



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовому проекту
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2006

УДК 631.35(075.8)
ББК 40.72я73
П79

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 10.10.2005 г.)*

Автор-составитель: *С. И. Кирилук*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Обработка материалов давлением»
ГГТУ им. П. О. Сухого *Ю. Л. Бобарикин*

Проектирование мобильных энергетических средств : метод. указания к курсовому проекту для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / авт.-сост. С. И. Кирилук. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2006. – 39 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 985-420-486-3.

Рассмотрены трансмиссии мобильных энергетических средств, основные конструкции и требования к трансмиссиям, определение основных компоновочных размеров, кинематический и энергетический расчеты трансмиссий и механических коробок передач. Приведены примеры кинематического и энергетического расчетов.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 631.35(075.8)
ББК 40.72я73**

ISBN 985-420-486-3

© Кирилук С. И., составление, 2006
© Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2006

Требования к курсовому проекту

Курсовой проект по дисциплине «Проектирование мобильных энергетических средств» выполняется в 9-м семестре. Цель его выполнения – приобретение студентами навыков самостоятельной работы по проектированию мобильных энергетических средств и разработке конструкций узлов энергосредств, проверка способностей студента применять полученные знания для решения конкретных задач в области проектирования мобильных энергетических средств. В процессе работы над проектом закрепляются знания, полученные при изучении общетехнических и специальных дисциплин «Детали машин», «Тракторы и самоходные сельскохозяйственные машины», «Проектирование мобильных энергетических средств».

Работа над курсовым проектом включает:

1. Введение.
2. Анализ технических требований и конструкций машин аналогов.
3. Обоснование конструкций выбранных схем.
4. Кинематический и энергетический расчеты конструкций.
5. Разработка конструкции и расчет основных параметров конструкции.
6. Прочностные и проверочные расчеты.
7. Оформление чертежей и пояснительной записки.
8. Заключение.
9. Литература.

Курсовой проект включает пояснительную записку объемом 35–50 листов формата А4, и графическую часть 3–5 листов формата А1. Требования к содержанию пояснительной записки даются в задании на проектирование. Пояснительная записка курсового проекта выполняется на обычных листах бумаги формата А4. Текст и все расчеты в пояснительной записке необходимо выполнять только на одной стороне листа. Отдельные таблицы или графики могут выполняться на миллиметровой бумаге такого же или большего формата.

Оформление чертежей и пояснительной записки.

1. Графическая часть должна содержать, как правило, чертежи общего вида или рабочего органа (1–2 листа), функциональную или кинематическую схему (1 лист), сборочный чертеж (1–2 листа) и чертежи деталей (1 лист). Все чертежи и схемы должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД: чертежи по ГОСТ 2.109–73 и 2.301–68...2.317–68; схемы – по ГОСТ 2.701–68, 2.703–68, 2.704–68, 2.705–75; спецификации – по ГОСТ 2.106–68.

2. Рекомендуется следующая система обозначений графических и текстовых документов:

1	2	3	4
И	00	00	000

1 – индекс изделия (цифровой или буквенный);

2, 3 – номер группы и подгруппы;

4 – порядковый номер деталей.

1. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Коробки передач, основным назначением которых является изменение тяговых усилий на ведущих колесах, должны обеспечивать достаточный диапазон их регулирования с рационально выбранным рядом передаточных отношений. Многолетним опытом установлено, что увеличение рабочих скоростей тракторных агрегатов повышает производительность труда, не ухудшая экономических и агротехнических показателей. На различных фонах почв и видах работы при определенных значениях тягового усилия и скорости движения КПД трактора достигает максимума, после чего начинает уменьшаться, т. к. более резко увеличивается сопротивление движению.

Выбирая скорости движения сельскохозяйственных и промышленных тракторов необходимо исходить из всего комплекса технико-экономических и эксплуатационных показателей.

Наилучшие показатели работы агрегата обеспечивают бесступенчатые передачи, из которых наиболее совершенными являются гидродинамические. Они работают автоматически, имеют относительно простую конструкцию и могут полностью снимать динамические нагрузки в трансмиссии. Относительно малый КПД пока ограничивает их использование.

Гидрообъемные передачи не автоматические, но они обеспечивают более широкий диапазон регулирования скорости по сравнению с гидродинамическими. Их КПД также относительно низкий. Эти передачи находят все большее применение на сельскохозяйственных машинах.

Электрические передачи используют главным образом на машинах большой мощности. При малых мощностях они получаются тяжелыми и имеют низкий КПД. Для их изготовления расходуется довольно много цветных металлов.

Фрикционные бесступенчатые передачи из-за малой износостойкости и больших габаритных размеров имеют ограниченное применение на тракторах малой мощности и некоторых самоходных шасси.

Импульсные и другие бесступенчатые передачи из-за малой износостойкости тоже пока не получили распространения.

На сельскохозяйственных тракторах применяют в основном вальные многоуровневые однопоточные коробки передач (КП) с продольным расположением валов и шестернями постоянного зацепления. Преимущества вальных КП: простота и надежность; малая материалоемкость; высокий КПД. Применение сложных многоуровневых КП объясняется тем, что простые двух- и трехвальные КП не позволяют обеспечить требуемый диапазон передаточных чисел, т. к. передаточное число двухзвенного зубчатого трансформатора не превышает трех (а для редко включаемых ступеней трех-четырех).

Среди многоуровневых КП с упорядоченной структурой выделяют два характерных типа: КП с усилителем крутящего момента и диапазонные КП.

Планетарные КП используют на многих промышленных тракторах больших тяговых классов. Их преимуществами являются компактность благодаря распределению нагрузок между несколькими сателлитами, разгрузка опор валов основных звеньев передачи, возможность получения большого передаточного числа в КП простой одноуровневой структуры, обеспечение переключения ступеней под нагрузкой, приспособленность к автоматизации управления. Однако сложность конструкции препятствует распространению их на сельскохозяйственных тракторах.

Наиболее широкое применение на сельскохозяйственных и промышленных тракторах нашли ступенчатые коробки передач, что объясняется отработанностью их конструкций, относительной простотой и высоким КПД. В основном используют коробки с неподвижными осями.

Главным недостатком любой ступенчатой коробки передач является разрыв потока мощности к ведущим колесам при переходе с одной передачи на другую, что вызывает остановку трактора и необходимость последующего разгона машины. Операция переключения передачи занимает 3–5 с, а последующее трогание с места и разгон трактора приводят к уменьшению экономичности работы двигателя. В итоге снижается экономичность и производительность работы агре-

гата. Для устранения указанных недостатков многие трансмиссии тракторов оснащают специальными устройствами – увеличителями крутящего момента (УКМ). Эти устройства, смонтированные в виде приставки или внутри коробки передач, позволяют увеличивать общее передаточное число трансмиссии на каждой передаче на ходу машины, без ее остановки. УКМ служит для преодоления кратковременных сопротивлений движению при трогании трактора с места и разгоне, при поворотах гусеничных тракторов без переключения передач.

Возможность включения и выключения УКМ без остановки трактора повышает производительность и экономичность работы агрегата на 5–10 %. УКМ рассчитывают как на кратковременную, так и на длительную работу. В последнем случае включение УКМ обеспечивает возможность длительной работы трактора на пониженных скоростях движения. Существует много разнообразных конструкций УКМ, в которых используются как обычные с неподвижными осями валов, так и планетарные передачи.

2. СТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Коробки передач классифицируют по способу изменения передаточного числа на ступенчатые и бесступенчатые, с ручным и автоматическим управлением.

Ступенчатые коробки передач выполняют шестеренчатыми с неподвижными осями и планетарными. Шестеренчатые коробки передач с неподвижными осями классифицируют по следующим признакам:

– по методу осуществления передаточного числа различают коробки с однопарным, двухпарным, трехпарным и более зацеплением и коробки умноженного типа (с двумя последовательно переключаемыми передачами);

– по методу переключения передач различают коробки, переключаемые без нагрузки (как правило, с остановкой трактора), и коробки, переключаемые под нагрузкой;

– по типу механизма переключения различают коробки с подвижными шестернями и с включением передач зубчатыми или фрикционными муфтами (с шестернями постоянного зацепления).

Преимуществами коробок передач с неподвижными осями являются простота конструкции, небольшой относительный вес (4–5 %

конструктивного веса трактора), высокий КПД, высокая надежность и хорошая ремонтоспособность. При двухвальной однопарной коробке передач осуществить более четырех передач затруднительно, т. к. надо увеличивать длину валов и для сохранения жесткости их диаметр. Наибольшее передаточное число однопарной коробки не превышает трех, а для редко включаемых передач – трех–четырёх. Поэтому простые двухвальные коробки передач в настоящее время не применяются.

Коробки передач с поперечными валами из-за размещения в них конической передачи более тяжелы и громоздки, чем коробки с продольными валами и применяются только в конструкциях, предусматривающих получение реверса.

Трехвальная коробка передач с продольными валами и соосным расположением первичного и вторичного валов, позволяющим замыкать их блокировочной муфтой на прямую передачу, дает возможность получить наибольшее передаточное число до семи и пять–шесть передач. Для увеличения числа передач при небольшом числе шестерен и коротких валах применяют коробки передач с двух-, трехпарным зацеплением умноженного типа. Такая коробка передач представляет собой двухвальную коробку, соединенную последовательно с редуктором-удвоителем числа передач, переключаемым на основной и ускоренный ряд передач. В коробке предусматривают еще ряд замедленных передач, получаемых через шестерни дополнительного промежуточного вала. Недостатком коробки передач умноженного типа является трудность подбора желаемых значений скоростей и сложность переключения передач: требуется два рычага (один для передач, другой для удвоителя) или механизм со сложным движением.

В большинстве ступенчатых коробок передачи переключаются подвижными шестернями.

3. РАСЧЕТ СТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ ВАЛОВ

Проектирование коробок передач можно разделить на два этапа: определение передаточных чисел, обеспечивающих заданные тяговые и экономические показатели трактора; определение режимов нагружения и расчет основных размеров деталей.

Расчет производят в следующем порядке.

1. На основании технических и эксплуатационных требований, а также с учетом возможностей производства выбирают тип коробки передач и ее кинематическую схему. Для ступенчатых коробок передач задаются оптимальным числом передач.

2. На основании тягового расчета определяют общие передаточные числа трансмиссии трактора для различных передач.

3. Распределяют общие передаточные числа трансмиссии по механизмам трактора.

