

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический университет»

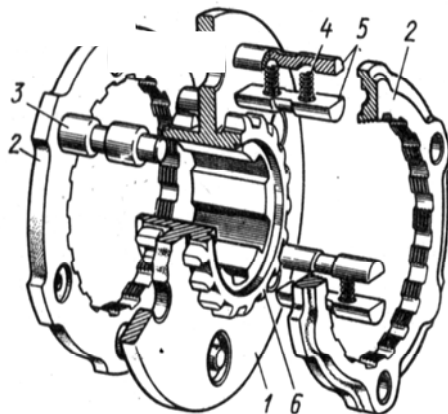
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Лабораторная работа
для студентов 3, 4 курсов всех форм обучения
по механическим и машиностроительным специальностям



Тамбов
Издательство ТГТУ
2005

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ



◆ Издательство ТГТУ ◆

УДК 629.33
ББК К446.4я73-5
ИЗ9

Рецензент
Доктор технических наук, профессор ТГТУ
В. Ф. Першин

ИЗ9 Изучение конструкции коробки передач: Метод. указ. / Сост.: Ю. В. Воробьев, Ю. В. Родионов, А. Д. Ковергин. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. 28 с.

Даны методические указания по выполнению лабораторной работы. Приведены основные этапы выполнения, средства для изучения, форма отчета, контрольные вопросы и рекомендуемая литература.

Методические указания предназначены для студентов 3, 4 курсов всех форм обучения по специальностям 240801, 260601, 151001, 110301, 110304, 190601.

УДК 629.33
ББК К446.4я73-5

© Тамбовский государственный
технический университет
(ТГТУ), 2005

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Методические указания

Составители:
ВОРОБЬЕВ Юрий Валентинович,
РОДИОНОВ Юрий Викторович,
КОВЕРГИН Алексей Дмитриевич

Редактор Т. М. Федченко

Компьютерное макетирование И. В. Евсеевой

Подписано к печати 13.11.2005
Гарнитура Times New Roman. Формат 60 × 84/16. Бумага газетная.
Печать офсетная. Объем: 1,63 усл. печ. л.; 1,58 уч.-изд. л.
Тираж 150 экз. С. 629

Издательско-полиграфический центр ТГТУ
392000, ТАМБОВ, СОВЕТСКАЯ, 106, К. 14

1 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

1.1 Выполнение лабораторной работы производится в соответствии с графиком, который устанавливается и объявляется кафедрой.

1.2 Студенты должны быть ознакомлены с правилами и нормами техники безопасности перед выполнением лабораторной работы. Инструктаж проводит преподаватель, который руководит выполнением работы. Прохождение инструктажа заверяется подписью каждого студента в специальном журнале, хранящемся на стенде лаборатории кафедры.

1.3 Студенты также должны ознакомиться с конструкцией лабораторного оборудования, используя рекомендуемую ниже литературу и данные методические указания.

1.4 Необходимо заранее подготовить таблицы, эскизы, расчетные формулы и порядок выполнения работы.

1.5 Результаты выполнения согласовываются с преподавателем после окончания работы.

1.6 Отчет о работе оформляется на стандартных листах формата А4 в соответствии с СТП ТГТУ 07–97 и представляется к защите. При защите нужно ответить на контрольные вопросы преподавателя.

1.7 Пропущенная лабораторная работа выполняется с разрешения преподавателя по отдельному графику, который вывешивается на стенде лаборатории кафедры.

2 Цель работы

Изучить представленную конструкцию коробки передач; определить геометрические, кинематические и силовые параметры всех зубчатых зацеплений; подобрать возможный материал и виды термообработки для наиболее нагруженной пары колес; изучить конструкции и рассчитать основные параметры для синхронизаторов, замыкающих устройств и фиксаторов.

3 Объект и средства изучения

Лабораторный образец типовой автомобильной коробки передач, муфта с синхронизаторами, крышка коробки в разобранном виде, образцы коробок передач и узлов, штангенциркуль, динамометр, угломер, плоскогубцы, отвертка, винтовой пресс, линейка измерительная.

4 краткое описание конструкции лабораторной установки

Предварительно необходимо изучить разделы курсов «Детали машин» и ТММ по зубчатым передачам, валам, муфтам, пружинам, моментам инерции, кулачковым механизмам [1, 2, 8, 12, 13], уделив особое внимание следующим темам:

- 1) краткие сведения о геометрии, кинематике и силовом расчете зубчатых передач;
- 2) расчет на контактную прочность зубчатых зацеплений;
- 3) материалы, термообработка и допускаемые контактные напряжения для зубчатых колес;
- 4) установка зубчатых колес на валах, конструкции опор для валов в корпусах редукторов и коробок передач;
- 5) система смазки для зубчатых зацеплений и подшипников;
- 6) муфты зубчатые сцепные с синхронизаторами;
- 7) основы расчета пружин сжатия;
- 8) приведение моментов инерции к одному из соединяемых валов;
- 9) профилирование кулачка с поступательно движущимся толкателем.

Коробки передач рекомендуется изучить по источникам [3, 4, 5, 7]. Конструкции автомобильных коробок передач изложены в [6, 9, 10, 11].

Коробками передач называют механизмы для изменения скорости вращения выходного вала. Эти механизмы широко используются в станках, транспортных, сельскохозяйственных и строительных ма-

шинах. Коробки передач, в отличие от вариаторов, обеспечивают *ступенчатое* изменение кинематических и силовых параметров в процессе передачи энергии от входного к выходному валу механизма. Ступенчатое изменение параметров передаваемой энергии достигается двумя способами переключения зубчатых зацеплений:

- 1) передвижением зубчатых колес;
- 2) использованием муфт.

По способу управления, в частности, автомобильные коробки передач разделяются на принудительные (ручные) и автоматизированные. В свою очередь автоматизированные коробки передач подразделяют на полуавтоматические, частично автоматизированные, автоматические и комбинированные.

При полуавтоматическом управлении сокращается число операций, необходимых для перехода на следующую ступень передачи.

При частично автоматизированном управлении некоторые ступени передачи включаются принудительно, а некоторые автоматически (например, ускоряющая передача).

Автоматическое управление исключает участие водителя при переключении передач. В этом случае невозможно предвидеть некоторые условия движения (препятствия, железнодорожные переезды и т.д.).

Коробки передач с комбинированным управлением предусматривают возможность включить автоматическое или принудительное управление по желанию водителя.

Способы переключения зацеплений показаны на рис. 1 и 2. Например, на рис. 1 показана схема коробки передач для получения двух скоростей на выходном валу 2 за счет передвижения блока зубчатых колес 3 вдоль входного вала 1.

