



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Автомобили»

В.А. Сергеенко

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ
И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ТРЕХВАЛЬНЫХ СООСНЫХ
КОРОБОК ПЕРЕДАЧ
АВТОМОБИЛЕЙ**

Учебно-методическое пособие

**Минск
БНТУ
2018**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Автомобили»

В.А. Сергеенко

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ
И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ТРЕХВАЛЬНЫХ СООСНЫХ
КОРОБОК ПЕРЕДАЧ
АВТОМОБИЛЕЙ

Учебно-методическое пособие для студентов
специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области транспорта
и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2018

УДК 629.113 (0.31)
ББК 39.33-01я7
С32

Р е ц е н з е н т ы:
кафедра «Тракторы и автомобили» Белорусского
государственного аграрного технического университета;
инженер-конструктор УГК ОАО «МАЗ» *И.А. Брижевич*

Сергеенко, В.А.
С32 Кинематический и геометрический расчет трехвальных соосных
коробок передач автомобилей : учебно-методическое пособие для
студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение» / В.А. Сер-
геенко. – Минск : БНТУ, 2018. – 62 с.
ISBN 978-985-550-638-7.

Представлен обзор конструкций, и изложена методика проектировочного расчета
механических ступенчатых трехвальных соосных коробок передач автомобилей
на начальной стадии их проектирования.

Предназначено для студентов машиностроительных специальностей.

УДК 629.113 (0.31)
ББК 39.33-01я7

ISBN 978-985-550-638-7

© Сергеенко, В.А., 2018
© Белорусский национальный
технический университет, 2018

1. ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ СТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ

Коробки передач служат для преобразования по величине и направлению крутящего момента и скорости вращения, развиваемых двигателем, в соответствии с изменением сопротивления дороги и скорости движения автомобиля.

Схемы коробок передач классифицируются по числу ступеней – передач прямого хода, количеству и расположению валов, наличию разделения потока мощности, наличию звеньев с планетарным движением и дополнительных редукторов.

В механических трансмиссиях применяются коробки передач с числом ступеней от 3–4 до 16–24 в зависимости от назначения, полной массы, мощности двигателя и скорости движения автомобиля.

По числу валов различают коробки передач двухвальные, трехвальные и многовальные.

Входной и выходной валы коробок передач могут располагаться соосно и несоосно.

Соосное расположение валов имеют трехвальные коробки передач так называемой классической компоновки, широко применяемые на автомобилях всех классов. Как известно, они имеют первичный (входной ведущий), вторичный (выходной ведомый) и промежуточный валы. Разновидностью трехвальных соосных коробок передач являются конструкции с двумя и тремя промежуточными валами, обеспечивающие разделение потока мощности, что позволяет уменьшить нагрузки на зубчатые колеса, валы и подшипники и размеры узла.

Несоосное расположение валов имеют двухвальные коробки передач, применяемые преимущественно на легковых автомобилях особо малого и малого классов, и трех- и многовальные коробки передач, применяемые на автомобилях мелкосерийного и единичного производства для особых условий эксплуатации: на карьерных самосвалах, тяжелых тягачах, дорожной технике, транспортных, промышленных и сельскохозяйственных тракторах.

По отсутствию или наличию звеньев с планетарным движением различают коробки передач *вальные* – с неподвижными осями валов и *планетарные* – с подвижными осями валов.

Планетарные коробки передач и механизмы, наряду с вальными редукторами, используются в качестве механических редукторов

гидромеханических трансмиссий и в качестве демультипликаторов составных коробок передач.

Коробки передач могут быть *простые* – без дополнительных редукторов и *составные* – с одним или двумя дополнительными редукторами.

Составные коробки передач включают в себя в качестве простого базового редуктора трехвальную соосную коробку передач, а также передний вальный редуктор, называемый делителем, и (или) задний вальный или планетарный редуктор, называемый демультипликатором.

Составные многоступенчатые коробки передач устанавливаются на тягачах автопоездов.

В данной работе рассматривается проектировочный расчет трехвальных соосных коробок передач на их начальной стадии проектирования.

Основными характеристиками коробок передач являются:

- а) число ступеней – передач прямого хода k ;
- б) передаточные отношения коробки передач u_i при $i = (1, k, 1)$;
- в) диапазон передаточных чисел D_k ;
- г) показатель плотности ряда передаточных чисел q ;
- д) число степеней свободы – ЧСС.

Необходимое число ступеней коробки передач k определяется при выполнении тягового расчета автомобиля. Обычно на легковых автомобилях применяются коробки передач с числом ступеней 4–7, на грузовых автомобилях – с числом ступеней 4–16 (редко более 16).

Диапазон передаточных чисел коробки передач D_k есть отношение передаточного числа низшей передачи u_1 к передаточному числу высшей передачи u_k . Высшей передачей в соосных коробках передач является прямая передача, при которой $u_k = 1$, или уско-ряющая передача, при которой $u_k < 1$.

Показатель средней плотности ряда передаточных чисел q :

$$q = k^{-1} \sqrt[k]{D_k}.$$

В 5-ступенчатых коробках передач грузовых автомобилей показатель средней плотности ряда находится обычно в пределах

$q = 1,6 - 1,7$. Многоступенчатые коробки передач выполняются с уплотненным рядом передаточных чисел, имеющим $q = 1,25 - 1,40$.

Число степеней свободы принято считать на единицу больше числа элементов, необходимых для включения передачи.

ЧСС двухвальных и трехвальных соосных коробок передач равно двум: передачи включаются посредством одного элемента переключения передач – синхронизатором, зубчатой муфтой или подвижным зубчатым колесом. ЧСС составных коробок передач с одним дополнительным редуктором равно трем: включение передачи осуществляется с помощью двух элементов. ЧСС равные четырем имеют составные коробки передач с двумя дополнительными редукторами: включение передачи осуществляется с помощью трех элементов переключения передач.

При числе ступеней 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 передвижное зубчатое колесо. Коробки передач с числом ступеней 8 и более условно называются многоступенчатыми. При числе ступеней 8–15 они выполняются с тремя степенями свободы: для получения определенной передачи включаются два элемента управления. При числе ступеней 16 и более многоступенчатые коробки передач имеют обычно четыре степени свободы. Увеличение числа степеней свободы позволяет за счет некоторого усложнения управления уменьшить необходимое количество зубчатых колес в коробках передач с большим числом ступеней.

1.1. Коробки передач с двумя степенями свободы

Коробки передач с двумя степенями свободы выполняются по двухвальной несоосной (рис. 1.1, 1.2) или трехвальной соосной (рис. 1.3) схемам.

Двухвальные коробки передач конструктивно проще. Однако двухвальная схема исключает возможность получения прямой передачи и существенно ограничивает передаточное число низшей передачи. На всех передачах прямого хода в двухвальной коробке передач силовой поток передается посредством одной зубчатой пары

и поэтому осуществление передаточного числа, превышающего $u_1 = 3,5$, как показано в работе [5], возможно лишь при увеличении размеров конструкции. Двухвальная схема применяется в тех случаях, когда это приводит к упрощению трансмиссии и при этом не требуется большого передаточного числа нижней передачи.

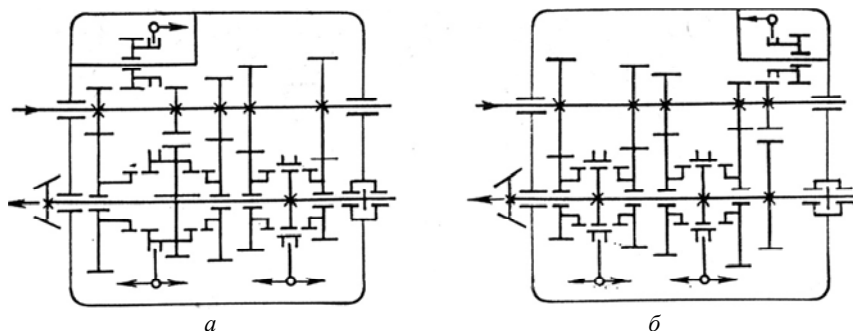


Рис. 1.1. Схемы двухвальных коробок передач:
a – Citroen «GS», Skoda «1000MB»; *б* – Auto union Audi

Особенности компоновки двухвальных коробок передач можно установить по схемам, представленным на рис. 1.1, и конструкции, приведенной на рис. 1.2. Ведомый вал выполняется вместе с ведущей шестерней главной передачи: конической или гипоидной при продольном расположении двигателя (рис. 1.1) или цилиндрической – при поперечном (рис. 1.2). Применяются, главным образом, зубчатые колеса с постоянным зацеплением, лишь для передачи заднего хода – передвижная шестерня.

На схемах показаны типичные варианты построения передачи заднего хода и расположения передач прямого хода и их синхронизаторов. Синхронизатор первой и второй передач обычно устанавливается на выходном валу; его установка на входном валу затруднена, поскольку ведущая шестерня первой передачи имеет малый диаметр. Синхронизаторы высших передач иногда устанавливаются на входном валу для уменьшения приведенного момента инерции.

В ряде случаев несоосная двухвальная коробка передач конструктивно объединяется с главной передачей (рис. 1.2).

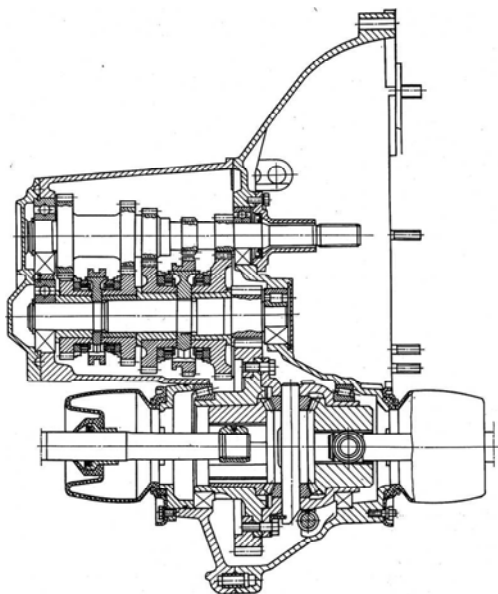


Рис. 1.2. Конструкция двухвальной коробки передач и главной передачи переднеприводного автомобиля с поперечным расположением двигателя

Конструкция редукторной части коробки передач должна быть жесткой. В наибольшей степени жесткость конструкции 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. Требование обеспечения жесткости двухопорных валов является одним из факторов, ограничивающих число ступеней в коробках передач с двумя степенями свободы.

В *трехвальных соосных коробках передач* можно непосредственным соединением входного и выходного валов получить прямую передачу. При движении автомобиля на прямой передаче зубчатые колеса и подшипники коробки передач не нагружаются. Соответственно уменьшаются износ деталей, потери мощности и шум. На прочих передачах прямого хода в трехвальной коробке передач силовой поток передается последовательно двумя парами зубчатых колес, что позволяет при необходимости получить относительно большое передаточное число низшей передачи: например, $u_1 = 7-8$.

Схемы трехвальных коробок передач, имеющих одинаковое число ступеней, различаются в основном количеством пар зубчатых колес, находящихся в постоянном зацеплении, и конструкцией передачи заднего хода. Схемы 5-ступенчатых коробок передач, в которых все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении,

показаны на рис.1.3 *а* и 1.3 *б*. В схемах 6-ступенчатых коробок передач (рис.1.3 *в* и 1.3 *г*) первая имеет одно подвижное зубчатое колесо для включения первой передачи и передачи заднего хода; во второй все зубчатые колеса передач переднего хода находятся в постоянном зацеплении.