4. Находят передаточные числа коробки передач.

5. Устанавливают расчетные режимы и определяют основные размеры деталей коробки передач, одновременно производя компоновку и увязку размеров.

Тяговый расчет проводят методом, изложенным в курсе «Теория трактора», однако при уточнении передаточных чисел нужно иметь в виду, что у современных многоступенчатых коробок передач структура ряда передаточных чисел существенно не влияет на показатели работы трактора, т. к. эти коробки по своим возможностям приближаются к бесступенчатым. При уточнении передаточных чисел следует в первую очередь стремиться к обеспечению скоростей, обусловленных технологией сельскохозяйственного производства.

Скорости современных сельскохозяйственных тракторов разделяют на рабочие, резервные, пониженные и транспортные. При выборе диапазонов скорости движения исходят из следующих условий.

1. *Рабочие скорости* служат для выполнения основных сельскохозяйственных операций: пахоты, культивации, уборочных работ и др. При выборе передач исходной является расчетная скорость, при которой трактор развивает номинальное тяговое усилие на стерне нормальной влажности при максимально допустимом буксовании (17,5 % для колесных тракторов и 5 % для гусеничных).

Рабочие скорости современных сельскохозяйственных тракторов составляют 9–15 км/ч. По мере совершенствования сельскохозяйственных машин верхний предел рабочих скоростей возрастает. Число рабочих передач на современных тракторах равно 5–6. Передаточные числа внутри рабочего диапазона разбивают по геометрической прогрессии в соответствии с рекомендациями курса «Теория трактора».

2. *Резервные скорости* служат для получения повышенных значений силы тяги трактора. Их используют кратковременно для

преодоления особо больших сопротивлений движению тракторного агрегата. При включении резервной передачи развивается максимально возможное по условиям сцепления тяговое усилие. Необходимо, чтобы резервная передача находилась в ряду геометрической прогрессии непосредственно после низшей рабочей передачи.

Поскольку передаточное число резервной передачи определяется из условия получения максимально возможного тягового усилия, предусматривают одну такую передачу. Если разрыв между резервной и первой рабочей передачей очень велик, то устанавливают промежуточную передачу.

3. *Пониженные скорости* характерны для многих машин (початкоотделителей, рассадопосадочных машин, картофелеуборочных комбайнов и др.), рабочие скорости которых в соответствии с технологическими требованиями сельскохозяйственного производства составляют 0,2–3,6 км/ч.

Число пониженных скоростей определяется типом трактора и номенклатурой машин, с которыми он агрегируется. На тракторах обычно имеется до четырех пониженных скоростей. Для упорядочения большого разнообразия характеристик машин, работающих на пониженных скоростях, НАТИ совместно с ВИСХОМом разработана отраслевая нормаль на пониженные скорости машинно-тракторных агрегатов (ОН-13-64), распределенных по тяговым классам тракторов, с которыми они работают (в числителе даны скорости трактора при работе двигателя с номинальной частотой вращения, в знаменателе – при использовании всережимного регулятора):

Таблица 1

Тяговый класс трактора	0,6	0,9–1,4	2	3–4	6–15
Первый диапазон скоростей км/ч	$\frac{1-1,6}{0,6-1,6}$	$\frac{0,35-1}{0,2-1}$	–	$\frac{0,35-1}{0,2-1}$	$\frac{0,1-0,28}{0,06-0,28}$
Второй диапазон скоростей км/ч	–	$\frac{1,2-2,8}{0,7-2,8}$	$\frac{1,8-3,6}{1,1-3,6}$	$\frac{1,8-3,6}{1,1-3,6}$	$\frac{0,33-0,91}{0,2-0,91}$

В соответствии с рекомендацией, каждый из диапазонов тракторов тягового класса 0,9–1,5 должен быть обеспечен бесступенчатым регулированием или не менее чем тремя передачами, подобранными по ряду геометрической прогрессии. Для тракторов тягового класса 0,6 надо предусматривать не менее двух пониженных скоростей. Применение всережимного регулятора для маневрирования скоростями движения допускается только при условии, если машины, с которыми агрегатируется трактор, не требуют в процессе работы использования всей мощности двигателя.

4. *Транспортные скорости* применяются при движении сельскохозяйственных тракторов по шоссейным и грунтовым дорогам. Транспортная скорость гусеничных тракторов составляет 10–12 км/ч и близка к высшей рабочей скорости. Поэтому гусеничные тракторы имеют обычно только одну транспортную передачу.

У колесных тракторов разница между транспортной и высшей рабочей скоростью значительно больше. Транспортная скорость современного колесного трактора достигает 30 км/ч. В этом случае для движения по дорогам с плохим покрытием и для облегчения разгона трактора вводят дополнительно промежуточную передачу, обеспечивающую скорость 15–20 км/ч. Транспортные скорости также подбирают по геометрической прогрессии.

Общее передаточное число трансмиссии $u_{\text{общ}}$ является произведением передаточных чисел механизмов, из которых она состоит:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{к}} u_{\text{ц}} u_{\text{кп}},$$

где $u_{\text{к}}$, $u_{\text{ц}}$, $u_{\text{кп}}$ – соответственно передаточные числа коробки передач, центральной и конечной передачи.

По аналогии с существующими тракторами или по конструктивным соображениям выбирают передаточные числа центральной и конечной передач, которые обычно составляют $u_{\text{ц}} = 2–6$; $u_{\text{кп}} = 4–7$.

Передаточные числа центральной и конечной передач зависят от габаритных размеров трактора и дорожного просвета. Целесообразно принимать их по возможности большими, что позволяет уменьшить размеры коробки передач.

Зная передаточные числа центральной и конечной передач находят передаточные числа коробки передач. Следует иметь в виду, что некоторые передачи в коробке могут получиться повышающими.

4. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Шестерни. Габаритные размеры, металлоемкость и срок службы трансмиссии трактора в значительной мере определяются параметрами шестерен.

В тракторных трансмиссиях для изготовления шестерни применяют в основном цементуемые стали – 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, 20ХНЗА и др. После цементации и термической обработки твердость зубьев составляет *HRC* 56–63 при глубине слоя цементации 0,8–1,5 мм. Используют среднеуглеродистые стали 35ХГТ, 45Х и другие, которые для придания поверхностной твердости нагревают токами высокой частоты с последующей закалкой и отпуском. Форма и размеры элементов шестерен определяются кинематической схемой коробки передач, способом изготовления, а также силами, действующими на шестерни.

Для всех конструкций тракторных коробок передач наблюдается тенденция уменьшения модуля шестерен, который для тракторов с двигателями мощностью до 15 кВт равен 2,5–3 мм; 22–30 кВт, 3–4 мм. Значительно уменьшается и рабочая ширина венца зубьев шестерен, которая для трактора с двигателями малой мощности составляет 12–18 мм, а средней мощности – 20–30 мм.

Пары шестерен с большими передаточными числами обычно нарезают без смещения исходного инструмента.

При обычной компоновке трактора в большинстве случаев ведущую шестерню центральной передачи выполняют заодно целое со вторичным валом коробки передач.

До недавнего времени конические шестерни центральных передач изготавливали прямозубыми. В настоящее время их заменяют косозубыми шестернями, причем в большинстве случаев с нулевым средним углом наклона зуба. Передачи с косозубыми шестернями при тех же габаритных размерах имеют передаточное число приблизительно вдвое большее, чем передачи с прямозубыми шестернями. Кроме того, их срок службы превышает срок службы прямозубых конических передач. Подобные шестерни применяют при передаточных числах пары не менее трех.

Практика эксплуатации тракторов показывает, что иногда шестерни выходят из строя уже через 2000–3000 ч работы вместо норми-

рованных 6000 ч. Причинами являются поломка зубьев, износ и выкрашивание их рабочих поверхностей.

Существует несколько методов расчета шестерен.

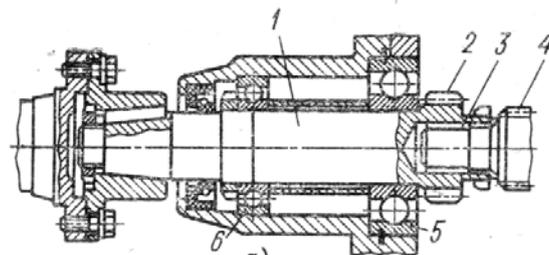
Валы коробок передач с подвижными каретками. Правильно подобранные размеры и материал валов коробок передач во многом определяют надежную работу шестерен и подшипников. Форма вала и нагрузки, которые он воспринимает, зависят от кинематической схемы коробки передач. Одним из основных требований, предъявляемых к валам, является жесткость. При недостаточной жесткости деформация вала вызывает нарушение зацепления и быстрый износ шестерен, а также разрушение подшипников.

Габаритные размеры тракторных коробок передач относительно невелики, поэтому можно обеспечить достаточную жесткость валов при двух опорах. Многоопорные валы на тракторах практически не применяют.

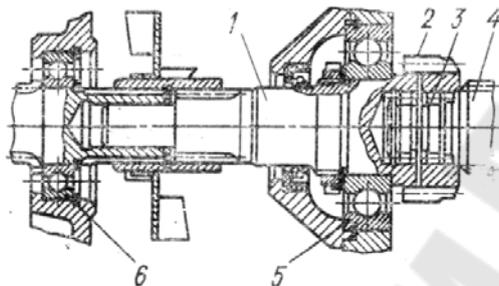
На рис. 1 изображено несколько конструкций первичных валов трехвальных коробок передач. Консольное расположение шестерен 2 постоянного зацепления и прямой передачи, а также наличие внутренней полости для размещения опоры 3 вторичного вала 4 создают неблагоприятные условия для работы подшипников. Обычно первичный вал 1 устанавливают на подшипниках 5 и 6. Не меньшего внимания заслуживает обеспечение надежного уплотнения валов. Наибольшее распространение получили самоподжимные уплотнения, обеспечивающие хорошую герметичность подшипников.

На рис. 2 показаны типовые конструкции вторичных валов 5 коробок передач, которые, как правило, устанавливают на двух опорах – 2 и 3. В редких случаях для придания конструкции большей жесткости монтируют третью опору 6 (рис. 2, б).