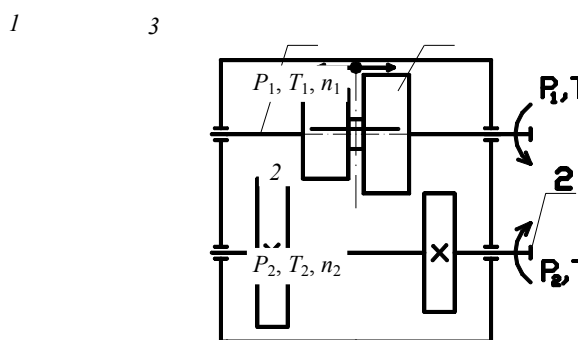


Рис. 1 Схема коробки передач с передвижными зубчатыми колесами:

1 – вал входной; 2 – вал выходной; 3 – блок передвижных колес

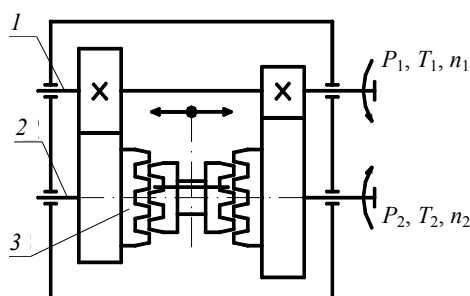


Рис. 2 Схема коробки передач с передвижной муфтой:

1 – вал входной; 2 – вал выходной; 3 – муфта передвижная;

P – мощность; n – быстроходность; T – вращающий момент

На рис. 2 показана схема коробки передач, в которой изменение параметров передаваемой энергии на выходном валу 2 достигается за счет передвижения муфты 3. Зубчатые колеса на входном валу 1 установлены неподвижно и в постоянном зацеплении с колесами на валу 2.

Включение передачи первым способом (рис. 1) обеспечивает наибольший КПД коробки передач, а вторым (рис. 2) – плавность и бесшумность работы зацеплений.

На стенде установлена пятиступенчатая автомобильная коробка передач. Она находится в лабораторно-рабочем состоянии, т.е. для изучения можно от руки вращать входной и выходной валы во всех возможных вариантах работы. Кроме того, некоторые элементы корпуса на лабораторном образце удалены, что позволяет:

- 1) обеспечить осмотр внутренней части конструкции;
- 2) обеспечить доступ для измерений геометрических параметров;
- 3) сравнить реальный объект с его графическим изображением;
- 4) сравнить собственные разработки для аналогичных конструкций с существующими в массовом использовании;
- 5) ознакомиться с простейшими лабораторными методами для изучения механических передач.

Конструкция изучаемой коробки передач показана на рис. 3. Она имеет ведущий вал *1*, установленный на подшипнике *2*, который фиксируется в осевом направлении стопорным кольцом *3*. Заодно с валом изготовлено зубчатое колесо *4*, которое входит в постоянное зацепление с колесом *34*, укрепленном на промежуточном валу *33*. На нем, также неподвижно, расположены зубчатые колеса *25*, *26*, *28*, *29* и *31*. Промежуточный вал установлен в подшипниках качения *22* и *35*. Ведомый вал *24* вращается в подшипниках *17* и *37*. На нем расположены зубчатые колеса *16*, *14*, *8* и *7*, соответственно первой, второй, третьей и четвертой передачи. Колесо *16* установлено на шлицах вала, что обеспечивает его осевое перемещение не только для включения первой передачи, но и для передачи заднего хода. Остальные зубчатые колеса размещены в подшипниках скольжения и находятся в постоянном зацеплении с колесами промежуточного вала. Кроме зубчатых колес на ведомом валу посредством шлицевых соединений размещены две зубчатые сцепные муфты с синхронизаторами *5* и *13*. Муфта с синхронизатором *5* служит для включения четвертой и пятой передачи, а муфта с синхронизатором *13* – второй и третьей передачи.

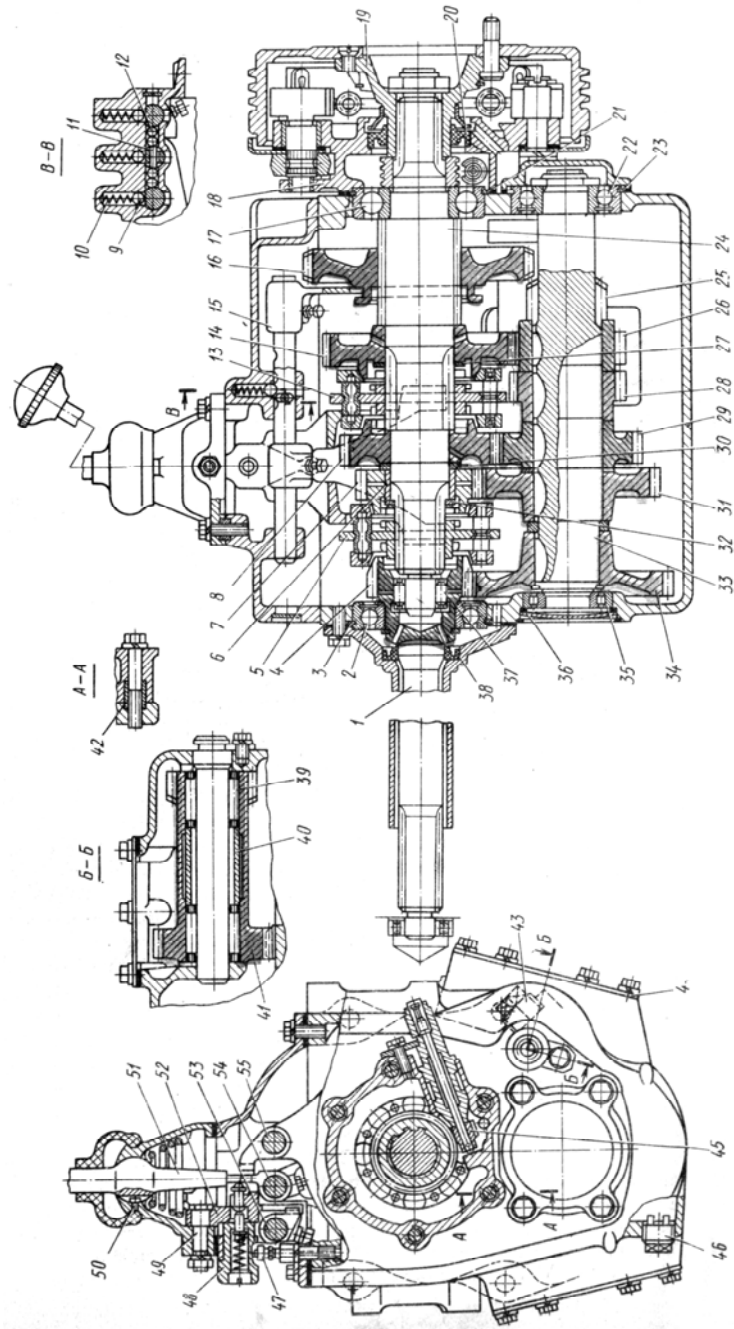
Для передачи заднего хода включается блок зубчатых колес *41* через зубчатые колеса *28* и *16*. Зубчатые передачи и подшипники смазываются разбрызгиванием масла, которое заливается в коробку передач до некоторого контролируемого уровня.

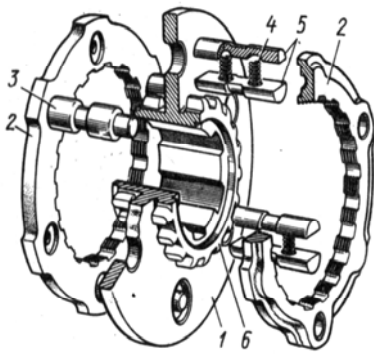
Выравнивание (синхронизация) угловых скоростей соединяемых деталей коробки передач необходимо при переключении зубчатых зацеплений с целью изменения скорости автомобиля. Переключение силового потока с одного зубчатого зацепления на другое при высокой разности их угловых скоростей сопровождается ударными нагрузками, шумом и приводит к быстрому выходу из строя зубчатых колес. Поэтому, для наиболее часто используемых передач, применяют синхронизаторы фрикционного типа, которые выравнивают угловые скорости соединяемых деталей за счет трения на их конических поверхностях. Момент трения на этих поверхностях уравнивает соответствующий момент инерции вращающихся масс в течение заданного времени (менее 1 с) при отключенном двигателе. Конструкция синхронизатора изучается на лабораторных образцах с использованием рис. 4.

