под действием сил в зацеплении—не более $\pm 0,075$ мм.

Расчет подшипников и цилиндрической пары двойной главной передачи производится по методике, принятой для расчета коробки передач.

3. ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ

3.1. Классификация и требования к дифференциалам

Дифференциалы классифицируются по кинематическим свойствам: симметричные и несимметричные; по величине внутреннего трения и коэффициента блокировки: с малым внутренним трением ($\kappa_6=0,05\dots 0,2$), с повышенным трением ($\kappa_6=0,25\dots 0,8$), с полной блокировкой ($\kappa_6=1,0$);

по способу блокировки: с принудительной блокировкой, самоблокирующиеся;

по конструктивным признакам: зубчатые конические и цилиндрические, червячные, кулачковые, муфты свободного хода.

К конструкции всех типов дифференциалов предъявляются следующие требования [1—4, 7, 13]:

высокий к. п. д.;

хорошая управляемость и устойчивость автомобиля при движении по дорогам с неравномерным коэффициентом сцепления, на поворотах и при движении по неровностям дороги;

малые габариты и вес;

высокая надежность и износостойкость при необходимых значениях коэффициента блокировки.

3.2. Расчет конического дифференциала

Конические симметричные дифференциалы (рис. 4) являются наиболее технологичной, а поэтому и наиболее распространенной конструкцией. При проектировании конического дифференциала необходимо обосновать расчетом следующие величины:

числа зубьев полуосевых шестерен и сателлитов,

торцовый модуль,

угол зацепления,

длину образующей делительного конуса и длину зуба,

коэффициент блокировки дифференциала,

напряжения в зубе при передаче крутящего момента.

Число зубьев дифференциала рекомендуется 10 и более, полуосевых шестерен от 14 до 25 [7, 8].

Нормальный торцовый модуль в основании делительного конуса в первом приближении

$$m_n = \sqrt[3]{M_{e \max} i_0}, \text{ мм},$$

где $M_{e \max}$ — максимальный момент двигателя, кгм;

i_0 — передаточное число главной передачи.

Принимаются угол зацепления, высота зуба.

Угол делительного конуса сателлита

$$\delta_c = \arctg \frac{Z_c}{Z_n}; \quad \delta_n = 90^\circ - \delta_c,$$

где δ_c — угол делительного конуса сателлита;

δ_n — угол делительного конуса полуосевой шестерни.

Длина образующей делительного конуса

$$L = \frac{D_n}{2 \sin \delta_n}; \quad D_n = m_n Z_n.$$

Длина зуба $b = (0,25 \dots 0,30) L$.

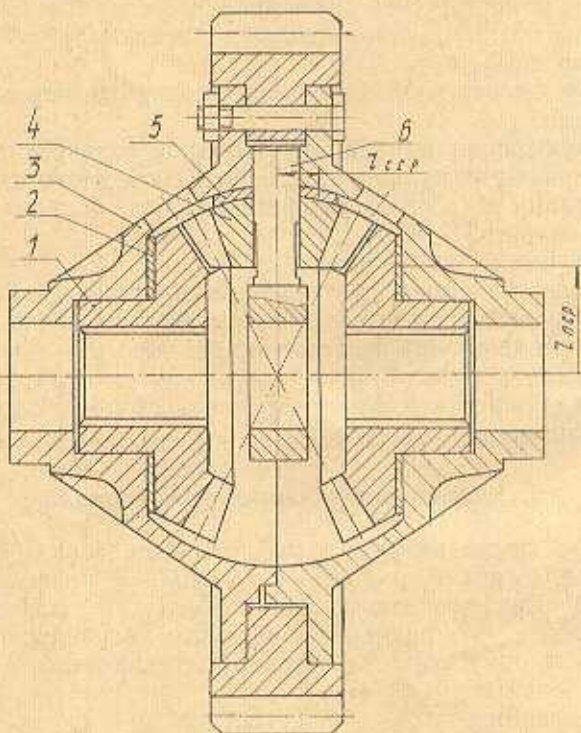


Рис. 4. Дифференциал с малым внутренним трением:
1 — полуосевая шестерня; 2 — шайба между полуосевой шестерней и корпусом дифференциала; 3 — корпус дифференциала; 4 — сателлит; 5 — шайба между сателлитом и корпусом дифференциала

Принимаются материал зубчатых колес и их термохимическая обработка [6, 7, 8].

Производится предварительная компоновка дифференциала, на основе которой определяется коэффициент его блокировки:

$$k_\delta = \frac{\mu \operatorname{tg} \alpha}{r_{\text{вн}}} \left(r_{\text{ср. с}} \frac{Z_n}{Z_c} \sin \delta_c + r_{\text{ср. н}} \cos \delta_c \right),$$

где α — угол зацепления;

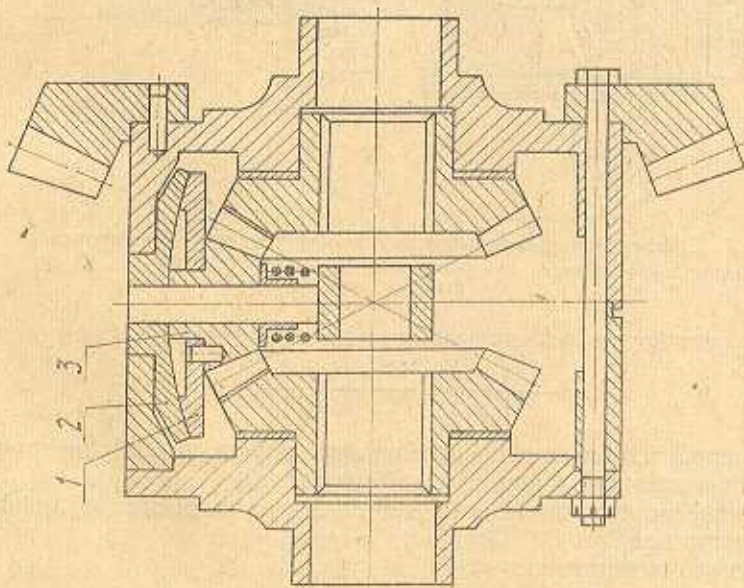


Рис. 5. Дифференциал с коэффициентом блокировки 0,1, \rightarrow 0,2.
 1 — увеличенная шайба сепаратора; 2 — опора шайбы в корпусе дифференциала; 3 — сепаратор.

