МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОДОВЫХ СИСТЕМ И КУЗОВОВ

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

Могилев 2020

УДК 621.114
ББК 31.365
П 25

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «19» сентября 2020 г., протокол № 2

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

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

Методические рекомендации к лабораторным работам 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 вёрстка	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, Могилёв.

© Белорусско-Российский
университет, 2020

Содержание

Введение …… 4

1 Лабораторная работа № 1. Исследование влияния на плавность хода коэффициентов сопротивлений амортизатора с помощью одномассовой модели 5

2 Лабораторная работа № 2. Исследование влияния на плавность хода отношения подрессоренной массы к неподрессоренной с помощью двухмассовой модели 9

3 Лабораторная работа № 3. Выбор полных ходов подвесок по кривым интенсивностей колебаний с помощью трёхмассовой модели 12

4 Лабораторная работа № 4. Исследование упругих угловых характеристик подвески на модели машины с пятью степенями свободы 14

5 Лабораторная работа № 5. Исследование напряжённо-деформированного состояния рамы автомобиля 17

6 Лабораторная работа № 6. Исследование напряжённо-деформированного состояния кабины грузовика 21

7 Лабораторная работ № 7. Исследование напряжённо-деформированного состояния кузова легкового автомобиля 24

8 Лабораторная работа № 8. Исследование напряжённо-деформированного состояния кузова самосвала 29

Список литературы……..... 30

Введение

С помощью самоходной техники (автомобилей, тракторов, строительно-дорожных машин и т. п.) выполняется большой объём транспортных работ, связанных с перемещением грузов и пассажиров. Характеристики и параметры ходовой части любой самоходной машины определяют её важнейшие эксплуатационные свойства – плавность хода, производительность, экономичность, эргономичность, надёжность и др. Поэтому будущим специалистам необходимо знать конструкции и методы проектирования ходовых систем.

Целью учебной дисциплины «Проектирование ходовых систем и кузовов» является формирование у студентов комплекса знаний, умений и навыков проектирования движителя, подвески и несущей системы автомобиля, а также разработки его общей компоновки.

При подготовке современных специалистов важная роль принадлежит лабораторным работам по указанной учебной дисциплине, где студент под руководством преподавателя-консультанта осваивает приёмы исследований ходовых систем. Целью данных занятий является изучение классических методов расчёта и анализа качеств элементов ходовой части автомобиля, а также получение практических навыков инженерной работы.

Лабораторные работы проводятся на ЭВМ с использованием прикладного программного обеспечения.

Отчёты по лабораторным работам оформляются в тетради и содержат решения задач согласно заданному преподавателем варианту расчёта ходовой части. Во время защиты отчёта по проделанной лабораторной работе студент демонстрирует приобретённые навыки и знания.

1 Лабораторная работа № 1. Исследование влияния на плавность хода коэффициентов сопротивлений амортизатора с помощью одномассовой модели

Выбрав из таблицы 1.1 по указанию преподавателя исходные данные, студент с помощью компьютерной модели одномассовой колебательной системы, реализованной программой (приложением) «1massa(лаб1).exe», проводит необходимые исследования.

Таблица 1.1 – Исходные данные

Номер варианта	Полная масса машины m, т	Снаряженная масса машины m_c, т	Назначение машины
1	1,2	0,8	Дорожная
2	1,5	1	Дорожная
3	2	1,4	Вездеходная
4	2,5	1,8	Дорожная
5	3	2	Вездеходная
6	4	2,8	Дорожная
7	5	3,5	Вездеходная
8	7	5	Дорожная
9	10	7	Вездеходная
10	15	10	Дорожная
11	20	12	Вездеходная
12	25	15	Дорожная
13	30	18	Вездеходная
14	35	20	Дорожная
15	40	22	Вездеходная
16	50	25	Дорожная
17	60	30	Вездеходная
18	80	40	Карьерная
19	100	50	Вездеходная
20	150	70	Карьерная

Целью работы является выбор рациональных основных параметров подвески самоходной машины, а именно суммарных коэффициентов сопротивлений амортизаторов при сжатии и отбое, с помощью амплитудно-частотных характеристик (АЧХ).

Сначала следует подобрать суммарный коэффициент жёсткости всех основных упругих элементов подвесок, обеспечив «комфортную» частоту вертикальных колебаний подрессоренной массы (1...2 Гц), по формуле Ш. О. Кулона

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

где ω_0 – собственная частота вертикальных колебаний подрессоренной массы, рад/с (круговая частота ω связана с циклической частотой ν элементарным соотношением $\omega = 2\pi\nu$);

c – суммарный коэффициент жёсткости всех основных упругих элементов подвесок колёс, Н/м.

Подбирая суммарный коэффициент жёсткости подвески по формуле (1.1), следует обеспечить собственную частоту колебаний ω_0 в указанном комфортном диапазоне (6...12 рад/с) как при полной массе m, так и при снаряженной $m_с$.

Затем пропорционально соотношению масс демонстрационной машины в программе (приложении) «1massa(лаб1).exe» и заданной подбираются коэффициенты сопротивлений амортизаторов при сжатии $\mu_{сж}$ и отбое $\mu_{от}$.

Для построения АЧХ надо провести серию опытов, задавая в каждом фиксированную частоту возмущающих воздействий. Причём в одном из опытов частота возмущающих воздействий должна быть резонансной, ещё в одном опыте частота должна быть на 0,2 Гц больше резонансной, а ещё в одном – на 0,2 Гц меньше резонансной. В остальных опытах возмущающую частоту воздействий следует распределять примерно равномерно в дорезонансной и зарезонансной зонах АЧХ в диапазоне 0,2…5 Гц.

После каждого опыта по полученным на экране ЭВМ графикам вертикальных перемещений (рисунок 1.1) и ускорений подрессоренной массы необходимо определить и занести в таблицу 1.1 амплитуды последнего периода колебаний для вертикальных перемещений A_Z и ускорений $A_{Z''}$.

В приведенном на рисунке 1.1 примере амплитуда вертикальных перемещений A_Z по последнему периоду колебаний составляет примерно 40 мм.

Динамическую модель (расчётную схему) одномассовой колебательной системы можно представить как на рисунке 1.2, где обозначено: c – коэффициент жёсткости упругого элемента; μ – коэффициент сопротивления амортизатора; q – текущая высота возмущающего воздействия (микропрофиля опоры), которая изменяется во времени.

Движение массы m описывается дифференциальным уравнением

$$mZ'' = F_у + F_д, \qquad (1.1)$$

где mZ'' – сила инерции при вертикальных перемещениях массы m с вертикальным текущим ускорением Z'';

$F_у$ – упругая сила;
$F_д$ – диссипативная сила (сила сопротивления амортизатора).