Она состоит из передвижной муфты *1* с диском, на который воздействует вилка переключения передач, и двух наружных зубчатых венцов *6*. Муфта *1* из нейтрального положения (рис. 4, б) перемещается влево или вправо на шлицах ведомого вала и тогда венцы *6* входят, после синхронизации скоростей, в зацепление с внутренними зубчатыми венцами соответствующих колес, например, на рис. 4, в, г показано перемещение муфты влево и вхождение в зацепление венца *6* с внутренним зубчатым венцом *8* на колесе *7*.

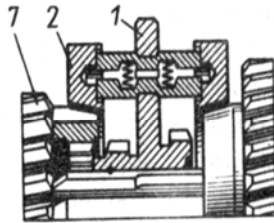
Предварительная синхронизация скоростей для муфты *1* и колеса *7* обеспечивается прижатием конусного кольца *2* к конусу колеса *7*. Надежность работы синхронизатора обеспечивают шесть пальцев, которые соединяют конусные кольца *2* и диск муфты *1*. Три из них – блокирующие пальцы *3*, которые жестко связывают конусные кольца *2*, а три остальные – фиксирующие *5*, которые упруго связывают муфту *1* и конусные кольца *2* посредством пружин *4*. Упругое смещение муфты *1* и конусных колец *2* ограничивает величина кольцевого зазора между конусными поверхностями диска муфты и блокирующего пальца. Возвращение в исходное положение конусных колец *2* относительно муфты *1* в тангенциальном направлении осуществляется фиксирующими пальцами *5* (после выключения передачи). Они же осуществляют осевую фиксацию муфты в нейтральном положении.

Механизм переключения передач (рис. 3) расположен в крышке коробки. Переключение осуществляется от руки водителя посредством качающегося рычага 51, который установлен в сферическом гнезде крышки.

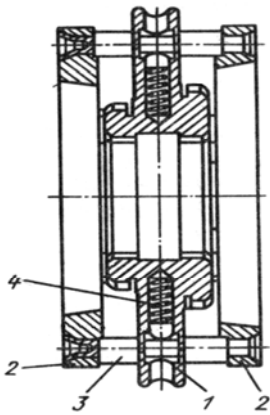




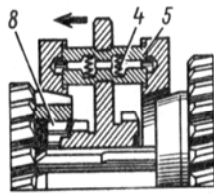
а)



б)



д)



е)

Рис 3 Пятиступенчатая коробка передач автомобиля ЗИЛ-431410:

1 – ведущий вал; 2, 17, 22, 35, 37, 39 – подшипники; 3, 21, 23, 36 – стопорные кольца; 4 и 34 – зубчатые колеса постоянного зацепления ведущего и промежуточного валов; 5 – синхронизатор четвертой и пятой передач;

6 – втулка зубчатого колеса четвертой передачи; 7 и 31 – зубчатые колеса четвертой передачи;

8 и 29 – зубчатые колеса третьей передачи; 9 – шарик фиксатора; 10 – пружина фиксатора; 11 – штифт замка стержневой переключения передач; 12 – шарик замка; 13 – синхронизатор второй и третьей передач; 14 и 26 – зубчатые колеса второй передачи; 15 – вилка переключения первой передачи и передачи заднего хода; 16 – зубчатое колесо первой передачи и передачи заднего хода; 18 – кронштейн стоячного тормозного механизма; 19 – фланец карданного шарнира;

20 и 38 – манжеты; 24 – ведомый вал; 25 – ведущее зубчатое колесо первой передачи; 27, 30 и 32 – стопорные шайбы;

28 – зубчатое колесо передачи заднего хода промежуточного вала; 33 – промежуточный вал; 40 – распорная втулка;

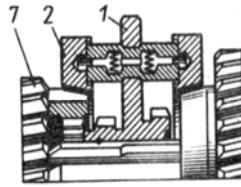
41 – блок зубчатых колес передачи заднего хода; 42 – установочная втулка; 43 – пробка контрольно-заливочного отверстия;

44 – крышка люка отбора мощности; 45 – зубчатое колесо привода передач; 55 спидометра; 46 – сливная пробка с магнитом;

47 – сапун;

48 – предохранитель включения первой передачи и передачи заднего хода; 49 – ось промежуточного рычага; 50 – фиксатор;

51 – рычаг переключения передач; 52 – промежуточный рычаг; 53 – ползун переключения первой передачи и передачи заднего



с)

Рис. 4 Конструкция синхронизатора:

- 1 – муфта; 2 – конусное кольцо; 3 – блокирующий палец;
 4 – пружина; 5 – фиксирующий палец; 6 – зубчатый венец муфты;
 7 – зубчатое колесо; 8 – внутренний зубчатый венец зубчатого колеса

Усилие руки не должно превышать 150 Н. Нижний конец рычага 51 входит в паз одной из вилок, закрепленных на ползунах 54 и 55. Под действием рычага та или другая вилка перемещает муфту с синхронизатором, включая нужную передачу. Для уменьшения хода рычага, при включении первой передачи и передачи заднего хода, предусмотрен промежуточный рычаг 52, который установлен на оси 49. Тем самым достигается примерно одинаковый ход рукоятки рычага для переключения всех передач. Фиксация ползун в нейтральном и рабочих положениях осуществляется с помощью шариков 9 и пружин 10, которые размещены в приливах крышки. Шарик 9 входит в фиксирующие углубления на ползунах, обеспечивая с одной стороны отсутствие самовключения и самовыключения передачи и с другой стороны – возможность переключения передач с небольшим усилием руки водителя.

При включении первой передачи или передачи заднего хода необходимо предварительно сжать рычагом 51 до упора пружину предохранителя 48. После этого рычаг переводится в положение, которое позволяет переместить вилку 15 и ползун 53.

Для предотвращения одновременного включения двух передач предусмотрено замыкающее (блокирующее) устройство, состоящее из штифта 11 и двух пар шариков 12. При перемещении одного из ползунов, два других оказываются запертыми в нейтральном положении с помощью шариков и штифта. Запирание осуществляется за счет подбора длины штифта 11 и диаметра шариков 12 в соответствии с расстояниями между ползунами, которые имеют стопорящие углубления в горизонтальной плоскости.

Для более подробного изучения конструкции представленной коробки передач необходимо использовать лабораторный образец изделия, рисунки 3 и 4, а также рекомендуемую литературу [6, 9, 10].

5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

5.1 Повторить изучение разделов и глав, содержание которых указано в п.4.

5.2 Подготовить форму отчета в черновом или чистовом варианте, где содержатся название и цель работы, порядок ее выполнения, таблица для результатов, кинематическая схема.

На лабораторных образцах ознакомиться с конструкцией:

- опор для валов: ведущего, промежуточного и ведомого;
- соединений валов с зубчатыми колесами, муфтами и синхронизаторами;
- механизма для переключения передач.