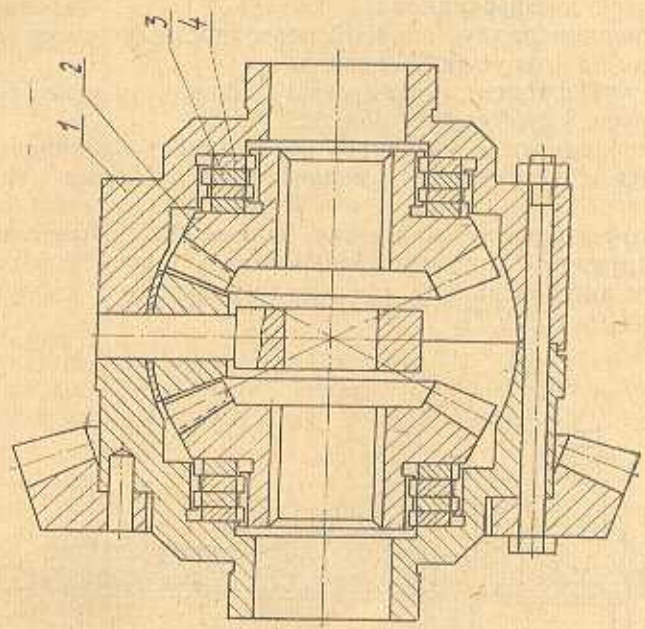


Рис. 6. Дифференциал с полойным внутренним конусом.
 1 — корпус дифференциала; 2 — сепаратор; 3 — конус; 4 — конусный диск.

БИБЛИОТЕКА
 Государственного технического университета
 012513

- $r_{хп}$ — средний радиус полуосевой шестерни;
 $r_{ср-с}$ — средний радиус опорной поверхности сателлита на корпус дифференциала;
 $r_{ср-п}$ — средний радиус опорной поверхности полуосевой шестерни на корпус дифференциала;
 μ — коэффициент трения между сателлитом и шайбой, полуосевой шестерней и шайбой.

При необходимости увеличить коэффициент блокировки до 0,2 применяется конструкция с увеличенными шайбами сателлитов (рис. 5).

При коэффициенте блокировки больше 0,15 обычно используется конструкция с дисками трения между полуосевой шестерней и корпусом дифференциала или между полуосью и корпусом дифференциала (рис. 6 и 7).

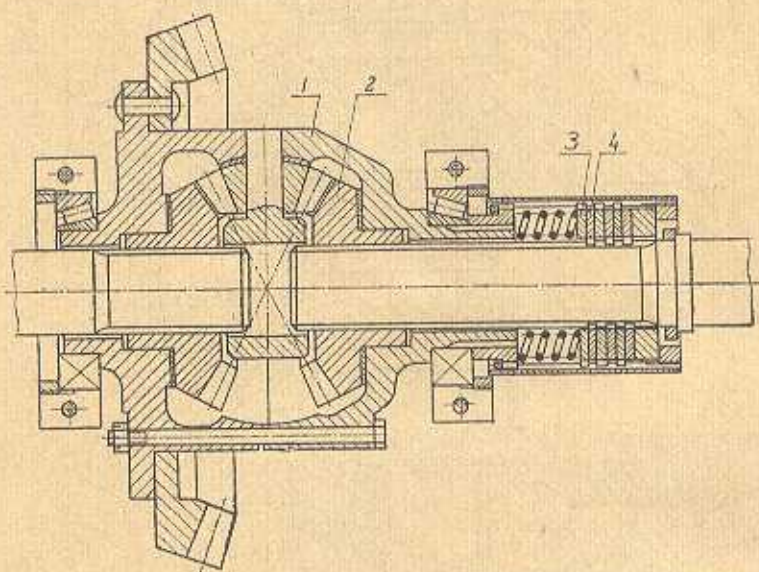


Рис. 7. Дифференциал с повышенным коэффициентом блокировки: 1 — корпус дифференциала; 2 — полуосевая шестерня; 3 — ведущий диск; 4 — ведомый диск.

Зубья сателлитов рассчитываются на прочность по формуле:

$$\sigma = \frac{3(1 + k_d) M_{e \max} i_1 i_0 \eta_M}{m_n^2 Z_n q L (1 - \lambda^3) \pi y}$$

где i_1 — передаточное число коробки передач на первой передаче;

i_0 — передаточное число главной передачи;

η_M — коэффициент полезного действия трансмиссии до дифференциала;

q — число сателлитов;

$$\lambda = \frac{b}{L}$$

Допускаемые напряжения изгиба в зубьях сателлита—7000—9000 кг/см².

Определяются силы, действующие в зацеплении.

Определяется удельное давление торца сателлита на корпус дифференциала (не более 100—200 кг/см²).

Определяется удельное давление торца полуосевой шестерни на корпус дифференциала (не более 40—100 кг/см²).

Рассчитывается крестовина на срез и смятие от сил, действующих в коническом зацеплении. Допускаемые напряжения смятия не более 700 кг/см², среза — 1000...1200 кг/см².