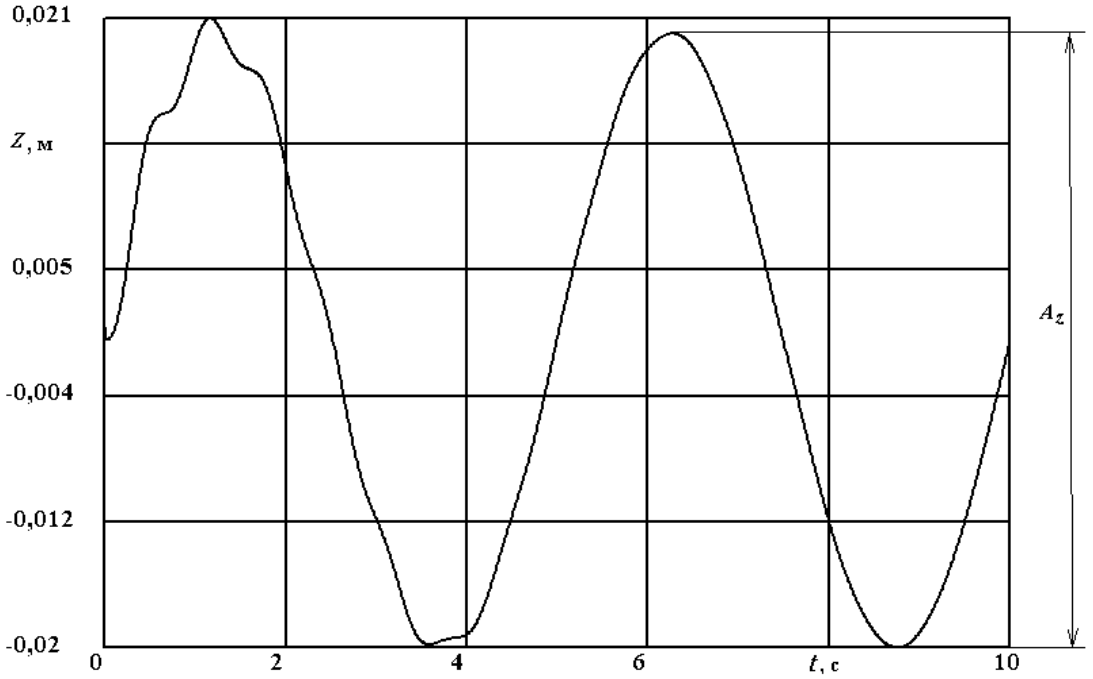

Рисунок 1.1 – Вертикальные перемещения подрессоренной массы

Таблица 1.1 – Результаты эксперимента

Частота возмущающих воздействий ν, Гц	Амплитуда вертикальных перемещений A_Z, мм, при			Амплитуда вертикальных ускорений $A_{Z''}$, м/с^2, при		
	$\mu_{сж.1}$; $\mu_{от.1}$	$\mu_{сж.2}$; $\mu_{от.2}$	$\mu_{сж.3}$; $\mu_{от.3}$	$\mu_{сж.1}$; $\mu_{от.1}$	$\mu_{сж.2}$; $\mu_{от.2}$	$\mu_{сж.3}$; $\mu_{от.3}$
0,2						
0,5						
0,7						
0,9						
1,1						
1,3						
2						
3						
5						

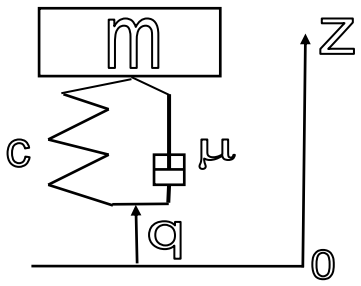

Рисунок 1.2 – Динамическая модель одномассовой колебательной системы

Упругая сила оценивается в каждый момент времени по зависимости

$$F_{\text{у}} = c\left(q - Z\right), \tag{1.2}$$

где Z – текущее положение центра масс m относительно состояния статического равновесия.

Диссипативная сила амортизатора вычисляется в каждый момент времени по выражению

$$F_{\text{д}} = \mu\left(q' - Z'\right), \tag{1.3}$$

где q' – текущая скорость изменения высоты возмущающего воздействия;

Z' – текущая вертикальная скорость центра масс m.

В программе «1massa(лаб1).exe» с шагом времени Δt по зависимости (1.1) вычисляется ускорение Z'' массы m, а путём численного интегрирования оцениваются её скорость Z' и перемещение Z, которые фигурируют в формулах (1.2) и (1.3). С этим же шагом времени варьируется высота возмущающего воздействия q, которая изменяется по синусоидальному закону с заданной частотой ν.

После первой серии опытов необходимо провести еще две серии с коэффициентами сопротивлений сжатия $\mu_{\text{сж}}$ и отбоя $\mu_{\text{от}}$ в 3 и в 5 раз большими по сравнению с первоначальными значениями $\mu_{\text{сж.1}}$ и $\mu_{\text{от.1}}$. Результаты этих серий опытов заносятся в соответствующие ячейки таблицы 1.1.

По результатам всех серий опытов на одном рисунке строятся графические зависимости $A_Z = f(\nu, \mu)$, а на другом – $A_{Z''} = f(\nu, \mu)$.

В отчёте по лабораторной работе необходимо привести динамическую и математическую модели исследуемой системы, а также табличные и графические зависимости полученных результатов.

Контрольные вопросы

1 Как оцениваются упругие и диссипативные силы?

2 Анализ зависимости амплитуд перемещений и ускорений от частоты возмущающих воздействий.

3 Зависимость амплитуд перемещений и ускорений от коэффициентов сопротивлений амортизатора.

2 Лабораторная работа № 2. Исследование влияния на плавность хода отношения подрессоренной массы к неподрессоренной с помощью двухмассовой модели

Целью лабораторной работы является исследование влияния величины неподрессоренной массы $m_н$ на вертикальные перемещения Z и ускорения Z'' подрессоренной массы m.

Исследования проводятся на двухмассовой модели с помощью компьютерной программы (приложения) «2mass(лаб2).exe». Расчётная схема этой модели приведена на рисунке 2.1, где обозначены: c – суммарный коэффициент жёсткости подвесок колёс; μ – коэффициент сопротивления амортизаторов; $c_ш$ – суммарный коэффициент жёсткости шин; $\mu_ш$ – коэффициент сопротивления шин; q – текущая высота неровности, изменяющаяся во времени.

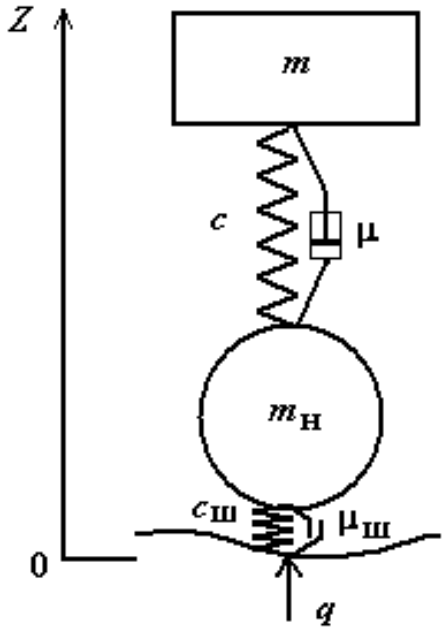

Рисунок 2.1 – Динамическая модель двухмассовой колебательной системы

Движение указанных на рисунке 2.1 масс относительно состояния статического равновесия описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_н Z''_н = F_{уш} + F_{дш} - F_у - F_д; \\ mZ'' = F_у + F_д, \end{cases} \tag{2.1}$$

где $Z''_н$ – вертикальные ускорения неподрессоренной массы;

$F_{уш}$ – упругая сила шин;

$F_{дш}$ – диссипативная сила шин;

$F_у$ – упругая сила подвесок;

$F_д$ – диссипативная сила амортизаторов.

С интервалом времени (шагом интегрирования) Δt в программе «2mass(лаб2).exe» изменяется высота неровности q и вычисляются указанные силы, вертикальные перемещения, скорости и ускорения масс. Высота неровности изменяется по синусоидальному закону в зависимости от заданной скорости движения машины v_x.

Сначала, как и при выполнении лабораторной работы № 1, необходимо для заданной преподавателем массы машины подобрать суммарный коэффициент жёсткости упругих элементов подвесок, обеспечивая резонансную частоту колебаний подрессоренной массы в «комфортном» диапазоне (1...2 Гц).

При работе с программой «2mass(лаб2).exe» ввод данных в каждом окне меню заканчивается нажатием клавиши «*ENTER*»!

Коэффициенты сопротивлений амортизаторов при сжатии и отбое подбираются также, как при выполнении лабораторной работы № 1, т. е. пропорционально соотношению масс демонстрационной машины в программе «2mass(лаб2).exe» и заданной.

Вначале величина неподрессоренной массы должна быть в два раза меньше подрессоренной. При этом проводится серия опытов. В каждом задаётся фиксированная скорость машины v_x в диапазоне от 5 до 50 км/ч. Количество опытов должно быть достаточным для построения амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) вертикальных перемещений и ускорений подрессоренной массы. После каждого опыта по полученным на экране ЭВМ графикам в таблицу 2.1 заносятся значения амплитуд вертикальных перемещений A_Z и ускорений $A_{Z''}$ подрессоренной массы последних периодов колебаний.

Таблица 2.1 – Результаты эксперимента

Скорость машины v, км/ч	Амплитуда перемещений A_Z, мм			Амплитуда ускорений $A_{Z''}$, м/с^2		
	$m/m_н = 2$	$m/m_н = 5$	$m/m_н = 20$	$m/m_н = 2$	$m/m_н = 5$	$m/m_н = 20$
5						
10						
15						
20						
25						
30						
35						
40						
45						
50						

Затем следует провести ещё две серии опытов с величиной неподрессоренной массы $m_н$ в 5 и в 20 раз меньше, чем у подрессоренной m.

