

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

Ульяновский государственный технический университет

**И.Ф. Дьяков, В.А. Кузнецов,
В.И. Тарханов**

**СТУПЕНЧАТЫЕ И ПЛАНЕТАРНЫЕ
КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ
МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ**

УДК 629.113(075)

ББК 39.33 я 7

Д 93

Рецензенты: каф. № 8 Ульяновского филиала военной академии тыла и транспорта МО РФ; д-р техн. наук, проф. Артемьев В. Г.

Утверждено редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия

Дьяков И. Ф.

Д 93 Ступенчатые и планетарные коробки передач механических трансмиссий: Учебное пособие / И. Ф. Дьяков, В. А. Кузнецов, В. И. Тарханов – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 120 с.

ISBN 5-89146-380-0

Даны общие сведения о коробке передач с несколькими степенями свободы, конструктивные особенности, приведены методические указания по выбору параметров зубчатых колес, валов и подшипников.

Предназначено для студентов, выполняющих курсовое и дипломное проектирование по курсу "Синтез планетарных и ступенчатых коробок передач".

Подготовлено на кафедре «Основы проектирования машин».

УДК 629.113 (075)

ББК 39.33 я 7

Учебное издание
ДЪЯКОВ Иван Федорович
КУЗНЕЦОВ Владимир Александрович
ТАРХАНОВ Виктор Иванович
СТУПЕНЧАТЫЕ И ПЛАНЕТАРНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ
МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

Учебное пособие

Редактор М. В. Теленкова

Подписано в печать 1.12.2003. Формат 60х 84/16.

Бумага писчая. Печать трафаретная.

Усл. печ. л. 6,98. Уч.-изд. л. 6,55. Тираж 150 экз. Заказ

Ульяновский государственный технический университет

432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, 32.

Типография УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, 32.

© И. Ф. Дьяков, В. А. Кузнецов,
 В. И. Тарханов, 2003

© Оформление. УлГТУ, 2003

ISBN 5-89146-380-0

ВВЕДЕНИЕ

Современные автомобили отличаются большой надежностью и долговечностью. Однако дальнейшее повышение тягово-скоростных свойств требуют совершенствования конструкций коробок передач и ее элементов, что невозможно без глубоких знаний конструкции силовых потоков.

Задачей настоящего учебного пособия является рассмотрение различных схем с несколькими степенями свободы, выбор параметров зубчатых колес и кинематических расчетов, синтез планетарных передач.

В связи с этим предлагаемое пособие содержит необходимые сведения для выполнения курсового проекта. В качестве исходных данных используются результаты курсовой работы по дисциплине «Теория автомобиля и трактора».

Методика изложения материала адаптирована к современным автомобилям отечественного производства. Расчеты могут быть выполнены на ЭВМ с использованием программ «Machtcad – Профессионал» и «Ansis».

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ

Требования к конструкции ступенчатой коробки передач разделяются на специальные и общетехнические. К специальным требованиям относятся: обеспечение заданных чисел передач и передаточных чисел и, тем самым, предусмотренных расчетом тяговых и скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля за счет надлежащего выбора схемы коробки передач и комплекта ее зубчатых колес; удобство переключения передач (малые усилия и ходы рычага), достаточно быстрое и бесшумное; надежная фиксация включенной передачи против самовыключения; обеспечение фиксированного положения нейтрали механизма переключения передач для разобщения двигателя от трансмиссии, а также включение в него устройств, предотвращающих одновременное включение двух передач и случайное включение передачи заднего хода при движении вперед; приспособленность коробки передач грузового автомобиля к установке механизма отбора мощности.

Число элементов управления, включаемых на одной передаче, на единицу меньше числа степеней свободы коробки передач. При числе степеней не более 7 коробки передач механических трансмиссий выполняются обычно с двумя степенями свободы. В этих коробках для получения определенной передачи включается осевым перемещением одна зубчатая муфта или передвигное зубчатое колесо. Коробки передач с числом степеней 8 и более условно называются многоступенчатыми. При числе степеней 8 – 15 они выполняются с тремя степенями свободы – для получения определенной передачи включаются два элемента управления. При числе степеней 16 и более многоступенчатые коробки передач имеют обычно четыре степени свободы. Увеличение числа степеней свободы позволяет за счет некоторого усложнения управления уменьшить не-

обходимое количество зубчатых колес в коробках передач с большим числом ступеней.

Большинство коробок передач выполняется однопоточными, так что через каждое зубчатое зацепление включенной передачи проходит вся передаваемая мощность. Коробки передач, у которых мощность передается двумя или тремя параллельными механическими потоками, применяются редко, так как увеличение количества потоков приводит к усложнению конструкции. Это усложнение, однако, позволяет уменьшить нагрузки на зубчатые колеса, валы и подшипники и несколько сократить размеры указанных элементов.

Основные кинематические параметры коробки передач: диапазон передаточных чисел (переднего хода) D_k ; число ступеней n ; передаточное число высшей передачи u_b .

Диапазоном передаточных чисел называют отношение передаточных чисел крайних передач — низшей (u_n) и высшей (u_b). Низшую передачу принято называть первой. Высшей передачей в соосных коробках передач является прямая передача ($u_b = 1$) или ускоряющая ($u_b < 1$).

Дополнительным параметром ступенчатой коробки передач является показатель средней плотности ряда передаточных чисел $q = n\sqrt[n]{D_k}$. В случае, если принята закономерность построения ряда передаточных чисел соответствует геометрической прогрессии, показателем плотности ряда является ее знаменатель. У 5-ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей, к примеру, показатель средней плотности ряда находится обычно в пределах 1,6 – 1,7. Многоступенчатые коробки передач выполняются с уплотненным рядом передаточных чисел, имеющим $q \approx 1,25 - 1,40$.

1. ВЫБОР СХЕМЫ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

1.1. Коробки передач с двумя степенями свободы

Коробка передач состоит из редукторной части, являющейся основной, и механизма переключения передач. Разработке конструкции коробки передач предшествует выбор схемы редукторной части. Коробки передач с двумя степенями свободы выполняются по трехвальной соосной или двухвальной несоосной схемам. Примеры часто применяемых соосных схем показаны на рис. 1.1.

При соосном расположении входного и выходного валов можно непосредственным их соединением получить прямую передачу. При движении автомобиля на прямой передаче зубчатые колеса и подшипники коробки передач не нагружаются. Соответственно снижаются скорость изнашивания, потери мощности и шум. На прочих передачах прямого хода в трехвальной коробке силовой поток передается последовательно через два зубчатых зацепления.

Последнее позволяет при необходимости получить относительно большое передаточное число низшей передачи, например, $u_1 \approx 7 - 9$.

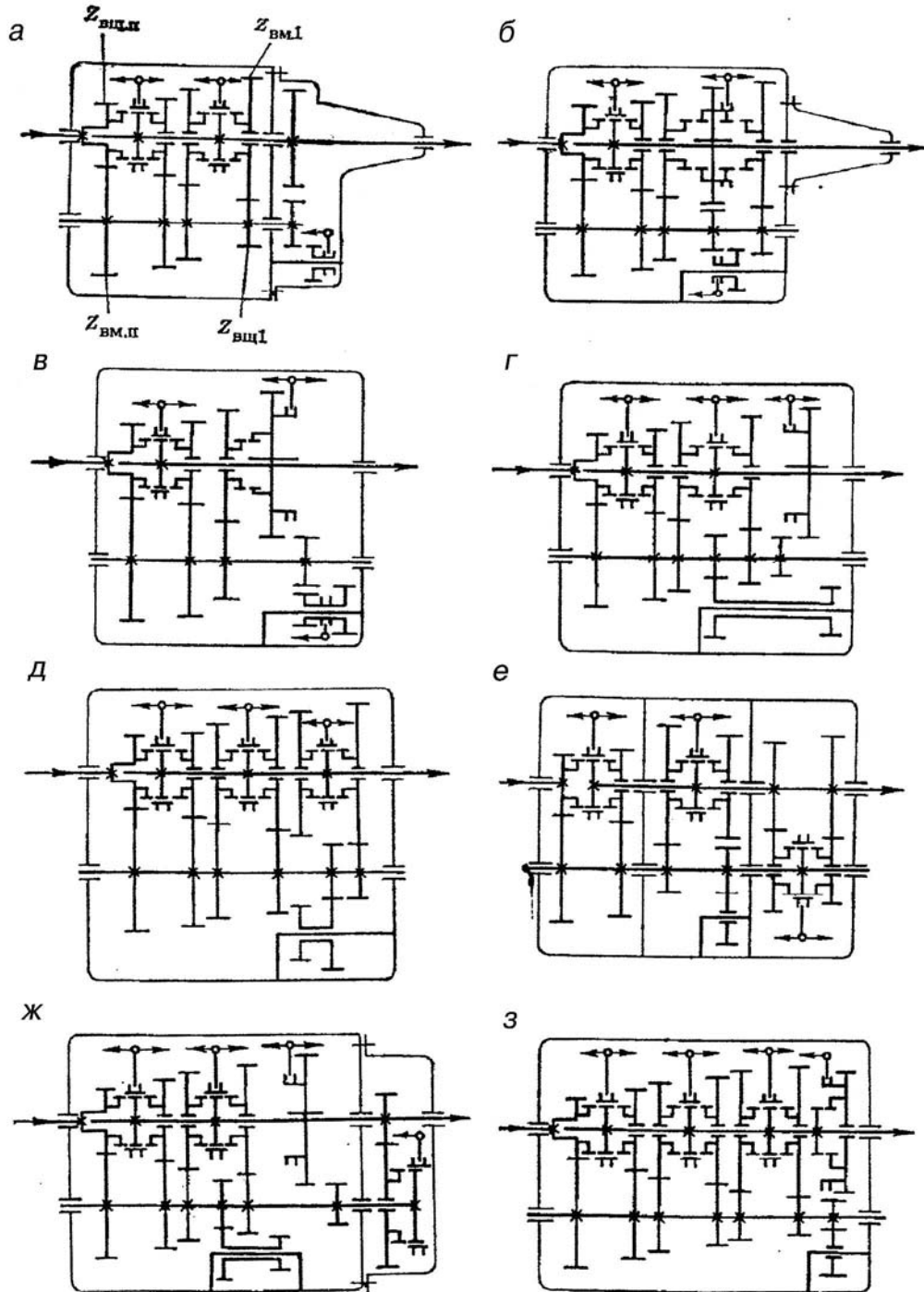


Рис. 1.1. Схемы трехвальных коробок передач с соосным расположением входного и выходного валов: а – ВАЗ-2101 б – ГАЗ-53, УАЗ30451; г – ЗИЛ-130; д – КамАЗ ЯМЗ-14, е – JFF «W50L»; ж – Eaton «D-203»; з – Zahnradfabrik «FR6-80»; $Z_{вщ.п.}$, $Z_{вм.п.}$, $Z_{вщ.1}$, $Z_{вм.1}$ – числа зубьев ведущего (вщ) и ведомого (вм) зубчатых колес пары привода промежуточного вала (п) и первой передачи (1)

Коробки передач, выполненные по двухвальной схеме, конструктивно проще. Однако двухвальная схема исключает возможность иметь прямую передачу и существенно ограничивает передаточное число нижней передачи. На всех передачах прямого хода в двухвальной коробке силовой поток передается через одно зубчатое зацепление и поэтому осуществление передаточного

числа, превышающего, например, $u_1 = 4$, возможно лишь при увеличении размеров конструкции. Двухзальная схема применяется в тех случаях, когда это приводит к упрощению трансмиссии и при этом не требуется большого передаточного числа низшей передачи. Эту схему имеют обычно коробки передач тех легковых и спортивных автомобилей, у которых двигатель размещен рядом с ведущим мостом.

Схемы трехвальных коробок передач, имеющих одинаковое число ступеней, различаются в основном количеством пар зубчатых колес, находящихся в постоянном зацеплении, и построением передачи заднего хода. На рис. 1.1, а–в показаны схемы 4-ступенчатых коробок передач. В первой и второй – постоянное зацепление имеют четыре пары зубчатых колес, передвижное зубчатое колесо применено для включения заднего хода. В третьей схеме имеются три пары колес с постоянным зацеплением, передвижные зубчатые колеса используются для первой передачи и заднего хода. Схемы 5-ступенчатых коробок передач показаны на рис. 1.1, г – е. В первой – одно передвижное зубчатое колесо обеспечивает включение первой передачи и заднего хода, во второй и третьей – все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. В схемах 6-ступенчатых коробок передач (рис. 1.1, ж, з) первая имеет одно передвижное зубчатое колесо для включения первой передачи и заднего хода; во второй – все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении.

При построении схемы передачи заднего хода используется одновенцовая промежуточная шестерня или промежуточный двухвенцовый блок. Первый вариант проще, но при этом зубья одновенцовой шестерни испытывают наиболее неблагоприятный цикл изменения напряжений изгиба – знакопеременный симметричный. Для варианта с двухвенцовым блоком характерен более благоприятный односторонний цикл (от нуля). Этот вариант позволяет осуществить несколько большее передаточное число заднего хода.

Переход от передвижных зубчатых колес коробок передач, применявшихся в ранних конструкциях, к зубчатым колесам постоянного зацепления объясняется рядом преимуществ последнего. При постоянном зацеплении парных зубчатых колес торцы зубьев рабочих венцов не повреждаются. Повреждения торцов зубьев характерны для пар, имеющих передвижное зубчатое колесо. Ход передвижной зубчатой муфты, включающей передачу при постоянном зацеплении зубчатых колес, значительно меньше хода передвижного зубчатого колеса. Соответственно меньше и ход рукоятки рычага переключения, что облегчает управление. Повышению удобства управления при постоянном зацеплении зубчатых колес способствует также возможность применения синхронизаторов. Наконец, при постоянном зацеплении упрощается применение косозубых передач, имеющих в сравнении с прямозубыми большую плавность работы. Передвижные колеса устанавливаются на валу на шлицах; для косозубых колес шлицевое соединение должно выполняться винтовым, что технологически сложнее.

Однако с увеличением числа пар зубчатых колес с постоянным зацеплением повышаются нагрузки на синхронизаторы коробки передач. Последние в процессе синхронизации должны воздействовать на систему большего числа согласованно вращающихся деталей. Чтобы получить первую передачу и зад-

ний ход при постоянном зацеплении, необходимо на вторичном валу устанавливать два колеса относительно большого диаметра. В то же время можно получить указанные две передачи, имеющие близкие абсолютные значения передаточных чисел, устанавливая на вторичном валу не два колеса, а одно, если выполнить его передвижным, как это сделано в схемах, показанных на рис. 1, в, г, ж. Вопрос выбора схемы построения первой передачи и заднего хода должен решаться с учетом предполагаемой интенсивности использования указанных передач. Чем больше интенсивность их использования, тем вероятнее разрушения торцов зубьев передвижного колеса и парных ему, и тем определеннее этот вопрос должен решаться в пользу схемы с постоянным зацеплением парных зубчатых колес.

На рис. 1.2, 1.3 показаны схемы 4-ступенчатых двухвальных коробок передач.

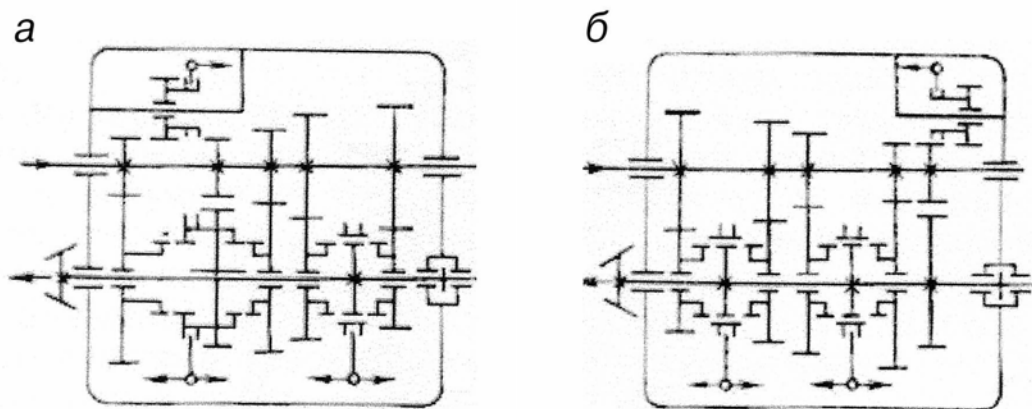


Рис. 1.2. Схемы двухвальной коробки передач автомобилей:
а) Citroen «CS», Scoda «100 MB»; б) Audi

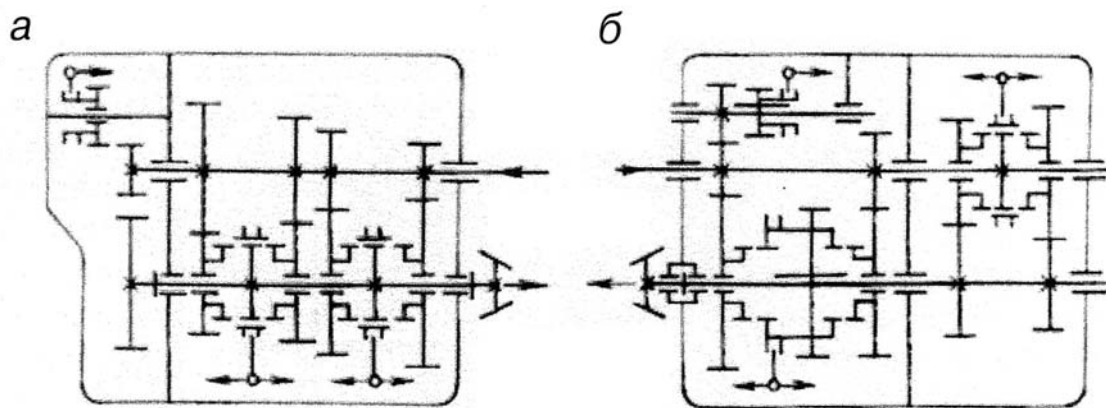


Рис. 1.3. Схемы двухвальных коробок передач автомобилей:
а) Hillman Imperial; б) Запорожец 968

Для всех схем характерно выполнение выходного вала вместе с ведущей шестерней главной передачи, применение постоянного зацепления зубчатых колес для всех передач прямого хода и передвижной шестерни для передачи заднего хода. Конструкции коробок передач с двумя степенями свободы показаны на рис. 1.4 – 1.9.

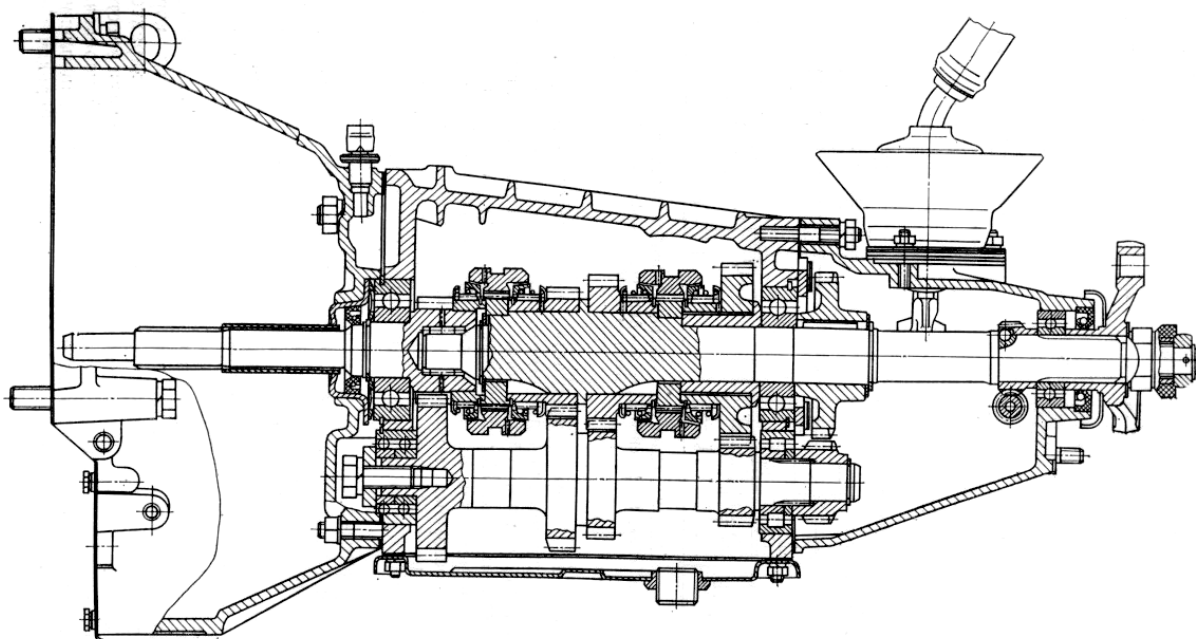


Рис. 1.4. Конструкция коробки передач автомобиля ВАЗ-2101

К редукторной части коробки передач относятся картер, валы, подшипники, зубчатые колеса и зубчатые муфты. Большинство конструкций имеют установившуюся типовую компоновку редукторной части. Особенно это относится к трехвальным соосным коробкам передач.

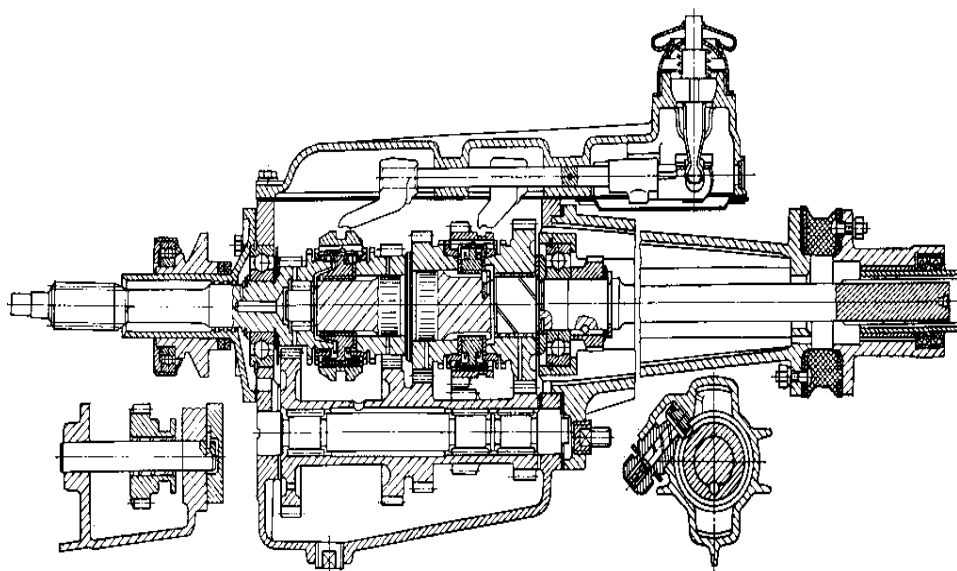


Рис. 1.5. Конструкция коробки передач автомобиля ГАЗ-24

При числе ступеней 3 – 6 трехвальные коробки передач выполняются, как правило, в одном неразделенном картере и имеют двухопорные валы. Для размещения подшипников в передней и задней стенках картера выполнены по два отверстия; противоположные отверстия попарно соосны. Передний подшипник первичного вала расположен в расточке маховика или фланца коленчатого вала

двигателя, задний – в передней стенке картера. На переднем участке первичного вала устанавливается ведомый диск сцепления. На заднем конце, расположенном консольно за главным подшипником, заодно с валом выполнена ведущая шестерня привода промежуточного вала. В утолщении заднего конца первичного вала выполняется расточка, являющаяся гнездом переднего подшипника вторичного вала. Задний подшипник вторичного вала расположен в задней стенке картера. Соосность первичного и вторичного валов обеспечивается за счет соосного выполнения базовых поверхностей: отверстий под подшипники в картере, опорных шеек вторичного вала, шеек первичного вала и гнезда в нем под передний подшипник вторичного вала. Центрирование коробки передач относительно оси коленчатого вала двигателя осуществляется через картер сцепления, правильность крепления которого к двигателю обеспечивается конструктивно и технологией обработки. Относительно картера сцепления коробка передач центрируется с помощью выступающей части наружного кольца заднего подшипника первичного вала (рис. 1.4) или концентрично обработанного пояска на фланце крышки этого подшипника (рис. 1.5, 1.6).

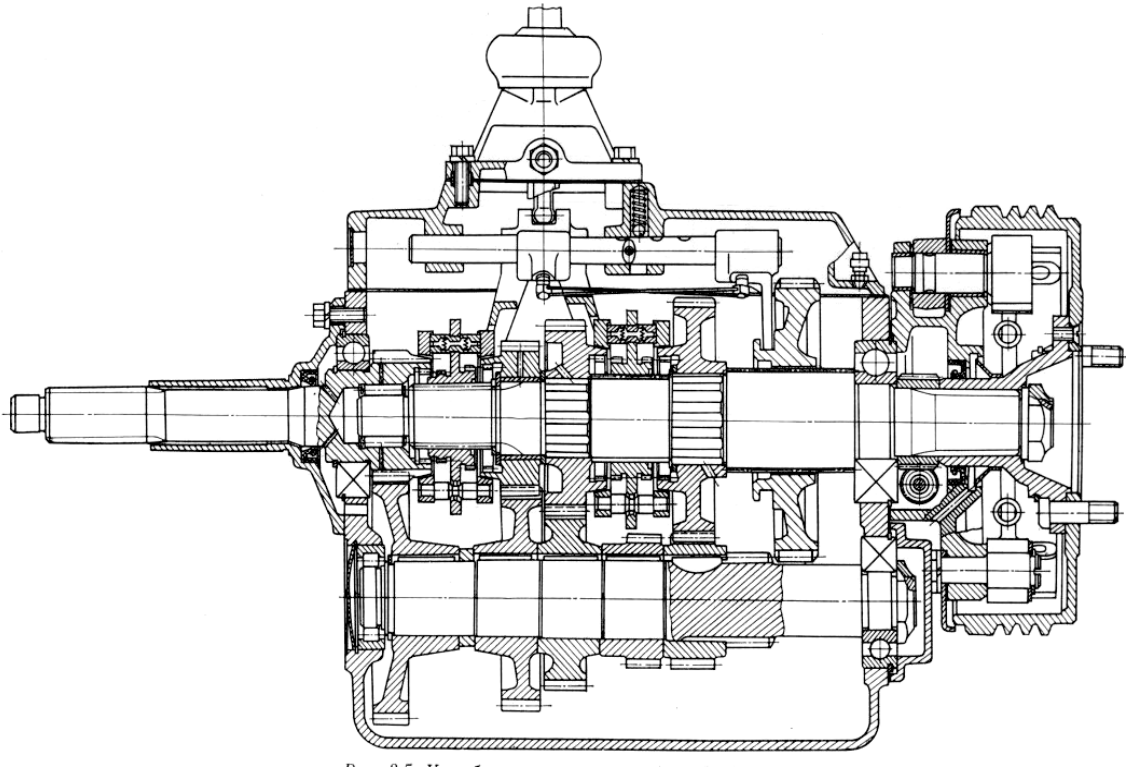


Рис. 1.6. Конструкция коробки передач автомобиля ЗИЛ-4312

Подшипники промежуточного вала расположены в отверстиях передней и задней стенок картера. Ось этих отверстий располагается строго параллельно оси отверстий под задние подшипники первичного и вторичного валов. Один из подшипников каждого вала коробки передач фиксирует вал в осевом направлении и воспринимает комбинированную нагрузку.

Первичный и вторичный валы фиксируются с помощью задних подшипников; промежуточный вал – с помощью заднего (чаще) или переднего подшипника.

Зубчатые колеса, расположенные на промежуточном валу, соединяются с ним неподвижно. В коробках передач легковых и некоторых легких и средних грузовых автомобилей все зубчатые венцы промежуточного вала выполняются в виде блока вместе с валом (см. рис. 1.4). В отдельных случаях этот блок выполняется пустотелым и устанавливается на оси на игольчатых подшипниках (см. рис. 1.5).

Так как для оси требуются меньшие отверстия в картере, чем для подшипников вала, конструкция картера при этом получается более жесткой. В коробках передач большинства грузовых автомобилей заодно с промежуточным валом выполняются только зубчатые венцы малого диаметра, например, венец первой передачи (см. рис. 1.6) и иногда второй (рис. 1.7).

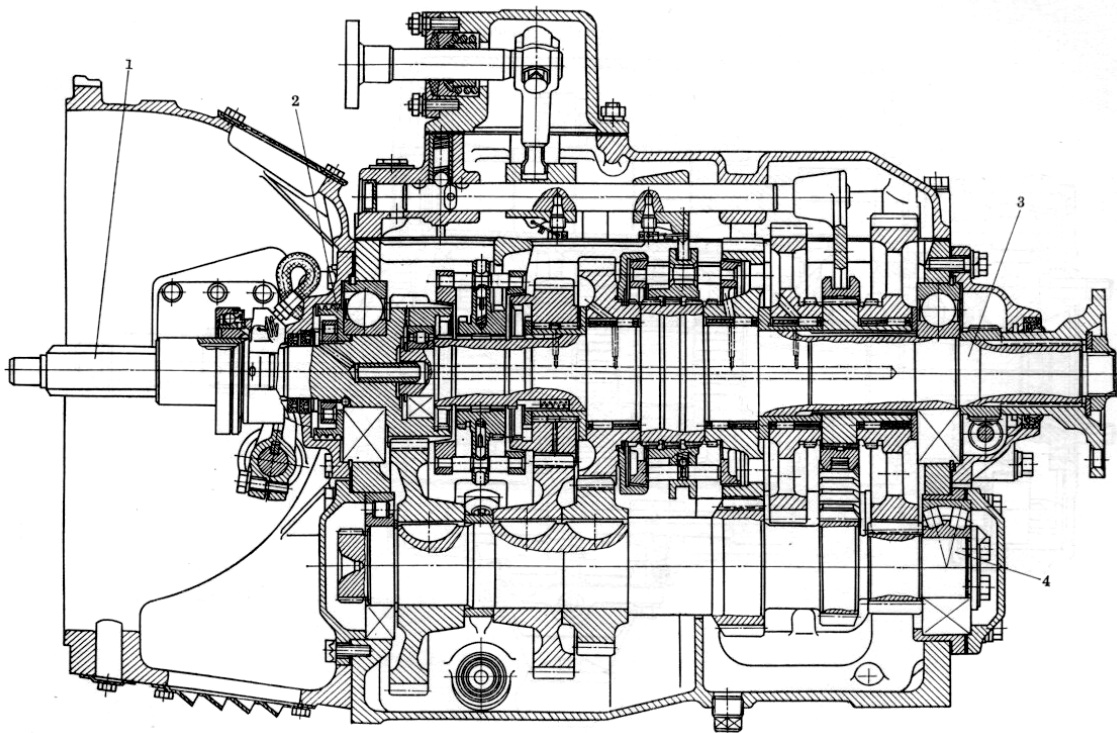


Рис. 1.7. Общий вид коробки передач

Крайним передним зубчатым венцом на промежуточном валу является ведомое колесо привода этого вала. За ним располагаются: ведущее колесо высшей редукторной передачи и далее – ведущие зубчатые колеса более низких передач в порядке убывания номера передачи. Крайним задним зубчатым венцом на промежуточном валу является шестерня первой передачи или заднего хода.

Ведомые зубчатые колеса постоянного зацепления, располагаемые на вторичном валу, устанавливаются по подвижной посадке – на игольчатых подшипниках (рис. 1.7); бронзовых втулках, запрессованных в ступицу зубчатого колеса (рис. 1.5); непосредственно на шейках вала (рис. 1.4, 1.6) или на стальных втулках, плотно посаженных на эти шейки. В последних случаях во избежание задания поверхностей скольжения на поверхности охватываемой детали

выполняются канавки для сбора масла, а сама поверхность фосфатируется или сульфидируется. Если применяется ведомое передвижное зубчатое колесо, его установка на вторичном валу выполняется на эвольвентных или прямобочных шлицах по подвижной посадке.

Принятая в трехвальных коробках передач последовательность расположения зубчатых колес исключает перегрузку передней менее жесткой опоры вторичного вала, так как низшие передачи с большими усилиями в зацеплении располагаются ближе к задней опоре этого вала. Такое расположение обеспечивает технологичность сборки. При обычной схеме сборки промежуточный вал в сборе устанавливается через достаточно широкое окно, выполненное в картере сверху (рис. 1.5) или сбоку, а иногда снизу (см. рис. 1.4). Через это же окно устанавливаются вторичный вал и его детали. Первичный вал в сборе устанавливается через отверстие под подшипник в передней стенке картера; возможность такой сборки обеспечивается тем, что зубчатый венец вала в этом случае выполняется меньшего размера, чем отверстие.

Имеющие место отступления от типовой компоновки в трехзальных коробках передач могут преследовать различные цели. Некоторые коробки передач легковых автомобилей выполняются с удлинителем и имеют цельный или составной трехопорный вторичный, третья опора которого размещается в приставном корпусе удлинителя. Основное назначение удлинителя – уменьшение длины карданной передачи. Корпус удлинителя может использоваться для размещения зубчатых колес передачи заднего хода и узла механизма переключения передач (см. рис. 1.4). Это позволяет уменьшить габариты основной части коробки.

В некоторых коробках передач грузовых автомобилей с целью повышения жесткости конструкции передняя опора вторичного вала выполняется в специальном приливе картера, но тогда ведомая шестерня высшей редукторной передачи оказывается на консоли. В коробке передач, схема которой показана на рис. 1.1, е, применены многоопорные валы. Обеспечивая высокую жесткость конструкции, такое решение усложняет сборку, требует повышенной точности изготовления деталей и применения картера с разъемом в плоскости валов. К особенностям компоновки редукторной части этой коробки передач относятся также размещение зубчатых колес первой передачи и заднего хода в среднем пролете, а синхронизаторов средних передач — на промежуточном валу. Последнее обеспечивает уменьшение суммарного приведенного момента инерции согласованно вращающихся деталей коробки передач и нагрузок на синхронизаторы. В коробке передач, схема которой показана на рис. 1.1, ж, дополнительная ускоряющая передача выполнена за задней стенкой картера и закрыта крышкой. Такое решение позволяет получить в высокой степени унифицированную модификацию с увеличенным числом передач, например – 7-сту-

пенчатую модель на базе 6-ступенчатой или 6-ступенчатую на базе 5-ступенчатой.

Особенности компоновки редукторной части двухвальных коробок передач можно установить по схемам, показанным на рис. 1.2, и конструкции, приведенной на рис. 1.10. Ведомый вал выполняется вместе с ведущей шестерней главной передачи: конической или гипоидной при продольном расположении двигателя, цилиндрической – при поперечном. Применяются главным образом зубчатые колеса с постоянным зацеплением. Лишь для передачи заднего хода применяется передвижная шестерня. На схемах показаны типичные варианты построения передачи заднего хода и расположения передач прямого хода и их синхронизаторов. Синхронизатор первой-второй передач обычно устанавливается на выходном валу; его установка на входном валу затруднена, поскольку ведущая шестерня первой передачи имеет малый диаметр. Синхронизатор высших передач иногда устанавливается на входном валу для уменьшения приведенного момента инерции.

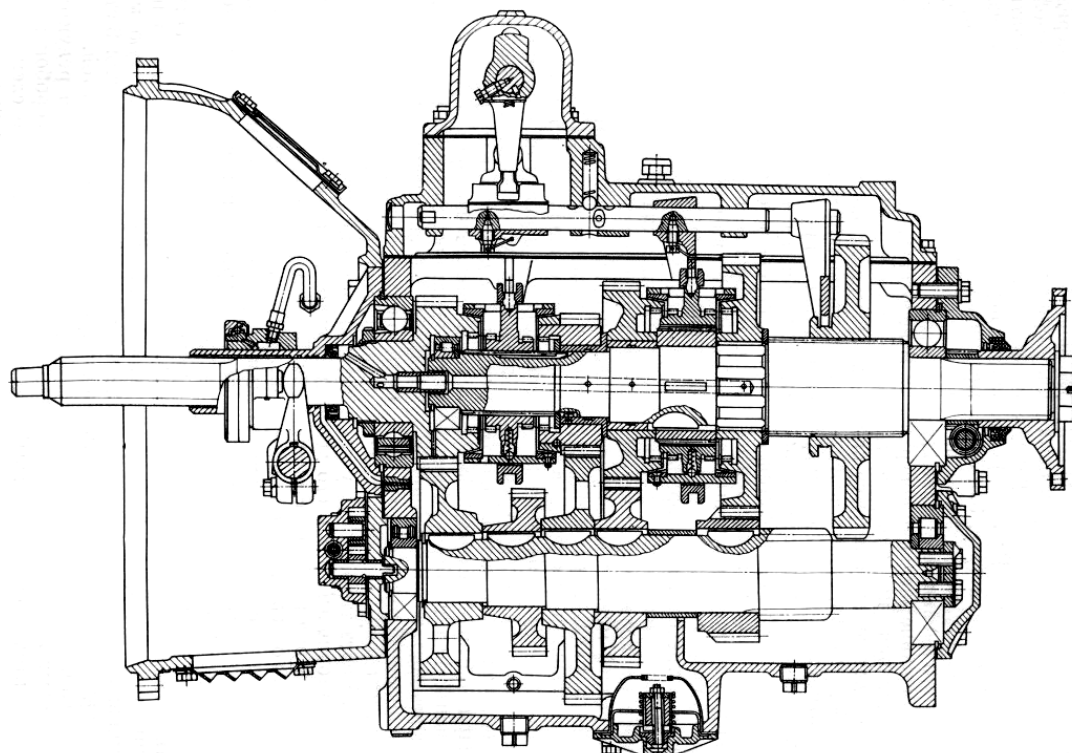


Рис. 1.8. Конструкция коробки передач автомобиля МАЗ-500А

В ряде случаев несоосная двухвальная коробка передач конструктивно объединяется с двигателем. На рис. 1.10 показана одна из таких конструкций для переднеприводного легкового автомобиля. Конструкция редукторной части коробки передач должна быть жесткой.

В наибольшей степени жесткость конструкции в целом зависит от конструкции валов и картера. При преобладающем применении двухопорных валов конструкцию достаточной жесткости возможно выполнить, ограничивая длину валов и тем самым число передач. Обычно между опорами размещают не более

шести передач. Таким образом, требование жесткости двухпорных валов является одним из факторов, ограничивающих число ступеней в коробках передач с двумя степенями свободы. Картер выполняется обычно цельнолитым. Отливка имеет местные утолщения и ребра. Отверстия под подшипники в передней и задней стенках картера должны быть такими, чтобы между отверстиями в стенке оставалась перемычка достаточного размера. Жесткость конструкции в сборе зависит от степени затяжки болтов крепления крышки, в которой монтируется механизм переключения передач. Картер с разъемом применяется лишь в случаях, когда это диктуется условиями сборки.

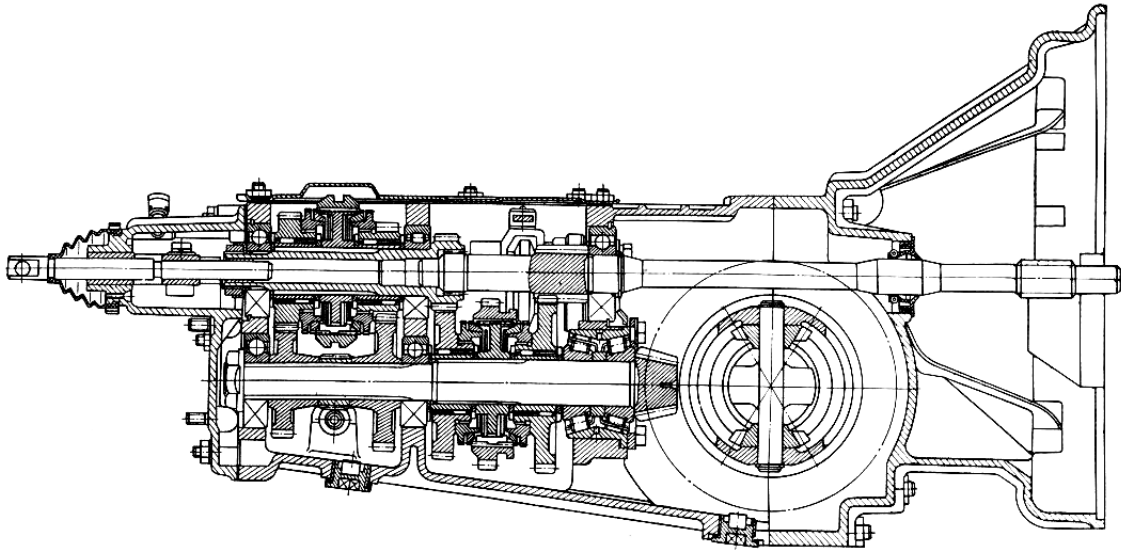


Рис. 1.9. Конструкция коробки передач автомобиля ЗАЗ-968

Смазывание деталей большинства коробок передач производится окунанием и разбрызгиванием. Масляная ванна размещается в картере. Уровень масла в ванне достигает оси промежуточного вала, а расход его на одну заправку зависит главным образом от передаваемой мощности. Для коробок передач грузовых автомобилей он составляет (в литрах) $Q_M = (0,06-0,09) P_{\text{emax}}$ (P_{emax} – передаваемая максимальная мощность, кВт). Чтобы потери мощности при перемешивании масла были небольшими, между вершинами зубьев наибольших по размерам колес и внутренней поверхностью картера конструктивно обеспечиваются достаточные зазоры. Реже, с целью уменьшения потерь мощности, картер выполняют сухим, помещая масло в обособленный отсек, откуда оно подается для смазывания деталей насосом. В обычных конструкциях с несухим картером также может устанавливаться насос. Насос имеется, например, в коробках передач некоторых тяжелых автомобилей (см. рис. 1.7). Его ставят для подачи масла к подшипникам ведомых зубчатых колес постоянного зацепления. Масло подается через центральное и радиальные сверления вторичного вала. Для такого способа подачи масла к подшипникам зубчатых колес постоянного зацепления иногда используется не насос, а маслonaгнетающее кольцо, устанавливаемое впереди подшипника первичного вала (см. рис. 1.6). Для заправки и

контроля уровня масла, а также его слива в картере делаются соответствующие отверстия.

Герметичность собранной коробки передач обеспечивается применением маслоналивного и спускного отверстий пробок с конической резьбой, установкой уплотнительных прокладок под все крышки и манжетных уплотнителей на входе в коробку и на выходе из нее. Во избежание повышения давления в картере он должен сообщаться с атмосферой.

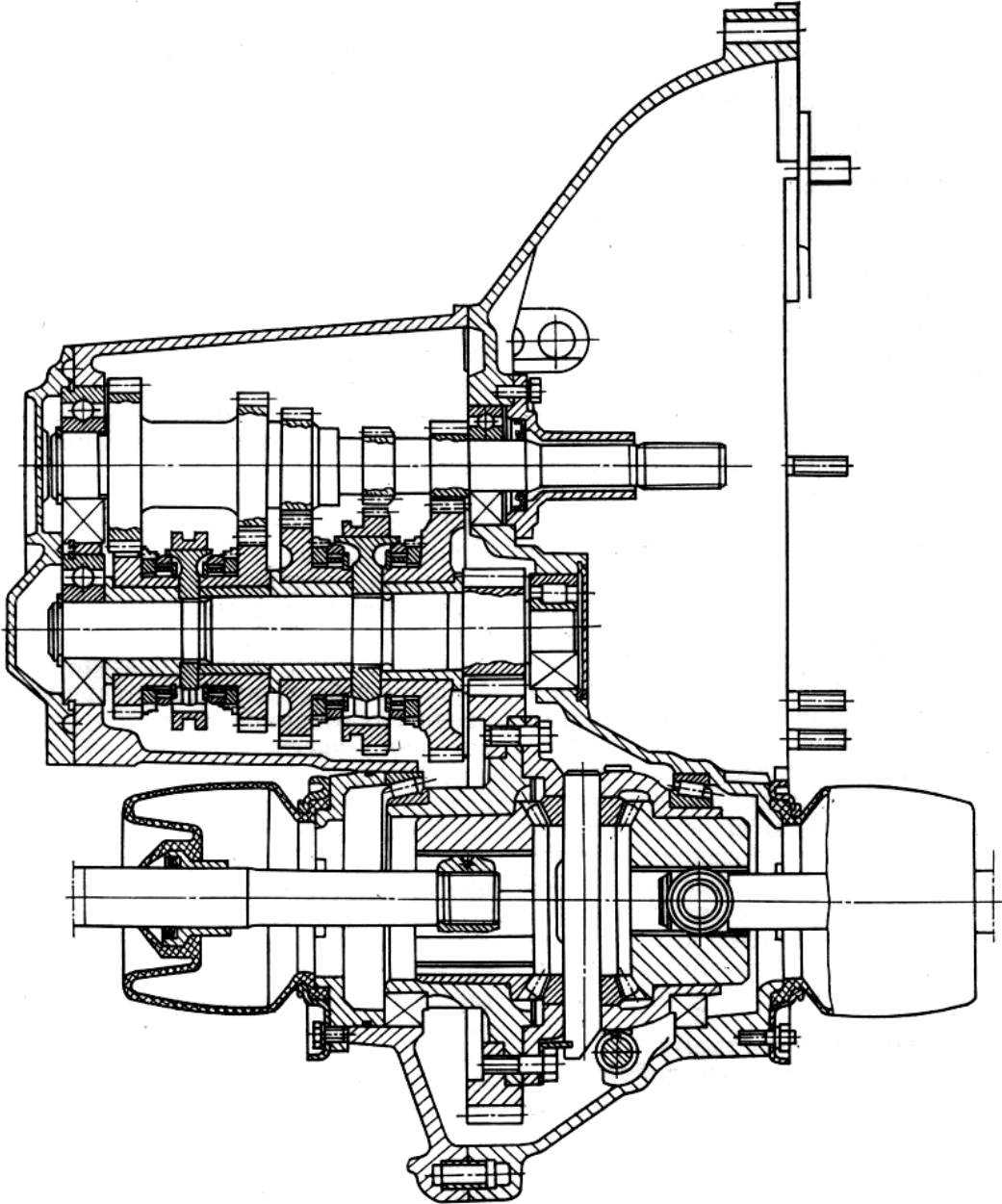


Рис. 1.10. Конструкция коробки передач переднеприводного автомобиля с поперечным расположением двигателя

Если конструкция крышки с механизмом переключения передач не обеспечивает этого, на картере сверху предусматривается установка сапуна. Как правило, на выходном валу коробки передач устанавливается ведущий элемент привода спидометра; ведомый его элемент располагается в крышке заднего

подшипника вала. Привод спидометра не устанавливается в коробке передач лишь в тех случаях, когда между ней и ведущими колесами автомобиля имеется еще один механизм с переменным передаточным числом.

