

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОДОВЫХ СИСТЕМ И КУЗОВОВ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение
(по направлениям)» очной формы обучения*



Могилев 2021

УДК 629.11.012
ББК 39.33-04
П79

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «19» января 2021 г., протокол № 6

Составитель канд. техн. наук, доц. Е. В. Кузнецов

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Методические рекомендации к практическим занятиям предназначены для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)».

Учебно-методическое издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОДОВЫХ СИСТЕМ И КУЗОВОВ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т, Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение	4
1 Практическое занятие № 1. Расчет основных параметров подвески	5
2 Практическое занятие № 2. Выбор конструктивных параметров упругого элемента подвески	8
3 Практическое занятие № 3. Расчет амортизатора и выбор его конструктивных параметров	11
4 Практическое занятие № 4. Расчет нагруженности и выбор параметров направляющего аппарата подвески	14
5 Практическое занятие № 5. Выбор шин и расчет подшипников ступиц колес	17
6 Практическое занятие № 6. Проектирование балок мостов	22
7 Практическое занятие № 7. Проектирование рамы грузовика	26
8 Практическое занятие № 8. Проектирование кабины грузовика	30
9 Практическое занятие № 9. Проектирование кузова легкового автомобиля	31
Список литературы.....	32

Введение

С помощью самоходной техники (автомобилей, тракторов, строительно-дорожных машин и т. п.) выполняется большой объем транспортных работ, связанных с перемещением грузов и пассажиров. Характеристики и параметры ходовой части самоходной машины определяют ее важнейшие эксплуатационные свойства – плавность хода, устойчивость, управляемость, проходимость, производительность, надежность и др. Поэтому будущим специалистам необходимо знать конструкцию, теорию и методы проектирования ходовых систем самоходных машин.

Целью учебной дисциплины «Проектирование ходовых систем и кузовов» является формирование у студентов комплекса знаний, умений и навыков проектирования ходовой части и общей компоновки автомобиля.

При подготовке современных специалистов важная роль принадлежит практическим занятиям по указанной дисциплине, где студент под руководством преподавателя-консультанта осваивает приемы самостоятельной расчетной работы. Целью данных занятий является изучение классических методов оценки нагруженности и выбора параметров элементов ходовой части самоходной машины, а также получение практических навыков инженерной работы.

Отчеты по практическим занятиям оформляются в тетради и содержат решения задач согласно заданному преподавателем варианту.

1 Практическое занятие № 1. Расчет основных параметров подвески

Выбрав из таблицы 1.1 по указанию преподавателя исходные данные, используемые на всех занятиях, студент производит вычисления по приведенным далее математическим зависимостям.

Таблица 1.1 – Исходные данные

Номер варианта	Полная масса машины m , т	Грузоподъемность m_g , т	Назначение машины
1	0,3	0,12	Дорожная
2	0,8	0,3	Внедорожная
3	1,1	0,4	Дорожная
4	1,5	0,5	Дорожная
5	2,3	0,6	Дорожная
6	2,5	0,8	Внедорожная
7	3,5	1	Дорожная
8	5	2	Дорожная
9	7	3	Внедорожная
10	10	5	Дорожная
11	15	8	Дорожная
12	20	12	Внедорожная
13	25	15	Дорожная
14	32	20	Дорожная
15	40	25	Внедорожная
16	50	30	Дорожная
17	60	40	Внедорожная
18	80	50	Внедорожная
19	100	60	Внедорожная
20	120	70	Внедорожная
21	150	80	Внедорожная
22	200	100	Внедорожная
23	250	150	Внедорожная
24	300	200	Внедорожная
25	500	300	Внедорожная

Подвеска самоходной машины – это совокупность механизмов и устройств, предназначенных для уменьшения вертикальных динамических нагрузок, действующих на поддрессоренную массу машины. Состоят подвески из направляющих аппаратов, упругих и диссипативных (амортизаторы) элементов.

Алгоритм предварительного выбора основных параметров подвесок следующий:

1) с учетом назначения машины (условий ее эксплуатации) задаем относительным коэффициентом демпфирования всех подвесок ψ_z :

$$\psi_z = 0,2 \dots 0,4, \quad (1.1)$$

где меньшие значения принимаются для дорожных машин, а большие для внедорожных (повышенной проходимости и карьерных);

2) для обеспечения комфортных условий водителя и пассажиров задаем резонансной частотой вертикальных колебаний подрессоренной массы ω_z , рад/с:

$$\omega_z = 2\pi (1,0 \dots 2,0); \quad (1.2)$$

3) определяем коэффициент демпфирования всех подвесок $k_{дем.z}$, рад/с:

$$k_{дем.z} = \psi_z \omega_z; \quad (1.3)$$

4) оценив массу m_i , приходящуюся на каждый мост машины ($m_i \approx m / i$, где i – число мостов машины), вычисляем средний коэффициент сопротивления подвески каждого моста $\mu_{ср.i}$, Н·с/м:

$$\mu_{ср.i} = k_{дем.z} m_i; \quad (1.4)$$

5) учитывая назначение машины, выбираем соотношение между коэффициентом сопротивления i -й подвески при сжатии и отбое из диапазона

$$\mu_{от.i} / \mu_{сж.i} = 3 \dots 5, \quad (1.5)$$

где большие значения принимаем для внедорожных машин;

6) определяем коэффициенты сопротивлений соответствующей подвески при сжатии и отбое с использованием формул (1.4), (1.5) и зависимости

$$\mu_{ср.i} = (\mu_{сж.i} + \mu_{от.i}) / 2; \quad (1.6)$$

7) используя выражение для вычисления собственной частоты колебаний подрессоренной массы, определяем коэффициент жесткости подвески каждого моста c_i , Н/м:

$$c_i = m_i \omega_z^2; \quad (1.7)$$

8) вычисляем статические прогибы подвесок $Z_{ст.i}$, м:

$$Z_{ст.i} = 9,8 / \omega_z^2; \quad (1.8)$$

9) с учетом условий эксплуатации машины и общей компоновки назначаем динамические прогибы подвесок $Z_{д.i}$ (при линейных основных упругих элементах

для внедорожных машин $Z_{д.и} \approx Z_{ст.и}$, а для дорожных машин $Z_{д.и} \approx 0,4 Z_{ст.и}$);

10) оцениваем хода подвесок при сжатии дополнительных упругих элементов (буферов сжатия):

$$Z_{доп.и} \approx 0,2 Z_{д.и}; \quad (1.9)$$

11) строим упругие характеристики подвесок $R_z = f(Z)$;

12) выбрав схемы подвесок, определяем максимальные хода амортизаторов и упругих элементов:

$$f_{\max.и} = \frac{Z_{н.макс.и} b_i \cos \alpha}{a_i + b_i}, \quad (1.10)$$

где $Z_{н.макс.и}$ – максимальный ход колеса относительно несущей системы машины, равный сумме статического $Z_{ст.и}$ и динамического $Z_{д.и}$ с учетом преднатяга упругого элемента;

a_i, b_i – расстояния от точки установки i -го амортизатора (упругого элемента) до линии нормальной реакции колеса и до оси качания рычага подвески соответственно;

α – угол наклона амортизатора к вертикальной оси Z ;

13) вычисляем коэффициенты сопротивлений амортизаторов и коэффициенты жесткости основных и дополнительных упругих элементов подвесок:

$$k_{a.и} = \beta \frac{\mu_i (a_i + b_i)^2}{b_i^2 \cos^2 \alpha_i}; \quad (1.11)$$

$$c_{р.и} = \frac{c_i (a_i + b_i)^2}{b_i^2}, \quad (1.12)$$

где β – коэффициент учета доли энергии колебаний, преобразуемой в тепловую в амортизаторе (для пружинных, торсионных и пневмоподвесок $\beta = 0,9$; для многолистных рессорных $\beta = 0,5$).

Резонансные частоты колебаний для снаряженной (полностью разгруженной) машины не должны превышать 2,5 Гц.

Контрольные вопросы

- 1 Единицы измерений коэффициентов жесткости и сопротивления.
- 2 Каков «комфортный диапазон частот» вертикальных колебаний?
- 3 Назначение подвески.

2 Практическое занятие № 2. Выбор конструктивных параметров упругого элемента подвески

Для выполнения практического занятия № 2 используются результаты, полученные при выполнении практического занятия № 1.

В качестве упругих элементов подвесок применяют металлические (рессоры, пружины, торсионы) и неметаллические (пневмоподушки, пневмогидроцилиндры, резиновые блоки).

Рессоры, пружины и торсионы изготавливают из высокоуглеродистых малолегированных сталей 55ГС, 55С2, 60С2, 50ХГ, 60ХГ, 50ХГФА с объемной сквозной закалкой, для которых допускаемые напряжения изгиба составляют $[\sigma_{и}] = 900$ МПа.