5.4 Показать силовые потоки для всех скоростей коробки передач на кинематической схеме, сборочном чертеже и опытном образце.

5.5 Сосчитать число зубьев на всех колесах. Проставить их на кинематической схеме с нумерацией, начиная от ведущего вала и первой передачи. Занести в таблицу полученные результаты.

5.6 Рассчитать передаточные числа для всех зацеплений и передач коробки по формулам:

$$\text{– для первой передачи } u_I = u_1 u_2 = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3};$$

$$\text{– для передачи заднего хода } u_{\text{зад.х}} = u_1 u_6 u_7 = \frac{z_2 z_{12} z_4}{z_1 z_{11} z_{13}};$$

$$\text{– для пятой передачи } u_V = 1;$$

– для остальных передач – по аналогии.

Результаты занести в таблицу.

5.7 Измерить межосевые расстояния $a_{\omega i}$ для всех зацеплений, где $i = 1, 2, \dots, 7$ – порядковый индекс зацеплений. При этом – $a_{\omega 1} = a_{\omega 2} = a_{\omega 3} = a_{\omega 4} = a_{\omega 5}$ для зацеплений 1 – 2, 3 – 4, 5 – 6, 7 – 8, 9 – 10 соответственно. Для зацеплений 11 – 12 и 13 – 4 межосевые расстояния $a_{\omega 6}$ и $a_{\omega 7}$ соответственно, определяются приближенно с использованием масштаба на рис. 3, измерительных инструментов и предварительных расчетов.

5.8 Измерить угол наклона зубьев – β_i . При этом

$$\beta_2 = \beta_6 = \beta_7 = 0^\circ \quad \text{и} \quad \beta_1 = \beta_3 = \beta_4 = \beta_5.$$

5.9 Рассчитать величину торцевого модуля m_{ti}

$$m_{ti} = \frac{2a_{\omega i}}{Z_{\Sigma i}},$$

где $Z_{\Sigma i}$ – суммарное число зубьев в i -ом зацеплении. При этом $m_{t2} = m_{n2} = m_2$, $m_{t6} = m_{n6} = m_6$ и $m_{t7} = m_{n7} = m_7$ – для прямозубых зацеплений.

5.10 Для косозубых зацеплений рассчитать величину нормального модуля m_{ni}

$$m_{ni} = m_{ti} \cos \beta_i.$$

5.11 Все расчетные величины нормальных модулей округлить до стандартных по ОСТ 37.001.222.80 из ряда

$$2,0; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,25; 4,5; 5.$$

5.12 Уточнить величину межосевого расстояния $a_{\omega i}$ по формуле

$$a_{\omega i} = 0,5 z_{\Sigma i} \frac{m_{ni}}{\cos \beta_i},$$

где $i = 1, 2, 3, 4, 5$ – порядковые номера промежуточной, первой, второй, третьей и четвертой передачи соответственно.

Вначале уточнить величину $a_{\omega 2}$ при $\beta_2 = 0^\circ$, а затем подбором углов $\beta_1, \beta_3, \beta_4$ и β_5 получить равенство $a_{\omega 1} = a_{\omega 2} = a_{\omega 3} = a_{\omega 4} = a_{\omega 5}$. Расчет β_i производить с точностью до секунды, а межосевое расстояние $a_{\omega 2}$ – до сотых долей миллиметра. Результаты занести в таблицу.

5.13 Уточнить величины межосевых расстояний $a_{\omega i}$ для $i = 6$ и $i = 7$ по формуле $a_{\omega i} = 0,5 z_{\Sigma i} m_{ni}$. Результаты занести в таблицу.

5.14 Измерить и занести в таблицу ширину зубчатого венца $b_{\omega i}$ для всех зубчатых зацеплений.

5.15 Для четвертой передачи в зацеплении 9 – 10 рассчитать [2] допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа

$$[\sigma_H] = \sqrt{\frac{T_{10} K_a^3 (u_5 + 1)^3 K_{H\beta}}{a_{\omega 5}^3 u_5^2 \Psi_{ba}}},$$

где $K_a = 490$; $K_{н\beta} = 1,12$; $\Psi_{ba} = \frac{b_{\omega 5}}{a_{\omega 5}}$; T_{10} – вращающий момент на коле

се 10 в Н·м; $a_{\omega 5}$ в мм. Величина $T_{10} = T_{\max} u_1 u_5$, здесь $T_{\max} = 402$ Н·м – максимальный вращающий момент [11] на коленчатом валу двигателя, при $n_{дв} = 3200$ мин⁻¹. Для зацепления 5 принят наибольший процент использования $K_i = K_5$ [11] по результатам испытаний: задний ход – $K_6 = K_7 = 0,5$ %; первая передача – $K_2 = 0,6$ %; вторая передача – $K_3 = 1,8$ %; третья передача – $K_4 = 7,6$ %; четвертая передача – $K_5 = 20$ %; пятая передача – $K_8 = 69,5$ %; передача от быстроходного вала к промежуточному – $K_1 = 30,5$ %. Величины K_i занести в таблицу.

5.16 Рассчитать твердость рабочих поверхностей зубьев для зацепления 9 – 10.

5.16.1 Определить число циклов нагружений для зубьев колеса 10 – N_n в течение гарантийного пробега грузового автомобиля

$$L_h = 2 \cdot 10^8 \text{ м}, N_n = \frac{L_h}{100\pi D_k} u_{гп} K_5,$$

где $D_k = 1,028$ м – диаметр наружный приводных автомобильных шин [6]; $u_{гп} = 6,32$ – передаточное число [11] главной передачи; $K_5 = 20$ % – процент использования четвертой передачи в течение гарантийного пробега грузового автомобиля (п. 5.15).

5.16.2 Сравнить N_n с базовым числом циклов нагружений [2] для стальных закаленных колес $N_{н.о} = 1 \cdot 10^8$.

5.16.3. Рассчитать твердость [1] рабочих поверхностей зубьев HRC в зацеплении 5 для $N_n \geq N_{н.о}$

$$HRC \geq [\sigma_n] \frac{S_n}{23},$$

где S_n – коэффициент безопасности [1, 2]. Величину твердости занести в таблицу.

5.16.4 Рассчитать твердость [1, 2] рабочих поверхностей зубьев HRC в зацеплении 5 для случая $N_n < N_{н.о}$

$$HRC \geq [\sigma_n] \frac{S_n}{\left(23 \sqrt[6]{\frac{N_{н.о}}{N_n}}\right)},$$

где $\sqrt[6]{\frac{N_{н.о}}{N_n}} \leq 1,8$. Величины твердостей зубчатых колес занести в таблицу.

5.17 Определить предполагаемый материал [1, 2] и термообработку для зубчатых колес в зацеплении 5.

5.17.1 Если $HRC \geq 40$, то возможна закалка токами высокой частоты для сталей марок: 40X, 40XH и др.

5.17.2 Если $HRC \geq 50$, то возможна цементация и закалка для сталей марок: 15, 20, 20X, 25XГТ и др.; возможна и нитроцементация и закалка для сталей марок: 25XГМ, 25XГНМ, 30XГТ и др. Предполагаемый материал и термообработку занести в таблицу.