Отбор мощности в коробках передач грузовых автомобилей осуществляется с помощью дополнительной шестерни, устанавливаемой на промежуточном валу. Для крепления коробки отбора мощности на боковых стенках картера справа и слева выполняются люки. Размеры люков и параметры шестерни отбора мощности должны удовлетворять конструктивным требованиям. В качестве шестерни отбора мощности допускается использование одного из зубчатых колес промежуточного вала, если его параметры удовлетворяют указанному ОСТ 37.001.038-95.

1.2. Коробки передач с тремя и четырьмя степенями свободы

Многоступенчатые коробки с тремя степенями свободы образуются на базе 4-, 5- или 6-ступенчатой коробки, имеющей соосную трехвальную схему, путем установки к последней впереди или сзади дополнительного редуктора. Ряд распространенных схем коробок передач с тремя степенями свободы показан на рис. 1.11.

Чаще всего дополнительный редуктор выполняется двухступенчатым и имеет одну ступень прямую и одну редукторную – понижающую или повышающую. Применяя с ним базовую 4-ступенчатую коробку, получают восемь передач (рис. 1.11, б), а 5-ступенчатую – десять (рис. 1.11, а) и т. д. Применение 3-ступенчатого дополнительного редуктора позволяет утроить число передач по отношению к числу передач базовой коробки. Для получения определенной передачи в коробке с тремя степенями свободы включаются одна зубчатая муфта в базовой коробке и одна в дополнительном редукторе.

Передний дополнительный редуктор конструктивно является рациональным в том случае, если он выполняется в виде пары зубчатых колес, дающей редукторную (непрямую) ступень. Прямая ступень получается непосредственным соединением входного вала редуктора с входным валом базовой коробки (рис. 1.11, а).

Диапазон передаточных чисел такого редуктора выбирается небольшим, так что при включении его не прямой ступени получается ряд чисел, удовлетворяющих рис. 1.12, а, б. Такой редуктор принято называть делителем. Он значительно расширяет диапазон передаточных чисел, поэтому базовая коробка должна иметь достаточно большой собственный их диапазон.

Положительные особенности коробки передач с делителем: увеличение числа передач вдвое достигается наиболее просто; обеспечивается высокая степень унификации – базовая коробка может использоваться отдельно без делителя, так как ее собственный диапазон передаточных чисел во многих случаях является достаточным.

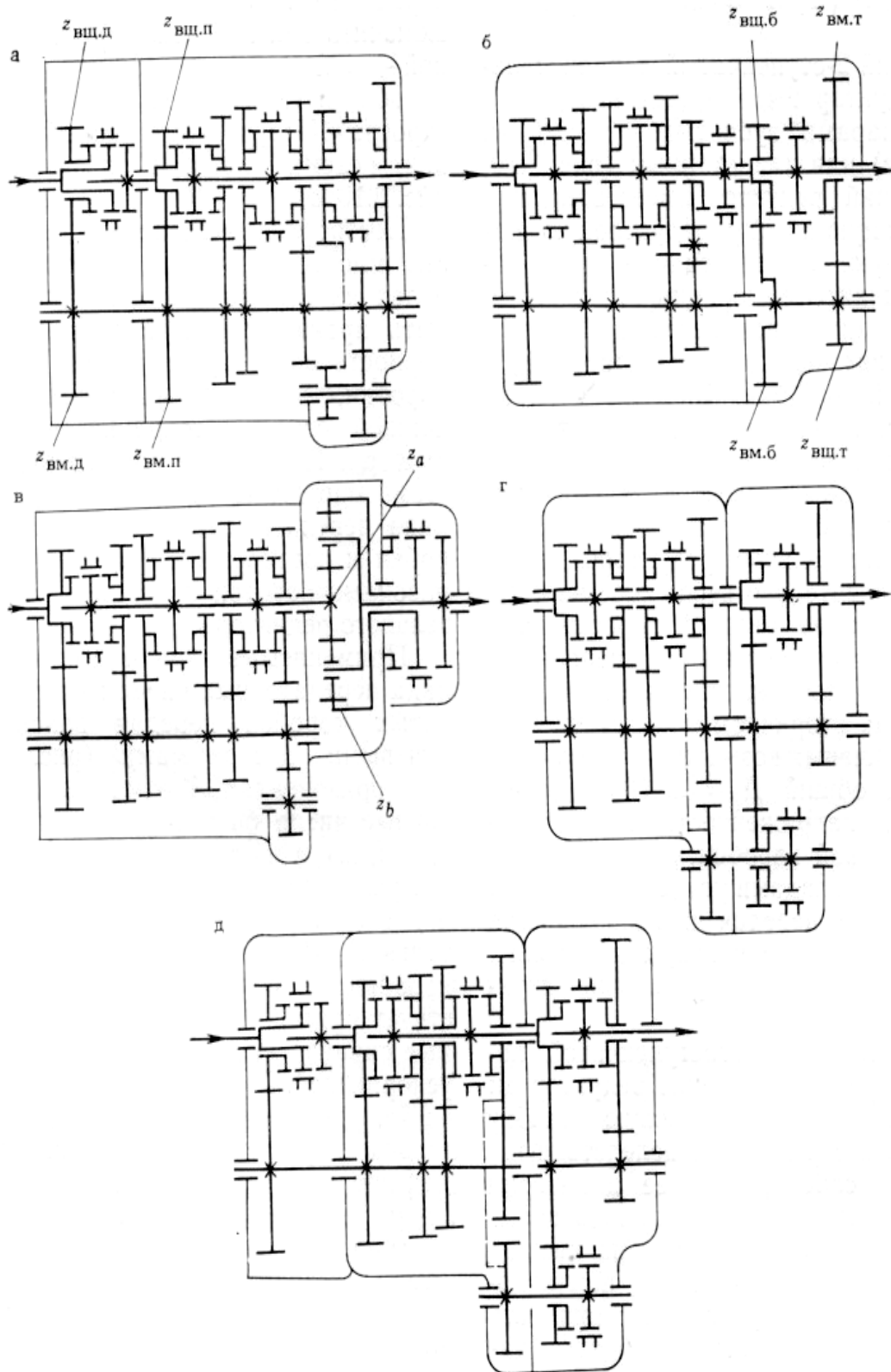


Рис. 1.11. Схемы многоступенчатых коробок передач:
 а) 10-ти ступенчатая, с передним редуктором-делителем; б) 8-ступенчатая с задним вальным редуктором; в) 9-ступенчатая с задним планетарным редуктором; г) 8- ступенчатая; д) 16-ступенчатая с передним делителем и задним вальным редуктором; $Z_{вщ}$, $Z_{вд}$ – число зубьев ведущего и ведомого колес

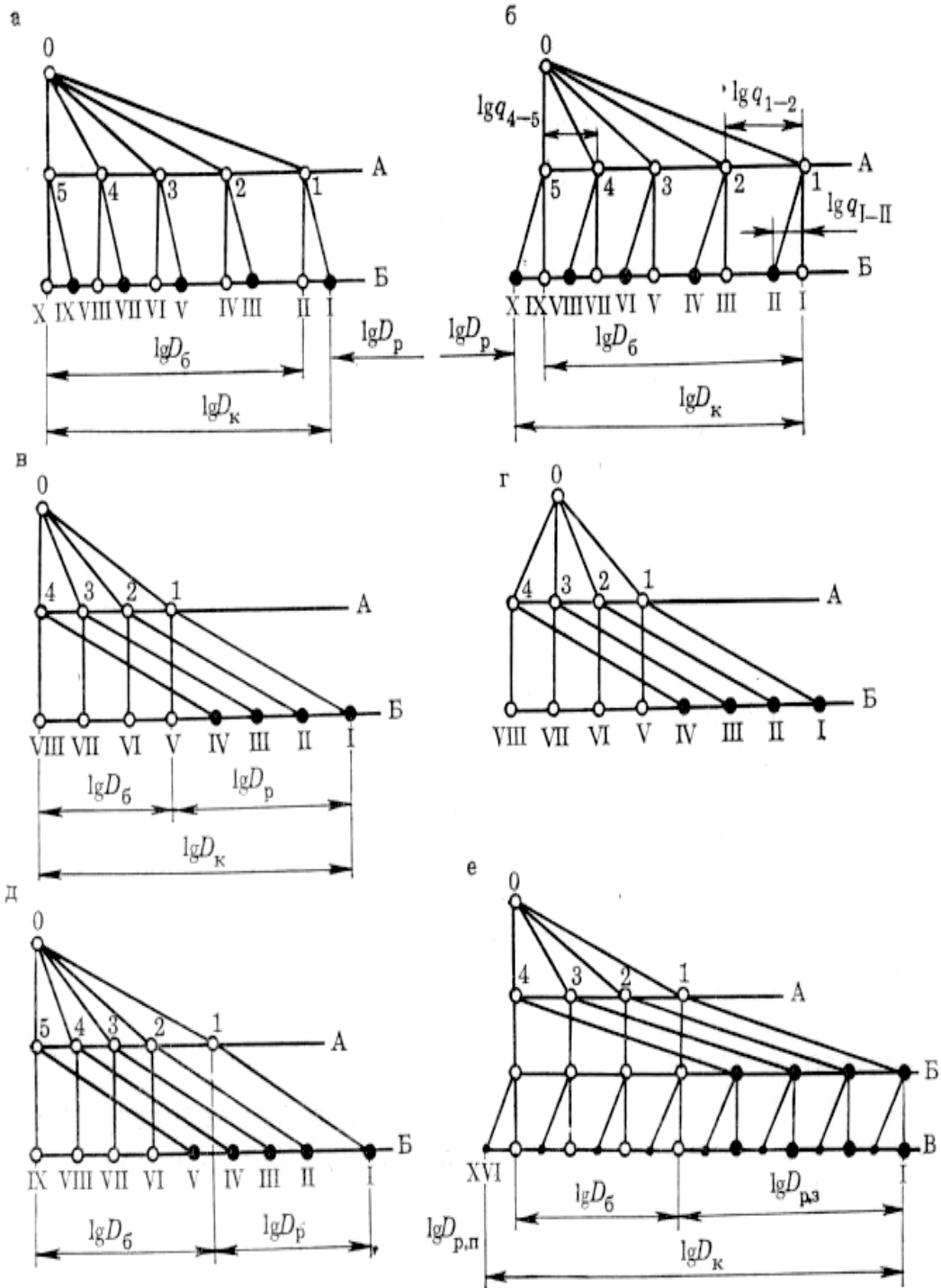


Рис. 1.12. Диаграмма построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок передач

При включении не прямой ступени редуктора КПД многоступенчатой коробки сохраняется на том же уровне, который имеет базовая коробка. Задний 2-ступенчатый дополнительный редуктор выполняется валным с двумя парами зубчатых колес или планетарным (рис. 1.10, в). Задний редуктор имеет одну ступень прямую и одну редукторную понижающую. Использование его в качестве делителя нерационально. Как правило, он выполняется с большим диапа-

зоном передаточных чисел, чем у базовой коробки. Базовая коробка при этом выполняется с относительно небольшим собственным диапазоном. Положительными особенностями многоступенчатой коробки передач с задним дополнительным редуктором являются: относительно небольшое межосевое расстояние базовой коробки, так как передаточное число на первой передаче и, соответственно, крутящий момент на вторичном валу существенно ограничены; возможность получить большой общий $D_k \approx 12 - 13$ и более; меньшая напряженность синхронизаторов базовой коробки, обусловленная малыми перепадами угловых скоростей соседних ее передач и позволяющая применять синхронизаторы на низших передачах даже при установке двухдискового сцепления.

Недостатки многоступенчатой коробки передач с задним редуктором: нельзя использовать базовую коробку отдельно без редуктора вследствие небольшого собственного ее диапазона передаточных чисел; несколько повышенные потери мощности на низших передачах, когда включена понижающая ступень редуктора и мощность передается через четыре зубчатых зацепления; необходимость применения в заднем редукторе синхронизатора большой энергоемкости.

В многоступенчатых коробках передач с четырьмя степенями свободы используется базовая коробка и два дополнительных редуктора – передний и задний. Для получения определенной передачи в таких коробках необходимо включить три зубчатые муфты: по одной – в переднем редукторе, базовой коробке и заднем редукторе. Так построена 16-ступенчатая коробка передач, схема которой показана на рис. 1.11, д.

Построение ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки в пределах их общего диапазона не может быть произвольным, так как закономерность ряда, принятая для базовой коробки, неизбежно повторяется на каждой ступени дополнительного редуктора. Построение общего ряда при этом определяется закономерностью ряда передаточных чисел базовой коробки и соотношением между их диапазонами базовой коробки и дополнительного редуктора. Применяемые варианты построения ряда передаточных чисел многоступенчатых коробок передач поясняются лучевыми диаграммами (рис. 1.12). На горизонталях А отмечены передаточные числа базовой коробки (точки 1, 2, 3, ...), а на горизонталях Б – многоступенчатой (точки I, II, III, ...). Лучи, соединяющие точку О с горизонталью А, обозначают передачи базовой коробки. Вертикальный луч соответствует прямой передаче, расположенные справа – понижающей, а слева – ускоряющей. Лучи, соединяющие горизонтали, обозначают ступени дополнительного редуктора: вертикальные – прямую ступень, направленные вниз вправо – понижающую, а вниз влево – повышающую. Отрезки, заключенные между соседними точками по горизонтали, пропорциональны логарифму отношения соответствующих передаточных чисел (например, $1gq_{1-2}$, $1gq_{4-5}$, $1gq_{I-II}$). Отрезок между крайними точками на горизонтали А пропорционален логарифму диапазона передаточных чисел базовой коробки ($1gD_б$), а на горизонтали Б – многоступенчатой коробки ($1gD_k$). Из построений следует: $1gD_p = 1gD_k - 1gD_б$, или $D_k = D_p / D_б$, где D_p – диапазон дополнительного редуктора. Многоступенчатые коробки передач с делителем (рис. 1.12, а, б) имеют четное число пере-

дач. Базовая их коробка выполняется с достаточно широким собственным диапазоном передаточных чисел и имеет обычно ряд их. Для дополнительного редуктора выбирается $D_p \approx q_b^{0,5}$, где q_b – отношение передаточных чисел двух соседних высших передач базовой коробки. Этим обеспечивается получение плотного геометрического ряда в области высших передач многоступенчатой коробки.

Многоступенчатые коробки передач с задним редуктором могут иметь как четное число передач (рис. 1.12, б, г), так и нечетное (рис. 1.12, д).

На рис. 1.12, в, г показано построение ряда передаточных чисел 8-ступенчатых коробок. При таком построении базовая коробка имеет обычно уплотненный ряд передаточных чисел, близкий к геометрическому, со знаменателем $q_6 \approx 1,35-40$. Диапазон их для дополнительного редуктора перекрывает соответствующий диапазон базовой коробки и выбирается по условию $D_p \approx q_6^n$, где n – число передач в базовой коробке. Ряд передаточных чисел многоступенчатой коробки в этом случае получается близким к геометрическому со знаменателем $q = q_6$. Принципиально такое же построение возможно и для 10-ступенчатой коробки передач. При этом плотность ряда может быть повышена до $q \approx 1,25-1,30$.

На рис. 1.11, д показано построение ряда передаточных чисел 9-ступенчатой коробки. Ее 5-ступенчатая базовая коробка имеет уплотненный их геометрический ряд со знаменателем $q_{6,c}$ в сокращенном диапазоне, образованном передачами 2–5. Диапазон передаточных чисел заднего редуктора перекрывает соответствующий сокращенный диапазон базовой коробки: $D_p = q_{6,c}^{n-1}$. Блокировкой в механизме переключений исключается возможность включения первой передачи базовой коробки, когда в редукторе включена высшая ступень. В результате коробка имеет 9 передач вместо 10 потенциально возможных; в диапазоне передач II–IX обеспечивается ряд передаточных чисел, близкий к геометрическому со знаменателем $q = q_{6,c}$. Между передачами 1–2 шаг увеличен ($q_{1-2} > q_{6,c}$), за счет этого общий диапазон передаточных чисел многоступенчатой коробки может быть достаточно большим ($D_k = 12-13$) Вариант многоступенчатой коробки с 2-ступенчатым редуктором и нечетным числом передач позволяет уменьшить необходимый диапазон передаточных чисел дополнительного редуктора при достаточно большом общем их диапазоне для коробки, что облегчает синхронизацию при переключениях редуктора; выполнить без синхронизатора первую передачу базовой коробки, не усложняя управление, так как на ходу эта передача не включается.

На рис. 1.12, е показано принципиальное построение ряда передаточных чисел 16-ступенчатой коробки передач. Совместно с базовой 4-ступенчатой частью коробки передач с геометрическим рядом передаточных чисел устанавливаются ступенчатые редукторы: передний делитель с $D_{p.п.} = \sqrt{q_6}$ задний – с $D_{p.з.} = q_6^n$. Общий геометрический ряд передаточных чисел имеет знаменатель $q = \sqrt{q_6}$.

Приведенные на рис. 1.11 диаграммы показывают, как располагаются передаточные числа базовой коробки в общем их ряду для многоступенчатой коробки при различных вариантах построения ряда. Отсутствие произвольности в построении ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки, на что графически указывает параллельность лучей определенной ступени дополнительного редуктора, аналитически отображается соответствующими зависимостями между передаточными числами:

$$\left. \begin{aligned}
 & \text{а) коробка передач с делителем } u_I/u_{II} = u_{III}/u_{IV} = u_V/u_{VI} = \\
 & \quad = u_{VII}/u_{VIII} = \dots = D_p; \\
 & \text{б) коробка передач с задним редуктором:} \\
 & \quad 8 \text{ ступеней} - u_{IV}/u_{VIII} = u_{III}/u_{VII} = u_I/u_V = D_p, \\
 & \quad 9 \text{ ступеней} - u_V/u_{IX} = u_{IV}/u_{VIII} = u_{II}/u_{VI} = D_p, \\
 & \quad 10 \text{ ступеней} - u_V/u_X = u_{IV}/u_{IX} = u_{III}/u_{VIII} = u_{II}/u_{VII} = u_I/u_{VI} = D_p.
 \end{aligned} \right\} 1.1$$

Равенства (1.1) позволяют проверить возможность осуществления заданных передаточных чисел многоступенчатой коробки. Если соответствующее равенство не удовлетворяется, полученные передаточные числа должны быть соответствующим образом скорректированы.

Конструкции некоторых многоступенчатых коробок передач показаны на рис. 1.12–1.15.

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 1.13) выполнена с передним делителем на базе 5-ступенчатой коробки передач (см. рис.1.6). Ее схема соответствует приведенной на рис. 1.10, а; построение ряда передаточных чисел – рис. 1.11, б. Коробка имеет высокую степень унификации. За исключением первичного вала в 10-ступенчатой модификации используются все детали базовой 5-ступенчатой коробки. При установке делителя первичный вал базовой коробки заменяется валом 4. Все зубчатые колеса коробки находятся в постоянном зацеплении.

Восьмиступенчатая коробка передач (рис. 1.14) выполнена по схеме, показанной на рис. 1.11, г. Построение ряда ее передаточных чисел соответствует рис. 1.12, а.

Эта коробка передач имеет задний дополнительный 2-ступенчатый редуктор вального типа с прямой и понижающей ступенями. Главными особенностями конструкции показанной коробки передач являются: общий картер 1 для 4-ступенчатой базовой части и заднего редуктора; особый вид размещения шестерен заднего хода. От шестерни 2 первой передачи вторичного вала приводится во вращение ведомая шестерня 8 вала 7 заднего хода, вал проходит в отсек заднего редуктора и с помощью свободно установленной шестерни 6 соединяется с ведомой шестерней 4 первой пары редуктора. Включение заднего хода производится муфтой 5. Указанное размещение шестерен позволяет уменьшить осевой размер коробки. Промежуточные валы 9 и 3 выполнены заодно с шестернями низших ступеней.

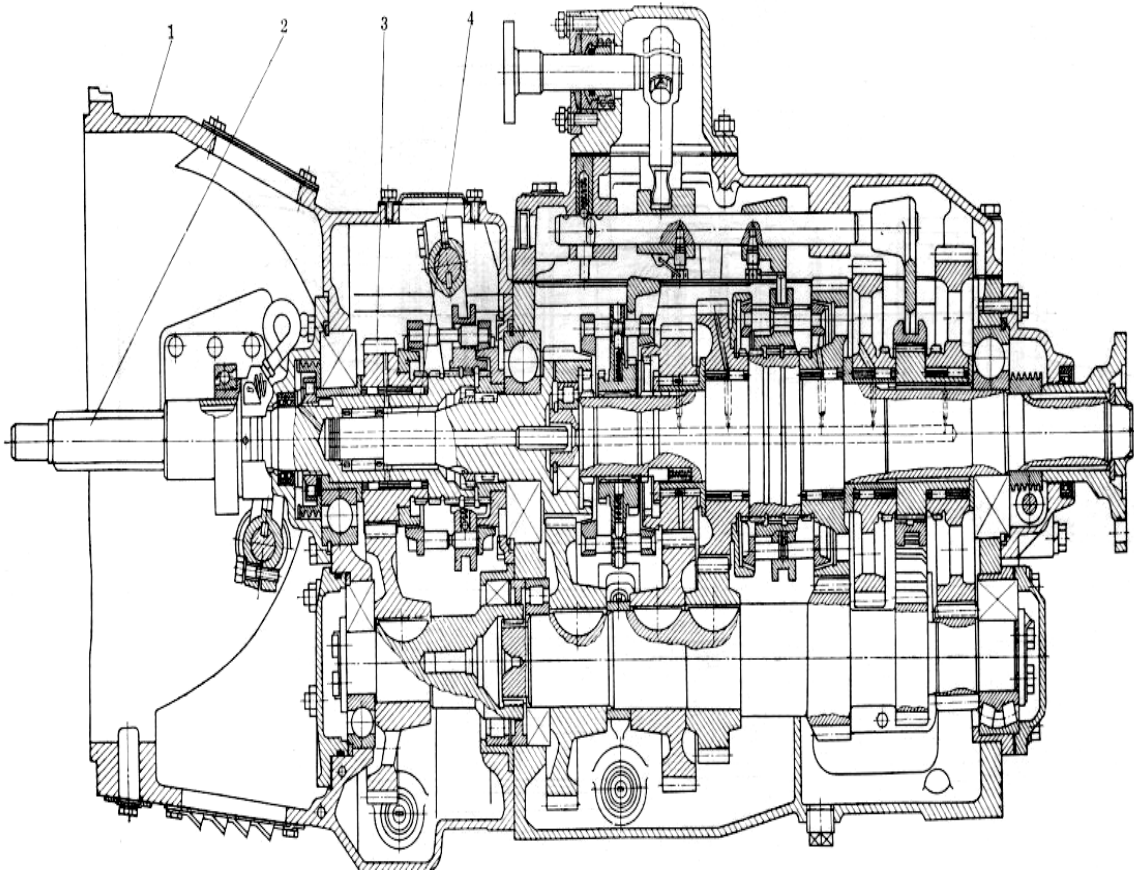


Рис. 1.13. Десятиступенчатая коробка передач автомобиля КамАЗ-5320

Остальные зубчатые колеса промежуточных валов сцентрированы по цилиндрическим шейкам вала и фиксированы от проворачивания с помощью мелко-шлицевых соединений. Шлицевые участки на шейках вала занимают не более $1/5$ длины шейки, что облегчает сборку промежуточного вала.

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 1.15) выполнена на базе 5-ступенчатой по схеме, показанной на рис. 1.11, в, и имеет 2-ступенчатый задний планетарный редуктор. Построение ряда передаточных чисел этой коробки соответствует рис. 1.12, д. Особенности конструкции: применен картер из алюминиевого сплава; картер базовой коробки выполнен совместно с картером сцепления и имеет горизонтальный разъем по оси первичного и вторичного валов, верхняя половина картера 1 используется также для размещения механизма переключения передач; подшипники валов установлены в стальные стаканы; предусмотрен дополнительный отбор мощности с торца заднего конца промежуточного вала 8; для смазки подшипников ведомых зубчатых колес постоянного зацепления и деталей планетарного редуктора используется маслonaгнетающее кольцо 3, с помощью которого направляется масло, вытесняемое из картера через задний подшипник первичного вала 2, в центральный канал вторичного вала 4. Планетарный редуктор выполнен в виде однорядного трехзвенного механизма. Солнечная шестерня 5 механизма с помощью зубчатой муфты

соединена со вторичным валом 4 базовой коробки. Водило механизма жестко соединено с выходным валом редуктора 7. Высшая (прямая) ступень редуктора получается при блокировке механизма путем соединения эпицикла 6 с водилом. Низшая ступень получается остановкой эпицикла путем замыкания на картер.

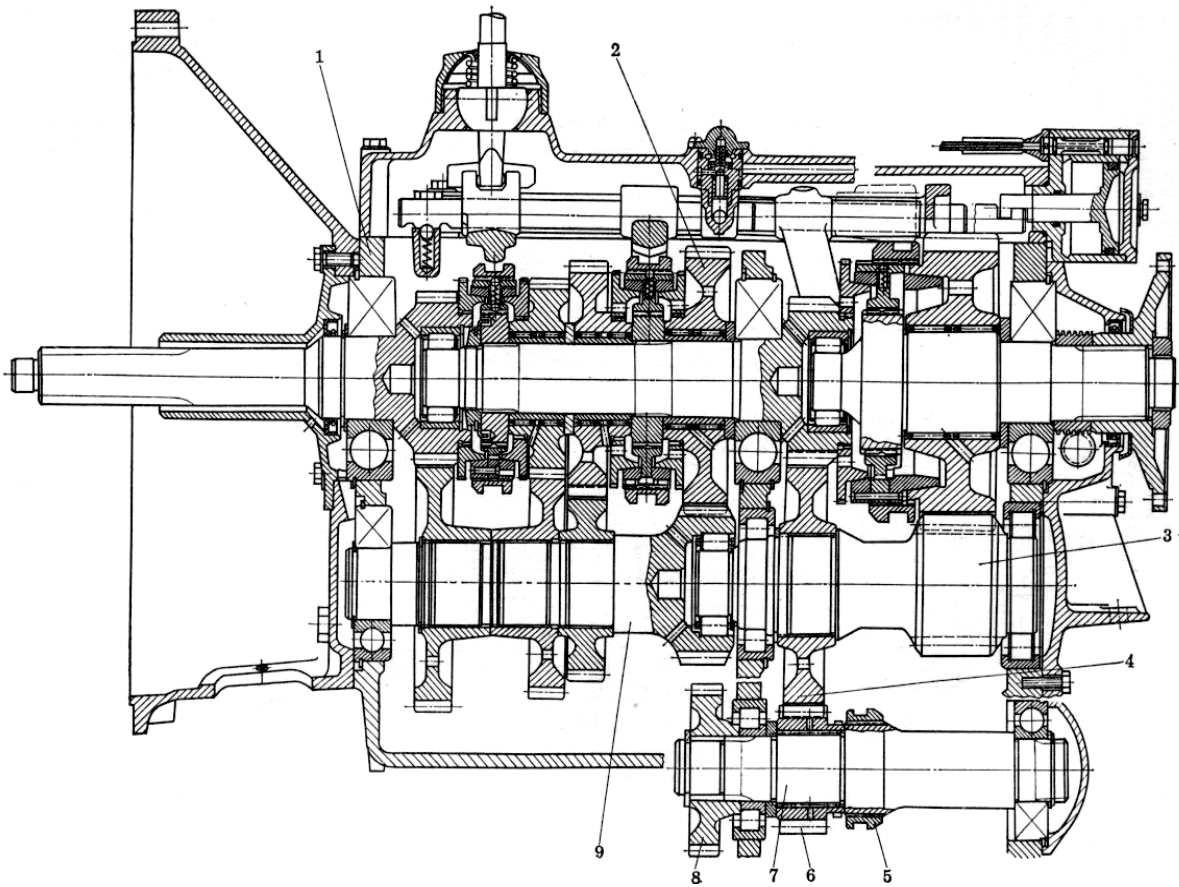


Рис. 1.14. Конструкция восьмиступенчатой коробки передач

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 1.16) имеет 5-ступенчатую базовую коробку с плотным геометрическим рядом передаточных чисел ($q = 1,26$) и 2-ступенчатый вальный задний редуктор. Все зубчатые колеса прямозубые с постоянным зацеплением. Синхронизаторы установлены только в редукторе. Малые перепады угловых скоростей, соответствующие плотному ряду передаточных чисел в базовой коробке, облегчают переключение последней без синхронизаторов. Главной особенностью коробки передач является передача мощности двумя потоками как в базовой коробке, так и в редукторе. Имеется два одинаковых промежуточных вала 3.

Выравнивание нагрузок в параллельных потоках обеспечивается применением в базовой коробке самоустанавливающегося вторичного вала 4. Концы этого вала поддерживаются небольшими круглыми торсионами 9x10.

Торсионы имеют высокую податливость в поперечном направлении и уже при небольшом различии усилий в зубчатых зацеплениях параллельных потоков их концы, соединенные с валом 4, перемещаются вместе с ним в поперечном направлении, восстанавливая равновесие.

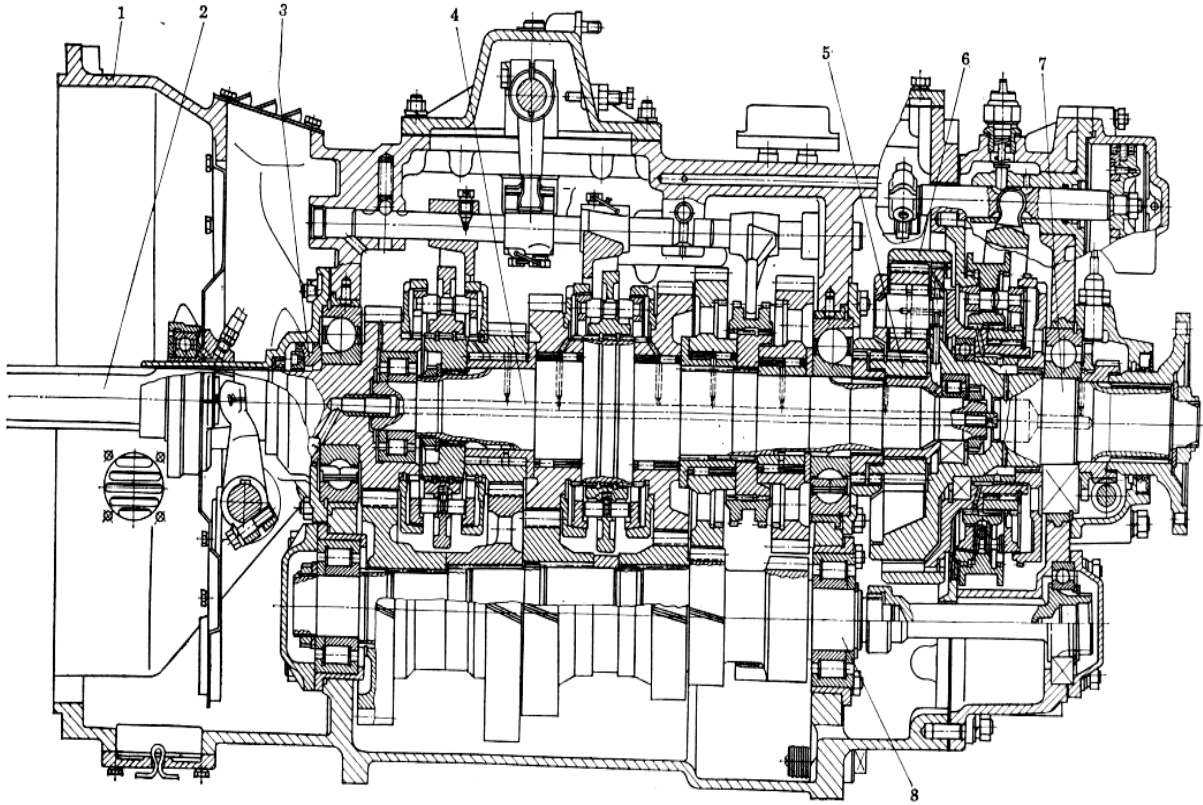


Рис. 1.15. Конструкция девятиступенчатой коробки передач

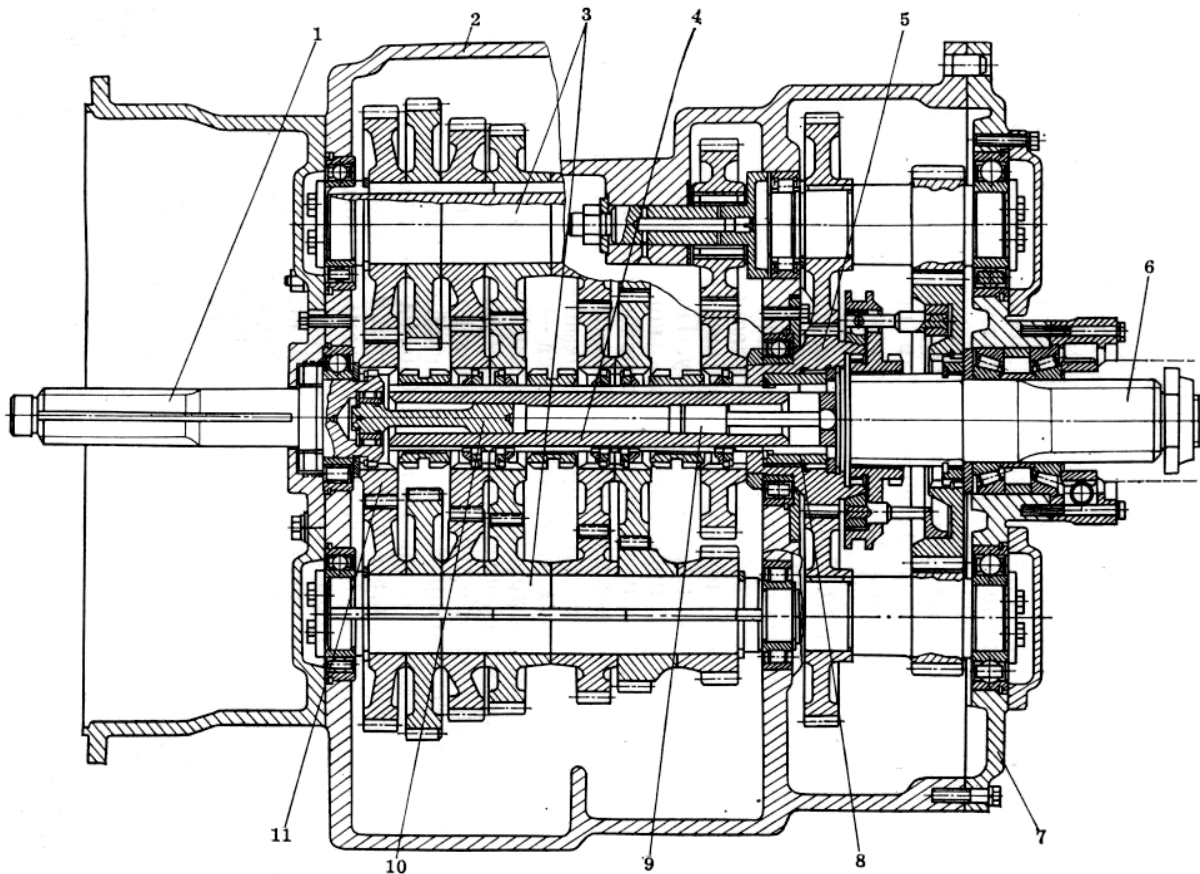


Рис. 1.16. Конструкция десятиступенчатой коробки передач

Таким образом, разница в усилиях в зубчатых зацеплениях не может превысить то усилие, которое требуется для перемещения концов торсионов в поперечном направлении, обусловленного погрешностями изготовления деталей. Учитывая высокую податливость торсионов, эта разница очень мала. Соединение вторичного вала 4 с ведущей шестерней 5 заднего редуктора выполнено с помощью промежуточной консольной муфты 8, не препятствующей небольшим поперечным перемещениям конца вала.

Возможность сборки обеспечивается применением на валах 1,4 и 6 зубчатых колес с числом зубьев, кратным числу ветвей силового потока (т. е. двум). Для базовой коробки и редуктора применен общий картер 2, имеющий съемную заднюю стенку 7. Ведущая шестерня 11 имеет шлицевое соединение с первичным валом 1.

Разделение силового потока в указанной коробке передач обеспечило уменьшение нагрузок на зубчатые колеса и подшипники и размеров этих элементов. Из всех многоступенчатых коробок передач с входным крутящим моментом 1100–1250 Н·м эта коробка передач имеет наименьшие массу и длину. Однако конструктивно она сложнее. В ее базовой части отсутствуют синхронизаторы, что в некоторой степени может быть приемлемо лишь при достаточно плотном ряде передаточных чисел ($q \approx 1,2-1,3$).

Оценка общего технического уровня конструкции редукторной части коробки передач производится по ряду показателей: межосевому расстоянию, длине по картеру, массе, удельной массе, КПД. Первые три из них используются при сопоставлении коробок передач с одинаковыми диапазонами передаточных чисел и максимальными крутящими моментами на выходном валу. По удельной массе можно оценить коробки передач с различными диапазонами передаточных чисел и выходными моментами. Для лучших современных конструкций удельная масса – отношение массы к максимальному выходному моменту равна: 0,03–0,032 кг/(Нм) для 4–5-ступенчатых коробок передач грузовых автомобилей с карбюраторным двигателем; 0,045–0,050 – для соответствующих коробок автомобилей с дизельным двигателем и многоступенчатых коробок передач с передним делителем; 0,025–0,030 кг/(Нм) – для многоступенчатых коробок передач с задним редуктором, имеющим диапазон передаточных чисел, перекрывающий диапазон базовой коробки.

Учитывая соотношение показателей по материалоемкости, многоступенчатые коробки передач при входном моменте, превышающем 800 Нм, выполняются обычно по схеме с задним редуктором. Схема с передним делителем, обеспечивающая высокую степень унификации таких коробок с базовой коробкой, применяется обычно при входном крутящем моменте менее 900 Нм.

КПД коробки передач механической трансмиссии зависит от числа зубчатых зацеплений, передающих мощность на данной передаче. При передаче мощности одним зацеплением КПД составляет 0,985–0,98; двумя зацеплениями – 0,97; четырьмя – 0,94. При разветвленном силовом потоке учитывается число зубчатых зацеплений только в одной ветви.

1.3. Выбор параметров зубчатых колес и кинематический расчет коробки передач

Основные размеры и масса коробки передач определяются главным образом размерами зубчатых колес. Предварительно параметры зубчатых колес определяются на основе метода аналогии и использования статистических данных, отражающих длительную практику автостроения. Затем они уточняются по результатам проверочных расчетов и испытаний. Главным размерным параметром является межосевое расстояние α_{ω} .

На основании данных о выполненных конструкциях соосных трехвальных коробок передач с двумя степенями свободы и неразветвленным потоком межосевое расстояние (мм) может быть представлено как функция крутящего момента на вторичном валу

$$\alpha_{\omega} = k_{\alpha} \sqrt[3]{T_{\text{ВЫХ}}}, \quad (1.2)$$

где $T_{\text{ВЫХ}}$ – максимальный крутящий момент на вторичном валу, Н·м, определяемый исходя из максимального крутящего момента двигателя и передаточного числа первой передачи.

Коэффициент k_{α} находится в пределах: 8,9–9,3 для коробок легковых автомобилей и 8,6–9,6 – грузовых. Большие значения коэффициента относятся к коробкам с ускоряющей передачей, а также коробкам автомобилей с дизельными двигателями. Межосевое расстояние для базовой коробки многоступенчатой коробки передач также определяется по формуле (1.2). При этом максимальный момент на вторичном валу определяется исходя из низшего передаточного числа от двигателя к этому валу; $k_{\alpha} = 9,5–11$.

Практически для выполненных конструкций ряд значений α_{ω} ограничен. Для коробок передач грузовых автомобилей комиссия по машиностроению рекомендуют, например, следующий рациональный ряд межосевых расстояний (мм): 85, 105, 125, 140, 160. Межосевое расстояние в коробках передач легковых автомобилей обычно находится в пределах 65–80 мм.

После выбора межосевого расстояния назначаются ширина зубчатых венцов, модуль к угол наклона зуба. Требуемая жесткость конструкции, удовлетворительная сбалансированность сроков службы зубчатых колес и подшипников и умеренная металлоемкость имеют место при практически установившихся пропорциях основных элементов коробки передач. Поэтому ширина зубчатых венцов, а также длина коробки по картеру и габаритные размеры валов и подшипников, выраженные в долях межосевого расстояния, сохраняют для выполненных конструкций с типовой компоновкой высокую степень постоянства.

Рабочая ширина зубчатых венцов

$$b_{\omega} \approx (0,19 \dots 0,23) \alpha_{\omega} \quad (1.3)$$

Среднее ее значение для трехвальных коробок передач $b_{\omega} \approx 0,22 \alpha_{\omega}$. Для выходной пары заднего вального дополнительного редуктора многоступенчатой коробки $b_{\omega} = (0,3–0,4) \alpha_{\omega}$.

Общая длина трехвальной коробки передач по картеру при типовой компоновке обычно не превышает: в грузовых автомобилях – $3\alpha_{\omega}$ при пяти передачах, и $2,7\alpha_{\omega}$, при четырех; в легковых автомобилях – $3\alpha_{\omega}$, при четырех передачах.

Уменьшение рабочей ширины зубчатых венцов нерационально, так как при этом необходимо увеличивать межосевое расстояние для уменьшения сил, действующих в зацеплении, что в итоге приводит к увеличению массы коробки. С уменьшением ширины венцов теряется преимущество косозубых передач в плавности работы из-за уменьшения коэффициента осевого перекрытия ε_{β} . Попытка компенсировать уменьшение ширины венцов увеличением угла наклона для сохранения ε_{β} приводит к чрезмерному росту осевых сил, нагружающих подшипники. Увеличение рабочей ширины зубчатых венцов также нерационально, так как при этом увеличивается длина коробки, и для сохранения той же металлоемкости необходимо уменьшать межосевое расстояние. В итоге уменьшаются жесткость валов и размеры внешних колец подшипников, в то время как нагрузки на валы и подшипники возрастают. Поэтому относительная ширина венцов, определяемая по выражению (1.3), при современном уровне технологии, качестве подшипников и свойствах материалов является рациональной.

Нормальный модуль (m_n) зубчатых колес механических коробок передач находится в следующих пределах (мм): в микро- и малолитражных автомобилях – 2,25–2,75; легковых – 2,75–3; грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности – 3,5–4,25; грузовых автомобилях большой грузоподъемности – 4,25–5.

В ряде случаев коробка передач выполняется с одинаковым нормальным модулем для всех зубчатых колес. В коробках передач грузовых автомобилей модули для пар первой передачи, заднего хода и привода промежуточного вала часто несколько отличаются от модуля остальных зубчатых колес. Модуль 5 мм, иногда 6 мм, применяется для первой передачи при малом числе зубьев шестерни ($z = 12$), а также для выходной пары заднего вального понижающего редуктора.

Размерный ряд применяемых модулей и исходный контур для зубчатых колес трансмиссии должны удовлетворять требованиям ОСТ 37.001.222–80 и ОСТ 37.001.223–80.

Большинство зубчатых колес в коробках передач выполняются косозубыми с целью уменьшения шума при работе и повышения прочности. Прямозубые применяются обычно для передачи заднего хода, а в грузовых автомобилях – также и для первой передачи. Угол наклона косозубых колес β находится в следующих пределах (град): в трехвальных коробках легковых автомобилей – 22–34; двухвальных – 20...25; в коробках передач грузовых автомобилей – 18–26.