Параметры геометрии и материала многолистовой рессоры связаны с коэффициентом жесткости c_p , максимальным прогибом f_{\max} и внутренними напряжениями $\sigma_{и}$ в ней следующими зависимостями:

$$c_p = \frac{8 E n b \delta^3}{3 L_p^3}, \quad (2.1)$$

где E – модуль Юнга материала, для указанных сталей $E = 20,5 \cdot 10^4$ МПа;

n – число листов рессоры;

b – ширина листа рессоры;

δ – толщина листа рессоры;

L_p – длина коренного листа рессоры;

$$f_{\max} = \frac{3 R_z^{\max} L_p^3}{8 E n b \delta^3}, \quad (2.2)$$

где R_z^{\max} – максимальная нормальная реакция под колесом при максимальном прогибе рессоры, $R_z^{\max} = c_p f_{\max}$;

$$\sigma_{и}^{\max} = \frac{3 R_z^{\max} L_p}{2 n b \delta^2} \leq [\sigma_{и}]. \quad (2.3)$$

Ориентировочно длины коренных листов рессор принимают для легковых автомобилей $L_p = 0,4 \dots 0,55 L$, а для грузовиков и автобусов $L_p = 0,26 \dots 0,45 L$, где L – колесная база машины.

Учитывая, что рессора, кроме изгиба, испытывает кручение под действием боковой силы F_y , при выборе ее параметров необходимо придерживаться соотношения ширины к толщине в диапазоне $6 < b / \delta < 10$.

Таким образом, зная по результатам функционального проектирования требуемый коэффициент жесткости рессоры c_p и нормальную реакцию колеса R_z^{\max} , задаваясь длиной коренных листов L_p и количеством листов n , с использованием вышеприведенных зависимостей определяют всю геометрию

рессоры, полностью удовлетворяющую заданному прогибу f_{\max} и допускаемым напряжениям $[\sigma_{и}]$.

Напряжения в цилиндрической пружине оценивают по выражению

$$\tau = k \frac{8F_p D}{\pi d^3} \leq [\tau] = 900 \text{ МПа}, \quad (2.4)$$

где k – коэффициент, учитывающий увеличение напряжений на внутренних поверхностях витков,

$$k = \frac{4D/d - 1}{4D/d - 4} + 0,615 \frac{d}{D}; \quad (2.5)$$

F_p – сила, сжимающая пружину;

D – средний диаметр витка, т. е. разность между наружным диаметром пружины и диаметром проволоки d .

Наибольшая деформация цилиндрической пружины определяется как

$$f_{\max} = \frac{8n D^3 F_p^{\max}}{d^4 G}, \quad (2.6)$$

где F_p^{\max} – максимальная сила сжатия пружины, соответствующая R_z^{\max} с учетом передаточного числа направляющего аппарата подвески;

G – модуль Гука, для указанных сталей $G = 7,8 \cdot 10^4$ МПа.

Для обеспечения приемлемой долговечности и материалоемкости рекомендуется придерживаться соотношения $D/d = 6 \dots 12$.

Напряжения в торсионе определяются по формуле

$$\tau_{\max} = 0,5 G d \alpha_{\max} / l_{\text{тор}} \leq [\tau] = 900 \text{ МПа}, \quad (2.7)$$

где d – диаметр рабочей части (стержня) торсиона;

α_{\max} – угол закручивания торсиона при максимальном ходе подвески;

$l_{\text{тор}}$ – длина рабочей части торсиона.

Коэффициент жесткости торсиона вычисляется по зависимости

$$c_{\text{тор}} = 0,03 \pi G d^4 / l_{\text{тор}}. \quad (2.8)$$

Момент закручивания торсиона оценивается как

$$M = R_z l_p \cos(\alpha_0 - \alpha) = c_{\text{тор}} \alpha, \quad (2.9)$$

где l_p – длина рычага подвески;

α_0 – угол начальной установки рычага к горизонтали.

Максимальное перемещение колеса зависит от длины рычага и угла закрутки торсиона:

$$Z_{н.\max} = l_p [\sin \alpha_0 - \sin(\alpha_0 - \alpha_{\max})]. \quad (2.10)$$

Таким образом, зная нормальную реакцию колеса R_z^{\max} и задаваясь, во-первых, статическим ходом подвески колеса $Z_{\text{ст}}$, обеспечивающим резонансную частоту колебаний в комфортном диапазоне 1...2 Гц (6...12 рад/с), во-вторых, из компоновочных соображений приняв длину торсиона $l_{\text{тор}}$, в-третьих, зная параметры материала торсиона G и $[\tau]$ и, в-четвертых, приняв начальный угол установки рычага торсиона к горизонтали α_0 , вычисляют диаметр стержня торсиона d и длину рычага торсиона l_p , т. е. все конструктивные параметры подвески.

При выборе параметров резинометаллического шарнира необходимо, чтобы, во-первых, напряжения в резине не превышали 1,75 МПа, а, во-вторых, максимальный угол поворота наружной обоймы относительно внутренней не превышал толщину резиновой втулки:

$$\alpha_{\max} < 1 - d / D, \quad (2.11)$$

где α_{\max} – максимальный угол закрутки шарнира, рад;

d – наружный диаметр внутренней втулки шарнира, м;

D – внутренний диаметр наружной втулки шарнира, м.

Коэффициент жесткости резинометаллического шарнира при углах до 10° (0,175 рад) оценивается по зависимости

$$c_{\text{рш}} = \frac{\Delta M}{\Delta \alpha} = \pi G b \frac{D^2 d^2}{D^2 - d^2}, \quad (2.12)$$

где ΔM – приращение момента закрутки шарнира, Н·м;

$\Delta \alpha$ – приращение угла закрутки шарнира (резиновой втулки), рад;

G – модуль Гука резины, $G = 0,35...1$ МПа;

b – ширина шарнира, т. е. длина резиновой втулки, м.

Упругую силу пневматического элемента определяют по формуле

$$F_p = p A = \frac{p_0 V_0^n}{V}, \quad (2.13)$$

где p – давление в пневморессоре;

A – площадь внутренней поверхности пневмоэлемента;

p_0 – начальное давление;

V_0 – начальный объем пневморессоры.

Показатель политропы сжатия n принимают равным 1,41.

Приращение упругой силы пневмоэлемента при его сжатии вычисляют как

$$\Delta F_p = A p_0 \left[1 - \frac{V_0^n}{(V_0 + A \Delta f)^n} \right], \quad (2.14)$$

где Δf – перемещение нижней части пневмоэлемента относительно верхней.

Коэффициент жесткости пневморессоры оценивают по выражению

$$c_p = \frac{\Delta F_p}{\Delta f} = \frac{\Delta p A}{\Delta f}. \quad (2.15)$$

Выбирая конструктивные параметры пневморессоры, сначала определяют упругую силу F_p при статической нагрузке (снаряженная машина), а затем при максимальной динамической F_p^{\max} , т. е. при R_z^{\max} с учетом передаточного числа направляющего аппарата подвески, которая в 3 раза больше статической.

Давление в пневморессоре при статической нагрузке для дорожных машин принимают $p_0 = 0,5 \dots 0,8$ МПа. Затем по (2.13) оценивается давление при максимальном динамическом нагружении.

Контрольные вопросы

- 1 Какие материалы применяют для изготовления металлических и неметаллических упругих элементов подвесок?
- 2 Допускаемые напряжения для рессорных сталей и резины.
- 3 Методика выбора параметров упругих элементов подвесок.
- 4 Схемы пружинных, торсионных, рессорных и пневмоподвесок.

3 Практическое занятие № 3. Расчет амортизатора и выбор его конструктивных параметров

Амортизатор предназначен для создания искусственного сопротивления в подвеске с целью уменьшения амплитуд колебаний подрессоренной массы машины.

На современной самоходной технике исключительное применение нашли телескопические амортизаторы двустороннего действия.

Опираясь на результаты, полученные при выполнении практического занятия № 1 (максимальный ход штока амортизатора f_{\max} , коэффициент сопротивления при сжатии $k_{a.сж}$, коэффициент сопротивления при отбое $k_{a.от}$), определяют конструктивные параметры амортизатора. Сначала с целью оценки минимального диаметра корпуса амортизатора делают его тепловой расчет на основе уравнения теплового баланса

$$N_b = N_p, \quad (3.1)$$

где N_b – тепловая мощность, выделяемая в амортизаторе;

N_p – тепловая мощность, рассеиваемая амортизатором.

Тепловую мощность, выделяемую амортизатором, определяют по выражению

$$N_B = k_{a.c.p} v_{a.0}^2, \quad (3.2)$$

где $k_{a.c.p}$ – средний коэффициент сопротивления амортизатора;

$v_{a.0}$ – скорость поршня амортизатора, при которой открываются разгрузочные клапаны, $v_{a.0} = 0,1 \dots 0,3$ м/с.

