

Министерство сельского хозяйства РФ

ФГБОУ ВО «Брянский государственный аграрный университет»

Кафедра безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии

В.И. Растягаев

**СПАСАТЕЛЬНАЯ, ПОЖАРНАЯ И АВАРИЙНО-
СПАСАТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению курсового проекта

для бакалавров

Направления 280700 (20.03.01) - Техносферная безопасность

Брянская область, 2015

УДК 61.(075.8)

ББК51.1 (2) 2

Р 50

Растягаев В.И. Методические указания по дисциплине «Спасательная, пожарная и аварийно-спасательная техника»: / В.И. Растягаев. – Брянск: Изд-во Брянского ГАУ, 2015. – 42 с

Предназначены для бакалавров направления 280700 (20.03.01) - Техносферная безопасность очной и заочной форм обучения.

В методических указаниях представлена методика выполнения курсового проекта, варианты индивидуальных заданий и справочные материалы для расчетов по дисциплине «Спасательная, пожарная и аварийно-спасательная техника».

Рекомендованы к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета БГАУ, протокол № 2 от 10.10. 2015 г.

Рецензент: к.т.н., доцент кафедры системы энергообеспечения О.Е. Широкова.

© Брянский ГАУ, 2015

© Растягаев В.И. 2015

Содержание

Введение.....	4
Глава 1. Тяговый расчет базового транспортного средства.....	6
1.1 Выбор двигателя базового транспортного средства.....	6
1.2 Построение скоростной характеристики двигателя базового транспортного средства.....	7
1.3 Определение передаточных чисел трансмиссии базового транспортного средства.....	9
1.4 Построение динамической характеристики базового транспортного средства	11
Глава 2. Обоснование рабочих параметров агрегатов базового транспортного средства.....	13
2.1 Фрикционная муфта сцепления базового транспортного средства.....	13
2.2. Расчет карданной передача базового транспортного средства	20
2.3. Расчет главной передачи базового транспортного средства.....	24
2.4 Расчет подвески базового транспортного средства.....	32
2.5 Колесный тормоз базового транспортного средства.....	38
Литература.....	41

Введение

В системе МЧС техническая вооруженность поисково-спасательных отрядов занимает особое место. Она составляет материальную основу механизации работ по проведению аварийно-спасательных и других неотложных работ.

Эффективное применение спасательной техники требует глубокого знания конструкции оборудования, механизмов и машин, их технических возможностей и рациональных режимов работы. Их параметры определяют тактико-технические характеристики машин. Поэтому первой задачей курса «Спасательная, пожарная и аварийно-спасательная техника» является всестороннее изучение конструкций машин и их тактико-технических характеристик.

Чрезвычайные ситуации природного и техногенного характера возникают в случайные, непредсказуемые промежутки времени. Ущерб от них будет тем меньше, чем скорее начнется проведение аварийно-спасательных работ. Поэтому в аварийно-спасательная техника должны содержаться в состоянии высокой технической готовности к использованию. Следовательно, изучая курс «Спасательная, пожарная и аварийно-спасательная техника», необходимо решить вторую задачу, которая включает приемы и методы поддержания состояния непрерывной технической готовности спасательной техники.

Объем и содержание курсовой работы

Цели и задачи курсового проекта

Курсовой проект является завершающим этапом изучения предмета «Спасательная, пожарная и аварийно-спасательная техника» и предназначена для закрепления и углубления знаний по аварийно-спасательной технике находящейся на вооружении сил МЧС .

Курсовой проект ставит перед студентами следующие основные задачи:

- систематизация, закрепление и углубление теоретических знаний, полученных при изучении предмета;
- усвоение основ по тяговому расчету базового транспортного средства;
- умение правильно обосновать рабочие параметры агрегатов базового транспортного средства для его эксплуатации в конкретных условиях;
- умение пользоваться технической и нормативно- справочной литературой, нормативными материалами и стандартами.

Задание и указания по оформлению курсового проекта

Курсовой проект по степени сложности соответствует теоретическим знаниям, полученным студентами при изучении предмета.

Задание на курсовой проект определяется последней и предпоследней цифрами номера зачетной книжки студента.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки и двух листов чертежей формата А1. Все разделы курсового проекта выполняются в соответствии с рекомендациями приводимыми в данных указаниях.

Пояснительная записка должна иметь объем 20...25 страниц рукописного текста и оформлена по правилам ЕСКД.

В тексте записки обязательны ссылки на литературные источники.

Чертежи выполняются на листах формата А1 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.109 - 79.

Содержание графической части курсовой работы

Лист 1 (формат А1). Результаты тягового расчета базового транспортного средства.

Лист 2 (формат А1). Сборочный чертеж силового агрегата или трансмиссии (определенного заданием).

2 Порядок выполнения курсового проекта

Выполнить тяговый расчет базового автомобиля и провести расчет агрегата автомобиля, согласно варианту (Таблица 1).

Таблица 1 - Исходные данные

Исходные данные	Последняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Колесная формула автомобиля	4К2	4К4	4К6	4К2	4К4	4К6	4К2	4К4	4К6	4К2
Номинальная грузоподъемность автомобиля G_2 кН	35	50	92	40	55	85	45	60	90	50
Максимальная скорость движения на прямой передаче, км/ч	75	70	65	80	75	70	75	80	75	90
Площадь лобовой поверхности F , м ²	3.6	4.2	5.6	3.6	4.2	5.6	3.6	4.2	5.6	3.6
Коэффициент обтекаемости, k_0	0.57	0.68	0.89	0.60	0.68	0.88	0.60	0.68	0.89	0.67

Продолжение таблицы 1

Число оборотов коленчатого вала при максимальной скорости движения n , об/мин	3200	3200	2800	3200	2100	2400	2800	2100	3200	1800
Коэффициент приспособляемости двигателя по моменту K_M	1.2	1.3	1.4	1.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.3
Число передач	4	5	5	4	5	4	5	4	4	5
Радиус колес r_k , м	0.43	0.58	0.58	0.47	0.47	0.43	0.58	0.58	0.58	0.43
Исходные данные	Предпоследняя цифра зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Приведенный коэффициент дорожного сопротивления, ψ	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03
Коэффициент сцепления, μ	0.5	0.5	0.5	0.45	0.5	0.45	0.45	0.5	0.45	0.45
Агрегат автомобиля	Муфта сцепления	Карданная передача	Главная передача	Подвеска автомобиля	Колесный тормоз	Муфта сцепления	Карданная передача	Главная передача	Подвеска автомобиля	Колесный тормоз

Глава 1. Тяговый расчет базового транспортного средства

1.1 Выбор двигателя базового транспортного средства

Мощность двигателя автомобиля определяется по формуле, кВт

$$N_e = \frac{P_K \cdot V}{1000 \cdot \eta_{TP} \cdot K_B},$$

где P_K - касательная сила тяги на ведущих колесах, Н.

При равномерном движении

$$P_K = G \cdot (\psi + \sin \alpha) + P_w,$$

где P_w - сила сопротивления воздуха, Н $P_w = k_0 \cdot F \cdot V^2$;

k_0 - коэффициент обтекаемости, $\frac{H \cdot c^2}{M^4}$;

F - площадь лобовой поверхности автомобиля, м^2 . $F = B \cdot H$,

B - колея колес автомобиля, м ;

H - высота автомобиля, м ;

V - скорость движения автомобиля, м/с . При скорости меньше 30 км/час , сила сопротивления воздуха не учитывается;

α - угол преодолеваемого подъема, $\alpha = 12^\circ$;

$\eta_{\text{тр}}$ - к.п.д. трансмиссии. $\eta_{\text{тр}} = 0,85 \dots 0,9$;

K_B - коэффициент использования мощности двигателя, учитывающий отбор мощности на привод вспомогательного оборудования.

$K_B = 0,85 \dots 1,0$.

Правильность определения мощности двигателя проверяется по величине удельной мощности

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_e}{G_a},$$

где G - вес автомобиля без груза, т .

Значение удельных мощностей грузовых автомобилей находится в пределах (кВт/т):

- автомобили с дизельным двигателем - 15,0...23,0;

- автомобили с карбюраторным двигателем - 16,0...26,0.

1.2 Построение скоростной характеристики двигателя автомобиля

Скоростная характеристика двигателя с некоторым приближением может быть построена по эмпирическим формулам

Определение зависимости мощности двигателя от числа оборотов двигателя $N_e = f(n)$

$$N_e = N_{e_{\text{max}}} \cdot \left(A \frac{n}{n_{eH}} + B \frac{n^2}{n_{eH}^2} - \frac{n^3}{n_{eH}^3} \right),$$

где $N_{e_{\text{max}}}$ - максимальная мощность двигателя, кВт .

n - частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} . Берется из характеристики двигателя автомобиля прототипа;

n_{eH} - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной мощности, мин^{-1} ;

A ; B ; C - постоянные коэффициенты. Принимаются из таблицы 2.

Определение зависимости величины крутящего момента от числа оборотов двигателя $M = f(n)$

$$M = 9550 \frac{N}{n}$$

Определение зависимости удельного расхода топлива от числа оборотов двигателя $q_e = f(n)$

$$q_e = q_{en} \left(A_0 - B_0 \frac{n}{n_{en}} + C_0 \frac{n^2}{n_{en}^2} \right),$$

где A_0, B_0, C_0 – постоянные коэффициенты. Смотри таблицу 2.