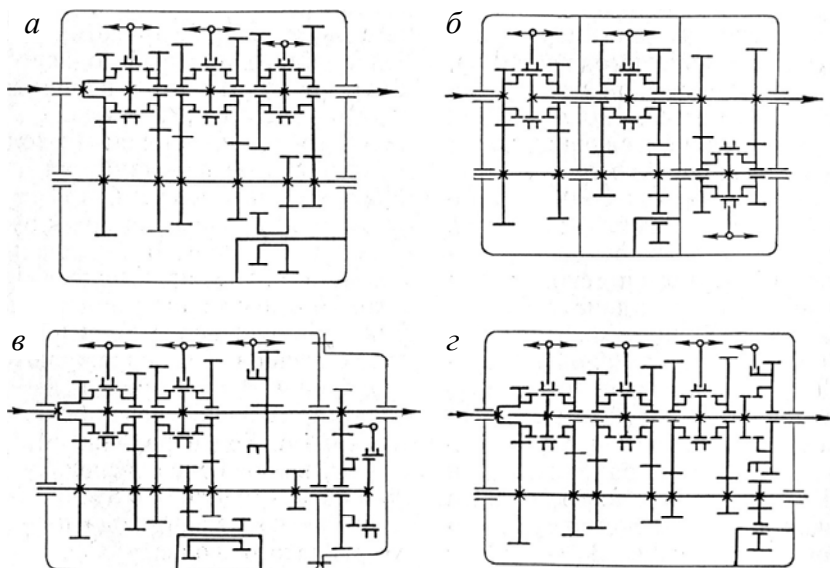


Рис. 1.3. Схемы трехвалных коробок передач с соосным расположением входного и выходного валов:
а – КамАЗ ЯМЗ-14; *б* – JFA «W50L»; *в* – Eaton «D-203»;
г – Zahnradfabrik «AK6-80»

В передачах заднего хода используются однозвеновая промежуточная шестерня (рис. 1.3 *б*, *г*) или промежуточный двухзвеновый блок шестерен (рис. 1.3 *а*, *в*). Первый вариант проще, но при этом зубья паразитной шестерни испытывают наиболее неблагоприятный цикл изменения напряжений изгиба – знакопеременный симметричный. Кроме того, при такой схеме передаточное число передачи заднего хода оказывается меньше передаточного числа первой передачи. Для варианта с двухзвеновым блоком характерен более благоприятный односторонний цикл (от нуля). Этот вариант позволяет осуществить значительно большее передаточное число заднего хода.

Конструкции соосных коробок передач с двумя степенями свободы показаны на рис.1.4 и 1.5.

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.

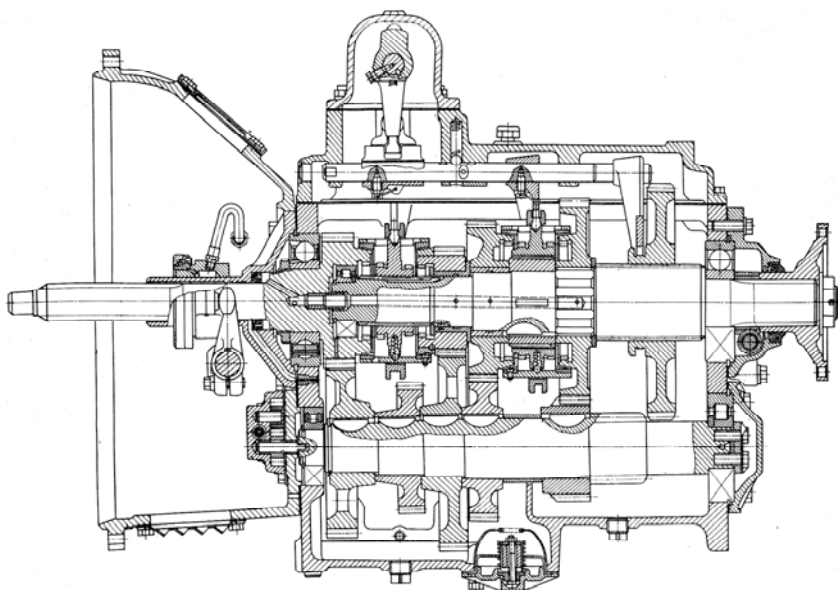


Рис. 1.4. Коробка передач автомобиля МАЗ-500А

Принятая в трехвалных 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. При обычной схеме сборки промежуточный вал в сборе устанавливается через довольно широкое окно, выполненное в картере сверху или сбоку, а иногда снизу. 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.

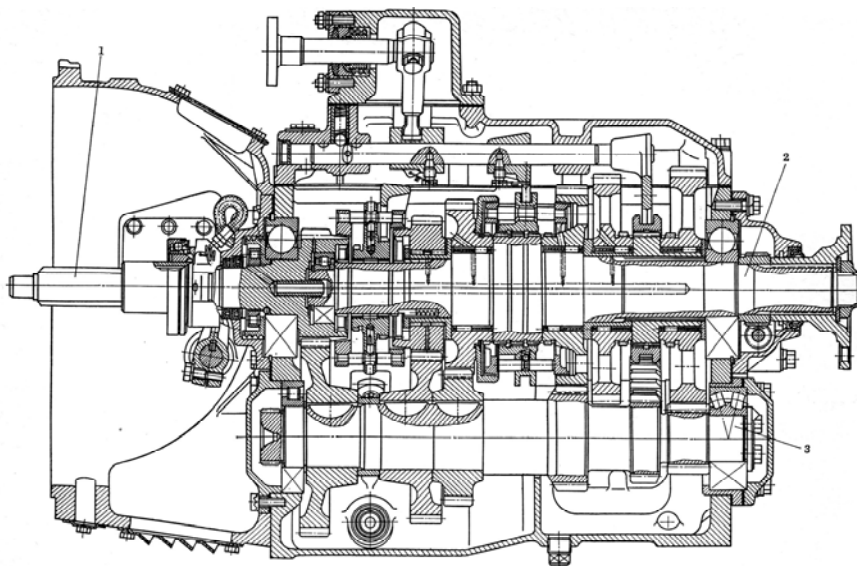


Рис. 1.5. Коробка передач автомобиля КамАЗ-4310:
1 – первичный вал; 2 – вторичный вал; 3 – промежуточный вал

В коробке передач, схема которой показана на рис.1.3 б, 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 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 вращающихся деталей коробки передач и нагрузок на синхронизаторы при переключении ступеней в коробке передач.

В коробке передач с дополнительной ускоряющей передачей (рис. 1.3 в) последняя иногда выполняется за задней стенкой картера и закрыта крышкой. Такое решение позволяет получить в высокой степени унифицированную модификацию с увеличенным числом передач: например, 7-ступенчатую модель на базе 6-ступенчатой или 6-ступенчатую на базе 5-ступенчатой коробки передач.

1.2. Коробки передач с тремя и четырьмя степенями свободы

Многоступенчатые коробки передач с *тремя степенями свободы* представляют собой трехвальную соосную коробку передач с одним дополнительным двухступенчатым редуктором – делителем на входе или демумльтипликатором на выходе.

Делитель имеет одну передачу прямую с передаточным числом, равным единице, и вторую передачу, понижающую или ускоряющую, с передаточными числами:

$$u_{\text{дел.}} = \sqrt{q_{\text{ср. баз.}}} - \text{понижающей передачи}$$

$$\text{или } u_{\text{дел.}} = 1 / \sqrt{q_{\text{ср. баз.}}} - \text{ускоряющей передачи,}$$

где $q_{\text{ср. баз.}}$ – средний знаменатель ряда базовой коробки передач.

Лучевая диаграмма составной коробки передач с делителем представлена на рис. 1.7 а, б, е.

Применение делителя увеличивает число передач вдвое и делит шаг передаточных чисел надвое, обеспечивая повышение тягово-скоростных и топливно-экономических показателей за счет лучшей приспособляемости автомобиля к дорожным условиям. КПД конструкции сохраняется таким же, как у базовой коробки передач. Конструкция обладает высокой степенью унификации, поскольку может использоваться без дополнительного редуктора. Однако диапазон передаточных чисел коробки передач с делителем увеличивается незначительно.

Демумльтипликатор имеет прямую и понижающую передачи, выполняется вальным (рис. 1.6 б и 1.6 з) или планетарным (рис. 1.6 в). Передаточное число низшей передачи

$$u_{\text{дем.}} = q_{\text{ср. баз.}}^k$$

где $q_{\text{ср. баз.}}$

k – средний знаменатель ряда и число передач прямого хода базовой коробки передач.

Лучевая диаграмма составной коробки передач с демумльтипликатором представлена на рис. 1.7 в, г, д, е.

Демумльтипликатор выполняется с бóльшим диапазоном передаточных чисел, чем у базовой коробки. Базовая коробка при этом применяется с относительно небольшим собственным диапазоном

и относительно небольшим межосевым расстоянием, так как передаточное число на первой передаче и соответственно крутящий момент на вторичном валу существенно меньше. Конструкция позволяет получить большой общий диапазон передаточных чисел составной коробки передач, $D_k = 12 - 13$ и более.

Недостатки. Нельзя использовать базовую коробку отдельно без дополнительного редуктора вследствие небольшого ее собственного диапазона передаточных чисел; снижение КПД при движении при включении понижающей ступени, поскольку мощность передается посредством четырех зубчатых пар.

В многоступенчатых коробках передач с четырьмя степенями свободы используется базовая коробка и два дополнительных редуктора – делитель и демультипликатор. Для получения определенной передачи в таких коробках необходимо включить три зубчатые муфты: по одной – в делителе, базовой коробке и демультипликаторе. Так выполнена 16-ступенчатая коробка передач, схема которой показана на рис. 1.6 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. 1.7). На горизонталях А отмечены передаточные числа базовой коробки (точки 1, 2, 3, ...), а на горизонталях Б – многоступенчатой (точки I, II, III, IV, ...). Лучи, соединяющие точку О с горизонталью А, обозначают передачи базовой коробки. Вертикальный луч соответствует прямой передаче; лучи, расположенные справа от него, соответствуют понижающим передачам, а луч, расположенный слева – ускоряющей передаче. Лучи, соединяющие горизонталь, обозначают ступени дополнительного редуктора: вертикальные – прямую ступень, направленные вниз вправо – понижающие, а вниз влево – повышающие. Отрезки, заключенные между соседними точками по горизонтали, пропорциональны логарифму отношения соответствующих передаточных чисел (например, $\lg q_{1-2}$, $\lg q_{4-5}$, $\lg q_{1-k}$).

Отрезок между крайними точками на горизонтали А пропорционален логарифму диапазона передаточных чисел базовой коробки $\lg D_6$, а на горизонтали Б – многоступенчатой коробки $\lg D_K$.

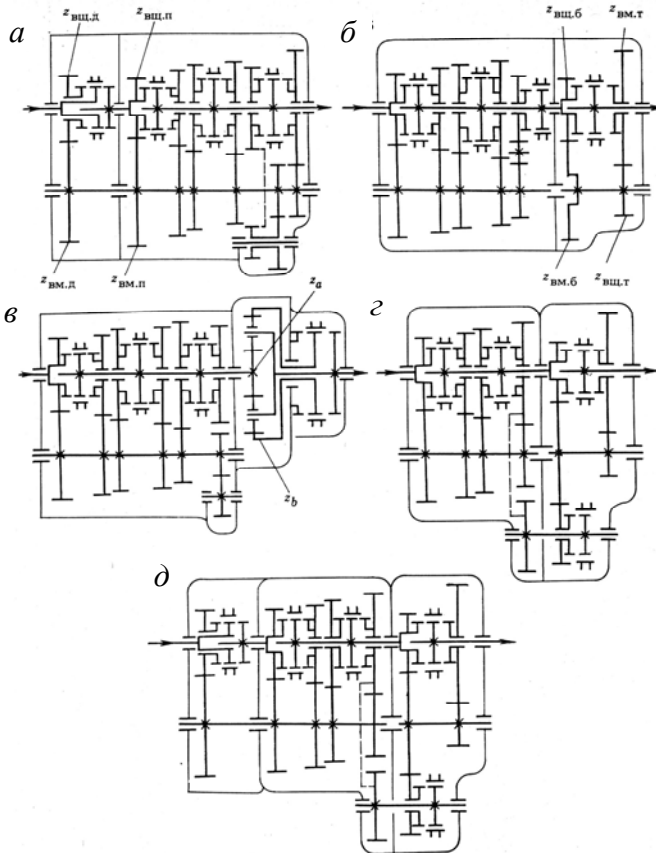


Рис. 1.6. Схемы многоступенчатых коробок передач:

а – 10-ступенчатая с делителем; *б* – 8-ступенчатая с вальным демультипликатором;

в – 9-ступенчатая с планетарным демультипликатором; *г* – 8-ступенчатая;

д – 16-ступенчатая с делителем и вальным демультипликатором;

$Z_{вщ.д}$, $Z_{вм.д}$ – числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес делителя;

$Z_{вщ.б}$, $Z_{вм.б}$, $Z_{вщ.т}$, $Z_{вм.т}$ – то же быстроходной и тихоходной зубчатых пар

демультипликатора; $Z_{вщ.п}$, $Z_{вм.п}$ – то же пары привода промежуточного

вала базовой коробки передач

Из построений следует:

$$\lg D_{\bar{6}} = \lg D_k - \lg D_p$$

или

$$D_p = D_k / D_{\bar{6}},$$

где D_p – диапазон дополнительного редуктора.