По данным таблицы 2.1 следует построить два рисунка. На первом изобразить АЧХ вертикальных перемещений $A_Z = f\ (v_x,\ m/m_н)$, а на втором $A_{Z''} = f\ (v_x,\ m/m_н)$.

В заключение на основе предыдущих рисунков следует построить ещё два графика: $Z_{max} = f\ (m/m_н)$ и $Z''_{max} = f\ (m/m_н)$.

В отчёте по лабораторной работе необходимо привести динамическую и математическую модели исследуемой системы, а также табличные и графические зависимости полученных результатов.

Контрольные вопросы

1 Как вычисляются упругие и диссипативные силы шин и подвесок колёс?

2 Анализ зависимости амплитуд перемещений и ускорений от скорости машины.

3 Зависимость амплитуд перемещений и ускорений подрессоренной массы от величины неподрессоренной массы машины.

3 Лабораторная работа № 3. Выбор полных ходов подвесок по кривым интенсивностей колебаний с помощью трёхмассовой модели

Целью лабораторной работы является выбор полных ходов передней и задней подвесок машины с помощью кривых интенсивностей колебаний передней и задней частей подрессоренной массы.

Исследования проводятся с помощью трёхмассовой модели на ЭВМ с использованием программы (приложения) «3mass(лаб3).exe». Динамическая модель её приведена на рисунке 3.1, где обозначены: φ – угол продольных угловых колебаний подрессоренной массы; q_1 – текущая высота неровностей под передними колёсами, изменяющаяся во времени; q_2 – текущая высота неровностей под задними колёсами, изменяющаяся во времени.

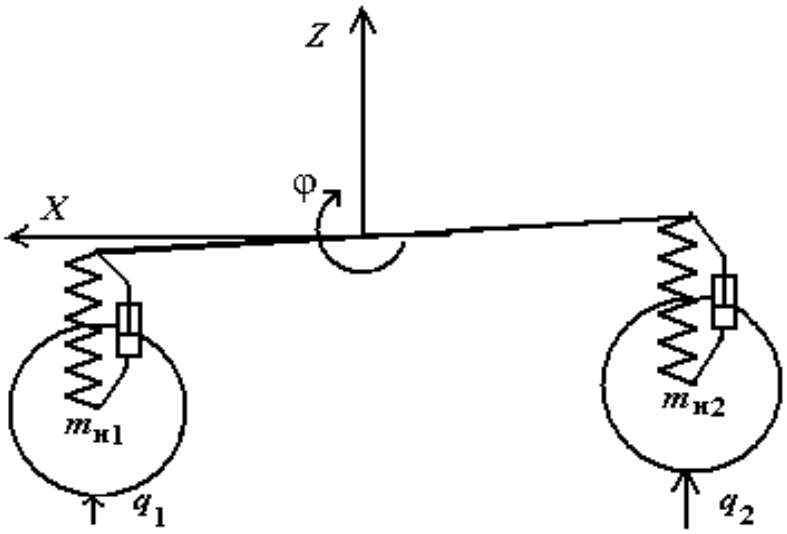

Рисунок 3.1 – Динамическая модель трёхмассовой колебательной системы

Движение указанных на рисунке 3.1 масс относительно состояния статического равновесия описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_{нi} Z''_{нi} = F_{ушi} + F_{дшi} - F_{уi} - F_{дi}; \\ mZ'' = \sum_{i=1}^{2} \left(F_{уi} + F_{дi} \right); \\ J_y \varphi'' = (F_{у1} + F_{д1}) l_1 - (F_{у2} - F_{д2}) l_2, \end{cases} \tag{3.1}$$

где $m_{нi}$ – неподрессоренная масса i-го моста машины (для переднего i = 1, для заднего i = 2);

$Z''_{нi}$ – вертикальные ускорения неподрессоренной массы i-го моста;

$F_{ушi}$ – упругая сила шин i-го моста;

$F_{дшi}$ – диссипативная сила шин i-го моста;

$F_{уi}$ – упругая сила подвесок i-го моста;

$F_{дi}$ – диссипативная сила амортизаторов i-го моста;

m – подрессоренная масса;

Z'' – вертикальные ускорения подрессоренной массы;

J_y – момент инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси;

φ'' – ускорение продольных угловых колебаний подрессоренной массы;

l_1 – расстояние от центра масс машины до оси переднего моста;

l_2 – расстояние от центра масс машины до оси заднего моста.

В программе «3mass(лаб3).exe» с шагом времени Δt по зависимостям (3.1) вычисляются вертикальные ускорения неподрессоренных масс и подрессоренной массы, а также её угловые ускорения относительно поперечной оси. Путём численного интегрирования указанных ускорений оцениваются скорости и перемещение для последующих вычислений упругих и диссипативных сил. С этим же шагом времени варьируются высоты возмущающих воздействий q_i, которые изменяются по синусоидальному закону с учётом заданных скорости машины v_x и длины неровности l_q.

Сначала, как и при выполнении лабораторных работ № 1 и 2, необходимо согласно с заданной преподавателем массой машины подобрать коэффициенты жёсткости и сопротивлений передней и задней подвесок, обеспечивая резонансную частоту вертикальных колебаний подрессоренной массы в «комфортном» диапазоне (1...2 Гц).

Затем надо провести серию опытов при длине неровности 1 м, изменяя от опыта к опыту скорость движения от 5 до 90 км/ч. По результатам первой серии опытов следует построить отдельно АЧХ вертикальных перемещений передней dZ_1 и задней dZ_2 частей подрессоренной массы машины.

После этого надо провести ещё четыре серии опытов с длинами неровностей 2, 4, 8, 16 м. После каждой серии следует построить свои АЧХ, которые накладываются на уже построенные для передней и задней частей машины.

Линии, огибающие пики АЧХ на каждом рисунке, называют кривыми интенсивностей колебаний, с помощью которых обоснованно, в зависимости от назначения машины, выбирают максимальные ходы подвесок для «беспробойного» движения по характерному микропрофилю.

В отчёте по лабораторной работе необходимо привести динамическую и математическую модели исследуемой системы, а также табличные и графические зависимости полученных результатов.

Контрольные вопросы

1 Как вычисляются упругие и диссипативные силы шин и подвесок колёс?

2 Анализ зависимости амплитуд перемещений от скорости машины.

3 Зависимость амплитуд перемещений передней и задней частей подрессоренной массы от длин неровностей и скорости машины.

4 Лабораторная работа № 4. Исследование упругих угловых характеристик подвески на модели машины с пятью степенями свободы

Целью работы является оценка угла крена γ подрессоренной массы машины и определение необходимого коэффициента жёсткости стабилизатора поперечной устойчивости.

Исследования проводятся с помощью пятимассовой модели на ЭВМ с использованием программы (приложения) «5mass(лаб4).exe». Динамическая модель её приведена на рисунке 4.1.