Таблица 2 - Значения постоянных коэффициентов формул характеристик двигателей

Тип двигателя	A	B	A ₀	B ₀	C ₀
Карбюраторный	1,0	1,0	1,2	1,0	0,8
Дизель:					
- с непосредственным впрыском	0,87	1,13	1,55	1,55	1,0
- с вихревой камерой	0,7	1,3	1,35	1,35	1,0

Определение зависимости часового расхода топлива от числа оборотов двигателя $G_T = f(n)$

$$G_T = \frac{q_e \cdot N}{1000}$$

Значения параметров скоростной характеристики вычисляются не менее чем в 6 точках с равным интервалом частот и заносятся в таблицу 3.

Таблица 3 – Значения параметров скоростной характеристики

Параметр	Частота вращения двигателя, мин ⁻¹					
	800	1200	1600	2000	2400	2800
N _e , кВт						
M, Н·м						
q _e , г/кВт·час						
G _T , кг/час						

По результатам расчета строится скоростная характеристика двигателя. Пример построения скоростной характеристики показан на рисунке 1.

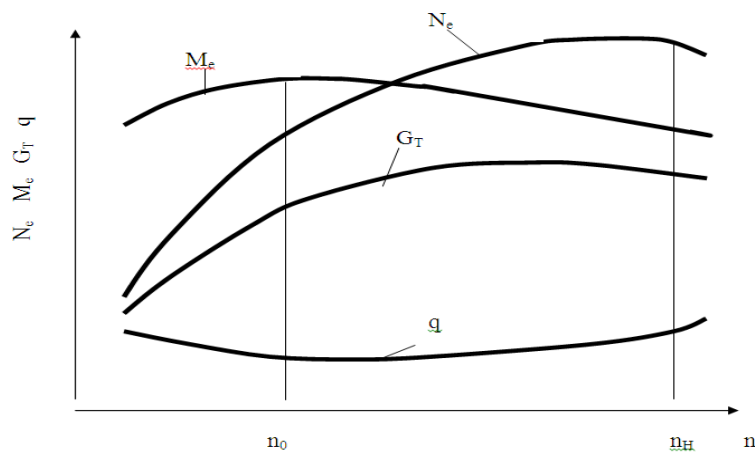


Рисунок 1 - Скоростная характеристика двигателя

1.3. Тягово-скоростные свойства пожарного автомобиля

Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Общее передаточное число трансмиссии автомобиля определяется по формуле

$$U_{TPi} = U_0 \cdot U_{K1} \cdot U_P,$$

где U_0 – передаточное число главной передачи;
 U_{K1} – передаточное число коробки передач на первой передаче;
 U_P – передаточное число раздаточной коробки.

Распределение общего передаточного числа трансмиссии между отдельными элементами зависит от схемы трансмиссии.

Передаточное число главной передачи определяется исходя из обеспечения максимальной скорости движения автомобиля

$$U_0 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_K \cdot n_{\max}}{U_{KZ} \cdot U_P \cdot V_{\max}},$$

где r_K – обобщенный радиус качения колеса, м;
 n_{\max} – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} ;
 U_{KZ} – передаточное число коробки передач на высшей передаче.
У автомобилей с карбюраторным двигателем $U_{KZ} = 1,0$.
У автомобилей с дизельным двигателем $U_{KZ} = 0,664 \dots 0,613$;
 U_P – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче.
 $U_P = 1,0 \dots 1,3$;
 V_{\max} – максимальная скорость движения автомобиля на высшей передаче м c^{-1} .

Передаточное число коробки передач на первой передаче определяется исходя из условия преодоления автомобилем максимального дорожного сопротивления при использовании максимального динамического фактора по сцеплению выражаемого равенством

$$D_{1\max} = \varphi \cdot k,$$

где φ - коэффициент сцепления движителя с дорогой;

k - коэффициент загрузки ведущих колес. Для автомобилей со всеми ведущими колесами при заблокированном приводе $k = 1$.

Исходя из условия получения максимальной величины динамического фактора автомобиля, определяется передаточное число первой передачи

$$U_{K1} = \frac{D_{1\max} \cdot G_{II} \cdot r_{OH}}{M_{1\max} \cdot U_0 \cdot U_p \cdot \eta_{TP}},$$

где M_{\max} - максимальный крутящий момент двигателя, определяемый по скоростной характеристике;

η_{TP} - КПД трансмиссии автомобиля, $\eta_{TP} = 0,85 \dots 0,95$.

Минимальное число ступеней Z в коробке передач определяется из зависимости

$$Z = \frac{\lg\left(\frac{U_{K1}}{U_{KZ}}\right)}{\lg\left(\frac{n_n}{n_0}\right)} + 1,$$

где n_n и n_0 - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя и частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному моменту. Берется из скоростной характеристики.

Для обеспечения наибольшей интенсивности разгона структура передач строится по геометрической прогрессии.

Знаменатель прогрессии для автомобиля с карбюраторным двигателем определяется по формуле

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{U_{K1}}{U_{KZ}}},$$

Знаменатель прогрессии для автомобиля с дизельным двигателем

$$q = z-2 \sqrt{\frac{U_{K1}}{U_{KZ-1}}},$$

где U_{KZ-1} - передаточное число коробки передач, предшествующее высшей.

Для автомобиля с карбюраторным двигателем $U_K = 1$, для автомобиля с дизельным двигателем $U_{KZ-1} = 1$.

Передаточные числа промежуточных передач

$$U_{K2} = \frac{U_{K1}}{q}, \quad U_{K3} = \frac{U_{K2}}{q}, \quad U_{K4} = \frac{U_{K3}}{q}, \quad U_{K5} = \frac{U_{K4}}{q} \text{ и т.д.}$$

Передаточное число коробки передач для заднего хода

$$U_{K3X} = (1,2 \dots 1,3) \cdot U_{K1}$$

1.4 Построение динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика представляет собой графическую зависимость свободной силы тяги от скорости движения автомобиля $P_a = f(V)$ на различных передачах и является основным документом, характеризующим тягово-динамические качества автомобиля.

Расчет тяговой характеристики производится в следующем порядке.

В таблицу 4 вносятся значения частоты вращения n коленчатого вала и соответствующие им значения крутящего момента M из скоростной характеристики двигателя.

Скорость движения автомобиля определяется из формулы, м/сек.

$$V = 2 \cdot \pi \frac{n \cdot r_K}{U_{TP}}$$

Касательная сила тяги определяется по формуле, Н

$$P_K = M_K \frac{U_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_K}$$

Сила сопротивления воздуха, Н

$$P_W = k \cdot F \cdot V^2,$$

где k – коэффициент обтекаемости, $k = (0,6 \dots 0,7) \frac{H \cdot c^2}{M^4}$;

F – площадь лобовой поверхности автомобиля, m^2 . $F = B \cdot H$;

B – колея колес автомобиля, м. Принимается по прототипу;

H – высота автомобиля, м. Принимается по прототипу;

V - скорость движения автомобиля, м/с. Принимается по прототипу.

При скорости движения автомобиля меньше 30 км/час сила сопротивления воздуха не учитывается.

Свободная сила тяги, Н

$$P_a = P_K - P_w$$

Отношения свободной силы тяги к весу автомобиля называется динамическим фактором автомобиля

$$D = \frac{P_a - P_w}{G}$$

Найденные значения величин заносятся в таблицу 4.

Таблица 4- Параметры динамической характеристики автомобиля

Передача	n	M Н·м	V м·с ⁻¹	P _K Н	P _w Н	P _a Н	D
1	n ₁						
 n ₂						
2	n ₁						
 n ₂						
3 и т.д.							

По данным таблицы строятся в функции от скорости движения тяговая $P_a = f(V)$ и динамическая $D = f(V)$ характеристики автомобиля (рис.2).

Применение динамической характеристики значительно упрощает решение эксплуатационных задач, так как возможность автомобиля при реализации различных видов и величин сопротивлений на каждой передаче могут быть определены без дополнительных расчетов.