Мощность, рассеиваемая амортизатором, оценивается по зависимости

$$N_p = k_t A_a \Delta t, \quad (3.3)$$

где k_t – коэффициент теплопередачи между наружными стенками амортизатора и атмосферой;

A_a – площадь наружных стенок амортизатора;

Δt – разность температур между стенками амортизатора и обтекающим воздухом, для умеренного климата $\Delta t = 60^\circ$, для тропиков $\Delta t = 40^\circ$.

Коэффициент теплопередачи k_t , Вт/(м²·град), определяют по выражению

$$k_t = 10 k v_x, \quad (3.4)$$

где k – коэффициент типа амортизатора, для однострубного $k = 1$, для двухтрубного $k = 0,8$;

v_x – средняя эксплуатационная скорость машины, $v_x = 5 \dots 15$ м/с.

Площадь наружных стенок оценивают по зависимости

$$A_a = \pi D f_{a.max} + 0,5 \pi D^2, \quad (3.5)$$

где D – наружный диаметр амортизатора;

$f_{a.max}$ – полный ход штока амортизатора.

Таким образом, зная по результатам функционального проектирования максимальный ход амортизатора $f_{a.max}$ и учитывая минимально допустимую площадь его наружных стенок A_a , вычисляют его минимально допустимый наружный диаметр D .

В случае двухтрубного амортизатора диаметр поршня принимают равным 70 %...80 % от принятого наружного диаметра D .

Диаметр штока амортизатора примерно равен половине диаметра поршня.

Объем газовой части компенсационной камеры должен в 3–5 раз превышать объем штока. А объем всей компенсационной камеры составляет примерно 20 % от объема амортизатора. Только в этом случае максимальное давление p_{max} внутри амортизатора не будет превышать 5 МПа.

Корпуса амортизаторов и направляющие цилиндры поршней изготавливают из малоуглеродистой стали 10. Минимальные толщины стенок труб оценивают по формуле

$$\delta_{min} = p_{max} D / [\sigma], \quad (3.6)$$

где допускаемые напряжения для указанной стали $[\sigma] = 250$ МПа.

Полученную толщину округляют до ближайшего большего значения существующего сортамента (0,5; 1,0; 1,5; 2,0 мм и т. д.).

Силу сопротивления амортизатора при отбое вычисляют по зависимости

$$F_{a.от} = k_{a.от} v_{a0}, \quad (3.7)$$

где $k_{a.от}$ – коэффициент сопротивления амортизатора при отбое.

Оценивают площадь, на которую при отбое действует избыточное давление рабочей жидкости амортизатора:

$$A_{от} = A_{п} - A_{ш}, \quad (3.8)$$

где $A_{п}$ – площадь поршня;

$A_{ш}$ – площадь штока.

Определяют разность давлений между штоковой и поршневой полостями:

$$\Delta p_{от} = F_{a.от} / A_{от}. \quad (3.9)$$

Суммарную площадь дросселей амортизатора, через которые перетекает жидкость при ходе отбоя, оценивают по зависимости

$$A_{др.от} = \frac{A_{от} v_{a.0}}{0,67} \sqrt{\frac{\rho}{2 \Delta p_{от}}}, \quad (3.10)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, которая обычно составляет 960 кг/м³.

Зная суммарную площадь дросселей отбоя $A_{др.от}$, задаются их количеством и определяют диаметры.

По зависимости, аналогичной (3.7), вычисляют силу сопротивления амортизатора при сжатии $F_{a.сж}$, но вместо коэффициента сопротивления $k_{a.от}$ следует подставлять $k_{a.сж}$.

Площадь, на которую действует избыточное давление при сжатии амортизатора равна площади штока $A_{сж} = A_{ш}$. Тогда по формуле, аналогичной (3.9), оценивается разность давлений между штоковой и поршневой полостями при ходе сжатия, но вместо $F_{a.от}$ подставляется $F_{a.сж}$, а вместо $A_{от}$ подставляется $A_{сж}$. Затем по зависимости (3.10), но со своими параметрами определяется суммарная площадь дросселей сжатия $A_{др.сж}$, задаются их количеством и вычисляют диаметры.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение и классификация амортизаторов.
- 2 Конструкции двухтрубного и однотрубного амортизаторов.
- 3 Методика выбора конструктивных параметров амортизатора.

4 Практическое занятие № 4. Расчет нагруженности и выбор параметров направляющего аппарата подвески

Направляющий аппарат подвески – это совокупность рычагов и тяг, предназначенных для задания требуемой кинематики колес относительно несущей системы машины. В зависимых подвесках балка моста является элементом направляющего аппарата подвески.

Длины элементов направляющих аппаратов подвесок (рычагов, тяг и т. п.) задают исходя из условий общей компоновки машины, а формы и размеры их сечений выбирают в зависимости от действующих сил и моментов.

Схема сил в пружинной двухрычажной подвеске показана на рисунке 4.1.

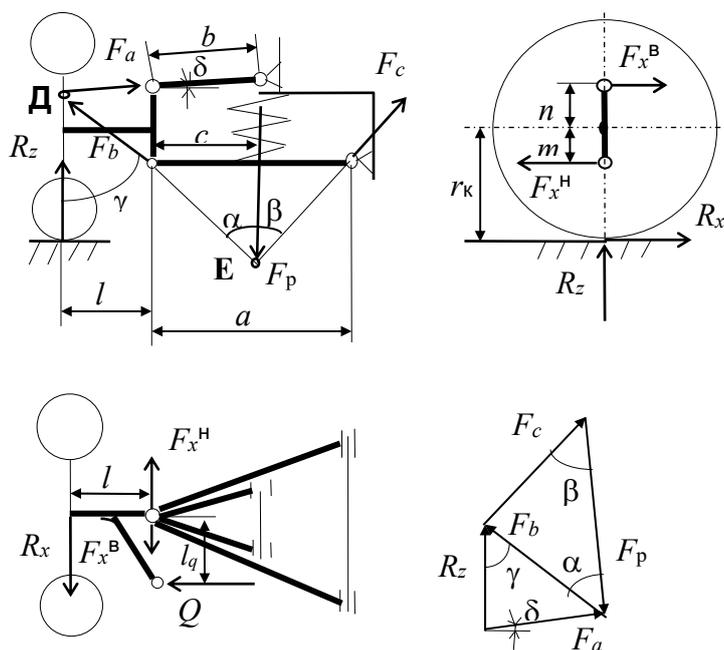


Рисунок 4.1 – Силы, действующие в двухрычажной подвеске

Указанные на рисунке 4.1 силы вычисляются по следующим зависимостям:

$$F_a = R_z \frac{\sin \gamma}{\sin(\pi - \gamma + \delta)}; \quad (4.1)$$

$$F_b = \sqrt{R_z^2 + F_a^2 - 2R_z F_a \cos(\pi - \delta)}; \quad (4.2)$$

$$F_c = F_b \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}; \quad (4.3)$$

$$F_p = F_b \frac{\sin(\pi - \alpha - \beta)}{\sin \beta}; \quad (4.4)$$

$$F_x^B = M_k / n = R_x r_k / n; \quad (4.5)$$

$$F_x^H = M_k / m = R_x r_k / m, \quad (4.6)$$

где M_k – крутящий или тормозной момент на колесе,

$$M_k = \varphi R_z^{\max} r_k, \quad (4.7)$$

где φ – коэффициент сцепления шины с опорой.

Для подвески Макферсон схема сил показана на рисунке 4.2.

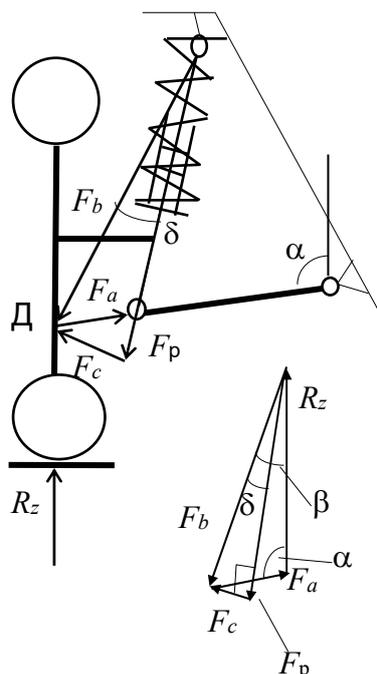


Рисунок 4.2 – Силы в подвеске Макферсон

Указанные на рисунке 4.2 силы определяют по следующим зависимостям:

$$F_a = R_z \frac{\sin \beta}{\sin(\pi - \alpha - \beta)}; \quad (4.8)$$

$$F_b = \sqrt{R_z^2 + F_a^2 - 2R_z F_a \cos \alpha}; \quad (4.9)$$

$$F_p = F_b \cos \delta; \quad (4.10)$$

$$F_c = F_b \sin \delta. \quad (4.11)$$

Схема сил в торсионной подвеске с поперечными рычагами отражена на рисунке 4.3.