При назначении угла β учитывается необходимость обеспечения достаточной плавности работы передачи и ряд прочих условий. Наиболее высокой плавностью работы косозубая передача обладает, когда коэффициент осевого

перекрытия ε_β является целым числом. Так как целые значения ε_β , большие единицы, для применяемых в коробках передач относительно узких зубчатых колес нельзя реализовать, имеется стремление приблизиться к значению $\varepsilon_\beta = 1$.

Угол наклона ε_β , удовлетворяющий условию $\varepsilon_\beta = 1$, определяется из равенства

$$\beta_\varepsilon = \arcsin(\pi m_n / b_\omega). \quad (1.4)$$

Ширина зубчатых венцов для коробок передач легковых автомобилей находится в пределах $b_\omega \approx (5-6) m_n$, а грузовых – $b_\omega \approx (7-8) m_n$. Соответствующие углы ε_β должны быть $38-30^\circ$ для легковых автомобилей и $26-22^\circ$ – для грузовых. Практически $\beta < \beta_\varepsilon$. Это обычно связано или с необходимостью уменьшить осевые нагрузки на подшипники, или с условиями выбора коэффициентов смещения для зубчатых колес, или с подбором чисел зубьев, удовлетворяющих заданным передаточным числам. Однако угол наклона не должен быть меньше значения β при котором коэффициент изменения суммарной длины контактных линий находится на уровне $k_\varepsilon \geq 0,94$. Коэффициент k_ε является геометрическим показателем плавности работы и равен отношению минимальной суммарной длины контактных линий к номинальной их длине. При $\varepsilon_\beta = 1$ коэффициент $k_\varepsilon = 1$, с уменьшением угла β значения ε_β и k_ε уменьшаются. Условие $k_\varepsilon \geq 0,94$ обеспечивается, если $b_\omega \geq 2,6 m_n / \sin \beta$ при $\beta \leq 20^\circ$, или $b_\omega \geq 2,9 m_n / \sin \beta$ при $\beta > 20^\circ$. Указанное условие является достаточным, но не обязательным. Уточненная проверка при ее необходимости производится методом, рекомендуемым в ГОСТ 16532–70.

Уточнение угла наклона β и определение суммы чисел зубьев в паре z_Σ производятся с учетом вида зубчатой передачи, определяемого коэффициентами смещений у шестерни (x_1) и колеса (x_2). Смещения для зубчатых колес коробок передач позволяют обеспечить заданное межосевое расстояние α_ω при выбранных значениях параметров m_n и β , а также несколько повысить прочность и выносливость зубьев. При выборе коэффициентов смещений или распределении их суммы между шестерней и колесом руководствуются специальной литературой и рекомендациями в приложениях 2 и 3 к ГОСТ 16532–70. Несмещенная ($x_1 = x_2 = 0$) и равносмещенная ($x_2 = x_1$) косозубые передачи имеют $z_\Sigma = 0$. Для указанных передач после выбора межосевого расстояния α_ω и модуля m_n выбирается сначала предварительно угол наклона $\beta_{пр}$, например, $\beta_{пр} = \beta_\varepsilon$ или несколько меньший. Соответствующая сумма чисел зубьев в паре

$$z_{\Sigma пр} = 2\alpha_\omega \cos \beta_{пр} / m_n. \quad (1.5)$$

При этом $z_{\Sigma пр}$ обычно оказывается числом не целым. Поэтому принимается ближайшее целое число z_Σ , по которому и производится уточнение угла β

$$\beta = \arccos (0,5 m_n z_\Sigma / \alpha_\omega). \quad (1.6)$$

Из равенства (1.6) следует, что при заданных значениях α_ω и m_n уменьшение z_Σ в передаче с $x_\Sigma = 0$ приводит к необходимости увеличивать β и наобо-

рот. Таким образом, z_{Σ} может варьироваться в пределах допустимых значений β , что используется при подборе чисел зубьев, удовлетворяющих заданному передаточному числу.

Смещенная положительная косозубая передача ($x_{\Sigma} > 0$) может быть осуществлена путем уменьшения β или z_{Σ} по сравнению с соответствующей несмещенной передачей. Проектируя смещенную положительную передачу, целесообразно сначала принять $\beta_{пр}$ и по равенствам (1.5) и (1.6) найти соответствующие значения z_{Σ} и β , условно предполагая передачу несмещенной. Затем следует принять уменьшенные β или z_{Σ} , или обе эти величины одновременно, и определить соответствующую сумму x_{Σ} , компенсирующую уменьшение значений β , z_{Σ} . При этом используются формулы эвольвентной геометрии: определяется межосевое расстояние, соответствующее $x_{\Sigma} = 0$ и принятым значениям β и z_{Σ} ,

$$\alpha = 0,5m_n z_{\Sigma} / \cos \beta; \quad (1.7)$$

$$\alpha_t = \arctg (\tg \alpha / \cos \beta), \quad (1.8)$$

где α – угол профиля исходного контура; находится угол зацепления в торцевом сечении определяется искомая сумма смещений

$$\alpha_{tw} = \arccos (\alpha \cos \alpha_t / \alpha_w); \quad (1.9)$$

$$x_{\Sigma} = z_{\Sigma} (\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha_t) / (2 \tg \alpha). \quad (1.10)$$

Если при проектировании смещенной передачи $x_{\Sigma пр}$ выбрана предварительно, например, из условия достижения максимальной прочности зубьев, целесообразно действия производить следующем порядке: принимается некоторый $\beta_{пр}$ и по равенству (1.5) определяется $z_{\Sigma пр}$, которая затем округляется до ближайшего целого числа z_{Σ} ; назначается вспомогательная величина u , численно близкая желательному значению $x_{\Sigma пр}$; определяется межосевое расстояние соответствующей несмещенной передачи по формулам (1.8) – (1.10) определяется уточненное значение z_{Σ} осуществляемой передачи.

$$\alpha = \alpha_w - u m_n; \quad (1.11)$$

$$\beta = \arccos(0,5m_n z_{\Sigma} / \alpha); \quad (1.12)$$

Разбивку суммы z_{Σ} между шестерней (меньшим зубчатым колесом пары) и колесом (большим зубчатым колесом пары) целесообразно производить после выполнения кинематического расчета коробки передач, когда становятся известными числа зубьев шестерни (z_1) и колеса (z_2). При $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$ большее значение x дается шестерне. Направление наклона зубьев в косозубых колесах трехзальных коробок передач выбирается левым для зубчатого венца первичного вала и зубчатых колес вторичного вала, правым — для зубчатых колес промежуточного вала. При таких направлениях наклона зубьев направления осевых сил, действующих при вращении вала двигателя по часовой стрелке, соответствуют схеме, показанной на рис. 1.17.

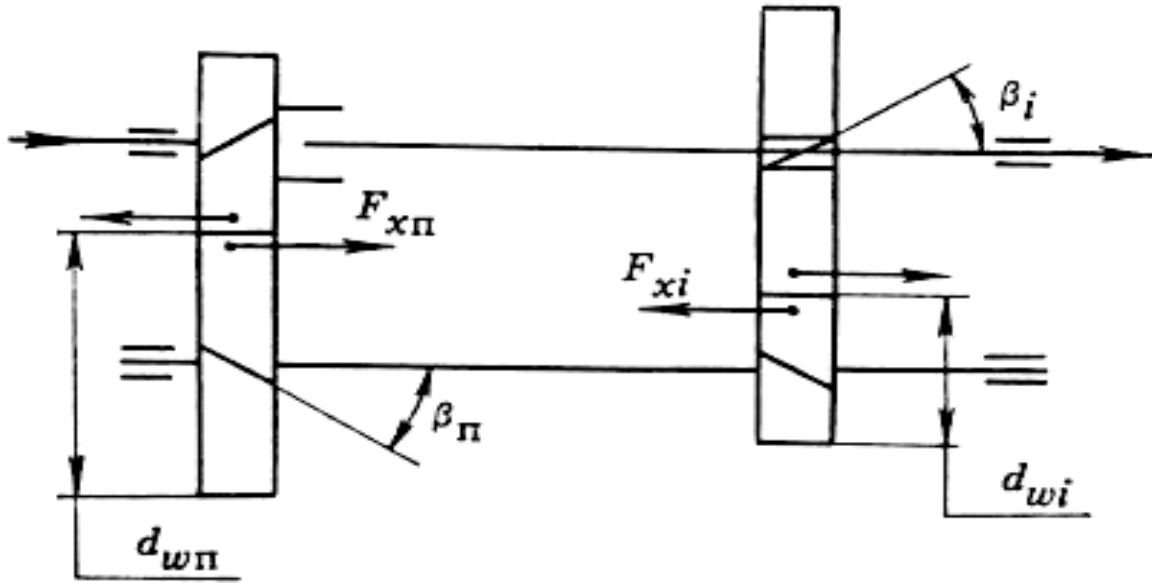


Рис. 1.17. Схема сил, действующих на валы

Из схемы следует, что соответствующим подбором угла β можно уравновесить осевые силы, действующие на промежуточный вал, и тем самым уменьшить комбинированную нагрузку на подшипник, фиксирующий этот вал в осевом направлении. Условие уравновешивания осевых сил на промежуточном валу

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{п}} / d_{\omega\text{п}} = \operatorname{tg} \beta_4 / d_{\omega 4} = \operatorname{tg} \beta_3 / d_{\omega 3} = \dots, \quad (1.13)$$

где d_{ω} – начальный диаметр зубчатого колеса промежуточного вала; индексы «п», 4, 3, и т. д. относятся к парам привода промежуточного вала, соответственно четвертой, третьей, ... передач. Практически допускают некоторую избыточную осевую силу, сохраняющую одно направление на всех передачах.

В соответствии с условием (1.13) в коробках, имеющих на всех передачах косозубые шестерни, углы β , как правило, уменьшаются с понижением номера передачи. В отдельных случаях с целью сокращения числа наименований потребной технологической оснастки углы β принимают одинаковыми для нескольких соседних пар, допуская увеличение избыточной осевой силы. В коробках передач, имеющих на первой передаче и передаче заднего хода прямозубые колеса, осевая сила, которая действует на промежуточный вал со стороны ведомого колеса пары его привода, на указанных передачах уравновешивается. Однако при этом отсутствует осевая сила на вторичном валу.

Несмещенная и равносмещенная прямозубые передачи имеют межосевое расстояние α_{ω} , кратное модулю m . Сумма чисел зубьев в паре

$$z_{\Sigma} = 2 \alpha_{\omega} / m. \quad (1.14)$$

Смещенная положительная прямозубая передача имеет межосевое расстояние, не кратное модулю. При заданном α_{ω} и выбранном m положительная передача должна иметь z_{Σ} меньше значения, удовлетворяющего равенству

(1.14). Коэффициент суммы смещений z_{Σ} такой передачи после выбора α_{ω} , m и z_{Σ} определяется по выражениям: $\alpha = 0,5mz_{\Sigma}$; $\alpha_{\omega} = \arccos(\alpha \cos \alpha / \alpha_{\omega})$; $x_{\Sigma} = (z_{\Sigma} \operatorname{inv} \alpha_{\omega} - \operatorname{inv} \alpha) / (2 \operatorname{tg} \alpha)$.

При необходимости увеличить x_{Σ} при заданном α_{ω} следует уменьшить z_{Σ} . При проектировании передачи заднего хода может иметь место обратная задача – определение межосевого расстояния по заранее выбранным значениям сумм z_{Σ} и z_{Σ} , которая решается в следующем порядке: определяется инволюта угла зацепления $\operatorname{inv} \alpha_{\omega} = 2x_{\Sigma} \operatorname{tg} \alpha / z_{\Sigma} + \operatorname{inv} \alpha$, соответствующее значение α_{ω} находится из таблицы инволют; определяется искомое межосевое расстояние: $\alpha_{\omega} = 0,5mz_{\Sigma} \cos \alpha / \cos \alpha_{\omega}$.

Сумма чисел зубьев в паре (z_{Σ}) в коробках передач находится в следующих пределах: в трехвальных коробках легковых автомобилей – 48 ± 5 ; двухвальных – 52 ± 5 ; трехвальных коробках грузовых автомобилей – 66 ± 9 .

Для выходной пары первой передачи, а также для выходной пары заднего редуктора вального типа многоступенчатой коробки передач при $m = 6$ сумма чисел зубьев уменьшается до 50. Во многих случаях коробка передач имеет близкие или даже одинаковые значения z_{Σ} для нескольких соседних пар зубчатых колес.

В зацеплениях, с помощью которых осуществляется передача заднего хода, сумма чисел зубьев находится в пределах: для коробок передач легковых автомобилей и легких грузовых $z_{\Sigma} = 30-36$ в первом зацеплении и $z_{\Sigma} = 50-54$ – во втором; для коробок передач грузовых автомобилей $z_{\Sigma} = 40-50$ в первом зацеплении и $z_{\Sigma} = 60-70$ – во втором.

Кинематический расчет коробки передач имеет задачей определение для каждой пары сопряженных зубчатых колес чисел зубьев, удовлетворяющих передаточным числам u_1, u_2, \dots (число передач и передаточные числа считаются известными из тягового расчета автомобиля). При расчете используются выбранные выше суммы чисел зубьев z_{Σ} в каждой паре, кинематическая схема коробки передач. Искомые величины: $z_{\text{вщ}}$ – число зубьев ведущего зубчатого колеса пары, $z_{\text{вм}}$ – число зубьев ведомого.

Двухвальные коробки передач на каждой передаче переднего хода передают мощность через одну пару зубчатых колес. Поэтому искомые числа зубьев пары определяются из системы двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} z_{\text{вм}} + z_{\text{вщ}} &= z_{\Sigma}; \\ z_{\text{вм}} / z_{\text{вщ}} &= u. \end{aligned} \right\} \quad (1.15)$$

Трехвальные коробки передач с двумя степенями свободы на каждой передаче, кроме прямой и заднего хода, передают мощность последовательно через две пары зубчатых колес – пару привода промежуточного вала с передаточным числом $u_{\text{п}}$ и выходную пару данной передачи с передаточным числом u_i .

В этом случае задача по подбору чисел зубьев включает также рациональное распределение передаточного числа коробки передач $u_{\text{к.п}} = u_{\text{п}} u_i$. Значение $u_{\text{п}}$

при переходе от одной передачи к другой остается неизменным, изменяются лишь значения u_i . Значение u_n целесообразно определять исходя из заданного передаточного числа первой передачи u_i . При этом должны быть учтены следующие ограничения: ведущая шестерня пары первой передачи $z_{вщ1}$ должна иметь размер, позволяющий выполнить промежуточный вал достаточно жестким; минимальное число зубьев этой шестерни по условию качества зацепления не должно быть менее 12; шестерня первичного вала $z_{вщ.п}$ должна иметь размер, позволяющий выполнить гнездо под передний подшипник вторичного вала требуемой грузоподъемности; внешний диаметр этой шестерни для обеспечения технологичности сборки не должен превышать размер отверстия под подшипник первичного вала, ограничиваемый условием жесткости картера. В то же время рациональным является распределение, при котором большая степень редукции момента осуществляется парой первой передачи, т.е. передаточное число u_{i1} превышает u_n . Для трехвальных коробок передач с типовой компоновкой распределение передаточного числа первой передачи оказывается рациональным как в отношении момента на промежуточном валу, так и в отношении учета перечисленных выше ограничений, если его выполнить на основе выбора числа зубьев ведущей шестерни первой передачи $z_{вщ1}$ (см. рис. 1.1, а) в следующих пределах: для коробки передач легковых автомобилей ($u_1 = 3,5-3,8$) – $z_{вщ1} = 15-17$; коробки передач грузовых автомобилей ($u_1 = 6-8$) – $z_{вщ1} = 12-16$. Меньшие значения $z_{вщ1}$ относятся к коробкам передач с большими значениями u_1 и модуля зубчатых колес первой передачи.

Дальнейшая последовательность расчета:

$$z_{вщ1} = z_{\Sigma 1} - z_{вщ}; \quad u_{i1} = z_{вщ1}; \quad u_n = u_1 / u_{i1}; \quad u_{i2} = u_2 / u_n; \quad u_{i3} = u_3 / u_n; \dots$$

После того как для каждой пары сопряженных зубчатых колес рассчитаны передаточные числа ($u = u_n, u = u_{i1}, u = u_{i2}, u = u_{i3}, \dots$), искомые числа зубьев $z_{вщ}$ и $z_{вм}$ определяются на основе решения системы (1.15).

Числа зубьев округляются до целых значений, затем производится уточнение передаточных чисел. С целью приближения к заданному $u_{к.п}$ можно изменить ранее выбранное значение z_{Σ} , компенсировав это изменение соответствующим смещением или корректировкой угла наклона β .

Кинематический расчет базовой коробки, входящей в состав многоступенчатой коробки передач с тремя степенями свободы, выполняется в рассмотренном выше порядке. Предварительно следует из общего ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки передач выделить собственные передаточные числа базовой коробки (см. рис. 1.12 и пояснения к нему).

Кинематический расчет дополнительного редуктора многоступенчатой коробки передач с тремя степенями свободы начинается с определения передаточного числа его непрямоугольной ступени. Примем индексы I, II, III, ... для номеров передач общего ряда передаточных чисел многоступенчатой коробки передач и 1, 2, 3, ... для номеров передач ряда чисел базовой коробки. Тогда передаточное число непрямоугольной ступени дополнительного редуктора следующее; $u_{р.в} = u_{II}/u_1$ – для повышающего редуктора – делителя (см. рис. 1.11, а); $u_{р.н} = u_I/u_{II}$ – для по-

нижающего делителя; $u_{p.v} = u_{II}/u_1$ – для заднего понижающего редуктора (см. рис. 1.11, б, в, г).

Передаточное число сопряженной пары зубчатых колес делителя – u_d (см. рис. 1.11, а): для делителя повышающего $u_d = u_{p.п}u_{II}$; понижающего $u_d = u_{p.н}u_{II}$, где u_{II} – передаточное число пары привода промежуточного вала базовой коробки.

Передаточное число тихоходной пары заднего понижающего редуктора – u_T (см. рис. 1.11, б): $z_{вщ. T}$ – выбирается; $z_{вм. T} = z_{\Sigma T} = z_{вщ. T}$, $u_T = z_{вм. T} / z_{вщ. T}$.

Передаточное число быстроходной пары заднего понижающего редуктора u_c (см. рис. 1.11, б): $u_c = u_{p.н}/u_{II}$.

Числа зубьев в паре делителя и в быстроходной паре понижающего редуктора определяются на основе решения системы (1.15), в которой следует принимать $u = u_d$ или $u = u_c$ соответственно.

2. СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

2.1 Общие сведения

Синтез планетарной коробки передач заключается в проектировании ее рациональной кинематической схемы по заданным передаточным отношениям и дополнительным условиям. Основные принципы синтеза поясним на конкретном примере.

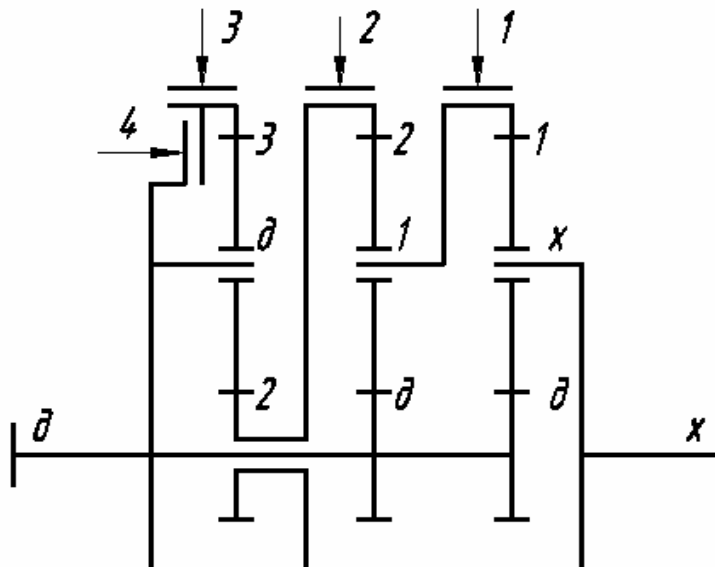


Рис.2.1. Кинематическая схема коробки передач

Планетарная четырехступенчатая коробка передач с двумя степенями свободы (рис. 2.1) состоит из трех однорядных дифференциальных механизмов, одноименные звенья (δ , x , 1, 2 и 3) которых соединены между собой. Кинематическая связь между входным звеном δ и выходным звеном x

осуществляется остановкой одного из тормозных звеньев, которые обозначены номерами включаемых передач. Прямая (четвертая) передача включается фрикционной блокировочной муфтой 4, при этом все звенья коробки вращаются как одно целое.

Синтез начинают с составления дифференциальных механизмов по заданным передаточным отношениям планетарной коробки передач. Так как любые три звена из пяти звеньев (∂ , x , 1, 2 и 3) могут быть связаны дифференциальным механизмом, то количество возможных трехзвенных механизмов равно числу сочетаний из 5 по 3:

$$N_m = C_5^3 = \frac{5!}{3!(5-3)!} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 2} = 10.$$

Поскольку для составления планетарной коробки передач требуются лишь три механизма, то количество возможных схем равно

$$N_k = C_{10}^3 = \frac{10!}{3!7!} = 120.$$

Нетрудно показать, что при синтезе планетарных коробок с пятью и шестью передачами можно составить соответственно 4845 и 324632 схемы. Составление, построение, исследование и сравнение столь большого числа возможных кинематических схем коробки передач с целью выбора рационального варианта является очень трудоемким и длительным процессом. Тем более, что при изменении заданных величин передаточных отношений возможные схемы коробки передач могут быть другими.

Метод синтеза планетарных коробок передач позволяет еще до построения каждой из возможных кинематических схем оценить ее по основным параметрам и исключить схемы, заведомо не отвечающие предъявленным требованиям. Основными критериями, по которым в первую очередь исключаются схемы, являются ограничения на передаточные отношения трехзвенных дифференциальных механизмов и максимальные относительные угловые скорости сателлитов. После этого достаточно построить, исследовать и непосредственно сравнить между собой несколько оставшихся конкурентоспособных схем с целью выбора наилучшей по конструктивным свойствам и коэффициенту полезного действия схемы.

Применяя изложенный метод синтеза планетарных коробок передач с двумя степенями свободы, конструктор уже не удовлетворяется известными схемами и не идет по пути случайных поисков. Он находит новые кинематические схемы, рациональные при заданных технических условиях, с уверенностью в том, что не упустил лучшего варианта планетарной коробки передач.

Например, требуется спроектировать рациональную кинематическую схему соосной четырехступенчатой планетарной коробки передач с двумя степенями свободы. Значения кинематического передаточного отношения $i_{\partial x}$ от входного (движущего) звена ∂ к выходному звену x и коэффициента K_p распределения по передачам расчетного ресурса коробки передач приведены в табл. 2.1. В коробке передач необходимо применить наиболее компактные однорядные дифференциальные механизмы.

Данные для синтеза коробки передач

Номер передачи	1	2	3	4
$i_{\partial x}$	4	0,75	-3	1
K_p	0,25	0,35	0,1	0,3

Абсолютная величина кинематического передаточного отношения $i_{СК}^{(B)}$ от солнечной шестерни к коронному зубчатому колесу при неподвижном водиле в дифференциальных механизмах должна находиться в пределах

$$\frac{4}{3} \leq |i_{СК}^{(B)}| \leq 4.$$

Максимальная угловая скорость сателлитов относительно водила не должна превышать угловую скорость входного звена более чем в три раза, то есть

$$|\omega_{cm}| \leq 3\omega_{\partial}.$$

Кинематические схемы конкурентоспособных планетарных коробок передач следует оценить по критериям:

- а) простота кинематической схемы;
- б) небольшой вращающий момент, передаваемый фрикционной блокировочной муфтой;
- в) высокий коэффициент полезного действия.

2.2 Построение графика угловых скоростей звеньев

Построение графика угловых скоростей звеньев в координатах (ω_x, ω_j) начинаем с нанесения масштабной (единичной) точке e , которая определяет масштабы на осях координат (рис. 2.2).

Между угловыми скоростями звеньев планетарная четырехступенчатая коробка передач устанавливает связи, эквивалентные системе уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\partial} - i_{\partial x}^{(1)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(1)}) \omega_1 &= 0; \\ \omega_{\partial} - i_{\partial x}^{(2)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(2)}) \omega_2 &= 0; \\ \omega_{\partial} - i_{\partial x}^{(3)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(3)}) \omega_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

За единицу изменения угловых скоростей принимаем угловую скорость входного звена $\omega_{\partial} = 1$.

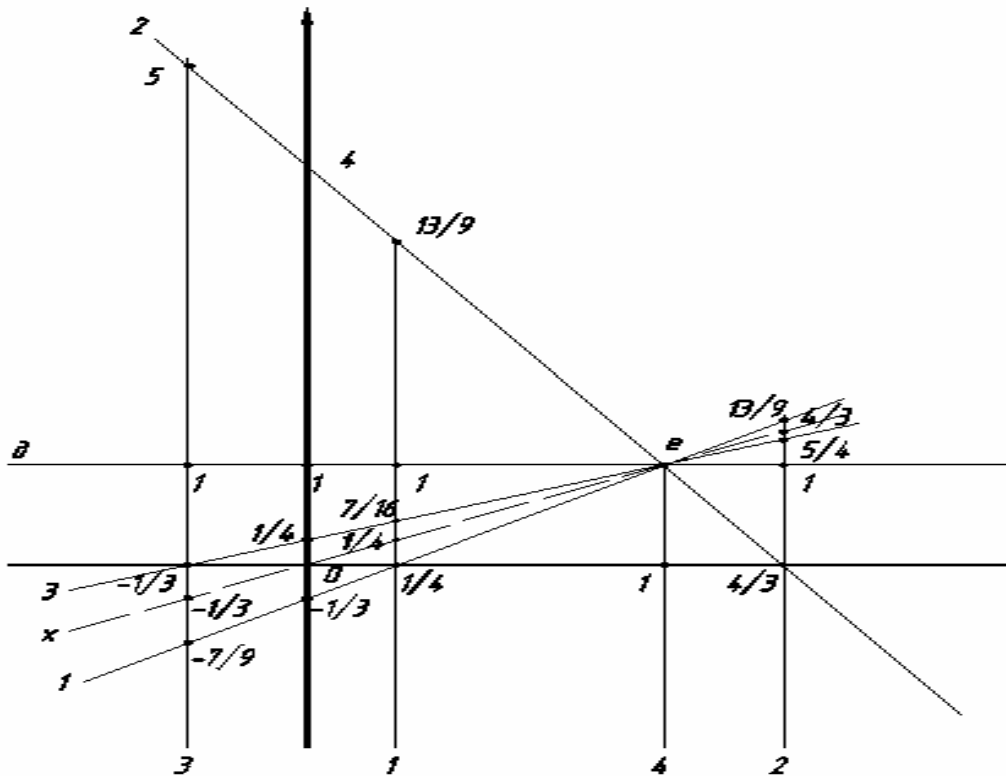


Рис. 2.2. График угловых скоростей звеньев

Тогда система уравнений (2.1) принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} 1 - i_{\partial x}^{(1)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(1)}) \omega_1 &= 0; \\ 1 - i_{\partial x}^{(2)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(2)}) \omega_2 &= 0; \\ 1 - i_{\partial x}^{(3)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(3)}) \omega_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

В координатах (ω_x, ω_j) уравнения (2.2) определяют прямые линии, каждую из которых можно построить по двум точкам. Масштабная точка e является общей точкой для всех прямых, так как при включении прямой передачи с помощью блокировочной муфты все звенья вращаются как одно целое и, следовательно, угловые скорости всех звеньев равны единице.

Координаты второй точки для каждой прямой линии получаем из уравнений (2.2), например, $\omega_x = 1/i_{\partial x}^{(1)}$ при $\omega_1 = 0$. После определения угловой скорости выходного звена на каждой включенной передаче:

номер передачи 1	2	3
ω_x 1/4	4/3	-1/3,

полученный ряд ее значений отмечаем на оси $0\omega_x$. Через отмеченные точки и масштабную точку e проводим прямые линии, служащие графиками изменения угловых скоростей тормозных звеньев 1, 2 и 3.

Постоянную угловую скорость входного звена ∂ изображаем прямой, проходящей через точку e параллельно оси $0\omega_x$. График изменения угловой скорости выходного звена x в масштабе оси ординат наносим штриховой прямой линией, проходящей через начало координат 0 и точку e .

Далее через отмеченные на оси 0_{ω_x} , точки проводим прямые линии, параллельные оси 0_{ω_j} , и обозначаем номера передач. Значения угловых скоростей звеньев на каждой включенной передаче и при холостом ходе ($\omega_x = 0$) находим из подобия соответствующих треугольников на графике и наносим их значения в виде простых дробей.

Проверку выполняем (табл. 2.2) по относительным угловым скоростям звеньев, величина которых равна разности ординат между соседними прямыми линиями на графике. При правильных результатах значения относительных угловых скоростей в строке должны быть равны произведению значений первой строки на общий множитель.

Таблица 2.2

Проверка значений угловых скоростей звеньев

Относительная угловая скорость	Значения скоростей на передаче				Общий множитель
	3	Холостой ход	1	2	
$\omega_{2\partial} = \omega_2 - \omega_{\partial}$	4	3	9/4	-1	-
$\omega_{\partial 3} = \omega_{\partial} - \omega_3$	1	3/4	9/16	-1/4	1/4
$\omega_{3x} = \omega_3 - \omega_x$	1/3	1/4	3/16	-1/12	1/12
$\omega_{x1} = \omega_x - \omega_1$	4/9	1/3	1/4	-1/9	1/9

2.3. Отбор дифференциальных механизмов

Количество трехзвенных дифференциальных механизмов, которые можно составить из пяти звеньев (∂ , x , 1, 2 и 3), определяем как число сочетаний из 5 по 3,

$$N_M = C_5^3 = \frac{5!}{3!(5-3)!} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 5}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 2} = 10.$$

Возможные 10 сочетаний звеньев в дифференциальных механизмах записываем в табл. 2.3.

Чтобы получить наиболее компактный однорядный дифференциальный механизма, водилом необходимо выбрать звено, линия которого на рис. 2.1 находится между линиями двух других звеньев. При этом линия солнечной шестерни на графике отстоит от линии водила дальше, чем линия коронного колеса. Обозначение однорядного дифференциального механизма составляем из обозначений звеньев в последовательности: обозначения солнечной шестерни, водила сателлитов, коронного зубчатого колеса. Например, однорядный дифференциальный механизм, составленный из звеньев ∂ , x , 2 (см. рис. 2.1) следует обозначить $2\partial x$.

Передаточное отношение от солнечной шестерни к коронному зубчатому колесу при неподвижном водиле в каждом дифференциальном механизме определяем по рис. 2.1. Для чего на одной из передач или при холостом ходе на-

ходим отношение длины отрезка ординаты \overline{BC} от линии водила до линии солнечной шестерни к длине отрезка ординаты \overline{BK} от линии водила до линии коронного зубчатого колеса, с учетом знака,

$$i_{CK}^{(B)} = \frac{\overline{BC}}{\overline{BK}}.$$

Таблица 2.3

Расчет передаточных отношений в дифференциальных механизмах

Номер механизма	Звенья механизма	Обозначение механизма	$i_{CK}^{(B)} = \frac{\overline{BC}}{\overline{BK}}$	Условие исключения механизма
1	$\partial, x, 1$	$\partial x 1$	$i_{\partial 1}^{(x)} = \frac{\overline{x\partial}}{\overline{x1}} = \frac{1}{-\frac{1}{3}} = -3$	
2	$\partial, x, 2$	$2 \partial x$	$i_{2x}^{(\partial)} = \frac{\overline{\partial 2}}{\overline{\partial x}} = \frac{3}{-1} = -3$	
3	$\partial, x, 3$	$\partial 3 x$	$i_{\partial x}^{(3)} = \frac{\overline{3\partial}}{\overline{3x}} = \frac{3}{-\frac{1}{3}} = -3$	
4	$\partial, 1, 2$	$2 \partial 1$	$i_{21}^{(\partial)} = \frac{\overline{\partial 2}}{\overline{\partial 1}} = \frac{9}{-1} = -9$	
5	$\partial, 1, 3$	$\partial 3 1$	$i_{\partial 1}^{(3)} = \frac{\overline{3\partial}}{\overline{31}} = \frac{1}{-\frac{9}{7}} = -\frac{7}{9}$	$ i_{\partial 1}^{(3)} < \frac{4}{3}$
6	$\partial, 2, 3$	$2 \partial 3$	$i_{23}^{(\partial)} = \frac{\overline{\partial 2}}{\overline{\partial 3}} = \frac{4}{-1} = -4$	
7	$x, 1, 2$	$2 x 1$	$i_{21}^{(x)} = \frac{\overline{x2}}{\overline{x1}} = \frac{4}{-\frac{1}{3}} = -12$	$ i_{21}^{(x)} > 4$
8	$x, 1, 3$	$1 x 3$	$i_{13}^{(x)} = \frac{\overline{x1}}{\overline{x3}} = \frac{-\frac{1}{3}}{\frac{1}{4}} = -\frac{4}{3}$	
9	$x, 2, 3$	$2 3 x$	$i_{2x}^{(3)} = \frac{\overline{32}}{\overline{3x}} = \frac{5}{-\frac{1}{3}} = -15$	$ i_{2x}^{(3)} > 4$
10	$1, 2, 3$	$2 3 1$	$i_{21}^{(3)} = \frac{\overline{32}}{\overline{31}} = \frac{5}{-\frac{7}{9}} = -\frac{45}{7}$	$ i_{21}^{(3)} > 4$

Исключаем механизмы № 5, 7, 9 и 10, в которых абсолютная величина кинематического передаточного отношения не находится в заданных пределах $4/3 \leq |i_{CK}^{(B)}| \leq 4$.

В остальных дифференциальных механизмах определяем (табл. 2.4) наибольшие значения угловых скоростей сателлитов относительно водила

$$\omega_{cm.max} = \frac{2(\omega_c - \omega_B)_{max}}{1 + i_{CK}^{(B)}},$$

притом легко заметить (см. рис. 2.1), что угловые скорости солнечной шестерни ω_C и водила ω_B в каждом дифференциальном механизме достигают наибольшего значения на 3-й передаче.

Таблица 2.4

Расчет относительных угловых скоростей сателлитов

Номер механизма	Обозначение механизма	$\omega_{cm.max} = \frac{2(\omega_c - \omega_B)_{max}}{1 + i_{CK}^{(B)}}$	Условие исключения механизма
1	$\partial x1$	$\frac{2(\omega_\partial - \omega_x)_{max}}{1 + i_{\partial 1}^{(x)}} = \frac{2(1 + \frac{1}{3})}{1 - 3} = -1,33$	
2	$2 \partial x$	$\frac{2(\omega_2 - \omega_\partial)_{max}}{1 + i_{2x}^{(\partial)}} = \frac{2(5 - 1)}{1 - 3} = -4$	$ \omega_{cm.max} > 3$
3	$\partial 3 x$	$\frac{2(\omega_\partial - \omega_3)_{max}}{1 + i_{\partial x}^{(3)}} = \frac{2(1 - 0)}{1 - 3} = -1$	
4	$2 \partial 1$	$\frac{2(\omega_2 - \omega_\partial)_{max}}{1 + i_{21}^{(\partial)}} = \frac{2(5 - 1)}{1 - \frac{9}{4}} = -6,4$	$ \omega_{cm.max} > 3$
6	$2 \partial 3$	$\frac{2(\omega_2 - \omega_\partial)_{max}}{1 + i_{23}^{(\partial)}} = \frac{2(5 - 1)}{1 - 4} = -2,67$	
8	$1 x 3$	$\frac{2(\omega_1 - \omega_x)_{max}}{1 + i_{13}^{(x)}} = \frac{2(-\frac{7}{9} + \frac{1}{3})}{1 - \frac{4}{3}} = -2,67$	

Исключаем механизмы № 2 и 4, в которых угловые скорости сателлитов относительно водила больше допускаемого значения 3. Таким образом, для составления планетарных коробок передач остаются 4 дифференциальных механизма № 1, 3, 6 и 8.

2.4. Составление планетарных коробок передач

В четырехступенчатую планетарную коробку передач входят три дифференциальных механизма, поэтому количество коробок передач, которые можно составить из оставшихся дифференциальных механизмов, равно числу сочетаний из 4 по 3,

$$N_k = C_4^3 = \frac{4!}{3!(4-3)!} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 1} = 4.$$

Эти четыре сочетания дифференциальных механизмов приведены в табл. 2.5, притом обозначения коробок передач составлены из номеров дифференциальных механизмов (см. табл. 2.3) в порядке их увеличения.

Таблица 2.5

Планетарные коробки передач

Обозначение коробки передач	Механизмы коробки передач	Условие исключения коробки передач
1, 3, 6	$\partial \times 1, \partial 3 \times, 2 \partial 3$	
1, 3, 8	$\partial \times 1, \partial 3 \times, 1 \times 3$	Не входит звено 2
1, 6, 8	$\partial \times 1, 2 \partial 3, 1 \times 3$	
3, 6, 8	$\partial 3 \times, 2 \partial 3, 1 \times 3$	

В планетарную коробку передач должны входить все пять звеньев: ∂ , x , 1, 2 и 3. В этой связи исключаем коробку передач под № 1, 3, 8, в состав которой не входит звено 2. Так что для построения кинематических схем остаются пригодными лишь три коробки передач под номерами: 1, 3, 6; 1, 6, 8; 3, 6, 8.

Примечание. При синтезе более сложных планетарных коробок передач следует также исключить те коробки, в которых два звена входят лишь в один дифференциальный механизм.

2.5. Построение кинематических схем планетарных коробок передач

При построении кинематической схемы планетарной коробки передач одноименные звенья (∂ , x , 1, 2 и 3) дифференциальных механизмов должны соединяться без взаимных пересечений, и все звенья должны быть доступны снаружи. Однако не из всех сочетаний дифференциальных механизмов можно построить кинематическую схему планетарной коробки передач.

Возможность построения кинематической схемы планетарной коробки передач легко проверить с помощью символической схемы, в которой каждый однорядный дифференциальный механизм изображается отрезком прямой и двумя стрелками с обеих сторон (рис. 2.3).

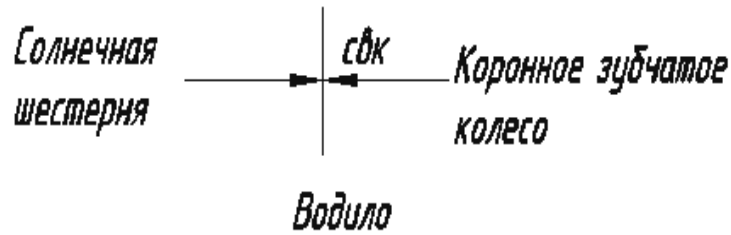


Рис. 2.3. Символическое изображение дифференциального механизма

Если символическая схема коробки передач построилась без взаимного пересечения звеньев и притом выходы звеньев ∂ и x не отделены друг от друга выходами тормозных звеньев, то кинематическая схема может быть построена при любом порядке расположения дифференциальных механизмов.

Творческие поиски наиболее простой схемы соединения одноименных звеньев дифференциальных механизмов, изменяя их расположение, можно упростить с помощью эскизных схем. По эскизной схеме уже нетрудно построить кинематическую схему планетарной коробки передач.

2.5.1. Построение кинематической схемы № 1, 3, 6

В планетарную коробку передач № 1, 3, 6 входят дифференциальные механизмы: $\partial x1$, $\partial 3x$, $2\partial 3$. Для выяснения принципиальной возможности построения кинематической схемы планетарной коробки передач строим ее символическую схему (рис. 2.4).

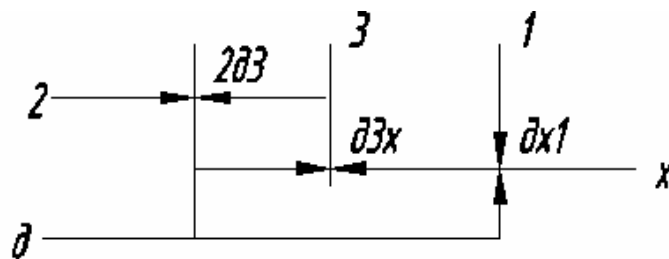


Рис. 2.4. Символическая схема коробки № 1, 3, 6

Символическая схема построилась, так как нет взаимного пересечения одноименных звеньев, все звенья доступны снаружи и внешние выходы звеньев ∂ и x расположены рядом.

Правильное соединение одноименных звеньев дифференциальных механизмов находим с помощью эскизной схемы планетарной коробки передач (рис. 2.5).

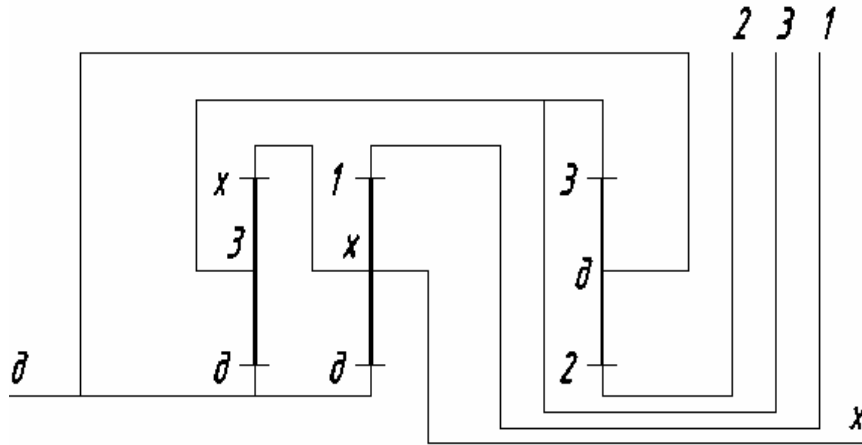


Рис. 2.5. Эскизная схема коробки передач № 1, 3, 6

По эскизной схеме строим кинематическую схему планетарной коробки передач (рис. 2.6), в которой блокировочная муфта 4 может соединять два любых звена. Однако вращающий момент, передаваемый блокировочной муфтой, будет тем меньше, чем, больше угол между линиями угловых скоростей (см. рис. 2.2) соединяемых муфтой звеньев.

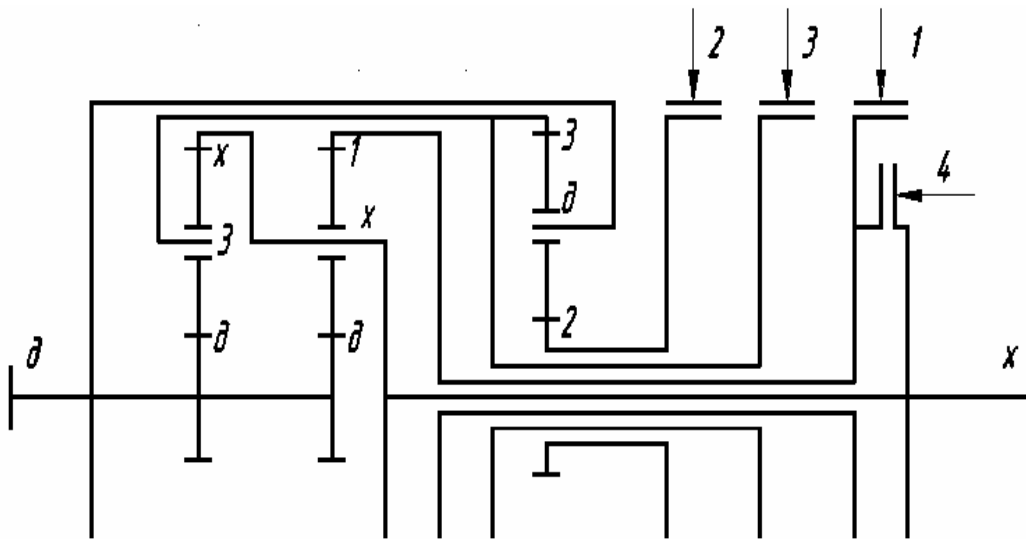


Рис. 2.6. Кинематическая схема коробки передач 1, 3, 6

Кинематическая схема коробки передач получилась очень сложной и потому не может быть рекомендована для дальнейшей разработки. Изменяя порядок расположения дифференциальных механизмов, находим самую простую эскизную схему (рис. 2.7) и строим соответствующую ей кинематическую схему (рис. 2.8.) коробки передач.

