

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов направления подготовки
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»
дневной формы обучения*



УДК 629.113+629.114.2

ББК 39.33+39.34

А 22

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей»
«18» октября 2018 г., протокол № 3

Составители: д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов;
ст. преподаватель Е. А. Моисеев

Рецензент канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Даны методические рекомендации к лабораторным работам по дисциплине
«Автомобили и тракторы», а также приведены методические указания по их
выполнению, перечень необходимой литературы.

Учебно-методическое издание

АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ

Ответственный за выпуск	О. В. Билык
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	М. М. Дударева

Подписано в печать . Формат 60 84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.- изд. л. . Тираж 31 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2018



Содержание

Введение.....	4
1 Цель изучения дисциплины.....	5
2 Лабораторная работа № 1.....	5
3 Лабораторная работа № 2.....	8
4 Лабораторная работа № 3.....	9
5 Лабораторная работа № 4.....	11
6 Лабораторная работа № 5.....	12
7 Лабораторная работа № 6.....	13
8 Лабораторная работа № 7.....	15
9 Лабораторная работа № 8.....	21
10 Лабораторная работа № 9.....	22
11 Лабораторная работа № 10.....	24
12 Лабораторная работа № 11.....	28
13 Лабораторная работа № 12.....	31
14 Лабораторная работа № 13.....	36
15 Лабораторная работа № 14.....	38
16 Лабораторная работа № 15.....	40
17 Лабораторная работа № 16.....	41
18 Лабораторная работа № 17.....	43
Список литературы.....	44



Введение

Дисциплина «Автомобили и тракторы» является основополагающей при подготовке специалистов высшей квалификации направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника».

Изучение конструкции двигателей и основ расчета базируется на понимании общих принципов. Поэтому при изучении каждой темы, агрегата, системы, узла или механизма усваивают общие принципы, присущие их функциональному назначению и конструкции. При таком методе изучения вырабатывается способность свободно разбираться во всем многообразии конструктивных форм и особенностей различных двигателей внутреннего сгорания.

Весьма важным для свободного ориентирования во множестве сходных по назначению и различных по устройству механизмов и деталей является усвоение их классификации по определенным признакам.

Тракторы и автомобили являются одними из самых распространенных изделий машиностроения. Их применяют в различных отраслях хозяйственной деятельности, а легковые автомобили – и в качестве личного транспорта. В современных конструкциях тракторов и автомобилей реализованы последние достижения науки и техники.

Оформление отчетов проводится в тетрадях каждым студентом индивидуально.

Отчеты по лабораторным работам № 1, 2, 5–17 выполняются студентами группами по два человека, модель подвижного состава выдается каждой группе студентов индивидуально. Отчеты по лабораторным работам № 3 и 4 выполняются студентами в лаборатории ДВС кафедры ТЭА с использованием стенда для испытания двигателей внутреннего сгорания.



1 Цель изучения дисциплины

Дисциплина читается в соответствии с квалификационной характеристикой специалиста данного профиля. Курс формирует инженерный уровень специалиста и имеет целью дать студентам систему знаний:

– о факторах, формирующих энергетические, экономические, эксплуатационные, экологические и другие показатели двигателя, а также о характеристиках автомобилей и тракторов, во многом определяющих технические и производственные показатели работы подвижного состава автотранспорта;

– о факторах, определяющих надежность, долговечность и безотказность, массогабаритные и производственные показатели автомобилей и тракторов, а также о технологических свойствах автомобилей и тракторов.

2 Лабораторная работа № 1. Общее устройство автомобилей и тракторов, обозначения. Анализ компоновочных схем

Трактор – колесная или гусеничная самоходная машина, предназначенная для выполнения различных работ с применением прицепных, навесных, полунавесных и стационарных машин-орудий, с которыми она образует машинно-тракторный агрегат (МТА).

Тракторы классифицируют по ряду признаков.

1 По области применения – сельскохозяйственные, промышленные, лесоспромышленные, лесохозяйственные.

2 По назначению и специализации – следующие типы.

Сельскохозяйственные тракторы. Общего назначения – энергоемкие работы в сельскохозяйственном производстве (пахота, культивация, посев и др.), исключая обработку пропашных культур и их уборку.

Универсальные – работы общего назначения, а также работы по возделыванию и уборке пропашных культур.

Универсально-пропашные – посев, уход и уборка пропашных культур, ограниченное использование на первичной обработке почвы.

Специализированные по видам культур и производственных условий – хлопководческие, виноградниковые, свекловодческие, рисоводческие, чаеводческие, табаководческие, хмелеводческие, семеноводческие, садоводческие, овощеводческие, тепличные, животноводческие, горные, малогабаритные и мотоблоки.

Самоходные шасси – особый тип универсально-пропашного трактора с передней рамой для навески машин и орудий.

Промышленные тракторы. Общего назначения – землеройные работы в агрегате с бульдозером и рыхлителем.

Болотоходные – землеройные и мелиоративные работы на грунтах с низкой несущей способностью.

Специализированные по видам работ и производственных условий:
погрузочные, землеройные и землеройно-транспортные работы.

Лесопромышленные тракторы. Трелевочные – заготовка, сбор и транспортирование леса в полупогруженном состоянии.

Болотоходные – лесозаготовка на грунтах с низкой несущей способностью.

Лесохозяйственные тракторы. Общего назначения – лесовосстановительные работы, трелевка древесины при рубках ухода.

3 По типу ходовой системы – колесные и гусеничные.

Колесные подразделяются по «колесной формуле», отражающей общее число колес, число ведущих колес и их размеры.

4 По типу компоновки тракторы подразделяют на тракторы традиционной (классической) и нетрадиционной компоновки.

5 По номинальному тяговому усилию сельскохозяйственные и лесохозяйственные тракторы делят на десять тяговых классов, а промышленные и лесопромышленные – на восемь.

Назначение и классификация автомобилей.

Автомобиль – это самодвижущийся экипаж, предназначенный для перевозки по безрельсовому пути пассажиров, различных грузов или специального оборудования, а также для буксирования прицепов.

Автомобильный подвижной состав подразделяют на *пассажирский, грузовой и специальный*.

Общая компоновка тракторов и автомобилей.

Компоновка трактора или автомобиля – относительное размещение основных агрегатов и рабочего оборудования, отвечающее их функциональному назначению и позволяющее использовать трактор или автомобиль с наибольшей эффективностью.

Компоновка сельскохозяйственных тракторов подразделяется на традиционную и нетрадиционную.

Универсально-пропашные и универсальные колесные тракторы имеют наиболее распространенную *традиционную компоновку* с передним расположением двигателя, последовательным рядным расположением агрегатов трансмиссии, задним расположением кабины, управляемыми передними колесами с диаметром значительно меньше диаметра задних. Трансмиссию (сцепление, КП и задний мост) выполняют в одном блоке и жестко соединяют с двигателем. При такой компоновке до 70...75 % массы трактора в статическом положении приходится на задние ведущие колеса, которые обеспечивают тяговое усилие трактора, передние ведущие колеса (если их привод предусмотрен конструкцией) выполняют вспомогательную роль при работе на влажной рыхлой почве.

Компоновка промышленных тракторов отличается большим разнообразием и определяется назначением и условиями работы машины.

Традиционная компоновка гусеничного промышленного трактора общего назначения характеризуется передним расположением двигателя, средним – кабины и задним – агрегатов заднего моста. Все сборочные блоки установлены на раме или полураме, к передней части которой крепят ось шарнира балансирной балки или рессоры, концами опирающейся на рамы гусеничных тележек. Тракторы с такой компоновкой оснащены защитными каркасами (устройствами,

защищающими тракториста соответственно при опрокидывании трактора и от падающих предметов) или кабинами с защитными каркасами.

Гусеничные лесопромышленные (трелевочные) тракторы, получившие широкое распространение, имеют ряд компоновочных особенностей. Переднее расположение кабины обусловлено требованием передней обзорности, необходимостью иметь площадку для установки различного технологического оборудования и размещения перемещаемой пачки хлыстов за кабиной. Ходовая система с катками большого диаметра в сочетании с рычажно-балансирной подвеской, увеличенным дорожным просветом, высоко приподнятыми передними направляющими и задними ведущими колесами обеспечивает возможность преодоления препятствий при движении по лесному бездорожью. Нижняя часть рамы закрыта днищем, предотвращающим проникновение к двигателю и другим агрегатам трактора сучьев, порубочных остатков и других предметов. Наличие технологической площадки сзади и сбоку кабины позволяет осуществлять протяжку деревьев при обрезке сучьев.

Компоновочные схемы легковых автомобилей весьма разнообразны. Классической называют такую компоновочную схему, при которой двигатель расположен в передней части автомобиля, а ведущие колеса – задние. Здесь крутящий момент от двигателя к ведущим задним колесам передается последовательно через сцепление, КП, карданную и главную передачи. При такой компоновочной схеме масса автомобиля распределяется по осям равномерно, что благотворно влияет на устойчивость, управляемость, проходимость автомобиля и долговечность шин. Данная схема имеет широкое распространение, особенно на автомобилях большого и высшего классов.

Компоновочные схемы грузовых автомобилей, наряду с колесной формулой и типом привода, принято различать по расположению двигателя и кабины. Поскольку двигатель на большинстве грузовых автомобилей установлен в передней части остова, различают три компоновочные схемы: капотную, полупотную и бескапотную (кабина над двигателем).

Компоновочные схемы автобусов зависят от взаимного расположения двигателя и трансмиссии. Основными являются следующие схемы: двигатель расположен в передней части кузова, под полом в пределах продольной базы, сзади продольно и со смещением относительно продольной оси.

Содержание отчета

Для выбранного автомобиля описать компоновочную схему. Проанализировать ее достоинства и недостатки.



Контрольные вопросы

- 1 Каково назначение тракторов и автомобилей?
- 2 Из каких основных частей состоят трактор и автомобиль?
- 3 Какие признаки положены в основу классификации тракторов и автомобилей?
- 4 Что такое колесная формула и в чем состоит разница в обозначениях колесной формулы для трактора и автомобиля?
- 5 Как строится система индексации автомобилей, прицепов и полуприцепов?
- 6 Какие классификационные признаки используются при составлении типажа тракторов и автомобилей?
- 7 Перечислите возможные компоновочные схемы.

3 Лабораторная работа № 2. Общее устройство двигателя и агрегатов трансмиссии автомобилей и тракторов

Двигатель – источник механической энергии, приводящий автомобиль в движение.