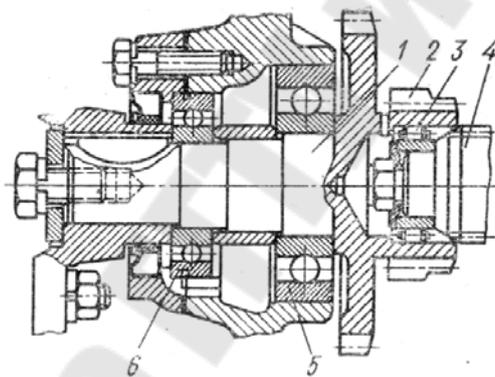
Большинство тракторных коробок передач непосредственно примыкает к заднему мосту. Поэтому на вторичном валу размещают ведущую шестерню 4 центральной передачи, изготовленную заодно с валом или отдельно от него. Опора вала, расположенная около конической шестерни, работает в тяжелых условиях и ее целесообразно разгрузить от действия осевых сил, воспринимаемых второй опорой вала.



а)



б)



в)

Рис. 1. Первичные валы коробок передач, установленные:
 а, б – в двух подшипниках, расположенных в стакане;
 в – в одном подшипнике, закрепленном в стенке картера

Для правильного зацепления конических шестерен центральной передачи необходимо обеспечить возможность осевого перемещения вторичного вала на 5–6 мм. Для чего под фланцами стаканов–валов устанавливают прокладки 1.

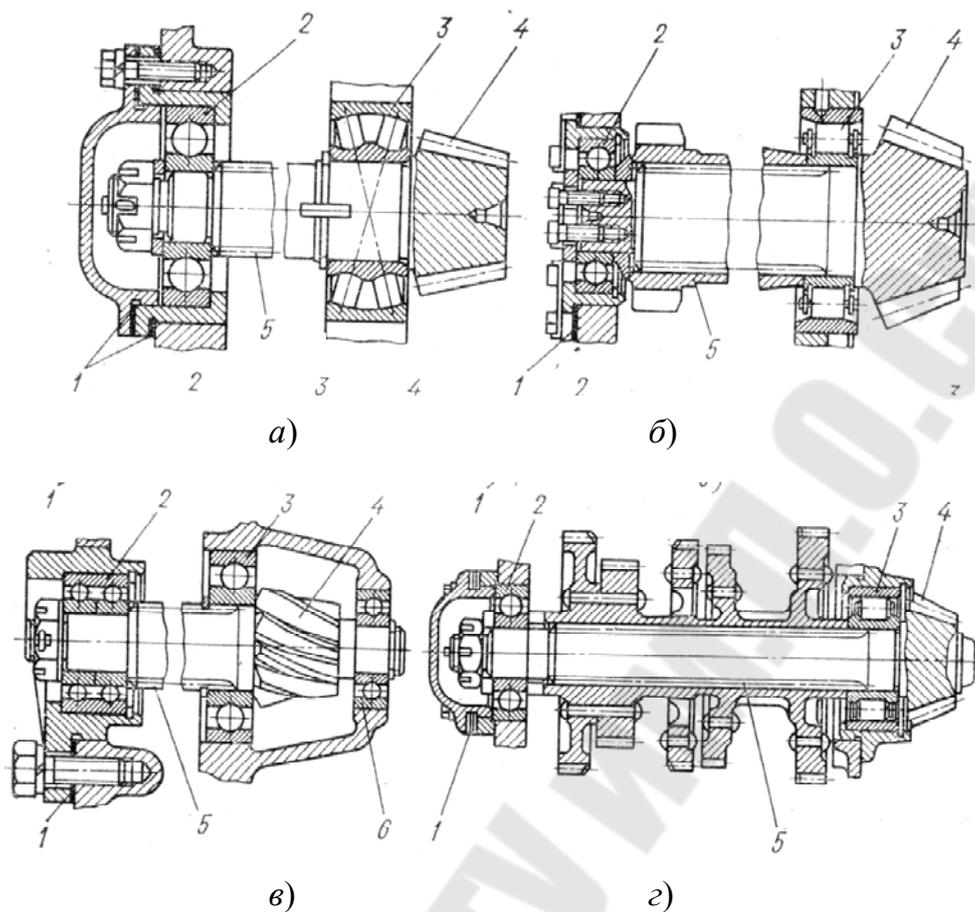


Рис. 2. Вторичные валы коробок передач установленные:
 а, б, г – на двух опорах; в – на трех опорах

На рис. 3 изображены конструкции промежуточных валов коробок передач. В большинстве случаев на них устанавливают неподвижные шестерни 3, вращающиеся вместе с валом 1. Соединение шестерен и валов шлицевое, реже – шпоночное. Если диаметр шестерни 4 приблизительно равен диаметру вала, то ее изготавливают заодно целое с валом (рис. 3, в).

Для осевой фиксации шестерен между ними устанавливают распорные втулки или ступицы 5 шестерен делают удлиненными (рис. 3, б, в, г), иногда для этого используют пружинные стопорные кольца б. Если по условиям компоновки коробки передач на промежуточном валу должны быть смонтированы подвижные каретки 2 шестерен, то, как правило, их устанавливают на шлицах (рис. 3, а, г), обеспечивающих хорошее центрирование и высокую нагрузочную способность.

1

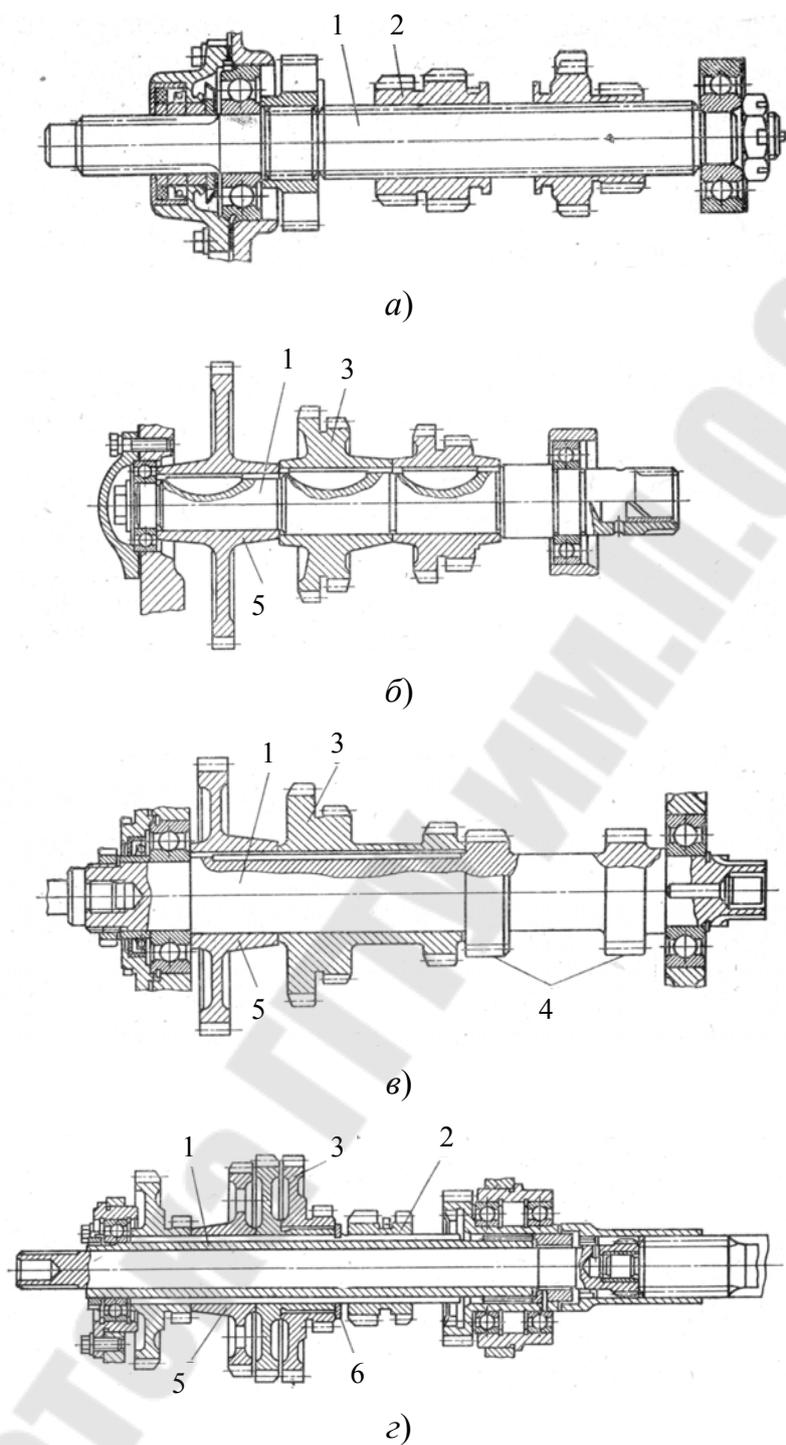


Рис. 3. Промежуточные валы коробок передач:

а – с подвижными шестернями, установленными на шлицах вала;

б – с подвижными шестернями на призматической шпонке;

в – с блоками шестерен

В тракторостроении применяют прямобоочные шлицы с центрированием по наружному диаметру вала, что упрощает и удешевляет механическую обработку, а также эвольвентные шлицы. Исследования

НАТИ показывают, что повышенный износ шлицевых соединений объясняется недостаточной твердостью их поверхности. Неравномерный износ вызывает перекосящиеся шестерен и их разрушение. Увеличение твердости шлицев до *HRC* 60 и более повышает срок службы до 6000 ч.

В существующих конструкциях допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_u] = 50\text{--}70$ МПа, что обеспечивает четырех-, восьмикратный запас прочности по пределу текучести материала.

В тракторостроении для расчета валов и осей на жесткость и выносливость принята отраслевая нормаль (ОСТ 23.1341–72). Формулы для определения угловых и линейных деформаций не регламентируются.

Предельные углы поворота θ_{\max} валов, установленных на шарикоподшипниках (для посадочных диаметров подшипников от 30 до 90 мм) составляют: $\theta_{\max} = 0,1\text{--}0,2^\circ$ – для легкой, $\theta_{\max} = 0,15\text{--}0,25^\circ$ – для средней и $\theta_{\max} = 0,17\text{--}0,3^\circ$ – для тяжелой серии.

Предельные углы поворота валов, установленных на цилиндрических роликоподшипниках с короткими роликами (при частоте вращения валов 100...600 об/мин), $\theta_{\max} = 0,4\text{--}0,1^\circ$ и с длинными роликами $\theta_{\max} = 0,3\text{--}0,15^\circ$. Предельный суммарный угол поворота вала под шестерней при отношении ширины венца b к модулю m , равном 5–10, и комплексном параметре прочности (по ОСТ 13–24–62) $C = 0,35\text{--}0,5$ составляет $\theta_{\Sigma\max} = 0,5\text{--}0,7^\circ$.