3.3. Кулачковые дифференциалы

Кулачковый дифференциал (рис. 8) представляет собой плунжерно-кулачковый механизм оригинальной конструктивной схемы, обладающий кинематическими и динамическими внешними свой-

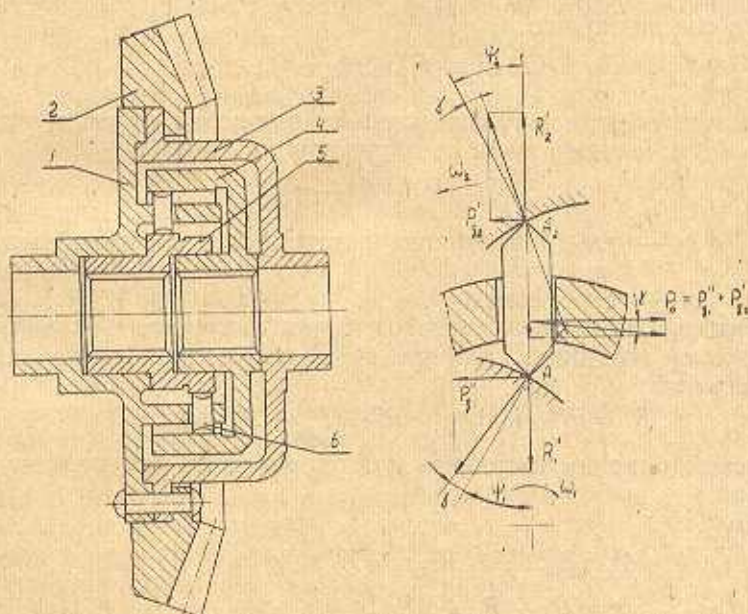


Рис. 8. Кулачковый дифференциал

ствами, аналогичными свойствам дифференциалов, повышенного трения. Механизм имеет корпус, образуемый чашками 1 и 3 и шестерней 2. Чашка 1 содержит сепаратор цилиндрической формы с двумя рядами радиальных отверстий, в которых размещены плунжеры 6, находящиеся в зацеплении с наружными кулачками наружной звездочки 4. Звездочки 4 и 5 соединены с выходными валами.

Линейная зависимость между вращением внутренней звездочки, радиальным перемещением плунжера и вращением наружной звездочки, т. е. получение передаточного числа между звездочками, равного единице, обеспечивается соответствующими профилями кулачков звездочек. Кривые, по которым профилируются кулачки, должны иметь радиусы, отличающиеся на постоянную величину (длину плунжера), и пропорциональные один другому центральные углы. Таких кривых можно найти очень много [15]. Простейший профиль, удовлетворяющий указанному условию, — Архимедова спираль.

Рассмотрим динамику механизма при относительно вращении звездочек, когда ведущей является внутренняя звездочка (рис. 8). Пусть сепаратор плунжеров неподвижен. Тогда при вращении внутренней звездочки по часовой стрелке наружная будет вращаться против часовой стрелки. Силой инерции плунжеров пренебрегаем, так как скорости их передвижения малы. Силу взаимодействия плунжера с внутренней звездочкой можно разложить на две составляющие: окружную $P''_{\alpha 1}$ и радиальную R'' . Из параллелограмма сил видно, что

$$P''_{\alpha 1} = R''_{\alpha 1} \operatorname{tg} (\psi_1 + \gamma).$$

Аналогично для наружной ведомой звездочки с учетом направления скольжения кулачка по плунжеру получим:

$$P'_{\alpha 2} = R'_2 \operatorname{tg} (\psi_2 - \gamma),$$

где ψ_1 и ψ_2 — углы давления на внутренней и наружной звездочках;

γ — угол трения.

Движение плунжера происходит под давлением боковой силы P_0 , поэтому возникает сила трения $P_0 \operatorname{tg} \nu$, направленная против его движения:

$$R'_1 = R'_2 + R_0 \operatorname{tg} \gamma = R'_2 + (P'_{\alpha 2} + P''_{\alpha 2}) \operatorname{tg} \gamma.$$

Отсюда выводим уравнения для определения моментов на звездочках:

ведущий

$$\begin{aligned} M'_1 &= P_{\alpha 1} OA = P''_{\alpha 1} r_1 = R''_{\alpha 1} r_1 \operatorname{tg} (\psi_1 + \gamma) = \\ &= [R'_1 + (P'_{\alpha 2} + P''_{\alpha 2}) \operatorname{tg} \nu] r_1 \operatorname{tg} (\psi_1 + \gamma); \end{aligned}$$

ведомый

$$M'_2 = P'_{\alpha 2} OA_2 = P'_{\alpha 2} r_2 = R'_2 r_2 \operatorname{tg} (\psi_2 - \gamma).$$

Отношение моментов M''_1 к M'_2 будет величиной коэффициента блокировки:

$$\lambda = \frac{1 + k_0}{1 - k_0}.$$

После преобразования получим:

$$\lambda_1 = \frac{M_1''}{M_2'} = \frac{r_1}{r_2} \frac{\cos(\psi_2 - 2\gamma)}{\cos(\psi_1 - 2\gamma)} \frac{\sin(\psi_1 + \gamma)}{\sin(\psi_2 - \gamma)} \quad (3.1)$$

Аналогично для случая, когда ведущей является наружная звездочка:

$$\lambda_2 = \frac{M_2''}{M_1'} = \frac{r_2}{r_1} \frac{\cos(\psi_1 - 2\gamma)}{\cos(\psi_2 + 2\gamma)} \frac{\sin(\psi_2 - \gamma)}{\sin(\psi_1 - \gamma)} \quad (3.2)$$

При отсутствии трения в механизме, т. е. если $v=0$, оба выражения для коэффициента блокировки должны дать единицу. Тогда

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\operatorname{tg} \psi_2}{\operatorname{tg} \psi_1},$$

что является условием симметричности дифференциала.

Анализ формул (3.1) и (3.2) показывает, что в пределах передвижения плунжера от впадины кулачков до вершины значения λ_1 и λ_2 меняются так, что величина λ_2 всегда меньше величины λ_1 . Крайние расчетные значения λ_1 для одного из механизмов при $\gamma=5^\circ$ получились равными 2,25 и 2,39 для $\lambda_2=2,11$ и 2,00. Такая переменность коэффициента блокировки механизма объясняется соответствующей закономерностью изменения величин ψ_1 , ψ_2 , r_1 и r_2 при относительном угловом перемещении звездочек и сепаратора с плунжерами.