Состоит из:

- 1) кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Воспринимает давления расширяющихся газов и преобразует поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала;
- 2) газораспределительного механизма (ГРМ). Обеспечивает своевременную подачу в цилиндры двигателя горючей смеси (воздуха) и выпуск отработавших газов;
- 3) системы питания. Служит для подачи в цилиндры двигателя топлива (дизели) или приготовления и подачи топливовоздушной смеси (бензиновые ДВС);
- 4) системы смазки. Служит для подвода масла к трущимся поверхностям для уменьшения трения, частичного охлаждения и удаления продуктов износа;
- 5) системы охлаждения. Служит для поддержания оптимального температурного режима двигателя;
- 6) системы зажигания (только у бензиновых и газовых ДВС). Обеспечивает воспламенение рабочей смеси;
- 7) системы пуска. Обеспечивает вращение коленчатого вала двигателя при его пуске.

Трансмиссия служит для передачи крутящего момента двигателя на ведущие колеса трактора или автомобиля и к зависимым валам отбора мощности (ВОМ) трактора, его изменения, изменения направления и частоты вращения ведущих колес, для плавного трогания с места и остановки трактора или автомобиля.

Сцепление служит для кратковременного разъединения вала двигателя и первичного вала КП, что необходимо для безударного переключения передач, кратковременных остановок трактора или автомобиля, плавного трогания его с места, а также для управления зависимым ВОМ трактора.

Коробка передач служит для изменения передаточного числа трансмиссии



с целью изменения скорости движения и развиваемого трактором или автомобилем тягового усилия, осуществления движения задним ходом, для выполнения трактором стационарных работ и отсоединения трансмиссии от работающего двигателя при длительных остановках.

Центральная (главная) передача служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии, а также у большинства тракторов и автомобилей – для передачи крутящего момента на валы, расположенные в их поперечной плоскости. Она выполняется обычно конической или цилиндрической зубчатой парой постоянного зацепления.

Конечная (колесная) передача служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии, а в некоторых случаях – для обеспечения необходимого дорожного просвета трактора. Она состоит обычно из пары зубчатых колес постоянного зацепления или планетарного ряда.

Содержание отчета

Для выбранного автомобиля или трактора описать устройство двигателя и агрегатов трансмиссии.

Контрольные вопросы

- 1 Какие типы трансмиссий применяют на тракторах и автомобилях?
- 2 Из каких элементов состоит трансмиссия трактора и автомобиля?
- 3 Какие составляющие определяют передаточное число трансмиссии колесного трактора и автомобиля и гусеничного трактора?
- 4 Как определяется крутящий момент, подводимый к ведущим колесам трактора и автомобиля?
- 5 Каким образом учитываются потери мощности в трансмиссии?

4 Лабораторная работа № 3. Снятие внешней скоростной характеристики бензинового двигателя на стенде

Скоростные характеристики снимаются для оценки мощностных показателей работы двигателя, определяющих тяговые и динамические качества автомобиля.

Скоростной характеристикой карбюраторного двигателя называется зависимость эффективной мощности N_e , эффективного крутящего момента M_e , эффективного удельного расхода топлива g_e и часового расхода топлива G_T , а также других показателей работы двигателя от угловой скорости коленчатого вала ω при постоянном положении дроссельной заслонки карбюратора.

Скоростная характеристика, получаемая при полном открытии дроссельной заслонки, называется внешней скоростной характеристикой. Характеристика, получаемая при любом другом положении дросселя, – частичной.

При снятии скоростной характеристики двигатель должен быть укомплектован всеми агрегатами, необходимыми для его работы в условиях эксплуата-



ции, за исключением глушителя шума системы выпуска и оборудования, предназначенного для обслуживания шасси. Испытания должны проводиться с соблюдением регулировок предприятия-изготовителя, указанных в техническом паспорте.

Запуск двигателя. При подготовке к запуску проверяют:

- крепление агрегатов и датчиков на двигателе;
- наличие и уровень масла в картере двигателя;
- наличие топлива в баке;
- отсутствие подтекания масла, топлива и воды;
- состояние приборов пульта управления.

Непосредственно перед запуском открывают краны топливной системы для питания двигателя и кран для подачи воды в систему охлаждения.

После запуска двигатель прогревается на малой нагрузке до установившегося теплового режима.

Проведение эксперимента. После прогрева двигателя приступают к проведению эксперимента. Для этого постепенно приоткрывают дроссельную заслонку и одновременно увеличивают момент сопротивления тормоза изменением сопротивления в цепи его якоря. Действие производится до полного открытия дроссельной заслонки и получения минимальной устойчивой угловой скорости ω_{\min} . Это первая точка характеристики. Работой двигателя на режиме ω_{\min} добиваются его тепловой стабилизации. Затем трехходовой кран переключают на положение «замер» и по команде руководителя проводят измерение контролируемых параметров (первый замер). Затем трехходовой кран переключают в положение «залив» и наполняют взвешиваемую емкость топливом. После этого переключают кран в положение «двигатель». Далее, изменяя регулировку, уменьшают тормозной момент балансирной машины при неизменном положении дроссельной заслонки, устанавливая следующий скоростной режим двигателя. После стабилизации теплового режима и переключения топливной системы на питание от взвешиваемой емкости проводят замеры параметров работы двигателя на второй точке характеристики. Изменяя таким образом тормозной момент, выводят двигатель на режим 1.1ω .

Для построения скоростной характеристики двигателя число скоростных режимов, при которых проводятся измерения, должно быть не менее десяти. Обычно скоростные режимы устанавливают кратными 1000 1/с .

При каждом замере записываются следующие параметры работы двигателя:

- угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, $1/\text{с}$;
- показание весов тормоза, кг;
- показание микроманометра мм;
- время расхода топлива из взвешиваемой ёмкости;
- расход воздуха, м^3 ;
- расход топлива, кг;
- температура масла в картере двигателя, $^{\circ}\text{C}$;
- температура отработанных газов, $^{\circ}\text{C}$.

Кроме того, в лаборатории измеряются :



- барометрическое давление, мм рт. ст.;
- температура воздуха, °С;
- относительная влажность воздуха, %.

Производя замеры на всех исследуемых режимах, необходимо снизить частоту вращения прикрытием дроссельной заслонки, снять нагрузку выключением балансирной машины и, выключив зажигание, остановить двигатель.

Измерение механических потерь. При работе двигателя часть индикаторной мощности, развиваемой газами в цилиндре, затрачивается на механические (внутренние) потери.

Содержание отчета

Привести снятие, расчет и построение внешней скоростной характеристики бензинового двигателя ВАЗ-2103 (лаборатория ДВС). Проанализировать характерные точки внешней скоростной характеристики.

5 Лабораторная работа № 4. Снятие внешней скоростной характеристики дизельного двигателя на стенде

Краткие теоретические сведения.

Внешнюю скоростную характеристику дизеля получают путем испытания при различных угловых скоростях, но в зависимости от установки рейки топливного насоса могут быть получены три несколько различающиеся между собой характеристики.

Ход выполнения работы.

1 Запустить и прогреть двигатель.

2 Постепенно увеличивая подачу топлива до полной подачи, загрузить двигатель до минимально-устойчивой угловой скорости (пока двигатель не начнет работать с перебоями).

3 При установившемся тепловом режиме произвести замеры угловой скорости вращения коленвала двигателя, температуры масла и воздуха для первой точки опыта.

4 Путем уменьшения нагрузки двигателя повысить угловую скорость вала на 1000 об/мин и произвести замеры показаний.

Пункт 4 повторить до тех пор, пока не наступит перегиб в кривой мощности.

Содержание отчета

Привести снятие, расчет и построение внешней скоростной характеристики дизельного двигателя Д-21А (лаборатория ДВС). Проанализировать характерные точки внешней скоростной характеристики.



6 Лабораторная работа № 5. Рулевое управление автомобиля и трактора. Построение зависимости углов поворота колес управляемой оси автомобиля

Рулевое управление состоит из рулевого механизма, привода и усилителя руля.

Проектирование рулевого управления автомобиля производится в следующей последовательности:

- кинематический расчет рулевого привода;
- прочностной расчет деталей рулевого механизма.

В свою очередь кинематический расчет рулевого привода выполняется в два этапа:

- 1) находят размеры рулевой трапеции и передаточные числа рычажной системы привода для какого-нибудь одного положения управляемых колес;
- 2) производят проверочный расчет для разных положений управляемых колес. При этом устанавливается возможное боковое скольжение колес на разных радиусах поворота автомобиля.

При проектировании рулевой трапеции автомобиля с одной передней управляемой осью по графику находят отношение B/L , которое известно из технического задания. Из выбранного отношения m/n находят величину x . Средняя величина $x = 0,7 \dots 0,8$. Угол наклона рычагов рулевой трапеции определяют по формуле

$$\varphi = \operatorname{arcctg} \frac{B}{2L}.$$

Затем находят величину n из отношения

$$n = \frac{B}{1 + 2 \frac{m}{n} \cos \varphi}.$$

Графическим методом определяют положение центра поворота автомобиля для разных радиусов поворота.

Из теории поворота имеем выражения теоретического радиуса поворота R_T и продольной координаты положения центра поворота

$$R_T = \frac{B \sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)} + b;$$

$$L^I = (R_T - b) \sin \alpha.$$



Условием поворота автомобиля без бокового скольжения неуправляемых колес является

$$L^1 = L.$$

Введем обозначение

$$L^1/L = \chi.$$

Получим

$$\lambda = \frac{\sin\alpha \sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)} \frac{B}{L}.$$

Чем ближе λ к единице, тем меньше боковое скольжение автомобиля.

Содержание отчета

Произвести расчет рулевого управления выбранного автомобиля или трактора. Построить схему поворота выбранного автомобиля или трактора. Построить зависимость углов поворота колес управляемой оси автомобиля или трактора.

7 Лабораторная работа № 6. Трансмиссия автомобиля и трактора. Тяговый расчет трактора

В процессе движения автомобиля нагрузка на двигатель существенно изменяется. Она зависит от скорости и ускорения автомобиля, количества пассажиров и массы перевозимого груза, качества дорожного покрытия и других факторов. Трактор в процессе эксплуатации агрегируется с большим комплексом машин-орудий, имеющих широкий диапазон тяговых сопротивлений и требуемых скоростей. При этом желательно, чтобы двигатель трактора и автомобиля работал в оптимальном режиме загрузки, когда работа машины наиболее производительна и экономична. Кроме того, трактор и автомобиль должны иметь возможность двигаться задним ходом и длительное время стоять на месте при работающем двигателе.

При использовании на тракторе и автомобиле в качестве источника энергии двигателя внутреннего сгорания данные требования можно обеспечить только при условии, что конструкцией предусмотрена возможность изменения передаточных чисел трансмиссии. Для этой цели в ступенчатых трансмиссиях тракторов и автомобилей применяются такие агрегаты, как коробка передач (КП), у тракторов дополнительно – увеличитель крутящего момента (УКМ) и ходоуменьшитель, у автомобилей – делитель (мультипликатор) или демультипликатор, которые являются агрегатами составной КП.