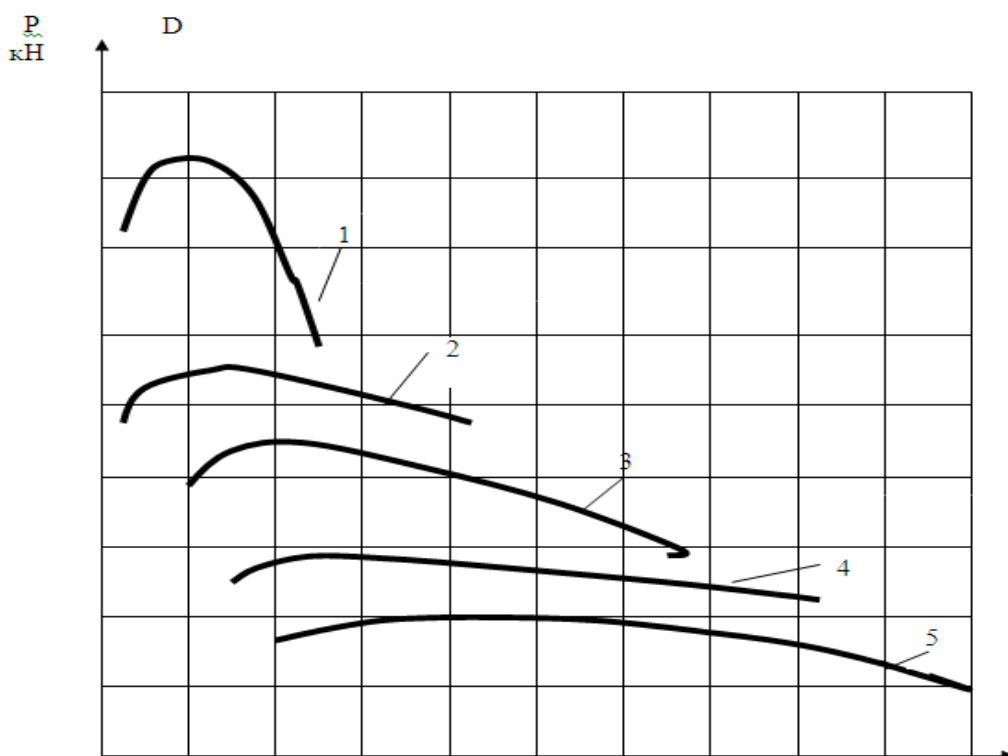


Рисунок 2 – Тяговая и динамическая характеристика автомобиля

Глава 2. Обоснование рабочих параметров агрегатов базового транспортного средства

2.1 Фрикционная муфта сцепления автомобиля

Определение параметров фрикционной муфты сцепления

Расчет муфты сцепления производится с целью определения размеров поверхностей трения и силы сжатия между ними. Основные размеры муфты выбирают исходя из условия передачи максимального момента двигателя за счет сил трения при плавном включении сцепления.

Расчетный крутящий момент муфты сцепления, Н·м

$$M_p = M_e^{\max} \cdot \beta,$$

где M_e^{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Определяется по скоростной характеристике;

β - коэффициент запаса сцепления.

Значение коэффициента запаса сцепления принимается из условия передачи максимального момента двигателя с учетом эксплуатационного износа дисков и предохранения трансмиссии от перегрузок. $\beta = 1,5 \dots 3$.

С повышением β увеличивается потребная сила для выключения сцепления и возрастают ударные нагрузки на механизмы силовой передачи при резком торможении машины.

Внешний радиус ведомого диска, м

$$R_m = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_p}{\rho_0 \cdot \mu \cdot n \cdot (1 + c - c^2 - c^3)'}}$$

где ρ_0 – давление на фрикционные накладки поверхности трения.

$\rho_0 = (150 \dots 250)$ КПа;

c – отношение внутреннего радиуса ведомого диска к внешнему, $c = 0,52 \dots 0,62$;

μ – коэффициент трения дисков, $\mu = 0,25 \dots 0,35$;

n – число пар трения. У существующих автомобилей при мощности двигателя больше 130 кВт устанавливается двухдисковая муфта с $n = 4$. Ододисковые муфты с $n = 2$, применяются для передачи крутящих моментов не выше 700 Н·м.

Расчетный внешний размер ведомого диска необходимо сопоставить с размером маховика двигателя, внутри которого он размещается. Внутренний радиус ведомого диска выбирается из соотношения радиусов дисков, установленного практикой проектирования и проверенного в эксплуатации

$$R_{\min} = (0,5 \dots 0,7) \cdot R_{\max}$$

Оценка рабочего процесса включения сцепления при трогании автомобиля

Оценка износостойкости рабочих поверхностей сцепления производится по двум косвенным показателям напряженности работы пары трения.

По удельной работе буксования

Удельная работа буксования, Дж/м²

$$\Delta L = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot n \cdot (D_{\max}^2 - D_{\min}^2)'}$$

где D_{\max} и D_{\min} – наружный и внутренний диаметры ведомого диска, м.

L – работа буксования сцепления, Дж.

Секундная работа двигателя соответствует секундной работе сил трения (буксования) дисков, $\frac{H \cdot M}{c}$

$$L = N_e \cdot 981 \cdot \eta_{mp},$$

где N_e – мощность двигателя кВт, соответствующая максимально-му крутящему моменту. Берется из скоростной характеристики.

Удельная работа буксования при трогании автомобиля с места для грузовых автомобилей не должна превышать $1200 \cdot 10^3$ Дж/м².

Если удельная работа буксования превышает допустимые пределы, необходимо увеличить размеры накладок.

По нагреву нажимного диска за одно включение

При проверке муфты сцепления на нагрев определяется повышение температуры дисков при однократном включении

$$t^0 = \frac{\alpha \cdot L}{m_d \cdot c},$$

где α - коэффициент, определяющий долю работы сил трения, поглощаемой ведущими элементами муфты. Для однодискового $\alpha = 0,5$. Для двухдискового $\alpha = 0,25$;

c – удельная теплоемкость материала ведущих дисков,

$c = 480$ Дж/кг·град;

m_d – масса нажимного диска, $m_d = (12 \dots 15)$ кг.

Допустимый нагрев нажимного диска не должно превышать для автомобилей $t^0 = 20$ С. Если условие проверки на нагрев не выполняется, то следует изменить конструктивные размеры сцепления и всех его деталей.

Оценка влияния рабочего процесса сцепления на эксплуатационные свойства автомобиля

Влияние рабочего процесса сцепления на формирование эксплуатационных свойств автомобиля включает в себя оценку:

1. Возможности работы двигателя при выбранном режиме включения сцепления.

Двигатель глохнет при $\omega_{eKOL} < \omega_{eXX}$,

где ω_{eKOL} - угловая скорость коленчатого вала двигателя в момент включения сцепления;

$$\omega_{eXX} = 0,15 \cdot \omega_N,$$

где ω_N - угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности двигателя.

2. Режим включения сцепления

$t_B = (0,1...1,1)$ секунд - резкое включение;

$t_B = (1,6...2,5)$ секунд – плавное включение.

3. Максимальное ускорение автомобиля в процессе включения сцепления

$$a = \frac{(M_e^{\max} - M_f) \cdot U_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_K \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{BP}} < [a_{\max}] = 3,5 \text{ м/с}^2,$$

где G_a – вес автомобиля с грузом, Н;

U_{TP} – передаточное число трансмиссии;

η_{TP} – коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля;

δ_{BP} – коэффициент учета вращающихся масс

$$\delta_{BP} = 1,04 + 0,04 \cdot U_K^2,$$

где U_K – передаточное отношение коробки передач.

Момент сопротивления движению автомобиля M_f

$$M_f = \frac{f \cdot G_a \cdot r_K}{U_{TP} \cdot \eta_{TP}},$$

где f – коэффициент сопротивления движению автомобилю.

4. Ограничение реализации тягово – скоростных свойств автомобиля по сцеплению колес с дорогой. Отсутствие пробуксовки колес при трогании автомобиля возможно при соблюдении условия

$$M_e^{\max} < \frac{G_a \cdot K \cdot \varphi \cdot r_K}{U_{TP} \cdot \eta_{TP}},$$

где K – коэффициент перераспределения реакций,

$K = 1,05...1,12$;

φ – коэффициент сцепления.

Расчет вала муфты сцепления

Вал муфты сцепления, на котором укреплены ведомые диски, рассчитывается на кручение.

Диаметр вала по внутреннему размеру шлицев, м

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,2 \cdot [\tau_{np}]}}$$

где $[\tau_{np}]$ - допускаемое напряжение кручения материала вала,
 $[\tau_{np}] = (80 \dots 110) \cdot 10^6$ Па.

Шлицы вала рассчитываются:

- на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{8 \cdot M_e^{max}}{(D_6^2 - d_6^2) \cdot z \cdot \ell} \leq [\sigma_{см}],$$

где D_B - наружный диаметр вала, м.;
 d_B - внутренний диаметр шлицевого вала;
 z - число шлицев;
 ℓ - длина шлицев. Длина шлицев выбирается из конструктивных соображений. Обычно $\ell = (0,08 \dots 0,1)$ м;
 $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{см}] = (15 \dots 36) \cdot 10^6$ Па.

- на срез

$$\sigma_{ср} = \frac{4 \cdot M_e^{max}}{z \cdot \ell \cdot b \cdot (D_6 + d_6)} \leq [\sigma_{ср}],$$

где b - ширина шлица по основанию, $b = 6 \cdot 10^{-3}$ м;
 $[\sigma_{ср}]$ - допускаемое напряжение на срез, $[\sigma_{ср}] = (5 \dots 14) \cdot 10^6$ Па.

Расчет нажимных пружин муфты сцепления

При расчете, ориентируясь на конструкции существующих сцеплений, задаются числом нажимных пружин m и их средним диаметром D_{CP}^{np} . В конструкциях сцеплений современных автомобилей $m = 9 \dots 28$, а $D_{CP}^{np} = (2,2 \dots 2,7) \cdot 10^{-2}$ м.