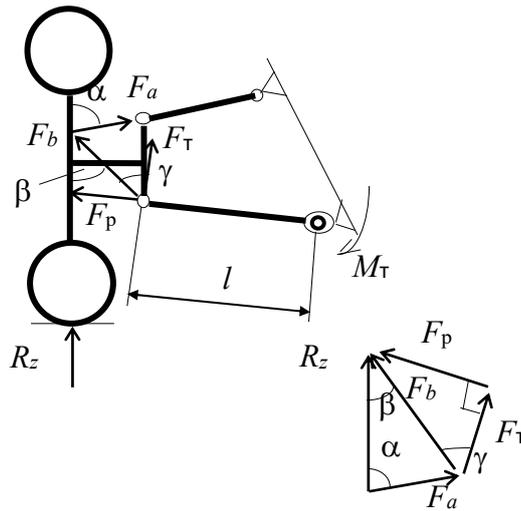


Рисунок 4.3 – Схема сил в торсионной подвеске с поперечными рычагами

Указанные на рисунке 4.3 силовые факторы оценивают по зависимостям:

$$F_a = R_z \frac{\sin \beta}{\sin(\pi - \alpha - \beta)}; \quad (4.12)$$

$$F_b = \sqrt{R_z^2 + F_a^2 - 2R_z F_a \cos \alpha}; \quad (4.13)$$

$$F_T = F_b \cos \gamma = M_T / l; \quad (4.14)$$

$$F_p = F_b \sin \gamma. \quad (4.15)$$

Схема сил в рессорной подвеске показана на рисунке 4.4.

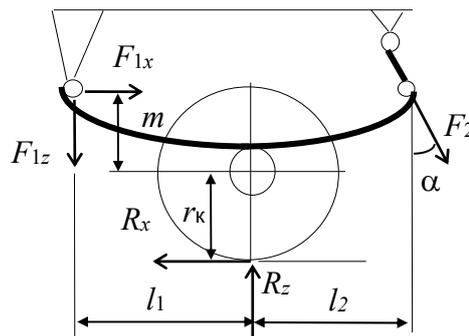


Рисунок 4.4 – Схема сил в рессорной подвеске

Указанные на рисунке 4.4 силы вычисляют по следующим зависимостям:

$$F_{1z} = R_z \frac{r_k + m + l_2}{l_1 + l_2}; \quad (4.16)$$

$$F_{1x} = R_x - F_2 \sin \alpha = R_z \left[1 - \operatorname{tg} \alpha \frac{1 - r_k + m + l_2}{l_1 + l_2} \right]; \quad (4.17)$$

$$F_2 = R_z \frac{1 - (r_k + m + l_2) / (l_1 + l_2)}{\cos \alpha}. \quad (4.18)$$

Вычислив силы, действующие в подвеске, выбирают материалы и параметры сечений рычагов, тяг и других деталей.

Контрольные вопросы

- 1 Методика оценки сил в двухрычажной подвеске.
- 2 Методика оценки сил в подвеске Макферсон.
- 3 Методика оценки сил в торсионной подвеске.
- 4 Методика оценки сил в рессорной подвеске.

5 Практическое занятие № 5. Выбор шин и расчет подшипников ступиц колес

Перед выбором шин сначала с помощью тягового расчета оценивают радиус ведущего колеса r_k самоходной машины:

$$r_k \approx k_M \frac{N_n u_{\text{тр.1}} \eta_{\text{тр}}}{\omega_M m g}, \quad (5.1)$$

где k_M – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту, обычно составляющий величину 1,1...1,3;

N_n – номинальная мощность двигателя, принимаемая на основе аналогичных моделей машин с учетом тенденций развития;

$u_{\text{тр.1}}$ – передаточное число трансмиссии на первой передаче, для легковых автомобилей $u_{\text{тр.1}} = 12...16$, для грузовиков $u_{\text{тр.1}} = 15...30$;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии на первой передаче, принимаемый 0,95;

ω_M – угловая скорость маховика двигателя на режиме максимального крутящего момента, обычно составляющая величину 150...350 рад/с;

m – масса машины;

g – ускорение свободного падения.

Зная радиус колеса, нормальную реакцию R_z под колесом при статической нагрузке, максимальную скорость машины и ее назначение, выбирают шины для легковых автомобилей по ГОСТ 4754, а для грузовиков и тракторов – по ГОСТ 5513.

Производят проверку выбранной шины на величину максимальной статической деформации для выбранного внутреннего давления p :

$$\delta_{ш.ст} = \frac{k R_z}{2(p + c_k)} + \sqrt{\left[\frac{k R_z}{2(p + c_k)} \right]^2 + k_1 R_z}, \quad (5.2)$$

где k – коэффициент кривизны протектора, m^{-1} ;

c_k – коэффициент жесткости каркаса, $c_k = 10...30$ кН/м²;

k_1 – коэффициент рисунка протектора, $k_1 = 2...4 \cdot 10^{-8}$ м²/Н.

Коэффициент кривизны протектора оценивается по зависимости

$$k = \frac{2,2...3,2}{\sqrt{R_{п} D_{ш}}}, \quad (5.3)$$

где $R_{п}$ – радиус кривизны протектора, принимаемый из диапазона 25...50 м;

$D_{ш}$ – диаметр ненагруженной шины.

Внутреннее давление p следует выбирать таким, чтобы статическая деформация шины $\delta_{ш.ст}$ не превышала 10 %...15 % от высоты ее профиля $H_{ш}$.

Расчет подшипников ступиц колес заключается в определении долговечности (ресурса) по РД 37.001.010 и ГОСТ 18855. При этом вначале осуществляют оценку нагруженности подшипников в зависимости от действующей нормальной R_z , боковой R_y реакций под колесом и относительного пробега γ_s , принимаемого равным 0,9 для прямолинейного движения и 0,1 для движения на повороте.

Указанные реакции для прямолинейного движения определяют по следующим зависимостям:

$$R_z^{np} = (m_i - m_{ни}) g; \quad (5.4)$$

$$R_y^{np} = k_y^{np} R_z^{np}, \quad (5.5)$$

где m_i – масса, приходящаяся на i -е колесо;

$m_{ни}$ – неподрессоренная масса i -го колеса;

k_y^{np} – коэффициент боковой нагрузки, который принимается $k_y^{np} = 0,07$ для одинарного колеса и $k_y^{np} = 0,035$ для сдвоенного колеса.

Для оценки реакций под колесом при движении на повороте сначала определяют коэффициент изменения нормальных реакций по формуле

$$k_a = \frac{a_{ц} h_0}{g B}, \quad (5.6)$$

где $a_{ц}$ – центростремительное ускорение при повороте машины, для легковых автомобилей $a_{ц} = 2$ м/с², для грузовых $a_{ц} = 1,5$ м/с²;

h_0 – высота центра масс машины над опорной поверхностью;

B – колея моста, ориентировочно для легковых автомобилей $h_0 / B = 0,5$, для

грузовиков $h_0 / B = 0,7$.

Вычисляют коэффициент боковой нагрузки при движении на повороте:

$$k_y^{\text{пов}} = a_{\text{ц}} / g. \quad (5.7)$$

После этого оценивают реакции:

$$R_z^{\text{пов}} = R_z^{\text{пр}} (1 \pm k_a); \quad (5.8)$$

$$R_y^{\text{пов}} = k_y^{\text{пов}} R_z^{\text{пов}}. \quad (5.9)$$

Вычислив силы, действующие на ступицу колеса, определяют радиальные F_r и осевые F_a силы, действующие на подшипники. При этом используется расчетная схема, изображенная на рисунке 5.1.

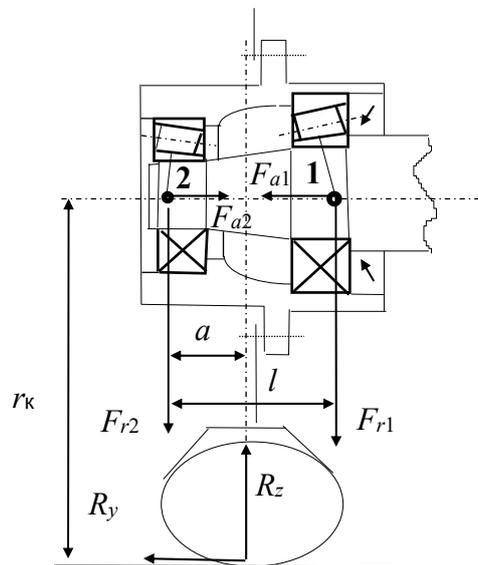


Рисунок 5.1 – Схема ступицы колеса

Для прямолинейного режима движения и $R_y^{\text{пр}} = + k_y^{\text{пр}} R_z^{\text{пр}}$ имеем

$$F_{r1}^{\text{пр}} = (R_z^{\text{пр}} a - R_y^{\text{пр}} r_k) / l; \quad (5.10)$$

$$F_{a1}^{\text{пр}} = 0; \quad (5.11)$$

$$F_{r2}^{\text{пр}} = [R_z^{\text{пр}} (l - a) + R_y^{\text{пр}} r_k] / l; \quad (5.12)$$

$$F_{a2}^{\text{пр}} = R_y^{\text{пр}}, \quad (5.13)$$

где l – база ступицы, принимаемая примерно половине ширины шины $B_{\text{ш}}$;

a – расстояние от линии действия нормальной реакции колеса R_z до наружного динамического полюса подшипника (точка 2 на рисунке 5.1)), которое примерно равно половине базы ступицы.

