МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"Оренбургский государственный университет"

С.Е. ГОРЛАТОВ, В.Т. ИСАЙЧЕВ, А.А. ФИЛИППОВ

АВТОМОБИЛЬ.
ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Рекомендовано Ученым советом государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Оренбургский государственный университет" в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по специальностям " Автомобили и автомобильное хозяйство ", и " Сервис транспортных и технологических машин и оборудования"

Оренбург 2009

УДК 629.113 (075.8)
ББК 39.33 - 01 я 73
Г69

Рецензент
кандидат технических наук, доцент А. Н. Мельников.

Горлатов, С.Е.
Г 69 **Автомобиль. Главные передачи: учебное пособие / С.Е. Горлатов, В.Т. Исайчев, А.А. Филиппов - Оренбург: ГОУ ОГУ, 2009. - 135 с.**

ISBN

В пособии дан анализ конструкций главных передач, дифференциалов и полуосей автомобиля, их оценка и применяемость в автомобилестроении, изложены элементы расчета нагрузок в механизмах автомобиля.

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения, изучающих дисциплину СД 06.02 – Автомобили федерального компонента ГОС ВПО направления подготовки дипломированных специалистов 190600 - Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования.

Г $\frac{3203010000}{}$

ISBN

© Горлатов С.Е., 2009
Исайчев В.Т.,
Филиппов А.А.,
© ГОУ ОГУ 2009

Содержание

Введение 4
1 Главные передачи 5
1.1 Общие сведения 5
1.2.1 Одинарная коническая главная передача 6
1.2.2 Одинарная гипоидная главная передача 8
1.2.3 Одинарная цилиндрическая главная передача 10
1.2.4 Одинарная червячная главная передача 11
1.3 Двойные главные передачи 12
1.3.1 Двойная центральная одноступенчатая главная передача 12
1.3.2 Двойная центральная двухступенчатая главная передача 15
1.3.3 Двойная разнесенная главная передача 16
1.4 Выбор основных параметров зубчатых колес главных передач 19
1.5 Особенности проектирования и расчета конических и гипоидных главных передач 21
1.5.1 Силы, действующие в зацеплении конических колес 21
1.5.2 Силы, действующие в зацеплении гипоидных колес 23
1.5.3 Предварительный натяг подшипников валов конической и гипоидной главных передач 25
1.5.4 Расчет прогибов конических и гипоидных зубчатых колес 27
2 Дифференциалы 30
2.1 Общие сведения 30
2.2 Кинематические и силовые соотношения в дифференциале 32
2.3 Влияние дифференциала на проходимость автомобиля 35
2.4 Коэффициент блокировки симметричного дифференциала 37
2.5 Определение коэффициента блокировки дифференциалов различных конструкций 41
2.6 Выбор основных параметров зубчатых колес дифференциалов 50
3 Полуоси 56
Список использованных источников 63
Приложение А 64
Приложение Б 81
Приложение В 82
Приложение Г 83
Приложение Д 84
Приложение Е 86

Введение

В требованиях ГОСВПО к обязательному минимуму содержания дисциплины «Конструкция, расчет и потребительские свойства изделий» для специальности 190603– «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования», а равно дисциплины «Автомобили» для специальности 190601– «Автомобили и автомобильное хозяйство» оговаривается, что студент должен:

- знать конструктивные особенности, условия и режимы работы основных агрегатов и узлов автотранспортных средств;
- иметь практические навыки по проектированию отдельных узлов и механизмов автомобиля.

В учебном пособии дан анализ конструкций главных передач, дифференциалов и полуосей автомобиля их оценка и применяемость в автомобилестроении.

На основании рабочих процессов изложены элементы расчета, необходимые для определения действующих в механизмах автомобиля нагрузок.

Для закрепления теоретического материала, изложенного в пособии, даны контрольные вопросы.

В пособии приведены примеры расчета главной передачи, дифференциала и полуосей автомобиля.

Полезной информацией для студентов будут технические характеристики различных типов автомобилей, необходимые для расчета агрегатов и механизмов автомобиля.

1 Главные передачи

1.1 Общие сведения

Главная передача - это механизм трансмиссии, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Основные требования, предъявляемые к главным передачам: обеспечение заданных передаточных чисел при минимальных габаритных размерах и массе с сохранением необходимых дорожных просветов; высокий коэффициент полезного действия (КПД) и минимальный уровень шума; простота обслуживания, технологичность, ремонтопригодность; высокая жесткость корпуса, опор и валов; высокая точность изготовления и сборки.

Различают главные передачи *одинарные,* имеющие в своем составе одну зубчатую пару, и *двойные,* имеющие более одной зубчатой пары в каждой ветви силового потока. Очень редко встречаются *тройные* главные передачи.

В свою очередь, одинарные главные передачи бывают: *конические с прямыми и криволинейными зубьями; цилиндрические прямозубые, косозубые и шевронные; гипоидные с верхним и нижним смещением; червячные с верхним и нижним расположением червяка.*

Двойные главные передачи подразделяются на *центральные одно-* и *двухступенчатые* (по числу переключаемых ступеней передаточных чисел) и на *разнесенные с колесным редуктором,* с *бортовым редуктором* и с *обоими редукторами.*

Схема и конструкция главной передачи обусловлены, прежде всего, передаточным числом i_0, которое выбирают, исходя из достижения заданной максимальной скорости V_{max} движения автомобиля:

$$i_0 = \frac{0{,}377 \cdot n_{max} \cdot r}{i_{кв} \cdot i_{ркв} \cdot V_{max}}, \qquad (1.1)$$

где r - радиус качения колеса, м;

n_{max} - максимальные обороты коленчатого вала двигателя, об/мин;

$i_{кв}$ - передаточное число коробки передач на высшей передаче;

$i_{ркв}$ - передаточное число раздаточной коробки на повышенной передаче;

V_{max} - максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче, км/ч.

При увеличении нагрузки, приходящейся на одну ось, возрастают размеры колеса и его радиус качения r. Это приводит к необходимости повышения передаточного числа главной передачи i_0 при неизменных значениях остальных параметров: n_N, V_{max}, $i_{кв}$, $i_{ркв}$.

При $i_0 \leq 8$ используют одинарную главную передачу, при $6 < i_0 < 12$ - двойную центральную и при $i_0 > 11$ - двойную разнесенную.

Схема главной передачи зависит также от требуемого дорожного просвета и типа подвески колеса.

1.2 Одинарные главные передачи

Одинарные главные передачи применяют в легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности. Их преимущества: компактность, минимальные габаритные размеры, масса и стоимость, недостаток - ограниченное значение передаточного числа.

1.2.1 Одинарная коническая главная передача

В настоящее время прямозубую коническую передачу не применяют, а из передач с криволинейным зубом используют лишь передачи с круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки. Широкое применение конических передач с круговым зубом обусловлено возможностью шлифования зубьев на высокопроизводительных станках и свободой выбора угла наклона зуба в отличие от передач, имеющих линию зуба в виде дуг эвольвенты, логарифмической спирали и т.д. Передаточное число конической передачи:

$$i_{кон} = \frac{Z_2}{Z_1};$$

где Z_1, Z_2 – число зубьев, соответственно шестерни и колеса.

$$Z_1 = \frac{D_1 \cdot \cos\beta_1}{m_N};$$

$$Z_2 = \frac{D_2 \cdot \cos\beta_2}{m_N}.$$

где D_1, D_2 - средний начальный диаметр шестерни и колеса соответственно см.рисунок 1.1, а;

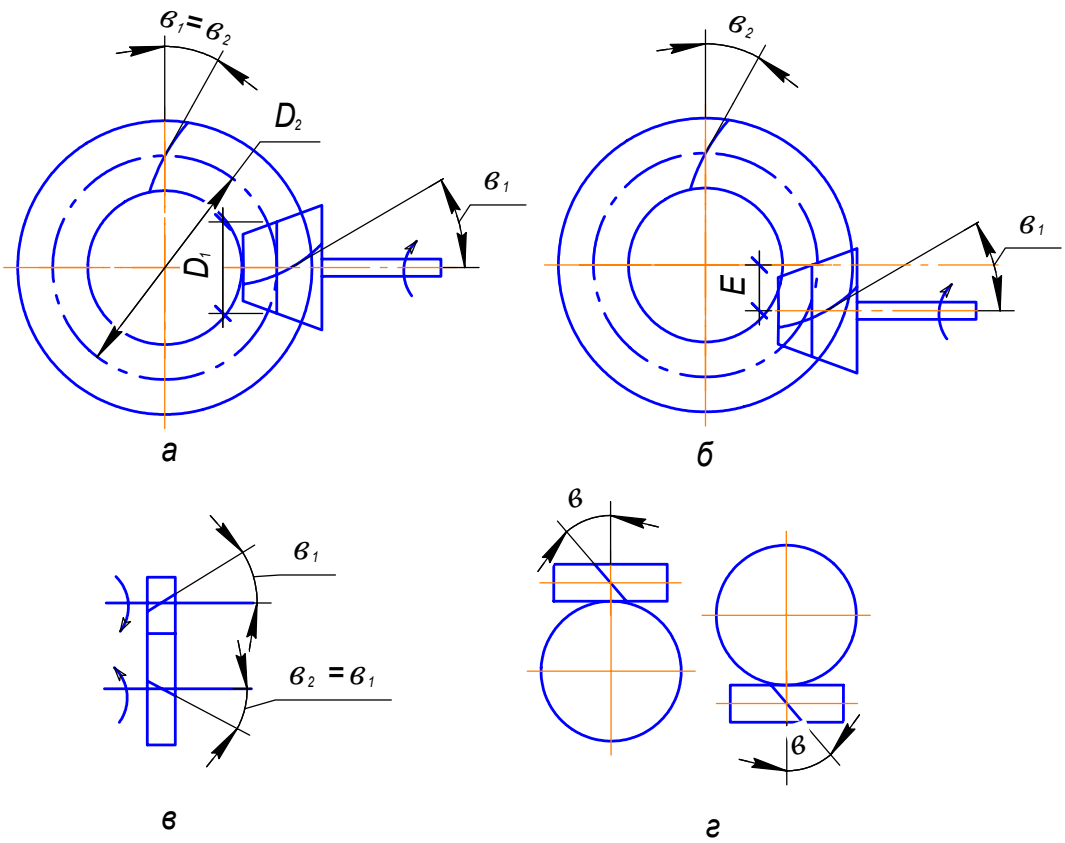
β_1, β_2 - средний угол наклона зуба шестерни и колеса соответственно;

m_N - средний нормальный модуль.

Так как $\beta_1 = \beta_2$ то:

$$i_{кон} = D_2 / D_1 .$$

У одинарных конических главных передач $i_{кон} \leq 7{,}2$.



а - конической; б - гипоидной; в - цилиндрической; г - червячной

Рисунок 1.1 – Схемы одинарных главных передач

Для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, т.е. $i_{кон}$ не является целым числом. Это справедливо для всех зубчатых пар, передающих крутящий момент в трансмиссии.

Для того чтобы не было ввинчивания (втягивания) шестерни в колесо на передачах переднего хода, что может быть причиной заклинивания передачи и поломки зубьев, зубья шестерни всегда имеют направление винтовой линии, противоположное направлению вращения шестерни, если смотреть со стороны основания конуса на его вершину. Чтобы не было заклинивания при заднем ходе, необходимо следить за затяжкой подшипников, на которые опирается вал шестерни.

Кроме того, следует отметить, что движение задним ходом обычно составляет небольшую долю общего пробега автомобиля и крутящий момент при этом в большинстве случаев невелик.

Передача чувствительна к точности установки и регулировки - возможна концентрация напряжений у краев зубьев, что может привести к увеличению шума, износа и даже к поломке зубьев. Чтобы избежать этого, радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса делают неодинаковыми, обеспечивая локальный контакт.

Коническая передача с круговыми зубьями по сравнению с такой же передачей с прямыми зубьями имеет следующие преимущества:

- благодаря углу $\beta = 30°...40°$ в зацеплении одновременно находится большее число зубьев, что обеспечивает снижение давления и динамических нагрузок на зуб, повышение запаса прочности и износостойкости;
- за счет уменьшения числа зубьев шестерни Z_1 до 5 - 6 можно уменьшить размеры главной передачи (у прямозубой передачи $Z_{min} = 12$).

КПД конической главной передачи с круговыми зубьями $\eta_{кон} = 0{,}97 – 0{,}98$.

Обычно используют конические главные передачи с углом между осями 90°, однако применяют и конические передачи с углом между осями, не равным 90° (например, на автобусах с задним расположением двигателя).

1.2.2 Одинарная гипоидная главная передача

Это наиболее распространенный тип одинарных главных передач. Также как и коническая с криволинейными зубьями, гипоидная передача может быть выполнена с помощью шестерен, имеющих линии зубьев в виде дуг окружности (типа "Глисон"). эвольвенты (типа "Клингельнберг"), логарифмической спирали (типа "ФИАТ-маммано"). Наибольшее применение находит гипоидная передача с круговыми зубьями.

Ось гипоидной шестерни смещена относительно оси колеса на величину Е см.рисунок 1.1,б). Это смещение называют гипоидным. При определении направления гипоидного смещения принимают, что при взгляде со стороны вершины конуса колеса шестерня находится справа от оси колеса. Поэтому условно считается, что на рисунке 1.2, а и б гипоидные шестерни имеют нижнее смещение, а на рисунке 1.2, в и г - верхнее. При этом в первом случае шестерни имеют левое направление винтовой линии зуба, а во втором - правое.

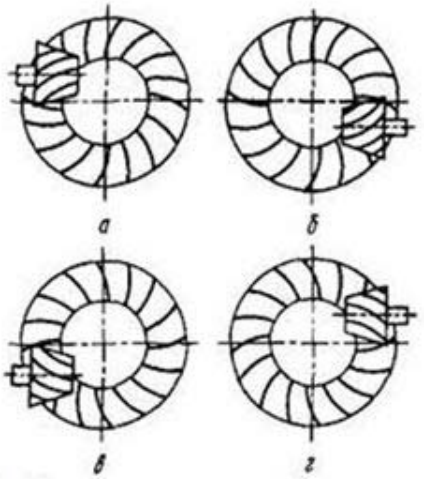
Наличие смещения Е приводит к тому, что $\beta_1 \neq \beta_2$. Основные преимущества гипоидной передачи имеют место, если $\beta_1 > \beta_2$. Это происходит при обычно применяемом *положительном* смещении Е, когда направление винтовой линии зубьев шестерни и ее смещение соответствуют изображенным на рисунке 1.2. При *отрицательном* смещении, когда шестерня с левым направлением винтовой линии зубьев расположена выше, а шестерня с правым направлением - ниже центра колеса, утрачиваются все преимущества гипоидной передачи.

По аналогии с конической передачей

$$i_{гип} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_2 \cdot \cos в_2 \cdot m_N}{D_1 \cdot \cos в_1 \cdot m_N} = \frac{D_2}{D_1} \cdot K_Г, \qquad (1.2)$$

где $K_Г$ - коэффициент гипоидности;

$$К_Г = \cos\beta_2/\cos\beta_1.$$



а и б гипоидные шестерни имеют нижнее смещение, левое направление винтовой линии зуба; в и г – верхнее смещение, правое направление винтовой линии зуба
Рисунок 1.2 – Варианты направлений углов наклона зубьев и взаимных положений гипоидной шестерни и колеса при положительном смещении

При положительном смещении см. рисунок 1.1, б и 1.2 $\beta_1 > \beta_2$ и $К_Г > 1$. Как правило, $\beta_1 = 45 - 50°$, $\beta_2 = 20 - 30°$, поэтому $К_Г = 1{,}2...1{,}5$. Большие значения $К_Г$ встречаются у легковых, меньшие - у грузовых автомобилей.

У одинарной гипоидной главной передачи $i_{гип} < 8{,}2$.

Фирма «Глисон» рекомендует следующие выражения для нахождения средних углов наклона зубьев шестерни и колеса:

$$в_1 = 25° + \sqrt{\frac{Z_2}{Z_1}} + 90° \cdot \frac{E}{D_2}, \qquad (1.3)$$

$$в_2 = в_1 - \mathrm{arctg}\frac{E}{0{,}5 \cdot (D_2 - b_2)}, \qquad (1.4)$$

где b_2 - ширина зубчатого колеса вдоль образующей начального конуса.

При положительном смещении величину E надо подставлять в выражения (1.3), (1.4) со знаком плюс, при отрицательном - со знаком минус.

Эти же формулы справедливы и для конических колес с круговыми зубьями при E = 0. При этом $\beta_1 = \beta_2$. Из выражения 1.2 следует, что:

$$D_1 = \frac{D_2}{i_{гип}} \cdot К_Г, \text{ мм} \qquad (1.5)$$

Преимущества гипоидной передачи (с положительным смещением) перед конической с круговыми зубьями следующие:

- при одинаковом передаточном числе $i_{гип} = i_{кон}$ и начальном диаметре колеса D_2, начальный диаметр шестерни D_1, у гипоидной

передачи в $К_Г$ раз больше, чем у конической (согласно выражению (1.5)), следовательно, толще (на 10 – 15 %) и прочнее зубья и больше срок службы передачи. Кроме того, при неизмененных $i_{гип}$ и D_1 можно уменьшить в $К_Г$ раз начальный диаметр D_2, а следовательно, и размеры главной передачи, так как они определяются размером колеса, и увеличить клиренс;

- так как у гипоидной шестерни угол β_1 больше, чем у конической с круговыми зубьями, то у нее длиннее зубья и большее их число находится одновременно в зацеплении (приблизительно в 1,5 раза), это снижает действующую на зубья силу и обеспечивает высокую плавность зацепления;
- благодаря перекрещивающимся осям в гипоидной передаче имеет место продольное скольжение (вдоль линии зуба), способствующее лучшей приработке, плавности хода и бесшумности работы. Отсутствие зон чистого качения приводит к уменьшению усталостного выкрашивания зубьев, т.е. обусловливает более высокое сопротивление рабочих поверхностей зубьев усталостному разрушению;
- гипоидное смещение Е дает возможность сделать главную передачу проходной; кроме того, позволяет понизить уровень пола в кузове и центр тяжести автомобиля при расположении оси шестерни ниже оси колеса, а при ее расположении выше оси колеса - уменьшить углы наклона карданной передачи.

К недостаткам гипоидной передачи можно отнести:

- меньшее, чем у конической передачи, значение КПД (в среднем $\eta_Г$= 0,96 – 0,97) из-за наличия скольжения (для уменьшения влияния этого недостатка в гипоидной передаче повышают твердость рабочих поверхностей зубьев; применяют специальное, гипоидное масло, включающее вещества, содержащие серу, хлор и фосфор, и обеспечивающее высокую прочность масляной пленки; стремятся, чтобы смещение осей Е было не более 0,2 D_2 у легковых и не более 0,125 D_2 у грузовых автомобилей);
- осевые силы в гипоидной передаче больше, чем в конической с круговым зубьями из-за увеличения угла β_1 до 45 – 50° (поэтому стремятся повысить жесткость опор в осевом направлении).

1.2.3 Одинарная цилиндрическая главная передача

Одинарную цилиндрическую главную передачу см. рисунок 1.1, в применяют при поперечном относительно продольной оси автомобиля положении двигателя рядом с ведущим мостом. При этом используют как прямозубые, так и косозубые и шевронные зубчатые пары. Обычно $i_ц = Z_2/Z_1$ = 3,5...4,2. Так как число зубьев шестерни для обеспечения плавности зацепления должно быть $Z_1 > 10$, то при большем, чем $i_ц$ = 4,2, передаточном числе размеры зубчатого колеса сильно возрастают, что приводит к

увеличению габаритных размеров картера передачи, снижению дорожного просвета и повышению уровня шума. КПД такой передачи $\eta_ц \geq 0.98$.

Шестерню цилиндрической главной передачи закрепляют на ведомом валу двухвальной коробки передач и часто выполняют за одно целое с этим валом.

1.2.4 Одинарная червячная главная передача

В автомобилях применяют червячную передачу см. рисунок 1.1, г с верхним и нижним расположением червяка. Преимущества червячной передачи:

- при верхнем расположении червяка легко создать проходной мост и обеспечить благоприятные условия для работы карданной передачи (уменьшить углы наклона валов);
- при нижнем расположении червяка можно снизить уровень пола в кузове на 100 – 120 мм, что значительно больше, чем при гипоидной передаче. Одновременно создаются благоприятные условия смазки червячной пары, так как червяк целиком находится в масляной ванне, однако это требует надежного уплотнения вала червяка и сопровождается увеличением угла наклона карданного вала;
- более низкий уровень шума по сравнению с другими типами главных передач, большая плавность зацепления, минимальные динамические нагрузки;
- большие передаточные числа $i_ч$ до 8 – 12 при малых габаритных размерах и массе передачи:

$$i_ч = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D}{d \cdot tgв},$$

где Z_2 - число зубьев червячного колеса;

Z_1 - число заходов червяка (как правило Z_1 = 4...5);

D, d - начальные диаметры колеса и червяка соответственно;

β - угол подъема винтовой линии червяка.

Угол β определяют из условия обеспечения обратимости червячной пары. Обычно β = 25...30°, при этом tg β = 0,47...0,58. В результате при одинаковых передаточных числах $i_{гип}$ и $i_ч$ и начальных диаметрах шестерни D_1 и червяка d начальный диаметр червячного колеса $D = i_ч \cdot d \cdot tg\ \beta$ будет меньше начального диаметра гипоидного колеса $D_2 = D_1 \cdot i_{гип} / K_Г$ - на 15...45 %.

В настоящее время червячную главную передачу применяют достаточно редко - главным образом на трех- и четырехосных полноприводных автомобилях зарубежного производства (в основном английских) для создания проходных мостов (с верхним расположением червяка) и на английских автобусах с пониженным уровнем пола для

инвалидов (с нижним расположением червяка). Связано это с целым рядом недостатков, присущих такой передаче:

- низкий КПД - в среднем $\eta_ч$ = 0,9 – 0,92 из-за большого продольного скольжения зубьев, неблагоприятного для создания масляного клина. КПД зависит от угла β подъема винтовой линии червяка и скорости скольжения, т.е. от скорости движения автомобиля. КПД максимален при β = 45°, но при этом увеличиваются размеры передачи, а так как для автомобиля это нежелательно, то принимают β = 25 – 30°. Чем выше скорость автомобиля и скорость скольжения, тем выше КПД;
- высокая стоимость передачи. Современные методы обработки позволяют добиться КПД червячной передачи, близкого к КПД конической передачи. Однако для этого необходимо обеспечить высокую точность зацепления, изготовление зубчатого венца червячного колеса из высококачественной оловянистой бронзы (11...14 % Sn), шлифование и полирование поверхности червяка, а также значения угла β, близкие к 45°. Поэтому червячную главную передачу применяют, прежде всего в легковых автомобилях высшего класса.

Из-за больших потерь на трение и сопутствующий нагрев картер червячной главной передачи, как правило, оребряют.

1.3 Двойные главные передачи

1.3.1 Двойная центральная одноступенчатая главная передача

Эту передачу применяют на трех- и четырехосных полноприводных автомобилях для создания проходных мостов, на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности, на автобусах.

Она представляет собой сочетание конической или гипоидной пары с цилиндрической в одном картере и может обеспечить большие передаточные числа ($i_{гп}$ < 12), чем коническая и гипоидная одинарные главные передачи.

Возможны различные комбинации одинарных главных передач:

1) сначала стоит коническая или гипоидная передача, а затем цилиндрическая;

2) сначала расположена цилиндрическая, а затем коническая или гипоидная. Вместо цилиндрической иногда используют планетарную передачу.

Передачи первого типа выполняют по трем схемам см. рисунок 1.3, а-в, отличающимся взаимным расположением осей валов.

Преимущества схемы с расположением всех валов зубчатых колес в одной горизонтальной плоскости см. рисунок 1.3, а по сравнению со схемами, представленными на рисунке 1.3,б,е, следующие:

- укорачивается карданный вал привода моста;

- передача позволяет не повышать уровень пола в кузове;
- обеспечиваются хорошие условия смазки всех зубчатых пар и подшипников;
- создаются наилучшие условия нагружения опор промежуточного вала благодаря действию радиальных сил от зубчатых колес на вал в одной плоскости и в противоположных направлениях.

К недостаткам этой схемы следует отнести:

- невозможность создания проходного моста;
- увеличение углов наклона карданного вала привода моста из-за увеличения длины агрегата.

Преимущества схемы с вертикальным расположением плоскости осей валов цилиндрической передачи см. рисунок 1.3, б:

- возможность создания проходного моста;
- уменьшение углов наклона карданного вала привода моста.

Недостатки этой схемы:

- 1) необходимость увеличения высоты пола кузова;
- 2) плохие условия смазки для конического зацепления и подшипников, расположенных в верхней части картера главной передачи;
- 3) снижение жесткости картера (балки) моста на изгиб в вертикальной плоскости из-за того, что картер главной передачи установлен сверху.

Схема, изображенная на рисунке 1.3, в, по своим достоинствам и недостаткам занимает промежуточное положение между схемами, представленными на рисунке 1.3, а и б.

Чтобы не нагружать цилиндрическую шестерню большим крутящим моментом, передаточное число конической (гипоидной) пары делают небольшим i = 1,5 – 2,7.

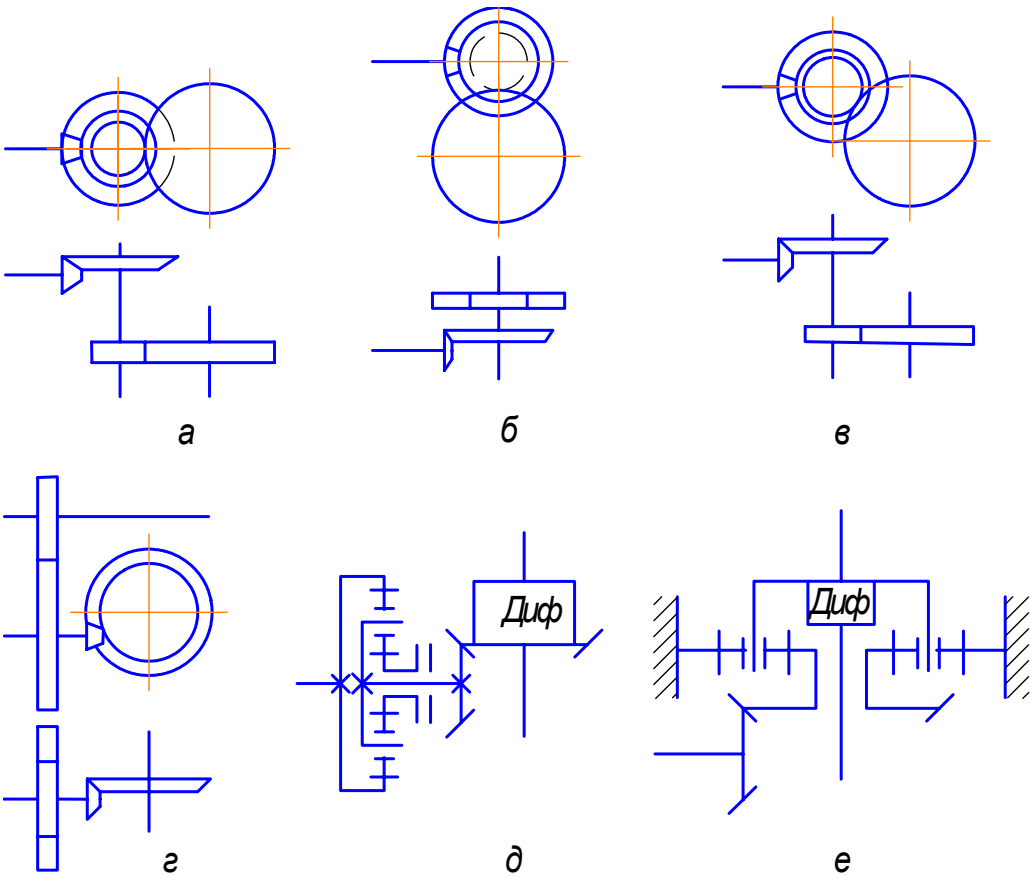
Для облегчения условий работы подшипников промежуточного вала, с закрепленными на нем коническим колесом и цилиндрической шестерней, стремятся согласовать осевые силы, действующие на вал от обоих зацеплений см. рисунок 1.4. Для этого направление и угол наклона зуба цилиндрической шестерни выбирают таким, чтобы осевые силы от обоих зацеплений уравновешивались:

$$P_{хкон} = P_{хц}$$

Если сначала поставить цилиндрическую зубчатую пару, а затем коническую или гипоидную см. рисунок 1.3, г, то при этом легче обеспечить проходной мост и жесткость всей конструкции главной передачи.

Иногда цилиндрическую пару выполняют с i = 1 и только для того, чтобы осуществить конструкцию проходного моста. В этом случае главная передача является по сути одинарной конической или гипоидной.

В случае применения планетарной передачи вместо цилиндрической см. рисунок 1.3, д, е конструкция получается более компактной, однако повышается трудоемкость изготовления такой главной передачи и затрудняется или становится невозможным см. рисунок 1.3, д осуществить проходной мост.



а - горизонтального типа; б- вертикального типа; в - пистолетного типа; г - с цилиндрической парой на входе; д, е - с планетарным редуктором на входе и выходе соответственно

Рисунок 1.3 – Схемы двойных центральных одноступенчатых главных передач

Общий недостаток центральной двойной главной передачи - большие размеры центральной части ведущего моста, что вызывает затруднения при проектировании автомобиля с низкой высотой платформы (кузова), а также

при компоновке переднего ведущего моста у грузовых автомобилях при переднем расположении двигателя.

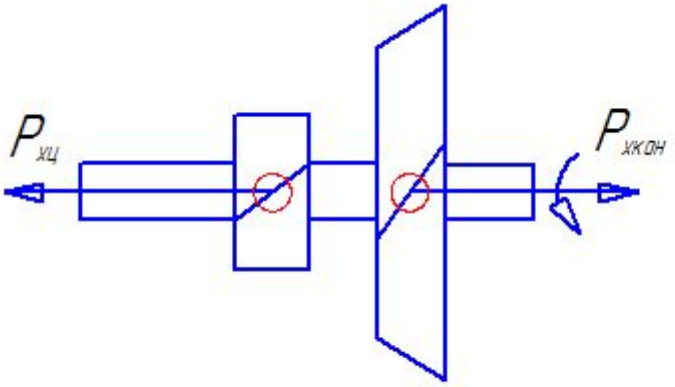


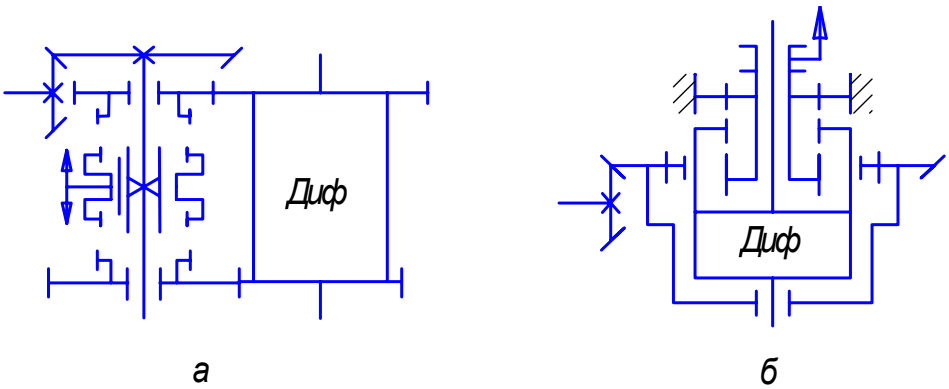
Рисунок 1.4 – Схема уравновешивания осевых сил

1.3.2 Двойная центральная двухступенчатая главная передача

Применяют такую передачу достаточно редко, как правило, в грузовых автомобилях большой грузоподъемности и на автобусах, предназначенных для эксплуатации на дорогах со сложным (горным) рельефом или в городских условиях при неравномерной загрузке, причем, только на автомобилях с одним ведущим мостом (чтобы сильно не усложнять управление переключением передач в ведущих мостах).

Примеры схем двухступенчатых главных передач приведены на рисунке 1.5.

Высшая передача в мосту используется при движении автомобиля в легких и средних дорожных условиях с малой нагрузкой, при этом повышается топливная экономичность и ресурс двигателя, работающего при меньшей частоте вращения коленчатого вала; низшая - в средних и тяжелых дорожных условиях и при полной нагрузке.



а – с двумя парами цилиндрических зубчатых колес;

б – с планетарным механизмом

Рисунок 1.5 – Схемы двойных центральных двухступенчатых главных передач

Преимущества такой конструкции главной передачи:

- увеличение диапазона передаточных чисел трансмиссии на 30 – 50 %;
- удваивание числа передач;
- карданная передача привода моста не нагружается дополнительным крутящим моментом, что имеет место при введении дополнительной понижающей передачи в коробке передач с демультипликатором.

Недостатки рассматриваемой передачи:

- большая сложность;
- переключение передач возможно лишь при остановленном автомобиле ввиду отсутствия синхронизаторов в мосту (установка их привела бы к еще большему усложнению конструкции и управления).

Управление механизмом переключения передач - дистанционное, чаще всего пневматическое или электрическое.

Выбор передаточных чисел двухступенчатых главных передач обычно проводят так же, как для делителя коробки передач. Передаточное число высшей передачи $i_{гпв}$ определяют по формуле (1.1), а низшей принимают равным $i_{гпн} = i_{гпв} \cdot \sqrt{q_{кп}}$ или близким к нему. В существующих двухступенчатых мостах $i_{гпн} / i_{гпв}$ = 1,25 – 1,47.

1.3.3 Двойная разнесенная главная передача

Передачу такого типа применяют на грузовых автомобилях большой грузоподъемности, когда $i_{гп} > 11$, и на автомобилях высокой проходимости для реализации большого клиренса.

Преимущества такой передачи следующие:

- большие значения передаточного числа ($i_{гп}$ до 20 – 30);
- уменьшение размеров и массы межколесного дифференциала, диаметра полуосей, а также размеров карданных механизмов привода управляемых колес, за счет незначительного увеличения крутящего момента, подводимого к межколесному дифференциалу;
- максимально компактная центральная часть ведущего моста, что важно для проектирования автомобиля с низким уровнем пола в кузове и низким центром тяжести, а также для обеспечения большого клиренса;
- возможность корректировки передаточного числа главной передачи $i_{гп}$ без изменения центральной части ведущего моста;
- бортовые и колесные редукторы несут лишь половину нагрузки, приходящейся на ведущий мост,

К ее недостаткам можно отнести:

- увеличение неподрессоренных масс при независимой подвеске колес;

- усложнение и удорожание конструкции по сравнению с двойной центральной передачей из-за большого числа деталей.
- высокая трудоемкость обслуживания.

Чаше всего разнесенная главная передача состоит из центрального редуктора (конической или гипоидной передачи) и расположенных в колесах колесных редукторов. Такая схема находит широкое применение как при жестком картере моста, когда все элементы такой главной передачи размещены в этом картере (при зависимой подвеске колес), так и в случае шарнирного ведущего моста, когда центральный редуктор размещен в корпусе автомобиля (на раме) и связан с колесными редукторами карданными передачами.

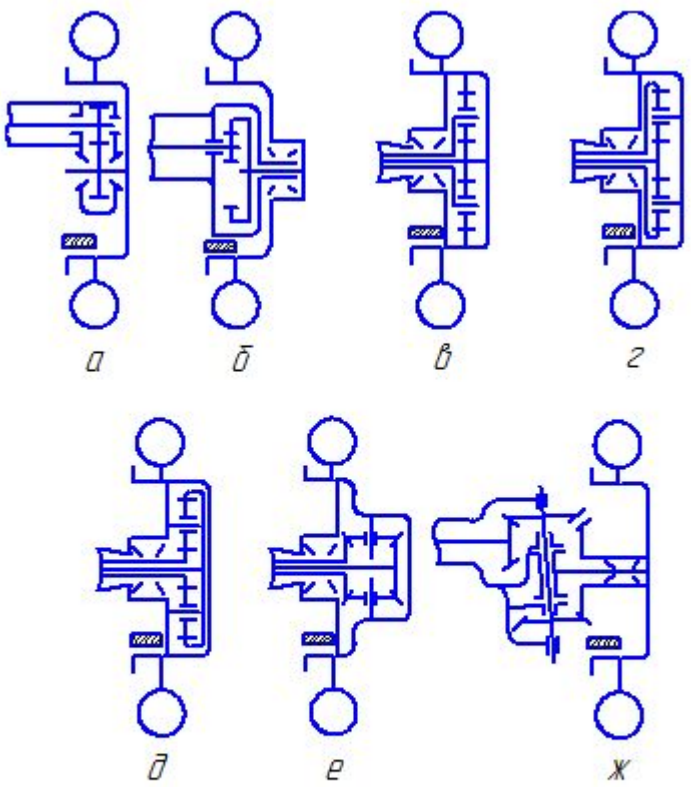
Иногда при ограниченных размерах обода колеса периферийный редуктор располагают не внутри, а рядом с колесом и называют бортовым. Такие конструкции встречаются и при зависимой, и при независимой подвеске колес. Часто в качестве такого редуктора размещают цилиндрическую зубчатую пару внешнего зацепления с неподвижными осями валов. При расположении плоскости осей этих валов вертикально можно опустить уровень пола в кузове (что важно для автобусов), если ведущая шестерня этой пары будет располагаться ниже ведомой, или увеличить дорожный просвет в средней части моста (что важно для автомобиля высокой проходимости), если ведущая шестерня будет находиться выше ведомой. Встречаются также конструкции, когда плоскость осей этих валов располагается горизонтально.

При бортовой схеме трансмиссии центральный редуктор распадается на два бортовых конических редуктора, каждый из которых обычно связан шарнирно с соответствующим колесным редуктором. Кроме того, встречаются конструкции с жесткой подвеской колес, когда редуктор располагают не в колесе, а в корпусе автомобиля и в этом случае его также называют бортовым.