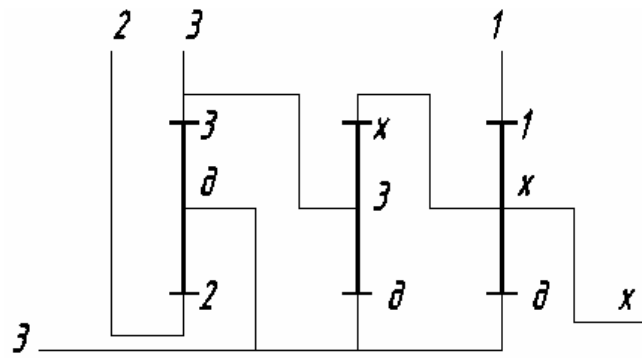


Рис. 2.7. Эскизная схема коробки передач № 1, 3, 6

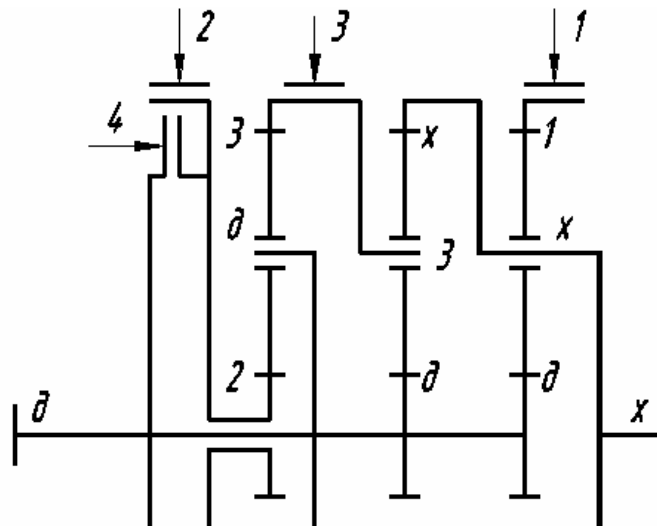


Рис. 2.8. Кинематическая схема коробки передач № 1, 3, 6

2.5.2. Построение кинематической схемы № 1, 6, 8

В планетарную коробку передач № 1, 6, 8 входят дифференциальные механизмы: ∂x_1 , $2\partial_3$, $1x_3$.

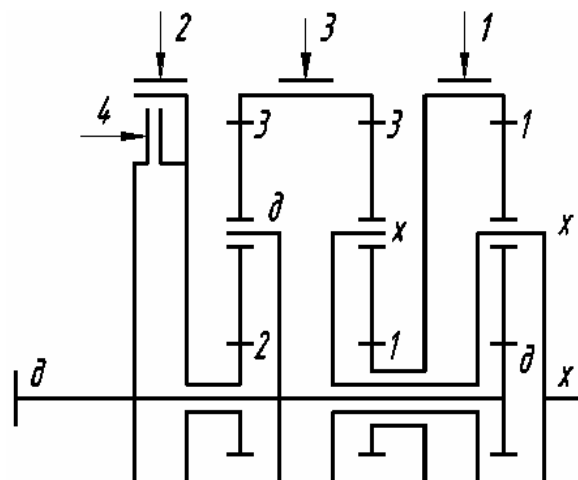


Рис. 2.9. Кинематическая схема коробки передач № 1, 6, 8

6.5.3. Построение кинематической схемы № 3, 6, 8

В планетарную коробку передач № 3, 6, 8 входят дифференциальные механизмы: $\partial 3x$, $2\partial 3$, $1x3$.

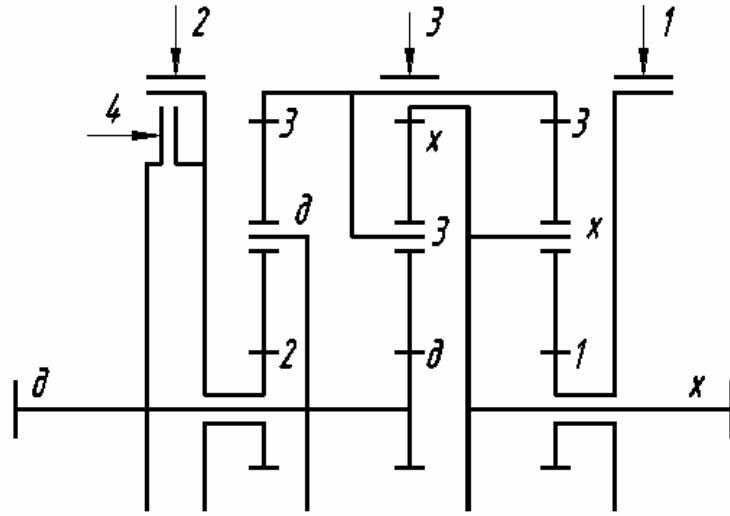


Рис. 2.10. Кинематическая схема коробки передач № 3, 6, 8

2.6. Расчет чисел зубьев колес в дифференциальных уравнениях

В дифференциальных механизмах соосных коробок передач применяются зубчатые колеса без смещения с коэффициентом высоты головки $h_\alpha^* = 0,8$, у которых наименьшее число зубьев без подрезания ножки равняется $Z_{\min} = 14$. Количество сателлитов в одном дифференциальном механизме обычно равно трем и реже, при необходимости снизить числа зубьев колес, применяют $K > 3$.

Число зубьев колес определяют по значению кинематического передаточного отношения $i_{CK}^{(B)}$ однорядного дифференциального механизма из условий соосности звеньев и равных углов между сателлитами по формулам:

$$\text{для солнечной шестерни } Z_C = \frac{K}{1 - i_{CK}^{(B)}} n;$$

$$\text{для сателлитов } Z_{cm} = \frac{-i_{CK}^{(B)} - 1}{2} z_C;$$

$$\text{для коронного колеса } Z_K = -i_{CK}^{(B)} z_C,$$

где n – наименьшее целое число, при котором $Z_{\min} \geq 14$.

Если число сателлитов больше 4-х, то необходимо проверить условие обеспечения минимального зазора между вершинами зубьев соседних сателлитов

$$\frac{Z_{cm} + 3}{Z_C + Z_{cm}} \leq \sin \frac{\pi}{K}.$$

2.6.1. Расчет чисел зубьев колес механизмов № 1 и 3

Для дифференциального механизма с $i_{CK}^{(B)} = -3$ и $K = 3$ определяем числа зубьев:

солнечной шестерни $Z_C = \frac{K}{1 - i_{CK}^{(B)}} n = \frac{3}{1 + 3} n = \frac{3}{4} n;$

сателлитов $Z_{cm} = \frac{-i_{CK}^{(B)} - 1}{2} Z_C = \frac{3 - 1}{2} \cdot \frac{3}{4} n = \frac{3}{4} n;$

и кронного колеса $Z_K = -i_{CK}^{(B)} Z_C = 3 \frac{3}{4} n = \frac{9}{4} n;$

принимая после подбора $n = 20$, получаем:

$$Z_C = \frac{3}{4} 20 = 15; \quad Z_{cm} = \frac{3}{4} 20 = 15; \quad Z_K = \frac{9}{4} 20 = 45.$$

2.6.2. Расчет чисел зубьев колес механизма № 6

Числа зубьев колес дифференциального механизма с $i_{CK}^{(B)} = -4$ и $K = 3$ находим из условий:

$$Z_C = \frac{K}{1 - i_{CK}^{(B)}} n = \frac{3}{1 + 4} n = \frac{3}{5} n; \quad Z_{cm} = \frac{-i_{CK}^{(B)} - 1}{2} Z_C = \frac{4 - 1}{2} \cdot \frac{3}{5} n = \frac{9}{10} n;$$

$$Z_K = -i_{CK}^{(B)} Z_C = 4 \frac{3}{5} n = \frac{12}{5} n;$$

принимая после подбора $n = 30$, получаем:

$$Z_C = \frac{3}{5} 30 = 18; \quad Z_{cm} = \frac{9}{10} 30 = 27; \quad Z_K = \frac{12}{5} 30 = 72.$$

2.6.3. Расчет чисел зубьев колес механизмов № 8

Числа зубьев колес дифференциального механизма с $i_{CK}^{(B)} = -4/3$ и $K = 4$ находим из условий:

$$Z_C = \frac{K}{1 - i_{CK}^{(B)}} n = \frac{4}{1 + \frac{4}{3}} n = \frac{12}{7} n; \quad Z_{cm} = \frac{-i_{CK}^{(B)} - 1}{2} Z_C = \frac{\frac{4}{3} - 1}{2} \cdot \frac{12}{7} n = \frac{2}{7} n;$$

$$Z_K = -i_{CK}^{(B)} Z_C = \frac{4}{3} \cdot \frac{12}{7} n = \frac{16}{7} n;$$

принимая после подбора $n = 49$, получаем:

$$Z_C = \frac{12}{7} 49 = 84; \quad Z_{cm} = \frac{2}{7} 49 = 14; \quad Z_K = \frac{16}{7} 49 = 112.$$

2.6.4. Геометрические параметры механизмов

Результаты расчета чисел зубьев колес дифференциальных механизмов сводим в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Числа зубьев колес и число сателлитов в механизмах

№ механизма	$i_{СК}^{(B)}$	Z_C	Z_{cm}	Z_K
1	-3	15	15	45
3	-3	15	15	45
6	-4	18	27	72
8	-4/3	84	14	112

Примечание. Число сателлитов и числа зубьев колес в дифференциальных механизмах принимают окончательно при конструировании планетарной коробки передач.

2.7. Определение моментов, приложенных к тормозным звеньям

Если не учитывать потери в дифференциальных механизмах, то моменты, приложенные к тормозным звеньям, не зависят от схемы планетарной коробки передач. И поэтому при включенной j -й передаче к тормозному звену будет приложен момент, равный

$$T_j = (i_{\partial x}^{(j)} - 1)T_{\partial},$$

где T_{∂} – вращающий момент, действующий на входное звено; $i_{\partial x}^{(j)}$ – кинематическое передаточное отношение коробки передач.

Тогда для проектируемой коробки передач тормозные моменты следующие:

$$\begin{aligned} T_1 &= (i_{\partial x}^{(1)} - 1)T_{\partial} = (4 - 1)T_{\partial} = 3T_{\partial}; \\ T_2 &= (i_{\partial x}^{(2)} - 1)T_{\partial} = (0,75 - 1)T_{\partial} = -0,25T_{\partial}; \\ T_3 &= (i_{\partial x}^{(3)} - 1)T_{\partial} = (-3 - 1)T_{\partial} = -4T_{\partial}. \end{aligned}$$

2.8. Определение момента, передаваемого блокировочной муфтой

Пусть блокировочная муфта установлена между соосными звеньями p и q планетарной коробки передач. Тогда вращающий момент, передаваемый муфтой на прямой передаче от звена p к звену q , равен

$$T_{pq} = \frac{T_{\partial} \omega_{\partial}}{(\omega_p - \omega_q)|_{\omega_x=0}},$$

где ω_p и ω_q – угловые скорости звеньев **p** и **q** при неподвижном выходном звене ($\omega_x=0$) коробки передач.

В планетарных коробках передач 1, 3, 6; 1, 6, 8 и 3, 6, 8 блокировочная муфта 4 передает от входного звена δ к звену 2 вращающий момент

$$T_{\delta 2} = \frac{T_{\delta} \omega_{\delta}}{(\omega_{\delta} - \omega_2) \Big|_{\omega_x=0}} = \frac{T_{\delta} \cdot 1}{1 - 4} = -\frac{1}{3} T_{\delta},$$

где $\omega_2 = 4$ находим по графику (см. рис. 2.2) при $\omega_x = 0$, помня, что на всех режимах $\omega_{\delta} = 1$.

2.9. Определение коэффициента полезного действия

КПД планетарной коробки передач $\eta_{\delta x}$ равен частному от деления силового передаточного отношения $\tilde{i}_{\delta x}$ на кинематическое передаточное отношение от входного к выходному звену $i_{\delta x}$. Кинематическое передаточное отношение коробки передач выражается рациональной функцией от кинематических передаточных отношений $i_{СК}^{(B)}$ дифференциальных механизмов. Силовое передаточное отношение коробки передач выражается той же функцией от силовых передаточных отношений $\tilde{i}_{СК}^{(B)}$ дифференциальных механизмов.

Силовое передаточное отношение каждого дифференциального механизма определяется по формуле

$$\tilde{i}_{СК}^{(B)} = i_{СК}^{(B)} \eta^{S_{СК}^{(B)}},$$

в которой КПД однорядного дифференциального механизма с неподвижным водилом рекомендуется принимать равным $\eta = 0,97$, а показатель степени $S_{СК}^{(B)}$ может иметь значение +1 либо –1. Значение показателя степени легко находится с помощью формулы для кинематического передаточного отношения коробки передач: если при уменьшении абсолютного значения передаточного отношения $\left| i_{СК}^{(B)} \right|$ дифференциального механизма уменьшается абсолютная величина кинематического передаточного отношения $\left| i_{\delta x} \right|$ коробки передач, то $S_{СК}^{(B)} = +1$; в противном случае $S_{СК}^{(B)} = -1$.

2.9.1. КПД коробки передач № 1, 3, 6

Дифференциальные механизмы, составляющие коробку передач, приведены в табл. 2.7.

Характеристика дифференциальных механизмов

№ механизма	Обозначение	$i_{СК}^{(B)}$	Уравнение кинематической связи между звеньями
1	∂x_1	$i_{\partial 1}^{(x)} = -3$	$\omega_{\partial} - i_{\partial 1}^{(x)} \omega_1 - (1 - i_{\partial 1}^{(x)}) \omega_x = 0$ (1)
3	$\partial 3x$	$i_{\partial x}^{(3)} = -3$	$\omega_{\partial} - i_{\partial x}^{(3)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(3)}) \omega_3 = 0$ (3)
6	$2\partial 3$	$i_{23}^{(\partial)} = -4$	$\omega_2 - i_{23}^{(\partial)} \omega_3 - (1 - i_{23}^{(\partial)}) \omega_{\partial} = 0$ (6)

КПД коробки на 1-й передаче

Первая передача осуществляется включением тормоза 1. При $\omega_1=0$ из уравнения (1) находим кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(1)} = 1 - \frac{(x)}{\partial 1} = 1 + 3 = 4,$$

получая заданное значение (см. табл. 2.1).

Силовое передаточное отношение выражается той же функцией, в которой кинематическое передаточное отношение дифференциального механизма заменено его силовым передаточным отношением

$$\tilde{i}_{\partial x}^{(1)} = 1 - i_{\partial 1}^{(x)} \eta^{s_{\partial 1}^{(x)}}.$$

Легко видеть, что с уменьшением абсолютного значения $\left| i_{\partial 1}^{(x)} \right|$ величина $\left| \tilde{i}_{\partial x}^{(1)} \right|$ тоже уменьшается, следовательно, $s_{\partial 1}^{(x)} = +1$.

Таким образом, КПД коробки на первой передаче равен

$$\eta_{\partial x}^{(1)} = \frac{\tilde{i}_{\partial x}^{(1)}}{i_{\partial x}^{(1)}} = \frac{1 - i_{\partial 1}^{(x)} \eta}{i_{\partial x}^{(1)}} = \frac{1 + 3 \cdot 0,97}{4} = 0,9775.$$

КПД коробки на 2-й передаче

Вторая передача получается при включении тормоза 2. Полагая в уравнении (6) $\omega_2 = 0$, получаем

$$\omega_3 = - \frac{1 - i_{23}^{(\partial)}}{i_{23}^{(\partial)}} \omega_{\partial},$$

подставляем в уравнение (3)

$$\left[1 + \frac{(1 - i_{\partial x}^{(3)})(1 - i_{23}^{(\partial)})}{i_{23}^{(\partial)}} \right] \omega_{\partial} = i_{\partial x}^{(3)} \omega_x,$$

откуда находим кинематическое передаточное отношение коробки передач которое равно заданному значению.

$$i_{\partial x}^{(2)} = \frac{i_{\partial x}^{(3)} i_{23}^{(\partial)}}{i_{23}^{(\partial)} + (1 - i_{\partial x}^{(3)})(1 - i_{23}^{(\partial)})} = \frac{-3(-4)}{-4 + (1 + 3)(1 + 4)} = 0,75.$$

Силовое передаточное отношение выражается той же функцией

$$\tilde{i}_{\partial x}^{(2)} = \frac{i_{\partial x}^{(3)} \eta^{s_{\partial x}^{(3)}} i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}}}{i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}} + (1 - i_{\partial x}^{(3)} \eta^{s_{\partial x}^{(3)}})(1 - i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}})}.$$

В полученном выражении имеются два неизвестных значения показателей степени при η . Их значения находим отдельно, используя формулу для кинематического передаточного отношения коробки передач. С уменьшением $\left| i_{\partial x}^{(3)} \right|$ абсолютная величина

$$\left| i_{\partial x}^{(2)} \right| = \left| \frac{-2,9(-4)}{-4 + (1 + 2,9)(1 + 4)} \right| = 0,748,$$

уменьшается, следовательно, $s_{\partial x}^{(3)} = +1$.

В свою очередь, с уменьшением $\left| i_{23}^{(\partial)} \right|$ абсолютная величина тоже уменьшается, значит $s_{23}^{(\partial)} = +1$.

Таким образом, КПД коробки на второй передаче равен

$$\begin{aligned} \eta_{\partial x}^{(2)} &= \frac{\tilde{i}_{\partial x}^{(2)}}{i_{\partial x}^{(2)}} = \frac{i_{\partial x}^{(3)} i_{23}^{(\partial)} \eta^2}{i_{\partial x}^{(2)} [i_{23}^{(\partial)} \eta + (1 - i_{\partial x}^{(3)} \eta)(1 - i_{23}^{(\partial)} \eta)]} = \\ &= \frac{-3(-4)0,97^2}{0,75[-4 \cdot 0,97 + (1 + 3 \cdot 0,97)(1 + 4 \cdot 0,97)]} = 0,994. \end{aligned}$$

КПД коробки на 3-й передаче

Для включения третьей передачи нужно затормозить звено 3. При $\omega_3 = 0$ из уравнения (3) находим кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(3)} = \frac{\omega_d}{\omega_x} \Big|_{\omega_3=0} = i_{\partial x}^{(3)} = -3,$$

которое равно заданному значению.

Так как на третьей передаче механическая энергия от входного звена к выходному передается одним планетарным механизмом с неподвижным водилом, то КПД коробки передач равен $\eta_{\partial x}^{(3)} = \eta = 0,97$.

Эквивалентный КПД коробки передач

Эквивалентный КПД коробки передач определяем по значениям КПД (на прямой передаче $\eta_{\partial x}^{(4)} = 1$ и коэффициента K_p распределения по передачам расчетного ресурса (см. п. 2.1):

$$\begin{aligned} \eta_E &= K_p^{(1)} \eta_{\partial x}^{(1)} + K_p^{(2)} \eta_{\partial x}^{(2)} + K_p^{(3)} \eta_{\partial x}^{(3)} + K_p^{(4)} \eta_{\partial x}^{(4)} = \\ &= 0,25 \cdot 0,9775 + 0,35 \cdot 0,9904 + 0,1 \cdot 0,97 + 0,3 \cdot 1 = 0,988. \end{aligned}$$

2.9.2. КПД коробки передач № 1, 6, 8

Дифференциальные механизмы, составляющие коробку передач, приведены в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Характеристика дифференциальных механизмов

№ механизма	Обозначение	$I_{СК}^{(B)}$	Уравнение кинематической связи между звеньями
1	∂x_1	$I_{\partial 1}^{(x)} = -3$	$\omega_{\partial} - i_{\partial 1}^{(x)} \omega_1 - (1 - i_{\partial 1}^{(x)}) \omega_x = 0 \quad (1)$
6	$2\partial 3$	$I_{23}^{(\partial)} = -4$	$\omega_2 - i_{23}^{(\partial)} \omega_3 - (1 - i_{23}^{(\partial)}) \omega_{\partial} = 0 \quad (6)$
8	$1x3$	$I_{13}^{(x)} = -4/3$	$\omega_1 - i_{13}^{(x)} \omega_3 - (1 - i_{13}^{(x)}) \omega_x = 0 \quad (8)$

КПД коробки на 1-й передаче

Первая передача получается при включении тормоза 1. Полагая в уравнении (1 табл.2.8) $\omega_1 = 0$, находим кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(1)} = 1 - \frac{(x)}{\partial 1} = 1 + 3 = 4.$$

В данном случае (см. п. 2.9.1) КПД на первой передаче равен $\eta_{\partial x}^{(1)} = 0,9775$.

КПД коробки на 2-й передаче

Для включения второй передачи нужно затормозить звено 2. При $\omega_2 = 0$ из уравнения (6 табл.2.8) имеем

$$\omega_3 = -\frac{1 - i_{23}^{(\partial)}}{i_{23}^{(\partial)}} \omega_{\partial},$$

подставляем в уравнение (8 табл.2.8)

$$\omega_1 = -\frac{i_{13}^{(x)}(1 - i_{23}^{(\partial)})}{i_{23}^{(\partial)}} \omega_{\partial} + (1 - i_{13}^{(x)}) \omega_x,$$

затем выражение для ω_1 подставляем в уравнение (1 табл.2.8)

$$\left[1 + \frac{i_{\partial 1}^{(x)} i_{13}^{(x)} (1 - i_{23}^{(\partial)})}{i_{23}^{(\partial)}} \right] \omega_{\partial} = \left[i_{\partial 1}^{(x)} (1 - i_{13}^{(x)}) + (1 - i_{\partial 1}^{(x)}) \right] \omega_x,$$

откуда находим кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(2)} = \frac{(1 - i_{\partial 1}^{(x)}) i_{13}^{(x)} i_{23}^{(\partial)}}{i_{23}^{(\partial)} + i_{\partial 1}^{(x)} i_{13}^{(x)} (1 - i_{23}^{(\partial)})} = \frac{\left[1 + 3\left(-\frac{4}{3}\right) \right] (-4)}{-4 - 3\left(-\frac{4}{3}\right)(1 + 4)} = 0,75,$$

которое равно заданному значению.

Силовое передаточное отношение выражается той же функцией

$$\tilde{i}_{\partial x}^{(2)} = \frac{(1 - i_{\partial 1}^{(x)} \eta^{s_{\partial 1}^{(x)}}) i_{13}^{(x)} \eta^{s_{13}^{(x)}} i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}}}{i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}} + i_{\partial 1}^{(x)} \eta^{s_{\partial 1}^{(x)}} i_{13}^{(x)} \eta^{s_{13}^{(x)}} (1 - i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}})}.$$

В полученном выражении имеются три неизвестных значения показателей степени при η . Их значения находим отдельно, используя формулу для кинематического передаточного отношения коробки передач. С уменьшением $\left| i_{\partial 1}^{(x)} \right|$ абсолютная величина

$$\left| i_{\partial x}^{(2)} \right| = \left| \frac{\left[1 + 2,97\left(-\frac{4}{3}\right) \right] (-4)}{-4 - 2,97\left(-\frac{4}{3}\right)(1 + 4)} \right| = 0,749,$$

уменьшается, поэтому $S_{\partial 1}^{(x)} = +1$.

Точно также, с уменьшением $i_{13}^{(x)}$ абсолютная величина

$$\left| i_{\partial x}^{(2)} \right| = \left| \frac{\left[1 + 3(-1,3) \right] (-4)}{-4 - 3(-1,3)(1 + 4)} \right| = 0,748,$$

уменьшается, значит $S_{13}^{(x)} = +1$.

В свою очередь, с уменьшением $i_{23}^{(\partial)}$ абсолютная величина

$$|i_{\partial x}^{(2)}| = \left| \frac{\left[1 + 3\left(-\frac{4}{3}\right)\right](-3,9)}{-3,9 - 3\left(-\frac{4}{3}\right)(1 + 3,9)} \right| = 0,745,$$

тоже уменьшается, следовательно, $S_{23}^{(\partial)} = +1$.

Таким образом, КПД планетарной коробки на второй передаче равен

$$\begin{aligned} \eta_{\partial x}^{(2)} &= \frac{\tilde{i}_{\partial x}^{(2)}}{i_{\partial x}^{(2)}} = \frac{(1 - i_{\partial 1}^{(x)} i_{13}^{(x)} \eta^2) i_{23}^{(\partial)}}{i_{\partial x}^{(2)} [i_{23}^{(\partial)} + i_{\partial 1}^{(x)} i_{13}^{(x)} \eta (1 - i_{23}^{(\partial)} \eta)]} = \\ &= \frac{\left[1 + 3\left(-\frac{4}{3}\right)0,97^2\right](-4)}{0,75 \left[-4 - 3\left(-\frac{4}{3}\right)0,97(1 + 4 \cdot 0,97)\right]} = 0,9869. \end{aligned}$$

КПД коробки на 3-й передаче

Третья передача осуществляется включением тормоза 3. Полагая $\omega_3 = 0$, из уравнения (8) значение

$$\omega_1 = (1 - i_{13}^{(x)}) \omega_x$$

подставляем в уравнение (1)

$$\omega_{\partial} = [i_{\partial 1}^{(x)} (1 - i_{13}^{(x)}) + (1 - i_{\partial 1}^{(x)})] \omega_x,$$

откуда находим кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(3)} = 1 - i_{\partial 1}^{(x)} i_{13}^{(x)} = 1 + 3\left(-\frac{4}{3}\right) = -3,$$

которое равно заданному значению.

Силовое передаточное отношение выражается той же функцией

$$\tilde{i}_{\partial x}^{(3)} = 1 - i_{\partial 1}^{(x)} \eta^{s_{\partial 1}^{(x)}} i_{13}^{(x)} \eta^{s_{13}^{(x)}}.$$

Легко видеть, что с уменьшением как $|i_{\partial 1}^{(3)}|$, так и $|i_{13}^{(x)}|$ величина $|i_{\partial x}^{(3)}|$ тоже уменьшается. Следовательно, показатели степени при η имеют значения $S_{\partial 1}^{(x)} = +1$ и $S_{13}^{(x)} = +1$.

Таким образом, КПД коробки на третьей передаче равен

$$\eta_{\partial x}^{(3)} = \frac{\tilde{i}_{\partial x}^{(3)}}{i_{\partial x}^{(3)}} = \frac{1 - i_{\partial 1}^{(x)} i_{13}^{(x)} \eta^2}{i_{\partial x}^{(3)}} = \frac{1 + 3\left(-\frac{4}{3}\right)0,97^2}{-3} = 0,9212.$$

Эквивалентный КПД коробки передач

Величину эквивалентного КПД планетарной коробки передач легко вычислить, располагая заданными значениями коэффициента K_p распределения по передачам расчетного ресурса (см. п. 2.1) и значениями КПД на каждой передаче. Четвертая (прямая) передача включается фрикционной блокировочной муфтой 4, при этом все звенья коробки вращаются как одно целое, следовательно, $\eta_{\partial x}^{(4)} = 1$. Тогда эквивалентный КПД коробки передач равен

$$\begin{aligned}\eta_E &= K_p^{(1)} \eta_{\partial x}^{(1)} + K_p^{(2)} \eta_{\partial x}^{(2)} + K_p^{(3)} \eta_{\partial x}^{(3)} + K_p^{(4)} \eta_{\partial x}^{(4)} = \\ &= 0,25 \cdot 0,9775 + 0,35 \cdot 0,9869 + 0,1 \cdot 0,9212 + 0,3 \cdot 1 = 0,982.\end{aligned}$$

2.9.2. КПД коробки передач № 3, 6, 8

Дифференциальные механизмы, составляющие коробку передач, приведены в табл. 2.9.

Таблица 2.9

Характеристика дифференциальных механизмов

№ механизма	Обозначение	$i_{СК}^{(B)}$	Уравнение кинематической связи между звеньями
3	$\partial 3x$	$i_{\partial x}^{(3)} = -3$	$\omega_{\partial} - i_{\partial x}^{(3)} \omega_x - (1 - i_{\partial x}^{(3)}) \omega_3 = 0 \quad (3)$
6	$2\partial 3$	$i_{23}^{(\partial)} = -4$	$\omega_2 - i_{23}^{(\partial)} \omega_3 - (1 - i_{23}^{(\partial)}) \omega_{\partial} = 0 \quad (6)$
8	$1x3$	$i_{13}^{(x)} = 4/3$	$\omega_1 - i_{13}^{(x)} \omega_3 - (1 - i_{13}^{(x)}) \omega_x = 0 \quad (8)$

КПД коробки на 1-й передаче

Первая передача осуществляется включением тормоза 1. Полагая в уравнении 8 (табл.2.9) $\omega_1 = 0$, находим

$$\omega_3 = -\frac{1 - i_{13}^{(x)}}{i_{13}^{(x)}},$$

подставляем в уравнение 3 (табл.2.9)

$$\omega_{\partial} = \left[i_{\partial x}^{(3)} - \frac{(1 - i_{\partial x}^{(3)})(1 - i_{13}^{(x)})}{i_{13}^{(x)}} \right] \omega_x,$$

откуда получаем кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(1)} = \frac{i_{13}^{(x)} + i_{\partial x}^{(3)} - 1}{i_{13}^{(x)}} = \frac{-\frac{4}{3} - 3 - 1}{-\frac{4}{3}} = 4,$$

которое равно заданному значению.

Силовое передаточное отношение выражается той же функцией

$$\tilde{i}_{\partial x}^{(1)} = \frac{i_{13}^{(x)} \eta^{s_{13}^{(x)}} + i_{\partial x}^{(3)} \eta^{s_{\partial x}^{(3)}} - 1}{i_{13}^{(x)} \eta^{s_{13}^{(x)}}}.$$

В полученном выражении имеются два неизвестных значения показателей степени при η . Их значения находим отдельно, используя формулу для кинематического передаточного отношения коробки передач. С уменьшением $|i_{13}^{(x)}|$ абсолютная величина

$$|i_{\partial x}^{(1)}| = \left| \frac{-1,3 - 3 - 1}{-1,3} \right| = 4,08,$$

увеличивается, следовательно, $s_{13}^{(x)} = -1$.

Легко видеть, что с уменьшением $|i_{\partial x}^{(3)}|$ абсолютная величина $|i_{\partial x}^{(1)}|$ уменьшается, значит $s_{\partial x}^{(3)} = +1$.

Тогда формула для силового передаточного отношения принимает вид

$$\tilde{i}_{\partial x}^{(1)} = \frac{i_{13}^{(x)} \eta^{-1} + i_{\partial x}^{(3)} \eta - 1}{i_{13}^{(x)} \eta^{-1}}.$$

Таким образом, КПД коробки на первой передаче равен

$$\eta_{\partial x}^{(1)} = \frac{\tilde{i}_{\partial x}^{(1)}}{i_{\partial x}^{(1)}} = \frac{i_{13}^{(x)} + i_{\partial x}^{(3)} \eta^2 - \eta}{i_{\partial x}^{(1)} i_{13}^{(x)}} = \frac{-\frac{4}{3} - 3 \cdot 0,97^2 - 0,97}{4(-\frac{4}{3})} = 0,9611.$$

КПД коробки на 2-й передаче

Для включения второй передачи нужно затормозить звено 2. При $\omega_2 = 0$ из уравнения 3 (табл.2.9) находим

$$\omega_3 = -\frac{1 - i_{23}^{(\partial)}}{i_{23}^{(\partial)}} \omega_{\partial},$$

подставляем в уравнение (3)

$$\left[1 + \frac{(1 - i_{\partial x}^{(3)})(1 - i_{23}^{(\partial)})}{i_{23}^{(\partial)}} \right] \omega_{\partial} = i_{\partial x}^{(3)} \omega_x,$$

откуда получаем кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(2)} = \frac{i_{\partial x}^{(3)} i_{23}^{(\partial)}}{1 - i_{\partial x}^{(3)} (1 - i_{23}^{(\partial)})} = \frac{-3(-4)}{1 + 3(1 + 4)} = 0,75,$$

которое равно заданному значению.

Силовое передаточное отношение выражается той же функцией

$$\tilde{i}_{\partial x}^{(2)} = \frac{i_{\partial x}^{(3)} \eta^{s_{\partial x}^{(3)}} i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}}}{1 - i_{\partial x}^{(3)} \eta^{s_{\partial x}^{(3)}} (1 - i_{23}^{(\partial)} \eta^{s_{23}^{(\partial)}})}.$$

В полученном выражении имеются два неизвестных значения показателей степени при η . Их значения находим отдельно, используя формулу для кинематического передаточного отношения коробки передач. С уменьшением $\left| i_{\partial x}^{(3)} \right|$ абсолютная величина

$$\left| i_{\partial x}^{(2)} \right| = \left| \frac{-2,9(-4)}{1 + 2,9(1 + 4)} \right| = 0,748,$$

уменьшается, поэтому $s_{23}^{(\partial)} = +1$.

В свою очередь, с уменьшением $\left| i_{23}^{(\partial)} \right|$ абсолютная величина

$$\left| i_{\partial x}^{(2)} \right| = \left| \frac{-3(-3,9)}{1 + 3(1 + 3,9)} \right| = 0,745,$$

тоже уменьшается, значит $s_{23}^{(\partial)} = +1$.

Таким образом, КПД коробки на второй передаче равен

$$\eta_{\partial x}^{(2)} = \frac{i_{\partial x}^{(3)} i_{23}^{(\partial)} \eta^2}{i_{\partial x}^{(2)} [1 - i_{\partial x}^{(3)} \eta (1 - i_{23}^{(\partial)} \eta)]} = \frac{-3(-4)0,97^2}{0,75[1 + 3 \cdot 0,97(1 + 4 \cdot 0,97)]} = 0,9904.$$

КПД коробки на 3-й передаче

Третья передача получается при включении тормоза 3. Полагая в уравнении (3) $\omega_3 = 0$, находим кинематическое передаточное отношение коробки передач

$$i_{\partial x}^{(3)} = \left. \frac{\omega_{\partial}}{\omega_x} \right|_{\omega_3=0} = i_{\partial x}^{(3)} = -3,$$

которое равно заданному значению.

Так как на третьей передаче механическая энергия от входного к выходному звену передается одним планетарным механизмом с неподвижным водилом, то КПД коробки передач равен $\eta_{\partial x}^{(3)} = \eta = 0,97$.

Эквивалентный КПД коробки передач

Эквивалентного КПД коробки определяем по заданным значениям коэффициента K_p распределения по передачам расчетного ресурса (см. п.2.1) и значениям КПД на каждой передаче, принимая на прямой передаче $\eta_{\partial x}^{(4)} = 1$:

$$\begin{aligned} \eta_E &= K_p^{(1)} \eta_{\partial x}^{(1)} + K_p^{(2)} \eta_{\partial x}^{(2)} + K_p^{(3)} \eta_{\partial x}^{(3)} + K_p^{(4)} \eta_{\partial x}^{(4)} = \\ &= 0,25 \cdot 0,9611 + 0,35 \cdot 0,9904 + 0,1 \cdot 0,97 + 0,3 \cdot 1 = 0,984. \end{aligned}$$

2.10. Выбор рациональной схемы коробки передач

Кинематические схемы конкурентоспособных планетарных коробок передач № 1, 3, 6; 1, 6, 8 и 3, 6, 8 оцениваем по критериям:

- а) простота кинематической схемы;
- б) высокий эквивалентный коэффициент полезного действия;
- в) небольшой вращающий момент, передаваемый фрикционной блокировочной муфтой.

С этой целью строим в масштабе кинематические схемы коробки передач, принимая равными чертежные размеры коронных зубчатых колес в каждом дифференциальном механизме. Для проектируемой коробки передач самой простой является схема № 1, 3, 6, а наиболее сложной – кинематическая схема № 1, 6, 8, в которой через отверстие солнечной шестерни звена 1 проходят два соосных вала. Кинематические схемы отмечаем номерами (рангом) в порядке их конструктивного усложнения (табл. 2.10).

Таблица 2.10

Техническая характеристика планетарных коробок передач

Обозначение коробки передач	Ранг схемы	Эквивалентный КПД	Момент муфты	Приоритетность конструирования
1,3,6	1	0,998	0,333 Т∂	1
1,6,8	3	0,982	0,333 Т∂	3
3,6,8	2	0,984	0,333 Т∂	2

Сопоставляя коробки передач по основным показателям, устанавливаем очередность (приоритетность) разработки их конструкции. Как видно из табл. 2.10, по конструктивной простоте и высокому КПД следует отдать предпочтение коробке передач № 1, 3, 6.

3. ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

3.1. Механический привод

Для коробок передач с двумя степенями свободы наибольшее распространение получил механический привод к исполнительному механизму переключения передач. Механический привод может быть непосредственным или дистанционным. В первом случае рычаг переключения передач воздействует на головки и штоки вилок переключения непосредственно. При дистанционном приводе это воздействие осуществляется с помощью дополнительных звеньев. Непосредственный привод применяется при достаточно близком расположении коробки передач и рабочего места водителя, в противном случае – дистанционный привод. Управление с механическим дистанционным приводом иногда заменяется полуавтоматическим командным управлением с использованием пневматических и иных устройств или автоматическим. Однако такие виды управления в вальных коробках передач механических трансмиссий при двух степенях свободы заметного распространения пока не получили. Механизмы переключения передач с непосредственным приводом имеют, например, коробки передач, конструкции которых показаны на рис. 3.1. Дистанционный механический привод имеют коробки передач автомобилей МАЗ, КамАЗ и др.

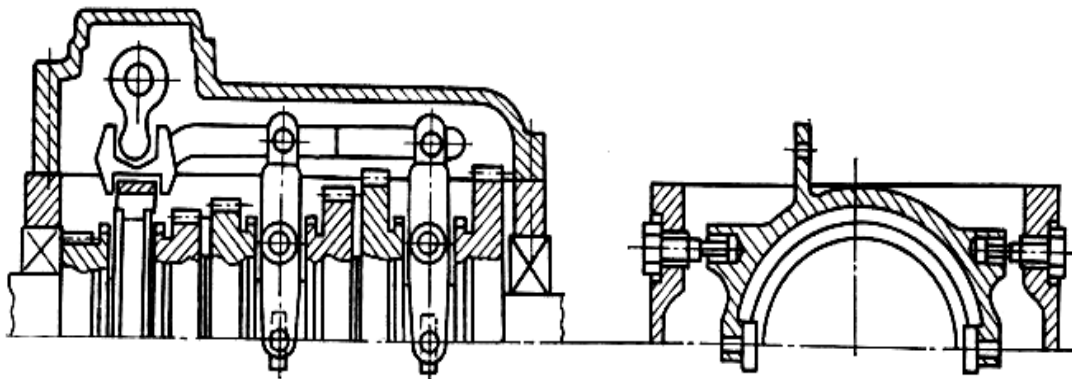


Рис. 3.1. Конструкция механизма переключения передач с качательным движением вилок

Перемещения зубчатых муфт или передвигного зубчатого колеса при переключениях передач производятся с помощью вилок. Последние имеют поступательное перемещение или касательное. Вилки с поступательным перемещением располагаются на штоках (ползунах), устанавливаемых в крышке коробки. Вилки с поступательным движением имеют оси качания, закрепленные на стенках картера коробки; привод к ним осуществляется продольными штангами.

В соответствии со специальными требованиями к ступенчатым коробкам передач механических трансмиссий, механизм переключения имеет устройства для фиксации нейтральных положений, включенной передачи (фиксаторы) и предотвращения одновременного перемещения двух вилок (замок), а также предохранитель, затрудняющий перевод рычага переключения в положение, при котором может быть включен задний ход, а иногда и первая передача.

Удобство управления при механическом приводе обеспечивается: рациональным расположением рычага переключения; ограничением расчетного усилия на рукоятке рычага, хода рычага, числа избираемых его положений (числа штоков); установкой синхронизаторов. В коробке передач с двумя степенями свободы необходимое количество штоков (вилки) определяется числом передач, включая передачу заднего хода. Для 4- и 5- ступенчатых коробок передач необходимо иметь три штока (три вилки), для 6- и 7- ступенчатой коробки – четыре. Уже при наличии четырех штоков управление усложняется. Усложнение управления является одним из факторов, ограничивающих возможное число ступеней в коробках передач с двумя степенями свободы.

Для многоступенчатых коробок передач с тремя степенями свободы применяется смешанная система управления. Базовая коробка имеет управление с механическим приводом, а дополнительный редуктор – обычно преселекторное, в котором используются пневматический или электропневматический привод. На рис. 3.2 показана принципиальная схема управления переключением делителя многоступенчатой коробки передач.

В данном случае используется пневматический привод. Выбор ступени делителя производится с помощью переключателя 1, установленного на рычаге переключения передач базовой коробки. Для того чтобы после установки переключателя в положение требуемой ступени делителя произошло выключение предшествующей ступени и включение требуемой, необходимо выключить сцепление.

Зубчатые муфты коробок передач выполняют с прямыми зубьями, имеющими наиболее технологичный эвольвентный профиль. Обычно модуль m (мм) составляет: для муфт коробок передач легковых автомобилей – 2,0 – 2,5; грузовых автомобилей – 2,5 – 5,0.

Делительный диаметр зубчатого венца муфты и параметры зубьев выбираются конструктивно с учетом стандартов, действующих на предприятиях. Необходимая длина зубьев муфты определяется расчетом исходя из допускаемых напряжений смятия боковых поверхностей зубьев. Для уменьшения хода вилок переключения и осевого размера коробки передач стремятся уменьшать длину зубьев муфты за счет увеличения ее диаметра.

Кроме обеспечения достаточной прочности и компактности зубчатых муфт необходимо предупреждать самовыключение их под нагрузкой, что является одним из специальных требований к коробке передач, рис. 3.3. Самовыключение связано с особенностями работы зубчатого соединения муфты и появлением осевой выталкивающей силы.

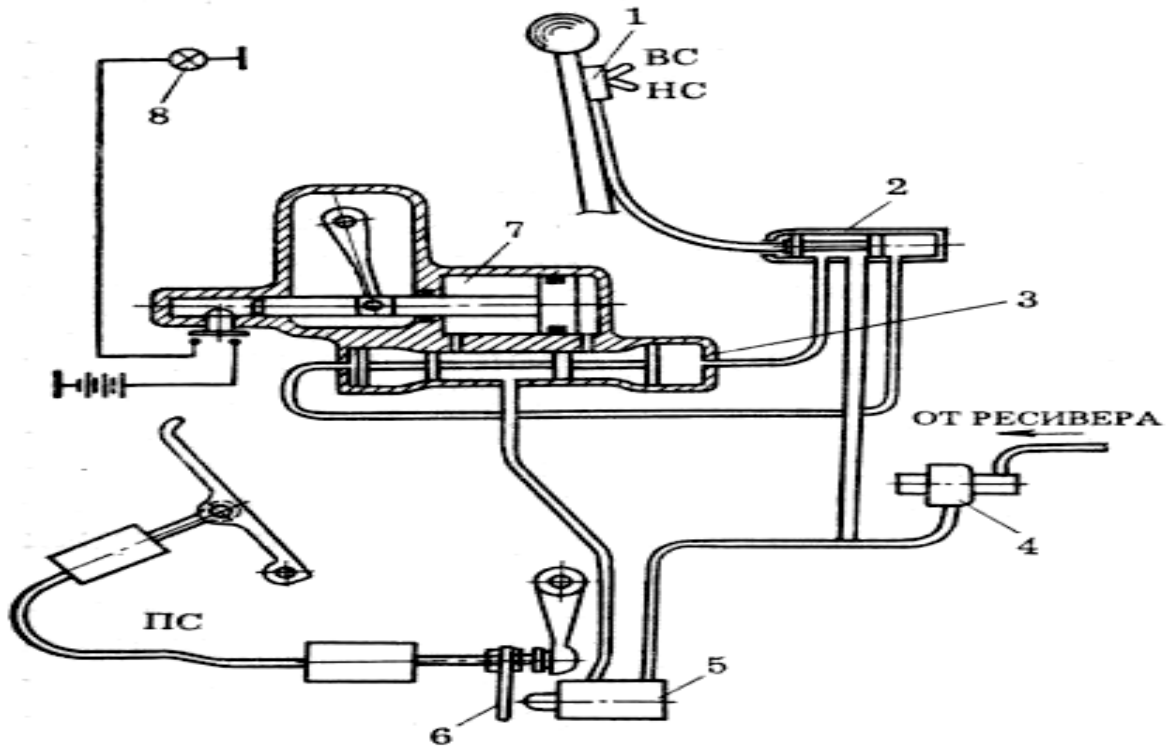


Рис. 3.2. Принципиальная схема управления передним дополнительным редуктором-делителем 10-ступенчатой коробки передач КамАЗ: 1 – переключатель крана управления делителем; 2 – кран управления делителем; 3 – воздухораспределитель; 4 – редукционный клапан; 5 – клапан включения ступеней делителя; 6 – упор; 7 – силовой цилиндр; ВС – сигнальная лампа; НС – высшая ступень в делителе; ПС – привод сцепления

Отсутствие погрешностей в исходном положении соединяемых элементов обеспечивается при проектировании разработкой соответствующей допусковой схемы и фиксацией положения крышки коробки относительно картера.

Вероятность самовыключения уменьшается за счет некоторых конструктивных мероприятий, суть которых состоит в создании замка в муфтовом соединении, препятствующего осевому перемещению передвигной муфты под нагрузкой: придание зубьям полумуфт конусности по длине; выполнение зубьев полумуфт с уступом по длине; устройство различных вариантов замков за счет разделения зубьев ступицы муфты и передвигной муфты на два-три венца с различной толщиной зубьев. Зубья с конусностью по длине имеют у торца большую толщину (рис. 3.3, а). Осевая сила, возникающая на слегка наклонных поверхностях, имеет направление, препятствующее выходу зубьев из зацепления. Зубья с уступом по длине (рис. 3.3, б) также обеспечивают создание замка, препятствующего выходу их из зацепления под нагрузкой. В односторонней муфте ступица может выполняться с двумя венцами – узким блокирующим и более широким рабочим, зубья которого несколько тоньше. Под нагрузкой во включенной муфте на ее ступице создастся замок за счет различия в толщине

зубьев блокирующего и рабочего ее венцов (рис. 3.3, в). Один из вариантов создания замка на ступице двусторонней муфты показан на рис. 3.3, г. Здесь передвигаемая муфта имеет два рабочих венца, а ступица – три, узкие крайние ее венцы являются блокирующими, а средний широкий – рабочим.