5.18* Рассчитать твердость и определить предполагаемый материал для всех остальных зацеплений по аналогии с пп. 5.16, 5.17. Число циклов нагружений для зацеплений рассчитать по формуле:

* По указанию преподавателя.

$$N_{шi} = \frac{L_h}{100 \pi D_k} u_{гл} u'_i K_i,$$

где u'_i – передаточное число кинематической цепи между расчетным зацеплением и главной передачей. Для зацеплений от:

- блока колеса заднего хода 13 к ведомому колесу 4 $u'_i = u_7$;
- колеса 11 к колесу 12 $u'_i = u_6 u_7$;
- колеса 7 к колесу 8 $u'_i = u_4$;
- шестерни 5 к колесу 6 $u'_i = u_3$;
- шестерни 3 к колесу 4 $u'_i = u_2$;
- шестерни 1 к колесу 2 $u'_i = u_2 u_1$.

Последующие расчеты производятся по вышеприведенным (пп. 15.16, 15.17) формулам. Результаты расчетов разместить в таблице.

5.19 Определить размеры шлицевого соединения для низших передач между муфтой и зубчатым колесом б:

- число шлиц $z_{ш2}$;
- длину шлиц $L_{ш2}$, мм
- модуль шлицевого соединения $m_{ш2}$, мм.

Модуль шлицевого соединения принять равным высоте шлица и рассчитать по формуле

$$m_{ш2} = \frac{D_{ш2} - d_{ш2}}{2},$$

где $D_{ш2}$ и $d_{ш2}$ – диаметры окружностей выступов и впадин соответственно, мм. Все размеры определяются на лабораторном образце муфты для низших передач с использованием измерительного инструмента. Число шлиц $z_{шi}$ нужно сосчитать.

5.20 Рассчитать величину действующих напряжений смятия $\sigma_{см2}$, МПа на рабочих поверхностях шлиц муфты для низших передач по формуле

$$\sigma_{см2} = \frac{2T_{ш2}}{l_{ш2} m_{ш2}^2 z_{ш2}^2},$$

где $T_{ш2} = T_{\max} u_1 u_2 = 402 \cdot 10^3 u_1 u_2$, Н·мм – передаваемый вращающий момент. Сравнить с допускаемыми напряжениями смятия $[\sigma_{см}] = 40 \dots 100$ МПа.

Результат расчетов занести в таблицу.

5.21 Рассчитать величину действующих напряжений смятия $\sigma_{см}$ на шлицах муфты для высших передач по аналогии п. 5.20.

$$\sigma_{см1} = \frac{2T_{ш1}}{l_{ш1} m_{ш1} z_{ш1}},$$

где $T_{ш1} = T_{\max} u_1 u_5 = 402 \cdot 10^3 u_1 u_5$ – передаваемый вращающий момент, Н·мм; $z_{ш1}$ – сосчитать на лабораторном образце коробки передач; $l_{ш1} = l_{ш2}$, $m_{ш1} = m_{ш2}$.

Полученную величину напряжения сравнить с допускаемой и занести в таблицу.

5.22* Определить моменты инерции для вращающихся масс: ведущего вала – $I_{вц}$; промежуточного вала $I_{п}$; ведомого вала – $I_{вм}$; блока колес заднего хода – $I_{бл}$. При этом используется рис. 3 и замеры на лабораторных образцах. Например, при определении моментов инерции для зубчатых колес вначале вычерчивается их эскиз в виде осевого сечения, затем площадь сечения разбивается на площади прямоугольников. Тогда суммарную площадь колеса можно представить в виде суммы площадей прямо-

* По указанию преподавателя.

угольников: для ступицы – $A_{ст}$, диска – $A_{д}$, и обода $A_{об}$, т.е. $A_k = A_{ст} + A_{д} + A_{об}$. Затем находятся расстояния от оси вращения колеса до центров масс сечений ступицы $r_{ст}$, диска $r_{д}$ и обода $r_{об}$. Рассчитываются массы $m_{ст}$, $m_{д}$, $m_{об}$, для ступицы, диска и обода соответственно, а также момент инерции колеса $I_k = m_{ст} r_{ст}^2 + m_{д} r_{д}^2 + m_{об} r_{об}^2$. По аналогии рассчитываются моменты инерции для остальных вращающихся масс с последующим суммированием по каждому валу.

При расчете параметров синхронизации скоростей учитываются только те моменты инерции вращающихся масс, которые уравниваются моментом трения на конусных фрикционных поверхностях после отключения двигателя – $T_{тр}$. Например, на ведомом валу следует учитывать моменты инерции зубчатых колес только для второй, третьей и четвертой передачи, так как остальные детали жестко связаны с ведущими колесами автомобиля. Результаты расчетов занести в таблицу.

5.23* Рассчитать момент инерции вращающихся масс в коробке передач $I_{кор.1}$, который уравнивается моментом трения на фрикционных поверхностях муфты и ведущего вала коробки, при переключении с четвертой передачи на пятую, по формуле

$$I_{кор.1} = I_{вщ} + \frac{I_n}{\left(\frac{z_1}{z_2}\right)\eta_1} + \frac{I_6}{\left(\frac{z_1}{z_2} \frac{z_6}{z_5}\right)\eta_1\eta_2} + \frac{I_8}{\left(\frac{z_1}{z_2} \frac{z_8}{z_7}\right)\eta_1\eta_2} +$$

$$+ \frac{I_{10}}{\left(\frac{z_1}{z_2} \frac{z_{10}}{z_9}\right)^2\eta_1\eta_2} + \frac{I_{бл}}{\left(\frac{z_1}{z_2} \frac{z_{12}}{z_{11}}\right)\eta_1\eta_2},$$

где η_1 – КПД зубчатой пары 1–2, η_2 – КПД зубчатых пар 5–6, 7–8, 9–10, 11–12. Принять $\eta_1 = \eta_2 = 0,96$. Полученную величину сравнить со справочными [11] данными, по которым $I_{кор.1}^c = 1,185 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, и сделать выводы по точности совпадения величин $I_{кор.1}$ и $I_{кор.1}^c$. Величину $I_{кор.1}$ занести в таблицу.

5.24* Рассчитать начальную разность [11] угловых скоростей $\Delta\omega_{нач}$ для сопрягаемых фрикционных поверхностей при включении пятой передачи

$$\Delta\omega_{нач} = \left(1 - \frac{1}{u_{IV}}\right)\omega_N \cdot 0,6,$$

здесь $u_{IV} = u_1 u_5$ – передаточное число для четвертой передачи; $\omega_N = 335 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ – угловая скорость вала двигателя при максимальной мощности; 0,6 – коэффициент, определяемый опытным путем.

5.25 Определить момент трения – $T_{тр}$ на сопрягаемых поверхностях трения муфты и ведущего вала коробки передач

$$T_{тр} = \frac{Q f r_{\phi}}{\sin \gamma},$$

где Q – осевое усилие на фрикционной конусной поверхности, Н; $f = 0,06$ – коэффициент трения на фрикционной конусной поверхности между муфтой и валом; $r_{\phi} = 0,04 \text{ м}$ – средний радиус конусной фрикционной поверхности [11]; $\gamma = 6^\circ$ – угол наклона образующей для фрикционного конуса [11] к оси вала.

Величину Q определить экспериментально с использованием динамометра, измерительной линейки

* По указанию преподавателя.