На рисунке 1.6 приведены основные схемы колесных редукторов, используемых на автомобилях. Наибольшее распространение имеют схемы, изображенные на рисунках 1.6, а, в, г. Схемы, показанные на рисунках 1.6, а - в, ж, являются схемами с неподвижными осями валов, остальные - с планетарными механизмами.

В схемах а и б см. рисунок 1.6 ведущая шестерня может располагаться ниже оси ведомой шестерни, что позволяет снизить уровень пола в кузове.

Чтобы оценить компоновочные возможности каждой схемы, т.е. максимальное передаточное число, которое может быть получено в пространстве одинакового объема, ограниченного диаметром начальной окружности коронной шестерни D, примем диаметр начальной окружности ведущей (солнечной) шестерни во всех схемах равным d.



а - в, ж, - схемы с неподвижными осями валов
г, д, е - схемы с планетарными механизмами
Рисунок 1.6 – Схемы колесных редукторов

В схеме, приведенной на рисунке 1.6, а, под D будем понимать сумму диаметров ведущей и ведомой шестерен, а в схеме, показанной на рисунке 1.6, ж - диаметр ведомой шестерни.

Тогда передаточное число i для схем а- ж будет соответственно равно:

$$i = \frac{D}{d} - 1; \quad i = \frac{D}{d}; \quad i = \frac{D}{d};$$

$$i = \frac{D}{d} - 1; \quad i = 1 + \frac{d}{D}; i=2; \quad i = \frac{D}{d}.$$

Как видим, наибольшее передаточное число можно получить в схеме г см. рисунок 1.6. Рациональным является соотношение: $\frac{4}{3} \le \frac{D}{d} \le 5$, иначе сателлиты будут либо очень большими, либо очень маленькими. Таким образом, в схеме г $i_{max} = 6$. В схеме д i = 1,2 – 1,75, а в схеме е при углах между осями зубчатых колес 90° всегда i = 2, что часто является недостаточным; поэтому эти схемы применяют редко.

Оригинальная конструкция колесного редуктора с коническими передачами, изображенная на рисунке 1.6, ж, позволяет создать жесткий управляемый ведущий мост без введения дополнительных шарниров.

При разработке ведущих мостов с успехом может быть применен модульный принцип проектирования. Так, меняя зубчатые пары в планетарном колесном редукторе, можно изменять общее передаточное число разнесенной главной передачи при постоянном передаточном числе в центральном редукторе, т.е. получать семейство ведущих мостов различного типоразмера, или, меняя корпусные детали, но используя одни и те же зубчатые пары, подшипники и т.д., получать жесткие или шарнирные ведущие мосты.

Возможны также варианты использования средней части жесткого ведущего моста с "чулками" картера и полуосями различной длины, что позволяет изменять колею автомобиля. Это особенно эффективно при малосерийном производстве и широкой номенклатуре выпускаемых автомобилей.

1.4 Выбор основных параметров зубчатых колес главных передач

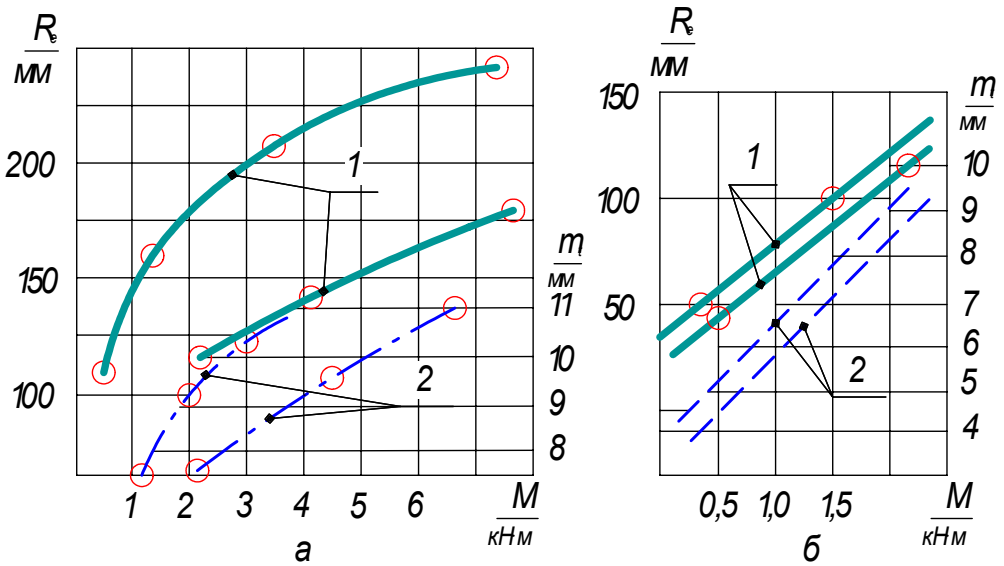
Основные параметры цилиндрических зубчатых колес главных передач определяют по зависимостям, приведенным в [1]. При этом ширина зубчатых колес $b = (10 – 17)\ m_N$; полная высота зуба $h = 2,25m_t$; $\beta = 0 – 20°$.

m_t – торцовой модуль зубчатого колеса.

Для конической и гипоидной передач последовательность выбора основных параметров зубчатых колес следующая.

1. Определяют крутящий момент на валу ведущей шестерни.

2. Выбирают внешнее конусное расстояние R_e (расстояние вдоль образующей начального конуса от вершины до внешнего края зубчатого венца) и внешний окружной модуль m_t с учетом рисунка 1.7.



а – для зубчатых колес конических главных передач; б - для зубчатых колес конического дифференциала

Рисунок 1.7 – Зависимости R_e (1) и m_t (2) от расчетного момента

3. Находят ширину зубчатого венца $b = 0{,}3 \cdot R_e$

4. Вычисляют полную высоту зуба $h = 1{,}9 \cdot m_{te}$.

5. Задают угол профиля α исходного контура. Для конических колес α принимают равным 20, 22,5 или 25°; для гипоидных, так как углы профиля на рабочей и нерабочей сторонах зуба различны, среднее значение угла профиля α принимают равным 19 или 21,5° -для легковых и 22,5° - для грузовых автомобилей.

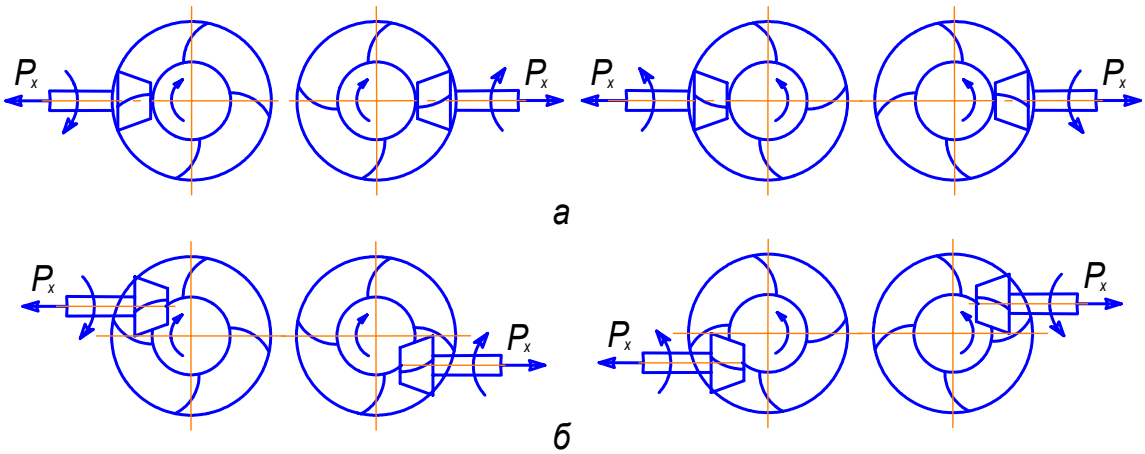
6. Выбирают коэффициенты смещения $x_1 = -x_2$ в зависимости от числа зубьев шестерни Z_1 см. таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Зависимость коэффициентов смещения от числа зубьев шестерни

Параметр		Значение					
Число зубьев		6	7	8	9	10	11
Значение x_1 для зубчатых колёс	конических	0,535	0,51	0,48	0,445	0,405	0,358
	гипоидных	0,682	0,666	0,648	0,626	-	-

7. Вычисляют углы наклона зубьев по выражениям (1.3) и (1.4) для заданного смещения E (для конической пары E = 0).

Направление винтовой линии зубьев конических зубчатых колес выбирают из следующего условия: при движении автомобиля вперед осевая сила, действующая на шестерню, должна быть направлена от вершины конуса к основанию и отжимать шестерню от колеса. Это условие выполняется, когда направления вращения шестерни (если смотреть со стороны основания на вершину) и винтовой линии зубьев противоположны см. рисунок 1.8.



а – для конической пары; б – для гипоидной

Рисунок 1.8 – Возможные сочетания направления вращения шестерни и наклона линии ее зуба, обеспечивающие выталкивающую осевую силу P_x, действующую на шестерню

В дальнейшем выбранные параметры уточняют по результатам расчета на прочность и усталость.

1.5 Особенности проектирования и расчета конических и гипоидных главных передач

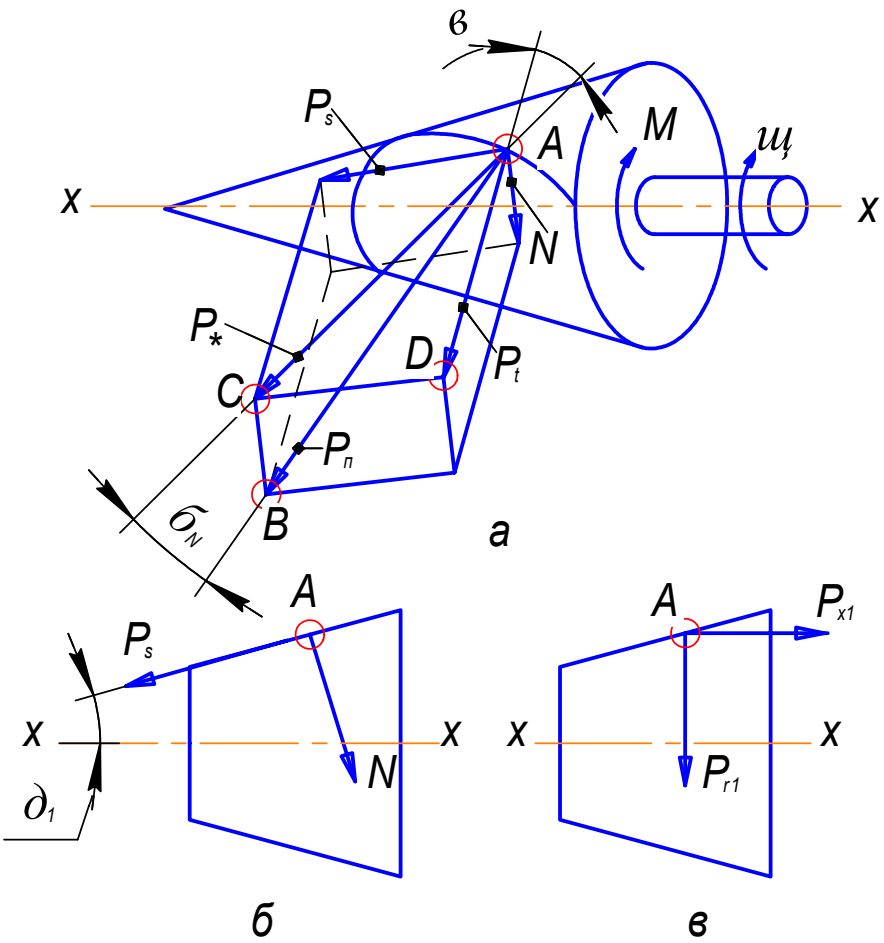
1.5.1 Силы, действующие в зацеплении конических колес

Рассмотрим шестерню, имеющую правое вращение и правое направление винтовой линии зубьев. Схема сил, действующих на такую шестерню со стороны колеса, представлена на рисунке 1.9, а.

Окружная сила:

$$P_1 = P_t = \frac{2 \cdot M_1}{D_1}, \qquad (1.6)$$

где M_1 - расчетный крутящий момент, действующий на шестерню.



а – в пространстве; б, в – в сечение шестерни плоскостью, проходящей через силы P_s и N

Рисунок 1.9 – Схема сил, действующих в зацеплении конических колёс

Нормальная сила $P_п$ в контакте может быть разложена на три составляющие: силу P_t; силу P_s, направленную вдоль образующей делительного конуса, проходящей через точку А; силу N, перпендикулярную силе P_s и направленную к оси шестерни, т.е.

$$\breve{P}_п = \breve{P}_t + \breve{P}_s + \breve{N}.$$

На рисунке 1.9, б показано сечение шестерни плоскостью, проходящей через силы P_s и N, а на рисунке 1.9, в - положительные направления осевой P_{x1} и радиальной P_{r1} сил, действующих на шестерню в том же сечении.

С учетом сказанного может быть записано и другое векторное равенство

$$\breve{P}_п = \breve{P}_t + \breve{P}_{x1} + \breve{P}_{r1}.$$

Сравнивая схемы, приведенные на рисунках 1.9, б и в, можно записать:

$$P_{x1} = -P_s \cdot \cos д_1 + N \cdot \sin д_1;$$
$$P_{r1} = -P_s \cdot \sin д_1 + N \cdot \cos д_1.$$

где δ_1 - угол делительного конуса шестерни.

Из треугольника ACD имеем:

$$P_s = P_t \cdot tg\beta.$$

Из треугольников ABC и ACD находим:

$$N = P_* \cdot tgб_N = \frac{P_t}{cosв} \cdot tgб_N.$$

где α_N - угол профиля зуба в нормальном среднем сечении.

В результате

$$P_{x1} = -P_t \cdot tgв \cdot cosд_1 + \frac{P_t}{cosв} \cdot tgб_N \cdot sinд_1$$

$$P_{r1} = P_t \cdot tgв \cdot sinд_1 + \frac{P_t}{cosв} \cdot tgб_N \cdot cosд_1$$

или в несколько измененном виде:

$$P_{x1} = -\frac{P_t}{\cos в} \cdot (-tg б_N \cdot \sin д_1 \pm \sin в \cdot \cos д_1)$$
$$P_{r1} = \frac{P_t}{\cos в} \cdot (tg б_N \cdot \cos д_1 \pm \sin в \cdot \sin д_1) \quad ; \qquad (1.7)$$

Знак "+" перед вторым слагаемым в скобках принимается при совпадении направления вращения шестерни с направлением ее линии зубьев, а знак "-" - при не совпадении этих направлений.

Схемы с одноименным направлением вращения шестерни и винтовой линии зубьев стараются не применять, так как они имеют следующие недостатки:

- при $\sin\beta \cdot \cos\delta_1 > tg\alpha_N \cdot \sin\delta_1$ (что обычно имеет место) осевая сила F_{x1}, действующая на шестерню, будет отрицательной, т.е. направленной к вершине конуса, что может привести к заклиниванию передачи при увеличенном боковом зазоре и недостаточно жестком закреплении шестерни;
- радиальная сила P_{r1}, действующая на шестерню и равная осевой силе на колесе P_{X2}, имеет большую величину (из-за одинаковых знаков перед слагаемыми в скобках), что может привести к прогибам колеса, имеющего большой диаметр.

Схемы с разноименным направлением вращения шестерни и ее винтовой линии зубьев см. рисунок 1.8 наиболее распространены, так как в них сила P_{r1} мала (из-за разных знаков перед слагаемыми в скобках), а сила P_{x1} хоть и велика (из-за одинаковых знаков перед слагаемыми в скобках), но всегда направлена к основанию конуса, что исключает заклинивание передачи.

Из условия равновесия сил, действующих в контакте шестерни и колеса, имеем:

- окружная сила, действующая на колесо, $P_{t2} = P_{t1} = P_t$;
- осевая сила, действующая на колесо, $P_{x2} = P_{r1}$;
- радиальная сила, действующая на колесо, $P_{r2} = P_{x1}$.

Для нахождения сил P_{x2} и P_{r2} можно использовать выражения (1.7), если в них вместо δ_1 подставить угол делительного конуса колеса $\delta_2 = 90° - \delta_1$ и, кроме того, учесть, что сопряженные шестерня и колесо имеют противоположно направленные винтовые линии зубьев см. рисунок 1.8, т.е. знаки перед вторыми слагаемыми в скобках у шестерни и колеса будут различными.

1.5.2 Силы, действующие в зацеплении гипоидных колес

Ввиду различных углов наклона линии зуба шестерни и колеса ($\beta_1 \neq \beta_2$) окружные силы, действующие на шестерне и на колесе, не равны между собой. Считая углы α_N профиля зуба в нормальном среднем сечении для шестерни и колеса одинаковыми, с учетом рисунков 1.9 и 1.10 можно записать:

$$P_{t1} = P_{П} \cdot \cos б_{N} \cdot \cos в_{1};$$
$$P_{t2} = P_{П} \cdot \cos б_{N} \cdot \cos в_{2}$$

Разделив левые и правые части обоих равенств одно на другое, получим:

$$P_{t2} = P_{t1} \frac{\cos в_{2}}{\cos в_{1}} = P_{t1} \cdot K_{Г2},$$

где P_{t1} вычисляется по выражению (1.6).

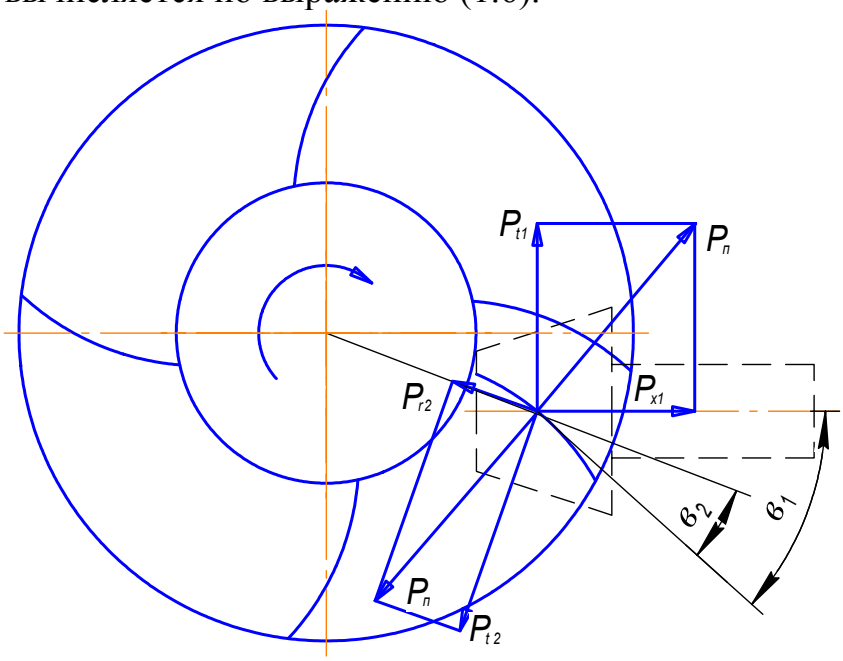


Рисунок 1.10 – Силы, действующие в зацеплении гипоидных передач

Силу P_{t2} можно также определить по формуле:

$$P_{t2} = 2M_2/D_2$$

где M_2 - расчетный крутящий момент, действующий на колесо.

$$M_2 = M_1 \cdot i_{гип}$$

Осевую P_{x1} и радиальную P_{r1} силы, действующие на шестерню, можно вычислить по формуле (1.7), если подставить P_{t1} вместо P_t и β_1 вместо β.

Осевую P_{X2} и радиальную P_{r2} силы, действующие на колесо, можно также определить с помощью выражения (1.7), подставив P_{t2} вместо P_t, β_2 вместо β и δ_2 вместо δ_1.

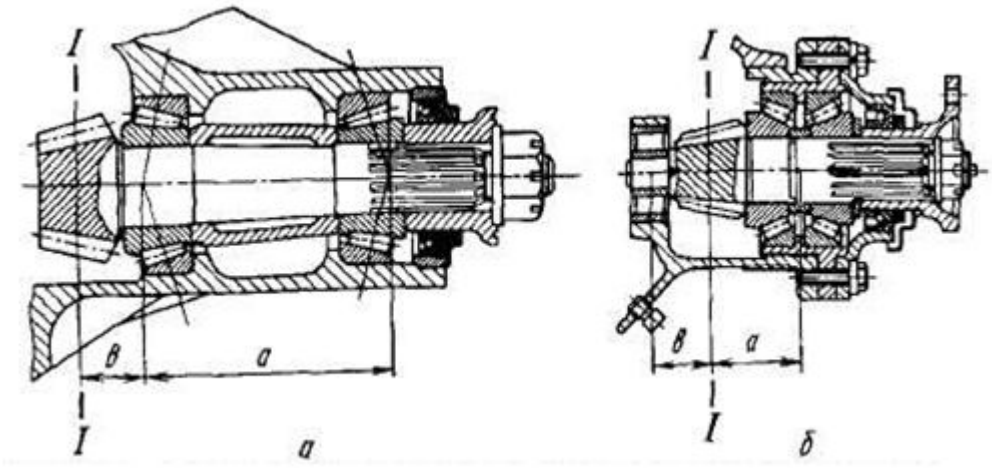
При этом остается в силе правило знаков для слагаемого в скобках и замечание, что эти знаки у шестерни и колеса будут различны, так как

сопряженные шестерня и колесо имеют противоположно направленные винтовые линии зубьев см. рисунок 1.8.

1.5.3 Предварительный натяг подшипников валов конической и гипоидной главных передач

Ввиду больших осевых сил P_{x1}, действующих на шестерню в конической или гипоидной передачах, и высокой чувствительности таких передач к точности установки и перемещениям зубчатых колес проводят предварительный натяг подшипников ведущего и ведомого валов. Этот натяг позволяет выбрать зазоры в подшипниках и повысить их жесткость в осевом направлении.

При консольной установке конической шестерни обычно используются два конических роликовых подшипника, расположенных вершинами конусов роликов внутрь, на возможно большем расстоянии один от другого см. рисунок 1.11,а. Такая установка обеспечивает минимальное угловое смещение шестерни.



а - консольная установка ведущего вала; б - установка ведущего вала с дополнительной опорой

Рисунок 1.11 – Схемы установки ведущих валов конической (гипоидной) главной передачи

При установке ведущего вала с дополнительной опорой см. рисунок 1.11,б для восприятия радиальных сил применяют роликовый цилиндрический подшипник, а для восприятия осевых и частично радиальных сил - два сближенных роликовых конических подшипника с большим углом конуса.

Рассмотрим модель ведущего вала на двух подшипниках, в которой осевая жесткость подшипника имитируется упругостью пружины сжатия см. рисунок 1.12. Каждая пружина имеет коэффициент жесткости $c_{пр}$. Если нет натяга, то осевое смещение f шестерни под действием силы P_x равно $f = P_x/c_{пр}$ см. штриховую прямую на рисунке 1.12. При этом будет работать только левая пружина (подшипник), а правая будет разгружена от действия осевых сил.

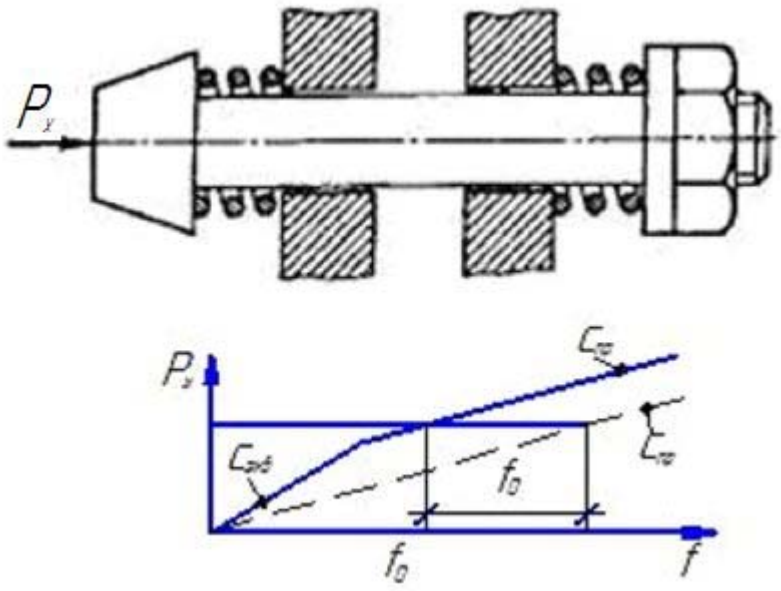


Рисунок 1.12 –Модель ведущего вала главной передачи с двумя подшипниками

Если предварительно сжать пружины так, чтобы деформация каждой была равна f_o, то в дальнейшем под действием силы P_x левая пружина получит дополнительную деформацию f, а деформация правой уменьшится на f. Из уравнения равновесия вала:

$$P_x - c_{пр} \cdot (f_0 + f) + c_{пр} \cdot (f_0 - f) = 0$$

Находим:

$$P_x = 2 \cdot c_{пр} \cdot f, \qquad \text{или } f = \frac{P_x}{2 \cdot c_{пр}} = \frac{P_x}{c_{эк}}$$

где $c_{экв} = 2c_{пр}$.

Следовательно, смещение шестерни под действием той же силы P_x уменьшилось в два раза. Это будет происходить до тех пор, пока $f \le f_0$. При дальнейшем увеличении силы P_x прогиб будет возрастать, но не в такой мере, как без натяга, т.е. всегда будет меньше на величину f_0 см. горизонтальную прямую на рисунке 1.12.

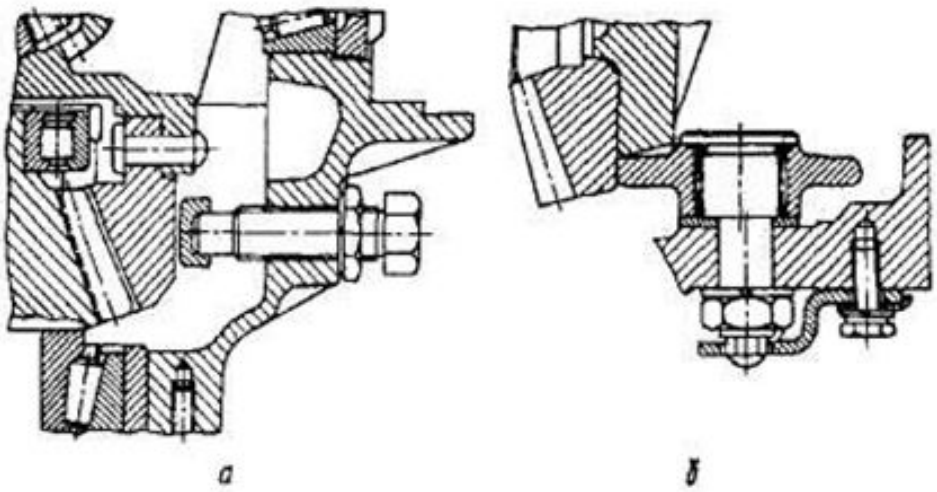
Чем больше натяг, тем лучше для зацепления, но слишком большой натяг приводит к уменьшению КПД подшипников и их износу. Считается, что предварительный натяг подшипников, не превышающий 30...40 % от максимальной осевой нагрузки, не снижает их долговечности.

При затяжке внутренние кольца конических подшипников сближаются между собой до прижатия к калиброванной распорной втулке либо к втулке, длина которой регулируется калиброванными прокладками. Проверяют предварительный натяг по проворачиванию вала после затяжки подшипников. Момент проворачивания задается на заводе-изготовителе в пределах 0,8 – 4,0 Н·м при выведенном из зацепления ведомом колесе.

Коническое (гипоидное) колесо болтами или заклепками крепится к картеру дифференциала. Вся эта конструкция устанавливается также на конических роликовых подшипниках, но расположенных уже вершинами конусов роликов наружу (в отличие от ведущего вала) для облегчения регулировки зазора в зубчатом зацеплении. Предварительный натяг этих подшипников измеряют при снятой шестерне; он находится примерно в тех же пределах, что и для подшипников ведущего вала.

Ввиду обычно большого диаметра зубчатого колеса осевая сила, действующая на него со стороны шестерни, способна вызвать деформацию колеса, нарушить точность зацепления и привести к повышению уровня шума и износу зубьев.

Для предотвращения этого во многих конструкциях предусматривается упор см. рисунок 1.13, а, который воспринимает часть осевой силы. В неработающем состоянии между упором и торцом шестерни обеспечивается зазор в пределах 0,15...0,20 мм. Регулировка этого зазора в конструкции, изображенной на рисунке 1.13, б, возможна благодаря эксцентричному расположению оси ролика по отношению к оси валика с резьбой.



а – регулировка болтом; б – регулировка эксцентриком

Рисунок 1.13 – Упоры конического колеса главной передачи

1.5.4 Расчет прогибов конических и гипоидных зубчатых колес

Ввиду жестких требований к точности зацепления конической и гипоидной главных передач были установлены допускаемые перемещения зубчатых колес см. рисунок 1.14.

Фактические перемещения вычисляются с учетом схемы установки ведущих валов.

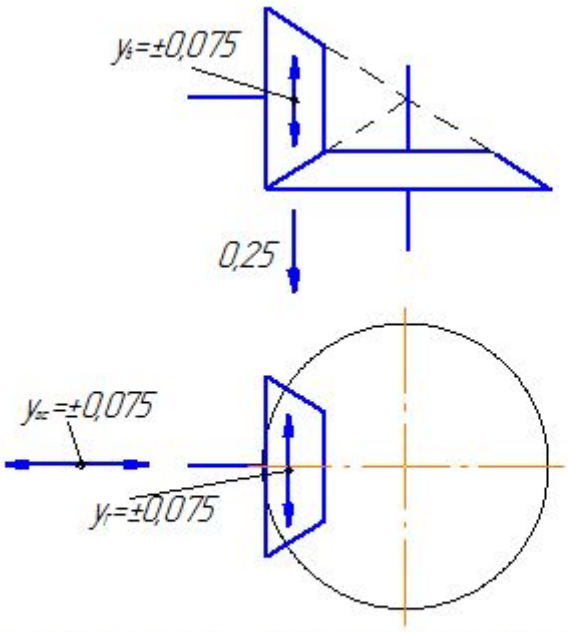


Рисунок 1.14 – Допускаемые вертикальные, горизонтальные и осевые перемещения зубчатых колес главной передачи

Так, для схемы, приведенной на рисунке 1.11, а, горизонтальные и вертикальные перемещения определяют соответственно по формулам:

$$y_г = P_t \cdot \frac{b^2 \cdot (a+b)}{3 \cdot E \cdot J};$$

$$y_в = P_г \cdot \frac{b^2 \cdot (a+b)}{3 \cdot E \cdot J} - P_x \cdot 0{,}5 \cdot D_1 \cdot \frac{b \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot b)}{6 \cdot E \cdot J}$$

где J – момент инерции сечения вала.

Угол поворота сечения 1-1:

$$\varphi = P_г \cdot \frac{b \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot b)}{6 \cdot E \cdot J} - P_x \cdot 0{,}5 \cdot D_1 \cdot \frac{a + 3 \cdot b}{3 \cdot E \cdot J}$$

Для схемы, изображенной на рисунке 1.11, б:

$$y_Г = P_t \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{3 \cdot (a+b) \cdot E \cdot J};$$

$$y_в = P_г \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{3 \cdot (a+b) \cdot E \cdot J} - P_x \cdot 0{,}5 \cdot D_1 \cdot \frac{a \cdot b \cdot (a+b)}{3 \cdot (a+b) \cdot E \cdot J};$$

$$\varphi = P_x \cdot 0{,}5 \cdot D_1 \cdot \frac{a^2 - a \cdot b + b^2}{3 \cdot (a + b)} + P_r \cdot \frac{a \cdot b \cdot (a + b)}{3 \cdot (a + b) \cdot E \cdot J}$$

Для повышения жесткости главной передачи рекомендуется:

- увеличивать размер a и уменьшать размер b для схемы на рисунке 1.11, а;
- уменьшать размер a + b для схемы на рисунке 1.11,б;
- обеспечивать плотную посадку подшипников на валу и в корпусе;
- применять преднатяг подшипников;
- не допускать большого износа подшипников;
- обеспечивать высокую жесткость опор подшипников и в целом картера главной передачи.

Примерный расчет зубчатой конической передачи приведен в приложении А.1

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к главным передачам автомобиля?
2. Какие типы главных передач применяются в автомобилестроении?
3. Назовите достоинства, недостатки и применяемость одинарных главных передач:
   - конической;
   - гипоидной;
   - цилиндрической;
   - червячной.
4. Назовите достоинства, недостатки и применяемость двойных главных передач?
5. Какие силы действуют в зацеплении конических колес и как они определяются?
6. Силы, действующие в зацеплении гипоидной передачи?
7. Каким образом обеспечивается предварительный натяг подшипников валов конических передач?

2 Дифференциалы

2.1 Общие сведения

Дифференциал - это механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с неодинаковыми угловыми скоростями.

Кроме общих требований, предъявляемых ко всем механизмам трансмиссии, как-то: высокий КПД и минимальный уровень шума, малые габаритные размеры и масса, надежность, технологичность, простота обслуживания и др., дифференциалы должны распределять крутящие моменты между выходными валами в пропорции, обеспечивающей наилучшие эксплуатационные свойства автомобиля (максимальную силу тяги, хорошую устойчивость и управляемость).

Однако для увеличения силы тяги автомобиля нужно распределять крутящие моменты по колесам пропорционально их сцепным весам и коэффициентам сцепления, что на дорогах с различными коэффициентами сцепления под колесами левого и правого бортов приведет к разным силам тяги по бортам, появлению момента этих сил относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс автомобиля, возникновению боковых сил, уводу шин, ухудшению устойчивости и управляемости автомобиля.

Для обеспечения же устойчивости необходимо равенство сил тяги на колесах левого и правого бортов, что на дорогах с малой несущей способностью и различными коэффициентами сцепления под колесами левого и правого бортов приводит к недоиспользованию возможностей по сцеплению колес с дорогой из-за ограничения сил тяги на всех колесах силой тяги на колесе, имеющем минимальные сцепные возможности, и, как результат, к ухудшению проходимости автомобиля.

Обычно это противоречие разрешается в пользу увеличения максимальной силы тяги и улучшения проходимости автомобиля.

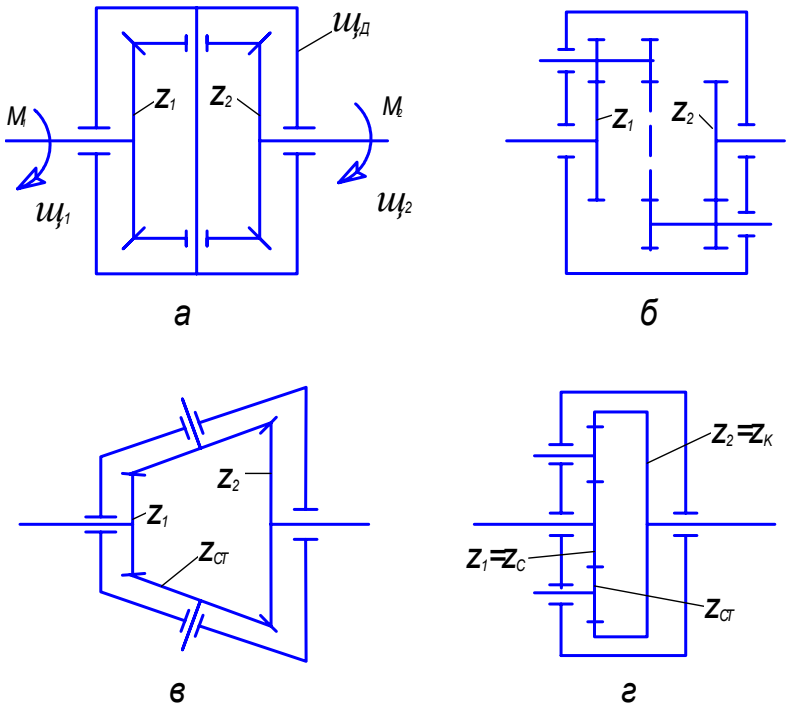
Свойство дифференциала, позволяющее выходным валам вращаться с разными угловыми скоростями, дает возможность устранить циркуляцию паразитной мощности на этом участке трансмиссии.

В зависимости от места расположения в трансмиссии дифференциалы называются *межколесными, межосевыми, межтележечными* и *межбортовыми.*

В зависимости от отношения крутящих моментов M_1 и M_2 на ведомых валах дифференциалы разделяют на две большие группы: с постоянным и непостоянным отношением M_1/M_2.

В первой группе различают *симметричные* дифференциалы, обеспечивающие равенство крутящих моментов на ведомых валах, для которых $M_1/M_2=1$. и *несимметричные* дифференциалы, обеспечивающие разные крутящие моменты на ведомых валах, для которых $M_1/M_2 \neq 1$ см. рисунок 2.1. Конструктивно и симметричные, и несимметричные

дифференциалы являются шестеренчатыми и могут быть выполнены как с коническими, так и с цилиндрическими зубчатыми колесами.



а, б - симметричные дифференциалы; в, г – несимметричные дифференциалы

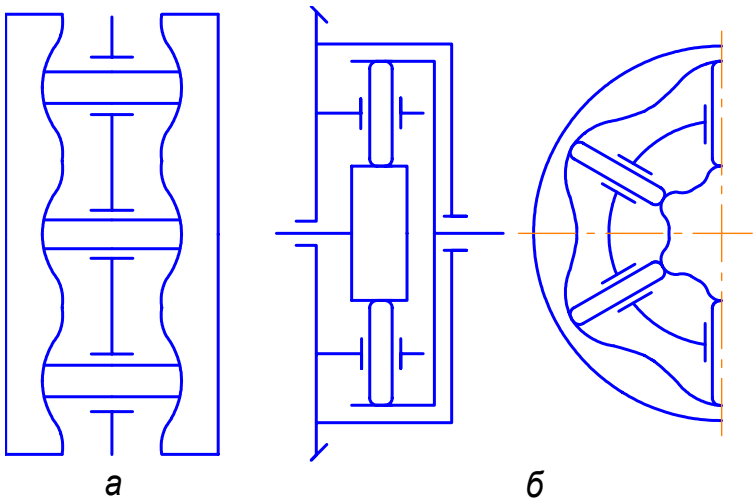
Рисунок 2.1 - Схемы дифференциалов с постоянным отношением крутящих моментов на ведомых валах

Во второй группе различают дифференциалы *с принудительной блокировкой,* выполняемые как с коническими, так и с цилиндрическими зубчатыми колесами, и *самоблокирующиеся* дифференциалы, которые могут быть *пульсирующими, свободного хода* и *повышенного трения.*

Из многочисленных известных конструкций пульсирующих дифференциалов нашел применение только шестеренчатый конический дифференциал.