Рассмотренный механизм имеет следующие конструктивные особенности. Плунжеры расположены в сепараторе в два ряда в шахматном порядке, т. е. они смещены по окружности один относительно другого на полшага. Число плунжеров в каждом ряду равно 12. На наружной звездочке равномерно по окружности расположено шесть кулачков, которые имеют увеличенную длину и зацепляются с плунжерами обоих рядов. На внутренней звездочке выполнено два самостоятельных ряда кулачков. Каждый ряд имеет шесть равномерно расположенных по окружности кулачков. Кулачки одного ряда смещены по окружности относительно кулачков другого ряда на полшага. При таком выполнении механизма в каждом ряду всегда работают шесть плунжеров, а остальные шесть находятся на нерабочих ветвях кулачков и не участвуют в передаче окружных усилий. Работа одной группы плунжеров чередуется с работой другой. Таким образом, в обоих рядах всегда в работе находятся двенадцать плунжеров. Кинематика и динамика всех плунжеров одной группы в любой момент времени одинаковы. Если в ряду все шесть плунжеров установились в крайних положениях (во впадинах и на вершинах кулачков), этот ряд не передает окружных усилий. В этих случаях усилия передаются только шестью плунжерами другого ряда, которые в этот момент находятся в средней части рабочих ветвей кулачков своего ряда. Дифференциалы, выполненные по рассмотренной конструктивной схеме, применяет фирма «Мак» (США) как в качестве межколесных, так и межосевых в ведущих тележках трехосных автомоби-

лей, а также Горьковский автозавод—в грузовых автомобилях повышенной проходимости.

Фирма «Цаиррадфабрик» (ФРГ) применяет кулачковые дифференциалы, которые имеют один ряд плунжеров с неодинаковым числом кулачков на звездочках. Так, число кулачков наружной и внутренней звездочек одного из механизмов соответственно равно 13 и 11. Теоретически наибольшее возможное число плунжеров равно сумме чисел кулачков звездочек. В данном случае это число равно 24. Число плунжеров в реальных конструкциях делают меньше, но оно всегда равно любому из делителей указанной суммы кулачков. Конструкцией рассматриваемого механизма предусмотрено 8 плунжеров. В этом механизме в любой момент времени плунжер занимает какое-то положение, отличное от положений других плунжеров. В каждый момент времени в работе находятся 3—4 плунжера.

Для упрощения технологии производства деталей рабочие поверхности кулачков выполняются не по кривым Архимеда, а в виде сопряженных цилиндрических поверхностей. Расхождения таких поверхностей с поверхностями, выполненными по кривым Архимеда, незначительны. Рабочие концы плунжеров изготавливаются не остроконечными, а в виде цилиндрических поверхностей, что повышает их работоспособность.

3.4. Червячно-винтовые дифференциалы

Червячно-винтовые дифференциалы относятся к наиболее ранним механизмам, распределяющим крутящий момент между колесами, и отличаются высоким коэффициентом блокировки. Первые конструкции их появились еще в 30-х годах. Механизм представляет собой червячный редуктор (рис. 9) с кинематическими свойствами, аналогичными свойствам обычного конического дифференциала.

Силовая связь между полуосями осуществляется двумя полуосевыми червячными шестернями и тремя рядами сателлитов, т. е. через четыре полюса зацепления червячных пар. Каждый ряд имеет четыре (иногда три) сателлита, поэтому общее число полюсов зацепления червячных пар равно 16. Силовая связь между сателлитами и корпусом осуществляется через опоры сателлитов, выполненные в приливах корпуса. Для получения надежного дифференциального эффекта угол подъема спирали червяков в таких механизмах выполняется сравнительно большим—24...26°, коэффициент блокировки—6...9. При угле менее 22° дифференциальный эффект достигается одновременным приложением к полуосям крутящих моментов противоположного направления. В аналогичном механизме, созданном в НАМИ, угол подъема спирали червяка составляет 24°. Опытный коэффициент блокировки для различных режимов работы — 6...10. Испытания этих дифференциалов, про-

веденные НАМИ на трехосных грузовых автомобилях Уральского автозавода, показали достаточную их работоспособность [13].

Расчетный к. п. д. дифференциала η_d при относительном вращении полуосевой шестерни равен произведению к. п. д. отдельных

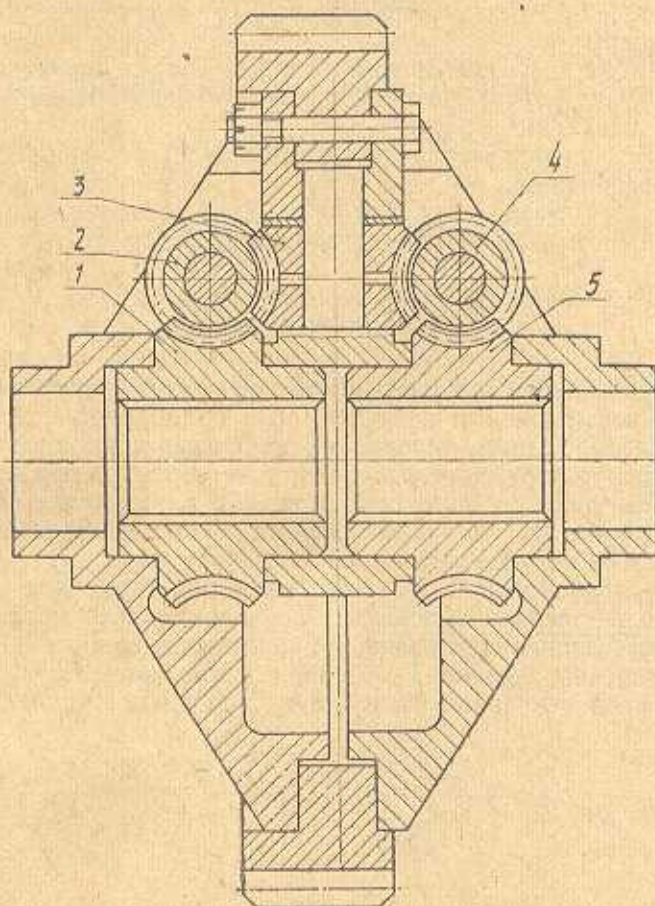


Рис. 9. Червячно-винтовой дифференциал.

