

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Российский государственный профессионально-педагогический университет»
Институт инженерно-педагогического образования
Кафедра энергетики и транспорта

УТВЕРЖДАЮ

И.о. проректора по образованию

_____ Е.Ю. Щербина

« ____ » _____ 2017 г.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЕЙ»

Уровень высшего образования	бакалавриат
Направление подготовки	44.03.04 Профессиональное обучение (по отраслям)
Профиль подготовки	«Транспорт»
Профилизация	«Сервис и эксплуатация автомобильного транспорта»
Форма обучения	очная, заочная

Екатеринбург
РГППУ
2017

Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Основы конструирования и расчета автомобилей». Екатеринбург, ФГАОУ ВО «Российский государственный профессионально-педагогический университет», 2017. 22 с.

Автор: к.т.н., доцент, доцент кафедры ЭТ В.П.Лялин

Одобрена на заседании кафедры автомобилей и подъемно-транспортных машин. Протокол от 29.04.2016 г. № 9.

Заведующая кафедрой ЭТ А.О. Прокубовская

Рекомендована к печати научно-методической комиссией института инженерно-педагогического образования РГППУ. Протокол от 16.05.2016г. № 10.

Председатель научно-методической комиссии

А.О. Прокубовская

Директор Института инженерно-педагогического образования

Е.В. Чубаркова

СОГЛАСОВАНО:

Зам. директора Научной библиотеки РГППУ

Е.Н. Белева

© ФГАОУ ВО «Российский государственный профессионально-педагогический университет», 2017
© Лялин В.П., 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	4
1.1. Содержание курсового проекта.....	4
1.2. Выбор задания курсового проекта.....	5
2. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ПРЕДСТАВЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	7
3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНЫХ ЧАСТЕЙ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	7
3.1. Тяговый расчет автомобиля.....	7
3.2. Методические указания к выполнению конструкторской части курсового проекта.....	23
4. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА	35
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	36

ВВЕДЕНИЕ

Целью курсового проекта дисциплины «Основы конструирования и расчета автомобилей» является закрепление знаний, полученных студентами при изучении специальных дисциплин, создание общеинженерной базовой отраслевой подготовки студентов, обеспечивающей формирование умений и навыков практического решения конкретных конструкторских задач в области проектирования автомобилей.

Студенты выполняют проект самостоятельно, используя как учебники и учебные пособия, так и справочники, научную литературу, а также другие материалы, рекомендуемые руководителем.

В ходе проектирования решают задачи:

- а) усвоение методики функционального проектирования автомобилей;
- б) изыскания оптимальных путей и приемов усовершенствования конструкции узлов и деталей автотранспортного средства;
- в) обоснованного выбора конструкционных и эксплуатационных материалов, технологии изготовления, условий сборки и регулировки узлов и агрегатов;
- г) критической оценки полученных данных при их сопоставлении с результатами работ других студентов.

1. ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Содержание курсового проекта

Курсовой проект включает:

- *расчетно-пояснительную записку (РПЗ);*
- *графическую часть проекта.*

Расчетно-пояснительная записка курсового проекта должна быть скомпонована следующим образом:

- Титульный лист (приведен в приложении А);
 - Бланк задания (выдается руководителем проекта);
 - Содержание;
 - Введение;
 - Техническая характеристика прототипа проектируемого автомобиля, достоинства и недостатки, предлагаемые пути совершенствования конструкции;
 - Тяговый расчет автомобиля (расчеты тягово-динамических характеристик автомобиля взять из контрольной работы по дисциплине «Теория автомобиля»);
 - Краткий анализ существующих конструкций разрабатываемого агрегата (узла) Описание конструктивных особенностей разрабатываемого агрегата (узла) и его работы (дать кинематическую схему);
 - Конструкторская разработка. (Расчет основных кинематических и силовых параметров проектируемого агрегата (узла) *с обязательным приведением расчетных схем, эпюр нагрузок или напряжений*);
 - Заключение (выводы)
 - Список использованных источников;
 - Приложения (спецификация к сборочному чертежу проектируемого агрегата (узла)).
- Объем РПЗ – 35...40 страниц машинописного текста.

Графическая часть проекта.

Объем графической части проекта – 2 листа (формат А3).

На первом листе должна быть выполнена кинематическая схема автомобиля, в соответствии с ГОСТ.

На втором листе выполняется сборочный чертеж разрабатываемого агрегата (узла) в соответствии с ЕСКД.

1.2. Выбор задания курсового проекта

Исходные данные для курсового проектирования выдаются преподавателем кафедры ЭТ.

2. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ПРЕДСТАВЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Требования к оформлению и представлению курсового проекта по дисциплине «Основы конструирования и расчета автомобилей» идентичны правилам оформления курсового проекта по дисциплине «Детали машин», выполняемого ранее.

Оформление текста должен быть единым для всей выполняемой работы. Работа выполняется на персональном компьютере, в текстовом редакторе Microsoft Word

- формат страницы А4, параметры страницы 210 x 297мм;
- содержание работы выполняется на листе с большим штампом, остальные страницы – с маленьким штампом (Приложение Б);
- шрифт - кегль 14, гарнитура «Times New Roman»;
- межстрочный интервал - 1,5;
- абзацный отступ - 1,25;
- нумерация страниц располагается в штампе рамки.
- для оформления текстовых документов, детализированных и сборочных чертежей необходимо использовать компьютерные программные средства и стандарты ЕСКД.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНЫХ ЧАСТЕЙ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

3.1. Тяговый расчет автомобиля

Тяговый расчет устанавливает связь между основными конструктивными параметрами автомобиля и его тягово-скоростными свойствами. Основные задачи тягового расчета связаны с определением возможных значений движения автомобиля в заданных условиях эксплуатации.

При тяговом расчете проектируемого автомобиля используется три вида параметров: заданные техническими условиями, выбираемые и расчетные.

Параметры, заданные техническими условиями. К ним относятся: тип автомобиля, тип двигателя (карбюраторный или дизель) и тип трансмиссии (механическая, гидромеханическая и др.), грузоподъемность $m_{гр}$ или пассажироместимость, максимальная скорость $v_{a\max}$ на высшей передаче и соответствующее значение коэффициента суммарного сопротивления дороги ψ_0 , максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на первой передаче ψ_{\max} (или D_{\max}).

Выбираемые параметры (по прототипу). К ним относятся: снаряженная масса автомобиля m_0 , коэффициент сопротивления воздуха k_v и лобовая площадь F_a (или фактор обтекаемости W_b), распределение масс по осям автомобиля m_{a1} , m_{a2} , угловая скорость коленчатого вала ω_N (частота вращения n_N) двигателя при максимальной мощности N_{max} , угловая скорость коленчатого вала ω_M (частота вращения n_M) двигателя при максимальном вращающем моменте; g_{eN} – удельный расход топлива при максимальной мощности, г/(кВт · ч). механический КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$.

Расчетные параметры. К ним относятся: максимальная мощность двигателя N_{max} , передаточное число главной передачи u_0 , передаточное число коробки передач u_k и раздаточной (дополнительной) коробки u_d .

Последовательность тягового расчета автомобиля приведена в методических указаниях к выполнению контрольных работ по дисциплине «Теория автомобиля».

3.2. Методические указания к выполнению конструкторской части курсового проекта

Объектом конструкторской разработки могут быть агрегаты или узлы трансмиссии автомобиля, подвеска автомобиля, узлы рулевого или тормозного управления автомобиля, узлы специализированного подвижного состава.

Анализ существующих конструкций разрабатываемого агрегата (узла) проводить с учетом классификационных признаков по типу и назначению, по конструктивным и компоновочным схемам, по принципу работы и т. д. Материал этого раздела должен быть иллюстрирован схемами, рисунками, графиками.

При описании конструкции и принципа работы разрабатываемого агрегата (узла) необходимо ссылаться на его кинематическую, конструктивную схемы и сборочный чертеж.

В пояснительной записке по детально разрабатываемым агрегатам и узлам выполняется подробный проектный или проверочный расчет основных деталей на прочность и долговечность с обязательным приведением расчетных схем, эпюр нагрузок или напряжений.

Расчет основных деталей агрегата производят на прочность, жесткость и долговечность. Необходимо указать марку материала для каждой рассчитываемой детали и привести показатели, характеризующие ее механические свойства и принятые режимы термообработки.

Конструкторской разработке отводится 1 лист графической части курсового проекта формата А-3.

3.2.1. Выбор и обоснование типа и конструкции механизмов трансмиссии автомобиля, порядок их расчета

3.2.1.1. Сцепление

При выборе и обосновании конструкции сцепления для проектируемого автомобиля необходимо обратить внимание на удовлетворение таких требований, как плавность включения, чистота включения, долговечность работы, удобство и легкость управления. При этом следует исходить из критической оценки существующих конструкций сцепления и учитывать условия работы сцепления на проектируемом автомобиле,

Для автомобилей, условия работы которых требуют частого использования сцепления (городские условия, работа в карьерах, короткие расстояния и др.), могут быть применены гидравлические или электродинамические сцепления.

