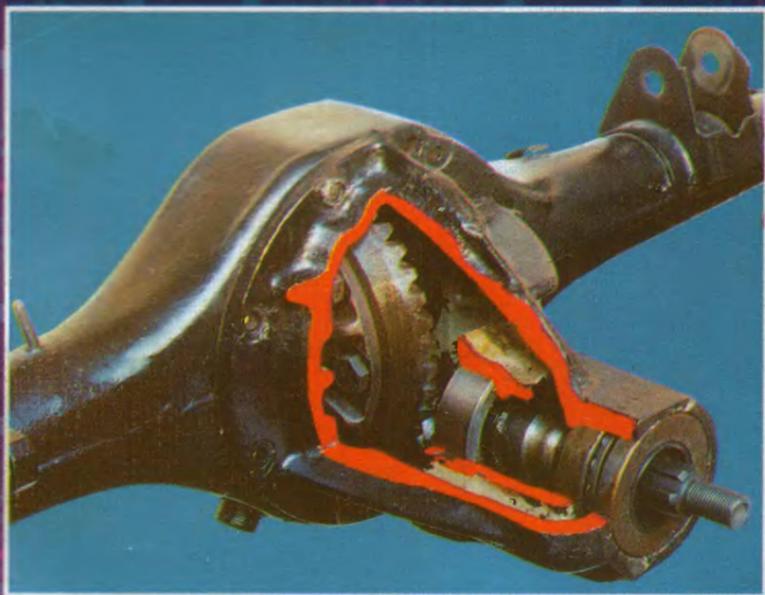


издательство  
**За рулем**

Росстат

# Ремонт трансмиссии и ходовой части "ЖИГУЛЕЙ"



**CONSOL**

**МОТОРНЫЕ МАСЛА  
ДЛЯ ВАШЕГО АВТОМОБИЛЯ**



**ОК 005-93; т.2; 953750**

**УДК 621.4**

**ББК 39.35**

Практическое пособие

**Росс Твер**

**РЕМОНТ ТРАНСМИССИИ И ХОДОВОЙ ЧАСТИ  
«ЖИГУЛЕЙ»**

**Модели 2101, 2102, 2103, 2104, 2105, 2106, 2107**

Редакторы М.И. Бирюков, А.Ф. Смирнов

Обложка художника Е.В. Грякаловой

Художник О.А. Воеводов

Корректор Е.П. Томленова

Лицензия ЛР № 061843 от 27.11.92

---

Подписано в печать с готовых диапозитивов 23.02.98. Формат 84×108/32.  
Печать офсетная. Бумага офсетная. Усл. п. л. 8,4. Тираж 20000. Заказ 1175.

---

Качество печати соответствует качеству предоставленных диапозитивов

Издательство «За рулем», 107082, Москва, Бакунинская ул., 72

Отпечатано в Брянской областной типографии

241019, г.Брянск, пр-т Ст. Димитрова, 40

**Росс Твер. Ремонт трансмиссии и ходовой части  
«Жигулей». Практ. пособ. — М.: Издательство «За рулем»,  
1998. — 160 с., ил.**

**ISBN 5-85907-099-3**

Рассмотрены приемы и методы ремонта трансмиссии и ходовой  
части заднеприводных автомобилей ВАЗ своими силами.

Для автомобилистов.

**ББК 39.35**

**ISBN 5-85907-099-3**

**© Издательство «За рулем», 1995**

## **К читателю**

*У Вашего автомобиля пробег около 100 тыс. км., и ознакомьтесь с тем, что изложено в этой книге, вам просто необходимо. В ней рассмотрены узлы трансмиссии и ходовой части — сцепление, карданная передача, задний мост, передняя подвеска.*

*Если оценивать составные части автомобиля по двум критериям: по сложности конструкции и по серьезности последствий в случае выхода из строя, то после двигателя необходимо поставить агрегаты трансмиссии.*

*Учитывая последствия и вероятность выхода из строя каждого из перечисленных узлов, в книге наиболее подробно рассмотрены «болезни» заднего моста, от легкой «простуды» до «грозных сигналов», предшественников того, что скоро дело может кончиться печально, когда «все пополам и вдребезги».*

*Максимальный крутящий момент двигателя «Жигулей», 8,7-12,4 кгс · м увеличивается на первой передаче (без учета КПД) в 3,243-3,7 раза. Это означает, что в середине пятна контакта зубьев шестерен главной передачи будет усилие порядка 1700 кгс (1,7 тс). Крутящий момент на полуосях, с учетом передаточного числа редуктора заднего моста (3,9-4,44) будет больше, чем крутящий момент двигателя примерно в 16 раз.*

*Конечно рассматриваемые максимальные силы и моменты, как правило, реализовать невозможно из-за недостаточной величины сцепления шин с опорной поверхностью, что вызывает пробуксовку колес. Однако «серьезные» силы требуют и серьезного отношения.*

*К сожалению, реальные условия таковы, что наши автомобили чаще всего эксплуатируются до полной выработки*

ресурса. Здесь особенно важно заметить первые признаки того, что ресурс узла или отдельных его деталей исчерпан.

Например, на любые звуки со стороны заднего моста практически нужно реагировать немедленно. А если эти звуки носят аварийный характер — треск, стук и т.п., то просто необходимо сразу остановиться.

Многие предлагаемые решения оригинальны и помогут автомобилисту выйти из, казалось бы, безнадежных положений.

Особенностью книги является и то, что в ней сделана попытка выработки у читателя осмысленного подхода к диагностике и ремонту узлов трансмиссии, расширению его знаний в области зубчатых конических зацеплений, подшипников, уплотнений и т.п.

Приводятся материалы о проверке и регулировании углов установки управляемых колес автомобиля, выявлении и устранении причин, ведущих к их отклонению от нормальных значений.

Многие довольно сложные вопросы изложены доступно практически для любого уровня подготовки читателя, но при обязательном условии, что читатель имеет хотя бы некоторый интерес к технике.

В книге нет окончательных решений, «не подлежащих обжалованию», предлагаются только варианты. Выбор за Вами.

## 1. Зубчатые зацепления, подшипники, уплотнения

Первой энергетической характеристикой двигателя является его мощность ( $N$ ) или отношение работы ( $A$ ) к интервалу времени ( $t$ ) ее совершения. Можно сказать и так, если работа это произведение силы на путь перемещения ( $S$ ), то мощность — работа, отнесенная к времени, затраченному на это перемещение ( $N=A/t$ ,  $N=F \times S/t$ ), или величина, характеризующая работу в единицу времени.

С первой энергетической характеристикой двигателя — мощностью, как правило, знакомы все. Ранее мощность измеряли в так называемых “лошадиных силах” (л.с.): если поднимается 75 кг за одну секунду, значит развивается мощность в 1 л.с. В настоящее время в технической литературе мощность принято измерять в киловаттах ( $1 \text{ кВт} = 1,36 \text{ л.с.}$ ).

Вторая энергетическая характеристика двигателя, как правило, остается в тени. Дело в том, что мощность мощности разнь. Мини-трактор мощностью 20 л.с. может буксировать прицеп с грузом 5 т в условиях, когда легковой автомобиль мощностью в 200 л.с. не стронет его и с места. Дело в том, что мощность — это работа в единицу времени. Работу же характеризуют две величины — сила и путь ( $A=F \times S$ ). Не трудно заметить, что приведенную выше формулу можно записать и так:

$$N=A/t=(F \times S)/t=F \times (S/t)=F \times V;$$

где:  $V$  — скорость перемещения силы.

Иными словами одна и та же мощность может быть получена за счет различных соотношений силы и скорости или, применительно к вращательному движению, крутящего момента и числа оборотов.

Если взять “крайние” примеры, то обнаружим следующее. Паровой двигатель может создавать крутящий момент на колесах паровоза даже тогда, когда они застопорены (сила есть, вращения нет). Газовая турбина, напротив, “выдает” мощность только при десятках тысяч оборотов в минуту.

Одним из недостатков двигателей внутреннего сгорания (паровая машина — двигатель внешнего сгорания) является невозможность их непосредственного соединения с “потребителем”, у автомобиля — с колесами.

“Приспособление” двигателя к колесам производится при помощи понижающих зубчатых передач или редук-

торов (лат. *reducere* — понижение, падение, ослабление). У автомобилей в качестве редукторов выступают коробка передач (КП) и главная передача (у заднеприводных, как правило, с зубчатой конической парой).

Передачу, повышающую частоту вращения (выходной вал вращается быстрее, чем входной) называют мультипликатором (лат. *multiplikatio* — умножение, увеличение; например: мультипликация — множество рисунков, дающих при быстром последовательном показе эффект «оживления» изображения).

Для дополнительных коробок передач применяется название демумльтипликатор (лат. *de* — приставка, означающая удаление, отмену и т.п.; демумльтипликатор — редуктор). Дополнительные КП применяют в трансмиссиях тяжелых грузовиков в связи с возможностью резкого изменения режима их работы: движение с грузом и без груза, с прицепом и без прицепа. У полноприводных автомобилей повышенной проходимости часто совмещают дополнительную КП с раздаточной коробкой и называют этот объединенный механизм демумльтипликатором или просто раздаточной коробкой.

Коробки передач легковых автомобилей выступают в качестве редукторов, как правило, на I, II, III передачах (не считая передачи заднего хода). IV передача — прямая, передает движение «напроход», коробка — трехвальная (валы первичный и вторичный — соосны).

У переднеприводных автомобилей с двигателем, расположенным поперек кузова, по компоновочным соображениям прямой передачи часто нет, коробка — двухвальная (например «Спутник»: IV - 0,941; «Ока»: IV - 0,9) и на четвертой передаче КП выступает в роли мультипликатора. Получают распространения пятиступенчатые КП с ускоряющей V передачей (ВАЗ-21065: V - 0,82; «Спутник»: V - 0,784). В определенных дорожных условиях, например, при движении под горку и (или) «по ветру» на пятой передаче удастся сэкономить до 7% топлива. Пятая передача позволяет при максимальной скорости снизить число оборотов коленчатого вала в 1,3 раза или при максимальных оборотах двигателя увеличить скорость автомобиля примерно во столько же раз.

Любой редуктор, мультипликатор преобразует движение по параметрам (частота вращения, крутящий момент) при помощи, как правило, зубчатых колес. Применительно к автомобилю используется название «шестерня» (в общетехническом смысле шестерней называется ведущее зубчатое колесо в редукторе или колесо с меньшим числом зубьев).

Шестерни установлены на валах или совмещены с ними (вал-шестерня). Валы вращаются в подшипниках. Зацепление шестерен и подшипники необходимо смазывать. Масла и смазки необходимо удерживать в узле, предотвращать их вытекание. Кроме того, в агрегат не должны попадать пыль, грязь и т.п. Для выполнения перечисленных задач применяются различные уплотнения.

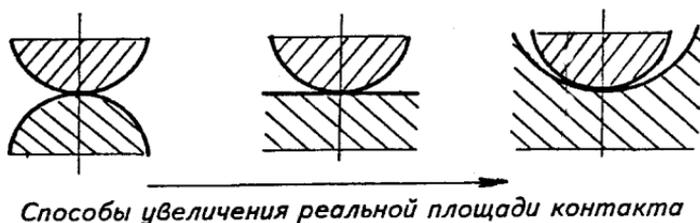
Таким образом, чтобы иметь, по крайней мере, общее представление о механизмах любой машины, в том числе и автомобиля, полезно кратко ознакомиться с работой зацеплений, подшипников, уплотнений. Это ознакомление позволит проводить ремонт узлов автомобиля более квалифицированно, с глубоким знанием дела.

### **1.1. Зубчатые зацепления**

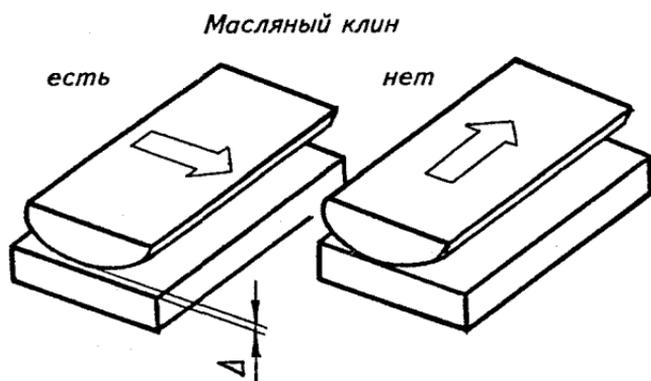
Зубчатые зацепления цилиндрическими колесами достаточно хорошо известны, поэтому ниже будет идти речь о зацеплении конических зубчатых колес.

Начнем с общей физической картины взаимодействия тел (в зацеплении взаимодействуют зубья колес) или, другими словами, с так называемого физического смысла. Например, взаимодействуют или с силой прижимаются друг к другу два неподвижных тела (рис. 1). Теоретический контакт происходит в точке (рис. 1,а, левый: два шара) или по линии (рис. 1,а, средний и правый: два цилиндра). В действительности, в связи с упругостью тел, точки и линии превращаются в контактные площадки. Площадки будут тем больше, чем меньше зазоры между телами в непосредственной близости от теоретических точек, линий соприкосновения. Поэтому, с точки зрения уменьшения контактных напряжений или увеличения контактной прочности рации-

а



б



в

Способы увеличения «всплывания»

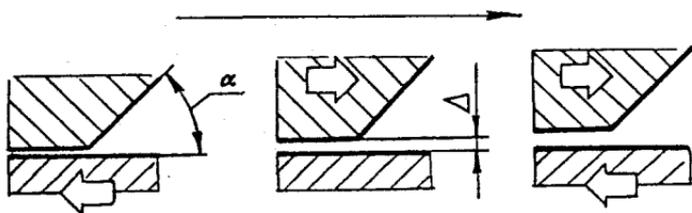


Рис. 1. Схемы взаимодействия двух тел:  
а — теоретический контакт; б — условия для создания масляного клина; в — условия для создания жидкостного трения.

ональность форм контактирующих тел (см. рис. 1,а) увеличивается слева направо.

Контактирующие детали, в том числе и зубья, как правило перемещаются относительно друг друга (скользят и перекатываются). Любое скольжение взаимодействующих тел связано с их изнашиванием. Для уменьшения изнашивания применяют смазку. Но не только наличие или отсутствие смазки определяет изнашивание поверхностей. Как в рассмотренных случаях контакта (см. рис. 1,а), важна форма, а также материал поверхностей.

Известно, что несущая способность скользящих одна по другой смазанных поверхностей может быть значительно повышена, если обеспечить между ними хотя бы на некоторой начальной части контакта клиновидный зазор, расширяющийся в направлении движения.

Для простоты рассмотрим взаимодействие двух поверхностей. Тело с цилиндрической поверхностью (рис. 1,б) скользит по плоской поверхности другого тела. Представим, что поверхности смазаны. В случае, представленном на рис. 1,б (слева) непосредственного контакта поверхностей вообще может не быть, т.к. между ними появляется слой масла (зазор  $\Delta$ ), и скользящее тело как бы всплывает на масляном клине подобно тому, как поднимается глиссер, скользящий по воде. В случае, представленном на рис. 1,б (справа), «всплытие» вряд ли возможно.

От рассмотренных тел можно перейти к зубьям, достаточно взять обе поверхности криволинейными. Тогда на рис. 1,б (левый) наблюдаем так называемое профильное скольжение (по высоте зуба), а на рис. 1,б (правый) — продольное скольжение зубьев.

Можно сказать и так, что применительно к цилиндрическим поверхностям направление скорости скольжения должно быть перпендикулярно линии контакта или оно должно иметь значительную составляющую, перпендикулярную к линии контакта. При этом масло, затягиваемое в клиновой зазор, воспринимает действующую нагрузку частично или полностью.

При более подробном рассмотрении масляного клина (рис. 1,в) отметим, что его подъемная сила зависит от

скорости скольжения, от того какое тело скользит, и от угла при вершине клина (угла атаки  $\alpha$ ). Жидкостный клин — необходимое условие образования гидравлических условий, обеспечивающих подъемную силу («всплытие»).

Для получения жидкостного трения («всплытия») необходимо:

а) наличие зазора клиновидной формы ( $\alpha$  примерно  $1'-4'$ );  
б) в зазор должно поступать масло соответствующей вязкости;

в) скорость относительного движения поверхностей должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создалось давление, способное уравновесить внешнюю нагрузку и препятствующее непосредственному контакту поверхностей.

Особенностью взаимодействия зубьев является то, что они постоянно входят и выходят из зацепления. При передаточном числе редуктора 4,3 ( $U=Z_2/Z_1=43/10=4,3$ ) за один оборот ведомой шестерни ( $Z_2$ ) каждый ее зуб войдет в зацепление и выйдет из него (в это же время зуб ведущей шестерни войдет и выйдет из зацепления) 4,3 раза. При частоте вращения коленчатого вала двигателя  $5600 \text{ мин}^{-1}$  (на прямой передаче) каждый зуб ведущей шестерни войдет в зацепление и выйдет из него 5600 раз в минуту (примерно 93 раза в секунду). В этих условиях особое значение приобретают два обстоятельства. Первое, как осуществляется вход в зацепление. Вход должен быть без удара — скользящий, ведущая шестерня должна как бы ввинчиваться в ведомую. И второе, непосредственно связанное с первым, — так называемая парность зацепления. Наихудший случай — однопарное зацепление. При таком зацеплении теоретически одна пара зубьев выходит из контакта, и в этот же момент другая пара должна входить в зацепление. При реально достижимой точности изготовления и расположения зубчатых колес, такое зацепление всегда работает с ударами (прерывистое зацепление).

Оценивают парность зацепления коэффициентом перекрытия. Коэффициент перекрытия определяет непрерывность и плавность зацепления. Под перекрытием понимается вступление в работу новой пары зубьев, когда еще

взаимодействует предшествующая пара. Другими словами, при перекрытии каждая последующая пара зубьев должна войти в зацепление до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления.

Например, если коэффициент перекрытия равен 1,8, это означает, что при работе передачи как бы 80% времени в зацеплении находятся две пары зубьев и 20% времени идет зацепление одной парой т.е. одна пара зубьев вышла из зацепления, а другая еще не успела в него войти.

Рассмотрев общую физическую картину зацепления, не трудно представить причины, по которым в качестве главной передачи в начале века использовались червячные передачи (спортивные, легковые, грузовые автомобили, автобусы, троллейбусы). В Англии, например, даже в 1959 г. у более чем трети выпущенных автобусов и большинства троллейбусов были установлены червячные главные передачи.

Главные достоинства червячных передач:

а) полная бесшумность, (именно поэтому сейчас все лифтовые лебедки комплектуются исключительно червячными редукторами из-за высоких их виброакустических свойств);

б) можно опустить карданный вал (например, у автобуса, троллейбуса понизить уровень пола на 100-120 мм);

в) в одной ступени передаточное число может достигать 14.

Бесшумность червячной передачи как раз объяснялась упомянутым выше ввинчиванием (продольным скольжением) зубьев при зацеплении. Один из основных недостатков червячной передачи определялся той же причиной, что и одно из главных достоинств: продольное скольжение зубьев и их форма совершенно не способствовали образованию масляного клина (см. рис. 1,б, правый), отсюда повышенное трение, низкий КПД, нагрев.

Все перечисленное приводит к «схватыванию» металла зубьев. При «схватывании» происходит сваривание участков поверхностей, вырыв металла, взаимодействующие поверхности полностью разрушаются. Описанная картина заедания характерна для равнотвердых материалов. В случае, когда контактируют мягкий и твердый материал, схватыва-

ние наблюдается в менее опасной форме — мягкий материал как бы намазывается на твердый.

Стойкость против схватывания и КПД червячной передачи повышают различными способами: для червячного колеса применяют высокооловянистые бронзы (олова до 14%), червяк подвергают термообработке и полируют, используют специальные масла. Уже в начале века было замечено интересное явление — прогрессирующее изнашивание. Червячная передача (в основном только червячное колесо) особенно интенсивно изнашивается не вследствие трения между червяком и колесом, а из-за наличия посторонних включений в масляной пленке. В качестве этих включений выступают продукты изнашивания. Смазка в червячной передаче сравнительно быстро приобретает бронзовую окраску, при этом частицы бронзы настолько малы, что проходят даже через бумажный фильтр.

В то время червячные пары в главных передачах работали по 250-1000 тыс. км, при этом рекомендовалось менять масло каждые 2000 км.

Основным конкурентом червячной передачи выступала коническая прямозубая передача. Главные преимущества последней: простота, дешевизна, более высокий КПД. Основным недостаток — шумность. Трудно представить на улицах современных городов автомобили с завывающей главной передачей.

Конические передачи проще и дешевле червячных, но сложнее и дороже цилиндрических и применение их обусловлено только необходимостью. Сложность не только в изготовлении зубчатых колес (зуб изменяется по длине), но и в конструировании из них передач (размещение опор, неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, осевые силы). При примерно одинаковых габаритах коническая передача имеет нагрузочную способность, равную 0,85 цилиндрической. Заметим, что необходимость использования конической передачи в узлах трансмиссии автомобиля отпадает, если двигатель располагается поперек кузова (например, ВАЗ-2108, «2109», «Ока», «Таврия» и т.п.).

Один из теоретических плюсов конической прямозубой передачи — контакт зубьев по линии (рис. 2,а), как и в прямозубой цилиндрической передаче, в действительности

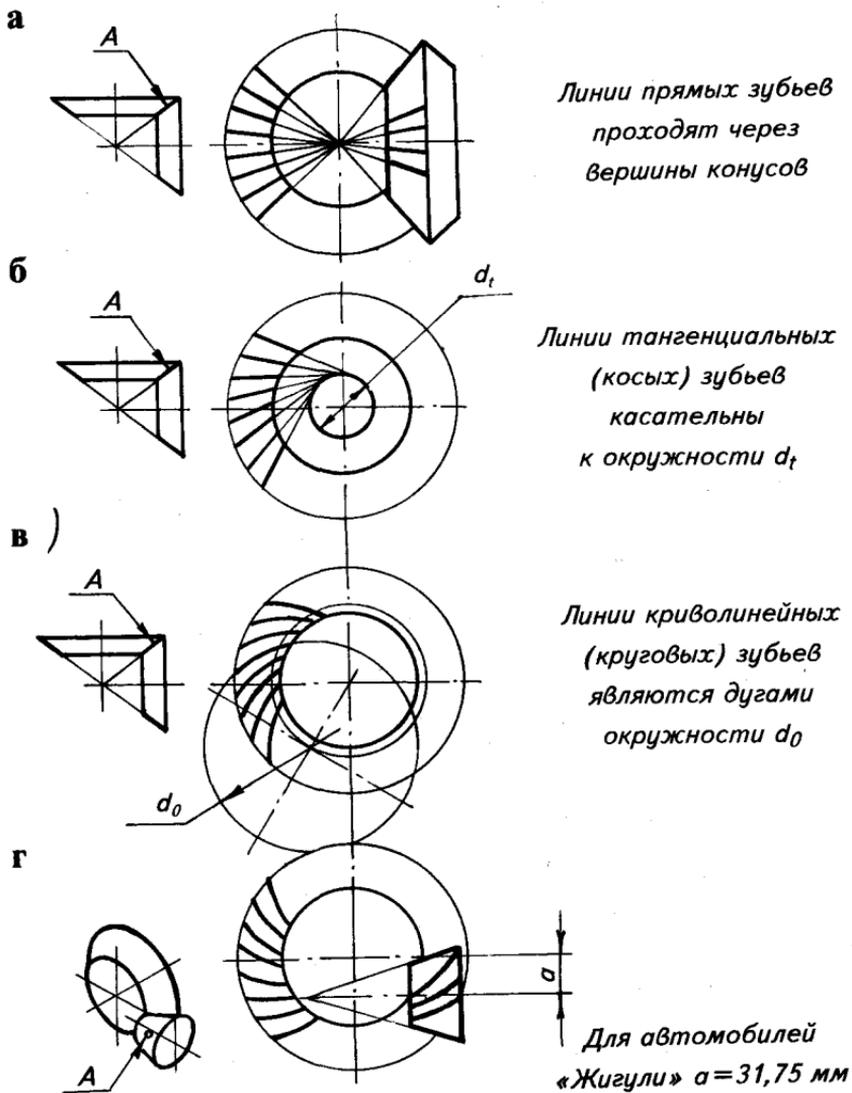
оборачивается минусом. Дело в том, что коническим шестерням свойственна чувствительность к точности зацепления. Достаточно несовпадения вершин конусов на сотые доли миллиметра и возникает концентрация нагрузки у одного из краев зубьев, резко увеличиваются контактные напряжения и напряжения изгиба, возникает повышенный шум шестерен, увеличивается нагрев, износ и возможность поломки зубьев. Высокая точность изготовления не гарантирует полностью точность зацепления, так как в процессе работы всегда нарушается взаимное положение шестерен вследствие деформации деталей передачи, нагрева их и износа подшипников.

Интересно, что выход из рассмотренной ситуации нашли, в противовес теории, за счет придания зубьям бочкообразной формы с целью получения не линии контакта по всей длине зуба, а точки, расположенной как можно ближе к середине зуба. Как отмечалось выше, теоретическая точка в реальной передаче превращается в площадку или в пятно контакта. В результате происходит локализация нагрузки в середине зуба.

Придание бочкообразной формы прямым зубьям повышало нагрузочную способность конической передачи, но не устраняло ее главного недостатка — шумности. Кстати и в червячной передаче, где теоретический контакт происходит по линии, обеспечивается локализация контакта в середине зуба червячного колеса приданием этому зубу соответствующей формы.

Становилось ясным, что профильное скольжение, обеспечивая хороший масляный клин, не дает снижения шума. Напротив, продольное скольжение зубьев, неблагоприятное с точки зрения получения масляного клина, гарантирует только плавный вход зубьев в зацепление — «ввинчивание».

Следующий шаг в развитии конических передач с пересекающимися осями колес — это появление передач с колесами, имеющими не прямые зубья. К последним относятся передачи с косыми (см. рис. 2,б) или тангенциальными зубьями (лат. *tangens* — касающийся) и передачи с кривыми зубьями. Криво зубые колеса имеют различные линии зуба: дугу окружности (крутовые), эвольвенту ок-



**Рис. 2. Конические передачи:**

а — с прямыми зубьями; б — с косыми зубьями; в — с круговыми зубьями; г — гипоидная.

ружности, удлиненную гипоциклоиду. Наиболее широкое применение в технике получили прямозубые колеса (см. рис. 2,а) и колеса с круговыми зубьями (см. рис. 2,в).

Зубья всех конических передач с непрямыми зубьями являются винтовыми. Винтовая линия — траектория точки, совершающей одновременно два движения вращательное и поступательное. Если наблюдатель, смотрящий вдоль оси вращения, видит вращение удаляющейся точки по часовой стрелке, винтовая линия — правого направления. В противном случае, когда точка удаляется и вращается против часовой стрелки, то винтовая линия левого направления.

Прямой зуб (см. рис. 2,а) — линии зуба направлены к вершине конуса. Тангенциальный зуб (см. рис. 2,б) — линии зуба направлены к некоторой воображаемой окружности ( $d_1$ ). Круговой зуб располагается по дуге окружности, по которой движется инструмент при нарезании зубьев.

Преимущественное применение получили колеса с круговыми (ранее назывались спиральными) зубьями. Основные преимущества этих шестерен: возможность шлифования зубьев на высокопроизводительных станках и наличие локализованного контакта, делающим зацепление менее чувствительным к неточности изготовления и взаимного расположения шестерен.

**Основной недостаток конических шестерен с криволинейными зубьями — наличие значительных осевых усилий и изменение их при изменении направления вращения шестерен или при смене их ролей. Первое происходит при движении задним ходом, второе — при торможении двигателем. В последнем случае ведущая шестерня (хвостовик) особенно сильно «затягивается» в зацепление, возможно даже заклинивание.**

Увеличение осевых усилий у шестерен с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми при передаточных числах близких к 4 составляет 10, а при около 8 — до 20 раз.

Таким образом «частичные победы» конических передач над червячными давались дорогой ценой. Если оценивать эту «борьбу» в реализуемых окружных скоростях колес, то картина будет следующая. Червячные передачи допускали

окружные скорости до 30 м/с (на среднем диаметре зуба ведущей шестерни, червяка). Прямозубые конические передачи — до 3 м/с, для шлифованных колес — до 8 м/с. Конические колеса с косыми зубьями применяются при окружных скоростях до 15 м/с, и только конические колеса с круговыми зубьями используются при окружных скоростях до 30 м/с.

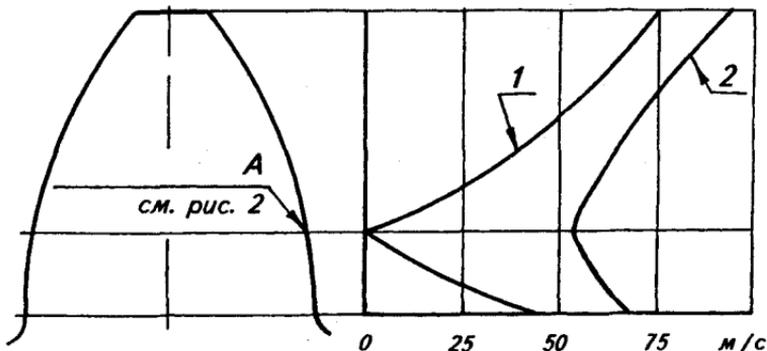
Следующим шагом в развитии конических зацеплений было изобретение гипоидных передач (фирма Gleason). Если у обычных конических передач оси пересекаются, то у гипоидных они скрещиваются, обычно под углом  $90^\circ$  (см. рис. 2, г). Ось ведущего колеса как бы опущена вниз (на 30 и более мм) под ось ведомого (греч. *huro* — под).

К 1960 г. в США гипоидными передачами оснащались все легковые автомобили и две трети грузовых. При этом фирма «Форд» выпускала все свои автомобили (легковые и грузовые) только с гипоидными передачами. В СССР гипоидные передачи применялись на легковых автомобилях: «Москвич-407», ГАЗ-12 «ЗИМ», ГАЗ-13 «Чайка» и ЗИС-110. В это же время предусматривалось применение гипоидных передач на грузовых автомобилях ГАЗ-52, ГАЗ-53, ГАЗ-66 и др.

Гипоидные передачи по своим свойствам являются как бы промежуточными между коническими (с пересекающимися осями) и червячными. Более того, часто удается синтезировать в них почти все положительные качества как червячных, так и конических передач. Главное — у гипоидных передач удается получить КПД больше, чем у червячных, а уровень шума меньше, чем у конических. И, немаловажное обстоятельство, для гипоидных передач не требуются дорогие материалы (бронза), особая точность изготовления и чистота поверхностей.

Зубья автомобильных гипоидных передач имеют круговую форму, ось ведущего колеса смещена вниз, располагается справа от ведомого колеса. Направление спирали ведущей шестерни — левое, ведомой — правое.

Гипоидные передачи имеют точечный контакт зубьев. Однако, вследствие упругих деформаций контакт распространяется на некоторую площадку, подобно локализованному контакту конических передач. У гипоидных передач



**Рис. 3. Скольжение в конических передачах:**

1 — профильное скольжение в прямозубой передаче; 2 — суммарное (профильное и продольное) скольжение в гипоидной передаче.

появляется продольное скольжение зубьев. Распределение скольжения по высоте зуба у конических и гипоидных передач показано на рис. 3. Для гипоидной передачи приведена величина суммарного скольжения, полученного геометрическим сложением профильного (по высоте зуба) и продольного (вдоль зуба) скольжения.

Продольное скольжение улучшает процесс притирки и приработки шестерен, как видно из рис. 3. Благодаря продольному скольжению устраняется изменение скольжения на начальной окружности (окружность фрикционного аналога), что является одной из основных причин бесшумной работы гипоидных передач. Однако продольное скольжение ухудшает условия смазки. Большие удельные давления, (больше, чем в червячных передачах, поскольку теоретический контакт в точке) и значительное продольное скольжение разрушают масляную пленку в месте контакта. Так как обе шестерни изготовлены из стали, то при разрушении масляной пленки обычно происходит заедание (схватывание) трущихся поверхностей.

Указанный недостаток гипоидных передач обычно устраняется применением вязких масел со специальными присадками (активная сера и др.), которые обеспечивают высокую прочность масляной пленки. В настоящее время шестерни фосфатируют, что позволяет применять менее

вязкое масло и в то же время избежать заедания шестерен в самый опасный период, когда происходит приработка.

Осевые усилия, действующие на ведущую шестерню гипоидной передачи, несколько выше, чем у конической. Поэтому трудности, связанные с сохранением правильности зацепления у гипоидных передач больше, чем у конических.

Гипоидные передачи обладают большей прочностью по сравнению с круговыми, так как у них при данном диаметре ведомой шестерни диаметр ведущей шестерни получается больше, а угол наклона винтовой линии зуба ведомой шестерни меньше. Относительное скольжение зубьев в гипоидной передаче больше, чем в круговой (спиральной) конической. Скольжение возрастает с увеличением смещения оси ведущей шестерни, когда передача становится похожей на червячную.

Направление винтовой линии конических шестерен выбирается из тех соображений, чтобы в условиях эксплуатации осевое усилие ведущей шестерни было направлено от вершины конуса и отжимало ведущую шестерню от ведомой, не давая ей защемляться в зацеплении. При вращении ведущей шестерни по часовой стрелке (ход вперед) это соответствует левому направлению винтовой линии. При движении назад и торможении двигателем осевое усилие меняет направление, но величина его будет меньше. Условия работы шестерен в этих условиях менее благоприятны, если при этом еще отвернулась гайка хвостовика, то «гудение» при торможении двигателем просто невозможно не заметить.

В гипоидных передачах направление винтовой линии шестерен, способствующих их «отжатию» друг от друга при ходе вперед, определяется направлением смещения оси хвостовика. Ось смещена вниз — направление винтовой линии хвостовика левое (ведомой шестерни — правое). Ось ведущей шестерни смещена вверх — направление ее винтовой линии правое (ведомой шестерни — левое).

При наличии зубчатой пары эффект «втягивания» хвостовика в зацепление и «выгаливания» его из зацепления очень легко наблюдать. Положите ведомую (большую) шестерню на стол, ведущую введите в зацепление. Вращая по очереди обе шестерни в одну и другую стороны, вы заметите соответствующие перемещения ведущей шестерни.

Для того, чтобы воспрепятствовать смещению ведущей шестерни и нарушению правильности зацепления под действием осевой силы применяют предварительный натяг подшипников.

Локализованный контакт у шестерен с круговыми зубьями, в том числе и у гипоидных, достигается тем, что зубья ведущей шестерни изготавливают с меньшим радиусом кривизны, чем зубья ведомой шестерни. Поэтому касание зубьев происходит не по всей поверхности, а лишь в средней ее части. Радиусы кривизны выбирают такими, что при небольших нагрузках, соответствующих процессу обкатки шестерен, зона контакта занимала бы приблизительно половину длины зуба. При больших нагрузках контакт происходит почти по всей длине зуба.

Угол спирали ведущей шестерни гипоидной передачи больше, чем угол парной ведомой шестерни. Если сравнивать гипоидные шестерни с цилиндрическими косозубыми, то ведущая шестерня, как бы «более косозубая». Последнее позволяет получить достаточно длинный зуб и увеличить коэффициент перекрытия, обеспечив непрерывность зацепления. «Большая косозубость» приводит к тому, что ведущие гипоидные шестерни вообще имеют большие размеры и соответственно прочность по сравнению со спиральными (круговыми) коническими передачами при одинаковых передаточных числах. Применение гипоидных передач при одинаковых размерах заднего моста позволяет получить большее передаточное число (до 11), чем при использовании других видов конических зацеплений.

Таким образом, у гипоидных передач при стальных колесах удается получить менее шумную работу, большую нагрузочную способность, передаточное число и срок службы по сравнению с обычными коническими передачами с прямыми и круговыми зубьями. Кроме перечисленного у гипоидной передачи больше парность зацепления (коэффициент перекрытия).

При всех плюсах гипоидная передача требует к себе повышенного внимания в отношении нагрева. Нормальная ее температура до 90°C. При длительной езде в жаркую погоду на высоких скоростях температура главной передачи может превышать 100°C. После регулирования

подшипников и зацепления рекомендуется, проехав 20-30 мин. со скоростью 60-70 км/ч, проверить нагрев горловины картера, который не должен превышать 95°C (особенно греются перетянутые подшипники). Вода попавшая на горловину, не должна кипеть (т.е. нагрев проверяйте как нагрев утюга, иначе можно обжечь руку — рука «терпит» до 80°C).

## 1.2. Подшипники

Подшипники заднего моста, которыми следует обзавестись в первую очередь, представлены в табл. 1, где даны основные размеры и обозначение подшипников.

Таблица 1. Подшипники ведущего моста

Место установки		Обозначение		Размеры, мм			К-во на авт.
		ВАЗ	ГПЗ	d	D	B	
Ведущая шестерня (хвостовик)	передний	2101-2402025	6-7705У	28	67	20,5	1
	задний	2101-2402041	6-7807У	34	73	27	1
Коробка дифференциала		2101-2403036	6-7707У	33	62	16	2
Полуось		2101-2403080	6-180306К1С17	30	72	19	2

**Примечание:** d — диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника (посадочный диаметр вала), D — диаметр наружного кольца, B — ширина внутреннего кольца.

Ширина наружного кольца (С) конического подшипника всегда меньше ширины внутреннего кольца (В). Например, подшипник 6-7807У: С=22,3 мм; В=26,987 мм; осевой габарит определяется размером В (у других подшипников, как правило, — выступающим сепаратором со стороны меньшего диаметра).

Для ориентирования в типах подшипников рассмотрим систему обозначений, принятых в системе Государственных подшипниковых заводов (ГПЗ). В обозначении подшипника (обозначение — не номер) зашифровывают поса-

дочный диаметр вала (диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника —  $d$ ), серию, тип, конструктивные особенности и др. Не вдаваясь в подробности, рассмотрим основные моменты.

Обозначение (маркировка) наносится на торце наружного или внутреннего кольца, а также может быть нанесено и на цилиндрической поверхности наружного кольца.

На долговечность подшипника очень сильно (в несколько раз) влияет точность его изготовления. Соответствующим стандартом предусмотрено пять классов точности. Класс точности подшипника указывают одной цифрой, которую пишут перед основным обозначением подшипника.

Установлены следующие классы точности и их обозначения: нормальный класс точности (подшипники этого класса на автомобилях не применяются) обозначается цифрой - 0 (как правило, не фигурирует в обозначении подшипника); повышенный (в основном подшипники этого класса применяются на автомобилях) - 6; высокий - 5; прецизионный - 4; сверхпрецизионный - 2. Например, подшипник 6-7705У — цифра 6 обозначает повышенный класс точности.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника. Например, подшипник 6-7705У — цифра 7 обозначает, что подшипник роликовый конический типа 7000 (пример обозначения шарикового подшипника типа 00000 нормального класса точности — 306).

Третья цифра справа обозначает серию подшипника. Например, подшипник 104 — цифра 1 означает особо легкую серию, 207 — легкая серия (2), 306 — средняя серия (3), 408 — тяжелая серия (4).

Чем отличаются подшипники различных серий. Понять это можно, сравнив, например, шариковые подшипники: 105, 205, 305, 405. У всех подшипников  $d=25$  мм, а вот размеры D и B различны. Если размер D подшипника 105 принять за 1, то получим примерное соотношение: 1,0/1,1/1,3/1,7. Для динамической грузоподъемности (кгс) соотношения будут такими: 1,00/1,25/2,01/3,25.

Если говорить точнее, то третья цифра справа это серия диаметра D (всего их 9 — с 1 по 9 включительно). Кроме

серии диаметра есть еще серия ширины. У рассмотренных подшипников (105—405) серия ширины нормальная (0) и в обозначении не указывается. Вообще же серия ширины указывается седьмой цифрой справа.

Все автомобильные подшипники, как правило, относятся к нестандартным, так как они проектируются специально для данного узла автомобиля (поскольку автомобильное производство массовое, то нет смысла подлаживаться к общетехническим подшипникам, именно поэтому подшипники имеют два обозначения, см. табл. 1). Ранее у нестандартных подшипников третья цифра справа (обычно 7) обозначала неопределенную серию (нестандартную).

Первой и второй цифрами справа зашифрован в обозначении диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника —  $d$  (посадочный диаметр вала). Две цифры — это частное от деления диаметра  $d$  на пять. Таким образом, во многих случаях (не во всех) можно узнать диаметр  $d$ , умножив две последние цифры на пять. Например, подшипник 105 —  $d=05 \times 5=25$  мм; 210,  $d=10 \times 5=50$  мм; подшипник 306 —  $d=06 \times 5=30$  мм.

Если диаметр отверстия  $d$  не делится без остатка на пять, то его обозначают целым ближайшим числом. Например, подшипник 6-7705У —  $d=28$  мм,  $28:5=5,6$  мм; в обозначении используется цифра — 5(05). Из этого правила зашифровки, как к стати и из других, есть исключения. Если размер  $d$  не совпадает ни с одним стандартным значением, тогда этот размер округляют до ближайшего стандартного и делят на пять. Например, подшипник 6-7807У —  $d=34,025$  мм, ближайшее стандартное (для серии диаметров В) — 35 мм, тогда  $35:5=7$  мм, и в обозначении ставится цифра 7 (07), или подшипник 6-7707У —  $d=33$  мм, ближайшее стандартное — 35, тогда  $35:5=7$  мм, и в обозначении — то же 07.

Второе исключение для диаметров  $d=10, 12$  и 15 мм. Для них принято обозначение соответственно: 00, 01, 02. Например, подшипник 201 —  $d=12$  мм.

Что обозначают буквы и цифры (их принято называть дополнительными знаками) справа от обозначения подшипника? Дополнительные знаки имеют подшипники, предназначенные для работы в особых условиях, при по-

вышенных температурах, в агрессивных средах и т.д. Эти подшипники изготавливают по специальным требованиям из специальных материалов с некоторым изменением внутренней конструкции. Ниже рассмотрим дополнительные знаки только автомобильных подшипников.

Буква У (последующие исполнения У1, У2 и т.д.) — означает подшипник «улучшен» по шероховатости (чистоте) поверхностей деталей, радиальному зазору и осевой игре, покрытию, материалу деталей.

Буква С — подшипник (закрытого типа) заполнен смазочным материалом: С17 — смазка Литол-24, С9 — смазка ЛЗ-31 (специальная автомобильная, хорошие вязкостно-температурные свойства, но неводостойка, применяется в выжимном подшипнике сцепления, подшипнике передней опоры первичного вала коробки передач, запрессованном в гнездо коленчатого вала двигателя).