Расчетный суммарный угол поворота сечения вала $\theta_{\text{фак}}$ должен быть меньше предельного: $\theta_{\text{фак}} \leq \theta_{\max}$.

Предельные относительные прогибы валов f_0 под шестернями (относительный прогиб валов равен отношению высоты головки зуба h_a шестерни к его модулю m). При $\frac{h_a}{m} = 1,0\text{--}1,55$ $f_0 = 0,38\text{--}0,47$.

В зависимости от конструкции валов для их изготовления используют различные материалы. Если валы не имеют шестерен, выполненных с ними как одно целое, то применяют углеродистые стали 40; 50 и др.; если же какую-либо шестерню изготавливают вместе с валом, то применяют легированные стали 45Х; 18ХГТ; 12ХНЗА, 20Х.

Шлицевые и шпоночные соединения валов рассчитывают на смятие, а затем проверяют на срез. Твердость шлицев после термической обработки должна быть приблизительно *HRC* 56–60.

Для неподвижных соединений допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 50\text{--}60$ МПа, для подвижных $[\sigma_{см}] = 30$ МПа.

Подшипники коробок передач. В большинстве случаев в тракторных трансмиссиях устанавливают подшипники качения. Исключением являются передачи заднего хода и шестерни постоянного зацепления, для которых иногда устанавливают подшипники скольжения. Наибольшее распространение получили однорядные радиальные шарикоподшипники. Цилиндрические роликоподшипники применяют в тех случаях, когда шарикоподшипники не проходят по грузоподъемности или габаритным размерам.

Целесообразнее применять подшипники с короткими роликами, которые не так чувствительны к перекосам и деформациям валов. Цилиндрические роликоподшипники практически не воспринимают осевых нагрузок. Конические роликоподшипники могут воспринимать большие осевые и радиальные нагрузки, но они дороже шариковых и в процессе эксплуатации требуют систематического регулирования, поэтому по возможности их лучше не применять.

Практически по условиям компоновки не удастся добиться того, чтобы в коробке передач все подшипники имели одинаковую работоспособность. В существующих конструкциях срок службы подшипников колеблется в пределах от нескольких сотен до десятков тысяч часов. Такой широкий диапазон нежелателен, т. к. создает неудобства в процессе эксплуатации, когда приходится периодически менять часть подшипников.

При конструировании подшипниковых узлов нужно обеспечивать осевую фиксацию валов. Предпочтительнее фиксация в одной из опор, для чего один подшипник закрепляют в корпусе. Если нет каких-либо ограничивающих условий, то фиксировать следует тот конец вала, опора которого менее нагружена радиальными силами (в конструкции, показанной на рис. 3, например, вторичные валы закреплены на противоположном от конической шестерни конце). Короткие жесткие валы допускается фиксировать с двух сторон.

Привод управления ступенчатыми коробками передач с подвижными каретками. Приводы управления коробками передач служат для включения и выключения передач, предотвращения самопроизвольных включений и выключений и предохранения деталей коробок передач от поломок. Приводы управления имеют рычаги управления, фиксаторы и замки.

Рычаги управления. Рычаги управления предназначены для включения и выключения соответствующих шестерен или зубчатых

муфт. Рычаги должны быть удобно расположены по отношению к трактористу. Их классифицируют по месту установки (непосредственно на коробке передач или отдельно от нее) и по способу крепления (в шаровой опоре или на крестовине).

У коробок передач, имеющих три–шесть ступеней, управление легко осуществить с помощью одного рычага. При большем числе ступеней устанавливают два рычага управления.

На многих тракторах рычаги 2 управления устанавливают на крышке коробки передач в шаровой опоре 1 (рис. 4, а, в, г), выполненной в виде сплошного (рис. 4, а, г) или полого (рис. 4, в) шара. Такая конструкция проще в изготовлении и дешевле по сравнению с установкой рычага на крестовине 5 (рис. 4, б). Установка рычага управления на крестовине распространения не получила.

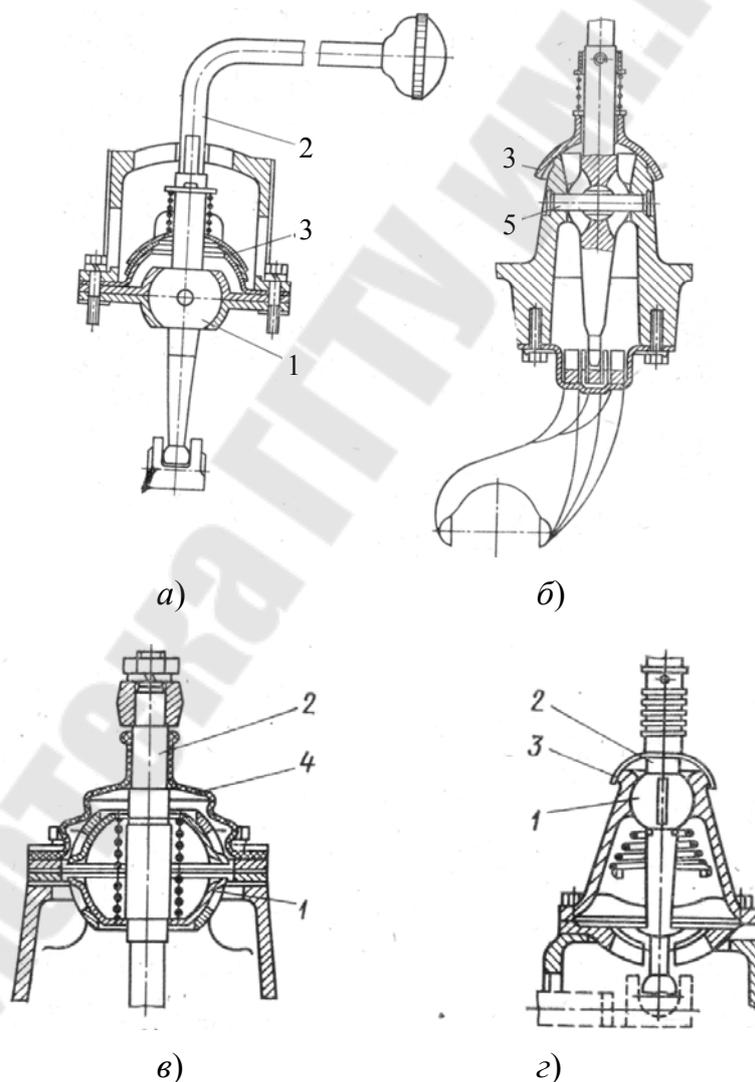


Рис. 4. Схемы установки рычагов управления коробками передач:
а, в, г – в крышке коробки передач; б – на крестовине

Для предохранения от попадания влаги и пыли в картер коробки передач через шарнир рычага его герметизируют гофрированными чехлами 4 (рис. 4, в) или штампованными скользящими крышками-лабиринтами 3 (рис. 4, а, б, г). В практике широко используют обе конструкции. Размеры рычагов управления и их элементов выбирают из конструктивных соображений. В большинстве случаев рычаги отливают или штампуют из конструкционной стали.

Диаметр шарового шарнира 1 принимают равным 40–50 мм (рис. 5). Усилие пружины 2 выбирают в зависимости от массы рычага, но не менее 80–100 Н. Передаточное число рычагов управления составляет 1,2–2,5.

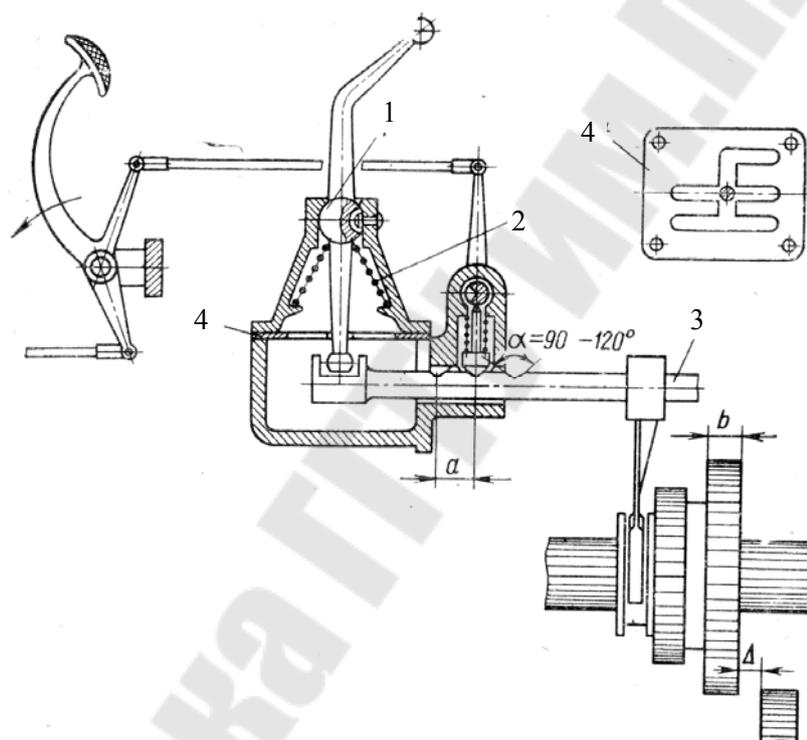


Рис. 5. Схема привода управления коробкой передач

Фиксаторы. Фиксаторы служат для обеспечения включения шестерен на полную ширину зубчатого венца и для предотвращения произвольных включений и выключений шестерен. Основное требование, предъявляемое к фиксаторам, – надежная фиксация шестерен во включенном и выключенном положениях.

По форме стопорящего элемента фиксаторы разделяют на шариковые, стержневые и замковые. Наиболее распространены стержневые фиксаторы, хотя шариковые проще и дешевле в изготовлении. Нормальная работа шариковых фиксаторов нарушается при износе края лунок на ползунах. При установке блокировочного устройства, пре-

дотвращающего возможность переключения передач при включенной муфте сцепления, целесообразнее применять стержневые фиксаторы.

Верхние концы стержней фиксаторов, сопрягаясь с валиком блокировочного устройства, гарантируют переключение передач только при полностью включенной муфте сцепления. При установке шариковых фиксаторов необходимы промежуточные штыри, что усложняет конструкцию.