Дифференциалы свободного хода лишь условно можно так называть ввиду того, что они лишь частично выполняют функции дифференциала (например, не передают крутящий момент на оба ведомых вала при различных угловых скоростях их вращения). Правильнее называть их муфтами свободного хода. Они бывают *роликовыми* и *кулачковыми.*

Среди самоблокирующихся дифференциалов повышенного трения различают *кулачковые* см. рисунки 2.2 и 2.3, *червячные, с муфтами (дисками) трения* см. рисунок 2.4 и *гидравлические* дифференциалы. Последние два типа выполняют как с коническими, так и с цилиндрическими зубчатыми колесами.



а – осевое расположение сухарей; б - радиальное расположение сухарей
Рисунок 2.2 – Схемы кулачкового (сухарного) дифференциала

Гидравлические дифференциалы бывают с масляным насосом и с муфтой вязкостного трения (патент Фергюсона).

Дифференциалы, применяемые на автомобилях, в подавляющем большинстве представляют собой механизм с двумя степенями свободы. В число основных (имеющих неподвижную ось вращения) трех звеньев входит водило и две полуосевые шестерни (шестерни, связанные с ведомыми валами). Обычно водило жестко соединено с ведомым колесом главной передачи, являясь ведущим звеном (корпусом) дифференциала, а полуосевые шестерни являются ведомыми звеньями.

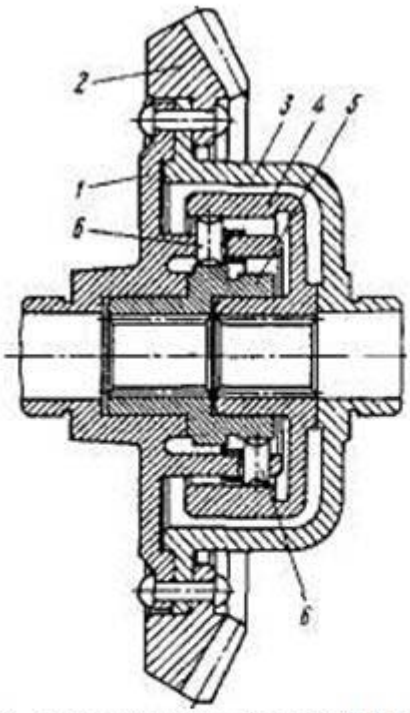
2.2 Кинематические и силовые соотношения в дифференциале

Запишем уравнение кинематических связей для дифференциала с постоянным отношением крутящих моментов M_1и M_2 на ведомых звеньях см. рисунок 2.1. Передаточное число $i_д$ дифференциала можно определить согласно формуле Виллиса, если остановить водило и получить механизм с неподвижными осями зубчатых колес:

$$i_Д = \frac{ш_1 - ш_2}{ш_2 - ш_Д},$$

где ω_1, ω_2, $\omega_д$ - угловые скорости полуосевых шестерен и корпуса дифференциала соответственно. Отсюда

$$ш_Д = \frac{ш_1 - ш_2 \cdot i_Д}{1 - i_Д}, \qquad (2.1)$$



1,3 - чашки корпуса дифференциала; 2 - ведомое колесо главной передачи; 4,5 - наружная и внутренняя звездочки; 6 - сухари

Рисунок 2.3 – Двухрядный кулачковый дифференциал

Если при остановленном корпусе дифференциала полуосевые шестерни вращаются в одну сторону, то $i_д > 0$, а если в разные, то $i_д < 0$. Поэтому для всех автомобильных дифференциалов $i_д < 0$. Если $i_д = -1$, то дифференциал симметричный и $2 \cdot \omega_д = \omega_1 + \omega_2$, при $i_д \neq -1$ дифференциал несимметричный.

Передаточное число $i_д$ дифференциала есть не что иное, как внутреннее передаточное число планетарного ряда, поэтому:

$$i_Д = -\frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 и z_2 - числа зубьев полуосевых шестерен.

В автомобилестроении принято считать $|i_д| \geq 1$, поэтому всегда принимается $z_2 \geq z_1$.

Рассмотрим теперь силовые соотношения в дифференциалах. Из условия равновесия внешних крутящих моментов, приложенных к дифференциалу, имеем:

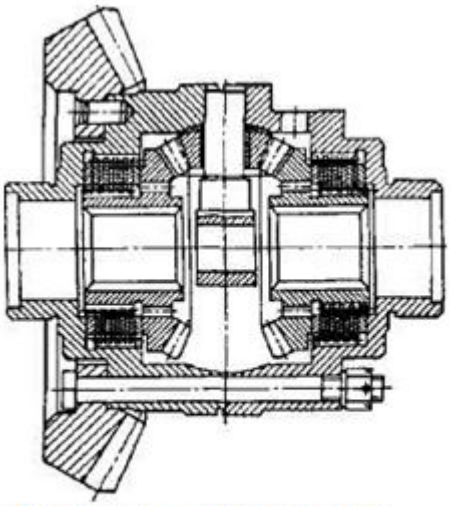


Рисунок 2.4 – Конический дифференциал с дисками трения

$$M_1 + M_2 = M_Д, \qquad (2.2)$$

где M_1, M_2, $M_д$ - моменты на полуосевых шестернях и корпусе дифференциала соответственно.

Из условия баланса мощностей можно записать:

$$N_1 + N_2 = N_Д - N_{ТР},$$

где N_1, N_2 - мощности, передаваемые через полуосевые шестерни;

$N_Д$ - мощность, поступающая на корпус дифференциала;

$N_{ТР}$ - потери мощности на трение.

Принимая во внимание, что $N_i = M_i \cdot \omega_i$, с учетом равенства (2.1) получаем уравнение:

$$M_1 \cdot ш_1 + M_2 \cdot ш_2 = M_Д \cdot \frac{ш_1 - ш_2 \cdot i_Д}{1 - i_Д} - N_{ТР}, \qquad (2.3)$$

Из выражения (2.2) следует, что:

$$M_2 = M_Д - M_1, \qquad (2.4)$$

Тогда с учетом (2.4) равенство (2.3) принимает вид:

$$M_1 \cdot ш_1 + (M_Д - M_1) \cdot ш_2 = M_Д \cdot \frac{ш_1 - ш_2 \cdot i_Д}{1 - i_Д} - N_{ТР}$$

Откуда:

$$M_1 = \frac{M_Д}{1 - i_Д} - \frac{N_{ТР}}{ш_1 - ш_2} = \frac{M_Д}{1 - i_Д} - 0{,}5 \cdot M_{ТР}, \qquad (2.5)$$

Здесь:

$$M_{ТР} = \frac{2 \cdot N_{ТР}}{ш_1 - ш_2}, \qquad (2.6)$$

С учетом соотношений (2.4) и (2.5) запишем выражение для M_2:

$$M_2 = M_Д - M_1 = M_Д - \frac{M_Д}{1 - i_Д} + 0{,}5 \cdot M_{ТР} = \frac{M_Д \cdot i_Д}{i_Д - 1} + 0{,}5 \cdot M_{ТР} \qquad (2.7)$$

Для симметричного дифференциала ($i_д$ = -1) выражения (2.5) и (2.7) имеют вид:

$$\begin{aligned} M_1 &= 0{,}5 \cdot \left(M_Д - M_{ТР}\right) \\ M_2 &= 0{,}5 \cdot \left(M_Д + M_{ТР}\right) \end{aligned}; \qquad (2.8)$$

При отсутствии потерь ($M_{тр}$ = 0) моменты в симметричном дифференциале распределяются поровну между ведомыми звеньями: $M_1 = M_2 = 0{,}5 \cdot M_Д$.

Таким образом, на выходных валах (полуосях) симметричного дифференциала при отсутствии трения крутящие моменты всегда равны

между собой независимо от условий движения автомобиля. Это является важнейшим свойством симметричного дифференциала, в значительной степени определяющим эксплуатационные свойства автомобиля.

При наличии потерь ($M_{тр} \neq 0$) моменты на ведомых валах симметричного дифференциала, согласно уравнениям (2.8), отличаются на момент трения:

$$M_2 - M_1 = M_{тр} \qquad (2.9)$$

Чтобы $M_{тр} > 0$, необходимо принять за первую полуосевую шестерню ту, для которой $\omega_1 > \omega_2$. Тогда, согласно выражениям (2.8) и (2.9), крутящий момент M_1 на этой шестерне (забегающем валу) будет меньше, чем момент M_2 на другой полуосевой шестерне (отстающем валу).

Для несимметричного дифференциала, согласно выражениям (2.5) и (2.7), при отсутствии потерь отношение моментов равно по модулю передаточному числу дифференциала.

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{M_Д \cdot i_Д}{i_Д - 1} \cdot \frac{i_Д - 1}{M_Д} = -i_Д,$$

Таким образом; например, для межосевого несимметричного дифференциала, устанавливаемого в раздаточную коробку полноприводного трехосного автомобиля (при односкатной ошиновке всех мостов), необходимо обеспечить $i_д = -2$, чтобы крутящий момент, подаваемый на заднюю тележку (средний и задний мосты), всегда был в два раза больше, чем крутящий момент, поступающий на передний мост.

2.3 Влияние дифференциала на проходимость автомобиля

Если условия по сцеплению левого и правого колес одного моста одинаковы, то межколесный симметричный дифференциал с пренебрежимо малыми потерями на трение является лучшим решением кинематической связи ведущих колес с позиции эксплуатационных качеств автомобиля. При этом каждое колесо может вращаться со своей необходимой по кинематике частотой вращения и возрастание силы тяги будет происходить до полного использования всего сцепного вала; буксование наступит у обоих колес одновременно. То же самое относится и к межосевому, и к другим дифференциалам с малым трением.

Если условия по сцеплению у колес неодинаковы, то при возрастании силы тяги у автомобиля, оборудованных такими дифференциалами, буксовать начнут те колеса, которые находятся в худших сцепных условиях. Дальнейшее

увеличение силы тяги автомобиля окажется невозможным. Колеса, находящиеся в лучших сцепных условиях, не смогут реализовать всю свою возможную силу тяги. При этом произойдет снижение тяговых качеств и проходимости автомобиля, оборудованных дифференциалами с малым трением, при движении по дорогам с нестабильными сцепными характеристиками.

Какой же дифференциал нужен для автомобиля? Чтобы ответить на этот вопрос еще раз рассмотрим межколесный симметричный дифференциал с малым трением.

Если под обоими колесами коэффициент сцепления φ_{max}=0,8 (что соответствует движению по сухому бетонному покрытию), то максимальная суммарная сила тяги ведущего моста:

$$P_{вм} = 2G_K\ \varphi_{max}=1{,}6\ G_K,$$

где G_K - вес, приходящийся на одно колесо. Если под обоими колесами коэффициент сцепления φ_{min} = 0,1 (что соответствует движению по льду), то:

$$P_{вм} =2G_K\ \varphi_{min}=0{,}2\ G_K.$$

Если под одним колесом коэффициент сцепления φ_{max}, а под другим φ_{min}, то при дифференциальном приводе:

$$P_{вм}=2G_K\varphi_{min}= 0{,}2\ G_K.$$

Чтобы обеспечить наиболее полное использование сцепного веса моста, необходимо заблокировать дифференциал. Тогда:

$$P_{ВМ} = G_К \cdot \varphi_{max} + G_К \cdot \varphi_{min} = 0{,}9 \cdot G_К$$

Из сопоставления последних двух выражений следует, что вследствие полного использования сцепного веса в соответствии со сцепными возможностями дороги максимальная сила тяги в 4,5 раза больше. Такого эффекта можно добиться и другим путем, например, если вместо симметричного установить несимметричный дифференциал с передаточным числом (между полуосями) $i_д$ = - φ_{max}/ φ_{min} = -8. В результате сохранится возможность вращения полуосей с разными угловыми скоростями и будет обеспечена максимально возможная сила тяги.

В действительности же из-за непрерывно меняющихся дорожных условий в худшем положении может оказаться как одно, так и другое колесо. Поэтому необходим такой механизм, который обеспечивал бы выполнение функции дифференциала с автоматически изменяющимся передаточным числом от $i_д$ = - φ_{max}/ φ_{max}= - φ_{min} / φ_{min} = -1 до $i_д$ = - φ_{max}/ φ_{min} = -8 от дорожных условий. Такой идеальный механизм еще не создан.

Ввиду того, что изменять передаточное число $i_Д = -z_2/z_1$ у шестеренчатого дифференциала в процессе работы не представляется возможным из-за его конструкции (за исключением пульсирующего дифференциала). Стараются изменить силовое передаточное число дифференциала, равное M_2/M_1, вводя дополнительные силы трения так, чтобы крутящий момент M_2 на "отстающем" колесе (имеющем больший коэффициент сцепления) увеличивался согласно уравнению (2.7), а на "забегающем" колесе (имеющем меньший коэффициент сцепления) уменьшался согласно формуле (2.5).

2.4 Коэффициент блокировки симметричного дифференциала

Отношение крутящего момента M_2 на отстающем валу к крутящему моменту M_1 на забегающем валу называется *коэффициентом блокировки* $K_б$. Обычно этот термин используют только для симметричного дифференциала. С учетом выражения (2.8)

$$K_б = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_Д + M_{ТР}}{M_Д - M_{ТР}}, \qquad (2.10)$$

В зависимости от конструкции дифференциалы повышенного трения обеспечивают различные коэффициенты блокировки.

Симметричный дифференциал ($i_д$=-1), имеющий коэффициент блокировки $K_б$, обеспечивает разные силы тяги у колес ведущего моста. Блокирующие свойства такого дифференциала начинают проявляться немедленно, как только появляется разность сил тяги у колес ведущего моста, причем в первый момент относительное вращение полуосей отсутствует. Оно появляется при достижении некоторой разности сил тяги, определяемой коэффициентом блокировки.

Относительное вращение полуосей возможно вследствие буксования одного колеса при прямолинейном движении или из-за разных путей, проходимых колесами на повороте. При этом в первом случае такой дифференциал будет благоприятно сказываться на движении автомобиля, обеспечивая увеличение крутящего момента на полуоси небуксующего колеса, а во втором - неблагоприятное, так как в этом случае в перераспределении крутящих моментов нет необходимости. Сила тяги внутреннего по отношению к оси поворота колеса становится больше, а наружного - меньше. В результате в плоскости дороги появляется внешний момент, действующий в направлении, противоположном направлению поворота, что ухудшает управляемость автомобиля.

Согласно выражению (2.10), теоретически коэффициент блокировки $K_б$ может изменяться от $K_б$ = 1, когда трение в дифференциале отсутствует ($M_{тр}$ =0), до бесконечности, когда $M_1 = M_Д - M_{ТР} = 0$ (это может быть только на

абсолютно гладкой поверхности с φ =0 или при отрыве колеса от поверхности дороги).

На практике нет необходимости иметь большое значение коэффициента блокировки $К_б$, так как предельные значения коэффициента сцепления под отдельными колесами встречаются крайне редко. По некоторым данным $К_б = 3$ достаточен для 80 % дорожных условий, $К_б = 5$ - для 94 %.

Максимальная суммарная сила тяги ведущего моста с самоблокирующимся дифференциалом:

$$P_{ВМ} = G_К \cdot \left(\varphi_{кmin} - \varphi_{кmin} \cdot K_Б\right) = G_К \cdot \varphi_{кmin}\left(1 - K_Б\right),$$

не может быть больше:

$$P_{ВМ} = G_К \cdot \left(\varphi_{кmax} + \varphi_{кmin}\right)$$

где $\varphi_{кmin}$, $\varphi_{кmax}$ - коэффициенты сцепления под отдельными колесами, причем $\varphi_{кmin} \leq \varphi_{кmax}$.

Если остановить корпус симметричного дифференциала, то получится редуктор с одной степенью свободы и передаточным числом $|i_д| = 1$. Пусть к одному из ведомых валов дифференциала приложен крутящий момент M_2, а с другого снимается момент M_1. Так как в дифференциале имеются потери на трение, то $M_2 > M_1$. а из-за того, что он симметричный, следует равенство $\omega_1 = \omega_2$, хотя и направлены скорости в разные стороны. Причем направления момента M_2 и угловой скорости ω_2, как у ведущего элемента, в данном случае будут совпадать, а направления M_1 и ω_1 будут противоположны. В соответствии с этим направления моментов M_1 и M_2 будут одинаковыми.

Тогда КПД такого редуктора (дифференциала):

$$\eta_Д = \frac{M_1 \cdot \omega_1}{M_2 \cdot \omega_2} = \frac{M_1}{M_2}, \qquad (2.11)$$

Выражение (2.11) справедливо и при вращающемся корпусе дифференциала. Причем, как и в рассмотренном редукторе, внешний момент M_2 и угловая скорость ω_2 на отстающей полуоси совпадают по направлению, а на забегающей полуоси противоположны, В результате с учетом формулы (2.11) выражение (2.10) примет вид:

$$K_б = \frac{1}{з_Д} \qquad (2.12)$$

Если коэффициент блокировки не зависит от того, какая полуось является отстающей, а какая забегающей, то такой дифференциал называется *дифференциалом с симметричными блокирующими свойствами.*

Низкий КПД дифференциала иногда рассматривают как серьезный недостаток из-за возможных больших потерь мощности. Это не совсем так. Большой момент трения в дифференциале приведет к увеличению потерь мощности только при значительной разнице в частотах вращения полуосей. Так как обычно эта разница невелика, то и теряемая в дифференциале мощность тоже мала. Потери близки к нулю при отсутствии относительного вращения деталей дифференциала и будут возрастать по мере увеличения разницы в частотах вращения полуосей. При буксовании одного из колес ведущего моста или при повороте автомобиля с минимальным радиусом (при заданной линейной скорости движения) потери мощности будут наибольшими.

Для их оценки в зависимости от трения в дифференциале принят условный показатель - КПД передачи:

$$з_{П} = \frac{N_1 + N_2}{N_Д}, \qquad (2.13)$$

Найдем КПД передачи $\eta_п$ в зависимости от радиуса поворота автомобиля. Согласно схеме, приведенной на рисунке 2.5:

$$\frac{Дщ}{0{,}5 \cdot B} = \frac{щ_Д}{R},$$

где Δω - разница угловых скоростей корпуса дифференциала и полуоси;

R - радиус поворота центра ведущего моста.

Преобразовав, можно получить:

$$\frac{Дщ}{щ_Д} = \frac{B}{2R}.$$

Кроме того,

$$N_1 = M_1 \cdot щ_1 = M_1 \cdot (щ_Д + Дщ);$$
$$N_2 = M_2 \cdot щ_2 = M_2 \cdot (щ_Д - Дщ);$$
$$N_Д = M_Д \cdot щ_Д = (M_1 + M_2) \cdot щ_Д;$$
$$M_2 = \frac{M_1}{з_Д}.$$

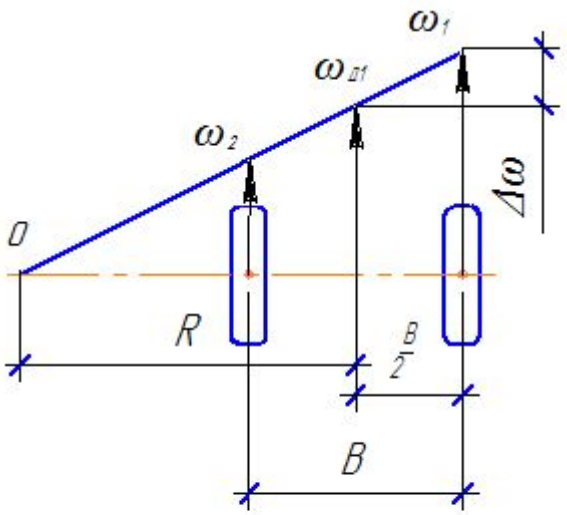


Рисунок 2.5 – План скоростей ведущего моста при повороте

С учетом последних равенств выражение (2.13) для КПД передачи примет вид:

$$з_{П} = \frac{M_1 \cdot (щ_Д + Дщ) + \frac{M_1 \cdot (щ_Д - Дщ)}{з_Д}}{M_1 \cdot щ_Д \cdot \left(1 + \frac{1}{з_Д}\right)} = \frac{1 + \frac{Дщ}{щ_Д} + \left(1 - \frac{Дщ}{щ_Д}\right) \cdot \frac{1}{з_Д}}{1 + \frac{1}{з_Д}} = \qquad (2.14)$$

$$1 + \frac{Дщ}{щ_Д} \cdot \frac{з_Д - 1}{з_Д + 1} = 1 + \frac{B}{2 \cdot R} \cdot \frac{з_Д - 1}{з_Д + 1} = 1 - \frac{B}{2 \cdot R} \cdot \frac{1 - з_Д}{1 + з_Д}$$

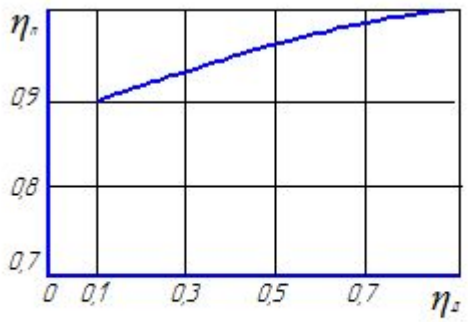


Рисунок 2.6 – Зависимость КПД передачи $\eta_п$ от КПД дифференциала $\eta_Д$

Таким образом, КПД передачи $\eta_п$ в отличие от КПД дифференциала $\eta_Д$ - величина переменная для данного автомобиля и зависит от радиуса его поворота.

При прямолинейном движении без проскальзывания ($R = \infty$) $\eta_п = 1$ независимо от КПД дифференциала $\eta_Д$.

При движении с минимальным радиусом поворота зависимость $\eta_п$ от $\eta_Д$ показана на рисунке 2.6 для отношения $B/(2 \cdot R_{min}) = 0{,}1$, характерного для большинства грузовых автомобилей.

Анализ этой зависимости показывает, что КПД передачи $\eta_п$ достаточно высок даже при весьма низких значениях КПД дифференциала $\eta_Д$. Отсюда следует, что низкие значения КПД дифференциала не могут служить препятствием для создания блокирующихся дифференциалов повышенного трения.

Наряду с уравнением (2.10) для коэффициента блокировки дифференциала $К_б$ используется также выражение:

$$K_{б1} = \frac{(M_2 - M_1)}{M_Д} = \frac{M_{ТР}}{M_Д} \qquad (2.14)$$

(с учетом равенств (2.8)).

Между этими двумя выражениями существует связь:

$$K_б = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_Д + M_{ТР}}{M_Д - M_{ТР}} = \frac{1 + \frac{M_{ТР}}{M_Д}}{1 - \frac{M_{ТР}}{M_Д}} = \frac{1 + K_{б1}}{1 - K_{б1}}; \qquad (2.15)$$

$$K_{б1} = \frac{M_2 - M_1}{M_1} = \frac{M_2 - M_1}{M_2 + M_1} = \frac{\frac{M_2}{M_1} - 1}{\frac{M_2}{M_1} + 1} = \frac{K_{б1} - 1}{K_{б1} + 1} \qquad (2.16)$$

Согласно выражению (2.14), $K_{б1}$ изменяется от $K_{б1}$= 0 при $M_{ТР}$ = 0 до $K_{б1}$= 1 при $M_{ТР}$ = $M_Д$ (полная блокировка дифференциала).

2.5 Определение коэффициента блокировки дифференциалов различных конструкций

При относительном вращении полуосевых шестерен в обычном симметричном коническом дифференциале имеют место некоторые потери мощности на преодоление сил трения внутри механизма. Если учесть потери в зацеплениях сателлитов и полуосевых шестерен, а также в подшипниках скольжения сателлитов на оси крестовины и полуосевых шестерен в корпусе дифференциала, то КПД дифференциала может быть вычислен как произведение КПД этих механизмов передачи мощности:

$$з_Д = з_{П.С.} \cdot з_{КОН.ПР.} \cdot з_{П.С.} \cdot з_{КОН.ПР.} \cdot з_{П.С.},$$

где $\eta_{п.с}$ - КПД подшипника скольжения;

$\eta_{кон.пр}$ - КПД конической передачи с прямым зубом.

Приняв $\eta_{п.с}$ = 0,99; $\eta_{кон.пр}$ = 0,98, получим:

$$з_Д = з^3_{П.С} \cdot з^2_{КОН.ПР} = 0{,}99^3 \cdot 0{,}98^2 = 0{,}93$$

и далее, согласно формуле (2.12), находим:

$$K_б = 1/\eta_Д = 1/0{,}93 = 1{,}075.$$

С учетом выражения (2.16) имеем:

$$K_{б1} = \frac{K_{б1} - 1}{K_{б1} + 1} = \frac{1 - з_Д}{1 + з_Д} = \frac{1 - 0{,}93}{1 + 0{,}93} = 0{,}036$$

В результате, согласно формуле (2.14),

$$M_{ТР} = K_{б1} \cdot M_{Д} = \frac{1 - з_{Д}}{1 + з_{Д}} \cdot M_{Д} = 0{,}036 \cdot M_{Д} \qquad (2.17)$$

Таким образом, коэффициент блокировки обычного симметричного конического дифференциала составляет $К_б$= 1,07...1,10. С учетом трения сателлитов и полуосевых щестерен о корпус дифференциала его значение возрастает до $К_б$ =1,20 – 1, 25.

Чтобы существенно увеличить момент трения в дифференциале, используют специальные диски трения см. рисунок 2.4. Подсчитаем момент трения в таком самоблокирующемся дифференциале повышенного трения, приняв во внимание, что все шестерни в дифференциале прямозубые. Тогда, согласно выражениям (1.7), при $\beta_m = 0$ и $\alpha_N = \alpha$ имеем:

$$P_{x\,пш} = P_t \cdot tgб \cdot sinд_{пш};$$
$$P_{x\,ст} = P_t \cdot tgб \cdot sinд_{ст}.$$

где $P_{x\ пш}$ суммарная осевая сила, действующая на обе полуосевые шестерни и сжимающая пакеты дисков;

P_t - суммарная окружная сила, действующая в зацеплениях сателлитов с полуосевыми шестернями.

$$P_t = \frac{2 \cdot M_{Д}}{d_{mпш}};$$

где $d_{mпш}$ - средний делительный диаметр полуосевой шестерни;

$\delta_{пш}$, $\delta_{ст}$ - углы делительного конуса полуосевой шестерни и сателлита соответственно;

$P_{хст}$ - суммарная осевая сила, действующая на сателлиты, и прижимающая их к корпусу дифференциала.

Дополнительный момент трения, развиваемый в дисках трения и в контакте сателлитов с корпусом дифференциала, относительно оси полуосевых шестерен равен:

$$M_{ТР.доп} = P_{x\,пш} \cdot м \cdot r_{ср.пш} \cdot z_{пш} + P_{x\,ст} \cdot м \cdot r_{ср.ст} \cdot \frac{d_{m.пш}}{d_{m.ст}}$$

или с учетом последних выражений:

$$M_{ТР.доп} = \frac{2 \cdot M_{Д} \cdot м \cdot tgб}{d_{m.пш}} \cdot \left(z_{пш} \cdot r_{ср.пш} \cdot sinд_{пш} + r_{ср.ст} \cdot sinд_{ст} \cdot \frac{d_{m.пш}}{d_{m.ст}} \right) \qquad (2.18)$$

где μ - коэффициент трения;

$r_{ср\cdot пш}$, $r_{ср.ст}$ - средние радиусы поверхности трения дисков трения полуосевых шестерен и контактной поверхности сателлита с корпусом дифференциала соответственно;

$z_{пш}$ - число пар трения на одной полуосевой шестерне;

$d_{mст}$ - средний делительный диаметр сателлита.

Сомножитель $d_{mпш}/d_{mст}$ появился в выражении (2.18) в связи с приведением момента трения сателлита (относительно его оси) к оси полуосевых шестерен.

По аналогии с выражением для среднего радиуса поверхности трения сцепления [1] можно записать:

$$r_{ср.пш} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_{пш}^3 - d_{пш}^3}{D_{пш}^2 - d_{пш}^2}; \qquad r_{ср.ст} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_{ст}^3 - d_{ст}^3}{D_{ст}^2 - d_{ст}^2}$$

где $D_{пш}$, $d_{пш}$ - наружный и внутренний диаметры дисков трения полуосевых шестерен;

$D_{ст}$, $d_{ст}$ - наружный и внутренний диаметры площадки контакта сателлита и корпуса дифференциала.

Сложив выражения (2.17) и (2.18), получим суммарный момент трения в дифференциале с дисками трения:

$$M_{ТР\Sigma} = M_{ТР} + M_{ТР.ДОП},$$

Разделив его на момент, передаваемый корпусом дифференциала, найдем, согласно формуле (2.14), коэффициент:

$$K_{б1\Sigma} = \frac{M_{ТР\Sigma}}{M_{Д}} = \frac{1-з_{Д}}{1+з_{Д}} + \frac{2\cdot м\cdot tgб}{d_{m.пш}} \cdot \left(z_{пш} \cdot r_{ср.пш} \cdot sinд_{пш} + r_{ср.ст} \cdot sinд_{ст} \cdot \frac{d_{m.пш}}{d_{m.ст}} \right).$$

Подставив полученное выражение в уравнение (2.15), получим искомый суммарный коэффициент блокировки дифференциала с дисками трения см. рисунок 2.4.

$$K_{б\Sigma} = \frac{1+K_{б1\Sigma}}{1-K_{б1\Sigma}}.$$

Согласно последним двум выражениям, коэффициент блокировки данного дифференциала не зависит ни от передаваемого момента, ни от относительных скоростей полуосевых шестерен, а зависит только от конструктивных параметров дифференциала и коэффициента трения μ.

К сожалению, ввиду малости угла профиля исходного контура α, значение коэффициента блокировки $К_б$ в таком дифференциале не может быть большим. Для выполненных конструкций при девяти парах трения ($z_{пш}$= 9) и μ = 0,1 $К_б$ равен 2,13; 2,36 и 2,51 при α, равном 20°; 22°30' и 24°.

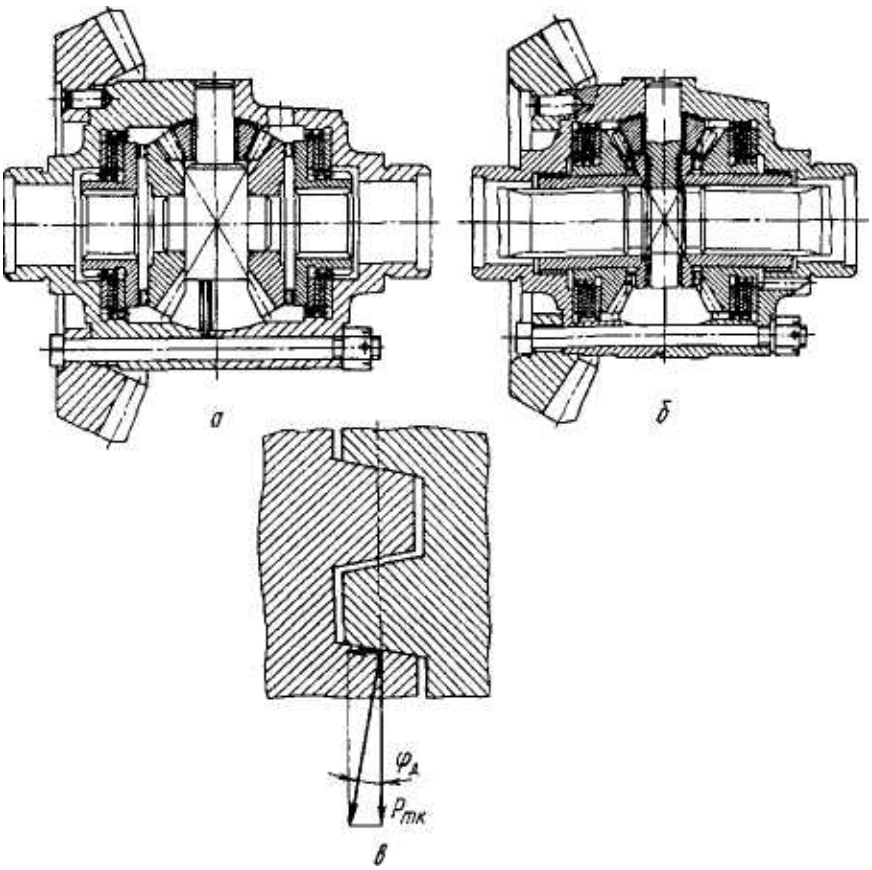
Чтобы увеличить силу сжатия дисков трения, а также момент трения и коэффициент блокировки, в конструкцию вводят трапецеидальные кулачки, расположенные на внешних см. рисунок 2.7, а, либо на внутренних см. рисунок 2.7, б сторонах полуосевых шестерен и втулок, через которые крутящий момент передается от этих шестерен к втулкам.

При этом дополнительный момент трения $М_{тр.доп}$ может быть определен по формуле, аналогичной (2.18), с заменой угла α на $φ_Д$, а $d_{mпш}$ на $d_{mк}$ (где $d_{mк}$ - средний диаметр торцевых кулачков).

В этих схемах, изменяя угол $φ_Д$, можно получить любой коэффициент блокировки в пределах допустимых давлений в элементах механизма и в первую очередь в дисках трения (чтобы не вызвать задиры на поверхностях трения).

Серьезным недостатком схемы, приведенной на рисунке 2.7, а, является то, что равнодействующая осевых сил прижимает полуосевые шестерни к сателлитам, уменьшая зазор в зацеплении зубьев и ухудшая тем самым работоспособность зубчатых пар дифференциала.

Конструкция самоблокирующегося дифференциала с раздельными плавающими пальцами сателлитов представлена на рисунке 2.8. От корпуса дифференциала окружные силы передаются на два пальца сателлитов через его наклонные скосы. В результате этого возникают осевые составляющие силы, которые последовательно через пальцы, буртики сателлитов и нажимные чашки сжимают пакеты дисков трения.



а - диски трения и трапецеидальные кулачки расположены с внешней стороны полуосевых шестерен и втулок; б - диски трения и трапецеидальные кулачки расположены с внутренней стороны полуосевых шестерен и втулок; в – сечение трапецеидальных кулачков

Рисунок 2.7 – Самоблокирующийся дифференциал

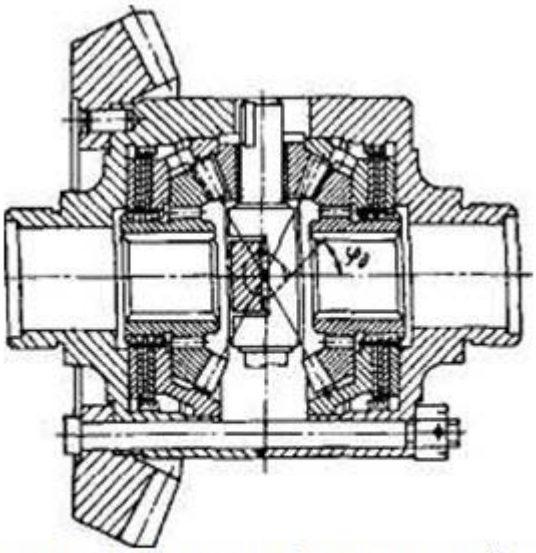


Рисунок 2.8 – Самоблокирующийся дифференциал с раздельными плавающими пальцами

Один палец сжимает один пакет дисков, другой палец -другой пакет.

Здесь к моменту трения в дисках, обусловленному силами в зацеплениях сателлитов и полуосевых шестерен, добавляются моменты трения в дисках, а также между буртиками сателлитов и торцами нажимных чашек, обусловленные осевыми силами, возникающими на скосах корпуса дифференциала:

$$M_{ТР.доп} = \left(\frac{M_Д \cdot tgб \cdot sinд_{пш}}{d_{m.пш}} + \frac{M_Д \cdot tg\varphi_Д}{2 \cdot r_{ср.Д}} \right) \cdot м \cdot z_{пш} \cdot r_{ср.пш} + \frac{M_Д \cdot tg\varphi_Д}{2 \cdot r_{ср.Д}} \cdot м \cdot r_{ср.нч}$$

где $r_{ср.д}$, $r_{ср.нч}$ - средние радиусы приложения осевых сил на скосах корпуса дифференциала и в контакте сателлитов с нажимными чашками соответственно.

В этом выражении принято равномерное распределение окружной силы между пальцами сателлитов (коэффициент 2 в знаменателе). Однако это может быть обеспечено только при высокой точности изготовления, обеспечивающей равенство толщин пакетов дисков трения, взаимную перпендикулярность осей пальцев сателлитов и т.д. Иначе блокирующие свойства дифференциала будут различны при отставании одной или другой полуоси.

Некоторого увеличения коэффициента блокировки до $K_б$ = 1,35 можно добиться, если в результате небольшого изменения конструкции увеличить средний радиус трения $r_{ср.ст}$ контактных поверхностей сателлита с корпусом дифференциала, как показано на рисунке 2.9.