Основная роль в изменении передаточных чисел отводится КП. Водитель



выбирает нужную передачу в КП, желая получить необходимую скорость передвижения или нужный уровень загрузки двигателя. Если конструкция КП позволяет переключать передачи «на ходу», т. е. без остановки машины, то особых проблем с выбором передачи не возникает. Однако на некоторых тракторах применяют еще КП, допускающие включение передачи только при остановке трактора. Это создает определенные трудности и неудобства в случаях, когда условия движения требуют, например, временного увеличения крутящего момента на колесах (при преодолении подъемов, участков с большим сопротивлением движению, при временном возрастании крюковой нагрузки, при повороте и т.д.) или уменьшения скорости движения для совершения маневра. Водителю приходится сначала переходить на пониженную передачу, а затем опять возвращаться на основную, каждый раз предварительно останавливаясь и разгоняясь с места.

Для решения подобных проблем и предназначен УКМ – устройство (дополнительная КП), позволяющее изменить передаточное число трансмиссии во время движения МТА.

Некоторые технологии сельскохозяйственного, промышленного и другого производства требуют пониженных скоростей движения МТА. Так, требуемые скорости рассадопосадочных машин и разбрасывателей удобрений лежат в пределах 0,1...0,7 км/ч, дождевальных установок, машин для уборки овощей – 0,65...1,5 км/ч, роторных канавокопателей – 0,1...0,2 км/ч. Для реализации подобных скоростей в трансмиссию трактора часто устанавливают дополнительный агрегат – ходоуменьшитель (дополнительная КП), позволяющий получать большие передаточные числа.

У автомобилей большой грузоподъемности и у автомобилей-тягачей, постоянно работающих с прицепом или полуприцепом, часто применяют составную КП, включающую в себя основную КП и дополнительную – делитель (мультипликатор) или демумльтипликатор.

Делителем (мультипликатором) называют повышающую дополнительную КП, располагаемую обычно перед основной КП и имеющую две передачи – прямую с передаточным числом $u_k = 1$ и повышающую с передаточным числом $u_k < 1$. Делитель уменьшает разрыв между передаточными числами соседних передач и на 20...25 % увеличивает диапазон изменения передаточных чисел в составной КП.

Демумльтипликатором называют понижающую дополнительную КП, располагаемую обычно за основной КП и имеющую две или три передачи – прямую с $u_k = 1$ и понижающие с $u_k > 1$. Демумultiпликатор увеличивает в 2,3 раза передаточные числа составной КП, значительно расширяя диапазон изменения передаточных чисел.

У колесных тракторов и автомобилей со всеми ведущими колесами в состав трансмиссии входит раздаточная коробка. Это устройство, которое позволяет передавать мощность от КП к ведущим мостам.



Содержание отчета

Описать трансмиссию выбранного автомобиля или трактора.

Контрольные вопросы

- 1 Каково назначение КП? Их классификация.
- 2 Что представляют собой ступенчатые КП?
- 3 Каково назначение дополнительных КП у трактора и автомобиля?
- 4 Перечислите способы переключения передач. При каком способе проще обеспечить автоматизацию переключения передач?
- 5 Назначение механизма управления КП.
- 6 Что такое гидромеханическая передача и с какой целью ее применяют в трансмиссии трактора и автомобиля?
- 7 На каких типах тракторов и автомобилей и с какой целью применяют раздаточные коробки?
- 8 Устройство и работа механизма блокировки дифференциала в раздаточной коробке.

8 Лабораторная работа № 7. Сцепление. Системы автоматического управления сцеплением. Расчет сцепления

Крутящий момент, развиваемый двигателем, к ведущим колесам передают сцепление, коробка передач, карданная передача, главная передача, дифференциал и полуоси.

Сцепление позволяет разъединять двигатель и трансмиссию при переключении передач и торможении и плавно соединять их между собой при трогании автомобиля с места. Сцепление устанавливают на маховик коленчатого вала двигателя.

Для того чтобы обеспечить надежную передачу крутящего момента двигателя и долговечность сцепления, момент трения проектируемого сцепления M_C должен быть больше максимального крутящего момента двигателя $M_{D \max}$:

$$M_C = \beta \cdot M_{D \max},$$

где β – коэффициент запаса сцепления, принимаемый для легковых автомобилей $\beta = 1,3 \dots 1,8$, для грузовых – $\beta = 1,6 \dots 3,0$.

Выделим на текущем радиусе ρ кольцевой поверхности трения элементарную площадку dF толщиной $d\rho$ с центральным углом $d\varphi$. На эту площадку будут действовать нормальная сила dN и сила трения dT :

$$\begin{aligned} dF &= \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho; \\ dN &= p \cdot dF = p \cdot \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho; \\ dT &= \mu \cdot dN = \mu \cdot p \cdot \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho, \end{aligned}$$



где μ – коэффициент трения, $\mu = 0,2 \dots 0,5$;

p – удельное давление;

φ – текущий центральный угол.

Момент трения, создаваемый на элементарной площадке,

$$dM = \rho \cdot dT = \mu \cdot p \cdot \rho^2 \cdot d\varphi \cdot d\rho.$$

Опыт эксплуатации показывает, что во время буксования сцепления происходит равномерное изнашивание фрикционных накладок, и, следовательно, можно считать, что произведение удельного давления p и скорости скольжения V есть величина постоянная. Так как линейная скорость пропорциональна радиусу, то имеет место условие

$$p \cdot \rho = \text{const};$$

$$N = p \cdot \rho \cdot \int_r^R \int_0^{2\pi} d\varphi \cdot d\rho = 2\pi \cdot p \cdot \rho \cdot (R - r),$$

где R , r – наружный и внутренний радиусы кольцевых поверхностей трения соответственно.

Момент трения сцепления

$$M = \mu \cdot p \cdot \rho \cdot \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho = \mu \cdot p \cdot \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2).$$

С учетом формулы момент трения, развиваемый по всей поверхности трения,

$$M = \mu \cdot N \cdot i \cdot \frac{R+r}{2} = \mu \cdot N \cdot i \cdot R_{CP},$$

где N – сила сжатия дисков;

R_{CP} – средний радиус трения;

i – число пар поверхностей трения.

Для однодискового сцепления $i = 2$, для двухдискового – $i = 4$.

Сила N сжатия фрикционных дисков, требуемая для передачи сцеплением необходимого крутящего момента,

$$N = \frac{2M_C}{\mu \cdot (R+r) \cdot i} = \frac{M_C}{\mu \cdot R_{CP} \cdot i}.$$

Число пар поверхностей трения определяется с учетом допустимого удельного давления из равенства



$$i = \frac{M_C}{\mu \cdot p \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot R_{CP}},$$

где p – удельное давление на среднем радиусе трения, которое можно определить из равенства. Допустимое значение удельного давления зависит от материала дисков сцепления.

Ход выключения нажимного диска

$$\Delta = i \cdot S,$$

где S – зазор между соседними дисками при выключенном сцеплении. В однодисковом сцеплении $S = 1$ мм, в двухдисковом – $S = 0,5$ мм.

Расчет сцепления на работу буксования. Экспериментально установлено, что при повышении температуры с 20 до 100 °С износ некоторых накладок увеличивается примерно вдвое.

Момент инерции J_B определяется из равенства кинетической энергии поступательно движущегося автомобиля и вращающегося условного маховика

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = \frac{J_B \cdot \omega_B^2}{2},$$

где m – масса автомобиля;

V – скорость автомобиля.

Угловая скорость ведомых деталей сцепления

$$\omega_B = \frac{V \cdot I}{R_K},$$

где R_K – радиус качения колеса;

I – передаточное число от места установки условного маховика до колеса.

Момент инерции условного маховика, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля,

$$J_B = \frac{m \cdot R_K^2}{I^2}.$$

Для учета вращающихся масс трансмиссии и ходовой части введем коэффициент учета вращающихся масс δ . Тогда



$$J_B = \frac{m \cdot R_K^2}{I^2} \cdot \delta = \frac{G \cdot R_K^2}{g \cdot I^2} \cdot \delta,$$

где G – вес автомобиля;

g – ускорение свободного падения.

Коэффициент учета вращающихся масс на первой передаче равен 1,05...1,1.

Момент сопротивления движению, приведенный к ведомым деталям сцепления,

$$M_B = \frac{f_C \cdot G \cdot R_K}{I_{TP} \cdot \eta} = \frac{f_C \cdot m \cdot g \cdot R_K}{I_{TP} \cdot \eta},$$

где f_C – коэффициент суммарного сопротивления движению автомобиля, $f_C = 0,1$;

I_{TP} – передаточное число трансмиссии;

η – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Текущее значение трения сцепления

$$M_J = k \cdot t,$$

где M_J – текущее значение трения сцепления;

k – коэффициент пропорциональности.

Работа буксования сцепления L за время t_1 первого периода

$$L_1 = \int_0^{t_1} M_J \cdot (\omega_D - \omega_B) \cdot dt = k \cdot \omega_0 \cdot \int_0^{t_1} t \cdot dt = \frac{k \cdot \omega_0 \cdot t_1^2}{2}.$$

Учитывая $t = t_1$, формула примет вид:

$$M_B = k \cdot t_1, \quad L_1 = \frac{M_B \cdot \omega_0 \cdot t_1}{2}.$$

Время t_1 буксования первого периода определится с учетом принятых допущений:

$$t_1 = \frac{M_B \cdot t_2}{M_C - M_B} = \frac{t_2}{M_C/M_B - 1}.$$



Рассматривая моменты, действующие на ведущую и ведомую части схемы, делаем следующее заключение:

$$M_D + J_D \cdot \frac{d\omega_D}{dt} = M_C \text{ и } M_B + J_B \cdot \frac{d\omega_B}{dt} = M_C.$$

Угловое замедление коленчатого вала двигателя получаем из

$$\varepsilon_D = \frac{d\omega_D}{dt} = \frac{M_C - M_D}{J_D}.$$

Угловое ускорение первичного вала коробки передач

$$\varepsilon_B = \frac{d\omega_B}{dt} = \frac{M_C - M_B}{J_B}.$$

Исходя из принятых допущений для второго периода

$$M_J = M_B + k \cdot t, \quad \omega_D = \omega_0 - \varepsilon_D \cdot t \text{ и } \omega_B = \varepsilon_B \cdot t.$$

В конце буксования угловые скорости выравниваются:

$$\omega_D = \omega_0 - \varepsilon_D \cdot t_2 = \omega_K \text{ и } \omega_B = \varepsilon_B \cdot t_2 = \omega_K.$$

Следовательно, время t_2 второго периода буксования

$$t_2 = \frac{\omega_0}{\varepsilon_D + \varepsilon_B} = \frac{\omega_0}{\frac{M_C - M_D}{J_D} + \frac{M_C - M_B}{J_B}}.$$

Работа буксования L_2 за время t_2 второго периода

$$L_2 = \int_0^{t_2} M_J \cdot (\omega_D - \omega_B) \cdot dt = \int_0^{t_2} (M_B + k \cdot t) \cdot [\omega_0 - (\varepsilon_D + \varepsilon_B) \cdot t] \cdot dt.$$

Интегрируя и учитывая предыдущие равенства, получим

$$L_2 = \frac{M_B \cdot \omega_0 \cdot t_2}{2} \cdot \left(1 + \frac{t_2}{3t_1} \right).$$



Работа за весь период буксования

$$L = L_1 + L_2 = \frac{M_B \cdot \omega_0}{2} \cdot \left(t_1 + t_2 + \frac{t_2^2}{3t_1} \right) = \frac{M_B \cdot \omega_0}{2} \cdot \left(t_B + \frac{t_2^2}{3t_1} \right),$$

где t_B – время буксования, $t_B = t_1 + t_2$.