червячных пар при передаче крутящего момента от одной полуосевой шестерни к другой:

$$\eta_d = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4,$$

где η_1 — к. п. д. при передаче мощности от червячной шестерни 1 к червяку 2;

η_2 — к. п. д. при передаче мощности от червяка 2 к сателлиту 3;

η_3 — к. п. д. при передаче мощности от сателлита 3 к червяку 4;

η_4 — к. п. д. при передаче мощности от червяка 4 к червячной шестерне 5.

В свою очередь, к. п. д. каждой червячной пары

$$\eta_i = \eta_{in} \eta_{оп} \eta_{пр},$$

где η_{in} — к. п. д., учитывающий потери в зацеплении червячной пары;

$\eta_{оп}$ — к. п. д., учитывающий потери в опорах червячной пары;

$\eta_{пр}$ — к. п. д., учитывающий потери на разбрызгивание и размешивание масла.

Зная к. п. д., можно получить коэффициент блокировки червячного дифференциала:

$$\lambda = \frac{M_3}{M_1} = \frac{1}{\eta_1} = \frac{1}{\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4}.$$

4. РАСЧЕТ ПОЛУОСЕЙ

Полуоси заднего ведущего моста с жесткой балкой в зависимости от испытываемой нагрузки, обусловливаемой конструкцией опоры колеса, делятся условно на три типа: полностью разгруженные, полуразгруженные и на три четверти разгруженные.

Размеры полуоси определяют, исходя из наиболее опасного случая нагружения и в зависимости от ее типа. Нагрузочный расчетный режим полуосей можно свести к трем случаям:

1. Продольное усилие X_2 (толкающее или тормозное) достигло максимальной величины, равной $Z_2\varphi$. Поперечное усилие отсутствует. Коэффициент сцепления φ принимается равным 0,7.

2. Поперечное усилие Y_2 (боковое скольжение оси) достигло максимальной величины, равной $Z_2\varphi$. Продольное усилие отсутствует.

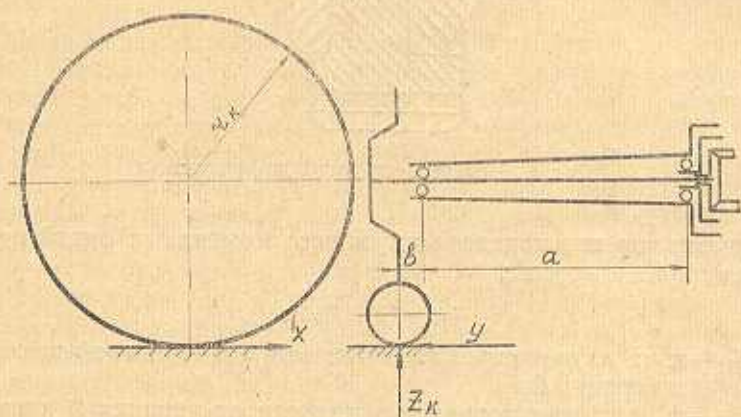


Рис. 10. Схема нагружения полуразгруженной полуоси

При расчете коэффициент сцепления при боковом скольжении принимается равным 1.

3. Вертикальное усилие достигло максимальной величины $Z_2 \delta_{\text{ши}}$ (переезд через неровности). Коэффициент динамичности при расчетах принимается;

для легковых автомобилей и автобусов — 1,75;

для грузовых автомобилей — 2,5.

Полностью разгруженная полуось (рис. 10) работает только на кручение. Максимальный расчетный крутящий момент

$$M_k = Z_2 \varphi r_k = \frac{G_2}{2} m_2 \varphi r_k,$$

где r_k — радиус колеса;

Z_2 — вертикальная реакция на ведущем колесе;

G_2 — вес, приходящийся на задний мост (статическая нагрузка);

m_2 — коэффициент, учитывающий перераспределение веса на ведущей оси, в расчетах $m_2 = 1,2$.

Полуразгруженная полуось (рис. 11) в первом случае нагружения рассчитывается на одновременное действие сил X_2 и Z_2 и крутящего момента.

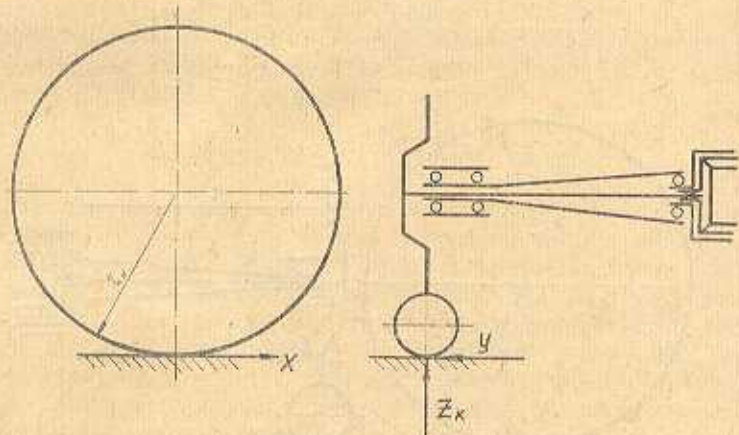


Рис. 11. Схема нагружения разгруженной полуоси

Соответствующие силы для правой и левой полуоси

$$Z_{2n} = Z_{2л} = \frac{m_2 G_2}{2} - g_k;$$

$$X_{2n} = X_{2л} = \frac{m_2 G_2}{2} \varphi,$$

где g_k — вес ведущего колеса.

Суммарный изгибающий момент на полуоси

$$M_{из} = b \sqrt{Z_{2n}^2 + X_{2n}^2} = b \sqrt{Z_{2л}^2 + X_{2л}^2}.$$

Крутящий момент

$$M_{кр} = X_{20} \cdot r_k = X_{2z} \cdot r_k.$$

Во втором случае нагружения на полуось действуют силы Z и Y :

$$Z_{2z} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_{z\varphi}}{B} \right) - g_k; \quad Z_{2n} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_{z\varphi}}{B} \right) - g_k;$$

$$Y_{2z} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_{z\varphi}}{B} \right) \varphi; \quad Y_{2n} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_{z\varphi}}{B} \right) \varphi;$$

где h_z , B — высота центра тяжести и ширина ведущих колес, величину которых выбирают ориентировочно, основываясь на существующих конструкциях автомобилей.