Замковые фиксаторы (подобно установленным на тракторе Т-100М) применяют на тракторах большой мощности. Осевые силы на шестернях возникают из-за износа их зубьев или шлицев валов и достигают больших величин. Поэтому фиксация обычными методами не является надежной. Сложность и громоздкость замковых фиксаторов делают их применение нежелательным. Установка блокировочных устройств на тракторах большой мощности исключает необходимость использования сложных замковых фиксаторов. Обычные фиксаторы в сочетании с блокировочными устройствами работают вполне надежно на тракторах любой мощности.

Размеры элементов фиксаторов выбирают из конструктивных соображений. Сила, необходимая для передвижения ползуна 3, для тракторов малой и средней мощности составляет 100–150 Н, большой мощности 200–300 Н. Жесткость пружин фиксаторов существующих конструкций $c = 100\text{--}150$ Н/мм. Пружины имеют обычно следующие размеры: диаметр проволоки $d = 2\text{--}2,5$ мм, средний диаметр витка $D = 12\text{--}14$ мм, число рабочих витков 11–13.

При использовании стержневых фиксаторов угол лунки на ползуне 3 (у конического конца фиксатора) равен 90–120°. Лунки на ползунах цилиндрической формы целесообразнее делать в виде кольцевых проточек, т. к. это упрощает изготовление и исключает необходимость ориентации ползуна относительно фиксатора при сборке механизма.

Расстояние a между соседними лунками на ползуне выбирают из условия

$$a = b + \Delta,$$

где b – ширина зубчатого венца шестерен; Δ – зазор между торцами шестерен при выключении передач, равный 5–10 мм.

Замки. Замки служат для предотвращения одновременного включения двух передач. По конструкции замки разделяют на стержневые и кулисные. Те и другие вполне надежны в работе. При не-

большом числе передач, когда в коробке имеется только два ползуна, стержневой замок имеет преимущества, т. к. он получается простым. Если число ползунуов больше двух, то рекомендуется применять кулису. Стержневые замки в этом случае должны состоять из нескольких элементов, и появляется необходимость в дополнительной механической обработке деталей.

В последнее время все большее применение находят кулисные замковые устройства в виде пластин 4 с прорезями (см. рис. 5). Расчет замков сводится к определению размеров пазов по схеме коробки передач.

Управление коробками передач, переключаемых с помощью фрикционных муфт с гидравлическим сжатием трущихся поверхностей осуществляется гидросистемой, состоящей из гидронасоса, распределителя, гидроаккумулятора, гидроцилиндра управления муфтами.

Гидроаккумулятор поддерживает давление в гидроцилиндре включаемой муфты до его полного заполнения и некоторого увеличения давления в гидроцилиндре включаемой муфты.

Картер коробки передач. Картер (корпус) коробок передач должен при минимальной массе обладать высокой жесткостью, чтобы исключить возможность перекоса валов и подшипников при рабочих нагрузках. Конструктивно картеры коробок передач разделяют на разъемные (по осям валов) и неразъемные. Форма и размеры картеров определяются кинематической схемой коробок передач, расположением валов и размерами шестерен.

Картеры тракторных коробок передач преимущественно отливаются из чугуна СЧ 15–32 и СЧ 18–36 твердостью *HВ* 170–230. Для снижения металлоемкости стенки картеров отливают толщиной 6–8 мм. Чтобы повысить жесткость картера делают ребра. Большое влияние на жесткость конструкции оказывают способ и место разъема картера. Картеры с разъемом в плоскости расположения осей основных валов значительно труднее сделать жесткими, чем неразъемные картеры коробчатой формы с отъемной крышкой.

Расположение основных валов в вертикальной плоскости позволяет уменьшить размеры картеров и металлоемкость по сравнению с картерами, в которых валы расположены в горизонтальной плоскости. Кроме того, при размещении валов в вертикальной плоскости уменьшаются размеры и объем масляной ванны, вследствие чего повышается КПД коробки передач.

Иногда в тракторных трансмиссиях картер коробки передач отливают совместно с картером заднего моста. При изготовлении отдельного картера коробки передач его прикрепляют к картеру заднего моста. Одноблочная отливка создает ряд технологических трудностей, т. к. деталь получается громоздкой и ее труднее устанавливать на станки для механической обработки. В то же время такая конструкция получается очень жесткой и обеспечивает неизменное положение валов и сопряженных шестерен центральной передачи. При отдельной отливке картеров предусматривают надежную фиксацию положения валов коробки передач относительно центральной передачи установочными штифтами или центрирующим буртиком.

Конфигурацию картера определяют после выявления размеров и компоновки коробки передач. При этом между вершинами зубьев шестерен и боковыми стенками картера должен быть зазор 5–8 мм, а между вершинами зубьев и дном 15–20 мм. Ребра жесткости следует ориентировать в направлении линии действия максимальных усилий на опоры валов.

При эксплуатации наблюдается износ посадочных мест подшипников в корпусных деталях, что приводит к ухудшению работы подшипника, валов, шестерен и других деталей, к проворачиванию колец подшипника. Последнее устраняют применением стопорных приспособлений, но по условиям компоновки узла это не всегда возможно. Износ посадочных мест можно уменьшить, используя для изготовления картеров более прочные материалы, но они дороже и в тракторостроении их обычно не применяют.

Установка подшипников в промежуточные стаканы сохраняет гнезда картера и упрощает ремонт. Поэтому, если условия компоновки допускают размещение стаканов, то этот метод следует использовать.

Долговечность работы трущихся деталей коробки передач в значительной мере определяется способом и качеством смазки. Наибольшее распространение получило разбрызгивание смазки. Для этого при проектировании коробки передач предусматривают устройства для заливки и контроля уровня масла и возможности спуска отработавшего масла. Располагать заливные и сливные отверстия необходимо в наиболее доступных местах. Если заливное отверстие находится сбоку картера, то оно должно быть на уровне масляной ванны. При этом заливное отверстие можно использовать и в качестве контрольного. В противном случае – устанавливают специальные масломерные линейки или контрольные пробки.

Спускные отверстия располагают в самой низкой части картера, а для более полного удаления продуктов износа предусматривают уклон в сторону сливного отверстия.

Использовать общий с задним мостом картер не целесообразно, т. к. при работе на склонах масло может сливаться в один из агрегатов, ухудшая условия смазки другого, увеличивается объем масла, затрудняется герметизация и т. д.

Повышение энергонасыщенности тракторов, применение фрикционных муфт для переключения передач приводит к повышению теплонапряженности коробки передач.

Исследования НАТИ и тракторных заводов свидетельствуют о том, что повышение долговечности и надежности агрегатов трактора в значительной степени зависит от способа подвода масла к трущимся поверхностям, качества масла, герметизации картеров, наличия системы фильтрации. Смазка деталей разбрызгиванием не обеспечивает необходимые условия, поэтому все большее распространение получает принудительная смазка.

Как показывает практика, принудительная смазка повышает срок службы шестерен приблизительно в 1,7, а подшипников до 2 раз. В соответствии с рекомендациями Алтайского тракторного завода, оптимальная подача масла в зону зацепления шестерен должна составлять 0,5–0,6 л/мин на 1 см ширины зубчатого венца.

Если в коробках передач отсутствуют муфты переключения с гидравлическим нажатием на трущиеся поверхности, то используют систему, состоящую из специального насоса, фильтра, манометра, радиатора и маслопроводов с соплами, подводящими масло к шестерням в зону выхода зубьев из зацепления. Подшипники смазываются разбрызгиванием. Отработавшее масло из картера подается в бак. От этой же системы может смазываться и центральная передача.

В коробках с переключением передач муфтами с гидравлическим нажатием на трущиеся поверхности смазка деталей производится гидросистемой привода управления.

5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Передаточные числа трансмиссии, необходимые для получения требуемых скоростей движения трактора или автомобиля, определяются из тягового расчета. Распределение общего передаточного числа трансмиссии между отдельными ее элементами зависит от кинематической схемы трансмиссии и применяемых передаточных механиз-

мов. С точки зрения снижения нагрузок на детали трансмиссии целесообразно увеличивать передаточные числа ее конечных элементов.

У тракторов передаточные числа конечных передач находятся в пределах от 4 до 6, если передача осуществляется одной парой шестерен, и 8–12 при применении двухпарных или других сложных передаточных механизмов. Центральные передачи выполняются с меньшими передаточными числами, чем конечные. Планетарные механизмы поворота гусеничных тракторов находятся при прямолинейном движении трактора во включенном состоянии и являются, таким образом, частью общей кинематической схемы трансмиссии; их передаточное число у одноступенчатых механизмов берется обычно около 1,5.

Передаточное число главной передачи автомобиля равно общему передаточному числу трансмиссии при работе на прямой передаче в коробке. При применении одинарной главной передачи требуемое передаточное число реализуется при помощи конической или гипoidной пары шестерен. У грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности часто применяется двойная главная передача, у которой в качестве первой пары используются конические, а второй пары – цилиндрические шестерни. У некоторых большегрузных автомобилей имеются, кроме того, конечные передачи, выполняемые в виде бортовых редукторов, расположенных у колес, или колесных редукторов, размещаемых непосредственно в колесах.

Установив после распределения общего передаточного числа трансмиссии значения передаточных чисел разных ступеней коробки перемены передач, необходимо подобрать числа зубьев шестерен коробки.

В простейшей двухвальной коробке с однопарными передачами (рис. 6, а) сумма чисел зубьев $\sum z$ любой сопрягаемой пары должна быть при равенстве модулей всех шестерен и отсутствии специального корригирования зацепления величиной постоянной. Она выбирается, исходя из допустимого по компоновочным условиям расстояния A между осями валов коробки и величины m модуля шестерен, имея в виду, что

$$\sum z = \frac{2A}{m}. \quad (1)$$

Числа зубьев z_x ведущей и z'_x ведомой шестерен каждой отдельной сопряженной пары подсчитываются по уравнениям:

$$z_x = \frac{\sum z}{1 + i_{k(x)}}; \quad z'_x = \frac{i_{k(x)}}{1 + i_{k(x)}}, \quad (2)$$

где $i_{k(x)}$ – расчетное передаточное число коробки на рассматриваемой передаче.