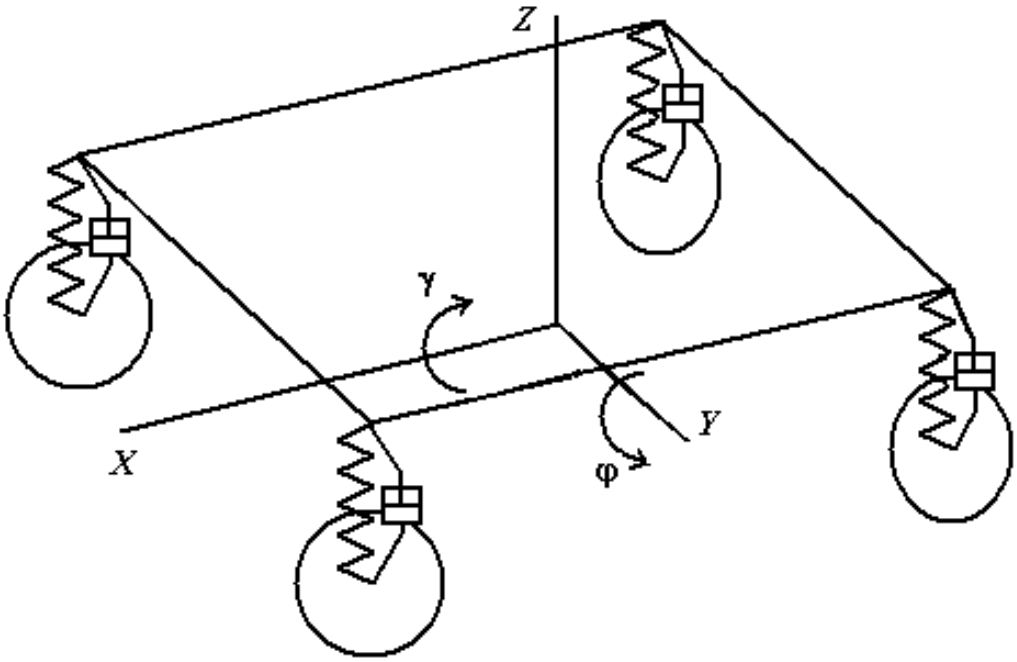

Рисунок 4.1 – Динамическая модель пятимассовой колебательной системы

Движение указанных на рисунке 4.1 масс относительно состояния статического равновесия описывается системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_{\text{н}ij} Z''_{\text{н}ij} = F_{\text{ушi}j} + F_{\text{дшi}j} - F_{\text{у}ij} - F_{\text{д}ij}; \\ mZ'' = \sum\limits_{j=1}^{2} \sum\limits_{i=1}^{2} \left(F_{\text{у}ij} + F_{\text{д}ij} \right); \\ J_x \gamma'' = \sum\limits_{j=1}^{2} 0{,}5\, B_j \left(F_{\text{у}1j} + F_{\text{д}1j} - F_{\text{у}2j} - F_{\text{д}2j} \right); \\ J_y \phi'' = \sum\limits_{i=1}^{2} \left[\left(F_{\text{у}i2} + F_{\text{д}i2} \right) l_2 - \left(F_{\text{у}i1} + F_{\text{д}i1} \right) l_1 \right], \end{cases} \tag{4.1}$$

где $m_{нij}$ – неподрессоренная масса i-го моста (для переднего i = 1, заднего i = 2) и j-го борта (для левого j = 1, правого j = 2) машины;

$Z''_{нij}$ – вертикальные ускорения неподрессоренной массы i-го моста и j-го борта;

$F_{ушij}$ – упругая сила шины i-го моста и j-го борта;

$F_{дшij}$ – диссипативная сила шины i-го моста и j-го борта;

$F_{уij}$ – упругая сила подвески i-го моста и j-го борта;

$F_{дij}$ – диссипативная сила амортизатора i-го моста и j-го борта;

m – подрессоренная масса машины;

Z'' – вертикальные ускорения подрессоренной массы;

J_x – момент инерции подрессоренной массы относительно продольной оси;

γ'' – угловые ускорения поперечных угловых колебаний подрессоренной массы (покачивание);

J_y – момент инерции подрессоренной массы относительно поперечной оси;

φ'' – угловые ускорения продольных угловых колебаний подрессоренной массы (галопирование);

B_j – колея j-го моста;

l_i – расстояние от центра масс машины до оси i-го моста.

В программе «5mass(лаб4).exe» с шагом времени Δt по зависимостям (4.1) вычисляются вертикальные ускорения неподрессоренных масс и подрессоренной массы, а также её угловые ускорения относительно поперечной и продольной осей. Путём численного интегрирования указанных ускорений оцениваются скорости и перемещение для последующих вычислений упругих и диссипативных сил. Высоты неровностей под каждым колесом задаются по случайному закону с равномерным распределением.

Сначала, как и при выполнении предыдущих лабораторных работ, необходимо согласно с заданной преподавателем массой машины подобрать коэффициенты жёсткости и сопротивлений подвесок колёс и шин. Также следует задать основные геометрические параметры машины – колею, базу и др.

Для первого варианта подбирают такие параметры, которые обеспечивают жёсткую подвеску, где не требуется стабилизатор поперечной устойчивости. В этом случае резонансная частота вертикальных колебаний подрессоренной массы находится в диапазоне 2,5...3 Гц. Проводится серия опытов, в каждом из которых имитируется движение машины на повороте с радиусом 60 м. В каждом опыте задаётся фиксированная скорость машины от 10 до 90 км/ч. В конце опыта следует оценить, во-первых, максимальный угол крена γ подрессоренной массы машины и, во-вторых, боковую (центробежную) силу $F_ц$. Данные характеристики заносятся в таблицу отчёта.

По результатам первой серии опытов строится графическая зависимость угла крена от боковой силы $\gamma_1 = f(F_ц)$.

Затем подбираются параметры системы подрессоривания, обеспечивающие мягкую подвеску, т. е. резонансную частоту вертикальных колебаний подрессоренной массы в «комфортном» диапазоне (1...2 Гц). Проводится вторая серия опытов с построением зависимости $\gamma_2 = f(F_ц)$.

В конце определяется коэффициент жёсткости стабилизатора поперечной устойчивости, обеспечивающий угол крена для мягкой подвески не более 7° (0,12 рад) при боковой силе, равной 40 % от силы тяжести машины.

В отчёте по лабораторной работе необходимо привести динамическую и математическую модели машины, а также табличные и графические зависимости полученных результатов.

Контрольные вопросы

1 Как вычисляются упругие и диссипативные силы шин и подвесок колёс?

2 Как оцениваются ускорения вертикальных и угловых колебаний подрессоренной массы машины?

3 Анализ зависимости угла крена машины от её скорости.

4 Определение необходимого коэффициента жёсткости стабилизатора поперечной устойчивости машины.

5 Лабораторная работа № 5. Исследование напряжённо-деформированного состояния рамы автомобиля

Целью лабораторной работы является оценка на ЭВМ напряжений и деформаций в модели рамы автомобиля с помощью программного комплекса, реализующего метод конечных элементов (МКЭ).

Первым этапом МКЭ является задание границ исследуемого объекта, т. е. его «вырисовывание» с необходимой детализацией для конкретной задачи.

Второй этап – разбивка объекта на конечные элементы с нумерацией узлов и элементов, определение координат узлов. При этом необходимо стремиться, чтобы стороны каждого конечного элемента были примерно одинаковы и достаточно точно описывали границы объекта. В этом случае погрешность вычисления перемещений u, напряжений σ и деформаций ε будет минимальна.

Следующим после разбивки этапом МКЭ является построение матрицы жёсткости для каждого элемента в его локальной (местной) системе координат. Если же тип и размеры конечных элементов во всей области определения функции (нарисованной конструкции) одинаковы, то можно использовать для всех элементов матрицу жёсткости, сформированную для первого элемента.

После этого производится вычисление сил, действующих в узлах каждого элемента, а затем – формирование единой матрицы сил объекта исследования в глобальной (общей) системе координат. Этим обеспечивается объединение элементов в единый ансамбль.

Следующим этапом МКЭ является формирование вектора внешних нагрузок $\vec{R}_p$, т. е. выявление внешних нагрузок, действующих на каждый узел.

После сложения единой матрицы сил и вектора внешних нагрузок получается система алгебраических уравнений, которая в матричной форме имеет вид:

$$R\vec{\alpha} + \vec{R}_p = 0\,, \tag{5.1}$$

где R – матрица жёсткости объекта исследования;

$\vec{\alpha}$ – вектор узловых перемещений.

В развёрнутом виде выражение (5.1) записывается как

$$\begin{cases} r_{11}\,\alpha_1 + r_{12}\,\alpha_2 + \ldots + r_{1n}\,\alpha_n + R_{1p} = 0; \\ r_{21}\,\alpha_1 + r_{22}\,\alpha_2 + \ldots + r_{2n}\,\alpha_n + R_{2p} = 0; \\ \ldots \\ r_{n1}\,\alpha_1 + r_{n2}\,\alpha_2 + \ldots + r_{nn}\,\alpha_n + R_{np} = 0, \end{cases} \tag{5.2}$$

где r_{ji} – элемент единой (глобальной) матрицы жёсткости исследуемой конструкции;

α_i – искомое i-е перемещение узловой точки.

После решения полученной системы уравнений известны узловые перемещения $\vec{\alpha}$ в глобальной системе координат. Это есть перемещения каждого узла вдоль каждой координатной оси.

Затем, зная координаты каждого узла, вычисляют их перемещения в местной системе координат элемента $\vec{\alpha}' = f(x', y', z')$. Эти преобразования необходимы для оценки напряжений в каждом элементе по зависимости

$$\vec{\sigma} = D\nabla f\,\vec{\alpha}\,', \tag{5.3}$$

где D – матрица жёсткости материала конечного элемента;

∇f – матрица первых производных (операторов Гамильтона) базисных функций форм деформаций конечного элемента.