Для расчета параметров конструкций, характеризующих функциональные свойства сцепления, определяют давление на фрикционные накладки (критерий надежности)

$$P_{np} = \frac{M_p}{0,85 \cdot n \cdot \mu \cdot R_{CP}^D},$$

где P_{np} - суммарное усилие пружин при включенном состоянии сцепления;
 $0,85$ - коэффициент учета неравномерности давления пружин;
 R_{CP}^D - средний радиус ведомого диска, м

$$R_{CP}^D = \frac{R_{\max} + R_{\min}}{2}.$$

Диаметр проволоки пружины из расчета на прочность

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot P_{PP} \cdot D_{CP}^{PP}}{\pi \cdot m \cdot [\tau_{кр}]}} ,$$

где $[\tau_{кр}]$ - допускаемое напряжение кручения, $[\tau_{кр}] = (4 \dots 7) \cdot 10^8$ Па.

Полученный диаметр проволоки округляется до ближайшего по стандарту:

$$3 \cdot 10^{-3}; 3,2 \cdot 10^{-3}; 3,4 \cdot 10^{-3}; 3,5 \cdot 10^{-3}; 4,0 \cdot 10^{-3}; 4,5 \cdot 10^{-3}; 5,0 \cdot 10^{-3}; 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Рабочие число витков пружины

$$k_p = \frac{f_{ВЫК} \cdot d^4 \cdot G}{1,6 \cdot P'_{пр} \cdot (D_{CP}^{PP})^3},$$

где $P'_{пр}$ – необходимое усилие одной пружины, Н. При выключенной муфте усилие пружин на 10% .

Поэтому

$$P'_{пр} = \frac{1,1 \cdot P_{PP}}{m},$$

где G – модуль упругости материала пружин на кручение,

$$E = 8 \cdot 10^4$$

МПа;

$f_{ВЫК}$ – дополнительная деформация пружины при выключении сцепления, м.

Предварительная деформация пружины, м

$$f_1 = \frac{P_{PP}}{C_{\Sigma}},$$

где C_{Σ} - суммарная жесткость всех пружин

$$C_{\Sigma} = \frac{P_{ПР.ВЫК} - P_{ПР}}{f_{ВЫК}},$$

где $P_{ПР.ВЫК}$ - суммарное усилие пружин при выключенном состоянии сцепления. $P_{ПР.ВЫК} = 1,1 \cdot P_{ПР}$;

$f_{ВЫК}$ - дополнительная деформация пружин при выключенном сцеплении.
 $f_{ВЫК} = \delta \cdot n$;
 где δ - зазор между фрикционными поверхностями при выключенном состоянии сцепления. Для двухдисковой муфты $\delta = (0,5...0,75) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Для однодисковой $\delta = (1,25...1,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
 n - число поверхностей трения.

Деформация пружин при выключенном сцеплении

$$f_2 = f_1 + f_{ВЫК}$$

Функциональная надежность сцепления

Суммарный износ накладок

$$\Delta_{ИЗН} = 0,5 \cdot t_H \cdot n ,$$

где t_H - толщина фрикционной накладки. $t_H = (4...5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Полный износ для приклепываемых накладок составляет $0,5 \cdot t_H$.

Суммарное усилие пружин при включенном сцеплении и максимально изношенных накладках

$$P_{ПР.ИЗМ} = C_{\Sigma} \cdot (f_1 - \Delta_{ИЗМ}) .$$

Коэффициент запаса сцепления при максимально изношенных накладках

$$\beta_{ИЗМ} = \frac{P_{ПР.ИЗМ} \cdot R_{СР}^D \cdot \mu \cdot n}{M_P}$$

Строится график (рис 3), позволяющий оценить зависимость коэффициента запаса (а следовательно, и зависимость передаваемого момента) от степени износа фрикционных накладок

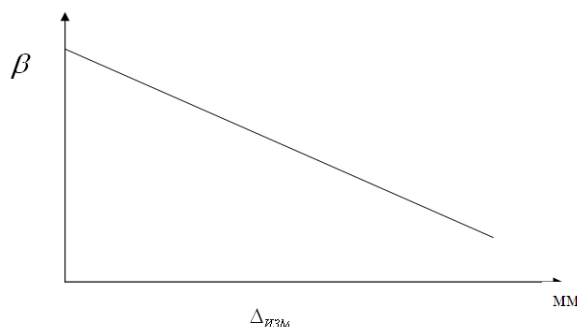


Рисунок 3 – График изменения коэффициента запаса

Работа, совершаемая водителем при выключенном сцеплении

$$A_{\text{вод}} = \frac{(P_{\text{пр}} + P_{\text{пр.выкл}}) \cdot (f_2 - f_1)}{2 \cdot \eta_{\text{п}}},$$

где $\eta_{\text{п}}$ - коэффициент полезного действия привода сцепления,
 $\eta_{\text{п}} = 0,85$.

По величине работы, совершаемой водителем, судят о легкости управлением сцепления. В соответствии с нормами для легкового автомобиля $A_{\text{вод}} < 25$ Дж, для грузового $A_{\text{вод}} < 30$ Дж. При максимально изношенных накладках работа водителя при выключении сцепления определяется по формуле

$$A_{\text{вод.изм}} = \frac{(P_{\text{пр.изм}} + P_{\text{пр.выкл}}) \cdot (f_2 - f_1 + \Delta_{\text{изм}})}{2 \cdot \eta_{\text{п}}}$$

2.2 Расчет карданной передача автомобиля

Расчет карданного вала на прочность

Длина карданного вала L выбирается из конструктивных соображений, учитывая статический угол наклона основного карданного вала. Также из конструктивных соображений выбирают наружный $D_{\text{н}}$ и внутренний $D_{\text{в}}$ диаметры карданной трубы. Причем полые карданные валы в современных автомобилях имеют толщину стенок 1,8 ... 3 мм.

Валы рассчитываются на скручивание в опасном сечении при условии передачи через него максимального крутящего момента на первой передаче

$$\tau = \frac{16 \cdot M_p \cdot U_k \cdot D_{\text{н}}}{\pi \cdot (D_{\text{н}}^4 - D_{\text{в}}^4)},$$

где U_k - передаточное число трансмиссии от двигателя до кардана.

На кручение шлицевой хвостовик карданного вала рассчитывается по формуле

$$\tau = \frac{16 \cdot M_p}{\pi \cdot d^3},$$

где d - диаметр шлицевого хвостовика в опасном сечении, м.

Допускаемые напряжения в опасных сечениях не должны превышать 2000 ... 2500 МПа.

Угол закручивания карданных валов определяется по формуле

$$\theta^{\circ} \approx \frac{32 \cdot M_p \cdot L \cdot 180}{\pi^2 G (D_n^4 - D_6^4)},$$

где G - модуль упругости при кручении. Для стали $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа.

Допускаемая величина угла закручивания равна $7^{\circ} \dots 8^{\circ}$.

Определение критического числа оборотов карданного вала

В современных автомобилях наибольшее распространение получили передачи открытого типа. Открытый карданный вал рассчитывают как вал свободно лежащий в опорах, причем рабочую длину вала - L принимают равной расстоянию между серединами опор.

Критическое число оборотов $n_{кр}$ для полого карданного вала, свободно лежащего в опорах, определяется из выражения

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{D_n^2 - D_6^2}}{L^2}$$

Запас по критическому числу оборотов должен быть равен

$$\frac{n_{кр}}{n_{к\max}} = 1,2 \dots 2,0,$$

где $n_{к\max}$ - максимальное число оборотов карданного вала, соответствующее наибольшей скорости движения автомобиля.

Расчет жестких карданных шарниров

Расчет вилки карданного шарнира производится на изгиб и на кручение лапы вилки в опасном сечении $N-N$ (рис.4).

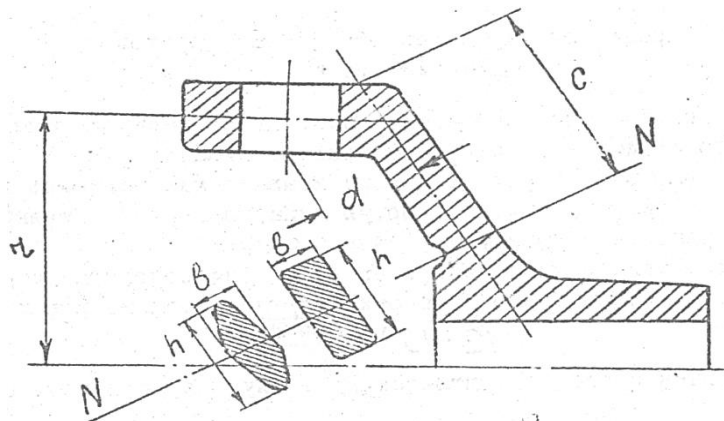


Рисунок 4 – Расчетная схема

Действующая на лапу сила приложена в центре отверстия (точка O). Плечо изгибающего момента равно «C», а плечо при расчете на кручение равно «d».

Соответственно при расчете на изгиб, Н·м

$$M_{\text{изг}} = \frac{Mp \cdot C}{2 \cdot r},$$

а при расчете на кручение

$$M_{\text{кр}} = \frac{Mp \cdot d}{2 \cdot r}$$

Момент сопротивления на изгибе для прямоугольного сечения равен, м³

$$W_{\text{изг}} = \frac{b \cdot h^2}{6},$$

где b и h - стороны сечения.

Момент сопротивления на кручение, м³

$$W_{\text{кр}} = \alpha \cdot h \cdot b^2,$$

где α - коэффициент, зависящий от соотношения сторон. Значения коэффициента α приведены ниже.