Формула, полученная на основе расчетной схемы, наиболее близкой к действительности, позволяет однозначно определить работу буксования сцепления.

Удельная работа буксования

$$L_{уд} = L/F,$$

где F – суммарная площадь поверхностей трения.

Допускаемое значение удельной работы буксования $[L_{уд}] \leq 100$ Дж/м.

Расчет сцепления на нагрев.

Количество теплоты Q , необходимое для нагревания массы m_B вещества с удельной теплоемкостью C от t_1 до t_2 , °С, выражается формулой

$$Q = m_B \cdot C \cdot (t_2 - t_1).$$

Пренебрегая теплоотдачей в окружающую среду, можно считать, что вся работа буксования превращается в тепло. Тогда прирост температуры рассчитываемого диска сцепления.

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{\gamma \cdot L}{m_D \cdot C_D},$$

где γ – доля тепла, приходящаяся на рассчитываемый диск (в однодисковом сцеплении маховик и нажимной диск воспринимают по $0,5L$, в двухдисковом – маховик и нажимной диск по $0,25L$, средний диск – $0,5L$);

m_D – масса нагреваемого диска;

C_D – теплоемкость диска; $C_D = 0,5 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С) (для чугуна), $C_D = 0,46 \cdot 10^3$ Дж/(кг·°С) (для стали).

Допустимый нагрев диска за одно включение $[\Delta t] \leq 20$ °С.

Содержание отчета

Для выбранного автомобиля или трактора привести расчет сцепления. Описать систему автоматического управления сцеплением.



9 Лабораторная работа № 8. Коробки передач. Расчет коробки передач: диапазон передаточных чисел, число передач, плотность передаточных чисел, определение КПД

При расчете коробки передач выполняется следующее:

- определение передаточных чисел;
- расчет деталей коробки передач на прочность.

Передаточное число первой передачи, необходимое по условию преодоления максимального дорожного сопротивления, определяется выражением

$$u_{1\psi} = \frac{M \cdot g \cdot \psi_{\max} \cdot r_{\kappa}}{M_{\max} \cdot u_0 \cdot \eta \cdot 10^3},$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент, развиваемый двигателем, Н·м ;

ψ_{\max} – максимальный коэффициент дорожного сопротивления, лежащий в

пределах $\psi_{\max} = 0,02 \dots 0,4$.

Передаточное число первой передачи, определяемое из условия отсутствия буксования ведущих колес, можно найти по формуле

$$u_{1\varphi} = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_{\kappa} \cdot m_i}{M_{\max} \cdot u_0 \cdot \eta \cdot 10^3},$$

где G_{φ} – сцепной вес автомобиля, Н;

φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления с дорогой. Для асфальтобе-

тонного покрытия $\varphi_{\max} = 0,7 \dots 0,8$;

m_i – коэффициент перераспределения реакций.

Передаточное число первой передачи, определенное из условия обеспечения минимальной устойчивой скорости, можно найти как

$$u_{1v} = \frac{\omega_{\min} \cdot r_{\kappa}}{u_0 \cdot v_{\min}},$$

где ω_{\min} – минимальная устойчивая угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с ;

v_{\min} – минимальная устойчивая скорость движения автомобиля,

$v_{\min} = 1,0 \dots 1,4$ м/с.



Передаточные числа остальных передач определяются выражением

$$u_i = \sqrt[n-1]{u_1^{n-i}}.$$

Содержание отчета

Для выбранного автомобиля или трактора выполнить расчет.

10 Лабораторная работа № 9. Автоматические коробки передач. Электронное управление коробкой передач. Бесступенчатые коробки передач. Системы активного распределения крутящего момента

Применение гидромеханической передачи на автомобиле позволяет получить следующие преимущества.

1 Обеспечение автоматизации переключения передач и отсутствие необходимости иметь педаль сцепления.

2 Повышение проходимости автомобиля в условиях бездорожья за счет отсутствия разрыва потока мощности при переключении передач.

3 Повышение долговечности двигателя и агрегатов трансмиссии за счет способности гидротрансформатора снижать динамические нагрузки.

В то же время как недостаток необходимо отметить потерю мощности и повышение расхода топлива за счет более низкого КПД ГМП по сравнению с автомобилем, имеющим механическую коробку передач.

Гидромеханическая коробка передач состоит из гидротрансформатора и механической коробки передач. На легковых автомобилях наибольшее распространение получили гидромеханические коробки с планетарными механическими коробками. Их преимущества: компактность конструкции, меньшая металлоемкость и шумность, большой срок службы. К недостаткам относятся сложность, высокая стоимость, пониженный КПД. Переключение передач в этих коробках производится при помощи фрикционных муфт и ленточных тормозных механизмов. При этом при включении одной передачи часть фрикционных муфт и ленточных тормозных механизмов пробуксовывает, что также снижает их КПД.

Характерной особенностью гидротрансформатора является увеличение крутящего момента при его передаче от двигателя к первичному валу коробки передач. Наибольшее увеличение крутящего момента на турбинном колесе гидротрансформатора получается при трогании автомобиля с места, при этом коэффициент трансформации может составлять до 2,4. В этом случае реактор неподвижен, так как заторможен муфтой свободного хода. По мере разгона автомобиля увеличивается скорость вращения насосного и турбинного колес. При этом муфта свободного хода расклинивается и реактор начинает вращаться с увеличивающейся скоростью, оказывая все меньшее влияние на передаваем-

мый крутящий момент. После достижения реактором максимальной скорости вращения гидротрансформатор перестает изменять крутящий момент и переходит на режим работы гидромукфы. Таким образом, происходит плавный разгон автомобиля и бесступенчатое изменение крутящего момента.

Гидротрансформатор автоматически устанавливает необходимое передаточное число между коленчатым валом двигателя и ведущими колесами автомобиля. Это обеспечивается следующим образом: с уменьшением скорости вращения ведущих колес автомобиля при возрастании сопротивления движению возрастает динамический напор жидкости от насоса на турбину, что приводит к росту крутящего момента на турбине, следовательно, на ведущих колесах автомобиля.

КПД гидротрансформатора определяет экономичность его работы. Максимальное значение КПД гидротрансформатора может быть от 0,85 до 0,97, но обычно находится в диапазоне от 0,7 до 0,8. В комплексном гидротрансформаторе на режиме гидромукфы можно получить максимальное значение КПД до 0,97.

В настоящее время автоматические коробки передач имеют электронное управление, что позволяет гораздо точнее выдерживать заданные моменты переключения (с точностью до 1 % вместо прежних 6...8 %). Появились дополнительные возможности: по характеру изменения скорости при данной нагрузке на двигатель компьютер может вычислить массу автомобиля и ввести соответствующие поправки в алгоритм переключения. Электронное управление предоставило неограниченные возможности для самодиагностики, что позволило корректировать процессы управления в зависимости от многих параметров (от температуры и вязкости жидкости до степени износа фрикционных элементов).

Вариатор, или бесступенчатая коробка передач, представляет собой особый тип автоматической трансмиссии. Самым распространенным английским названием вариатора является аббревиатура CVT (Continuously Variable Transmission). Вариатор не имеет фиксированной первой, второй или пятой передачи. Переключение происходит очень плавно и совершенно незаметно. Суть работы вариатора состоит в том, что передаточное число он изменяет непрерывно, по мере того, как автомобиль разгоняется или замедляет ход.

Система автоматического управления обычно состоит из следующих подсистем:

- функционирования (гидравлические насосы, регуляторы давления);
- измерительная, собирающая информацию о параметрах управления;
- управляющая, вырабатывающая управляющие сигналы;
- исполнительная, осуществляющая управление переключением передач, работой двигателя;
- ручного управления;
- автоматических защит, предотвращающая возникновение опасных ситуаций.

Основными элементами электронной системы управления являются электронный блок и рычаг управления. В правом секторе рычаг может занимать четыре позиции:

P – режим парковки;



R – задний ход;

N – нейтральная передача;

D – движение в режиме автоматического переключения передач.

При положении рычага в позиции D программа обеспечивает различные алгоритмы переключения в соответствии с сопротивлением движения, нагрузкой, положением педали «газа», дорожной ситуацией. Алгоритмы управления соответствуют движению в различных условиях:

- движение с постоянной высокой скоростью;
- городской режим движения;
- горный режим движения;
- режим буксировки;
- движение на поворотах.

При перемещении рычага влево водитель переводит коробку передач в режим ручного переключения. Движением рычага вперед-назад – включение повышающей-понижающей передачи. Такое переключение передач принято называть секвентальным (последовательным). Электронный блок управления является адаптивным, он запоминает манеру вождения водителя и корректирует алгоритмы автоматического переключения передач.

Содержание отчета

Описать автоматическую коробку передач выбранного автомобиля. Описать способы электронного управления коробкой передач и систем активного распределения крутящего момента.

11 Лабораторная работа № 10. Главные передачи и дифференциалы

При расчете главной передачи следует:

- определить передаточное число главной передачи;
- найти силы, действующие в зацеплении шестерен.

Передаточное число. Для червячной главной передачи передаточное число

$$u_{\Gamma} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_0}{d_0 \cdot \operatorname{tg}\beta_{\Gamma}}$$

где Z_1 – число заходов червяка;

Z_2 – число зубьев червячной шестерни;

D_0, d_0 – начальные диаметры шестерни и червяка соответственно;

β_{Γ} – угол подъема винтовой линии червяка.

Передаточное число конической главной передачи



$$u_{ГК} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_0 \cdot \cos\beta_1}{m_H} / \frac{D_0 \cdot \cos\beta_2}{m_H} = \frac{D_0}{d_0},$$

где Z_1, Z_2 – число зубьев ведущей и ведомой шестерен соответственно;
 d_0, D_0 – начальные диаметры ведущей и ведомой шестерен соответственно;

β_1, β_2 – углы наклона зубьев ведущей и ведомой шестерен;
 m_H – нормальный модуль.