Буква К (последующие исполнения К1, К2 и т.д.) — означает конструктивные изменения деталей стандартного подшипника основной общетехнической конструкции с целью приспособления его для специальных условий.

Особо необходимо сказать о подшипниках с защитными шайбами и уплотнениями. Если перед обозначением подшипника стоят цифры: 60, 80, 160, 180 (подшипники типов 60000, 80000, 160000, 180000) это означает, что подшипники имеют: одну защитную шайбу (60), две защитные шайбы (80), одно уплотнение (160), два уплотнения (180). Например, подшипник 60306 — полузакрытый, с одной защитной шайбой; подшипник 80306 — закрытый, с двумя защитными шайбами; подшипник 160306 — полузакрытый, с одним уплотнением; подшипник 180306 — закрытый, с двумя уплотнениями.

Защитные шайбы завальцованы в канавки на бортах наружных колец, не выступают за габариты подшипника и предохраняют подшипник от утечки из него смазки и в некоторой степени от проникновения пыли и грязи. Уплотнения подшипников типов 80000 и 180000 более эффективны и представляют собой металлические шайбы, облицованные резиной методом вулканизации. Закрытые подшипники (две шайбы, два уплотнения) заполняются на заводе-изготовителе пластичными смазками. На автомобилях

“Жигули” применяются следующие подшипники с двумя уплотнениями:

6-180502К1УС9(15×35×14) — первичный вал коробки передач (опора в маховике двигателя);

6-180505УС17(26×52×18) — опора карданного вала;

6-180306К1УС17(30×72×19) — полуось;

6-180302У(15×42×13) — генератор (передний, у шкива);

6-180201У(12×32×10) — генератор (задний).

Заметим, что уплотнения подшипников служат только для удержания заложенной в них смазки. Если, например, вышел из строя сальник полуоси, то от попадания масла из картера главной передачи в тормозной механизм уплотнители подшипника не спасут.

Одним из важных факторов, влияющих на долговечность подшипников, являются зазоры в них. При этом в радиальных (нерегулируемых) подшипниках принято рассматривать радиальные зазоры, а в радиально-упорных подшипниках, где радиальный и осевой зазор регулируются, принято рассматривать только осевой зазор.

Таким образом можно сказать, что речь идет чаще не об отсутствии, а о наличии оптимальных зазоров. Выбор подшипника с оптимальным для данных условий эксплуатации радиальным или осевым зазором позволяет обеспечить рациональное распределение нагрузки между телами качения, максимальное уменьшение вибрации подшипника при работе, уменьшение шума, возникающего при работе подшипника.

Различают три вида радиальных зазоров: начальный, посадочный и рабочий. Начальный радиальный зазор — это зазор в подшипнике до установки его на вал и в корпус. Посадочный радиальный зазор — это зазор в подшипнике после установки его на рабочее место, т.е. после уменьшения внутреннего диаметра наружного кольца и увеличения наружного диаметра внутреннего кольца в результате образования посадочного натяга. При этом в подшипнике либо сохраняется некоторый зазор, либо образуется натяг.

Во время работы механизма при установившемся температурном режиме в подшипниковом узле образуется рабочий зазор. Посадочный зазор всегда меньше начального вследствие изменения диаметров колец подшипника при их установке с посадочным натягом, а рабочий зазор

уменьшается или увеличивается под влиянием перепада температур и увеличивается под действием приложенной нагрузки.

Отмеченная взаимосвязь между начальным, посадочным и рабочим зазором справедлива лишь для нерегулируемых подшипников и не относится к подшипникам, у которых радиальный зазор и осевая игра регулируются при сборке узла.

Основная область применения подшипников с увеличенными радиальными зазорами — опоры, в которых кольца подшипника вследствие больших динамических нагрузок монтируют на вал и в корпус со значительными посадочными натягами, а также опоры со значительными колебаниями рабочих температур. В принципе же, чем меньше зазоры, тем выше точность вращения подшипника, больше его долговечность, одновременно работает большее количество тел качения. Однако, подшипники с зазорами, равными нулю, не выпускаются. Дело в том, что при тугих посадках колец в корпус и на вал из-за нагрева подшипникового узла может возникнуть защемление (заклинивание) тел качения и, в конечном счете, даже разрушение подшипника.

Радиальный зазор стандартных подшипников условно характеризуется номером группы (ряда), поставленным перед обозначением подшипника. Например, 76-306, 70-306 — цифра 7 означает радиальный зазор по 7-му ряду, класс точности 6 и 0 (повышенный и нормальный) соответственно, 306 — обозначение стандартного подшипника (шариковый,  $d=30$  мм). Номер группы зазоров может стоять отдельно от обозначения, например, на торце кольца со стороны, противоположной нанесенному обозначению.

Для шариковых однорядных подшипников ( $10 \text{ мм} < d < 200 \text{ мм}$ ) приняты следующие группы зазоров: 6, нормальная, 7, 8. Подшипникам, изготовленным с радиальным зазором, соответствующим нормальной группе, дополнительное условное обозначение не присваивается. Большинство стандартных подшипников изготавливаются по нормальной группе радиального зазора, которая обеспечивает при обычных для большинства случаев посадках и температурных условиях удовлетворительную работу подшипникового узла.

Используя стандартные подшипники при ремонте машины, когда нет специальных, автомобильных, обращайтесь внимание на все цифры маркировки подшипника. Особенно важное значение для долговечности подшипни-

ка имеют его точность и группа радиального зазора. Напомним классы точности подшипников в порядке увеличения точности их изготовления: 0,6,5,4 и 2. Класс точности 0 (нормальный) перед обозначением подшипника не указывается, кроме случаев, когда группа зазора в подшипнике отличается от нормальной и соответственно указывается перед обозначением, например, 70-306 (см. выше).

В табл. 2, для примера представлены радиальные зазоры для подшипников с номинальным диаметром  $d$  свыше 24 до 30 мм. В этот диапазон попадает подшипник 306 (30×72×19), который применяется при ремонте полуосей.

Таблица 2. Радиальный зазор в радиальных шариковых подшипниках, измеряемый под действием радиальной нагрузки

Номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника $d$ , мм	Группа зазора в подшипнике								Нагрузка при измерении зазора, Н (кгс)
	6		Нормальная		7		8		
	Радиальный зазор $G_r$ , мм								
	min	max	min	max	min	max	min	max	
Св. 24 до 30	0,005	0,016	0,010	0,024	0,018	0,033	0,028	0,046	50±5(5±0,5)

В радиально-упорных подшипниках регулируемых типов (например, конические роликовые) речь идет, как уже отмечалось, не о радиальных зазорах, а об осевых (осевая игра). Для нормальных условий работы, когда температура внутренних колец не превышает температуру наружных колец более чем на 10°C, а разность температур вала и корпуса составляет примерно 10-20°C, установлены рекомендуемые величины осевых зазоров. В табл. 3 приведены значения рекомендуемой осевой игры для роликовых конических подшипников ( $\alpha=10^\circ-16^\circ$ ) в нормальных условиях эксплуатации при расстоянии между подшипниками (12-14) $d$ . Заметим, что подшипники хвостовика установлены на расстоянии (2,5-2,1) $d$ , подшипники коробки дифференциала — 3,2  $d$ .

Выбор оптимальной осевой игры для роликовых конических подшипников дело не такое простое, так как зависит от условий работы подшипника (температура, нагрузка

Таблица 3. Рекомендуемая осевая игра для конических однорядных роликовых подшипников

Номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника $d$ , мм	Рекомендуемая осевая игра, мм	
	min	max
До 30	0,020	0,070
Свыше 30 до 50	0,040	0,100

ки, посадка колец). Дело еще более усложняется, если и условия работы резко меняются. Последнее в значительной степени относится к автомобильным (нестандартным) подшипникам. Для того, чтобы точнее и полнее представить физическую картину работы, рассмотрим конструктивные особенности роликовых конических подшипников.

Во-первых, почему подшипники роликовые? В обычном шариковом подшипнике теоретический контакт шариков и колец происходит в точке. В действительности точки превращаются в площадки, но у обычных шариковых подшипников для передачи значительных нагрузок этих площадок недостаточно. Вот здесь и помогают роликовые подшипники с теоретическим контактом в виде линии.

Во-вторых, почему подшипники конические? Потому, что имеется значительное осевое усилие, а от угла конуса подшипника зависит его способность воспринимать осевые нагрузки.

В работающей передаче речь идет часто уже не о зазорах в подшипнике, а о его жесткости. Напоминаем, что жесткость — сопротивляемость изменению формы под действием сил.

Интересно, что если подшипники собраны с большими зазорами, то всю нагрузку воспринимают один или два

ролика. В результате большие зазоры приводят к быстрому разрушению подшипников, причем не только из-за малых площадей контакта, но и вследствие ударных нагрузок. Обычно в конических подшипниках устанавливают зазоры, близкие к нулю. В этом случае под нагрузкой находится примерно половина тел качения.

Точность вращения подшипников под нагрузкой в значительной степени определяется их жесткостью. В балансе других перемещений валов деформация подшипников качения имеет тот же порядок величин, что и деформация валов. Жесткость может явиться критерием, определяющим размеры валов и тип подшипников. Жесткость подшипников разных типов для одного размера может отличаться в несколько раз. Наибольшую жесткость имеют точно изготовленные роликовые подшипники и их жесткость может быть в 5-6 раз больше жесткости шариковых подшипников.

Упругие смещения валов в подшипниках складываются из упругих сближений тел качения и колец, контактных деформаций в посадочных местах колец на вал и в корпус. Жесткость подшипников может быть существенно повышена предварительным натягом. Зависимость упругих смещений колец подшипников от нагрузки нелинейна, так как с увеличением нагрузки увеличивается площадь контакта, а следовательно и жесткость. Одинаковое приращение нагрузки вызывает большие приращения перемещений в зоне малых нагрузок и малые приращения перемещений в зоне больших нагрузок.

Сущность предварительного натяга заключается в выборе зазоров. Предварительный натяг осуществляется взаимным осевым смещением колец. Роликовые конические подшипники более стойки против повреждений при перетяжке, чем шариковые. В принципе, величина предварительного натяга (преднатяга) должна быть такой, чтобы под нагрузкой в подшипнике не появлялся зазор. Излишний преднатяг приводит к усиленному изнашиванию подшипника.

С помощью преднатяга можно повысить жесткость подшипника до 2 раз и этим существенно повысить точность положения вала при передаче нагрузки. Однако, при на-

гревании металл расширяется и, если не учесть, что и как в передаче удлиняется при нагреве, то натяг может увеличиться настолько, что произойдет стопорение подшипника. В подшипнике сильнее нагревается внутреннее кольцо (больше нагружено, меньше теплоотдача). Если подшипник не перетянут, то причиной его стопорения может оказаться узел, в котором он установлен (например, дисковые тормоза передних колес). Итак, лучше, когда в подшипнике зазор равен нулю. В действительности в большинстве механизмов зазоры в подшипниках делают такие, чтобы тепловое удлинение вала (корпуса) полностью их не выбирало.

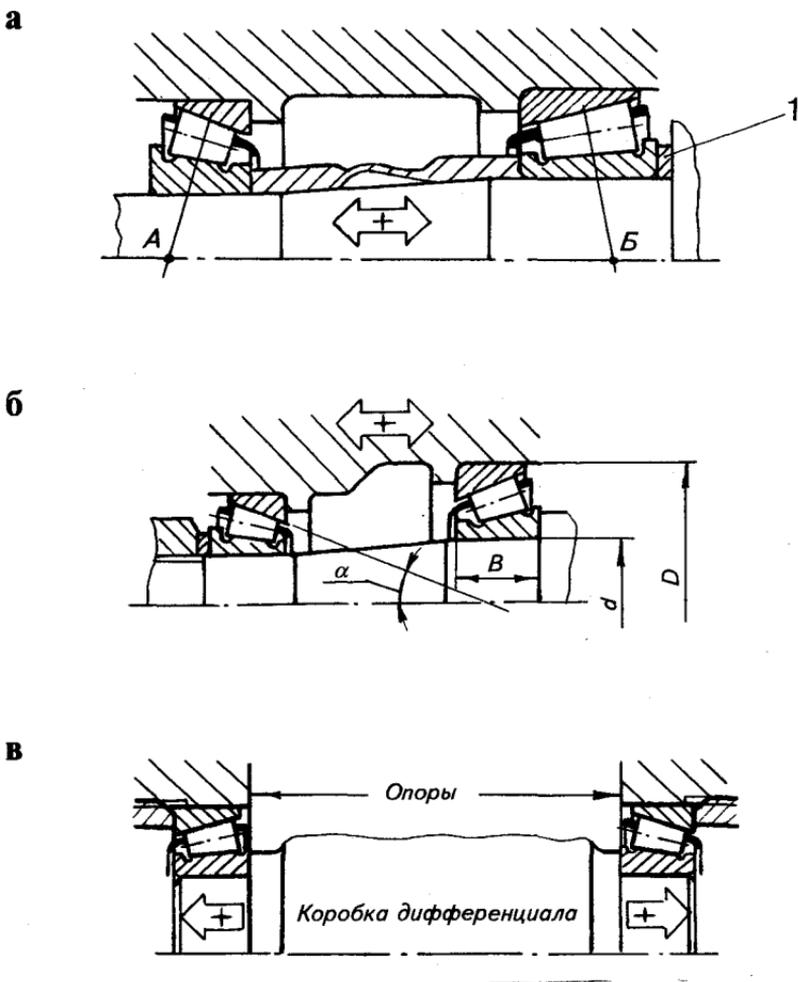
Возможные схемы установки роликовых конических подшипников на автомобилях представлены на рис. 4. Наиболее “серьезный” узел по действующим силам — это редуктор. Конические роликовые подшипники редуктора (рис. 4,а,в) обеспечивают не только точность вращения валов под нагрузкой, но и точность зацепления. Под точностью зацепления понимается положение шестерен, отличающееся от номинального (в радиальном и осевом направлениях) в пределах  $\pm 0,08$  мм. Точность положения шестерен обеспечивается “жесткими” подшипниками, валами и картером.

Наибольшей жесткостью в осевом направлении обладают конические роликовые подшипники с большим углом конуса (угол  $\alpha$ , см. рис. 4,б.). Обычно угол конуса  $\alpha = 11-16^\circ$  (подшипники “Жигулей” — около  $13^\circ$ ).

Конические подшипники с большим углом конуса имеют сравнительно малую радиальную жесткость и поэтому применение их наиболее целесообразно при наличии дополнительной опоры, воспринимающей только радиальную нагрузку (подшипники с цилиндрическими роликами).

Жесткость роликовых конических подшипников в осевом направлении, как отмечалось, удается значительно повысить, применяя подшипники с большим углом конуса и особый способ регулирования подшипников — регулирование с предварительным натягом. Осевое смещение шестерни при преднатяге подшипников уменьшается более чем в два раза.

Выбор величин преднатяга оказывает большое влияние на долговечность элементов главной передачи. С увеличе-



**Рис. 4.** Схемы установки конических подшипников: а — «в растяжку» с преднатягом; б — «в растяжку» с зазором; в — «враспор» с преднатягом; 1 — регулировочное кольцо.

нием преднатяга уменьшается возможность нарушения зацепления шестерен. Одновременно с этим несколько улучшается и работа подшипникового узла, так как обеспечивается более равномерное распределение нагрузки между роликами (шариками) и снижаются динамические нагрузки, вызываемые изменением величины и направления сил, действующих на шестерни.

Однако, в случае превышения некоторой оптимальной величины преднатяга долговечность подшипников резко падает, более того они могут просто заклинить.

В США на ряде фирм принимается величина преднатяга в пределах 0,002-0,003 дюйма (0,05-0,075 мм). Фирма «Тимкен» рекомендует величину преднатяга контролировать по моменту, необходимому для заворачивания регулировочной гайки, равному 17-23 кгс·см для консольной установки ведущей шестерни главной передачи (например, хвостовика автомобиля «Жигули») и 7-9 кгс·см при установке подшипников с двух сторон этой шестерни.

Более точная регулировка преднатяга (например, подшипников хвостовика) осуществляется регулировочными прокладками между подшипниками при затяжке гайки до упора. Для предотвращения создания чрезмерного преднатяга подшипников и для длительного сохранения его заданной величины между подшипниками вводят упругую распорную втулку (см. рис. 4,а).

Преднатяг повышает равномерность распределения нагрузки между телами качения в подшипнике, обеспечивает точность положения и вращения шестерен. И все бы хорошо, но, как отмечалось, нагрев деталей может испортить всю картину. При этом в одном случае нагрев уменьшает натяг (увеличивает зазор, см. рис. 4,а), в другом, напротив — увеличивает (уменьшает зазор, см. рис. 4,б). В связи с этим, роликовые конические подшипники хвостовика (см. рис. 4,а) и колес (см. рис. 4,б), устанавливаемые одинаково, «врасыжку», регулируются по разному.

Подшипники колес (см. рис. 4,б), где источником тепла являются дисковые тормоза (диск крепится на ступице и нагревает ее), регулируются с зазором 0,02-0,08 мм, так как их заклинивание вызовет стопорение колеса и аварию. Подшипники хвостовика (см. рис. 4,а), напротив, регулируются с преднатягом (нагревается хвостовик — натяг уменьшается).

Зазор в подшипнике установить сравнительно просто, а вот с натягом дело сложнее, поскольку его трудно измерить или, по крайней мере, регламентировать. Известны три способа. Первый — непосредственным замером (в реальной обстановке этот наиболее достоверный способ часто практически невыполним).

Второй способ — по моменту сопротивления вращению вала в подшипнике.

Третий способ — косвенные замеры. Здесь измеряют затяжку гайки (гаек), обеспечивающей натяг (способ упоминался выше), а также величины деформаций, связанных с затяжкой подшипников (например, расстояние между опорами подшипников, см. рис. 4,в).

Особенно чувствительны к перетяжке подшипники низкой точности, у которых нагрузку воспринимают не все тела качения при их локализованном контакте с дорожками качения. Попытка отрегулировать такие подшипники (устранить быстро появляющийся зазор) часто приводит к сколу внутреннего кольца со стороны меньшего диаметра дорожки качения.

### 1.3. Уплотнения (сальники)

В литературе по автомобилям уплотнители подвижных деталей (валов) принято называть просто сальниками.

Цена сальников (по крайней мере была раньше) — копеечная, стоимость же работ по замене — в сотни раз больше. При покупке этих деталей будьте внимательны, обратите внимание на обозначение (наносится снаружи или внутри), размеры, эластичность, состояние рабочих кромок.

Подтекание уплотнений на автомобиле раньше было практически обычным явлением. Составлялись даже карты-схемы, как по пятнам масла на полу в гараже определить в каком узле подтекают сальники, манжеты и др. уплотняющие детали. Сейчас у трамвайных остановок между рельсами можно увидеть две выступающие дорожки масла с пылью — это капли масла из редукторов трамвая «срываются» при торможении.

У автомобилей «Жигули» допускается подтекание только сальника хвостовика (5 капель за 15 минут при скорости 100 км/ч и «запотевание» горловины редуктора).

Нагруженность сальников можно оценить, обратившись к табл. 4 (размеры, обозначения сальников приведены в табл. 5).

Разговор о сальниках начнем с простейших — войлочных (фетровых), которые хорошо адсорбируют (поглощают поверхность) масло; эластичны; предохраняют поверхность вала, полируя ее без образования зазоров; имеют сравнительно низкий коэффициент трения (в среднем 0,22 для сухого войлока, трущегося по стали, и 0,15 для войлока, пропитанного маслом); обладают хорошими фильтрующими свойствами. Для эффективной работы войлочного сальника желательно, чтобы высота его кольца (разность между наружным и внутренним диаметром сальника) была больше, чем его ширина. Неразрезные кольца более предпочтительны. Если для упрощения изготовления кольца и его сборки необходимо применять уплотнения с разрезным войлочным кольцом, то замок кольца рекомендуется выполнять со скосом под углом  $30^\circ$ , чтобы воспрепятствовать появлению зазора в стыке.

Войлочные сальники используются при скоростях до 5-8 м/с и при температуре не более  $+90^\circ\text{C}$ . Перед монтажом пропитывают кольца разогретой смесью: смазка — 85%, чешуйчатый графит — 15%, или просто смазками и маслами. Желательно, чтобы используемые для пропитки масла и смазки имели большую вязкость, чем у смазки, применяемой в узле.

Главное достоинство войлочных сальников — простота. Недостатки: ограниченная скорость, сравнительно быстрая изнашиваемость, необходимость пропитки. Кстати, войлочные уплотнения называли сальниками из-за того, что их пропитывали салом. Войлочные сальники доживают свой век на автомобилях, да и вообще в технике.

Канавки под войлочные (фетровые) цилиндрические сальники делают трапециевидной формы (угол примерно  $16^\circ$ ). Предполагается, что в этом случае уплотнение, будучи плотно установленное в коническую канавку, стремится под действием сил упругости сжаться к центру, охватывая вал.

Для увеличения срока службы и надежности уплотнения поверхность вала должна иметь твердость не ниже  $46\text{HRC}_3$  и шероховатость не более  $Ra=0,32-0,65$  мкм. Для увеличения надежности уплотнения применяют двойные сальники, расположенные друг за другом. Дальнейшее увеличение числа колец мало повышает эффективность уплотнения, причем сопротивление вращению значительно возрастает. Для компенсации изнашивания сальника осуществляют затяжку набивки. Перетяжка сальника приводит к выходу его из строя.

Надежность сальника резко возрастает при подводе к нему смазки, так как уменьшается его изнашивание и увеличивается герметичность узла. В настоящее время на автомобилях используются преимущественно манжетные сальники. Они применяются при окружных скоростях 7-15 м/с, при этом однокромочные сальники могут применять

Таблица 4. Окружные скорости ( $V_c$ ), при которых работают сальники автомобилей «Жигули», м/с

Скорость автомобиля $V$ , км/ч		60	80	100	140	
Частота вращения колен. вала двигателя $n_{дв}$ , мин <sup>-1</sup>		2520	3363	4200	5882	
Частота вращения колеса $n_k$ , мин <sup>-1</sup>		586	782	977	1368	
Окружная скорость $V_c$ на рабочей кромке сальника, м/с	полуоси	0,9	1,2	1,5	2,2	
	переднего колеса	1,2	1,7	2,1	2,9	
	редуктора	4,8	6,3	7,9	11,1	
	коленчатого вала	пер.	5,3	7,1	8,8	12,4
		зад.	9,3	12,4	15,5	21,7

Примечание:  $V_c = (d \times n) : 1900$ , м/с;  $d$  — диаметр вала (см. табл. 1), мм;  $n$  — частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>.  $n_x = (5278 \times V) : D_x$ ;  $D_x$  — диаметр колеса, мм ( $\approx 540$ ).  $n_{пр} = n_x \times i$ ;  $i$  — передаточное число редуктора ведущего моста (4,3).

Таблица 5. Сальники автомобилей «Жигули»

Место установки	Обозначение		Размеры, мм			К-во на авт.	
	ВАЗ	з-да РТИ	d	D	B		
Полуоси	2101-2401034	40000810	30	45	8	2	
Редуктор	2101-2402052	40000770	35,8	68	10	1	
Передние колеса	2101-3103038	40000780	40	57	10	2	
Двигатель (коленчатый вал)	пер.	2101-1005034	40000050	40	56	7	1
	зад.	2101-1005160	40000040	70	90	10	1
Коробка передач	пер.	2101-1701043	40000260	28	47	8	1
	зад.	2101-1701210	40000240	32	56	10	1
Рулевое управление	червяк	2101-3401026	40000790	19	37	10	1
	сошка	2101-3401023	40000800	28	43	10	1

Примечание: Количество сальников 2101-1005034 (40000050) на двигатель ВАЗ-2105 — 3 шт.

ся при скоростях до 20 м/с (см. табл. 4) и температурах от  $-45^{\circ}\text{C}$  до  $+150^{\circ}\text{C}$ . Сальники из фтор-каучука работают при температуре до  $+300^{\circ}\text{C}$  (напомним, что обычные подшипники качения, применяемые на автомобилях, предназначены для работы до  $+100^{\circ}\text{C}$ ). Автомобильные манжетные сальники, в отличие от стандартных (общетехнических), не армированы, а привулканизированы к стальной детали, которая при монтаже сальника запрессовывается в крышку или корпус.

Назначение браслетной пружины — поддерживать непрерывный уплотняющий контакт при незначительных биениях вала.

Поверхности, по которым работают манжеты, должны обладать твердостью не менее  $46\text{HRC}_3$ , шероховатость не более  $Ra = 0,16-0,32$  мкм, поле допуска вала —  $h11$ , шероховатость отверстия под сальник в корпусе не более  $Ra=2,5$  мкм.

Обычно уплотнительные устройства манжетного типа работают без сухого трения, так как между поверхностью вала и кромкой сальника сохраняется тонкая пленка смазки. Увеличение температуры узла, увеличение скорости вала приводит к снижению вязкости масла и смазочная пленка становится тоньше, создавая условия для возрастания потерь на трение и дальнейшего повышения температуры. Последнему способствует и сильное прижатие кромки уплотнения к валу из-за несоответствия размеров сальника размеру вала или из-за чрезмерного натяжения браслетной пружины. Практически для каждого узла при определенных условиях необходима своя оптимальная толщина масляной пленки. Если условия значительно различаются, то выход один — сохранить масляную пленку при любых обстоятельствах и обеспечить пропуск незначительного количества масла при особенно нагруженных режимах. Идеальной считается пленка такой толщины, которая достаточна для образования мениска на внешней стороне уплотнения (рис. 5).

Изнашивание вала часто связано с попаданием под манжету абразивных частиц. **При смене манжеты поверхность вала, которая будет контактировать с кромкой, заполировать.**

На автомобилях (ведомый вал коробки передач, редуктор заднего моста) применяют сальники с двумя кромками или с “пыльником”. Такая конструкция уплотнения (см. рис. 5,б,в)

обеспечивает устранение утечек в одном направлении и выполняет пылезащитные функции в противоположном. Применение винтовых насечек повышает эффективность уплотнений в узлах с жидкой смазкой (см. рис. 5,г). При наличии насечек на сальнике стрелкой указывают направление вращения вала. Масло, «прилипшее» к валу и заполняющее канавки насечек, выступает в роли «вращающегося винта» при неподвижной «гайке», функцию которой выполняют насечки. Насечки у основной кромки — вращение правое и насечки выполнены в виде правых винтовых линий. В этом случае после образования мениска с внешней стороны кромки излишек масла («гайка») «свинчивается» назад. Происходящий процесс можно представить и так. Правый «винт» (вал с «прилипшим» маслом) вращается по часовой стрелке (вправо), ввинчиваясь в «гайку» и перемещаясь вперед (от наблюдателя). Но так как вал не перемещается, а «гайка» (насечки) так же неподвижна, то перемещающимся назад «винтом» будет масло.

Насечки у пыльника имеют противоположное направление. Вращение правое — насечки левые винтовые линии. Механизм действия насечек тот же, но результат противоположный. Насечки у пыльника выгоняют попавшее к ним масло наружу для образования мениска и лучшего уплотнения от пыли.

Как правило, при ремонте узла сальники рекомендуется заменить. Это связано с тем, что стоимость сальника несравнимо меньше стоимости работы по его замене непосредственно на автомобиле. Чтобы оценить степень изнашивания сальника необходимо учесть условия его работы.

Условия работы сальника тяжелее, если:

- а) уплотняется масло, а не смазка; уровень масла или количество смазки больше нормы;
- б) масло или смазка сильно нагреваются в процессе работы;
- в) вращающиеся детали (например, конические подшипники) нагнетают масло, смазку к уплотнению;
- г) отсутствуют маслоотражающие устройства (шайбы, специальные каналы).

Кроме того, сальники больше «нагружаются» и быстрее изнашиваются при больших скоростях скольжения.

**а****б****в**

2101-1005034

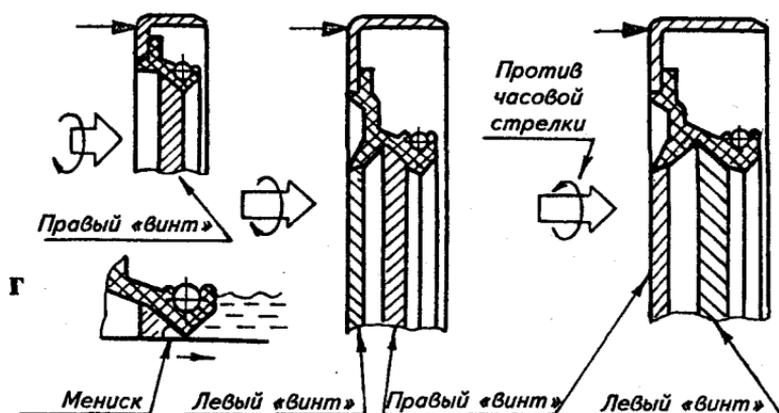
(40 × 56 × 7 мм)

2101-2402052

(35,8 × 68 × 10 мм)

2121-2302052

(35,8 × 68 × 12 мм)

**Рис. 5. Сальники:**

а — коленчатого вала (передний); б — редуктора заднего моста «Жигулей»; в — редуктора заднего моста «Нивы»; г — действие винтовых насечек.

Так, если оценивать нагруженность сальника по окружной скорости вала у кромки сальника (см. табл. 4), приняв величину скорости скольжения полуоси за 100%, то получим следующий ряд нагруженности сальников: полуоси, передних колес, редуктора, коленчатого вала (переднего), коленчатого вала (заднего) — 100, 133, 533, 589 и 1033% соответственно. Так, что есть смысл в первую очередь запастись сальниками коленчатого вала. Менее всего нагружены сальники полуосей и ступиц передних колес.

У наиболее нагруженных сальников допускается изнашивание кромки до образования цилиндрического пояса шириной до 1 мм. У менее нагруженных сальников ширина пояса может достигать 2 мм.

## 2. Сцепление

---

Конструкция сцепления на автомобилях ВАЗ изменялась по мере разработки двигателей с увеличенными рабочими объемами, а следовательно и возросшими максимальными мощностями и крутящими моментами. В настоящее время на «Жигулях» используются два типа сцеплений: 2103 (для двигателей с рабочими объемами 1,2 л; 1,3 л; 1,5 л;) и 2121 (двигатель 1,6 л). Собственно сцепление состоит из двух узлов: кожуха (называемого «корзинкой» или «корзиной») и ведомого диска. Оба типа сцепления взаимозаменяемы полностью и по узлам. С любой из «корзин» можно применять любой диск.

Внешние отличия сцеплений типов 2103 и 2121 заключаются в следующем. У ведомого диска сцепления 2103 диаметры фрикционных накладок (наружный и внутренний) составляют 200 и 142 мм соответственно. У ведомого диска 2121 соответствующие параметры имеют размеры 200 и 130 мм. Толщина новых фрикционных накладок для всех видов сцеплений — 3,3 мм. Лепестки ведомого диска сцепления, к которым приклепываются фрикционные накладки, поочередно выгнуты в разные стороны (для придания упругих свойств ведомому диску, что обеспечивает более плавное включение сцепления). Отличительный признак «корзинки» 2121 — метка-отверстие 6 мм между лепестками диафрагменной нажимной пружины находится в 15 мм от края центрального отверстия.

Рассмотрим «геометрию» привода управления сцеплением:

— зазор между подшипником муфты включения сцепления и фрикционным кольцом упорного фланца нажимной диафрагменной пружины примерно 2 мм, что соответствует перемещению толкателя рабочего (нижнего) цилиндра 4-5 мм;

— ход упорного фланца, воздействующего на лепестки нажимной пружины, обеспечивающей отвод нажимного диска на 1,4-1,7 мм составляет 8 мм, что соответствует перемещению толкателя рабочего цилиндра на 25-26 мм;

— общий ход толкателя рабочего цилиндра примерно 30 мм;

— зазор между толкателем главного (верхнего) цилиндра

и поршнем, в который он упирается при нажатии на педаль, 0,1-0,5 мм, что соответствует ходу педали 0,4-2 мм;

— полный ход педали сцепления примерно 140 мм, регулируемый свободный ход, обусловленный зазорами у толкателей главного и рабочего цилиндров, равен 25-35 мм.

Для чего необходимы зазоры, как изменяются они в процессе изнашивания сцепления, какие зазоры регулируются? **В приводе сцепления регулируются всего два зазора — у толкателей цилиндров.**

Первый из них, определяющий свободный ход толкателя рабочего (нижнего) цилиндра и равный 4-5 мм, установите вращением регулировочного наконечника (гайка со сферической поверхностью, контактирующей с вилкой выключения сцепления), положение которого на толкателе зафиксируйте контргайкой. При регулировании снимите отжимную пружину и при помощи линейки замерьте ход толкателя от упора в поршень до упора в вилку, когда последняя через муфту и подшипник прижмется к фрикционному кольцу упорного фланца. Если вращение контргайки, или наконечника на толкателе затруднено, то для удержания его от проворачивания воспользуйтесь имеющейся на нем лыской под ключ. А лучше снимите его, очистите и, зажав в тиски, обеспечьте нормальную подвижность контргайки и регулировочного наконечника. При изнашивании рабочих поверхностей сцепления зазор уменьшается, одновременно уменьшается и отвод нажимного диска (предельная величина 1,4 мм). В случае, если зазор исчез, выжимной подшипник будет касаться фрикционного кольца упорного фланца, что вызовет вращение подшипника при включенном сцеплении, а возможно и частичное включение сцепления и даже его буксование.

Второй зазор величиной 0,1-0,5 мм определяет свободный ход толкателя поршня главного (верхнего) цилиндра. Такой зазор необходим для того, чтобы под действием пружины два поршня главного цилиндра заняли крайнее заднее положение (пружина опирается передним концом в пробку цилиндра, задним концом в поршень главного цилиндра, и через уплотнительное кольцо — в поршень толкателя, где последний упирается в стопорное кольцо). Когда поршни главного цилиндра в исходном положении, полость цилиндра

сообщается с бачком через компенсационное отверстие — тем самым гарантируется полное включение сцепления. Педаль шарнирно соединена с толкателем главного цилиндра. Исходное положение педали обеспечивается оттяжной пружиной, при этом ход педали назад ограничен винтом с резиновым буфером, которым устанавливается крайнее заднее положение педали и регулируется зазор между толкателем и поршнем. Зазор между толкателем и поршнем в процессе эксплуатации автомобиля несколько увеличивается в связи с изнашиванием контактирующих поверхностей.

На практике зазор у толкателя главного цилиндра, как правило, не регулируется, поскольку в этом нет необходимости. В случае, если возникло подозрение, что сцепление включается не полностью, убедитесь в наличии зазора 0,1-0,5 мм по легкому касанию толкателя о поршень или по свободному ходу педали 0,4-2 мм.

Зазор у толкателя рабочего цилиндра обычно приходится регулировать после замены ведомого диска или его фрикционных накладок. Дело в том, что, как отмечалось, с изнашиванием накладок ведомого диска сцепления уменьшается свободный ход выжимного подшипника, толкателя рабочего цилиндра и педали сцепления. Сцепление становится более «чутким» (уменьшается полный ход педали). После замены диска (или его накладок) вы сразу же заметите, что свободный ход педали увеличился.

**Прокачка гидропривода сцепления.** Эту операцию рекомендуют проводить таким же образом как и прокачку гидропривода тормозов. В действительности условия работ гидросистем резко отличаются — в гидроприводе сцепления не происходит нагрева жидкости и прокачку системы проводят, как правило, только при замене уплотнительных колец в цилиндрах (чаще в главном). Более того, из-за положения цилиндров и бачка, часто прокачка с отворачиванием штуцера для выпуска воздуха просто не требуется. После заполнения бачка жидкостью нажмите несколько раз на педаль, и воздух удалится из системы.

По ресурсу сцепления на автомобиле часто можно определить квалификацию водителя. Для увеличения срока его службы:

- а) не держите долго ногу на педали сцепления;

б) при возможности переходите на нейтраль в коробке передач без выключения сцепления, когда нет передачи крутящего момента ни от двигателя к колесам, ни от колес к двигателю;

в) при переключении передач не должно быть ни торможения автомобиля, ни рывков — другими словами, переключение передач не должны замечать ни пассажиры, ни автомобиль. Плохо, когда при включении сцепления допускается его излишнее буксование, но еще хуже резкое включение сцепления.

При резком включении сцепления нагрузки в трансмиссии могут в 3-4 раза превзойти нагрузки при максимальном крутящем моменте двигателя.

Это объясняется тем, что при быстром отпуске педали сцепления усилие прижатия ведомого диска к маховику определяется не только усилием пружины, но и кинетической энергией движущегося нажимного диска и связанных с ним деталей. В момент прижатия нажимным диском ведомого диска к маховику давление на фрикционные накладки может превышать в несколько раз давление, обеспечиваемое только пружиной. Резкое включение сцепления, несмотря на наличие в ведомом диске пружинного демпфера, сопровождается уменьшением числа оборотов двигателя, на трансмиссию передается повышенный крутящий момент. От этого в первую очередь страдают: шлицевые соединения, карданные шарниры и зубчатая пара главной передачи. Срок службы сцепления (при 60% времени езды в городских условиях) примерно составляет: новое сцепление (до пробуксовывания) — 120 тыс. км, после первой замены фрикционных накладок — 60 тыс. км, до изнашивания вторых накладок — 30 тыс. км. Еще до изнашивания вторых накладок при 190-200 тыс. км общего пробега обычно возникают поломки деталей «корзинки» сцепления или на ней появляются трещины. Последнее наиболее опасно, поскольку аварийное разрушение кожуха сцепления часто ведет к разрушению направляющей втулки передней крышки коробки передач, по которой скользит муфта выключения сцепления.

На практике нормальным признаком конца срока служ-

бы сцепления принято считать начало его пробуксовывания. Вообще-то, как отмечалось выше, предельное изнашивание накладок — это, когда расстояние от рабочей поверхности накладок до головки заклепки менее 0,2 мм. Такая величина установлена из расчета, чтобы головка заклепки не касалась рабочих поверхностей маховика и нажимного диска (изнашивание рабочих поверхностей, ослабление заклепки). Вряд ли кто будет разбирать сцепление только ради того, чтобы измерить сколько еще осталось до заклепок. Для предупреждения неожиданного отказа сцепления обратите на него внимание первый раз при пробеге около 100 тыс. км, а если ведомый диск или фрикционные накладки уже заменялись, то через 50 тыс. км пробега после этого.

Что касается изнашивания ведомого диска до заклепок (до буксования сцепления), то здесь необходимо отметить, что характер изнашивания рабочих поверхностей нажимного диска и маховика (образование концентрических канавок) скорее определяется качеством материала, а не касанием заклепок.

Итак, нормальным признаком того, что ведомый диск выработал свой ресурс, является пробуксовывание сцепления. Иногда наличие пробуксовывания советуют определять таким способом: затянуть до отказа ручной тормоз и попытаться тронуться с места, медленно отпуская педаль сцепления и плавно нажимая на педаль акселератора. Если двигатель заглох — со сцеплением все нормально, если двигатель работает — сцепление буксует, если автомобиль трогается — «не держит» ручной тормоз. В подавляющем большинстве случаев производить такую проверку нет необходимости. Скорее возникает вопрос, как добраться до гаража.

Если сцепление пробуксовывает, то лучше ехать на низших передачах. По сравнению с IV-й (прямой) передачей момент сопротивления вращению на сцеплении будет меньше: на III-й примерно в 1,49; на II-й — в 2,3 раза; на I-й примерно в 3,75 раза (передаточные числа коробки передач см. табл. 6). Пробуксовывание сцепления всегда появляется тихо, без шума (последнее часто озадачивает, когда движение происходит по шоссе с постоянной скоростью). Начинает казаться, что не работает коробка передач (III-я и IV-я пере-

дачи не включаются). Удостовериться, что виновато сцепление очень просто — при остановленном двигателе любая передача включается без выключения сцепления.

Если при нормальном изнашивании в конце срока службы сцепление начинает буксовать, то при поломках, часто сопровождаемых стуком, треском, и т.п., сцепление начинает «вести» (не полностью выключаться). При этом возможно следующее:

а) ослабли заклепки или произошла поломка фрикционных накладок ведомого диска;

б) от перегрева возникло коробление ведомого диска (допустимое торцевое биение не более 0,5-0,7 мм);

в) поломка пластин, соединяющих нажимной диск с кожухом сцепления;

г) поломка пластин, соединяющих упорный фланец с кожухом сцепления;

д) ослабление заклепок крепления диафрагменной пружины;

ж) перекос нажимного диска вследствие отгибания фиксаторов или появления трещин на кожухе сцепления;

з) разрушение подшипника передней опоры первичного вала коробки передач (в гнезде коленчатого вала двигателя).

Если сцепление «ведет» (не полностью выключается), то это проявляется в затрудненном переключении передач переднего хода и шуме при включении передачи заднего хода. В этих случаях лучший выход — осторожно добираться до гаража. О езде с перечисленными дефектами речи уже не идет, так как возможны еще более серьезные поломки. Сцепление может «вести» не только в связи с поломками, с выработкой ресурса. Вот более простые случаи:

а) отказал привод сцепления (отсутствие свободного хода, наличие воздуха или отсутствие жидкости в гидросистеме, изнашивание цилиндров и уплотнительных колец, поломка вилки выключения сцепления и т.д.);

б) затрудненное перемещение ведомого диска по шлицам ведущего вала коробки передач, что проявляется в затрудненном включении I-й передачи, особенно зимой, и связано с отсутствием, высыханием или загрязнением продуктами изнашивания смазки (ЛСЦ-15 или Литол-24) на шлицах вала.

## 2.1. Ремонт сцепления.

Ремонт сцепления — это, как правило, замена фрикционных накладок, ведомого диска, «корзинки», маховика (отдельно или в комплекте). Толщина новых фрикционных накладок для всех типов сцеплений — 3,3 мм.