Порядок расчета фрикционного сцепления:

1. Определение момента и коэффициента запаса сцепления;
2. Работа буксования сцепления и удельная работа трения;
3. Расчет на нагрев нажимного диска;
4. Построение характеристики нажимной пружины;
5. Определение напряжения кручения и жесткости нажимной пружины;
6. Усилие, затрачиваемое на выключение сцепления и ход педали;
7. Расчет шлицев ступицы диска сцепления;
8. Расчет привода выключения сцепления.

3.2.1.2. Коробка передач и раздаточная коробка

При выборе конструкции механической, ступенчатой коробки передач необходимо учитывать, что двухвальные коробки можно применять в случае передачи небольших вращающих моментов (легковые и грузовые автомобили небольшой грузоподъемности).

В конструкции коробки передач шестеренчатого типа должно быть предусмотрено для уменьшения ударных нагрузок применение синхронизаторов.

Гидромеханические передачи следует применять на автомобилях, которые работают преимущественно с частыми остановками (городские автобусы, карьерные автомобили и др.). При этом необходимо учитывать, что применение таких передач значительно снижает КПД трансмиссии. Поэтому мощность двигателя должна быть увеличена на 30...40%.

Для трехвальной шестеренчатой коробки передач необходимо подобрать число зубьев всех шестерен (кроме шестерен заднего хода), определять параметры и размеры шестерен привода промежуточного вала и первой передачи, а для двухвальной коробки - пары шестерен первой и последней

передач. Затем следует определить расстояние между валами, примерные габаритные размеры коробки передач и вычертить ее кинематическую схему

Порядок расчета механической коробки передач:

1. Расчет валов на статическую прочность.
2. Расчет валов на жесткость.
3. Расчет зубчатых зацеплений коробки передач;
 - 3.1. Расчет на контактную усталость и прочность;
 - 3.2. Расчет на изгибную прочность и выносливость;
4. Расчет подшипников вторичного вала.
 - 4.1. Расчет динамической грузоподъемности подшипников;
 - 4.2. Расчет на статическую грузоподъемность.
5. Расчет синхронизатора.

3.2.1.3. Карданная передача

Конструкция карданной передачи должна обеспечивать передачу вращающего момента между механизмами, оси валов которых несоосны. При проектировании карданной передачи с асинхронными шарнирами необходимо выполнение условий, обеспечивающих синхронное вращение валов; равенство углов наклона соединяемых валов, расположение всех валов в одной вертикальной плоскости. Для повышения КПД передачи углы между валами не должны превышать $8...10^\circ$. Для уменьшения центробежных сил длина валов не должна быть больше $1,4...1,6$ м.

При большем расстоянии между соединяемыми агрегатами необходимо применять промежуточные валы с опорами или же удлиненные валы в коробке передач или раздаточной коробке.

Устройство для компенсации осевых перемещений в карданной передаче (шлицевое или другое подвижное соединение) следует выполнять на коротких валах, что повышает прочность и надежность работы карданной передачи.

В карданной передаче определяют внутренний и наружный диаметры валов исходя из условия прочности вала на изгиб под действием центробежных сил от неуравновешенных масс вала. Кроме того, необходимо установить, как должно быть выполнено устройство для изменения длины (шлицевое соединение) передачи, указать особенности его конструкции и место установки. В пояснительной записке следует также отразить способ смазки всех трущихся деталей передачи.

Порядок расчета карданной передачи:

1. Максимальное напряжение кручения карданного вала.
2. Осевая сила, действующая на карданный вал при колебаниях автомобиля.
3. Расчет крестовины карданного шарнира.

4. Расчет вилки карданного шарнира.
5. Определение допустимого усилия, действующего на игольчатый подшипник крестовины.
6. Расчет критической частоты вращения карданной передачи.
7. Угол закручивания валов карданной передачи.

3.2.1.4. Главная передача

При выборе и обосновании конструкции главной передачи необходимо исходить из условий обеспечения минимальных ее габаритов, массы не подрессоренных частей и высокого КПД передачи. После выбора и обоснования конструкции главной передачи составляется ее кинематическая схема.

При этом для конической пары шестерен главной передачи желательно применять гипоидную передачу, что позволит уменьшить ее габариты в 1,3...1,5 раза.

В главной передаче расчетом определяют основные параметры и размеры конической пары шестерен (число зубьев, модуль, габаритные размеры). Число зубьев шестерен находят исходя из передаточного числа, найденного в тяговом расчете, принятой кинематической схемы главной передачи и минимального числа зубьев ведущей шестерни.