$\frac{h}{b}$	1,0	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,256	0,267	0,282	0,312

При известных $M_{\text{изг}}$, $W_{\text{изг}}$, $M_{\text{кр}}$, $W_{\text{кр}}$ определяются соответствующие напряжения

На изгиб
$$\sigma = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}}$$

На кручение
$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}}$$

Допускаемые напряжения

$[\sigma] = 50 \dots 80$ МПа и $[\tau_{\text{кр}}] = 80 \dots 160$ МПа

Расчет шлицев

Расчет шлицев вилки кардана производится на срез и на смятие.

На срез

$$\tau = \frac{P_o}{n \cdot l \cdot b},$$

где P_o – окружное усилие, приложенное по среднему радиусу шлиц, Н

$$P_o = \frac{Mp}{r_{cp}};$$

n - число шлиц;

l - рабочая длина шлиц, м;

b - ширина шлиц, м.

На смятие

$$\sigma = \frac{2 \cdot P_o}{n \cdot l \cdot (D - d)},$$

где D и d - наружный и внутренний диаметр по шлицам.

Допустимые напряжения: $[\tau_{cp}] = (20 \dots 30)$ МПа;

$[\sigma_{см}] = (40 \dots 60)$ МПа

Расчет пальцев на срез

В крестовине карданного шарнира производится расчет пальца на срез и на изгиб по силе - $P_{ш}$ (рис. 5).

$$P_{ш} = \frac{Mp}{2r \cos \alpha_0},$$

где α - угол наклона карданного вала. При небольших углах наклона карданного вала $\cos \alpha_0 \approx 1$.

Напряжения в шипе крестовины определяются по формулам

- на изгиб

$$\sigma_{из} = \frac{Mp \cdot a}{0,2 \cdot r \cdot \cos \alpha_0 \cdot d_0^3}$$

- на срез

$$\tau_{ср} = \frac{4Mp}{2\pi \cdot r \cdot \cos \alpha_0 \cdot d_0^2}$$

Допустимые напряжения: $[\sigma_{из}] = 350$ МПа; $[\tau_{ср}] = 170$ МПа

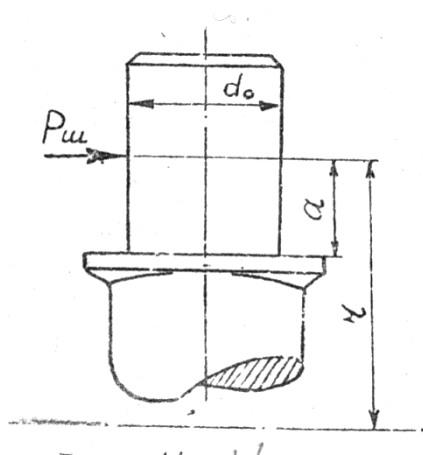


Рисунок 5 – Расчетная схема

2.3 Расчет главной передачи автомобиля

Зубчатые колеса главной передачи относятся к наиболее нагруженным деталям автомобиля, которые работают в условиях динамического нагружения.

Поэтому их изготавливают из высококачественных, высоколегированных цементуемых сталей 20Х2Н4А, 18ХГТ, 20ХН3А, 12Х24А. После цементации и закалки твердость на поверхностях зубьев достигает HRC 55...63 (а сердцевина у основания зуба только HRC 26...35). Это обеспечивает высокую поверхностную прочность зубьев, прочность на изгиб и сопротивление ударным нагрузкам. Заготовки получают объемной штамповкой. Передаточное число не разнесенной двойной главной передачи автомобиля равно

$$U_0 = U_{OK} \cdot U_{OЦ},$$

где U_{OK} - передаточное число конической пары (первая степень);

$U_{OЦ}$ - передаточное число цилиндрической пары зубчатых колес (вторая ступень).

Необходимо, чтобы на коническую пару главной передачи приходилось меньшее передаточное число.

В зависимости от выбранного значения U_{OK} выбирается одно из приведенных ниже значений числа зубьев конической шестерни Z_1

U_{OK}	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3
Z_1	11	10	9	8	7	6	5

Далее, определяется количество зубьев конического колеса.

$$Z_2 = U_{OK} \cdot Z_1$$

Передаточное число цилиндрической пары зубчатых колес определяем из отношения

$$U_{ОЦ} = \frac{U_o}{U_{ОК}}$$

Расчет конической пары зубчатых колес главной передачи

Длину образующей делительного конуса L ориентировочно можно определить по эмпирической формуле, мм

$$L = 14 \cdot \sqrt[3]{M_p \cdot U_{ОК}},$$

где M_p – расчетный крутящий момент на ведущем валу конической пары главной передачи, Н·м;

Расчетный крутящий момент

$$M_p = \frac{1}{2} \cdot M_{КР}^{\max} \cdot U_{КП1} \cdot U_p \cdot \eta_{ТР},$$

где $M_{КР}^{\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;
 $U_{КП1}$ – передаточное число коробки передач на первой передаче;
 U_p – передаточное число раздаточной коробки;
 $\eta_{ТР}$ – К.П.Д. трансмиссии от коленчатого вала двигателя до ведущего вала главной передачи, $\eta_{ТР} = 0,85 \dots 0,88$.

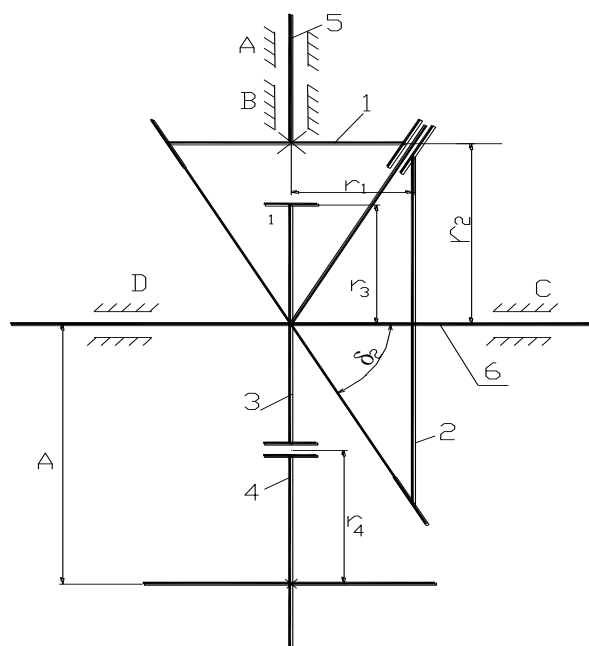


Рисунок 6 - Схема двойной главной передачи

Средний нормальный модуль конической передачи рассчитывается из условия прочности на изгиб у основания зуба

$$m_H = \sqrt{\frac{6 \cdot M_p \cdot \cos \gamma}{[\sigma_H] \cdot Z_1 \cdot L \cdot (1 - \lambda)^3 \cdot \pi \cdot y}}$$

где γ - угол наклона винтовой линии зуба ведущей шестерни.
При числе зубьев 5..6, $\gamma = 40^0 \dots 45^0$. При числе зубьев более 6, $\gamma = 35^0 \dots 40^0$;
 λ - коэффициент длины зуба (ширина шестерни), $\lambda = 0,3$;
 y - коэффициент формы зуба, $y = 0,1 \dots 0,15$.

При расчете зубьев на прочность допускаемое напряжение изгиба определяется по формуле, Па

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_b}{(n_b \cdot k_\sigma)},$$

где σ_b - предел прочности материала. Для стали 18ХГТ $\sigma_b = 1000$ МПа;
 n_b - коэффициент запаса прочности, $n_b = 2 \dots 3$;
 k_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений,
 $k_\sigma = 0,85 \dots 1,1$.

Торцовый модуль конической передачи

$$m_T = \frac{m_H \cdot L}{L_D \cdot \cos \gamma},$$

где L_D - среднее делительное расстояние, мм.
 $L_D = L - 0,5 \cdot v$,
 v - длина зуба (ширина шестерни), мм. $v = \lambda \cdot L$.

Полученное значение m_T необходимо округлить до третьего знака после запятой.

Коническую пару главной передачи делают равно смещенной. Это способствует выравниванию удельных скольжений зубьев шестерни и колеса, в результате чего повышается сопротивляемость истиранию и заеданию.

Коэффициент смещения определяется по формуле

$$X = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{1}{U_{OK}^2} \right)$$

Формулы для геометрического расчета основных размеров конической пары зубчатых колес представлены в **таблице 1**.

Срок службы конических шестерен оценивается по удельному давлению, Па

$$q = \frac{M_P}{r_1 \cdot v} < [q]$$

Расчет зубьев шестерен конической пары на контактные напряжения проводится по формуле

$$\tau_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{v \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_{1\text{ЭКВ}}} + \frac{1}{r_{2\text{ЭКВ}}} \right)} \leq [\tau_K],$$

где α – действительный угол зацепления. Угол зацепления выбирают в зависимости от числа зубьев шестерни. При числе зубьев

$Z = 12 \dots 14$ рекомендуется угол зацепления $\alpha = 22^\circ$, при числе зубьев $Z = 15$ угол зацепления должен быть $\alpha = 24^\circ$;

E – модуль упругости первого рода. Для стали $E = (2 \dots 2.2) \cdot 10^{11}$ Па;

$r_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалентный радиус ведущей и ведомой шестерен

$$r_{1\text{ЭКВ}} = \frac{r_{1CP}}{\cos^2 \gamma \cdot \cos \delta_1} \quad r_{2\text{ЭКВ}} = \frac{r_{2CP}}{\cos^2 \gamma \cdot \cos \delta_2},$$

где r_{1CP} и r_{2CP} – среднее значение радиуса ведущей и ведомой шестерен;

$$r_{1CP} = \frac{m_H \cdot Z_1}{2} \quad r_{2CP} = \frac{m_H \cdot Z_2}{2},$$

где m_H – нормальный модуль зацепления;

$[\tau_K]$ – допускаемое контактное напряжение, $[\tau_K] = 1500 \dots 2500$ МПа.