и угломера в следующем порядке:

- 1) измерить среднюю величину усилия водителя на рукоятке Q_p , на ходу после преодоления сопротивления для фиксатора и синхронизаторов;
- 2) измерить длины плеч на рычаге переключения передач 51 (рис. 3):
 - от оси вращения шарнира до точки контакта с вилками ползунов 54 или 55 (рис. 3) l_p , мм;
 - от оси вращения шарнира до рукоятки с учетом угла отклонения от прямолинейности – l_p , мм;
- 3) рассчитать усилие Q по формуле

$$Q = Q_p \frac{l'_p}{l_p},$$

где $I_{сц}$ – момент инерции для ведомого диска сцепления, определяется экспериментально [6, 9, 10] или по справочным данным [11] – $I_{сц} = 0,037$ кг·м². По нормативным данным (ОСТ 37.007–70) $t_c < 1$ с.

Результаты расчета занести в таблицу.

5.26 Измерить расстояния a между осями ползунов 53, 54 и 55 (рис. 3), а также диаметры ползунов – d_n (рис. 5) и глубину ямок – h_1 .

$$Q = Q_p \frac{l'_p}{l_p},$$

где $I_{сц}$ – момент инерции для ведомого диска сцепления, определяется экспериментально [6, 9, 10] или по справочным данным [11] – $I_{сц} = 0,037$ кг·м². По нормативным данным (ОСТ 37.007–70) $t_c < 1$ с.

Результаты расчета занести в таблицу.

5.27 Измерить расстояния a между осями ползунов 53, 54 и 55 (рис. 3), а также диаметры ползунов – d_n (рис. 5) и глубину ямок – h_1 .

5.28 Рассчитать диаметр шариков 12 – $d_{ш}$ и длину штифта 11 – $l_{шт}$ из условия перемещения одного ползуна (например, ползуна 54) и замыкания (блокировки) двух других (53 и 55) по формулам:

$$d_{ш} = \frac{a - d_n + h}{2}; \quad l_{шт} = 2a - 4d_{ш} - d_n + h.$$

5.29 Определить размеры пружины и шарика для фиксаторов на лабораторном образце коробки передач без его разборки.

Данная задача решается известными методами для расчета и проектирования деталей машин общего назначения [2, 8, 12, 13, 14]. При этом требуется выполнить дополнительные эксперименты на лабораторных образцах.

Результаты расчетов занести в таблицу.

Подробное изложение методов решений для данного типа задач рассматривается на лабораторно-практических занятиях, где проводится предварительный этап расчета пружины. Один из вариантов темы и содержания занятия представлен ниже в п. 6. Также можно представить темы: «Расчет и проектировании зубчатых зацеплений в коробке передач» и «Определение времени синхронизации в коробках передач для автомобилей».

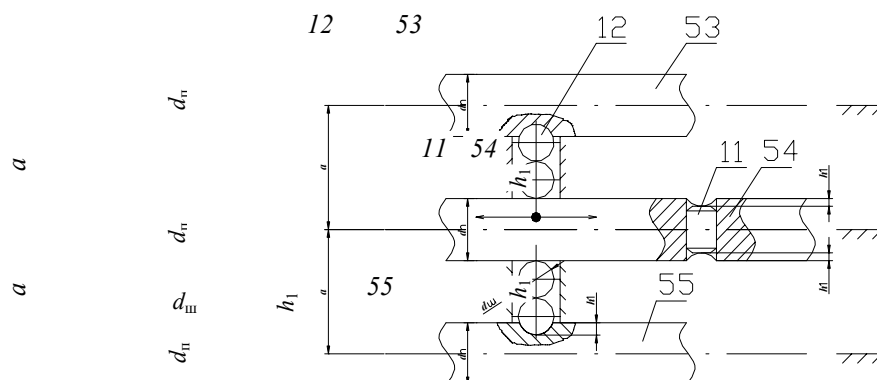


РИС. 5 СХЕМА БЛОКИРОВКИ СКОРОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ ПОЛЗУНОВ 53, 54 И 55 (РИС. 3), ШТИФТА 11 И ШАРИКОВ 12

6 ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОРИЕНТИРОВОЧНЫХ РАЗМЕРОВ ПРУЖИНЫ И ШАРИКА ДЛЯ ФИКСАТОРОВ ПЕРЕДАЧ

Определить размеры пружины и шарика для фиксации зубчатых зацеплений в коробке передач грузового автомобиля. Наибольшее усилие на ползуне для высших передач с синхронизаторами $F_{п.в}$ составляет 600 Н, а рабочий ход пружины h равен 3 мм. Недостающие данные можно получить, используя лабораторные образцы коробки и синхронизатора. Разборка образцов не допускается.

Решение.

6.1* Определяем усилие на ползуне, которое затрачивается на преодоление усилия пружины фиксатора по формуле

$$F_{п.ф} = F_{п.в} - F_c = 600 - 300 = 300 \text{ Н},$$

где F_c – усилие сопротивления синхронизатора (определяется экспериментально с использованием винтового пресса и динамометра).

6.2 Подбираем (из условий минимизации массогабаритных показателей) для фиксатора по ГОСТ 137666–68, параметры пружины сжатия: наибольшую жесткость (для наибольших наружных диаметров пружин $D = 9 \dots 11$ мм) имеет пружина I класса, I разряда № 406. Ее параметры: диаметр проволоки $d = 2$ мм, наружный диаметр $D = 10$ мм, жесткость одного витка $C_1 = 312,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$, максимальный прогиб одного витка $x_0 = 0,76$ мм, сила сжатия пружины при максимальной деформации $F_3 = 180$ Н. Материал проволоки по ГОСТ 9389–75 с пределом прочности на растяжение $\sigma_b = 2000 \dots 2300$ МПа. Принимаем предварительно – $d = 2$ мм; $D_0 = 9$ мм.

6.3 Подбираем диаметр шарика из условия устойчивости при передаче рабочих усилий под углом α к опорной поверхности пружины – $D_{ш} = 9,5$ мм. Радиус профиля углубления для шарика $R_y \approx 5,5 \dots 5,7$ мм, получим после измерения на ползуне опытного образца.

6.4 Определим угол передачи α при максимальном усилии на ползуне (рис. 6). После ряда попыток графическим методом находим $\alpha = 30 \dots 33^\circ$ при деформации пружины на 1 мм. Принимаем $\alpha = 31,4^\circ$.

6.5 Рассчитаем усилие на пружине F_4 от действия максимальной нагрузки на ползуне

$$F_4 = F_{п.ф} \operatorname{tg} \alpha = 300 \operatorname{tg} 31,4^\circ = 183 \text{ Н}.$$

6.6 Рассчитаем [2] максимальное усилие F_3 на пружине.

$$F_3 = \frac{\pi d^2 [\tau]}{8 k c} = \frac{3,14 \cdot 2^2 \cdot 950}{8 \cdot 1,32 \cdot 4,5} = 251 \text{ Н},$$

где $[\tau] = 950$ МПа – по графику для хромованадиевой проволоки; $k = 1,32$ – коэффициент влияния на напряжения кривизны витков и поперечной силы; $c = \frac{D_0}{d} = \frac{9}{2} = 4,5$ – индекс пружины.