Углы наклона зубьев ведущей и ведомой шестерен конической главной передачи равны ($\beta_1 = \beta_2$) и составляют $30...40^\circ$. Минимальное число зубьев ведущей шестерни – 5 или 6. При этом чем меньше число зубьев, тем больше должен быть угол β наклона зубьев.

Для гипоидной главной передачи передаточное число

$$u_{ГГ} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_0 \cdot \cos\beta_2}{d_0 \cdot \cos\beta_1}.$$

В формуле углы наклона зубьев (углы спирали) $\beta_1 = 40...50^\circ$; $\beta_2 = 20...30^\circ$, а отношение косинусов этих углов

$$\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} = k = 1,2...1,5.$$

При этом большие значения указанного отношения – для главных передач легковых автомобилей, а меньшие – для грузовых.

Передаточное число гипоидной главной передачи можно также определить по выражению

$$u'_{ГГ} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{P_2 \cdot D_0}{P_1 \cdot d_0},$$

где M_1, M_2 – крутящие моменты на ведущей и ведомой шестернях соответственно;

P_1, P_2 – окружные силы на ведущей и ведомой шестернях.

В связи с тем, что нормальные силы P_n , действующие на зубья шестерен гипоидной передачи, равны, а углы спирали зубьев разные ($\beta_1 \neq \beta_2$), окружные силы соответственно

$$P_1 = P_n \cdot \cos\beta_1; \quad P_2 = P_n \cdot \cos\beta_2.$$

С учетом выражений для окружных сил передаточное число гипоидной главной передачи



$$u'_{ГГ} = \frac{P_n \cdot \cos\beta_2 \cdot D_0}{P_n \cdot \cos\beta_1 \cdot d_0} = \frac{k \cdot D_0}{d_0}.$$

Передаточные числа одинарных конических и гипоидных передач обычно выбираются в следующих пределах: 3,5...4,5 – для легковых автомобилей и 5...7 – для грузовых. Гипоидная передача имеет большую прочность, чем коническая, что обусловлено увеличением среднего диаметра ведущей шестерни.

При увеличении диаметра ведущей шестерни повышается и прочность ее зубьев, так как больше их шаг по нормали и толщина (примерно на 10...15 %). При этом, чем больше угол спирали зубьев, тем они длиннее и тем большее их число находится одновременно в зацеплении (примерно в 1,5 раза больше, чем в конической главной передаче). Все это приводит к уменьшению сил, действующих на зубья. Кроме того, гипоидные ведомые шестерни имеют в несколько раз большее сопротивление усталости, чем конические. Указанные достоинства позволяют изготавливать гипоидную передачу малогабаритной и применять ее вместо двойной главной передачи на грузовых автомобилях.

КПД гипоидной главной передачи рассчитывается по формуле

$$\eta_r = \frac{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\beta_2}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\beta_1},$$

где μ – коэффициент трения между зубьями, $\mu = 0,05...0,1$.

КПД гипоидной передачи несколько меньше, чем у конической, что связано с продольным скольжением зубьев со скоростью

$$v_c = \frac{v_c \cdot \sin(\beta_1 - \beta_2)}{\sin\beta_2},$$

где v_c – окружная скорость ведущей шестерни.

Однако наличие скольжения обеспечивает высокое сопротивление усталости шестерням гипоидной главной передачи.

Расчет дифференциала. При расчете конического дифференциала определяют его КПД, а также рассчитывают полуосевые шестерни, сателлиты и крестовину сателлитов на прочность.

Выбор КПД. Значение КПД дифференциала определяют по следующему выражению:

$$\eta_{ДФ} = 1 - N_{ТР} / N_D = 1 - \frac{M_{ТР}}{M_D} \cdot \frac{\omega_{ЗАБ} - \omega_{ОГ}}{\omega_D},$$

где $N_{ТР}$ – потери мощности на трение в дифференциале;

N_D – мощность на корпусе дифференциала;



$\omega_{ЗАБ}$, $\omega_{ОТ}$ – угловые скорости забегающей и отстающей полуосевых шестерен соответственно;

ω_D – угловая скорость корпуса дифференциала.

Шестерни и сателлиты. Расчет полуосевых шестерен и сателлитов дифференциала на прочность выполняют аналогично расчету на прочность шестерен главной передачи. При этом различается только определение окружной силы, действующей на зубья шестерен. При расчете считают, что окружная сила распределяется поровну между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Окружная сила, действующая на один сателлит,

$$P_C = \frac{M_{\max} \cdot \mu_{К1} \cdot \mu_G}{2r_1 \cdot n_C},$$

где r_1 – радиус приложения окружной силы;

n_C – число сателлитов (2 – для легковых автомобилей; 4 – для грузовых).

Напряжения изгиба в зубьях полуосевых шестерен и сателлитов

$$\sigma_{ИЗГ} = \frac{0,36P_C}{b \cdot m_H \cdot y},$$

где b – ширина шестерни;

y – коэффициент формы зуба.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{ИЗГ}] = 500 \dots 800$ МПа.

Материал шестерен и сателлитов – сталь 18ХГТ, 20ХНЗА, 24ХГМ.

Крестовина. У крестовины рассчитывают шипы под сателлитами и в местах крепления в корпусе дифференциала.

Шип крестовины под сателлитом рассчитывают на смятие и на срез. Напряжения смятия и среза соответственно

$$\sigma_{СМ} = \frac{P_C}{d \cdot l_1}; \tau_{СР} = \frac{4P_C}{\pi \cdot d^2},$$

где d – диаметр шипа;

l_1 – длина шипа под сателлитом.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{СМ}] = 50 \dots 60$ МПа.

Допускаемые напряжения среза $[\tau_{СР}] = 100 \dots 120$ МПа.

При расчете дифференциала по давлению торца сателлита на корпус дифференциала в месте контакта определяют напряжения смятия:



$$\sigma_{CM} = \frac{P_D}{d \cdot l_2},$$

где P_D – окружная сила, действующая на шип, $P_D = \frac{M_{\max} \cdot \mu_{K1} \cdot \mu_G}{r_2 \cdot n_C}$;

r_2 – радиус приложения окружной силы к шипу;

l_2 – длина заделки шипа в корпусе дифференциала.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{CM}] = 50 \dots 60$ МПа.

Ось сателлитов конического дифференциала легкового автомобиля рассчитывают по тем же формулам, что и крестовину сателлитов дифференциала грузового автомобиля. При этом материал оси сателлитов и допускаемые напряжения такие же, как у крестовины.

При расчете дифференциала по давлению торца сателлита на корпус дифференциала в месте контакта определяют напряжения смятия:

$$\sigma_{CM} = \frac{Q}{F_C},$$

где Q – осевая сила, действующая на сателлит, $Q = P_C \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$;

α – угол зацепления;

δ – половина угла начального конуса сателлита;

F_C – торцевая площадь сателлита, $F_C = \pi \cdot (d_1^2 - d^2) / 4$.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{CM}] = 10 \dots 20$ МПа.

Содержание отчета

Привести описание и расчёт главной передачи и дифференциала выбранного автомобиля или трактора.

12 Лабораторная работа № 11. Подвеска. Проверка работоспособности подвески и тормозных систем автомобиля на ЛКТ Sherpa Safeline PC-3.5

При расчете подвески на прочность определяются жесткость, прогибы и напряжения в упругих устройствах, которые испытывают наибольшие динамические нагрузки из всех устройств подвески во время движения автомобиля по неровной дороге.

Значения указанных параметров зависят от типа подвески, типа упругого устройства и нагрузки, действующей на упругое устройство.



Зависимая подвеска. Нагрузка P_P на листовую рессору зависит от нормальной реакции R_Z , равной нагрузке на колесо, и веса неподрессоренных масс $G_{H.M.}$:

$$P_P = R_Z - 0,5G_{H.M.}$$

В этом случае прогиб рессоры равен перемещению колеса относительно кузова автомобиля.

Симметричная рессора. Жесткость рессоры

$$c_P = \frac{P_P}{f_P} = \frac{E \cdot n_P \cdot b \cdot h^3}{4\delta \cdot l_P^3};$$

– прогиб рессоры

$$f_P = \frac{\delta \cdot l_P^3 \cdot P_P}{4E \cdot n_P \cdot b \cdot h^3};$$

– напряжения изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{1,5l_P \cdot P_P}{n_P \cdot b \cdot h^2},$$

где E – модуль упругости при растяжении;

n_P, l_P – соответственно число листов и длина рессоры;

h, b – соответственно толщина и ширина листа рессоры;

δ – коэффициент прогиба рессоры (меньшие значения – для рессор с двумя коренными листами), $\delta = 1,25 \dots 1,4$.

Рессора с подрессорником. Нагрузка на рессору к началу действия подрессорника

$$P_0 = c_P \cdot f_0;$$

нагрузка на рессору и подрессорник

$$P'_P = P_0 + (c_P + c'_П) \cdot (f'_P - f_0),$$

где f_0 – прогиб рессоры до включения подрессорника;

$c'_П$ – жесткость подрессорника;

f'_P – полный прогиб рессоры с подрессорником.



Напряжения изгиба рессоры

$$\sigma_{ИЗГ} = \frac{P_1 \cdot l_P}{2n_P \cdot W_P}.$$

Напряжения изгиба подрессорника

$$\sigma_{ИЗГ} = \frac{P_2 \cdot l_{II}}{2n_{II} \cdot W_{II}},$$

где W_P, W_{II} – моменты сопротивления рессоры и подрессорника.

Рессоры и подрессорники выполняются из рессорно-пружинной стали марок 55ГС, 50С2, 60С2.

Допускаемые напряжения изгиба при максимальном прогибе $[\sigma_{ИЗГ}] = 800 \dots 1000$ МПа.

Ограничители хода колес (буфера). В зависимых подвесках резиновые буфера ограничивают ход колес вверх, исключают жесткие удары неподрессоренных масс в несущую систему автомобиля и изменяют жесткость подвески. Эти буфера работают на сжатие, при расчете определяется их жесткость.

Жесткость буфера при одинарной рессоре

$$c_B = c_P \cdot \frac{f_{СТ}}{f_B} \cdot \left(k_D - \frac{f_D}{f_{СТ}} - 1 \right);$$

при рессоре с подрессорником

$$c'_B = (c_P + c'_{II}) \cdot \frac{f'_P}{f_B} \cdot \left(k_D - \frac{f_D}{f_{СТ}} - 1 \right),$$

где f_B – прогиб буфера (h_B – высота буфера), $f_B = 0,75h_B$;

k_D – коэффициент динамичности, $k_D = 1,8 \dots 2,5$;

$f_{СТ}, f_D, f'_P$ – статический и динамический прогибы рессоры и полный прогиб рессоры с подрессорником соответственно.