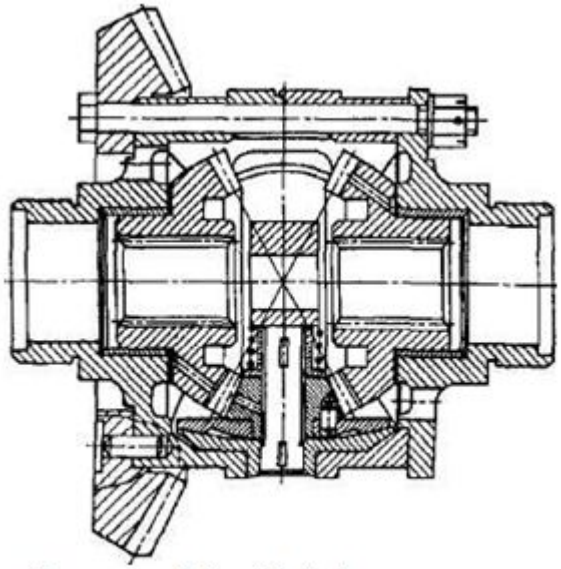


Рисунок 2.9 – Дифференциал с увеличенными шайбами сателлитов

Коэффициент блокировки другого типа самоблокирующегося дифференциала повышенного трения - червячного дифференциала - может быть вычислен через КПД дифференциала $K_б = 1/\eta_д$. Применение червячных дифференциалов весьма ограничено из-за сложности их конструкций, высоких требований к точности изготовления и необходимости применения дорогостоящих материалов: бронзы для зубчатых колес, высоколегированных сталей для червяков.

Еще один тип самоблокирующегося дифференциала повышенного трения - кулачковый дифференциал - может быть выполнен с сухарями, расположенными как в осевом см. рисунок 2.2, а, так и в радиальном направлении см. рисунки 2.2, б, 2.3. Сухари могут располагаться как в один см. рисунок 2.2, так и в два ряда см. рисунок 2.3 и перемещаться только вдоль своих осей.

При однорядном размещении сухарей число кулачков на полуосевых элементах (звездочках) должно быть разным, при этом хотя бы один сухарь будет передавать нагрузку. Число сухарей должно быть равно любому из делителей суммы числа кулачков на обеих звездочках. Например, если в

дифференциале немецкой фирмы ZF число кулачков на звездочках равно 11 и 13, то при общем числе сухарей 8 (из возможных чисел 6, 8, 12, 24) в каждый момент передают нагрузку 3 – 4 сухаря.

При двухрядном размещении сухарей число кулачков на звездочках одинаково. При этом на внутренней звездочке один ряд кулачков смещен относительно другого на половину шага, а на внешней - кулачки выполнены по всей ширине звездочки. Число сухарей в каждом ряду (обычно 6 или 12) равно числу кулачков или в два раза больше его. Ряды сухарей размещаются в ведущем элементе - обойме корпуса дифференциала со смещением один относительно другого на половину своего шага. Такая конструкция дозволяет всегда иметь в зацеплении один ряд сухарей, т.е. передавать нагрузку одновременно всеми сухарями одного ряда, что и объясняет большее распространение двухрядных кулачковых дифференциалов, чем однорядных.

Кривые, по которым можно профилировать кулачки, должны иметь радиусы, отличающиеся на длину сухаря. Простейшим профилем, удовлетворяющим указанному условию, является спираль Архимеда, однако для упрощения технологии ее заменяют сопряженными дугами окружностей.

Работа дифференциала происходит следующим образом. При увеличении скорости одного из колес при повороте автомобиля звездочка этой стороны обгоняет обойму с сухарями и, перемещая последние вдоль своих осей, заставляет их воздействовать на профиль кулачков другой звездочки, уменьшая скорость ее вращения и обеспечивая таким образом дифференциальный эффект механизма.

При наличии относительной скорости вращения полуосей в местах контакта сухарей с кулачками и обоймой возникает трение. Силы трения на рабочих поверхностях кулачков и сухарей на отстающей звездочке складываются с действующей силой, а на обгоняющей - вычитаются из нее. В результате этого больший момент прилагается к отстающему колесу.

Силы трения, возникающие в дифференциале, прямо пропорциональны подводимому к нему крутящему моменту. Поэтому при повороте автомобиля на хорошей дороге, т.е. при относительно небольшом моменте, подводимом к дифференциалу, трение в нем не вызывает пробуксовки ведущих колес. При попадании одного из колес на скользкий участок оно под действием подводимого крутящего момента будет стремиться ускорить свое вращение, т.е. будет подобно наружному колесу на повороте. Тогда благодаря силам трения, как указывалось выше, крутящий момент на этом колесе будет уменьшаться, а на колесе, имеющем хорошее сцепление с грунтом, увеличиваться.

При повороте автомобиля на скользких дорогах наличие большого трения в дифференциале может вызвать преждевременное частичное буксование внутреннего ведущего колеса, так как через это колесо передается большая часть крутящего момента. При этом возможны колебания крутящего момента на внутреннем колесе, вызывающие вибрацию грунта (снижающие трение между его частицами), и, как результат, получается срыв грунта и погружение в него внутреннего колеса. Все это требует увеличения силы тяги

для преодоления сопротивления движению автомобиля. Это явление особенно опасно для движения автомобиля по снегу, песку. Одним из недостатков кулачкового дифференциала является то, что при отрыве ведущего колеса от грунта не обеспечивается передача крутящего момента на другое колесо.

При одинаковом количестве кулачков на обоих полуосевых элементах (для двухрядного расположения сухарей) дифференциал является симметричным, т.е. $i_Д = -1$; при разном (для однорядного расположения сухарей) - несимметричным ($i_Д \neq -1$).

Для определения коэффициента блокировки рассмотрим силы, действующие на сухарь в кулачковом дифференциале с радиальным расположением сухарей см. рисунок 2.10.

Пусть отстающей будет внутренняя звездочка, а забегающей - наружная, т.е. угловая скорость внутренней звездочки будет меньше, чем угловая скорость ведущего элемента - корпуса дифференциала, в котором расположены сухари, а угловая скорость наружной звездочки - больше, чем угловая скорость ведущего элемента. На рисунке 2.10 параметры отстающей и забегающей звездочек имеют индексы "2" и "1" соответственно.

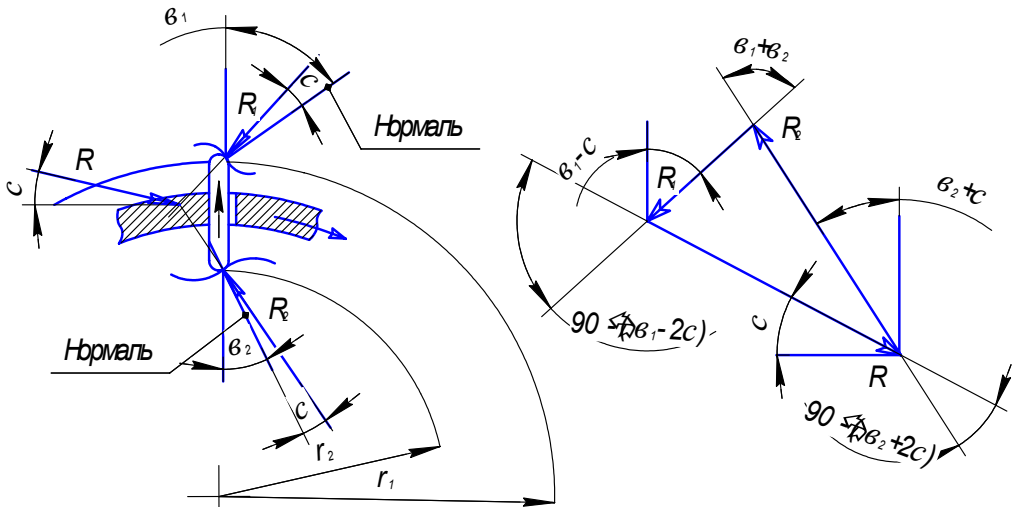


Рисунок 2.10 – Схема сил, действующих в кулачковом дифференциале с радиальным расположением сухарей

Реакции в точках контакта отклоняются от нормалей на угол трения, так что их тангенциальная (перпендикулярная к нормали) составляющая направлена против скорости скольжения. Моменты на полуосях:

$$M_1 = R_1 \cdot r_1 \cdot \sin(в_1 - c);$$
$$M_2 = R_2 \cdot r_2 \cdot \sin(в_2 - c)$$

Из силового треугольника см. рисунок 2.10 можно записать:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{\cos(в_2 + 2 \cdot с)}{\cos(в_1 - 2 \cdot с)}.$$

В результате коэффициент блокировки:

$$K_Б^{'} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{r_2 \cdot \cos(в_1 - 2 \cdot с) \cdot \sin(в_2 + с)}{r_1 \cdot \cos(в_2 + 2 \cdot с) \cdot \sin(в_1 - с)}.$$

Аналогично, если отстающей будет наружная звездочка, а забегающей - внутренняя, то:

$$K_Б^{''} = \frac{M_1}{M_2} = \frac{r_1 \cdot \cos(в_2 - 2 \cdot с) \cdot \sin(в_1 + с)}{r_2 \cdot \cos(в_1 + 2 \cdot с) \cdot \sin(в_2 - с)}$$

При отсутствии трения ($\rho = 0$) оба выражения для коэффициента блокировки должны быть равны единице. В этом случае должно иметь место соотношение:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{tgв_2}{tgв_1}$$

Оно, которое обеспечивается благодаря тому, что угол β_1 всегда меньше угла β_2 при условии, что r_1 всегда больше r_2. Последнее равенство поддерживается постоянно, независимо от смещения кулачков между собой.

При наличии трения значения $K_б^{'}$ и $K_б^{''}$ будут несколько отличаться, т.е. дифференциал будет иметь несимметричные блокирующие свойства. В результате испытаний, проведенных на фирме «Мак тракс», были получены значения $K_б^{'} = 3,2$ и $K_б^{''} = 2,1$.

Обычно для однорядных дифференциалов с радиальным расположением сухарей коэффициент блокировки $К_б$ = 2...3, для таких же дифференциалов, но с осевым расположением сухарей $К_б$ = 3...4.

Кроме рассмотренных выше самоблокирующихся дифференциалов, имеющих фиксированный коэффициент блокировки, момент трения в которых пропорционален передаваемому моменту $М_{тр}=К_б \cdot М_д$, существуют дифференциалы с постоянным моментом трения, обеспечиваемым, например, сжатием дисков трения с помощью винтовой цилиндрической пружины. Однако они не имеют широкого применения, так как при небольшом моменте трения такие дифференциалы малоэффективны ($К_{б1}$ резко падает при увеличении $М_д$), а при большом - они блокируются в широком диапазоне нагрузок, что может вызвать ускорение изнашивания шин.

Среди дифференциалов повышенного трения особое место занимают гидравлические дифференциалы, момент трения в которых зависит не от

передаваемого крутящего момента, а от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Эти дифференциалы имеют наиболее благоприятную зависимость момента трения от условий движения. Так, при небольшой разнице угловых скоростей полуосей момент трения у них близок к нулю и нет затруднений при криволинейном движении автомобиля; при буксовании же одного из колес момент трения резко возрастает и позволяет передать большую часть мощности на небуксующее колесо.

2.6 Выбор основных параметров зубчатых колес дифференциалов

Все зубчатые колеса дифференциалов прямозубые. Для конических зубчатых колес симметричного дифференциала см. рисунок 2.1, а внешнее конусное расстояние R_e и внешний модуль $m_e = m_{te}$ можно выбирать с учетом данных, представленных на рисунке 1.7, б, в зависимости от расчетного крутящего момента M на сателлите:

$$M = \min\begin{cases} \dfrac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_{К}}{2 \cdot n_{СТ} \cdot i_{СТ,ПШ} \cdot i_{ПШ,К}} \\ \dfrac{M_{me} \cdot л \cdot i_{ТР,ДН}}{2 \cdot n_{СТ} \cdot i_{СТ,ПШ}} \end{cases}.$$

где λ - доля крутящего момента двигателя, которая поступает на корпус данного дифференциала;

$i_{ТР.ДН}$ - передаточное число трансмиссии от двигателя до корпуса дифференциала при включении низших передач в коробке передач и раздаточной коробке;

$i_{ст.пш}$ - передаточное число от сателлита до полуосевой шестерни;

$i_{пш.к}$ - передаточное число от полуосевой шестерни до ведущего колеса автомобиля.

$$i_{ст.пш} = z_1/z_{СТ} = z_2/z_{СТ}.$$

Прежде чем определить расчетный момент M, необходимо задаться значением $i_{ст.пш}$ из условия размещения в полуосевых шестернях шлицевого конца полуоси нужного диаметра и ограничения размеров дифференциала. Обычно принимают $i_{ст.пш} = 2$.

Далее определяют число зубьев сателлита

$$Z_{СТ} = \frac{2 \cdot R_e}{m_e \cdot \sqrt{i_{СТ,ПШ} + 1}}.$$

Если $z_{СТ} < 10$, то принимают $z_{СТ} = 10$; $z_{1min} = z_{2min} = 14$.

При окончательном выборе чисел зубьев $z_{СТ}$ и $z_1=z_2$ необходимо обеспечить соблюдение условий сборки и размещения (соседства):

$$\frac{2 \cdot Z_1}{n_{СТ}} = A\ ;$$

$$\frac{p}{n_{СТ}} > д_{СТ} + \frac{1}{Z_1}\ .$$

где А - целое число:

$$д_{СТ} = \mathrm{arctg}\frac{Z_{СТ}}{Z_1}\text{, рад.}$$

Ширину зубчатого венца принимают равной b = (0,25 – 0,3) R_e значения угла профиля исходного профиля α = 20° – 22°30′, коэффициент высоты головки зуба $h_б^*$ = 0,8, коэффициент радиального зазора с* = 0,25, коэффициент граничной высоты h_l = 1,6.

Коэффициенты смещения исходного контура х для пары конических зубчатых колес принимают равными по величине и обратными по знаку (у сателлита со знаком "+"). Рекомендуется выбирать х в зависимости от передаточного числа $i_{ст.пш}$:

$$x = 0{,}46 \cdot \left(1 - \frac{1}{i^2_{СТ.ПШ}}\right)$$

при α = 20° и

$$x = 0{,}37 \cdot \left(1 - \frac{1}{i^2_{СТ.ПШ}}\right)$$

при α = 22°30'.

Коэффициенты изменения толщины зуба x_T можно назначать также равными по величине и обратными по знаку (у сателлита со знаком "+"), исходя из следующих рекомендаций при α - 22°30' см. таблицу 6.1.

Таблица 6.1 - Коэффициенты изменения толщины зуба

Обозначение параметра	Значение						
$i_{ст.пш}$	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
x_T	0,000	0,045	0,058	0,063	0,063	0,060	0,057

При выборе основных размеров зубчатых колес симметричных конических дифференциалов могут быть использованы данные, приведенные в таблице 6.2 и 6.3 для межколесных и межосевых дифференциалов.

Таблица 6.2 - Основные параметры зубчатых колес межколесных конических дифференциалов

Параметры	ВАЗ-2101	УАЗ-469	Урал-375Н	КамАЗ-5320	КрАЗ-257Б1
Число зубьев; сателлита $z_{СТ}$; полуосевых шестерен $z_1=z_2$	10 16	10 16	11 22	11 22	11 22
Внешнее конусное расстояние, R_e, мм	37,77	44,9	78,09	78,09	98,39
Внешний модуль m_e, мм	4	4,75	6,35	6,35	8.0
Угол профиля α	22°30'	22°30'	20°	22°30'	20°
Ширина венца b, мм	12	35	27	27	30.2
Число сателлитов	2	4	4	4	4

Таблица 6.3 - Основные параметры зубчатых колес межосевых дифференциалов, установленных в раздаточных коробках

Параметры	ВАЗ-2121	МАЗ-509А	Урал-375Д	КамАЗ-4310	КрАЗ-257Б1
Число зубьев: солнечной шестерни z_C сателлита $z_{СТ}$ коронной шестерни z_K	 18 12 18	 20 10 40	 20 10 40	 20 10 40	 22 11 22
Кинематический параметр $\|p\|=\|i_Д\| = z_K/z_C$	1	2	2	2	1
Внешнее конусное расстояние, R_e, мм	37,5	-	-	-	73,15
Межосевое расстояние a, мм	-	63,75	56,54	56,54	-
Расчетный суммарный момент на ведомых валах M, Н-м	820	5700	6000	6000	10000
Модуль m, мм	-	4,25	3,75	3,75	-
Внешний модуль m_e, мм	3,5	-	-	-	5,5
Ширина венца b, мм	15	40	40	45	25
Число сателлитов	2	4	4	4	4
Диаметр шипа сателлита $d_ш$,	16	25	24	24	30

мм					

Для цилиндрических зубчатых колес несимметричного дифференциала см. рисунок 2.1, г межосевое расстояние (в миллиметрах) вычисляют по формуле:

$$a = \left(\left|i_Д\right| + 1\right)\sqrt[3]{\frac{M}{у_{ном} \cdot ш_а \cdot \left(\left|i_Д\right| - 1\right) \cdot n_{СТ} \cdot 2 \cdot \sin 2б}},$$

где M - расчетный суммарный момент на ведомых валах дифференциала, вычисляемый по формуле (5.1), Нм;

$\sigma_{ном}$ - номинальное контактное напряжение, МПа;

ψ_a - коэффициент ширины венца зубчатого колеса.

$$\psi_a = b/a;\ |i_д| = z_K/z_C = z_2/z_1.$$

Можно принимать $\sigma_{ном}$ = 150 – 250 МПа; ψ_a = 0,6 – 0,8; $n_{СТ}$ = 3 – 5.

Значение $i_д$ задают с учетом места установки дифференциала в трансмиссии автомобиля. Например, при установке в раздаточной коробке трехосного полноприводного автомобиля $i_д$ = -2, если один ведомый вал дифференциала связан с передним мостом, а другой - с двумя задними мостами.

Далее определяют числа зубьев z_C, $z_{СТ}$, z_K. Для этого можно использовать выражение для определения передаточного числа дифференциала, а также условия соосности и сборки:

$$z_K = |\ i_д\ | \cdot z_C;$$

$$z_K - z_C = 2 \cdot z_{СТ};$$

$$(z_K + z_C)/\ n_{СТ} = A,$$

где A - целое число.

Рассматривая три последних выражения как систему трех линейных алгебраических уравнений относительно трех неизвестных z_C, $z_{СТ}$ и z_K, можно найти эти неизвестные:

$$z_K = \frac{A \cdot n_{СТ} \cdot \left|i_Д\right|}{\left|i_Д\right| + 1};$$

$$z_C = \frac{A \cdot n_{CT}}{|i_Д| + 1};$$

$$z_K = \frac{A \cdot n_{CT} \cdot (|i_Д| - 1)}{2 \cdot (|i_Д| + 1)}.$$

Зная n_{CT} и $i_д$ и задаваясь различными значениями целых чисел A, можно получить целый ряд значений чисел зубьев z_C, z_{CT} и z_K, удовлетворяющих поставленным условиям.

Дополнительно необходимо обеспечить, чтобы любое из этих чисел зубьев было бы больше 10 и чтобы удовлетворялось условие размещения:

$$\sin\frac{p}{n_{CT}} > \frac{z_{CT}}{z_C + z_{CT}}.$$

Далее для приемлемых трех значений z_C, z_{CT} и z_K определяют модуль зубчатых колес:

$$m = \frac{2 \cdot a}{z_C + z_{CT}}$$

и выбирают ту тройку, которая обеспечивала значение модуля m из рекомендуемого ряда.

При выборе параметров зубчатых колес несимметричных цилиндрических дифференциалов можно использовать данные, приведенные в таблице 6.2.

Зубчатые колеса шестеренчатых дифференциалов на сопротивление усталости не рассчитывают, а рассчитывают только на прочность при воздействии максимального динамического момента $M_д$ на корпус дифференциала по методике, описанной [1]. При этом считают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

В коническом дифференциале рассчитывают также шип крестовины на смятие и срез:

$$y_{см} = \frac{M_Д}{n_{CT} \cdot r_{ср.ст,ш} \cdot d_ш \cdot l_{ст}} \le [y_{см}] = 100 МПа$$

$$ф = \frac{4 \cdot M_Д}{n_{CT} \cdot r_{ср.ст,ш} \cdot p \cdot d_ш^2} \le [ф] = 120 МПа$$

где $r_{ср\cdot ст,ш}$ - средний радиус поверхности контакта сателлита и шипа крестовины относительно оси полуосевых шестерен;

$d_ш$ - диаметр шипа крестовины;

$l_{ст}$ - длина цилиндрической поверхности сателлита под шип крестовины.

Вычисляют также напряжение смятия в контакте шипа крестовины с корпусом дифференциала:

$$y_{см} = \frac{M_Д}{n_{СТ} \cdot r_{ср.д,ш} \cdot d_ш \cdot l_д} \le [y_{см}] = 100 МПа$$

где $r_{ср\cdot д,ш}$ - средний радиус поверхности контакта корпуса дифференциала и шипа крестовины относительно оси полуосевых шестерен;

$l_д$ - длина цилиндрической поверхности корпуса дифференциала под шип крестовины.

Зубчатые колеса, крестовины, звездочки и сухари дифференциалов изготавливают из тех же сталей, что и зубчатые колеса других агрегатов трансмиссии [1], с цементацией на глубину 1,5 – 1,9 мм и закалкой до HRC = 58 – 63, с твердостью сердцевины HRC = 30 – 40. Детали кулачковых дифференциалов для предотвращения задиров подвергают фосфатированию на глубину 5...10мкм. Корпус дифференциала отливают из ковкого чугуна КЧ 35-10 или стали.

Примерный расчет зубчатого конического дифференциала приведен в приложении А.2

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к дифференциалам?
2. По каким признакам классифицируются дифференциалы?
3. Чему равно передаточное число дифференциала?
4. Определите крутящий момент на полуосевых шестернях дифференциала?
5. Коэффициент блокировки дифференциала и его значения для различных конструкций?

3 Полуоси

Полуоси служат для передачи крутящего момента от межколесного дифференциала к ведущим колесам автомобиля и, по сути, являются ведущими валами.

При зависимой подвеске колес и жестком картере ведущего моста полуоси располагаются внутри картера и, как правило, соединяются с полуосевыми шестернями дифференциала шлицами, а со ступицами ведущих колес - с помощью шлицев см. рисунки 3.1, а, б или фланцев, составляющих одно целое с полуосями см. рисунок 3.1, в, г.

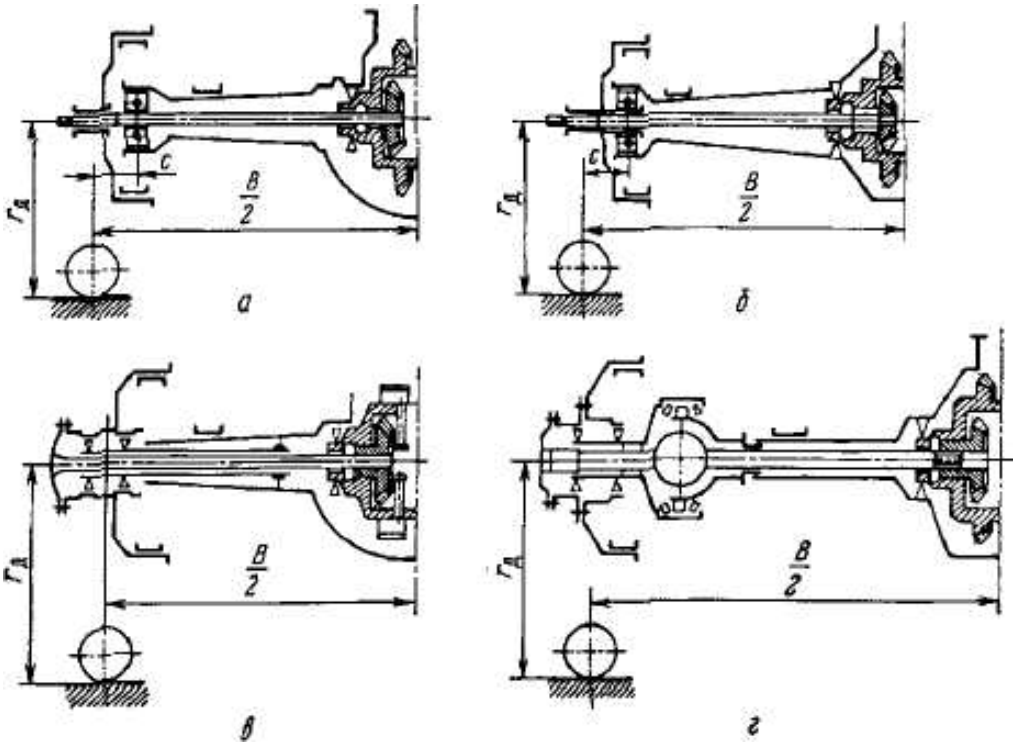
При этом полуоси выполняются с одним шарниром в управляемом мосту см. рисунок 3.1, г и без шарниров в неуправляемых мостах см. рисунки 3.1, а - в.

При независимой подвеске колес последние перемещаются относительно картера главной передачи, установленного на раме или в кузове автомобиля, в связи, с чем в зависимости от конструкции подвески полуоси имеют один (в конструкции с качающимися полуосями) или два шарнира в неуправляемом мосту и два шарнира в управляемом.

Только в некоторых конструкциях мостов с качающимися полуосями, когда ось качания совпадает с осью ведущей шестерни конической главной передачи (автомобили "Татра" и "Пинцгауэр") полуоси выполнены без шарниров см. рисунок 3.2 в неуправляемом мосту и имеют по одному шарниру в управляемом. В качестве шарниров применяются, как правило, шарниры равных угловых скоростей, особенно в управляемых мостах.

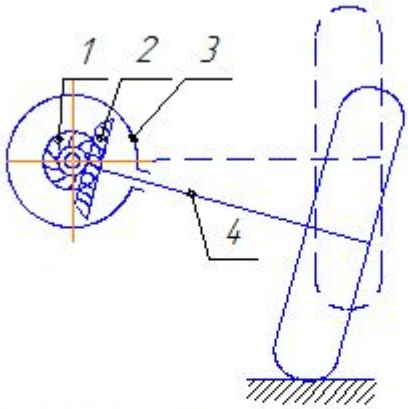
В зависимости от места установки и числа подшипников колеса полуоси подразделяют:

- на *полуразгруженные,* когда подшипник установлен между полуосью и картером ведущего моста см. рисунок 3.1, а;
- на *три четверти разгруженные,* когда подшипник установлен между ступицей колеса и картером моста см. рисунок 3.1, б;
- на *разгруженные,* когда два отстоящие один от другого подшипника расположены между ступицей колеса и картером моста см. рисунки 3.1,в, г и 3.3.



а - полуразгруженной; б - разгруженной на 3/4; в - разгруженной; г - разгруженной с шарниром в управляемом мосту

Рисунок 3.1 – Схемы ведущих мостов с жестким картером и полуосью



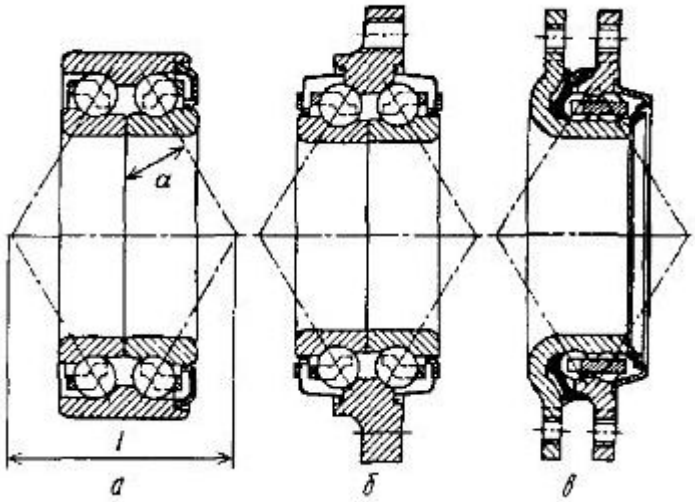
1 - ведущая коническая шестерня главной передачи; 2 - ведомое колесо главной передачи; 3 – вильчатый держатель кожуха полуоси; 4 - полуось

Рисунок 3.2 – Схема работы качающейся полуоси автомобиля «Татра-111»

Полуразгруженные полуоси применяют только в легковых автомобилях. Такое деление характерно для всех типов ведущих мостов с зависимой и независимой подвеской. Причем при наличии у полуоси шарнира вблизи колеса в последнем всегда устанавливают два однорядных подшипника либо один двухрядный. Обычно используют шариковые радиальные и радиально-упорные и роликовые конические подшипники.

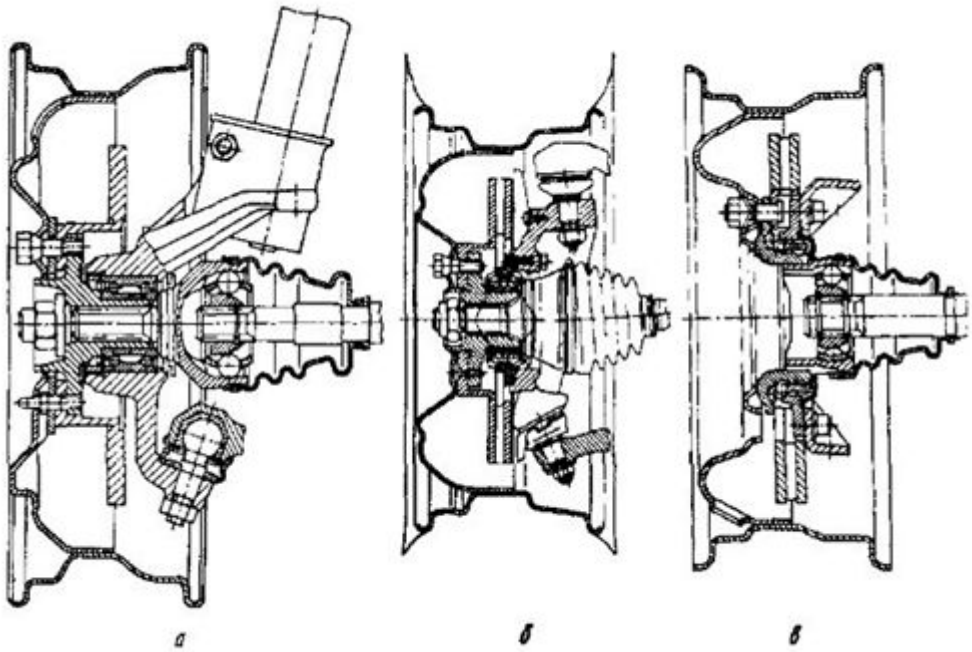
Для обеспечения высокой жесткости подшипникового узла (что особенно важно при установке дисковых тормозов), уменьшения его осевых размеров, устранения необходимости регулировки зазоров в подшипниках в процессе эксплуатации и уменьшения неподрессоренной массы в последнее

время наблюдается тенденция установки на легковых автомобилях вместо двух однорядных подшипников одного двухрядного радиально-упорного шарикового подшипника с большим углом а и большой опорной базой L см. рисунки 3.4 и 3.5. При этом зазор в подшипниках первого и второго поколения устраняется при монтаже колеса, а в подшипниках третьего поколения при изготовлении, что исключает регулировку узла в процессе эксплуатации.



а – первого поколения; б - второго поколения; в - третьего поколения

Рисунок 3.4 – Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник



а – первого поколения; б - второго поколения; в - третьего поколения

Рисунок 3.5 – Установка переднего ведущего колеса на двухрядном радиально-упорном шариковом подшипнике

Такие подшипники занимают мало места в осевом направлении, уплотняются сальниками с обеих сторон и заполняются смазкой на весь период эксплуатации.

Все типы полуосей рассчитывают на сопротивление усталости при кручении и статическую прочность по методикам, изложенным в [1], считая балки ведущих мостов недеформируемыми.

При расчете на сопротивление усталости при кручении расчетный момент определяют одинаково для всех типов полуосей согласно методике [1].

При расчете на статическую прочность разгруженных полуосей в качестве силового фактора, действующего на полуось, принимается максимальный крутящий момент:

$$M_{max} = 1{,}5 \cdot G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot \frac{r_к}{2},$$

где G_{φ}- вес, приходящийся на ведущий мост; φ = 0, 8.

При расчете на статическую прочность полуразгруженных и разгруженных на 3/4 полуосей вычисляют напряжения в опасном сечении полуоси (в плоскости симметрии подшипника колеса, см. рисунки 3.1, а, б для трех предельных случаев нагружения:

1) интенсивного разгона или торможения;
2) заноса автомобиля на повороте;
3) переезда через препятствие.

При этом в качестве силовых факторов, действующих на полуось, принимаются следующие:

1. В случае интенсивного разгона или торможения - максимальный крутящий момент M_{max}. и изгибающие моменты $M_z = R_x \cdot c$ и $M_x = R_z \cdot c$ от сил R_x и R_z, действующих в контакте колеса с дорогой относительно вертикальной и горизонтальной оси площадки опасного сечения полуоси соответственно, $R_x = M_{max}./r_к$; $R_z = R_x/\varphi$

Боковая сила, действующая в контакте колеса с дорогой, в этом случае считается равной нулю, т.е. $R_y = 0$.

2. При заносе автомобиля на повороте - изгибающий момент относительно горизонтальной оси площадки опасного сечения полуоси, определяемый по формуле $M_{x,вш} = R_{y,вш} \cdot r_д - R_{z,вш} \cdot c$, если колесо является внешним по отношению к центру поворота, и, согласно выражению $M_{x,вн} = R_{y,вн} \cdot r_д - R_{z,вн} \cdot c$, если колесо является внутренним по отношению к тому же центру.

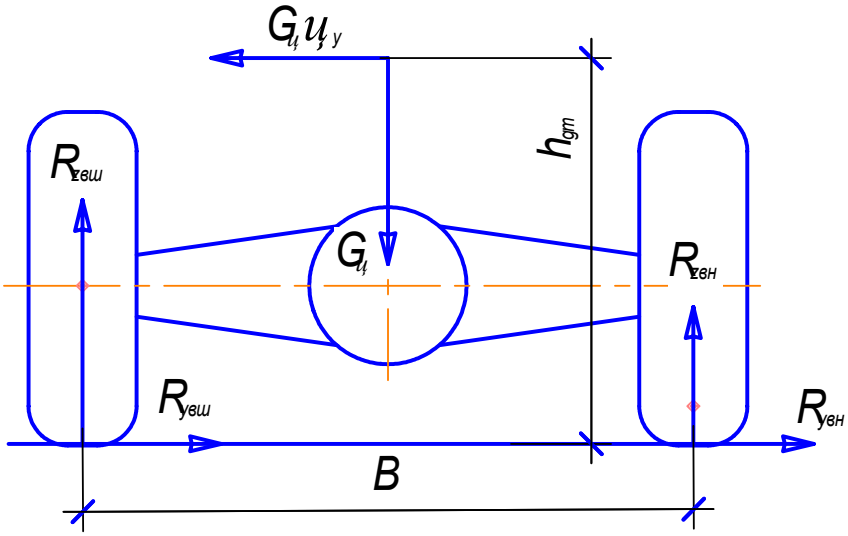


Рисунок 3.6 – Силы, действующие на ведущий мост при заносе автомобиля

С учетом рисунка 3.6 здесь:

$$R_{y,вш} = R_{z,вш} \cdot \varphi_y;$$
$$R_{y,вн} = R_{z,вн} \cdot \varphi_y$$

$$R_{z,вш} = G_\varphi \left(0{,}5 + \varphi_y \frac{h_{gм}}{B}\right);$$

$$R_{z,вн} = G_\varphi \left(0{,}5 - \varphi_y \frac{h_{gм}}{B}\right).$$

$r_д$ - динамический радиус колеса, $r_д \approx r_к$; φ_y - коэффициент сцепления колеса с дорогой при смещении колеса вбок (можно принять $\varphi_y = 1{,}0$); $h_{gм}$ - высота центра подрессоренных масс автомобиля.

В выражениях для $R_{z,вш}$ и $R_{z,вн}$ при $\varphi_y \frac{h_{gм}}{B} > 0{,}5$ следует принимать $\varphi_y \frac{h_{gм}}{B} = 0{,}5$, что является предельной ситуацией перед опрокидыванием автомобиля. В этой предельной ситуации

$$M_{x,вш} = G_\varphi \left(\varphi_y \cdot r_Д - c\right)$$

$M_{x,вн} = 0$. Можно показать, что и в других ситуациях всегда $M_{x,вш} > M_{x,вн}$.

В случае заноса на повороте считается, что сила тяги или тормозная сила равны нулю, т.е. $M_{max} = 0$, $R_x = 0$.

3. В случае переезда через препятствие - изгибающий момент относительно горизонтальной оси площадки опасного сечения полуоси:

$$M_x = R_z \cdot c,$$

$$R_z = K_Д \cdot G_\varphi / 2.$$

где $K_Д$ - коэффициент динамичности, равный 1,5 – 2,0 - для легковых автомобилей, 2,0 – 2,5 - для грузовых автомобилей и 2,5 – 3, 0 - для автомобилей высокой проходимости.

В этом случае также считается, что $M_{max} = 0$, $R_x = 0$; $Ry = 0$.

В зависимости от зазоров и угловой жесткости подшипника колеса и жесткости картера ведущего моста полуоси, разгруженные на 3/4, могут передавать изгибающие моменты либо почти полностью (например, при износе подшипника), либо практически не передавать (в случае больших жесткостей и отсутствия зазоров). Поэтому учет вышеперечисленных силовых факторов позволяет повысить фактический запас прочности таких полуосей.

В качестве альтернативы методике, изложенной в [1], используется также оценка статической прочности полуосей по допускаемым напряжениям: $[\sigma] = 0{,}7<\sigma_в$; $[\tau] = 0{,}4<\sigma_в$. При этом эквивалентные напряжения, которые сравнивают с допускаемыми, подсчитывают по следующим формулам.

Для разгруженных полуосей:

$$ф_{экв} = \frac{M_{max}}{0{,}2 \cdot d_{по}^3} \le [ф]$$

где $d_{по}$ - диаметр полуоси в опасном сечении.