Многоступенчатые коробки передач с делителем (рис. 1.7 а, б) имеют четное число передач. Их базовая коробка выполняется с весьма широким собственным диапазоном передаточных чисел с несколько уплотненными значениями на высших передачах. Для дополнительного редуктора выбирается

$$D_p \approx \sqrt{q_b},$$

где q_b – отношение передаточных чисел двух соседних высших передач базовой коробки.

Этим обеспечивается получение плотного ряда в области высших передач многоступенчатой коробки.

Многоступенчатые коробки передач с демультипликатором могут иметь как четное число передач (рис. 1.7 в, г), так и нечетное (рис. 1.7 д). На рис. 1.7 в, г показано построение ряда передаточных чисел 8-ступенчатых коробок. При таком построении базовая коробка имеет обычно уплотненный ряд передаточных чисел со знаменателем $q_{\bar{6}} = 1,35 - 1,40$. Диапазон передаточных чисел демультипликатора перекрывает соответствующий диапазон базовой коробки и выбирается по условию

$$D_p \approx q_{\bar{6}}^k,$$

где k – число передач в базовой коробке.

зованном передачах 2–5. Диапазон передаточных чисел демумпликатора перекрывает соответствующий суженный диапазон базовой коробки:

$$D_p = k^{-1} \sqrt{q_{6c}}.$$

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 со знаменателем $q = q_{6c}$.

Между передачами 1–2 шаг увеличен:

$$q_{1-2} > q_{6c};$$

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 весьма большом общем диапазоне составной коробки, что облегчает синхронизацию при переключении передач редуктора.

На рис. 1.7 *e* показано принципиальное построение ряда передаточных чисел 16-ступенчатой коробки передач. Совместно с базовой 4-ступенчатой коробкой передач устанавливаются дополнительные редукторы:

делитель с $D_{\text{дел.}} = \sqrt{q_{6c}}$ и демумпликатор с $D_{\text{дем.}} = q_{6c}^k$. Общий ряд передаточных чисел имеет знаменатель $q = \sqrt{q_{6c}}$.

На рис. 1.8–1.11 показаны типичные конструкции многоступенчатых коробок передач.

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 1.8) выполнена с делителем на базе 5-ступенчатой коробки передач (рис. 1.4). Ее схема

соответствует приведенной на рис. 1.6 *а*; построение ряда передаточных чисел дано на рис. 1.7 *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.

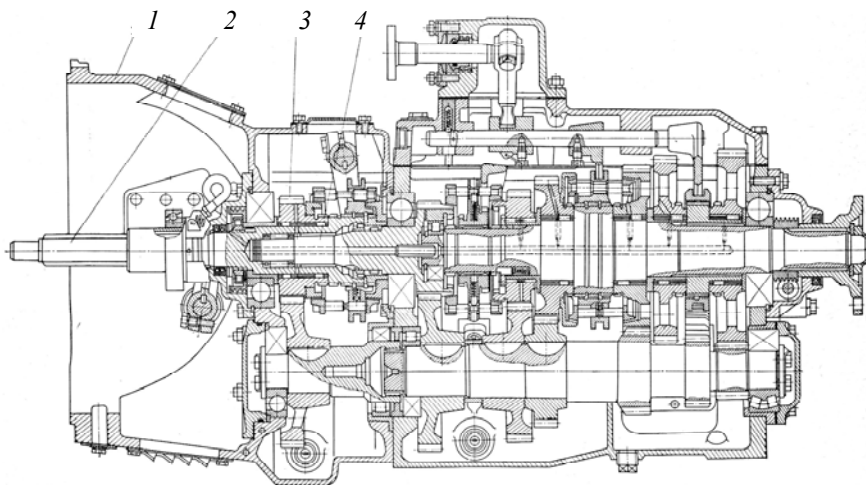


Рис. 1.8. Десятиступенчатая коробка передач автомобиля КамАЗ-5320:
 1 – картер делителя; 2 – ведущий вал делителя; 3 – зубчатая пара делителя;
 4 – первичный вал базовой коробки

Восьмиступенчатая коробка передач (рис. 1.9) выполнена по схеме, показанной на рис. 1.6 *з*. Построение ряда ее передаточных чисел соответствует рис. 1.7 *в*. Коробка передач имеет демультипликатор вального типа.

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 1.10) выполнена на базе 5-ступенчатой по схеме, показанной на рис. 1.6 *в*, и имеет демультипликатор планетарного типа. Построение ряда передаточных чисел этой коробки соответствует рис. 1.7 *д*. Планетарный редуктор выполнен в виде однорядного трехзвенного механизма. Солнечная шестерня 5 механизма с помощью зубчатой муфты соединена с 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 *б* с водилом. Низшая ступень получается остановкой эпицикла путем замыкания его на картер.

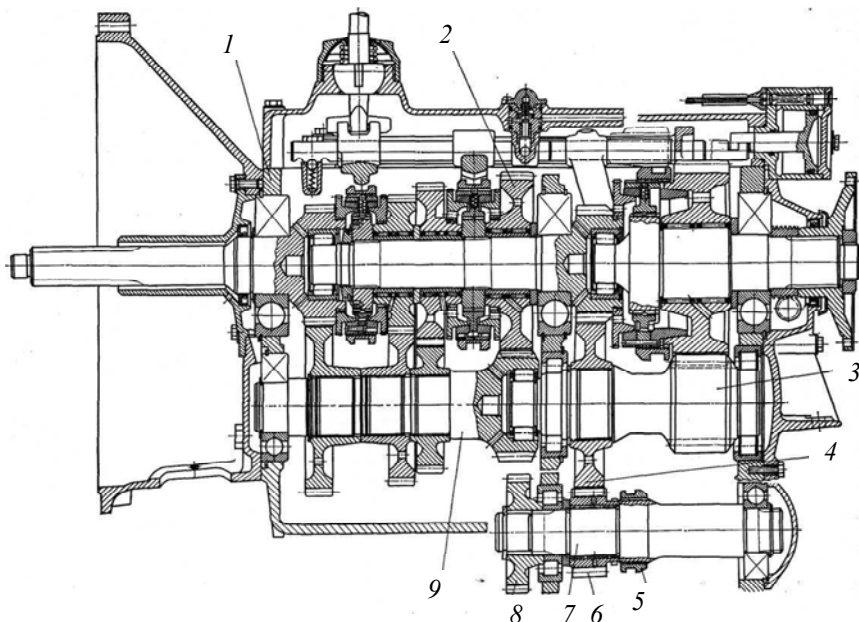


Рис. 1.9. Восьмиступенчатая коробка передач Volvo «R61»:

- 1* – картер; *2* – колесо пары первой передачи и заднего хода;
3 – промежуточный вал базовой коробки передач; *4* – колесо привода промежуточного вала демультипликатора; *5* – муфта заднего хода;
6 – паразитная шестерня передачи заднего хода; *7* – вал передачи заднего хода;
8 – ведомая шестерня передачи заднего хода; *9* – промежуточный вал базовой коробки передач

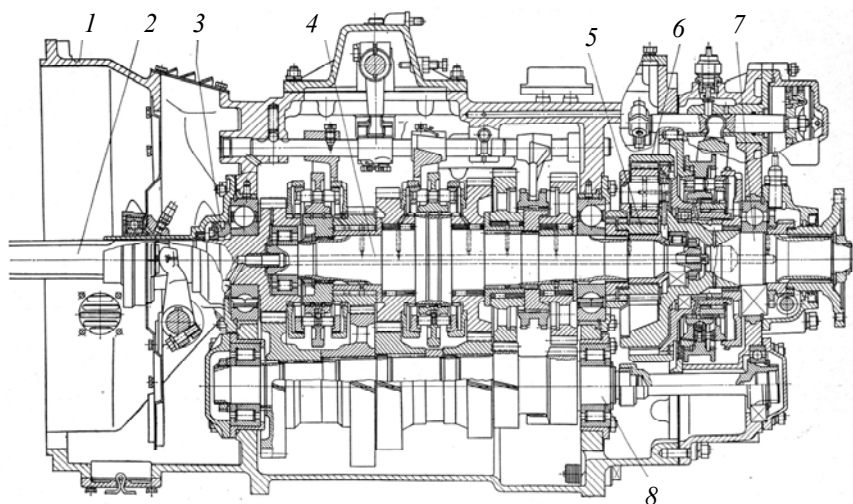


Рис. 1.10. Девятиступенчатая коробка передач ЯМЗ-201:

- 1 – разъемный картер; 2 – первичный вал; 3 – маслonaгнетающее кольцо;
 4 – вторичный вал; 5 – солнечная шестерня демультипликатора; 6 – эпицикл;
 7 – выходной вал коробки передач; 8 – промежуточный вал коробки передач

Десятиступенчатая коробка передач (рис. 1.11) имеет 5-ступенчатую базовую коробку с плотным рядом передаточных чисел ($q = 1,26$) и вальный демультипликатор. Все зубчатые колеса прямозубые с постоянным зацеплением. Синхронизаторы установлены только в демультипликаторе. 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 промежуточными валами как в базовой коробке, так и в дополнительном редукторе.

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 оказывается возможным при достаточно плотном ряде передаточных чисел $q \approx 1,2 - 1,3$.

КПД коробок передач определяется числом зацеплений зубчатых колес, передающих крутящий момент на данной передаче. КПД одного зацепления зубчатых колес с учетом потерь в подшипниках и барботажных потерь может быть принято равным 0,985; двумя парами – 0,97; четырьмя – 0,94.

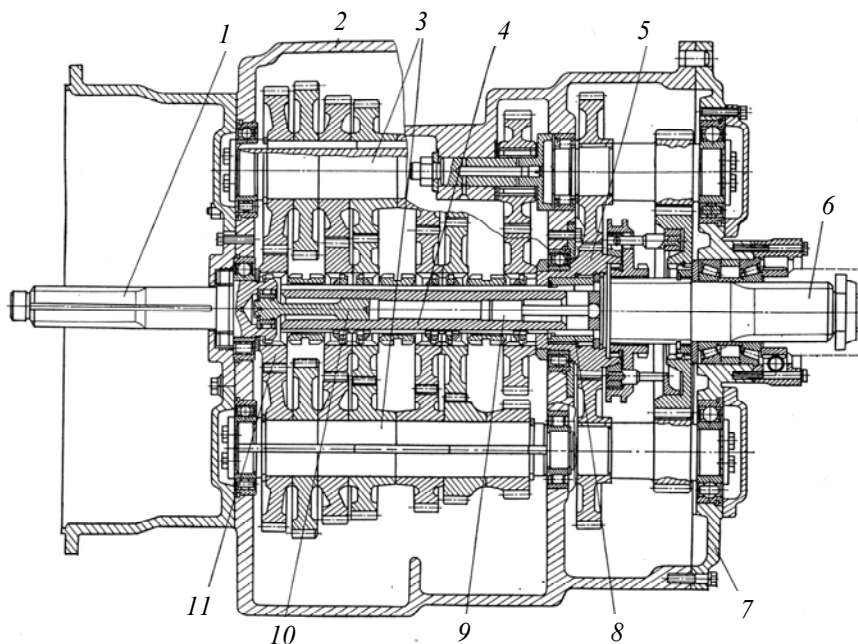


Рис. 1.11. Десятиступенчатая коробка передач Fuller «RT-910»:

- 1 – первичный вал базовой коробки передач; 2 – картер;
- 3 – промежуточные валы; 4 – вторичный вал базовой коробки передач;
- 5 – ведущая шестерня демультипликатора; 6 – ведомый вал демультипликатора;
- 7 – съемная стенка картера; 8 – соединительная муфта ведущей шестерни;
- 9, 10 – уравнивающие торсионы; 11 – шестерня привода промежуточных валов

2. РАСЧЕТ ТРЕБУЕМЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Расчет передаточных чисел коробок передач производится при выполнении тягового расчета автомобиля [4] и заключается в определении передаточного числа первой передачи u_1 , передаточного числа высшей передачи u_k , передаточных чисел промежуточных передач u_i при $i = (2, \dots, k-1)$.

Передаточное число первой передачи u_1 выбирается с учетом возможности преодоления автомобилем заданного сопротивления дороги, отсутствия буксования при трогании автомобиля с места, возможности движения с минимальной устойчивой скоростью.