Независимая подвеска. Нагрузка на упругое устройство независимой подвески зависит от ее кинематической схемы и типа направляющего устройства.

Однорычажная пружинная подвеска. Нагрузка на пружину

$$P_{ПР} = \frac{(R_Z - g_K) \cdot l}{a},$$

где g_K – вес колеса.



Прогиб пружины

$$f_{\text{ПП}} = \frac{f_K \cdot a}{l} \quad \text{или} \quad f_{\text{ПП}} = \frac{8P_{\text{ПП}} \cdot D_{\text{CP}}^3 \cdot i}{G \cdot d^4},$$

где a, l, D_{CP} – расчетные размеры и средний диаметр пружины;
 i – рабочее число витков;
 G – модуль упругости;
 d – диаметр прутка пружины.
 Напряжения кручения

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{f_{\text{ПП}} \cdot G \cdot d}{\pi \cdot D_{\text{CP}}^2 \cdot i} = \frac{8P_{\text{ПП}} \cdot D_{\text{CP}}}{\pi \cdot d^3},$$

Содержание отчета

Для выбранного автомобиля или трактора описать конструкцию подвески. Описать порядок проверки работоспособности подвески и тормозных систем автомобиля на ЛКТ Sherpa Safeline PC-3.5.

13 Лабораторная работа № 12. Тормозная система автомобиля. Антиблокировочные тормозные системы: устройство, принцип работы

При расчете тормозных систем определяют:

- удельные давления для фрикционных накладок тормозных колодок;
- работу трения при торможении;
- нагрев тормозного барабана или тормозного диска;
- нагрузки и параметры гидравлического тормозного привода без усилителя и с усилителем;
- нагрузки и параметры пневматического тормозного привода.

Удельные давления для накладок. Удельные давления для накладок тормозных колодок рассчитывают по величине нормальных реакций, действующих на накладки со стороны тормозного барабана.

Удельное давление для первичной и вторичной колодок

$$P_{\text{уд1}} = \frac{N_1}{\beta_1 \cdot R_B \cdot b_1} \quad \text{и} \quad P_{\text{уд2}} = \frac{N_2}{\beta_2 \cdot R_B \cdot b_2},$$

где N_1 и N_2 – нормальные реакции соответственно для первичной и вторичной колодок;
 β_1 и β_2 – углы охвата колодок;



R_B – радиус тормозного барабана;

b_1 и b_2 – ширина колодок.

Удельные давления не должны превышать 100...200 Н/см² – для первичной колодки и 50...70 Н/см² – для вторичной.

Для уравновешенного тормозного механизма $P_{уд} = 80...90$ Н/см².

Тормозные накладки должны иметь коэффициент трения $\mu = 0,3...0,35$, мало зависящий от скорости скольжения, нагрева и попадания воды. Они также должны быть жесткими, прочными, износостойкими и сохранять физические свойства при нагреве до 400 °С без выкрашивания, выделения связующих компонентов и обугливания.

Тормозные накладки выполняют формованными из коротковолокнистого асбеста, наполнителей (оксид цинка, железный сурик и др.) и связующих (синтетические смолы, каучук и их комбинации).

Применяют также безасбестовые тормозные накладки, которые экологичны, так как при их работе не образуется вредной асбестовой пыли.

Фрикционные накладки прикрепляют к тормозным колодкам заклепками или приклеивают (на легковых автомобилях).

Работа трения. Наиболее слабым элементом тормозного механизма, подвергающимся быстрому изнашиванию, является тормозная накладка.

Изнашивание тормозной накладки зависит от удельной работы трения, т. е. работы трения, приходящейся на единицу поверхности накладки.

Удельная работа трения $q_{уд}$ зависит от начальной скорости торможения, при которой вся кинетическая энергия автомобиля поглощается работой трения в тормозных механизмах:

$$q_{уд} = A / F_{НАК} ,$$

где A – кинетическая энергия автомобиля массой M_A при максимальной скорости V начала торможения, $A = M_A \cdot V^2 / 2$;

$F_{НАК}$ – суммарная площадь поверхности накладок тормозных механизмов всех колес автомобиля.

Средние значения удельной работы трения составляют 1...2 кДж/см² – для легковых автомобилей (большие значения для дисковых тормозных механизмов) и 0,6...0,8 кДж/см² – для грузовых автомобилей и автобусов.

От удельной работы трения зависит также нагрев деталей тормозного механизма (барабана, диска, накладок). Поэтому для уменьшения удельной работы необходимо увеличивать площадь тормозных накладок и, соответственно, ширину и диаметр тормозных барабанов. В результате увеличения поверхности охлаждения возрастает и эффективность торможения.

Нагрев барабана или диска. При торможении выделяется теплота, которая нагревает тормозной барабан и накладки. И чем выше температура накладки при торможении, тем больше ее изнашивание.

Нагрев Δt_B тормозного барабана (или диска) за одно торможение определяется по следующей формуле:



$$\Delta t_B = \frac{M_K \cdot V^2}{2M_B \cdot C_B},$$

где M_K – масса автомобиля, приходящаяся на тормозящее колесо;

M_B – масса тормозного барабана;

C_B – удельная теплоемкость чугуна или стали, $C_B = 500$ Дж/(кг·К).

Нагрев тормозного барабана или диска за одно торможение не должен превышать 20 °С.

Процесс одного торможения представляет собой кратковременное интенсивное торможение и является быстротечным. Поэтому принято считать, что рассеивание теплоты в окружающую среду незначительно.

В случае затяжного неинтенсивного торможения часть теплоты будет рассеиваться в окружающую среду и нагрев тормозного барабана или диска будет меньшим, чем за одно торможение. В этом случае определяется нагрев для скоростей начала торможения $V = 30$ км/ч и максимальной V_{MAX} .

При $V = 30$ км/ч температура нагрева не должна превышать 15 °С, а при максимальной скорости она должна быть в пределах 40...60 °С.

Гидравлический тормозной привод. При служебном торможении автомобиля давление в гидроприводе составляет 4...6 МПа, а при экстренном торможении – может достигать большего значения.

Для гидропривода без усилителя давление жидкости при экстренном торможении

$$p_{Ж} = \frac{4P_{Р.Ц.}}{\pi \cdot d_{Р.Ц.}^2} = \frac{P_{Р.Ц.}}{0,785d_{Р.Ц.}^2},$$

где $P_{Р.Ц.}$ – усилие, создаваемое рабочим цилиндром на тормозных колодках;

$d_{Р.Ц.}$ – диаметр рабочего тормозного цилиндра.

Допускаемое давление в гидроприводе $[p_{Ж}] = 6...8$ МПа.

Усилие на тормозной педали

$$P_{ПЕД} = \frac{\pi \cdot d_{Г.Ц.}^2 \cdot p_{Ж} \cdot a}{4b} = 0,785d_{Г.Ц.}^2 \cdot p_{Ж} \cdot \frac{a}{b},$$

где $d_{Г.Ц.}$ – диаметр главного тормозного цилиндра;

a, b – расчетные расстояния.

Допускаемое усилие на тормозной педали $[P_{ПЕД}] = 200...300$ Н.

Ход тормозной педали гидропривода зависит от количества тормозных механизмов и передаточного числа привода.

Для двухосного автомобиля ход тормозной педали



$$S_{ПЕД} = \frac{2d_{P.Ц.1}^2 \cdot (S_{П1} + S_{П2}) + 2d_{P.Ц.2}^2 \cdot (S_{31} + S_{32})}{d_{Г.Ц.}^2} \cdot \frac{a}{b} \cdot \eta_0 + S_{СВ},$$

где $d_{P.Ц.1}$, $d_{P.Ц.2}$ – диаметры тормозных цилиндров соответственно передних и задних колес;

$S_{П1}$, $S_{П2}$, S_{31} , S_{32} – перемещения поршней тормозных цилиндров под действием приводных сил P_1 , P_2 ;

$S_{СВ}$ – свободный ход тормозной педали;

η_0 – коэффициент объемного расширения гидропривода (резиновых шлангов), $\eta_0 = 1,05 \dots 1,1$.

Гидропривод с вакуумным усилителем применяется в случае, когда усилие на тормозной педали составляет более 500 Н.

Усилие на штоке главного тормозного цилиндра

$$Q_{Г.Ц.} = Q_{ПЕД} + Q_{УС},$$

где $Q_{ПЕД}$ – сила на штоке главного тормозного цилиндра от усилия на педали $P_{ПЕД}$;

$Q_{УС}$ – сила на штоке главного тормозного цилиндра от усилителя.

Используя параметры a , b , c , d , e , запишем следующее:

$$Q_{Г.Ц.} = P_{ПЕД} \cdot \frac{a \cdot c}{b \cdot d} + P_{УС} \cdot \frac{d + e}{d} \text{ при } P_{УС} = p_0 \cdot F_{П},$$

где p_0 – разрежение под поршнем усилителя, $p_0 = 0,05$ МПа;

$F_{П}$ – площадь поршня усилителя.

Пневматический тормозной привод.

Подача компрессора тормозного пневмопривода

$$Q_{Г.Ц.} = \frac{z_{Ц} \cdot \pi \cdot d_{Ц}^2 \cdot S_{П} \cdot n_{К} \cdot \eta_{ПОД}}{4000},$$

где $z_{Ц}$ – число цилиндров компрессора;

$d_{Ц}$ – диаметр цилиндра;

$S_{П}$ – ход поршня;

$n_{К}$ – частота вращения компрессора;

$\eta_{ПОД}$ – коэффициент подачи компрессора, $\eta_{ПОД} = 0,6$.

Объем воздушных баллонов (ресиверов) должен быть в 20...25 раз больше объема исполнительных приборов пневмопривода.

Усилие на тормозной педали определяется по максимальному тормозному моменту, передаваемому колесом.



Тормозной механизм колеса имеет равные перемещения колодок, равные моменты, передаваемые первичной и вторичной колодками и неравные приводные силы ($P_1 \neq P_2$).

Определив значения приводных сил P_1 и P_2 , находим момент на валу разжимного кулака тормозного механизма (принимая $e = \text{const}$):

$$M_B = P_1 \cdot e + P_2 \cdot e = (P_1 + P_2) \cdot e.$$

Усилие на штоке тормозной камеры

$$P_{Ш} = M_B / l_{Ш},$$

где $l_{Ш}$ – расстояние от оси вала разжимного кулака до оси штока тормозной камеры.

Давление воздуха в тормозной камере при торможении

$$p_B = P_{Ш} / F_{П},$$

где $F_{П}$ – площадь поршня.

Усилие на поршне тормозного крана при торможении

$$P_{П} = p_B \cdot F_{П} + P_{ПР},$$

где $P_{ПР}$ – усилие пружины.