P – окружная сила, которую считают приложенной по среднему радиусу шестерни, Н.

Контактная прочность шестерен определяется не максимальным крутящим моментом передаваемым шестерней, а моментом характеризующий средний нагрузочный режим, который зависит от условий эксплуатации.

Таблица 5 – Геометрический расчет конической пары зубчатых колес

Элемент зацепления	Формула	Значение
1. Шаг зацепления, мм	$t = m_H \cdot \pi$	
2. Угол начального конуса шестерни	$\delta_1 = \arctg \frac{Z_1}{Z_2}$	
3. Угол начального конуса колеса	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	
4. Высота зуба, мм	$h = 2,2 \cdot m_H$	
5. Высота головки зуба, мм	$h_f = m_H$	
6. Эквивалентное число зубьев шестерни колеса	$Z_{\varepsilon 1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^2 \gamma}$ $Z_{\varepsilon 2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^2 \gamma}$	
7. Диаметры начальных окружностей, мм шестерни колеса	$D_1 = m_H \cdot Z_1$ $D_2 = m_H \cdot Z_2$	

Поэтому, окружное усилие P на зубе шестерни следует определять по $M^{\text{расч}} = 0,5 \cdot M_p$.

Поэтому

$$M^{\text{расч}} = M_p = \frac{1}{4} \cdot M_{KP}^{\text{max}} \cdot U_{KП1} \cdot U_p \cdot \eta_{TP}$$

Окружная сила, Н

$$P = \frac{M_p}{r_1}$$

Расчет цилиндрической пары зубчатых колес

Межосевое расстояние определяет контактную прочность рабочей поверхности зубьев.

Величину межосевого расстояния можно определить по эмпирической формуле, м

$$A = c \cdot \sqrt[3]{M_p^H},$$

где M_p^H - крутящий момент передаваемый ведущим валом цилиндрической пары, Н·м

$$M_p^H = \frac{1}{2} \cdot M_{KP}^{\text{max}} \cdot U_{KП1} \cdot U_p \cdot U_K \cdot \eta_{TP};$$

c - коэффициент. Для автомобилей с карбюраторным двигателем
 $c = 0,017 \dots 0,019$. Для автомобилей с дизельным двигателем
 $c = 0,02 \dots 0,021$.

Модуль зацепления определяет прочность зубьев на изгиб и его значение можно вычислить по эмпирической зависимости, м

$$m_H = (0,032 \dots 0,040) \cdot A$$

Значение модуля округляем до ближайшего значения, предусмотренного ГОСТом. По ГОСТу первый ряд значений модулей, мм

1; 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 10; 12; 16; 20; 32; 40

Далее, для цилиндрической пары зубчатых колес определяют числа зубьев, действительное значение передаточного числа и межосевого расстояния.

В таблице 6 необходимые для этого формулы приведены в той последовательности, в которой ведется расчет.

В таблице угол β - угол наклона зуба. Для грузовых автомобилей его рекомендуют принимать в пределах $20 \dots 30^\circ$. В таблицу записывают округленные до целого числа значения Z_Σ , Z_3 и Z_4 .

Рабочую ширину v зубчатого венца (общую часть ширины венцов сопряженных зубчатых колес) выбирают в зависимости от модуля.

Для колес с косыми зубьями, м

$$v = \frac{(3,7 \dots 8,6) \cdot m_H}{\cos \beta}$$

Для предупреждения преждевременного разрушения зубьев необходимо поверочным расчетом установить, удовлетворяют ли принятые значения межосевого расстояния, модуля и ширины зубчатого венца условиям прочности и выносливости зубьев, и, если нужно, уточнить эти значения.

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб по формуле

$$\sigma_H = \frac{2M_p \cdot \cos \beta}{\pi \cdot y \cdot m_H^2 \cdot Z_3 \cdot v \cdot K_\beta} \cdot K_{mp} \cdot K_{yn} \cdot K_p \leq [\sigma_H],$$

где M_p – расчетный крутящий момент на валу, на котором находится рассчитываемое зубчатое колесо;

y – коэффициент формы зуба, $y = 0.1 \dots 0.15$;

K_β - коэффициент, учитывающий повышение несущей способности косых зубьев вследствие наличия осевого перекрытия, $K_\beta = 1,2 \dots 1,9$;

$K_{тр}$, $K_{уп}$, K_p – коэффициенты, учитывающие дополнительные нагрузки, возникающие в передаче в следствие: трения между зубьями; упругого перекоса валов; ошибок основного шага (погрешностей изготовления). Принимают: для шестерни $K_{тр} = 1,1$; для колеса $K_{тр} = 0,9$; $K_{уп} = 1 \dots 1,2$; $K_p = 1,1 \dots 1,3$.

Таблица 6 - Параметры цилиндрической зубчатой пары главной передачи

Вычисляемая величина	Расчетная формула	Величина
1. Суммарное число зубьев	$Z_\Sigma = \left(\frac{2A'}{m_H} \right) \cdot \cos \beta$	
2. Число зубьев шестерни	$Z_3 = \frac{Z_\Sigma}{(U_{оц} + 1)}$	
3. Число зубьев колеса	$Z_4 = Z_\Sigma - Z_3$	
4. Действительное передаточное число	$U_{оц} = \frac{Z_4}{Z_3}$	
5. Действительное межосевое расстояние, м.	$A = \frac{(Z_3 + Z_4)}{2 \cdot \cos \beta} \cdot m_H$	

Формулы для геометрического расчета основных параметров зубчатой пары представлены в таблице 7

Расчет зубьев шестерен цилиндрической пары на контактные напряжения проводится по формуле

$$\tau_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{v \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{(\rho_3 + \rho_4)}{\rho_3 \cdot \rho_4}} \leq [\tau_K],$$

где P – окружная сила, действующая в полюсе зацепления по начальной окружности ведущей шестерни, Н

$$P = \frac{2 \cdot M_p}{D_3};$$

E – модуль упругости первого рода, $E = (2 \dots 2,2) \cdot 10^{11}$ Н/м²;

α – действительный угол зацепления;

ρ_3 и ρ_4 - радиусы кривизны поверхностей зубьев соответственно ведущей и ведомой шестерен.

Таблица 7 - Геометрический расчет цилиндрической пары

Элемент зацепления	Расчетная формула	Величина
1. Шаг зацепления	$t = \pi \cdot m_H$	
1. Делительный диаметр, м. шестерни колеса	$D_3 = \left(\frac{m_H}{\cos \beta} \right) Z_3$ $D_4 = \left(\frac{m_H}{\cos \beta} \right) Z_4$	
2. Диаметр окружности выступов, м Шестерни колеса	$D_{B3} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_3 + 2)$ $D_{B4} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_4 + 2)$	
4. Диаметр окружности впадин, м Шестерни колеса	$D_{BP3} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_3 - 2)$ $D_{BP4} = \frac{m_H}{\cos \beta} (Z_4 - 2)$	

При расчетах косозубых шестерен, м

$$\rho_3 = \frac{D_3 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta}, \quad \rho_4 = \frac{D_4 \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos^2 \beta},$$

где D_3 и D_4 - диаметры делительных окружностей;
 $[\tau_K]$ - допускаемое контактное напряжение, $[\tau_K] = 2000 \dots 2800$ МПа.

Расчет валов главной передачи

Валы главной передачи рассчитывают на прочность и жесткость. Жесткость должна обеспечивать постоянство условий зацепления зубчатых колес при передаче больших нагрузок. Прочность валов проверяют при совместном действии изгиба и кручения.

Размеры валов главной передачи автомобиля определяется в основном, соображениями жесткости, а не прочности. Поэтому коэффициент запаса прочности для валов главной передача автомобиля высоки и составляют 5...10.

Из условия жесткости диаметр вала в шлицевой части можно определить по эмпирической формуле, мм

$$d = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{KP}},$$

где k_d - эмпирический коэффициент, $k_d = 2,6 \dots 4$;
 M_{KP} - крутящий момент, передаваемый валом. Н·м.

Тогда диаметр вал - шестерни, мм

$$d_{ВШ} = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{1KP}}$$

Диаметр вала цилиндрического редуктора, мм

$$d_{ЦР} = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{2KP}}$$

Остальные размеры валов определяются из конструктивных соображений при проектировании вала.

Расчет шлицевых соединений

Размеры шлицев определяются из конструктивных соображений при проработке конструкции шлицевого соединения. Шлицевые соединения валов рассчитывают на смятие, а затем проверяют на срез.