В заключение определяется поле деформаций ε.

Процесс расчёта конструкции методом конечных элементов с помощью любого программного продукта включает три этапа:

1) препроцессорная стадия, т. е. создание геометрии объекта исследования и получение конечно-элементной модели, для чего в программном комплексе имеются:

а) графический редактор;

б) функции задания свойств материала модели и выбора для неё типа конечных элементов;

в) функции автоматической или ручной разбивки модели на конечные элементы;

г) функции задания нагрузок и закрепления модели;

2) процессорная стадия, на которой производится решение автоматически получаемых систем уравнений вида (5.1)–(5.3) и определяются перемещения, деформации и напряжения в модели;

3) постпроцессорная стадия, на которой производится просмотр и анализируются полученные результаты.

Наиболее популярным программным комплексом, реализующим МКЭ, в настоящее время является *Solid Works*, представляющий собой графический редактор для задания геометрии исследуемой конструкции. Непосредственно в *Solid Works* встроен *COSMOS/M* (в поздних версиях называется *Simulations*), который осуществляет разбивку геометрической модели конструкции на конечные элементы, задание нагрузок и все остальные этапы препроцессора, процессора и постпроцессора.

В лабораторной работе исследуется рама лестничного типа, т. е. с двумя параллельными лонжеронами и четырьмя поперечинами. Все эти элементы имеют сечения в виде швеллера. Геометрическая модель рамы изображена на рисунке 5.1.

У существующих конструкций автомобильных рам толщины стоек и полок лонжеронов и поперечин δ в зависимости от грузоподъёмности машины составляют 3...12 мм. Расстояние между стойками лонжеронов B равно 40...60 % от колеи машины. Отношение высоты стойки лонжерона к толщи-

не h / δ = 24...30, а отношение высоты стойки к ширине полки лонжерона h / b = 2,5...3,5. Радиус сопряжения стойки лонжерона с полкой r = 20...30 мм. Длина рамы l примерно равняется длине машины и находится в диапазоне 4...15 м в зависимости от грузоподъёмности и назначения.

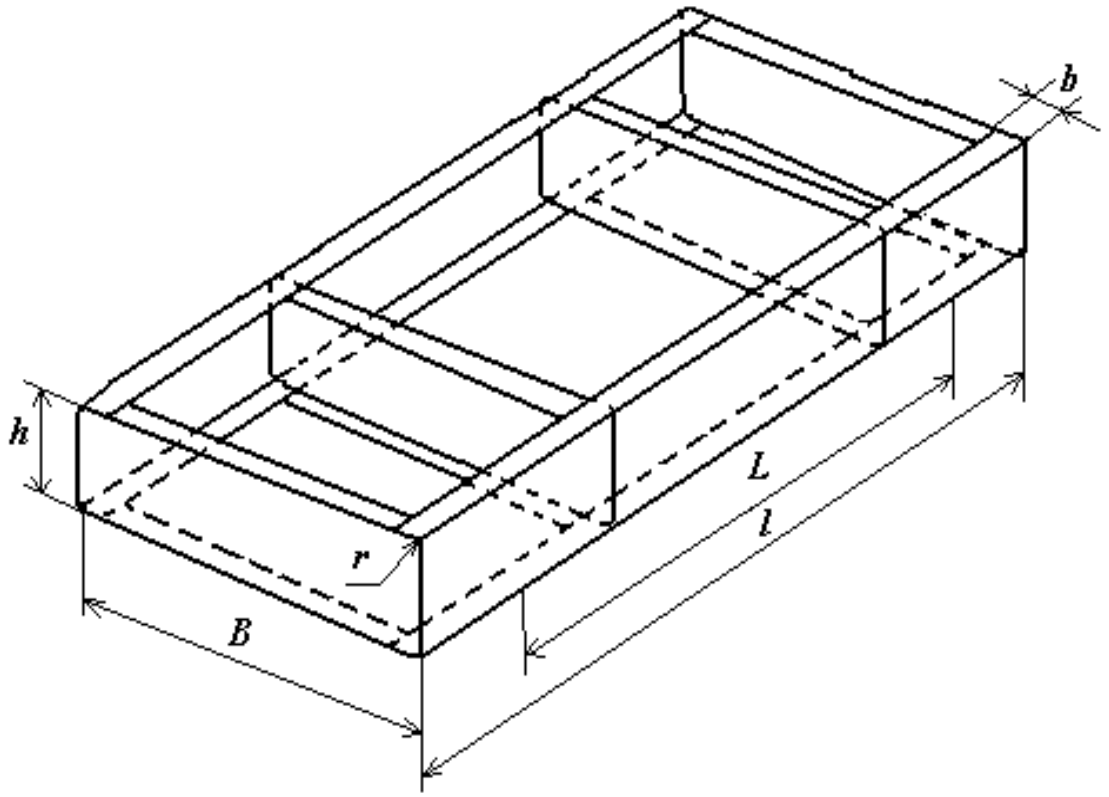

Рисунок 5.1 – Геометрическая модель рамы лестничного типа

Материал рамы – малоуглеродистая сталь. Поэтому в качестве допускаемых напряжений принимают [σ] = 100 МПа.

Допускаемым прогибом для автомобильной рамы считается величина

$$[f] = \frac{L}{250}, \tag{5.4}$$

где L – колёсная база машины.

Исследования напряжённо-деформированного состояния рамы следует проводить при экстремальном её нагружении на кручение, т. е. при имитации наезда машины одним колесом на высокую неровность. Это значит, что граничные условия следует задавать следующим образом:

– в местах крепления основных упругих элементов задних подвесок, т. е. где нижние части крайних правых поперечин на рисунке 5.1 стыкуются с лонжеронами, производится полное закрепление, т. е. у всех узлов в указанных местах отнимаются шесть степеней свободы;

– в местах крепления основного упругого элемента переднего правого колеса отнимаются вертикальные перемещения;

– в местах крепления основного упругого элемента левого переднего колеса прикладываются вертикальные силы, равные двум третям силы тяжести полностью гружёной машины.

В отчёте по лабораторной работе следует привести конечно-элементную модель рамы с граничными условиями и полученные результаты, т. е. поля напряжений и перемещений.

Контрольные вопросы

1 Алгоритм работы в программном комплексе, реализующем МКЭ.
2 Что такое интенсивность нормальных напряжений?
3 Анализ полей напряжений и перемещений рамы.

6 Лабораторная работа № 6. Исследование напряжённо-деформированного состояния кабины грузовика

Целью лабораторной работы является анализ напряжённо-деформированного состояния кабины грузового автомобиля.

В программном комплексе, реализующем метод конечных элементов, согласно алгоритму, представленному в лабораторной работе № 5, необходимо разработать конечно-элементную модель кабины грузовика и оценить её прочность при имитации опрокидывания машины.

Кабина грузовика (трактора) выполняет две функции:

1) образует пассажирское и моторное отделения машины для создания эргономических условий как внутри, так и снаружи;

2) является целиком или частично несущей системой, т. к. даже при наличии рамы кабина воспринимает значительные изгибные и крутильные нагрузки.

Экстерьер (внешний вид) и интерьер (внутреннее устройство) кабины определяются рядом экономических и коньюктурных соображений, к которым относятся:

– объём производства;

– количество модификаций;

– наличие того или иного производственного оборудования (прессы, сварочные и окрасочные линии, роботы и т. п.);

– квалификация работников;

– требования покупателей и ряд других, например, патентная чистота.

Автотракторные кабины классифицируют:

– по способу крепления механизмов и систем:

  а) с подрамниками;

  б) без подрамников;

– по способу соединения панелей:

  а) неразборные;

  б) разборные;

– по типу основных несущих элементов:

  а) плоские, т. е. без крыши;

  б) пространственные, которые, в свою очередь, делятся на:

    1) каркасные;

    2) оболочковые;

– по применяемым материалам:

  а) стальные;

  б) стальные с применением лёгких сплавов и (или) пластмасс;

  в) неметаллические.

Каждая из панелей кабины состоит из отдельных деталей, образующих коробчатые сечения с целью повышения жёсткости конструкции при минимизации массы. В связи с этим все элементы кабины делят на:

– облицовочные, т. е. видимые снаружи;

– внутренние или усилительные (каркасные).

Кабины современных грузовых автомобилей и тракторов имеют каркасную конструкцию, например, изображённую на рисунках 6.1 и 6.2.