Синхронизаторы обеспечивают достаточно быстрое и бесшумное включение передачи, исключают торцевые разрушения зубчатых муфт при их включении, облегчают управление. В современных конструкциях коробок передач синхронизаторы устанавливаются для большинства передач. В коробках передач легковых автомобилей они не устанавливаются для передачи заднего хода, а грузовых — и для первой передачи. Некоторые специализированные фирмы выпускают параллельно модификации коробок передач с синхронизаторами и без них. Последние несколько дешевле и приобретаются потребителями для автомобилей, управление которыми доверяется водителям более высокой квалификации.

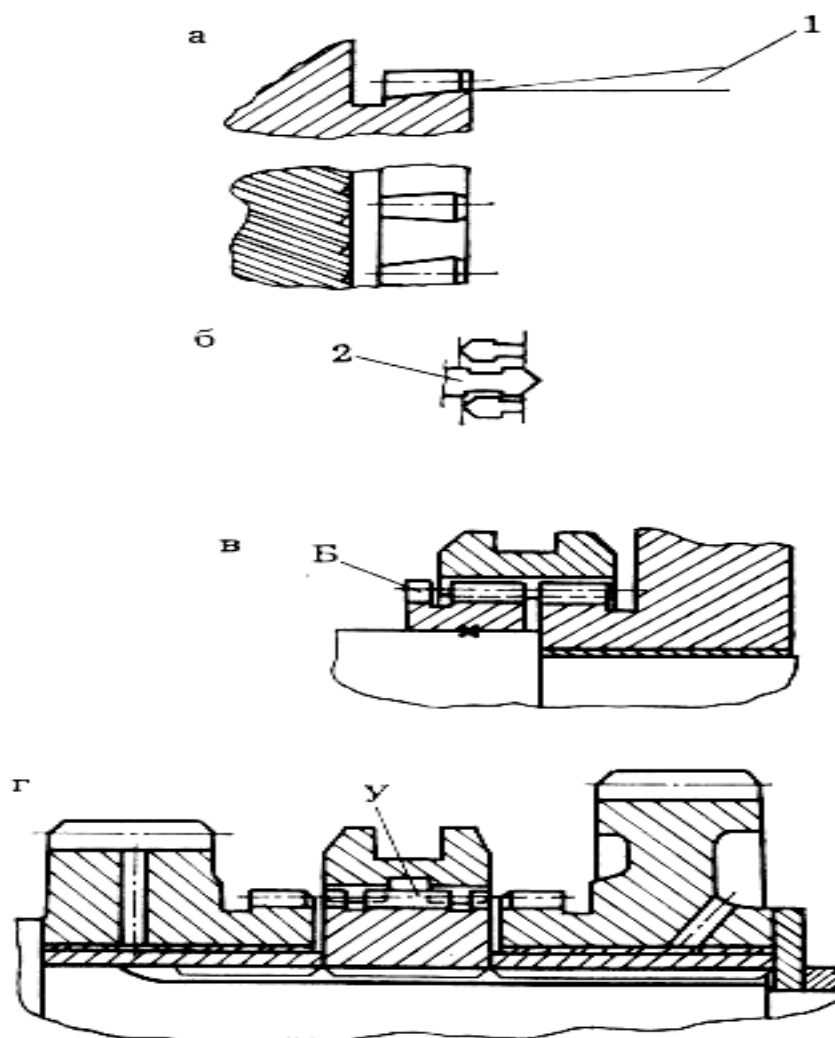


Рис. 3.3. Варианты выполнения зубчатых муфт замком, препятствующим их самовыключению под нагрузкой: а – замок образуется за счет конусности зубьев; б – замок образуется за счет уступов на зубьях; в – замок в односторонней муфте образован за счет блокирующего венца (Б) с утолщенными зубьями на ступице муфты; г – замок в двусторонней муфте образован за счет уменьшения толщины участка ступицы (у); 1 – угол установки инструмента ($\approx 1^{\circ} 30'$); 2 – зуб передвигаемой муфты

Наибольшее распространение для коробок передач автомобилей получили инерционные синхронизаторы с конусными поверхностями трения. Их конструкции разнообразны. Однако каждая из них в качестве обязательных имеет элементы трения и блокировки. Вспомогательными являются элементы упругой связи между деталями. В устройстве, показанном на рис. 3.4 а, элементами трения являются конические поверхности кольца 2 и выступа на зубчатом колесе.

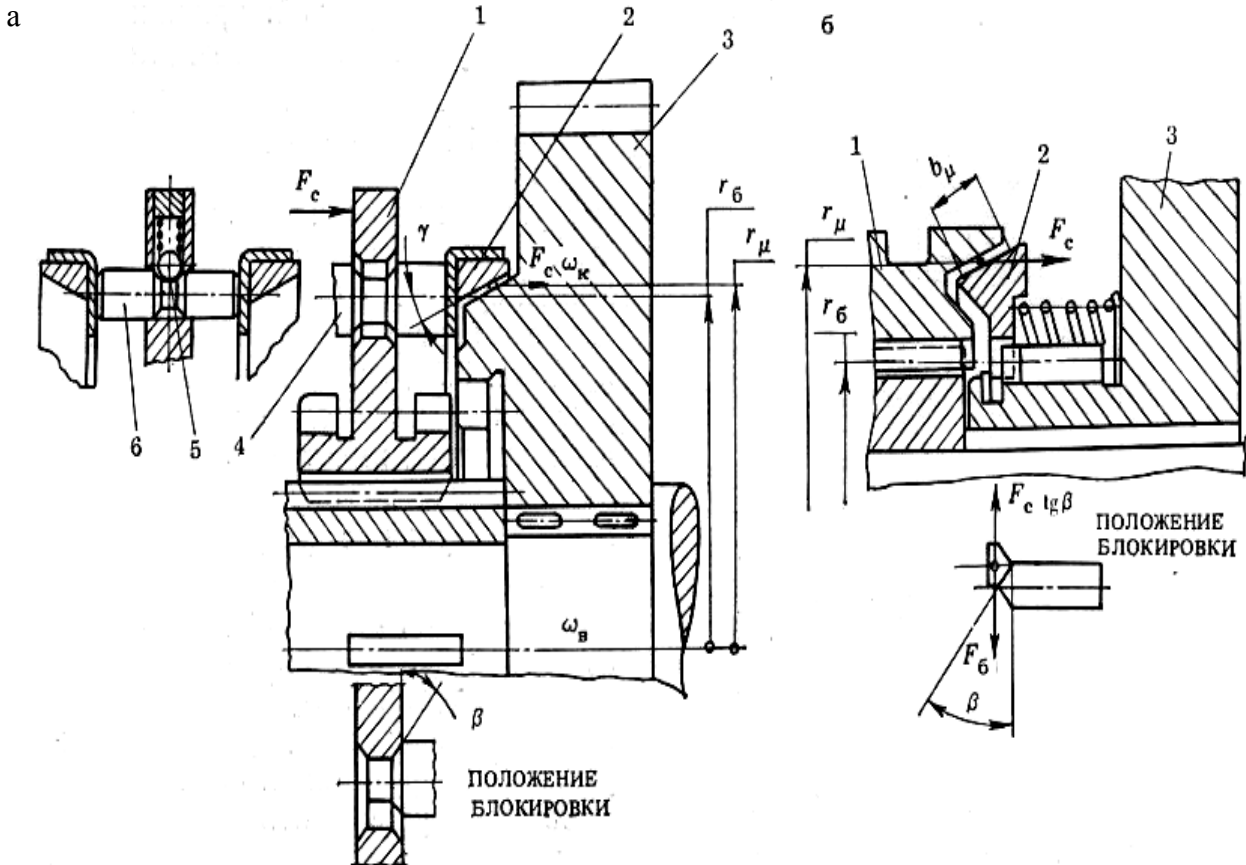


Рис. 3.4. Схемы к расчету синхронизатора:

а – с включаемым зубчатым колесом, кинематически связанным с входным валом коробки передач; б – то же, с массой автомобиля

В качестве элементов блокировки используются конический пояс в отверстиях диска передвигной муфты 1 и блокирующие пальцы 4, входящие в указанные отверстия. Пальцы жестко связаны с кольцом 2. С помощью подпружиненных шариков 5 и пальцев 6 упруго связаны муфта 1 и кольцо 2. В устройстве, показанном на рис. 3.4 б, элементы трения выполнены в виде конических поверхностей на передвигной муфте 1 и блокирующем кольце 2. В качестве элементов блокировки используются внутренние зубцы блокирующего кольца 2 и торцевые участки зубьев полушестерни, нарезанной на зубчатом колесе 3. С помощью пружины упруго связаны зубчатое колесо 3 и блокирующее кольцо 2.

Элементы упругой связи способствуют установке деталей системы в исходное нейтральное положение и одновременно не препятствуют блокировке системы, разблокировке и включению передачи. Синхронизатор работает так: сближаются поверхности трения и блокируется передвижная муфта; синхронизируются угловые скорости передвижной муфты и включаемого зубчатого колеса; разблокируется передвижная муфта и включается на полную длину зубьев (включение передачи). На первом этапе поверхности трения сближаются до соприкосновения. В этот момент блокирующие пальцы 4 (рис. 3.4, а) или блокирующее кольцо 2 (рис. 3.4, б) вследствие различия угловых скоростей зубчатого колеса 3 (ω_k) и передвижной муфты 1 (ω_b) смещаются до упора блокирующих элементов, занимая положение блокировки, показанное на рис. 3.4 а, б.

На третьем этапе в условиях, когда $\Delta\omega = 0$ и действие момента трения прекращено, осевая сила F_c , приложенная к элементам блокировки, вызывает их разблокировку, т. е. относительное смещение наклонных контактирующих поверхностей этих элементов. При этом система деталей, связанных с входным валом коробки передач, смещается относительно системы деталей, связанных с массой автомобиля, и элементы муфты занимают положение, позволяющее включить передачу.

На втором этапе усилие F_c , действующее со стороны вилки переключения на передвижную муфту 1, передается через блокирующие элементы на поверхности трения. Вследствие различия значений ω_k и ω_b на указанных поверхностях появляются силы трения. Соответствующий им момент трения действует, с одной стороны, на систему деталей, кинематически связанных с массой автомобиля, а с другой – деталей, кинематически связанных с входным валом коробки передач. Под действием момента трения происходит замедление относительного вращения зубчатого колеса 3 и муфты 1 и перепад угловых скоростей $\Delta\omega = |\omega_b - \omega_k|$ уменьшается. В момент, соответствующий $\Delta\omega = 0$, процесс синхронизации заканчивается.

На третьем этапе в условиях, когда $\Delta\omega = 0$ и действие момента трения прекращено, осевая сила F_c , приложенная к элементам блокировки, вызывает их разблокировку, т. е. относительное смещение наклонных контактирующих поверхностей этих элементов. При этом система деталей, связанных с входным валом коробки передач, смещается относительно системы деталей, связанных с массой автомобиля, и элементы муфты занимают положение, позволяющее включить передачу.

На рис.3.5 показана схема динамической системы, поясняющая процесс синхронизации и действующие при этом факторы. При определении $I_{\Sigma c}$, I_a и $M_{\psi a}$ приведение производится к той детали соответствующей системы, которая непосредственно находится под действием момента M_{μ} . Момент трения M_{μ} относительно мал и практически не оказывает влияния на систему, имеющую момент инерции I_a . Это обстоятельство учитывается при расчетах синхронизаторов.

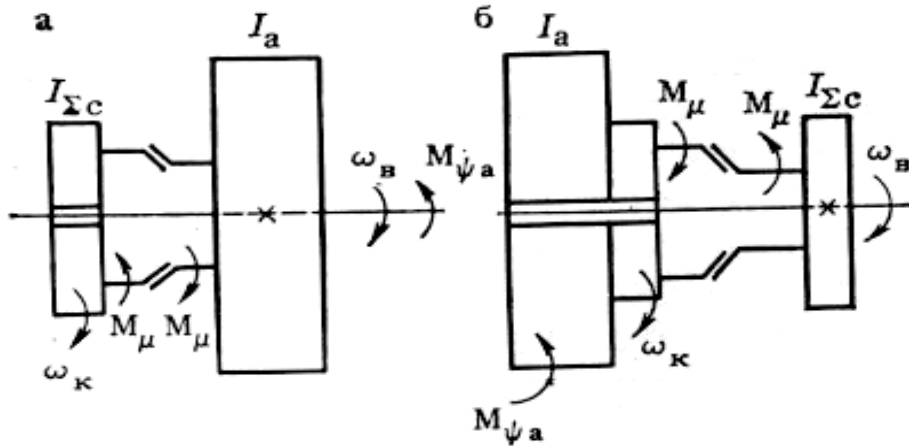


Рис. 3.5. Схемы к расчету синхронизатора:
 а – с включаемым зубчатым колесом, кинематически связанным с входным валом коробки передач; б – то же с массой автомобиля

При предварительном выборе параметров синхронизатора пренебрегают сопротивлением масляной ванны, моментом на ведомом диске выключенного сцепления и изменением угловой скорости системы I_a под действием момента $M_{\psi a}$ при движении автомобиля накатом во время переключения передачи. Выбор основных размеров синхронизатора зависит от конструктивных условий – размеров зубчатых колес, диаметра вала, конструкции зубчатых муфт и синхронизатора. Необходимый момент трения M_{μ} ориентировочно определяется исходя из заданного времени синхронизации t_c , которое может назначаться в пределах (с): для высшей передачи коробок легковых автомобилей – 0,15 – 0,3; низшей – 0,5 – 0,8; высшей передачи грузовых автомобилей – 0,3 – 0,8; низшей – 1 – 1,5; для ступеней заднего редуктора многоступенчатой коробки передач, имеющего диапазон $D_p \approx 3 - 4$, 1–2.

Необходимый момент трения синхронизатора находится по выражению

$$M_{\mu} = I_{\Sigma c} \varepsilon = I_{\Sigma c} \Delta \omega_{\text{нач}} / t_c, \quad (3.1)$$

где $\Delta \omega_{\text{нач}} = |\omega_{\text{в.нач}} - \omega_{\text{к.нач}}|$. Угловые скорости $\omega_{\text{в.нач}}$ и $\omega_{\text{к.нач}}$ определяются исходя из скорости автомобиля или частоты вращения вала двигателя, при которой рекомендуется производить переключение на данную передачу.

Обычно угловая скорость вала двигателя, при которой рекомендуется производить переключение передач, близка к следующим значениям: при переключении на более высокую ступень – $\omega_d \approx 0,8 \omega_p$; при переключении на более низкую ступень – $\omega_d \approx 0,5 \omega_p$, где ω_p – угловая скорость вала двигателя, соответствующая максимальной мощности. Момент, создаваемый силами трения на конусных поверхностях синхронизатора (см. рис. 3.4),

$$M_{\mu} = r_{\mu} \mu F_c / \sin \gamma,$$

где r_{μ} – средний радиус поверхности трения, который выбирается конструктивно; μ – коэффициент трения; γ – половина угла конуса. Для пары сталь –

бронза принимается: $\mu = 0,06 - 0,08$; $\gamma = 6 - 8^\circ$. Расчетная осевая сила F_c определяется исходя из нормативного усилия на рукоятке рычага переключения передач F_p , передаточного числа и КПД привода от рычага к передвижной муфте. Для легковых автомобилей и автобусов $F_p = 60$ Н, для грузовых $F_p = 100$ Н. Необходимая рабочая ширина кольца по образующей конуса

$$b_\mu = M_\mu / (2\pi\mu p_o r_\mu^2),$$

где p_o – допускаемое давление на поверхности трения, площадь которой определяется в предположении отсутствия на ней канавок: для пары сталь – бронза $p_o \approx (1-1.5)$ МПа.

Чтобы сократить размер b_μ и, тем самым, осевой размер коробки передач, стремятся увеличивать радиус r_μ . В ряде случаев все синхронизаторы коробки передач выполняются одинаковых размеров. В этих случаях для уменьшения массы и размеров синхронизаторов допускают несколько повышенную напряженность их на низших передачах. Угол β , под которым расположены блокирующие поверхности определяется из условия невозможности включения передачи до окончания процесса синхронизации. На блокирующий элемент в окружном направлении действуют сила $F_\beta = M_\mu / r_\beta$ и противоположно направленная ей $F_c \operatorname{tg}\beta$. Первая из них препятствует разблокировке системы, вторая стремится ее разблокировать. Сила F_β действует, пока угловые скорости синхронизируемых элементов не выравниваются. Разблокировка при этом не произойдет, если конструктивно выполнено условие: $F_\beta \geq F_c \operatorname{tg}\beta$. Отсюда, используя зависимости для F_β и M_μ , получим

$$\operatorname{tg}\beta \leq \frac{\mu}{\sin\gamma} \frac{r_\mu}{r_\beta}, \quad (3.2)$$

где r_β – средний радиус блокирующих поверхностей. Для того чтобы после завершения процесса синхронизации произошла разблокировка и включилась передача, необходимо, чтобы угол β был больше угла трения блокирующих поверхностей. Поэтому практически принимают β лишь на 2–3 меньше предельного значения, допускаемого условием. В выполненных конструкциях $\beta = 26...42^\circ$.

4. РАСЧЕТЫ ГЛАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

4.1. Выбор материала зубчатых колес

Для зубчатых колес трансмиссии автомобилей применяются легированные конструкционные стали (табл. 3.5). Термической обработкой достигается высокая твердость рабочих поверхностей зубьев и необходимая прочность их вязкой сердцевины. Хромистые стали с содержанием

углерода 0,35 % и более (35X, 40X) подвергаются цианированию на глубину 0,4 – 0,7 мм. Хромомарганцевые и хромоникелевые стали с содержанием углерода менее 0,35 % цементируются на глубину 0,7 – 1,3 мм в зависимости от модуля зубчатых колес.

При проектировании выполняются геометрический расчет зубчатых колес и расчеты на усталость и прочность зубьев. Исходными для геометрических расчетов являются выбранные ранее величины: α_ω , m_n , β , z_1 , z_2 , x_1 , x_2 , а также параметры исходного контура α , h_α^* , c^* . Такой расчет включает определение номинальных размеров элементов зубчатых колес, назначение степени их точности и вида сопряжения зубьев, определение соответствующих предельных отклонений параметров зацепления и выбор контрольного измерительного комплекса. При назначении точности, вида сопряжения и выборе контрольного комплекса следует руководствоваться ОСТ 37.001.038–95.

Основными видами повреждений зубьев являются выкрашивание и смятие активной поверхности, а также поломки. Повреждения могут быть результатом усталости материала при длительном действии циклически изменяющихся напряжений или однократного действия максимальной (пиковой) динамической нагрузки. Для проверки, достаточно ли сопротивление зубьев усталости, выполняют расчеты на контактную усталость активных поверхностей и усталость при изгибе, а достаточно ли сопротивление зубьев однократным пиковым нагрузкам – соответствующие расчеты на прочность. Расчеты на усталость выполняют по расчетному моменту T_p , используя при этом и такие параметры расчетного нагрузочного режима, как расчетная частота вращения n_p , относительные пробег на передачах ξ_i ; и коэффициенты пробега $K_{пн}$, $K_{пФ}$, учитывающие переменный характер действующих нагрузок. Расчеты на прочность выполняют по максимальному динамическому моменту T_{jmax} .

Общие положения расчета зубчатых колес на усталость рассматриваются по ГОСТ 21354–95, который устанавливает следующую структуру формул расчета цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления.

1. Расчет на контактную усталость активных поверхностей зубьев:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{\omega 1}} \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP};$$

$$\omega_{Ht} = (F_{Ht} / b_\omega) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}; \quad (4.1)$$

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlim} / S_H) Z_R Z_V K_L K_{xH}.$$

2. Расчет зубьев на усталость при изгибе:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_{Ft} / m \leq \sigma_{FP};$$

$$\omega_{Ft} = (F_{Ft} / b_\omega) K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu}; \quad (4.2)$$

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{Flim} / S_F) Y_R Y_S K_{xF},$$

где σ_H , σ_F – расчетные напряжения; ($[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$) – допускаемые напряжения; σ_{Hlim} , σ_{Flim} – пределы выносливости, соответствующие заданному

(эквивалентному) числу циклов; F_{Ht} , F_{Ft} – расчетная окружная сила; $d_{\omega 1}$, u , b_{ω} , m – соответственно начальный диаметр шестерни, передаточное число (z_2/z_1), рабочая ширина венца и модуль; S_H , S_F – коэффициенты безопасности; Z_H , Y_F – коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных профилей в полюсе и форму зуба; Z_{ε} , Y_{ε} – коэффициенты, зависящие от суммарной длины контактных линий и перекрытия зубьев; Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса; Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба; $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по ширине венца; $K_{H\nu}$, $K_{F\nu}$ – коэффициенты, учитывающие влияние динамической нагрузки, возникающей в зацеплении; Z_R , Y_R – коэффициенты, учитывающие особенности обработки зубьев (шероховатость сопряженных и переходной поверхностей); Y_S – коэффициент концентрации напряжений у основания зуба; Z_v – коэффициент, зависящий от окружной скорости; K_L – коэффициент, учитывающий влияние смазывающего материала и трения; K_{xH} , K_{xF} – коэффициент, зависящий от размеров зубчатого колеса.

Практические расчеты зубчатых колес трансмиссии автомобилей рекомендуется выполнять по унифицированным формулам, пригодным для цилиндрических, конических и гипоидных передач, имеющих одинаковую структуру при расчетах на усталость контактную и при изгибе. При этом расчеты имеют особенности: используется не непосредственно контактное напряжение σ_H ; для оценки накапливаемого усталостного повреждения используется произведение $\sigma^m N$, где σ – напряжение; m – показатель степени, зависящий от вида напряженного состояния; N – число циклов перемены напряжения. Условно данное произведение названо ресурсом (R).

Расчет на контактную усталость.

Первый этап. Определяют параметр расчетного контактного напряжения (МПа)

$$\sigma_{Hp} = \frac{F_{Ht}}{b_{\omega} d_{\omega 1}} Z_H Z_{\varepsilon} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\mu} K_{Hx} \quad (4.3)$$

и предельного контактного напряжения при базе испытаний N_{HO} циклов

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H \lim \sigma} Z_R, \quad (4.4)$$

где $\sigma_{H \lim \sigma}$ – параметр предела контактной выносливости при базе испытаний N_{HO} . Если получено $\sigma_H \geq 0,9\sigma_{HP}$, выполняют второй и третий этапы расчета; если $\sigma_H < 0,9\sigma_{HP}$, расчет заканчивают.

Второй этап. Рассчитывают ресурс зубчатого колеса по контактной усталости, обеспечивающий 1 км пробега машины. При работе зубчатого колеса только на одной передаче

$$R_{1H} = \sigma_H^m N_{1HE}, \quad (4.5)$$

где m – показатель кривой контактной усталости; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, приходящихся на 1 км пробега машины.

При работе на нескольких передачах

$$R_{1H} = \sum \sigma_H^m N_{HEi} \quad (4.6)$$

Общий ресурс зубчатого колеса

$$R_{Hlim} = \sigma_{HPO}^m N_{HO} \quad (4.7)$$

Третий этап. Определяют пробег машины (км) до появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев или допускаемое контактное напряжение:

$$L_H = R_{Hlim} / R_{1H}; \quad (4.8)$$

$$\sigma_{HP} = Z_M \sqrt{\sigma_{HPO} K_{HL}}, \quad (4.9)$$

где K_{HL} , – коэффициент долговечности.

Расчет зубьев на усталость при изгибе произведет поэтапно.

Первый этап. Определяют расчетное напряжение изгиба (МПа)

$$\sigma_F = \frac{F_{Ft}}{b_f m_n} Y_F Y_\varepsilon K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} K_{F\mu} K_{F\xi}, \quad (4.10)$$

к предельное напряжение изгиба при базе испытаний N_{FO} циклов

$$\sigma_{FPO} = \sigma_{Flimb}^c Y_R K_{Fc}, \quad (4.11)$$

где σ_{Flimb}^c – предел выносливости при изгибе при базе испытаний N_{FO} и симметричном цикле перемены напряжения; Y_R и K_{Fc} – коэффициенты, зависящие соответственно от способа обработки зубьев и характера цикла.

Если получено $\sigma_F \geq 0,9\sigma_{FPO}$, выполняют второй и третий этапы расчета.

Если $\sigma_F < 0,9\sigma_{FPO}$, расчет заканчивают.

Второй этап. Рассчитывают ресурс зубчатого колеса по усталости при изгибе, обеспечивающий 1 км пробега машины. При работе зубчатого колеса только на одной передаче

$$R_{1F} = \sigma_F^{mF} N_{1FE} \quad (4.12)$$

При работе на нескольких передачах

$$R_{1F} = \sum \sigma_{Fi}^{mF} N_{1FEi} \quad (4.13)$$

Общий ресурс зубчатого колеса

$$R_{Flim} = \sigma_{FPO}^{mF} N_{FO}, \quad (4.14)$$

где mF – показатель кривой усталости при изгибе; N_{1FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжения, приходящихся на 1 км пробега машины.

Третий этап. Определяют пробег машины (км) до усталостной поломки зуба или допускаемое напряжение изгиба:

$$L_F = R_{Flim} / R_{1F}; \quad (4.15)$$

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FPO} K_{FL}, \quad (4.16)$$

где K_{FL} – коэффициент долговечности.

Определение величин, входящих в расчетные формулы. Расчетная окружная сила $F_{Ht} = F_{Ft} = F_t$ (Н) для цилиндрического зубчатого колеса, имеющего одно зацепление,

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_p / d_{\omega}, \quad (4.17)$$

где T_p – расчетный крутящий момент на валу рассматриваемого зубчатого колеса, Нм.

Его определяют из расчетного момента на первичном валу коробки передач с учетом передаточного числа, КПД и наличия углов деления момента; d_{ω} – начальный диаметр зубчатого колеса, мм.

Для конического зубчатого колеса $F_t = 2 \cdot 10^3 T_p / d_{\omega m}$, где $d_{\omega m}$ – начальный средний диаметр. Для центрального зубчатого колеса многосателлитной передачи: цилиндрической $F_t = 2 \cdot 10^3 T_p / (d_{\omega n_p})$, конической $F_t = 2 \cdot 10^3 T_p / (d_{\omega m n_p})$, где n_p – число сателлитов.

Для гипоидной передачи рассчитывают отдельно F_{t1} для шестерни и F_{t2} для колеса. Для других передач значения F_t одинаковы у шестерни и колеса. Рабочая ширина венца b_{ω} (мм) при расчете контактных напряжений отличается от его рабочей ширины b_f при определении напряжений изгиба. Последняя может быть разной для шестерни (b_{f1}) и колеса (b_{f2}) (рис. 4.1).

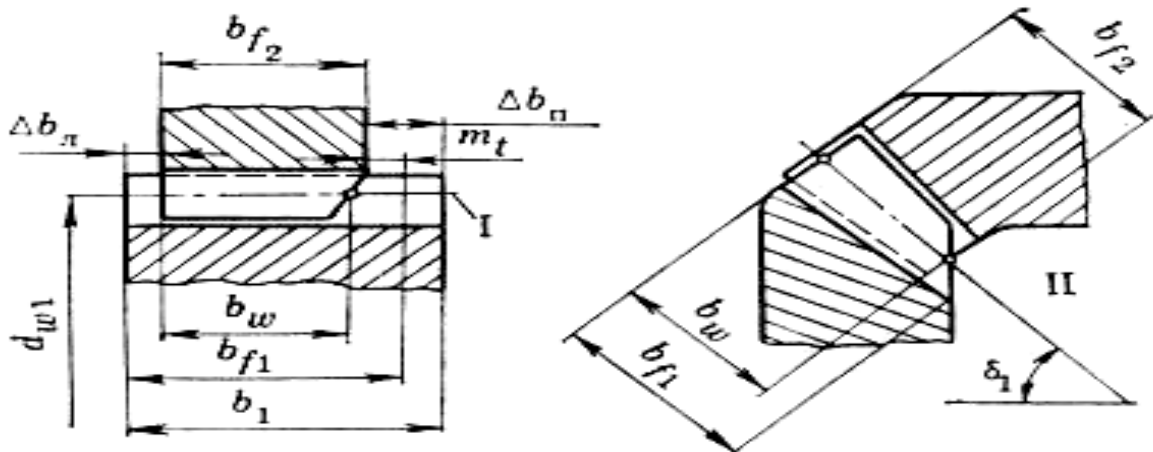


Рис. 4.1. Расчетная рабочая ширина зубчатого венца:

I — образующая начального цилиндра; II — образующая начального конуса

Начальный диаметр шестерни $d_{\omega 1}$ (мм) для цилиндрических передач используют в формуле (4.10). Для конических и гипоидных передач в указанной формуле применяют начальный средний диаметр шестерни $d_{\omega m 1}$. Расчетный нормальный модуль m_n (мм) подставляют в формулу (4.10) для расчета

цилиндрических передач. Для конических и гипоидных передач принимают нормальный средний модуль m_{nm} .

Единичное контактное напряжение (коэффициент контактного напряжения) Z_H для цилиндрической передачи определяют по формуле

$$Z_H = 2(u \pm 1) \cos^2 \beta / (u \sin 2\alpha_{no}), \quad (4.18)$$

при этом для прямозубой передачи $\cos^2 \beta = 1$, $\alpha_{no} = \alpha_o$. Знак плюс относится к передаче внешнего зацепления, минус – внутреннего.

Единичное напряжение изгиба (коэффициент напряжения изгиба Y_F) находят по номинальному значению коэффициента Y_F^o . Его определяют исходя из числа зубьев (для цилиндрических прямых зубьев) или эквивалентного числа зубьев $z_{v1,2}$ (для косых и конических зубьев) и коэффициента смещения x . При внутреннем зацеплении учитывается число зубьев сопряженного зубчатого колеса.

На рис. 4.2 приведены значения Y_F^o для зубчатых колес со стандартным исходным контуром цилиндрических передач, соответствующие приложению полной окружной силы на профиле зуба в верхней граничной точке однопарного зацепления.

Расчетное значение коэффициента напряжения изгиба $Y_F = Y_F^o k_u k_\alpha k_p k_\tau$, где k_u , k_α , k_p и k_τ – коэффициенты, учитывающие параметры парного зубчатого колеса, угол профиля, радиус кривизны переходной кривой профиля зуба r_f , принятое перераспределение толщин сопряженных зубьев.

Для шестерни и колеса передачи внутреннего зацепления

$$k_{u1} = k_{u2} \approx 1 + 0,125(x_2 - x_1);$$

для шестерни цилиндрической передачи внешнего зацепления

$$k_{u1} \approx 1 + 0,125(z_{\phi 1} / z_{v2} + x_\Sigma - 1);$$

для колеса цилиндрической передачи внешнего зацепления

$$k_{u2} = 1 + 0,125(z_{\phi 2} / z_{v1} + x_\Sigma - 1),$$

где x_Σ – коэффициент суммы смещений ($x_1 + x_2$); z_{v1} , z_{v2} , – эквивалентное число зубьев; z_ϕ – число зубьев условного парного колеса передачи; $z_{\phi 1,2} = 14 + 20x_{1,2}$. Если $x \leftarrow 0,3$, $z_\phi = 2 - 20x$.

Для конических и гипоидных передач можно принимать $k_{u1} = k_{u2} = 1$. Для зубчатых колес, исходный контур которых удовлетворяет ГОСТ 13755–95 ($\alpha = 20^\circ$, $r_i^* = 0,4$), принимают $k_\alpha = k_p = 1$. В остальных случаях принимают k_α – в зависимости от α , а k_p – от относительного радиуса кривизны переходной кривой r_f^* : при $\alpha = 15^\circ$; $17^\circ 30'$; 20° ; $22^\circ 30'$; 25° $k_\alpha = 1,14$; $1,07$; 1 ; $0,935$; $0,88$; при $r_f^* = 0$, $0,1$; $0,2$; $0,3$; $0,4$ $k_p = 1,22$; $1,12$; $1,07$; $1,03$; 1 .

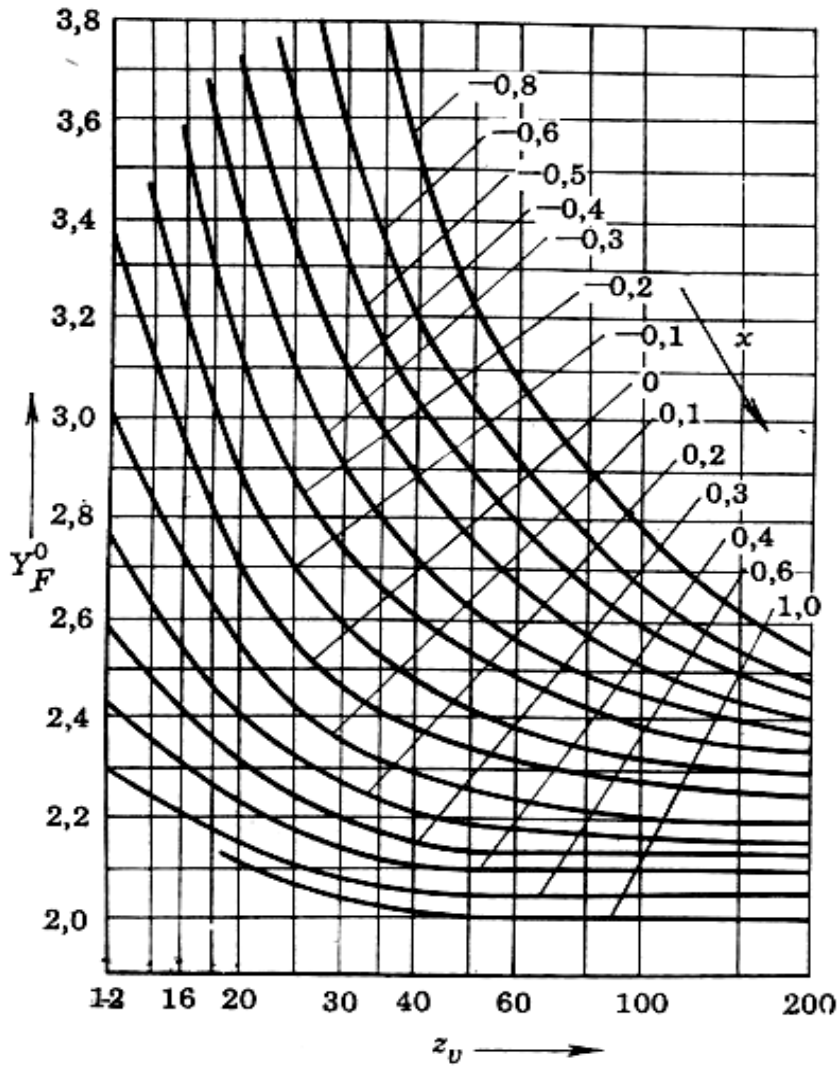


Рис. 4.2. График для определения коэффициента Y_F при расчете зубчатых колес внешнего зацепления

Коэффициент, учитывающий принятое перераспределение толщин зубьев шестерни и колеса, $k_\tau \approx 1,577 / (1,57 + x_\tau)$, где x_τ – коэффициент изменения толщины зуба; подставляется со знаком, указанным на чертежах зубчатых колес. В цилиндрических передачах $x_\tau = 0$, поэтому для них $k_\tau = 1$.

Коэффициенты Z_ε и Y_ε для цилиндрических и конических передач с прямыми зубьями принимают равными единице. Коэффициент Z_ε для передач с непрямыми зубьями определяется в зависимости от коэффициентов осевого ε_β и торцевого ε_α перекрытий. Графиком на рис. 4.3 следует пользоваться при определении значений Z_ε для цилиндрических передач с косыми зубьями, а графиком на рис. 4.3, б – для гипоидных и конических передач с криволинейными зубьями. Значения ε_β и ε_α определяют при геометрическом расчете передачи.

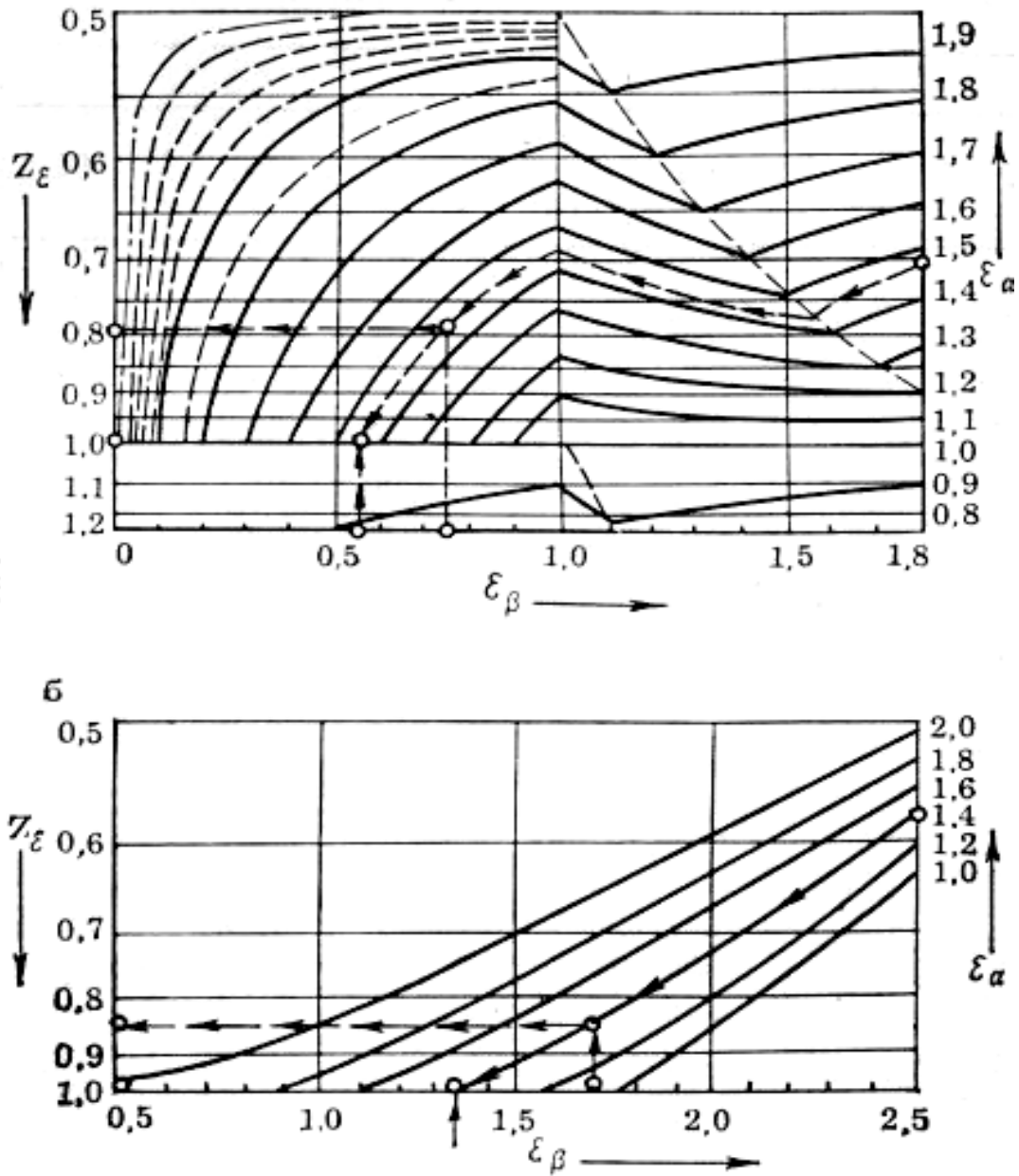


Рис. 4.3. Номограммы для определения коэффициента Z_ϵ при расчете передач: а – цилиндрических косозубых; б – конических с криволинейным зубом и гипоидных

Коэффициент Y_ϵ для цилиндрических и конических передач с непрямыми зубьями принимают равным значению Z_ϵ ; при расчете гипоидных передач его определяют отдельно для шестерни и колеса. Для гипоидной шестерни $Y_{\epsilon 1} = Z_\epsilon \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m1}$; для колеса $Y_{\epsilon 2} = Z_\epsilon \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m2}$, где $\beta_{cp} = 0,5(\beta_{m1} + \beta_{m2})$; β_{m1} , β_{m2} – угол наклона линии зуба шестерни и колеса.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ находят из соотношения $K_{H\alpha} = K_{H\psi} K_{H\gamma}$, где $K_{H\psi}$ учитывает повышение интенсивности нагрузки на наклонных контактных линиях у околополюсных участков вследствие меньшей суммарной деформации зубьев в средней фазе зацепления по сравнению с суммарной

деформацией в начальной и конечной фазах; K_{Hy} – учитывает неточность распределения нагрузки между зубьями.

Для передач с прямыми зубьями принимают $K_{H\psi} = K_{Hy} = 1$. Для передач с косыми зубьями $K_{H\psi}$ определяют в зависимости от ε_β : при $\varepsilon_\beta = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1$ и более $K_{H\psi} = 1,16; 1,19; 1,22; 1,26; 1,3; 1,33$; K_{Hy} – в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности: при степени точности 6; 7; 8; 9 $K_{Hy} = 1; 1,05; 1,1; 1,15$. Коэффициент $K_{F\alpha}$ принимают также в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности: при степени точности 6; 7; 8; 9 $K_{F\alpha} = 1; 1; 1,04; 1,08$.

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяют в зависимости от группы к которой относится рассматриваемая зубчатая передача.

Для однопарных передач

$$K_{H\beta} = 1 + (K_\beta^0 - 1)K_{H\omega};$$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta^0 - 1)K_{F\omega}.$$

Для многосателлитных передач

$$K_{H\beta} = 1 + (\gamma_n K_\beta^0 - 1)K_{H\omega};$$

$$K_{F\beta} = 1 + (\gamma_n K_\beta^0 - 1)K_{F\omega}.$$

где K_β^0 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы передачи; $K_{H\omega}, K_{F\omega}$ – коэффициенты, учитывающие влияние приработки зубьев в процессе эксплуатации; γ_n – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами в начальный период работы передачи. Предварительно следует рассчитать $\psi_{bd} = b_\omega / d_{\omega 1}$ для цилиндрической и $\psi_{bd} = b_\omega / d_{\omega m 1}$ для конической и гипоидной передач.

Окружная скорость (м/с) определяется по расчетной частоте вращения вала зубчатого колеса. Для цилиндрической передачи

$$v = \pi d_\omega n_p / (60 \cdot 10^3). \quad (4.19)$$

Для конической передачи в эту формулу подставляется $d_{\omega m}$. Для зубчатых колес планетарной передачи с вращающимся водилом расчетная частота вращения определяется в относительном движении.

Коэффициенты $K_{H\omega}$ и $K_{F\omega}$ при окружной скорости не более 1 м/с принимают равными единице. В общем случае $K_{F\omega} = K_{v\Delta} K_{ve}$ и $K_{H\omega} = \sqrt{K_{Fv}}$, где $K_{v\Delta}$ и K_{ve} учитывают, соответственно, динамическую нагрузку, обусловленную погрешностями зубчатых колес и динамическую нагрузку от воздействия звеньев, внешних по отношению к зубчатой передаче.

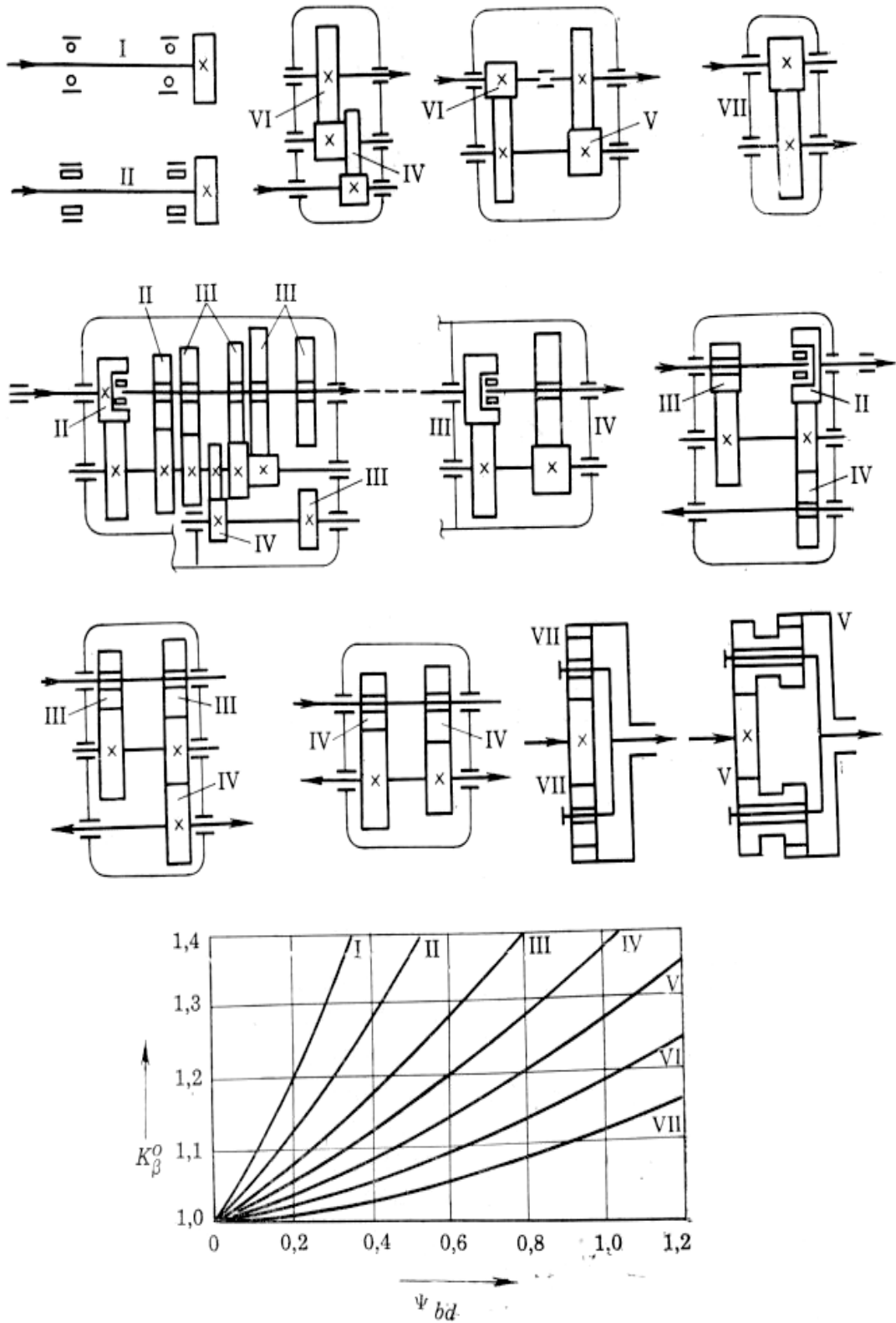


Рис. 4.4. Схема и график для определения K_{β}^0 приближенно определяют по графикам (рис. 4.2, 4.3)

Коэффициенты $K_{H\mu}$, $K_{F\mu}$ определяются с учетом свойств применяемого смазочного материала и характера работы зубчатого колеса в передаче табл.4.1.