6.7 Рассчитаем [2] наибольшую рабочую нагрузку F_2 , максимально используя прочностные свойства проволоки

* По указанию преподавателя.

$$F_2 = \frac{F_3}{1,05 \dots 1,65} = \frac{251}{1,083} = 231,8 \text{ Н.}$$

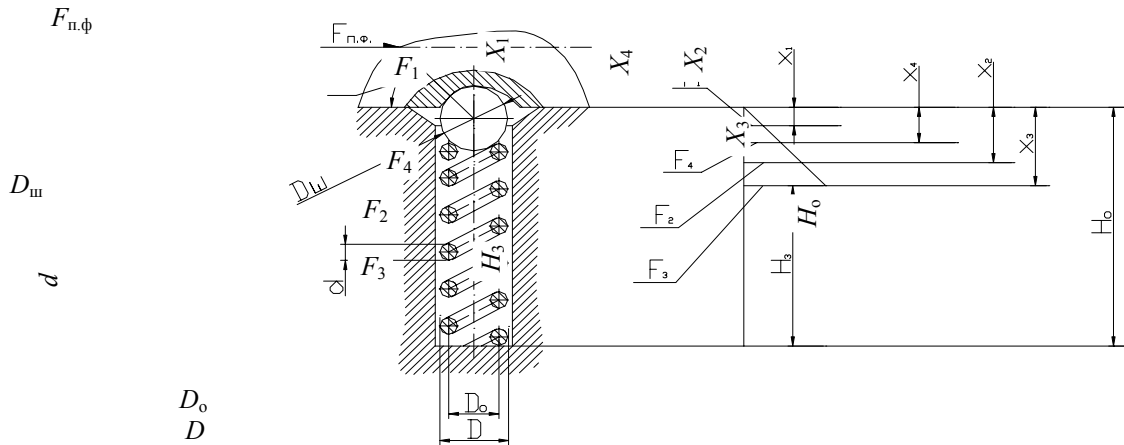


Рис. 6 Расчетная схема для определения размеров и характеристики пружины фиксаторов в коробке передач (рис. 3)

6.8 Определим жесткость пружины

$$C = \frac{F_2 - F_4}{h'} = \frac{231,8 - 183}{2} = 24,4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

где $h' = h - 1 = 3 - 1 = 2$ мм деформация пружины под нагрузкой от F_4 до F_2 ; определяемая графическим методом (см. п. 6.4).

6.9 Начальная нагрузка F_1 на пружину при ее деформации на 1 мм равна

$$F_1 = F_4 - C = 183 - 24,4 = 158,6 \text{ Н.}$$

6.10 Жесткость C_1 одного витка пружины

$$C_1 = \frac{G \cdot d}{8 \cdot c^3} = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 2}{8 \cdot 4,5^3} = 219,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

6.11 Число рабочих витков z пружины

$$z = \frac{C_1}{C} = \frac{219,5}{24,4} = 8,99; \text{ принимаем } z = 9.$$

6.12 Полное число витков z_n пружины

$$z_n = z + (1,5 \dots 2,0) = 9 + 2 = 11.$$

6.13 Деформация пружины

6.13.1 Предварительная –

$$x_1 = \frac{F_1}{C} = \frac{158,6}{24,4} = 6,5 \text{ мм} .$$

6.13.2 Рабочая –

$$x_2 = \frac{F_2}{C} = \frac{231,6}{24,4} = 9,5 \text{ мм} .$$

6.13.3 Максимальная –

$$x_3 = \frac{F_3}{C} = \frac{251}{24,4} = 10,3 \text{ мм} .$$

6.13.4 При максимальной нагрузке на ползуне –

$$x_4 = \frac{F_4}{C} = \frac{183}{24,4} = 7,5 \text{ мм} .$$

6.14 Максимальная деформация одного витка пружины

$$x_0 = \frac{x_3}{z} = \frac{10,3}{9} = 1,147 \text{ мм} .$$

6.15 Шаг пружины t в ненагруженном состоянии

$$t = x_0 + d = 1,147 + 2 = 3,147 \text{ мм} .$$

Принимаем $t = 3,2 \text{ мм}$.

6.16 Высота пружины H_3 [12] при максимальной деформации

$$H_3 = (z_n - 0,5)d = (11 - 0,5) \cdot 2 = 21 \text{ мм} .$$

6.17 Высота пружины H_0 [12] в свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + z(t - d) = 21 + 9(3,2 - 2) = 31,8 \text{ мм} .$$

6.18 Длина L [2] заготовки из проволоки

$$L = 3,2 D_0 z_n = 3,2 \cdot 9 \cdot 11 = 317 \text{ мм} .$$

6.19 Усилие водителя на рукоятке рычага $F_{p.в.}$ при переключении высших передач

$$F_{p.в.} = \frac{F_{п.в.}}{u_p} = \frac{600}{6,66} = 90 < [F_{p.в.}] = 100 \text{ Н} ,$$

здесь $u_p = \frac{l'_p}{l_p} = \frac{600}{90} = 6,66$ – передаточное число рычага, определяется экспериментально, измерением длины рычага от рукоятки до шарнира l'_p и длины рычага после шарнира до вилки ползуна – l_p .

Полученное усилие водителя на рукоятке рычага при переключении высших передач менее допустимого по санитарно-техническим нормам $[F_{p.в.}] = 100 \text{ Н}$.

Замечания

- 1 Устойчивость пружины обеспечивается за счет направляющего стакана в приливе на крышке коробки передач.
- 2 Скорости при деформации пружины не учитываются, ввиду их малости.
- 3 Полученные результаты предварительных расчетов сравниваются с реальными посредством измерений существующих изделий в разобранном виде.
- 4 По результатам сравнения сделать выводы по точности совпадения расчетных и измеренных величин.
- 5 Окончательно параметры пружины устанавливаются уточненными расчетами.

7 Результаты измерений и расчетов для коробки передач

№ п/п	Наименование величины и ее размерность	Обозначение	Величина
1	Передача от быстрого вала к промежуточному	Число зубьев ведущего колеса	z_1
		Число зубьев ведомого колеса	z_2
		Передаточное число	u_1
		Межосевое расстояние, мм	$\alpha_{\omega 1}$
		Модуль нормальный, мм	m_{n1}
		Угол наклона зубьев, град	β_1
		Ширина зубчатого венца, мм	$b_{\omega 1}$
		Твердость рабочей поверхности зубьев, HRC	HRC ₁
		Процент использования, %	K_1
		Момент инерции ведущего и ведомого колеса, кг·м ²	I_1, I_2
2	Первая передача от промежуточного вала к ведомому	Число зубьев ведущего колеса	z_3
		Число зубьев ведомого колеса	z_4
		Передаточное число	u_2
		Межосевое расстояние, мм	$\alpha_{\omega 2}$
		Модуль нормальный, мм	m_2
		Ширина зубчатого венца, мм	$b_{\omega 2}$
		Твердость рабочей поверхности зубьев, HRC	HRC ₂
		Процент использования	K_2
		Момент инерции ведущего и ведомого колеса, кг·м ²	I_3, I_4
3	Вторая передача от	Число зубьев ведущего колеса	z_5

промежу- точного вала к ве- домому	Число зубьев ведомого колеса	z_6	
	Передаточное число	u_3	
	Межосевое расстояние, мм	$\alpha_{\omega 3}$	
	Модуль нормальный, мм	m_{n3}	
	Угол наклона зубьев, град	β_3	
	Ширина зубчатого вен- ца, мм	$b_{\omega 3}$	
	Твердость рабочей по- верхности зубьев, HRC	HRC ₃	
	Процент использования	K_3	
	Момент инерции веду- щего и ведомого колеса, кг·м ²	I_5, I_6	