Толщина ведомого диска по фрикционным накладкам в свободном и сжатом состоянии будет (рис. 6), мм:

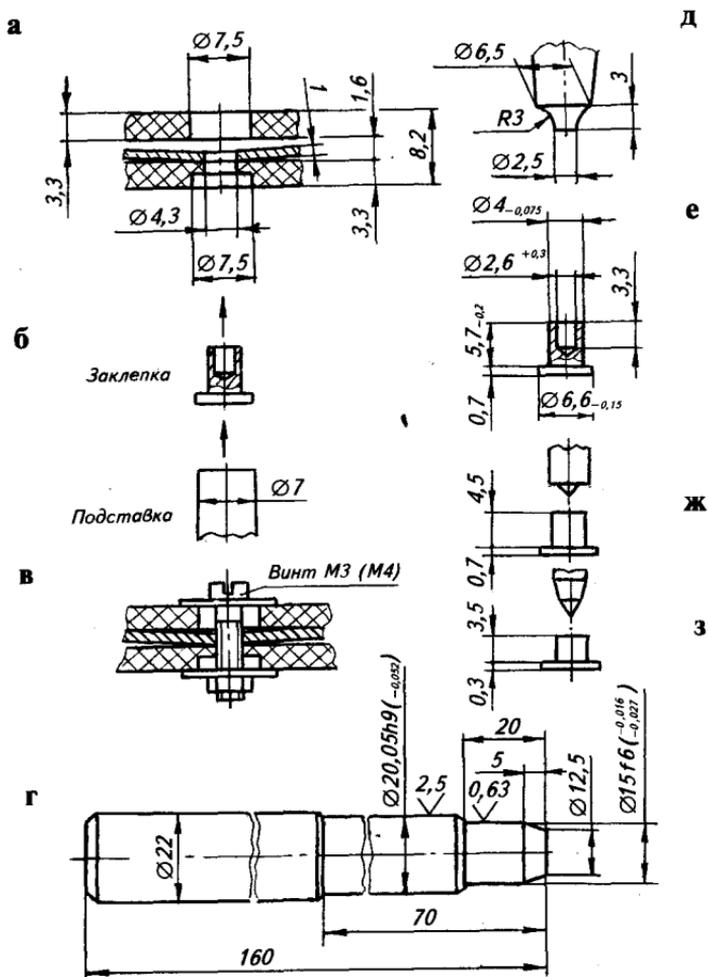
- новый диск (толщина накладок 3,3 мм) — 8,2/7,6;
- диск изношен до нормальной величины (расстояние между головкой заклепки и рабочей поверхностью 0,2 мм, толщина накладок 2,4 мм) — 6,4/5,8;
- диск изношен до заклепок (толщина накладок 2,2 мм) — 6/5,4;
- диск предельно изношен, сцепление пробуксовывает (толщина накладок 1,9 мм) — 5,4/4,8.

Необходимо иметь в виду, что начало пробуксовки не только связано с толщиной диска, но и с состоянием рабочих поверхностей нажимного диска и маховика. При значительном изнашивании этих поверхностей буксование сцепления возможно уже при 7 мм (толщина диска в свободном состоянии или 6,4 мм — в сжатом).

Добраться до сцепления не так просто, работу лучше выполнять с помощником и на эстакаде (канаве). Если сцепление снимаете впервые, то на это потребуется часов семь. При наличии навыка работа занимает не более двух часов. Каждые две детали, соединенные между собой и вращающиеся при работе, необходимо перед рассоединением пометить краской (керном) для последующей их сборки (стыковки) в том же положении (например, «корзинку» сцепления и маховик).

Во всех книгах и руководствах по «Жигулям» при ремонте сцепления рекомендуется снять коробку передач. Те же, кто часто выполняют эту работу, поступают иначе. Далее будет описана наиболее рациональная технология разборки, при этом речь будет идти об основных моментах. Очевидные операции описываться не будут.

В салоне автомобиля полностью освободите люк рычага коробки передач и снимите с рычага стержень. Эта простая операция иногда отнимает много времени. Чтобы этого не

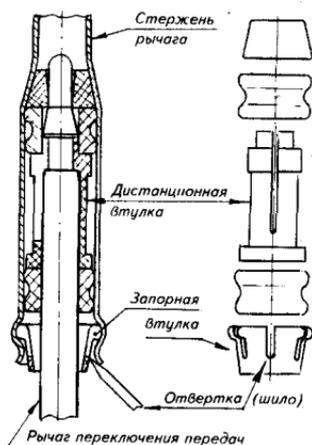


**Рис. 6. Замена фрикционных накладок ведомого диска сцепления:**  
 а — основные размеры отверстий для приклепывания накладок; б — последовательность установки заклепки в диск перед развальцеванием; в — предварительная сборка накладок с ведомым диском; г — оправка для центрирования ведомого диска при установке сцепления на маховик; д — оправка для развальцевания заклепки (рабочая часть); е — размеры медной заклепки; ж — размеры алюминиевой заклепки и рабочая часть оправки для ее развальцевания; з — размеры заклепки из пластичной стали и рабочая часть оправки для ее развальцевания.

произошло, введите узкую отвертку (или шило) в паз запорной втулки (рис. 7) и, действуя ею как рычагом, выньте запорную втулку из стержня рычага. Иногда зазора над запорной втулкой нет (резиновые детали сжаты), и запорная втулка выступающей резиновой частью прижата к низу кольцевой канавки стержня рычага. В этом случае вынуть запорную втулку проще, если прижать стержень рычага вниз. Сборка стержня с рычагом происходит мгновенно: предварительно все детали соединения (на рис. 7 они показаны справа) вставьте в стержень рычага и наденьте стержень на рычаг. При этом разрезная дистанционная втулка защелкнется на рычаге.

Далее отсоедините и снимите приемную трубу. Отсоедините, но оставьте на автомобиле: стартер, рабочий цилиндр сцепления, гибкий вал спидометра (не потеряйте шайбу, места соединения предохраните от загрязнения), провод «массы», заднюю поперечину крепления двигателя, корпус подшипника промежуточной опоры карданного вала, фланец заднего карданного шарнира (после отсоединения конец карданного вала опустите вниз). Потом отверните 4 болта крышки картера сцепления (тонкий лист перед картером сцепления) и 4 болта крепления картера сцепления к двигателю.

Наиболее трудно отвернуть (а потом и завернуть) болты



**Рис. 7. Соединение рычага переключения передач со стержнем.**

крепления стартера и картера сцепления к блоку цилиндров. Здесь удобно использовать торцовые головки с шарнирными удлинителями размером около 1 м. Все перечисленные болты хотя и трудно, но вполне можно отвернуть и завернуть, используя только штатный инструмент.

В рассматриваемом случае разборку коробку передач не снимайте, а просто сдвиньте назад вместе с муфтой и карданными валами. Сдвиг осуществляется до упора рычага коробки передач (включена I-я или IV-я передачи) в задний край люка.

Наиболее ответственный момент — снятие картера сцепления с установочных втулок (находятся в отверстиях двух нижних длинных болтов). Осторожно покачивая коробку передач (с картером сцепления, муфтой, карданными валами), сместите ее назад, при этом конец ведущего вала коробки передач не должен опираться на диафрагменную пружину сцепления и ее упорный фланец. После отвода коробки передач назад, опустите ее на заранее подготовленную подставку.

Теперь отсоедините «корзинку» от маховика. Хотя механизм сцепления статически балансируется отдельно от маховика (а маховик отдельно от коленчатого вала) все же лучше, как отмечалось, пометить относительное положение разъединяемых деталей. Отвернуть 6 болтов не представляет особого труда: ключ (лучше накидной или торцовая головка с воротком) расположите так, чтобы плечо относительно оси вращения было максимальным. Для удобства доступа к болтам проверните маховик. **Когда все болты отвернуты («корзинка» пока еще удерживается на трех штифтах), необходимо помнить о ведомом диске, который находится между маховиком и нажимным диском сцепления и может упасть на ноги. Поэтому примите меры предосторожности.**

При замене фрикционных накладок старые заклепки высверлите (диаметр сверла 3,5-3,7 мм) или только засверлите (диаметр сверла 4 мм) со стороны развальцовки, а потом выбейте. Новые фрикционные накладки закрепите на лепестках ведомого диска винтами (М3, М4) с шайбами и гайками (см. рис. 6,в). Расклепывание производите «крест-накрест». Удалив один винт, вставьте заклепку закладной головкой в цековку фрикционной накладки. Помощник, взяв диск двумя руками, прижимает диском заклепку наружной плоскостью головки к подставке (см. рис. 6,б — подставка закреплена в тисках) так, чтобы головка заклепки своей внутренней кольцевой плоскостью села в цековку фрикционной накладки. После этого произведите развальцевание заклепки оправкой (см. рис. 6,д). Далее удалите противоположный винт и

вновь повторите операцию расклепывания и т.д.

Заклепки рекомендуется использовать медные или алюминиевые. Известны случаи применения заклепок из пластичных сталей (сталь 15, сталь 20), в этом случае можно уменьшить высоту закладной головки (см. рис. 6,3).

Если «корзинка» заменяется в связи с изнашиванием нажимного диска, то есть смысл заменить и маховик. Что касается маховика, здесь полезно знать следующее. Маховик центрируется по подшипнику (6-180502К1УС9,  $d \times D \times B = 15 \times 35 \times 14$  мм) и крепится к коленчатому валу шестью самоконтрящимися болтами, под которые подкладывается одна общая шайба так, чтобы метка (лунка на задней плоскости маховика ближе к наружному диаметру) была направлена в сторону кривошипов 1-го и 4-го цилиндров. Отвернуть эти болты (момент затяжки 7,2-8,9 кгс · м) без стопорения маховика, как правило, не удастся (они слишком близко расположены к оси вращения). Простейший способ стопорения маховика: через отверстие под стартер в крышке картера сцепления вверните в маховик болт М8×40. В этом случае болт-стопор упрется в край отверстия в крышке картера сцепления. Смятия края крышки не произойдет, так как плечо стопорения достаточно большое.

Для удаления следов изнашивания рабочую поверхность маховика допускается проточить на токарном станке, снимая слой металла не более 1 мм. Одновременно проточите поверхность маховика, контактирующую с «корзинкой», выдержав размер 0,5-0,6 мм между протачиваемыми плоскостями. При проточке поверхностей маховик необходимо базировать по центральной отверстию с упором в переднюю плоскость (плоскость прилегания к фланцу коленчатого вала), непараллельность протачиваемых плоскостей (на максимальных диаметрах) относительно передней плоскости допускается не более 0,1 мм.

Если уж решено заняться маховиком, то обратите внимание на напрессованный на нем зубчатый венец. Зубчатые венцы поставляются в запчасти, но, если приобрести его не удалось, тогда продлить срок службы венца можно следующим образом. У него изнашиваются торцы зубьев со стороны входа в зацепление шестерни стартера и боковые стороны зубьев (до половины толщины) на дуге 200-230 мм по вершинам зубьев в других зонах. Зоны начинаются за 30-50 мм до ВМГ (по окружности вершин зубьев). Зубчатый венец спрессуйте, поверните вокруг вертикальной оси на 180°

(переверните) и вокруг оси вращения — на  $90^\circ$ , после чего нагрейте до  $100-150^\circ\text{C}$  и вновь напрессуйте на маховик. Для облегчения входа в зацепление шестерни стартера сделайте напильником фаски на боковых кромках зубьев венца.

Установку сцепления проведите в обратной последовательности. При этом необходимо: проверить состояние подшипника 6-180502К1УС9 и при необходимости его заменить; ведомый диск расположить выступающей частью с кольцевой канавкой назад (к коробке передач), отцентрировать ведомый диск оправкой (см. рис. 6,г) и затем, не вынимая оправки, затянуть болты крепления кожуха сцепления к маховику (момент затяжки  $2,0-3,2$  кгс · м) после чего вынуть оправку; очистить и смазать тонким слоем смазки (ЛСЦ-15, Литол-24) шлицы ведущего вала коробки передач.

Первая задача при установке коробки передач с картером сцепления на место — попасть шлицевым валом коробки передач в шлицевое отверстие ведомого диска. Для этого поверните коробку передач в одну и другую стороны на небольшие углы. Можно поворачивать вторичный вал за упругую муфту (при любой включенной передаче). После попадания вала в отверстие ведомого диска, остается попасть отверстиями картера сцепления на две установочные втулки блока. Затяжку болтов картера сцепления произведите моментом  $5,5-8,9$  кгс · м. Далее установите все снятые узлы и детали.

Встречается еще один дефект — сцепление «слиплось» (не выключается). Здесь вновь необходимо вспомнить принцип действия сцепления: нажимной диск отведен от ведомого, а ведомый диск так и остался «прилипшим» к маховику. Это явление было известно давно. На фрикционных накладках есть специальные канавки, назначение которых — охлаждать рабочие поверхности за счет циркуляции воздуха, удалять продукты изнашивания, снижающие коэффициент трения, и обеспечить чистоту включения сцепления путем устранения, как считается, возможности «присасывания» фрикционных накладок к рабочим поверхностям нажимного диска и маховика.

Чаще явление слипания бывает на новом автомобиле после зимней стоянки, (бывает и после стоянки в течении одного месяца и не на новом автомобиле). Как «разлепить» сцепление? Проще всего удавалось так: садитесь в автомобиль, включайте II-ю или III-ю передачу и заводите двигатель (трогайте

автомобиль лучше под уклон или при помощи помощников).

При движении автомобиля «разлепление» выключенного сцепления происходит:

а) при изменении скорости движения «газом»,

б) торможением (лучше ручным тормозом, когда одна нога на сцеплении, а другая на «газе»).

«Разлепить» сцепление можно и таким образом: вывесите задний мост автомобиля, подложите под передние колеса упоры, включите IV-ю передачу, запустите двигатель, выключите сцепление и затормозите.

**Вывешивать одно колесо нельзя, т.к. при торможении автомобиль соскочит с подставки!**

Конструкции коробок передач автомобилей ВАЗ достаточно надежны и, как правило, они не приносят неприятностей на протяжении всего срока службы автомобиля при условии точного соблюдения рекомендаций завода-изготовителя по их обслуживанию (в основном замена масла с промывкой) и грамотной эксплуатации. Возможные дефекты, причины, способы их обнаружения и устранения, а также ремонт коробок передач подробно описан в соответствующей литературе по «Жигулям».

Характеристики коробок передач автомобилей ВАЗ приведены в табл. 6. Сведения о подшипниках и сальниках четырехступенчатых коробок передач заднеприводных автомобилей ВАЗ даны в табл. 7.

Каждая коробка передач имеет привод спидометра, соответствующий передаточному числу главной передачи. Для внешнего отличия на приводе спидометра коробки передач наносится метка краской: синей — для передаточного числа главной передачи 3,9; красной — для 4,1; не окрашивается — для 4,3. Кроме того, на картер сцепления (напротив сапуна) наносится краской маркировка, указывающая на какую модель автомобиля какая коробка передач устанавливается. Например, коробка передач для автомобилей ВАЗ-2104, «2105» маркируются на картере сцепления цифрой 5, для автомобиля ВАЗ-2107 — цифрой 7. Если коробка передач после замены не соответствует главной передаче, тогда показания скорости движения и пробега не будут соответствовать действительным.

Таблица 6. Передаточные числа коробок передач автомобилей ВАЗ

Модель автомобиля	Передача					з.х.
	I	II	III	IV	V	
2101, 21011, 21013, 2102, 21021, 2103, 21051	3,75	2,30	1,49	1,00	—	3,87
2105, 21052, 2104, 21043, 2107, 21072, 21074	3,67	2,10	1,36	1,00	0,82	3,53
2106	3,24 (3,67)	1,98 (2,10)	1,29 (1,36)	1,00	—	3,34 (3,53)
21063, 21061	3,75 (3,67)	2,30 (2,10)	1,49 (1,36)	1,00	—	3,87 (3,53)
21065	3,67	2,10	1,36	1,00	0,82	3,53
2108, 21081	3,636	1,95	1,357	0,941	0,784	3,53
1111, 11113	3,70	2,06	1,27	0,90	—	3,67

Таблица 7. Подшипники и сальники коробки передач

Вал	Опора				Сальник (d×D×B), мм
	передняя		задняя		
	Подшипник (d×D×B), мм	Промежуточная (d×D×B), мм	Подшипник (d×D×B), мм	Подшипник (d×D×B), мм	
Ведущий (первичный)	6-180502K1УС9 15×35×14	—	6-50706У 30×75×19	2101-1701043 (28×47×8)	
Промежуточный	6-156704 20×50×20,6	—	6-92705К 25×55×18		
Ведомый (вторичный)	464904Е 19,3×25,3×19,8	6-50306КУ 30×72×19	6-205КУ 25×52×15	2101-1701210 (32×56×10)	

**Примечания:** 1. В таблице приведены подшипники четырех ступенчатой коробки передач.

2. Подшипник 464904Е — ролики с сепаратором (в таблице приведены размеры сепаратора).

### 3. Карданная передача

---

Карданная передача состоит из переднего и заднего карданных валов, промежуточной опоры, эластичной муфты и двух карданных шарниров. Рабочие углы передачи крутящего момента: эластичная муфта (гибкий кардан) —  $4^\circ$ , передний карданный шарнир —  $6^\circ 30'$ , задний карданный шарнир —  $7^\circ 30'$ . При использовании жестких карданных шарниров максимальный угол между осями соединяемых валов не должен превышать  $15^\circ$ — $20^\circ$ . Ограничены и минимальные углы. Если угол между осями валов менее  $2^\circ$  и при передаче крутящего момента изменяется незначительно, то это приводит к интенсивному выдавливанию канавок на шипах крестовины и корпусах (бринеллирование). Поэтому при малых углах между осями валов иногда вместо игольчатых подшипников качения применяются подшипники скольжения в виде втулок. Если соединяемые валы вращаются с большой частотой (до  $6000 \text{ мин}^{-1}$  на прямой передаче), то они должны быть хорошо отцентрированы. Центрирование (соосность) ведомого вала коробки передач и переднего вала карданной передачи осуществляется центрирующим кольцом, напрессованным на конец ведомого вала коробки передач, и центрирующей втулкой, запрессованной во фланец муфты. Центрирование переднего и заднего карданных валов, заднего карданного вала и хвостовика производится по торцам шипов крестовин. Основные сопряжения карданной передачи даны в табл. 8.

**Неисправности карданной передачи.** Внешние признаки неисправностей карданной передачи это, как правило, стуки, повышенный шум, вибрации. Причинами указанных неисправностей могут быть:

- а) недостаточная смазка шлицевого соединения;
- б) ослабление затяжки гайки, крепящей вилку на заднем конце переднего карданного вала;
- в) ослабление затяжки гаек, крепящих поперечину к кузову автомобиля;
- г) выход из строя подушки опоры задней подвески двигателя на автомобиле с большим пробегом (более 200 тыс. км).

Кроме того, ряд неисправностей связан с изнашиванием:

- а) поверхностей трения центрирующей втулки фланца

Таблица 8. Основные сопряжения карданной передачи

Сопряжение	Отверстие	Вал	Зазоры		
			min	max	доп.
Отверстие в вилке карданных шарниров — корпус игольчатого подшипника	23,803—23,823	23,841 <sup>-0,013</sup>	+0,005	+0,038	Зазор не доп.
	23,803Н7(+0,021)	23,803г5(+0,037 -0,023)	+0,010	+0,040	
Отверстие (по иглам) — диаметр шипа крестовины	14,733 <sup>+0,037</sup>	14,725 <sup>-0,01</sup>	0,008	0,055	0,1
	14,733Н9(+0,043)	23,803г5(+0,005 -0,0017)	0,006	0,060	
Скользящая вилка — карданный вал (боковые поверхности шлицев)	2,63 <sup>+0,04</sup>	2,56 <sup>-0,04</sup>	0,007	0,150	0,3
	2,63N10(+0,04)	2,63с11(-0,06 -0,12)	0,006	0,160	
Центрирующая втулка фланца — центрирующее кольцо ведомого вала коробки передач	28 <sup>+0,021</sup>	28 <sup>-0,013</sup>	0	0,034	0,05
	28Н7(+0,021)	28н6(-0,013)	0	0,034	
Подшипник промежуточной опоры (6-180505УС17)	52 <sup>+0,009</sup> -0,021	52 <sup>-0,013</sup>	0,022	+0,021	0,04
	52К7(+0,009 -0,021)	52н5(-0,013)	0,022	+0,021	
	25 <sup>-0,01</sup>	25 <sup>+0,015</sup> +0,002	+0,002	+0,025	
Отверстие внутреннего кольца — вал	25К6(+0,002 -0,011)	25к6(+0,015 +0,002)	0,000	+0,036	Зазор не доп.

Примечания: 1. Зазоры со знаком "+" — натяги.

2. В таблице даны ближайшие стандартные посадки.

эластичной муфты и центрирующего кольца ведомого вала коробки передач;

б) шлицевого соединения (передний шлицевой наконечник переднего карданного вала — задний фланец эластичной муфты);

в) подшипника промежуточной опоры (6-180505УС17,  $d \times D \times B = 25 \times 52 \times 18$  мм);

г) игольчатых подшипников карданных шарниров.

К потере работоспособности карданной передачи приводит и нарушение балансировки карданных валов вследствие:

а) деформации карданных валов;

б) дисбаланса карданных валов в связи с потерей балансировочных пластин (допускается дисбаланс не более  $220 \text{ гс} \cdot \text{мм}$  при  $5500 \text{ мин}^{-1}$ );

в) неверной сборки карданного вала (обычно из-за несовпадения меток, нанесенных при разборке).

Перед снятием карданного вала наносятся метки: эластичная муфта — фланец переднего карданного вала; фланец переднего карданного вала — передний наконечник переднего карданного вала; задний наконечник переднего карданного вала — задняя вилка переднего карданного вала (ранее здесь метки наносились на заводе); задняя вилка переднего карданного вала — передняя вилка заднего карданного вала; задняя вилка заднего карданного вала — вилка фланца хвостовика.

### 3.1. Ремонт карданной передачи.

Карданную передачу удобнее снимать на эстакаде или смотровой канаве. Для этого отпустите ручной тормоз, поставьте в нейтральное положение рычаг переключения передач и вывесите одно или оба задних колеса.

Рекомендуется снимать карданную передачу вместе с эластичной муфтой. Для этого установите на эластичную муфту хомут, отверните три гайки (головки их болтов направлены вперед) и снимите болты, а затем — хомут. Далее отсоедините: задний карданный вал от фланца ведущей шестерни главной передачи, оттяжную пружину от уравнивателя заднего троса стояночного тормоза, поперечину промежуточной опоры от пола кузова. Снимите карданную передачу

в направлении передней части автомобиля.

Возможен и другой вариант: отогните четыре усика обоймы сальника, загнутые в канавку фланца переднего наконечника переднего карданного вала и сдвиньте обойму и сальник назад. Отсоедините корпус подшипника от поперечины промежуточной опоры и задний карданный вал от фланца ведущей шестерни главной передачи и выньте карданную передачу назад. При сборке шлицевого соединения сожмите сальник на 0,3-0,5 мм посредством обоймы и загните ее усики в канавку ступицы фланца, а корпус подшипника закрепите на поперечине в прежнем положении.

При снятии карданной передачи необходимо обратить внимание на следующее:

а) четыре гайки заднего фланца лучше отворачивать новым ключом, плотно охватывающим грани гайки; головку болта удерживайте от проворачивания заклиниванием отвертки;

б) не забудьте нанести все метки и, в первую очередь, на шлицевом наконечнике карданного вала и фланце;

в) предохраните от грязи шлицевое отверстие во фланце и шлицевой вал наконечника. В случае, если вы сорвали грани гаек, отворачивайте их при помощи зубила и молотка (после этого грани придется обтачивать уже под шестигранник 12 мм).

Обычно первое, что обращает на себя внимание, это изнашивание шлицевого соединения (зазор по среднему диаметру шлицев более 0,3 мм, см. табл. 8), который заявляет о себе стуком при трогании автомобиля с места, а также при резком разгоне или переключении передач. Стуки иногда удается устранить, прошприцевав соединение вместо смазки Фиол-1 более вязкими смазками: Фиол-2У, Фиол-3, Литол-24, ШРБ-4. Иногда стук в шлицевом соединении удается устранить обстукиванием вала на середине длины. Обстукивание проводите аккуратно — вал должен опираться на ровную металлическую поверхность, постоянно контролируйте свободу перемещения вала в шлицевой ступице фланца.

Подшипник промежуточной опоры карданного вала замените, если радиальный зазор превышает 0,05 мм, т.к. при большем радиальном зазоре подшипник может «загудеть» или даже разрушиться. Подшипник установлен на заднем наконечнике переднего карданного вала и, чтобы добраться

до него, необходимо разобрать карданный шарнир, отвернуть гайку и снять вилку переднего карданного вала. У подшипника с двух сторон установлены пылеотражатели (подшипник с двумя уплотнениями).

Чаще всего приходится заниматься (иногда через 60 тыс. км пробега) крестовинами и игольчатыми подшипниками карданных шарниров. Перед разборкой карданных шарниров нанесите метки на вилках и стопорных кольцах, чтобы при сборке установить кольца в те же канавки. Разобрать карданный шарнир особого труда не составляет, особенно если есть круглогубцы для извлечения стопорных колец. И все же есть смысл обратить внимание на следующее:

а) кольца при снятии могут «улететь», поэтому, снимая кольцо круглогубцами одной рукой, в другой держите тряпку, прикрывая место действия. Упрощает снятие стопорных колец применение круглогубцев и отвертки, а особенно — использование круглогубцев и плоскогубцев с узкими (примерно 2 мм) концами губок;

б) кольцо нельзя чрезмерно сжимать (более, чем необходимо) или растягивать, оно может сломаться;

в) после снятия колец тщательно очистите от грязи и ржавчины отверстия в вилках шарнира.

Теперь выпрессуйте корпуса игольчатых подшипников при помощи выколотки 3 (рис. 8), подставки 1 и молотка или при помощи струбицы (рис. 9). Во всех случаях выпрессовывания нижний корпус игольчатого подшипника перемещается в своем отверстии дважды. Порядок выпрессовывания: снимите стопорные кольца (записав, в какой канавке какое стояло кольцо), установите вилку шарнира на подставку 1 (см. рис. 8), сверху аккуратно через выколотку 3 выбейте верхний подшипник вниз (крестовина со второй вилкой также опускается вниз). После того как верхний подшипник выпрессовался, снимите его с шипа крестовины и выньте вторую вилку с крестовиной из нижнего подшипника первой вилки. Корпус нижнего подшипника также выбейте внутрь вилки (второе перемещение).

**Типичная ошибка:** выбивают верхний подшипник до тех пор пока не окажутся выбитыми оба (верхний и нижний). При этом сминается обойма нижнего сальника. Далее через крес-

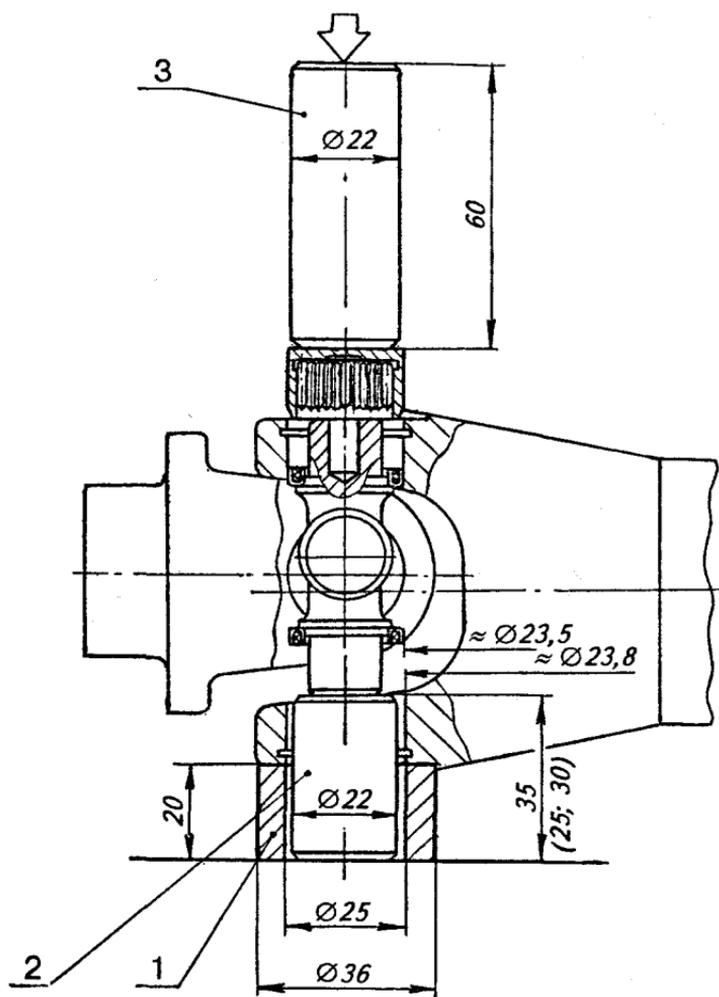


Рис. 8. Запрессовывание подшипника:

1 — подставка; 2 — упор; 3 — оправка.

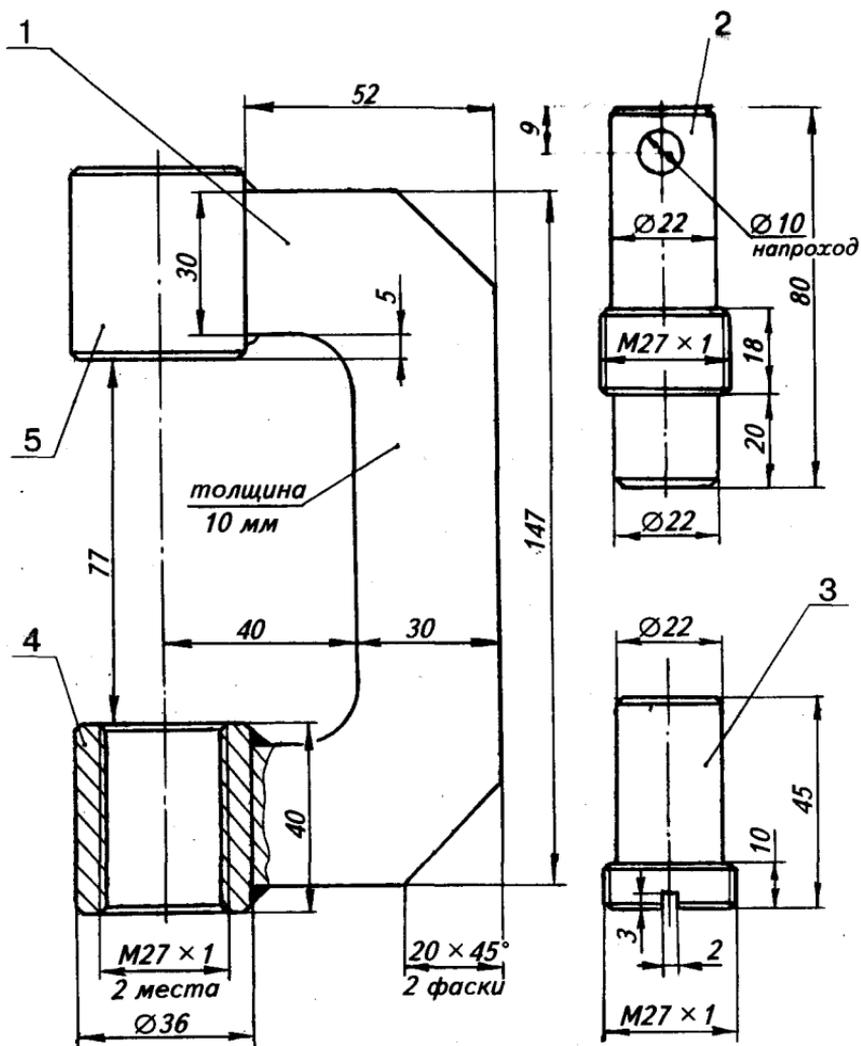


Рис. 9. Приспособление для выпрессовывания и запрессовывания подшипников карданного вала:

1 — трубочина; 2 — винт; 3 — упор (подставка); 4 — нижняя резьбовая гайка; 5 — верхняя резьбовая втулка.

товину пытаются выбить верхний подшипник в обратном направлении, а так как у корпуса с глухой стороны нет заходной фаски, повреждают посадочную поверхность в отверстии вилки.

Более сложной операцией является запрессовывание, которая почему-то нигде не описана.

Перед сборкой шарнира с новыми подшипниками и крестовиной заполните смазкой полости в шипах крестовин и смажьте внутренние и наружные поверхности корпусов подшипников (смазка Фиол-2У, № 158; 0,4-0,6 г, ранее рекомендовали Литол-24; 0,3-0,45 г). Не смазывайте шипы крестовин (будет при сборке образовываться воздушная подушка) и не спутайте иглы подшипников (в комплекте иглы подобраны, их диаметры отличаются не более чем на 0,004 мм). Усилие запрессовывания может быть до 800 кгс.

Приведем первый способ запрессовывания. Соберите крестовину с уплотнениями и вставьте в вилку. Вилку обоприте на подставку 1, а крестовину — на подставку 2 высотой 35 мм. Установите корпус подшипника с иглами. Подставка обеспечивает одновременную посадку корпуса в отверстие вилки и игл на шипы крестовины, что позволяет начать запрессовывание корпуса без выпадания и перекоса игл. Запрессовав корпус подшипника до упора его дна в шип крестовины, установите подставку высотой 30 мм и вновь продолжайте запрессовывание корпуса до упора в торец шипа. Опять замените подставку на другую, но уже высотой 25 мм, и закончите запрессовывание. Потом установите стопорное кольцо и переверните вилку. При повороте вилки шип крестовины не должен выйти из подшипника. Кроме того, не сомните обоймы сальников. Теперь запрессуйте корпус с иглами второго подшипника и установите стопорное кольцо. Запрессовывание корпусов подшипников в другую вилку производите аналогично.

Необходимо обратить внимание на следующее. Запрессовывание проводите аккуратно — отдельные иглы не должны выпасть из корпуса и перекашиваться, иначе сломаете иглу или испортите сальник. Момент окончания запрессовывания, когда корпус упирается дном в торец крестовины, определяйте по звуку удара. На рис. 8 показаны две вилки карданного шарнира с вставленной крестовиной. Удобнее же заниматься

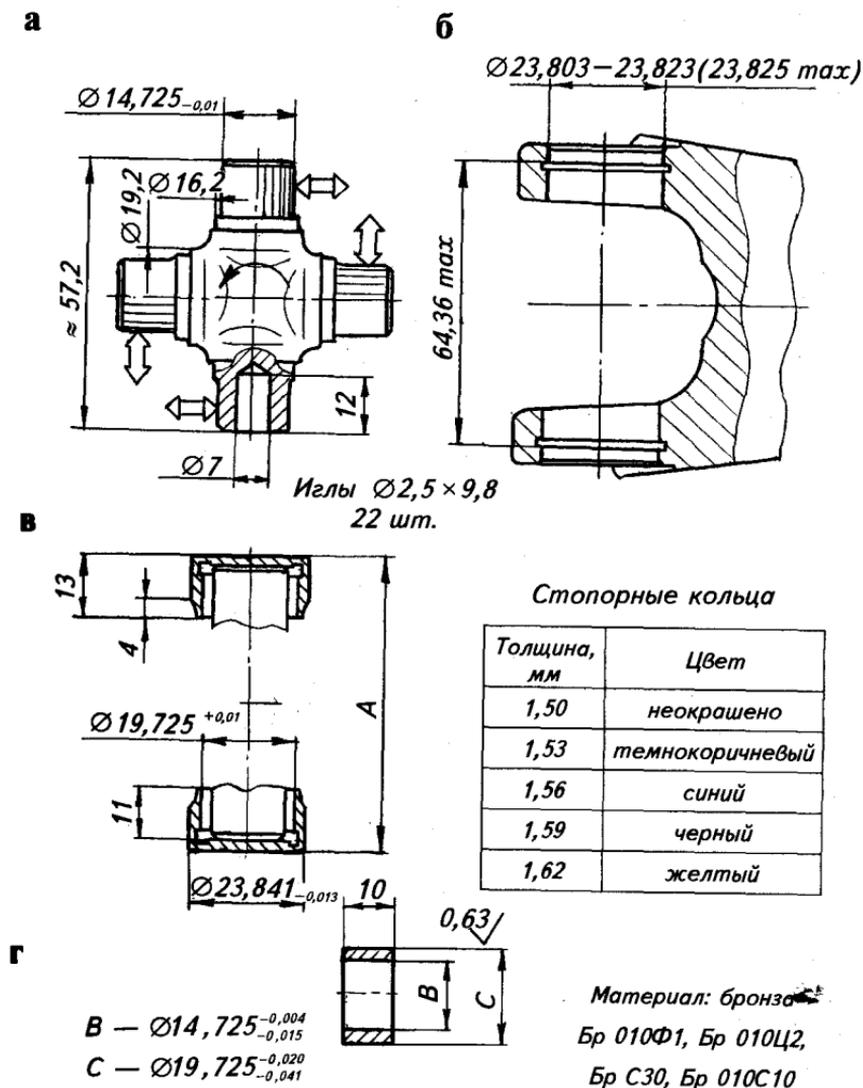
сначала с одной вилкой. Например, задний шарнир: вставьте крестовину в вилку фланца карданного вала, запрессуйте подшипники и установите стопорные кольца. Далее, повернув соответствующим образом крестовину, вставьте ее (с вилкой фланца) в вилку заднего карданного вала, запрессуйте остальные подшипники и установите стопорные кольца.

Рассмотрим второй способ запрессовывания, который осуществляется без молотка. В верхнюю втулку 5 (см. рис. 9) струбины 1 вверните винт 2 с отверстием под вороток, а в нижнюю часть — подставку 3 с шлицем под отвертку. Подставкой для нижнего ушка вилки служит нижняя резьбовая втулка 4 струбины. Запрессовывание осуществляется винтом 2 при постепенном опускании вниз подставки 3. Выпрессовывание подшипников крестовины при помощи этого приспособления производите, вращая винт 2 (подставку не используйте).

Для продления срока службы сочленения переставьте крестовины и корпуса подшипников. Обычно изнашивание (появление канавок) на шипах и в корпусах подшипников наблюдается с одной стороны. Почему так происходит, легко понять, обратившись к рис. 10, где показаны крестовина (вид сзади), направление ее вращения при движении вперед и усилия, действующие на шипы. Чтобы включить в работу неизношенные поверхности, крестовину поверните в вилках на  $90^\circ$  (шипы «меняют» вилки), а корпуса поверните в отверстиях вилок тоже на  $90^\circ$ . Повороты делайте в любую сторону.

Если нет новых игольчатых подшипников и крестовин, то временным выходом из положения будет применение в карданных шарнирах подшипников скольжения. Втулку (см. рис. 10,г) изготовьте из бронзы (БрО10Ф1, допускаемое условное давление  $150 \text{ кгс/см}^2$ , БрОС30 —  $250 \text{ кгс/см}^2$ ) и напрессуйте на шип (втулка вращается в корпусе игольчатого подшипника). Долговечность таких подшипников скольжения будет примерно в два раза меньше (при максимальном моменте двигателя около  $12 \text{ кгс} \cdot \text{м}$  и включенной четвертой передаче условное давление на шипы будет примерно  $166 \text{ кгс/см}^2$ ).

При замене деталей карданного шарнира обеспечьте осевой зазор крестовины в пределах  $0,01-0,04 \text{ мм}$ . Если подшипники смазаны, то при приложении небольших усилий этот зазор практически не ощутим. Если зазор отсутствует (детали прижаты даже с небольшим натягом), то это приводит к затрудненному проворачиванию крестовин в иголь-



**Рис. 10. Детали карданного шарнира:**

**а** — крестовина; **б** — вилка; **в** — игольчатый подшипник; **г** — подшипник скольжения (как замена).

чатых подшипниках. При этом масло из углублений в шипах крестовин (см. рис. 8 и 10) не поступает к иглам подшипников, поэтому возможно заедание и изнашивание торцов шипов. Если зазор более 0,4 мм, то существенно нарушается соосность соединяемых карданными шарнирами валов. При величине осевого зазора крестовины в заднем шарнире примерно 1,5 мм возникает сильное гудение низкого тона и вибрация при частоте вращения карданных валов до 500 мин<sup>-1</sup>. Возникающий шум и вибрацию просто невозможно не заметить. При зазоре примерно 1,5 мм в переднем шарнире гудение более высокого тона возникает при скорости 90-95 км/ч. Здесь соответствие между появлением гудения и скоростью движения определяется дисбалансом валов и наличием смазки в игольчатых подшипниках. Необходимо иметь в виду, что при больших зазорах нарушается работоспособность сальников (нет прижатия их к корпусам). Сальник уже не удерживает смазку внутри подшипника и пропускает туда воду и грязь снаружи.

Если карданный шарнир был разобран только для пополнения или замены смазки, то в этом случае достаточно установить все детали на свои прежние места или сохранить их положение относительно друг друга. Корпуса со своими иглами и стопорными кольцами установите в свои отверстия и в свои канавки в вилках. При сильном изнашивании поверхностей отверстий в вилках (максимально допустимый 23,825 мм), когда практически исчезает натяг в соединении (см. табл. 8), возможно изнашивание наружных стенок канавок стопорными кольцами, приводящее к увеличению осевого зазора крестовины. Предельно допустимая величина изнашивания 64,36 мм.

При замене крестовины и игольчатых подшипников (относительное положение вилок сохраните) лучше поступить следующим образом. На старых деталях замерьте размер А (см. рис. 10, в). Далее, это же расстояние замерьте на новых деталях и определите положение крестовины и места установки игольчатых подшипников. Это позволит использовать старые стопорные кольца.

Стопорные кольца выпускаются пяти размеров (см. рис. 10, табл): от 1,50 до 1,62 мм, шаг 0,03 мм. Приобретать лучше кольца средней толщины (1,56 мм) или наиболее толстые

(1,62 мм), т.к. из толстых можно сделать тонкие. Порядок установки колец: первым установите кольцо толщиной 1,56 мм (из комплекта средней толщины), второе кольцо подберите следующим образом. Найдите наиболее толстое кольцо, которое можно вставить в канавку. Например, таким кольцом оказалось кольцо толщиной 1,53 мм (кольцо 1,56 мм не вставляется). Тогда в канавке должно быть установлено кольцо толщиной 1,50 мм. Заканчивая сборку шарнира, обеспечьте, чтобы стопорные кольца сели в канавки (лучше это сделать при помощи стержня и молотка). Если после установки карданной передачи появилось сильное гудение, это значит, что одно из колец вышло из канавки. При выходе из канавки кольца, как правило, остаются в отверстиях вилок в определенном месте. Это место определяется размером примерно 64,36 мм (см. рис. 10,б). После окончания сборки карданного шарнира обстучите вилки молотком с пластмассовым бойком, осуществляя упор через крестовину на другую вилку. Под действием удара и упруго сжатых сальников зазор между корпусом подшипника и стопорным кольцом исчезает, а зазор между торцом шипа и доньшком корпуса подшипника появляется. При обстукивании корпуса подшипников прижимаются к стопорным кольцам, обеспечивая такие зазоры у торцев шипов крестовины, которые необходимы для прохода смазки. После сборки шарниров и обстукивания вилок проверьте легкость проворачивания вилок шарнира.