Обычно принимают $Z_1 = 5 \dots 11$. Если главная передача двойная, задаются передаточным числом конической пары, которое выбирают в пределах $U_{\text{дв}} = 1,9 \dots 2,5$.

В главной передаче необходимо установить, как будут выполнены устройства для регулировки зацепления конических шестерен; устройство для регулировки подшипников главной передачи, а также обеспечение смазки трущихся деталей (шестерен и подшипников).

3.2.1.5. Дифференциал

Тип и конструкцию дифференциала для проектируемого автомобиля выбирают исходя из условия необходимого распределения вращающего момента между ведущими колесами или мостами автомобиля.

Для автомобилей, предназначенных в основном для работы на дорогах с твердым покрытием, целесообразно применять простой симметричный дифференциал, а для автомобилей, предназначенных для работы по дорогам без твердого покрытия - дифференциалы повышенного трения или самоблокирующиеся. После выбора и обоснования типа и конструкции дифференциала вычерчивают его кинематическую схему и устанавливают предельное значение коэффициента распределения момента по ведущим колесам автомобиля

$$K_M = \frac{U + K_B}{1 + U}$$

где U - внутреннее передаточное число дифференциала (для симметричных дифференциалов $U = 1$); K_B - коэффициент блокировки. Обычно $K_B = 0 \dots 0,2$ для дифференциалов с малым внутренним трением; $K_B = 0,2 \dots 0,6$ для дифференциалов с повышенным трением; $K_B > 0,6$ для самоблокирующихся дифференциалов.

Порядок расчета главной передачи и дифференциала:

1. Расчет на прочность вала шестерни гипоидной главной передачи.

- 1.1. Окружная сила на шестерне;
- 1.2. Радиальная сила на шестерне;
- 1.3. Осевая сила на шестерне;
- 1.4. Окружная сила на колесе;
- 1.5. Радиальная сила на колесе;
- 1.6. Осевая сила на колесе;
- 1.7. Определение реакций опор вала шестерни;
- 1.8. Определение запаса прочности вала шестерни;

2. Расчет зубьев шестерни на прочность.

- 2.1. Расчет зубьев шестерни на изгибную прочность;
- 2.2. Расчет зубьев шестерни на контактную прочность.

3. Проверка работоспособности подшипников по статической грузоподъемности.

4. Проверка на прочность пальца дифференциала.

- 4.1. Проверка пальца на смятие;
- 4.2. Проверка пальца на срез.

3.2.1.6. Мосты и колеса автомобиля

При выборе конструкции балок мостов необходимо учесть следующее: тип колес (управляемые, поддерживающие, ведущие), тип и конструкцию балки (цельная, разъемная, составная, комбинированная), способ передачи сил от колес к остову автомобиля, материал и способ изготовления балки при массовом производстве.

В проекте выбирают и обосновывают конструкцию всех мостов автомобиля и их отдельных элементов, а также составляют схемы балок. Схемы балок мостов вычерчивают.

При выполнении проекта подбирают тип и размер жесткой части колеса (обода, диска), указывают особенности конструкции, обеспечивающие плотность и надежность посадки шины и позволяющие ее монтировать и демонтировать.

3.2.1.7. Привод ведущих колес

Для проектируемого автомобиля принимают и обосновывают конструкцию привода ведущих колес. Затем составляют его кинематическую схему и указывают особенности конструкции. Если приняты разгруженные полуоси, необходимо определить их диаметр из условия прочности на кручение, а также указать, какие элементы конструкции обеспечивают разгрузку полуоси от действия изгибающих моментов.

При независимой подвеске ведущих колес легковых автомобилей для передачи вращающего момента на эти колеса часто используются приводные валы с шарнирами неравных угловых скоростей.

3.2.1.8. Подвеска

Тип и конструкцию подвески выбирают и обосновывают, а также определяют ее основные параметры по каждому из ее принципиальных элементов (направляющему устройству, упругому элементу и гасящему устройству).

Направляющее устройство должно наиболее полно обеспечить правильную кинематику перемещения колес относительно остова автомобиля (постоянство колеи или базы, углов установки колес и др.), а также надежно передавать все силы и моменты от ведущих колес к остову автомобиля.

Упругое устройство подвески должно обеспечить необходимую характеристику упругой связи колес с остовом автомобиля, сохраняя при этом надежное взаимодействие колес с дорогой и обеспечивая требуемую плавность движения автомобиля в различных дорожных условиях.