Таблица 4.1

Значения коэффициентов $K_{H\omega}$ и $K_{F\omega}$, учитывающих влияние приработки звеньев

Твердость HRC ₃ активных поверхностей зубьев	Окружная скорость v , м/с			
	1	2	3	4
47,5	$\frac{0,62}{0,9}$	$\frac{0,65}{0,96}$	$\frac{0,7}{1}$	$\frac{0,8}{1}$
	$\frac{0,72}{0,95}$	$\frac{0,76}{0,1}$	$\frac{0,85}{1}$	$\frac{0,96}{1}$
	$\frac{0,8}{1}$	$\frac{0,85}{1}$	$\frac{0,96}{1}$	$\frac{1}{1}$
51,5				
61				

Примечание: 1. В числителе – $K_{H\omega}$, в знаменателе – $K_{F\omega}$.

2. При окружной скорости v - 8 м/с и выше $K_{H\omega} = K_{F\omega} = 1$.

При использовании смазочных материалов, рекомендуемых в настоящее время инструкциями по техническому обслуживанию узлов трансмиссии, следует принимать: $K_{H\mu} = 1$; $K_{F\mu} = 1,05$ – для ведущего зубчатого колеса передачи внешнего зацепления; $K_{F\mu} = 0,95$ – для ведомого. При расчете передачи внутреннего зацепления для ведущего и ведомого зубчатых колес $K_{F\mu} = 1$.

Для зубчатых колес, имеющих $d_{\omega} < 700$ мм, принимают $K_{Hx} = 1$. Коэффициент K_{Fx} определяют по табл. 4.2 в зависимости от модуля и диаметра зубчатого колеса. Пределы выносливости σ_{Hlimb} , σ_{Flimb}^c устанавливают при стендовых испытаниях зубчатых колес с заданными конкретными размерами, способом термообработки и чистотой поверхностей зубьев. Для зубчатых колес с $d_{\omega} < 300$ мм и модулем (m , m_n , m_{nm}) 3 – 4 мм значения пределов выносливости, соответствующие вероятности неразрушения 90 %, указаны в табл. 4.3. Значения предела выносливости при изгибе зубьев σ_{Flimb}^c относятся к знакопеременному симметричному циклу при базе испытаний N_{F0} . Между пределом контактной выносливости (МПа) и его параметром (МПа) имеется следующая зависимость:

$$\Pi_{Hlimb} = (\sigma_{Hlimb} / 275)^2. \quad (4.20)$$

Значения коэффициента γ_n , учитывающего неравномерность распределения нагрузки в передачах с разветвленным силовым потоком при изготовлении зубчатых колес по 7-8-1 степеням точности приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения коэффициента γ_n

Механизм	Самоустанавливающееся звено	n_p				
		2	3	4	5	6
Однорядных типов	Отсутствует	-	$\frac{1,25}{1,3}$	$\frac{1,3}{1,35}$	$\frac{1,35}{1,4}$	$\frac{1,4}{1,45}$
А и В и двухрядный типа С	Водило или два центральных зубчатых колеса	$\frac{1,1}{-}$	$\frac{1,15}{1,2}$	$\frac{1,2}{1,32}$	$\frac{1,25}{1,3}$	$\frac{1,3}{1,35}$

Примечание. В числителе – для однорядного механизма, в знаменателе – двухрядного.

Значения коэффициента $K_{F\alpha}$ в зависимости от модуля и диаметра зубчатого колеса приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Значения коэффициента $K_{F\alpha}$

$d_{\omega}, d_{\omega m}, \text{ мм}$	$m, m_n, m_{nm}, \text{ мм}$										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 300	0,96	1,00	1,02	1,02	1,07	1,10	1,13	1,16	1,22	1,22	1,25
300...400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27
400...500	1,00	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,30
500...600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,35
600...700	1,06	1,1	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,30	1,33	1,37	1,40

Значения коэффициента Z_R приведены в табл. 4.5. Значение Y_R для зубчатых колес с неотшлифованной переходной поверхностью без грубых следов обработки, не подвергавшихся упрочняющей обработке дробью, принимается равным единице. Значение Y_R , отличное от единицы, может приниматься при наличии проверенных экспериментальных данных о степени влияния технологии обработки переходной поверхности зуба у опасного по изгибу сечения.

Коэффициент $K_{F\alpha}$ можно определить в зависимости от характера нагружения зубчатого колеса следующим образом. При явно выраженном знакопеременном цикле нагружения (например, промежуточных зубчатых колес в реверсивных однорядных передачах, сателлитов с внешним и

внутренним зацеплением в планетарных передачах) или периодическом реверсировании при одинаковой продолжительности работы в обоих направлениях $K_{Fc} = 1$. В случае одностороннего от нулевого цикла или цикла, достаточно близкого к нему (например, зубчатых колес низших передач в коробках передач), $K_{Fc} = 1,3$.

Характеристики усталости и прочности зубьев зубчатых колес, изготовленных из различных материалов приведены в табл. 4.4

Таблица 4.4

Характеристики усталости и прочности зубьев зубчатых колес

Марка стали	Вид термообработки	Твердость HRC		Характеристики усталости			Характеристики прочности	
		поверхности зуба	Сердцевины зуба	Π_{Hlimb} МПа	σ_{Hlimb} МПа	σ_{Flimb}^c МПа	σ_{Hlimb} МПа	σ_{FlimM} МПа
12X2H4A	цементация	57...64	36...42	19	1200	430	3800	1900
12XН3А	" - "	57...64	27...35	18,5	1180	380	3800	1850
15XГНТ2А	То же	57...64	32...43	19	1200	420	3800	1750
18ХГТ	" - "	57...64	30...37	18	1170	370	3800	1600
18X2H4BA	" - "	57...64	37...41	21	1260	430	3800	1950
20X2H4A	" - "	57...64	33...42	19	1200	400	3800	1900
20XН2М	" - "	57...64	30...37	20	1220	420	3800	1800
20XГНР	" - "	57...64	30...37	18	1170	410	3800	1650
20XГР	" - "	57...64	30...37	19	1200	380	3800	1500
25ХГТ	" - "	57...64	30...37	19	1200	400	3800	1700
30ХГТ	" - "	57...64	31...43	19	1200	410	3800	1700
35X	цианирование	57...64	37...46	18	1170	410	3800	1750
40XA		57...64	37...46	18	1170	420	3800	1800
55ПП		57...63	31...34	16	1100	420	3800	1600
	по контуру							

Примечание: 1. Показатели кривых усталости: $mH = 3$ для всех указанных сталей; $mF = 7$ для стали 55 ПП и $mF = 9$ для остальных. 2. Базы испытаний: $N_{HO} = 10^8$ циклов для стали 55 ПП и $N_{HO} = 1,2 \cdot 10^8$ – для остальных; $N_{FO} = 1,2 \cdot 10^8$ циклов для сталей 55ПП, 35Хи 40Х и $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для остальных.

Таблица 4.5.

Значения коэффициентов Z_R

Параметры шероховатости, мкм		Z_R
Среднее арифметическое отклонение профиля R_α	Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z	
-	40...20	0,82
-	20...10	0,88
2,5...1,25	-	0,94
1,25...0,63	-	1

При периодическом изменении направления нагрузки, когда отношение чисел циклов максимальной нагрузки при заднем ходе и движении вперед может достигать $N_p / N_n \approx 0,3-0,4$ (например, зубчатые колеса трансмиссий, расположенные за коробкой передач, зубчатые колеса раздаточных коробок, главных, передач и др.), $K_{Fc} = 2$. Если $N_p / N_n \approx 0,65-0,75$ (зубчатые колеса высших передач коробок передач автомобилей при движении накатом и при колебательных процессах в трансмиссии), $K_{Fc} = 1,08$ и, если $N_p / N_n \approx 0,45-0,6$ (зубчатые колеса промежуточных передач коробок передач), $K_{Fc} = 1,14$.

Показатели кривых усталости и базы испытаний, соответствующие длительным пределам выносливости, указаны в табл. 4.4. Эквивалентное число циклов перемены напряжений N_{1HE} , N_{1FE} определяется путем умножения реального числа циклов перемены напряжения N_1 , приходящихся на данную ступень передаточного числа и 1 км общего пробега автомобиля, на коэффициент пробега для соответствующей ступени (передачи):

$$N_{1HEi} = N_{1i} K_{пHi} = [500 / (\pi r_0)] u_{в.ки} \xi_i K_{пHi\alpha}; \quad (4.21)$$

$$N_{1FEi} = N_{1i} K_{пFi} = [500 / (\pi r_0)] u_{в.ки} \xi_i K_{пFi\alpha}, \quad (4.22)$$

где $K_{пHi}$, $K_{пFi}$ – коэффициенты пробега для данной передачи; r_0 – расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м; $u_{в.ки}$ – передаточное число от вала зубчатого колеса к ведущим колесам на данной передаче; ξ_i – относительный пробег автомобиля на данной передаче; α – число зацеплений одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса (для планетарных передач с вращающимся водилом α определяется с учетом относительного движения деталей).

Если зубчатое колесо работает под нагрузкой на нескольких передачах, формулы (4.18) и (4.20) не используются, расчет ведется по формулам (4.21) и (4.22).

Ресурс по усталости R_{1H} , R_{1F} при работе зубчатого колеса только на одной передаче определяют по формулам (4.5) и (4.7) соответственно. При работе зубчатого колеса на нескольких передачах R_{1H} и R_{1F} следует определять по формулам

$$R_{1H} = [500 / (\pi r_0)] \sum \Pi_{Hi}^{mH} u_{в.ки} \xi_i K_{пHi}; \quad (4.23)$$

$$R_{1F} = [500 / (\pi r_0)] \sum \sigma_{Fi}^{mF} u_{в.ки} \xi_i K_{пFi}. \quad (4.24)$$

В число слагаемых включаются передачи, на которых зубчатое колесо нагружено. Однако из числа слагаемых в соответствующих формулах исключаются передачи, на которых напряжения в зубчатых колесах малы: $\Pi_H < 0,6 \Pi_{HPO}$ или $\sigma_F < 0,6 \sigma_{FPO}$. Если нет передач, на которых $\Pi_H \geq 0,9 \Pi_{HPO}$ или $\sigma_F \geq 0,9 \sigma_{FPO}$, соответствующее значение R_{1H} или R_{1F} не определяется.

Пробег автомобиля до появления усталостного предельного повреждения зубчатого колеса L_H и L_F (км) определяют по формулам (4.8) и (4.15). Соппротивление усталости у зубчатого колеса достаточно, если $L_H \geq L_0$ и $L_F \geq L_0$, где L_0 – планируемый пробег автомобиля до капитального ремонта, км.

Коэффициенты долговечности K_{HL} , K_{FL} рассчитывают следующим образом. Сначала находят общее эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{HE} = R_{IH} L_O / \Pi_H^{mH}; \quad (4.25)$$

$$N_{FE} = R_{IF} L_O / \sigma_F^{mH}. \quad (4.26)$$

Для зубчатого колеса, работающего на нескольких передачах, в формулы (3.40), (3.41) следует подставлять большее из полученных выше напряжений.

Коэффициенты долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[mH]{N_{HO} / N_{HE}}; \quad (4.27)$$

$$K_{FL} = \sqrt[mF]{N_{FO} / N_{FE}}. \quad (4.28)$$

Если $K_{HL} < 0,9$ или $K_{FL} < 0,9$, следует принять значение 0,9.

Коэффициент Z_M ($H^{1/2}/\text{мм}$) для зубчатых колес трансмиссии автомобиля, изготовляемых из конструкционных легированных сталей, сохраняет постоянное значение. Если напряжения измеряются в мегапаскалях, $Z_M = 275$.

Допускаемые напряжения σ_{HP} и σ_{FP} , определяемые по формулам (3.1) и (3.2), в расчете на усталость не должны быть близкими к напряжениям, при которых возможно повреждение зубьев от однократного приложения максимальной динамической нагрузки. Если получено $\sigma_{HP} > 0,75\sigma_{HlimM}$, следует принять $\sigma_{HP} > 0,75\sigma_{HlimM}$, если же $\sigma_{FP} > 0,6\sigma_{FlimM}$ – $\sigma_{FP} > 0,6\sigma_{FlimM}$, но не более 900 МПа. Значения σ_{HlimM} и σ_{FlimM} . Сопротивление усталости у зубчатого колеса достаточно, если $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ и $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

При получении очень большого срока службы (например, $L > 6L_O$) следует сначала убедиться, достаточна ли прочность зубчатого колеса. Если имеется большой запас ее, возможна корректировка размеров. В некоторых случаях выбранные размеры могут быть сохранены и при излишне большом расчетном сроке службы по данному виду предельного состояния, так как следует учитывать: расчетные сроки службы по другим видам предельного состояния; требования унификации и перспективности конструкций; необходимые размеры сопряженных деталей (например, вала, зубчатой муфты).

Расчет зубчатых колес на прочность. Расчет на прочность включает определение коэффициента максимальной динамической нагрузки, максимальных напряжений и проверку прочности.

Коэффициент максимальной динамической нагрузки определяют как отношение максимального динамического момента M_{jmax} к расчетному моменту M_p , по которому выполняется расчет на усталость:

$$K_{jM} = M_{jmax} / M_p. \quad (4.29)$$

Моменты M_{jmax} и M_p должны быть отнесены к одному и тому же валу и определены для одной и той же передачи. При расчете зубчатого колеса, работающего под нагрузкой на нескольких передачах, устанавливают передачу, на которой значение M_{jmax} наибольшее.

Параметр максимального контактного напряжения на активных поверхностях зубьев

$$\Pi_{H\max} = K_{jM} \frac{F_t}{b_\omega d_{\omega 1}} Z_H Z_\varepsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} \cdot \quad (4.30)$$

Максимальное контактное напряжение

$$\sigma_{H\max} = 275 \sqrt{\Pi_{H\max}} \cdot \quad (4.31)$$

Максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{F\max} = K_{jM} \frac{F_t}{b_f m_n} Y_H Y_\varepsilon K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} \cdot \quad (4.32)$$

В формулах (4.17), (4.27) и (4.28) окружная сила F_t и все коэффициенты, кроме K_{jM} , имеют те же числовые значения, что и при расчете того же зубчатого колеса на усталость на той же передаче.

Условие достаточной контактной прочности активных поверхностей зубьев

$$\sigma_{H\max} \leq 0,95 \sigma_{H\lim M}, \quad (4.33)$$

где $\sigma_{H\lim M}$ – предельное контактное напряжение, при котором возможно повреждение активной поверхности зуба (смятие, продавливание, растрескивание упрочненного слоя) от однократного действия динамической нагрузки. Условие достаточной прочности зуба при изгибе:

$$\sigma_{H\max} \leq 0,95 \sigma_{H\lim M}, \quad (4.34)$$

где $\sigma_{F\lim M}$ – предельное напряжение изгиба, при котором возможны появление остаточной деформации зуба или его хрупкая поломка от однократного действия динамической нагрузки.

Значения $\sigma_{H\lim M}$ и $\sigma_{F\lim M}$ приведены в табл. 4.4.

4.2. Выбор подшипников качения

Предварительно габаритные размеры подшипников выбираются с учетом допустимых размеров отверстий в картере. Внешние диаметры задних подшипников первичного и вторичного валов принимаются $D \approx 0,9\alpha_\omega$, а обоих подшипников промежуточного вала – $D \approx 0,7\alpha_\omega$. Таким образом, по условию необходимой жесткости картера перемычка между соседними отверстиями под подшипники в стенке картера должна быть около $h = 0,2\alpha_\omega$.

Сначала выполняют статический расчет коробки передач на каждой ступени в отдельности. Задачей его является определение направлений действия и значений усилий в зубчатых зацеплениях и опорных реакций. Реакции определяются на основании расчетной схемы действующих на вал нагрузок с использованием методов механики и сопротивления материалов. Если действующие на вал нагрузки расположены в разных плоскостях, их проектируют на две взаимно перпендикулярные плоскости. Определив реакции в каждой плоскости, производят их геометрическое сложение и получают результирующие опорные реакции.

При составлении расчетной схемы действующих на вал нагрузок радиальная реакция в опоре с радиальным подшипником прикладывается в

плоскости симметрии подшипника (рис.1.17). В опоре с радиально-упорным однорядным подшипником радиальная реакция прикладывается в точке пересечения оси вращения подшипника с нормалью, проведенной в середине контактной площадки тела качения с наружным кольцом (рис. 4.5). Расстояние a_R (опорная база) от точки приложения радиальной реакции до широкого торца наружного кольца подшипника

$$a_R = 0,5 [B + 0,5(d + D)\text{tg}\alpha], \quad (4.35)$$

где α – угол контакта.

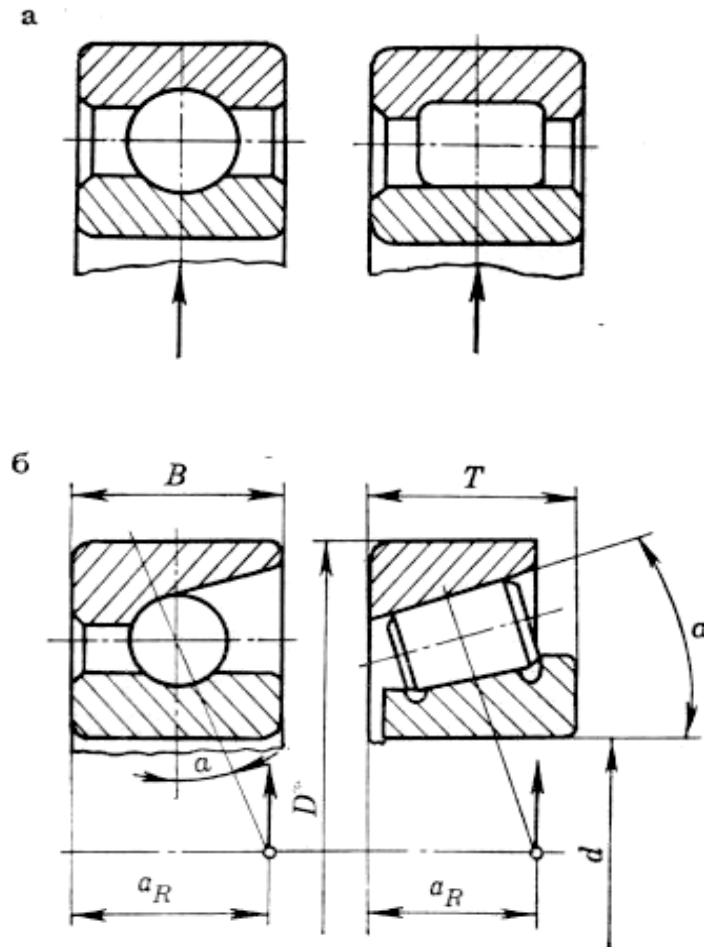


Рис. 4. 5. Схемы к определению опорной базы подшипников качения

Размеры B , d , D указаны на рис. 4.5. Для радиально-упорного роликоподшипника вместо B подставляется значение T .

Для трехвальных соосных коробок передач определение реакций начинают со вторичного вала. Нагрузку на переднюю опору вторичного вала затем учитывают как нагрузку на консоли первичного вала. Расчетные схемы для статического расчета трехвальной соосной коробки передач с двухопорными валами показаны на рис. 1.17.

При расчете подшипников используют те же характеристики нагрузочного режима, что и для зубчатых колес. В общем случае применяются два вида

расчета подшипников качения: на долговечность и статическое нагружение. Первый является основным для подшипников, вращающихся под нагрузкой; второй – для подшипников, воспринимающих внешнюю нагрузку без относительного вращения колец. В условиях статического нагружения работают, например, подшипники ступиц зубчатых колес постоянного зацепления вторичного вала коробок передач.

Расчет подшипников на долговечность. При расчете на долговечность последовательно определяют: радиальную F_r и осевую F_α нагрузки на подшипник, эквивалентную динамическую нагрузку P и приведенную нагрузку $P_{пр}$. Указанные нагрузки определяют на каждой из передач, на которых подшипник нагружен. После этого находят общую долговечность подшипника (в километрах пробега автомобиля L_n)

$$L_n = 10^6 C^m / \sum F_{прi}^m n_{li}, \quad (4.36)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н; $F_{прi}$ – приведенная нагрузка на i -й передаче, Н ($m = 3$ – для шарикоподшипников, $m = 3,33$ – для роликоподшипников); n_{li} – число оборотов подшипника за 1 км пробега автомобиля на той же передаче.

Долговечность подшипника достаточна, если $L_n \geq L_0$, где L_0 – планируемый пробег. При проектировочных расчетах находят требуемую динамическую грузоподъемность подшипника

$$C_{тр} = \sqrt[m]{10^{-6} L_0 \sum F_{прi}^m n_{li}}. \quad (4.37)$$

Нагрузки на подшипник при расчете на долговечность определяют исходя из эквивалентного крутящего момента на входном валу узла:

$$T_{эi} = T_{pi} \sqrt[3]{K_{пни}},$$

где $T_{эi}$ – эквивалентный момент на i -й передаче, Н·м; T_{pi} – расчетный момент на данном валу на i -й передаче, Н·м; $K_{пни}$ – коэффициент пробега для i -й передачи. Определение T_p и $K_{пни}$ дано в гл. 1.

По эквивалентному моменту, пользуясь расчетной схемой узла (рис. 4.6), определяют опорные реакции и соответствующие им радиальную F_{ri} и осевую $F_{\alpha i}$ нагрузки подшипника. Радиальная нагрузка на подшипник F_r , равна результирующей радиальной реакции в подшипниковой опоре. Осевая нагрузка F_α , действующая на подшипник, определяется в зависимости от конструкции подшипниковых опор и типа установленных на них подшипников. При установке вала в фиксирующей и плавающей опорах действующая на вал внешняя осевая нагрузка F_x воспринимается подшипником фиксирующей опоры, поэтому $F_\alpha = F_x$. Эта нагрузка – алгебраическая сумма осевых усилий в зацеплении одновременно работающих на валу зубчатых колес. При установке вала в радиальноупорных однорядных подшипниках (в регулируемых опорах) осевая нагрузка на подшипник определяется исходя из действующей на вал внешней осевой нагрузки F_x и осевых составляющих S_i и S_{II} от радиальных нагрузок F_{ri} и F_{rII} (рис. 4.7). Осевая составляющая радиальной нагрузки на

подшипник для радиально-упорных роликоподшипников $S = 1,245F_r \operatorname{tg} \alpha$, где α – угол контакта. Для радиально-упорных шарикоподшипников $S = eF_r$, где e – вспомогательный коэффициент.

Значения α и e указываются в справочниках по подшипникам. Формулы для определения осевых нагрузок на радиально-упорные однорядные подшипники при их парной установке на валу приведены в табл. 4.6. При использовании таблицы следует соблюдать правило нумерации опор вала (см. рис.4.7). Цифрой I следует обозначать ту опору, для которой направление осевой составляющей S совпадает с направлением действующей на вал внешней осевой силы F_x , а II – опору, для которой указанные силы имеют противоположные направления.

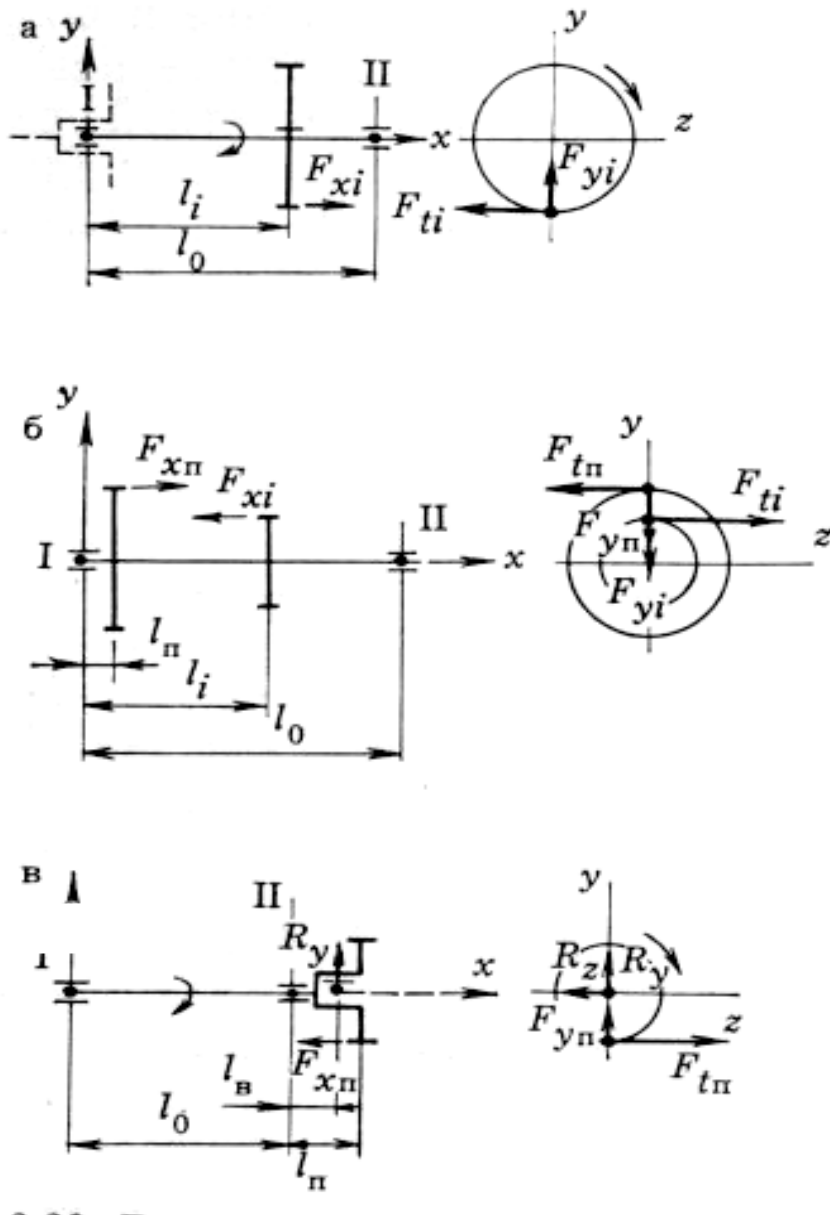


Рис. 4.6. Расчетные схемы для статического расчета трехвальной соосной коробки передач; а – вторичный вал; б – промежуточный; в – первичный; R_y, R_z – нагрузки на конце вторичного вала

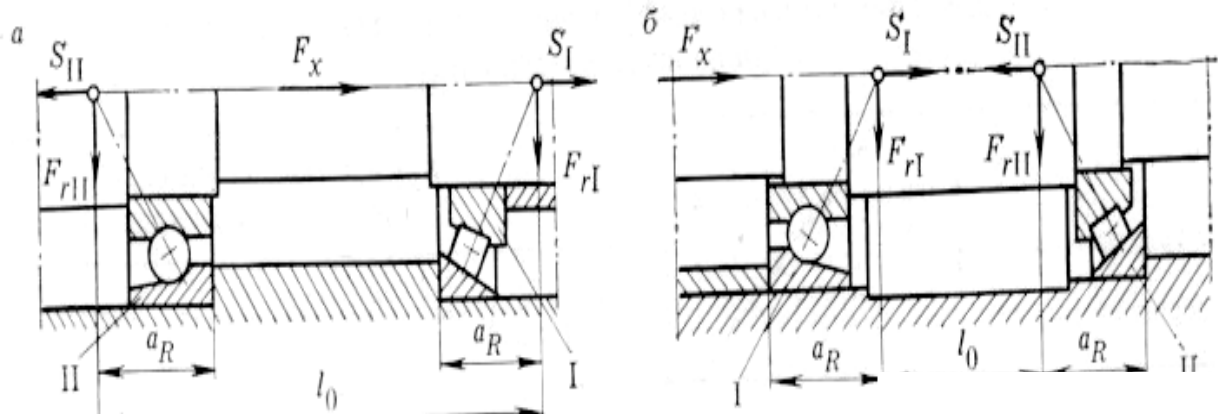


Рис. 4.7. Реакции опор и точки их приложения на валу при различных схемах установки подшипников

Таблица 4.6

Формулы для определения осевой нагрузки на радиально-упорные однорядные подшипники при их парной установке на валу

Условия нагружения	Опора I	Опора II
$S_I \geq S_{II}$ $F_x \geq 0$	$F_{\alpha I} = S_{II}$	$F_{\alpha II} = S_I + F_x$
$S_I < S_{II}$ $F_x \geq (S_{II} - S_I)$		
$S_I < S_{II}$ $F_x < (S_{II} - S_I)$	$F_{\alpha I} = S_{II} - F_{\alpha II} = S_{II} - F_x$	

Эквивалентная динамическая нагрузка F_9 , равна для подшипников: шариковых, радиальных и радиально-упорных, роликовых радиально-упорных – $XV F_r + Y F_{\alpha}$; роликовых радиальных – $V F_r$; шариковых и роликовых радиально-упорных сферических, упорно-радиальных шариковых и роликовых – $X F_r + Y F_{\alpha}$; упорных шариковых и роликовых – F_{α} , где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (их значения указаны в ГОСТ 18855—82); V – коэффициент вращения, $V = 1$ и $V = 1,2$ при внутреннем кольце, соответственно, вращающемся и неподвижном по отношению к нагрузке.

Приведенная нагрузка $F_{пр}$ – это постоянная нагрузка, при применении которой к подшипнику долговечность его та же, что и в реальных условиях работы в подшипниковом узле:

$$F_{пр} = F_9 K_b K_T K_M, \quad (4.38)$$

где F_9 – эквивалентная динамическая нагрузка, Н; K_b , K_T , K_M – коэффициенты соответственно безопасности, температуры и материала. K_b определяют для каждой передачи в отдельности. K_T и K_M определяют независимо от включенной передачи.

Коэффициент безопасности $K_6 = K_{д1}K_{д2}$, где $K_{д1}$, $K_{д2}$ – коэффициенты динамических нагрузок. Первый учитывает влияние на долговечность подшипника динамической нагрузки в зацеплении зубчатых колес, возникающей из-за погрешностей их изготовления, второй – динамических нагрузок в агрегатах трансмиссии, возникающих вследствие колебаний, возбуждаемых двигателем, и воздействий дороги при движении автомобиля. Подшипники выходных валов, расположенные рядом с фланцем крепления карданного вала, а также подшипники дифференциала дополнительно испытывают динамическую нагрузку, обусловленную колебаниями карданного вала и дифференциала. Приблизительно значение коэффициента $K_{д1}$ можно определить по табл. 4.7. Можно принимать: $K_{д2}=1,2$ для подшипников, расположенных рядом с фланцем крепления карданного вала; $K_{д2}=1,5$ для подшипников дифференциала; $K_{д2} = 1-1,2$ для прочих подшипников агрегатов трансмиссии (в зависимости от вида трансмиссии и особенностей подвески агрегата).

Таблица 4.7

Приближенные значения коэффициента внутренних динамических нагрузок подшипников качения $K_{д1}$

Агрегат трансмиссии	Кол-во зубчатых колес на валу, работающих одновременно	$K_{д1}$ при включенной ступени в коробке передач		
		Низшей или соседней с ней	Промежуточный	Низшей или соседней с ней
Коробка передач	1	1,1	1,15...1,25	1,3
	2	1,15	1,2...1,3	1,4
Главная передача	1	1,0	1,05...1,15	1,2
	2	1,05	1,1...1,2	1,25
Раздаточная коробка	1	1,05	1,1...1,2	1,25
	2	1,1	1,15...1,25	1,3

Примечание: Для подшипников соответствующих агрегатов гидромеханической трансмиссии указанное значение следует возвести в степень 0,5.

Коэффициент температуры K_T учитывает влияние теплового режима работы подшипника на его долговечность. В агрегатах трансмиссии автомобилей температура масла ограничивается обычно 100 °С, поэтому можно принимать $K_T = 1$.

Коэффициент материала K_M учитывает влияние поверхностной твердости деталей, выполняющих роль беговых дорожек, на долговечность подшипника. Для подшипников с внутренним и внешним кольцом $K_M = 1$. Для подшипников без одного или обоих колец K_M определяют по графику (рис.4.2) в зависимости от поверхностной твердости деталей, выполняющих роль беговых дорожек. Частота вращения подшипника за 1 км пробега автомобиля $n_1 = [500/(\pi r_0)] u_{п.к}$, где $u_{п.к}$ – передаточное число участка трансмиссии от рассчитываемого подшипника до ведущих колес.

Динамическая грузоподъемность подшипника C – расчетная нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая для упорных и упорно-радиальных), которую подшипники могут выдержать в течение расчетного срока службы, соответствующего 1 млн. оборотов внутреннего кольца. Расчетный срок службы соответствует числу оборотов, при котором не появляется признаков усталости металла не менее, чем у 90 % подшипников данной группы, находящихся в одинаковых условиях. Значения C для стандартных подшипников приведены в справочниках; для нестандартных – рассчитывают по формулам, приведенным в ГОСТ 18855–82.

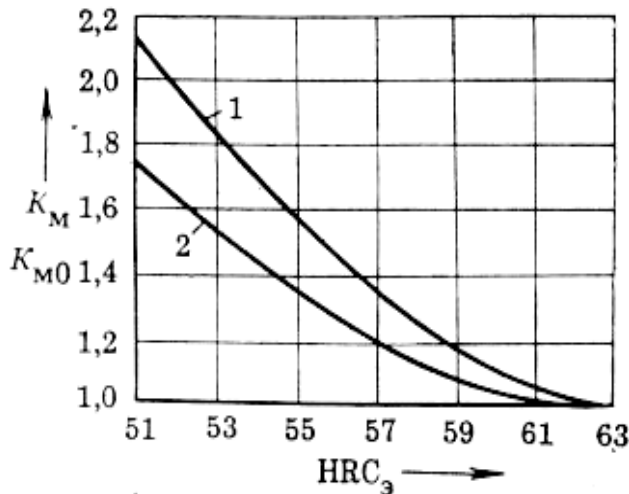


Рис. 4.9. Зависимость коэффициентов материала от твердости его поверхности:

- 1 – при расчете долговечности подшипника;
2 – при расчете подшипника по статической нагрузке

Расчет подшипников при статическом нагружении. Работоспособность подшипника при статическом нагружении обеспечивается, если выполняется условие

$$C_0 \geq F_0 K_{\beta 0} K_{M0}, \quad (4.39)$$

где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника, Н; F_0 – эквивалентная статическая нагрузка, Н; $K_{\beta 0}$ – коэффициент безопасности при статическом нагружении; K_{M0} – коэффициент материала. Статическая грузоподъемность C_0 – статическая нагрузка, (радиальная для радиальных и радиально-упорных и осевая для упорных подшипников), вызывающая в наиболее нагруженной

зоне контакта общую остаточную деформацию тела качения и колец, равную 0,0001 диаметра тела качения. Для стандартных подшипников значения C_0 приведены в справочниках; для нестандартных – рассчитывают по формулам, приведенным в ГОСТ 18854–73.

Эквивалентная статическая нагрузка F_0 , определяется исходя из радиальной F_{r0} и осевой $P_{\alpha 0}$ нагрузок на подшипник, которые находят в результате статического расчета узла. При этом расчет выполняют по максимальному динамическому моменту M_{jmax} на входном валу узла. Формулы для расчета F_0 подшипников различных видов приведены в справочниках. В частном случае, относящемся к подшипникам ступиц зубчатых колес постоянного зацепления вторичного вала коробок передач, $F_0 = F_{r0}$, где F_r – геометрическая сумма окружного и радиального усилий в соответствующем зубчатом зацеплении.

Коэффициент безопасности $K_{\beta 0}$ при расчете указанных выше подшипников можно принимать равным единице. Коэффициент материала K_{M0} при отсутствии одного кольца или обоих определяется по рис. 4.9 в зависимости от

поверхностной твердости детали, на которую установлены тела качения. Для подшипников с кольцами $K_{Mo} = 1$.

5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

5.1. Определение усилий, действующих на шестерни

Валы коробки передач рассчитываем на прочность, а так же определяем их прогиб и углы наклона на каждой передаче в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Так как шестерни постоянного зацепления и шестерни третьей и второй передачи имеют винтовые зубья, то кроме окружных и радиальных усилий, на указанных шестернях действуют еще и осевые усилия.

Определение сил, действующих нормально к поверхности зуба производим с учетом угла трения φ , равного 5° . На рис. 5.1 представлена схема действия сил на шестерни передач.

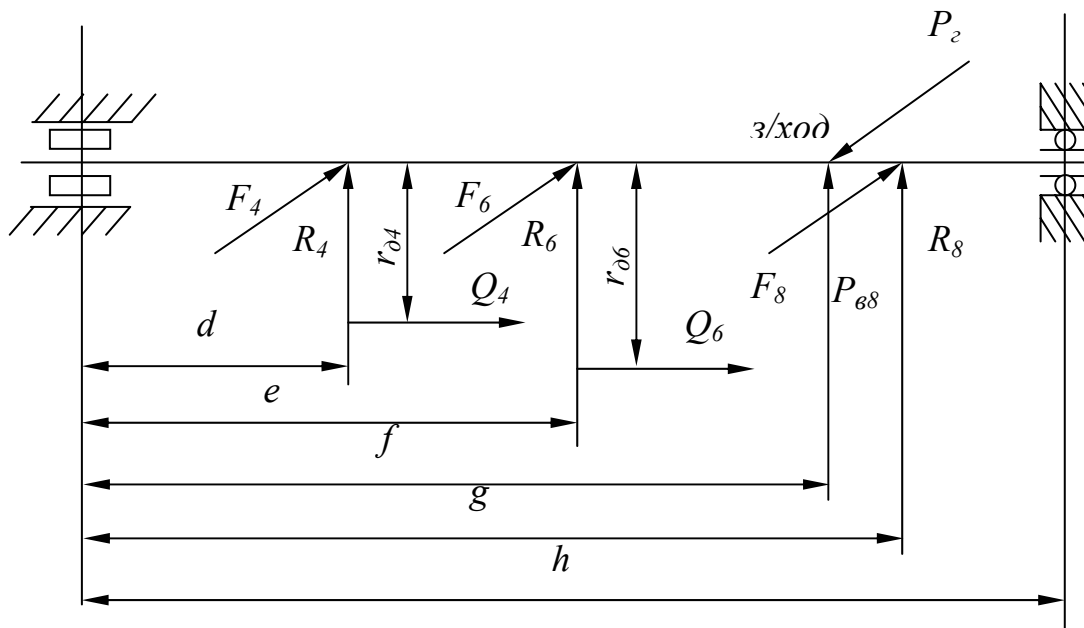


Рис. 5.1 Схема действия сил на вторичный вал на разных передачах

Здесь F – окружное усилие. Угол $\alpha = \alpha_d = 20^\circ + 5^\circ = 25^\circ$, где $\alpha_d = 20^\circ$ – угол зацепления; $\varphi = 5^\circ$ – угол трения. $\text{tg } 25^\circ = 0,46631$; $\cos \beta = 0,87578$; F_1 – представляет собой силу, направленную перпендикулярно к профилю зуба в точке зацепления; сила $F_1 = \frac{F}{\cos \beta}$; радиальное усилие $R = F_1 \text{tg} \alpha$; осевое усилие Π , согласно рис. 5.1, определится из выражения: $F \text{tg} \beta$. Окружное усилие $F = \frac{T_{\text{има}}}{r_{\text{di}}}$ кг; где T – крутящий момент на передачах, r_{di} – радиус делительной окружности шестерни данной передачи.

Крутящий момент на валах:

Первичный вал $T_1 = T_{\max} = 170,0$ Нм.

Промежуточный вал $T_{II} = T_{\max} \frac{z_2}{z_1} = 170,0 \frac{32}{15} = 362,7$ Нм.

Вторичный вал, четвертая передача $T_{прIV} = T_{\max} = 170,0$ Нм.

Третья передача $T_{прIII} i_{III} = T_{\max} = 170,0 \cdot 158 = 268,6$ Нм.

Вторая передача $T_{прII} = T_{\max} \cdot i_{II} = 170,0 \cdot 2,641 = 449,0$ Нм.

Первая передача $T_{прI} = T_{\max} \cdot i_I = 170,0 \cdot 4,124 = 701,1$ Нм.

Задний ход $T_{пр з/х} = T_{\max} \cdot i_{з/х} = 170,0 \cdot 5,224 = 888,0$ Нм.

Некоторые данные по шестерни и действующие на них усилия, подсчитанные по приведенным формулам сводим в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Усилия, действующие на шестерни коробки передач

	Шестерни 1-2 постоян- ного за- цепления	Шестерни 3-4 третьей передачи	Шестерни 5-6 третьей передачи	Шестерни 7-8 первой передачи	Шестерни 7-9 зад- него хода	Шестерни 10-8 зад- него хода
1	2	3	4	5	6	7
Угол давления α	25°	25°	25°	25°	25°	25°
Угол наклона зубьев β	28°51' 45"	28°51' 45"	28°51' 45"	-	-	-
РН						
Окружное усилие	6620	7840	10080	13310	13810	17500
Радиальное усилие	3525	4174	5367	6440	6440	816
РН						
Осевое усилие Π кг	3650	4320	5560	-	-	-

5.2. Определение реакции на опорах валов

Значения плеч приложения сил, согласно обозначениям на рис 5.1 будут следующие: $a = 185$ мм; $f = 135$ мм; $g = 90$ мм; $b = 27$ мм; $d = 156$ мм; $c = 203$ мм; $d = 81$ мм; $h = 193$ мм; $k = 53$ мм; $e = 102$ мм; $m = 10$ мм; $n = 32$ мм.

а) Реакции на опорах вторичного вала

При передаче через вторичный вал крутящего момента одна из установленных на ней шестерен зацепляется с соответствующей шестерней промежуточного вала.

Действие сил на шестерню вторичного вала на третьей передаче изображено на рис. 5.1.

Реакции на опору С.

$$\text{Вертикальная реакция } C_4^b = \frac{R_4(h-d) - Q_4 \cdot r_{d4}}{h} = \frac{4174(19,3-8) - 432 \cdot 3,4255}{19,3} = 429,78 \text{ Н.}$$

$$\text{Горизонтальная реакция } C_4^r = \frac{R_4(h-d)}{h} = \frac{4840(19,3-8,1) - 432}{19,3} = 2786,32 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение реакции } C_4 = \sqrt{(C_4^r)^2 + (C_4^b)^2} = \sqrt{1662^2 + 4452^2} = 78,19 \text{ Н.}$$

Индекс 4 определяет номер шестерни, указанный на рис. 5.1.

Реакции на опору Д.

$$\text{Вертикальная реакция } D_4^b = \frac{R_4 d + Q_4 \cdot r_{d4}}{h} = \frac{4174 \cdot 8,1 + 4320 \cdot 3,4255}{19,3} = 8663,97 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение } D_4 = \sqrt{(D_4^r)^2 + (D_4^b)^2} = \sqrt{8290^2 + 2518^2} = 8663 \text{ Н.}$$

Действие сил на шестерню вторичного вала на второй передаче изображено на рис. 5.1.