Продолжение табл. 7

№ п/п	Наименование величины и ее размер- ность	Обо- значе- ние	Ве- ли- чина
4	Третья пе- редача от промежу- точного вала к ве- домому	Число зубьев ведущего колеса	z_7
		Число зубьев ведомого колеса	z_8
		Передаточное число	u_4
		Межосевое расстояние, мм	$\alpha_{\omega 4}$
		Модуль нормальный, мм	m_{n4}
		Угол наклона зубьев, град.	β_4
		Ширина зубчатого вен- ца, мм	$b_{\omega 4}$
		Твердость рабочей по- верхности зубьев, HRC	HRC ₄
		Процент использования	K_4
		Момент инерции веду- щего и ведомого колеса, кг·м ²	I_7, I_8
5	Четвертая передача от проме- жуточного вала к ве- домому	Число зубьев ведущего колеса	z_9
		Число зубьев ведомого колеса	z_{10}
		Передаточное число	u_5
		Межосевое расстояние, мм	$\alpha_{\omega 5}$
		Модуль нормальный, мм	m_{n5}
		Угол наклона зубьев, град	β_5
		Ширина зубчатого вен- ца, мм	$b_{\omega 5}$

		Твердость рабочей поверхности зубьев, HRC	HRC_5	
		Процент использования	K_5	
		Момент инерции ведущего и ведомого колеса, кг·м ²	I_9, I_{10}	
6	Передача заднего хода от промежуточного вала к блоку колес	Число зубьев ведущего колеса	z_{11}	
		Число зубьев ведомого колеса	z_{12}	
		Передаточное число	u_6	
		Межосевое расстояние, мм	$\alpha_{\omega 6}$	
		Модуль, мм	m_6	
		Ширина зубчатого венца, мм	$b_{\omega 6}$	
		Твердость рабочей поверхности зубьев, HRC	HRC_6	
		Процент использования	K_6	
		Момент инерции ведущего и ведомого колеса, кг·м ²	I_{11}, I_{12}	

Продолжение табл. 7

№ п/п	Наименование величины и ее размерность	Обозначение	Величина
7	Передача заднего хода от блока колес к ведомому валу	Число зубьев ведущего колеса	z_{13}
		Число зубьев ведомого колеса	z_4
		Передаточное число	u_7
		Межосевое расстояние, мм	$\alpha_{\omega 7}$
		Модуль нормальный, мм	m_7
		Ширина зубчатого венца, мм	$b_{\omega 7}$
		Твердость рабочей поверхности зубьев, HRC	HRC_7
		Процент использования, %	K_7
		Момент инерции ведущего и ведомого колеса, кг·м ²	I_{13}, I_4
	Предполагаемый материал наиболее нагруженного зубчатого колеса и его термообработка		
8	Шлицевые соединения для второй и третьей	Число шлиц, мм	$z_{ш2}$
		Длина шлиц, мм	$l_{ш2}$
		Диаметр окружности впадин, мм	$d_{ш2}$

	передачи	Диаметр окружности вы- ступов, мм	$D_{ш2}$	
		Наибольшие напряжения смятия, МПа	$\sigma_{см.2}$	
9	Шлицевые соединения для четвер- той и пятой передачи	Число шлиц, мм	$z_{ш1}$	
		Длина шлиц, мм	$l_{ш1}$	
		Диаметр окружности впа- дин, мм	$d_{ш1}$	
		Диаметр окружности вы- ступов, мм	$D_{ш1}$	
		Наибольшие напряжения смятия, МПа	$\sigma_{см1}$	
10	Моменты инерции вращаю- щихся масс коробки передач	Ведущего вала и ведомо- го диска сцепления, кг·м ²	$I_{вщ} + I_{сц}$	
		Промежуточного вала, кг·м ²	$I_{п}$	
		Ведомого вала, кг·м ²	$I_{вм}$	
		Блока колес заднего хода, кг·м ²	$I_{бл}$	
		Вращающихся масс ко- робки на пятой передаче, приведенные к ведущему валу, кг·м ²	$I_{кор.1}$	

Окончание табл. 7

№ п/п	Наименование величины и ее размер- ность	Обо- значе- ние	Ве- ли- чина	
11	Время синхронизации при переключе- нии с четвертой передачи на пятую, с	t_c		
12	Диаметр замыкающих шариков 12 в механизме переключения, мм	$d_{ш}$		
13	Длина замыкающего штифта 11 в ме- ханизме переключения передач, мм	$l_{шт}$		
14	Диаметр шарика для фиксации зубча- тых колес, мм	$D_{ш}$		
15	Пружина для фикса- ции зубча- тых колес	Средний диаметр пружины, мм	D_o	
		Диаметр проволоки, мм	d	
		Высота пружины в сво- бодном состоянии, мм	H_o	
		Рабочее число витков	z	
		Длина заготовки, мм	L	

8 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 8.1 Какими способами достигается ступенчатое изменение скорости в коробке передач?
- 8.2 Назовите достоинства и недостатки каждого способа переключения зубчатых зацеплений.
- 8.3 При каком способе переключения обеспечивается уменьшение момента инерции для соединяемых деталей?
- 8.4 С какой целью используются синхронизаторы в конструкциях коробок передач?

- 8.5 Для какой цели в коробках передач применяются зубчатые муфты?
- 8.6 Какое влияние на время переключения оказывают моменты инерции вращающихся деталей в коробке передач?
- 8.7 Какие вращающиеся массы учитываются при выравнивании (синхронизации) скоростей соединяемых звеньев в коробке передач?
- 8.8 Как проверить зубчатое зацепление на плавность?
- 8.9 По какой формуле можно рассчитать суммарный момент инерции для вращающихся масс коробки передач при приведении их к ведущему валу?
- 8.10 Как определить диаметр шариков в механизме замыкания (блокировки) в данных лабораторных условиях?
- 8.11 Для какой цели в коробке передач используются фиксаторы шарикового типа?
- 8.12 Из каких материалов изготавливаются пружины для фиксаторов?
- 8.13 При расчете пружины фиксатора используются следующие усилия: 1) водителя на рукоятке рычага; 2) на ползуне, приводящее к самопроизвольному выводу зубчатых колес из зацепления. Как определить эти усилия?
- 8.14 Из каких материалов изготавливаются зубчатые колеса в коробках передач?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Иванов М.Н., Финогенов В.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2003.
- 2 Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1986.
- 3 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 2000.
- 4 Детали машин. Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1992.
- 5 Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975.
- 6 Тур Е.Я., Серебряков К.Б., Жолобов Л.А. Устройство автомобиля. М.: Машиностроение, 1990.
- 7 Коробки передач: Методические указания / Сост. Н.Ф. Попов. Тамбов, 1979.
- 8 Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989.
- 9 Боровских Ю.И. Устройство автомобилей. М.: Высшая школа, 1988.
- 10 Анохин В.И. Отечественные автомобили. М.: Машиностроение, 1964.
- 11 Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник / Под ред. И.П. Гришкевича М.: Машиностроение, 1984.
- 12 Проектирование механических передач / Под ред. С.А. Чернавского М.: Машиностроение, 1984.
- 13 Артоболевский И.Н. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975.
- 14 Юдин В.А., Петрокас Л.В., Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1977.