Напряжение смятия в шлицевом соединении вал шестерни, Па

$$\sigma_{см} = \frac{8 \cdot M_p}{Z \cdot l (D^2 - d^2)},$$

где Z – число шлицев;

l - длина ступицы;

D - наружный диаметр шлицев, $D = 0,065$ м;

d - внутренний диаметр шлицев.

Допускаемое напряжение смятия для неподвижных шлицевых соединений, $[\sigma_{см}] = 40 \dots 80$ МПа.

Напряжение среза, Па

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot M_p}{Z \cdot l \cdot v (D + d)},$$

где v – толщина шлица по основанию, $v = 0,01$ м;

$[\sigma_{ср}]$ - допускаемое напряжение на срез, $[\sigma_{ср}] = (5 \dots 14) \cdot 10^6$ Па.

2.4 Расчет подвески автомобиля

Взаимодействие колес движущегося автомобиля с неровностями дороги вызывают колебания и вибрации, ухудшающие его техническое состояние и эксплуатационные свойства. Одним из главнейших эксплуатационных требований к современному автомобилю является улучшение плавности хода, т.е. достижение стабильности положения корпуса при движении.

Связь рамы автомобиля с осями осуществляется подвеской, которая предназначена для смягчения динамических ударов, действующих от колес на раму, и гашения колебаний подрессоренных и непрорессоренных масс, что обеспечивает необходимую плавность хода.

Наибольшее применение на автомобилях получили листовые рессоры зависимого направляющего устройства.

Выбор параметров подвески

Расчетная статическая нагрузка P_{C1} на рессору передней оси

$$P_{C1} = \frac{Z_{O1} - k_1 \cdot G_a}{2},$$

где Z_{O1} – нагрузка, действующая на упругие элементы подвески;
 k_1 - коэффициенты непрорессоренных масс передней подвески. (См. таблицу 8);
 G_a - вес автомобиля с грузом, кН.

На передний мост автомобиля действует нагрузка

$$Z_{O1} = Z_1^{CT},$$

где Z_1^{CT} - статическая нагрузка, действующая на передний мост автомобиля.

Условно можно принять, что на передний мост автомобиля приходится 30% от веса автомобиля с грузом, а на задний 70%.

Расчетная статическая нагрузка P_{C2} на рессору среднего и заднего мостов, кН

$$P_{C2} = \frac{Z_{O2} - k_2 \cdot G_a}{2},$$

где Z_{O2} – нагрузка, действующая на упругие элементы подвески;
 k_2 - коэффициенты непрорессоренных масс задней подвески.

Для автомобилей с колесной формулой 6К4 и 6К6

$$Z_{O2} = Z_2^{CT} + Z_3^{CT},$$

где Z_2^{CT} и Z_3^{CT} - нагрузки, действующие на средний и задний мосты, Н.

Длина рессоры l , количество листов рессоры n , толщина листов рессоры h , а также другие параметры выбираются на основании существующих аналогов из таблицы 8.

Передняя подвеска автомобилей, как правило, состоит из стальных листовых рессор и гидравлического амортизатора двойного действия.

Жесткость рессоры переднего моста, Н/м

$$C_{01} = \frac{48 \cdot E \cdot J_{01}}{\delta_p \cdot l_1^3},$$

где E - модуль упругости первого рода, $E = 2,3 \cdot 10^5$ МПа;

δ_p - коэффициент деформации рессоры, $\delta_p = 1,25 \dots 1,45$;

l_1 - полная длина рессоры, м;

J_{01} - момент инерции всех листов в среднем сечении рессоры, м^4 ;

$$J_{01} = \frac{b}{12} \cdot (n \cdot h^3)$$

где n - число листов рессоры;

h - толщина листа рессоры, м;

b - ширина листа рессоры, м.

Статический прогиб f_C рессоры переднего моста, м

$$f_{C1} = \frac{P_{C1}}{C_{01}}$$

У трехосных автомобилей применяется балансирующая подвеска задних мостов, состоящая из реактивных штанг и рессор. Мосты в таком заблокированном виде образуют балансирующую тележку и крепятся шарнирно к раме автомобиля.

Жесткость рессоры среднего и заднего мостов, Н/м

$$C_{02} = \frac{48 \cdot E \cdot J_{02}}{\delta_p \cdot l_2^3},$$

где E - модуль упругости первого рода, $E = 2,3 \cdot 10^5$ МПа;

δ_p - коэффициент деформации рессоры, $\delta_p = 1,25 \dots 1,45$;

l_2 - полная длина рессоры, м;

J_{02} - момент инерции всех листов в среднем сечении рессоры, м^4 ;

$$J_{02} = \frac{b}{12} \cdot (n \cdot h^3),$$

где n - число листов рессоры;

h - толщина листа рессоры, м;

b – ширина листа рессоры, м.

Статический прогиб f_{C2} рессоры, м

$$f_{C2} = \frac{P_{C2}}{C_{O2}}$$

Во избежания галопирования автомобиля, отношение статической стрелы прогиба передней подвески к стреле прогиба задней подвески должно быть близким к единице.

$$\frac{f_{C1}}{f_{C2}} > 0,65$$

Прочностной расчет рессор

Напряжения в листах рессоры определяются не только по расчетной нагрузке, но и учитывают силы сопротивления качению автомобиля, тормозное усилие, реакции сопротивления боковому скольжению, монтажных напряжений, возникающих в процессе сборки.

Можно ограничиться определением напряжений изгиба только в коренном листе по расчетной нагрузке, полагая, что все остальные факторы оказывают влияние на увеличение напряжения меньше, чем динамическая нагрузка, учитываемая коэффициентом динамичности.

Напряжения в коренном листе рессоры переднего моста

$$\sigma = \delta_p \cdot \frac{P_{C1} \cdot l_{Э1} \cdot h_{K1}}{8 \cdot J_1} < [\sigma],$$

где $l_{Э1}$ – эффективная длина рессоры м, $l_{Э1} = l_1 - l_0$

l_0 – расстояние между стремянками, м;

h_{K1} – толщина коренного листа, м;

J_1 – момент инерции рессоры переднего моста, м⁴.

$[\sigma]$ – допустимое напряжение при статическом прогибе,

$[\sigma] = (4 \dots 6) \cdot 10^8$ Па.

Напряжения в коренном листе рессоры заднего моста

$$\sigma = \delta_p \cdot \frac{P_{C2} \cdot l_{Э2} \cdot h_{K2}}{8 \cdot J_2} < [\sigma],$$

где $l_{Э2}$ – эффективная длина рессоры

$l_{Э2} = l_2 - l_0$ м;

l_0 – расстояние между стремянками, м;

h_{K2} – толщина коренного листа, м;

J_{02} – момент инерции рессоры заднего моста, м⁴.

$[\sigma]$ - допустимое напряжение при статическом прогибе,
 $[\sigma] = (4 \dots 6) \cdot 10^8$ Па.

Для изготовления рессор применяются рессорно – пружинные стали: 55С2, 60С2ХА, 50ХГ, 65Г, 45ХНМФА.

Энергоемкость подвески оценивается коэффициентом динамичности.

Коэффициент динамичности рессоры переднего моста

$$K_{д1} = \frac{P_{m1}}{P_{c1}}$$

где P_{m1} – максимальная сила упругости, создаваемая рессорой.

Максимальная сила упругости рессоры переднего моста определяется по принятому из таблицы предельному прогибу $f_{П1}$.

Тогда

$$P_{m1} = C_{01} \cdot f_{П1}, \text{ Н}$$

Коэффициент динамичности рессоры заднего моста

$$K_{д2} = \frac{P_{m2}}{P_{c2}}$$

Аналогично определяется максимальная сила упругости рессоры заднего моста, Н

$$P_{m2} = C_{02} \cdot f_{П2}$$

Напряжение в коренном листе от действия динамической нагрузки

$$\sigma = \delta \cdot \frac{P_m \cdot l_{\text{э}} \cdot h_K}{8 \cdot J_1} < [\sigma]$$

При динамическом прогибе $[\sigma] = (9 \dots 10) \cdot 10^8$ Па.

Все выбранные и рассчитанные параметры рессоры должны не отличаться от рекомендованных в таблице 9.