Реакция на опору С

$$C_6^b = \frac{R_{64}(h-e) - Q_6 \cdot r_{d6}}{h} = \frac{5367(19,3-10,2) - 556 \cdot 4,4532}{19,3} = -1282637 \text{ Н.}$$

$$\text{Горизонтальная реакция } C_6^r = \frac{R_6(h-e)}{h} = \frac{1008(19,3-10,2)}{19,3} = 475,2 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение реакции: } C_6 = \sqrt{(C_6^b)^2 + (C_6^r)^2} = \sqrt{1250^2 + 4753^2} = 4914 \text{ Н.}$$

Реакции на опору Д.

$$\text{Вертикальная реакция } D_6^b = \frac{R_6 \cdot L + Q_6 \cdot r_{d6}}{h} = \frac{5367 \cdot 10,2 + 5560 \cdot 4,4532}{19,3} = 4119 \text{ Н.}$$

$$\text{Горизонтальная реакция } CD_6^r = \frac{R_6 \cdot L}{h} = \frac{10080 \cdot 10,2}{19,3} = 5327 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение реакции } D_6 = \sqrt{(D_6^b)^2 + (D_6^r)^2} = \sqrt{4119^2 + 5327^2} = 6736 \text{ Н.}$$

Реакции на опору С.

$$\text{Вертикальная реакция } C_8^b = \frac{R_8(h-d) - Q_4 \cdot r_{d4}}{h} = \frac{6440,0(19,3-15,6) - 432}{19,3} = 1234 \text{ Н.}$$

$$\text{Горизонтальная реакция } C_8^r = \frac{R_8(h-d)}{h} = \frac{13810(19,3-15,6)}{19,3} = 2647 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение реакции } C_8 = \sqrt{(C_8^b)^2 + (C_8^r)^2} = \sqrt{1234^2 + 2648^2} = 2921 \text{ Н.}$$

Реакции на опору Д.

$$\text{Вертикальная реакция } D_8^b = \frac{R_8 \cdot d}{h} = \frac{6440 \cdot 15,6}{19,3} = 5205 \text{ Н.}$$

$$\text{Горизонтальная реакция } D_8^r = \frac{R_8 \cdot d}{h} = \frac{13810 \cdot 15,6}{19,3} = 11160 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение реакции } D_8 = \sqrt{(D_8^b)^2 + (D_8^r)^2} = \sqrt{5205^2 + 1160^2} = 5222,7 \text{ Н.}$$

При включении заднего хода блок шестерен заднего хода скользит по оси, шестерня 9 сцепляется с шестерней 7 промежуточного вала, а шестерня 10 – с шестерней 8, сидящей на шлицах вторичного вала. При этом силы, действующие на шестерню 8 лежат не в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а в некоторой плоскости, проходящей через оси вторичного вала и валика блока шестерен заднего хода и в плоскости ей перпендикулярной.

По данным чертежа картера коробки передач определяем:

$$\varphi_8 = 43^\circ 33' ; \varphi_7 = 69^\circ 42' .$$

$$\text{tg}\alpha_8 = \frac{R_8}{F_8} = \frac{8160}{17500} = 0,46629; \alpha_8 = 25^\circ; \text{tg}\alpha_7 = \frac{R_7}{F_7} = \frac{6440}{13810} = 0,46633; \alpha_8 \approx 25^\circ;$$

$$\Pi_8 = 90^\circ - (\varphi_8 + \alpha_8) = 90 - (43^\circ 33' + 25^\circ) = 21^\circ 27' ;$$

$$\Pi_7 = 90^\circ - \varphi_7 = 90 - 69^\circ 42' = 20^\circ 13' .$$

Усилия, действующие на шестерню 8 вторичного вала при включении заднего хода:

$$F_{r83/x} = -F_8 \cos\varphi_8 + R_8 \sin\varphi_8 = -17500 \cdot 0,72477 + 8160 \cdot 0,68899 = -7061 \text{ Н;}$$

$$F_{b83/x} = -P_8 \cos\varphi_8 + R_8 \sin\varphi_8 = -17500 \cdot 0,68899 + 8160 \cdot 0,72477 = -1797 \text{ Н.}$$

Реакции на опорах С и Д определяется из следующих выражений.

Вертикальная реакция на опору «С»:

$$\text{Вертикальная реакция } C_{b33/} = \frac{P_{b8}(h-f)}{h} = \frac{-17970(19,3-13,5)}{19,3} = -5400 \text{ Н.}$$

$$\text{Горизонтальная реакция } C_{r3/x} = \frac{F_{r8}(h-f)}{h} = \frac{-7061(19,3-13,5) - 432}{19,3} = -2099 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение реакции } C_{3/x} = \sqrt{5400^2 + 2099^2} = 5801 \text{ Н.}$$

$$\text{Вертикальная реакция на опору Д } D_{b3/x} = \frac{F_{b8} \cdot f}{h} = \frac{17970 \cdot 13,5}{19,3} = 12569 \text{ Н.}$$

$$\text{Горизонтальная реакция } D_{r3/x} = \frac{F_{r8}(h-f)}{h} = \frac{-(7061-13,5)}{19,3} = -365,1 \text{ Н.}$$

$$\text{Истинное значение реакции } D_{3/x} = \sqrt{12569^2 + (-365,1)^2} = 3991,4 \text{ Н.}$$

б) Реакции на опорах промежуточного вала

Промежуточный вал вращается на двух шариковых подшипниках, установленных в картере коробки передач. При передаче усилия промежуточный вал имеет включенными две шестерни: шестерню 2 и одну из шестерен 3, 5 и 7, соответствующих третьей, второй, первой передачам и передаче заднего хода.

При определении реакций на опорах от сил, действующих на две шестерни этого вала, принимаем, что реакция сосредоточена в серединах подшипников. При передаче крутящего момента через шестерню третьей передачи реакции на опорах E и P определяем по следующим формулам:

Реакция на опору E, вертикальная реакция:

$$E_{bIII} = \frac{R_2(c - m) - Q_2 \cdot r_{d2} + R_3(c - d - m) + Q_3 \cdot r_{d3}}{c}.$$

Горизонтальная реакция $E_{rIII} = \frac{F_2(c - m) - P_3(c - d - m)}{c}.$

Истинное значение $E_{III} = \sqrt{E_{bIII}^2 + E_r^2} \cdot H.$

Реакция на опору F, вертикальная реакция

$$F_{bIII} = \frac{R_3(d + m) - Q_3 \cdot r_{d3} + R_2m + Q_2r_{d2}}{c}.$$

Горизонтальная реакция: $F_{rIII} = \frac{F_3(d + m) - F_2m}{c}.$

Истинное значение: $F_{III} = \sqrt{F_{bIII}^2 + F_r^2} \cdot H.$

При передаче крутящего момента через шестерню второй передачи.

Реакция на опору E, вертикальная реакция

$$E_{bII} = \frac{R_2(c - m) - Q_2r_{d2} + R_5(c - e - m) + Q_5r_{d5}}{c}.$$

Горизонтальная реакция $E_{rII} = \frac{F_2(c - m) - F_5(c - e - m)}{c}.$

Истинное значение $E_{II} = \sqrt{E_{bII}^2 + E_{rII}^2}.$

Реакция на опоре F, вертикальная реакция:

$$F_{bII} = \frac{R_5(e + m) - Q_5r_{d5} + R_2m + Q_2r_{d2}}{c}.$$

Горизонтальная реакция: $F_{rII} = \frac{F_5(d + m) - F_2m}{c}.$

Истинное значение: $F_{II} = \sqrt{F_{bII}^2 + F_{rII}^2}.$

При передаче крутящего момента через шестерню первой передачи.

Реакция на опору E, вертикальная реакция

$$E_{bI} = \frac{R_2(c - m) - Q_2r_{d2} + R_7(c - d - m)}{c}.$$

Горизонтальная реакция $E_{rI} = \frac{F - F_2(c - m) - F_7(c - d - m)}{c}.$

Истинное значение $E_I = \sqrt{E_{bI}^2 + E_{rI}^2}.$

Реакция на опору F, вертикальная реакция $F_{bI} = \frac{R_1(m + d) + R_2m + Q_2r_{d2}}{c}.$

$$\text{Горизонтальная реакция } F_{r1} = \frac{F_7(m+d) - F_2 m}{c}.$$

$$\text{Истинное значение } F_1 = \sqrt{F_{b1}^2 + F_{r1}^2}.$$

При передаче крутящего момента через шестерню заднего хода.

Реакция на опору E, вертикальная реакция

$$E_{b3/x} = \frac{R_2(c-m) - Q_2 r_{d2} + R_7(c-d-m)}{c}.$$

$$\text{Горизонтальная реакция: } E_{r3/x} = \frac{F_2(c-m) - F_7(c-d-m)}{c}.$$

$$\text{Истинное значение: } E_{3/x} = \sqrt{E_{b3/x}^2 + E_{r3/x}^2}.$$

Реакция на опоре F, вертикальная реакция

$$F_{b3/x} = \frac{R_{b7}(m+d) + R_2 m + Q_2 r_{d2}}{c}.$$

$$\text{Горизонтальная реакция } F_{r3/x} = \frac{F_{r7}(m+d) + F_2 m}{c}.$$

$$\text{Истинное значение: } F_{3/x} = \sqrt{F_{b3/x}^2 + F_{r3/x}^2},$$

где силы F_{r7} и F_{b8} определяются согласно рис. 7, на которой изображена схема действия сил на шестерню 7 заднего хода промежуточного вала.

$$F_{b7} = F_7 \cos\varphi_7 + F_7 \sin\varphi_7 = 6440 \cdot 3,4693 + 13910 \cdot 0,93789 = 15186 \text{ Н};$$

$$F_{r7} = F \cos\varphi_7 - R_7 \sin\varphi_7 = 6440 \cdot 9,3789 - 13810 \cdot 0,34693 = 1250 \text{ Н}.$$

По приведенным выражениям определяем величины реакций, значения которых сводим в таблицу 5.

Таблица 5.2

Реакция опор промежуточного вала

Наименование реакций	Передачи			
	III	II	I	Задний ход
Горизонтальная реакция на опору E: E_r Н	1968	1775	3777	6522
Истинное значение на опору E: E Н	5740	6020	5170	8300
Вертикальная реакция на опору F: F_b Н	2046	3135	6425	13578
Горизонтальная реакция на опору F: F_r Н	3188	5235	10967	1348
Истинное значение реакции на опору F: FH	3780	6100	12710	13640

в) Реакции на опорах первичного вала

На шестерню привода промежуточного вала действуют те же усилия, что и на шестерню промежуточного вала, но направлены они в противоположную сторону. Первичный вал лежит на 2-х опорах А и В. Роликовый подшипник, помещающийся в гнезде этого вала, является опорой С вторичного вала, реакции которой нами уже определены.

Реакции на опорах А и В первичного вала определяем по следующим выражениям:

$$\text{Реакция на опору А, вертикальная реакция } A_b = \frac{(C_d + R_1)b - Q_1 r_{d1}}{a} \text{ Н}.$$

Горизонтальная реакция $A_r = \frac{P \cdot b - C_r b}{a} H$.

Истинное значение $A = \sqrt{A_b^2 + A_r^2} H$.

Реакция на опору В, вертикальная реакция $B_b = \frac{(C_d + R_1)(a + d) - Q_1 r_{d1}}{a} H$.

Горизонтальная реакция: $B_r = \frac{P_1(a + b) - C_r(a + b)}{a}$.

Истинное значение: $B = \sqrt{B_b^2 + B_r^2}$.

По приведенным выражениям для переднего и заднего хода автомобиля определяем величины реакций на опоры первичного вала и их значения сводим в таблицу 5.3.

Таблица 5.3.

Реакции опор первичного вала

Наименование реакций	Передачи				
		III	II	I	Задний ход
Значения реакций на опоре С	$C_b H$	1660	1250	1234	5400
	$C_r H$	4550	4753	2648	-2120
Вертикальная реакция на опоре А	$A_d H$	25,0	19,0	19	79,6
Горизонтальная реакция на опоре А	$A_r H$	30,2	27,3	580	12760
Истин. значение реакц. на опоре А	A	392	333	610	1500
Вертикальная реакция на опоре В	$B_b H$	5430	4960	4950	9720
Горизонтальное значение реакции на опоре В	$B_r H$	2370	2140	4550	10010
Истинное значение реакции на опоре В	B	5920	5400	6720	13950

г) Реакции на опорах оси блока шестерен заднего хода
 $q = 90$ мм; $n =$ мм; $k =$ мм.

Усилия F_{r7} , F_{r8} , F_{b7} , и F_{b8} были определены ранее. Но на шестерни блока шестерен они действуют в противоположную сторону и имеют обозначения: F_{r7}^1 , F_{r8}^1 , F_{b7}^1 , и F_{b8}^1 .

Реакции на опоры К и L определяем по следующим выражениям:

Реакция на опору К, вертикальная реакция $K_b = \frac{R_{b8}(q - n) + F_{b7}^1(q - k)}{q}$.

Горизонтальная реакция $K_r = \frac{F_{r8}^1(q - n) - F_{r7}^1(q - k)}{q}$.

Истинное значение $K = \sqrt{K_b^2 + K_r^2}$.

Реакция на опору L, вертикальная реакция $L_b = \frac{+ R_{b8}^1 K - F_{b8}^1 n}{q}$.

$$\text{Горизонтальная реакция } L_r = \frac{-F_{r7}^1 K + F_{r8}^1 n}{q}.$$

$$\text{Истинное значение: } L = \sqrt{L_b^2 + L_r^2}.$$

По приведенным выражениям определяем величины реакций на опоры оси блока шестерен заднего хода и их значения сводим в таблицу 5.4.

Таблица 5.4

Наименование реакций		Величины усилий, Н
Вертикальные усилия шестерни вторичного вала	$F_{b83/x}^1$	17970
Горизонтальное усилие шестерни вторичного вала	$F_{r83/x}^1$	7060
Вертикальное усилие шестерни промежуточного вала	F_{b7}^1	15186
Горизонтальное усилие шестерни промежуточного вала	F_{r7}^1	1250
Вертикальная реакция на опоре К	K_b	5340
Горизонтальная реакция на опоре К	K_r	4036
Истинное значение реакций на опоре К	K	6700
Вертикальная реакция на опоре L	L_b	2550
Горизонтальная реакция на опоре L	L_r	1774
Истинное значение реакций на опоре L	L	3110

Удельное давление втулки блока шестерен заднего хода.

$$P_{\max} = \frac{Q}{d_k \cdot e_k} = \frac{19290}{1,9 \cdot 4,4} = 23,1 \text{ МПа};$$

$$\text{где } Q = \sqrt{(P_{r83/x}^2)^2 + (P_{b83/x}^1)^2} = \sqrt{7060^2 + 17970^2} = 19307 \text{ Н}, e_k = 45 - 1 = 44 \text{ мм}.$$

5.3. Расчет валов

Расчет валов коробки передач на прочность производят на изгиб и кручение:

а) Вторичный вал

Усилия на вторичный вал передаются при включении одной из шестерен, соответствующей той или иной передаче.

Величины изгибающих моментов определяем по величинам истинных значений реакции на опорах этого вала.

Момент сопротивления на изгиб и на кручение сечений вала, имеющего шлицы, определяем по внутреннему диаметру вала из выражений

$$W_{\text{из}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad W_{\text{кр}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}.$$

Из рассмотрения рис.5.2, на которой приведена схема коробки передач, определяем, что наибольшее напряжение от действия изгибающих моментов на разных передачах имеют следующие сечения:

1. Сечение I-I – находящееся под осью шестерни 4 третьей передачи
 2. Сечение II-II – под осью шестерни второй передачи.
 3. Сечение III-III – под осью шестерни 8 при включении передачи заднего хода.
 4. Сечение IV-IV – под осью шестерни 8 при включении первой передачи.
- Напряжения изгиба определяются по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M_{изг}}{W_{II}}, \quad (5.1)$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент в рассматриваемом сечении. $M_{изг\ I-I} = C \cdot b$ – изгибающий момент в сечении I-I; $M_{изг\ II-II} = C \cdot b$ – изгибающий момент в сечении II-II; $M_{изг\ III-III} = C \cdot f$ – изгибающий момент в сечении III-III; $M_{изг\ IV-IV} = C \cdot q$ – изгибающий момент в сечении IV-IV; где C – истинное значение реакции на опоре C ; d, e, f, q – расстояние от опоры C до рассматриваемого сечения.

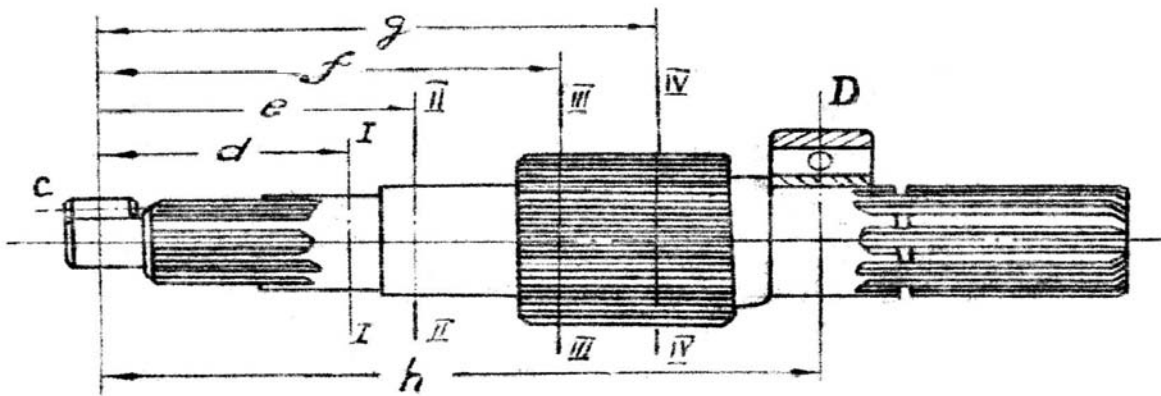


Рис. 5.2. Схема расчетных сечений вторичного вала

Напряжения кручения подсчитываем по формуле

$$\tau = \frac{T_{кр}}{W_{кр}}, \quad (5.2)$$

где $T_{кр} = p_i \cdot r_{дi}$ – крутящий момент на вторичном валу; p_i – окружное усилие шестерни рассматриваемого сечения; $r_{дi}$ – радиус делительной окружности шестерни рассматриваемого сечения.

Изгибающие и крутящие моменты, подсчитанные по приведенным формулам, а также получающиеся напряжения в сечениях приведены в таблице 5.5.

Величины сложных результирующих напряжений, приведенные в данной таблице, определены по формуле энергетической теории прочности $\sigma_c = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3 \cdot \tau^2}$, которая для пластических материалов дает наиболее близкие к действительности результаты.

Напряжения в сечениях вторичного вала

Наименование величины	Сечение I-I при включении III передачи	Сечение II-II при включении II передачи	Сечение IV-IV при включении I передачи	Сечение III-III при включении заднего хода
Истинное значение реакции на опору С	484	491	292	540
Расстояние от опоры С до рассматриваемого сечения, см.	8,1	10,2	15,6	13,5
Изгибающий момент в рассматриваемом сечении $M_{из}$, Н·м	39200	50080	45550	72900
Внутренний диаметр сечения d , см	2,950*	4,15*	5,36	5,36
Момент сопротивления на изгиб $W_{из}$, см ³	2,519	7,013	15,11	15,11
Напряжение изгиба $\sigma_{из}$, МПа	155,6	71,4	30,1	48,2
Крутящий момент $T_{кр}$, кг·см	26860	44900	70090	88810
Момент сопротивления на кручение $W_{кр}$, см ³	5,038	14,026	30,22	30,22
Напряжение кручения τ , МПа	53,8	32	23,2	39,4
Наибольшие касательные напряжения $(\tau)_{max}$, МПа	188,6	95,8	55,3	76
Результирующие напряжения σ_c , МПа	180,9	90,3	50,2	70,1

Примечание: *Размеры взяты по выточке.

Величины наибольших эквивалентных касательных напряжений $(\sigma_{\tau_3})_{max}$ определены по третьей теории прочности по формуле $\sigma_{\tau_3} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2}$.

б) Промежуточный вал

На рис. 5.2 показаны расчетные сечения промежуточного вала: сечение I-I – под осью шестерни 3 – третьей передачи; сечение II-II – под осью шестерни 5 – второй передачи.

Напряжения изгиба определяем по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}}, \quad (5.3)$$

$M_{изI-I} = F \cdot (c - d - m)$ – изгибающий момент в сечении I-I; $M_{изII-II} = F \cdot (c - e - m)$ – изгибающий момент в сечении II-II (см. рис. 5.2.), где F – истинное значение реакции на опоре F ; $(c - d - m)$ и $(c - e - m)$ – расстояние от опоры F до рассматриваемого сечения.

Напряжения кручения подсчитываем по формуле

$$\tau = \frac{T_{кр}}{W_{кр}}, \quad (5.4)$$

где $T_{кр} = F \cdot r_{d2}$ – крутящий момент на промежуточном валу, здесь F – окружное усилие; r_{d2} – радиус начальной окружности шестерни 2.

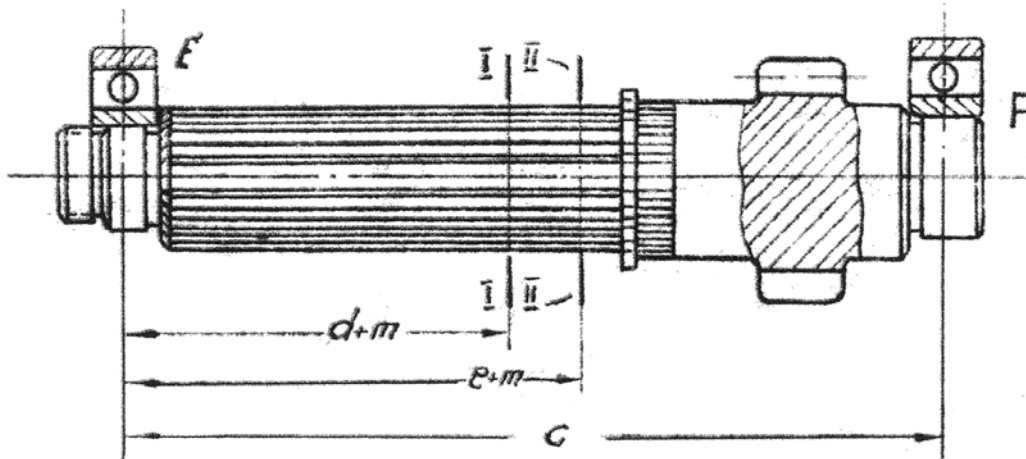


Рис. 5.3. Расчетные сечения промежуточного вала.

Величины сложных результирующих напряжений, приведенные в данной таблице, определены по формуле $\sigma_c = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3 \cdot \tau^2}$. Величины наибольших касательных напряжений – по формуле $\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2}$.

Допускаемые напряжения на изгиб 150–270 МПа.

г) Первичный вал

Для расчета первичного вала изгибающие моменты определяем в зависимости от величины истинного значения реакции на опоре А.

На рис. 5.3 показаны расчетные сечения первичного вала $a=185 \cdot 10^{-3}$ м, $x=80 \cdot 10^{-3}$ м, $y=135 \cdot 10^{-3}$ м, $z=167 \cdot 10^{-3}$ м, $D_1=26,05 \cdot 10^{-3}$ м, $D_2=25 \cdot 10^{-3}$ м, $D_3=34 \cdot 10^{-3}$ м.

Первичный вал на всех передачах передает крутящий момент, равный максимальному моменту двигателя M_{\max} . Изгибающие моменты в расчетных сечениях следующие: $M_{\text{ui}}=A \cdot x$ Н·м; $M_{\text{uii}}=A \cdot y$ Н·м; $M_{\text{uiii}}=A \cdot z$ Н·м.

Напряжения кручения подсчитываем по формуле

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (5.5)$$

Напряжения изгиба подсчитываем по формуле

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \quad (5.6.)$$

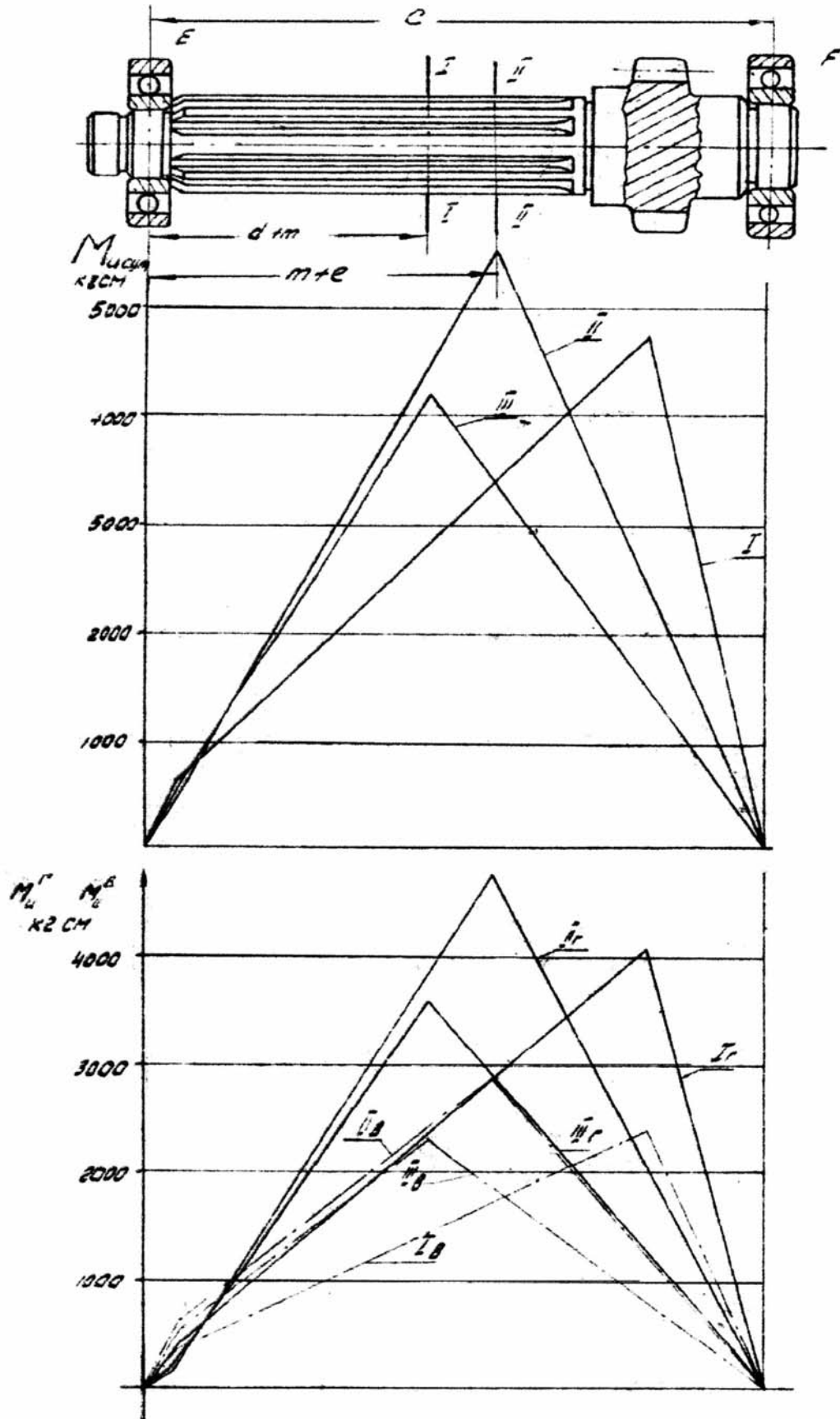


Рис. 5.4. Эпюры изгибающих моментов промежуточного вала

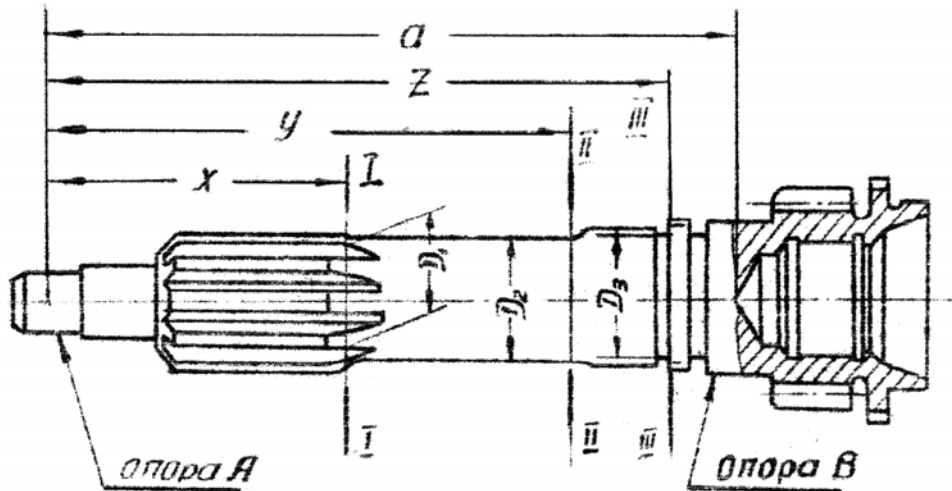


Рис. 5.5. Расчетные сечения первичного вала

Результирующие наибольшее касательные напряжения определяем по формулам: $\tau_c = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3 \cdot \tau^2}$ – формула энергетической теории.

$(\sigma_{эк})_{max} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau^2}$ – по третьей теории прочности.

Геометрические характеристики расчетных сечений сведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Геометрические характеристики расчетных сечений первичного вала

Сечение	Минимальный диаметр D, см	Расстояние от опоры А, см	Моменты сопротивления	
			Изгибу $W_{из}, \text{см}^3$	кручению $W_{кр}, \text{см}^3$
I-I	2,605	8,0	1,735	3,17
II-II	2,5	13,5	1,562	3,124
III-III	3,4	16,7	3,857	7,714

Значения изгибающих и крутящих моментов, подсчитанных по приведенным формулам, сведены в таблицу 5.7.

Таблица 5.7

Крутящие и изгибающие моменты в расчетных сечениях первичного вала Н·м

	Сечение	Передачи			
		III	II	I	з/х
Крутящий момент	-	170	170	170	170
Реакция опоры А, Н	-	392	338	610	1500
Изгибающие моменты в Н·м	I-I	31,36	26,64	48,8	120
	II-II	52,9	45	82,35	202,5
	III-III	65,5	55,6	101,87	250,5

д) Шлицы вторичного вала

Расчет шлиц вторичного вала проводим только для первой передачи и заднего хода. Боковые поверхности зубьев шлицевого соединения работают на смятие, а основания их на изгиб и срез. Для применяемых на практике соотношений элементов шлицевых соединений решающее значение имеет расчет на смятие.

Проверку напряжения смятия производим по зависимости

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T_{\text{кр.маx}}}{\psi \cdot z \cdot F \cdot l \cdot r_{\text{cp}}}; T_{\text{кр.маx}} = 700,9 \text{ Н}\cdot\text{м} - \text{на первой передаче}; T_{\text{кр.маx}} = 888,1 \text{ Н}\cdot\text{м} -$$

при заднем ходе; где $T_{\text{кр.маx}}$ – наибольший крутящий момент, передаваемый шлицевым соединением в Н·м; $\psi = 0,75$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев (шлиц); $z = 22$ – число зубьев (шлиц); F – проекция рабочей поверхности зуба в 1 см на его среднюю диаметральную плоскость в см².

Значения напряжений, подсчитанных по выше приведенным формулам (5.5), (5.6) сведены в таблицу 5.8.

Таблица 5.8
Напряжения в расчетных сечениях первичного вала

Сечение	Вид напряжения	Передачи			
		III	II	I	з/х
I-I	$\sigma_{\text{из}}$, МПа	18,1	15,35	28,1	67,2
	τ , МПа	49	49	49	49
	$\sigma_{\text{с}}$, МПа	86,8	86,2	89,4	108,2
	P_{τ} , МПа	99,7	99,2	101,9	119
II-II	$\sigma_{\text{из}}$, МПа	33,9	28,8	52,7	129,6
	τ , МПа	54,4	54,4	54,4	54,4
	$\sigma_{\text{с}}$, МПа	100	98,4	107,9	160,2
	P_{τ} , МПа	114	112,5	120,9	169,3
III-III	$\sigma_{\text{из}}$, МПа	17	14,4	26,4	64,95
	τ , МПа	22	22	22	22
	$\sigma_{\text{с}}$, МПа	41,7	40,7	46,3	75,3
	P_{τ} , МПа	42,2	46,3	51,3	78,4

Для эвольвентных зубьев (шлиц):

$$F = 0,8 \cdot m = \frac{0,8 \cdot d_a}{z} = \frac{0,8 \cdot 5,5}{22} = 0,2 \text{ см}^2, \quad (5.7)$$

$l = 30 \text{ см}$ – рабочая длина зубьев (шлиц),

$$r_{\text{cp}} = \frac{D_{\text{в}} + d_a}{4} = \frac{6 + 5,5}{4} = 2,875 \text{ см}, \quad (5.8)$$

$D_{\text{в}} = 6 \text{ см}$ – наружный диаметр вала, $d_a = 5,5 \text{ см}$ – внутренний диаметр втулки (шестерни).

Подставив приведенные величины в формулу, получим следующие значения напряжений: первая передача $\sigma_{\text{см}} = 24,6 \text{ МПа}$, задний ход $\sigma_{\text{см}} = 31,2 \text{ МПа}$.

Размеры шлиц в соединении вала с карданом: $z = 10$; $D_B = 3$ см; $d_a = 2,4$ см.
Для прямоугольных шлиц:

$$F = \frac{D_B - d_a}{z} - (f + r) = \frac{30 - 24}{2} - (0,2 + 0,2) = 2,6 \text{ мм}^2 = 0,26 \text{ см}^2; \quad (5.9)$$

$f = 0,2$ мм – фаска на шлицах вала, $r = 0,2$ мм – радиус закругления шлица отверстия, $l = 3,45$ см – рабочая длина шлиц,

$$r_{cp} = \frac{D_B + d_a}{4} = \frac{3 + 2,4}{4} = 1,35 \text{ см}. \quad (5.10)$$

По данным размерам получим следующие напряжения: первая передача $\sigma_{сМ} = 77,2$ МПа; задний ход $\sigma_{сМ} = 97,8$ МПа.

е) Шлицы промежуточного вала

Расчет шлиц промежуточного вала на смятие производим только для третьей и второй передач по формуле:

$$\sigma_{сМ} = \frac{T_{кр,маx}}{\psi \cdot z \cdot F \cdot l \cdot r_{cp}}, \quad (5.11)$$

Примем для третьей передачи $T_{крIII}^{max} = 3628$ и второй $T_{крII}^{max} = 3628$ Н·м, размеры шлиц в соединении вала с шестернями 3 и 5: $z = 12$; $D_B = 3,5 \cdot 10^{-2}$ м – наружный диаметр вала $d_d = 3 \cdot 10^{-2}$ м – внутренний диаметр отверстия, $\psi = 0,75$;

$$r_{cp} = \frac{D_B + d_d}{4} = \frac{(3,5 + 3) \cdot 10^{-2}}{4} = 1,625 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

$F = 0,8 \cdot m = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – для эвольвентных шлиц; $l_3 = 4,2$ – рабочая длина шлиц шестерни 3; $l_2 = 1,9$ – рабочая длина шлиц шестерни 5; по данным размерам получим следующее напряжение: третья передача $\sigma_{сМ} = 29,5$ МПа; вторая передача $\sigma_{сМ} = 65,3$ МПа.

ж) Определение прогибов валов

Прогиб валов определяем для вторичного и промежуточного валов, т. к. прогиб первичного вала под шестерней мал и не влияет на работу шестерен.

Размеры расчетных сечений вторичного вала:

1. На III передаче $d_3 = 30 \cdot 10^{-3}$ м – сечение сплошного вала.
2. На II передаче $d_2 = 42 \cdot 10^{-3}$ м – сечение сплошного вала.
3. На I передаче и передаче заднего хода (шлицевой вал) имеет средний размер $d_{cp} = (60 + 54) \cdot 10^{-3} / 2 = 57 \cdot 10^{-3}$ м.

Прогиб вторичного вала в горизонтальной плоскости при включении первой передачи (под шестерней 8) определяем по формуле

$$Y_{I\Gamma} = \frac{F_B \cdot q^2 \cdot (h - q)^2}{3 \cdot h \cdot E \cdot J}, \quad (5.12)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости, J – экваториальный момент инерции сечения см^4 . Для круглого сечения момент инерции в сечении шестерен первой передачи и заднего хода равен $J_I = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 5,7^4}{64} = 51,79 \text{ см}^4$.

По аналогичной формуле определяем прогиб вала в горизонтальной плоскости на II и III передаче заднего хода.

Для определения прогиба вторичного вала в вертикальной плоскости на третьей передаче применяем формулу

$$Y_{\text{IIIВ}} = \frac{1}{3 \cdot h \cdot E \cdot J} \cdot \left\{ R_u \cdot d^2 \cdot (h-d)^2 + Q_{\text{ч}} \cdot \frac{d \cdot (h-d) r_{\text{дч}}}{h} \cdot [d^2 - (h-d)^2] \right\}. \quad (5.13)$$

Для первой передачи применяем формулу

$$Y_{\text{IВ}} = \frac{1}{3 \cdot h \cdot E \cdot J} \cdot R_8 \cdot q^2 \cdot (h - q^2). \quad (5.14)$$

По формуле (2) определяем прогиб в вертикальной плоскости на второй передаче; по формуле (3) определяем прогиб в вертикальной плоскости передаче заднего хода. Экваториальные моменты инерции вторичного вала по сечениям будут:

В сечении шестерни III-й передачи:

$$Y_{\text{III}} = \frac{\pi d_3^4}{64} = \frac{3,14 \cdot (3 \cdot 10^{-2})^4}{64} = 3,974 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4. \quad (5.15)$$

В сечении шестерни II-й передачи

$$Y_{\text{II}} = \frac{\pi d_2^4}{64} = \frac{3,14 \cdot (4,2 \cdot 10^{-2})^4}{64} = 15,267 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4. \quad (5.16)$$

Прогиб в вертикальной плоскости на передаче заднего хода определяем по формуле (5.12, 5.13, 5.14)). Все полученные величины прогибов на различных передачах сводятся в таблицу.

5.4. Промежуточный вал

Если промежуточный вал выполнен пустотелым и установлен на неподвижной оси, то прогибом этого вала можно пренебречь ввиду большой жесткости, расчет вала на жесткость не проводят. Когда вал выполнен цельным, как это имеет место в нашем случае, следует проводить подсчеты прогибов промежуточного вала. Определим прогибы промежуточного вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях. На промежуточный вал в горизонтальной плоскости действуют две силы.

Прогиб вала в некотором сечении NN определяется от силы F_1 и F_2 . Прогиб в сечении NN от силы F_1 определяется из выражения

$$y_{NN}^1 = \left| \frac{S_1}{6EJ} \left[-\frac{g_1 x^3}{1} + (x+g_1-1)^3 + \frac{g \cdot x}{1} (1^2 - g)^2 \right] \right|. \quad (5.17)$$

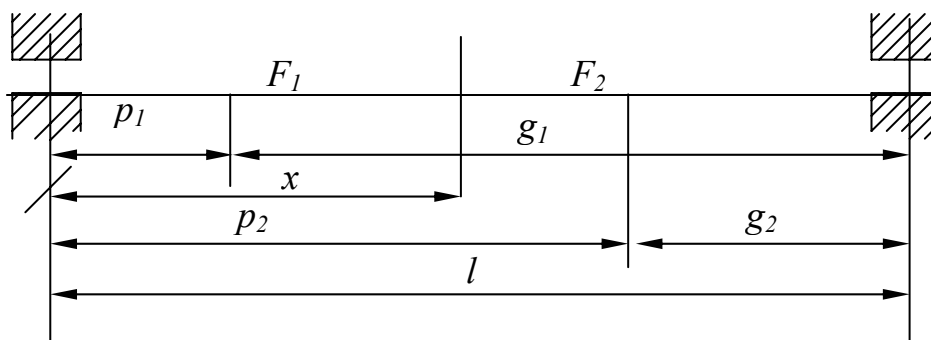


Рис. 5.6. Схема действия сил на балку

От силы F_2 в сечении NN из выражения

$$y_{NN}^2 = \frac{S_2 \cdot g_2}{6EJ} \cdot (-x^3 + l^2 \cdot x - g_2^2 \cdot x), \quad (5.18)$$

где $J = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^4}{64} = 5,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – экваториальный момент инерции, взятый по среднему диаметру. Суммарная стрела прогиба в сечении NN $y_{NN} = y_{NN}^1 + y_{NN}^2$.

Направление стрелы прогиба определяется направлением силы. В вертикальной плоскости кроме двух сил, перпендикулярных валу, действуют силы параллельные оси вала (осевые). На 2-й и 3-й передачах осевые силы направлены в противоположные стороны и уничтожают друг друга (разница в осевых силах на III передаче –67Н, на 2 передаче –191 кг), поэтому расчет прогибов в вертикальной плоскости проводим по тем же самым формулам, что и в горизонтальной плоскости.

Определим прогибы вала в сечениях I-I, II-II, III-III (см. рис. 5.5)

III передача. Прогибы в горизонтальной плоскости.

Из таблицы силы $S_1=F_2=6620 \text{ Н}$; $S_2=F_3=7840 \text{ Н}$.

Силы направлены в противоположные стороны. $g_1=193 \cdot 10^3 \text{ м}$; $x_1=57,5 \cdot 10^3 \text{ м}$; $x_3=131 \cdot 10^3 \text{ м}$; $g_2=112 \cdot 10^3 \text{ м}$; $x_2=110,5 \cdot 10^3 \text{ м}$; $l=203 \cdot 10^3 \text{ м}$.

Прогибы в сечениях I-I, II-II от силы: $S_1=6620 \text{ Н}$.

Сечение I-I:

$$\begin{aligned} [y_{I-I}^2]_{\Gamma} &= \frac{6620}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 5,14} \cdot \left[-\frac{19,3 \cdot 5,75^3}{20,3} + (5,75+19,3-20,3)^3 + \frac{19,3 \cdot 5,75}{20,3} \cdot (20,3^2 - 19,3^2) \right] = \\ &= \frac{6620}{64,764 \cdot 10^6} [-180,744 + 107,172 + 216,483] = \frac{6620}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 142,911 = 0,001461 \cdot 10^{-2} \text{ м}. \end{aligned}$$

Сечение II-II

$$\begin{aligned} [y_{2-2}^2]_{\Gamma} &= \frac{662}{64,764 \cdot 10^6} \cdot \left[-\frac{19,3 \cdot 11,05^3}{20,3} + (11,05 + 19,3 - 20,3)^3 + \frac{19,3 \cdot 11,05}{20,3} \cdot (20,3^2 - 19,3^2) \right] = \\ &= \frac{662}{64,764 \cdot 10^6} \cdot |(-1282,768 + 1015,075 + 416,0243)| = \frac{662}{64,764 \cdot 10^6} \cdot |148,331| = 0,00151610^{-2} \text{ м.} \end{aligned}$$

Прогибы в сечениях I-I, II-II, III-III от силы $S_2=78,4$ Н

Для сечения 1-1 этот прогиб определяется по формуле для сечений 2-2 и 3-3 по формуле (5.18).

Сечение I-I

$$\begin{aligned} [y_{1-1}^3]_{\Gamma} &= \frac{7840 \cdot 11,2}{64,764 \cdot 10^6 \cdot 20,3} \cdot |(-5,75^3 + 20,3^2 \cdot 5,75 - 11,2^2 \cdot 5,75)| = \\ &= \frac{7840 \cdot 11,2}{13147092 \cdot 10^6} \cdot |(-190,109 + 2369,517 - 721,280)| = \frac{7840 \cdot 11,2}{13147092 \cdot 10^6} \cdot 1458,128 = 0,00973810^{-2} \text{ м.} \end{aligned}$$

Сечение II-II

$$\begin{aligned} [y_{2-2}^3]_{\Gamma} &= \frac{7840}{64,764 \cdot 10^6} \cdot \left[-\frac{11,2 \cdot 11,05^3}{20,3} + (11,05 + 11,2 - 20,3)^3 + \frac{11,2 \cdot 11,05}{20,3} (20,3^2 - 11,2^2) \right] = \\ &= \frac{784}{64,764 \cdot 10^6} \cdot |(-744,404 + 7,415 + 1747,576)| = \frac{784}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 1010,587 = 0,012234 \cdot 10^{-2} \text{ м.} \end{aligned}$$

Сечение III-III

$$\begin{aligned} [y_{3-3}^3]_{\Gamma} &= \frac{784}{64,764 \cdot 10^6} \cdot \left[-\frac{11,2 \cdot 13,1^3}{20,3} + (13,1 + 11,2 - 20,3)^3 + \frac{11,2 \cdot 13,1}{20,3} (20,3^2 - 11,2^2) \right] = \\ &= \frac{784}{64,764 \cdot 10^6} \cdot |(-1240,326 + 64 + 2071,787)| = \frac{784}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 895,461 = 0,01084 \cdot 10^{-2} \text{ м.} \end{aligned}$$

Суммарные прогибы в сечениях промежуточного вала в горизонтальной плоскости на III передаче.