На смену крестовин, подшипников с тщательной очисткой вилок уходит примерно 5 часов.

Для продления срока службы карданной передачи желательно как можно раньше обнаружить появление зазоров в шлицевом соединении и карданных шарнирах (быстрее выходит из строя задний шарнир). Лучше взять за правило: во всех случаях, когда автомобиль на эстакаде или смотровой канаве по любой причине — проверьте относительное окружное перемещение ступицы фланца и наконечника переднего карданного вала, вилки карданных шарниров. При малейшем ощутимом зазоре шлицевое соединение прощипайте, карданные шарниры разберите и смажьте. Возможно придется повернуть крестовины и корпуса игольчатых подшипников (см. выше). При осмотре карданных шарниров обратите внимание на сальники. Если они в масле, то возможно:

- а) смята обойма сальника,
- б) слишком большой осевой зазор крестовины,
- в) износился сальник.

Отсутствие смазки в игольчатых подшипниках иногда обнаруживается по легкому перемещению вилок со звонким стуком. Если зазоры проявили себя стуками (по известной поговорке: «хороший зазор себя покажет — выйдет наружу»), то здесь уже необходим ремонт, а не профилактическое обслуживание.

Во всех случаях, когда появлялся стук в карданном шарнире, то после разборки обнаруживалось отсутствие смазки, а то и ржавчина. Вероятно поэтому рекомендовали смазывать карданные шарниры через 60 тыс. км. Но в связи с тем, что смазка шарниров связана с разборкой шарнира, что трудоемко и не на пользу посадочным поверхностям вилок, смазку шарниров рекомендовать перестали. Однако, опыт показывает, что если разборку и сборку карданных шарниров проводить квалифицированно и сломанное или потерянное стопорное кольцо не обернется проблемой, смазка карданных шарниров продлевает срок их службы вдвое (до 120 тыс. км). Если эти шарниры разбирались, желательно после небольшого пробега осмотреть их и обратить внимание на положение стопорных колец. Стопорное кольцо, вышедшее из канавки, стоит на краю (заподлицо) отверстия ввилке. Запомните, что в этом случае два сальника не работают, т.е. смазка не удерживается внутри узла. Кроме того, туда снаружи проникает грязь.

Изнашивание карданных шарниров увеличивается, если в задней подвеске установлены «высокие» пружины или применены какие-либо прокладки, поднимающие заднюю часть автомобиля. Способствуют ускоренному выходу из строя карданных шарниров дисбаланс карданных валов и изнашивание подшипника промежуточной опоры. И последнее, покупая крестовины с подшипниками, обратите внимание на сальники. Встречаются сальники совсем упрощенной формы — просто резиновые кольца (наружный диаметр 17 мм, внутренний — 22 мм, высота 3,5 мм). Нормальные сальники имеют канавки по торцу и более эффективны. На некоторых автомобилях (например, ЗИЛ-130) в аналогичном узле установлены два сальника, причем один с браслетной пружиной, что значительно увеличивает долговечность всего сочленения.

## 4. Задний мост

---

Необходимость в ремонте заднего моста появляется в связи с изнашиванием его деталей, что проявляется в изменении размеров, формы или состояния поверхности вследствие разрушения поверхностного слоя детали при трении (качения, скольжения). Изнашивание может проявляться и в виде «обмятия» шлицев (фланец хвостовика — хвостовик, полуоси — полуосевые шестерни), валов (применение слишком тугих посадок внутреннего кольца подшипника на вал).

Любой вид изнашивания увеличивает зазоры (или уменьшает натяги) между контактирующими поверхностями деталей. Увеличение зазоров приводит к росту динамических нагрузок, что, в свою очередь, ускоряет процесс изнашивания (прогрессирующее изнашивание). Рост динамических нагрузок объясняется не только ударными, но и колебательными процессами.

Определяя техническое состояние заднего моста, первое, с чем приходится сталкиваться — это изнашивание подшипников. Появившиеся зазоры в подшипниках уже не обеспечивают точное вращение деталей, их оси начинают совершать колебательные движения, что вызывает резонансные явления — сложение колебаний собственных с внутренними с увеличением амплитуды суммарных колебаний. Последнее приводит к тому, что, как принято говорить, мост «загудел».

При подшипниках низкого качества или в случаях, когда были сильные удары, мост может загудеть при пробеге до 100 тыс. км. Гудение моста — это сигнал о необходимости принятия срочных мер. Если при осмотре подшипников обнаружены сколы, трещины или есть признаки усталостного разрушения дорожек качения (язвочки — питтинг) подшипники необходимо заменить. Перед началом усталостного разрушения рабочие поверхности колец, тел качения приобретают светло-коричневый цвет. Подшипники обязательно замените, если на их деталях есть цвета побежалости (подшипник был перегрет) или сепаратор не удерживает ролики на внутреннем кольце подшипника.

При замене любых подшипников, если кольца приходится

выпрессовывать или запрессовывать, необходимо следить, чтобы не было перекоса. Не выпрессовывайте и не запрессовывайте кольца поперечными ударами то по одной стороне, то по другой — т.к. при перекосах неизбежно повреждаются (обминаются) посадочные поверхности. Пользуйтесь специальными съемниками и оправками.

Особенно нагруженным и ответственным подшипником является задний подшипник хвостовика (см. табл. 1). При пробеге 150-200 тыс. км есть смысл осмотреть подшипники и детали заднего моста. Задний подшипник хвостовика при пробеге 250 тыс. км необходимо заменить, так как разрушение этого подшипника приводит к выходу из строя всего редуктора с поломкой зубьев шестерен и заклиниванием.

В случае, если в заднем мосту раздался треск, стук и т.п., это свидетельствует, как правило, о повреждении зубьев шестерен. Бывает, что один из сателлитов дифференциала просто лопается пополам. Если продолжать движение после таких звуков даже с максимальной осторожностью и только до гаража, число повреждений быстро возрастает и, более того, может произойти аварийное разрушение и заклинивание заднего моста.

Любое повреждение зубьев ведущей и ведомой шестерен приводит к неустраняемому гудению моста из-за нарушения непрерывности передачи нагрузки. Перечисленные случаи повышенного шума заднего моста требуют его ремонта.

Однако, при торможении двигателем, возникающее гудение зубчатой пары не свидетельствует о потребности ремонта заднего моста. Правильность зацепления нарушается «затягиванием» хвостовика в ведомую шестерню, превратившуюся при торможении двигателем в ведущую, что особенно заметно при отвернутой самоконтрящейся гайке (шестигранник 24 мм, резьба М16×1,5). Первым признаком, что гайка отвернулась, является наличие масла между фланцами крестовины и хвостовика. Мост может загудеть и при недостаточном количестве масла в редукторе (норма для автомобиля ВАЗ — 1,3 л, для ГАЗ-24 — 1,2 л) или когда залито масло не той марки (для заднеприводных автомобилей ВАЗ — ТАД-17И).

## 4.1. Основные сопряжения

Размеры основных сопрягаемых деталей и допустимые (предельные) зазоры приведены в табл. 9. Там же даны ближайшие стандартные посадки. О посадках подшипников необходимо сказать следующее. Соединения подшипников качения с деталями машин (корпусами, валами) являются, в принципе, частными случаями гладких цилиндрических соединений. Так как кольца подшипника являются тонкостенными деталями, стандартные посадки для гладких цилиндрических соединений оказываются малопригодными. Поэтому, основная система допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений применяется лишь для валов и корпусов под подшипники. Для самих подшипников предусмотрена специальная система допусков и предельных отклонений.

При указании посадки обычных подшипников, в связи с изложенным, используются следующие обозначения, например:

посадка наружного кольца в корпус —  $\frac{\varnothing 72H7}{\varnothing 72hB}$ ;

посадка внутреннего кольца на вал —  $\frac{\varnothing 35kB}{\varnothing 35k6}$ .

Поле допуска hB обозначает, что основное отклонение наружного диаметра подшипника соответствует основному отклонению (-h) в стандартной системе допусков и посадок (отклонение в минус, «в тело»), а рядом стоящая буква B означает, что указанное поле допуска относится к подшипнику (B — bearing (англ.) подшипник).

Аналогично расшифровываются основные отклонения внутреннего кольца подшипника, которые больше соответствуют основным отклонениям в стандартной системе допусков и посадок (здесь поле допуска расположено не вверх, т.е. в плюс, «в тело», а вниз, т.е. в минус).

Таким образом, для обычных подшипников предусмотрена специальная система допусков и предельных отклонений. В силу этого, посадки подшипников качения отли-

чаются от аналогичных посадок общего назначения величинами предельных натягов и зазоров.

Как упоминалось, автомобильные подшипники (нестандартные) проектируются специально для определенного узла автомобиля. Поэтому, если для обычных подшипников основные отклонения колец близки к  $h$  и  $K$ , то соответствие основных отклонений диаметров колец автомобильных подшипников (см. табл. 9) основным отклонениям стандартной системы еще более отдаленное: для наружного кольца (вал) —  $j$ ,  $h$ , для внутреннего кольца (отверстие) —  $H$ ,  $K$ . Более того, для одинаковых подшипников коробки дифференциала желательны были бы различные посадки внутренних колец, т.к. ведомая шестерня сдвинута ближе к левому подшипнику, поэтому и здесь обмятие неровностей происходит быстрее и натяг исчезает.

#### 4.2. Ремонт полуосей

Необходимость ремонта или замены полуосей может возникнуть из-за:

- а) изнашивания или разрушения подшипника,
- б) деформации или поломки полуоси,
- в) изнашивания шлицевого соединения полуоси с полуосевыми шестернями коробки дифференциала.

Наиболее нагруженным местом полуоси является шариковый подшипник (см. табл. 1), т.к. именно он воспринимает от колеса все динамические (ударные) нагрузки и передает их на балку заднего моста. Удары особенно сильны при движении с большой скоростью по неровной дороге на нагруженном автомобиле. Ситуация еще более ухудшается, если на колесах установлены тяжелые шины, давление в них выше нормы, а в подвесках стоят более жесткие пружины.

Если не считать аварийных случаев, когда от сильного удара подшипник просто может разрушиться (раскалываются кольца, шарики), при нормальной эксплуатации в подшипнике происходит увеличение зазоров. Замечено, что удары, не оставляющие каких-либо внешних следов на рабочих поверхностях деталей подшипника, тем не менее не проходят бесследно. Идет «внутреннее» накопление повреж-

Таблица 9. Задний мост, сопряжения, размеры, мм

Сопряжения		Отверстие	Вал	Зазор, натяг (+), мм			
				min	max	доп.	
Подшипники хвостовика	задний	Корпус-наружн. кольцо	$72^{+0,010}_{-0,030}$	$72^{+0,030}_{-0,013}$	+0,060	0,023	0,025
		K7/j7	$73K^{(+0,009)}_{(-0,021)}$	$73j^{(+0,018)}_{(-0,012)}$	+0,039	0,021	
		Внутреннее кольцо —вал	$34,925^{+0,013}$	$34,925^{+0,035}_{+0,021}$	+0,008	+0,035	Зазор не доп.
		H5/n6	$34,925H5^{(+0,011)}$	$34,925n6^{(+0,033)}_{(-0,017)}$	+0,006	+0,033	
	передний	Корпус — наружн. кольцо	$67^{+0,015}_{-0,055}$	$67_{-0,13}$	+0,007	+0,055	0,010
		P7/h5	$67P7^{(-0,021)}_{(-0,051)}$	$67h5^{(-0,013)}$	+0,008	+0,051	
		Внутреннее кольцо —вал	$28_{-0,010}$	$28_{-0,013}$	+0,010	0,013	0,04
		K6/h6	$28K6^{(+0,002)}_{(-0,011)}$	$28h6^{(-0,013)}$	+0,011	0,015	
Подшипники дифференциала	Корпус — наружн. кольцо	$62^{+0,030}_{-0,005}$	$62_{-0,013}$	+0,005	0,043	0,045	
	H7/h5	$62H7^{(+0,030)}$	$62h5^{(-0,013)}$	0	0,043		
	Внутреннее кольцо —корпус	$33_{-0,012}$	$33^{+0,025}_{+0,006}$	+0,006	+0,037	Зазор не доп.	
	K6/m6	$33K6^{(+0,003)}_{(-0,013)}$	$33m6^{(+0,025)}_{(+0,009)}$	+0,005	+0,038		
Отверстие в спутнике — ось спутника	E8/h6	$16^{+0,067}_{+0,032}$	$16_{-0,012}$	0,032	0,089	0,1	
		$16E8^{(+0,059)}_{(+0,032)}$	$16h6^{(-0,011)}$	0,032	0,070		

Продолжение табл. 9

Сопряжение		Отверстие	Вал	Зазор, натяг (+), мм		
				min	max	доп.
Отверстие в коробке дифференциала — ось сателлитов	$\frac{J8}{h6}$	$16^{+0,016}_{-0,008}$	$16_{-0,012}$	+0,008	0,028	0,07
		$16J8^{(+0,015)}_{(-0,012)}$	$16h6_{(-0,011)}$	+0,012	0,026	
Отверстие в коробке дифференциала — шестерня полуоси	$\frac{E8}{h7}$	$34^{+0,10}_{+0,02}$	$34_{-0,025}$	0,020	0,125	0,2
		$34E8^{(+0,089)}_{(+0,050)}$	$34h7_{(-0,025)}$	0,050	0,114	
Подшипник полуоси — полуось	$\frac{K6}{k6}$	$30_{-0,01}$	$30^{+0,015}_{+0,002}$	+0,002	+0,025	Проворачивание не доп.
		$30K6^{(+0,002)}_{(-0,011)}$	$30k6^{(+0,015)}_{(+0,002)}$	0	+0,026	
Отверстие в балке заднего моста — подшипник полуоси	$\frac{K7}{h5}$	$72^{+0,030}_{-0,005}$	$72_{-0,013}$	+0,005	0,043	0,045
		$72K7^{(+0,032)}_{(+0,002)}$	$72h7_{(-0,013)}$	+0,002	0,045	
Запорная втулка — полуось	$\frac{Z9}{k6}$	$30^{+0,085}_{-0,135}$	$30^{+0,015}_{+0,002}$	+0,087	+0,150	—
		$30Z9^{(-0,088)}_{(-0,140)}$	$30k6^{(+0,015)}_{(+0,002)}$	+0,090	+0,155	
Паз фланца хвостовика — шлиц хвостовика	$\frac{F9}{f10}$	$5^{+0,040}_{+0,010}$	в начале $5^{+0,012}_{-0,066}$	0,022	0,100	—
			в конце $5,032^{+0,012}_{-0,066}$	0,068	+0,010	
		$5F9^{(+0,040)}_{(+0,010)}$	$5f10^{(-0,010)}_{(-0,058)}$	0,020	0,098	
			$5,032f10^{(-0,010)}_{(-0,058)}$	0,066	+0,012	

дений, ускоряющих последующее изнашивание деталей. Увеличение зазоров приводит к росту динамических нагрузок и к ускорению изнашивания.

Как установить момент, когда целесообразно приступать к ремонту еще при отсутствии повышенного шума (который уже нельзя не заметить) со стороны заднего моста? Здесь поможет контроль свободного осевого хода полуоси, который сначала проводят без снятия колеса, а потом при снятых колесе и тормозном барабане.

Сначала вывесьте задний мост, установите его на надежные подставки, поставьте рычаг переключения передач в нейтральное положение и отпустите полностью ручной тормоз. Убедившись, что колесо свободно вращается, обхватите его двумя руками (одна спереди, другая сзади колеса) и покачайте его в осевом направлении («к себе» и «от себя») с усилием примерно 10 кгс. При этом допустимый свободный ход должен быть около 1 мм (0,7 мм).

Потом снимите колесо, барабан и действуйте аналогично, только суммарное усилие, прикладываемое к фланцу полуоси должно быть примерно 5 кгс. Более точное измерение проведите этим способом с использованием индикатора часового типа с удлинителем.

**Снятие полуоси.** Полуось внутренним концом входит в шлицевое отверстие шестерни, а наружным опирается на шариковый подшипник (см. табл. 1), который закреплен на полуоси запорной втулкой (рис. 11). Так как полуоси внутренними концами входят в полуосевые шестерни, расположенные в коробке дифференциала, редуктор можно снять, предварительно вынув полуоси совсем или выдвинув их из балки моста на 60–70 мм.

Для снятия полуосей необходимо выполнить следующее. Ослабьте болты крепления колес, вывесьте задний мост и у концов балки установите надежные подставки. Опустите мост на подставки, снимите колеса, отверните два направляющих штифта-болта (шестигранник 12 мм, резьба М8).

Первая, как правило, достаточно трудная задача — снять барабаны. Не пользуйтесь для этой цели, как рекомендуют, направляющими штифтами-болтами (сомнутся грани шестигранника или сорвется резьба в барабане). Вероятно этими

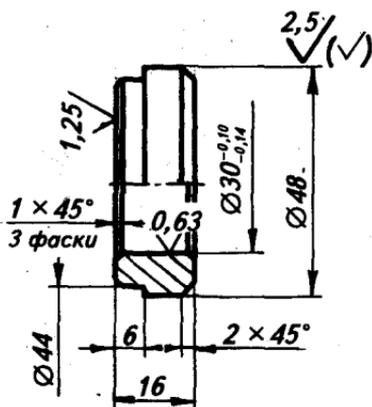


Рис. 11. Запорная втулка.

пользуйтесь накидным ключом или торцевой головкой.

Снятие барабанов и их последующая установка облегчается, если выполнить следующее: полностью освободите задний трос ручного тормоза, отвернув две гайки (шестигранник 13 мм, резьба М8) на резьбовом конце переднего троса; эксцентрики (гайки с шестигранником 17 мм) поставьте в положение минимального развода колодок, смочите керосином (тормозной жидкостью, препаратом WD-40) место посадки барабана на полуоси (при сборке покройте это место тонким слоем смазки). У автомобилей с автоматическим регулированием зазоров между колодками и барабанами (нет эксцентриков) попытайтесь сместить колодки к центру барабана отверткой через отверстия (8 отв. Ø9 мм), если они есть.

Всегда удавалось снять барабаны при помощи молотка. Удары наносите через деревянную проставку (толщина примерно 20 мм) по нижней части барабана из-под автомобиля. Лучше, если помощник постоянно поворачивает барабан, покачивает его, тянет к себе и наблюдает за процессом снятия, корректируя место удара.

Применяют и такой способ снятия барабанов. Запустите двигатель, включите первую передачу и, пользуясь газом и тормозом, проверните барабаны на полуосях. Услышав визг, тормоз не отпускайте, а, выключив зажигание, остановите

штифтами-болтами можно снять барабаны у автомобиля, только что сошедшего с конвейера. Если барабаны не снимались год и более, то часто бывает трудно отвернуть и сами штифты-болты. Здесь использование старого обычного ключа (с открытым зевом — «рожкового») приведет, как правило, к срыву граней шестигранника, поэтому вос-

двигатель и только после этого отпустите педаль тормоза. При использовании этого способа необходимо помнить следующее, чтобы предпринять соответствующие меры предосторожности. Первое, задний мост вывесьте полностью, даже если необходимо снять только один барабан, в противном случае при торможении автомобиль сорвется с подставки. Второе, барабан может «слететь» с полуоси с соответствующими последствиями, например, ударив рядом стоящих. Третье, при резком нажатии на педаль тормоза или при «нажатии» с ударом, что иногда рекомендуют, может лопнуть один из тормозных шлангов. И последнее, о чем есть смысл напомнить. Иногда эксцентрики колодок проворачиваются очень туго. Не торопитесь сразу повернуть их на большой угол, особенно используя ключ с большим плечом. Воспользовавшись керосином, маслом, WD-40 постепенно увеличивайте угол поворота, не прикладывая чрезмерных усилий. В противном случае дело может закончиться необходимостью изготовления нового эксцентрика.

Итак, барабан снят. Теперь через большие отверстия во фланце полуоси (2 отв. 26 мм) посредством торцевого ключа отверните четыре гайки (шестигранник 17 мм, резьба M10×1,25) болтов, крепящих к фланцу балки заднего моста тормозной щит, пластину подшипника и маслоотражатель. Вращая гайки, старайтесь не прикладывать к ним осевых усилий, иначе болты с лысками на головках не будут удерживаться от проворачивания. Болты после отвертывания гаек не вынимайте, т.к. на них держится щит с деталями тормоза и рабочим цилиндром.

Усилие, необходимое для снятия полуоси, определяется характером посадки наружного кольца подшипника (см. табл. 9). Посадка может быть с натягом или с зазором. В последнем случае может потребоваться усилие даже большее, если на посадочных поверхностях появилась ржавчина (окислы имеют больший объем, чем чистый металл).

Полуось можно снять без всяких приспособлений, воспользовавшись колесом. Закрепите колесо на тормозном барабане так, чтобы внутренняя часть диска была обращена наружу. Между конической частью болтов и диском оставьте зазор. Взявшись руками за колесо с ударом (используйте для

разгона зазор), выпрессуйте подшипник из гнезда балки и выньте полуось. Выпрессовывание без удара, когда болты завернуты без зазора, как правило не удается. Тем более сомнительны рекомендации по выпрессовыванию полуоси при помощи двух шиномонтажных лопаток (монтировок). Иногда удастся легко выпрессовать полуось, воспользовавшись, как рычагом, металлическим стержнем длиной около 1 м. Горизонтально расположенный рычаг сначала уприте во фланец полуоси с внутренней стороны и тормозную колодку (примерно по середине). При этом способе действуйте осторожно, так как опираться приходится через тормозную колодку в тормозной щит, который не закреплен (гайки отвернуты).

Конечно более удобно при выпрессовывании полуосей воспользоваться специальным съемником (рис. 12). Фланец съемника 1 прикрепите к фланцу полуоси болтами для крепления колес. Быстро перемещая боек 2 (направление перемещения показано контурной стрелкой), ударяйте ею в упорную шйбу 4 на другом конце штанги 3, выпрессовывая полуось с подшипником в сборе.

**Разборка полуоси.** Прежде чем разбирать полуось, обратите внимание как она собрана, чтобы не допустить ошибок при сборке. Маслоотражатель привернут двумя винтами М6 к пластине, крепящей подшипник в гнезде балки. В пластине и тормозном диске выполнены отверстия для отвода масла (если оно попало) из маслоотражателя через тормозной щит наружу.

Запорная втулка напрессовывается с натягом 0,1-0,15 мм, снимать ее рекомендуют на гидравлическом прессе с использованием специального приспособления. Втулку повторно не используйте, замените новой. После снятия запорной втулки проверьте чистоту посадочной поверхности. Если есть риски и повреждения, замените полуось.

В гаражных условиях описанной технологией воспользоваться затруднительно, да собственно и нет необходимости. Запорную втулку удастся довольно легко снять при помощи молотка, если ее равномерно по окружности нагреть паяльной лампой (поверхность под сальник не нагревайте, закройте, а потом отполируйте). Снятие запорной втулки намного облегчается, если воспользоваться приспособлением (рис. 13).

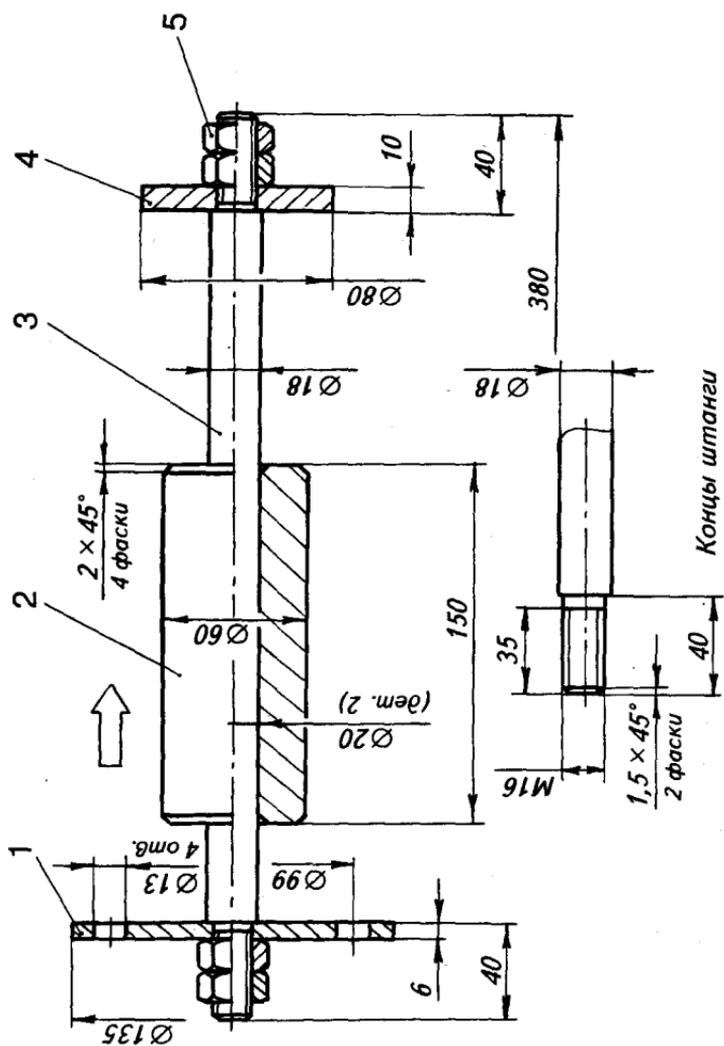


Рис. 12. Приспособление для выпрессовывания полуоси: 1 — фланец; 2 — боек; 3 — штанга; 4 — угорная шайба; 5 — гайка (4 шт.).

Выпрессовывание запорной втулки производится при помощи полуколец непосредственно (см. рис. 13,а) или через подшипник (см. рис. 13,б). Втулку в обоих случаях нагревайте паяльной лампой.

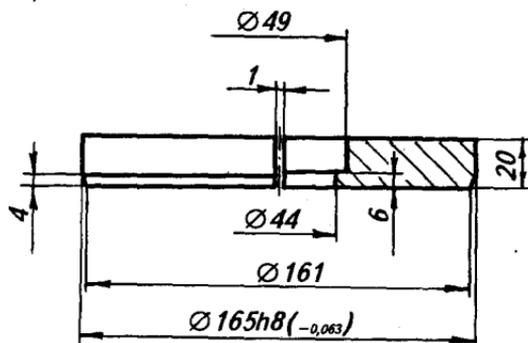
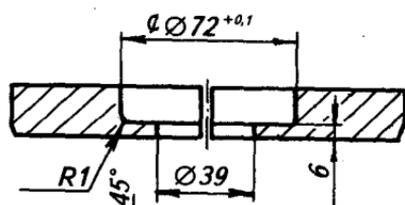
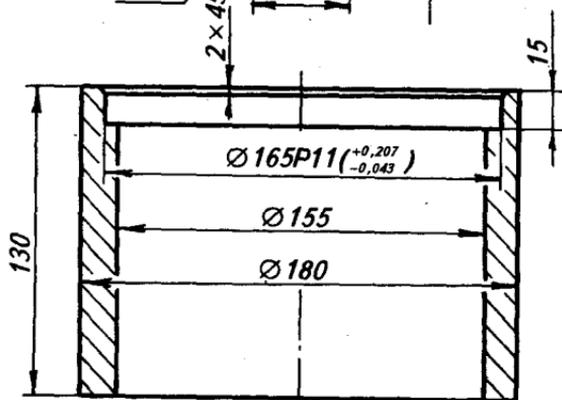
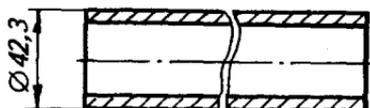
Выпрессовывание проходит следующим образом: полукольцами обхватите в первом случае запорную втулку, во втором — подшипник. Полуось с полукольцами установите вертикально в подставку (см. рис. 13,в), а потом ударом через проставку из мягкого металла по торцу шлицевого конца полуоси выпрессуйте запорную втулку.

**Сборка полуоси.** Перед сборкой тщательно очистите все детали, поверхность полуоси под сальник отполируйте, порванные прокладки замените новыми. Запорную втулку купите или изготовьте (см. рис. 11), предварительно замерив диаметр посадочной поверхности полуоси.

Установите полуось вертикально на твердую опору, наденьте на нее предварительно соединенные между собой двумя винтами маслоотражатель с пластиной крепления подшипника и прокладкой, и сверху — подшипник. Нагревать запорную втулку рекомендуется до температуры около  $300^{\circ}\text{C}$  с тем, чтобы в момент напрессовывания на полуось ее температура была  $220\text{--}240^{\circ}\text{C}$ . Напрессовывание производится ударом через трубу (см. рис. 13,г). После напрессовывания запорной втулки внутреннее кольцо подшипника должно быть зажато (не проворачиваться) между запорным кольцом и буртиком полуоси.

Несколько слов о нагреве и использовании старой запорной втулки. При нагреве втулки ее выпрессовывание и запрессовывание проходят очень легко, при этом при выпрессовывании не портятся посадочные поверхности втулки и полуоси, и часто старая втулка, вновь запрессованная, «держит» не хуже новой. Нагревать втулку более  $300^{\circ}\text{C}$  нет необходимости (при помощи паяльной лампы процесс нагрева происходит очень быстро). Необходимо иметь в виду, что если цвет каления красный и различим в темноте, то это уже нагрев примерно до  $500^{\circ}\text{C}$ .

После запрессовывания запорной втулки рекомендуется проверить, не будет ли она смещаться под осевой нагрузкой 2000 кгс (рекомендуемое усилие запрессовывания не более

**а****б****в****г**

Труба 1 1/4"

 $L = 600 \text{ мм}$ 

**Рис. 13.** Приспособление для выпрессовывания и запрессовывания запорной втулки подшипника полуоси: а — полукольца под запорную втулку; б — полукольца под подшипник полуоси; в — подставка; г — труба для запрессовывания запорной втулки.

6000 кгс). Приспособление для проверки довольно сложное, поэтому запрессовывание втулки контролируйте по величине натяга, измеряя диаметры посадочных поверхностей полуоси и втулки (минимальная величина натяга — 0,087 мм). Необходимо иметь в виду, что чем чище (меньше шероховатость) поверхности, тем более надежна посадка.

Во всех случаях, ремонтировалась ли полуось или просто заменена новой, необходима проверка качества ремонта в дорожных условиях.

**Замена сальника полуоси.** При ремонте или замене полуоси необходимо обратить внимание на сальник. Если сальник пропускал масло (появилось на тормозном щите) или его кромка изнашивалась (цилиндрический поясok более 1 мм), то замените сальник. Установлен сальник в балке заднего моста довольно глубоко. Иногда, увлекшись его выковыриванием, повреждают посадочную поверхность. Проще выдернуть сальник, воспользовавшись крючком (рис. 14) и шиномонтажной лопаткой (лопаткой действуйте как рычагом). Там, где конец лопатки упирается в тормозной щит, подложите металлическую прокладку, чтобы не повредить поверхность тормозного щита.

Более сложное приспособление для выпрессовывания сальника показано на рис. 15. На этом же рисунке представлено и запрессовывание. В сальник 4 введите цилиндрическими головками болты 2, установите шайбу 1 и навинтите гайки 6. Продолжая навинчивать гайки (болты удерживайте от проворачивания отверткой), выпрессуйте сальник из гнезда.

Для запрессовывания используйте деревянную проставку диаметром 44 мм или воспользуйтесь оправкой 3.

**Ремонт полуоси с использованием стандартных подшипников.** Обычный (стандартный) подшипник 306 ( $d \times D \times B = 30 \times 72 \times 19$  мм) не является дефицитным, но установка его вместо подшипника 6-180306K1УС17 заканчивается обычно тем, что он выходит из строя примерно через 1000 км. При этом дело не в том, что подшипник 306 более низкой точности, а в том, что подшипниковый узел работает без уплотнения. Попытки наполнить смазкой маслоотражатель кончаются тем, что масло начинает попадать на тормозные колодки и барабан.

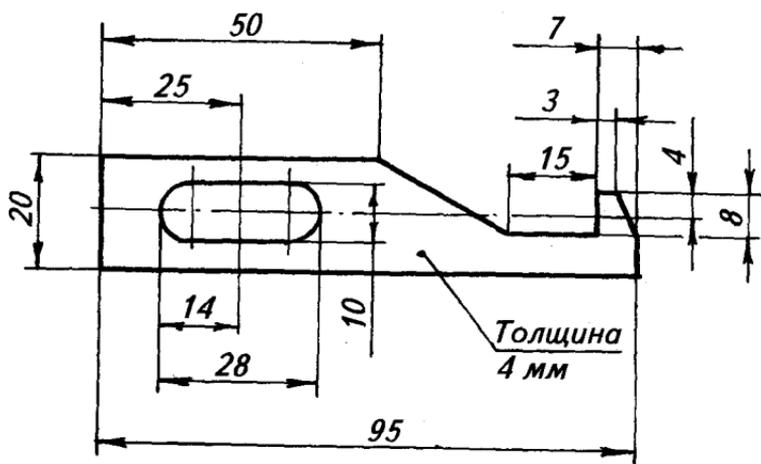


Рис. 14. Крючок для удаления сальника полуоси из балки заднего моста.

Далее приводятся различные варианты уплотнения подшипника 306. В конструкции (рис. 16) дополнительно изготовьте только крышку сальника. Пластина крепления подшипника 5 и маслоотражатель 2 используйте штатные. Между указанными деталями установите прокладки 4, цилиндрическую поверхность полуоси, контактирующую с сальником 3, отполируйте. Пластину, крышку сальника, маслоотражатель соедините двумя винтами 8.

Замечено, что практически масло не поступает в маслоотражатель даже при изношенном сальнике. В предлагаемых конструкциях подшипникового узла поступление масла к войлочному (фетровому) сальнику даже желательно, т.к. увеличивается срок его службы, повышается уплотняющее действие. В связи с изложенным, в крышках сальников, конструкции которых будут рассмотрены ниже, каналы для отвода масла не предусматриваются.

Крышки, представленные на рис. 17, одновременно играют и роль пластин, удерживающих подшипник в гнезде балки заднего моста. Размеры, приведенные на рис. 17 и последующих, заключенные в скобки, относятся к крышкам, применяемым с роликовыми коническими подшипниками

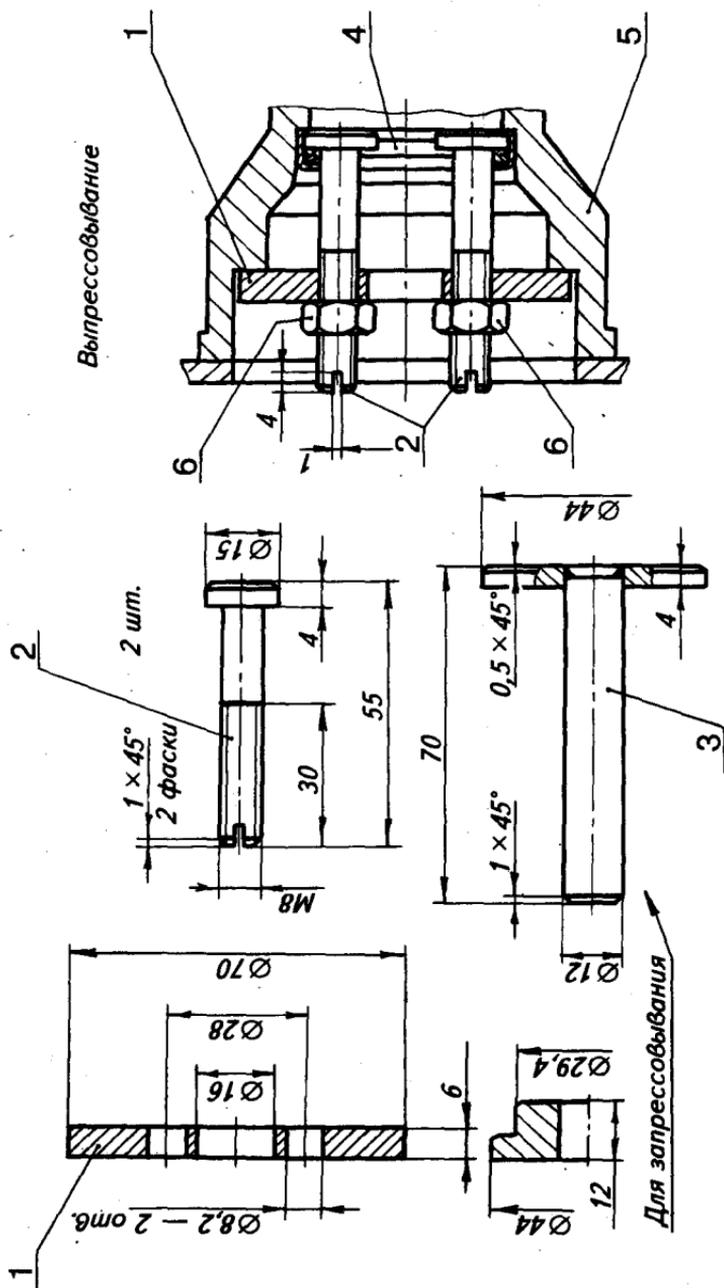
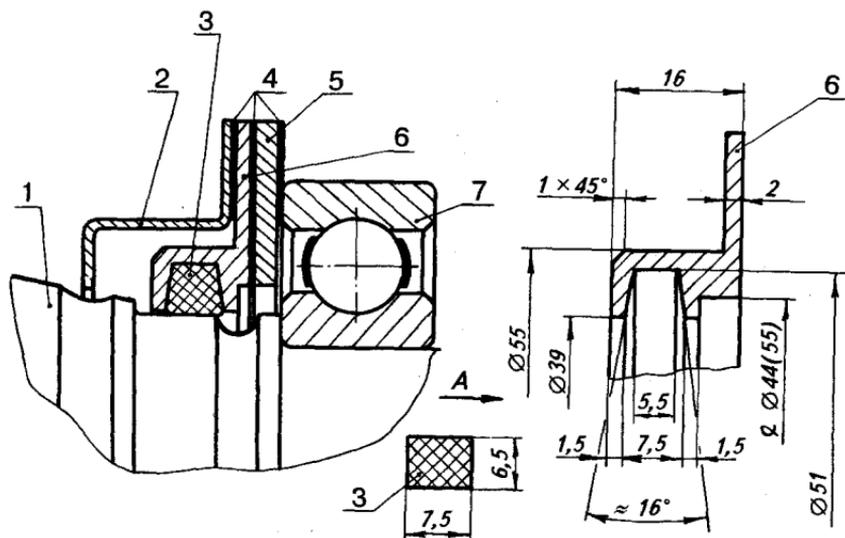
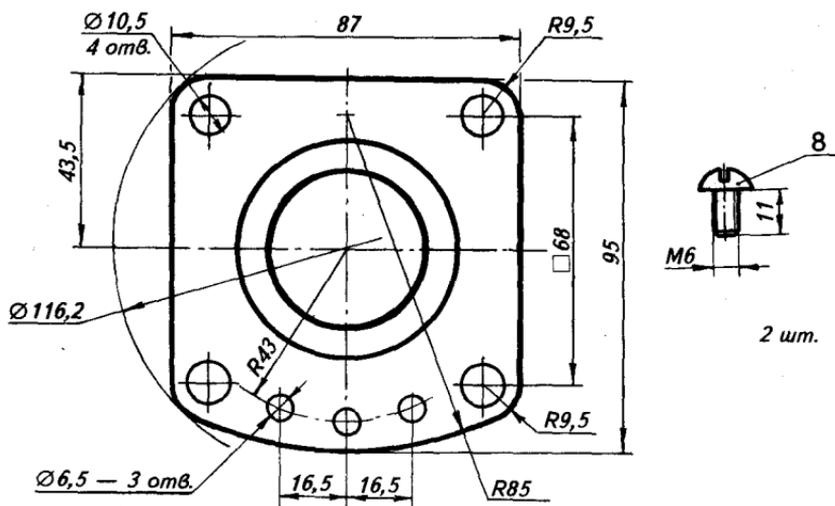


Рис. 15. Приспособление для выпрессовывания и запрессовывания сальника колес: 1 — шайба; 2 — болт с цилиндрической головкой; 3 — оправка для запрессовывания сальника; 4 — сальник; 5 — балка заднего моста (фланец); 6 — гайка.



**A**



**Рис. 16. Крышка сальника подшипника полуоси:** 1 — полуось; 2 — штатный маслоотражатель; 3 — войлочный сальник; 4 — прокладка; 5 — штатная пластина крепления подшипника; 6 — крышка сальника; 7 — подшипник (306, 7306, 7306А, 27306); 8 — винт. В скобках указан размер при использовании роликовых конических подшипников (7306, 7306А, 27306).

(см. ниже).

Крышка с двумя войлочными сальниками представлена на рис. 18, а с поджимным войлочным сальником — на рис. 19. На рис. 20 показана крышка с манжетным стандартным сальником, а в крышках, приведенных на рис. 21 используются сальники хвостовиков автомобилей «Жигули» и «Нивы».

В конструкции подшипникового узла (рис. 22) использованы два подшипника 306. По долговечности узел не уступает штатному, но для установки двух подшипников требуется проточка (шлифовка) полуоси (см. рис. 22, размер 19 мм). Для уменьшения осевого люфта между внутренними кольцами может быть установлена прокладка 4.

Для крепления крышек (см. рис. 19, 20, 22) необходимы специальные гайки 6 (см. рис. 19, дет. 6). При использовании подшипников 306 лучше выбрать подшипники с минимальными зазорами. Облегчает оценку зазоров приспособление, представленное на рис. 23.

В подшипник 10 вставляется короткий палец 9 с резьбой M28×1 и закрепляется крупной гайкой 6. Далее, подшипник в сборе с пальцем и гайкой, вставляется в корпус 7 приспособления и крепится крышкой 8 с двумя винтами 11. В палец ввертывается упор 5 и устанавливаются две стойки 3, на которые сверху крепится траверса 2 с двумя отверстиями для индикатора.

Замер осевого зазора проводите следующим образом. Установите индикатор в среднее отверстие траверсы и закрепите винтом (М6), а стрелку индикатора установите на нуль. Приподнимите все приспособление пальцами за шайбу 4 упора 5, и на индикаторе вы увидите величину осевого зазора.

Теперь переставьте индикатор в другое отверстие траверсы и, покачивая за шайбу упор, оцените величину поворота внутреннего кольца подшипника. Используйте подшипники, имеющие меньший осевой зазор и меньшую качку внутреннего кольца.