При выборе и обосновании конструкции упругого устройства необходимо учитывать, что желаемой является подвеска с переменной жесткостью. Если применяют стальной упругий элемент (полуэллиптическую рессору, цилиндрическую пружину или торсион), имеющий постоянную жесткость, в конструкции подвески необходимо предусмотреть устройства, обеспечивающие переменную жесткость (двойные или тройные упругие элементы, дополнительные резиновые упругие элементы и т.п.).

После выбора и обоснования конструкции направляющего и упругого устройства составляют кинематическую схему подвески и строят характеристику ее упругих свойств с координатами f , Z (Z - статическая нагрузка, приходящаяся на колесо и рассматриваемую подвеску; f - статический прогиб рессоры).

В балансирных подвесках применяются одинарные рессоры. Характеристика балансирных подвесок имеет свои особенности, обусловленные

их кинематикой, и строится для трех возможных случаев взаимодействия колес тележки с опорной поверхностью:

- 1-й случай - наезд колес обоих мостов тележки на неровности одинаковой высоты h . При этом ось балансира получает перемещение h , а жесткость подвески $C = 2 Z / h$.

- 2-й случай - наезд колес одного моста на неровность. Ось балансира в этом случае получает перемещение в 2 раза меньшее, т.е. $h/2$, а жесткость подвески становится в 2 раза большей $C = 2 Z / h$.

- 3-й случай - колеса мостов получают равные по значению, но противоположные по направлению перемещения h . При этом перемещение оси балансира равно нулю, а мосты перемещаются свободно (нулевая жесткость подвески) до удара их в ограничители.

При разработке конструкции направляющего устройства подвески устанавливается тип направляющего устройства и основные элементы его конструкции, а также определяются необходимые устройства, обеспечивающие характер перемещения колес автомобиля относительно его остова и полную передачу всех сил и моментов, возникающих при взаимодействии колес с дорогой.

По гасящему устройству подвески в проекте выбирают и обосновывают его конструкцию, указывают место установки и решают вопросы крепления.

3.2.2. Выбор и обоснование типа и конструкции органов управления автомобилем и определение их основных параметров

3.2.2.1. Рулевое управление

Рулевой привод

Рулевой привод должен обеспечивать правильную кинематику движения автомобиля при повороте, т.е. любое изменение направления движения автомобиля должно происходить без бокового скольжения колес по дороге. Для этого необходимо обеспечить поворот управляемых колес автомобиля на различные углы, значения которых (без учета угла бокового увода шин) связаны зависимостью:

$$C \operatorname{tg} \alpha_H - C \operatorname{tg} \alpha_{BH} = \frac{M}{L},$$

где α_H , α_{BH} - угол поворота соответственно наружного и внутреннего колеса; M - расстояние между центрами поворота управляемых колес (между осями шкворней в средней части); L - продольная база автомобиля.

Использование в приводе управляемых колес равнобочной, шарнирной трапеции - один из путей обеспечения требуемой зависимости.

Если в конструкции рулевого привода используют трапецию, необходимо обосновать наиболее рациональное место ее расположения (спереди или сзади оси управляемых колес).

Затем необходимо определить основные кинематические размеры трапеции.

Рулевой механизм

При выборе и обосновании конструкции рулевого механизма необходимо исходить из условий, обеспечивающих удобство и легкость управления при работе автомобиля в заданных условиях.

В проекте следует выбрать и обосновать конструкцию рулевого механизма и вычертить его кинематическую схему.

Затем нужно определить угловое u_{ω} и силовое u_p передаточные числа рулевого управления.

По конструкции рулевого механизма необходимо установить:

- особенности конструкции элементов рулевого механизма;
- виды регулировки механизма и чем они обеспечиваются;
- смазки деталей рулевого механизма;
- наличие травмобезопасного элемента в конструкции рулевого вала,

его тип и конструкцию.

Порядок расчета рулевого управления:

1. Определяется момент сопротивления повороту управляемых колес;
2. Составляется схема рулевого управления с указанием действующих сил;
3. Определяется усилие на рулевом колесе;
4. Рассчитывается рулевой механизм;
 - 4.1. Рулевое колесо;
 - 4.2. Рулевой вал;
 - 4.3. Передача глобоидальный червяк — двухгребневый ролик;
 - 4.4. Вал рулевой сошки;
 - 4.5. Рулевая сошка и маятниковый рычаг.
5. Рулевой привод;
 - 5.1. Наружный шаровый палец сошки;
 - 5.2. Поворотный рычаг;
 - 5.3. Боковые тяги;
 - 5.4. Поперечная тяга.