Для полуразгруженных и разгруженных на 3/4 полуосей при интенсивном разгоне или торможении:

$$ф_{экв} = \frac{M_{max}}{0{,}2 \cdot d_{по}^3}; \qquad у = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{0{,}1 \cdot d_{по}^3};$$

$$у_{экв} = \sqrt{у^2 + 4 \cdot ф^2} \le [у]$$

при заносе автомобиля на повороте:

$$\text{у}_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{х,вш}}}{0{,}1 \cdot d_{\text{по}}^3} \le [\text{у}]$$

при переезде препятствия:

$$\text{у}_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{х}}}{0{,}1 \cdot d_{\text{по}}^3} \le [\text{у}]$$

В существующих конструкциях $d_{по}$ = 20 – 30 мм - у легковых автомобилей и $d_{по}$ = 40 – 60 мм - у грузовых автомобилей.

Примерный расчет полуоси приведен в приложении А.3

Контрольные вопросы

1. Назначение полуоси?
2. Типы полуосей и их применение?
3. По каким критериям рассчитываются полуоси?
4. Какие виды нагружения используются при расчете полуосей на статическую прочность?
5. Какие силовые факторы действуют на полуось в случае интенсивного разгона или торможения автомобиля?
6. Какие силовые факторы действуют на полуось в случае заноса автомобиля?
7. Какие силовые факторы действуют на полуось в случае динамического нагружения автомобиля?

Список использованных источников

1 Проектирование полноприводных колесных машин В 2 т. Т. 2 / А.А. Полунгян [и др.]; под редакцией А.А. Полунгяна - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999 - 488 с. : ил. – ISBN 5-7038-1336-2.

2 Справочник конструктора – машиностроителя В 3 т. Т. 1 / В.И. Анурьев, [и др.]; под редакцией И.Н. Жестковой - М.: Машиностроение, 2001 - 920 с. : ил. – ISBN 5-217-02963-3.

3 Автомобильный справочник / В.М Приходько [и др.]; под редакцией В.М Приходько - М.: Машиностроение, 2004 - 704 с. : ил. – ISBN 5-217-03197-2.

4 Автомобильный справочник: пер. с англ. – 2-е изд. перераб. и доп., - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем»», 2004. – 992 с. : ил. - ISBN 5-85907-327-5.

5 Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля / Г.А. Гаспарянц -М.:Машиностроение, 1978. - 351с.

6 Осепчугов В.В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин - М.: Машиностроение, 1989. - 304с.

7 Рунец Н.А. Справочник автомобильного механика / Н.А. Рунец - М.: Транспорт, 1979.-176с.

8 Армейские автомобили. В 3 кн. Кн. 1 Теория / А.С. Антонов [и др.]; под редакцией А.С. Антонова – М.: Воениздат, 1970. – 523 с.

Приложение А
(обязательное)
Примеры расчетов агрегатов и механизмов автомобиля

Исходные данные*:

Автомобиль ВАЗ-2103;
Максимальная мощность двигателя, N_{max}=56,6 кВт;
Частота вращения при N_{max}, n_N = 5600 мин$^{-1}$;
Максимальный крутящий момент двигателя, M_{emax}=105,9 Н·м;
Частота вращения при M_{max}, n_M = 3400 мин$^{-1}$;
Передаточные числа коробки передач:
$i_{к1}$= 3,75; $i_{к2}$=2,30; $i_{к3}$=1,49; $i_{к4}$=1,0
Главная передача – гипоидная;
Передаточное число главной передачи, i_0=4,1
КПД трансмиссии η_T =0,95.
* - исходные данные можно взять из тягово – динамического расчета автомобиля.

А.1 Расчет главной передачи

А.1.1 Определение крутящего момента на валу ведущей шестерни

Момент определим по формуле:

$$M_1 = M_{max} \cdot i_{кmax} \cdot i_{рк\ max}, \qquad (А.1.1)$$

где M_{max} - максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;
$i_{кmax}$, $i_{рк\ max}$ - передаточные числа соответственно коробки передач и раздаточной коробки на низших ступенях.

$$M_1 = 105{,}9 \cdot 3{,}75 = 397{,}13 \text{ Н·м} = 0{,}397 \text{ кН·м}$$

А.1.2 Выбор внешнего конусного расстояния и внешнего окружного модуля передачи

Выбор внешнего конусного расстояния R_e и внешнего окружного модуля m_t осуществляется в соответствии с рекомендациями данного пособия рисунок 1.7.

Принимаем: R_e=150 мм; m_t=8,5 мм.

А.1.3 Определение ширины зубчатого венца

Ширина зубчатого венца равна:

$$b= 0,3\cdot R_e \qquad (А.1.2)$$

$$b= 0,3\cdot 150=45 \text{ мм}$$

А.1.4 Определение полной высоты зуба

Полная высота зуба равна:

$$h = 1,9\cdot m_{te} \qquad (А.1.3)$$

$$h =1,9\cdot 8,5=16,2 \text{ мм}$$

А.1.5 Определение угла профиля исходного контура

Примем угол профиля α исходного контура равным:

$$\alpha=21,5°$$

А.1.6 Выбор коэффициентов смещения

Коэффициенты смещения $x_1 = -x_2$ выбирают в зависимости от числа зубьев шестерни Z_1 см. таблицу 6.1.

Зададимся числом зубьев шестерни Z_1=7, тогда:

$$x_1 = 0,666 \qquad x_2= -0,666$$

А.1.7 Определение число зубьев колеса

Число зубьев колеса определим по формуле:

$$Z_2 = Z_1 \cdot i_{кон} =7\cdot 4,1= 28,7$$

Принимаем Z_2=29.

Тогда фактическое передаточное число главной передачи будет:

$$i_0=29/7= 4,14$$

А.1.8 Расчёт геометрических параметров зацепления

А.1.8.1 Определение внешних делительных диаметров

$$d_{e1}=m_t \cdot Z_1=8,5\cdot 7=59,5 \text{ мм}$$
$$d_{e2}=m_t \cdot Z_2=8,5\cdot 29=246,5 \text{ мм}$$

А.1.8.2 Определение среднего конусного расстояния

$$R_m= R_e-0,5\cdot b=150-0,5\cdot 45= 127,5 \text{ мм}$$

А.1.8.3 Определение среднего модуля

$$m_m = m_t \cdot \frac{R_m}{R_e} = (8,5\cdot 127,5)/150= 7,23 \text{ мм}$$

А.1.8.4 Определение средних делительных диаметров

$$d_1=m_m \cdot Z_1=7,23\cdot 7= 50,61 \text{ мм}$$
$$d_2=m_m \cdot Z_2=7,23\cdot 29= 209,67 \text{ мм}$$

А.1.8.5 Определение углов делительных конусов

$$\delta_1=\text{arctg } Z_1/Z_2= \text{arctg } 7/29= \text{arctg } 0,24=13^\circ 35'$$

$$\delta_2=90^\circ- \delta_1=90^\circ-13^\circ 35' = 76^\circ 25'$$

А.1.8.6 Определение внешних диаметров вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + X_1) \cdot m_t \cdot \cos д_1 =$$
$$= 59,5+2\cdot (1+0,666) \cdot 8,5\cdot \cos 13^\circ 35' =59,5 +28,322\cdot 0,972=87,029 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + X_2) \cdot m_t \cdot \cos д_2 =$$
$$246,5+2\cdot (1-0,666) \cdot 8,5\cdot \cos 76^\circ 25' =246,5+5,678\cdot 0,239=247,857 \text{ мм}$$

А.1.8.7 Определение внешних диаметров впадин зубьев

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot (1,2 + X_1) \cdot m_t \cdot \cos д_1 =$$
$$59,5-2\cdot (1,2+0,666) \cdot 8,5\cdot \cos 13^\circ 35' =59,5-9,078\cdot 0,972=50,676 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot (1{,}2 - X_2) \cdot m_t \cdot \cos д_2 =$$

246,5-2· (1,2-0,666) ·8,5·cos76º25′ =246,5-9,078·0,239=244,33 мм

А.1.8.8 Определение углов наклона зубьев

Углы наклона зубьев вычислим по выражениям (1.3) и (1.4) для принятого смещения E. Смещение осей E не должно быть более 0,2 D_2 у легковых и не более 0,125 D_2 у грузовых автомобилей.

Принимаем E =0,15·

$$D_2=0{,}15 \cdot 246{,}5= 36{,}98 \text{ мм}$$

Тогда:

$$в_1 = 25° + \sqrt{\frac{Z_2}{Z_1}} + 90° \cdot \frac{E}{D_2} =$$

$$= 25° + \sqrt{\frac{37}{9}} + 90° \cdot \frac{36{,}98}{333} = 25° + 2{,}03 + 13{,}5 = 40°53'$$

$$в_2 = в_1 - \text{arctg}\frac{E}{0{,}5 \cdot (D_2 - b_2)} =$$

$$= 40°53' - \text{arctg}\frac{36{,}98}{0{,}5 \cdot (333 - 54)} = 40°53' - 20°15' = 20°38'$$

А.1.9 Определение сил, действующих в зацеплении

А.1.9.1 Ведущая шестерня

Окружная сила

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = (2 \cdot 397{,}13)/\ 0{,}05061=15693{,}7 \text{ Н}$$

Осевая сила

$$P_{x1} = \frac{P_1}{\cos в_1} \cdot (-\text{tg}б \cdot \sin д_1 - \sin в_1 \cdot \cos д_1) =$$

=15693,7 /cos 40°53′· (-tg 21º5′·sin13º35′- sin 40°53′· cos 13º35′)=

= 15693,7 /0,76· (-0,39·0,23-0,65·0,97)= -14871,8 Н

Радиальная сила

$$P_{r1} = \frac{P_1}{\cos в_1} \cdot (tg б \cdot \cos д_1 - \cdot \sin в_1 \cdot \sin д_1) =$$

$$=15693,7 /\cos 40^{\circ}53' \cdot (tg21^{\circ}5' \cos 13^{\circ}35' - \sin 40^{\circ}53' \cdot \sin 13^{\circ}35') =$$

$$=15693,7 /0,76 \cdot (0,39 \cdot 0,97 - 0,65 \cdot 0,23) = 4724,6 \text{ Н}$$

А.1.9.2 Ведомая шестерня

Окружная сила

$$P_2 = P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = (15693,7 \cdot \cos 20^{\circ}38') / \cos 40^{\circ}53' =$$

$$= (15693,7 \cdot 0,94)/0,76 = 19410,6 \text{ Н}$$

Осевая сила

$$P_{x2} = \frac{P_2}{\cos в_2} \cdot (tg б \cdot \sin д_2 \ \mu \sin в_2 \cdot \cos д_2) =$$

$$19410,6 /\cos 20^{\circ}38' \cdot (tg21^{\circ}5' \cdot \sin 76^{\circ}25' - \sin 20^{\circ}38' \cdot \cos 76^{\circ}25') =$$

$$= 19410,6/0,94 \cdot (0,39 \cdot 0,97 - 0,35 \cdot 0,24) = 6077,1 \text{ Н}$$

Радиальная сила

$$P_{r2} = \frac{P_2}{\cos в_2} \cdot (tg б \cdot \cos д_2 \pm \cdot \sin в_2 \cdot \sin д_2) =$$

$$=19410,6 /\cos 20^{\circ}38' \cdot (tg21^{\circ}5' \cdot \cos 76^{\circ}25' - \sin 20^{\circ}38' \cdot \sin 76^{\circ}25') =$$

$$= 19410,6 /0,94 \cdot (0,39 \cdot 0,24 - 0,35 \cdot 0,97) = -5077,7 \text{ Н}$$

А.1.10 Расчет зубчатого зацепления на прочность

А.1.10.1 Расчет на изгибную выносливость

Напряжение изгиба зубьев, σ_F, МПа определяется по формуле:

$$y_F = \frac{635 \cdot M_{кр}}{m_m^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot ш)^2 \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot b \cdot k_v} \le y_{FP} \qquad (А.1.4)$$

где ψ- коэффициент полноты зуба;

y – коэффициент формы зуба, зависящий от приведенного числа зубьев см. таблицу Б.1;

k_v – коэффициент, учитывающий окружную скорость, см. таблицу В.1;

σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба, см. таблицу Д.1.

Материал шестерни: Сталь 40Х, закалка по профилю с выкружкой. σ_{FP}=300 МПа

А.1.10.1.1 Определение степени полноты зуба шестерни

Степень полноты зуба, определяется по формуле:

$$ш = \frac{b}{R_e} = 45/150 = 0,3$$

А.1.10.1.2 Определение приведенного число зубьев шестерни

Приведенное число зубьев вычисляется по формуле:

$$z_{пр} = \frac{z_1}{cosд_1 \cdot cos\beta_1} \qquad (А.1.5)$$

$$z_{пр} = 7/cos13^o35' \cdot cos^3\ 40^o53' = 7/0,42 = 16,67 \approx 17$$

Тогда y_1=0,096 см. таблицу Б.1

А.1.10.1.3 Определение окружной скорости

Окружная скорость рассчитывается по формуле:

$$v = \frac{p \cdot m_e \cdot (1 - 1,5ш) \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \qquad (А.1.6)$$

где n_1 – частота вращения зубчатого колеса, об/мин.

Частоту вращения зубчатого колеса определяем при включенной первой ступени в коробке передач:

$$n_1 = n_M/i_{к1} = 3400/3,75 = 906,67\ мин^{-1}$$

$$v = \frac{3,14 \cdot 8,5 \cdot (1 - 1,5 \cdot 0,3) \cdot 7 \cdot 907}{60 \cdot 1000} = 93200/60000 = 1,55 м/с$$

Тогда k_v =0,85 см. таблицу В.1

Определим напряжение изгиба:

$$y_F = \frac{635 \cdot 397,2}{8,5^2 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3)^2 \cdot 7 \cdot 0,096 \cdot 45 \cdot 0,85} = 265 < [y_{FP}] = 300\ МПа$$

А.1.10.2 Определение контактного напряжения

Контактное напряжение, σ_H, МПа определим по формуле:

$$y_H = \frac{k}{z_1 \cdot m_e \cdot (1 - 0{,}5ш)} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i + b} \cdot \frac{M_{кр}}{k_v}} \le y_{HP} \qquad (А.1.7)$$

где k – коэффициент давления, см. таблицу Г.1

σ_{HP} - допускаемое контактное напряжение, см. таблицу Д.1

k=670

σ_{HP}=950 МПа

$$y_H = \frac{670}{7 \cdot 8{,}5 \cdot (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}3)} \sqrt{\frac{\sqrt{4{,}11^2 + 1}}{4{,}11 + 45} \cdot \frac{397}{0{,}85}} =$$
$$= 13{,}25 \cdot 6{,}34 = 840{,}2 \text{ МПа}$$

А.1.10.3 Расчет прогибов зубчатых колес

Фактические перемещения вычисляются с учетом схемы установки ведущих валов, после эскизной компоновки зубчатого зацепления. Для заданного зубчатого зацепления применяется схема, представленная на рисунке 1.11, а.

Конструктивно принимаем a=120 мм, b=60 мм.

Для этой схемы горизонтальные и вертикальные перемещения определяют соответственно по формулам:

$$y_г = P_t \cdot \frac{b^2 \cdot (a + b)}{3 \cdot E \cdot J}; \qquad (А.1.8)$$

$$y_в = P_г \cdot \frac{b^2 \cdot (a + b)}{3 \cdot E \cdot J} - P_x \cdot 0{,}5 \cdot D_1 \cdot \frac{b \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot b)}{6 \cdot E \cdot J} \qquad (А.1.9)$$

где J – момент инерции сечения вала.

$$J \approx 0{,}05 \cdot d^4, \text{ мм}^4 \qquad (А.1.10)$$

где d – диаметр вала.

d=40 мм

$$J=0{,}05\cdot 40^4= 0{,}05\cdot 2560000= 128000 \text{ мм}^4$$

Тогда горизонтальное перемещение будет равно:

$$y_г = 15693\cdot\frac{50^2\cdot(100+50)}{3\cdot 2{,}1\cdot 10^5\cdot 128000}=$$

$$=15693\cdot\frac{375000}{806400\cdot 10^5}=0{,}072<0{,}075\,\text{мм}$$

Вертикальное перемещение ведущего вала:

$$y_в = 4724\cdot\frac{50^2\cdot(100+50)}{3\cdot 2{,}1\cdot 10^5\cdot 128000}-(-14871)\cdot 0{,}5\cdot 50{,}6\cdot\frac{50\cdot(2\cdot 100+3\cdot 50)}{6\cdot 2{,}1\cdot 10^5\cdot 128000}=$$

$$=4724\cdot 0{,}465\cdot 10^{-5}+0{,}041=0{,}022+0{,}041=0{,}063<0{,}075\text{ мм}$$

Угол поворота сечения 1-1 определим по формуле:

$$\varphi = P_г\cdot\frac{b\cdot(2\cdot a+3\cdot b)}{6\cdot E\cdot J}-P_x\cdot 0{,}5\cdot D_1\cdot\frac{a+3\cdot b}{3\cdot E\cdot J} \qquad (A.1.11)$$

$$\varphi = 4724\cdot\frac{50\cdot(2\cdot 100+3\cdot 50)}{6\cdot 2{,}1\cdot 10^5\cdot 128000}-(-14871)\cdot 0{,}5\cdot 50{,}6\cdot\frac{100+3\cdot 50}{3\cdot 2{,}1\cdot 10^5\cdot 128000}=$$

$$=0{,}00051+0{,}00012=0{,}00063<0{,}25$$

А.2 Расчет дифференциала

А.2.1 Выбор внешнего конусного расстояния и внешнего окружного модуля

Дифференциал симметричный, колеса дифференциала прямозубые.

Для конических зубчатых колес симметричного дифференциала внешнее конусное расстояние R_e и внешний модуль $m_e = m_{te}$ можно выбирать с учетом данных, представленных на рисунке 1.7, б, в зависимости от расчетного крутящего момента М на сателлите, который рассчитывается по следующей формуле:

$$M = \min\begin{cases} \dfrac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_К}{2 \cdot n_{СТ} \cdot i_{СТ,ПШ} \cdot i_{ПШ,К}} \\ \dfrac{M_{emax} \cdot л \cdot i_{ТР,ДН}}{2 \cdot n_{СТ} \cdot i_{СТ,ПШ}} \end{cases} \qquad (А.2.1)$$

где $n_{СТ}$ – количество сателлитов;

λ - доля крутящего момента двигателя, которая поступает на корпус данного дифференциала;

$i_{ТР.ДН}$ - передаточное число трансмиссии от двигателя до корпуса дифференциала при включении низших передач в коробке передач и раздаточной коробке;

$i_{ст.пш}$ - передаточное число от сателлита до полуосевой шестерни;

$i_{пш.к}$ - передаточное число от полуосевой шестерни до ведущего колеса автомобиля.

Принимаем $i_{ст.пш} = 2$, $i_{пш.к}=1$

$$M = \min\begin{cases} \dfrac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_К}{2 \cdot n_{СТ} \cdot i_{СТ,ПШ} \cdot i_{ПШ,К}} = \dfrac{7500 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}34}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1} = 340\ Н \cdot м \\ \dfrac{M_{emax} \cdot л \cdot i_{ТР,ДН}}{2 \cdot n_{СТ} \cdot i_{СТ,ПШ}} = \dfrac{105{,}9 \cdot 1 \cdot 3{,}75 \cdot 4{,}11}{2 \cdot 2 \cdot 2} = 272\ Н \cdot м \end{cases}$$

Принимаем для расчета минимальный момент М=272 Н·м.

Тогда R_e= 36 мм, m_e=4 мм.

А.2.2 Определение числа зубьев сателлита

Число зубьев сателлита определим по формуле:

$$Z_{СТ} = \frac{2 \cdot R_e}{m_e \cdot \sqrt{i_{СТ,ПШ} + 1}}. \qquad (А.2.2)$$

$$Z_{СТ} = \frac{2 \cdot 36}{4 \cdot \sqrt{2+1}} = \frac{18}{1{,}73} = 10$$

При окончательном выборе чисел зубьев $z_{СТ}$ и z_1=z_2 необходимо обеспечить соблюдение условий сборки и размещения (соседства) [1]:

$$\frac{2 \cdot Z_1}{n_{СТ}} = A; \qquad (А.2.3)$$

$$\frac{p}{n_{СТ}} > д_{СТ} + \frac{1}{Z_1} \qquad (А.2.4)$$

где А - целое число.

$$\frac{2 \cdot Z_1}{n_{СТ}} = \frac{2 \cdot 20}{2} = 20 = A$$

$$д_{СТ} = \mathrm{arctg}\frac{Z_{СТ}}{Z_1} \qquad (А.2.5)$$

$$д_{СТ} = \mathrm{arctg}\frac{10}{20} = 26{,}56\ ^{o} = 0{,}463 \text{ рад.}$$

$$\frac{3{,}14}{2} > 0{,}463 + \frac{1}{20}$$

$$1{,}57 > 0{,}513$$

Условие соседства и сборки выполняются.

А.2.3 Определение коэффициентов смещения исходного контура

Коэффициенты смещения исходного контура x для пары конических зубчатых колес принимают равными по величине и обратными по знаку (у сателлита со знаком "+"). Рекомендуется выбирать x в зависимости от передаточного числа $i_{ст.пш}$ по формуле:

$$x = 0{,}46 \cdot \left(1 - \frac{1}{i^2_{СТ.ПШ}}\right) \qquad (А.2.6)$$

$$x = 0{,}46 \cdot \left(1 - \frac{1}{2^2}\right) = 0{,}46 \cdot 0{,}75 = 0{,}345\,мм$$

А.2.4 Определение углов делительных конусов зацепления

$$\delta_1 = \delta_{CT} = \mathrm{arctg}(z_1/z_2) = \mathrm{arctg}(10/20) = 26{,}56^0;$$

$$\delta_2 = 90^0 - \sigma_2 = 90^0 - 26{,}5651^0 = 63{,}44^0.$$

А.2.5 Расчет геометрических параметров дифференциала

А.2.5.1 Определение внешних делительных диаметров

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 4 \cdot 10 = 40\,\text{мм}$$
$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 4 \cdot 20 = 80\,\text{мм}$$

А.2.5.2 Внешний диаметр вершин зубьев сателлита и полуосевой шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot (1 + X_{e1}) \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_1 =$$
$$= 40 + 2 \cdot (1 + 0{,}345) \cdot 4 \cdot \cos 26{,}56^0 = 49{,}6\ \text{мм}$$
$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + X_{e2}) \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_2 =$$
$$= 80 + 2 \cdot (1 - 0{,}345) \cdot 4 \cdot \cos 63{,}43^0 = 82{,}3\ \text{мм}$$

А.2.5.3 Внешний диаметр впадин зубьев сателлита и полуосевой шестерни

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot (1{,}2 - X_{e1}) \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_1 =$$
$$= 40 - 2 \cdot (1{,}2 - 0{,}345) \cdot 4 \cdot \cos 26{,}56^0 = 33{,}88\ \text{мм}$$
$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot (1{,}2 + X_{e2}) \cdot m_{te} \cdot \cos\delta_2 =$$
$$= 80 - 2 \cdot (1{,}2 + 0{,}345) \cdot 4 \cdot \cos 63{,}43^0 = 74{,}47\ \text{мм}$$

А.2.5.4 Определение ширины венца сателлита

$$b_1 = b_2 = 0{,}3 \cdot R_e = 0{,}3 \cdot 36 = 10{,}8\ \text{мм}$$

А.2.5.5 Определение среднего конусного расстояния

$$R_m = R_e - 0{,}5 \cdot b_2 = 36 - 0{,}5 \cdot 10{,}8 = 30{,}6 \text{ мм}$$

А.2.5.6 Определение среднего модуля

$$m_m = m_e \cdot \frac{R_m}{R_e} = 4 \cdot \frac{30{,}6}{36} = 3{,}4 \text{ мм}$$

А.2.5.7 Определение среднего делительного диаметра сателлита и полуосевой шестерни

$$d_1 = m_m \cdot Z_1 = 3{,}4 \cdot 10 = 34 \text{ мм;}$$
$$d_2 = m_m \cdot Z_2 = 3{,}4 \cdot 20 = 68 \text{ мм.}$$

А.2.6 Расчёт на прочность зубчатого зацепления

Зубчатые колеса шестеренчатых дифференциалов на сопротивление усталости не рассчитывают, а рассчитывают только на прочность при воздействии максимального динамического момента $М_д$ на корпус дифференциала по методике, описанной [1]. При этом считают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Материал зубчатых колес дифференциала, крестовины - сталь 40Х.

Термообработка: цементация на глубину 1,5 мм с закалкой до HRC = 58... 63, с твердостью сердцевины HRC = 30... 40.

Контактное напряжение, σ_H, МПа

$$y_н = \frac{k}{z_1 \cdot m_e \cdot (1 - 0{,}5ш)} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i + b} \cdot \frac{M_{кр}}{k_v}} \le y_{НР} \qquad (А.2.7)$$

где k – коэффициент давления, см. таблицу Г.1.

$\sigma_{НР}$ - допускаемое контактное напряжение, см. таблицу Д.1.

k=670

$\sigma_{НР}$=950 МПа

$$y_н = \frac{670}{10 \cdot 4 \cdot 4 \cdot (1 - 0{,}5 \cdot 0{,}3)} \sqrt{\frac{\sqrt{2^2 + 1}}{2 + 10{,}8} \cdot \frac{1630}{0{,}85}} =$$
$$= 4{,}93 \cdot 5{,}78 = 285{,}3 < y_{НР} = 950 \text{ МПа}$$

А.2.7 Расчёт шипа крестовины на смятие

Расчёт производится по формуле:

$$y_{см} = \frac{M_Д}{n_{СТ} \cdot r_{ср.ст,ш} \cdot d_ш \cdot l_{ст}} \le [y_{см}] \qquad (А.2.8)$$

где $r_{ср\cdot ст,ш}$ - средний радиус поверхности контакта сателлита и шипа крестовины относительно оси полуосевых шестерен;

$d_ш$ - диаметр шипа крестовины;

$l_{ст}$ - длина цилиндрической поверхности сателлита под шип крестовины;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{см}]$=100 МПа.

Размеры $r_{ср\cdot ст,ш}$, $d_ш$, $l_{ст}$ принимаются конструктивно.

$$y_{см} = \frac{1630000}{2 \cdot 45 \cdot 25 \cdot 10} = 72{,}4 \le [y_{см}] = 100 МПа$$

А.2.8 Расчёт шипа крестовины на срез

Расчёт производится по формуле:

$$ф = \frac{4 \cdot M_Д}{n_{СТ} \cdot r_{ср.ст,ш} \cdot p \cdot d_ш^2} \le [ф] \qquad (А.2.9)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение среза, $[\tau]$=120 МПа.

$$ф = \frac{4 \cdot 1{,}63 \cdot 10^6}{2 \cdot 45 \cdot 3{,}14 \cdot 25^2} = 36{,}9 \le [ф] = 120 МПа$$

А.2.9 Определение напряжение смятия в контакте шипа крестовины с корпусом дифференциала

Расчёт производится по формуле:

$$y_{см} = \frac{M_Д}{n_{СТ} \cdot r_{ср.д,ш} \cdot d_ш \cdot l_д} \le [y_{см}] \qquad (А.2.10)$$

где $r_{ср.д,ш}$ - средний радиус поверхности контакта корпуса дифференциала и шипа крестовины относительно оси полуосевых шестерен;

$l_д$ - длина цилиндрической поверхности корпуса дифференциала под шип крестовины.

$[\sigma_{см}] = 100$ МПа

Размеры $r_{ср.д,ш}$, $l_д$ принимаются конструктивно.

$$y_{см} = \frac{1630000}{2 \cdot 60 \cdot 25 \cdot 10} = 54{,}3 \le [y_{см}] = 100 \text{МПа}$$

А.3 Расчет полуоси

При расчете на статическую прочность полуразгруженных и разгруженных на 3/4 полуосей вычисляют напряжения в опасном сечении полуоси (в плоскости симметрии подшипника колеса) для трех предельных случаев нагружения:

1) интенсивного разгона или торможения;
2) заноса автомобиля на повороте;
3) переезда через препятствие.

А.3.1 Интенсивный разгон или торможение автомобиля

Расчёт ведется по формулам [1]:

$$ф = \frac{M_{max}}{0{,}2 \cdot d_{по}^3} \qquad (А.3.1)$$

$$y = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{0{,}1 \cdot d_{по}^3} \qquad (А.3.2)$$

$$y_{экв} = \sqrt{y^2 + 4 \cdot ф^2} \le [y] \qquad (А.3.3)$$

где M_{max} - максимальный крутящий момент;

M_x, M_z - изгибающие моменты;

$d_{по}$ – диаметр полуоси, $d_{по}$= 25 мм [1];

[σ] – допускаемое нормальное напряжение, [σ]=800 МПа [1].

Максимальный крутящий момент определим по формуле [1]:

$$M_{max} = 1{,}5 \cdot G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot \frac{r_к}{2} \qquad (А.3.4)$$

где G_{φ} –вес автомобиля, приходящийся на ведущие колеса, Н;

φ – коэффициент сцепления, φ=0,8 [1];

$r_к$ – радиус колеса автомобиля, м.

Изгибающие моменты равны:

$$M_x = R_z \cdot c;$$

$$M_z = R_x \cdot c.$$

где R_z, R_x - реакции дороги на колесо;

с – расстояние между плоскостями, проходящими через центр опорной площадки колеса и через центр опорного подшипника, с=0,12 м /конструктивно/.

Реакции дороги на колесо определим по формулам [1]:

$$R_x = M_{max}./r_к = 1630/(2\cdot 0{,}34) = 2397{,}1 \text{ Н}$$

$$R_z = R_x/\varphi = 2397{,}1\cdot 0{,}8 = 1917{,}7 \text{ Н}$$

Тогда получим:

$$M_{max} = 1{,}5\cdot G_{\varphi}\cdot\varphi\cdot\frac{r_к}{2} = 1{,}5\cdot 7000\cdot 0{,}8\cdot\frac{0{,}334}{2} = 1402{,}8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$ф = \frac{M_{max}}{0{,}2\cdot d_{по}^3} = \frac{1402{,}8}{2\cdot 0{,}2\cdot 25^3} = 260 \text{ МПа}$$

$$у = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{0{,}1\cdot d_{по}^3} = \frac{\sqrt{230{,}1^2 + 287{,}6^2}}{0{,}1\cdot 25^3} = 235{,}7\text{МПа}$$

$$у_{экв} = \sqrt{у^2 + 4\cdot ф^2} = \sqrt{235{,}7^2 + 4\cdot 260^2} =$$
$$= \sqrt{325954} = 570 \le [у] = 800 \text{ МПа}$$

А.3.2 Занос автомобиля на повороте

В этом случае эквивалентное напряжение будет равно [1]:

$$у_{экв} = \frac{M_{х,вш}}{0{,}1\cdot d_{по}^3} \le [у] \qquad (А.3.5)$$

где $M_{х,вш}$ - изгибающий момент относительно горизонтальной оси площадки опасного сечения полуоси.

$$M_{х,вш} = G_{\varphi}\left(\varphi_у\cdot r_Д - с\right) \qquad (А.3.6)$$

где $r_д$ – динамический радиус колеса, $r_д \approx r_к$.

$$M_{х,вш} = 7000 \cdot (0{,}8 \cdot 0{,}334 - 0{,}12) = 1030{,}4 \text{ Н·м}$$

$$у_{экв} = \frac{1030}{0{,}1 \cdot 25^3} = 659 \le [у] = 800 \text{ МПа}$$

А.3.3 Переезд автомобиля через препятствие

В этом случае эквивалентное напряжение будет равно:

$$у_{экв} = \frac{M_х}{0{,}1 \cdot d_{по}^3} \qquad (А.3.7)$$

$$M_х = R_z \cdot c \qquad (А.3.8)$$

$$R_z = K_Д \cdot G_\varphi / 2 \qquad (А.3.9)$$

где $К_д$ - коэффициент динамичности, $К_д$ =1,5 ... 2,0 - для легковых автомобилей.

$$R_z = 1{,}5 \cdot 7000/2 = 5250 \text{ Н}$$

$$M_х = 5250 \cdot 0{,}12 = 630 \text{ Н·м},$$

$$у_{экв} = \frac{630}{0{,}1 \cdot 25^3} = 403 \le [у] = 800 \text{ МПа}$$

Приложение Б
(справочное)
Коэффициент формы зуба «y»

Таблица Б.1 – Коэффициент формы зуба «y» для прямозубых колес

Обозначение показателя	Значение						
$Z_{пр}$	14	15	16	17	18	19	20
y	0,088	0,092	0,094	0,096	0,098	0,1	0,102
$Z_{пр}$	21	23	25	27	30	34	38
y	0,104	0,106	0,108	0,111	0,114	0,118	0,122
$Z_{пр}$	43	50	60	75	100	150	300
y	0,126	0,130	0,134	0,138	0,142	0,146	0,150

Приложение В
(справочное)
Зависимость коэффициента k_v от окружной скорости зубчатого колеса

Таблица В.1 – Скоростной коэффициент k_v для 7- степени точности

Обозначение показателя	Значение					
V, м/с	1	2	3	4	5	6
k_v	1	0,75	0,67	0,60	0,55	0,5

Приложение Г
(справочное)
Зависимость коэффициента k от вида материала зубчатого колеса

Таблица Г.1 – Коэффициент давления k

Деталь	Материал	Коэффициент k	Деталь	Материал	Коэффициент k
Шестерня Колесо	Сталь	670	Шестерня Колесо	Сталь Чугун	560
Шестерня Колесо	Чугун	470	Шестерня Колесо	Текстолит Сталь	170

Приложение Д
(справочное)
Допускаемые напряжения для зубьев колес

Таблица Д.1 – Допускаемые напряжения для зубьев колес

Материал	Термическая обработка	Расчетные значения механических характеристик			Допускаемые напряжения, МПа			
		Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел выносливости при изгибе σ_{-1}, МПа	Твердость	изгиба σ_{FP} при модуле m_e			контактные σ_{HP}
					до 6	7-10	12-13	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сталь 45	Нормализация	600-750	250-340	120 – 217 HB	140	135	130	500
	Улучшение	650-900	320-400	220 –250 HB	180	170	165	600
	Закалка по сечению	>1000	400-500	38 – 48 HRC	-	-	-	800
	Закалка по профилю с выкружкой	-	-	Поверхность 48–55 HRC	260	250	240	950
Сталь 50Г	Закалка	950 –1000	420-500	28–33 HRC	240	230	220	750
Сталь 40Х	Улучшение	800-1000	360-480	230–260 HB	220	210	220	650
	Закалка по сечению	1500-1650	550-650	45–50 HRC	380	360	350	900
	Закалка по профилю с выкружкой	-	500-560	Поверхность 50–55 HRC	320	300	-	950

Продолжение таблицы Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сталь20Х	Цементация и закалка	>800	480-560	Поверхность 56-62 HRC	320	300	280	1050
Сталь18ХГТ		1100-1300	500-600	Поверхность 56-62 HRC Сердцевина 33 HRC	400	380	350	1100
Сталь12ХН3		>900	500-600	Поверхность 56-62 HRC	350	330	300	1050
Чугун СЧ 15	-	≥150	-	160-229 HB	50	46	44	500
Чугун СЧ 20	-	≥210	110-130	170-241 HB	60	55	52	600
Чугун СЧ 30	-	≥320	140-150	187-255 HB	80	75	70	750
Текстолит	-	85/58	-	30-34 HB	-	-	40-50	100

Примечания

1. Значения напряжения изгиба для колес с поверхностной закалкой ТВЧ соответствуют хорошо отработанному процессу термообработки. В ином случае напряжения необходимо снижать на 15%.

2. В случае сквозной закалки (ТВЧ) зубьев малых модулей можно пользоваться значениями допускаемых напряжений при закалке профиля с выкружкой.

3. При поверхностной термообработке, не охватывающей выкружку, допускаемое напряжения изгиба берут по механическим характеристикам сердцевины.