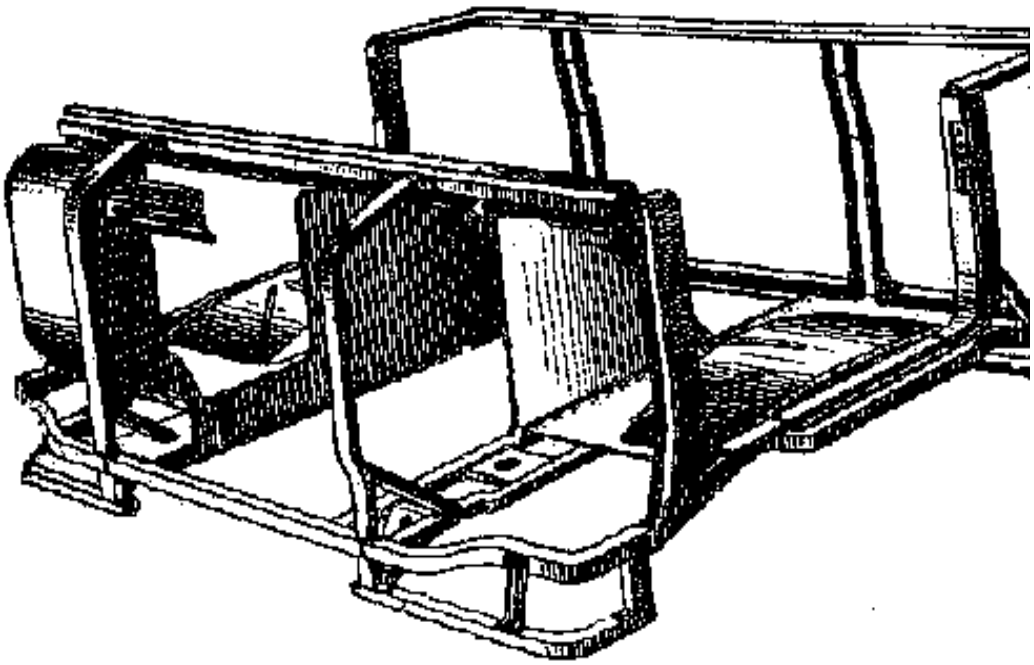

Рисунок 6.1 – Каркас нижней части кабины бескапотного грузовика

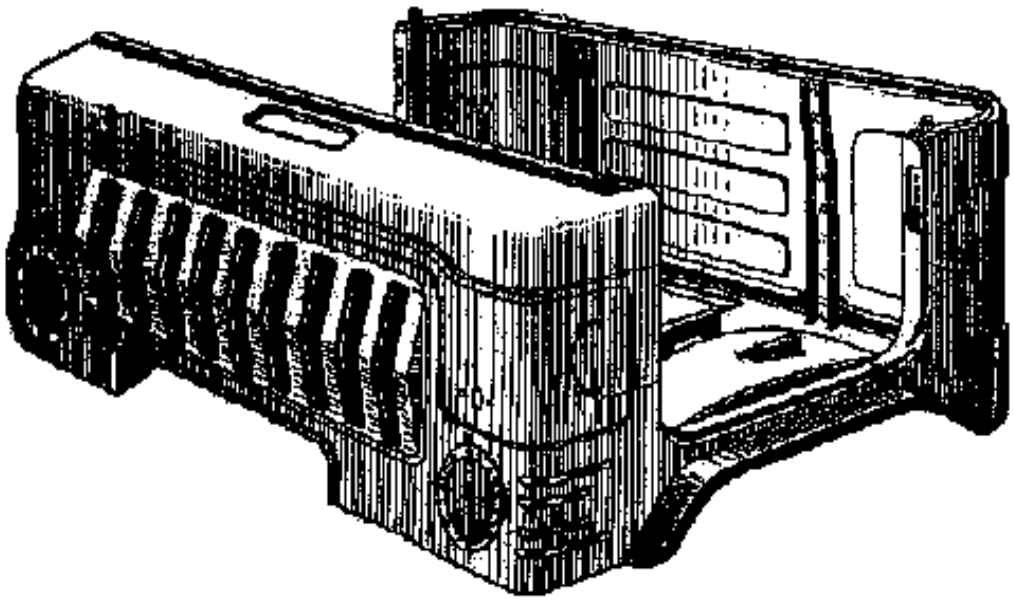

Рисунок 6.2 – Нижние облицовочные панели кабины бескапотного грузовика

Толщины стальных листов или труб, из которых выполняется каркас кабины, обычно составляют 1...3 мм, а облицовочных панелей – 0,3...0,5 мм.

Типичные сечения элементов кабин представлены на рисунке 6.3.

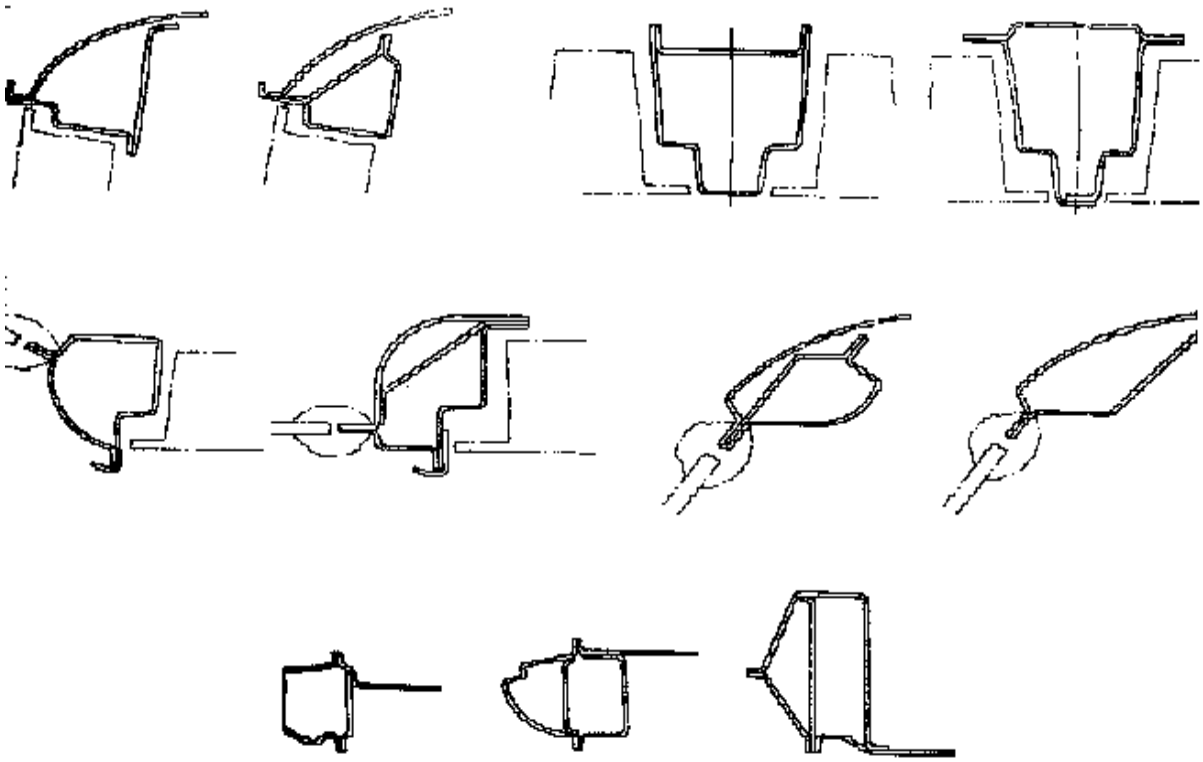

Рисунок 6.3 – Сечения элементов кабин (верхние части боковин и крыш, средние стойки, рамки лобового и заднего окон, пороги)

Для изготовления кабин применяют материалы, легко поддающиеся обработке, прежде всего штамповке и сварке. Поэтому чаще всего используют стали 08кп, 08Фкп, 08Ю, 08.

Граничные условия в конечно-элементной модели кабины при имитации опрокидывания машины задают следующем образом:

– в нижних углах каркаса, т. е. там, где кабина крепится к раме, отнимаются все шесть степеней свободы;

– к нескольким узлам верхнего переднего угла каркаса прикладываются силы под углом 45°, равные силе тяжести машины.