Для уменьшения расхождения между фактическими и расчетными значениями передаточных чисел коробки, возникающего в случае необходимости округления до целых величин, получаемых по формулам (2) чисел зубьев, в тракторных коробках перемены передач иногда применяют угловое корригирование зацепления, уменьшая сумму чисел зубьев у шестерен, корригируемой пары на единицу против номинала, т. е. принимая ее равной $\sum z = 1$. Такое же корригирование применяется в некоторых случаях для уменьшения напряженности зубьев.

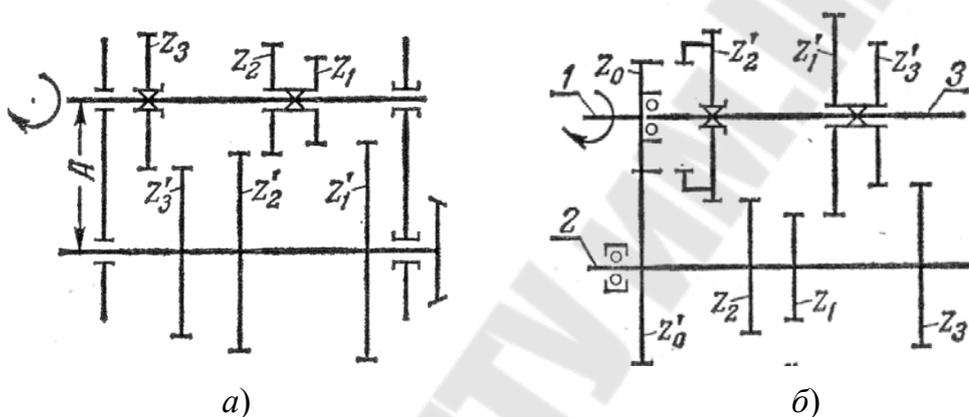


Рис. 6. Схемы к кинематическому расчету коробок передач:
 а – двухвальная коробка с однопарными передачами;
 б – трехвальная коробка с прямой передачей

На рис. 6, б приведена схема трехвальной коробки с прямой передачей. Передаточное число такой коробки на любой x -й не прямой передаче,

$$i_{k(x)} = i_{k(0)} i'_{k(x)}, \quad (3)$$

где $i_{k(0)}$ – передаточное число постоянно включенной пары шестерен, соединяющих входной вал 1 с промежуточным валом 2, а $i'_{k(x)}$ – передаточное число шестерен, включаемых на данной передаче и соединяющих промежуточный вал с выходным валом 3. Передаточным

числом $i_{k(0)} = \frac{z'_0}{z_0}$ задаются.

В связи с расширением диапазона передаточных чисел трансмиссии и увеличением числа передач получают распространение со-

ставные коробки, у которых весь ряд передач разделяется на несколько переключаемых диапазонов.

На некоторых тракторах для улучшения маневрирования при выполнении специальных технологических операций применяется полное или частичное реверсирование трансмиссий. В одних случаях при реверсировании передаточные числа остаются без изменений; в других случаях передаточные числа для движения задним ходом несколько уменьшаются по сравнению с их значениями для переднего хода; это позволяет на работах циклического характера, когда при ходе вперед трактор работает под нагрузкой, а назад возвращается вхолостую, повысить производительность цикла.

В трансмиссиях тракторов и автомобилей применяются иногда планетарные коробки перемены передач. Планетарные передачи устанавливаются также в механизмах поворота гусеничных тракторов, приводах валов отбора мощности, механической части гидромеханических трансмиссий, конечных передачах и т. д. Планетарные коробки управляются посредством фрикционных элементов (муфт и тормозов) и поэтому позволяют переключать передачи на ходу, не прерывая подвода мощности к ведущим колесам.

Любая сложная планетарная передача образуется из элементарных рядов, соединяемых друг с другом в той или иной комбинации. В автотракторостроении применяются преимущественно эпициклические ряды (рис. 7), состоящие из солнечной (центральной) шестерни z_1 водила 2 с сателлитами z_2 , и коронной (кольцевой) шестерни z_3 с внутренними зубьями.

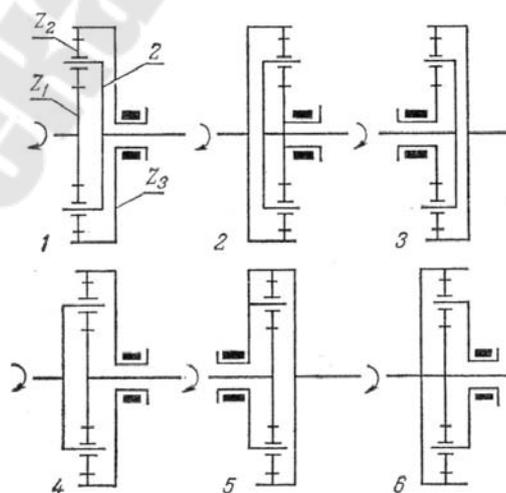


Рис. 7. Различные схемы эпициклических планетарных рядов; номера схем соответствуют обозначениям вариантов, принятым в таблице 1

Такие ряды позволяют осуществлять шесть вариантов передач в соответствии с возможным числом перестановок из трех элементов ряда; в зависимости от направления потоков мощности они могут выполнять функции ускоряющего или замедляющего редуктора, а также передачи заднего хода. Передаточные числа $i_{пл} = 1$ ряда, получаемые при полной остановке тормозимого звена, определяются по формулам, приведенным в таблице 2.

Таблица 2

Передаточные числа планетарного эпициклического ряда

Номер вариантов	Направление потоков мощности			Передаточное число	Примечание
	Ведущий элемент	Ведомый элемент	Тормозное звено		
1	Солнечная шестерня	Водило	Коронная шестерня	$i_{пл} = \frac{z_1 + z_3}{z_1}$	Замедляющие передачи
2	Коронная шестерня	Водило	Солнечная шестерня	$i_{пл} = \frac{z_1 + z_3}{z_3}$	
3	Водило	Коронная шестерня	Солнечная шестерня	$i_{пл} = \frac{z_1 + z_3}{z_3}$	Ускоряющие передачи
4	Водило	Солнечная шестерня	Коронная шестерня	$i_{пл} = \frac{z_1}{z_1 + z_3}$	
5	Солнечная шестерня	Коронная шестерня	Водило	$i_{пл} = -\frac{z_3}{z_1}$	Задний ход с $i_{пл} > 1$
6	Коронная шестерня	Солнечная шестерня	Водило	$i_{пл} = -\frac{z_1}{z_3}$	Задний ход с $i_{пл} < 1$

Знак «минус» в передаточном числе указывает, что ведомый элемент планетарного ряда вращается в сторону, противоположную направлению вращения ведущего элемента. Если какие-нибудь два элемента ряда заблокированы между собой, то получается прямая передача, т. е. $i_{пл} = 1$. Когда ни один элемент ряда не удерживается от вращения и не блокируется с другим элементом, передача устанавливается в нейтральное положение.

При подборе чисел зубьев шестерен планетарного ряда приходится считаться с рядом ограничений, накладываемых геометрией передачи. Необходимо соблюдать условие сборки, заключающееся в том, чтобы зубья сателлитов при установке на пальцах водила входили во впадины зубьев солнечной и коронной шестерен, условие соосности, чтобы солнечная и коронная шестерни имели общую ось вращения, и, наконец, условие соседства, гарантирующее, чтобы зубья соседних сателлитов при сборке не задевали друг друга и между ними оставалось достаточное гарантированное расстояние. Все эти ограничения затрудняют точное выдерживание в планетарной коробке заданного ряда передаточных чисел. Переключение передач на ходу может быть также достигнуто применением фрикционных муфт сцепления, обычно многодисковых, работающих в масле; при перемене передачи одна муфта выключается, а вторая включается. В качестве примера на рис. 8 приведена схема трехдиапазонной коробки; передачи внутри диапазона переключаются фрикционными муфтами Φ_1 и Φ_2 , установленными на входном валу 1; перевод с одного диапазона на другой при ходе вперед осуществляется с помощью подвижной шестеренной муфты M_1 , включающей ту или другую из двух пар шестерен D_1 или D_2 , соединяющих промежуточный вал 2 коробки с выходным валом 3.

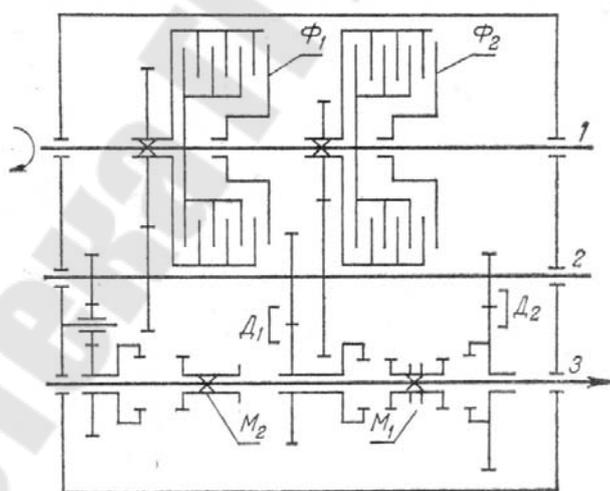


Рис. 8. Схема трехдиапазонной коробки с переключением фрикционными муфтами

Аналогичная муфта M_2 служит для включения диапазона передач заднего хода. Комбинируя управление фрикционными Φ_1 и Φ_2 с муфтой M_1 можно получить четыре передачи хода вперед, а фрикционными Φ_1 и Φ_2 и муфтой M_2 – две передачи заднего хода. Переда-

точное число для каждого из вариантов определяется как произведение передаточного числа пары шестерен, включаемой соответствующей фрикционной муфтой, на передаточное число шестерен диапазона, включаемого муфтой M_1 или M_2 .

Следует отметить, что переключение передач на ходу гарантированно обеспечивается только в том случае, когда обе фрикционные муфты срабатывают с «перекрытием», т. е., когда крутящий момент передается в течение какого-то отрезка времени – умеренного и рационально выбранного – одновременно фрикционными элементами выключаемой и включаемой передач. При отсутствии перекрытия возможность безостановочного движения зависит от длительности разрыва процесса передачи крутящего момента ведущим колесам; при значительном разрыве возможна остановка машины, и тогда дальнейшее ее движение будет протекать как обычно при коробках с передвижными шестернями.

Обязательной принадлежностью современных тракторных трансмиссий являются валы отбора мощности: основные, частота вращения которых не должна зависеть от того, на какой передаче движется трактор, и синхронные, частота вращения которых должна быть пропорциональна поступательной скорости движения трактора; кроме того, у некоторых трансмиссий предусматривается возможность установки приводных шкивов для работы через ременную передачу со стационарными машинами; в связи с развитием электрификации стационарных процессов в сельском хозяйстве приводные шкивы постепенно теряют свое значение.