Суммарные изгибающие моменты на полуоси

$$M_{изл} = Y_{2z} \cdot r_k + Z_{2z} b; \quad M_{изп} = Y_{2n} r_k - Z_{2n} b.$$

В третьем случае нагружения полуоси работают на изгиб под действием

$$M_{из} = \delta_{изп} b \frac{G_2}{2}.$$

На три четверти нагруженная полуось (рис. 12) в первом случае нагружения рассчитывается на те же нагрузки, что и полу-

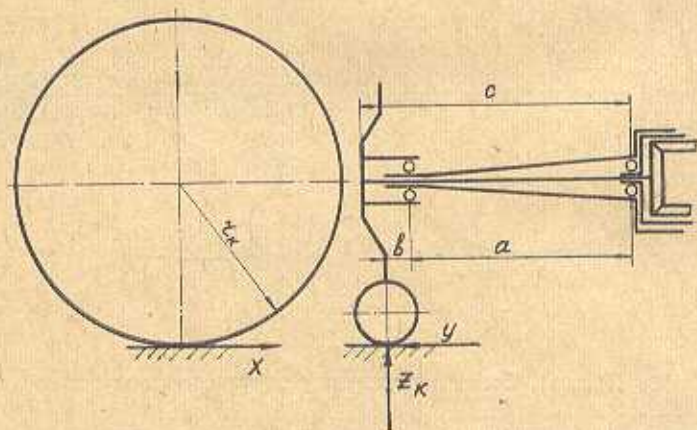


Рис. 12. Схема нагружения полуоси, разгруженной на три четверти

разгруженная. При изгибе наиболее опасное сечение находится в конце крепления ступицы на расстоянии c от внутренней опоры:

$$M_{изл} = M_{изп} = \frac{bc}{a} \sqrt{Z_{2n}^2 + X_{2n}^2}$$

$$M_{кр} = X_{20} r_k = X_{2z} r_k.$$

Во втором случае нагружения

$$M_{из} = \frac{c}{a - \frac{c-a}{2}} (Y_{2a} r_k - Z_{2a} b).$$

Выражение для $M_{из}$ приведено без учета заземляющего действия подшипника ступицы колеса и хвостовика полуоси в коробке дифференциала. При установке подшипника, обеспечивающего полное заземление ступицы, полуось разгружается от изгибающих усилий при заносе.

Допускаемые напряжения при всех случаях нагружения не должны превышать 5000 кг/см².

После определения основных размеров полуосей необходимо проверить угол их закручивания под действием максимального момента и рассчитать шлицевые соединения.

Угол закручивания полуоси

$$\Theta = \frac{M_{кр} L 180}{G I_p \pi} = \frac{2880 M_{e \max} i_0 i_k \gamma}{\pi^2 d^4 G},$$

где G — модуль упругости (800000 кг/см²);

L — длина полуоси;

d — диаметр полуоси.

Угол закручивания не должен превышать 3...5°.

Шлицы полуосей на срез и смятие рассчитываются по общепринятой методике. Допустимые напряжения на смятие не должны превышать 2000 кг/см², на срез—725 кг/см².

5. РАСЧЕТ БАЛКИ ЗАДНЕГО МОСТА

Балки ведущего моста рассчитываются при тех же условиях нагружения, что и полуоси. Опасное сечение балки обычно располагается возле рессорной подушки. В зависимости от конструкции отдельные участки балки могут работать на кручение. Если реактивный момент воспринимается рессорами, то при тяговом режиме движения автомобиля на кручение работает средняя часть моста до рессор, так как реактивный момент возникает на картере главной передачи, при торможении—часть моста от места крепления тормозных дисков до рессор.

Балки моста с разгруженными полуосями (рис. 10) в первом случае нагружения рассчитываются на изгиб от сил Z_2 и X_2 , на кручение — от $M_{кр} = \frac{G_a}{2} m_2 \varphi r_k$.

Сложные напряжения на изгиб и кручение определяются только при круглом сечении балки.

Во втором случае нагружения, при заносе автомобиля, расчет ведется по моментам, создаваемым силами Z_2 и Y_2 . В связи с разными значениями Z_2 и Y_2 наибольшие напряжения испытывает та сторона балки моста, которая обращена в сторону заноса.

Согласно [14] $Z_{2л} > Z_{2п}$, наиболее опасным сечением является сечение $l_1 = 0$.

В этом случае

$$M = Y_{2x} r_k = \frac{G_2}{2} r_k \varphi \left(1 + \frac{2h_2 \varphi}{B} \right).$$

В третьем случае нагружения балка рассчитывается на изгиб от

$$M_{из} = \delta_{диз} \frac{G_2}{2} l_1.$$

Балка моста с полуосями, нагруженными на три четверти, рассчитывается аналогично балке моста с разгруженными полуосями.

Балки моста с полуразгруженными полуосями (рис. 11) в первом и в третьем случаях нагружения рассчитываются так же, как балки моста с разгруженными полуосями.

Во втором случае нагружения, при заносе автомобиля на балку действуют изгибающие моменты от сил S' и S'' :

$$M_{из} = S' (l_2 - b); \quad S' = Z_{2л} \frac{a+b}{a} - Y_{2л} \frac{r_k}{a}.$$

Аналогично определяется изгибающий момент от силы S'' .

В балках заднего моста, в которые запрессованы стальные трубы, ее сечение необходимо проверять на прочность на выходе из картера. Расчет производится только при заносе автомобиля. Напряжения в опасных сечениях для балки заднего моста, изготовленной из ковкого чугуна, не должны превышать 3000 кг/см^2 , в стальной трубе— 5000 кг/см^2 .

6. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Срок службы подшипников колес зависит в основном от веса, приходящегося на колесо, и от расположения подшипников.

Нагрузкой на подшипники от сил X_2 и Y_2 пренебрегают, так как толкающее усилие в условиях эксплуатации невелико, а боковая сила действует редко и кратковременно.