3.2.2.2. Тормозное управление

В проекте необходимо обосновать, какие тормозные системы целесообразно применить для проектируемого автомобиля (рабочую, стояночную, запасную, вспомогательную); выбрать и обосновать тип, конструкцию и место

установки тормозных механизмов каждой системы, привести схемы тормозных механизмов и определить их параметры; выбрать и обосновать конструкцию тормозного привода каждой системы, привести схему привода рабочей тормозной системы и определить ее основные параметры.

Тормозные механизмы

При выборе и обосновании конструкции каждого тормозного механизма следует исходить из условий наиболее полного сочетания таких качеств: создание необходимого момента трения при минимальных габаритных размерах и массе, отсутствие самозаклинивания, стабильность эффективного действия и высокая надежность, минимальные износы, простота обслуживания и ремонта.

Момент трения тормозных механизмов колес автомобиля ограничен предельным значением тормозной силы, определяемым из условий взаимодействия колес с дорогой. Поэтому предельное значение момента трения тормозного механизма не должно превышать значения тормозного момента на колесе автомобиля по условию сцепления с дорогой:

$$\dot{I}_{\partial} = \dot{I}_{\partial i \partial} = \varphi_x \cdot R_{ZT} \cdot r_K$$

где M_T - момент трения, создаваемый тормозным механизмом; $\dot{I}_{\partial i \partial}$ - тормозной момент, определяемый условиями взаимодействия колеса с дорогой; φ_x - расчетное значение коэффициента сцепления колеса с дорогой; R_{ZT} - расчетное значение опорной вертикальной реакции дороги на колесо; r_K - радиус качения колеса.

Поэтому, прежде чем приступить к определению основных параметров и параметров тормозного механизма, необходимо рассчитать предельное значение реализуемого тормозного момента:

$$\dot{I}_{\partial} = \varphi_x \cdot R_{ZT} \cdot r_K$$

Для определения расчетного значения коэффициента сцепления $\varphi_{расч}$ выбирают коэффициент распределения тормозных сил на передние и задние колеса автомобиля:

$$K_T = P_{T1} / P_{T2}$$

где P_{T1} и P_{T2} - суммарные предельные тормозные силы на колесах соответственно переднего и заднего моста автомобиля.

Обычно принимают $K_T = 1,3... 1,6$ для легковых автомобилей и для грузовых автомобилей, у которых $l_1 \approx l_2$.

Для грузовых автомобилей, у которых $l_1 > l_2$, $K_T = 0,8.. 1,0$.

Затем определяют расчетное значение коэффициента сцепления:

$$\varphi_x = \frac{\hat{E}_{\partial} \cdot l_1 - l_2}{(\hat{E}_{\partial} + 1)h_{\partial,i}}$$

После этого рассчитывают вертикальные опорные реакции на колесах переднего и заднего мостов по формулам:

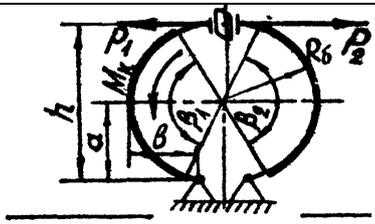
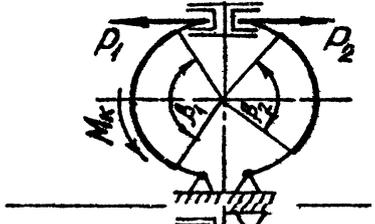
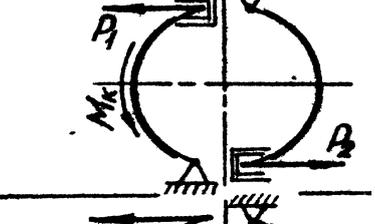
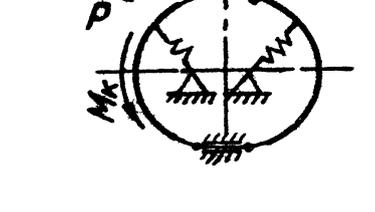
$$R_{ZT1} = \frac{m_a \cdot g(l_2 + \varphi_x \cdot h_{\delta.i.})}{L}; \quad R_{ZT2} = \frac{m_a \cdot g(l_1 - \varphi_x \cdot h_{\delta.i.})}{L}$$

Расчетный тормозной момент для каждого колеса автомобиля:

$$\dot{i}_{\delta i \delta 1,2} = \varphi_{\delta} \cdot R_{ZT1,2} \cdot r_K$$

Основные размеры и значение приводных сил тормозного механизма определяют из условия создания необходимого момента трения, который должен быть равен тормозному моменту ($\dot{i}_{\delta} = \dot{i}_{\delta i \delta}$). Для этого пользуются несколько упрощенными формулами в зависимости от принятой схемы тормозного механизма (таблица 11).