В отчёте по лабораторной работе необходимо привести конечно-элементную модель кабины с граничными условиями и полученные результаты, т. е. поля напряжений и перемещений.

Контрольные вопросы

1 Алгоритм работы в программном комплексе, реализующем МКЭ.

2 Классификация автотракторных кабин.

3 Анализ полей напряжений и перемещений кабины.

7 Лабораторная работа № 7. Исследование напряжённо-деформированного состояния кузова легкового автомобиля

Целью лабораторной работы является анализ напряжённо-деформированного состояния кузова легкового автомобиля.

Кузов пассажирского автомобиля выполняет две функции:

1) образует пассажирское, багажное и моторное отделения машины;

2) является целиком или частично несущей системой, т. к. даже при наличии рамы или подрамников кузов воспринимает значительные изгибные и крутильные нагрузки.

Несущие системы легковых автомобилей классифицируют:

– по способу установки механизмов и систем:

а) с подрамниками;

б) без подрамников;

– по способу соединения панелей:

а) неразборные;

б) разборные;

в) комбинированные;

– по типу основных несущих элементов:

а) плоские;

б) пространственные, которые делятся на:

1) каркасные;

2) оболочковые;

– по применяемым материалам:

а) стальные;

б) стальные с применением лёгких сплавов и (или) пластмасс;

в) неметаллические.

К плоским несущим системам относятся кузова открытых легковых автомобилей, где исключается возможность размещения несущих элементов сверху кузова. Это кузова кабриолет и фаэтон. Иногда на таких машинах применяют дуги безопасности, как, например, на УАЗ-469.

Пространственные несущие системы имеют автомобили с закрытыми кузовами, т. е. с жёсткими крышами.

В закрытом кузове выделяют две части – нижнюю и верхнюю.

Нижняя часть кузова легкового автомобиля образуется следующими элементами (рисунок 7.1):

– полом салона и багажника;

– передними и задними лонжеронами;

– поперечинами пола салона;

– порогами;

– брызговиками передних колёс;

– арками задних колёс;

– передней и задней панелями.

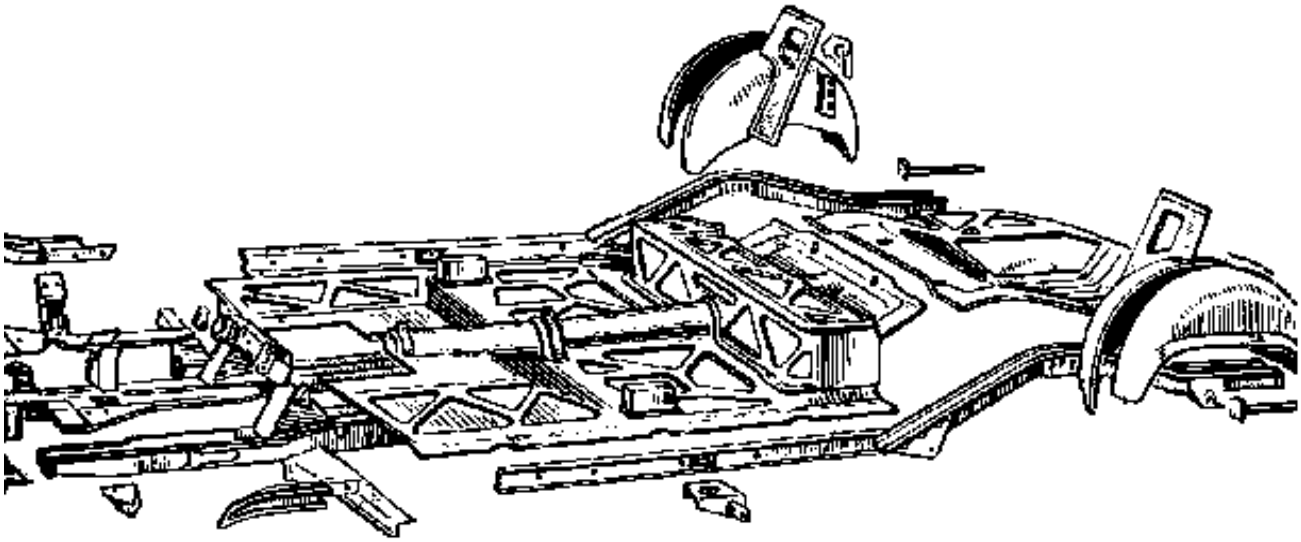

Рисунок 7.1 – Элементы нижней части кузова

Верхнюю часть кузова составляют панели (рисунок 7.2):
– крыши с усилителями;
– боковин;
– передних, средних и задних стоек;
– переднего щита салона;
– рамок лобового и заднего окон;
– дверей и других навесных элементов (капот, крышка багажника и т. п.).

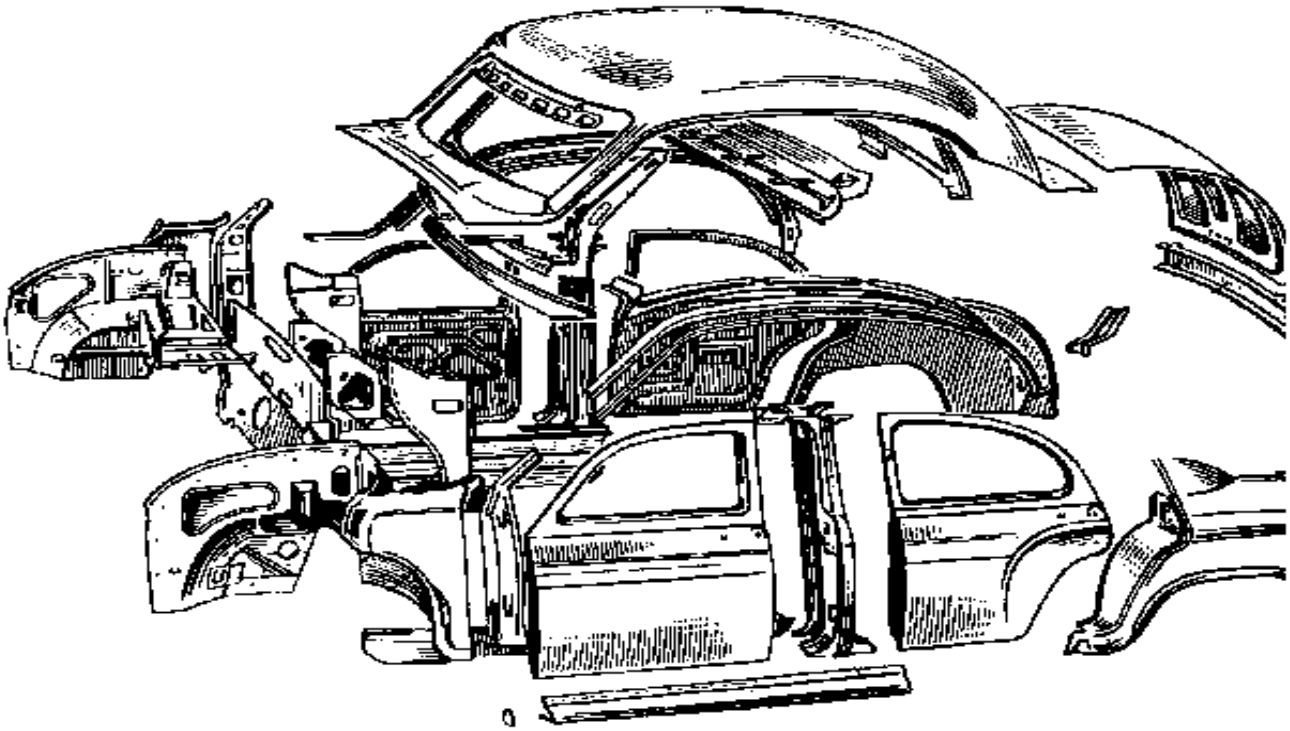

Рисунок 7.2 – Элементы верхней части кузова

Каждая из указанных панелей состоит из отдельных деталей, образующих коробчатые конструкции с целью повышения жёсткости и уменьшения массы. В связи с этим все элементы кузова делят на:

1) облицовочные, т. е. видимые снаружи;

2) внутренние или усилительные (каркасные).

Оболочковая несущая система – это дальнейшее развитие каркасной конструкции. Такие кузова характерны для большинства моделей современных легковых автомобилей.