Приложение Е
(справочное)

Технические характеристики легковых автомобилей

Е.1Легковые автомобили отечественного производства

Таблица Е.1.1- Автомобили ВАЗ-2107, ВАЗ-2108, ВАЗ-2109

Параметр	ВАЗ-2107			ВАЗ-2108				ВАЗ-2109		
1	2			3				4		
Компоновочная схема	Заднеприводный с продольным расположением силового агрегата			Переднеприводной с поперечным расположением силового агрегата						
Габаритные размеры, мм:										
длина	4145			4006				4006		
ширина	1680			1650				1650		
высота	1435			1402				1402		
База, мм	2424			2460				2460		
Грузоподъемность, кг	400			425				425		
Масса снаряженного автомобиля, кг	1030			920				945		
Вместимость, чел.	5			5				5		
Объем багажного отделения, $м^3$	-			-				-		
Двигатель	Карбюраторный			Карбюраторный				Карбюраторный		
			с системой впрыска				с системой впрыска			с системой впрыска
Рабочий объем двигателя, л	1,45	1,57	1,69	1,1	1,3	1,5	1,5	1,3	1,5	1,5
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$)	52,5 (5600)	54,8 (5400)	58,8 (5200)	38,7 (5800)	46,1 (5600)	49,8 (5600)	51,5 (4800)	46,1 (5600)	49,8 (5600)	51,5 (4800)
Крутящий момент, Н · м	104	116	127,4	77,1	93,2	100,4	118	93,2	100,4	118

Продолжение таблицы Е.1.1

1	2			3				4		
Максимальная скорость, км/ч	150	150	155	139	148	154	157	148	154	157
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	17	16	17	17	16	14	14	16	14	14
Расход топлива на 100 км пути, л: при скорости, км/ч:										
90	7	7,4	6,5	5,9	5,4	5,7	5,7	5,4	5,7	5,7
120	9,6	9,9	8,9	8,3	8	7,7	7,7	8	7,7	7,7
в городском цикле	9,6	9,6	8,9	7,9	7,9	8,7	8	7,9	8,7	8
1	2			3				4		
Сцепление	однодисковое, сухое с центральной нажимной пружиной			однодисковое, сухое с центральной нажимной пружиной				однодисковое, сухое с центральной диафрагменной пружиной		
Коробка передач	Механическая, трехходовая, 4-х или 5-ти ступенчатая с синхронизаторами на всех передачах переднего хода			механическая, 4- или 5-ступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода				механическая, 4- или 5-ступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода		
Передаточные числа										
первой	3,67			3,636				3,636		
второй	2,1			1,95				1,95		
третьей	1,36			1,357				1,357		
четвертой	1,0			0,941				0,941		
пятой	0,82			0,784				0,784		
задний ход	3,53			3,53				3,53		
Главная передача	одинарная гипоидная			цилиндрическая, косозубая				цилиндрическая, косозубая		
Передаточное число	4,1 (3,9)			3,9 (4,13)				4,13		
Шины	165/80R 13	175/70R 13	175/70R 13	165/70R 13	165/70R 13	175/70R 13	175/70R 13	165/70R 13	165/70R 13	175/70R 13
Уровень шума в салоне при скорости движения 100 км/ч, дБ, не более	76			76						

Таблица Е.1.2 - Автомобили ВАЗ-21099, ВАЗ-21108, ВАЗ-2115, ВАЗ-2120, ВАЗ-2130

Параметр	ВАЗ-21099		ВАЗ-21108	ВАЗ-2115	ВАЗ-2120	ВАЗ-2130
1	2	3	4	5	6	7
Компоновочная схема	Переднеприводной с поперечным расположением силового агрегата					
Габаритные размеры, мм:						
длина	4205		4440	4330	4200	4200
ширина	1650		1676	1415	1725	1725
высота	1402		1425	1620	1690	1690
База, мм	2460		2665	2460	2700	2700
Грузоподъемность, кг	425		425	425	600	600
Масса снаряженного автомобиля, кг	940		1100	970	1400	1400
Вместимость, чел.	5		5	5	7	7
Объем багажного отделения, $м^3$	0,427		0,45	0,427	0,3 (0,5 — сложен 3-й ряд сидений; 1,25 — сложены 2-й и 3-й ряды сидений)	
Двигатель	Карбюраторный	Карбюраторный с впрыском топлива	ВАЗ-2112, 16 клапанный с управляемым многоточечным впрыском топлива	Карбюраторный с электронной системой впрыска топлива	Карбюраторный с управляемым многоточечным впрыском топлива	
Рабочий объем двигателя, л	1,5	1,5	1,5	1,5	1,7	1,7
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$)	50,8 (5600)	52,5 (4800)	68 (5600)	50,8-52,5 (5600)	59 (5200)	61 (5400)

Продолжение таблицы Е.1.2

1	2	3	4	5	6	7
Крутящий момент, Н · м	102,4 (3400)	120,0 (2800)	130/3300	102,4-120 (3400)	133 (3200)	135 (3000)
Максимальная скорость, км/ч	154	160	170	155	135	135
Время разгона до ско-рости 100 км/ч, с	13,5	13	13	13	20	20
Расход топлива на100 км пути, л: при скорости, км/ч:						
90	5,9	5,5	6	5,7	10,3	10,3
120	8	7,5	7,8	7,8	11,8	11,8
в городском цикле	8,8	8,4	9,1	8,9	12,3	12,3
Сцепление	однодисковое, сухое с центральной диафрагменной пружиной		Однодисковое, сухое, с диафрагменной нажимной пружиной			
Коробка передач	Механическая, трехходовая, 4-х или 5-ти ступенчатая с синхронизаторами на всех передачах переднего хода		Механическая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода			
Передаточные числа						
первой	3,636		3,636	3,636	3,67	
второй	1,95		1,95	1,95	2,1	
третьей	1,357		1,357	1,357	1,36	
четвертой	0,941		0,941	0,941	1	
пятой	0,784		0,784	0,784	0,82	
задний ход	3,53		3,53	3,53	3,53	

Продолжение таблицы Е.1.2

1	2	3	4	5	6	7
Главная передача	Цилиндрическая, косозубая		Цилиндрическая, косозубая			
Передаточное число	3,7 (3,9)		3,7 (3,9)	3,7 (3,9)	3,9	
Передаточные числа раздаточной коробки:						
Высшая передача					1,2	
Низшая передача					2,135	
Шины	165/70R13	175/70R13		165/70R13; 175/70R13		
Уровень шума в салоне при скорости движения 100 км/ч, дБ, не более		74	—	74	74	74

Таблица Е.1.3 - Автомобили Лада 110, Лада 111

Параметр	Лада 110		Лада 111	
1	2	3	4	5
Габаритные размеры, мм:				
длина	4263		4284	
ширина	1676		1676	
высота	1425		1495	
Грузоподъемность, кг	475		500	
Масса снаряженного автомобиля, кг	1040	1080	1030	1080
Объем багажного отделения,	0,45		0,45	
Двигатель	Четырехрядный восьмиклапанный	Четырехрядный шестнадцати - клапанный	Четырехрядный восьмиклапанный	Четырехрядный шестнадцати – клапанный

Продолжение таблицы Е.1.3

1	2	3	4	5
Рабочий объем двигателя, л	1,5		1,5	
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	56 (5600)	69 (5600)	57,5 (5400)	69 (5600)
Крутящий момент, Н · м (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	118 (3000)	130 (3600)	118(3000)	130 (3600)
Максимальная скорость, км/ч	170	185	165	180
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	14	12	15	13
Расход топлива на 100 км пути, л: при скорости, км/ч:				
90	5,3	5,5	5,3	5,4
120	7,1	7,2	7,1	7
в городском цикле	8,8		8,9	8,8
Сцепление	Однодисковое, сухое, с диафрагменной нажимной пружиной			
Коробка передач	Механическая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода			
Передаточные числа				
первой	3,636		3,636	
второй	1,95		1,95	
третьей	1,357		1,357	
четвертой	0,941		0,941	
пятой	0,784		0,784	
задний ход	3,53		3,53	
Главная передача	цилиндрическая, косозубая		цилиндрическая, косозубая	
Передаточное число	3,7		3,7	

Таблица Е.1.4 - Автомобили Лада 11113-01 "Ока", Лада 112, Лада 1119

Параметр	Лада 11113-01 "Ока"	Лада 112	Лада 1119	
1	2	3	4	5
Габаритные размеры, мм:				
длина	3210	4170	3850	
ширина	1420	1676	1670	
высота	1400	1430	1500	
Грузоподъемность, кг	340	475	475	
Масса снаряженного автомобиля, кг		1080	1040	
Объем багажного отделения, м	0,18-0,4	0,4	0,25	
Двигатель	ВАЗ 11113	Шестнадцатиклапанный с электронной системой управления впрыском топлива	Четырехрядный восьмиклапанный	Четырехрядный шестнадцатиклапанный
Рабочий объем двигателя, л	0,749	1,5	1,6	
Номинальная мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	44,2 (5000)	66 (5600)	56,8 (5600)	66 (5600)
Крутящий момент, Н · м (частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$)	52,3 (3000)	130 (3600)	133(3200)	136,8 (3400)
Максимальная скорость, км/ч	130	185	170	180
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	24	12	12,9	11,5
Расход топлива на 100 км пути, л при скорости, км/ч:				
90	4,5	5,3	5,3	5,5
120	—	6,8	7Д	7,2
в городском цикле	5,8	8,8	9,8	
Сцепление	Однодисковое, сухое, с диафрагменной нажимной пружиной		Однодисковое, сухое, с диафрагменной нажимной пружиной	

Продолжение таблицы Е.1.4

1	2	3	4	5
Коробка передач	Механическая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода		Механическая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода	
Передаточные числа				
первой	3,7	3,636	3,636	
второй	2,06	1,95	1,95	
третьей	1,27	1,357	1,357	
четвертой	0,9	0,941	0,941	
пятой		0,784	0,784	
задний ход	3,67	3,53	3,53	
Главная передача	цилиндрическая, косозубая	цилиндрическая, косозубая	цилиндрическая, косозубая	
Передаточное число	4,1	3,7	3,7	

Таблица Е.1.5 - Автомобили Нива – Ландоле, Лада – Нива Пикап, Лада – НивА1,7i, Лада - Нива – Форс VIP, Лада - Нива-2131

Параметр	Нива - Ландоле	Лада – Нива Пикап	Лада – Нива1,7i	Лада - Нива – Форс VIP	Лада - Нива-2131
1	2	3	4	5	6
Габаритные размеры, мм:					
длина	4040	4540	3720	4040	4240
ширина	1680	1640	1680	1680	1680
высота	1750	1680 (1980 с тентом)	1750	1750	1640
Число мест	5	5	4	4	5
База, мм	2500		2200	2500	2700
Грузоподъемность, кг	450	300	400	420	500
Масса снаряженного автомобиля, кг	1200	1300		1700	1350

Продолжение таблицы Е.1.5

1	2	3		4	5	6	
Двигатель	ВАЗ21213 с системой рециркуляции ОГ	ВАЗ-21213	ВАЗ-2130	Восьми - клапанный с распределен – ным впрыском топлива	ВАЗ-21213 с системой рецирку - ляции ОГ	С распределен- ном впрыском топлива	
						ВАЗ-21214	ВАЗ-2130-20
Рабочий объем двигателя, л	1,69	1,69	1,79	1,69	1,69	1,96	1,79
Мощность, кВт (частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$)	59,5 (5000)	59	61	58 (5400)		59	62
Максимальная скорость, км/ч	140	132		137	125	132	
Контрольный расход топлива, л, на 100 км пути при скорости движения 90 км/ч	11,5			8,3	11		
Сцепление	Однодисковое, сухое, с диафрагменной нажимной пружиной			Однодисковое, сухое, с диафрагменной нажимной пружиной			
Коробка передач	Механическая, пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего хода						
Передаточные числа							
первой	3,67			3,67			
второй	2,1			2,1			
третьей	1,36			1,36			
четвертой	1			1			
пятой	0,82			0,82			
задний ход	3,53			3,53			
Главная передача	Коническая, гипоидная			Коническая, гипоидная			
Передаточное число	3,9			3,9			
Раздаточная коробка	Двухступенчатая, с межосевым дифференциалом с принудительной блокировкой			Двухступенчатая; с межосевым дифференциалом с принудительной блокировкой			
Передаточные числа раздаточной коробки:							
Высшая передача	1,2			1,2			
Низшая передача	2,135			2,135			

Таблица Е.1.6 - Автомобили ИЖ-2126-060, ИЖ-21261, ИЖ-2717, ИЖ-27171, ИЖ-27171-060, ИЖ-27171-064

Параметр	ИЖ-2126-060	ИЖ-21261	ИЖ-2717	ИЖ-27171	ИЖ-27171-060	ИЖ-27171-064
1	2	3	4	5	6	7
Колесная формула	4х4	4х2			4х4	
Кузов	"Хэтчбек" цельнометаллический несущего типа	Универсал цельнометаллический несущего типа	Фургон цельнометаллический несущего типа, задняя дверь — двустворчатая	Пикап цельнометаллический несущего типа, откидные борта		
Габаритные размеры, мм:						
длина	4053	4053	4400	4400	4480	
ширина	1660	1942	1677	1677	1942	
высота	1450	1437	1740	1397	1690	
База, мм	2480	2470	2700		2710	
Дорожный просвет, мм	155		169		190	
Объем багажного отсека, $м^3$	0,958		3,5	3		
Масса снаряженного автомобиля, кг	1090	1000	1100	1010	1150	
Полная масса автомобиля, кг		1400	1750		1850	
Двигатель	Бензиновый четырехтактный карбюраторный ВАЗ-21213	Бензиновый четырехтактный УЗАМ-331	Бензиновый четырехтактный карбюраторный			Дизель четырехтактный
			УЗАМ-3313 или ВАЗ-2106		ВАЗ-21213	ВАЗ-343
Рабочий объем цилиндров, л	1,69	1,816	1,816	1,568	1,690	1,796
Максимальная мощность, кВт	78,8	72,8	85	73	78,8	63,5

Продолжение таблицы Е.1.6

1	2	3	4	5	6	7
Максимальный крутящий момент, Н ·м	127	140	135	116	127	110
Объем топливного бака, л	45		64			
Расход топлива на 100 км пути при скорости движения						
90 км/ч, л	8,5	6	7,3	6,9	9,5	8,1
Максимальная скорость, км/ч	145		120			
Сцепление	Однодисковое, сухое, с центральной диафрагменной пружиной					
Коробка передач	Механическая, трехвальная, пятиступенчатая, четырехходовая. с синхронизаторами включения передач переднего хода					
Передаточные числа						
первой	3,667	3,190	3,667			
второй	3.100	1,864	3.100			
третьей	1,361	1,329	1,361			
1	2	3	4	5	6	7
четвертой	1,000	1,000	1,000			
пятой	0,819	0,806	0,819			
задний ход	4,526	4,253	4,526			
Главная передача	Гипоидная		Гипоидная			
Передаточное число	3,9		3,9			
Раздаточная коробка	-		-		Механическая, одноступенчатая, с межосевым шестеренчатым дифференциалом и механизмом принудительной блокировки	
Передаточные число раздаточной коробки	-		-		1,0	

Е.2 Легковые автомобили зарубежного производства [4]

Таблица Е.2 – Автомобили зарубежного производства*

Параметры	Значение			
1	2			
1 Страна	**Бразилия**		**Германия**	
2 Изготовитель автомобиля	**Fiat**	**VW**	**Audi**	
3 Модель	Palio 1.7 TD Weekend 70	GoI 1.0	A3 1.6	A3 1.9 TDi
4 Тип кузова	5 Ко 5	5/3 Li 5	3/5 Li 5	5/3 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	51 (69)	51 (69)	74(101)	66(90)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4500	5750	5600	3750
6 Макс. крутящий момент, Нм	134	92	145	210
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2500	4500	3800	1900
7 Максимальная скорость, км/ч	164	161	188	181
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	14,9	14,3	11	12,4
9 Снаряженная масса, кг	1025	915	1090	1185
10 Полная масса, кг	1620	1315	1650	1745
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	21,8	22,4	14,7	18
12 Расход топлива, л/100 км	EU 5,1/8,6	(завод) 6,6/7,8	EU 5,9/10,5	EU 4,1/6,5
13 Октановое число топлива, RON	дизель	92	95	дизель
14 Емкость топливного бака, л	51	50	55	55
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1698	998	1595	1896
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	82,6/79,2	67,1/70,6	81/77,4	79,5/95,5
17 Степень сжатия	20,3	10,5	10,3	19,5
18 Удельная мощность, кВт/л	30	40,1	46,4	34,8
19 Тип двигателя	q4R	4R	q4R	q4R
20 Система питания	EP/V	Motronic	EI	EP/eV-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	65/85	55	70	70/120
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60	36	44/60	80
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,91/2,24	3,9/2,12	3,46/1,94	3,78/2,12
3/4 передача	1,44/1,03	1,37/1,03	1,37/1,03	1,36/0,97
5 передача	0,8	0,83	0,85	0,76
25 Главная передача	3,77	4,78	4,25	3,39
26 Количество передач, М (А)	5	5	5(4)	5(4)
27 Охлаждение	6,9	6	5	6
28 Длина автомобиля, мм	4130	3810	4150	4150
29 Ширина автомобиля, мм	1625	1650	1735	1735
30 Высота автомобиля, мм	1520	1410	1425	1425
31 База автомобиля, мм	2425	2470	2515	2515
32 Колея, передняя/задняя, мм	1390/1385	1390/1380	1515/1495	1515/1495
33 Диаметр поворота, м	10,4	9,7	10,9	10,9
34 Величина дорожного просвета, мм	140	120	140	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Sf-Td	DQI-F	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	LI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Td	VIa-Sf-Ku-Td	VIa-Sf-Ku-Td
37 Шины	175/65 R 14	155 R 13	195/65 VR 15	195/65 VR 15
38 Тормозная система	Sb-Tb	Sb-Tb	4Sb-ABS-EBV	4Sb-ABS-EBV

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Audi**			
3 Модель	TT 1.8	A4 Avant 2.4	S4 Avant 2.7 Biturbo	A6 1.9 TDi
4 Тип кузова	3 Co 2+2	5Ko5	5Ko5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	165(224)	121 (165)	195(265)	81(110)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5900	6000	5800	4150
6 Макс. крутящий момент, Нм	280	230	400	235
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2200	3200	1850	1900
7 Максимальная скорость, км/ч	243	222	250	194
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	6,4	8,6	5,7	12,6
9 Снаряженная масса, кг	1395	1360	1540	1415
10 Полная масса, кг	1765	1930	2090	1995
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	8,5	109	77	175
12 Расход топлива, л/100 км	EU 7,3/12,3	EU 7 5/14 9	EU 8 7/15 8	EU46/75
13 Октановое число топлива, RON	98	95	98	дизель
14 Емкость топливного бака, л	62	62	62	70
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1781	2393	2671	1896
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	81/86,4	81/77 4	81/864	795/955
17 Степень сжатия	8,9	105	93	195
18 Удельная мощность, кВт/л	92,6	506	73	42 7
19 Тип двигателя	4R5Ve	6V5Ve	6V5Ve	4R
20 Система питания	Motronic-T-Ic	Motronic	Motronic T Ic	EP/eV-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	90	90	120	120
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60	70	70	80
23 Расположение двигателя/привода	aa	v	aa	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,42/2,11	3 5/1 94	3 5/1 89	3 5/194
число 3/4 передача	1,43/1,09	13/0 94	1 23/0 97	1 23/0 84
5 передача	0,87/0,72	079	0 81/0 68	0 68
25 Главная передача	4,2	389	411	37
26 Количество передач, М (А)	6	5(5)	6	5(4)
27 Охлаждение	7	85	6	7
28 Длина автомобиля, мм	4040	4480	4485	4795
29 Ширина автомобиля, мм	1765	1735	1735	1810
30 Высота автомобиля, мм	1350	1410	1400	1450
31 База автомобиля, мм	2430	2620	2605	2760
32 Колея, передняя/задняя, мм	1530/1505	1500/1480	1500/1490	1540/1570
33 Диаметр поворота, м	10,5	11,1	11,4	11,7
34 Величина дорожного просвета, мм	130	110	110	120
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQu-Sf-Ku-Td	DQu-Sf-Ku-Td	VI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	DQu-Sf-Ku-Td	VIa-Sf-Ku-Td
37 Шины	225/45 ZR 17	195/65 R 15	225/45 R 17	195/65 VR 15
38 Тормозная система	4SO-ABS-EBV	4Sb ABS EBV	4Sb ABS EBV	4Sb ABS EBV

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Audi**			**BMW**
3 Модель	A6 4.2	A8 3.7	A8 2.5 TDi	Z319
4 Тип кузова	4 Li 5	4 Li 5	4U5	2Ro2
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	220(300)	191(260)	110(150)	103(140)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	6200	6000	4000	6000
6 Макс. крутящий момент, Нм	400	350	310	180
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3000	3250	1500	4300
7 Максимальная скорость, км/ч	250	250	220	205
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	6,9	8,1	9,9	9,5
9 Снаряженная масса, кг	1730	1510	1595	1200
10 Полная масса, кг	2310	2110	2195	1450
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	79	86	145	116
12 Расход топлива, л/100 км	EU9 5/19	EU 8 4/16 9	EU 5 5/10 2	EU 6/11 4
13 Октановое число топлива, RON	98	98	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	82	90	90	51
15 Рабочий объем двигателя, см^3	4172	3697	2496	1895
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	84 5/93	845/82 4	78 3/864	85/835
17 Степень сжатия	11	11	195	100
18 Удельная мощность, кВт/л	52 7	517	441	543
19 Тип двигателя	8V5Ve	8V5Ve	6V4Ve	4R4Ve
20 Система питания	Motronic	Motronic	EP/eVTIc	Motronic
21 Генератор (14 В), А	120	120	120	80
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	92	92	92	70
23 Расположение двигателя/привода	aa	v-ESP	v-ESP	h
24 Передаточное 1/2 передача	3 57/2 2	3 67/2	3,75/2,06	4 23/2 52
число 3/4 передача	151/1	141/1	1,32/0,93	1 66/1 22
5 передача	08	0 74	0,73/0,6	1
25 Главная передача	2 91	309	3,88	3 45
26 Количество передач, М (А)	(5)	(5)	6(5)	5(4)
27 Охлаждение	11	11	10	65
28 Длина автомобиля, мм	4835	5035	5035	4025
29 Ширина автомобиля, мм	1850	1880	1880	1690
30 Высота автомобиля, мм	1450	1440	1440	1290
31 База автомобиля, мм	2760	2880	2880	2445
32 Колея, передняя/задняя, мм	1580/1590	1540/1580	1595/1585	1410/1425
33 Диаметр поворота, м	11,7	12,3	123	100
34 Величина дорожного просвета, мм	120	120	120	110
35 Подвеска колес, передняя	VI-F-Ku-Td	VI-Sf-Ku-Td	VI-Sf-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-DDQI-Sf-Ku-Td	TI-QI-Sf-Ku-Td	TI-QI-Sf-Ku-Td	SI-Sf-Ku Td
37 Шины	235/50 R 16	225/60 R 16	225/60 R 16	205/60 R 15
38 Тормозная система	4Sb ABS EBV	4Sb ABS	4Sb ABS	4Sb ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**BMW**			
3 Модель	Z3 3.2	316i Compact	318tds Compact	320d
4 Тип кузова	3Co2	3Cp5	3Cp5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	236(321)	77 (105)	66 (90)	100(136)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	7400	5300	4400	4000
6 Макс. крутящий момент, Нм	236	165	190	280
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	7400	2500	2000	1750
7 Максимальная скорость, км/ч	250	190	175	207
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	5,4	11,9	13,9	9,9
9 Снаряженная масса, кг	1390	1175	1215	1375
10 Полная масса, кг	1660	1635	1675	1875
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	5,9	15,3	18,4	13,8
12 Расход топлива, л/100 км	EU 7,9/16,6	EU 5,8/10,8	EU 4,9/8,5	EU 4,7/7,4
13 Октановое число топлива, RON	98	95	дизель	дизель
14 Емкость топливного бака, л	51	55	55	63
15 Рабочий объем двигателя, см^3	3201	1895	1665	1951
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	86,4/91	85/83,5	80/82,5	84/88
17 Степень сжатия	10,5	9,7	22	19
18 Удельная мощность, кВт/л	73,7	40,6	39,6	51,2
19 Тип двигателя	6R4Ve	4R	4R	4R4Ve
20 Система питания	EI	EI	EP/eV-T	EP/eV-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	115	80	95	120
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	70	50	65	80
23 Расположение двигателя/привода	1	h	h	h
24 Передаточное 1/2 передача	4,21/2,49	4,23/2,52	5,43/2,95	5,09/2,8
число 3/4 передача	1,66/1,24	1,66/1,22	1,81/1,26	1,76/1,25
5 передача	1	1	1	1
25 Главная передача	3,15	3,23	2,65	2,47
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5	5	5 (5/4)
27 Охлаждение	10,75	6,5	7,5	7
28 Длина автомобиля, мм	4025	4210	4210	4470
29 Ширина автомобиля, мм	1740	1700	1700	1740
30 Высота автомобиля, мм	1280	1390	1390	1420
31 База автомобиля, мм	2460	2700	2700	2725
32 Колея, передняя/задняя, мм	1420/1490	1420/1425	1420/1425	1480/1490
33 Диаметр поворота, м	10,4	10,8	10,8	10,5
34 Величина дорожного просвета, мм	110	108	108	130
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	SI-Sf-Ku-Td	SI-Sf-Ku-Td	SI-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Ku-Td
37 Шины	1)	185/65 HR 15	185/60 HR 15	195/65 HR 15
38 Тормозная система	4SD-ABS	4SD-ABS	4SD-ABS	4SD-ABS

1) - передние 225/45 R17; задние 225/40 R17

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**BMW**			
3 Модель	323i Touring	530d	740d	840Ci
4 Тип кузова	5 Ко 5	4 Li 5	4 Li 5	2 Co 4
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	125 (170)	135(184)	175 (238)	210 (286)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5500	4000	4000	5700
6 Макс. крутящий момент, Нм	245	390	560	420
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3950	1750	1750	3900
7 Максимальная скорость, км/ч	223	225	242	250
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	8,3	8	6,4	6,6
9 Снаряженная масса, кг	1365	1575	1960	1780
10 Полная масса, кг	1865	2115	2495	2200
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	10,5	11,7	11,2	В,5
12 Расход топлива, л/100 км	EU 7.3/15	EU 5,7/9,8	EU 7/14,6	EU 9/19,2
13 Октановое число топлива, RON	95	дизель	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	62	70	85	90
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2494	2926	3901	4398
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	84/75	84/88	84/88	92/82,7
17 Степень сжатия	10,5	18	18	10
18 Удельная мощность, кВт/л	50,1	46,1	44,9	47,7
19 Тип двигателя	6R4V9 ,	6R4Ve	8V4Ve	8V4Ve
20 Система питания	EI ',	EP/CR-T-Ic	EP/CR-T-Ic	Motronic
21 Генератор (14 В), А	80	120	150	120
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	65	95	110	130
23 Расположение двигателя/привода	h	h	h	h
24 Передаточное 1/2 передача	4,21/2,49	5,24/2,91	3,55/2,24	4,23/2,51
число 3/4 передача	1,66/1,24	1,81/1,27	1,55/1	1.67/1,23
5 передача	1	1	0,79	1/0,83
25 Главная передача	2,93	2,35	2,65	2,93
26 Количество передач, М (А)	5(5)	5(5)	(5)	6(5)
27 Охлаждение	10,5	9,2	16	12
28 Длина автомобиля, мм	4430	4775	4985	4780
29 Ширина автомобиля, мм	1710	1800	1860	1855
30 Высота автомобиля, мм	1390	1430	1430	1340
31 База автомобиля, мм	2700	2830	2930	2685
32 Колея, передняя/задняя, мм	1410/1430	1510/1525	1550/1570	1555/1560
33 Диаметр поворота, м	10,8	11,3	11,6	11,5
34 Величина дорожного просвета, мм	110	120	120	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Td	DG-Sf-Td	QI-F-Ku-Td	DQI-F-SI-Ku-T
36 Подвеска колес, задняя	QI-LI-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Td	Ma-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Ku-Td
37 Шины	205/60 VR 15	225/65 R 15	235/60 WR 16	235/50 WR 16
38 Тормозная система	4SD-ABS	4SO-ABS	4Sb-ABS	4SD-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Ford**			
3 Модель	Ka 1.3	Puma 1.4	Fiesta 1.8D	Escort 1.6
4 Тип кузова	3Li4	3 Co 2+2	5/3 Li 5	5 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	44(60)	66 (90)	44(60)	66 (90)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5000	5500	4800	5250
6 Макс. крутящий момент, Нм	103	123	105	138
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2500	4000	2500	3500
7 Максимальная скорость, км/ч	155	180	158	177
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	15,4	11,9	17,6	12,2
9 Снаряженная масса, кг	890	1035	1015	1080
10 Полная масса, кг	1265	1400	1510	1625
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	20,2	15,7	24,2	16,4
12 Расход топлива, л/100 км	EU 5,5/8,8	EU 5,9/9,5	EU 4,9/6,7	EU 6,4/10,7
13 Октановое число топлива, RON	95	95	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	42	42	42	55
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1299	1388	1753	1597
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	74/75,5	76/76,5	82,5/82	76/88
17 Степень сжатия	9,5	10,3	21,5	10,3
18 Удельная мощность, кВт/л	33,9	47,5	25,1	41,3
19 Тип двигателя	4R	4R4Ve	q4R	q4R4Ve
20 Система питания	EI	EI	EP/V	EI
21 Генератор (14 В), А	55	55	55	90
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	43	43	63	48
23 Расположение двигателя/привода	v	v-ASR	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,15/1,93	3,15/1,93	3,58/1,93	3,58/1,91
число 3/4 передача	1,28/0,95	1,38/1,03	1,28/0,95	1,28/0,95
5 передача	0,76	0,76	0,76	0,76
25 Главная передача	4,06	4,19	3,84	3,82
26 Количество передач, М (А)	5	5	5	5
27 Охлаждение	5,3	6	9,3	6,6
28 Длина автомобиля, мм	3620	3985	3830	4140
29 Ширина автомобиля, мм	1640	1670	1635	1700
30 Высота автомобиля, мм	1400	1350	1330	1400
31 База автомобиля, мм	2450	2445	2445	2525
32 Колея, передняя/задняя, мм	1395/1410	1450/1410	1430/1375	1440/1460
33 Диаметр поворота, м	10,3	10,4	10,3	10,5
34 Величина дорожного просвета, мм	140	-	140	-
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DOI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-Sf-Td	VIa-LI-Sf-Td	VIa-LI-Sf-Td	VIa-LI-Sf-Td
37 Шины	155/70 R 13	195/50 R 15	155/70 R 13	175/70 R 13
38 Тормозная система	Sb-Tb	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb	Sb-To