Более сложные конструкции получаются при использовании роликовых конических подшипников 27306, 7306, 7306А (рис. 24). Если динамическую грузоподъемность (С) подшипника 306 принять за 100%, тогда указанные роликовые конические подшипники будут иметь динамическую грузоподъемность соответственно — 125%, 153%, 188%. Роликовые конические подшипники воспринимают осевую нагрузку только в одном направлении, поэтому осевая нагрузка противоположного направления воспринимается другим подшипником. Для передачи осевой нагрузки с одной полуоси на другую полуось и ее подшипник вводится спе-



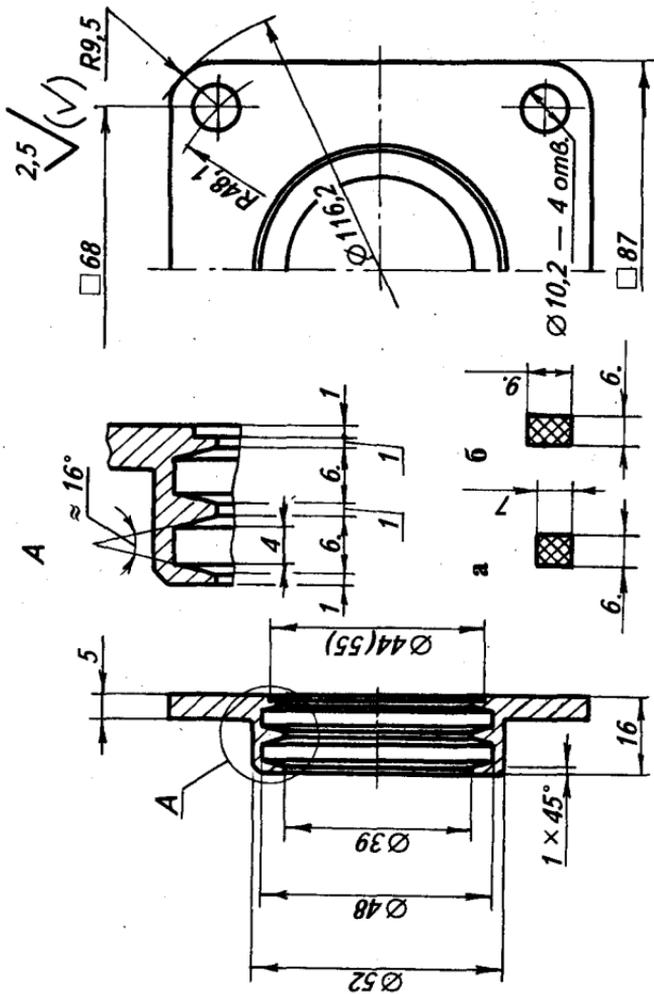
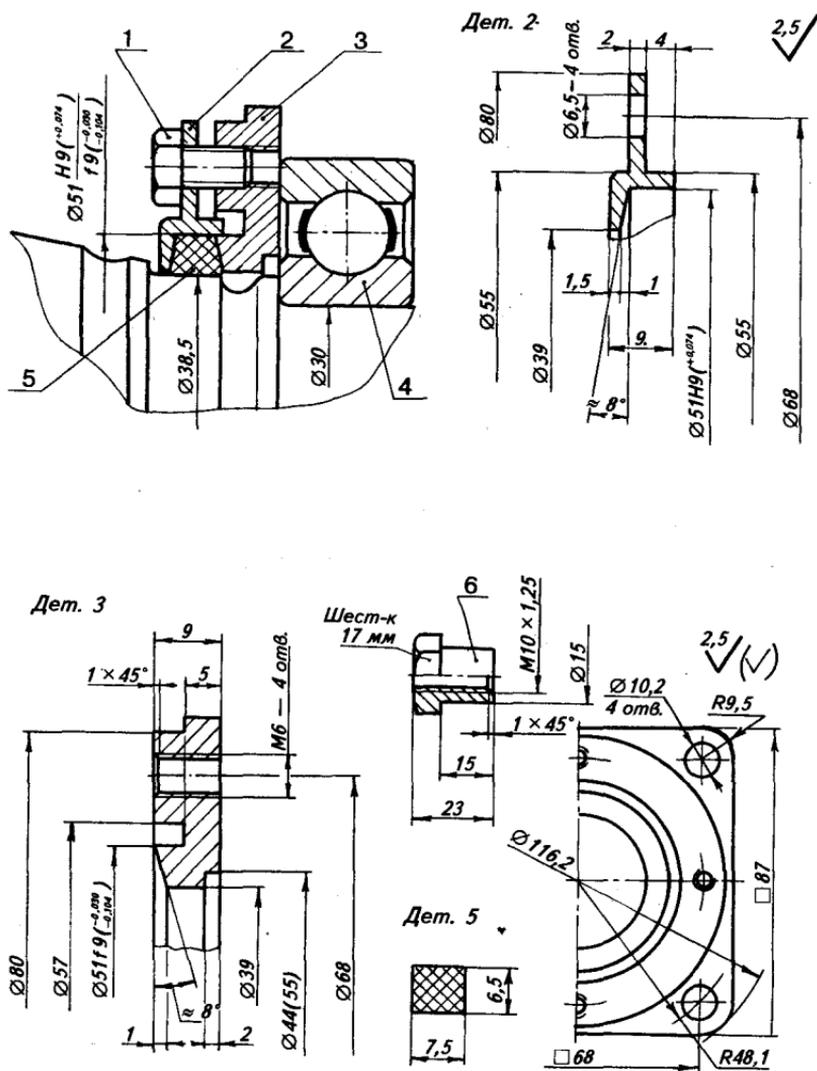
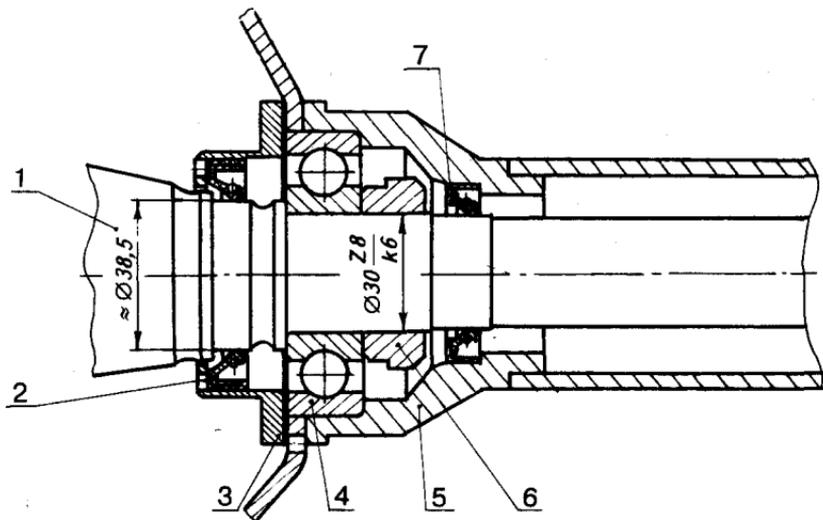


Рис. 18. Крышка с двумя сальниками подшипника полуоси (варианты): а, б — профили сечения войлочного сальника. В скобках указаны размеры при использовании роликовых конических подшипников.



**Рис. 19. Крышка с поджимным войлочным сальником подшипника полуоси:** 1 — болт (M6×10, 4 шт.); 2 — крышка сальника; 3 — крышка подшипника; 4 — подшипник; 5 — сальник; 6 — специальная гайка. В скобках указаны размеры для случая использования роликовых конических подшипников.



Биение шейки вала под сальник не более 0,08 мм.  
Шероховатость шейки вала под сальник не более  $R_a=0,63$  мкм.

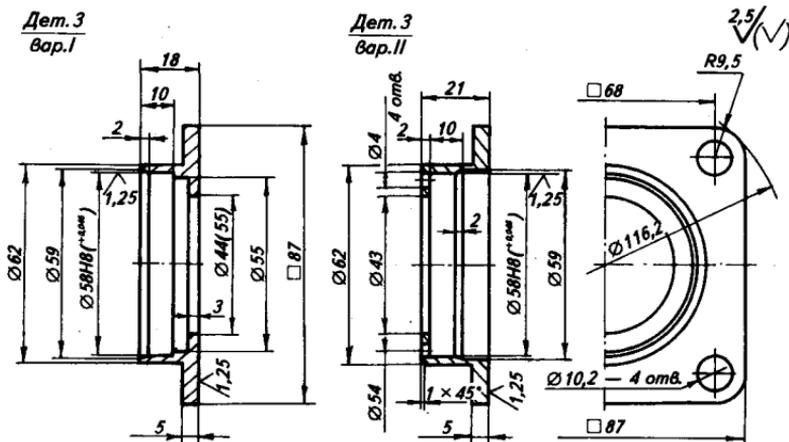


Рис. 20. Крышка с манжетным сальником подшипника полуоси: 1 — полуось; 2 — сальник 1-38-58-2, ГОСТ 8752-79, ( $d \times D \times B=38 \times 58 \times 10$  мм); 3 — крышка; 4 — подшипник; 5 — фланец картера заднего моста; 6 — запорная втулка; 7 — сальник полуоси (2101 — 2401034). В скобках указан размер при использовании роликовых конических подшипников.

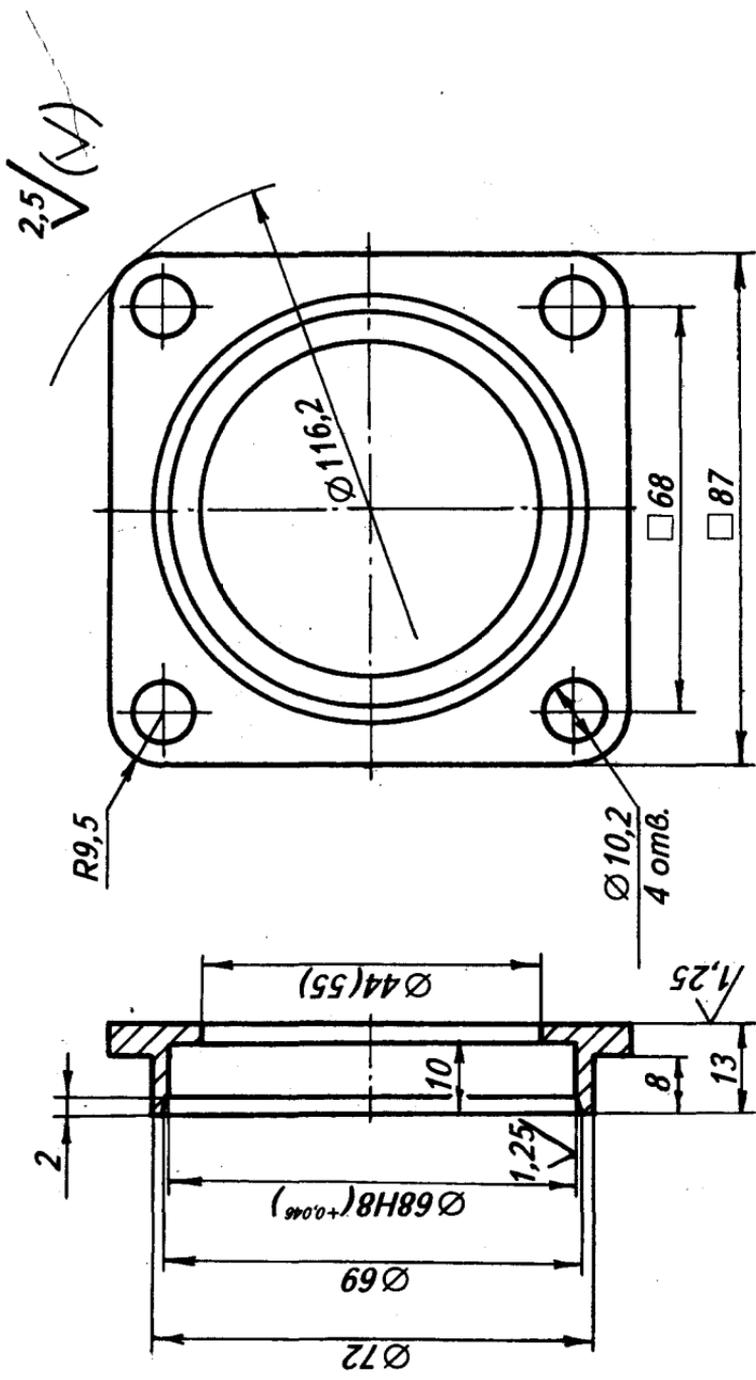


Рис. 21. Крышка подшипника полуоси с использованием сальников хвостовика редуктора заднего моста автомобилей «Жигули» (2101 — 2402052-01) и «Нива» (2121 — 2401052). В скобках указан размер при использовании роликовых конических подшипников.

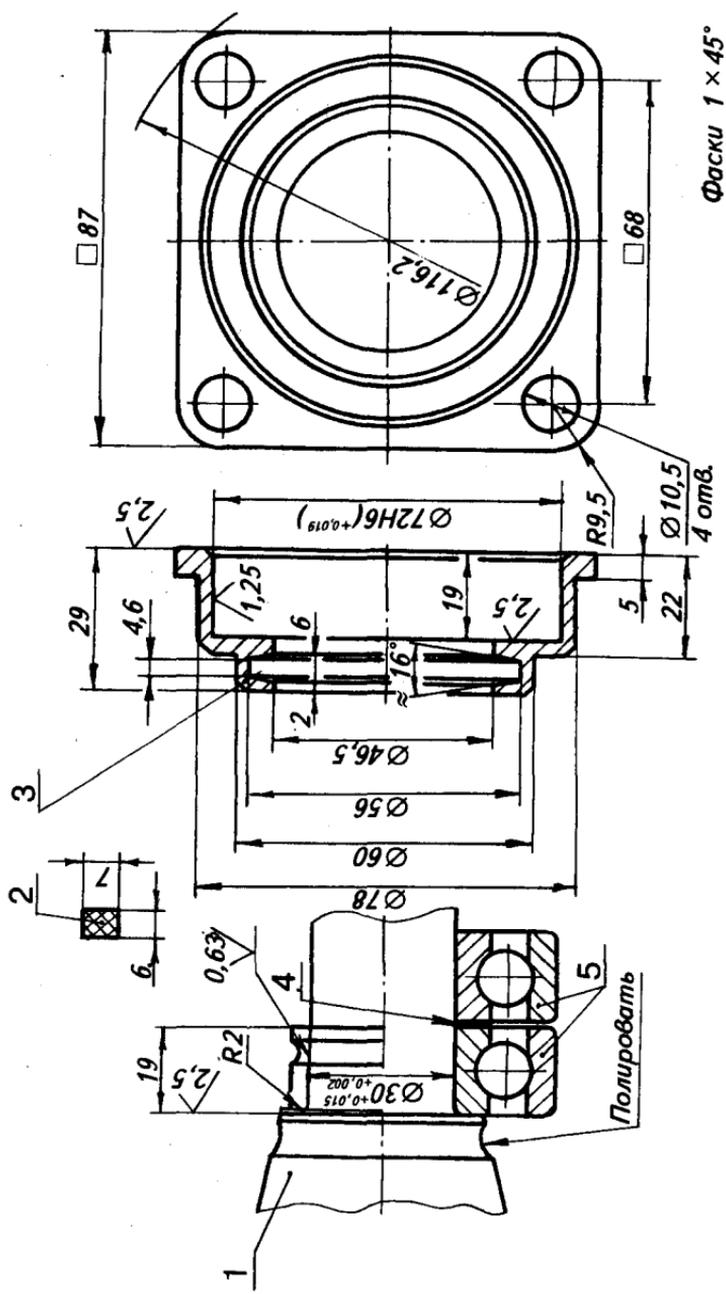


Рис. 22. Установка двух подшипников на полуось: 1 — полуось; 2 — профиль сечения войлочного сальника; 3 — крышка; 4 — прокладка ( $d \times D = 30,2 \times 44$  мм); 5 — подшипник (306, 2 шт.).



циальный бронзовый сухарь 6 (рис. 25), одеваемый на ось сателлитов.

Определение размера В сухаря производится следующим образом. Замерьте расстояние А между полуосевыми шестернями. Установим, что  $B=A-1$  мм. Теперь определите расстояние С между внутренними торцами полуосей и найдите размер подрезки полуосей:  $D=0,5(B-C)$ . Для измерения расстояния С воспользуйтесь пластилином, которым покройте среднюю часть оси сателлитов. После установки полуосей и снятия их замерьте расстояние между отпечатками торцов полуосей на пластилине. При подрезке полуосей необходимо обеспечить шероховатость их торцов не ниже  $\sqrt[0,63]{}$ .

Так как полная высота конических подшипников  $T=20,75$  мм (см. рис. 24), а ширина подшипника 306 — 19 мм, то между ним и крышкой 3 необходима стальная прокладка 9 толщиной 1,75 мм (рис. 26). При использовании роликовых конических подшипников примените любую из крышек, приведенных на рис. 16—21. После установки полуосей они должны свободно вращаться при отсутствии осевого зазора или при минимальной его величине. Предельная величина осевого зазора для двух подшипников 0,7 мм.

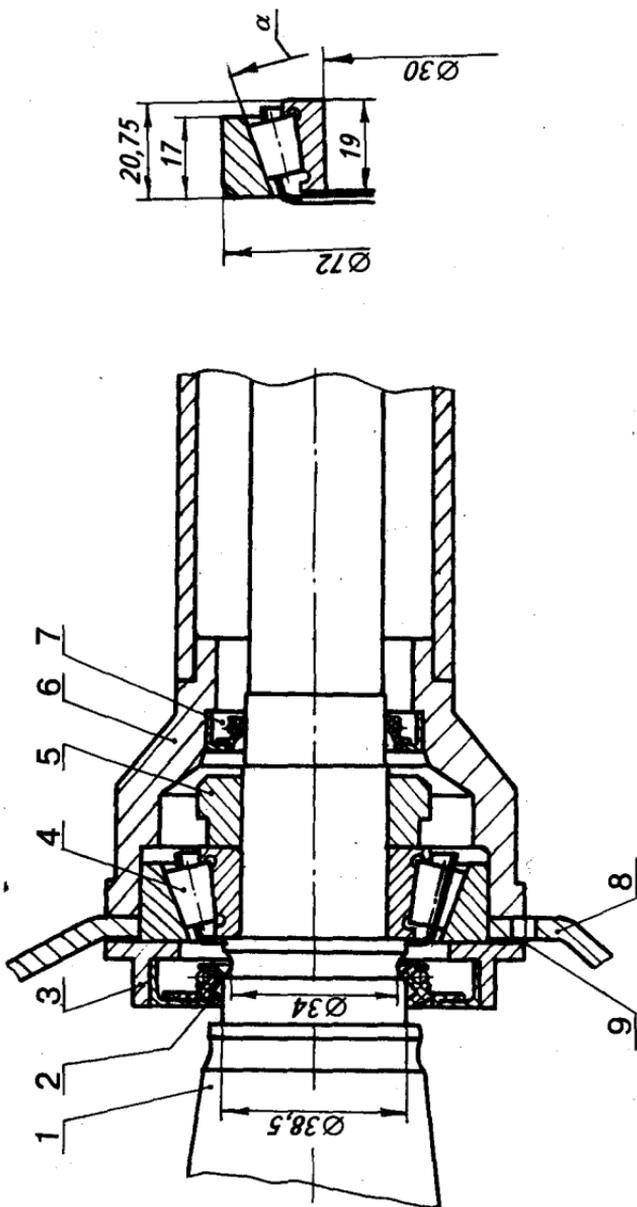
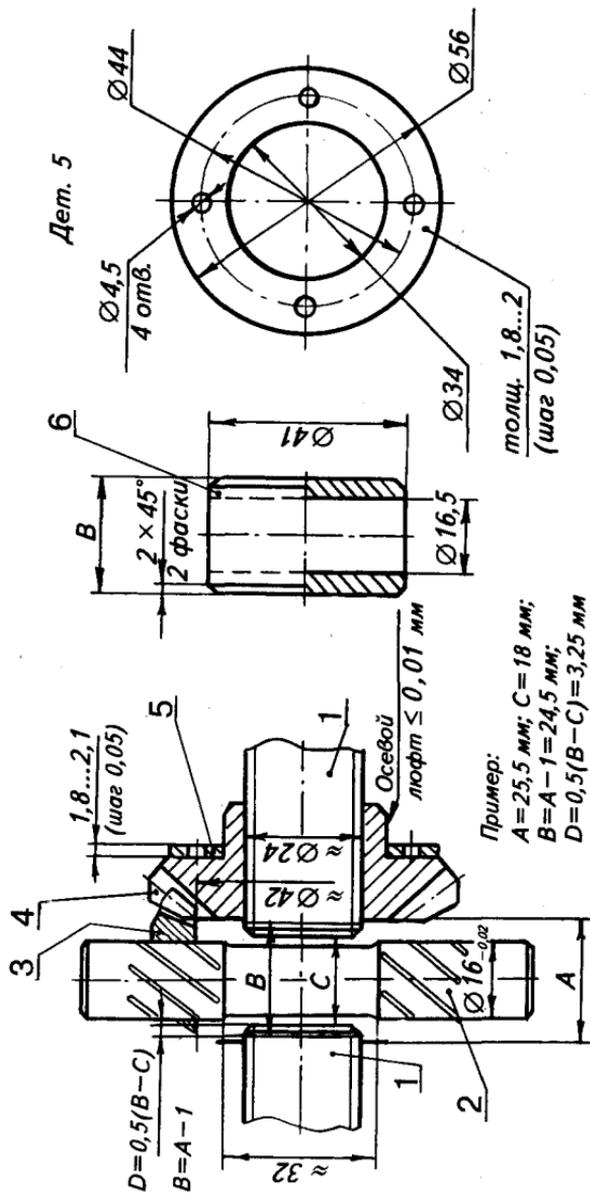


Рис. 24. Установка роликового конического подшипника на полуось; 1 — полуось; 2 — сальник (2101 — 2402052-01); 3 — крышка (размеры см. рис. 21); 4 — подшипник (7306, 7306А, 27306); 5 — запорная втулка; 6 — фланец картера заднего моста; 7 — сальник полуоси (2101 — 2401034); 8 — тормозной щит; 9 — прокладка (толщ. 1,75 мм).



Боковой зазор шестерен дифференциала 0...0,1 мм  
 Материал дет. 5 и 6 — бронза

Рис. 25. Установка сухара на ось сателлитов: 1 — полуось; 2 — ось сателлитов; 3 — сателлит; 4 — полуосевая шестерня; 5 — упорная шайба; 6 — сухарь.



### 4.3. Ремонт редуктора

*Ремонт редуктора обычно сводится к замене подшипников, зубчатой пары, шестерен дифференциала. Ниже будут изложены вопросы ремонта редуктора в порядке «от простого к сложному»: замена сальника, подшипников, шестерен.*

**Замена сальника.** В принципе, необходимость замены сальника определяется по быстрому снижению уровня масла в картере заднего моста из-за утечки его через сальник до уровня, нарушающего нормальную работу редуктора. Учитывая достаточно тяжелые условия работы сальника, высокие окружные скорости (см. табл. 4), насосное действие переднего подшипника (подает масло к сальнику), понижение вязкости масла (разогрев до 90°C), допускается запотевание горловины картера и даже образование отдельных капель. Встречаются редукторы и с полностью сухой (не смоченной маслом) горловиной.

Прежде чем заменить сальник, необходимо провести две проверки. Первая — не закупорился ли засохшей грязью сапун. Если сапун не работает, тогда нагрузка на сальники заднего моста при нагреве редуктора значительно увеличивается (повышается давление в редукторе и в заднем мосту) и они начинают пропускать масло. Восстановите работоспособность сапуна, повернув его колпачок на несколько оборотов. Вторая — отвернув пробку контроля уровня масла, убедитесь, что уровень не превышает нормы. Если из отверстия контрольной пробки потечет масло, дайте возможность ему стечь.

Обычно рекомендуют оценивать состояние сальника, проведя следующее испытание. Вывесьте задний мост, установив упоры под передние колеса. Запустите двигатель, включите IV передачу и прогрейте масло до 80-90°C (при показании спидометра 90-100 км/час на это потребуются около 15 мин.). При включенной прямой передаче (на спидометре — 100 км/час) посчитайте количество капель масла в течении 15 мин. Утечка масла, превышающая 5 капель за указанное время, является признаком неисправности сальника.

Предлагаемое испытание небезопасно, да и, как правило, в нем нет необходимости. Если сальник неисправный и необ-

ходима его замена, то за короткий период выбрасывается столько масла, что весь низ автомобиля (днище кузова, штанги и т.д.) будут покрыты им и не заметить этого просто невозможно.

Замену сальника без снятия редуктора обычно рекомендуют проводить, выдвинув полуоси из балки моста (для последующего замера момента сопротивления вращению ведущей шестерни при затяжке гайки фланца хвостовика, что представляется излишним). Ниже описана замена сальника при минимальной разборке заднего моста и с наименьшими затратами труда и времени.

Сначала отверните четыре самоконтрящиеся гайки (шестигранник 13 мм, резьба М8) на фланце хвостовика, отсоедините от него карданный вал и отведите его в сторону. Какие неприятности подстерегают здесь? Накидным ключом или «головкой» гайки не отвернете — пользуйтесь обычным ключом. Желательно, чтобы ключ был новый или, по крайней мере, с параллельными плоскостями зева. Хороший ключ «на 13» можно изготовить воспользовавшись лишним ключом «на 12». Если ключ «на 13» изношенный, деформированный или «прослабленный», углы шестигранника самоконтрящейся гайки легко сминаются и отворачивать гайку приходится уже при помощи зубила. Последнее потребует обработки граней гайки, как отмечалось ранее, уже под размер «на 12» (было «на 13»). Нормальным (плотно облегающим грани) ключом гайки болтов фланцев отворачиваются легко. В случае, если начинает вращаться болт с конической головкой и лыской, то головку заклиньте отверткой.

Если при отсоединении фланца крестовины карданного вала между фланцами обнаружено масло, это означает, что гайка (шестигранник 24 мм, резьба М16×1,5) не затянута, а следовательно не зажаты торцы, нет уплотнения по торцам деталей (от торца гайки до торца зубчатого венца хвостовика) и нет предварительного натяга подшипников хвостовика.

При отсутствии масла между фланцами (самоконтрящаяся гайка затянута) вращайте хвостовик за фланец в пределах окружного зазора в зацеплении (зазор, как правило, достаточно большой), оценивая момент сопротивления проворачиванию. Момент сопротивления легко измерить безменом

(весами, имеющими с одной стороны крючок для груза, а с другой — кольцо для удержания весов с подвешенным грузом). Зацепите крючком безмена за отверстие фланца хвостовика и плавно поверните шестерню. При этом начальное усилие, которое требуется для приведения шестерни во вращение, не учитывайте, т.е. замерьте не усилие трогания, а усилие вращения. Направление действия силы должно быть перпендикулярно радиусу ее приложения (радиус окружности центров отверстий фланца равен 3,5 см).

Показания безмена легко считываются в момент вращения (равен моменту сопротивления вращению). Например, на шкале безмена 1,73 кгс, тогда момент сопротивления вращению будет:  $1,73 \times 3,5 = 6$  кгс · см. Полученное значение момента сопротивления проворачиванию запомните.

Теперь отверните самоконтрящуюся гайку (шестигранник 24 мм, резьба М16×1,5), придерживая фланец специальным ключом (рис. 27), снимите шайбу и фланец. Старый сальник удобно выпрессовывать приспособлением (рис. 28).

Прежде чем запрессовывать новый сальник (см. табл. 5), обратите внимание на следующее. Посмотрите на цилиндрическую поверхность фланца, по которой он работает. Возможно ее необходимо отполировать. Если на этой поверхности образовалась кольцевая канавка, то сальник запрессуйте не до упора (подложив шайбу, уменьшите глубину запрессовывания на 1 мм). На корпусе сальника должна быть заходная фаска (рис. 6). Посадка сальника в горловину редуктора должна соответствовать P7/z11 или

$$\varnothing 68 \frac{P7 \begin{matrix} (-0,021) \\ (-0,051) \end{matrix}}{z11 \begin{matrix} (+0,400) \\ (+0,210) \end{matrix}}, \quad \begin{array}{l} \text{минимальный натяг — 0,231 мм,} \\ \text{максимальный натяг — 0,451 мм.} \end{array}$$

В случае, если натяг окажется более 0,45 мм, аккуратно обработайте посадочную цилиндрическую поверхность сальника мелкой шкуркой (потом тщательно очистите от абразивной пыли). Обработанную посадочную поверхность корпуса сальника смажьте тонким слоем герметика (возможно использование любой краски кроме быстросохнущей «нитро»), так как риска глубиной даже 0,05 мм для горячего масла не преграда.

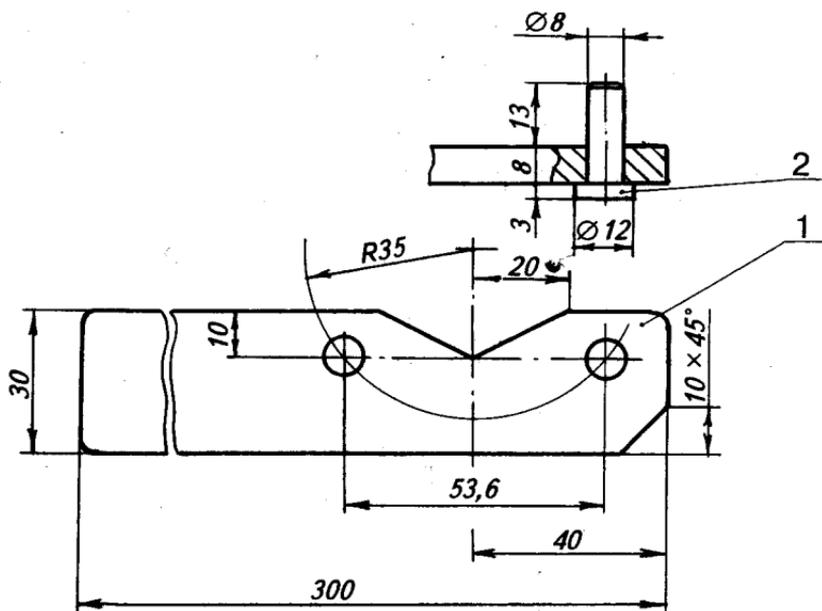


Рис. 27. Ключ для удержания фланца при отворачивании и затягивании гайки хвостовика: 1 — пластина; 2 — палец (2 шт.).

Рабочие поверхности сальника (пыльник, основная кромка) перед запрессовыванием смажьте литолом. Запрессовывайте сальник без перекоса ударами молотка через деревянную проставку (постепенно, крест-накрест) или используйте оправку 9 (рис. 29).

Теперь установите шайбу со шлифованными торцами, фланец и, придерживая его специальным ключом (см. рис. 27), затяните самоконтрящуюся гайку крепления фланца, периодически проверяя момент сопротивления проворачиванию хвостовика. Если момент сопротивления проворачиванию (который вы запомнили перед отворачиванием гайки) был 6 кгс · см и выше, то новый момент сопротивления проворачиванию должен быть на 1-2 кгс · см больше. Если же он

Дет. 1

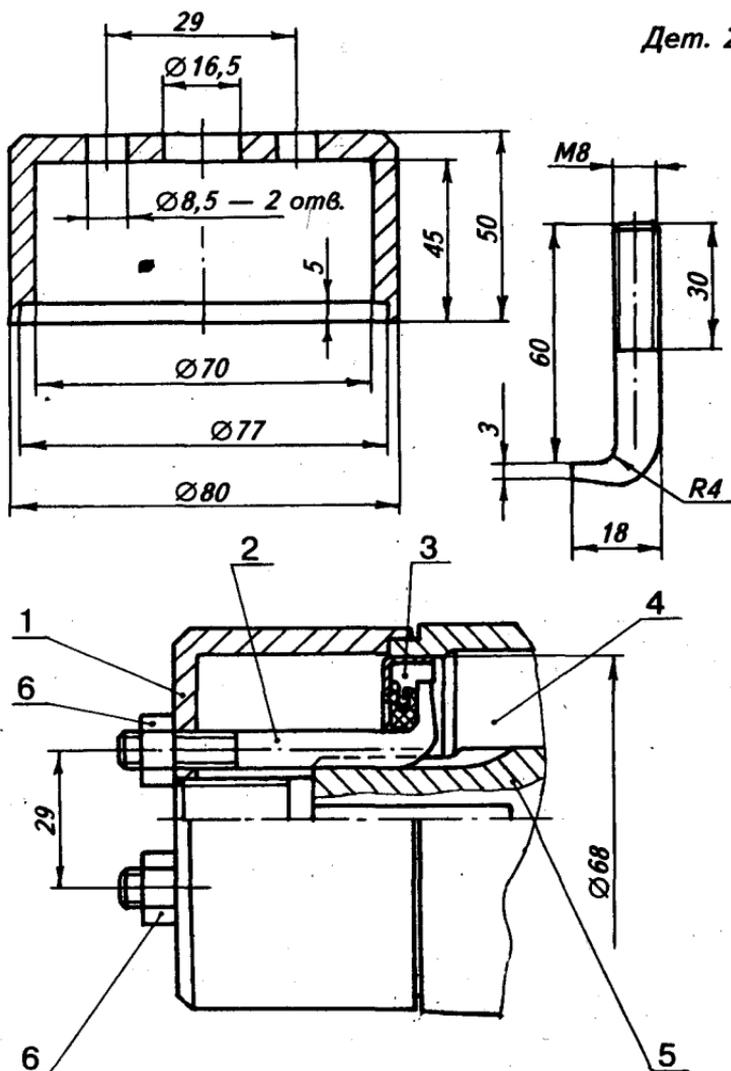


Рис. 28. Приспособление для выпрессовывания сальника хвостовика: 1 — стакан; 2 — лапка (2 шт.), 3 — сальник; 4 — горловина картера редуктора; 5 — хвостовик (ведущая шестерня); 6 — гайка М8 (2 шт.).

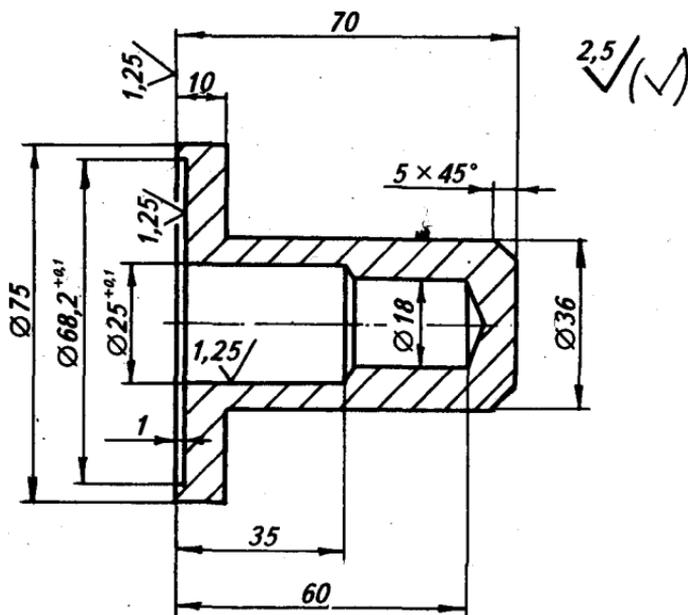


Рис. 29. Оправка для запрессовывания сальника хвостовика.

был меньше 6 кгс · см, то гайку крепления фланца затяните до получения момента сопротивления проворачиванию 7-8 кгс · см, т.е. до усилия на шкале безмена 2-2,3 кгс.

Общее же правило затяжки гайки такое: момент затяжки должен быть в пределах 12-26 кгс · м; при этом момент сопротивления проворачиванию — 4-6 кгс · см, что соответствует усилию на шкале безмена 1,1-1,7 кгс. Если установлены новые подшипники, то при том же моменте затяжки гайки момент сопротивления проворачиванию хвостовика должен быть 16-20 кгс · см или 4,6-5,7 кгс на шкале безмена. Заметьте, что момент затяжки во много раз превышает момент сопротивления проворачиванию (26 кгс · м это 2600 кгс · см).

Все остальные работы по ремонту редуктора проводятся при снятии последнего с автомобиля. Удобно работать с редуктором (разборка, регулирование, сборка), закрепив его

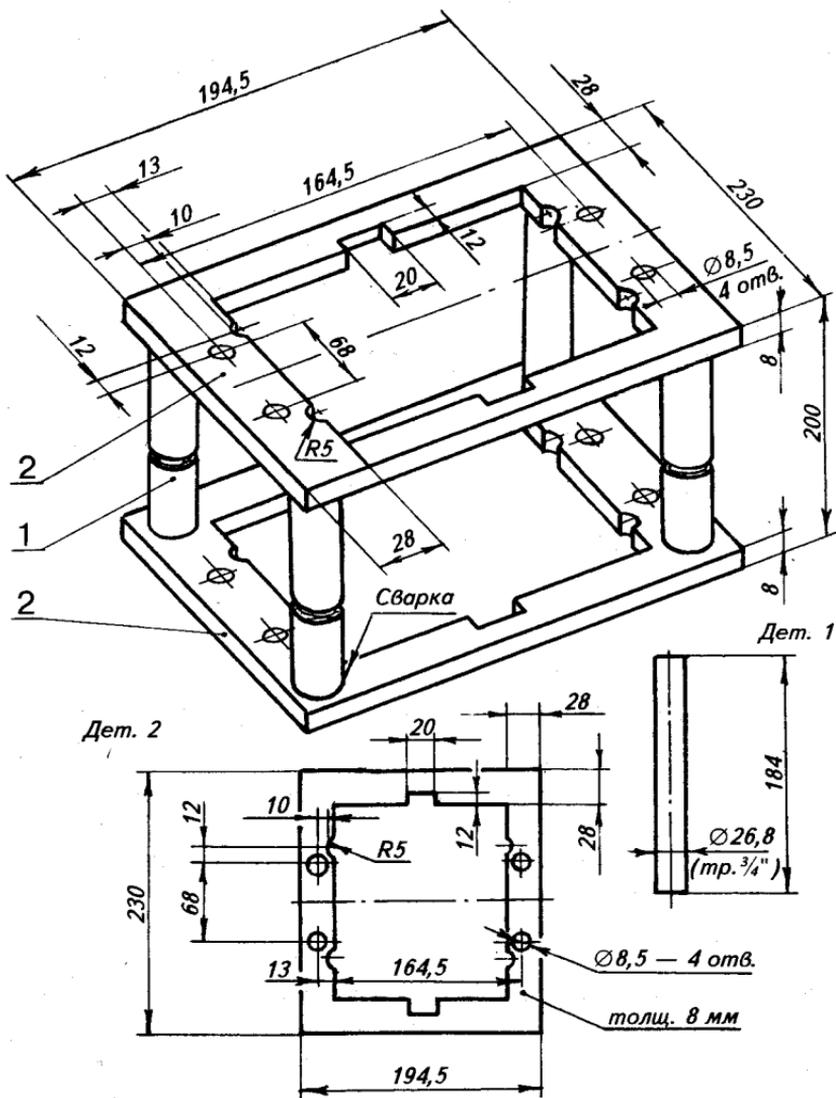


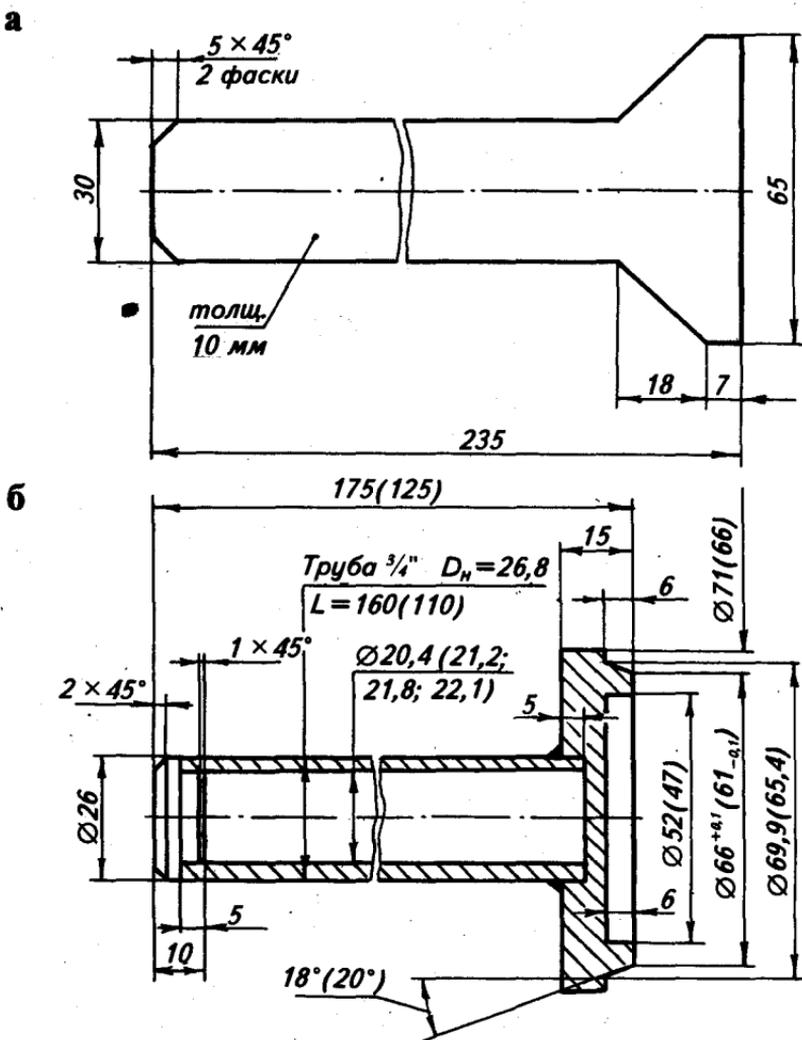
Рис. 30. Подставка для разборки и сборки редуктора заднего моста:  
1 — колонка (4 шт.); 2 — рамка (2 шт.).

на подставке (рис. 30). Подставку можно переворачивать и закреплять на верстаке (столе).

**Замена подшипников хвостовика.** Для замены подшипников выньте хвостовик из картера редуктора. Сначала отверните самоконтрящуюся гайку, снимите фланец и шайбу, отверните 4 болта крышек подшипников дифференциала и, сняв крышки, извлеките коробку дифференциала с подшипниками и ведомой шестерней из картера редуктора. Далее выньте хвостовик в сторону коробки дифференциала вместе с внутренним кольцом внутреннего (заднего) подшипника и с распорной втулкой. Сальник, маслоотражатель, наружный передний подшипник и наружное кольцо внутреннего подшипника остаются в картере редуктора. Потом выпрессуйте сальник, выньте маслоотражатель и внутреннее кольцо наружного подшипника. Наружные кольца подшипников выпрессуйте оправкой (рис. 31,а). Внутреннее кольцо внутреннего подшипника спрессуйте съемником (рис. 32) или посредством пресса (ударами молотка через проставку из цветного металла), используя приспособление (рис. 33). Регулировочное кольцо остается на хвостовике.