Согласно существующему государственному стандарту (ГОСТ 3480–58), основные валы отбора мощности должны быть в своей работе независимы от режима движения трактора. Полная независимость должна позволять:

- 1) останавливать трактор и, если нужно, переключать передачи, не прекращая вращения рабочих механизмов приводных машин; выполнение этого условия дает возможность последовательно разгонять вначале рабочие механизмы машины, а затем тракторный агрегат, удобно маневрировать в процессе движения передачами трактора и, наконец, что очень важно, своевременно останавливать трактор для предупреждения забивания рабочих механизмов машины соломой и другими растительными остатками;

2) включать и выключать рабочие механизмы машины, не прекращая движения трактора, что может, например, потребоваться при движении на поворотах и холостых переездах.

В отдельных случаях ограничиваются выполнением только первого условия; в таком случае валы отбора мощности называются полунезависимыми.

ГОСТ 3480–58 предусматривает расположение хвостовика вала отбора мощности (ВОМ) сзади трактора. При номинальной частоте вращения двигателя вал отбора мощности должен делать $n_{\text{ВОМ}} = 540 \pm 10$ об/мин. В последнее время в связи с появлением ряда приводных машин с более быстроходными рабочими механизмами стали применяться двухступенчатые независимые валы отбора мощности, рассчитанные на 540 и 1000 об/мин.

Синхронные валы отбора мощности применяются в тех случаях, когда рабочие механизмы приводных машин должны по характеру выполняемого технологического процесса сохранять определенное число оборотов на единице проходимого пути (высевающие аппараты сеялок и удобрителей, насосы опылителей и т. д.); они нужны также для привода активных прицепов, у которых окружная скорость ведущих колес должна быть согласована с поступательной скоростью тягача. Таким образом, число оборотов синхронных валов отбора мощности должно быть регламентировано по отношению к проходимому пути, и поэтому привод их должен осуществляться через выходной вал коробки перемены передач. Передаточное число i'_0 узлов привода, соединяющих выходной вал коробки с валом отбора мощности, определяется на основании следующих соображений.

Пусть синхронный вал отбора мощности должен делать за один метр пути n оборотов. Этому условию соответствует следующее соотношение:

$$i'_0 = \frac{i_0 \cdot 1}{2\pi r_k n}, \quad (4)$$

где i_0 – передаточное число шестерен, расположенных между выходным валом коробки и ведущими колесами; r_k – радиус ведущих колес, м. ГОСТом 3480–58 предусмотрено для колесных тракторов, относящихся к тяговым классам 0,6–1,4, $n = 3,3 \dots 3,5$ оборота на метр расчетного пути. Наряду с этим на некоторых тракторах устанавливаются более тихоходные синхронные валы отбора мощности, у которых $n = 0,4 \dots 1,0$ оборота на 1 метр пути.

Пример 1. Кинематический расчет пятиступенчатой коробки передач

Произведем расчет трехвальной пятиступенчатой коробки передач (рис. 9). Исходные данные для расчета по данным тягового расчета: частота вращения первичного вала $n = 2000$ об/мин. Крутящий момент на первичном валу $M = 400$ НМ. Заданный коэффициент загрузки двигателя равен $\chi_{\min} = 0,9$.

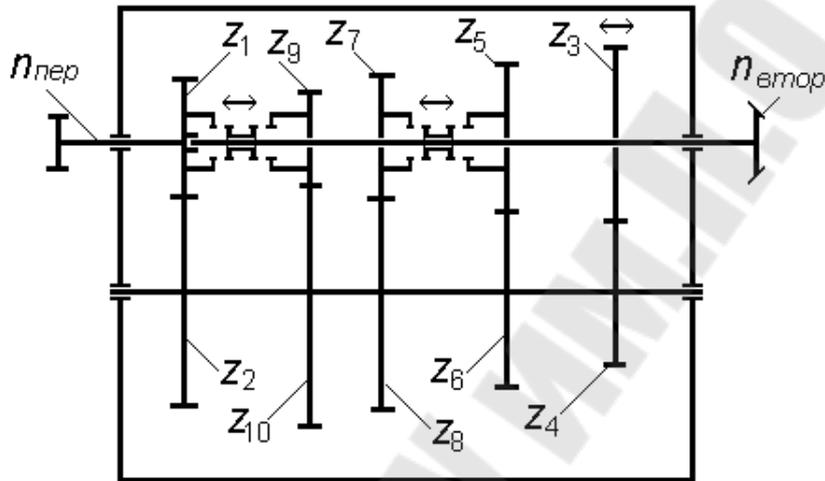


Рис. 9. Кинематическая схема пятиступенчатой коробки передач

Передаточные числа коробки передач на различных передачах равны:

$$i_5 = 1;$$

$$i_4 = \frac{i_5}{\chi} = \frac{1}{0,9} = 1,1111; \quad i_3 = \frac{i_4}{\chi} = \frac{1,111}{0,9} = 1,235;$$

$$i_2 = \frac{i_3}{\chi} = \frac{1,235}{0,9} = 1,372; \quad i_1 = \frac{i_2}{\chi} = \frac{1,372}{0,9} = 1,524.$$

Определяем частоты вращения вторичного вала коробки передач на различных передачах (рис. 10).

$$n = 2000 \text{ об/мин,}$$

$$n_5 = \frac{n}{i_5} = \frac{2000}{1} = 2000 \text{ об/мин; } n_4 = \frac{n}{i_4} = \frac{2000}{1,111} = 1800 \text{ об/мин,}$$

$$n_3 = \frac{n}{i_3} = \frac{2000}{1,235} = 1620 \text{ об/мин}; \quad n_2 = \frac{n}{i_2} = \frac{2000}{1,372} = 1458 \text{ об/мин},$$

$$n_1 = \frac{n}{i_1} = \frac{2000}{1,524} = 1312 \text{ об/мин}.$$

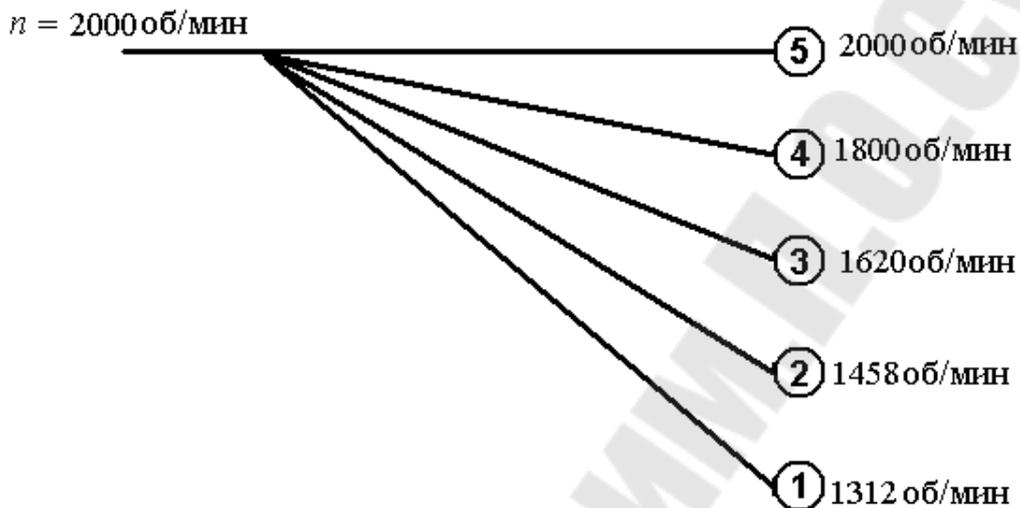


Рис. 10. Иерархический граф пятиступенчатой коробки передач

Определяем числа зубьев коробки передач. Передаточное число от первичного вала к промежуточному принимаем на основании расчета параметров зацепления равным:

$$z_1 = 16, \quad z_2 = 20, \quad m = 6; \quad u_{\text{пп}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{20}{16} = 1,25.$$

Определяем передаточные числа от промежуточного вала к вторичному валу.

$$u_1 = \frac{i_1}{u_{\text{пп}}} = \frac{1,524}{1,25} = 1,222; \quad u_2 = \frac{i_2}{u_{\text{пп}}} = \frac{1,372}{1,25} = 1,097;$$

$$u_3 = \frac{i_3}{u_{\text{пп}}} = \frac{1,235}{1,25} = 0,988; \quad u_4 = \frac{i_4}{u_{\text{пп}}} = \frac{1,111}{1,25} = 0,888.$$

Пятая передача прямая. Определяем числа зубьев передач: Для первой передачи

$$z_4 = \frac{z_1 + z_2}{1 + u_1} = \frac{16 + 20}{1 + 1,222} = 16,2.$$

Принимаем $z_4 = 16$; следовательно, $z_3 = (z_1 + z_2) - z_4 = 36 - 16 = 20$.

Для второй передачи

$$z_6 = \frac{z_1 + z_2}{1 + u_2} = \frac{16 + 20}{1 + 1,097} = 17,16.$$

Принимаем $z_6 = 17$; следовательно, $z_5 = (z_1 + z_2) - z_6 = 36 - 17 = 19$.

Для третьей передачи

$$z_8 = \frac{z_1 + z_2}{1 + u_3} = \frac{16 + 20}{1 + 0,988} = 18,1.$$

Принимаем $z_8 = 18$; следовательно, $z_7 = (z_1 + z_2) - z_8 = 36 - 18 = 18$.

Для четвертой передачи

$$z_{10} = \frac{z_1 + z_2}{1 + u_4} = \frac{16 + 20}{1 + 0,888} = 19,06.$$

Принимаем $z_{10} = 19$; следовательно, $z_9 = (z_1 + z_2) - z_{10} = 36 - 19 = 17$.