Усилие на тормозной педали

$$P_{ПЕД} = P_{П} \cdot a / b,$$

где a, b – параметры педали.

Для грузовых автомобилей допустимое усилие $[P_{ПЕД}]$ на тормозной педали не должно превышать 700 Н, а наибольший ход педали $S - 180$ мм.

Антиблокировочная система тормозов (АБС, ABS, Antilock Brake System) предназначена предотвратить блокировку колес при торможении и сохранить управляемость автомобиля. Антиблокировочная система повышает эффективность торможения, уменьшает длину тормозного пути на сухом и мокром покрытии, обеспечивает лучшую маневренность на скользкой дороге, управляемость при экстренном торможении.

Содержание отчета

Описать тормозную систему выбранного автомобиля или трактора. Описать принцип действия антиблокировочных тормозных систем.



14 Лабораторная работа № 13. Шины и диски колес. Системы контроля давления воздуха в шинах. Обозначение шин. Обозначение дисков

Колесный движитель состоит из ведущих и ведомых колес, с помощью которых осуществляется движение колесного трактора или автомобиля.

Ведущими называют колеса, к которым через трансмиссию подводится крутящий момент от двигателя. Ведущие колеса преобразуют этот момент в тяговое усилие, а вращательное движение колеса – в поступательное движение машины.

К ведомым колесам крутящий момент не подводится. Они предназначены для передачи веса машины на опорную поверхность, снижения динамических нагрузок на остов при движении по неровной опорной поверхности и снижения скорости движения машины при ее торможении.

Ведущие и ведомые колеса могут быть управляемые, при их повороте осуществляется движение машины по криволинейной траектории.

Колеса состоят из пневматической шины, обода, соединительного элемента и ступицы, которая может быть с подшипниками и без них.

Обод колеса и соединительный элемент образуют металлическое колесо.

Соединительный элемент обычно представляет собой профилированный диск, приваренный к ободу, либо является непосредственной частью обода. В последнем случае металлические колеса называют бездисковыми.

На грузовых автомобилях применяют разборные металлические колеса. У разборных металлических колес один из бортов обода при монтаже шины может отделяться от обода, а затем снова закрепляться на нем.

Шины. Шина является упругим элементом колеса и взаимодействует с опорной поверхностью пути, по которому движется машина.

Все современные автомобили и колесные тракторы оснащаются пневматическими шинами.

Шины подразделяют по размерам, конструкции и назначению.

По форме профиля шины подразделяются в зависимости от отношения высоты профиля H шины к ее ширине B . Различают шины:

- обычного профиля ($H/B = 0,9...1,1$);
- широкопрофильные ($H/B = 0,75...0,85$);
- арочные ($H/B = 0,4...0,6$);
- пневмокотки ($H/B = 0,1...0,4$).

Размеры шины и ее конструктивные особенности включены в ее обозначение и могут быть представлены в дюймах или миллиметрах.

Шины грузовых автомобилей и тракторов имеют дюймовое обозначение.

Индекс нагрузки – это число, которому соответствует уровень предельно допустимой нагрузки на шину.

Индекс скорости – это буква латинского алфавита, которой соответствует значение максимальной скорости V_{\max} для шины.



Пример обозначения:

15 6.5 5x100 ET45 d54.1

15 – диаметр диска в дюймах (D);

6.5 – ширина диска в дюймах (W);

5x100 – количество крепежных болтов и диаметр (PCD–Pitch Circle Diameter), на котором они расположены. В рассмотренном случае число крепежных болтов – 5, а диаметр, на котором они расположены, составляет 100 мм;

ET45 – вылет – это расстояние между привалочной плоскостью автомобильного диска (плоскость, которой прижимается диск к ступице) и серединой ширины диска (P). Вылет измеряется в мм (может быть положительным, например, E45; отрицательным – ET-20; нулевым – ET0);

d54.1 – диаметр центрального отверстия диска, измеренного со стороны привалочной плоскости. Диаметр (DIA) измеряется в мм. В данном случае он равен 54.1 мм;

Нипр – это маленькие выступы на внешней поверхности автомобильного диска, сделанные специально для бескамерных шин. Они улучшают фиксацию борта покрышки на диске, тем самым препятствуя разгерметизации колеса.

Тракторные колеса. На тракторах по назначению различают шины ведущие и ведомые управляемых колес.

На протекторе шины ведущего колеса имеются резиновые грунтозацепы, направленные под углом к плоскости вращения колеса и улучшающие сцепление колеса с почвой.

Ведомые управляемые колеса служат для направления движения трактора, а также для передачи части его веса на опорную поверхность. Если управляемые колеса являются ведущими, то они создают дополнительную касательную силу тяги.

Для облегчения поворота трактора и уменьшения радиуса поворота передние управляемые колеса обычно выполняют меньшими по диаметру и ширине обода по сравнению с задними ведущими.

Для уменьшения бокового скольжения колес по почве или грунту при повороте трактора рисунок протектора шин выполняют в виде кольцевых ребер.

Содержание отчета

Описать конструкцию шин и дисков колес выбранного автомобиля или трактора. Описать систему контроля давления воздуха в шинах.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение, типы и устройство колес тракторов и автомобилей.
- 2 Классификация и маркировка тракторных и автомобильных шин.



3 Поясните установку управляемых колес в продольной, поперечной и горизонтальной плоскостях трактора и автомобиля.

4 Как изменяют колею и дорожный просвет у колесного универсально-пропашного трактора?

5 Перечислите основные элементы гусеничного движителя и объясните их назначение.

6 С какой целью и как выполняется регулировка натяжения гусеничной цепи?

7 Какие гусеничные цепи применяют на тракторах?

15 Лабораторная работа № 14. Системы освещения и сигнализации автомобиля

Приборы освещения автомобиля предназначены для обеспечения безопасности движения и удобства эксплуатации его в любое время суток и при различных условиях дорожного и внедорожного движения, а также на стоянках и остановках.

К приборам освещения относятся: фары, габаритные передние и задние фонари, фонари освещения номерного знака, фонари освещения салона и багажного отделения, лампочки освещения моторного отсека и вещевого ящика, лампочки подсветки панели управления, различных шкал и др.

Адаптивные системы освещения. Попытки повернуть фары автомобиля вслед за рулевым колесом автомобилестроители начали предпринимать сразу после появления самих фар. Однако механическая связь фар и рулевого колеса не позволяла соотносить угол поворота лучей со скоростью движения.

Примером адаптивного (бокового) освещения может служить статическое освещение с применением светодиодов в автомобилях Audi A8. Для этой системы в фаре установлен рефлектор с четырьмя светодиодами, которые включаются дополнительно к ближнему свету.

Для включения дополнительных светодиодов необходимыми условиями является работа указателя поворота при скорости не более 40 км/ч или поворот рулевого колеса на достаточно большой угол при скорости не более 70 км/ч.

Системы отключения дальнего света и коррекции света фар. В целях недопустимости ослепления встречных водителей легковые автомобили могут оборудоваться автоматической *системой отключения дальнего света*. Распознавание дорожной обстановки впереди автомобиля осуществляется видеокamerой дальнего света, расположенной в основании внутреннего зеркала заднего вида, жёстко закреплённого на ветровом стекле.

Система обеспечивает водителю лучшую видимость в тёмное время суток, так как дальний свет всегда остается включенным, если дорожная обстановка и условия движения это допускают. Если камера системы распознает движущийся навстречу или впереди идущий автомобиль, дальний свет своевременно отключается, чтобы не ослеплять участников дорожного движения. При покидании распознанного автомобиля зоны обнаружения системой дальний свет автоматически включается.



По освещённости дороги система распознает движение по населённым пунктам и городам, отключая дальний свет. После выезда из населённого пункта или города дальний свет снова автоматически включается. Программное обеспечение системы способно распознать густой туман, что также приводит к отключению дальнего света.

Одной из современных систем освещения является *активный свет*, применяемый, например, у автомобилей Touareg. Главная его особенность заключается в том, что он не ослепляет водителей встречных автомобилей. Ксеноновые прожекторные фары позволяют ездить с постоянно включенным дальним светом. На ближний свет фары переключатся автоматически, как только камера, установленная под лобовым стеклом (она же следит за разметкой), заметит встречный или попутный транспорт. В фарах есть специальная шторка с электроприводом, которая позволяет перекрыть световой пучок и сформировать нужную светотеневую границу.

Электронная система сама следит за дорогой и передвигает шторку таким образом, чтобы встречная машина всегда находилась в тени. Система может автоматически следить сразу за несколькими автомобилями, поэтому водитель сможет спокойно ехать по загородной трассе с включенным дальним светом, что повышает безопасность движения. Время быстрогодействия системы составляет 350 мс. Работа и взаимодействие систем безопасности происходит посредством новой более быстрогодейственной шины FlexRay (10 Мбит/с).

Сканирующие системы освещения. Датчики, сканирующие пространство перед автомобилем (распознавания образов), уже используются в серийных автомобилях. Примером системы распознавания образов является новый тип сенсорной системы, которая может различать объекты перед автомобилем, разработанной компанией Audi. Новая высокочувствительная система способна формировать трёхмерное изображение препятствия перед транспортным средством.

Для вычисления объёмного изображения система сравнивает сигнал от каждого пикселя матрицы с опорным модулированным сигналом, поставляемым схемой излучателя, при этом посторонняя инфракрасная засветка (например от Солнца) отделяется от собственного сигнала.

Поле зрения датчика по горизонтали составляет 32 град, а по вертикали – 8 град. Частота сканирования препятствий – 200 Гц, что позволяет быстро улавливать изменение дорожной обстановки.

Системы с адаптивной световой границей. Суть такой системы заключается в том, что за встречным (а заодно и попутным) потоком следит видеокамера, установленная под потолком салона. Вторая часть системы расположена в фаре автомобиля. Подвижные отражатели, которыми управляет быстрогодействующий шаговый двигатель, за миллисекунды изменяют ширину и направленность светового потока. При этом изменяются углы наклона и ширина светового пучка в зависимости от реальной дорожной обстановки. Луч света фар попадет лишь на асфальт, но не в глаза встречному водителю и не зеркало едущему в попутном направлении. Видеокамера, обнаружив потенциальное препятствие, дает команду о его подсветке.



Содержание отчета

Описать систему освещения и сигнализации выбранного автомобиля.

16 Лабораторная работа № 15. Электронные системы стабилизации управления автомобилем. Системы автоматического регулирования дистанции

В конструкциях автомобилей все более широкое применение находят электронные системы управления. По прогнозам специалистов, в ближайшее десятилетие только 15...18 % изменений конструкции автомобилей будет отдано механике, основные изменения будут касаться электронных систем управления автомобилем.