Установка хвостовика проводится в обратной последовательности. Наружные кольца запрессовываются оправками (см. рис. 31,б), внутреннее кольцо внутреннего подшипника — оправкой (рис. 34). Подшипники хвостовика (см. табл. 1) устанавливаются с предварительным натягом с целью ограничить осевое смещение хвостовика при работе главной передачи и для компенсации теплового удлинения хвостовика (см. рис. 4,а). Натяг контролируется по моменту сопротивления проворачиванию хвостовика и моменту затяжки самоконтрящейся гайки (табл. 10). Для обоснования предлагаемого ниже метода затяжки подшипников сделаем небольшое отступление и рассмотрим применяемые конструктивные решения.

Ведущие шестерни главных передач устанавливаются, как правило, на конических подшипниках, которые в свою очередь устанавливаются «врасяжку» (см. рис. 4). Применялись и конструкции, где конические подшипники ставились «враспор» (автомобиль ЗИС-5). В тех случаях, когда хвостовик вращается на двух «разнесенных» конических подшипниках (консольная установка ведущей шестерни), известны следующие конструкции. Между подшипниками может не быть распорной втулки (ГАЗ-24), между подшипниками может быть расположена жесткая (не деформируемая) втулка



**Рис. 31.** Оправки для запрессовывания и выпрессовывания наружных колец подшипников хвостовика: а — оправка для выпрессовывания наружных колец подшипников; б — оправка для запрессовывания наружного кольца внутреннего (большого) подшипника (в скобках указаны размеры оправки для запрессовывания наружного кольца наружного подшипника).

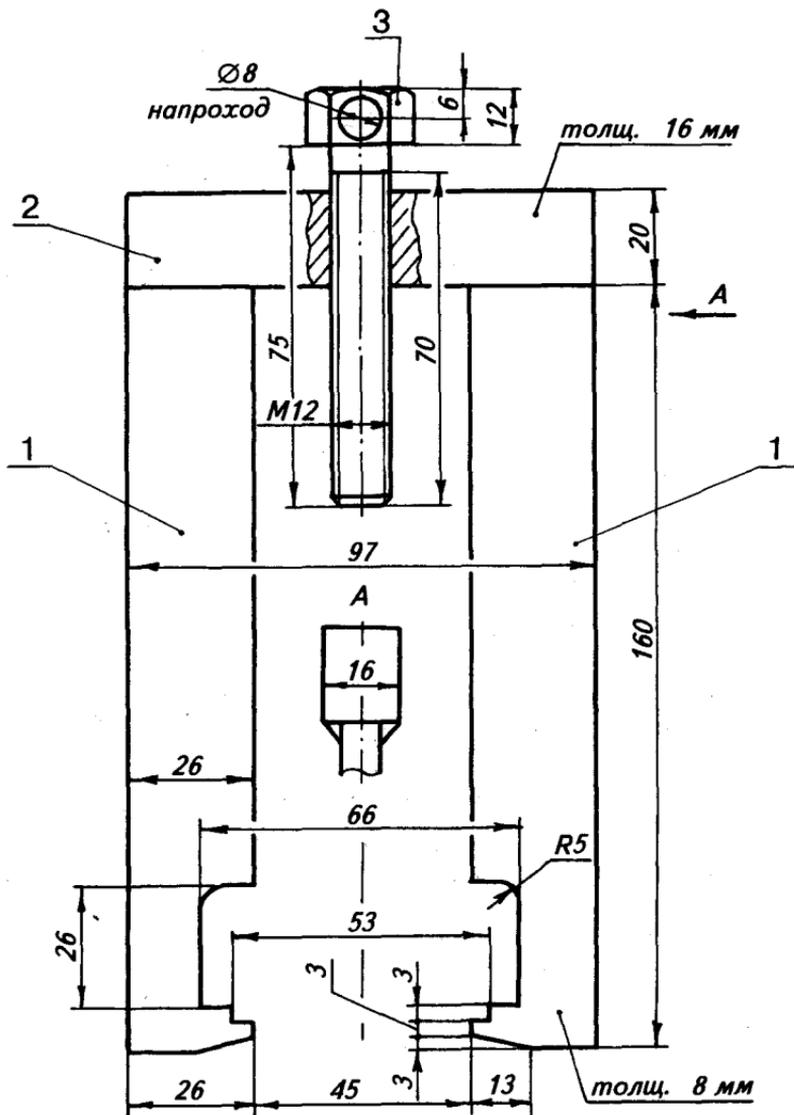


Рис. 32. Съемник для спрессовывания внутреннего кольца внутреннего подшипника с хвостовика: 1 — захват (2 шт.); 2 — траверса; 3 — винт.

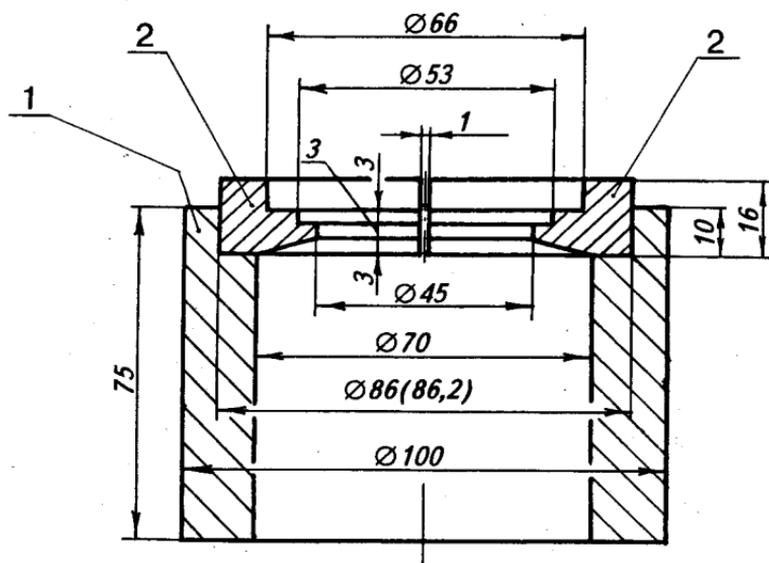


Рис. 33. Приспособление для выпрессовывания внутреннего кольца внутреннего подшипника хвостовика: 1 — основание; 2 — полукольцо (2 шт.).

(«Москвич-402 — 2140»), жесткая втулка может быть установлена между подшипниками с зазором (автобус ЛиАЗ-677) и, наконец, между подшипниками устанавливают упругую деформируемую распорную втулку («Жигули»). Указанные втулки термообработаны и в средней части имеют более тонкую гофрированную стенку.

Упругие распорные втулки между подшипниками (см. рис. 4,а) позволяют при изнашивании подшипников, а также при тепловом удлинении хвостовика, более длительно сохранять предварительный натяг (не допускать появления зазоров). Конструкция гипоидной передачи с упругой втулкой применялась в США в конце 30-х годов на автомобиле «Паккард-180» (такая конструкция была применена на «ЗИС-110» в 1946 г.).

Таким образом, распорные втулки между коническими подшипниками могут устанавливаться, а могут и не устанавливаться. Сами втулки могут быть жесткими и упруго деформируемыми. Применение пружинных втулок преследует цель сохранить преднатяг в подшипниках. Преднатяг нужен для обеспечения более стабильного положения ведущей шестерни во время работы. Однако, замечено, что если преднатяг подшипников равен нулю или даже появился зазор (отвер-

нулась гайка хвостовика), то при движении передним ходом ведущая шестерня осевой силой, действующей в зацеплении, прижимается к заднему подшипнику и самоустанавливается несмотря на то, что в переднем подшипнике появился осевой зазор. Особенностью конического зацепления с криволинейными зубьями является наличие больших осевых усилий (при передаточном отношении около 4 осевая сила при криволинейных зубьях примерно в 10 раз больше, чем при прямых) и изменение их направления при изменении направления вращения шестерен (ход назад) или при смене их «ролей» (торможение двигателем). При переднем ходе хвостовик, как винт, стремится «вывернуться» из зацепления. Это явление можно непосредственно ощутить, если, взяв в руки обе шестерни, ведомую придерживать, а ведущую вращать в соответствующую сторону. При заднем ходе, а особенно при торможении двигателем, когда включена одна из низших передач, картина резко меняется: ведущая шестерня «затягивается» в зацепление («ввинчивается») и удерживает ведомую шестерню от смещения назад только передний подшипник (см. рис. 4,а). Зазор, который был в переднем подшипнике, перемещается в задний подшипник с соответствующим сдвигом назад, в зацепление ведущей шестерни (при торможении двигателем она выступает уже в роли ведомой).

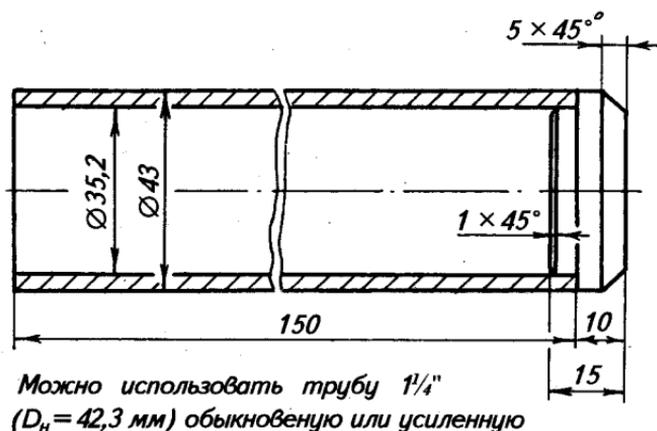


Рис. 34. Оправка для запрессовывания внутреннего кольца внутреннего подшипника.

Таблица 10. Контролируемые параметры заднего моста

Параметр	Величина
Момент затяжки гайки ведущей шестерни (хвостовика), кгс·м	12-26
Момент сопротивления проворачиванию ведущей шестерни (хвостовика) без сальника (с сальником момент увеличивается на 1-2 кгс·см), кгс·см	новые подшипники: 16-20
	пробег автомобиля 30 км и более: 4-6
Расхождение крышек подшипников дифференциала, мм	0,16-0,20
Осевой зазор шестерни полуоси, мм	0-0,10
Толщина регулировочных прокладок шестерен полуоси, мм	1,80-2,10 (шаг 0,05)
Толщина регулировочных колец ведущей шестерни (хвостовика), мм	2,55-3,35 (шаг 0,05)
Боковой зазор между зубьями шестерен редуктора, мм	0,08-0,13
Предельно допустимый осевой свободный ход полуоси от приложения осевой нагрузки при не снятом колесе — 10 кгс, при снятом колесе — 5 кгс, мм	0,7
Допустимое биение полуоси, установленной в центрах, мм:	
	на шейке под сальник — на торце фланца —

Замечено, что нормальное зацепление в этом случае может нарушаться (защемление, заклинивание зубьев, шум) уже при осевом зазоре 0,03 мм. При этом зазоре ощущается «качка» ведущей шестерни в конических подшипниках.

Как отрегулировать подшипники ведущей шестерни? Выше упоминалось общее правило затяжки самоконтращейся гайки хвостовика, суть которого в определенном соответствии моментов затяжки и сопротивления проворачиванию хвостовика в подшипниках (см. табл. 10). Легко представить, когда может возникнуть несоответствие моментов. Если втулка слишком длинная (см. рис. 4,а), то момент затяжки может превысить максимальную величину (26 кгс·м) в то время, как момент сопротивления вращению хвостовика не

достигнет максимально необходимой величины (4 кгс · см). Другими словами, преднатяг конических подшипников будет недостаточным. Если втулка слишком короткая, то при затягивании самоконтрящейся гайки начинает быстро расти величина момента сопротивления проворачиванию. В результате момент сопротивления проворачиванию хвостовика может достичь максимальной величины (6 кгс · см), что соответствует максимально допустимой величине преднатяга подшипников, а момент затяжки может оказаться меньше минимально допустимого (16 кгс · м).

Если в наличии длинная втулка, то аккуратно обработайте ее торец меньшего диаметра. Окончательную обработку проведите мелкозернистой шкуркой, положенной на ровное основание, по которой перемещайте втулку в вертикальном положении. Толщина снимаемого металла определяется величиной осевого зазора. Когда осевой зазор выбран, то перед очередной «примеркой» снимать следует не более 0,1 мм.

Если втулка короткая, то «удлините» ее регулировочными прокладками, вырезанными из стальной ленты (внутренний диаметр 28,5 мм; наружный — 36 мм). В случаях «удлинения» и укорачивания втулок, затягивая самоконтрящуюся гайку, добейтесь соответствия моментов — момент затяжки гайки 12-26 кгс · м, момент сопротивления проворачиванию хвостовика 4-6 кгс · см (если установлены новые подшипники — 16-20 кгс · см).

После регулирования преднатяга подшипников установите на место коробку дифференциала в сборе (если не требуется заменять ее подшипники) и выполните работы, приведенные ниже.

**Замена подшипников дифференциала.** Ведомая шестерня крепится 8-ю болтами к коробке дифференциала и поэтому подшипники дифференциала (6-7707У) одновременно являются подшипниками ведомой шестерни. Поскольку они (см. табл. 1, 9) установлены на коробке дифференциала, то их размеры достаточно большие, что обеспечивает жесткость узла, гораздо выше необходимой. Поэтому в отличие от подшипников хвостовика, установленных «врасяжку», подшипники дифференциала установлены «враспор» (см. рис. 4,в). При этом больше нагревается коробка дифференциала (вал),

и натяг в подшипниках увеличивается. При наличии высокой жесткости и учитывая, что при нагреве натяг в подшипниках увеличивается, подшипники дифференциала устанавливаются с небольшим преднатягом.

Прежде чем приступить к осмотру и замене подшипников дифференциала, необходимо определить величину бокового зазора в зацеплении. Дело в том, что боковой зазор между зубьями гипоидных передач, увеличивающийся вследствие изнашивания зубьев, нельзя уменьшать регулированием положения зубчатых колес. В случае проведения такого регулирования будет нарушено нормальное зацепление приработавшихся зубьев колес, что приведет к появлению шума, быстрому изнашиванию и может явиться даже причиной поломки зубьев. Рекомендуемая первоначальная величина 0,08-0,13 мм замеряется при покачивании ведомой шестерни индикатором, ножка которого упирается перпендикулярно в рабочую (выпуклую) поверхность зуба ведомой шестерни на максимальном диаметре (рис. 35). С достаточной точностью можно определить зазор, воспользовавшись нутромером штангенциркуля. Определив величину бокового зазора, запомните (запишите) ее. При боковом зазоре более 1 мм замените зубчатую пару.

Перед разборкой пометьте крышки и постели подшипников. Потом отверните болты с пружинными шайбами на крышках подшипников, крепящих стопорные пластины регулировочных гаек, и снимите их. Далее отверните болты с пружинными шайбами, крепящие крышки подшипников, и снимите сами крышки, регулировочные гайки и наружные кольца конических подшипников. Снятые кольца пометьте, чтобы вновь установить их (если потребуется) с теми же внутренними кольцами подшипников.

Теперь выньте из картера редуктора коробку дифференциала в сборе с ведомой шестерней и внутренними кольцами подшипников. Спрессуйте внутренние кольца подшипников 6-7707У (с сепараторами и роликами) при помощи подручных средств или, что более удобно, воспользовавшись съемником (рис. 36, поз. 1—5). Сначала в отверстие коробки дифференциала вставьте упор 7. Далее в две выемки на коробке дифференциала и под внутреннее кольцо подшипника заведите лапы захватов 2 съемника, которые шарнирно свя-

заны болтами 5 с траверсой 1. Вращая винт 3, спрессуйте кольцо подшипника.

Внутренние кольца подшипников 6-7707У запрессовываются с натягом (см. табл. 9), минимальная величина которого может быть 0,006 мм. С обмятием (изнашиванием) поверхностей, особенно со стороны более нагруженного левого подшипника, часто этот минимальный натяг превращается в зазор и кольцо подшипника свободно снимается. С уменьшением плотности посадок подшипников (на вал и в корпус) снижается жесткость опор, что не способствует сохранению точного зацепления под нагрузкой. При любом замеченном дефекте замените подшипники. Если внутреннее кольцо левого подшипника снялось свободно, можно попробовать поменять подшипники местами в комплекте с кольцами или заменить левый подшипник.

Установка подшипников проводится в обратном порядке. Сначала запрессуйте внутреннее кольцо оправкой (см. рис. 36, поз. 6). Затем коробку дифференциала с подшипниками уложите в постели картера и установите две регулировочные гайки так, чтобы они соприкасались с кольцами подшипников. Потом, согласно ранее нанесенным меткам, поставьте на свои места крышки подшипников (каждую на свое место) и затяните болты моментом затяжки 4,4-5,5 кгс·м).

Перед регулированием преднатяга подшипников установите небольшой боковой зазор в зацеплении шестерен. Предварительный натяг подшипников коробки дифференциала рекомендуется контролировать по расхождению крышек (см. табл. 10) при затягивании регулиро-

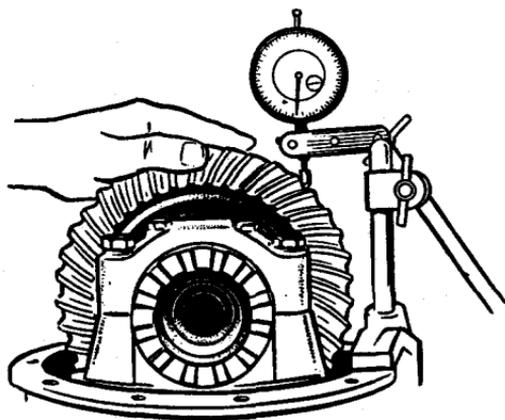


Рис. 35. Замер бокового зазора в зацеплении главной передачи с помощью индикатора.



вочных гаек (рекомендуемое расхождение крышек 0,16-0,20 мм). Замерять расстояние между крышками мешает ведомая шестерня, а специальное приспособление довольно сложное. Поэтому для создания требуемого преднатяга подшипников можно воспользоваться способом, применяемым на других автомобилях.

Сначала заверните регулировочные гайки до соприкосновения их с наружными кольцами подшипников дифференциала, при этом в зацеплении шестерен должен быть небольшой зазор. Перед затяжкой подшипников ведомую шестерню проверните на несколько оборотов в обоих направлениях для того, чтобы ролики подшипников заняли правильное положение. Затем поочередно, постепенно и равномерно затяните регулировочные гайки до получения предварительного натяга подшипников (до увеличения момента проворачиванию ведомой шестерни), не допуская при этом беззазорного зацепления ведущей и ведомой шестерен. Теперь ослабьте регулировочные гайки подшипников так, чтобы они отошли от наружных колец, а затем затяните гайки вновь до соприкосновения с кольцами. Подшипники дифференциала не должны иметь предварительного натяга и осевого перемещения (зазора).

После этого затяните регулировочные гайки поворотом на 1 зуб (впадину), не допуская при этом беззазорного зацепления шестерен. Число зубьев (впадин) гайки равно 12, так что поворот на один зуб (впадину) — это осевое перемещение на величину 0,125 мм ( $1,5 : 12 = 0,125$  мм; 1,5 мм — шаг резьбы). На этом регулирование подшипников завершается.

Величину предварительного натяга подшипников дифференциала можно контролировать по моменту сопротивления проворачиванию коробки дифференциала. Момент сопротивления проворачиванию не должен превышать значений, приведенных в табл. 10 для хвостовика. Момент сопротивления проворачиванию подшипников дифференциала удобнее измерять не отдельно, а на фланце хвостовика, т.е. суммарный. Суммарный момент складывается из момента сопротивления проворачиванию ведущей шестерни и момента сопротивления проворачиванию ведомой шестерни, уменьшенному в число раз, равное передаточному отношению; и

Таблица 11. Редукторы и зубчатые пары автомобилей «Жигули»

Обозначение	Метка	$u=z_2/z_1$	Модели автомобилей
2106-2402010	6	$3,9=43/11$	2106, 21065, 2107, 21074
2103-2402010	3	$4,1=41/10$	2103, 2104, 21043, 2105, 21053, 21061, 21063, 21072
2101-2402010		$4,3=43/10$	2101, 21011, 21013
2121-2402010	2	$4,1=41/10$	2121
2102-2402010	У	$4,44=40/9$	2102, 21021

- Примечания:**
1. Отличие редукторов 2103 и 2121 ( $u=4,1$ ): на 2103, как и на всех остальных (кроме 2121), опорные шайбы полуосевых шестерен бронзовые, а у редуктора 2121 — стальные (расчитаны на большие нагрузки).
  2. Метки наносятся краской на верхней полке картера редуктора, у редуктора 2101 метки нет.
  3. На конической поверхности ведомой шестерни около зубчатого венца выбиты цифры. Например, 2101, 10/43, 9666. Последняя цифра — номер пары (комплекта). На торце ведущей шестерни в рассматриваемом случае будут выбиты цифры 2101 и 10/43, а номер 9666 написан электрографом на конической поверхности (под упругую втулку) после подбора шестерен по шуму и пятну контакта.

разделенному на 0,9 (с учетом скольжения в зацеплении). Например, если все подшипники и сальник новые, тогда момент сопротивления вращению ведущей шестерни:  $20+2=22$  кгс · см. Момент сопротивления проворачиванию ведомой шестерни на фланце хвостовика ( $u=4,3$ ; табл. 11):  $16:4,3=3,7$  кгс · см;  $3,7:0,9=4,1$  кгс · см. Суммарный момент на фланце:  $22+4,1=26,1$  кгс · см. Усилие на безмене (см. «Замена сальника»):  $26,1:3,5=7,5$  кгс.

После регулирования подшипников дифференциала приступайте к регулированию бокового зазора, помня о сохранении его первоначальной величины (шестерни приработаны). Если зазор больше, чем надо, то ведомую шестерню приблизьте к ведущей, или удалите, если зазор меньше. Чтобы при этом сохранить установленный предварительный натяг подшипников, перемещайте ведомую шестерню, подтягивая одну из регулировочных гаек и ослабляя другую на один и

тот же угол. Последнюю операцию производите, вращая одновременно две гайки (в одну сторону) левой и правой рукой. Вращение гаек удобно осуществлять специальными ключами (рис. 37), изготовленными из пластин старых передних тормозных колодок. Вращение ключей производите воротками.

Закончив регулирование бокового зазора, установите стопорные пластины регулировочных гаек и закрепите их болтами. Стопорные пластины бывают с одной или с двумя лапками и устанавливаются в зависимости от положения прорези (зуба) гайки. В случае, когда ни зуб, ни впадина (прорезь) гайки не оказываются под стопорной пластиной, не подгибайте последнюю. Максимальная величина возможного несовпадения равна  $15^\circ$ , что соответствует осевому перемещению гайки  $0,125:2=0,0625$  мм. На практике поворот, как правило, требуется значительно меньший и выполняйте его за счет изменения преднатяга и бокового зазора в зацеплении.

В заключение отметим несколько моментов. Ведомая шестерня крепится к коробке дифференциала болтами

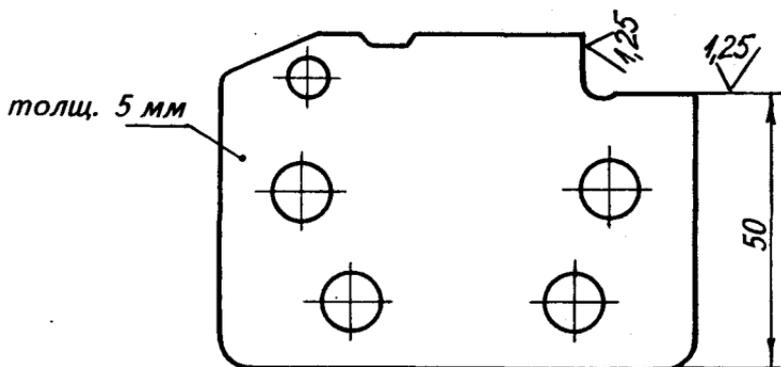


Рис. 37. Специальный ключ для вращения регулировочных гаек подшипников дифференциала (используется старая тормозная колодка переднего колеса).

(шестигранник 17 мм, резьба М10×1,25; момент затяжки 8,5-10,5 кгс·м) без пружинных или каких-либо других шайб. Эти болты одни из самых прочных на автомобиле (предел прочности на разрыв или временное сопротивление материала  $\sigma_B \geq 120$  кгс/мм<sup>2</sup>).

Стопорные пластины, их болты, шайбы несмотря на ответственную им сравнительно второстепенную роль, иногда могут сыграть и роковую. Так был случай, когда отломившаяся часть стопорной пластины, несмотря на наличие магнитной пробки, попала в зацепление и вывела из строя редуктор.

Для справки. Предварительный натяг подшипников автомобиля «Спутник», «Ока» — 0,15-0,35 мм (номинальная величина 0,25 мм). У «Оки» подшипники роликовые конические такие же, как и у «Жигулей» — 6-7707У (33×62×16 мм), у «Спутника» — 6-7207А (35×72×18,25 мм). У «Таврии» подшипники дифференциала шариковые 6-207Е1 (35×72×17 мм), буква Е в обозначении указывает на то, что сепаратор пластмассовый. Предварительный натяг шариковых радиально-упорных подшипников 0,10-0,15 мм.

**Замена и регулирование зубчатой пары.** В запчасти поступают зубчатые пары и редукторы с передаточным отношением 3,9; 4,1; 4,3. Зубчатые пары с числами зубьев 9 и 40 и редукторы с передаточным отношением 4,44 сейчас уже не производятся. В задний мост любых «Жигулей» можно установить любой редуктор также, как и в редуктор можно установить любую зубчатую пару. Естественно если редуктор или пара «не свои», то изменятся показания спидометра (скорость, пройденный путь). Все редукторы и зубчатые пары «Жигулей» представлены в табл. 11.

При замене зубчатой пары оценивается состояние подшипников редуктора и шестерен дифференциала. При обнаружении малейших дефектов подшипники замените новыми. Регулирование подшипников (получение необходимого преднатяга) хвостовика и дифференциала описано выше, поэтому далее речь пойдет в основном о регулировании зацепления.

Регулирование зацепления осуществляется осевым перемещением шестерен. Перемещение ведомой шестерни (регулирование бокового зазора в зацеплении) осуществляется регулировочными гайками, перемещение ведущей шестерни — подбором регулировочного кольца 1 (см. рис. 4,а) соответствующей толщины (диапазон толщин 2,55—3,35 мм, реко-

мендуемый шаг 0,05 мм).

Зубчатые пары продаются комплектом (подобраны по шуму и пятну контакта). Чтобы узнать, из одного комплекта шестерни или нет, обратит внимание на цифры, нанесенные на наружной конической поверхности ведомой шестерни. Например, выбиты цифры: 2103, 10/41, 4875. Значение цифр 2103 и 10/41 расшифруйте, пользуясь примечанием 3 к табл. 11. Такие же цифры должны быть на торце (со стороны зубчатого венца) хвостовика. А вот номер комплекта 4875 наносится электрографом на конической поверхности примерно посередине хвостовика. Под порядковым номером также электрографом написано отклонение со знаком «+» или «-». Например, если написано «-6» это означает, что хвостовик сдвинут от нормального положения назад (из зацепления) и его необходимо подвинуть вперед к ведомой шестерне (в зацепление) на 6 сотых миллиметра (0,06 мм). Другими словами, для того, чтобы установить хвостовик в нормальное положение, необходимо увеличить толщину регулировочного кольца на 0,06 мм. (толщина регулировочного кольца  $2,95 \pm 0,04$  мм, номинальное значение — 2,95 мм). Но не торопитесь увеличивать толщину регулировочного кольца, т.к. надо еще учесть отклонение от номинального положения оси ведомой шестерни. Смещение оси ведомой шестерни компенсируется так же изменением толщины того же регулировочного кольца, стоящего между торцом ведущей шестерни и внутренним подшипником. Необходимая толщина регулировочного кольца, учитывающая оба отклонения, подсчитывается после замеров при помощи индикатора и приспособлений (оправка А.70184 и подставка А.95690 из комплекта приспособлений для ремонта автомобилей ВАЗ).

Ниже приводится порядок работ при регулировании зацепления без применения вышеупомянутых довольно сложных приспособлений. Основанием предлагаемого метода является то, что отрегулированные таким образом редукторы работают нормально, а также следующие соображения:

а) после обмятия и изнашивания посадочных поверхностей подшипников корпуса редуктора и коробки дифференциала «ловить сотки» в осевом перемещении хвостовика уже нет смысла;

б) гипоидные передачи, как отмечалось, это что-то промежуточное между конической и червячной передачами, а можно сказать и так, что гипоидная передача несколько похожа на передачу «винт-гайка». Передача «винт-гайка» характеризуется полной самоустановкой (без регулирования) зацепления. Гипоидная передача также обладает элементами самоустановки, поскольку при нулевом боковом зазоре в зацеплении любое отклонение ведущей шестерни от нормального положения затрудняет ее вращение;

в) все описания регулирования гипоидного зацепления, с тщательными замерами и расчетами, кончаются одинаково — окончательная проверка качества зацепления выполняется по пятну контакта («на краску») и, если пятно контакта не соответствует правильному расположению, то надо сдвигать (раздвигать) шестерни.

Зацепление считается нормальным, если на обеих сторонах зубьев ведомой шестерни пятно контакта будет равномерно расположено ближе к узкому торцу зуба, занимая примерно  $\frac{2}{3}$  его длины и не выходя на вершину и основание зуба. Смещение пятна контакта к узкому торцу зуба (с двух сторон) — это преднатяг (подготовка) к восприятию упругих деформаций и изнашиванию внутреннего подшипника. Правильное пятно контакта на выпуклой стороне работавшей шестерни — блестящая полоска на всю длину зуба (шириной примерно 5 мм у широкого торца зуба и 4 мм около узкого торца зуба) с черными полосками (ширина 1,5-2,5 мм) у основания и у вершины зуба (рис. 38,а).

На рис. 38 в левой колонке показаны пятна контакта на вогнутой стороне зуба ведомой шестерни ( $z_2$ ). Эта сторона контактирует с выпуклой стороной зуба хвостовика ( $z_1$ ). Рассматриваемые стороны зубьев являются рабочими при торможении двигателем и при движении задним ходом. Так как зуб хвостовика имеет левое направление, а зуб ведомой шестерни — правое, хвостовик втягивается в зацепление, перемещаясь в сторону ведомой шестерни.

В правой колонке показаны пятна контакта на выпуклой стороне зуба ведомой шестерни ( $z_2$ ). Эта сторона контактирует с вогнутой стороной зуба хвостовика ( $z_1$ ). Направление осевой силы, действующей на ведомую шестерню, —

вперед (хвостовик выталкивается из зацепления, перемещается в сторону от ведомой шестерни).

В средней колонке условно показаны сечения зубьев ведущей шестерни (два зуба) и ведомой шестерни (один зуб). На сечениях обозначены точки контакта (середина пятна контакта), под сечением изображен хвостовик и стрелкой показано необходимое его перемещение для получения правильного расположения пятна контакта.

Если на выпуклой стороне зуба ведомой шестерни (рабочая сторона при ходе вперед) пятно контакта, занимающее примерно  $1/2$  или чуть больше длины зуба, смещено ближе к узкому торцу зуба, а на вогнутой стороне (рабочая сторона при заднем ходе и торможении двигателем) пятно контакта смещено ближе к широкому торцу зуба (см. рис. 38,б), то надо отодвинуть хвостовик от ведомой шестерни (необходимо более тонкое регулировочное кольцо).

Если на выпуклой стороне зуба пятно контакта может занимать до  $2/3$  длины зуба и смещено к широкому торцу, а на вогнутой стороне пятно, примерно такой же длины, но смещено к узкому торцу зуба (см. рис. 38,в), то надо подвинуть хвостовик к ведомой шестерне (необходимо более толстое регулировочное кольцо).

Перед регулированием зацепления запаситесь шлифованными кольцами внутренним диаметром  $35^{+0,2}$  мм, наружным — 45 мм и толщиной — 2,5; 2,65; 2,75; 2,85; 2,95; 3,05; 3,15; 3,25 и 3,35 мм. Можно воспользоваться и регулировочными прокладками из стальной ленты.

Чтобы получить пятно контакта, смажьте зубья одной из шестерен тонким слоем любой краски. Краска не должна быстро сохнуть, быть слишком жидкой (будет растекаться) или быть слишком густой (не будет выжиматься из зоны контакта). Для того, чтобы не пачкать зубья краской, применяют полиэтиленовую пленку, которая расплющивается между зубьями и показывает пятно контакта. Для получения более четкого пятна контакта одну из шестерен вращайте в обе стороны, при этом другой рукой притормаживайте вторую шестерню.

При регулировании зацепления по пятну контакта боковой зазор установите равным нулю. Если при этом после

Вогнутая сторона  
зуба (задний ход)

Выпуклая сторона  
зуба (передний ход)

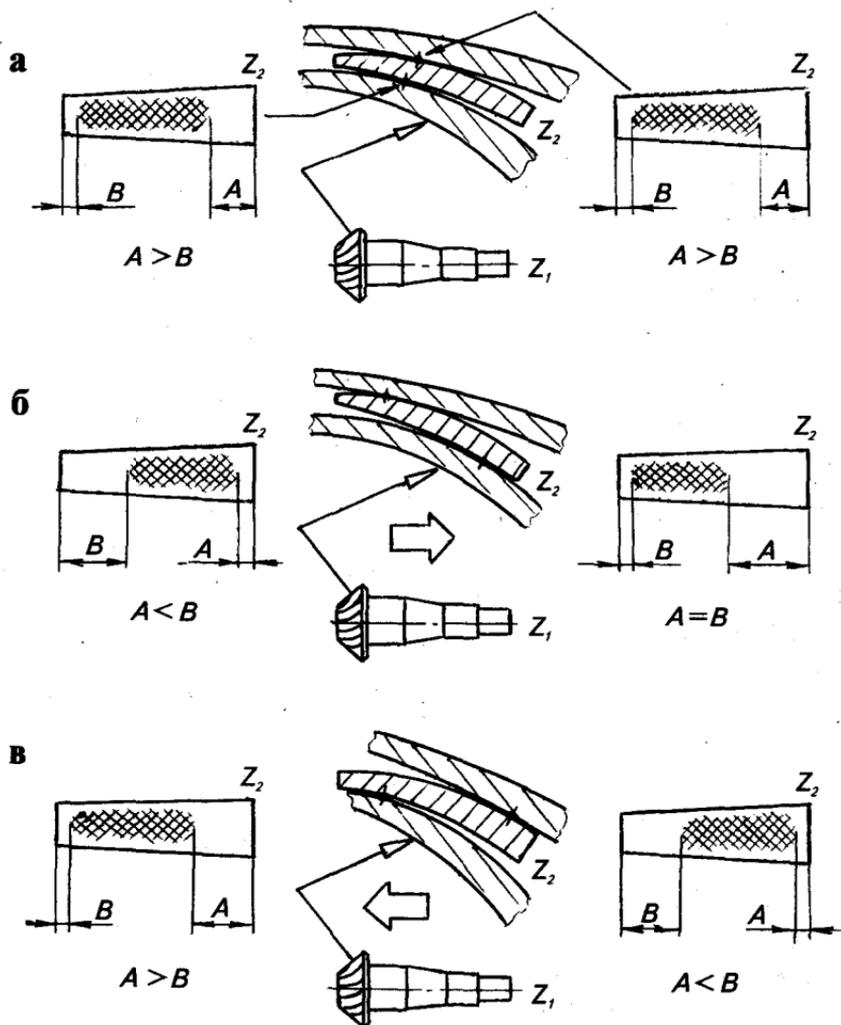


Рис. 38. Расположение пятна контакта на зубе ведомой шестерни ( $z_2$ ):  
 а — нормальное; б — необходимо отодвинуть хвостовик от ведомой шестерни; в — необходимо придвинуть хвостовик к ведомой шестерне;  
 $z_1$  — хвостовик.

перемещения хвостовика затрудняется вращение шестерен (натяг в зацеплении), то перемещением ведомой шестерни вновь установите нулевой боковой зазор (без натяга). При различном боковом зазоре по окружности ведомой шестерни боковой зазор регулируется по самому тугому месту.

После замены зубчатой пары не перегружайте автомобиль (перегрузкой также может считаться движение груженого автомобиля по плохой дороге на низших передачах или движение со скоростями, близкими к максимальной). Встречаются в продаже «сырые» зубчатые пары (низкая твердость поверхностей зубьев). В этом случае идет быстрое изнашивание боковых поверхностей зубьев, темнеет масло, в нем явно заметны металлические чешуйки. Полезно после замены подшипников и (или) зубчатой пары до 2 тыс. км не ехать со скоростью более 80 км/ч, а после указанного пробега — сменить масло. Слитое масло после отстоя можно вновь использовать, поскольку в течение 1-2 месяцев в осадок выпадают не только песчинки, занесенные при сборке, но и мельчайшие продукты изнашивания. После указанного срока даже темное масло приобретает нормальную прозрачность.

**Замена шестерен дифференциала.** Шестерни дифференциала, две полуосевые и два сателлита, вынимаются из коробки дифференциала после снятия ведомой шестерни и удаления оси сателлитов. Основные сопряжения и допустимые зазоры приведены в табл. 9.

Полуосевые шестерни 4 (см. рис. 25) установлены в цилиндрических гнездах коробки дифференциала и опираются на коробку через бронзовые шайбы 5. Подбором шайб по толщине установите зазор 0-0,1 мм между зубьями сателлитов 3 и полуосевых шестерен 4. При отсутствии шайб воспользуйтесь стальными регулировочными прокладками, которые установите с той стороны бронзовых шайб, с которой торцовая поверхность имеет шероховатость (не скользит по прилегающей поверхности при работе дифференциала).

Шестерни с трещинами, с выкрошенными зубьями замените. При незначительных повреждениях поверхностей скольжения выявленный дефект устраните шлифованием мелкозернистой шкуркой с последующей полировкой.

**Сборка коробки дифференциала.** Установите в коробку дифференциала шестерни 4 полуосей 1 с опорными шайбами 5 и сателлиты 3. Проверните сателлиты вместе с полуосевыми шестернями так, чтобы совместить отверстия сателлитов с отверстиями в коробке дифференциала, а затем вставьте ось 2 сателлитов. Проверьте осевой зазор каждой шестерни полуоси (регулирование зазора описано выше). Если зазор при толщине регулировочной шайбы 2,1 мм не удастся уменьшить до величины 0,1 мм, шестерни замените новыми ввиду их чрезмерного изнашивания. Для регулирования осевого зазора полуосевых шестерен применяются шайбы толщиной от 1,8 до 2,1 мм с интервалом 0,05 мм (7 штук).

Теперь установите ведомую шестерню на коробку дифференциала и затяните болты ее крепления моментом 8,5-10,5 кгс · см.

Отремонтированный редуктор вставьте в гнездо балки, предварительно заменив на ней прокладку, и закрепите его болтами (момент затяжки 3,6-4,4 кгс · м). Резьбу болтов смажьте герметиком, а если его нет — синтетической краской. Далее, введите в балку моста полуоси в сборе, направляя их шлицевые концы в отверстия полуосевых шестерен.

Болты редуктора и гайки полуосей затяните «крест-накрест» в 2-3 обхода (момент затяжки 4,2-5,2 кгс · м).

#### **4.4. Ремонт балки заднего моста**

*Причиной постоянного шума со стороны задних колес и ускоренного изнашивания шин может быть деформация или дефект балки заднего моста. Искажение «геометрии» балки заднего моста приводит в первую очередь к нарушению номинального положения подшипников полуосей, самих полуосей, коробки дифференциала, ведомой шестерни.*

*Таким образом, результатом деформации балки может быть нарушение нормальной работы подшипников, шлицевого соединения (полуось — полуосевые шестерни) и зубчатого зацепления. Все перечисленные дефекты сигнализируют о себе шумом. Наиболее часто встречающийся изгиб балки заднего моста — от перегрузки автомобиля и неосторожной езды при этом —*

*приводит к появлению развала задних колес и усиленному изнашиванию внутренних дорожек протекторов задних шин.*

*Далее будут рассмотрены приемы проверки и правки балки заднего моста. Балку рекомендуется проверять на отсутствие изгиба («на изгиб») в горизонтальной и вертикальной плоскостях и на скручивание.*

Порядок проверки следующий. К каждому концу балки 1 (рис. 39) прикрепите фланец квадратной формы (сторона квадрата  $b=250$  мм, толщина 8-12 мм, стороны фланца отшлифованы). Балку с фланцами установите на одинаковые призмы 3, располагающиеся на поверочной плите 2 длиной не менее 1600 мм. При проверке на изгиб в вертикальной плоскости, поверхность прилегания картера редуктора вертикальна, при проверке изгиба в горизонтальной плоскости — горизонтальна.

Изгиб балки проверяют приставляя угольник 4 (см. рис. 39,б), установленный на поверочной плите 2, к наружным поверхностям фланца 5. Плотное прилегание угольника к фланцу свидетельствует об отсутствии изгиба балки.

Скручивание балки заднего моста определяется так же при помощи угольника, установленного на поверочной плите, по прилеганию его к боковым сторонам фланцев и к поверхности крепления редуктора. Плотное прилегание указанных деталей друг к другу означает отсутствие скручивания.

Во всех рассмотренных случаях проверки (изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях, скручивание) предельные величины деформаций определяются при помощи щупа (см. рис. 39,б,г,д). Если щуп толщиной 0,2 мм проходит — балку необходимо править.