Таблица 11 - Схемы барабанных тормозных механизмов и справочные формулы для определения их параметров

Схемы тормозных механизмов	Параметры тормозных механизмов
	$P_2 > P_1; \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{a - \mu \cdot v}{a + \mu \cdot v};$ $M_{TP} = \mu \cdot h \cdot R_{\sigma} \frac{2P_1}{a - \mu \cdot v}$
	$P_1 = P_2 = P; \quad \frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{a + \mu \cdot v}{a - \mu \cdot v};$ $M_{TP} = \mu \cdot h \cdot R_{\sigma} \frac{2P \cdot a}{a^2 - \mu^2 \cdot v^2}$
	$P_1 = P_2 = P$ $M_{TP} = \mu \cdot h \cdot R_{\sigma} \frac{2P}{a - \mu \cdot v}$
	$M_{TP} = \mu \cdot h^2 \cdot R_{\sigma} \frac{2P}{(a - \mu \cdot v)^2}$

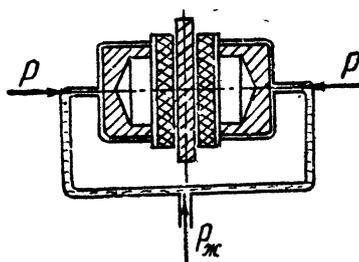


Рисунок 7 - Схема дискового тормозного механизма

Тормозной момент, создаваемый колодками дискового тормозного механизма (рисунок 7) равен:

$$M_T = nP\mu \cdot r_{CP},$$

где n - количество рабочих цилиндров; $D = \delta_\alpha \frac{\pi \cdot d_\omega}{4}$ - сила, прикладываемая от поршня на колодку; δ_α - давление жидкости в системе. Обычно принимают $\delta_\alpha = 7 \dots 8 \text{ МПа}$; d_ω - диаметр рабочего цилиндра; $\mu = 0,30 \dots 0,35$ - коэффициент трения между накладкой и диском; r_{CP} - средний радиус колодки (принимают из конструктивных соображений).

По найденному моменту трения и по принятым параметрам тормозного механизма определяют значения приводных сил: P_1 , P_2 и P .

При разработке конструкции тормозного механизма необходимо решить, как и чем будет обеспечена регулировка механизма по мере износа фрикционных накладок, эффективность работы обеих колодок и их равномерный износ.

Примечание. P_1 , P_2 и P - силы, действующие от тормозного привода на колодки; β_1 и β_2 - углы охвата тормозными накладками колодок; $\beta = 80 \dots 140^\circ$; μ - коэффициент трения. Обычно $\mu = 0,30 \dots 0,35$; R_ϕ - внутренний рабочий радиус тормозного барабана. Этот размер обычно определяется исходя из условия размещения барабана внутри колеса; $h = 1,6R_\phi$; $a = b = 1,6R_\phi$.

Тормозной момент стояночного тормоза

$$M_T = \varphi \frac{G_a}{L} (a \cdot \cos \alpha - h_g \cdot \sin \alpha) r_k,$$

где α - угол наклона дороги, на котором должен быть заторможено автомобиль) $\alpha = 9^\circ$ при $\varphi = 0,7$), что соответствует уклону дорожного полотна) 16%).

Тормозные приводы

При выборе и обосновании конструкции тормозного привода исходят из условия наиболее полного сочетания минимального времени и плавности срабатывания, необходимого распределения тормозных сил по колесам автомобиля, удобства и легкости управления, высокой надежности, долговечности и простоты конструкции.

Конструкция привода рабочей тормозной системы должна обеспечивать высокую надежность его работы. Для этого следует принимать конструкцию с отдельным приводом тормозов колес различных мостов. Это требование обязательно при наличии на автомобиле только двух систем тормозов - рабочей и стояночной. При этом стояночная система тормозов должна иметь привод на

колесные тормозные механизмы, что позволит использовать ее в качестве запасной и аварийной.

Необходимое распределение тормозных сил по колесам передних и задних мостов автомобиля обеспечивается применением различных конструкций тормозных механизмов и размерами элементов тормозного привода (тормозных цилиндров, камер или размерами рычажной системы привода). Желательно предусмотреть установку в приводе автоматических регуляторов тормозных сил, аналогичных применяемым на современных автомобилях ("Жигули", КамАЗ и др.).