Таблица 3.9 – Рекомендуемые параметры подвески автомобилей

Параметры	Колесная формула			
	4К2	4К4	6К4	6К6
1	2	3	4	5
Жесткость рессоры, Н/м - передней - задней	$(1,0...2,0) \cdot 10^5$ $(1,5...4,5) \cdot 10^5$	$(2,0...2,8) \cdot 10^5$ $(3,0...5,0) \cdot 10^5$	$(2,0...2,6) \cdot 10^5$ $(6,0...9,0) \cdot 10^5$	$(2,5...3,0) \cdot 10^5$ $(6,0...9,0) \cdot 10^5$
Статический прогиб f_c рессоры, м - передней - задней	0,07...0,1 0,09...0,12	0,07...0,1 0,09...0,12	0,07...0,08 0,05...0,09	0,07...0,08 0,05...0,09
Предельный прогиб f_{II} рессоры, м - передней - задней	0,15...0,22 0,18...0,24	0,15...0,22 0,18...0,24	0,14...0,18 0,16...0,23	0,14...0,18 0,16...0,23
Длина рессоры, м - передней - задней	1,1...1,45 1,3...1,6	1,1...1,45 1,3...1,6	1,2...1,9 1,1...1,5	1,2...1,9 1,1...1,5
Расстояние между стремянками, м - передней - задней	0,10...0,13 0,15...0,20	0,1...0,13 0,15...0,20	0,15...0,2 0,20...0,25	0,15...0,2 0,20...0,25
Количество листов в рессоре, шт - передней - задней	8...12 11...15	10...14 11...15	10...17 10...18	10...17 10...18
Ширина листов, м - передней - основной	0,07...0,10 0,06...0,09	0,07...0,10 0,06...0,09	0,07...0,10 0,06...0,09	0,07...0,10 0,06...0,09
Толщина листов, м - передней задней	0,007...0,012 0,009...0,012	0,007...0,012 0,009...0,012	0,007...0,010 0,010...0,016	0,007...0,010 0,010...0,016
Коэффициент не подрессоренных масс: K_1 K_2	0,09...0,12 0,18...0,2	0,14...0,16 0,13...0,15	0,07...0,10 0,21...0,23	0,10...0,15 0,21...0,23
Частота собственных колебаний, Гц	1,5...2,0	1,2...1,8	1,5...2,0	1,2...1,8
Динамический коэффициент подвески при полной нагрузке	2,0...3,0	2,5...3,5	2,0...3,0	2,5...3,5

2.5 Колесный тормоз автомобиля

Тормозная система предназначена для снижения скорости и полной остановки автомобиля, а также для удержания ее на уклоне. Торможение представляет собой искусственное создание сопротивления движению тормозными механизмами. Кинетическая энергия автомобиля в процессе торможения поглощается силами трения, возникающими в тормозе, и преобразуется в тепло. Эффективность работы и динамические качества в большей мере определяются ее тормозными качествами.

Определение параметров тормоза

Торможение машины производится с целью снижения скорости движения, быстрой остановки и удержания ее на уклоне.

Тормозной момент, требуемый для остановки автомобиля на горизонтальном пути без учета сопротивления перекачиванию, определяется по формуле

$$M_m = \frac{j \cdot r_k \cdot G}{g \cdot U_6 \cdot n},$$

где j – замедление при торможении. Рекомендуется принимать $j = (2,5 \dots 4) \text{ м/с}^2$;
 r_k – радиус ведущего колеса, м;
 U_6 – передаточное число от тормоза к ведущему колесу, $U_6 = 1$;
 n – число одновременно работающих тормозов;
 G – полный вес автомобиля, Н;

Тормозной момент, необходимый для удержания автомобиля на уклоне

$$M_m = \frac{r_k \cdot G}{U_6 \cdot n} (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha),$$

где α – угол уклона, $\alpha = 12^\circ$;
 f – коэффициент сопротивления качению.

Для дальнейшего расчета принимается максимальный тормозной момент.

Расчет тормоза

Требуемые значения разжимающих сил

$$P_1 = \frac{M_m \cdot (1 - \mu_m)}{4\mu_m \cdot r_6} \text{ и}$$

$$P_1 = \frac{M_m \cdot (1 + \mu_m)}{4\mu_m \cdot r_{\bar{o}}},$$

где μ_m - коэффициент трения между колодками и барабаном,
 $\mu_m = 0,3 \dots 0,35$;
 $r_{\bar{o}}$ - радиус тормозного барабана.

Ширина фрикционной накладки колодки определяется исходя из допустимого давления

$$[P] = \frac{N}{r_{\bar{o}} \cdot b \cdot \beta} \leq 2 \text{ МПа},$$

где N – равнодействующая нормальных реакций тормозного барабана, приложенная в середине дуги накладки,

$$N = \frac{M_m}{4\mu_m \cdot r_{\bar{o}}};$$

b – ширина тормозной накладки, м;
 β – угол обхвата колодки, рад. Угол обхвата в градусах составляет $90^\circ \dots 120^\circ$. Принимаем угол равный $100^\circ = 1,57$ рад.

Срок службы накладок зависит не только от давления P , но и от их энергонапряженности, которая оценивается работой трения на единицу поверхности накладок – удельной работой трения $L_{уд}$, Дж/м².

$$L_{уд} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{254 \cdot \sum F_{общ}} \leq (4 \dots 10) \cdot 10^4$$

где V_a - скорость автопоезда в начале торможения, км/ч. $V_a = 30 \text{ км/ч}$;
 $\sum F_{общ}$ - суммарная площадь всех фрикционных накладок, м².

$$\sum F_{общ} = n \cdot b \cdot L,$$

где n – число тормозных накладок;
 b – ширина тормозной накладки, м;
 L – длина тормозной накладки,

где
$$L = \frac{\pi \cdot D}{360} \cdot 2\alpha,$$

D – диаметр барабана, м;
 α – центральный угол рабочей поверхности.

Коэффициент эффективности тормоза

$$K_{\text{э}} = M_m / [(P_1 + P_2) \cdot r_{\text{б}}]$$

где M_m - суммарный тормозной момент на колесе от действия двух колодок, Н·м;
 P_1 и P_2 - силы, действующие со стороны разжимного устройства на колодки, Н;
 $r_{\text{б}}$ - радиус тормозного барабана, м.

Температура нагрева тормозного барабана:

$$t_{\text{б}} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{G_{\text{б}} \cdot c \cdot n} = \frac{L}{G_{\text{б}} \cdot c \cdot n},$$

где L - работа трения,

$$L = L_{\text{уд}} \cdot \sum F_{\text{общ}} \text{ Дж};$$

$G_{\text{б}}$ - вес барабана;

c - удельная теплоемкость барабана. Для чугуна $c = 482$ Дж/(кг·К).

Вес тормозного барабана определяется

$$G_{\text{б}} = V_{\text{б}} \cdot \rho_{\text{ч}},$$

где $V_{\text{б}}$ - объем барабана, м³;

$\rho_{\text{ч}}$ - плотность чугуна, кг/м³; $\rho_{\text{ч}} = 7400 \text{ кг/м}^3$.

$$V_{\text{б}} = V_0 - V_1 - V_2;$$

$$V_0 = B \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

где B - ширина тормозного барабана, м;

D_0 - наружный диаметр тормозного барабана, м;

D - внутренний диаметр барабана, м.

$$V_1 = (B - s) \cdot \frac{\pi \cdot D_0}{4},$$

где s - толщина тормозного барабана;

$$V_2 = b \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4};$$

Вопросы для контроля

1. Что называется внешней характеристикой двигателя?
2. Что называется динамическим фактором автомобиля?
3. Что называется динамической характеристикой автомобиля?
4. Какие эксплуатационные задачи можно решать с помощью динамической характеристики?
5. Как изменится динамический фактор автомобиля при изменении его веса?

Рекомендуемая литература

1. Юртушкин В. Н. Чрезвычайные ситуации. Защита населения и территорий. М.: Кнорус, 2014.
2. Михайлов Л. А. Социальные опасности и защита от них. М.: Академия, 2012.
3. Белов С.В. БЖД и защита окружающей среды. М.: Юрайт, 2013.
4. Никифоров Л. Л. Безопасность жизнедеятельности. М.: Инфра-М, 2014.
5. Масленникова И. С. Безопасность жизнедеятельности. М.: Инфра-М, 2014.
6. Микрюков В. Ю. Безопасность жизнедеятельности. М. КноРус, 2013.
7. Каракеян В. И. Безопасность жизнедеятельности. М.: Юрайт, 2014.
8. Вишняков Я. Д. Безопасность жизнедеятельности. М.: Юрайт, 2014.
9. Белова, Т.И. Средства и способы радиационной и химической защиты [Текст]/ Т.И. Белова, Ю.Л. Померанцев, С.С. Сухов.-Брянск: РИО БГУ, 2013.-280с.
10. Белова, Т.И. Промышленная экология. Исследования параметров удаления и очистки воздуха: лабораторный практикум для высшего профессионального образования [Текст] / Т.И. Белова, В.И. Гаврищук, Е.М. Агашков, Т.А. Дмитриевская. – Брянск: ФГБОУ ВПО Брянская ГСХА, 2014. – 118 с.
11. Менякина, А.Г. Методические указания к лабораторным занятиям по Безопасности жизнедеятельности. Студентам направления 260800 Технология продукции и организации общественного питания. (Профиль Технология продуктов общественного питания) и направления 151000 Технологические машины и оборудование. (Профиль Машины и оборудование для пищевой инженерии малых предприятий.) [Текст] - Брянск: Брянский ГАУ, 2015 - 36 с.
12. Менякина, А.Г. Курс лекций Медико-биологические основы безопасности для студентов по направлению «Техносферная безопасность», [Текст] - Брянск: Брянский ГАУ, 2015 - 260с.
13. Осипенко В.В. Промышленная экология: Практические работы по промышленной экологии: учеб. Пособие. / - Брянск: Издательство Брянская ГСХА. 2013. - 73 с.

Учебное издание

Растягаев Владимир Иванович

**СПАСАТЕЛЬНАЯ, ПОЖАРНАЯ И АВАРИЙНО-
СПАСАТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению курсового проекта**

Редактор Осипова Е.Н.

Подписано к печати 02.12.2015 г. Формат 60x84 1/16.
Бумага печатная. Усл. п. л. 2,44. Тираж 25 экз. Изд. № 4038

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