Сечение 1-1

$$[y_{1-1}]_{\Gamma} = [y_{1-1}^3]_{\Gamma} - [y_{1-1}^2]_{\Gamma} = (0,009738 - 0,001461) \cdot 10^{-2} = 0,008272 \cdot 10^{-2} \text{ м.} \approx 0,008 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Сечение 2-2

$$[y_{2-2}]_{\Gamma} = [y_{2-2}^3]_{\Gamma} - [y_{2-2}^2]_{\Gamma} = (0,012234 - 0,001516) \cdot 10^{-2} = 0,010714 \cdot 10^{-2} \text{ м.} \approx 0,011 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Сечение 3-3

$$[y_{3-3}]_{\Gamma} = [y_{3-3}^3]_{\Gamma} - [y_{3-3}^2]_{\Gamma} = (0,01084 - 0,001302) \cdot 10^{-2} = 0,00954 \cdot 10^{-2} \text{ м.} \approx 0,0095 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Прогибы в сечениях промежуточного вала в вертикальной плоскости на III передаче.

$F_1=R_2=3525 \text{ Н}$; $F_2=R_3=4174 \text{ Н}$ Силы имеют одинаковое направление.

Прогибы от силы $F_1=3525 \text{ Н}$ в сечениях I-I, II-II, III-III.

Сечение I-I

$$\left[y_{1-1}^2 \right]_{\text{В}} = \frac{3525}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 142,911 = 0,000778 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Сечение II-II

$$\left[y_{2-2}^2 \right]_{\text{В}} = \frac{3525}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 148,331 = 0,000807 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Сечение III-III

$$\left[y_{3-3}^2 \right]_{\text{В}} = \frac{3525}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 127,418 = 0,000693 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Прогибы от силы $F_2=4174 \text{ Н}$

Сечение I-I

$$\left[y_{1-1}^3 \right]_{\text{В}} = \frac{4174 \cdot 11,2}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot 1458,128 = 0,005185 \cdot 10^{-2} \text{ м;}$$

Сечение II-II

$$\left[y_{2-2}^3 \right]_{\text{В}} = \frac{4174}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 1010,587 = 0,006513 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Сечение III-III

$$\left[y_{3-3}^3 \right]_{\text{В}} = \frac{4174}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 895,461 = 0,005771 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Суммарные прогибы в вертикальной плоскости на III передаче.

Сечение I-I

$$\left[y_{1-1} \right]_{\text{В}} = (0,000778 + 0,005185) \cdot 10^{-2} = 0,005963 \cdot 10^{-2} \approx 0,006 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Сечение II-II

$$\left[y_{2-2} \right]_{\text{В}} = (0,000807 + 0,006513) \cdot 10^{-2} = 0,007320 \cdot 10^{-2} \approx 0,007 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Сечение III-III

$$\left[y_{3-3} \right]_{\text{В}} = (0,000693 + 0,005771) \cdot 10^{-2} = 0,006464 \cdot 10^{-2} \approx 0,006 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Прогибы промежуточного вала на II передаче

Для сечений I-I и II-II прогиб определяем по формуле 5.17, а для сечения 3 по формуле 5.18. Прогибы от силы F_1 в сечениях определять не будем, так как эта сила на шестерне постоянного зацепления постоянна для всех передач и, следовательно, для II передачи прогибы от этой силы такие же, как и для III передачи.

Прогибы в горизонтальной плоскости при $g = 193$ мм; $g_1 = 91$ мм;

$$\left. \begin{aligned} [Y_{1-1}^2]_{\Gamma} &= 0,001461 \text{ см} \\ [Y_{2-2}^2]_{\Gamma} &= 0,001516 \text{ см} \\ [Y_{3-3}^2]_{\Gamma} &= 0,001302 \text{ см} \end{aligned} \right\} \text{Прогибы от силы } F_1 = 6620 \text{ Н.}$$

Прогибы от силы $F_2 = F_5 = 10080$ Н.

Сечение I-I

$$\begin{aligned} [Y_{1-1}^5]_{\Gamma} &= \frac{1008 \cdot 9,1}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot [(-5,75^3 + 20,3^2 \cdot 5,75 - 9,1^2 \cdot 5,75)] = \frac{1008 \cdot 9,1}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot \\ &\cdot [(-190,109 + 2369,517 - 476,1575)] = \frac{1008 \cdot 9,1}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot 1703,251^{\text{см}} = 0,01188 \end{aligned}$$

Сечение II-II

$$\begin{aligned} [Y_{2-2}^5]_{\Gamma} &= \frac{1008 \cdot 9,1}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot [(-11,05^3 + 20,3^2 \cdot 11,05 - 9,1^2 \cdot 11,05)] = \frac{1008 \cdot 9,1}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot \\ &\cdot 1808,925 = 0,01262 \end{aligned}$$

Сечение III-III

$$\begin{aligned} [Y_{3-3}^5]_{\Gamma} &= \frac{1008}{64,764 \cdot 10^6} \cdot \left[\left(\frac{-9,1 \cdot 13,1^3}{20,3} + (13,1 + 9,1 - 20,3)^3 + \frac{-9,1 \cdot 13,1}{20,3} \cdot (20,3^2 - 9,1^2) \right) \right] = \\ &= \frac{1008}{64,764 \cdot 10^6} \cdot [(-1007,765 + 6,859 + 1933,668)] = \frac{1008}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 932,762^{\text{см}} = 0,014518 \end{aligned}$$

Прогибы в сечениях I-I, II-II, III-III промежуточного вала на II передаче в вертикальной плоскости

$F_1 = R_2 = 3525$ Н; $F_2 = R_5 = 5367$ Н (силы имеют одинаковое направление).

Сечение I-I

$$\begin{aligned} [Y_{1-1}^2]_{\text{В}} &= 0,000778 \text{ см}; \\ [Y_{1-1}^5]_{\text{В}} &= \frac{536,7 \cdot 9,1}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot 1703,251 = 0,006324 \text{ см.} \end{aligned}$$

Суммарный прогиб в сечении 1-1

$$[Y_{1-1}]_{\text{В}} = [Y_{1-1}^2]_{\text{В}} + [Y_{1-1}^5]_{\text{В}} = 0,000778 + 0,006324 = 0,007102 \approx 0,0071 \text{ см.}$$

Сечение II-II

$$\begin{aligned} [Y_{2-2}^2]_{\text{В}} &= 0,000807 \text{ см}; \\ [Y_{2-2}^5]_{\text{В}} &= \frac{536,7 \cdot 9,1}{1314,7092 \cdot 10^6} \cdot 1808,925 = 0,00672 \text{ см}; \end{aligned}$$

Суммарный прогиб в сечении II-II

$$[Y_{2-2}]_{\text{В}} = 0,000807 + 0,00672 = 0,007527 \approx 0,0075 \text{ см.}$$

Сечение III-III

$$\left[Y_{3-3}^2 \right]_B = 0,000693 \text{ см};$$

$$\left[Y_{3-3}^5 \right]_B = \frac{536,7}{64,764 \cdot 10^6} \cdot 932,762 = 0,00773 \text{ см}.$$

Суммарный прогиб в сечении III-III

$$\left[Y_{3-3} \right] = 0,000693 + 0,00773 = 0,008423 \approx 0,008 \text{ см}.$$

Все полученные величины прогибов на различных передачах сводим в таблицу 5.10. Прогибы промежуточных валов даны в см.

Таблица 5.10

Тип автомобиля		УАЗ – 3303			
Сечения		1	2	3	
Прогибы	III передача	вертикальный	0,006	0,007	0,005
		горизонтальный	0,008	0,011	0,0095
	II передача	вертикальный	0,0071	0,0075	0,008
		горизонтальный	0,013	0,014	0,016

Наиболее значительное распространение получила норма прогиба $[f] = 0,003 \cdot L$, где L – расстояние между опорами вала. В нашем случае $L = 20,3 \cdot 10^{-2}$ м, следовательно $[f] = 0,003 \cdot 20,3 \cdot 10^{-2}$ м, т. е. прогибы не превосходят допустимых.

IV. Расчет подшипников

В коробке передач применяются следующие подшипники:

1. Подшипники первичного вала.

Опора А – шариковый радиальный однорядный с защитной шайбой $17 \times 40 \times 11$ - 60203. Коэффициент работоспособности $C=11300$.

Предельная частота вращения $n_{пр.}=16000 \text{ м}^{-1}$.

Допустимая стат. нагрузка $Q_{ст}=4200 \text{ Н}$.

Опора В – шариковый радиальный однорядный со стопорной канавкой на наружном кольце $40 \times 80 \times 18$ – ГПЗ 208.

Коэффициент работоспособности $C=39000$.

Предельная частота вращения $n_{пр.}=10000 \text{ м}^{-1}$.

Допустимая стат. нагрузка $Q_{ст}=17000 \text{ Н}$.

2. Подшипники вторичного вала.

Опора С – игольчатый подшипник без колец 20 – 1701182.

Диаметр роликов $d=5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Длина роликов $l=16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Число роликов $z=14$.

Коэффициент работоспособности вычисляем по формуле:

$$C=20 \cdot z^{0,7} \cdot d \cdot l = 20 \cdot 14^{0,7} \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^{-3} = 11100.$$

Опора Д – шариковый радиальный однорядный со стопорной канавкой на наружном кольце 30× 72× 19 – ГПЗ 50306.

Коэффициент работоспособности	$C=33000$.
Предельная частота вращения	$n_{пр.}=10000 \text{ м}^{-1}$.
Допустимая стат. нагрузка	$Q_{ст}=14000 \text{ Н}$.

3. Подшипники промежуточного вала.

Опора Е – Шариковый радиальный однорядный 25× 62× 17 – ГПЗ 305 (УАЗ-3303 1701 066)

Коэффициент работоспособности	$C=27000$.
Предельная частота вращения	$n_{пр.}=10000 \text{ м}^{-1}$.
Допустимая стат. нагрузка	$Q_{ст}=11000 \text{ Н}$.

Опора Р – шариковый радиальный однорядный со стопорной канавкой на наружном кольце 30× 72× 19 – ГПЗ 50306.

Коэффициент работоспособности	$C=33000$.
Предельная частота вращения	$n_{пр.}=10000 \text{ м}^{-1}$.
Допустимая стат. нагрузка	$Q_{ст}=14000 \text{ Н}$.

4. Режим работы подшипников.

Расчетный крутящий момент определяется по формуле:

$$T_p = a \cdot T_{\max}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.19)$$

где $T_{\max} = 170 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – максимальный крутящий момент двигателя; a – коэффициент использования максимально крутящего момента, зависящий от отношения полного веса автомобиля к максимальному крутящему моменту двигателя. Для автомобиля УАЗ –3303 отношение $\frac{G_a}{T_{\max}} = \frac{2450}{1700} = 1,44$. Отсюда

коэффициент α из графика (рис. 5.7) равен $\alpha = 0,635$. Расчетный крутящий момент равен $T_p = \alpha \cdot T_{\max} = 0,635 \cdot 170 = 108 \text{ Н}\cdot\text{м}$.



Рис.5.7. График для определения α

Длительность включения передач, согласно нормали МАМИ «Методы расчета подшипников качения автомобилей», нами принята следующая

- 1-я передача и з/ход $\beta_1 = 5 \%$ общего срока службы;
- 2-я передача $\beta_2 = 10 \%$ общего срока службы;
- 3-я передача $\beta_3 = 15 \%$ общего срока службы;
- Прямая (4-я) передача $\beta_4 = 70 \%$ общего срока службы.

2. Долговечность подшипников

Расчетную долговечность подшипников определяем на каждой понижающей передаче и суммарную, исходя из длительности работы подшипников на каждой передаче.

Суммарная расчетная долговечность подшипников определяется для каждого подшипника по следующей формуле:

$$\frac{\beta_3}{N_3} + \frac{\beta_2}{N_2} + \frac{\beta_1}{N+N_{3/x}} = \frac{100}{N_c} ;$$

где $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ – общая длительность работы подшипников на соответствующих передачах; $N_{3/x}, N_1, N_2$ и N_3 – расчетная долговечность подшипника на соответствующих передачах в часах; N_c – суммарная расчетная долговечность в часах.

При минимальном пробеге автомобиля между капитальными ремонтами $L=200$ тыс. км. и средней скоростью движения $V_a=35$ км /ч, рекомендуемая долговечность каждого подшипника должна быть

$$N_p = \frac{L}{V_a} = \frac{200000}{35} = 5700 \text{ ч.}$$

Расчет долговечности подшипников производится по методу, установленному Главподшипником для общего машиностроения, по формуле

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3},$$

где C – коэффициент работоспособности подшипника; Q - условная радиальная нагрузка на подшипник в Н; n - частота вращения подшипника в м^{-1} ; h – долговечность подшипника в ч.

Действующие на подшипник разрушающие факторы, неучтенные стандартным расчетом долговечности (динамические нагрузки, перекосы, деформация опор и др.) учитываются введением коэффициента коррекции “ k ”, снижающего расчетную долговечность по формуле:

$$N = k \cdot h,$$

где h – долговечность, подсчитанная без учета дополнительных разрушающих факторов; N – расчетная долговечность, сниженная с учетом влияния дополнительных разрушающих факторов. Условные радиальные нагрузки для подшипников на опорах В, D, E, и F вычисляются по формуле

$$Q = R + m \cdot A,$$

где R – фактическая радиальная нагрузка на подшипник в Н; A – коэффициент, учитывающий неодинаковое влияние радиальных и осевых нагрузок на долговечность подшипников по таблице 25 (каталог «Подшипники шариковые, роликовые» с.48).

Найденный таким образом коэффициент « m » корректируется в зависимости от соотношения радиальной и осевой нагрузок.

Расчет частоты вращения подшипников

Опора В

Расчетная частота вращения в на всех передачах $n_g = 1287 \text{ м}^{-1}$.

Опора Д

$$\text{Третья передача} \quad n_{D3} = \frac{n_B z_1 z_3}{z_2 z_4} = n_B \cdot \frac{1}{i_{III}} = \frac{1287}{1,58} = 815 \text{ м}^{-1}.$$

$$\text{Вторая передача} \quad n_{D2} = n_B \cdot \frac{1}{i_{II}} = \frac{1287}{2,64} = 487 \text{ м}^{-1}.$$

$$\text{Первая передача} \quad n_{D1} = n_B \cdot \frac{1}{i_I} = \frac{1287}{4,124} = 312 \text{ м}^{-1}.$$

$$\text{Задний ход} \quad n_{D3/X} = n_B \cdot \frac{1}{i_{3/X}} = \frac{1287}{5,234} = 246 \text{ м}^{-1}.$$

Опора С

Частота вращения подшипника опоры «С» для III, II, I передач определяем как разность между частотами вращения бортов первичного и вторичного валов, а для передачи заднего хода – как сумма.

$$\text{Третья передача} \quad n_{C3} = n_B - n_{D3} = 1287 - 815 = 472 \text{ м}^{-1}.$$

$$\text{Вторая передача} \quad n_{C2} = n_B - n_{D2} = 1287 - 487 = 800 \text{ м}^{-1}.$$

$$\text{Первая передача} \quad n_{C1} = n_B - n_{D1} = 1287 - 312 = 975 \text{ м}^{-1}.$$

$$\text{Задний ход} \quad n_{C3/X} = n_B - n_{D3/X} = 1287 + 246 = 1533 \text{ м}^{-1}.$$

Опоры Е и F

Расчетная частота вращения на всех передачах

$$n_{пв} = \frac{n_B \cdot z_1}{z_2} = \frac{1287 \cdot 15}{82} = 603 \text{ м}^{-1}.$$

Значения коэффициента «m»

Для однорядных радиальных подшипников коэффициент $m = 1,5$ (табл.25 из каталога «Подшипники шариковые, роликовые»).

Опора ВТретья передача

$$\text{Так как} \quad \frac{R_3}{A_3} = \frac{B_{III} \cdot a_{п}}{0,5 \cdot Q_1 \cdot a_{п}} = \frac{592}{0,5 \cdot 365} = 3,24,$$

$$\text{при} \quad \frac{R}{A} > 2 \quad m_3 = m = 1,5$$

Вторая передача

$$\frac{R_2}{A_2} = \frac{B_{II} \cdot a_{п}}{0,5 \cdot Q_1 \cdot a_{п}} = \frac{540}{0,5 \cdot 365} = 2,96, \text{ т.е.} \quad m_2 = m = 1,5.$$

Первая передача

$$\frac{R_1}{A_1} = \frac{B_I \cdot a_{п}}{0,5 \cdot Q_1 \cdot a_{п}} = \frac{665}{0,5 \cdot 365} = 3,64, \text{ т.е.} \quad m_1 = m = 1,5.$$

Задний ход

$$\frac{R_{3/x}}{A_{3/x}} = \frac{B_{3/x} \cdot a_n}{0,5 \cdot Q_1 \cdot a_{3/x}} = \frac{1467}{0,5 \cdot 365} = 8,03.$$

При $\frac{R}{A} > 5$ осевую нагрузку на радиальные однорядные подшипники можно не учитывать.

Опора DТретья передача

$$\frac{R_3}{A_3} = \frac{D_{III} \cdot a_n}{Q_3 \cdot a_n} = \frac{420}{432} = 0,97$$

При $\frac{R}{A} \approx 1$ значение «m» должно быть увеличено на 25%, т. е.

$$m_3 = m \cdot 1,25 = 1,5 \cdot 1,25 = 1,97.$$

Вторая передача

$$\frac{R_2}{A_2} = \frac{D_2 \cdot a_n}{0,5 \cdot a_n} = \frac{674}{556} = 1,20 \text{ значение «m» должно быть увеличено на 23\%,}$$

т. е.

$$m_2 = m \cdot 1,23 = 1,5 \cdot 1,23 = 1,85$$

Опора EТретья передача

$$\frac{R_3}{A_3} = \frac{E_{III} \cdot a_n}{0,5 \cdot (Q_3 - Q_2) \cdot a_n} = \frac{574}{(432 - 365) \cdot 0,5} = 17,13$$

При $\frac{R}{A} > 5$ осевую нагрузку на радиальные однорядные шарикоподшипники можно не учитывать.

Вторая передача

$$\frac{R_2}{A_2} = \frac{E_{II} \cdot a_n}{0,5 \cdot (Q_5 - Q_2) \cdot a_n} = \frac{602}{(556 - 365) \cdot 0,5} = 6,3, \text{— осевая нагрузка не учитывается.}$$

Первая передача

$$\frac{R_1}{A_1} = \frac{E_I \cdot a_n}{0,5 \cdot Q_2 \cdot a_n} = \frac{517}{365 \cdot 0,5} = 2,8.$$

При $\frac{R}{A} > 2$ значения берутся по таблице 25 («Каталог подшипники шариковые, роликовые»), т. е. $m_1 = m = 1,5$

Задний ход

$$\frac{R_{3/x}}{A_{3/x}} = \frac{E_{3/x} \cdot a_{3/x}}{0,5 \cdot Q_2 \cdot a_{3/x}} = \frac{830}{0,5 \cdot 365} = 4,55, \text{ т. е. } m_{3/x} = m = 1,5$$

Опора FТретья передача

$$\frac{R_3}{A_3} = \frac{F_{III} \cdot a_n}{0,5 \cdot (Q_3 - Q_2) \cdot a_n} = \frac{378}{(432 - 365) \cdot 0,5} = 11,3, \text{ т. е. осевую нагрузку можно не учитывать.}$$

Вторая передача

$$\frac{R_2}{A_2} = \frac{F_{II} \cdot a_n}{0,5 \cdot (Q_5 - Q_2) \cdot a_n} = \frac{610}{(556 - 365) \cdot 0,5} = 6,4, \text{ т. е. осевую нагрузку можно не учитывать.}$$

Первая передача

$$\frac{R_1}{A_1} = \frac{F_I \cdot a_n}{0,5 \cdot Q_2 \cdot a_n} = \frac{1271}{365 \cdot 0,5} = 6,96, \text{ т. е. осевую нагрузку не учитываем.}$$

Задний ход

$$\frac{R_{3/x}}{A_{3/x}} = \frac{F_{3/x} \cdot a_{3/x}}{0,5 \cdot Q_2 \cdot a_{3/x}} = \frac{1364}{0,5 \cdot 365} = 7,47.$$

Условные радиальные нагрузки на подшипники

В случаях, когда подшипник не воспринимает осевых усилий или когда эти усилия незначительны ($\frac{R}{A} > 5$), условными радиальными нагрузками будут их радиальные нагрузки.

Условные радиальные нагрузки подшипника В

Опора В

Третья передача

$$Q_{B3} = a_n \cdot (R_3 + m_3 \cdot A_3) = 0,51435 \cdot (5920 + 1,5 \cdot 0,5 \cdot 3650) = 4453 \text{ Н.}$$

Вторая передача

$$Q_{B2} = a_n \cdot (R_2 + m_2 \cdot A_2) = 0,51435 \cdot (5400 + 1,5 \cdot 0,5 \cdot 3650) = 4186 \text{ Н.}$$

Первая передача

$$Q_{B1} = a_n \cdot (R_1 + m_1 \cdot A_1) = 0,51435 \cdot (6650 + 1,5 \cdot 0,5 \cdot 3650) = 4828 \text{ Н.}$$

Задний ход

$$Q_{B3/x} = a_{3/x} \cdot B_{3/x} = 0,48577 \cdot 14577 = 7181 \text{ Н.}$$

Подшипник D

Третья передача

$$Q_{D3} = a_n \cdot (R_3 + m_3 \cdot A_3) = 0,51435 \cdot (4200 + 1,87 \cdot 4320) = 6315 \text{ Н.}$$

Вторая передача

$$Q_{D2} = a_n \cdot (R_2 + m_2 \cdot A_2) = 0,51435 \cdot (6740 + 1,85 \cdot 5560) = 8757 \text{ Н.}$$

Первая передача

$$Q_{D1} = a_n \cdot D_1 = 0,51435 \cdot 13270 = 6825 \text{ Н.}$$

Задний ход

$$Q_{D3/x} = a_{3/x} \cdot D_{3/x} = 0,48577 \cdot 15070 = 7320,6 \text{ Н.}$$

Опора EТретья передача

$$Q_{E3} = a_n \cdot E_{III} = 0,51435 \cdot 5740 = 2952 \text{ Н.}$$

Вторая передача

$$Q_{E2} = a_n \cdot E_{II} = 0,51435 \cdot 6020 = 3096 \text{ Н.}$$

Первая передача

$$Q_{E3} = a_n \cdot (R1 + m1 \cdot A1) = 0,51435 \cdot (5170 + 1,5 \cdot 0,5 \cdot 3650) = 4067 \text{ Н.}$$

Задний ход

$$Q_{с3/х} = (R_{3/х} + m_{3/х} \cdot A_{3/х}) \cdot a_{3/х} = (8300 + 1,5 \cdot 0,5 \cdot 3650) \cdot 0,48577 = 5362 \text{ Н.}$$

Опора FТретья передача

$$Q_{F3} = a_n \cdot F_{III} = 0,51435 \cdot 3780 = 1944 \text{ Н.}$$

Вторая передача

$$Q_{F2} = a_n \cdot F_{II} = 0,51435 \cdot 6100 = 3137 \text{ Н.}$$

Первая передача

$$Q_{F1} = a_n \cdot F_I = 0,51435 \cdot 12710 = 6537 \text{ Н.}$$

Задний ход

$$Q_{F3/х} = a_{3/х} \cdot F_{3/х} = 0,48577 \cdot 13640 = 6625 \text{ Н.}$$

Долговечность подшипников

Расчетную долговечность подшипников определяем по формуле

$$C = Q \cdot (n \cdot H)^{0,3}.$$

Подшипник ВТретья передача

$$\lg H_{B3} = \frac{\lg C - \lg Q_{B3} - 0,3 \cdot \lg n_B}{0,3} = \frac{\lg 39000 - \lg 445 - 0,3 \cdot \lg 1287}{0,3} = 3,3663.$$

$$H_{B3} = 2325 \text{ ч}$$

Вторая передача.

$$\lg H_{B2} = \frac{\lg C - \lg Q_{B2} - 0,3 \cdot \lg n_B}{0,3} = \frac{\lg 39000 - \lg 418 - 0,3 \cdot \lg 1287}{0,3} = 3,457.$$

$$H_{B2} = 2864 \text{ ч.}$$

Первая передача.

$$\lg H_{B1} = \frac{\lg C - \lg Q_{B1} - 0,3 \cdot \lg n_B}{0,3} = \frac{\lg 39000 - \lg 483 - 0,3 \cdot \lg 1287}{0,3} = 3,2510.$$

$$H_{B1} = 1782 \text{ ч.}$$

Задний ход.

$$\lg H_{B3/х} = \frac{\lg C - \lg Q_{B3/х} - 0,3 \cdot \lg n_B}{0,3} = \frac{\lg 39000 - \lg 713 - 0,3 \cdot \lg 1287}{0,3} = 2,684,$$

$$H_{B3/х} = 483 \text{ ч.}$$

Суммарная долговечность.

$$\frac{\beta_3}{H_{B3}} + \frac{\beta_2}{H_{B2}} + \frac{\beta_1}{H_{B1} + H_{B3/х}} = \frac{100}{H_C};$$

$$\frac{15}{2325} + \frac{10}{2864} + \frac{5}{1782 + 483} = \frac{100}{H_C};$$

$$H_C = 8230 \text{ ч.}$$

Подшипник С.

Третья передача.

$$\lg H_{C3} = \frac{\lg C - \lg R_{C3} - 0,3 \cdot \lg n_{C3}}{0,3} = \frac{\lg 11100 - \lg 249 - 0,3 \cdot \lg 473}{0,3} = 2,8221.$$

$$H_{C3} = 664 \text{ ч.}$$

Вторая передача.

$$\lg H_{C2} = \frac{\lg C - \lg R_{C2} - 0,3 \cdot \lg n_{C2}}{0,3} = \frac{\lg 11100 - \lg 252 - 0,3 \cdot \lg 800}{0,3} = 2,5716.$$

$$H_{C2} = 377 \text{ ч.}$$

Первая передача.

$$\lg H_{C1} = \frac{\lg C - \lg R_{C1} - 0,3 \cdot \lg n_{C1}}{0,3} = \frac{\lg 11100 - \lg 161 - 0,3 \cdot \lg 975}{0,3} = 3,1393.$$

$$H_{C1} = 1378 \text{ ч.}$$

Передача заднего хода.

$$\text{Lg} H_{3/X} = \frac{\lg C - \lg R_{3/X} - 0,3 \cdot \lg n_{3/X}}{0,3} = \frac{\lg 11100 - \lg 315 - 0,3 \cdot \lg 1533}{0,3} = 1,9711.$$

$$H_{3/X} = 94 \text{ ч.}$$

Суммарная долговечность.

$$\frac{\beta_3}{H_{C3}} + \frac{\beta_2}{H_{C2}} + \frac{\beta_1}{H_{C1} + H_{C3/X}} = \frac{100}{H_C}.$$

$$\frac{15}{664} + \frac{10}{377} + \frac{5}{1378 + 94} = \frac{100}{H_C}.$$

$$H_C = 1904 \text{ ч.}$$

Подшипник Д.

Третья передача.

$$\text{Lg} H_{D3} = \frac{\lg C - \lg Q_{D3} - 0,3 \cdot \lg n_{D3}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 631 - 0,3 \cdot \lg 814}{0,3} = 2,8177.$$

$$H_{D3} = 657 \text{ ч.}$$

Вторая передача

$$\lg H_{D2} = \frac{\lg C - \lg Q_{D2} - 0,3 \cdot \lg n_{D2}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 876 - 0,3 \cdot \lg 487}{0,3} = 2,5658.$$

$$H_{D2} = 368 \text{ ч.}$$

Первая передача

$$\lg H_{D1} = \frac{\lg C - \lg Q_{D1} - 0,3 \cdot \lg n_{D1}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 682 - 0,3 \cdot \lg 312}{0,3} = 3,1215.$$

$$H_{D1} = 1323 \text{ ч.}$$

Задний ход

$$\lg H_{D3/x} = \frac{\lg C - \lg Q_{D3/x} - 0,3 \cdot \lg n_{D3/x}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 732 - 0,3 \cdot \lg 246}{0,3} = 3,1229.$$

$$H_{D3/x} = 1325 \text{ ч.}$$

Суммарная долговечность

$$\frac{\beta_3}{H_{D3}} + \frac{\beta_2}{H_{D2}} + \frac{\beta_1}{H_{D1} + H_{D3/x}} = \frac{100}{H_c};$$

$$\frac{15}{657} + \frac{10}{368} + \frac{5}{1323 + 1328} = \frac{100}{H_c}; H_c = 1927 \text{ ч.}$$

Подшипник EТретья передача

$$\lg H_{E3} = \frac{\lg C - \lg Q_{E3} - 0,3 \cdot \lg n_{ПВ}}{0,3} = \frac{\lg 27000 - \lg 295 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 3,758.$$

$$H_{E3} = 5732 \text{ ч.}$$

Вторая передача

$$\lg H_{E2} = \frac{\lg C - \lg Q_{E2} - 0,3 \cdot \lg n_{ПП}}{0,3} = \frac{\lg 27000 - \lg 310 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 3,6863.$$

$$H_{E2} = 4856 \text{ ч.}$$

Первая передача

$$\lg H_{E1} = \frac{\lg C - \lg Q_{E1} - 0,3 \cdot \lg n_{ПВ}}{0,3} = \frac{\lg 27000 - \lg 407 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 3,2923.$$

$$H_{E1} = 1960 \text{ ч.}$$

Задний ход

$$\lg H_{E3/x} = \frac{\lg C - \lg Q_{E3/x} - 0,3 \cdot \lg n_{ПВ}}{0,3} = \frac{\lg 27000 - \lg 536 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 2,8023.$$

$$H_{E3/x} = 951 \text{ ч.}$$

Суммарная долговечность

$$\frac{\beta_3}{H_{E3}} + \frac{\beta_2}{H_{E2}} + \frac{\beta_1}{H_{E1} + H_{E3/x}} = \frac{100}{H_c};$$

$$\frac{15}{5732} + \frac{10}{4856} + \frac{5}{1960 + 951} = \frac{100}{H_c}; H_c = 15625 \text{ ч.}$$

Подшипник FТретья передача

$$\lg H_{F3} = \frac{\lg C - \lg Q_{F3} - 0,3 \cdot \lg n_{ПВ}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 194 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 4,6553.$$

$$H_{F3} = 45220 \text{ ч.}$$

Вторая передача.

$$\lg H_{F2} = \frac{\lg C - \lg Q_{F2} - 0,3 \cdot \lg n_{ПВ}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 314 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 3,9583.$$

$$H_{F2} = 9084 \text{ ч.}$$

Первая передача.

$$\lg H_{F1} = \frac{\lg C - \lg Q_{F1} - 0,3 \cdot \lg n_{ПВ}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 654 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 2,8960.$$

$$H_{F1} = 787 \text{ ч.}$$

Задний ход.

$$\lg H_{F3/X} = \frac{\lg C - \lg Q_{F3/X} - 0,3 \cdot \lg n_{ПВ}}{0,3} = \frac{\lg 33000 - \lg 663 - 0,3 \cdot \lg 603}{0,3} = 2,8763.$$

$$H_{F3/X} = 752 \text{ ч.}$$

Суммарная долговечность.

$$\frac{\beta_3}{H_{F3}} + \frac{\beta_2}{H_{F2}} + \frac{\beta_1}{H_{F1} + H_{F3/X}} = \frac{100}{H_C};$$

$$\frac{15}{45220} + \frac{10}{9084} + \frac{5}{1539} = \frac{100}{H_C};$$

$$H_C = \frac{100}{0,004682} = 21358 \text{ ч.}$$

Все вышеприведенные подсчеты чисел частоты вращения подшипников, радиальных и осевых нагрузок, долговечности всех подшипников должны быть сведены в таблицу. Подшипник опоры А, ввиду малой нагрузки и малой частоты вращения при работе автомобиля на эксплуатационном режиме, расчету не подвергается.

5.5. Зубчатые и шлицевые соединения

Общие сведения. В коробках передач применяются два вида соединений: неподвижные и условно-неподвижные. Неподвижными являются соединения, у которых сопрягаемые детали стянуты в осевом направлении соседними деталями, создающими осевой натяг. К ним относится, например, соединение фланца вторичного вала. Условно-неподвижными являются соединения, у которых относительные осевые перемещения сопряженных элементов под нагрузкой не предусмотрены кинематикой узла, но возникают при работе за счет перекосов, деформаций и зазоров в соединении: например, передвигное зубчатое колесо – шлицевый вал, ступица ведомого диска сцепления – первичный вал, венцы зубчатых муфт. Основным видом расчета для неподвижных соединений является расчет на смятие боковых поверхностей. Для условно-неподвижных соединений выполняются расчеты на смятие и износостойкость боковых поверхностей.

Расчет соединения на смятие. Расчет на смятие состоит в определении среднего напряжения на рабочих поверхностях σ , допускаемого среднего напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ и сопоставления их:

$$\begin{aligned}\sigma &= M_p / (S_F L) \leq [\sigma_{см}]; \\ [\sigma_{см}] &= \sigma_T / (n K_{см} K_d).\end{aligned}\quad (5.20)$$

Для соединения, нагруженного на нескольких передачах, расчет на смятие выполняется на низшей передаче из числа нагружающих соединение.

Расчет соединения на износостойкость. В этом расчете определяют значение допускаемого среднего напряжения по износу $[\sigma_{изн}]$, которое затем сопоставляют со средним напряжением и найденным по формуле (5.20):

$$[\sigma_{изн}] = [\sigma_{усл}] / (K_{изн} K_{долг} K_p). \quad (5.21)$$

Принятые параметры соединения должны обеспечивать выполнение условия $\sigma \leq [\sigma_{изн}]$ при работе соединения только на одной передаче и $\sigma_H \leq [\sigma_{изн}]$ при работе на нескольких передачах. Здесь σ_H – среднее напряжение на низшей передаче из числа нагружающих соединение.

В приведенных выше формулах: T_p – расчетный крутящий момент, действующий в соединении; S_F – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала; L – рабочая длина соединения, мм; σ_T – предел текучести материала; n – коэффициент запаса прочности при расчете на смятие; $K_{см}$ – общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчете на смятие; K_d – коэффициент динамичности нагрузки; $[\sigma_{усл}]$ – допускаемое условное напряжение при базовом числе циклов N_0 и постоянном режиме работы; $K_{изн}$ – общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчете на износостойкость; $K_{долг}$ – коэффициент долговечности; K_p – коэффициент условий работы.

Определение величин, входящих в расчетные формулы. Расчетный крутящий момент T_p (Н·м) определяют по данным задания.

Удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения S_F (мм³/мм)

$$S_F = 0,5 d_{ср} h z,$$

где $d_{ср}$ – средний диаметр соединения; $d_{ср} = 0,5(D + d)$; D – внешний диаметр вала, мм; d – внутренний диаметр втулки (ступицы); h – рабочая высота зуба, мм: $h = 0,5(D - d) - f_b - f_c$; f_b, f_c – радиальные размеры фасок на зубьях вала и ступицы соответственно, мм; z – число зубьев на валу. Предел текучести материала σ_T (МПа) находят по таблицам механических характеристик материалов. При поверхностном упрочнении детали под σ_T следует понимать предел текучести упрочненного слоя.

Коэффициент запаса n для деталей соединений трансмиссии с закаленными рабочими поверхностями можно принять равным 1,4.

Общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчете на смятие $K_{см} = K_3 K_{пр} K_{п}$, где K_3 – коэффициент неравномерности

распределения нагрузки между зубьями; $K_{пр}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки (по длине соединения); $K_{п}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в связи с погрешностями изготовления. Эти коэффициенты при расчете на смятие определяют для начального периода работы соединения до приработки. Для прямобоковых шлицевых соединений их находят по табл. 3 и 4 ГОСТ 21425. Указанным ГОСТом с некоторым допущением можно пользоваться и при определении K_3 , $K_{пр}$, $K_{п}$. Для эвольвентных шлицевых соединений, условно относят их к легкой или средней серии. Для зубчатых муфт коробок передач: $K_{пр} = 1$; $K_{п} = 1,2$; $K_3 \approx 1 + (mz_{\cos} \alpha / d_b)$, где m и α – соответственно модуль и угол профиля зубьев муфты; d_b – основной диаметр зубчатого колеса, блокируемого муфтой.

Коэффициент динамичности нагрузки K_d – отношение максимального динамического момента к расчетному моменту – $K_d = T_{jmax} / T_p$. Оба момента относятся к одному и тому же валу и одной передаче. Допускаемое условное напряжение при базовом числе циклов и постоянном режиме работы $[\sigma_{усл}]$ (МПа) для прямобоковых соединений указано в ГОСТ 21425 – 75 (рекомендуемые значения). Для эвольвентных соединений можно принять $[\sigma_{усл}] \approx 3,5RC_3$.

Общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на износостойкость $K_{изн} = K_3 / K_{пр}$, где K_3 и $K_{пр}$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки соответственно между зубьями и по длине зуба. Эти коэффициенты определяют для периода работы соединения после приработки. Для шлицевых соединений их можно принять по ГОСТ 21425 – 95. Для зубчатых муфт коробок передач:

$$K_{пр} = 1; K_3 \approx 1 + [2,5 (mz_{\cos} \alpha / d_b)^2 - 0,2].$$

При $(mz_{\cos} \alpha / d_b) < 0,3$ принимается $K_3 = 1$.

Коэффициент долговечности $K_{долг} = K_n K_{ц}$, где K_n – коэффициент переменности нагрузки; $K_{ц}$ – коэффициент числа циклов. Для расчета коэффициентов K_n , $K_{ц}$ следует, пользуясь данными гл. 4, определить следующие параметры нагрузочного режима: относительный пробег автомобиля на передаче ξ_i и коэффициент пробега $K_{пHi}$. Эти параметры определяют для каждой из передач, нагружающих соединение. Затем на каждой нагружающей передаче находят число циклов нагружения соединения N_i , соответствующее планируемому ресурсу узла (в километрах общего пробега автомобиля L_0)

$$N_i = [500 / (\pi r_o)] L_0 \xi_i u_{в.ki},$$

где $u_{в.ki}$ – передаточное число от вала соединения к ведущим колесам автомобиля на данной передаче. Для соединения, работающего на нескольких передачах, определяют также общее число циклов нагружения $N = \sum N_i$.

Коэффициент переменности нагрузки определяют по формулам: для соединения, работающего на одной передаче,

$$K_{нi} = \sqrt[3]{K_{пHi}}; \quad (5.22)$$

для соединения, работающего на нескольких передачах,

$$K_{\text{нi}} = \sqrt[3]{\frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{н}}}} K_{\text{пнi}},$$

где σ_i – среднее напряжение смятия на передаче; $\sigma_{\text{н}}$ – среднее напряжение смятия на низшей передаче из числа нагружающих соединении.

При суммировании учитывается и передача, на которой $\sigma = \sigma_{\text{н}}$, т. е. в первом слагаемом суммы имеет место $\sigma_i / \sigma_{\text{н}} = \sigma_{\text{н}} / \sigma_{\text{н}} = 1$. Коэффициент числа циклов $K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{N / N_0}$; N_0 – базовое число циклов, принимаемое равным 10^8 .

Коэффициент условий работы $K_{\text{р}} = K_{\text{с}} K_{\text{ос}}$, где $K_{\text{с}}$, $K_{\text{ос}}$ – коэффициенты, учитывающие условия смазки соединения и осевого закрепления ступицы на валу (ее перемещения под нагрузкой) соответственно.

Рекомендуются следующие значения $K_{\text{с}}$: 1 – для смазываемых соединений в картере; 1,4 – для соединений, работающих с загрязненным маслом; 2 – для соединения первичного вала коробки передач со ступицей ведомого диска сцепления.

Для $K_{\text{ос}}$ принимают значения: 1 – при жестком закреплении ступицы на валу; 1,25 – при закреплении, допускающем небольшие осевые перемещения (например, с помощью вилок механизма переключения передач); 3 – при осевых перемещениях под нагрузкой (например, в карданных передачах).

Если при расчете получено $[\sigma_{\text{изн}}] > 0,6 \sigma_{\text{т}}$, следует принять $[\sigma_{\text{изн}}] > 0,6 \sigma_{\text{т}}$.

5.6. Синхронизаторы

Проверочный расчет инерционного синхронизатора выполняется с учетом замедления автомобиля при движении накатом при переключении передач. Определяются: время синхронизации $t_{\text{с}}$ при заданных условиях переключения передач и удельная работа трения ω_{μ} .

Время синхронизации (с):

$$t_{\text{с}} = I_{\Sigma \text{с}} \Delta \omega_{\text{нач}} / (M_{\mu} \mp I_{\Sigma \text{с}} \varepsilon_{\text{с}}), \quad (5.23)$$

где $\varepsilon_{\text{с}}$ – замедление элемента трения, связанного с массой автомобиля, с^{-2} . Знак минус в выражении (5.23) относится к переключению на соседнюю высшую передачу, плюс – на соседнюю низшую.

Работа трения синхронизатора за одно включение передачи (Дж)

$$W_{\mu} = 0,5 M_{\mu} t_{\text{с}} (\Delta \omega_{\text{нач}} \pm \varepsilon_{\text{с}} t_{\text{с}}), \quad (5.24)$$

где плюс относится к переключению на соседнюю высшую передачу, – на соседнюю низшую.

Удельная работа трения синхронизатора за одно включение – отношение работы трения W_{μ} к площади поверхности трения

$$\omega_{\mu} = W_{\mu} / (2 \pi r_{\mu} b_{\mu}). \quad (5.25)$$

При проверке синхронизаторов грузовых автомобилей в условиях стендовых испытаний руководствуются ОСТ 37.001.007–95.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Красненков В. И., Вашец А. Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.
2. Подшипники шариковые, роликовые: Каталог. М.: Машиностроение, 1986.
3. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости /Под ред. Н. Ф. Бочарова, И. С. Цитовича. М.: Машиностроение, 1986. 160 с.
4. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / А. И. Гришкевич, Б. У. Бусел, Г. Ф. Бутусов и др. Минск: БПИ, 1960.
5. Цитович И. С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск: изд. МВСС и ПО БССР, 1962.
6. Цитович И. С., Офенгейм Л. М. Методика расчета подшипников качения трансмиссий автомобилей и тракторов. Минск: БПИ, 1967.
7. Цитович И. С., Вавуло В. А., Краснов Е. П. Расчет зубчатых колес коробок передач грузовых автомобилей. Минск, БПИ: 1971.
8. Автомобили КамАЗ. Техническое описание и информация по эксплуатации. М.: Машиностроение, 1982.
9. Есеновский Ю. К., Трикоз А. А., Недялков А. П. Новая коробка передач для транспортно-технологического грузового автомобиля. /Автомобильная промышленность. № 1. 1986. С. 15-17.
10. Проектирование полноприводных колесных машин: В. 2 т. Т. 2: Учеб. для вузов. /Б. А. Афанасьев, В. Н. Белоусов, Л. Ф. Жеглов, и др.; Под общ. ред. А. А. Полуняна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 64 с.
11. Кристи М. К., Красненков В. И. Новые механизмы трансмиссий. – М.: Машиностроение, 1967. – 216 с.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе приведены основные вопросы проектирования ступенчатых и планетарных коробок передач механических трансмиссий с различными степенями свободы. Рассмотрены методы построения кинематических схем, даны расчетные формулы для определения чисел зубьев в дифференциальной форме. Даны рекомендации по выбору рациональной схемы коробки передач, материала зубчатых колес и валов. Расчетные методы проиллюстрированы конкретными примерами проектирования конструкций коробок передач.

Изложенный материал необходим при разработке математических моделей механических трансмиссий.

Для студентов специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение».

О Г Л А В Л Е Н И Е

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ.....	3
1. ВЫБОР СХЕМЫ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ	4
1.1. Коробки передач с двумя степенями свободы	4
1.2. Коробки передач с тремя и четырьмя степенями свободы	15
1.3. Выбор параметров зубчатых колес и кинематический расчет коробки передач	25
2. СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ	32
2.1. Общие сведения	32
2.2. Построение графика угловых скоростей звеньев.....	34
2.3. Отбор дифференциальных механизмов	36
2.4. Составление планетарных коробок передач	39
2.5. Построение кинематических схем планетарных коробок передач	39
2.6. Расчет чисел зубьев колес в дифференциальных уравнениях	43
2.7. Определение моментов, приложенных к тормозным звеньям	45
2.8. Определение момента, передаваемого блокировочной муфтой	45
2.9. Определение коэффициента полезного действия	46
2.10. Выбор рациональной схемы коробки передач	55
3. ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ	56
3.1. Механический привод	56
4. РАСЧЕТЫ ГЛАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	63
4.1. Выбор материала зубчатых колес	63
4.2. Выбор подшипников качения.....	78
5. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ	85
5.1.Определение усилий, действующих на шестерни	85
5.2. Определение реакции на опорах валов	86
5.3. Расчет валов	92
5.4. Промежуточный вал.....	100
5.5. Зубчатые и шлицевые соединения.....	114
5.6. Синхронизаторы	117
Библиографический список	118
Заключение	118

Учебное издание
ДЪЯКОВ Иван Федорович
КУЗНЕЦОВ Владимир Александрович
ТАРХАНОВ Виктор Иванович

**СТУПЕНЧАТЫЕ И ПЛАНЕТАРНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ
МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ**

Учебное пособие

Редактор М. В. Теленкова

Подписано в печать 1.12.2003. Формат 60x84/16.

Бумага писчая. Печать трафаретная.

Усл. печ. л. 6,98. Уч.-изд. л. 6,55. Тираж 150 экз. Заказ

Ульяновский государственный технический университет

432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, 32.

Типография УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, 32.