Для наиболее полного сочетания таких важных качеств тормозного привода, как удобство и легкость управления, для механического или гидравлического привода определяют кинематическое передаточное число привода:

$$U_K = S_{\text{ПЕД.РАБ}} / \Sigma S_K$$

где $S_{\text{ПЕД.РАБ}}$ - рабочий ход педали или рычага тормоза. Обычно принимают $S_{\text{ПЕД.РАБ}} = 80... 90$ мм для грузовых автомобилей и $S_{\text{ПЕД.РАБ}} = 60... 75$ мм - для легковых; ΣS_K - суммарное перемещение концов колодок в месте их соединения с поршнями или кулаком. Обычно $\Sigma S_K = 3...6$ мм.

Максимальный ход рычага стояночного тормоза не должен превышать 200 мм для грузовых автомобилей и 150 мм - для легковых.

Исходя из значения U_K определяют кинематические параметры конструкции привода.

Силовое передаточное число тормозного привода, характеризующее легкость управления,

$$U_P = \Sigma P_T / P_{\text{ПЕД}} \cdot \eta_{\text{ПР}}$$

где ΣP_T - суммарная тормозная сила, действующая на колеса; $P_{\text{ПЕД}}$ - усилие на педаль или рычаге; $\eta_{\text{ПР}}$ - КПД привода. Обычно $\eta_{\text{ПР}} = 0,8...0,9$.

Так как при механическом или гидравлическом приводе существует достаточно жесткая связь от педали (рычага) к тормозным механизмам, то $U_K = U_P$. Поэтому из выражения можно определить необходимое усилие на педаль или рычаге привода.

Если значение этого усилия превышает 400 Н, в конструкцию тормозного привода следует ввести усилитель.

После выбора и обоснования типа привода составляют схему привода и определяют конструкцию основных механизмов и устройств тормозной системы (главный тормозной цилиндр, колесные цилиндры, тормозной кран, тормозные камеры и др.), а также указывают, какие регулировки должен иметь тормозной приводки их назначение.

Порядок расчета тормозной системы:

1. Определение координат центра массы модернизированного автомобиля;
2. Определение моментов и сил, прилагаемых к колодкам тормозных механизмов, соответствующих режиму экстренного торможения;
3. Расчет тормозных механизмов на нагрев ;
4. Расчет привода тормозов.

Вопросы охраны труда, противопожарной безопасности, охраны окружающей среды следует отнести к автомобильному транспорту в целом. Объем раздела – 2...3 страницы.

4. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная литература

1. Лялин В.П. Теория автомобиля : учебное пособие для вузов [Гриф УМО] / Лялин В.П., Лялин К.В. – ФГАОУ ВПО «Российский государственный профессионально-педагогический университет», 2014. – 405с.

2. Чмиль В.П. Автотранспортные средства : учебное пособие [Гриф Минобрнауки РФ] / В. П. Чмиль, Ю. В. Чмиль [и др.]. – СПб. : Лань, 2011. – 336 с.

Дополнительная литература

1. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для вузов / Лукин П.П. [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 376 с.

2. Проектирование трансмиссий автомобиля : Справочник. Под общей ред. А.И. Гришкевич. – М. : Машиностроение. 1984. – 270 с.

3. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. В.В.Осепчугов, А.К.Фрумкин. М. : Машиностроение. 1989. – 270 с.

4. Нарбут А.Н. Автомобили : Рабочие процессы и расчет механизмов и систем: учебник для вузов / А.Н.Нарбут. – М. : Издательский центр «Академия», 2007. – 256 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Российский государственный профессионально-педагогический университет»
Институт инженерно-педагогического образования
Кафедра энергетики и транспорта

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ НА ТЕМУ: «.....»

Исполнитель:

студент группы ЗАТ -XXX

№ зач. книжки XXXXX

XXXXXXXXXX

Проверил:

доцент кафедры “Т,

канд. техн. наук

XXXXXXXXXX

Екатеринбург 2017

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

					КП 44.03.04. XXX РПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Тема курсового проекта	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						у		
Провер.								
Т. контр.								
Реценз.						Лист	Листов	
Н. контр.						ФГАОУ ВО РГППУ, ИИПО гр. АТ - 317		
Утверд.								

					КП 44.03.04. XXX РПЗ			Лист
Изм	Лист .	№ документа	Подпись	Дата				

XXX – три последние цифры зачетной книжки

Методические указания
к выполнению курсового проекта по дисциплине
«Основы конструирования и расчета автомобилей»

Подписано в печать Формат 60x84/16. Бумага для множ. аппаратов.
Печать плоская. Усл.печ.л. Уч.-изд.л. Тираж экз. Заказ
ФГАОУ ВО «Российский государственный профессионально-педагогический
университет». Екатеринбург, ул. Машиностроителей, 11.

Ризограф ФГАОУ ВО РГППУ. Екатеринбург, ул. Машиностроителей, 11.