Для прямолинейного режима движения и $R_y^{\text{пр}} = -k_y^{\text{пр}} R_z^{\text{пр}}$

$$F_{r1}^{\text{пр}} = (R_z^{\text{пр}} a + R_y^{\text{пр}} r_k) / l; \quad (5.14)$$

$$F_{a1}^{\text{пр}} = R_y^{\text{пр}}; \quad (5.15)$$

$$F_{r2}^{\text{пр}} = [R_z^{\text{пр}} (l - a) - R_y^{\text{пр}} r_k] / l; \quad (5.16)$$

$$F_{a2}^{\text{пр}} = 0. \quad (5.17)$$

При левом повороте

$$F_{r1}^{\text{пов}} = (R_z^{\text{пов}} a - R_y^{\text{пов}} r_k) / l; \quad (5.18)$$

$$F_{a1}^{\text{пов}} = 0; \quad (5.19)$$

$$F_{r2}^{\text{пов}} = [R_z^{\text{пов}} (l - a) + R_y^{\text{пов}} r_k] / l; \quad (5.20)$$

$$F_{a2}^{\text{пов}} = R_y^{\text{пов}}. \quad (5.21)$$

При правом повороте

$$F_{r1}^{\text{пов}} = (R_z^{\text{пов}} a + R_y^{\text{пов}} r_k) / l; \quad (5.22)$$

$$F_{a1}^{\text{пов}} = R_y^{\text{пов}}; \quad (5.23)$$

$$F_{r2}^{\text{пов}} = [R_z^{\text{пов}} (l - a) - R_y^{\text{пов}} r_k] / l; \quad (5.24)$$

$$F_{a2}^{\text{пов}} = 0. \quad (5.25)$$

После оценки нагруженности подшипников ступиц колес осуществляют выбор подшипников. При этом руководствуются следующим алгоритмом:

1) по результатам анализа прочности и жесткости цапфы поворотного кулака, полуоси или балки моста с учетом компоновочных соображений определяют диаметр внутреннего кольца подшипника d ;

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{m_i g a k_d}{0,2[\sigma]}}, \quad (5.26)$$

где k_d – коэффициент динамичности, принимаемый из диапазона 2,5...3;

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения цапфы поворотного кулака или балки моста, которые в зависимости от марки стали принимают из диапазона 600...800 МПа;

2) зная максимальную скорость машины v_{max} и радиус колеса r_k , оценивают максимальную угловую скорость подшипника:

$$\omega_{\max} = v_{\max} / r_{\kappa}; \quad (5.27)$$

3) зная d , ω_{\max} и действующие наибольшие силы F_r и F_a с учетом относительного пробегов γ_s , выбирают радиально-упорные подшипники (роликовые по ГОСТ 333 и ГОСТ 7260 или шариковые по ГОСТ 831 и ГОСТ 832) с таким расчетом, чтобы статическая грузоподъемность подшипника C_0 была в 2 раза больше F_r , при этом допустимая осевая нагрузка выбранного подшипника превышала F_a ;

4) по динамической грузоподъемности подшипника C , учитывая эквивалентную нагрузку F при 90 % вероятности надежности, определяют долговечность подшипника в миллионах оборотов:

$$L_o = \left(\frac{C}{F} \right)^k, \quad (5.28)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника;

k – показатель степени, для роликовых подшипников $k = 3,33$, для шариковых $k = 3$;

F – эквивалентная нагрузка,

$$F = (k_X k_v F_r + k_Y F_a) k_d k_t, \quad (5.29)$$

где k_X и k_Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, для шариковых и роликовых конических при $F_a / (k_v F_r) < 0,44$ принимают коэффициенты $k_X = 1$; $k_Y = 0$; для роликовых конических при $F_a / (k_v F_r) > 0,44$ имеют место коэффициенты $k_X = 0,4$; $k_Y = 0,4 \operatorname{tg} \alpha$, где $\alpha = 0,016 \dots 0,04$ – угол конуса наружного кольца, рад;

k_v – коэффициент вращения, $k_v = 1,2$ при вращении наружного кольца подшипника и $k_v = 1$ при вращении внутреннего кольца;

k_d – коэффициент динамичности нагрузки, $k_d = 2,5 \dots 3$;

k_t – температурный коэффициент, $k_t = 1 \dots 1,4$.

Вычисленную долговечность переводят для быстроходной техники (автомобили) в километры пробега:

$$L_{\text{км}} = 2\pi r_{\kappa} L_o \cdot 10^6. \quad (5.30)$$

Для тихоходной техники (тракторы, СДМ и т. п.) долговечность $L_{\text{км}}$ переводят в мото-часы:

$$L_{\text{мч}} = L_{\text{км}} / v_{\text{ср}}, \quad (5.31)$$

где $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость эксплуатации, принимаемая обычно 10...20 км/ч.

Контрольные вопросы

- 1 Методика выбора шин.
- 2 Расчетная схема ступицы колеса.
- 3 Методика выбора подшипников ступицы колеса.
- 4 Каков должен быть ресурс подшипников ступиц колес?

6 Практическое занятие № 6. Проектирование балок мостов

Длина балки моста определяется общей компоновкой машины, а параметры сечений – действующими нагрузками.

Для балок мостов, отлитых из ковкого чугуна, в качестве допускаемых напряжений принимают $[\sigma_{из}] = 300$ МПа, $[\tau_{кр}] = 20$ МПа. Для мостов, сваренных из листовой малоуглеродистой стали $[\sigma_{из}] = 350$ МПа, $[\tau_{кр}] = 300$ МПа.

Расчетными режимами движения машины для оценки нагруженности балок мостов являются:

- интенсивный разгон (для заднего моста);
- максимальное замедление (для переднего моста);
- занос, т. е., когда боковые реакции R_y максимальны, а разность нормальных реакций колес разных бортов наибольшая;
- преодоление препятствия колесами одного борта.

Расчетная схема ведущего моста с действующими эпюрами изгибающих моментов во фронтальной M_ϕ и горизонтальной M_Γ плоскостях, а также эпюры от крутящего M_k , тормозного M_T и суммарного M_Σ моментов для первых трех режимов движения представлена на рисунке 6.1.

Максимальная величина изгибающего момента во фронтальной плоскости определяется по зависимости

$$M_\phi = R_z^{\max} l, \quad (6.1)$$

где l – расстояние от линии действия нормальной реакции опоры R_z до середины рессорной полки.

Наибольший изгибающий момент в горизонтальной плоскости вычисляется по выражению

$$M_\Gamma = R_x^{\max} l. \quad (6.2)$$

Моменты, закручивающие мост, оценивают как

$$M_k = M_T = R_x^{\max} r_k. \quad (6.3)$$

При поперечном сечении кожуха полуоси балки в виде кольца суммарный момент определяют как среднее геометрическое:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\phi}^2 + M_{\Gamma}^2 + M_{\kappa}^2}. \quad (6.4)$$