Для расчета значений u_1 , требуемых для выполнения двух первых условий, воспользуемся уравнением силового баланса автомобиля вида:

$$F_k = F_\psi + F_B + F_a.$$

При равномерном движении автомобиля с малой скоростью сила сопротивления разгону $F_a = 0$, сила сопротивления воздуха $F_B \approx 0$, а условие возможности движения автомобиля принимает вид:

$$F_k \geq F_\psi,$$

где $F_k = M_{e \max} u_1 u_0 \eta_{\text{тр}} / r_0$ – окружная сила на колесах автомобиля, $F_\psi = \psi G_a$ – сила сопротивления дороги, откуда следует:

$$\frac{M_{e \max} u_1 u_0 \eta_{\text{тр}}}{r_0} \geq \psi_{\max} G_a.$$

Необходимое передаточное число i -й передачи по условию преодоления максимального дорожного сопротивления:

$$u_{1\psi} \geq \frac{\psi_{\max} G_a r_0}{M_{e \max} u_0 \eta_{\text{тр}}}.$$

Для легковых автомобилей максимальное значение коэффициента сопротивления дороги ψ_{\max} обычно принимают равным 0,35–0,50, для грузовых автомобилей и автобусов – 0,35–0,40, а для автопоездов – не менее 0,18.

Условие движения автомобиля без буксования ведущих колес имеет вид:

$$F_{\kappa \max} \leq F_{\varphi},$$

где $F_{\varphi} = \varphi G_{\varphi}$ – сила сцепления шин ведущих колес автомобиля с опорной поверхностью;

φ – коэффициент сцепления шин с дорогой,

G_{φ} – сцепной вес автомобиля.

Таким образом, можно записать:

$$\frac{M_{e \max} u_0 u_1 \eta_{\text{тр}}}{r_0} \leq \varphi G_{\varphi},$$

откуда передаточное число I-й передачи по условию отсутствия буксования

$$u_{1\varphi} \leq \frac{\varphi G_{\varphi} r_0}{M_{e \max} u_0 \eta_{\text{тр}}}.$$

Для полноприводных автомобилей сцепной вес равен собственному весу автомобиля, то есть $G_{\varphi} = G_a$.

Для автомобилей с задним расположением ведущего моста $G_{\varphi} = G_2 k_{R2}$.

Для автомобилей с передним ведущим мостом $G_{\varphi} = G_1 k_{R1}$.

В этих выражениях G_1 и G_2 – вес автомобиля, приходящегося соответственно на передний и задний мосты;

k_{R1} и k_{R2} – коэффициенты перераспределения нормальных реакций при разгоне, значения которых могут быть приняты $k_{R1} = 0,85 - 0,95$; $k_{R2} = 1,05 - 1,15$.

Расчеты проводят в предположении, что автомобиль находится на сухом асфальтобетонном шоссе, то есть при коэффициенте сцепления шин с дорогой $\varphi = 0,80 - 0,90$.

Передаточное число I-й передачи выбирается из условия:

$$u_{I\psi} \leq u_I \leq u_{I\varphi}.$$

Передаточное число I-й передачи должно удовлетворять условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения автомобиля $v_{a \min}$.

Известно, что

$$v_{\min} = \omega_{k \min} r_0, \text{ м/с, или иначе } v_{\min} = \frac{\omega_{e \min} r_0}{u_{Iv} u_0}, \text{ м/с,}$$

откуда передаточное число I-й передачи, необходимое для обеспечения минимальной устойчивой скорости движения автомобиля, определится из выражения

$$u_{Iv} = \frac{\omega_{e \min} r_0}{v_{\min} u_0}.$$

В это выражение v_{\min} подставляется в м/с.

Если $v_{a \min}$ имеет размерность км/ч, а частота вращения вала двигателя $n_{e \min}$ задана в об/мин, то

$$u_{Iv} = 0,377 \frac{n_{e \min} r_0}{v_{a \min} u_0},$$

где $n_{e \min}$ – минимальная устойчивая частота вращения вала двигателя;

$v_{a \min}$ – минимальная устойчивая скорость движения автомобиля, принимаемая равной 5 км/ч.

Передаточное число высшей передачи u_k при заданных значениях максимальной частоты вращения ведущего вала двигателя $n_{e \max}$, передаточного числа главной передачи u_0 , рабочего радиуса качения ведущих колес r_0 и максимальной скорости движения автомобиля $v_{a \max}$ может быть определено по формуле

$$u_k = 0,377 \frac{n_{e \max} r_0}{v_{a \max} u_0}.$$

Передаточные числа промежуточных передач выбирают из условия обеспечения ими максимальной интенсивности разгона автомобиля и возможности длительного движения при повышенном дорожном сопротивлении.

Для того чтобы в процессе разгона двигатель работал с наибольшей средней мощностью, частота вращения его вала должна быть близкой к частоте, соответствующей максимальной мощности.

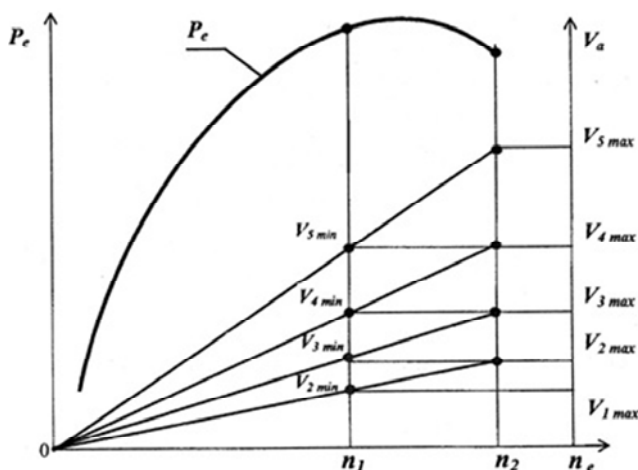


Рис. 2.1. Скоростная характеристика автомобиля $v_a = f(n_e)$

Если пренебречь падением скорости за время переключения передач, то скорость автомобиля, достигнутая на низшей передаче

перед моментом переключения при частоте вращения вала двигателя n_{e2} равна скорости автомобиля на смежной высшей передаче при частоте вращения n_{e1} , то есть:

$$v_{aI \max} = v_{aII \min}; \quad v_{aII \max} = v_{aIII \min}; \\ v_{aIII \max} = v_{aIV \min} \text{ и т. д.}$$

Учитывая, что

$$v_{aI \max} = 0,377 \frac{n_{e2} r_0}{u_I u_0}; \quad v_{aII \min} = 0,377 \frac{n_{e1} r_0}{u_{II} u_0}; \\ v_{aII \max} = 0,377 \frac{n_{e2} r_0}{u_{II} u_0}; \quad v_{aIII \min} = 0,377 \frac{n_{e1} r_0}{u_{III} u_0} \text{ и т. д.}$$

Из вышеприведенных равенств получим:

$$\frac{n_{e2}}{u_I} = \frac{n_{e1}}{u_{II}}; \quad \frac{n_{e2}}{u_{II}} = \frac{n_{e1}}{u_{III}}; \quad \frac{n_{e2}}{u_{III}} = \frac{n_{e1}}{u_{IV}} \text{ и т. д.}$$

Отсюда: $n_{e2} u_{II} = n_{e1} u_I$; $n_{e2} u_{III} = n_{e1} u_{II}$; $n_{e2} u_{IV} = n_{e1} u_{III}$ и т. д.,

или

$$u_{II} = u_I \frac{n_{e1}}{n_{e2}}; \quad u_{III} = u_{II} \frac{n_{e1}}{n_{e2}} = u_I \left(\frac{n_{e1}}{n_{e2}} \right)^2;$$

$$u_{IV} = u_{III} \frac{n_{e1}}{n_{e2}} = u_I \left(\frac{n_{e1}}{n_{e2}} \right)^3 \text{ и т. д.}$$

В общем виде: $u_m = u_{m-1} \frac{n_{e1}}{n_{e2}} = u_I \left(\frac{n_{e1}}{n_{e2}} \right)^{m-1}$.

Обозначим отношение $\frac{n_{e1}}{n_{e2}}$ через q , тогда получим, что

$$u_m = u_I q^{m-1}, \text{ или иначе } u_m = u_{m-1} q.$$

Следовательно, при постоянном интервале частот вращения коленчатого вала двигателя передаточное число каждой последующей передачи в коробке передач получается из предыдущего умножением на постоянный множитель q . Такой ряд чисел называется геометрической прогрессией, а множитель q – знаменателем геометрической прогрессии.

Если k -я передача имеет передаточное число u_k , то знаменатель геометрической прогрессии q определяется из выражения

$$u_k = u_1 q^{k-1},$$

то есть

$$q = \left(\frac{u_k}{u_1} \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Подставив это выражение q в формулу для определения передаточного числа u_m , получим

$$u_m = u_1 \left(\frac{u_k}{u_1} \right)^{\frac{m-1}{k-1}}$$

или

$$u_m = \frac{u_1}{u_1^{\frac{m-1}{k-1}}} u_k^{\frac{m-1}{k-1}} = u_1^{1 - \frac{m-1}{k-1}} u_k^{\frac{m-1}{k-1}} = u_1^{\frac{k-1-m+1}{k-1}} u_k^{\frac{m-1}{k-1}}$$

и окончательно получим: $u_m = u_1^{\frac{k-m}{k-1}} u_k^{\frac{m-1}{k-1}}$,

где k – номер высшей передачи в коробке передач.

Если высшая передача в коробке передач прямая, то есть имеет передаточное число $u_k = 1$, то выражение принимает вид

$$u_m = u_1^{\frac{k-m}{k-1}},$$

где k – номер прямой передачи.

Следовательно, если при наличии в коробке передач прямой передачи пользоваться последней формулой, то можно найти передаточное число m -й передачи при выполнении условия $m < k$.

Например, для 6-ступенчатой коробки передач с 5-й прямой передачей, получим:

$$u_{II} = u_1^{\frac{5-2}{5-1}} = u_1^{\frac{3}{4}}; \quad u_{III} = u_1^{\frac{2}{4}}; \quad u_{IV} = u_1^{\frac{1}{4}}; \quad u_V = u_1^{\frac{0}{4}}.$$

Если прямая передача в коробке передач отсутствует, то для 6-ступенчатой коробки передач по формуле $u_m = f(u_1, u_n)$ получим:

$$u_{II} = u_1^{\frac{6-2}{6-1}} u_{VI}^{\frac{2-1}{6-1}} = u_1^{\frac{4}{5}} u_{VI}^{\frac{1}{5}}; \quad u_{III} = u_1^{\frac{6-3}{6-1}} u_{VI}^{\frac{3-1}{6-1}} = u_1^{\frac{3}{5}} u_{VI}^{\frac{2}{5}};$$

$$u_{IV} = u_1^{\frac{2}{5}} u_{VI}^{\frac{3}{5}}; \quad u_V = u_1^{\frac{1}{5}} u_{VI}^{\frac{4}{5}}; \quad u_{VI} = u_1^0 u_{VI}^1.$$

Время движения автомобиля на высших передачах составляет 80–90 % общего времени его работы. Поэтому ряд передаточных чисел целесообразно скорректировать таким образом, чтобы перепад между передаточными числами высших передач был меньше, чем между низшими.

У большинства современных автомобилей передаточные числа в коробке передач на высших передачах уменьшены на 5–15 % по сравнению со значениями, полученными по геометрической прогрессии, а на низших передачах – соответственно на 5–10 % увеличены. При этом шаг между передачами не должен превышать 1,7–1,8 у автомобилей с дизельными двигателями и 2,0 – с бензиновыми.

Средний шаг между передаточными числами в 5- и 6-ступенчатых коробках передач составляет 1,5–1,8; между передаточными числами высших ступеней – 1,4–1,6, а между передаточными числами низших ступеней – 1,6–1,8.

Средний шаг между передаточными числами в многоступенчатых коробках передач находится в пределах 1,2–1,4.

3. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Габаритные размеры и масса коробок передач определяются, главным образом, размерами зубчатых колес. Предварительно параметры зубчатых колес назначаются с использованием формул и соотношений, основанных на результатах обработки накопленных за длительную практику автостроения статистических данных о размерах деталей и узлов. Затем они уточняются по итогам проверочных расчетов и испытаний.

Для вывода эмпирических формул используются, в частности, таблицы и графики геометрических характеристик узла.

Главным конструктивным параметром коробки передач является ее *межосевое расстояние* a_w .