Вес, приходящийся на колесо, определяется из выражения:

$$Z_{2л} = Z_{2п} = \frac{G_2}{2} - g_k.$$

Реакции, действующие на каждый подшипник разгруженной полуоси (если подшипники расположены на одинаковом расстоянии от линии действия сил $Z_{2л}$ и $Z_{2п}$) (рис. 10),

$$R = \frac{Z_{2л}}{2} = \frac{Z_{2п}}{2}.$$

Расчетное число оборотов колес определяют исходя из средней скорости движения автомобиля и радиуса качения колеса.

При определении коэффициента работоспособности подшипника рекомендуется принимать $k_6 = 1,5$. Коэффициент k_k для полностью и на три четверти разгруженных полуосей — 1,35, для полуразгруженной — в связи с тем, что вращается внутреннее кольцо подшипника $k_k = 1$.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1

Легковые автомобили

Марка автомо- биля	Осевой вес, кг	М, ктм	Наименование шестерни	Число зубьев	Торцовый модуль	Угол зацепления рабочей стороной зуба в нормаль- ном сечении	Угол зацепления нерабочей сторо- ной зуба в нор- мальном сечении	Угол дельта- нота конуса	Угол спиралей по середине длина зуба	Направление спиралей	Длина образ- ующей дельта- нота конуса, мм	Длина зуба по образующей де- льта-нотного ко- нуса, мм	Смещение осей ведущей и ве- домой шестерни
ЗАЗ-966	605	19,8	ведущая	8	4,43	17° 30'	—	12° 12'	40° 48'	левое	83,85	25	—
Москвич 408, 412	690	39,8	ведомая	37	4,43	17° 30'	—	77° 48'	40° 48'	правое	83,85	23	—
ГАЗ-21	980	53	ведомая	38	4,579	16° 36'	25° 24'	—	50°	левое	—	—	32
			ведущая	9	—	16° 36'	25° 51'	75° 20'	26° 07'	правое	89,931	27	32
ГАЗ-69	1235	61	ведомая	39	6,559	18° 15'	24° 15'	16° 28'	49° 01'	левое	—	—	—
			ведущая	8	5,343	17° 30'	24° 15'	72° 01'	24° 58'	правое	117,220	—	42
ГАЗ-13	1320	280	ведомая	41	5,343	17° 30'	—	11° 02'	30° 40' 06"	левое	111,602	32	—
			ведущая	43	—	18° 15'	24° 15'	78° 57' 30"	40° 06'	правое	—	28,5	—
ЗИЛ-111	1680	236	ведомая	14	6,068	18° 15'	24° 15'	18° 40'	49° 37'	левое	—	—	—
			ведущая	11	—	18° 15'	24° 15'	70° 06'	26° 03'	правое	—	—	—
ЗИЛ-114	5390	188	ведомая	39	6,154	—	—	69° 55' 54"	48° 25' 07"	левое	—	—	44,45
			ведущая	6	—	22° 30'	22° 30'	10° 34' 43"	25° 04' 45"	правое	—	—	—
ГАЗ-53А	5390	188	ведомая	6	—	22° 30'	22° 30'	79° 46' 34"	46° 18'	левое	—	—	32
			ведомая	41	8,3	22° 30'	22° 30'	—	34° 03' 58"	правое	—	—	43

Легковые автомобили. Параметры шестерен дифференциала

Марка автомобиля	Наименование шестерни	Число зубьев	Торцовый модуль, мм	Угол зацепления в нормальном сечении	Длина образующей шей делительного конуса, мм	Длина зуба по образующей делительного конуса, мм
ГАЗ-966	полуосевая	20	3,5	22° 30'	83,848	25
	сателлит	10	3,5	— → —		23
Москвич-408, 412, 2138, 2140	полуосевая	14	4,1307	22° 30'	35,535	—
	сателлит	10				—
ГАЗ-21	полуосевая	16	5,0	22° 30'	47,176	—
	сателлит	10				—
ГАЗ-69	полуосевая	16	5	22° 30'	47,176	—
	сателлит	10	4,75		44,881	35
ГАЗ-13	полуосевая	16	5	22° 30'	47,176	—
	сателлит	10	5		47,168	—
ЗИЛ-111	полуосевая	15	5,567	20°	50,177	—
	сателлит	10	5,567		— → —	—

Таблица 3

Грузовые автомобили. Параметры конических шестерен главной передачи

Марка автомобиля	Осевой вес, кг	Момент на валу ведущей конической шестерни	Наименование шестерни	Число зубьев	Торцовый модуль, мм	Угол зацепления рабочей стороны зуба в нормальном сечении	Угол делительного конуса	Угол сп. ради по средине	Углы зуба	Направление спирали	Длина от разуклонки конусов	Длина зуба по образующей делительного ко- нуса
УАЗ-451			ведущая	8	5,343	17° 30'	11° 02' 30"	40° 06'	40° 06'	левое	111,602	32
УАЗ-452	1540	76,5	ведомая	41	5,343	17° 30'	78° 57' 30"	40° 06'	40° 06'	правое	111,602	28,5
ГАЗ-63			ведущая	5	8,439	20°	7° 29' 45"	33° 37'	33° 37'	левое	161,722	45
ПАЗ-652	3370	162	ведомая	38	8,439	20°	82° 00' 15"	33° 37'	33° 37'	правое	161,722	42,5
ЗИЛ-157К			ведущая	6	8,017	20°	8° 31' 50"	33° 37'	33° 37'	левое	162,13	45
ГАЗ-51	3700	203	ведомая	40	8,017	20°	81° 28' 10"	33° 37'	33° 37'	правое	162,13	42,5
УРАЛ-375			ведущая	11	9,5	20°	24° 37'	38° 02'	38° 02'	левое	125,403	42
УРАЛ-377	4695	222	ведомая	24	9,5	20°	65° 23'	38° 02'	38° 02'	правое	125,403	42
ЗИЛ-130	6950	305	ведущая	13	9,0	20°	27° 28'	35°	35°	левое	126,8	—
			ведомая	25	9,0	20°	62° 32'	35°	35°	правое	126,8	40
МАЗ-500	10000	419,5	ведущая	12	11,0	20°	20° 33' 22"	36° 50'	36° 50'	левое	187,97	50
			ведомая	32	11,0	20°	69° 26' 38"	36° 50'	36° 50'	правое	187,97	50
КрАЗ-214	18690	384	ведущая	12	10,5	17° 30'	27° 33'	35° 46'	35° 46'	левое	—	55
			ведомая	23	10,5	17° 30'	62° 27'	35° 46'	35° 46'	правое	—	55