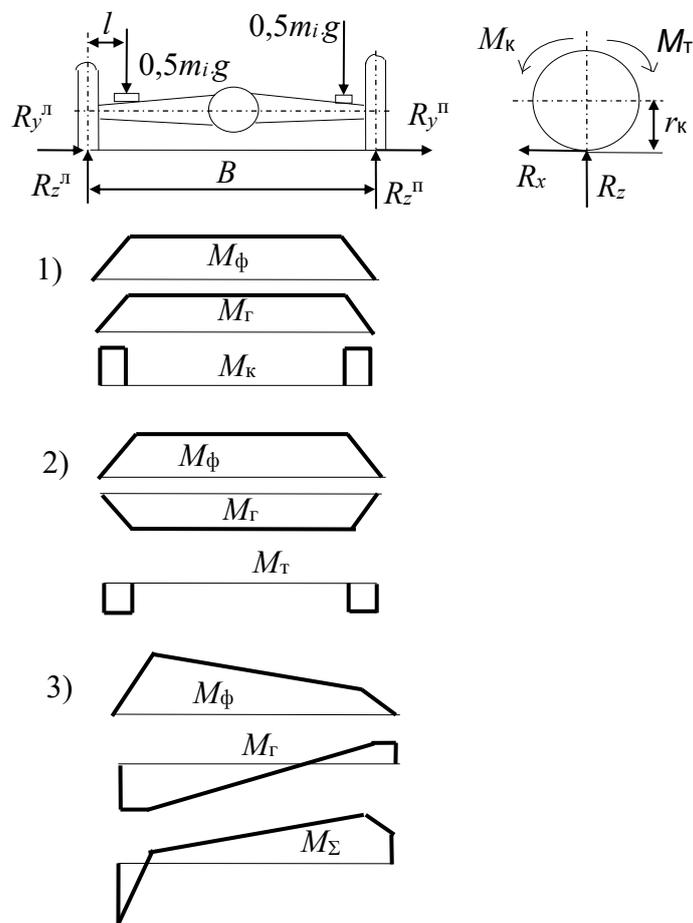


Рисунок 6.1 – Расчетная схема ведущего моста с эпюрами действующих моментов

В этом случае напряжения от сложного нагружения (изгиба и кручения) определяют как

$$\sigma_{\Sigma} = M_{\Sigma} / W, \quad (6.5)$$

где W – момент сопротивления изгибу кольцевого сечения балки,

$$W = \pi (D^4 - d^4) / (32 D), \quad (6.6)$$

где D и d – наружный и внутренний диаметры кожуха полуоси балки в рассматриваемом сечении.

Для мостов, имеющих поперечное сечение балки в виде прямоугольника, напряжения изгиба определяют по зависимости

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\phi}}{W_x} + \frac{M_{\Gamma}}{W_y}, \quad (6.7)$$

где W_x и W_y – моменты сопротивлений поперечного сечения балки изгибу относительно продольной X и вертикальной Y осей (обозначения Сопромата и Теории упругости).

Напряжения от кручения таких мостов вычисляют как

$$\tau_{кр} = M_k / W_k, \quad (6.8)$$

где W_k – момент сопротивления сечения скручиванию.

Оценку прочности и жесткости деталей переднего управляемого ведомого моста осуществляют для указанных выше режимов нагружения. Профилем сечения балки ведомого моста, как правило, является двутавр.

Расчетная схема переднего управляемого моста с характерными эпюрами моментов показана на рисунке 6.2.

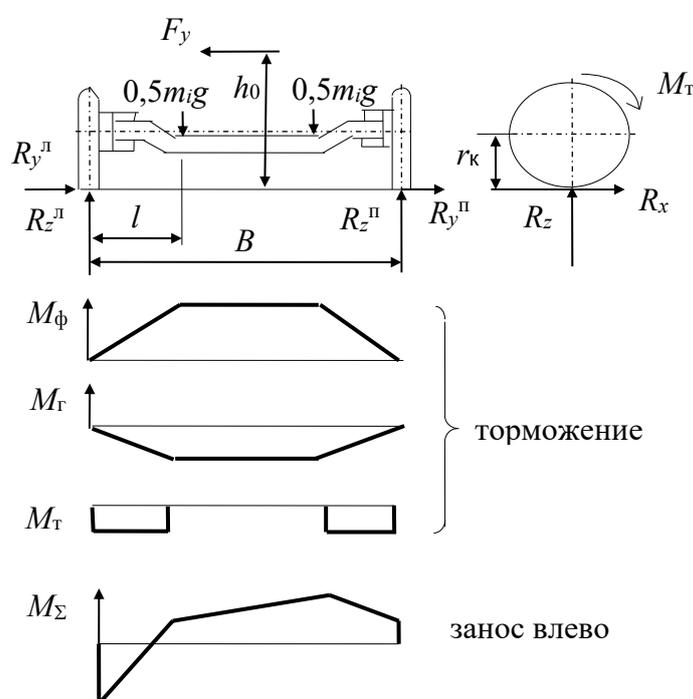


Рисунок 6.2 – Расчетная схема ведомого моста с эпюрами действующих моментов

Максимальные значения указанных на рисунке 6.2 силовых факторов определяют по ранее приведенным зависимостям (6.1)...(6.8).

При движении в заносе суммарный момент, действующий на мост, является не только функцией нормальных R_z и продольных R_x реакций, но и поперечных R_y , достигающих значительной величины в результате наличия боковой силы F_y (центробежной $F_{ц}$), которую вычисляют по зависимости

$$F_y = F_{ц} = m_i a_{ц} \leq \phi_y R_z, \quad (6.9)$$

где m_i – масса машины, приходящаяся на данный мост;
 $a_{ц}$ – центростремительное ускорение, $a_{ц} = 2 \text{ м/с}^2$;

φ_y – коэффициент сцепления шин с опорой в поперечном направлении.

В части балки, в сторону которой происходит занос, действует момент, достигающий наибольшего значения в ступице колеса:

$$M_{\Sigma} = \varphi_y R_z^{\max} \left(1 + \frac{2\varphi_y h_0}{B} \right) r_k, \quad (6.10)$$

где B – колея моста.

В противоположной части балки изгибающий момент достигает наибольшего значения в месте крепления упругого элемента:

$$M_{\Sigma} = R_z^{\max} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_0}{B} \right) (l + \varphi_y r_k). \quad (6.11)$$

Расчетная схема поворотного кулака изображена на рисунке 6.3.

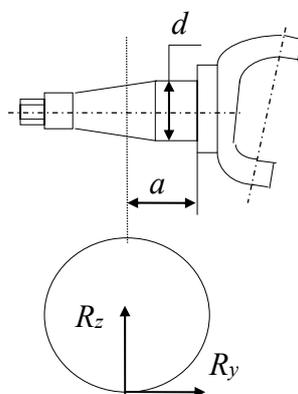


Рисунок 6.3 – Расчетная схема поворотного кулака

Наибольшие суммарные напряжения в поворотном кулаке возникают при динамическом преодолении единичных неровностей:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{m_i g a k_d}{0,2 d^3}, \quad (6.12)$$

где k_d – коэффициент динамичности, выбираемый из диапазона 2,5...3.

Изготавливают поворотные кулаки из среднеуглеродистых легированных сталей, например, из стали 40Х. Допускаемые напряжения $[\sigma] = 550$ МПа.

Приведенные зависимости следует применять для предварительного выбора параметров балки моста, а уточнение их следует делать с помощью методов теории упругости.

Контрольные вопросы

- 1 Расчетные режимы балок мостов.
- 2 Динамическая модель балки ведущего моста.

3 Динамическая модель балки ведомого моста.

4 Методика оценки сил, действующих на балку моста.

7 Практическое занятие № 7. Проектирование рамы грузовика

Рама является основанием, т. е. остовом рамного автомобиля, трактора и любой другой рамной самоходной машины. Основными несущими элементами рамы являются продольные балки (лонжероны) и соединяющие их поперечины.

Лонжероны часто выполняют швеллерного, двутаврового, Z-образного или коробчатого профиля, как правило, переменной высоты, что связано с величинами действующих нагрузок. Поперечины имеют различные формы сечений.

В качестве материала для изготовления лонжеронов, поперечин и кронштейнов рам самоходных машин используют листовые малоуглеродистые стали марок 08, 10, 20, 25, имеющие $\sigma_T = 150 \dots 400$ МПа. На машинах повышенной грузоподъемности и проходимости применяют легированные стали 30Т, 12ГС, 19ХГС, 10ХСНД, 09Г2С, которые позволяют за счет больших σ_T и σ_F значительно уменьшить массу рамы.

Для оценки статических нагрузок, действующих на раму, используют расчетную схему, представленную на рисунке 7.1.