На основании данных о выполненных конструкциях соосных трехвальных коробок передач с двумя степенями свободы и неразветвленным потоком мощности межосевое расстояние может быть определено следующим выражением:

$$a_w = k_a \sqrt[3]{M_{\text{вых}}}, \text{ мм},$$

где $M_{\text{вых}}$ – максимальный крутящий момент на вторичном валу, Н·м;

k_a – коэффициент межосевого расстояния.

Для коробок передач выполненных конструкций коэффициент k_a находится в пределах 8,6–9,6. Большие значения коэффициента относятся к коробкам передач с ускоряющей передачей, а также коробкам передач автомобилей с дизельными двигателями и базовым коробкам составных многоступенчатых передач.

Выбранное межосевое расстояние a_w округляют обычно до десятых долей миллиметра. В автомобилестроении конструкторы, исходя из практических соображений и целей, привычно отступают от рекомендуемых рядов межосевых расстояний, которые приводятся в нормативно-технической документации для стационарных редукторов общего машиностроения.

После выбора межосевого расстояния назначаются ширина зубчатых венцов, модуль зацепления и угол наклона линии зуба. Требуемая жесткость конструкции, удовлетворительная сбалансированность сроков службы зубчатых колес и подшипников и умеренная

металлоемкость обеспечиваются при практически установившихся соотношениях размеров деталей коробки передач, которые обычно выражаются в долях межосевого расстояния a_w .

Рабочая ширина зубчатых венцов находится в пределах

$$b_w \approx (0,19 - 0,23) a_w, \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Среднее значение рабочей ширины венцов зубчатых колес трехвальных коробок передач может быть принято равным:

$$b_w \approx 0,22 a_w, \text{ мм.}$$

Рабочая ширина зубчатых венцов колес вального демультипликатора составных коробок передач может достигать значений

$$b_w \approx (0,3 - 0,4) a_w, \text{ мм.}$$

Общая длина трехвальной коробки передач по картеру при типовой компоновке обычно не превышает значений

$$L_a \approx (2,8 - 3,2) a_w, \text{ мм.}$$

Уменьшение рабочей ширины зубчатых венцов не всегда рационально, так как при этом необходимо увеличивать межосевое расстояние для уменьшения сил, действующих в зацеплении, что в итоге приводит к увеличению массы коробки передач. 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 линии зуба β для сохранения значения 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 (3.1) при современных уровне технологии, качестве подшипников и свойствах материалов, является рациональной.

Нормальный модуль m_n зубчатых колес механических коробок передач находится в следующих пределах:

в легковых автомобилях – (2,25–3) мм,

в грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности (3,5–4,25) мм;

в грузовых автомобилях большой грузоподъемности (4,25–5) мм.

Указанные пределы модулей характерны и для зубчатых колес коробок передач автобусов соответственно малой, средней и большой пассажироместимости.

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.

Большинство зубчатых колес в коробках передач выполняются косозубыми с целью уменьшения шума при работе и повышения прочности. Прямозубые колеса применяются обычно для передачи заднего хода, а в грузовых автомобилях – также и для первой передачи.

Угол наклона линии зуба β косозубых колес в коробках передач легковых автомобилей находится в пределах 22° – 34° , грузовых автомобилей и автобусов – в пределах 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 для применяемых в коробках передач относительно узких зубчатых колес нельзя реализовать, имеется стремление приблизиться к значению $\varepsilon_\beta = 1$. Угол наклона β_ε , удовлетворяющий условию $\varepsilon_\beta = 1$, определяется из равенства

$$\beta_\varepsilon = \arcsin(\pi m_n / b_w), \text{ град.}$$

Ширина зубчатых венцов для коробок передач грузовых автомобилей и автобусов находится в пределах

$$b_w \approx (7 \dots 8) m_n, \text{ мм,}$$

при этом соответствующие углы β_ϵ должны быть 26–22°. Практически часто $\beta < \beta_\epsilon$. Это обычно связано или с необходимостью уменьшения осевых нагрузок на подшипники, или условиями выбора коэффициентов смещения для зубчатых колес, или подбором чисел зубьев, удовлетворяющих заданным передаточным числам.

Уточнение угла наклона линии зуба 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 a_w при выбранных значениях параметров m_n и β , а также несколько повысить прочность и выносливость зубьев.

Несмещенная ($x_1 = x_2 = 0$) и равносмещенная ($x_1 = -x_2$) косозубые передачи имеют $x_\Sigma = 0$. Для указанных передач после выбора межосевого расстояния a_w и модуля m_n выбирается предварительно угол наклона $\beta_{\text{пр}}$: например, $\beta_{\text{пр}} = \beta_\epsilon$ или несколько меньший. Соответствующая сумма чисел зубьев в паре

$$Z_{\Sigma \text{ пр}} = \frac{2a_w \cos \beta_{\text{пр}}}{m_n}. \quad (3.2)$$

При этом $Z_{\Sigma \text{ пр}}$ обычно оказывается числом нецелым. Поэтому принимается ближайшее целое число $Z_{\Sigma \text{ пр}}$, по которому и производится уточнение угла β :

$$\beta = \arccos \frac{0,5 m_n Z_{\Sigma \text{ пр}}}{a_w}. \quad (3.3)$$

Из равенства (3.3) следует, что при заданных значениях a_w и m_n уменьшение Z_Σ в передаче с $x_\Sigma = 0$ приводит к необходимости увеличивать β и наоборот. 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 (3.2) и (3.3) найти соответствующие значения Z_{Σ} и β , условно предполагая передачу несмещенной. Затем следует принять уменьшенные β или Z_{Σ} или обе эти величины одновременно, определить соответствующую сумму x_{Σ} , компенсирующую уменьшение значений β , Z_{Σ} .

При этом порядок расчета следующий:

определяется межосевое расстояние, соответствующее $x_{\Sigma} = 0$ и принятым значениям β и Z_{Σ} ,

$$a = \frac{0,5 m Z}{\cos \beta};$$

находится угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}, \quad (3.4)$$

где α_n – угол профиля зуба нормальный;

находится угол зацепления

$$\alpha_{tw} = \arccos \frac{a \cos \alpha_t}{a_w}; \quad (3.5)$$

определяется искомая сумма смещений

$$x_{\Sigma} = \frac{Z_{\Sigma} (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \operatorname{tg} \alpha_n}. \quad (3.6)$$

Распределение суммы x_{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 трехвалных 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. 3.1. 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.

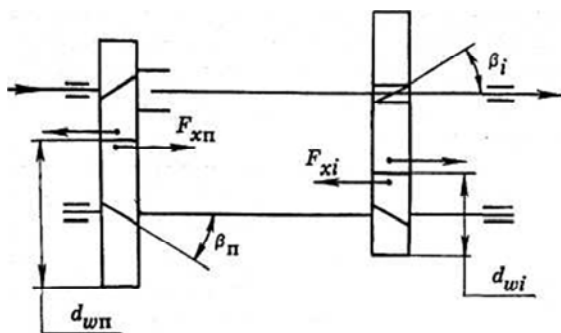


Рис. 3.1. Направление осевых усилий в косозубых колесах трехвальной соосной коробки передач

Условие уравнивания осевых сил на промежуточном валу:

$$\operatorname{tg} \beta_{\pi} / d_{w\pi} = \operatorname{tg} \beta_{IV} / d_{wIV} = \operatorname{tg} \beta_{III} / d_{wIII} = \dots \quad (3.7)$$

где $d_{w\pi}$ – начальный диаметр зубчатого колеса промежуточного вала;

индексы «п», IV, III, ... относятся к зубчатым парам привода промежуточного вала, 4-й, 3-й и т. д. передач соответственно.

Практически допускают некоторую избыточную осевую силу, сохраняющую одно направление на всех передачах. В соответствии с условием (3.7) 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 при-

нимают 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 не уравнивается. Однако при этом отсутствует осевая сила на вторичном валу.

Несмещенная и равносмещенная прямозубые передачи имеют межосевое расстояние a_w , кратное модулю зацепления m .

Сумма чисел зубьев в паре

$$Z_{\Sigma} = 2a_w / m. \quad (3.8)$$

Смещенная положительная прямозубая передача имеет межосевое расстояние, не кратное модулю. При заданном a_w и выбранном m положительная передача должна иметь Z_{Σ} меньше значения, удовлетворяющего равенству (3.8). Коэффициент суммы смещений x_{Σ} такой передачи после выбора a_w , m и Z_{Σ} определяется по выражениям:

$$\begin{aligned} a &= 0,5mZ_{\Sigma}; \\ \alpha_w &= \arccos(a \cos \alpha / a_w), \\ x_{\Sigma} &= \frac{Z_{\Sigma}(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \end{aligned}$$

При необходимости увеличения x_{Σ} при заданном a_w следует уменьшить Z_{Σ} .

При проектировании передачи заднего хода может иметь место обратная задача – определение межосевого расстояния по заранее выбранным значениям сумм x_{Σ} и Z_{Σ} . Она решается в следующем порядке:

определяется инволюта угла зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2x_{\Sigma} \operatorname{tg} \alpha}{Z_{\Sigma}} + \operatorname{inv} \alpha,$$

соответствующее значение α_w находится из таблицы инволют; определяется искомое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{0,5 m Z_\Sigma \cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Сумма чисел зубьев в паре Z_Σ в трехвальных коробках передач грузовых автомобилей и автобусов находится в пределах 60–75.

Для выходной пары первой передачи и выходной пары демультипликатора вального типа многоступенчатой коробки передач при $m = 6$ сумма чисел зубьев уменьшается до 50. Во многих случаях коробка передач имеет близкие или даже равные значения Z_Σ для нескольких соседних пар зубчатых колес.

В зацеплениях, с помощью которых осуществляется передача заднего хода в коробках передач грузовых автомобилей и автобусов, $Z_\Sigma = 40 - 50$ 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_I, u_{II}, \dots (число передач и передаточные числа считаются известными из тягового расчета автомобиля). При расчете используются выбранные суммы чисел зубьев Z_Σ каждой пары, кинематическая схема коробки передач. Искомые величины:

$Z_{\text{вщ}}$ – число зубьев ведущего зубчатого колеса;

$Z_{\text{вм}}$ – число зубьев ведомого колеса зубчатой пары.

Двухвальные коробки передач на каждой передаче переднего хода передают мощность посредством одной пары зубчатых колес, поэтому искомые числа зубьев пары определяются путем совместного решения двух уравнений:

$$Z_{\text{вм}} + Z_{\text{вщ}} = Z_\Sigma; \quad (3.9)$$

$$Z_{\text{вм}} / Z_{\text{вщ}} = u. \quad (3.10)$$

Трехвальные коробки передач с двумя степенями свободы на каждой передаче, кроме прямой передачи и передачи заднего хода, передают мощность последовательно посредством двух пар зубчатых колес: пары привода промежуточного вала с передаточным

числом u_{Π} и пары привода вторичного вала –выходной пары данной передачи с передаточным числом $Z_{\text{ВМ}} / Z_{\text{ВЦ}} = u'$. В этом случае задача по подбору чисел зубьев состоит также в рациональном распределении передаточного числа коробки передач между парой привода промежуточного вала и выходными парами зубчатых колес

$$u_i = u_{\Pi} u_i'$$

Значение u_{Π} при переходе от одной передачи к другой остается неизменным, изменяются лишь значения u_i' . Значение u_{Π} целесообразно определять исходя из заданного передаточного числа первой передачи u_1 [5, 6]. При этом должны быть учтены следующие ограничения: ведущая шестерня пары первой передачи $Z_{\text{ВЦ I}}$ 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 $Z_{\text{ВЦ II}}$ должна иметь размер, позволяющий выполнить посадочное 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 бóльшая степень редукиции момента осуществляется выходной парой первой передачи, то есть когда передаточное число u_1' превышает u_{Π} . 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 $Z_{\text{ВЦ I}}$ в следующих пределах: для коробок передач грузовых автомобилей и автобусов $Z_{\text{ВЦ I}} = 12 - 16$ при $u_1 = 6 - 8$. Меньшие значения $Z_{\text{ВЦ I}}$ относятся к коробкам передач с бóльшими значениями u_1 и модуля m зубчатых колес пары первой передачи [3].