Грузовые автомобили. Параметры цилиндрических шестерен главной передачи

Тип автомобиля	Наименование шестерен	Число зубьев	Модуль по нормам, мм	Профильный угол инструмента	Угол наклона винтовой линии	Направление винтовой линии	Междугривное расстояние, мм	Ширина венца, мм
УРАЛ-375, УРАЛ-377	ведущая	12	6,0	20°	20°	левое	197,92	76
	ведомая	49	6,0	20°	20°	правое		70
ЗИЛ-130	ведущая	14	6,0	20°	16° 07' 52,5"	левое	190,5	75
	ведомая	47	6,0	20°	16° 07' 52,5"	правое		70
КрАЗ-214	ведущая	14	6,25	25°	—	—	231,25	96
	ведомая	60	6,25	25°	—	—		76
МАЗ-500	солнечная	20	4,5	20°	—	—	—	55
	сателлит	16	4,5	20°	—	—	—	49
	эпицикл	58	4,5	20°	—	—	—	60

Грузовые автомобили. Параметры шестерен дифференциала

Марка автомобиля	Наименование шестерни	Число зубьев	Торцовый модуль, мм	Угол зацепления в нормальном сечении	Длина образующей делительного конуса, мм	Длина зуба по образующей делительного конуса, мм
УАЗ-451	полуосевая	16	5	22° 30'	47,176	—
УАЗ-452	сателлит	10	4,75	22° 30'	44,811	—
ГАЗ-63	полуосевая	20	5,0	22° 30'	57,053	19
ПАЗ-652	сателлит	11	5,0	22° 30'	57,053	—
ЗИЛ-157К	полуосевая	20	5,0	22° 30'	57,053	19
ГАЗ-51	сателлит	11	5,0	22° 30'	57,053	—
УРАЛ-375	полуосевая	22	6,35	20°	78,08	27
УРАЛ-377	сателлит	11	6,35	20°	78,08	27
ГАЗ-53А	полуосевая	20	5,75	22° 30'	65,622	—
	сателлит	11	5,75	22° 30'	65,622	—
ЗИЛ-130	полуосевая	22	6,35	22° 30'	78,09	27
	сателлит	11	6,35	22° 30'	78,09	—
МАЗ-500	полуосевая	20	5,5	20°	62,77	22,5
	сателлит	11	5,5	20°	62,77	22,5
КрАЗ-214	полуосевая	22	8,0	20°	98,387	33
	сателлит	11	8,0	20°	98,387	30,187

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А. С. и др. Шасси автомобиля. М., Машгиз, 1963.
2. Родионов В. Ф., Фиттерман Б. М. Легковые автомобили. М., «Машиностроение», 1971.
3. Оселчугов В. В. Автобусы. М., «Машиностроение», 1971.
4. Кленников В. М., Кленников Е. В. Теория и конструкция автомобиля. М., «Машиностроение», 1967.
5. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Т. 3. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., «Машиностроение», 1969.
6. Масин Н. А. и др. Автомобильные материалы. М., «Транспорт», 1968.
7. Каталог-справочник. Управляемые ведущие мосты.
8. Каталог-справочник. Ведущие мосты автомобилей. М., «Транспорт», 1968.
9. Справочник машиностроителя. Т. 4, книга 1. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., Машгиз, 1963.
10. Письманик К. М. Гипоидные передачи. М., «Машиностроение», 1964.
11. Проектирование зубчатых конических и гипоидных передач (инструкционные материалы фирмы «Глиссон»). Пер. А. В. Сетранова. М., Машгиз, 1963.
12. Кедринский В. Н., Хлебалин Н. Ф. Геометрический расчет конических зубчатых колес. М., Машгиз, 1963.
13. Лефаров А. Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. М., «Машиностроение», 1972.
14. Бухарин Н. А. и др. Автомобили. М., «Машиностроение», 1972.
15. Решетов Л. Н. Кулачковые механизмы. М., Машгиз, 1948.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

1. Содержание, порядок выполнения и защиты проекта	3
1.1. Задачи проектирования	3
1.2. Задание на курсовой и дипломный проект	3
1.3. Порядок выполнения и объем курсового проекта	4
1.4. Указания по защите курсового проекта	6
1.5. Примерный расчет затрат времени студентом на выполнение курсового проекта по курсу «Автомобили и тракторы»	6
2. Проектирование главной передачи	6
2.1. Требования к конструкциям главных передач и исходные данные при проектировании	6
2.2. Определение длины образующей делительного конуса конического колеса	8
2.3. Определение нормального модуля в среднем сечении зуба	9
2.4. Геометрический расчет конического зацепления	9
2.5. Определение сил, действующих в зацеплении конической передачи	10
2.6. Определение сил, действующих в зацеплении гипоидной передачи	11
2.7. Проверочный расчет конической и гипоидной пары шестерен	13
2.8. Расчет ведущего вала, подшипников и цилиндрической пары главной передачи	13
3. Дифференциалы	15
3.1. Классификация и требования к дифференциалам	15
3.2. Расчет конического дифференциала	19
3.3. Кулачковые дифференциалы	15
3.4. Червячно-вальные дифференциалы	22
4. Расчет полуосей	24
5. Расчет балки заднего моста	27
6. Подбор подшипников ведущих колес	28
Приложения	29
Литература	34

КОРНИЛОВ С. Н.
ВЕДУЩИЕ МОСТЫ АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие

Ответственный редактор В. В. Ломакин
Редактор Е. С. Поздеева
Технический редактор И. С. Полторах
Корректор Г. Ю. Шульц