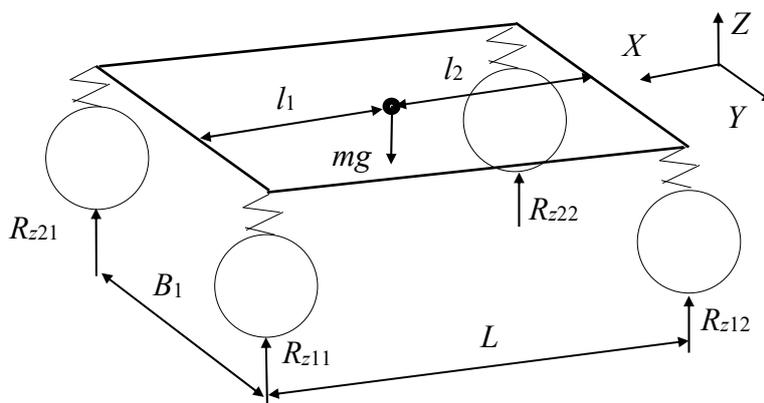


Рисунок 7.1 – Расчетная схема несущей системы машины

При неподвижной машине на горизонтальной опоре нормальные реакции под передними колесами от действия силы тяжести mg определяют по зависимости

$$R_{z11} = R_{z21} = 0,5 m g l_2 / L. \quad (7.1)$$

Аналогично оценивают нормальные реакции под задними колесами:

$$R_{z12} = R_{z22} = 0,5 m g l_1 / L. \quad (7.2)$$

Если у машины $l_2 > l_1$, то наезд на значительную неровность передним ле-

вым или задним правым колесом приводит к отрыву от опоры заднего левого колеса. Тогда нормальные реакции вычисляются по следующим зависимостям:

$$R_{z11} = 0,5 m g; \quad (7.3)$$

$$R_{z21} = 0,5 m g (l_2 - l_1) / L; \quad (7.4)$$

$$R_{z12} = 0; \quad (7.5)$$

$$R_{z22} = m g l_1 / L. \quad (7.6)$$

При $l_2 < l_1$ зависание заднего колеса для медленно движущейся машины невозможно, т. к. на задний мост приходится большая масса, т. е. зад будет перевешивать и прижимать колеса к опоре. Тогда при вывешивании над опорной поверхностью правого переднего колеса нормальные реакции определяют по зависимостям:

$$R_{z11} = m g l_2 / L; \quad (7.7)$$

$$R_{z21} = 0; \quad (7.8)$$

$$R_{z12} = 0,5 m g (l_1 - l_2) / L; \quad (7.9)$$

$$R_{z22} = 0,5 m g. \quad (7.10)$$

При $l_1 = l_2 = 0,5 L$, что характерно для машин повышенной проходимости, вывешиваются сразу два колеса. Тогда имеем

$$R_{z11} = R_{z22} = 0,5 m g; \quad (7.11)$$

$$R_{z21} = R_{z12} = 0. \quad (7.12)$$

Момент, закручивающий несущую систему при наезде на неровность одним колесом медленно движущейся машины, определяют по выражению

$$M = 0,5 [(R_{z11} - R_{z21}) B_1 - (R_{z12} - R_{z22}) B_2]. \quad (7.13)$$

Высоту неровности, при которой колесо зависает над опорной поверхностью, можно вычислить по зависимости

$$q_{\max} = Z_{ш1} + Z_{1ст} \frac{B_1}{B_{p1}} + B_1 \left(\frac{Z_{ш2}}{B_2} + \frac{Z_{2ст}}{B_{p2}} + \frac{M}{c_\gamma} \right), \quad (7.14)$$

где $Z_{ш1}$, $Z_{ш2}$ – деформации передних и задних шин в статическом положении;
 $Z_{1ст}$, $Z_{2ст}$ – статические прогибы передней и задней подвесок;
 B_1 , B_2 – колея переднего и заднего моста;

B_{p1}, B_{p2} – рессорная колея переднего и заднего моста;

c_γ – коэффициент крутильной жесткости несущей системы, обычно находящийся в диапазоне 200...300 кН·м/рад.

Предварительный расчет рамы на изгиб заключается в оценке напряжений и деформаций лонжерона. При этом делают допущения:

- не учитывается упрочняющее влияние поперечин;
- считается, что масса распределена поровну между левым и правым бортами машины.

На рисунке 7.2 в качестве примера приведена расчетная схема лонжерона, эпюры изгибающих моментов M_y и прогибов f самосвала повышенной проходимости МоАЗ-7505 при предварительном выборе параметров.

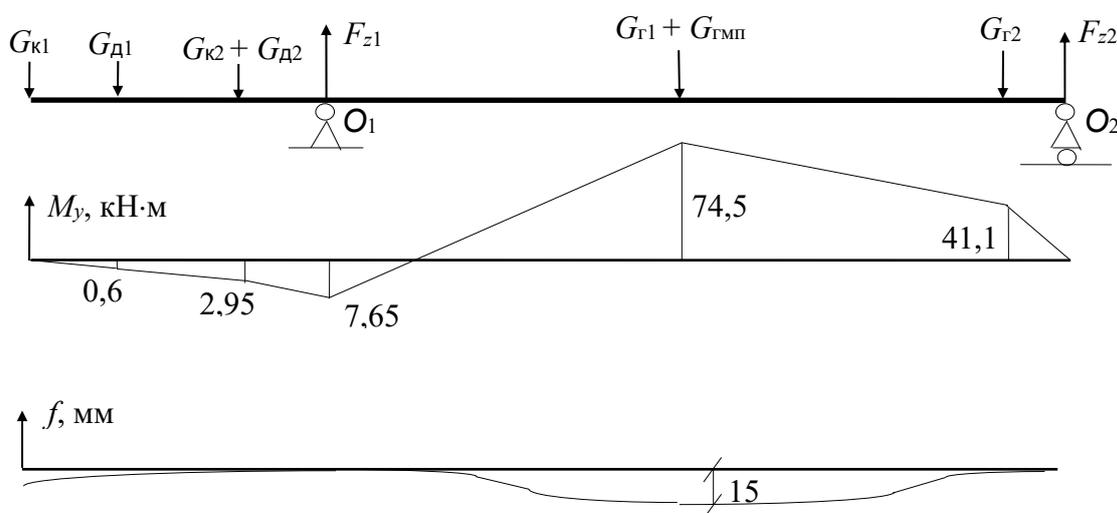


Рисунок 7.2 – Расчетная схема лонжерона МоАЗ-7505 с эпюрами

На расчетной схеме рисунка 7.2 обозначены: $G_{к1}, G_{к2}$ – силы тяжести кабины, приходящиеся на передние и задние опоры; $G_{д1}, G_{д2}$ – силы тяжести двигателя, приходящиеся на передние и задние опоры; $G_{г1}, G_{г2}$ – половины сил тяжести груза и кузова, приходящиеся на передние и задней опоры кузова.

Реакции опор рамы, т. е. силы упругих элементов подвесок F_{z1} и F_{z2} определяются из системы уравнений сумм сил и сумм моментов этих сил относительно характерных точек O_1 и O_2 .

Величина изгибающего момента в любом i -ом сечении лонжерона оценивается по выражению

$$M_{yi} = \sum_{j=1}^n F_j x_j + \sum_{k=1}^m \frac{q_k x_k^2}{2}, \quad (7.15)$$

где F_j – сосредоточенная изгибающая сила, действующая на плече x_j от переднего торца лонжерона;

q_k – распределенная нагрузка, действующая на плече x_k (начало плеча отсчитывается от i -го сечения до равнодействующей распределенной нагрузки).

Построив эпюру изгибающих моментов M_y , оценивают моменты сопро-

тивлений изгибу лонжерона W_i в характерных сечениях:

$$W_i = M_{yi} / [\sigma_{из}], \quad (7.16)$$

где $[\sigma_{из}]$ – допускаемые напряжения изгиба для принятого материала.

Приняв какой-либо профиль лонжерона (швеллер, двутавр и т. п.), вычисляют конкретные параметры сечений – высоту, ширину, толщину. При этом необходимо стремиться к равнопрочной конструкции, т. е. к равенству напряжений в любом месте лонжерона.

Для выбора допускаемых напряжений при предварительном расчете рамы рекомендуется зависимость

$$[\sigma_{из}] = \frac{\sigma_T}{1,5(1 + k_D)}, \quad (7.17)$$

где σ_T – напряжения текучести материала лонжерона, например, для стали 10 имеем $\sigma_T = 350$ МПа;

k_D – коэффициент динамичности, принимаемый из диапазона 2,5...3.

Оценку жесткости несущей системы производят по стреле прогиба, которая оценивается по выражению

$$f_i = f_0 + \theta_0 x_i + \frac{1}{EJ_y} \left[\sum_{j=1}^n \frac{M_j (x_i - a_j)^2}{2!} + \sum_{j=1}^k \frac{F_j (x_i - b_j)^3}{3!} + \sum_{j=1}^m \left(q_j \frac{(x_i - c_j)^4 - (x_i - d_j)^4}{4!} \right) \right], \quad (7.18)$$

где f_0, θ_0 – прогиб и угол наклона поперечного сечения при $x_i = 0$;

a_j – расстояние от начала координат до j -го сосредоточенного изгибающего момента M_j ;

b_j – то же до j -й сосредоточенной силы F_j ;

c_j, d_j – то же до начала и конца j -й распределенной нагрузки q_j .

В качестве допускаемого прогиба для лонжерона принимают

$$[f] = L / 250, \quad (7.18)$$

где L – колесная база машины.

Контрольные вопросы

- 1 Материалы, применяемые для изготовления рам автомобилей.
- 2 Допущения и методика предварительного расчета рамы.

8 Практическое занятие № 8. Проектирование кабины грузовика

Кабины грузовиков и тракторов имеют каркасную конструкцию. В настоящее время их проектирование осуществляется с использованием ЭВМ методом конечных элементов (МКЭ).