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Ford**			
3 Модель	Focus 1.8	Focus 1,8TD Sedan	Mondeo2.0	Cougar 2.5i
4 Тип кузова	5/3 Li 5	4 Li 5	4/5 Li 5	3Co5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	85(116)	67 (91)	96(131)	125(170)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5750	4000	5600	6250
6 Макс. крутящий момент, Нм	158	200	178	220
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3750	2000	4000	4250
7 Максимальная скорость, км/ч	198	184	206	225
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	10,2	12,6	9,9	8,1
9 Снаряженная масса, кг	1125	1205	1245	1390
10 Полная масса, кг	1620	1620	1815	1825
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	13,4	18	12,9	11,1
12 Расход топлива, л/100 км	EU 6/10,3	EU 4/6,7	EU 5,9/11,6	EU 7,3/13,4
13 Октановое число топлива, RON	95	дизель	95	95
14 Емкость топливного бака, л	55	55	61,5	60
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1796	1753	1988	2544
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	80,6/88	82,5/82	84,8/88	82,4/79,5
17 Степень сжатия	10	19,4	10	9,7
18 Удельная мощность, кВт/л	47,3	38,2	48,3	49,1
19 Тип двигателя	q 4 R 4Ve	q4R	q4R4Ve	q6V4Ve
20 Система питания	EI	EP/eV-T-Ic	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	90	-	90	90
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	48	-	48	48
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,15/1,93	3,66/2,05	3,42/2,14	3,42/2,14
число 3/4 передача	1,28/0,95	1,26/0,86	1,45/1,03	1,48/1,11
5 передача	0,76	0,67	0,77	0,85
25 Главная передача	4,06	3,56	3,84	3,82
26 Количество передач, М (А)	5	5	5(4)	5(4)
27 Охлаждение	6,6	6	6,6	7,5
28 Длина автомобиля, мм	4150	4360	4560	4700
29 Ширина автомобиля, мм	1700	1700	1750	1770
30 Высота автомобиля, мм	1480	1480	1420	1320
31 База автомобиля, мм	2615	2615	2705	2705
32 Колея, передняя/задняя, мм	1495/1485	1495/1485	1505/1485	1505/1490
33 Диаметр поворота, м	10,9	10,9	10,9	10,9
34 Величина дорожного просвета, мм	-	-	120	-
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Sf-Ku-Td	OQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQ1-F-
36 Подвеска колес, задняя	QI-LI-Sf-Td	U-QI-Sf-Td	DQu-LI-Ku-Td	QI-LI-F-
37 Шины	185/65 R 14	185/65 R 14	185/65 R 14	205/60 R 15
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Ford**	**Mercedes-Benz**		
3 Модель	Galaxy 1.9 TDI	A140	A 160 CDI	SLK 200
4 Тип кузова	5GIi 5-8	5 Li 5	5 Li 5	2Ro2
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	81 (110)	60 (82)	44 (60)	100(136)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4150	5000	3600	5500
6 Макс. крутящий момент, Нм	235	130	160	190
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1900	3750	1500	3700
7 Максимальная скорость, км/ч	172	170	150	208
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	10,8	12,9	18.8	9,3
9 Снаряженная масса, кг	1645	1020	1070	1195
10 Полная масса, кг	2400	1480	1530	1530
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	20,2	17	23,9	12
12 Расход топлива, л/100 км	EU 5,4/8,7	EU 5,6/9,8	EU 4,3/6	EU 6,9/12,9
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	70	54	54	53
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1896	1397	1689	1998
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	79,5/95,5	80/69,5	80/84	89,9/78,7
17 Степень сжатия	19,5	11	19	10,4
18 Удельная мощность, кВт/л	42,7	42,9	26	50,1
19 Тип двигателя	4R	q4R	q 4 R 4Ve	4R4Ve
20 Система питания	EP/eV-T-Ic	EI	EP/CR-T	Motronic
21 Генератор (14 В), А	90	90	90	90
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	61	46	62	62
23 Расположение двигателя/привода	v	v-ASR-ESP	v-ASR-ESP	h-ASR
24 Передаточное число 1/2 передача	3,58/2,05	3,27/1,92	3,63/2,09	3.91/2,17
3/4 передача	1,35/0.92	1,26/0,88	1,31/0,9	1,37/1
5 передача	0,67	0,7	0,72	0,8
25 Главная передача	4,36	4,06	3,05	3,91
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5(5)	(5)5	5(5)
27 Охлаждение	11,7	6	6	8
28 Длина автомобиля, мм	4620	3575	3575	4000
29 Ширина автомобиля, мм	1810	1720	1720	1720
30 Высота автомобиля, мм	1730	1580	1580	1290
31 База автомобиля, мм	2835	2425	2425	2400
32 Колея, передняя/задняя, мм	1520/1505	1505/1450	1525/1470	1490/1470
33 Диаметр поворота, м	11,7	10,7	10,7	10,6
34 Величина дорожного просвета, мм	150	-	-	150
35 Подвеска колес, передняя	QI-F-Ku-Td	DQI-F-SI-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	SI-Sf-Ku-Td	VIa-Sf-Ku-Td	VIa-Sf-Ku-Td	Ra-Sf-Ku-Td
37 Шины	195/65 R 15	195/50 R 15	155/70 R 15	205/60 R 15
38 Тормозная система	4Sb-ABS	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb-ABS	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Mercedes-Benz**			
3 Модель	SLK 230 r Kompresso	C 240 T	C 220 CDI	CL500
4 Тип кузова	2Ro2	5 Ko 5	4 Li 5	2 Co 4/5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.) при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	142(193) 5300	125(170) 5900	92(125) 4200	225(306) 5600
6 Макс. крутящий момент, Нм при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	280 2500	225 3000	300 1800	460 2700
7 Максимальная скорость, км/ч	231	216	198	250
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	7,7	9,5	10,5	6,5
9 Снаряженная масса, кг	1250	1470	1340	1790
10 Полная масса, кг	1585	1970	1890	2320
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	8,8	11,4	14,6	8
12 Расход топлива, л/100 км	EU 7/13,3	EU 7,5/14,3	EU 5/8,2	EU -/13,4
13 Октановое число топлива, RON	95	95	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	53	62	62	88
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2295	2398	2151	4966
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	90,9/88,4	83,2/73,5	88/88,4	97/84
17 Степень сжатия	8,8	10	19	10
18 Удельная мощность, кВт/л	61,9	52,1	42,8	45,3
19 Тип двигателя	4R4Ve	6V3Ve	4R4Ve	8V3Ve
20 Система питания	Motronic-Kom-Ic	Motronic	EP/CR-T-Ic	Motronic
21 Генератор (14 В), А	90	115	90/125	143/150
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	62	74	74	100
23 Расположение двигателя/привода	h-ASR	h-ASR	h-ASR	h-ASR-ESP
24 Передаточное число 1/2 передача	3,86/2,18	3,86/2,16	4,1/2,18	3,59/2,19
3/4 передача	1,38/1	1,38/1	1,38/1	1,41/1
5 передача	0,8	0,8	0,8	0,83
25 Главная передача	3,46	3,67	3,07	2,82
26 Количество передач, М (А)	5(5)	5(5)	5(5)	(5)
27 Охлаждение	8,5	8,5	8,5	15
28 Длина автомобиля, мм	4000	4515	4515	4995
29 Ширина автомобиля, мм	1720	1725	1725	1855
30 Высота автомобиля, мм	1290	1430	1430	1400
31 База автомобиля, мм	2400	2690	2690	2885
32 Колея, передняя/задняя, мм	1490/1470	1500/1465	1500/1465	1575/1580
33 Диаметр поворота, м	10,6*	10,8	10,8	11.5
34 Величина дорожного просвета, мм	150	150	150	150
35 Подвеска колес, передняя	DDQI-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	DQI-QI-Ku-Td-Lue
36 Подвеска колес, задняя	Ra-St-Ku-Td	Ra-S1-Ku-Td	Ra-Sf-Ku-Td	Ra-Ku-Td-Lue
37 Шины	205/55 R 16	195/65 R 15	195/65 R 15	225/55 R 17
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb -ABS	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Mercedes-Benz**			
3 Модель	E 280 T 4matic	E430	CLK 200 Kompressor	S320
4 Тип кузова	5 Ко 5-7	4 Li 5	2 Co 4	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	150(204)	205(279)	141(192)	165(224)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5700	5750	5300	3199
6 Макс. крутящий момент, Нм	270	400	270	315
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3000	3000	2500	3000
7 Максимальная скорость, км/ч	220	250	233	240
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	9,9	6,6	8,4	8,2
9 Снаряженная масса, кг	1665	1575	1320	1695
10 Полная масса, кг	2290	2180	1820	2300
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	9,8	7,7	9,4	10.3
12 Расход топлива, л/100 км	EU 8,4/16	EU 8,1/16,8	EU 7,2/13,6	EU 8,2/17,1
13 Октановое число топлива, RON	95	95	98	95
14 Емкость топливного бака, л	65	65	62	88
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2799	4266	1998	3199
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	89,9/73,5	89,9/84	89,9/78,7	89,9/84
17 Степень сжатия	10	10	8,5	10
18 Удельная мощность, кВт/л	53,6	48	70.6	51,6
19 Тип двигателя	6V3Ve	8V3Ve	4R4Ve	6V3Ve
20 Система питания	Motronic	Motronic	Motronic-Kom-Ic	Motronic
21 Генератор (14 В), А	115	150	90	150
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	74	100	62	74
23 Расположение двигателя/привода	aa	h-ASR-ESP	h-ASR	h-ASR-ESP
24 Передаточное число 1/2 передача	3.86/2,18	3,59/2,19	3,86/2,18	3,93/2,41
3/4 передача	1,38/1	1,41/1	1,38/1	1,49/1
5 передача	0,8	0,83	0,8	0,83
25 Главная передача	3,7	2,82	3,67	3,07
26 Количество передач, М (А)	5(5)	(5)	5(5)	(5)
27 Охлаждение	11	9	8	11
28 Длина автомобиля, мм	4820	4800	4565	5040
29 Ширина автомобиля, мм	1800	1800	1720	1855
30 Высота автомобиля, мм	1440	1440	1370	1450
31 База автомобиля, мм	2830	2830	2690	2965
32 Колея, передняя/задняя, мм	1540/1540	1540/1540	1505/1475	1575/1575
33 Диаметр поворота, м	11,3	11,3	10,7	11,7
34 Величина дорожного просвета, мм	160	160	150	150
35 Подвеска колес, передняя	DDQI-Sf-Ku-Td	DDOJ-St-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	DQI-QI-Ku-Td-Lue
36 Подвеска колес, задняя	Ra-Sf-Ku-Td	Ra-Sf-Ku-Td	Ra-Sf-Ku-Td	Ra-Ku-Td-Lue
37 Шины	215/55 R 16	215/55 R 16	205/55 R 16	225/60 R 16
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb -ABS	4Sb -ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Mercedes-Benz**		**Opel**	
3 Модель	SL600	ML 230	Corsa 1.0i	Corsa 1,6i
4 Тип кузова	2 Ro 2+2	5 Ge 5-7	3/5 Li 5	3/5 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	290 (394)	110(150)	40 (54)	78(106)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5200	5400	5600	6000
6 Макс. крутящий момент, Нм	570	220	82	148
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3800	3800	2800	4000
7 Максимальная скорость, км/ч	250	180	150	192
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	6,1	12,3	18	10,5
9 Снаряженная масса, кг	1980	1855	865	980
10 Полная масса, кг	2320	2650	1360	1435
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	6,8	16,2	21,6	12,5
12 Расход топлива, л/100 км	EU 10,9/23,3	EU 10/17,1	EU 4,6/7,4	EU 6,1/10,8
13 Октановое число топлива, RON	95	95	95	95
14 Емкость топливного бака, л	80	70	46	46
15 Рабочий объем двигателя, см^3	5987	2295	973	1598
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	89/80,2	90,9/88,4	72,5/78,6	79/81,5
17 Степень сжатия	10	10,4	10,1	10,5
18 Удельная мощность, кВт/л	48,4	47,9	41,1	48,8
19 Тип двигателя	12V4Ve	4R4Ve	3R4Ve	4R4Ve
20 Система питания	Motronic	Motronic	Motronic	EI
21 Генератор (14 В), А	150	90	70	70
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	100	62	36	44
23 Расположение двигателя/привода	h-ASR-ESP	aa	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,59/2,19	3,86/2,18	3,73/2,14	3,73/2,14
число 3/4 передача	1,41/1	1,38/1	1,41/1,12	1,41/1,12
5 передача	0,83	0,8	0,89	0,89
25 Главная передача	2,65	4,73	3,74	3,74
26 Количество передач, М (А)	(5)	5	5(4)	5(4)
27 Охлаждение	18	8,5	4,3	5,6
28 Длина автомобиля, мм	4500	4590	3740	3740
29 Ширина автомобиля, мм	1810	1830	1610	1610
30 Высота автомобиля, мм	1290	1780	1420	1420
31 База автомобиля, мм	2515	2820	2445	2445
32 Колея, передняя/задняя, мм	1535/1525	1560/1560	1385/1390	1385/1390
33 Диаметр поворота, м	11,3	11,9	10,1	10,1
34 Величина дорожного просвета, мм	150	200	140	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-Db-St-Ku-Td	DDQI-Tf-Ku-Td	LI-QI-F-Sf-Td	LJ-QI-F-SI-Td
36 Подвеска колес, задняя	Ra-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Td	VIa-LI-Sf-Td
37 Шины	245/45 R 17	225/75 R 16	165/70 R 13	185/60 R 14
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	Sb-Tb	Sb-Tb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Opel**			
3 Модель	Astra 1.2i	Astra 2.0i	Zafira1.8i	Vectra 2.5i
4 Тип кузова	3/4/5 Li 5	3/4/5 Li 5	5 GIi 5-7	4/5 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	48 (65)	100(136)	85(116)	125(170)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5600	5600	5400	5800
6 Макс. крутящий момент, Нм	110	188	170	230
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	3200	3400	3200
7 Максимальная скорость, км/ч	165	208	184	230
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	16	9	12	8,5
9 Снаряженная масса, кг	1035	1170	1320	1355
10 Полная масса, кг	1555	1695	2040	1850
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	21,6	11,7	11,5	10,6
12 Расход топлива, л/100 км	EU5/8	EU 6,6/12	EU 6,8/11,5	EU 7,3/14,1
13 Октановое число топлива, RON	95	95	95	95
14 Емкость топливного бака, л	52	52	58	60
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1199	1998	1796	2498
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	72,5/72,6	86/86	80,5/88,2	81,6/79,6
17 Степень сжатия	10,1	10,8	10,5	10,8
18 Удельная мощность, кВт/л	40	50	47,3	50
19 Тип двигателя	4R4Ve	4R4Ve	4R4Ve	6V4Ve
20 Система питания	Motronic	Ei	EI	Motronic
21 Генератор (14 В), А	70	70	70/100	100
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	36	44	55	66
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,73/2,14	3,58/2,14	3,73/2,14	3,58/2,02
3/4 передача	1,41/1,12	1,48/1,12	1,41/1,12	1,35/0,98
5 передача	0,89	0,89	0,89	0,81
25 Главная передача	3,94	3,74	4,19	3,84
26 Количество передач, М (А)	5	5(4)	5(4)	5(4)
27 Охлаждение	5,2	7,2	6,5	7,7
28 Длина автомобиля, мм	4111	4111	4320	4495
29 Ширина автомобиля, мм	1710	1710	1740	710
30 Высота автомобиля, мм	1430	1430	1630	420
31 База автомобиля, мм	2610	2610	2690	2635
32 Колея, передняя/задняя, мм	1485/1460	1485/1460	1470/1490	465/1470
33 Диаметр поворота, м	10,8*	10,8	11,2	1,3
34 Величина дорожного просвета, мм	130	130	150	40
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-SI-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	Via-LI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	DQu-Sf-Ku-Td
37 Шины	175/70 R 14	195/60 R 15	195/65 R 15	95/65 R 15
38 Тормозная система	Sb-Tb	4Sb	4Sb-ABS	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Opel**			
3 Модель	Omega 2.5 TD	Sintra 2,2i	Frontera 3.2i	Monterey 3.0 TD
4 Тип кузова	4Li 5	5 GIi 5-8	5/3 Ge 5	3/5 Ge 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	96(131)	104(141)	151 (205)	117(159)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4500	5400	5400	3900
6 Макс. крутящий момент, Нм	250	202	290	333
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2200	2600	3000	2000
7 Максимальная скорость, км/ч	200	183	192	160
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	12	12,7	9,7	15,8
9 Снаряженная масса, кг	1550	1655	1780	1965
10 Полная масса, кг	2120	2345	2450	2730
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	16	15,9	11,8	16,4
12 Расход топлива, л/100 км	EU 6,1/10,9	EU 8,1/12,5	EU 10,1/17	EU9/14
13 Октановое число топлива, RON	дизель	-	95	дизель
14 Емкость топливного бака, л	75	70	65/75	85
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2497	2198	3165	2999
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	80/82,8	86/94,6	93,4/77	95,4/104,9
17 Степень сжатия	22,5	10,5	9,4	19
18 Удельная мощность, кВт/л	38,4	47,3	47,7	39
19 Тип двигателя	6R	q 4 R 4Ve	6V4Ve	4R
20 Система питания	EP/eV-T-Ic	EI	Motronic	EP/CR-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	105	105	Ю13 w	60
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	85	54	60	150
23 Расположение двигателя/привода	h	v	aa	aa
24 Передаточное 1/2 передача	3,81/2,11	3,67/1,76	3,77/2,25	3,77/2,25
число 3/4 передача	1,34/1	1,18/0,89	1,4/1	1,4/1
5 передача	0,76	0,7	0,81	0,81
25 Главная передача	3,45	4,05	4,3	4,56
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5	5(4)	5
27 Охлаждение	10,2	8,5	11,1	5,8
28 Длина автомобиля, мм	4785	4670	4660	4795
29 Ширина автомобиля, мм	1785	1830	1785	1835
30 Высота автомобиля, мм	1450	1780	1740	1840
31 База автомобиля, мм	2730	2850	2700	2760
32 Колея, передняя/задняя, мм	1515/1530	1560/1610	1515/1520	1515/1520
33 Диаметр поворота, м	11,0	11,4	12,1	12,4
34 Величина дорожного просвета, мм	140	160	230	210
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DDQI-Tf-Ku-Td	DDQI-Tf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	QI-SI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	Sa-LI-P-Sf-Ku-Td	Sa-LI-P-Ku-Td
37 Шины	205/65 R 15	205/65 HR 15	245/70 R 16	215/80 R 16
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Porsche**			**Volkswagen**
3 Модель	Boxster 2.5i	911 Carrera 3.4	911GT3 3.6	Lupo 1.0
4 Тип кузова	2Ca2	2 Co/Ca 2+2	2 Co/Ca 2+2	3 Li 4-5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	150(204)	221 (300)	265(360)	37(50)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	6000	6800	6800	5000
6 Макс. крутящий момент, Нм	245	350	370	86
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4500	4600	5000	3000
7 Максимальная скорость, км/ч	240	280	>280	152
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	6,9	5,2	4,8	17,9
9 Снаряженная масса, кг	1250	1320	1320	895
10 Полная масса, кг	1560	1720	1720	1350
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	8,3	6	6	24,2
12 Расход топлива, л/100 км	EU 7,1/14,3	EU 8,5/17,2	(Ed.) 10/22	EU 4,8/7,6
13 Октановое число топлива, RON	98	98	98	95
14 Емкость топливного бака, л	57	64	64	34
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2480	3387	3600	999
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	85,5/72	96/78	100/76,4	67,1/70,6
17 Степень сжатия	11	11,3	11,3	10,7
18 Удельная мощность, кВт/л	60,5	65,2	73,6	37
19 Тип двигателя	6Bx4Ve	6Bx4Ve	6Bx4Ve	q4R
20 Система питания	Motronic	Motronic	Motronic	EI
21 Генератор (14 В), А	115	120	120	70
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60/75	70	70	36
23 Расположение двигателя/привода	h	h	h	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,5/2,12	3,82/2,2	3,82/2,15	3,46/1,96
3/4 передача	1,43/1,03	1,52/1,22	1,56/1,21	1,36/1,05
5 передача	0,79	1,02/0,84	0,97/0,75	0,86
25 Главная передача	3,89	3,44	3,44	4,23
26 Количество передач, М (А)	5(5)	6(5)	6(5)	5
27 Охлаждение	-	22,5	22,5	5
28 Длина автомобиля, мм	4315	4430	4430	3525
29 Ширина автомобиля, мм	1780	1765	1780	1640
30 Высота автомобиля, мм	1290	1300	1270	1460
31 База автомобиля, мм	2415	2350	2350	2325
32 Колея, передняя/задняя, мм	1465/1525	1455/1500	1465/1480	1390/1400
33 Диаметр поворота, м	10,9	12,1	12,1	9,8
34 Величина дорожного просвета, мм	-	-	-	110
35 Подвеска колес, передняя	QI-LI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Td
36 Подвеска колес, задняя	QI-LI-F-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Td
37 Шины	205/55 ZR 16	205/50 ZR 17	225/40 ZR 18	155/70 R 13
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS	Sb-Tb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Volkswagen**			
3 Модель	Lupo 1.2 TDI	Polo 1.4	Polo Variant 1.9 TDI	New Beetle 2.0
4 Тип кузова	3 Li 4-5	3/5 Li 5	5 Ko 5	2 Li 4
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	45(61)	74(101)	66 (90)	85(116)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	6000	4000	5200
6 Макс. крутящий момент, Нм	140	128	210	170
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1800	4400	1900	2400
7 Максимальная скорость, км/ч	165	188	180	185
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	16,5	10,5	12,5	10,9
9 Снаряженная масса, кг	780	950	1135	1230
10 Полная масса, кг	1200	1450	1595	1650
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	17,3	12,8	17,2	14,6
12 Расход топлива, л/100 км	EU 2,7/3,7	EU 5,4/9,6	EU 4,1/6,4	EU 6,9/11,8
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	34	45	45	55
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1196	1390	1896	1984
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	76,5/86,7	76,5/75,6	79,5/95,5	82,5/92,8
17 Степень сжатия	19,5	10,5	19,5	10,5
18 Удельная мощность, кВт/л	37,6	53,2	34,8	42,8
19 Тип двигателя	q3R	4R4Ve	4R	q4R
20 Система питания	EP/UIS-T-Ic	EI	EP/eV-T-Ic	Motronic
21 Генератор (14 В), А	70	70	90	70/90
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	36	44	61	44/60
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,46/1,96	3,45/2,1	3,3/1,94	3,78/2,12
3/4 передача	1,82/0,81	1,45/1,1	1,31/0,92	1,36/1,03
5 передача	0,64	0,89	0,72	0,84
25 Главная передача	3,33	3,88	3,16	4,24
26 Количество передач, М (А)	5	5	5	5(4)
27 Охлаждение	5	5,5	6,5	5,3
28 Длина автомобиля, мм	3525	3715	4140	4080
29 Ширина автомобиля, мм	1640	1655	1640	1725
30 Высота автомобиля, мм	1460	1420	1460	1500
31 База автомобиля, мм	2325	2405	2440	2510
32 Колея, передняя/задняя, мм	1390/140J	1350/1380	1430/1390	1510/1495
33 Диаметр поворота, м	9,8	10,4	10,9	10,9
34 Величина дорожного просвета, мм	110	110	110	130
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Sf-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F	DQI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-LI-Sf-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Td	VIa-Sf-Ku-Td
37 Шины	155/65 SR 14	185/55 R 14	185/60 R 14	205/55 R 16
38 Тормозная система	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb-ABS	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Volkswagen**			
3 Модель	Golf IV 2.3 VR5	Bora 1.6	Passat Variant 2.8 SyncroVR6	Passat 1.9 TDI
4 Тип кузова	3/5 Li 5	4 Li 5	5 Ko 5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.) при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	110(150) 6000	74(101) 5600	142(193) 6000	85(116) 4000
6 Макс. крутящий момент, Нм при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	205 3200	145 3800	280 3200	285 1900
7 Максимальная скорость, км/ч	216	188	238	200
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	8,8	11,7	7,6	10,7
9 Снаряженная масса, кг	1245	1185	1495	1320
10 Полная масса, кг	1800	1720	2040	1880
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	11,3	16	10,2	15,5
12 Расход топлива, л/100 км	EU 7,2/13,2	EU 6/10,6	EU 8/15,2	EU 4,3/7
13 Октановое число топлива, RON	95	95	95	дизель
14 Емкость топливного бака, л	55	55	62	62
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2324	1595	2771	1896
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	81/90.2	81/77,4	82,5/86,4	79,5/95,5
17 Степень сжатия	10,1	10,3	10,6	18
18 Удельная мощность, кВт/л	47,3	46,4	51,2	44,8
19 Тип двигателя	5VR	4R	6 VR 5Ve	4R
20 Система питания	EI	EI	EI	EP/UIS-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	70	70	90	120
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60	44/60	320 A	80
23 Расположение двигателя/привода	v	v	aa	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,3/1,94	3,46/1,94	3,5/1,94	3,5/1,94
3/4 передача	1,31/1,03	1,37/1,03	1,3/0,94	1,22/0,88
5 передача	0,84	0,85	0,79	0,69
25 Главная передача	3,94	4,25	3,89	3,56
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5(4)	5(5)	5(4)
27 Охлаждение	5,2	5,5	6,5	6,5
28 Длина автомобиля, мм	4150	4375	4675	4675
29 Ширина автомобиля, мм	1735	1735	1740	1740
30 Высота автомобиля, мм	1440	1440	1500	1460
31 База автомобиля, мм	2510	2515	2705	2705
32 Колея, передняя/задняя, мм	1510/1490	1515/1495	1500/1500	1500/1500
33 Диаметр поворота, м	10,9	10,9	11,4	11,4
34 Величина дорожного просвета, мм	130	130	110	110
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	QI-LI-F-Sf-Ku-Td	QI-LI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-LI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td
37 Шины	205/55 WR16	195/65 R15	205/55 R16	195/65R15
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Германия**	**Франция**		
2 Изготовитель автомобиля	**Volkswagen**	**Citroen**		
3 Модель	Sharan 1.8	Saxo 1.0i	Saxo 1.6i	BerIingo 1.4i
4 Тип кузова	5GIi 5-7	5/3Li 5	3/5 Li 5	3/4/5 Ко 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	110(150)	37(50)	66 (90)	55 (75)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5700	6000	5600	5500
6 Макс. крутящий момент, Нм	210	74	137	111
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1750	3700	3000	3400
7 Максимальная скорость, км/ч	194	149	187	150
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	12	19,1	11,4	14,6
9 Снаряженная масса, кг	1660	825	920	1125
10 Полная масса, кг	2400	1240	1360	1780
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	15,1	21,8	13,9	20,5
12 Расход топлива, л/100 км	EU 7,9/13,9	EU 5,1/8,3	EU 5,8/9,9	EU 5,9/9,2
13 Октановое число топлива, RON	95	95	95	95
14 Емкость топливного бака, л	70	45	45	55
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1781	954	1587	1361
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	81/86,4	70/62	78,5/82	75/77
17 Степень сжатия	9,5	9,4	9,6	10,2
18 Удельная мощность, кВт/л	61,7	38,8	40,9	40,4
19 Тип двигателя	4R5Ve	q4R	q4R	q4R
20 Система питания	EI-T-Ic	Mono Motronic	Motronic	EI
21 Генератор (14 В), А	70/90	50	60/70	60/70
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	280 А	250 А	250 А	200 А
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,58/2,05	3,42/1,81	3,42/1,95	3,42/1,95
число 3/4 передача	1,35/0,97	1,28/0,98	1,36/1,05	1,36/1,05
5 передача	0,81	0,77	0,85	0,85
25 Главная передача	4,06	4,29	3,56	4,54
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5	5	5/4
27 Охлаждение	6,5	6,1	6,1	6,5
28 Длина автомобиля, мм	4620	3720	3740	4110
29 Ширина автомобиля, мм	1810	1595	1620	1720
30 Высота автомобиля, мм	1730	1370	1360	1800
31 База автомобиля, мм	2845	2385	2385	2690
32 Колея, передняя/задняя, мм	1510/1500	1370/1300	1400/1320	1420/1440
33 Диаметр поворота, м	11,7	10,0	10,9	10,7
34 Величина дорожного просвета, мм	150	120	120	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F
36 Подвеска колес, задняя	QI-Sf-Ku-Td	LI-Tf-Ku-Td	LI-Tf-Ku-Td	LI-Tf-Td
37 Шины	195/65R13	155/70 R 13	185/55 R14	165/70 R14
38 Тормозная система	4Sb-ABS	Sb-Tb	Sb-Tb	Sb-Tb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Франция**			
2 Изготовитель автомобиля	**Citroen**			
3 Модель	Berlingo 1.9D	Xsara 1.8i	Xsara 1.9TD	Xsara Picasso 2.0 TDI
4 Тип кузова	3/4/5 Ко 5	5 Ко 5	5/3Li 5	5GIi5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	50 (68)	66 (90)	66(90)	80(109)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4600	5000	4000	4000
6 Макс. крутящий момент, Нм	120	147	196	250
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2000	2600	2200	1750
7 Максимальная скорость, км/ч	142	182	178	180
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	6,3	13,5	12,7	12,5
9 Снаряженная масса, кг	1185	1120	1140	1300
10 Полная масса, кг	1840	1650	1690	-
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	23,7	16,2	17,2	16,3
12 Расход топлива, л/100 км	EU5,4/8,6	EU 6,2/11	EU5 5,2/8,8	(Ed.) 5/8
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	дизель	дизель
14 Емкость топливного бака, л	55	54	54	-
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1905	1762	1905	1998
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	83/88	83/81,4	83/88	86/86
17 Степень сжатия	23	9,5	21,8	18
18 Удельная мощность, кВт/л	26,2	37,4	34,6	40
19 Тип двигателя	q4R	q4R	q4R	4R
20 Система питания	EP/V	EI	EP/V-T-Ic	EP/CR-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	70/80	60/70	70/80	60/70
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	300/400 А	250 А	300/400 А	250 А
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,42/1,95	3,45/1,87	3,45/1,87	-
3/4 передача	1,36/1,05	1,28/0,95	1,15/0,83	
5 передача	0,85	0,8	0,66	
25 Главная передача	4,53	3,67	4,05	-
26 Количество передач, М (А)	5	5	5	5
27 Охлаждение	8,5	7,5	9	6,5
28 Длина автомобиля, мм	4110	4355	4355	4275
29 Ширина автомобиля, мм	1720	1790	1790	1750
30 Высота автомобиля, мм	1800	1420	1390	1640
31 База автомобиля, мм	2690	2540	2540	2760
32 Колея, передняя/задняя, мм	1420/1440	1420/1430	1435/1440	1435/1450
33 Диаметр поворота, м	10,7	11,4	11,4	12,0
34 Величина дорожного просвета, мм	140	110	110	50
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku
36 Подвеска колес, задняя	LI-Tf-Td	Ea-LI-Tf-Ku-Td	Ea-LI-Tf-Ku-Td	Ea-LI-Tf-Ku
37 Шины	165/70 R14	185/65 R14	185/65 R14	185/65R15
38 Тормозная система	Sb-Tb	Sb-Tb	Sb-Tb	Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Франция**			
2 Изготовитель автомобиля	**Citroen**			**MCC**
3 Модель	Xentia2.9i	XM 2.5TD	Evasion 1.9TD	Smart 0.6
4 Тип кузова	5Li5	5Li5	5 GIi 5+3	2 Mc 2
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	143(194)	96(130)	66(90)	33 (45)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5500	4300	4000	5250
6 Макс. крутящий момент, Нм	273	294	196	70
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	2000	2250	3000
7 Максимальная скорость, км/ч	230	201	160	135
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	8,2	12,1	16,8	18,9
9 Снаряженная масса, кг	1470	1580	1585	720
10 Полная масса, кг	1950	2130	2360	980
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	10,5	16,6	24	21,8
12 Расход топлива, л/100 км	EU 8/15,9	EU 5,9/10,9	EU 6,7/10,6	(Ed.) 4,8/7
13 Октановое число топлива, RON	95	дизель	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	65	80	80	22
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2946	2446	1905	599
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	87/82,6	92/92	83/88	63,5/63
17 Степень сжатия	10,5	22	21,8	9,5
18 Удельная мощность, кВт/л	47,5	38,8	34,6	55
19 Тип двигателя	q6V4Ve	4R3Ve	q4R	3R
20 Система питания	Motronic	EP/eV-T-Ic	EP/V-T-Ic	Motronic
21 Генератор (14 В), А	90	120	70/80	40
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	300 А	450 А	300/400 А	35
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	h-h
24 Передаточное число 1/2 передача	3,25/1,78	3,42/1,86	3,42/1,94	3,38/2,45
3/4 передача	1,19/0,88	1,18/0,86	1,25/0,75	1,76
5 передача	0,7	0,64	0,67	
25 Главная передача	4,31	4,06	4,54	4,21/1,67
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5(4)	5	2x3 [SOFTIP]
27 Охлаждение	10	13	9	3,5
28 Длина автомобиля, мм	4525	4710	4455	2500
29 Ширина автомобиля, мм	1755	1795	1820	1515
30 Высота автомобиля, мм	1400	1390	1710	1529
31 База автомобиля, мм	2740	2850	2825	1812
32 Колея, передняя/задняя, мм	1500/1455	1520/1445	1535/1540	1285/1355
33 Диаметр поворота, м	12,0	12,4	12,3	8,5
34 Величина дорожного просвета, мм	160	140	130	131
35 Подвеска колес, передняя	Hf-DQI-F-Ku	Hf-DQI-F-Ku	DQI-F-Sf-Td	DQI-Qf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	Hf-LI-Ku	Hf-LI-Ku	VIa-LI-P-Sf-Td	De-Wa-Sf-Ku-Td
37 Шины	205/60 R 15	205/65 R 15	205/65 R 15	1)
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	Sb-Tb	Sb-Tb-ABS

1) - передние 135/70 R15; задние 175/55 R15

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Франция**			
2 Изготовитель автомобиля	**MCC**	**Peugeot**		
3 Модель	Smart 0.8 TD	106 1.4i	206 2.0i	306 1.8i
4 Тип кузова	2Mc2	3/5 Li 5	3/5 Li 5	4/3/5 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	30(40)	55 (75)	99(135)	81 (110)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	5500	6000	5500
6 Макс. крутящий момент, Нм	100	111	190	155
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2000	3400	4100	4250
7 Максимальная скорость, км/ч	135	178	210	193
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	17,5	13,2	8,4	11,6
9 Снаряженная масса, кг	720	815	1050	1095
10 Полная масса, кг	980	1315	1560	1560
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	-	14,8	10,6	13,5
12 Расход топлива, л/100 км	(Ed.) 3,4/5,5	EU 5,4/9,4	EU 6,2/10,9	EU 6,3/12
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	95	95
14 Емкость топливного бака, л	22	45	50	60
15 Рабочий объем двигателя, см^3	approx, 800	1361	1997	1762
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	-	75/77	85/88	83/81,4
17 Степень сжатия		10,2	10,8	10,4
18 Удельная мощность, кВт/л	37,5	40,4	49,6	46
19 Тип двигателя	3R	q4R	q 4 R 4Ve	4R4Ve
20 Система питания	EP/CR-T-Ic	EI	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	40	80	70	70
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	35	200 A	300 A	300 A
23 Расположение двигателя/привода	h-h	v	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,38/2,45	3,42/1,8	3,46/1,87	3,46/1,87
число 3/4 передача	1,76	1,28/0,98	1,36/1,05	1,36/1,05
5 передача		0,77	0,86	0,79
25 Главная передача	4,21/1,67	3,76	3,79	3,95/3,79
26 Количество передач, М (А)	2x3 [SOFTIP]	5(3)	5	5
27 Охлаждение	3,5	6	7,8	6,5
28 Длина автомобиля, мм	2500	3680	3835	4265
29 Ширина автомобиля, мм	1515	1590	1650	1690
30 Высота автомобиля, мм	1529	1380	1430	1380
31 База автомобиля, мм	1812	2385	2440	2580
32 Колея, передняя/задняя, мм	1285/1355	1380/1310	1435/1430	1460/1430
33 Диаметр поворота, м	8,5	11,0	10,2	11,0
34 Величина дорожного просвета, мм	131	130	110	130
35 Подвеска колес, передняя	DQI-Qf-Ku-Td	DQI-F	DQI-F-Td	DQI-F
36 Подвеска колес, задняя	De-Wa-Sf-Ku-Td	LI-Tf-Td	LI-Tf-Td	LI-Tf-Td
37 Шины	1)	165/70 R 13	185/55 R 15	185/65 R 14
38 Тормозная система	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb	4Sb	Sb-Tb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Франция**			
2 Изготовитель автомобиля	**Peugeot**			
3 Модель	306 Break 2.0 TDI	Partner 1.8i	406 Break 2.9i	406 2.0 TDI
4 Тип кузова	5Ко5	3/4/5 Ко 5	5 Ко 5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	66 (90)	66 (90)	140(190)	80(109)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	5000	5500	4000
6 Макс. крутящий момент, Нм	205	147	267	250
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1900	2600	4000	1750
7 Максимальная скорость, км/ч	181	160	227	191
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	13,2	12,2	8,5	12,5
9 Снаряженная масса, кг	1200	1170	1505	1410
10 Полная масса, кг	1655	1780	2175	1950
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	17,2	17,7	10,4	18,6
12 Расход топлива, л/100 км	EU 4,4/7,2	EU 7,1/11,9	EU 8/15,9	EU 4,5/7,3
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	95	дизель
14 Емкость топливного бака, л	60	55	70	70
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1997	1762	2946	1997
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	85/88	83/81,4	87/82,6	85/88
17 Степень сжатия	18	9,25	10,5	18
18 Удельная мощность, кВт/л	33	37,5	47,5	40,1
19 Тип двигателя	4R	q4R	6V4Ve	4R
20 Система питания	EP/CR-T	EI	Motronic	EP/CR-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	90/120/150	80	157	157
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	300 А	250 А	300 А	300 А
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,46/1,87	3,42/1,95	3,25/1,78	3,42/1,78
3/4 передача	1,15/0,83	1,36/1,05	1,19/0,88	1,12/0,8
5 передача	0,66	0,85	0,7	0,61
25 Главная передача	3,68	4,54	4,31	4,06
26 Количество передач, М (А)	5	5	5(4)	5(4)
27 Охлаждение	7	7,5	7,8	8,5
28 Длина автомобиля, мм	4345	4110	4735	4600
29 Ширина автомобиля, мм	1690	1720	1765	1765
30 Высота автомобиля, мм	1410	1800	1500	1400
31 База автомобиля, мм	2580	2690	2700	2700
32 Колея, передняя/задняя, мм	1460/1430	1420/1440	1500/1480	1500/1480
33 Диаметр поворота, м	11,0	10,7	12,0	12,0
34 Величина дорожного просвета, мм	130	140	130	130
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F	DQI-F	DQI-F-Ku	DQI-F-Ku
36 Подвеска колес, задняя	LI-Tf-Td	LI-Tf-Td	Ma-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Ku-Td
37 Шины	195/55 R 15	195/65 R 15	205/60 VR 15	195/65 HR 15
38 Тормозная система	4Sb	Sb-Tb	4Sb-ABS	4SD-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Франция**			
2 Изготовитель автомобиля	**Renault**			
3 Модель	Clio 1.6i	Sport Spider	Megane 1.4i	Megane Cabriolet 2.0i
4 Тип кузова	3/5 Li 5	2RO2	4/5 Li 5	2 Ca 4
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	79 (107)	110(150)	70 (95)	103(140)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5750	6000	6000	5500
6 Макс. крутящий момент, Нм	148	186	127	200
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3750	4500	3750	4250
7 Максимальная скорость, км/ч	195	215	184	210
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	9,6	6,9	11,8	9
9 Снаряженная масса, кг	995	930	1015	1135
10 Полная масса, кг	1515	1130	1580	1555
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	12,6	7,2	15,6	11
12 Расход топлива, л/100 км	EU 6/9,4	EU 7,4/9,7	EU 5,2/9,2	EU 6.1/10,2
13 Октановое число топлива, RON	95	-	95	95
14 Емкость топливного бака, л	50	50	60	60
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1598	1998	1390	1998
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	79,5/80,5	82,7/93	79,5/70	82,7/93
17 Степень сжатия	10	9,8	10	10
18 Удельная мощность, кВт/л	49,4	55,1	50,3	51,5
19 Тип двигателя	q 4 R 4Ve	4R4Ve	4R4Ve	4R4Ve
20 Система питания	EI	EI	EI	EId
21 Генератор (14 В), А	60	70	70	70
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	50	50	50	50
23 Расположение двигателя/привода	v	Mm-h	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,36/1,86	3,36/1,86	3,09/1,86	3,36/1,86
3/4 передача	1,32/1,03	1,39/1,09	1,32/1,02	1,32/1,03
5 передача	0,82	0,89	0,79	0,82
25 Главная передача	4,07	4,06	4,06	3,94
26 Количество передач, М (А)	5	5	5	5
27 Охлаждение	6,7	5,5	6,5	6,5
28 Длина автомобиля, мм	3775	3795	4400	4030
29 Ширина автомобиля, мм	1640	1830	1700	1700
30 Высота автомобиля, мм	1420	1250	1420	1370
31 База автомобиля, мм	2470	2340	2580	2470
32 Колея, передняя/задняя, мм	1390/1370	1535/1540	1450/1430	1450/1430
33 Диаметр поворота, м	11,1	9,6	11,4	11,2
34 Величина дорожного просвета, мм	120		120	120
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Td	DDQI-Ku	DQI-F-Ku	DQI-F-Ku
36 Подвеска колес, задняя	Ta-Sf-Ku-Td	DQI-Ku	LI-Tf-Ku	LI-Tf-Ku
37 Шины	165/70 R 13	205/50 VR 16	175/65 R 14	195/50 VR 16
38 Тормозная система	Sb-Tb-ABS	4Sb	Sb-Tb	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Великобритания**			
2 Изготовитель автомобиля	**AC**	**Bentley**	**Daimler**	**Jaguar**
3 Модель	Aceca 4.6i	Amage 4.4 Ti	V8 4.0i	S-Type 3.0i
4 Тип кузова	2Ca2	4 Li 5	4 Li 5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	240(326)	260(354)	216 (294)	179(243)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5800	5500	6100	6800
6 Макс. крутящий момент, Нм	427	570	393	300
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4600	2500	4250	4500
7 Максимальная скорость, км/ч	250	240	240	235
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	5,7	6,5	7,3	7,5
9 Снаряженная масса, кг	1510	2300	1730	1630
10 Полная масса, кг	-	2750	2260	2030
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	6,3	8,8	8,3	9,3
12 Расход топлива, л/100 км	EU 10,5/15,1	EU 13,1/23.4	EU 9/16,9	EU8/14
13 Октановое число топлива, RON	98	-	95	95
14 Емкость топливного бака, л	90	94	81	69,5
15 Рабочий объем двигателя, см^3	4601	4398	3996	2967
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	90,2/90	92/82,7	86/86	89/79,5
17 Степень сжатия	9,85	8,5	10,75	10,5
18 Удельная мощность, кВт/л	52,2	59,1	52,3	59
19 Тип двигателя	8V4Ve	8V4Ve	8V4Ve	6V4Ve
20 Система питания	EI	Motronic-T-Ic	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	90	140	140	130
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60	90	92	72
23 Расположение двигателя/привода	h	h-ASR	h-ASR	h-ASR
24 Передаточное 1/2 передача	3,37/1.99	3,55/2,24	3,57/2,2	4,23/2,52
число 3/4 передача	1,32/1	1,55/1	1,51/1	1,67/1,22
5 передача	0,67	0,79	0,8	1
25 Главная передача	3.23	2,93	3,06	3,07
26 Количество передач, М (А)	5	(5)	(5)	5(5)
27 Охлаждение	16	15	10	10
28 Длина автомобиля, мм	4420	5390	5150	4860
29 Ширина автомобиля, мм	1870	1930	1800	1820
30 Высота автомобиля, мм	1300	1520	1380	1450
31 База автомобиля, мм	2470	3115	2995	2910
32 Колея, передняя/задняя, мм	1590/1570	1610/1610	1500/1500	1545/1535
33 Диаметр поворота, м	10,5	12,9	13,2	12,1
34 Величина дорожного просвета, мм	-	140	110	140
35 Подвеска колес, передняя	DDQI-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	DDQI-St-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	Ea-DDQI-Sf-Ku-Td	Ea-DDQI-Sf-Ku-Td	QI-Sf-Ku-Td	Ea-DDQI-Sf-Ku-Td
37 Шины	1)	255/55 ZR 17	225/60 R 16	225/55 R 16
38 Тормозная система	4SD-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS

1) - передние 245/45 R18; задние 255/40 R17

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Великобритания**			
2 Изготовитель автомобиля	**MG**	**Rolls-Royce**	**Rover**	
3 Модель	MGF1.8i	SiIver Seraph 5.4i	420 2.0 TD	75 2.0i
4 Тип кузова	2Ca2	4 Li 5	4/5 Li 5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	88(120)	240(326)	77(105)	110(150)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5500	5000	4200	6500
6 Макс. крутящий момент, Нм	166	490	210	185
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3000	3900	2000	4000
7 Максимальная скорость, км/ч	193	225	185	210
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	9,2	7	11	10,2
9 Снаряженная масса, кг	1060	2300	1220	1370
10 Полная масса, кг	1320	2750	1550	-
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	12	9,6	15,8	12,5
12 Расход топлива, л/100 км	EU 5,7/10,2	EU 12,8/25,4	EU 4,3/7,1	EU 7/13,5
13 Октановое число топлива, RON	95	95	дизель	98
14 Емкость топливного бака, л	50	94	55	66
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1795	5379	1994	1991
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	80/89,3	85/79	84,5/88,9	80/66
17 Степень сжатия	10,5	10	19,5	10,5
18 Удельная мощность, кВт/л	49	44,6	38,6	55,2
19 Тип двигателя	4R4Ve	12V	q4R	q 6 V 4Ve
20 Система питания	EI	Motronic	EP/eV-T-Ic	EI
21 Генератор (14 В), А	60	140	65	-
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	45	90	65	-
23 Расположение двигателя/привода	h	h-ASR	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,17/1,84	3,55/2,24	3,42/1.95	3,58/2,02
число 3/4 передача	1,31/1,03	1,55/1	1,33/1,05	1,35/1,03
5 передача	0,77	0,79	0,85	0,81
25 Главная передача	3,94	2,93	3,94	4,41
26 Количество передач, М (А)	5	(5)	5	5(5)
27 Охлаждение	6	15	8,4	-
28 Длина автомобиля, мм	3920	5390	4490	4745
29 Ширина автомобиля, мм	1630	1930	1700	1780
30 Высота автомобиля, мм	1260	1520	1390	1430
31 База автомобиля, мм	2375	3115	2620	2745
32 Колея, передняя/задняя, мм	1400/UiO	1610/1610	1480/1470	1505/1505
33 Диаметр поворота, м	10,5	12,6	10,5	12,0
34 Величина дорожного просвета, мм	120	140	150	120
35 Подвеска колес, передняя	DQI-QI-Hv	DDQI-Sf-Ku	DQI-QI-Ku	DQI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	QI-Hv	DDQI-Sf-Ku	LI-QI-ZI-Sf-Td	Ma-Sf-Ku-Td
37 Шины	205/50 R15	235/65 VR 16	175/65 R 14	195/65 R 15
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	Sb-Tb	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Италия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Alfa Romeo**		**Ferrari**	**Fiat**
3 Модель	146 1.9 LTD	156 2.5i	456 GT5.5i	Punto 1,4i.e. turbo
4 Тип кузова	4 Li 5	4Li5	2Co 2+2	3Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	77(105)	140(190)	325(442)	96(131)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	6300	6250	5600
6 Макс. крутящий момент, Нм	255	222	550	200
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2000	5000	4500	3000
7 Максимальная скорость, км/ч	187	230	>300	200
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	10,5	7,3	5,2	7,9
9 Снаряженная масса, кг	1245	1320	1790	1000
10 Полная масса, кг	1765	1820	2200	1450
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	15,7	9,4	5,5	10,4
12 Расход топлива, л/100 км	EU 4,7/7,6	EU 8,4/16,5	11,6/12,7/29,8	EU 6,4/11,7
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	98	95
14 Емкость топливного бака, л	61	63	110	47
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1910	2492	5474	1372
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	82/90,4	88/68,3	88/75	80,5/67,4
17 Степень сжатия	18,45	10,3	10,6	7,8
18 Удельная мощность, кВт/л	40,3	56,2	59,4	70
19 Тип двигателя	q4R	q6V4Ve	12V4Ve	q4R
20 Система питания	EP/CR-T-Ic	Motronic	Motronic	Motronic-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	70	120	140	65/85
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60	70	70	40/50
23 Расположение двигателя/привода	v	v	h-h	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,91/2,24	3,5/2,24	2,92/1,9	3,91/2,24
3/4 передача	1,44/1,03	1,52/1,16	1,37/1,07	1,52/1,16
5 передача	0,77	0,97/0,82	0,87/0,74	0,87
25 Главная передача	3,05	3,94	3,64	3,35
26 Количество передач, М (А)	5	6(4)	6(4)	5
27 Охлаждение	8,9	9,2	20	6
28 Длина автомобиля, мм	4235	4430	4730	3760
29 Ширина автомобиля, мм	1710	1745	1920	1625
30 Высота автомобиля, мм	1430	1420	1300	1450
31 База автомобиля, мм	2540	2595	2600	2450
32 Колея, передняя/задняя, мм	1470/1440	1510/1500	1585/1605	1380/1360
33 Диаметр поворота, м	10,5	11,6	-	9,7
34 Величина дорожного просвета, мм	120	140	130	150
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	LI-Sf-Ku-Td	DQu-LI-F-Ku-Td	Ea-DDQI-Sf-Ku-Td	LI-Sf-Ku-Td
37 Шины	185/60 R 14	215/60 R 15	1)	185/55 R 14
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS

1) - передние 255/45 R17; задние 285/40 R17

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Италия**			
2 Изготовитель автомобиля	**Fiat**	**Lancia**		**Maserati**
3 Модель	Bravo 1,9 JTD	Delta 2.0 i.e. Turbo HPE	Dedra 1.9TD	3200 GT BiTurbo
4 Тип кузова	5 Li 5	3 Li 5	5 Ко 5	2 Co 2+2
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	77(105)	142 (193)	66 (90)	271 (368)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	5500	4200	6250
6 Макс. крутящий момент, Нм	200	290	186	491
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1500	3400	2500	4500
7 Максимальная скорость, км/ч	185	225	174	280
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	10,6	7,5	13,9	5,1
9 Снаряженная масса, кг	1180	1330	1285	1590
10 Полная масса, кг	1570	1830	1765	1940
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	14,9	9,4	18,9	5,9
12 Расход топлива, л/100 км	EU 4,5/7,3	EU 8/14,6	EU 5,9/8,8	(Ed.) 11/26
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	50	61	60	90
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1910	1995	1929	3217
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	82/90,4	84/90	82,6/90	80/80
17 Степень сжатия	18,45	8	19,2	8
18 Удельная мощность, кВт/л	40,3	71,2	34,2	84,2
19 Тип двигателя	q4R	4R4Ve	4R	8V4Ve
20 Система питания	EP/CR-T-Ic	EI	EP/V	EI-2TIC
21 Генератор (14 В), А	75	70	70	105
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60	55	60	60
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	h-ASR
24 Передаточное число 1/2 передача	3,91/2,24	3,8/2,24	3,91/2,24	4,22/2,51
3/4 передача	1,44/1,03	1,52/1,16	1,44/1,03	1,67/1,23
5 передача	0,77	0,81	0,79	1/0,83
25 Главная передача	3,05	3,56	3,17	3,23
26 Количество передач, М (А)	5	5	5	6(4)
27 Охлаждение	6,1	8,5	8,8	14
28 Длина автомобиля, мм	4190	4010	4345	4510
29 Ширина автомобиля, мм	1740	1760	1700	1820
30 Высота автомобиля, мм	1410	1760	1450	1310
31 База автомобиля, мм	2540	2540	2540	2660
32 Колея, передняя/задняя, мм	1460/1460	1485/1415	1435/M15	1525/1540
33 Диаметр поворота, м	10,4	11,6	11,4	11,5
34 Величина дорожного просвета, мм	150	150	150	120
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DDQJ-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	LI-Sf-Ku-Td	Li-Sf-Ku-Td	Li-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td
37 Шины	175/65 R 14	215/45 R 16	185/60 R 14	1)
38 Тормозная система	Sb-Tb	4Sb-ABS	4Sb-ABS	4Sb-ABS

1) - передние 235/40 R18; задние 265/35 R18

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Япония**			
2 Изготовитель автомобиля	**Honda**			
3 Модель	Logo 1.3i	Civic Aerodeck 1.5i	Odyssey 3.5i	HR-V 1.6i
4 Тип кузова	5/3 Li 5	5KO5	5 GIi 7	3Ge4
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	48 (65)	84(114)	157(213)	77 (105)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5000	6500	5200	6200
6 Макс. крутящий момент, Нм	108	134	310	135
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2500	5200	4300	3400
7 Максимальная скорость, км/ч	152	190	>190	165
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	14,5	11,5	-	11,2
9 Снаряженная масса, кг	940	1135	1910	1125
10 Полная масса, кг	1365	1610		1530
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	19,2	13,1	12,2	14,6
12 Расход топлива, л/100 км	EU 5,5/7,8	EU 5,7/8,8	(Ed.) 9/13,1	EU 7,2/9,9
13 Октановое число топлива, RON	95	95	95	95
14 Емкость топливного бака, л	40	55	75	55
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1343	1493	3471	1590
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	75/76	75/84,5	89/93	75/90
17 Степень сжатия	9,2	9,6	9,4	9,6
18 Удельная мощность, кВт/л	35,7	56,2	45,2	48,4
19 Тип двигателя	q4R	q 4 R 4Ve	6V4Ve	q4R4Ve
20 Система питания	EI	EI	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	70	70/75	95	75
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	36	36/55	52	20/45
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	aa(v)
24 Передаточное число 1/2 передача	3,23/1,78	3 25/1 78	2,43/1,37	3,5/1,96
3/4 передача	1,25/0,94	1 25/0,94	0,88/0,58	1,34/1,07
5 передача	0,77	0,7		0,87
25 Главная передача	4,06	3,89	3,94	4,56
26 Количество передач, М (А)	5(3)	5(4)	(4)	5 (CVT)
27 Охлаждение	4.8	4,8	7	4,8
28 Длина автомобиля, мм	3785	4425	5110	4010
29 Ширина автомобиля, мм	1645	1695	1920	1695
30 Высота автомобиля, мм	1520	1440	1730	1590
31 База автомобиля, мм	2360	2620	3000	2350
32 Колея, передняя/задняя, мм	1425/1400	1480/1490	1680/1680	1470/1455
33 Диаметр поворота, м	10,2	11,0	11,5	10,8
34 Величина дорожного просвета, мм	140	150	160	190
35 Подвеска колес, передняя	QI-F	DDQI-Sf	DQI-QI-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-Sf-Ku-Td	QI-LI-Sf	QI-LI-Sf-Ku-Td	De-P-Sf-Ku-Td
37 Шины	175/70 R13	175/70 R 13	215/65 R-16	195/70 R 15
38 Тормозная система	Sb-Tb	Sb-Tb	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Япония**			
2 Изготовитель автомобиля	**Lexus**	**Mazda**		
3 Модель	GS 300 3.0i	Demio 1.3i	323P 1.5i	626 Wagon 2.0i
4 Тип кузова	4 Li 5	5 Ko 5	3 Li 5	5Ko5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	163 (222)	53 (72)	65 (88)	100(136)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5800	5500	5500	5800
6 Макс. крутящий момент, Нм	298	105	132	181
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3800	3500	4000	4500
7 Максимальная скорость, км/ч	230	158	173	202
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	8,2	13,2	11,8	10,5
9 Снаряженная масса, кг	1665	950	1010	1305
10 Полная масса, кг	2120	1450	1540	1850
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	10,2	17,9	16,5	11,8
12 Расход топлива, л/100 км	EU 8,8/16	EU 6/8.7	EU 6,3/9,7	EU 6,7/10,9
13 Октановое число топлива, RON	-	95	95	95
14 Емкость топливного бака, л	75	43	50	64
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2997	1324	1498	1991
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	86/86	71/83,6	78/78,4	83/92
17 Степень сжатия	10,5	9,4	9,4	9,7
18 Удельная мощность, кВт/л	56,1	40	43,4	50,2
19 Тип двигателя	6R4Ve	q 4 R 4Ve	q 4 R 4Ve	q4R4Ve
20 Система питания	EI	EI	EI	L-Jetronic
21 Генератор (14 В), А	60	70	70	80
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	60	50	40	55/75
23 Расположение двигателя/привода	h-ASR	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,36/2,18	3,42/1,84	3,42/1,84	3,31/1,83
3/4 передача	1,43/1	1,29/0,97	1,29/0,97	1,31/0,97
5 передача	0,75	0,82	0,78	0,76
25 Главная передача	3,62	3(85	4,11	4,11
26 Количество передач, М (А)	(5)	5(3)	5(4)	5(4)
27 Охлаждение	8,4	3	6	7
28 Длина автомобиля, мм	4810	3810	4035	4660
29 Ширина автомобиля, мм	1800	1670	1695	1710
30 Высота автомобиля, мм	1450	1540	1410	1520
31 База автомобиля, мм	2800	2390	2505	2670
32 Колея, передняя/задняя, мм	1535/1510	1420/1420	1460/1460	1480/1470
33 Диаметр поворота, м	11,0	9,4	9,8	10,8
34 Величина дорожного просвета, мм	150	150	140	160
35 Подвеска колес, передняя	DDQI-Sf-Ku-Td	QI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Ku
36 Подвеска колес, задняя	DQI-QI-SI-Sf-Ku-Td	VIa-Sf-Td	QI-LI-F-Ku-Td	QI-LI-Sf-Ku
37 Шины	225/55 R 16	65/70 R 13	175/65 R 14	185/65 R 14
38 Тормозная система	4Sb-ABS	Sb-Tb	Sb-Tb	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Япония**			
2 Изготовитель автомобиля	**Mitsubishi**		**Nissan**	**Subaru (FHI)**
3 Модель	Carisma1.8 GDI	Space Star 1.3i	Almera 1.4i	Subaru Legacy 2.0i
4 Тип кузова	4/5 Li 5	5 GIi 5	3/4/5 Li 5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	92 (125)	63 (86)	64(87)	92(125)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5500	6000	6000	5600
6 Макс. крутящий момент, Нм	174	117	116	184
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3750	3000	4000	3600
7 Максимальная скорость, км/ч	200	170	172	188
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	10	13,4	12,6	10,8
9 Снаряженная масса, кг	1215	1120	1035	1370
10 Полная масса, кг	1685	1655	1545	1815
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	13,2	17,8	16,2	15,7
12 Расход топлива, л/100 км	EU 5/8,4	EU 5,6/9	EU 5,8/9,2	EU 7,7/12,3
13 Октановое число топлива, RON	95	95	95	95
14 Емкость топливного бака, л	60	55	50	64
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1834	1299	1392	1994
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	81/99	71/82	73,6/81,8	92/75
17 Степень сжатия	12,5	10	9,5	10
18 Удельная мощность, кВт/л	50,2	48,5	46	46,1
19 Тип двигателя	4R4Ve	q4R4Ve	q4R4Ve	4Bx4Ve
20 Система питания	EId	EI	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	75	50/70	70	90
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	50	45/60	55	48
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	aa
24 Передаточное число 1/2 передача	3,58/1,95	3,73/2,05	3,33/1,96	3,55/2,11
3/4 передача	1,27/0,97	1,32/0,97	1,29/0,9	1,45/1,09
5 передача	0,77	0,79	0,73	0,87
25 Главная передача	3,72	4,21	4,17	3,9
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5	5	5(4)
27 Охлаждение	6	5	4	6
28 Длина автомобиля, мм	4435	4030	4120	4600
29 Ширина автомобиля, мм	1695	1700	1690	1700
30 Высота автомобиля, мм	1400	1520	1390	1410
31 База автомобиля, мм	2550	2500	2535	2650
32 Колея, передняя/задняя, мм	1455/1475	1475/1470	1470/1435	1460/1455
33 Диаметр поворота, м	11,2	9,6	10,4	11,1
34 Величина дорожного просвета, мм	150	150	140	160
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Sf-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	QI-LI-Sf	QI-LI-F-Ku-Td	Ta-LI-QI-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Ku-Td
37 Шины	175/65 R 14	175/65 R 14	175/70 R 13	195/60 R 15
38 Тормозная система	4Sb	Sb-Tb	Sb-Tb	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Япония**			
2 Изготовитель автомобиля	**Suzuki**	**Toyota**		
3 Модель	X-90 1.6i	Yaris 1.0i	Avensis 2.0 TD-CR	Picnic 2.0i
4 Тип кузова	2Ge2	5 Li 5	4/5 Li 5	5 GIi6
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	71 (97)	50 (68)	82(112)	94(128)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5600	6000	4000	5400
6 Макс. крутящий момент, Нм	132	90	250	178
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4000	4100	2500	4400
7 Максимальная скорость, км/ч	150	156	180	180
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	-	12	12	10,8
9 Снаряженная масса, кг	1100	820	1280	1335
10 Полная масса, кг	1360	-	1830	2010
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	15,6	16,4	18,1	14,2
12 Расход топлива, л/100 км	EU 6,7/9,8	(Ed.) 5/8	EU 5,2/8,5	EU 7,4/12,3
13 Октановое число топлива, RON	95	95	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	42	45	62	60
15 Рабочий объем двигателя, см^3	1590	998	1975	1998
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	75/90	69/66,7	86/85	86/86
17 Степень сжатия	9,5	10	23	9,5
18 Удельная мощность, кВт/л	44,7	50,1	33,4	47
19 Тип двигателя	4R4Ve	q 4 R 4Ve	4R	4R4Ve
20 Система питания	EI	EI	EP/CR-T-Ic	EI
21 Генератор (14 В), А	70	70	70	80
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	48	50	80	60
23 Расположение двигателя/привода	aa	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,65/1,95	3,55/1,91	3,54/2,04	3,54/2,04
3/4 передача	1,38/1	1,31/0,97	1,32/0,95	1,32/1,03
5 передача	0,8	0,8	0,73	0,82
25 Главная передача	4,3	3,94	3,74	3,94
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5(4)	5	5(4)
27 Охлаждение	5,3	5	6,9	6,7
28 Длина автомобиля, мм	3710	3610	4490	4530
29 Ширина автомобиля, мм	1695	1660	1710	1695
30 Высота автомобиля, мм	1560	1500	1430	1620
31 База автомобиля, мм	2200	2370	2630	2735
32 Колея, передняя/задняя, мм	1425/1430	1450/1430	1480/1450	1470/1450
33 Диаметр поворота, м	9,8	9,8	11,6	11,0
34 Величина дорожного просвета, мм	170	-	140	150
35 Подвеска колес, передняя	DQI-Db-Sf- Ku-Td	DQI-F-Sf-Td	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	Sa-LI-Sf-Td	VIa-Sf-Td	DQu-LI-Ku-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td
37 Шины	195/65 R 15	175/65 R 14	185/65 HR 14	195/65 R 14
38 Тормозная система	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Корея**			
2 Изготовитель автомобиля	**Daewoo**		**Hyundai**	**Kia**
3 Модель	Matiz 0.8i	Lanos 1.3i	Atos 1.0i	CamivaI 2.5i
4 Тип кузова	5 Li 5	4/3/5 Li 5	5Mv5	5 GIi 5-7
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	38(52)	55(75)	41 (56)	121 (165)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5900	5400	5500	5500
6 Макс. крутящий момент, Нм	69	113	82	222
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4600	3400	3100	4100
7 Максимальная скорость, км/ч	144	170	142	185
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	17	15	15,1	-
9 Снаряженная масса, кг	725	1005	820	1735
10 Полная масса, кг	1210	1595	1220	2425
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	19,1	18,3	20	14,3
12 Расход топлива, л/100 км	EU 5,2/8,4	EU 5,9/11,4	EU 5,4/8	EU 8,9/15,3
13 Октановое число топлива, RON	95	91	95	95
14 Емкость топливного бака, л	35	48	35	75
15 Рабочий объем двигателя, см^3	796	1349	999	2497
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	86,5/72	76,5/73,4	76/73	80/82,8
17 Степень сжатия	9,3	9,5	9,5	10,5
18 Удельная мощность, кВт/л	47,7	40,8	41	48,5
19 Тип двигателя	q3R	q4R	q4R3Ve	q6V4Ve
20 Система питания	EI	EI	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	65	75/100	60	80
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	35	46/55	40/45	54
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	3,82/2,21	3,55/2.05	3,54/1,95	3,75/1,95
3/4 передача	1,42/1,03	1,35/0,97	1,31/0,92	1,3/0,94
5 передача	0,84	0,76	0,78	0,75
25 Главная передача	4,44	4,18	4,53	4.31
26 Количество передач, М (А)	5	5	5(3)	5(4)
27 Охлаждение	3,8	7	6	8
28 Длина автомобиля, мм	3595	4235	3495	4890
29 Ширина автомобиля, мм	1495	1680	1495	1895
30 Высота автомобиля, мм	1480	1430	1610	1730
31 База автомобиля, мм	2340	2520	2380	2905
32 Колея, передняя/задняя, мм	1315/1280	1405/1425	1315/1300	1625/1600
33 Диаметр поворота, м	9,0	9,8	9,1	13,0
34 Величина дорожного просвета, мм	140	160	160	170
35 Подвеска колес, передняя	QI-F-Sf-Td	QI-LI-F-Sf-Ku-Td	QI-F-Sf-Ku-Td	QI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-LI-Sf-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td	Ta-QI-LI-Sf-Td	Sa-P-LI-Sf-Ku-Td
37 Шины	145/70 R 13	155 R 13	155/70 R 13	205/70 R 15
38 Тормозная система	Sb-Tb	Sb-Tb	Sb-Tb-ABS	Sb-Tb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Швеция**			
2 Изготовитель автомобиля	**Saab**		**VoIvo**	
3 Модель	9-3 2.2TD	9-5 2.0i Turbo	V40 1.9 TDI	S70 2.0i
4 Тип кузова	3/5 Li 5	4Li 5	5 Ко 5	4 Li 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	85(116)	110(150)	70 (95)	93(126)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	4300	5500	5000	6250
6 Макс. крутящий момент, Нм	260	215	190	170
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	1900	2500	2000	4800
7 Максимальная скорость, км/ч	200	215	180	195
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	10,9	9,8	12,5	11,7
9 Снаряженная масса, кг	1350	1485	1250	1430
10 Полная масса, кг	1910	-	1790	1890
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	15,9	13,5	14,4	15,4
12 Расход топлива, л/100 км	EU 4,6/8,9	EU 7,2/13,5	5,2/6,3/8,3	EU 8,1/13,4
13 Октановое число топлива, RON	дизель	95	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	68	75	60	70
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2172	1985	1870	1984
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	84/98	90/78	80/93	81/77
17 Степень сжатия	19,5	9,3	20,5	10
18 Удельная мощность, кВт/л	39,1	55,4	35,3	46,9
19 Тип двигателя	4R4Ve	q 4 R 4Ve	4R	p5R
20 Система питания	EP/eV-T-Ic	Ze-T	EP/V-T	EI
21 Генератор (14 В), А	120	90/130	80	100
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	85	60	72	520 А
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,38/1,76	3,38/1,76	3,61/1,86	3,07/1,77
число 3/4 передача	1,12/0,89	1,18/0,89	1,32/0,97	1,19/0,87
5 передача	0,7	0,66	0,76	0,7
25 Главная передача	4,45	4,05	3,44	4,45
26 Количество передач, М (А)	5(4)	5(4)	5(4)	5(4)
27 Охлаждение	10	9	7,4	7,2
28 Длина автомобиля, мм	4630	4810	4480	4720
29 Ширина автомобиля, мм	1710	1790	1720	1760
30 Высота автомобиля, мм	1430	1450	1390	1400
31 База автомобиля, мм	2600	2705	2550	2660
32 Колея, передняя/задняя, мм	1450/1440	1520/1520	1450/1470	1520/1470
33 Диаметр поворота, м	11,1	10,8	10,6	10,2
34 Величина дорожного просвета, мм	140	-	150	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DQI-F-Ku
36 Подвеска колес, задняя	VIa-Sf-Ku-Td	DQu-LI-Sf-Ku-Td	QI-LI-ZI-Sf-Ku-Td	Ma-Sf-Ku-Td
37 Шины	185/65 HR 15	205/65 R 15	195/55 VR 15	185/65 R 15
38 Тормозная система	4Sb-ABS	4Sb-A6S	4Sb-ABS	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**Испания**			**Чехия**
2 Изготовитель автомобиля	**Seat**			**Skoda**
3 Модель	Arosa 1.0i	Arosa 1.7 SDI	Ibiza 1,9 TDI	Octavia 1.8 T
4 Тип кузова	3 Li 5	3Li 5	5/3 Li 5	5 Ko 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	37(50)	44(60)	81(110)	110(150)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	5000	4200	4000	5700
6 Макс. крутящий момент, Нм	86	115	235	210
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3000	2200	1900	1750
7 Максимальная скорость, км/ч	151	157	193	216
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	17,4	16,8	10,2	9,1
9 Снаряженная масса, кг	865	960	1060	1315
10 Полная масса, кг	1265	1360	1520	1830
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	23,4	21,8	13	11,8
12 Расход топлива, л/100 км	EU 4,7/7,5	EU 3,6/5,9	EU 3,9/6,4	EU 6,2/10,9
13 Октановое число топлива, RON	95	дизель	дизель	95
14 Емкость топливного бака, л	34	34	45	55
15 Рабочий объем двигателя, см^3	999	1716	1896	1781
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	67,1/70,6	79,5/86,4	79,5/95,5	81/86,4
17 Степень сжатия	10,5	19,5	19,5	9,5
18 Удельная мощность, кВт/л	37	25,6	42,7	61,7
19 Тип двигателя	4R	4R	q4R	q 4 R 5Ve
20 Система питания	Motronic	EP/eV	EP/eV-T-Ic	Motronic-T-Ic
21 Генератор (14 В), А	70	70	90	70/90
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	36	61	61	44/60
23 Расположение двигателя/привода	v	v	v	v
24 Передаточное 1/2 передача	3,46/2,1	3,46/1,96	3,78/2,06	3,3/1,94
число 3/4 передача	1,45/1,1	1,25/0,93	1,35/0,97	1,31/1,03
5 передача	0,89	0,74	0,74	0,84
25 Главная передача	4,06	3,33	3,3	3,68
26 Количество передач, М (А)	5	5	5	5
27 Охлаждение	6	6	6,5	6,3
28 Длина автомобиля, мм	3535	3535	3855	4510
29 Ширина автомобиля, мм	1640	1340	1640	1730
30 Высота автомобиля, мм	1460	1460	1420	1430
31 База автомобиля, мм	2325	2325	2445	2510
32 Колея, передняя/задняя, мм	1370/1400	1370/1400	1430/1395	1515/1490
33 Диаметр поворота, м	9,8	9,8	10,4	10,8
34 Величина дорожного просвета, мм	110	110	150	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Td	DQI-F-Td	DQI-F-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	VIa-Sf-Td	VIa-Sf-Td	VIa-Sf-Td	VIa-LI-Sf-Ku-Td
37 Шины	155/70 R 13	155/70 R 13	185/55 R 15	175 R 14
38 Тормозная система	Sb-Tb	Sb-Tb	4Sb	4Sb-ABS

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**США**			
2 Изготовитель автомобиля	**Cadillac**	**Chevrolet**	**Chrysler**	
3 Модель	Catera 3.0i	Impala 3.4i	Stratus 2.5i	Sebring 2.0i
4 Тип кузова	4 Li 5	4 Li 5-6	4 Li 5	2 Co 5
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.)	149(203)	134(182)	120 (163)	104(141)
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	6000	6000	5850	6000
6 Макс. крутящий момент, Нм	260	279	214	177
при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	3600	4000	4400	4800
7 Максимальная скорость, км/ч	200	> 180	210	200
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	8,5	10	10,5	11
9 Снаряженная масса, кг	1710	1540	1435	1335
10 Полная масса, кг	-	-	1930	-
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	11,5	11,5	12,2	12,8
12 Расход топлива, л/100 км	EPA 9,4/13,1	(Ed.) 9/15	EU 7,1/15,1	(Ed.) 8/12
13 Октановое число топлива, RON	95	91	95	91
14 Емкость топливного бака, л	60	64,5	60	64
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2962	3350	2497	1996
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	86/85	92/84	83,5/76	87,5/83
17 Степень сжатия	10	9,5	9,4	9,6
18 Удельная мощность, кВт/л	50,3	40	48,1	52,1
19 Тип двигателя	6V4Ve	q6V	q6V4Ve	q 4 R 4Ve
20 Система питания	Motronic	EI	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	120	105/140	90	90
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	300 A	54	60	430 A
23 Расположение двигателя/привода	h-ASR	v-ASR	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	2,86/1,62	2,92/1,57	2,84/1,57	3,54/2,13
3/4 передача	1/0,72	1/0,71	1/0,69	1,36/1,03
5 передача				0,81
25 Главная передача	3,9	3,29	3,91	3,94
26 Количество передач, М (А)	(4)	(4)	(4)	5(4)
27 Охлаждение	10	11,2	10	7
28 Длина автомобиля, мм	4930	5080	4750	4850
29 Ширина автомобиля, мм	1790	1855	1820	1770
30 Высота автомобиля, мм	1430	1460	1380	1340
31 База автомобиля, мм	2730	2805	2740	2635
32 Колея, передняя/задняя, мм	1505/1520	1575/1555	1530/1530	1510/1505
33 Диаметр поворота, м	11,0	11,5	11,8	12,2
34 Величина дорожного просвета, мм	130	120	140	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Ku-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td	DDQI-Sf-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	QI-SI-Sf-Ku-Td	QI-LI-F-Sf-Ku-Td	Ea-DQI-QJ-LI-Sf-Ku-Td	Ea-DQI-QI-LI-Sf-Ku-Td
37 Шины	225/55 R 16	225/60 R 16	185/65 R 15	195/70 HR 14
38 Тормозная система	4SD-ABS	4SD-ABS	4Sb	Sb-Tb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

Продолжение таблицы Е.2

1	2			
1 Страна	**США**			
2 Изготовитель автомобиля	**Dodge**	**Ford**	**Lincoln**	**Plymouth**
3 Модель	Caravan 2.4i	Windstar 3.8i	Continental 4.6i	Voyager 3.0i
4 Тип кузова	5 GIi 5-8	4 GIi 5-7	4 Li 5-6	5 GIi 7
5 Эффективная мощность, кВт (л. с.) при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	112(152) 5200	149 (203) 4900	205 (279) 5750	112(152) 5200
6 Макс. крутящий момент, Нм при частоте вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	226 4000	326 3600	373 4750	239 4000
7 Максимальная скорость, км/ч	170	> 175	215	175
8 Разгон от 0 до 100 км/ч, с	-	-	-	-
9 Снаряженная масса, кг	1595	1690	1760	1605
10 Полная масса, кг	-	2440	-	-
11 Масса на ед. мощности, кг/кВт	14,2	11,3	8,6	14,3
12 Расход топлива, л/100 км	EPA 9,4/11,8	EPA 10,2/13,8	EPA 9,8/13,8	EPA 9,8/12,4
13 Октановое число топлива, RON	-	91	-	87
14 Емкость топливного бака, л	75	95	76	75
15 Рабочий объем двигателя, см^3	2429	3797	4601	2972
16 Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	87,5/101	96,8/86	90,2/90	91,1/76
17 Степень сжатия	9,4	9,3	9,85	8,9
18 Удельная мощность, кВт/л	46,1	39,2	44,6	37,7
19 Тип двигателя	q4R4Ve	6V	8V4Ve	q6V
20 Система питания	EI	EI	EI	EI
21 Генератор (14 В), А	90/120	130	130	90/120
22 Аккумулятор (12 В), А·ч	600 A	58	84	600 A
23 Расположение двигателя/привода	v	v-ASR	v	v
24 Передаточное число 1/2 передача	2,84/1,57	2,77/1,54	2,77/1,54	2,69/1,55 1
3/4 передача	1/0,69	1/0,69	1/0,69	
5 передача				
25 Главная передача	3,91	3,89	3,56	3,19
26 Количество передач, М (А)	(4/3)	(4)	(4)	(3/4)
27 Охлаждение	10,6	11,9	12,8	10,6
28 Длина автомобиля, мм	4740	5125	5260	4730
29 Ширина автомобиля, мм	1950	1915	1870	1920
30 Высота автомобиля, мм	1740	1790	1420	1740
31 База автомобиля, мм	2880	3065	2770	2880
32 Колея, передняя/задняя, мм	1600/1630	1640/1600	1600/1560	1600/1630
33 Диаметр поворота, м	11,5	12,3	12,5	11,5
34 Величина дорожного просвета, мм	140	150	150	140
35 Подвеска колес, передняя	DQI-F-Td	DQI-F-Sf-Ku-Td	QI-F-Ku-Lue	DQI-F-Ku-Td
36 Подвеска колес, задняя	Sa-P-Td	VIa-Sf-Ku-Td	QI-LJ-Ku-Lue	Sa-P-Td
37 Шины	205/75 R 14	205/75 R 15	225/60 R 16	205/75 R 14
38 Тормозная система	Sb-Tb	Sb-Tb-ABS	4Sb-ABS	Sb-Tb

*-Комментарии и расшифровка сокращений см. с. 132-135

В таблице Е.2 содержатся данные по легковым автомобилям, производимым в Германии и за ее пределами. В таблице приняты следующие сокращения:

аа - привод на все колеса;

А - автоматическая коробка передач или трансмиссия;

ABS - антиблокировочная система тормозов;

ASR - противобуксовочная система;

Вх -оппозитный двигатель;

Са - кузов типа кабриолет;

Со - кузов типа купе;

Ср - компактный седан или лимузин;

Db - стойка амортизатора;

DDQI - подвеска рычажного типа с двойным рычагом;

De - подвеска типа "ДеДион";

DG - двухрычажная подвеска типа МакФерсон;

D QI - А-образный поперечный рычаг;

D Qu - два поперечных рычага;

Еа -независимая подвеска, задняя;

EBV - электронное уравновешивание тормозных сил;

EDS - электронная блокировка дифференциала;

EI -электронный впрыск топлива;

EId - электронная система непосредственного впрыска топлива;

EP/CR - топливный насос высокого давления дизельного двигателя, электронно-управляемая система Common RaiI;

EP/UIS- система электронного управления работой форсунок;

EP/V- топливный насос распределительного типа дизельного двигателя;

EP/eV -топливный насос распределительного типа дизельного двигателя, электронно-управляемый;

ESP - электронная программа устойчивости автомобиля;

F - стойка пружины;

Ge - вседорожник;

GIi - седан или мини-фургон повышенной вместимости;

h - задний привод;

Н - механическая коробка передач;

Hf - гидропневматическая подвеска;

Hv - гидрогазовая составная подвеска с заполненными азотом сильфонами;

Ic - промежуточный охладитель;

Ко - универсал (на шасси легкового автомобиля)

Kom - компрессор;

Ku - поперечный стабилизатор;

Li - седан или лимузин;

LI - продольный рычаг;

Lue - пневматическая подвеска с электронным регулированием;

Ма - многозвенный мост;

Mc - микроавтомобиль;
Mm - центральное расположение двигателя;
Mv - микрофургон;
P - тяга Панара;
q - поперечная установка;
Qf - поперечная рессора;
QI - поперечный рычаг;
R - рядный двигатель;
Ra - многозвенный мост с независимой подвеской (5 рычагов на колесо);
Ro - родстер;
RON -октановое число по исследовательскому методу;
Sa - неразрезной мост;
Sb -дисковый тормоз;
Sf - спиральная пружина;
SI - задний диагональный рычаг;
St - бесступенчатая коробка передач;
T - турбонагнетатель;
Ta - крутильная кривошипная балка;
Tb - барабанный тормоз;
Td - телескопический амортизатор;
Tf - торсион;
TI - трапециевидный рычаг подвески;
v - передний привод;
V - V-образный двигатель;
Ve - клапаны на цилиндр;
VI - четырехшарнирная трапецеидальная подвеска;
VIa - крутильно-балочная ось на продольных рычагах;
VR - однорядный двигатель со смещенными цилиндрами:
Wa - тяга Уатта;
Ze - одноточечный впрыск;
ZI - вспомогательное звено;
2KE - две свечи зажигания на каждый цилиндр;
2TIc - два турбонагнетателя и два промежуточных охладителя;
4Sb - четырехдисковые тормоза;
- отсутствие данных.

Кроме этого для каждой модели приводятся следующие подробные сведения, соответствующие пунктам таблицы. Не приводятся (принимаются при отсутствии других данных) в пункте 16 - продольное расположение двигателя; в пункте 20 - переднее расположение двигателя; в пункте 24 - жидкостное охлаждение; в пункте 32 - передняя независимая подвеска.

4 Тип кузова

Пример: 3/5 Ко 5 обозначает трех-или пятидверный универсал с пятью сиденьями. Технические характеристики приведены для первого из указанных вариантов.

5 Эффективная мощность

Номинальная выходная мощность двигателя — в кВт/л.с. согласно DIN 70 020. Если данные DIN не приведены, то мощность необходимо уточнить по документам ЕЭК (Европейская экономическая комиссия ООН), SAE (Общество инженеров-автомобилистов) или JIS (Японский промышленный стандарт).

6 Максимальная скорость

Максимальная скорость движения (в соответствии с DIN 70 020) - та скорость, которую автомобиль может поддерживать при прохождении расстояния в 1 км.

9 Снаряженная масса автомобиля

Масса автомобиля, готового к эксплуатации, без водителя.

11 Отношение массы к мощности

Подсчитывается на основе эффективной мощности и снаряженной массы транспортного средства. Чем меньше отношение массы к мощности, тем больше величина ускорения (разгона автомобиля) и лучше способность к преодолению подъемов.

12 Расход топлива

Согласно требованиям стандарта Европейского сообщества (EU) (ступень II), введенного для новых автомобилей с 1 января 1996 г., расход топлива определяется в соответствии с новым европейский ездовым циклом (NEDC). Испытания отражают определенную степень соответствия реальным условиям дорожного движения путем включения в ездовой цикл "городского" (с пуском холодного двигателя) и "загородного" компонентов. Расход топлива также может быть установлен по данным Агенства по защите окружающей среды (EPA, США). Некоторые данные могли быть получены сотрудниками редакции (Ed.) или определялись согласно стандарту DIN 70030 (90 км/ч - 120 км/ч - "городской цикл").

18 Удельная выходная мощность

Отношение эффективной мощности к рабочему объему двигателя. Определяется как выходная мощность, приходящаяся на 1 л (1 кВт/л = 1,36 л. с./л).

19 Тип двигателя

Классифицируется в следующем порядке: расположение двигателя. число цилиндров, схема расположения цилиндров. Пример: q4R - обозначает поперечно расположенный четырехцилиндровый рядный двигатель; 4Ve - 4 клапана на цилиндр.

21 Генератор переменного тока (14 В)

Сила тока выражается в амперах, мощность - в ваттах.

22 Аккумуляторная батарея (12 В)

Емкость батареи выражается в ампер-часах, ток холодного разряда в амперах.

23 Расположение двигателя и схема привода

В случае среднего или заднего расположения двигателя автомобиля буквы, предшествующие дефису, показывают расположение двигателя, а те, что следуют за ним, расположение ведущих колес. Например, h-h обозначает, что двигатель и ведущие колеса расположены в задней части автомобиля. Mm-aa указывает, что двигатель располагается в средней части полноприводного автомобиля, т. е. у него все ведущие колеса, v-h обозначает автомобиль с передним расположением двигателя и задними ведущими колесами.

24 Передаточное отношение трансмиссии

Отдельные передаточные отношения между двигателем и вторичным валом коробки передач, см. также в пункте 23.

25 Передаточное число главной передачи Передаточное число между вторичным валом коробки передач и ведущими колесами.

26 Число передач

М - число ступеней механической коробки передач; (А) - число ступеней автоматической коробки передач; (CVT) — бесступенчатая трансмиссия. Пример: 5/4 (4) обозначает пяти- или четырехступенчатую механическую коробку передач или четырехступенчатую автоматическую коробку передач. В пункте 21 всегда перечисляются первые из вариантов.

27 Охлаждение

Пример: число 6,5 означает, что емкость жидкостной системы охлаждения составляет 6,5 л.

35/36 Подвеска колес передняя/задняя

Примеры: QI-F показывает наличие поперечного рычага с амортизаторной стойкой; Sa-LI-Sf обозначает наличие жесткого моста с продольными рычагами и спиральной пружиной.

38 Тормозная система

Пример: Sb-Tb-ABS обозначает наличие передних дисковых тормозов, задних барабанных тормозов и антиблокировочной системы тормозов.