Правку балки рекомендуется проводить на гидравлическом прессе, предварительно сняв проверочные фланцы и установив точно такие же (см. рис. 39,в; поз. б), но используемые только при правке. Концы прижимной траверсы 8 пресса должны находиться в зоне деформации балки (размер  $250\pm 50$  мм). Под балку поставьте ограничительные упоры 7 (между балкой и упором болжен быть зазор, величину которого установите опытным путем). Балку правьте в двух плоскостях: вертикальной и горизонтальной с проверкой при помощи угольника или замеряя величину деформации

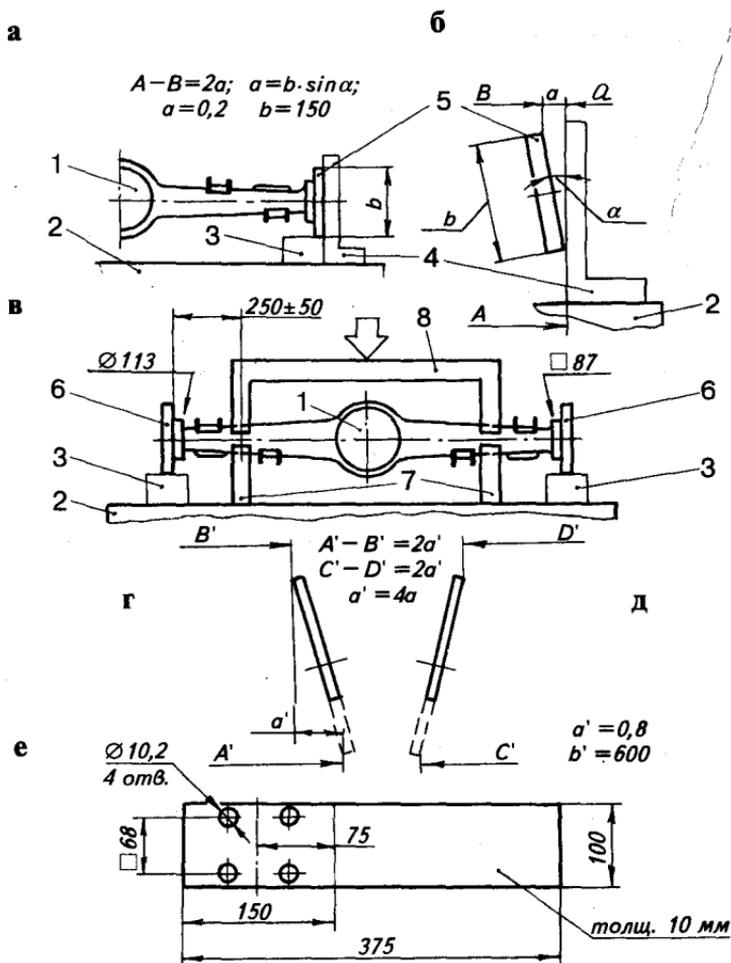


Рис. 39. Деформации и правка балки заднего моста: а — установка балки на поверочной плите; б — замер деформации изгиба балки; в — правка балки; г — измерение параметров деформации балки в вертикальной плоскости; д — измерение параметров деформации балки в горизонтальной плоскости; е — съемный фланец увеличенных размеров для измерения деформации балки; 1 — проверяемая балка заднего моста; 2 — поверочная плита; 3 — переходная призма; 4 — поверочный угольник; 5 — съемный фланец для измерения деформации балки в вертикальной плоскости (250×250×8(12) мм); 6 — съемный фланец для правки балки; 7 — упор; 8 — прижимная траверса для правки балки (условная конструкция).

индикатором. Усилие правки на месте приложения нагрузки не должно быть более 10 тс, чтобы не произошло чрезмерной деформации сечения кожуха.

После правки проведите проверку балки на отсутствие деформации, как было описано выше, заменив фланцы 6 на проверочные 5.

Воспользоваться приведенными рекомендациями в гаражных условиях не так-то просто. При этом трудность не столько в самой правке, сколько в замерах. Пресс можно заменить, воспользовавшись кувалдой (удар наносите через проставку, облегающую кожух) и нагревая паяльной лампой соответствующее место балки. А вот с поверочной плитой длиной 1600 мм дело, как правило, сложнее. Представляется и слишком жестким допуск на деформацию — 0,2 мм. При длине плиты 1600 мм, расстоянии между фланцами примерно 1200 мм и использовании ряда промежуточных деталей (призмы, фланцы, угольник) замер зазора 0,2 мм на длине 1200 мм просто нереален, если еще учесть отклонение формы поверхностей плиты, призмы, угольника и отсутствие абсолютной чистоты при измерениях (пылинки, песчинки и т.д.).

Для интервала номинальных размеров свыше 1000 до 1250 мм допуск, равный 0,024 мм, соответствует 3 качеству (классу, степени точности) в системе допусков и посадок. Заметим, что наиболее точные изделия, применяемые на автомобилях — подшипники, их детали (например, кольца, см. табл. 9) изготавливаются с точностью, соответствующей 5, 6, 7 качествам.

Как уже упоминалось, деформация балки заднего моста может происходить в результате движения перегруженного автомобиля с большой скоростью по неровной дороге или в результате аварии. Кстати, в книгах и руководствах по ремонту рекомендуется производить обязательную проверку балки заднего моста у автомобиля, потерпевшего аварию.

Известны случаи, что даже после удара задними колесами, когда рвется шина, гнется диск, ломается тормозной барабан, разрушается подшипник полуоси, а сама полуось гнется в месте посадки подшипника (при этом посадочная поверхность значительно повреждается от проворота лопнувшего внутреннего кольца подшипника), изгиба балки заднего моста, вызывающего в последующем его «тудение», не происходило. Складывается впечатление, что более уязвимым местом заднего моста являются подшипники. При сильном ударе правым передним колесом в препятствие, что привело к деформации всей правой стороны автомобиля, крыши, стоек и смещению двигателя, задний мост и его детали не имели каких-либо внешних повреж-

дений, однако мост стал «гудеть» при скорости более 80 км/ч.

В подшипниках (особенно передних колес, полуосей) происходит как бы суммирование (накопление) усталостных повреждений материала контактирующих деталей (колец, тел качения). При этом предельная усталость, после которой начинается разрушение поверхностей детали или самой детали, наступает тем раньше, чем больше было «ударов судьбы» в «жизни» детали.

Если мост «загудел» при нормальных подшипниках, зубьях шестерен и зацеплении, то необходимо проверить деформацию балки. Как проще это сделать, не прибегая к поворотной плите, призмам, угольнику? Предлагается следующий способ, суть которого в увеличении контролируемых размеров и в отказе от использования перечисленных выше промежуточных деталей. Например, размер  $b=150$  мм (см. рис. 39,а) замените на  $b'=600$  мм (см. рис. 39,д), что, в свою очередь, увеличит и контролируемый размер еще в два раза ( $a'=4a=0,8$  мм). Размер «а» не контролируйте непосредственно, а контролируйте разность размеров (см. рис. 39, размеры А, В, С, D), что увеличит контролируемый размер еще в два раза. Таким образом, увеличение контролируемого размера будет восьмикратное.

Замеры осуществляйте следующим образом. Удлиненные съемные фланцы (см. рис. 39,е) закрепите вертикально на фланцах моста (плоскость крепления редуктора вертикальна) в двух положениях: вверх (замер размера В', см. рис. 39,г) и вниз (замер размера А'). Разность размеров А' и В' свидетельствует об изгибе балки моста в вертикальной плоскости. Величина изгиба в горизонтальной плоскости контролируется разностью размеров С' и D' (см. рис. 39,д).

Если принять  $a=0,2$  мм, тогда допустимая разность размеров будет равна 8 а:

$$A'-B'=C'-D'=2a'=8a=8 \cdot 0,2=1,6 \text{ мм.}$$

Размер 1,6 мм на длине 1200 мм это уже поле допуска по 13-му качеству (JT13=1,65 мм). «Гудение» моста не наблюдалось при равенстве разности размеров А' и В', С' и D', равной 4 мм (соответственно при  $a'=4:8=0,5$  мм).

В заключении отметим, что балки заднего моста «Жигулей» (2101-2401010-01) и «Нивы» (2121-2401010) различны (у «Нивы» шире колея, подшипники полуосей большего размера). С 1987 года изготавливаются усиленные балки — диаметр цилиндрических частей балки (чулков) увеличен с 51 до 60 мм.

Итак, сзади появился шум. Если он носит аварийный характер (сильные стуки, треск и т. п.), то источник его определяется просто. Чаще всего это бывает следующее: не затянуты болты одного из колес, лопнула одна из штанг заднего моста (обычно выходит из строя правая продольная у переднего шарнира), оборвался амортизатор или износились его шарниры, разрушились подшипники, зубчатые колеса заднего моста.

Как правило, шум появляется в виде гудения, воя. В этом случае первая задача, определить, где и что шумит, относится ли шум к заднему мосту. Часто бывает так, что источник шума слева, а кажется, что справа. Или источник шума впереди, а слышится как будто он сзади. Дело здесь в том, что скорость распространения звука в воздухе 330-340 м/с (1188-1224 км/ч), в воде — 1450 м/с, а в стали — 5000 м/с.

В обычной жизни отмеченное различие скоростей распространения звука замечается во время купания (приближение моторной лодки под водой услышим раньше и звук сильнее), в доме, когда стук по трубе на первом этаже слышен на всех других. На автомобиле стуки, возникшие, например, в сцеплении, передаются по трубе карданного вала к заднему мосту при расстоянии менее 2,5 м за 0,005 с, и водитель этот сместившийся источник звука слышит часто даже лучше, чем исходящий из более близко расположенного узла, агрегата.

Источником появившегося «не аварийного» шума и шума, не имеющего отношения к заднему мосту, могут быть:

а) карданные шарниры (из-за изнашивания подшипников, дисбаланса карданных валов, выхода из канавки стопорного кольца одного из игольчатых подшипников);

б) промежуточная опора карданных валов (из-за изнашивания подшипника, ослабления затяжки гаек, крепящих поперечину к кузову автомобиля);

в) задние тормоза (из-за замасливания колодки, что приводит к гудению при торможении);

д) шлицы переднего карданного вала (из-за отсутствия смазки или изнашивания сопряжения, стука при трогании и переключении передач).

Источником шума в заднем мосту могут быть:

- а) подшипники полуосей;
- б) подшипники коробки дифференциала;
- в) подшипники хвостовика;
- г) шлицевое соединение полуосей с шестернями дифференциала;
- д) зубчатое зацепление (главная пара);
- е) детали дифференциала (при ускорении автомобиля после движения накатом и при поворотах).

Где и как искать источник шума? Стратегия поиска основывается на том, что подшипники шумят при вращении в резонансных частотах, а зубчатое зацепление — только под нагрузкой (при «защемлении», возникающем при втягивании хвостовика в ведомую шестерню).

Если при разгоне автомобиля до 90 км/ч и замедлении его движения двигателем шум появляется и исчезает на одних и тех же скоростях, то возможно, что источник шума в заднем мосту. Для того, чтобы убедиться в этом поступите следующим образом. Включите двигатель (автомобиль неподвижен), постепенно увеличивайте частоту вращения коленчатого вала и сравнивайте возникающие шумы с замеченными при разгоне и торможении. Если похожих шумов нет, то выведите задние колеса (под передние установите упоры), запустите двигатель и, включив четвертую передачу, убедитесь, что источник шума в заднем мосту. Когда трудно понять, что именно шумит в заднем мосту, последовательность проверки (по степени уменьшения вероятности) может быть такой:

- а) подшипники полуосей (осевой зазор),
- б) подшипники дифференциала,
- в) зацепление и подшипники хвостовика,
- г) деформация полуосей, балки.

Как оценить состояние подшипников, их регулировку (где она предусмотрена), а также регулировку зацепления — описано выше.

Автомобиль проектируется так (или, по крайней мере должен быть спроектирован так), чтобы изнашивание деталей при нормальной эксплуатации не приводило бы к катастрофическим разрушениям. Накопление повреждений проявляет себя, как правило, шумом, который выступает в качестве предупредительного сигнала. К тому же, ориентироваться в потребности обслуживания заднего моста можно

по пробегу:

- а) после 150 тыс. км осмотрите детали редуктора и полуоси, возможно придется заменить подшипники полуосей;
- б) после 250 тыс км замените все, что до этого не заменялось и в первую очередь — зубчатую пару и подшипники хвостовика. Осмотрите и при необходимости замените детали дифференциала.

Один из способов оценки степени изнашивания деталей редуктора — по суммарному окружному зазору на фланце хвостовика (т.е. по сумме углов поворота фланца на каждом зубе при неподвижной ведомой шестерне за один ее оборот) и цвету масла. Если он более  $45^\circ$  и масло имеет темный цвет, то вероятнее всего началось прогрессирующее изнашивание или, другими словами, ресурс редуктора выработан. Обычно в этом случае при вращении фланца хвостовика в зоне окружного зазора в редукторе слышится постукивание.

Если вам заменили редуктор и появилось сомнение, какой именно редуктор установлен, воспользуйтесь табл. 12. Для этого приподнимите одно заднее колесо и установите рычаг переключения передач в нейтральное положение. Теперь вращайте поднятое колесо, считая его обороты и карданного вала. Если при 10 оборотах колеса карданный вал повернется на 19,5 оборотов — редуктор с передаточным числом 3,9. В нижней части таблицы приведены углы поворота колеса, соответствующие углу поворота коленчатого вала на  $180^\circ$ . Эти сведения могут пригодиться при регулировании клапанов в тех случаях, когда проворачивание коленчатого вала осуществляется посредством колеса (для удобства включите IV передачу и выверните свечи. Если в результате проверки вы определили, что установлен «не свой» редуктор, то замените соответствующие детали привода спидометра. Если этого не сделать, то спидометр будет показывать не действительную скорость. Для ориентирования, с какой скоростью на самом деле движется автомобиль, можно обратиться к табл. 13. Например, «свой» редуктор имеет передаточное число 4,3, а установлен редуктор с передаточным числом — 3,9. В этом случае на спидометре будет скорость 90 км/ч, а в действительности 99 км/ч. Соответственно, если по счетчику пройденного пути вы проехали 100 км, то в действительности — 110 км.

Таблица 12. Определение передаточного числа редуктора заднего моста

Число оборотов карданного вала на 10 оборотов колеса	19,5	20,5	21,5	22,2
Передаточное число редуктора заднего моста ( $z_2/z_1$ )	3,9 ( $\frac{43}{11}$ )	4,1 ( $\frac{41}{10}$ )	4,3 ( $\frac{43}{10}$ )	4,44 ( $\frac{40}{9}$ )
Угол поворота колеса при повороте коленчатого вала на 180° (включена IV передача)	92°18'	87°48'	83°42'	81°06'

Таблица 13. Показания спидометра при замене редуктора заднего моста

Передаточное число редуктора	Показания спидометра необходимо увеличить (×) или уменьшить (: ) в число раз	Скорость действительная, если спидометр показывает, км/ч			
		40	60	80	90
<b>3,9</b>	1	40	60	80	90
4,1	: 1,05	38	57	76	86
4,3	: 1,1	36	55	73	82
4,44	: 1,14	35	53	70	79
3,9	×1,05	42	63	84	94
<b>4,1</b>	1	40	60	80	90
4,3	: 1,05	38	57	76	86
4,44	: 1,08	37	55	74	83
3,9	×1,1	44	66	88	99
4,1	×1,05	42	63	84	94
<b>4,3</b>	1	40	60	80	90
4,44	: 1,03	41	62	83	93
3,9	×1,14	46	68	91	102
4,1	×1,08	43	65	87	98
4,3	×1,03	41	62	83	93
<b>4,44</b>	1	40	60	80	90

**Примечание:** В первом столбце выделены передаточные числа штатного редуктора.

## 5. Регулирование углов установки передних колес

Управляемые колеса и ось поворота кулака (цапфы стойки) устанавливаются не вертикально. Это делается для того, чтобы получить правильное качение колес по дороге и их хорошую стабилизацию при движении груженого автомобиля.

Под стабилизацией управляемых колес понимается:

- а) стремление колес удерживаться в среднем («прямом») положении при движении автомобиля;
- б) стремление колес вернуться в среднее положение при выходе из поворота.

Известны случаи, когда, благодаря стабилизации управляемых колес, движение автомобиля по прямой и ровной дороге происходило даже при расцеплении рулевых тяг. Естественно, чем больше стабилизация управляемых колес, тем труднее управление (к рулевому колесу при повороте приходится прикладывать большее усилие).

Углов установки колес четыре: продольный ( $\alpha$ ) и поперечный углы наклона оси поворота, угол развала ( $\beta$ ) и угол схождения колеса ( $\gamma$ ). Все четыре угла во время эксплуатации автомобиля изменяются из-за изнашивания и деформации соответствующих деталей. Выпускались автомобили с регулировкой всех четырех углов (например, М-20 «Победа», ГАЗ-12 «ЗИМ»).

В настоящее время все больше появляется автомобилей, у которых углы установки управляемых колес в эксплуатации вообще не регулируются. Последнее обусловлено соответствующим «запасом» по углам и незначительным их изменением в эксплуатации за счет более рациональных конструктивных решений. У грузовых автомобилей и автобусов конструкцией предусмотрено регулирование только угла схождения. А вот у автомобиля ГАЗ-1102 «Таврия» схождение задних колес заложено конструктивно (не регулируется). Углы схождения задних колес устанавливаются на заводе при сборке автомобиля и обеспечивают равномерное изнашивание шин в течение длительной эксплуатации (ступица заднего колеса установлена на двух конических подшипниках).

Углы наклона оси поворота стабилизируют управляемые колеса во время движения. Угол поперечного наклона оси поворота обеспечивает стабилизацию за счет того, что всякий поворот колеса вызывает подъем передней части автомобиля и вес этой части будет стремиться вернуть колесо в нейтральное (среднее) положение. При поперечном угле наклона оси

поворота сокращается расстояние от средней точки площадки опоры колеса на дороге до точки пересечения продолжения оси с дорогой. За счет этого уменьшается нагрузка (уменьшается плечо силы) на детали рулевого управления при наезде колеса на препятствие, а также усилие, затрачиваемое при повороте управляемых колес.

Угол продольного наклона оси поворота ( $\alpha$ ) делается исключительно в целях повышения стабилизации управляемых колес. При продольном наклоне оси поворота точка пересечения ее продолжения с дорогой лежит впереди средней точки площади контакта колеса с дорогой. В результате при движении на повороте реакция от центробежной силы стремится вернуть колеса в нейтральное положение.

Развал компенсирует изнашивание и деформацию деталей (резинометаллических шарниров, шаровых опор, конических подшипников в ступицах и т. д.). Силы сопротивления качению заднеприводного автомобиля, действующие на управляемые колеса со стороны дороги, стремятся развернуть их наружу, так как точка пересечения оси поворота с дорогой смещена от средней точки опорной площадки колеса во внутрь (к продольной оси автомобиля). Поэтому сходжение компенсирует также изнашивание и деформацию деталей, влияющих на изменение развала, плюс компенсация изнашивания и упругой деформации рулевых шарниров.

На автомобилях «Жигули», «Спутник» регулируются: угол продольного наклона оси поворота  $\alpha$  (обозначение углов в порядке букв греческого алфавита с учетом очередности проверки и регулирования), угол развала колес  $\beta$  и угол сходжения колес  $\gamma$ .

### 5.1. Регулирование угла наклона оси поворота $\alpha$

Обычно угол  $\alpha$  в «домашних» условиях не измеряют. Однако необходимость в его проверке возникает после ремонта кузова (стойки передка, лонжеронов, брызговиков) и замены поперечины.

Измерение проведите следующим образом. Установите автомобиль на ровной площадке, подберите подставку под нижний шаровой шарнир такой высоты, чтобы после сня-

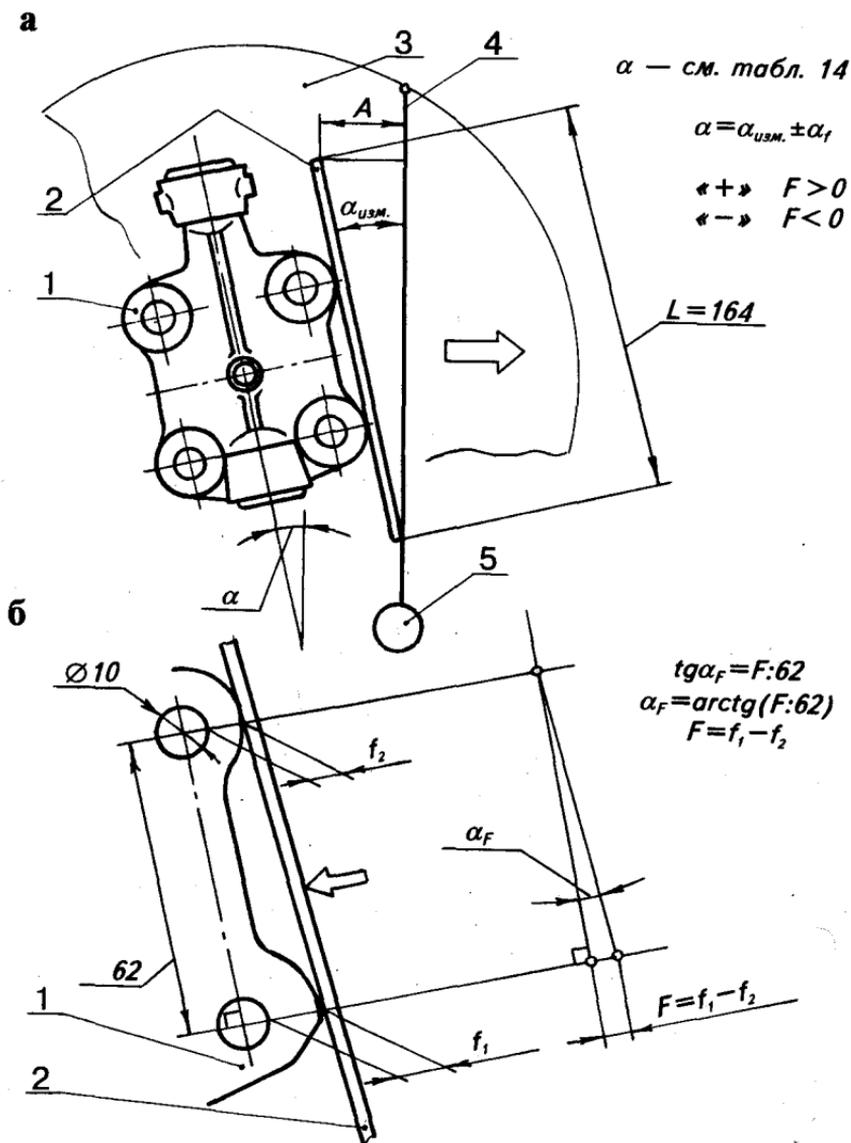
тия колеса и опирании автомобиля на подставку расстояние от нижней шаровой опоры до земли (пола) не изменилось. Сожмите подвеску, и к поворотному кулаку 1 (рис. 40,а) приложите линейку 2 длиной 164 мм. На защитном кожухе 3 тормозного диска закрепите отвес 5 (например, из пластилина) так, чтобы нить 4 (леска) касалась нижнего края линейки. Замерьте расстояние А и по табл. 14 найдите величину  $\alpha_{\text{изм}}$ . Если линейка параллельна плоскости, проходящей через оси отверстий  $\varnothing 10$  мм, тогда  $\alpha_{\text{изм}} = \alpha$ . Допустимая величина  $\alpha = 3,5^\circ \pm 0,5^\circ$  (см. табл. 14) будет соответствовать размеру  $A = 10 \pm 1,4$  мм. Собственно длина линейки и взята равной 164 мм только для того, чтобы получить номинальную величину  $A = 10$  мм.

Описанное измерение угла  $\alpha$  не представляет особого труда, однако в подавляющем большинстве случаев приложенная линейка оказывается непараллельной линии, проходящей через оси отверстий. Как правило, наблюдается картина, представленная на рис. 40,б. При этом разность размеров  $F = f_1 - f_2$  может достигать 3 мм, что в пересчете на угол  $\alpha_F$  равняется  $2,8^\circ$  или 80% от номинального значения угла  $\alpha = 3,5^\circ$ .

Таким образом, соизмеримость углов  $\alpha_F$  и  $\alpha$  делает бессмысленным контроль угла оси поворота без учета разности размеров  $F$ . Заметим, что замер величин  $f_1$  и  $f_2$  можно производить, как показано на рис. 40,б, т.е. перпендикулярно прямой, соединяющей центры отверстий. Размеры  $f_1$  и  $f_2$  можно измерять до плоскости линейки, касающейся фланца кулака, а можно и до внешней плоскости.

Замерить размеры  $f_1$  и  $f_2$  проще, когда поворотный кулак не установлен на автомобиль (т.е. у вас в руках). С какой стороны производить замеры и как отличить левый кулак от правого? У правого кулака резьба левая (M18×1,5LH), на бобышке нижнего шарнира профрезерован паз, бобышка верхняя более удалена от центра фланца; длинный паз по резьбе (для шайбы с усом) направлен вверх, противоположный паз (короткий) — вниз. Замер проводите спереди фланца.

У левого кулака (показан на рис. 40) резьба правая M18×1,5; (метки на нижней бобышке нет), более удаленная бобышка верхняя, длинный паз на резьбе сверху, короткий



**Рис. 40.** Измерение угла продольного наклона оси поворота  $\alpha$ :  
 а — измерение угла продольного наклона оси поворота левого кулака;  
 б — погрешности, возникающие при измерении; 1 — поворотный кулак (левый); 2 — линейка; 3 — задний кожух тормозного диска; 4 — нить; 5 — отвес (грузик из пластилина).

**Таблица 14. Угол продольного наклона оси поворота  $\alpha$**

Новый автомобиль (пробег не более 3000 км) под нагрузкой $\alpha = 4^{\circ} \begin{smallmatrix} +1' \\ -1'30'' \end{smallmatrix}$		Пробег более 3000 км, автомобиль под на- грузкой $\alpha = 4^{\circ} \pm 30'$		Пробег более 3000 км, автомобиль без на- грузки $\alpha = 3^{\circ}30' \pm 30'$							
Число шайб добавленных (+) и вынутых (-) из пакета				Изменение угла $\alpha$ , угл. мин.							
Болт оси нижнего рычага				Толщина шайбы, мм							
передний		задний		0,5		0,8					
+1		0		-(18...20)		-(29...32)					
-1		0		+(18...20)		+(29...32)					
0		+1		+(18...20)		+(29...32)					
0		-1		-(18...20)		-(29...32)					
-1		+1		+(36...40)		+(58...64)					
+1		-1		-(36...40)		-(58...64)					
<p>При установке или снятии шайб только под передним болтом (две верх- ние строки) угол развала <math>\beta</math> не изменяется. Во всех остальных случаях угол развала изменяется, см. табл. 15.</p>											
<p><math>18^{\circ}...20' = 0,30^{\circ}...0,33^{\circ}</math>; <math>36^{\circ}...40' = 0,60^{\circ}...0,67^{\circ}</math>; <math>29^{\circ}...32' = 0,48^{\circ}...0,53^{\circ}</math>; <math>58^{\circ}...64' = 0,97^{\circ}...1,07^{\circ}</math></p>											
A, мм	8,6	8,9	9,2	9,4	9,7	10,0	10,3	10,6	10,9	11,2	11,4
$\alpha_{изм.}$	3,0°	3,1°	3,2°	3,3°	3,4°	3,5°	3,6°	3,7°	3,8°	3,9°	4,0°
F, мм	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
$\alpha_F$	0°	0,5°	0,9°	1,4°	1,9°	2,3°	2,8°	3,2°	3,7°	4,2°	4,5°

- Примечания:** 1.  $\alpha_{изм.}$  — угол  $\alpha$  получен в результате измерения расстояния A.  
2.  $\alpha_F$  — угол, корректирующий  $\alpha_{изм.}$  при  $f_1 \neq f_2$  (см. рис. 40,б).

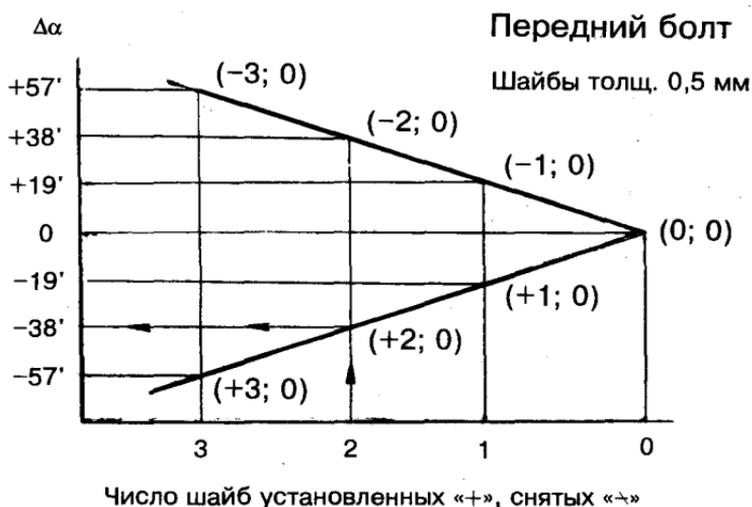


Рис. 41. Номограмма для регулирования угла продольного наклона оси поворота  $\alpha$  ( $\beta = \text{const}$ ,  $\Delta\beta = 0$ ).

— внизу. Представив положение кулака на автомобиле, проведите замеры, приложив линейку к передней части фланца кулака.

Для определения угла  $\alpha$ , измерьте  $f_1$  и  $f_2$  (см. рис. 40,б), найдите величину  $F = f_1 - f_2$ , по табл. 14 (нижняя часть) и определите угол  $\alpha_F$ . Потом измерьте величину  $A$  (см. рис. 40,а) и по табл. 14 найдите угол  $\alpha_{\text{изм}}$  и угол  $\alpha$ :

$$\text{при } F > 0, \alpha = \alpha_{\text{изм}} + \alpha_F;$$

$$\text{при } F < 0, \alpha = \alpha_{\text{изм}} - \alpha_F;$$

$$\text{при } F = 0, \alpha = \alpha_{\text{изм}}.$$

Полученные значения углов  $\alpha$  сравните с допускаемыми (см. табл. 14 верхняя часть), одновременно обратив внимание на разность углов наклона осей левого и правого колес. Допустимая разность  $0^\circ 30'$  ( $0,5^\circ$ ).

Регулирование угла  $\alpha$  произведите шайбами согласно табл. 14 и рис. 41. При этом, если устанавливать или снимать шайбы переднего болта оси нижнего рычага передней

подвески, то при изменении угла  $\alpha$  угол  $\beta$  практически не изменяется. Если шайбы устанавливать и снимать у заднего болта, то одновременно с углом  $\alpha$  будет изменяться и угол  $\beta$  (см. табл. 14, рис. 42). Может возникнуть вопрос: если регулируем углы  $\alpha$ , то зачем трогать шайбы второго болта, изменяя и угол  $\beta$ . Представим, что угол  $\alpha$  необходимо увеличить на  $0,5^\circ(30')$  для этого (см. табл. 14) из-под первого болта необходимо вынуть шайбу толщиной 0,8 мм. Если под первым болтом такой шайбы нет, то придется устанавливать шайбу под задний болт, изменяя и угол  $\beta$  (табл. 15, угол уменьшается на величину  $12,5' \pm 1,5'$ ).

## 5.2. Регулирование угла развала колес $\beta$

Угол  $\beta$  проверяют различными способами. Более простым и точным представляется способ с использованием большого строительного угольника и уровня со шкалой, показывающей углы наклона (рис. 43).

Во всех случаях при замерах углов развала колес угольником с уровнем замеряется угол относительно вертикальной плоскости, а не относительно земли (пола). Вам же надо замерить углы относительно плоскости опоры колес автомобиля. Поэтому, если есть сомнения, что площадка с уклоном, замер углов развала произведите дважды, заезжая на то же место с другой стороны. Например, уклон угла  $\delta$  увеличивает угол развала колеса  $\beta$  (см. рис. 43,а) — в этом случае уровень показывает угол  $\lambda = \beta + \delta$ . Наезжайте этим же колесом на то же место, но с другой стороны (см. рис. 43,б). Теперь уровень покажет угол  $\mu = \delta - \beta$ . Вычтя углы  $\lambda$  и  $\mu$ , определите угол  $\beta$ :

$$\begin{aligned}\lambda &= \beta + \delta; \quad \mu = \delta - \beta; \\ \lambda - \mu &= \beta + \delta - \delta + \beta; \quad \lambda - \mu = 2\beta; \\ \beta &= 0,5(\lambda - \mu).\end{aligned}$$

При проверке угла развала колес  $\beta$  с использованием угольника, последний можно прикладывать к краям обода. В этом случае угольник должен иметь такую длину прикладываемой стороны, чтобы она не касалась шины. На прикладываемой стороне угольника необходимо сделать выемки под колпак ступицы и выступ диска. Точность измерения

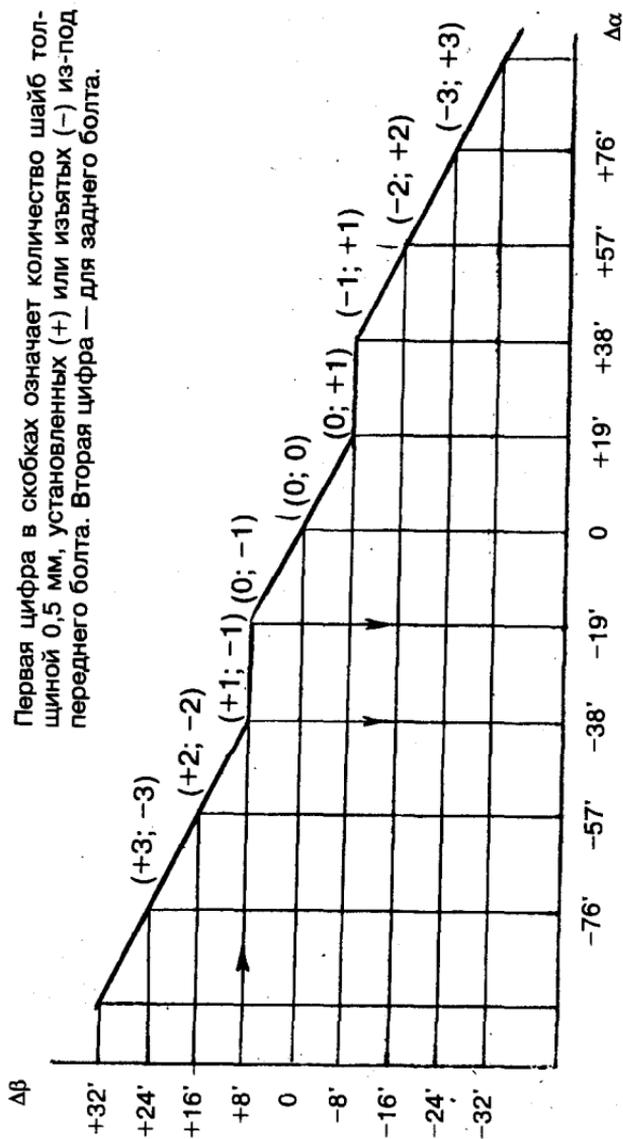
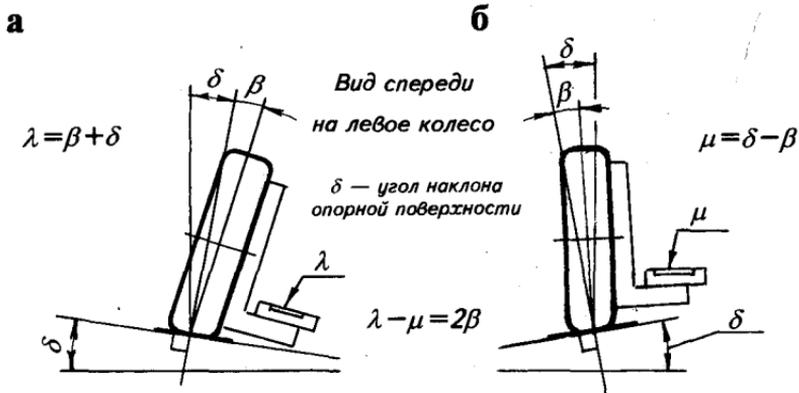


Рис. 42. Номограмма зависимости изменения угла развала  $\beta$  от изменения угла продольного наклона оси поворота  $\alpha$ .

Таблица 15. Угол развала  $\beta$

Новый автомобиль (пробег не более 3000 км) под нагрузкой $\beta=0^{\circ}30'_{-30}^{+40}$		Пробег более 3000 км, автомобиль под нагрузкой $\beta=0^{\circ}30' \pm 20'$		Пробег более 3000 км, автомобиль без нагрузки $\beta=0^{\circ}5' \pm 20'$	
Число шайб добавленных (+) и вынутых (-) из пакета			Изменение угла $\beta$ , угл. мин.		
Болт оси нижнего рычага			Толщина шайбы, мм		
передний	задний	0,5	0,8		
+1	+1	-(7...9)	-(11...14)		
-1	-1	+(7...9)	+(11...14)		
0	+1	-(7...9)	-(11...14)		
0	-1	+(7...9)	+(11...14)		
-1	+1	-(7...9)	-(11...14)		
+1	-1	+(7...9)	+(11...14)		
<p>При одновременной установке или снятии шайб под передним и задним болтами (две верхние строки) угол наклона оси поворота <math>\alpha</math> не изменяется. Во всех остальных случаях указанный угол изменяется, см. табл. 14</p>					
$B_H - B_B = 0 \dots 7$ мм		$B_H - B_B = 1 \dots 5$ мм		$B_H - B_B = (-1,5) \dots +(2,5)$ мм	



**Рис. 43.** Измерение угла развала  $\beta$ : а — первоначальное измерение на наклонной опорной поверхности; б — повторное измерение при наезде на прежнее место тем же колесом, но с другой стороны.

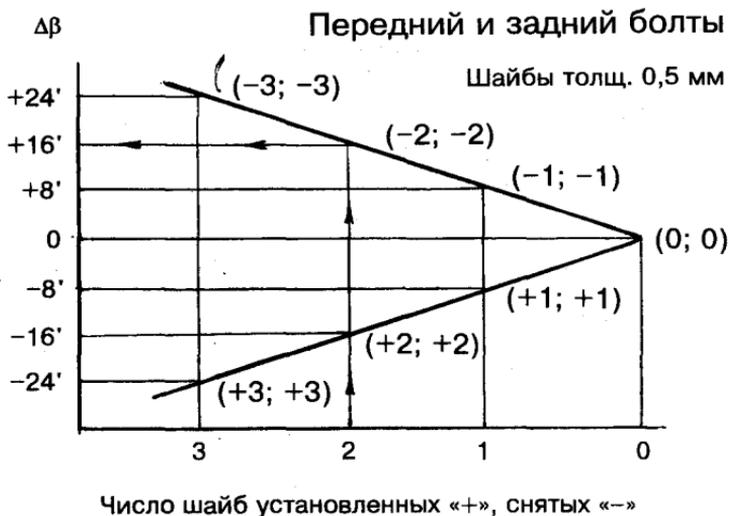
повышается, если угольник прикладывать к краям обода, имеющим одинаковое боковое биение.

В случае, если угольник прикладывается непосредственно к шине, здесь, кроме «одинаковости» бокового биения, необходимо учитывать вздутие нижней части шины. Вздутие шины учитывается следующим образом. Замерьте расстояние от плоскости прилегания стороны угольника до края обода вверх ( $B^H$ ) и вниз ( $B^B$ ). Зная диаметр  $D$  можно определить величину поправки ( $\beta'$ ), которую прибавьте к измеренной величине угла  $\beta$ :

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{B^H - B^B}{D}; \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{B^H - B^B}{D}.$$

Зоны одинакового бокового биения края обода и шины определяются очень просто с использованием мела при вращении колеса приподнятого домкратом автомобиля.

Проверить развал колес можно и при помощи двух отвесов на одном шнуре. Установите колеса так, чтобы точки равного бокового биения располагались по вертикали



**Рис. 44.** Номограмма для регулирования угла развала  $\beta$  ( $\alpha = \text{Const}$ ,  $\Delta\alpha = 0$ ).

Перекиньте шнур с отвесами через капот и замерьте расстояние от шнура до краев обода сверху ( $B_B$ ) и внизу ( $B_H$ ). Для автомобиля без нагрузки с пробегом более 3000 км ( $B_H - B_B$ ) = (-1,5)...(+2,5) мм (см. табл. 15). Если площадка с поперечным уклоном, тогда замеры углов  $\beta$  проводите дважды (на то же место заезжайте с разных сторон). Действительные углы развала колес будут равны половине суммы измеренных углов. Допускаемая разница в углах развала для правого и левого колес не более  $0,3^\circ$  ( $20'$ ).

Для регулирования угла  $\beta$  (рис. 44) используются шайбы толщиной 0,5 и 0,8 мм, однако можно применять и пластины (установите их прорезью вниз). Таким же образом регулируйте угол  $\alpha$ . Ранее, если пакет шайб (пластин) получался довольно толстым, использовали установочные шайбы толщиной 3 и 5 мм. Гайки болтов осей нижних рычагов ( $M12 \times 1,25$ ; шестигранник 19 мм, момент затяжки 6,8-8,4 кгс·м) изготавливают из прочной стали. В случае срыва граней лучше

временно воспользоваться этой же гайкой, но со спиленными гранями под ключ «на 17».

### 5.3. Регулирование угла схождения колес $\gamma$

Схождение колес определяется не как угол, а как разность расстояний А и Б между колесами, которые замеряют сзади и спереди по краям ободьев на высоте оси колес. Замер расстояний А и Б на грузовых автомобилях проводят раздвижной (телескопической) линейкой. У легкового автомобиля непосредственно замерить расстояния А и Б практически невозможно. Поэтому измерения проводят косвенно, используя рейку с двумя отвесами, перекачиванием автомобиля и перемещением рейки.

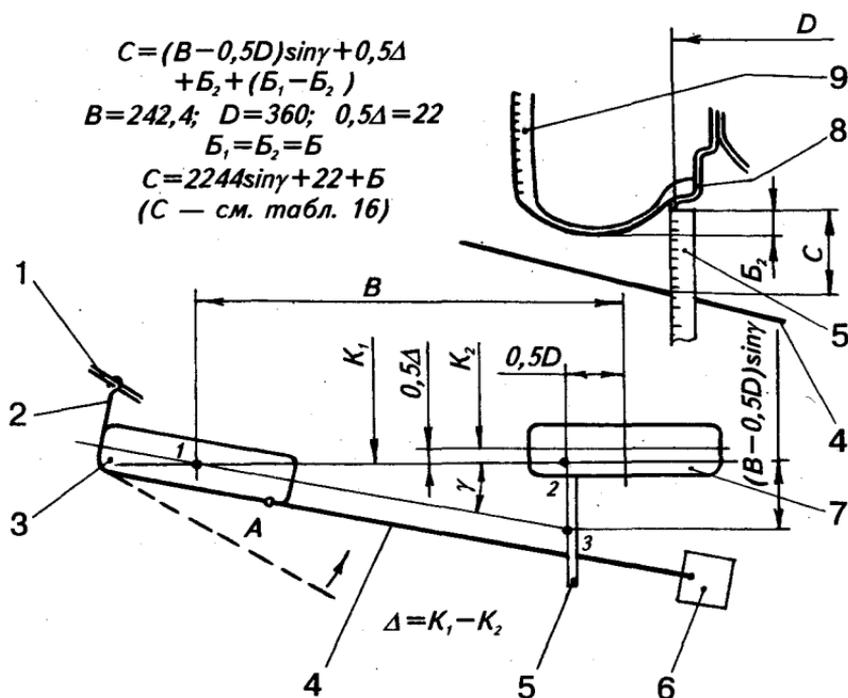
Проще всего проверить схождение при помощи нитки (лески) 4 (рис. 45) длиной примерно 3,5 м. На одном конце закрепите крючок 2 из проволоки, которую зацепите за стабилизатор поперечной устойчивости 1. Нитку, которая касается переднего колеса 3 примерно посередине высоты в передней части, натяните и приближайте к заднему колесу 7. Конец приближения — касание нитки переднего колеса в точке А. О моменте касания сообщает помощник. Операцию по приближению нитки можно выполнить и одному. В этом случае возьмите брусок 6 высотой примерно 270 мм, в край которого забейте гвоздь (для крепления лески). Переставляя брусок, наблюдайте за приближением натянутой нитки к точке А переднего колеса.