Энергетический расчет. КПД пары подшипников [7, с. 40–41]: $\eta_{\text{пп}} = 0,998$; КПД цилиндрической передачи [7, с. 40–41]; $\eta_{\text{зщп}} = 0,965$.
Общее КПД коробки передач на различных передачах будет равно:

$$\eta_{\text{кпп}} = \eta_{\text{зщп}}^2 \eta_{\text{пп}}^2 = 0,998^2 \cdot 0,965^2 = 0,924.$$

Определяем мощности на каждом валу:

– мощность на первичном валу равна:

$$N = \frac{M \cdot n}{9550} = \frac{400 \cdot 2000}{9550} = 83,77 \text{ кВт};$$

– мощность на промежуточном валу:

$$N_{\text{пв}} = N \cdot \eta_{\text{зщп}} \eta_{\text{пп}} = 83,7 \cdot 0,965 \cdot 0,998 = 80,6 \text{ кВт};$$

– мощность на вторичном валу:

$$N_{\text{вв}} = N_{\text{пв}} \cdot \eta_{\text{зщп}} \eta_{\text{пп}} = 80,6 \cdot 0,965 \cdot 0,998 = 77,6 \text{ кВт}.$$

Определяем крутящие моменты на валах:

– крутящий момент на промежуточном валу равен:

$$M_{\text{пр}} = M \cdot u_{\text{пп}} \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{зщп}} = 400 \cdot 1,25 \cdot 0,998 \cdot 0,965 = 481,5 \text{ НМ};$$

– крутящий момент на вторичном валу при включении различных передач равен:

$$M_{\text{вв1}} = M_{\text{пр}} \cdot u_1 \cdot \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{зщп}} = 481,5 \cdot 1,22 \cdot 0,998 \cdot 0,965 = 565,7 \text{ НМ};$$

$$M_{\text{вв2}} = M_{\text{пр}} \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{зщп}} = 481,5 \cdot 1,097 \cdot 0,998 \cdot 0,965 = 508,7 \text{ НМ};$$

$$M_{\text{вв3}} = M_{\text{пр}} \cdot u_3 \cdot \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{зщп}} = 481,5 \cdot 0,988 \cdot 0,998 \cdot 0,965 = 458,1 \text{ НМ};$$

$$M_{\text{вв4}} = M_{\text{пр}} \cdot u_4 \cdot \eta_{\text{пп}} \eta_{\text{зщп}} = 481,5 \cdot 0,888 \cdot 0,998 \cdot 0,965 = 411,8 \text{ НМ};$$

$$M_{\text{вв5}} = M \cdot \eta_{\text{пп}}^2 \eta_{\text{зщп}} = 400 \cdot 0,998^2 \cdot 0,965 = 384,5 \text{ НМ}.$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 3.

Таблица 3

Номер передачи	Общее передаточное число КПП	Передаточное число от промежуточного вала к вторичному	Число оборотов вторичного вала n , об/мин	Мощность на вторичном валу N , кВт	Крутящий момент на вторичном валу M , НМ
1	1,524	1,2222	1312	77,6	565,7
2	1,372	1,097	1458	77,6	508,1
3	1,235	0,988	1620	77,6	458,1
4	1,1111	0,888	1800	77,6	411,8
5	1	–	2000	77,6	384,5

Пример 2. Кинематический и энергетический расчет трансмиссии трактора

Рассмотрим трансмиссию трактора МТЗ–1221 (рис. 11).

Движение в трансмиссии осуществляется от вторичного вала коробки передач, через главную коническую передачу с передаточным числом $i_{гп} = 3,4$, далее через бортовую передачу с передаточным числом $i_{бр} = 2,18$, далее через конечную планетарную передачу с передаточным числом $i_{кп} = 2,5$, движение передается на полуось и ведущее колесо.

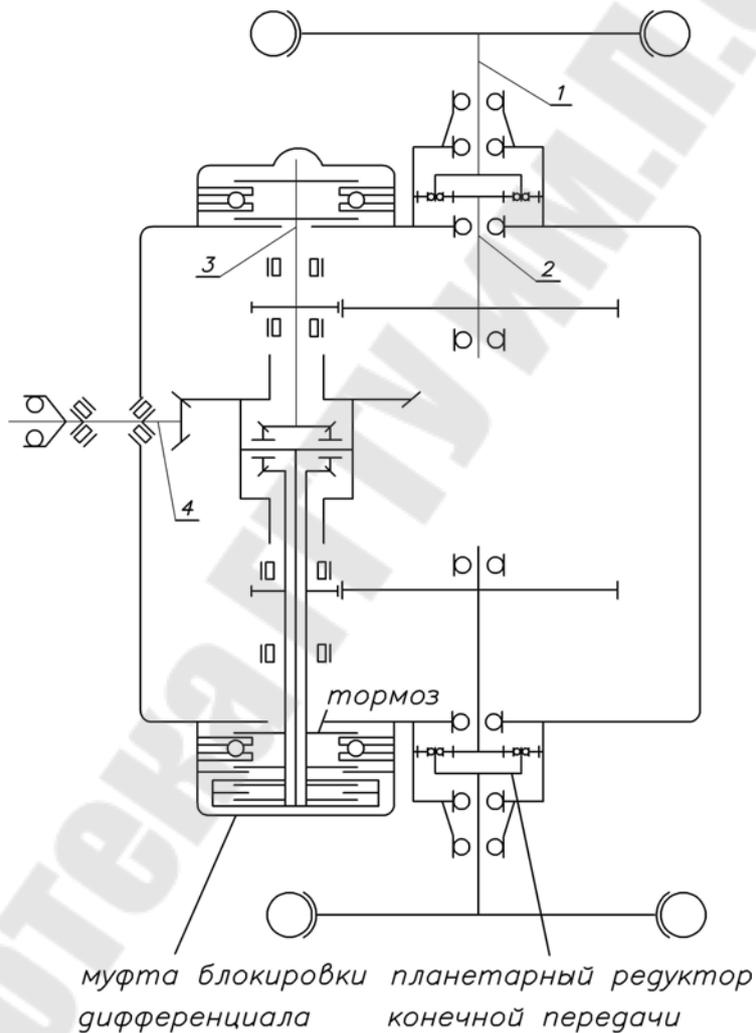


Рис. 11. Трансмиссия трактора МТЗ-1221

Номинальное заданное тяговое усилие на крюке равно $P_{кр} = 24000$ Н. Диаметр колеса $D_k = 1200$ мм. Скорость движения машины $V = 12$ км/ч.

Для расчета принимаем наиболее тяжелый режим работы, когда вся нагрузка передается на одно колесо. Тогда крутящий момент, развиваемый, на колесе и полуоси будет равен.

$$M_k = M_{\Pi} = P_{\text{кр}} \frac{D_k}{2} = 24000 \frac{1,2}{2} = 14400 \text{ НМ.}$$

Далее по цепочке.

$$M_2 = \frac{M_{\Pi}}{\eta_{\text{пр}} i_{\text{кп}}} = \frac{14400}{0,96 \cdot 2,5} = 6000 \text{ НМ}; M_3 = \frac{M_2}{\eta_{\text{бр}} i_{\text{бр}}} = \frac{6000}{0,96 \cdot 2,18} = 2867 \text{ НМ,}$$

$$M_4 = \frac{M_3}{\eta_{\text{гп}} i_{\text{гп}}} = \frac{2867}{0,96 \cdot 3,4} = 878,4 \text{ НМ.}$$

$\eta_{\text{пр}} = 0,96$ – КПД планетарного редуктора [7, с. 40–41];

$\eta_{\text{бр}} = 0,96$ – КПД бортового редуктора [7, с. 40–41];

$\eta_{\text{гп}} = 0,96$ – КПД главной передачи [7, с. 40–41].

Определим скорости вращения валов трансмиссии.

Частота вращения колеса будет равна.

$$\omega = \frac{V}{R_k} = \frac{2V}{D_k} = \frac{2 \cdot 12}{3,6 \cdot 1,2} = 5,55 \text{ с}^{-1}; n_k = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 5,5}{3,14} = 53 \text{ об/мин,}$$

$$n_1 = n_k = 53 \text{ об/мин}; n_2 = n_1 \cdot i_{\text{кп}} = 53 \cdot 2,5 = 132,5 \text{ об/мин,}$$

$$n_3 = n_2 \cdot i_{\text{бр}} = 132,5 \cdot 2,18 = 288,8 \text{ об/мин,}$$

$$n_4 = n_3 \cdot i_{\text{гп}} = 288,8 \cdot 3,4 = 982 \text{ об/мин.}$$

Определяем мощности на валах трансмиссии трактора:

$$N_1 = N_k = \frac{M_1 \cdot n_1}{9550} = \frac{14400 \cdot 53}{9550} = 79,9 \text{ кВт,}$$

$$N_2 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550} = \frac{6000 \cdot 132,5}{9550} = 83,24 \text{ кВт,}$$

$$N_3 = \frac{M_3 \cdot n_3}{9550} = \frac{2867 \cdot 288,8}{9550} = 86,7 \text{ кВт, } N_4 = \frac{M_4 \cdot n_4}{9550} = \frac{878,4 \cdot 982}{9550} = 90,3 \text{ кВт.}$$

Результаты расчетов заносим в таблицу 4.

Таблица 4

Номер вала	M_k , НМ	n , об/мин	N , кВт
1	14400	53	79,9
2	6000	132,5	83,24
3	2867	288,8	86,7
4	878,4	982	90,3

Литература

1. Конструкция и расчет сельскохозяйственных тракторов / В. Я. Анилович [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1976.
2. Барский, И. Б. Конструирование и расчет тракторов / И. Б. Барский. – Москва : Машиностроение, 1980.
3. Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – Москва : Машиностроение, 1984. – 376 с.
4. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет : учеб. для студентов машиностроит. специальностей вузов / И. П. Ксенович [и др.] ; под общ. ред. И. П. Ксеновича. – Москва : Машиностроение, 1991. – 544 с.
5. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов / В. М. Шарипов. – Москва : Машиностроение, 2004. – 592 с.
6. Чудаков, Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – Москва : Колос, 1972.
7. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Москва : Высш. шк., 1991.

СОДЕРЖАНИЕ

Требования к курсовому проекту	3
1. Назначение, классификация и конструкция коробок передач	4
2. Ступенчатые коробки передач	6
3. Расчет ступенчатых коробок передач с неподвижными осями валов	7
4. Конструкции и расчет элементов коробок передач	11
5. Кинематический расчет	23
Литература	38

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

**Методические указания
к курсовому проекту
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Автор-составитель: **Кирилюк** Сергей Иванович

Редактор

Н. И. Жукова

Компьютерная верстка

Н. В. Широглазова

Подписано в печать 07.12.06.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Ризография. Усл. печ. л. 2,32. Уч.-изд. л. 2,5.

Изд. № 198.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр

Учреждения образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0133207 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48, т. 47-71-64.