Если упрощенно рассматривать электронную систему управления автомобилем, можно выделить четыре основных ее блока: входные сигналы – датчики, системы передач данных, электронный (электронные) блок (блоки) управления (ЭБУ), исполнительные механизмы (ИМ).

Электронный блок управления является самым сложным прибором систем управления двигателем или отдельных систем автомобиля и координирует их работу. Его основу составляет центральный процессор или микрокомпьютер.

ЭБУ размещается в металлическом корпусе и соединяется с датчиками, исполнительными устройствами и источником питания через многоштырьковый разъем.

Компоненты электронной системы для непосредственного управления исполнительными устройствами располагаются в корпусе ЭБУ таким образом, чтобы обеспечить хорошее рассеяние тепла в окружающую среду. Большинство компонентов ЭБУ выполняются по технологии SMD (Surface-Mounted Device – платы с поверхностным монтажом). Обычная проводка используется только в некоторых элементах питания и в разъемах.

ЭБУ получает электрические сигналы от датчиков или от генераторов в ожидаемом интервале значений, оценивает их и затем проводит вычисление пусковых сигналов для исполнительных устройств (приводов).

Входные сигналы. Наряду с периферийными исполнительными устройствами, датчики представляют интерфейс между автомобилем и ЭБУ, который является блоком обработки данных. ЭБУ получает электрические сигналы от датчиков по проводке автомобиля и через разъемы. Эти сигналы могут быть аналоговыми, цифровыми и импульсными.

Выходные сигналы. Используя свои выходные сигналы, микропроцессор запускает задающие каскады. Выходные сигналы обычно являются достаточно мощными, чтобы непосредственно управлять исполнительными устройствами или реле. Задающие каскады защищены от короткого замыкания на массу или аккумуляторную батарею, а также от разрушения от электрической перегрузки. Такие нарушения в работе, вместе с обрывами цепи или неисправностями датчиков, определяются контроллером задающих каскадов, и эта информация пе-



редается в микропроцессор. Выходные сигналы могут быть переключающими и сигналами широтно-импульсной модуляции.

Переключающие сигналы используются для включения и выключения исполнительных устройств, например, электровентилятора системы охлаждения двигателя.

Сигналы широтно-импульсной модуляции (PWM signals). Выходные цифровые сигналы могут быть в форме сигналов широтно-импульсной модуляции. Это прямоугольные сигналы с постоянным периодом, но переменные по времени, которые могут быть использованы для пуска электромагнитных приводов, например, клапана системы рециркуляции ОГ.

Содержание отчета

Описать электронные системы стабилизации управления автомобилем. Описать системы автоматического регулирования дистанции.

17 Лабораторная работа № 16. Системы безопасности и комфорта водителя

Условия эксплуатации и характерные виды аварийных ситуаций обусловили применение для кабин сельскохозяйственных тракторов четырех- или шестистоечных каркасов. В отдельных случаях на этих тракторах устанавливают двухстоечные каркасы с усиленной передней частью крыши и передней стойкой кабины.

Многостоечные защитные каркасы при установке образуют несущий элемент для закрепляемых на нем панелей кабины. Жесткий каркас образован корпусом кабины, который выполнен в виде цельного узла, устанавливаемого на трактор с помощью резиновых виброизоляторов, а непрозрачные панели изнутри облицованы теплошумоизоляционными материалами. При этом корпус кабины может выполняться из штампованных элементов и из профильного и толстолистового проката.

В случае же опрокидывания трактора, если люк отсутствует, тракторист может выбраться из кабины в любой удобный для этого проем кабины, поскольку стекла из сталинита при такой аварии обычно рассыпаются. Аварийными выходами являются также и застекленные окна. Поэтому в кабине должны находиться средства, которыми при аварийной ситуации можно разбить или выставить стекло аварийного выхода.

Для обеспечения безопасности водителей тракторов (операторов) при опрокидывании на тракторы устанавливаются защитные кабины или устройства защиты ROPS и FOPS. Защитные каркасы ROPS и FOPS защищают водителя (оператора) соответственно при опрокидывании трактора и от падающих предметов. ROPS обеспечивает защиту оператора при всех возможных случаях опрокидывания при следующих условиях: движение со скоростью до 16 км/ч по глинистой поверхности с максимальным уклоном 30°, опрокидывание

на 360° относительно продольной оси машины без потери контакта с опорной поверхностью.

На промышленных тракторах конструкция машины должна обеспечивать возможность установки защитных устройств ROPS. В отличие от сельскохозяйственного трактора кабина промышленного трактора не должна иметь жесткого каркаса. Здесь защитное устройство располагают вне кабины.

Автомобильные кузова классифицируются по назначению: грузовые, легковые, автобусные, грузопассажирские, специальные; по конструкции: каркасные, полукаркасные, бескаркасные; по нагруженности: несущие, полунесущие, разгруженные. Грузовой кузов является рабочим оборудованием автомобиля.

Система вентиляции может быть естественной или принудительной. Первая весьма проста и осуществляется путем открытия окон, люков, крышек, но неизбежно связана с образованием сквозняков. Такую систему трудно сочетать с отоплением кузова. Целесообразнее применять принудительную вентиляцию, состоящую из следующих элементов: воздухозаборника (с герметично закрывающейся крышкой); воздухопроводов; фильтра; вентилятора (с приводом от регулируемого электродвигателя). Чтобы у людей, находящихся в кабине (кузове), не было ощущения сквозняка, скорость воздушного потока не должна превышать 0,25 м/с. При работе вентиляторов в кабине (салоне) создается давление несколько выше давления внешней среды, что исключает подсос воздуха через неплотности кабины (кузова).

В соответствии со стандартами кабины должны оборудоваться устройством для нормализации микроклимата. Поскольку тракторы и автомобили используются практически во всех климатических зонах и эксплуатируются в течение всего года, то для нормализации микроклимата в кабине необходимы устройства для отопления, вентиляции, охлаждения и очистки воздуха – установки кондиционирования воздуха.

Содержание отчета

Описать системы безопасности и комфорта водителя для выбранного автомобиля или трактора.

Контрольные вопросы

- 1 Перечислите конструктивные решения защитных устройств кабин тракторов.
- 2 Типы кузовов современных легковых автомобилей.
- 3 Как устроены отопление и вентиляция кабины (салона) трактора и автомобиля?
- 4 Поясните принцип работы кондиционера.
- 5 Что такое климат-контроль и чем он отличается от работы простого кондиционера?



18 Лабораторная работа № 17. Порядок диагностирования двигателя автомобиля с использованием системного сканера и газоанализатора/дымомера

Прибор предназначен для экспрессного измерения дымности отработавших газов автомобилей, тракторов, а также других транспортных средств и стационарных установок, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия. Результат измерений представляется в единицах коэффициента поглощения (натурального показателя ослабления) $[m^{-1}]$ и в единицах коэффициента ослабления [%] (Правила ЕЭК ООН № 24).

Измерение дымности отработавших газов в режиме свободного ускорения. Кнопкой ВЫБОР установить курсор на режим «УСКОР» и нажать кнопку ВВОД. Автоматически выполнится коррекция нуля, на дисплее на 2 с индицируется остаток заряда аккумуляторной батареи в процентах (БАТ ХХХ%), затем появится сообщение:

Прибор находится в ждущем режиме.

Разогнать двигатель от холостых оборотов до максимальных перемещением рычага подачи топлива за 0,5...1,0 с до упора, удерживать его в этом положении 2...3 с, затем отпустить.

Повторить операцию несколько раз для очистки выпускной системы. Приступить к измерениям дымности сразу после подготовительных операций. Для этого установить изогнутую пробозаборную трубку в выпускную систему и разогнать двигатель аналогично шесть раз подряд с интервалом 8...10 с. В паузах между ускорениями на дисплее в течение 2 с отобразится результат пикового значения дымности. После завершения шести ускорений нажать кнопку ОТМЕНА.

Содержание отчета

Описать порядок диагностирования двигателя автомобиля или трактора с использованием системного сканера и газоанализатора / дымомера.

Контрольные вопросы

1 Назовите причины введения экологических стандартов за рубежом и в Республике Беларусь.

2 Назовите сроки введения экологических стандартов за рубежом и в Республике Беларусь.

3 Какие изменения были внесены в конструкцию двигателей внутреннего сгорания для выполнения ими требований экологических стандартов?

4 Назовите основные отличия дизельного двигателя с системой Common Rail от обычного дизеля.

Список литературы

- 1 Автомобили. Конструкция и рабочие процессы: учебник / А. М. Иванов, С. Н. Иванов, Н. П. Квасновская; под ред. В. И. Осипова. – Москва: Академия, 2012. – 384 с.
- 2 **Вахламов, В. К.** Автомобили. Основы конструкции: учебник / В. К. Вахламов. – 5-е изд., стер. – Москва: Академия, 2010. – 528 с.
- 3 **Березина, Е. В.** Автомобили: конструкция, теория и расчет: учебное пособие / Е. В. Березина. – Москва: АльфаМ ; ИНФРА-М, 2017. – 320 с.: ил.
- 4 **Савич, Е. Л.** Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие: в 3 ч. Ч. 1: Теоретические основы технической эксплуатации / Е. Л. Савич, А. С. Сай; под общ. ред. Е. Л. Савича, – Минск; Москва: Новое знание; ИНФРА-М, 2015. – 427 с.: ил.
- 5 **Савич, Е. Л.** Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие: в 3 ч. Ч. 2: Методы и средства диагностики и технического обслуживания автомобилей / Е. Л. Савич. – Минск; Москва: Новое знание; ИНФРА-М, 2015. – 364 с.: ил.
- 6 **Савич, Е. Л.** Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие: в 3 ч. Ч. 3: Ремонт, организация, планирование, управление / Е. Л. Савич. – Минск; Москва: Новое знание; ИНФРА-М, 2015. – 632 с.: ил.
- 7 **Власов, В. М.** Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник / В. М. Власов, С. В. Жанказиев, С. М. Круглов; под ред. В. М. Власова – 13-е изд., стер. – Москва: Академия, 2017. – 432 с.
- 8 **Савич, Е. Л.** Легковые автомобили: учебник / Е. Л. Савич. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск; Москва: Новое знание; ИНФРА-М, 2013. – 758 с. : ил.
- 9 **Гудцов, В. Н.** Современный легковой автомобиль. Экология. Экономичность. Электроника. Эргономика (тенденции и перспективы развития): учебное пособие для вузов / В. Н. Гудцов. – Москва: Кнорус, 2012. – 448 с.
- 10 **Богатырев, А. В.** Электронные системы мобильных машин: учебное пособие / А. В. Богатырев. – Москва: ИНФРА-М, 2016. – 224 с.
- 11 Автомобильный справочник BOSCH : пер. с англ. – Москва: За рулем, 2002.– 896 с.