Дальнейшая последовательность расчета:

$$Z_{\text{вм I}} = Z_{\Sigma \text{ I}} - Z_{\text{вщ I}}; \quad u'_1 = Z_{\text{вм I}} / Z_{\text{вщ I}}; \quad u_{\text{II}} = u_1 / u'_1;$$

$$u'_{\text{II}} = u_{\text{II}} / u_{\text{II}}; \quad u'_{\text{III}} = u_{\text{III}} / u_{\text{II}} \dots$$

После расчета для каждой пары зубчатых колес передаточных чисел u_{II} , u'_1 , u'_{II} , u'_{III} ... искомые числа зубьев $Z_{\text{вщ}}$ и $Z_{\text{вм}}$ определяются на основе совместного решения уравнений (3.9) и (3.10).

Числа зубьев округляются до целых значений, затем производится уточнение передаточных чисел. С целью приближения к заданному передаточному числу u_i можно изменять ранее выбранное значение Z_{Σ} , компенсировав это изменение соответствующим коэффициентом смещения или корректировкой угла наклона линии зуба 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 (рис. 1.7 и пояснения к нему).

Кинематический расчет дополнительного редуктора многоступенчатой коробки передач с тремя степенями свободы начинается с определения передаточного числа его не прямой 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 не прямой ступени дополнительного редуктора окажется следующим:

$$u_{\text{дел в}} = u_{\text{II}} / u_1 \text{ — для делителя с повышающей передачей (рис. 1.6 а);}$$

$$u_{\text{дел н}} = u_1 / u_{\text{II}} \text{ — для делителя с понижающей передачей;}$$

$u_{\text{дем н}} = u_1 / u_1 \text{ — для низшей передачи демультипликатора (рис. 1.6 б, в, г).}$

4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

4.1. Расчет требуемых передаточных чисел коробки передач

Требуемые передаточные числа коробки передач выбираются по результатам тягового расчета автомобиля в соответствии с рекомендациями гл. 2 данного пособия.

4.2. Расчет передаточных чисел зубчатых пар коробки передач

4.2.1. Расчет передаточного числа зубчатой пары привода промежуточного вала u_n

$$u_n = k_{u_n} \sqrt{u_1 u_k}, \text{ мм.}$$

Коэффициент k_{u_n} находится в пределах 0,7–0,9; бóльшие значения k_{u_n} относятся к коробкам передач автомобилей с большей долей пробега на низших передачах.

4.2.2. Расчет требуемого передаточного числа выходных зубчатых пар u'_i

$$u'_i = \frac{u_i}{u_n}.$$

Таким образом, оказываются определенными требуемые передаточные числа коробки передач и ее отдельных зубчатых пар.

Окончательно передаточные числа зубчатых пар и коробки передач в целом будут определены после выбора чисел зубьев зубчатых колес при выполнении геометрического расчета.

4.3. Геометрический расчет коробки передач

Геометрический расчет заключается в выборе межосевого расстояния коробки передач a_w , модуля нормального m_n и чисел зубьев Z зубчатых колес, определении диаметров зубчатых колес –

делительного d , начального d_w , вершин зубьев d_a и впадин d_f , геометрических параметров зацепления – угла профиля α , угла наклона линии зуба β , коэффициента высоты головки зуба h_a^* , коэффициента высоты ножки зуба h_f^* , коэффициента смещения исходного контура x , коэффициента радиального зазора c^* , коэффициента радиуса переходной кривой r_f^* , ширин зубчатых венцов.

Ниже приводится последовательность геометрического расчета.

4.3.1. Выбор межосевого расстояния коробки передач a_w

Значение a_w выбирается по эмпирической формуле М.П. Хельдта:

$$a_w \approx k_a \sqrt[3]{M_{\text{вых}}}, \text{ мм},$$

где k_a – коэффициент межосевого расстояния.

Как указано в гл. 3 данного пособия, значения k_a находятся в пределах 8,6–9,6; большие значения k_a относятся к коробкам передач с ускоряющей передачей и коробкам передач автомобилей с дизельными двигателями;

$M_{\text{вых}}$ – наибольший крутящий момент, передаваемый выходным валом коробки передач, Н·м:

$$M_{\text{вых}} = M_{e \max} u_1 \eta_1, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;

u_1 и η_1 – передаточное число и КПД первой передачи коробки передач.

4.3.2. Выбор предварительного значения угла наклона линии зуба β

Обычно зубчатые колеса коробок передач косозубые, прямозубые – только у первой передачи и передачи заднего хода.

Углы наклона линии зуба косозубых передач находятся в пределах 18° – 34° , меньшие значения относятся к коробкам передач тяжелых грузовых автомобилей.

4.3.3. Нормальный модуль и исходный контур зацепления зубчатых колес

Нормальный модуль стандартизован. Применяются значения m_n от 2,0 мм – в коробках передач легковых автомобилей, до 4,5 мм и более – в коробках передач тяжелых грузовиков. Размерный шаг нормальных модулей равен 0,25 мм.

При предварительных расчетах может быть принят исходный контур стандартный с параметрами: $\alpha=20^\circ$; $h_a^* = h_f^* = 1,0$; $c^* = 0,25$; $r_f^* = 0,4m$ и $x_\Sigma = 0$.

4.3.4. Сумма чисел зубьев колес зубчатой пары Z_Σ

Сумма чисел зубьев колес зубчатой пары Z_Σ определяется с использованием исходной формулы

$$a_w = \frac{m_n(Z_{\text{вщ}} + Z_{\text{вм}})}{2 \cos \beta}, \text{ мм,}$$

откуда

$$Z_\Sigma = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n}.$$

Z_Σ округляется до целого значения, предпочтительнее в меньшую сторону – с целью упрочнения зуба.

Разница между расчетным (до округления) и принятым (целым) значениями Z_Σ должна быть компенсирована:

либо (а) изменением угла наклона линии зуба β ,

либо (б) смещением исходного контура (корректированием зубьев):

а) у косозубых колес возможно уточнение значения угла β ;

при $x_\Sigma = 0$

$$\beta = \arccos \frac{0,5 m_n Z_{\Sigma}}{a_w};$$

б) у прямозубых передач необходимо рассчитать суммарный коэффициент смещения исходного контура x_{Σ} и распределить его между шестерней и колесом;

для этого определяется расчетное значение межосевого расстояния a :

$$a = 0,5 m Z_{\Sigma},$$

затем:

$$\cos \alpha_w = \cos \alpha \frac{a}{a_w},$$

$$x_{\Sigma} = \frac{Z_{\Sigma}}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha),$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$; аналогично для α_w .

4.3.5. Окружной модуль зубчатых колес m_t

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \text{ мм.}$$

4.3.6. Определение чисел зубьев $Z_{вщ}$ и $Z_{вм}$ колес зубчатых пар

$$Z_{вщ} = \frac{Z_{\Sigma}}{1 + u^*},$$

где u^* – требуемые значения передаточных чисел зубчатых пар, определенные в п. 4.2.1 и 4.2.2 кинематического расчета.

$u^* = u_{II}$ – для привода промежуточного вала,

$u^* = u_i'$ – для зубчатых колес привода вторичного вала.

Числа зубьев округляются до целых значений по общим правилам округления:

$$Z_{\text{ВМ}} = Z_{\Sigma} - Z_{\text{ВЦ}}.$$

4.3.7. Определение действительных значений передаточных отношений u_n и u'_i зубчатых пар

$$u^* = \frac{Z_{\text{ВМ}}}{Z_{\text{ВЦ}}},$$

где u^* – есть u_n или u'_i зубчатых пар.

4.3.8. Определение действительных значений передаточных чисел коробки передач u_i

$$u_i = u_n u'_i.$$

4.3.9. Определение погрешности Δu

Отклонение полученных значений передаточных чисел коробки передач от требуемых может быть определено по формуле:

$$\Delta u_i = \frac{u_i^{\text{действ.}} - u_i^{\text{треб.}}}{u_i^{\text{треб.}}} 100 \%.$$

При $\Delta u > |5\%|$ производится корректировка числа зубьев.

При $\Delta u \leq |5\%|$ результат кинематического расчета можно считать приемлемым.

Результаты кинематического расчета сводим в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Кинематические параметры коробок передач

Передача	Требуемые		Z_{Σ}	Число зубьев		Действительные		$\Delta u, \%$
	u_i	$u_{П}, u_i'$		Обозначение	Значение	$u_{П}, u_i'$	u_i	
ППВ	-			$Z_{ВЦ П}$			-	-
				$Z_{ВМ П}$				
I				$Z_{ВЦ I}$				
				$Z_{ВМ I}$				
II				$Z_{ВЦ II}$				
				$Z_{ВМ II}$				
III				$Z_{ВЦ III}$				
				$Z_{ВМ III}$				
IV (V)				$Z_{ВЦ IV} (Z_{ВЦ V})$				
				$Z_{ВМ IV} (Z_{ВМ V})$				

Полученные результаты кинематического расчета анализируются и при необходимости корректируются.

4.3.10. Расчет диаметров зубчатых колес

Расчет диаметров зубчатых колес:

делительных

$$d = Z m_t, \text{ мм};$$

начальных

$$d_{wВЦ} = 2 a_w / (u^* + 1), \text{ мм},$$

$$d_{wВМ} = 2 a_w u^* / (u^* + 1), \text{ мм},$$

где $u^* = \frac{Z_{ВМ}}{Z_{ВЦ}}$ – передаточное отношение зубчатой пары;

впадин

$$d_f = d - 2m_n(h_f^* + c^* - x), \text{ мм},$$

вершин зубьев

при $x_\Sigma \neq 0$ предварительно рассчитывается коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m},$$

и коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_\Sigma - y,$$

затем

$$d_a = d + 2m_n(h_a^* + x - \Delta y), \text{ мм};$$

при $x_\Sigma = 0$ коэффициенты y и Δy равны нулю.

4.3.11. Задание ширин венцов зубчатых колес

Контактные ширины венцов зубчатых колес находятся в пределах:

$$b_w \approx (0,19 \dots 0,23) a_w, \text{ мм}.$$

Ширина венцов у корня зуба может быть принята равной: для шестерни зубчатой пары

$$b_{f1} \approx (1,05 - 1,10) b_w, \text{ мм},$$

для колеса зубчатой пары

$$b_{f2} = b_w, \text{ мм}.$$

Данные геометрического расчета сводятся в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Геометрические параметры коробки передач

Передача	Обозначение	Значение	a_w , мм	β°	m_n , мм	m_t , мм	b_w , мм	b_f , мм	x	d , мм	d_w , мм	d_a , мм	d_f , мм
ППВ	$Z_{вцП}$												
	$Z_{вмП}$												
I	$Z_{вцI}$												
	$Z_{вмI}$												
II	$Z_{вцII}$												
	$Z_{вмII}$												
III	$Z_{вцIII}$												
	$Z_{вмIII}$												
IV (V)	$Z_{вцIV}$												
	$(Z_{вцV})$												
	$Z_{вмIV}$												
	$(Z_{вмV})$												

4.4. Общие размеры коробки передач

Осевой размер коробки передач определяется:

а) шириной зубчатых венцов: $b \approx 0,22a_w$, мм;

б) шириной подшипников: $B \approx 0,21a_w$, мм;

в) осевыми размерами зубчатых муфт:

$H \approx (0,3...0,4)a_w$, мм – для двусторонних муфт без синхронизаторов;

$H \approx (0,4...0,5)a_w$, мм – для двусторонних муфт с синхронизаторами.

Общий осевой размер коробки передач по наружным поверхностям поперечных стенок картера при этом составляет:

$L \approx (2,6...2,8)a_w$, мм – для 4-ступенчатых коробок передач;

$L \approx (2,8 \dots 3,2) a_w$, мм – для 5-ступенчатых коробок передач;

$L \approx (3,4 \dots 3,6) a_w$, мм – для 6-ступенчатых коробок передач.

Размеры подшипников в долях межосевого расстояния:

$$d \times D \times B \approx (0,23 \dots 0,45) a_w \times (0,65 \dots 0,90) a_w \times (0,20 \dots 0,22) a_w, \text{ мм},$$

где d и D – диаметры посадочных поверхностей внутреннего и наружного колец подшипников, B – их ширина.

Наибольшие диаметры промежуточного и вторичного валов коробки передач в пролете между опорами составляют:

$$d \approx 0,45 a_w, \text{ мм};$$

отношение диаметра вала к расстоянию между опорами:

$$d / l \approx (0,16 \dots 0,21).$$

Таким образом, оказываются определенными требуемые и действительные передаточные числа коробки передач, передаточные числа отдельных зубчатых пар, параметры исходного контура зубчатых колес, конструктивные размеры зубчатых колес и коробки передач в целом.