В качестве типичного примера на рисунке 8.1 приведена кабина грузовика ГАЗ-66.

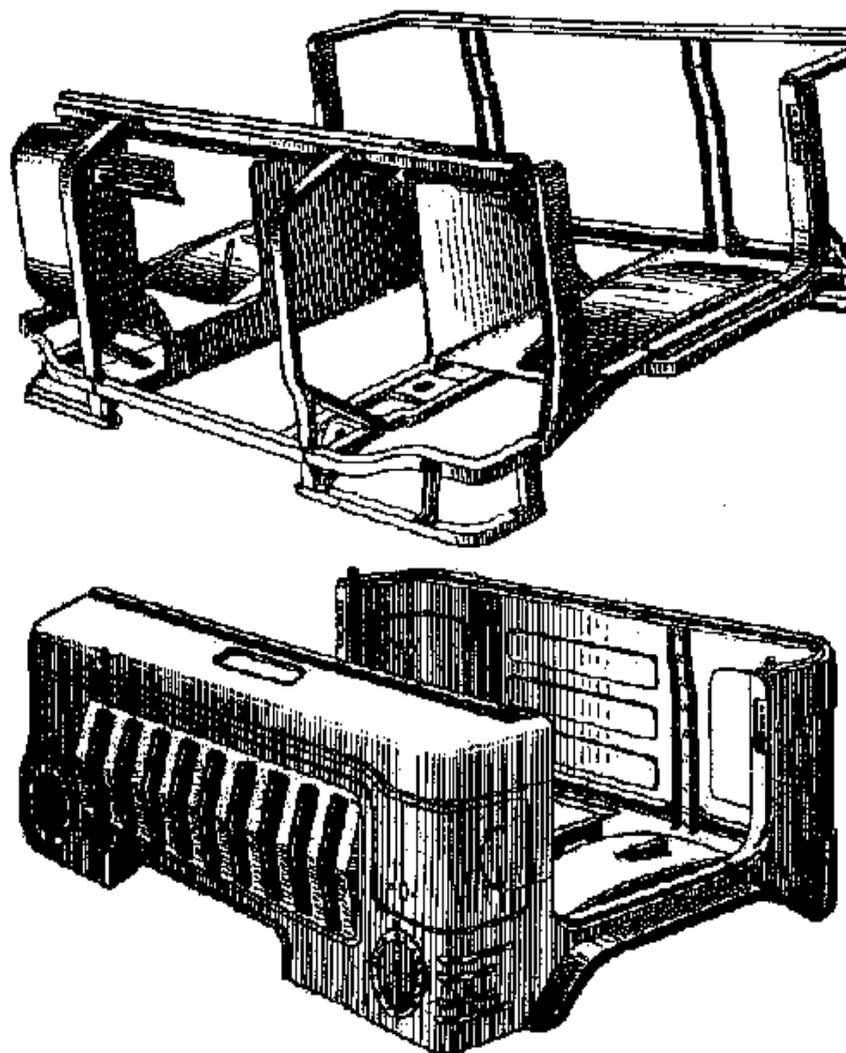


Рисунок 8.1 – Нижняя часть кабины грузовика

В рамках данного практического занятия необходимо в каком-либо программном комплексе, реализующем МКЭ, выполнить конечно-элементную модель кабины и проанализировать ее напряженно-деформированное состояние при имитации опрокидывания машины.

Толщины труб каркаса равны 1,0...2,0 мм. Толщины облицовочных панелей – 0,5 мм. Кабины изготовляют из стали 0,8 или 10.

В местах крепления кабины к раме следует закрепить модель, т. е. в данных узлах отнимаются все шесть степеней свободы. К правому верхнему углу

модели кабины прикладывается сосредоточенная сила под углом 45° по модулю, равная силе тяжести машины.

Контрольные вопросы

- 1 Конструкция кабины грузового автомобиля.
- 2 Материалы, применяемые для изготовления кабин.
- 3 Граничные условия при анализе напряженно-деформированного состояния кабины.

9 Практическое занятие № 9. Проектирование кузова легкового автомобиля

Кузова современных дорожных легковых автомобилей имеют оболочковую конструкцию. Изготавливают их из малоуглеродистых хорошо штампуемых и свариваемых сталей 08, 08Ю и т. п. Толщины внешних панелей составляют 0,3...0,5 мм, а усилительных элементов (передних и задних лонжеронов и др.) – 1,2...1,5 мм.

В качестве типичного образца на рисунке 9.1 представлен кузов автомобиля ВАЗ-2108.

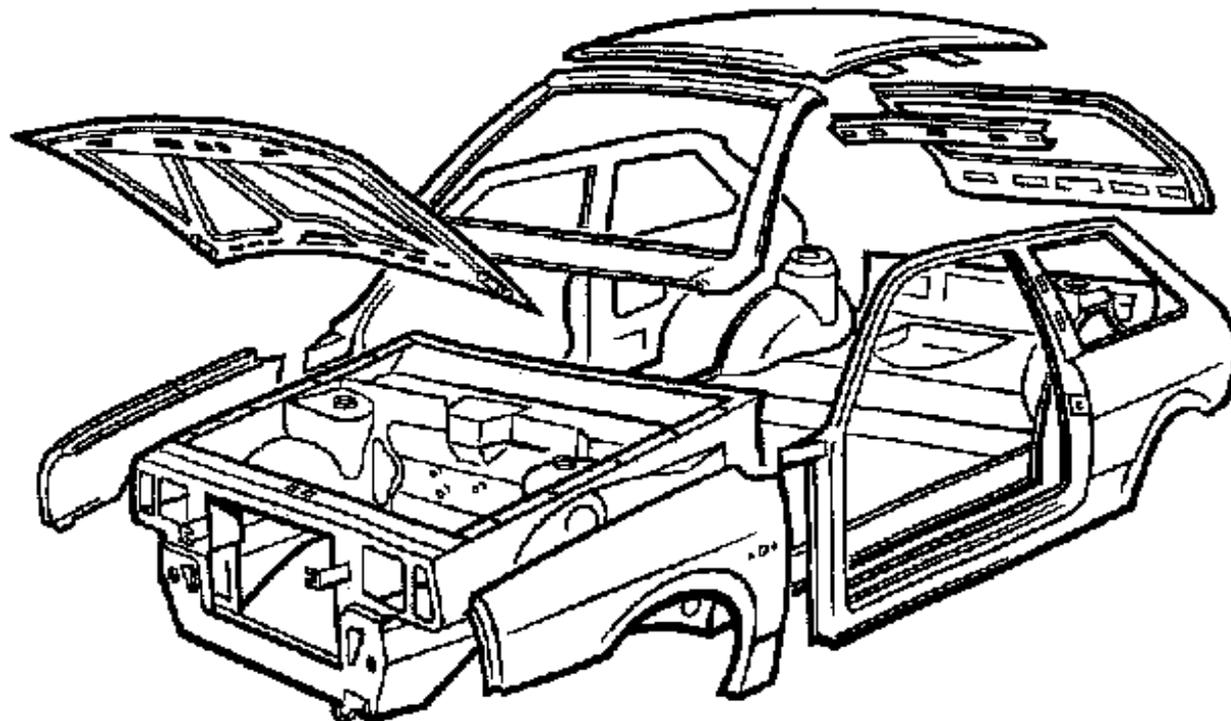


Рисунок 9.1 – Конструкция кузова легкового автомобиля

В рамках данного практического занятия необходимо в каком-либо программном комплексе, реализующем МКЭ, выполнить конечно-элементную мо-

дель кузова легкового автомобиля без навесных элементов (дверей, капота, крышки багажника) и проанализировать ее напряженно-деформированное состояние при имитации наезда на высокую неровность передним левым колесом.

Контрольные вопросы

- 1 Конструкция кузова легкового автомобиля.
- 2 Материалы, применяемые для изготовления кузовов.

Список литературы

1 **Кузнецов, Е. В.** Проектирование ходовых систем колесных самоходных машин: учебно-методическое пособие / Е. В. Кузнецов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 243 с.: ил.

2 **Бойков, В. П.** Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Проектирование: учебное пособие / В. П. Бойков, В. В. Гуськов, Ч. И. Жданович ; под общ. ред. В. П. Бойкова. – Минск : Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2017. – 296 с.: ил.

3 Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Под ред. Н. Ф. Бочарова и И. С. Цитовича. – Москва : Машиностроение, 1983. – 299 с.: ил.

4 **Лукин, П. П.** Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – Москва : Машиностроение, 1984. – 230 с.: ил.

5 Автомобили. Основы проектирования / Под ред. М. С. Высоцкого. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 152 с.: ил.

6 Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть/ Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Вышэйшая школа, 1987. – 200 с.

7 **Тарасик, В. П.** Теория автомобилей и двигателей / В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск : Новое знание, 2012. – 420 с.