Потом линейкой замерьте расстояние С от нитки до края обода заднего колеса. Далее, воспользовавшись формулой  $C=2244\sin\gamma+22+B$ , и зная размер В (подробнее см. ниже), вычислите величину С, соответствующую углу  $\gamma$  ( $C=F+B$ , F приведено в табл. 16) и, сравнивая с измеренной величиной С, определите углы схождения колес. При замерах расстояния С управляемые колеса должны стоять в положении движения автомобиля по прямой, что проверяется по равенству расстояний С с левой и правой сторон автомобиля.

Разница углов схождения правого и левого колес при среднем положении руля (см. ниже) должна быть по размеру F (см. табл. 16) не более 1,5 мм.

## 5.4. Геометрические параметры автомобиля «Жигули»

**Пример подсчета величины С.** База всех автомобилей «Жигули»  $B=2424$  мм (см. рис. 45). Разность колеи передних и задних колес  $\Delta=K_1-K_2=44$  мм, где  $K_1$  — колея передних колес,  $K_2$  — колея задних колес ( $K_1=1349$  мм,  $K_2=1305$  мм для автомобилей ВАЗ-2101, «2102», «2103»;  $K_1=1365$  мм,  $K_2=1321$  мм для автомобилей ВАЗ-2104, «2105», «2106», «2107»). Диаметр диска колеса по отбортовке 8  $D=(360-363)$  мм, принимаем 360 мм. Размер  $B=(6-10)$  мм, замерьте от линейки, прижатой к боковине шины 9, до края отбортовки. Если спереди и сзади установлены различные шины соответствен-



**Рис. 45.** Измерение угла схождения: 1 — стабилизатор поперечной устойчивости; 2 — крючок; 3 — переднее колесо; 4 — нить (леска); 5 — линейка; 6 — брусок (высота около 270 мм); 7 — заднее колесо; 8 — обод (отбортовка диска) колеса; 9 — шина.

Таблица 16. Угол схождения  $\gamma$

Новый автомобиль (пробег не более 3000 км) под нагрузкой $\gamma=0^{\circ}19' \pm 14'$		Пробег более 3000 км, автомобиль под нагрузкой $\gamma=0^{\circ}14' \pm 5'$		Пробег более 3000 км, автомобиль без нагрузки $\gamma=0^{\circ}19' \pm 5'$				
$C=(2244\sin\gamma + 22)+B=F+B; F=C-B$								
$\gamma$ , угл. мин.	F, мм	$\gamma$ , угл. мин.	F, мм	$\gamma$ , угл. мин.	F, мм			
5	25,3	15	31,8	25	38,3			
6	25,9	16	32,4	26	39,0			
7	26,6	17	33,1	27	39,6			
8	27,2	18	33,8	28	40,2			
9	27,9	19	34,4	29	40,9			
10	28,5	20	35,1	30	41,6			
11	29,2	21	35,8	31	42,2			
12	29,8	22	36,4	32	42,9			
13	30,5	23	37,0	33	43,5			
14	31,1	24	37,6	34	44,2			
$A-B$ , мм; $\sin \gamma=[0,5(A-B)]/360$								
$A-B=1...7$ мм		$A-B=2...4$ мм			$A-B=3...5$ мм			
$A-B$ , мм	0	1	2	3	4	5	6	7
$\gamma$ , угл. град.	0	0,01	0,16	0,24	0,32	0,40	0,48	0,56
$\gamma$ , угл. мин.	0	4	10	14	19	24	30	34

**Примечание:** Размер F находите как разность величин C и B (C и B измеряйте, см. рис. 45).

но замерьте размеры  $B_1$  и  $B_2$ .

Рассмотрев треугольник 1-2-3, можем записать формулу для определения величины  $C$ :

$$C = (B - 0,5D) \sin \gamma + 0,5\Delta + B_2 + (B_1 - B_2).$$

Подставив  $B=2424$  мм;  $0,5D=22$  мм;  $D=360$  мм, получите:

$$C = 2244 \sin \gamma + 22 + B_2 + (B_1 - B_2).$$

При  $B_1 = B_2 = B$  и  $(2244 \sin \gamma + 22) = F$  имеем:

$$C = (2244 \sin \gamma + 22) + B = F + B.$$

В табл. 16 приведены значения величин  $F$ , подсчитанные для всего диапазона возможных значений углов  $\gamma$ . В верхней части таблицы приведены допустимые значения углов схождения, а в нижней части — допустимая разность размеров  $A$  и  $B$  и переход от линейных размеров к угловым.

**Пример определения углов схождения (автомобиль без нагрузки, пробег более 3000 км).** Замерьте размер  $B$  ( $B_1$ ,  $B_2$ ), который получится равным 8 мм. Далее, для установки руля «прямо» воспользуйтесь двумя лесками и двумя брусками (см. рис. 45). Руль поставьте в положение, когда расстояния  $C$  слева и справа одинаковы. Замерьте расстояние  $C$ , которое составит 44 мм. Определите величину  $F$ , исходя из формулы:  $C = F + B$ ; тогда  $F = C - B = 44 - 8 = 36$  мм. По табл. 16 найдите соответствующее значение угла (при  $F = 36,4$  мм  $\gamma = 22'$ ) и сравните его с допустимыми значениями  $\gamma = 0^\circ 19' \pm 5' (14' - 24')$ . Следовательно, угол схождения можно не регулировать (т.к.  $14' < 22' < 24'$ ).

При необходимости регулирования разрезные муфты крайних рулевых тяг поверните на одинаковые углы, ориентируясь по правой резьбе наружного короткого наконечника. Резьбы муфт наконечников имеют шаг 1 мм, поэтому один оборот муфты удлиняет крайнюю тягу на 2 мм (схождение колес увеличивается) или укорачивает ее то же на 2 мм (схождение уменьшается).

Рассмотренные регулируемые углы установки управляемых колес, регулируются в последовательности:  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ . Углы наклона оси поворота ( $\alpha$  — угол продольного наклона, регулируемый; угол поперечного наклона не регулируется и поэтому не обозначен) стабилизируют управляемые колеса, облегчают управление автомобилем. Колеса сами стремятся занять положение, соответствующее движению автомобиля прямо.

Угол  $\beta$  (развал) и  $\gamma$  (схождение) это как бы преднатяги, обеспечивающие в режиме максимального изнашивания шин (нагрузка, скорость) правильное качение управляемых колес (вращение в вертикальных плоскостях, параллельных продольной оси автомобиля). Какой же угол,  $\beta$  или  $\gamma$ , более существенно влияет на изнашивание шин? Замечено, что более существенное влияние на изнашивание шин оказывает угол  $\gamma$  (схождение). Так отклонение от нормы угла  $\beta$  (развал) на  $\pm 1^\circ$  уменьшает ресурс шин всего на 5%, а отклонение от нормы угла схождения  $\gamma$  на  $\pm 1^\circ$  сокращает ресурс шины на 60%. Уменьшение ресурса во втором случае превышает уменьшение ресурса в первом случае в 12 раз. При значительных отклонениях схождения от нормы (например,  $A-B=15-25$  мм, норма 3-5 мм, см. табл. 16) шины могут быть изношены за 3000 км пробега.

Заметим, что регулирование углов  $\alpha$  и  $\beta$  связано с установкой или снятием шайб. Установка и снятие шайб производится после сжатия пружины и снятия оси нижнего рычага подвески. Несколько упрощает операцию (не нужно полностью снимать ось с болтов) применение пластин с прорезью (устанавливайте прорезью вниз). Однако, во всех случаях регулирование углов  $\alpha$  и  $\beta$  довольно трудоемкое занятие.

## 5.5. Пояснения к приведенным таблицам и номограммам

**Таблица 14.** В верхней части таблицы приведены нормальные (допустимые) значения углов  $\alpha$ . Для нового автомобиля и для автомобиля после пробега более 3000 км приведены значения угла  $\alpha$  под нагрузкой. Проверка угла на нагруженном автомобиле более точна, поэтому нагрузите автомобиль грузом 320 кгс, что соответствует примерно массе 4-х человек и грузу 40 кг в багажнике. При нормальных пружинах (не осевших) этой нагрузке соответствует дорожный просвет до поперечины передней подвески 188 мм и расстоянию 422 мм от нижних полок задних лонжеронов до опорной поверхности (дороги, пола).

В средней части таблицы приведены изменения угла  $\alpha$  в зависимости от установленных (+) или снятых (-) шайб. Например, последняя строка: под передний болт установите шайбу (+1) толщиной 0,5 мм, а из-под заднего болта выньте такую же шайбу (-1) или просто переставьте шайбу. В этом случае угол  $\alpha$  уменьшится (-) на  $36'-40'$  ( $38' \pm 2'$ ). При использовании шайб толщиной 0,8 мм уменьшение угла  $\alpha$  было бы уже на  $58'-64'$  ( $61' \pm 3'$ ).

Если устанавливать или снимать шайбы только под передним болтом, то

угол  $\beta$  не изменится (см. пояснение к номограмме). Во всех остальных случаях (см. пояснение к диаграмме на рис. 42) при регулировании угла  $\alpha$  изменяется и угол  $\beta$ .

В нижней части таблицы дана взаимосвязь величины  $A$  (см. рис. 40, а) и угла  $\alpha_{\text{изм.}}$  ( $\sin \alpha_{\text{изм.}} = A/164$ ), а также взаимосвязь величин  $F$  и  $\alpha_F$  (см. рис. 40, б,  $\operatorname{tg} \alpha_F = F/62$ ).

Невозможность регулирования (см. ниже) наступает тогда, когда необходимо снять шайбу, а снимать уже нечего — под болтом шайб нет. Заметим, что выражение «под болтом» применяется для краткости, так как шайбы устанавливаются между осью нижнего рычага передней подвески и поперечиной, т. е. они скорее под осью и гайкой болта.

**Номограмма на рис. 41.** Номограмма показывает изменение номинального значения угла  $\alpha$  ( $\Delta\alpha$ ) при  $\beta = \text{const}$ ,  $\Delta\beta = 0$  (т.е. угол  $\beta$  не изменяется) при установке (снятии) шайб только под передними болтами. Например, если вы под передний болт установите две шайбы толщиной 0,5 мм (см. рис. 41, показан стрелками), то угол  $\alpha$  уменьшится на  $38'$  ( $\Delta\alpha = -38'$ ). Цифры в скобках — число шайб под болтами (передний, задний).

**Таблица 15.** Таблица 15 аналогична таблице 14: установка (+) или снятие (-) шайб изменяет угол  $\beta$ . При этом, если только снимать шайбы или устанавливать их равное количество под передний и задний болт, угол  $\alpha$  не изменится (см. пояснение к номограмме, рис. 42) Во всех остальных случаях будет изменяться и угол  $\alpha$ .

Например, если вы под передний и задний болты установите по одной шайбе (+1) толщиной 0,5 мм, то угол уменьшится (-) на  $7'-9'$  ( $8' \pm 1'$ ).

**Номограмма на рис. 42.** На номограмме представлена взаимосвязь изменений углов  $\alpha$  и  $\beta$  (см. табл. 14, 15). Пример использования номограммы (на рисунке показан стрелками): требуется увеличить (+) угол  $\beta$  на  $8'$  ( $8' \pm 1'$ ). Для этого переставьте (+1; -1), т.е. удалите из-под заднего болта и поставьте под передний болт, шайбу толщиной 0,5 мм или удалите такую же из-под заднего болта (0; -1). В первом случае номинальное значение угла  $\alpha$  уменьшится на  $38'$ , во втором случае — на  $19'$ .

**Номограмма на рис. 44.** Номограмма показывает изменение угла  $\beta$  ( $\Delta\beta$ ) при  $\alpha = \text{const}$ ,  $\Delta\alpha = 0$  (угол  $\alpha$  не изменяется при установке (снятии) шайб одновременно под передним и задним болтами).

Пример (на рис. показан стрелками). При снятии двух шайб толщиной 0,5 мм из-под переднего и заднего болтов получим увеличение номинального угла  $\beta$  на  $16'$  ( $\Delta\beta = +16'$ ).

**Таблица 16.** В верхней части таблицы приведены нормальные значение углов. В нижней части таблицы приведены нормальные значение схождения для тех же условий, но в линейных величинах (размерность размеров  $A$  и  $B$  в мм). Здесь же для всего диапазона допустимых значений схождения дана взаимосвязь линейных и угловых величин (пересчет производится при диаметре диска по реборде  $D=360$  мм, см. рис. 45).

В средней части таблицы дана взаимосвязь величин  $F$  (мм) и угла (угл. мин.).

$$F=C-B$$

$C$  — расстояние от лески, прижатой к передним колесам до реборды задних колес,

$B$  — измеряемая величина (на рис. 45 показано измерение величины  $B$  ( $B_2$ ) для задних колес).

В таблице все данные приведены для  $D=360$  мм и  $B_1=B_2=B$ . Для случаев, когда  $D \neq 360$  мм и  $B_1 \neq B_2$  необходимо воспользоваться приведенными выше формулами. Пересчет схождения линейного в угловое, и наоборот, выполняется по формуле:

$$\sin \gamma = [0,5(A-B)]/360.$$

## 5.6. Подготовительные работы перед регулированием углов установки колес

*Прежде чем приступать к проверке и регулированию углов установки колес, осмотрите и проверьте те узлы автомобиля, которые на них влияют.*

Проверьте: осевой зазор в конических подшипниках передних колес, затяжку гаек и состояние резинометаллических шарниров (сайлент-блоков), шаровых опор поворотных цапф, рулевого механизма, опорного узла маятниково рычага, давление в шинах и их радиальное и боковое (осевое) биение (радиальное и осевое биение не должно превышать 4 мм, боковое биение обода не должно превышать 2 мм).

Остановимся подробнее на передних колесах. Если начался питтинг поверхностей тел качения, дорожек качения на кольцах подшипников, то добиться правильного вращения таких подшипников уже невозможно. Более того, обычно не удастся и отрегулировать осевой зазор. Очень быстро зазор вновь увеличивается, а попытки затянуть регулировочные гайки с большим усилием приводят к сколу внутреннего кольца наружного (меньшего) подшипника.

При замене подшипников ступиц передних колес пользуйтесь съемником (рис. 46). Здесь необходимо заметить, что съемник требуется не всегда. Дело в том, что характер соединения внутренних колец подшипников с цапфой может быть различным. Наружный подшипник (6-7804У) может быть установлен на поворотной цапфе в предельных случаях от натяга в 0,005 мм до зазора в 0,028 мм. Для внутреннего

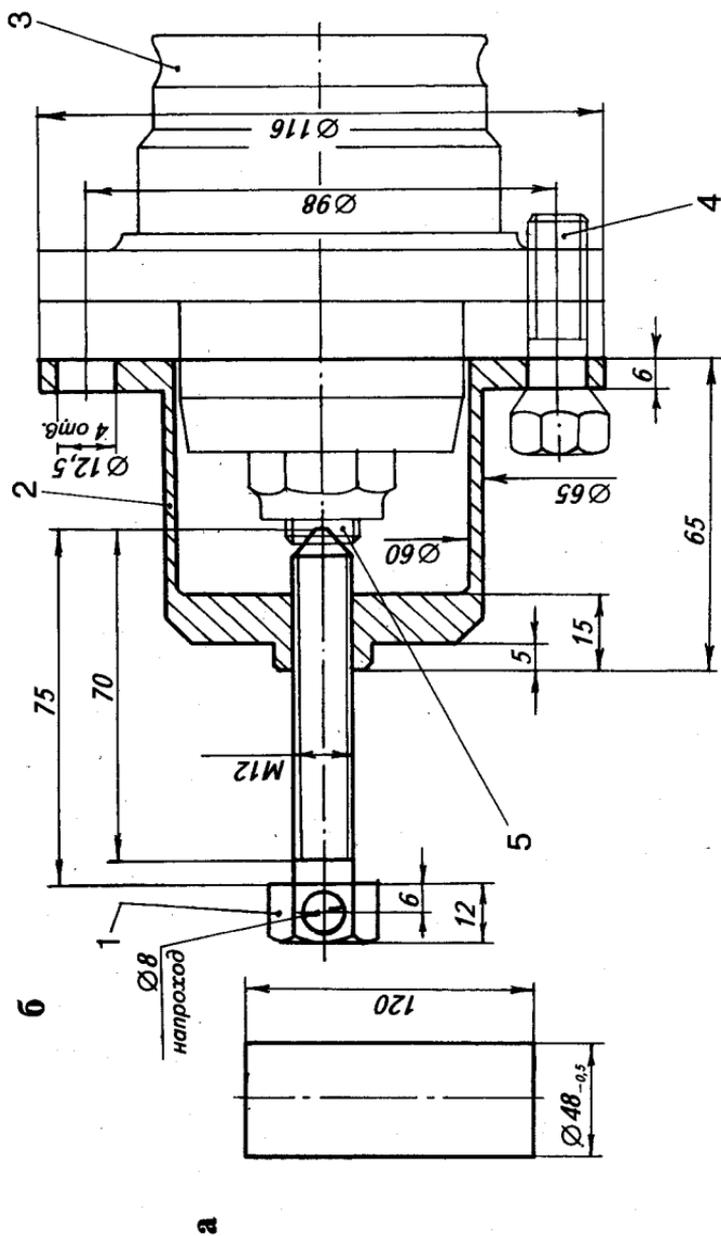


Рис. 46. Съемник для выпрессовывания ступицы переднего колеса и сальника: а — оправка для выпрессовывания сальника (материал: дерево, алюминиевый сплав); б — выпрессовывание ступицы; 1 — винт; 2 — стакан; 3 — ступица; 4 — штатный болт крепления колеса; 5 — поворотная цапфа (куллак).

подшипника (6-7805У) соединение может быть с зазором от нуля до 0,023 мм.

Из-за сглаживания шероховатостей посадочных поверхностей (при запрессовывании подшипников и в процессе эксплуатации) характер посадок меняется. При этом, чем больше был зазор, тем быстрее он увеличивается. Если зазоры достаточно большие, то сняв колпак ступицы, отвернув гайку, сняв шайбу с усом и внутреннее кольцо наружного подшипника с сепаратором и роликами, то ступицу с тормозным диском вы легко снимите руками без использования съемника. При этом возможны два случая. Первый, когда внутреннее кольцо внутреннего (большого) подшипника с сепаратором и роликами осталось на цапфе. В этом случае в процессе разборки сальник ступицы выпрессовывается не самым лучшим образом, но, как правило, сохраняется в работоспособном состоянии. Во втором случае, когда ступица снялась вместе с подшипниками и сальником, выпрессуйте его с помощью цилиндрической оправки (рис. 46,а), предварительно сняв браслетную пружину. Если между сальником и наружным кольцом подшипника 6-7805У не устанавливать разрезное дистанционное кольцо (сальник запрессуйте заподлицо со ступицей), тогда в будущем при разборке этого узла выпрессовывание сальника можно провести при помощи специальной монтажной лопатки шириной 15 мм, толщиной 3-4 мм с концом длиной 15 мм, загнутым под углом  $90^\circ$  и обработанным по радиусу  $R=28,5$  мм. Введите лопатку между кольцом подшипника и корпусом сальника, а потом, покачивая и перемещая ее равномерно по окружности, осторожно выпрессуйте сальник.

Наружные кольца подшипников запрессовываются в ступицу с натягом. У кольца наружного подшипника (6-7804У) натяг может быть в пределах 0,013-0,063 мм, а у внутреннего (6-7805У) — 0,000-0,038 мм. Запрессовывание и выпрессовывание колец проводите посредством оправок (рис. 47).

В верхней части рис. 47 представлены выпрессовывание (слева) и запрессовывание (справа) наружного кольца подшипника 6-7804У, в нижней части — соответствующие оправки для наружного кольца подшипника 6-7805У. Для всех оправок используется одна рукоятка (см. рис. 47,в).

Оправку для запрессовывания кольца подшипника 6-7805У (см. рис. 47,д) применяйте и для запрессовывания сальника (2101-3103038,  $d \times D \times B = 40 \times 57,15 \times 10$  мм).

Перед сборкой смажьте Литолом-24 поворотную цапфу, ролики и сепараторы подшипников. В полость ступицы между подшипниками заложите 40 г, в колпак ступицы — 25 г этой смазки.

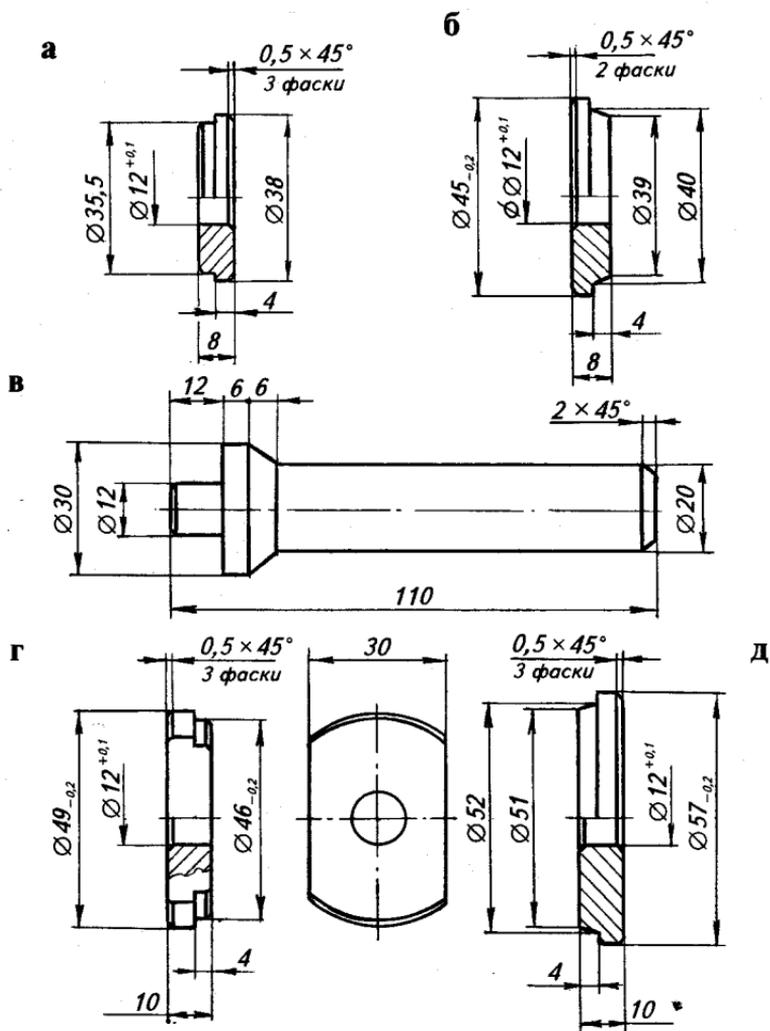
Соберите ступицу переднего колеса в следующем порядке. Запрессуйте наружные кольца подшипника в ступицу (подшипники установлены «врасыжку», см. рис. 4,б). Установите внутреннее кольцо с сепаратором и роликами внутреннего (большого) подшипника и дистанционное разрезное кольцо (если последуете совету, приведенному выше — можно не устанавливать), а потом запрессуйте сальник. Затем осторожно, чтобы не повредить его, установите ступицу в сборе с тормозным диском на цапфу поворотного кулака. Далее, поставьте внутреннее кольцо с сепаратором и роликами наружного (маленького) подшипника, шайбу с усом и заверните гайку, после чего отрегулируйте осевой зазор.

Цапфа правого поворотного кулака, как упоминалось, имеет левую резьбу. На гайках с левой резьбой наносятся специальные метки. Более заметные метки — канавки, нарезанные резцом на углах шестигранника. Вместо канавок применяют и менее заметные метки — три выступа диаметром около 1 мм на торце шестигранника.

### **5.7. Внешние проявления неправильной установки колес**

Отклонение регулируемых углов установки колес от нормы (см. табл. 14—16) может вызвать увод автомобиля от прямолинейного движения и неравномерное изнашивание протектора шин. Уводу автомобиля в первую очередь способствует отклонение от нормы углов, стабилизирующих положение управляемых колес. Интенсивное одностороннее изнашивание одной шины возникает при неравенстве между собой углов наклона осей поворота кулаков  $\alpha$ .

Увод автомобиля от прямолинейного движения может быть вызван и другими причинами: неполное растормаживание одного из передних колес; увеличенные зазоры в



**Рис. 47.** Набор инструмента для выпрессовывания и запрессовывания наружных колец подшипников ступицы переднего колеса: а — оправка для выпрессовывания наружного кольца наружного подшипника; б — оправка для запрессовывания наружного кольца наружного подшипника; в — рукоятка; г — оправка для выпрессовывания наружного кольца внутреннего подшипника; д — оправка для запрессовывания наружного кольца внутреннего подшипника и сальника ступицы переднего колеса.

подшипниках ступиц, в рулевом механизме, шаровых опорах, рулевых шарнирах, у оси маятникового рычага; смещение заднего моста из-за деформации штанг задней подвески; деформация деталей передней подвески и ее опорных элементов на кузове и т. д. Более частой причиной увода является неполное растормаживание одного из передних колес. Увод резко возрастает при торможении.

Неравномерное изнашивание протектора шин наиболее часто обусловлено отклонением угла схождения ( $\gamma$ ) от оптимальной величины (см. табл. 16). При небольших положительных значениях схождения на обеих передних шинах возникает одностороннее пилообразное изнашивание (из-за волочения) по наружным дорожкам протектора (включая и среднюю дорожку), при этом острые кромки направлены к оси автомобиля. При недостаточном схождении или отрицательном схождении («расхождении») возникает аналогичный пилообразное изнашивание по внутренним дорожкам протектора, при этом острые кромки направлены наружу (от продольной оси автомобиля).

Влияние углов развала ( $\beta$ ) на изнашивание шин менее существенно. Развал оказывает заметное влияние на темп изнашивания только при значительном отклонении от нормы (см. табл. 15). При больших углах развала наружная сторона протектора изнашивается быстрее, чем внутренняя. При отрицательном угле развала быстрее изнашивается внутренняя часть протектора. И в первом, и во втором случаях износ гладкий односторонний (концентрация нагрузки без явных признаков пилообразности). В тех случаях, когда от нормы отличаются и схождение, и развал картины изнашивания протектора шин будут иметь «промежуточный» вид.

Отметим другие виды изнашивания протектора, не связанные с углами установки колес. При повышенном давлении воздуха в шине изнашиваются средние дорожки протектора, при пониженном — наружные. «Пятнистое» изнашивание говорит о том, что дисбаланс колеса превышает допустимые пределы. При прогибе балки заднего моста задние колеса получают отрицательный развал и изнашивание, аналогичное изнашиванию передних колес при отрицательном развале. При перекосе заднего моста из-за

деформации штанг на задних шинах возникает одностороннее пилообразное изнашивание с одной стороны по внутренним дорожкам, а с другой — по наружным. Повышенное изнашивание правой передней шины чаще связано с повышенными зазорами оси маятникового рычага.

В принципе, на автомобиле все колеса изнашиваются по-разному из-за различной нагрузки (в том числе и из-за поперечного уклона дороги, с правой стороны края дороги чаще попадают выбоины и т. д.). В связи с этим колеса рекомендуют переставлять через 10-15 тыс. км. (в перестановке участвует и запасное колесо). В 50-е годы рекомендовали производить перестановку в среднем через 3-5 тыс. км. Можно представить, что это была за работа для водителя трехосного автомобиля с одиннадцатью колесами (например, ЗИЛ-151). У современных автомобилей с повышением качества шин и при специальном запасном колесе (более узкое, а бывает и не надувное) перестановка колес потеряла смысл. Заметим, что при перестановке все усредняется и дефект в установке угла (углов) какого-либо отдельного колеса можно просто не заметить. Возможно самым очевидным внешним проявлением нарушения правильности установки колес является неправильное положение рулевого колеса при прямолинейном движении. Правильное положение рулевого колеса — спицы находятся в горизонтальном положении. Если спицы заняли положение наклонное в результате удара колесом о препятствие на дороге, то регулирование углов без правки или замены соответствующих деталей просто невозможно (см. ниже). Снимать и переставлять в правильное положение рулевое колесо нет смысла, да и на части автомобилей это невозможно, так как в шлицевом отверстии ступицы колеса существует сдвоенная впадина, а на валу — соответствующий ей сдвоенный выступ. Там, где есть сдвоенные впадины, а выступа нет, перестановка нарушит правильное положение ролика и червяка в рулевом механизме (среднее положение, когда в зацеплении минимальный зазор) и при правильном положении рулевого колеса в одну из сторон увеличится радиус поворота.

В случае постепенного (не было ударов) отклонения спиц от горизонтального положения дело, вероятней всего, в

изнашивании и появлении зазоров в подшипниках ступиц колес, в оси маятникового рычага, в рулевых шарнирах, шаровых опорах, в обмятии резинометаллических шарниров.

После замены соответствующих деталей проверьте или установите заново все углы —  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  (см. выше). Если были заменены только рулевые тяги, то отрегулируйте только схождение управляемых колес. Порядок действия при этом такой. Установите руль в положение прямолинейного движения. В этом положении:

а) спицы рулевого колеса находятся в горизонтальном положении, сошка — параллельно продольной оси автомобиля;

б) свободный ход рулевого колеса должен быть одинаков при вращении вправо и влево (суммарный свободный ход не более  $5^\circ$  или не более 18-20 мм при замере по ободу колеса);

в) среднее положение определяется при подсчете оборотов рулевого колеса при вращении его от упора до упора с последующим делением пополам, кроме того — это положение, где требуется максимальное усилие для поворота, которое при замере на ободу рулевого колеса не должно превышать 25 кгс, при этом момент трения вала червяка при повороте от среднего положения в обе стороны на угол  $30^\circ$  должен быть в пределах 9-12 кгс · см, (около  $0^\circ$  — 12 кгс · см, около  $30^\circ$  — 9, при больших углах поворота момент уменьшается до 7 кгс · см).

После установки рулевого колеса в среднее положение, отрегулируйте требуемое схождение каждого колеса, как это было описано выше (см. рис. 45, табл. 16). Напомним, что у заднеприводных автомобилей ВАЗ регулирование схождения осуществляется одновременным изменением длины крайних тяг поворотом регулировочных муфт в разные стороны на равные углы (шаг резьбы 1 мм, у коротких наконечников правые резьбы).

Углы установки передних колес не поддаются регулированию в следующих случаях:

а) изнашивание резинометаллических шарниров (сайлент-блоков) рычагов передней подвески;

б) деформация рычагов передней подвески, оси нижнего

рычага, поперечины, поворотного кулака, элементов передка кузова.

Нет смысла регулировать углы установки передних колес, если изношены шаровые и рулевые шарниры (тем более, если не затянуты конические соединения всех перечисленных шарниров) при значительных зазорах в рулевом механизме и в оси маятникового рычага. Наличие люфта во всех шарнирах, кроме резинометаллических, обнаруживается по взаимному перемещению деталей, соединенных шарниром. Перемещение наблюдается непосредственно или ощущается рукой, соприкасающейся одновременно с двумя деталями.

Зазоры в шаровых шарнирах (опорах) передней подвески обнаруживаются при покачивании приподнятого колеса в вертикальной плоскости, перпендикулярной продольной оси автомобиля (иногда из-за натяга, создаваемого пружиной, люфт не обнаруживается даже в нижнем шаровом шарнире поворотного кулака). Зазоры в рулевом управлении (шарниры, рулевой механизм, маятниковый рычаг) обнаруживаются покачиванием в горизонтальной плоскости приподнятого колеса или вращением на небольшие углы рулевого колеса. Определение места расположения зазора проводите с помощником. Обычно первый зазор, который обнаруживается на колесе — это зазор в конических подшипниках ступицы.

Срок службы шаровых опор, как правило, не более 80 тыс. км, рулевых шарниров (при пополнении смазкой) — может быть более 300 тыс. км.

Если был сильный удар (колесо попало в открытый люк колодца на дороге, в глубокую выемку и т. п.) и деформация соответствующих деталей существенна, то сразу же будет замечен увод автомобиля от прямолинейного движения. В этом случае необходимо как можно быстрее разобраться, что же случилось. Как правило, деформируется нижний рычаг, иногда бывает, что из него вырывается резинометаллический шарнир. Поскольку ось нижнего рычага закреплена на поперечине передней подвески, поэтому необходимо обратить внимание и на нее. Замерьте длину поперечины между плоскостями установки осей нижних рычагов (левого и правого) в зоне передних болтов. Расстояние должно быть  $611 \pm 1$  мм

(снятие поперечины см. ниже).

Часто при сильных ударах вырываются нижние болты из лонжеронов. Временным способом ремонта в этом случае (до сварки) может быть применение двух длинных болтов (шестигранник 19 мм; резьба М12×1,25; длина резьбы — 40 мм, длина болта — 115 мм) с планкой, установленной под головки болтов (размеры планки — 115×40×4 мм). В лонжеронах просверлите два отверстия с расстоянием между их центрами 85 мм, от вертикальной внутренней стенки лонжерона до отверстий — 28 мм.

При ударе передними колесами, когда последние оказываются в крайнем положении, деформируются упоры, расположенные на сошке (упорами являются головки болтов крепления рулевого механизма). Здесь возможны две неприятности. Например, при ударе левым колесом при его крайнем положении (поворот влево) и деформации упора тормозной шланг начинает тереться о колесо. Второе, шарнир левого наружного наконечника (короткого) крайней рулевой тяги начинает касаться нижнего рычага, при этом с него снимается защитный колпачок. Временным выходом в сложившейся ситуации может быть следующее: под головку соответствующего болта подложите шайбы для уменьшения хода сошки, шланг обмотайте виток к витку мягкой проволокой (защитная спираль).

Углы установки передних колес могут не поддаваться регулированию и сильно отличаться от нормы не только в результате ударов, но и в результате медленно происходящих процессов. Рассмотрим один из них, наиболее часто встречающийся. Двигатель в сборе со сцеплением и коробкой передач закрепляется на автомобиле посредством эластичных опор (две опоры спереди и одна опора сзади). Все опоры воспринимают как массу двигателя, так и нагрузки, возникающие от вибрации двигателя, от инерции двигателя при трогании с места, ускорении и торможении автомобиля. При этом левая опора дополнительно нагружается реактивным моментом.

Для того, чтобы передать усилие обязательно должна быть опора. Можно сказать и так, с какой силой мы воздействуем на предмет, с такой же силой опора (реакция опоры)

воздействует на нас. Применительно к двигателю это просто представить следующим образом. Если смотреть на двигатель спереди, то коленчатый вал вращается по часовой стрелке. Теперь мысленно остановите коленчатый вал — двигатель станет «вращаться» против часовой стрелки. При этом левая опора будет растягиваться, отрываться, а правая — сжиматься. Для опоры более опасным нагружением является растяжение, поэтому чаще отрывается левая опора (резина подушек отстает от металлических пластин).

Двигатель начинает «подпрыгивать» на левой опоре, постепенно ослабляется затяжка верхнего болта крепления поперечины, сильнее нагружаются нижние болты. Далее начинает выламываться нижняя полка левого лонжерона, появляется продольная трещина левее болтов. Потом трещина появляется уже поперек лонжерона и выходит на его вертикальную внутреннюю стенку и становится заметной, если открыть капот. А что же происходит с углами установки передних колес? Как только трещина на лонжероне обошла два нижних болта крепления поперечины, появляется лишняя подвижность у оси нижнего рычага подвески, который под усилием пружины смещается от продольной оси автомобиля. Перемещение нижней левой шаровой опоры уменьшает угол развала левого колеса и при отрицательном его значении резко увеличивается изнашивание правой дорожки протектора шины левого колеса.

Последующие события, если не принять меры, будут такие. Отрицательный угол развала левого колеса вызывает увод автомобиля вправо. Для сохранения прямолинейного движения водитель автоматически держит руль несколько влево. В результате на правом колесе увеличивается сходжение и начинается интенсивное пилообразное изнашивание правой дорожки протектора правого колеса. Изнашивание левой шины можно уменьшить, вынув равное число шайб из-под переднего и заднего болтов оси нижнего рычага и сняв стабилизатор поперечной устойчивости (при этом будет постоянная поперечная качка автомобиля). Так как влияние сходжения на долговечность шин более существенно, то изнашивание правого колеса происходит очень быстро, а за правой дорожкой изнашивается вся правая сторона про-

тектора и средняя дорожка.

Несколько слов о поперечине. Поперечина крепится к передним лонжеронам тремя болтами с каждой стороны. Верхний болт (шестигранник 19 мм, резьба М12×1,25) вворачивается в гайку, приваренную к поперечине (момент затяжки болта 8,1-10 кгс·м). Нижние два вертикальных болта — закладные, и в этом месте поперечина крепится к лонжерону гайками (шестигранник 19 мм, резьба М12×1,25; момент затяжки 6,8-8,4 кгс·м). Поперечина воспринимает нагрузки от передней подвески, элементом которой она является (установлена на ней). Кроме этого, она нагружается при упругих деформациях кузова как связующее звено между передними лонжеронами. Поперечина имеет практически закрытую полость, где тепло (от двигателя), сыро и не проветривается, т.е. идеальные условия для коррозии. Сравнительно глубокая вытяжка средней верхней части поперечины способствует утончению металла, что вместе с коррозией приводит к разрушению поперечины.

Через 10-15 лет особенно, когда автомобиль эксплуатировался круглогодично, есть смысл обстучать поперечину молотком и, если выявятся места разрушения металла, ее необходимо заменить или усилить приваркой пластин. В противном случае, дело кончится тем, что поперечина лопнет в средней части, лонжероны деформируются и двигатель сместится вниз. При этом отрицательный развал колес станет таким, что они могут верхней частью упереться в стойку передка.

Как снять поперечину? Для этого приподнимите двигатель и отсоедините нижние рычаги с осями. Приподнять двигатель проще всего штатным домкратом и подставкой высотой 330 мм (для ВАЗ-2121 — 440 мм), устанавливаемой под картер сцепления. Поднимите автомобиль спереди и опустите на подставку. Если при этом верхние гайки опор двигателя не отвернуты, то при постепенном опускании автомобиля работоспособные опоры будут растягиваться. В случае нарушения их работоспособности (отставание резины от металлических пластин опоры) вы увидите щель в соответствующем месте.

Оси нижних рычагов снять проще, сжав и вынув пружины.

жины при помощи специального приспособления. Можно снять их и без приспособления, используя подставки под нижние рычаги.

И последнее. Если автомобиль новый, то после пробега 3-5 тыс. км при нормальном изнашивании шин можно измерить все три угла ( $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ) и в дальнейшем ориентироваться на них с учетом допустимых значений (см. табл. 14—19). При этом угол наклона оси поворота  $\alpha$  можно измерить не фактический, а, как показано на рис. 40, с корректировкой допустимых величин, приведенных в табл. 14. При качественных шинах и нормальной эксплуатации автомобиля вопрос об углах установки управляемых колес часто вообще не возникает. Во всех случаях шины с более широким профилем (табл. 17) служат значительно дольше. Для более широких шин желательны и диски с соответствующими ободами.

Таблица 17. Шины автомобилей ВАЗ

Модель автомобиля	Обозначение шин	Обозначение обода	Д <sub>нар</sub> , мм	В <sub>пр</sub> , мм	Р <sub>ст</sub> , мм	Р <sub>кач</sub> , мм	Р <sub>тmax</sub> , кгс	Р <sub>max</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	V <sub>max</sub> , км/ч
2101, 21011, 21013	155-330(6,15-13)	114J-330(4½J-13)	600	158	278	284	370	1,9	150
2101, 21011, 21013, 2103, 2104, 21043, 2105, 21051, 21053, 2106, 21061, 21063, 21065, 2107, 21072, 21074	165/80R13, 6,45-13(165-330)	127J-330(5J-13)	596	167	271	287	410	2,0	180
	165/82R13	127J-330(5J-13)	596	167	271	287	460	2,3	160
	175/70R13 175/70SR13	127J-330(5J-13)	580	176	265	281	405	2,0	180
2121	175-16(6,95-16) 175/80R16	5J-16	698 686	178	322 315	328 315	425 550	1,7 2,3	150 160
	165/70R13 165/70SR13 21099	4½J-13 или 4½J-13H2	568	167	260	275	400	2,7	180
1111, 11113	135/80R12	4B-12H2S	522	137	237	244	284,5	1,9	160

**Примечание:** Д<sub>нар</sub> — наружный диаметр; В<sub>пр</sub> — ширина профиля; Р<sub>ст</sub>, Р<sub>кач</sub> — радиус: статический, качения; Р<sub>тmax</sub>, Р<sub>max</sub> — максимальная нагрузка и соответствующее ей давление; V<sub>max</sub> — максимальная скорость.

## Оглавление

К читателю .....	3
<b>1. Зубчатые зацепления, подшипники, уплотнения .....</b>	<b>5</b>
1.1. Зубчатые зацепления .....	7
1.2. Подшипники .....	20
1.3. Уплотнения (сальники) .....	32
<b>2. Сцепление .....</b>	<b>38</b>
2.1. Ремонт сцепления .....	44
<b>3. Карданная передача .....</b>	<b>52</b>
3.1. Ремонт карданной передачи .....	54
<b>4. Задний мост .....</b>	<b>65</b>
4.1. Основные сопряжения .....	67
4.2. Ремонт полуосей .....	68
4.3. Ремонт редуктора .....	94
4.4. Ремонт балки заднего моста .....	120
<b>5. Регулирование углов установки передних колес .....</b>	<b>129</b>
5.1. Регулирование угла наклона оси поворота $\alpha$ .....	130
5.2. Регулирование угла развала колес $\beta$ .....	135
5.3. Регулирование угла схождения колес $\gamma$ .....	140
5.4. Геометрические параметры автомобиля «Жигули» .....	141
5.5. Пояснения к приведенным таблицам и номограммам .....	144
5.6. Подготовительные работы перед регулированием углов установки колес .....	146
5.7. Внешние проявления неправильной установки колес .....	149