Правильность выбора размеров устанавливается эскизной проработкой конструкции.

Работоспособность спроектированной конструкции подтверждается далее проверочным расчетом деталей на сопротивление усталости и прочность.

5. ПРИМЕР КИНЕМАТИЧЕСКОГО И ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

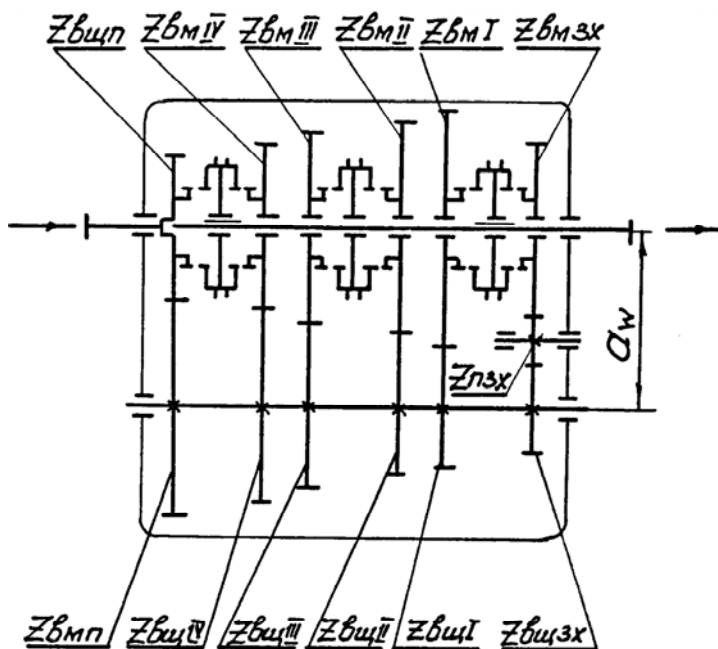


Рис. 5.1. Схема пятиступенчатой трехвальной коробки передач

Таблица 5.1

Исходные данные

№№ пп	Наименование параметра	Обозначение	Значение	Размерность
1.	Тип автомобиля	–	легковой	–
2.	Колесная формула	–	4 × 2	–
3.	Полная масса автомобиля	m_a	2205	кг
4.	Сцепная масса автомобиля	m_ϕ	1214	кг
5.	Тип двигателя	–	бензиновый	–

№№ пп	Наименование параметра	Обозначение	Значение	Размерность
6.	Максимальный крутящий момент двигателя	$M_{e \max}$	273,3	Н·м
7.	Максимальная частота вращения ведущего вала двигателя	$n_{e \max}$	5500	об/мин
8.	Число передач переднего хода	k	5	–
9.	Передаточное число высшей передачи	u_k	1	–
10.	Передаточное число главной передачи	u_0	3,548	–
11.	Максимальная скорость движения автомобиля	$V_{a \max}$	180	км/ч
12.	Минимальная устойчи- вая скорость движения автомобиля	$V_{a \min}$	5,0; не более	км/ч
13.	Радиус качения колес автомобиля	r_0	0,308	м

5.1. Расчет требуемого передаточного числа u_1 первой передачи коробки передач

Требуемое передаточное число по условию преодоления максимального сопротивления дороги:

$$u_{1\psi} \geq \frac{\psi_{\max} m_a g r_0}{M_{e \max} u_0 \eta_I \eta_0} = \frac{0,35 \cdot 2205 \cdot 9,81 \cdot 0,308}{273,3 \cdot 3,548 \cdot 0,985^2 \cdot 0,97} = 2,556.$$

Требуемое передаточное число по сцеплению шин с дорогой:

$$u_{1\phi} \leq \frac{\phi k_{R2} m_{\phi} g r_0}{M_{e \max} u_0 \eta_I \eta_0} = \frac{0,8 \cdot 1,12 \cdot 1214 \cdot 9,81 \cdot 0,308}{273,3 \cdot 3,548 \cdot 0,985^2 \cdot 0,97} = 3,602.$$

Требуемое передаточное число по минимальной устойчивой скорости движения автомобиля:

$$u_{1v} = 0,377 \frac{n_{e \min} \cdot r_0}{v_{a \min} u_0} = 0,377 \frac{500 \cdot 0,312}{5,0 \cdot 3,967} = 3,273.$$

Требуемое передаточное число первой передачи коробки передач u_1 выбираем из условия:

$$(u_{1\psi}, u_{1v}) \leq u_1 \leq u_{1\phi}$$

или

$$(u_{1\psi} = 2,556; u_{1v} = 3,273) \leq u_1 \leq (u_{1\phi} = 3,602).$$

По соображениям обеспечения безопасности при движении с минимальной устойчивой скоростью принимаем

$$u_1 = u_{1v} = 3,273,$$

при этом обеспечивается соблюдение требований по преодолению заданного сопротивления дороги и сцеплению шин с дорогой.

5.2. Расчет требуемых передаточных чисел u_i промежуточных передач коробки передач

Для расчета принимаем геометрический закон распределения передаточных чисел, при котором знаменатель прогрессии постоянный: $q = \text{const}$.

При прямой высшей передаче в коробке передач

$$q = \sqrt[k]{u_1} = \sqrt[5]{3,273} = 1,345;$$

а передаточные числа промежуточных передач равны:

$$u_{II} = u_1 / q = 3,273 / 1,345 = 2,433;$$

$$u_{III} = u_1 / q^2 = 3,273 / 1,345^2 = 1,809;$$

$$u_{IV} = u_I / q^3 = 3,273 / 1,345^3 = 1,345.$$

Требуемые передаточные числа коробки передач заносим в табл. 5.2.

5.3. Расчет требуемых передаточных чисел зубчатых пар привода промежуточного вала u_n и привода вторичного вала u'_i

$$u_n = k_{u_n} \sqrt{u_I u_k} = 0,75 \sqrt{3,273 \cdot 1,0} = 1,357.$$

$$u'_I = u_I / u_n = 3,273 / 1,357 = 2,412;$$

$$u'_{II} = u_{II} / u_n = 2,433 / 1,357 = 1,793;$$

$$u'_{III} = u_{III} / u_n = 1,809 / 1,357 = 1,333;$$

$$u'_{IV} = u_{IV} / u_n = 1,345 / 1,357 = 0,991.$$

Требуемые передаточные числа зубчатых пар коробки передач заносим в табл. 5.2.

5.4. Выбор межосевого расстояния коробки передач

По эмпирической формуле П.М. Хельдта

$$a_w = k_a \sqrt[3]{M_{\text{ВЫХ}}}, \text{ мм},$$

где k_a – коэффициент межосевого расстояния $k_a \approx (8,6-9,6)$; большие значения k_a относятся к коробкам передач с ускоряющей передачей и коробкам передач автомобилей с дизельными двигателями; принимаем $k_a = 8,8$;

$M_{\text{ВЫХ}}$ – наибольший крутящий момент, передаваемый выходным валом коробки передач:

$$M_{\text{вых}} = M_{e\text{max}} u_{\text{I}} \eta_{\text{I}} = 273,3 \cdot 3,273 \cdot 0,985^2 = 867,7, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При этом

$$a_w = 8,8 \sqrt[3]{867,7} = 83,9, \text{ мм}.$$

5.5. Выбор предварительного значения угла наклона линии зуба β

Принято, что все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении и являются косозубыми.

Выбираем предварительный угол наклона линии зуба $\beta_{\text{пр}} = 31^\circ$ для зубчатых колес всех пар.

5.6. Нормальный модуль и исходный контур зацепления зубчатых колес

Принимаем следующие значения параметров:

модуль нормальный $m_n = 2,25$ мм;

угол зацепления $\alpha = 20^\circ$;

коэффициенты высоты головки и ножки зуба $h_a^* = h_f^* = 1,0$;

коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$;

коэффициент радиуса переходной кривой ножки зуба $r_f^* = 0,4 m_n$;

сумма коэффициентов смещения исходного контура $x_\Sigma = 0$.

5.7. Сумма чисел зубьев колес зубчатой пары Z_Σ

Сумма чисел зубьев колес зубчатой пары Z_Σ определяется с использованием исходной формулы

$$Z_\Sigma = \frac{2 a_w \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 83,9 \cdot \cos 31^\circ}{2,25} = 63,9.$$

Z_{Σ} округляется до целого значения, предпочтительнее в меньшую сторону с целью упрочнения зуба.

Принимаем $Z_{\Sigma} = 63$.

Уточняем значение угла β :

$$\beta = \arccos \frac{0,5 m_n Z_{\Sigma}}{a_w} = \arccos \frac{0,5 \cdot 2,25 \cdot 63}{83,9} = 32,354^{\circ};$$

при этом $x_{\Sigma} = 0$.

5.8. Окружной модуль зубчатых колес m_t

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2,25}{\cos 32,354} = 2,663, \text{ мм.}$$

5.9. Определение чисел зубьев $Z_{\text{вщ}}$ и $Z_{\text{вм}}$ колес зубчатых пар

$$Z_{\text{вщ}} = \frac{Z_{\Sigma}}{1+u}, \quad Z_{\text{вм}} = Z_{\Sigma} - Z_{\text{вщ}}.$$

Для пары привода промежуточного вала:

$$Z_{\text{вщ II}} = \frac{Z_{\Sigma}}{1+u_{\text{II}}} = \frac{63}{1+1,357} = 26,7; \text{ принимаю } Z_{\text{вщ II}} = 27.$$

$$Z_{\text{вм II}} = Z_{\Sigma} - Z_{\text{вщ II}} = 63 - 27 = 36.$$

Для пары первой передачи:

$$Z_{\text{вщ I}} = \frac{Z_{\Sigma}}{1+u_1} = \frac{63}{1+2,412} = 18,46; \text{ принимаю } Z_{\text{вщ I}} = 18.$$

$$Z_{\text{вм I}} = Z_{\Sigma} - Z_{\text{вщ I}} = 63 - 18 = 45.$$

Для пары второй передачи:

$$Z_{\text{вщ II}} = \frac{Z_{\Sigma}}{1 + u'_{\text{II}}} = \frac{63}{1 + 1,793} = 22,56; \text{ принимаю } Z_{\text{вщ II}} = 23.$$

$$Z_{\text{вм II}} = Z_{\Sigma} - Z_{\text{вщ II}} = 63 - 23 = 40.$$

Для пары третьей передачи:

$$Z_{\text{вщ III}} = \frac{Z_{\Sigma}}{1 + u'_{\text{III}}} = \frac{63}{1 + 1,333} = 27,0; \text{ принимаю } Z_{\text{вщ III}} = 27.$$

$$Z_{\text{вм III}} = Z_{\Sigma} - Z_{\text{вщ III}} = 63 - 27 = 36.$$

Для пары четвертой передачи:

$$Z_{\text{вщ IV}} = \frac{Z_{\Sigma}}{1 + u'_{\text{IV}}} = \frac{63}{1 + 0,991} = 31,6; \text{ принимаю } Z_{\text{вщ IV}} = 32.$$

$$Z_{\text{вм IV}} = Z_{\Sigma} - Z_{\text{вщ IV}} = 63 - 32 = 31.$$

5.10. Определение действительных значений передаточных отношений u_n и u'_i зубчатых пар

При известных значениях чисел зубьев передаточное отношение зубчатой пары от ее ведущего колеса к ведомому может быть представлено выражением

$$u^* = \frac{Z_{\text{вм}}}{Z_{\text{вщ}}},$$

где u^* – u_n или u'_i зубчатых пар.

$$u_{\text{II}} = \frac{Z_{\text{BM II}}}{Z_{\text{ВЦ II}}} = \frac{36}{27} = 1,333;$$

$$u'_{\text{I}} = \frac{Z_{\text{BM I}}}{Z_{\text{ВЦ I}}} = \frac{45}{18} = 2,500;$$

$$u'_{\text{II}} = \frac{Z_{\text{BM II}}}{Z_{\text{ВЦ II}}} = \frac{40}{23} = 1,739;$$

$$u'_{\text{III}} = \frac{Z_{\text{BM III}}}{Z_{\text{ВЦ III}}} = \frac{36}{27} = 1,333;$$

$$u'_{\text{IV}} = \frac{Z_{\text{BM IV}}}{Z_{\text{ВЦ IV}}} = \frac{31}{32} = 0,969.$$

5.11. Определение действительных значений передаточных чисел коробки передач u_i

$$u_i = u_{\text{II}} u'_i.$$

$$u_{\text{I}} = u_{\text{II}} u'_{\text{I}} = 1,333 \cdot 2,500 = 3,333;$$

$$u_{\text{II}} = u_{\text{II}} u'_{\text{II}} = 1,333 \cdot 1,739 = 2,318;$$

$$u_{\text{III}} = u_{\text{II}} u'_{\text{III}} = 1,333 \cdot 1,333 = 1,777;$$

$$u_{\text{IV}} = u_{\text{II}} u'_{\text{IV}} = 1,333 \cdot 0,969 = 1,292.$$

5.12. Определение погрешности Δu

Отклонение полученных значений передаточных чисел коробки передач от требуемых значений может быть определено по формуле:

$$\Delta u_i = \frac{u_i^{\text{действ.}} - u_i^{\text{треб.}}}{u_i^{\text{треб.}}} 100 \text{ \%}.$$

При $\Delta u > |5\%|$ производится корректировка числа зубьев.

При $\Delta u \leq |5\%|$ результат кинематического расчета можно считать приемлемым.

Значения Δu представлены в табл. 5.2. Отклонение расчетных значений передаточных чисел от требуемых не превышает $\pm 5 \%$.

При принятых передаточных числах прогрессия ряда оказалась следующей:

$$q_i = \frac{u_i}{u_{i+1}} = \{1,438; 1,304; 1,375; 1,292\}.$$

5.13. Расчет диаметров зубчатых колес

Делительные диаметры: $d = m_t Z$, мм.

Начальные диаметры: $d_{w\text{вц}} = \frac{2a_w}{u^* + 1}$, мм, $d_{w\text{вм}} = \frac{2a_w u^*}{u^* + 1}$, мм,

где u^* – передаточное отношение рассчитываемой зубчатой пары:

$$u^* = \frac{Z_{\text{вм}}}{Z_{\text{вц}}}.$$

Диаметры вершин зубьев: $d_a = d + 2m_n(h_a^* + x - \Delta y)$, мм;

при $x_\Sigma = 0$ коэффициент $\Delta y = 0$.

Диаметры впадин: $d_f = d - 2m_n(h_a^* + c^* - x)$, мм.

Результаты расчета диаметров зубчатых колес приведены в табл. 5.3.

Кинематические параметры коробки передач

Передача	Требуемые		Z_{Σ}	Число зубьев		Действительные		$\Delta u_i, \%$
	u_i	$u_{п}, u_i'$		Обозначение	Значение	$u_{п}, u_i'$	u_i	
IIIВ	-	1,357	63	$Z_{вщ II}$	27	1,333	-	-
				$Z_{вм II}$	36			
I	3,273	2,412	63	$Z_{вщ I}$	18	2,500	3,333	1,83
				$Z_{вм I}$	45			
II	2,433	1,793	63	$Z_{вщ II}$	23	1,739	2,318	-4,73
				$Z_{вм II}$	40			
III	1,809	1,333	63	$Z_{вщ III}$	27	1,333	1,777	-1,77
				$Z_{вм III}$	36			
IV	1,345	0,991	63	$Z_{вщ IV}$	32	0,969	1,292	-3,94
				$Z_{вм IV}$	31			

Таблица 5.3

Геометрические параметры зубчатых колес коробки передач

Передача	Обозначение	Значение	a_w , мм	β^0	m_n , мм	m_t , мм	b_w , мм	b_f , мм	x	d , мм	d_w , мм	d_a , мм	d_f , мм
ППВ	$Z_{вщП}$	27		32,354	2,25	2,663	17,6	19,4	0	71,925	71,925	76,425	66,300
	$Z_{вмП}$	36						17,6	0	95,875	95,875	100,375	90,250
I	$Z_{вщI}$	18		32,354	2,25	2,663	17,6	19,4	+0,09*	47,943	47,943	52,848	42,723
	$Z_{вмI}$	45						17,6	-0,09*	119,857	119,857	123,952	113,827
II	$Z_{вщII}$	23	83,9	32,354	2,25	2,663	17,6	19,4	0	61,263	61,263	65,763	55,638
	$Z_{вмII}$	40						17,6	0	106,537	106,537	111,037	100,912
III	$Z_{вщIII}$	27		32,354	2,25	2,663	17,6	19,4	0	71,925	71,925	76,425	66,300
	$Z_{вмIII}$	36						17,6	0	95,875	95,875	100,375	90,250
IV	$Z_{вщIV}$	32		32,354	2,25	2,663	17,6	17,6	0	85,221	85,221	89,721	79,596
	$Z_{вмIV}$	31						19,4	0	82,579	82,579	87,079	76,954

Примечание. Значения коэффициентов смещения x заданы по преподавателю.

Выбор коэффициентов смещения исходного контура представляет собой отдельную задачу; в примере расчета принято $x_{\Sigma} = 0$.

При $x_{\Sigma} = 0$ начальный и делительный диаметры равны, возможное расхождение их расчетных значений в сотых и тысячных долях миллиметра при использовании ручного счета объясняется влиянием округлений численных значений промежуточных результатов расчета, в частности угла наклона линии зуба β и окружного модуля m_t .

5.14. Выбор ширин зубчатых венцов b_w и b_f

Приняли:

контактную ширину зубчатых венцов $b_w = 0,21a_w$, мм;

ширину зубчатых венцов колес зубчатых пар $b_{f2} = b_w$, мм;

ширину зубчатых венцов шестерен зубчатых пар $b_{f1} = 1,1b_w$, мм.

Значения ширин зубчатых венцов заносим в табл. 5.3.

На рис. 5.2 представлена компоновка набора зубчатых колес проектируемой коробки передач.

Расчет передачи заднего хода представляет собой самостоятельную задачу и в данном примере не рассматривается; на компоновочном эскизе положение зубчатых колес передачи заднего хода показано условно.

При этом продольный размер рассчитанной конструкции составил $L_a = 265$ мм, или иначе $2,97a_w$, мм, что соответствует среднестатистическим значениям продольных габаритов пятиступенчатых коробок передач аналогичной конструкции $L_a = (2,8...3,2)a_w$, мм.

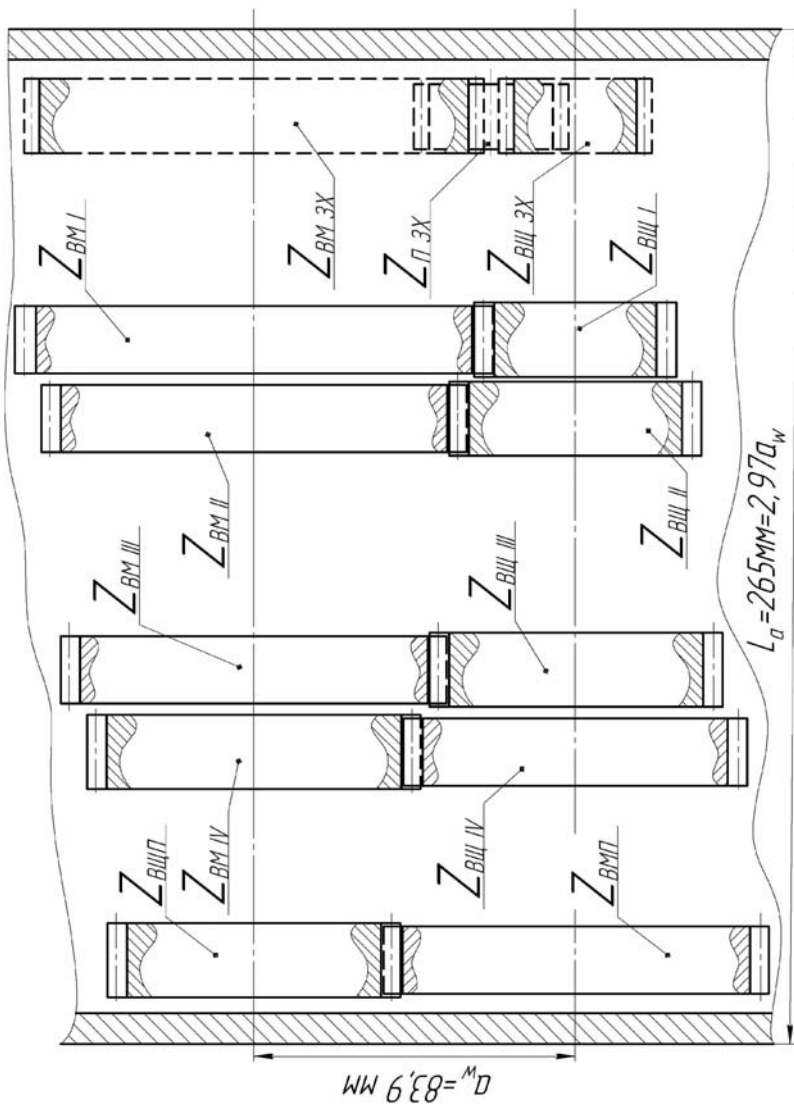


Рис. 5.2. Компонка набора зубчатых колес проектируемой коробки передач

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов [и др.] – Минск : Выш. шк., 1985. – 240 с.
2. Вавуло, В.А. Расчеты зубчатых колес и подшипников трансмиссии автомобилей / В.А. Вавуло. – Минск : БПИ, 1990. – 66 с.
3. Вавуло, В.А. Ступенчатые коробки передач механических трансмиссий / В.А. Вавуло. – Минск : БПИ, 1980. – 49 с.
4. Руктешель, О.С. Выбор параметров и оценка тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля / О.С. Руктешель. – Минск : БНТУ, 2015. – 77 с.
5. Сергеенко, В.А. Кинето-силовой анализ трехвальных соосных коробок передач / В.А. Сергеенко. – NY : BigOpenWorld, 2013. – 132 с.
6. Сергеенко, В.А. Кинето-профильный анализ трехвальных соосных коробок передач / В.А. Сергеенко. – NY : BigOpenWorld, 2011. – 114 с.
7. Сергеенко, В.А. Проверочный расчет зубчатых передач трансмиссии автомобилей / В.А. Сергеенко. – Минск : БНТУ, 2016. – 61 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Обзор конструкций механических ступенчатых коробок передач автомобилей	3
1.1. Коробки передач с двумя степенями свободы.....	5
1.2. Коробки передач с тремя и четырьмя степенями свободы.....	11
2. Расчет требуемых передаточных чисел коробок передач	21
3. Выбор конструктивных параметров	28
4. Последовательность кинематического и геометрического расчета	38
4.1. Расчет требуемых передаточных чисел коробки передач	38
4.2. Расчет передаточных чисел зубчатых пар коробки передач.....	38
4.3. Геометрический расчет коробки передач	38
4.4. Общие размеры коробки передач	45
5. Пример кинематического и геометрического расчета коробки передач	47
5.1. Расчет требуемого передаточного числа u_i первой передачи коробки передач	48
5.2. Расчет требуемых передаточных чисел u_i промежуточных передач коробки передач	49
5.3. Расчет требуемых передаточных чисел зубчатых пар привода промежуточного вала u_n и привода вторичного вала u_i' ...	50
5.4. Выбор межосевого расстояния коробки передач	50
5.5. Выбор предварительного значения угла наклона линии зуба β	51
5.6. Нормальный модуль и исходный контур зацепления зубчатых колес.....	51
5.7. Сумма чисел зубьев колес зубчатой пары Z_Σ	51
5.8. Окружной модуль зубчатых колес m_t	52
5.9. Определение чисел зубьев $Z_{вщ}$ и $Z_{вм}$ колес зубчатых пар	52
	61

5.10. Определение действительных значений передаточных отношений u_n и u_i' зубчатых пар	53
5.11. Определение действительных значений передаточных чисел коробки передач u_i	54
5.12. Определение погрешности Δu	55
5.13. Расчет диаметров зубчатых колес.....	55
5.14. Выбор ширин зубчатых венцов b_w и b_f	58
Список рекомендуемой литературы	60

Учебное издание

СЕРГЕЕНКО Вячеслав Андреевич

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ
И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ТРЕХВАЛЬНЫХ СООСНЫХ
КОРОБОК ПЕРЕДАЧ
АВТОМОБИЛЕЙ**

Учебно-методическое пособие для студентов
специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение»

Редактор *Т. В. Мейкушане*

Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 24.09.2018. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,66. Уч.-изд. л. 2,86. Тираж 100. Заказ 884.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.