В оболочковой несущей системе нагрузки воспринимаются в одинаковой степени как облицовочными панелями, так и усилительными элементами (лонжеронами, поперечинами пола, порогами, стойками и т. п.). Причём на всех машинах используются однотипные коробчатые несущие элементы:

– передние и задние лонжероны, повторяющие контуры брызговиков, пола салона и багажника;

– пороги, соединяющие передние, средние и задние стойки боковин;

– передний щит салона, отделяющий моторное отделение машины от пассажирского (салона);

– поперечины пола салона;

– передние и задние панели;

– рамки лобового и заднего окон;

– усилители остальных панелей, в том числе и навесных (капот, двери).

На рисунке 7.3 представлена типичная конструкция кузова легкового автомобиля.

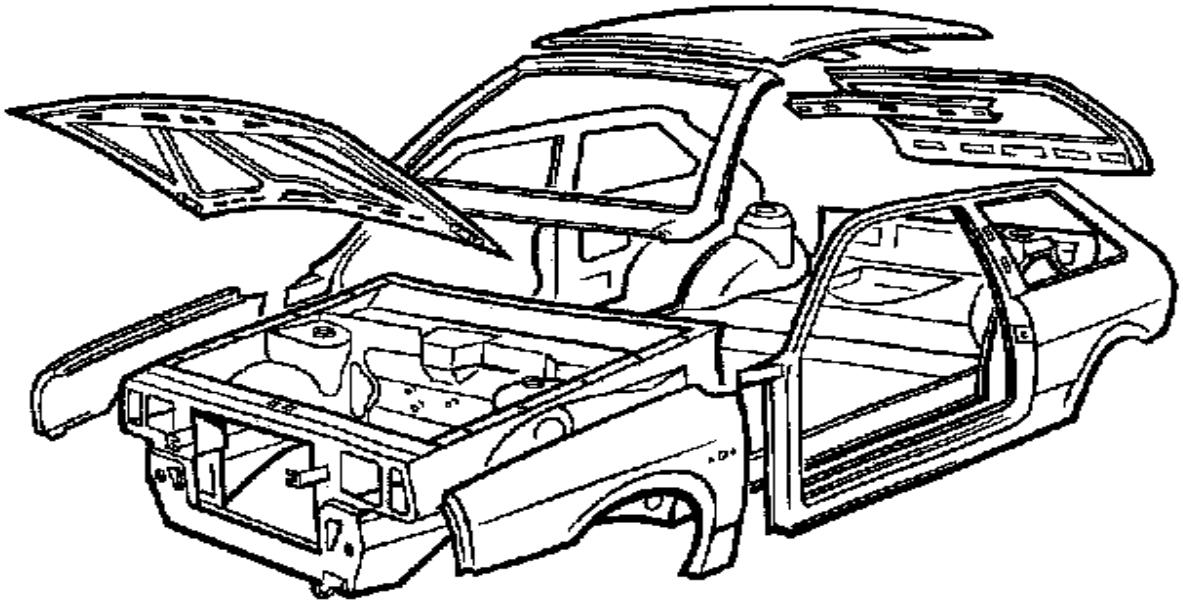

Рисунок 7.3 – Конструкция кузова типа хетчбек

Типичные поперечные сечения элементов кузова на примере ВАЗ-2105 показаны на рисунке 7.4, где обозначены:

1 – усилитель брызговика;
2 – опора радиатора;
3 – верхняя поперечина передней панели;
4 – передний лонжерон;
5 – передняя стойка;
6 – арка заднего колеса;
7 – нижняя часть двери;
8 и *9* – пороги;
10 – передняя поперечина пола салона;
11 – передняя часть капота;
12 – нижняя часть задней панели;
13 и *14* – средняя и задняя поперечины пола салона.

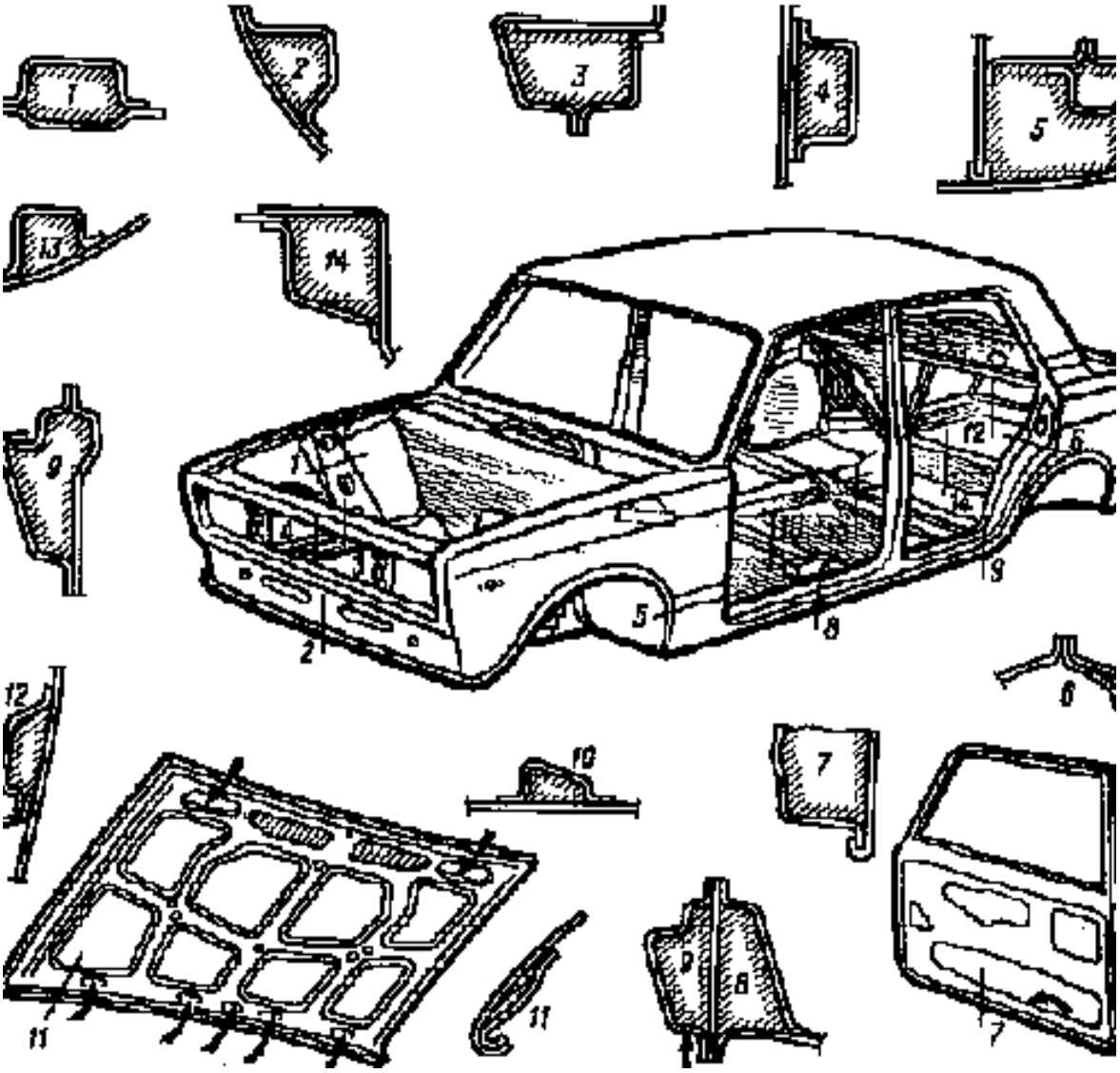

Рисунок 7.4 – Сечения элементов кузова легкового автомобиля

Для оценки напряженно-деформированного состояния модели кузова необходимо задать граничные условия такие же, как в лабораторной работе № 5.

В отчёте по лабораторной работе следует привести конечно-элементную модель кузова с заданными граничными условиями и полученные результаты, т. е. поля напряжений и перемещений.

Контрольные вопросы

1 Алгоритм работы в программном комплексе, реализующем МКЭ.
2 Классификация кузовов легковых автомобилей.
3 Конструкция оболочкового кузова.
4 Анализ полей напряжений и перемещений кузова.

8 Лабораторная работа № 8. Исследование напряжённо-деформированного состояния кузова самосвала

Цель лабораторной работы – анализ напряжённо-деформированного состояния кузова ковшового типа карьерного самосвала (рисунок 8.1).

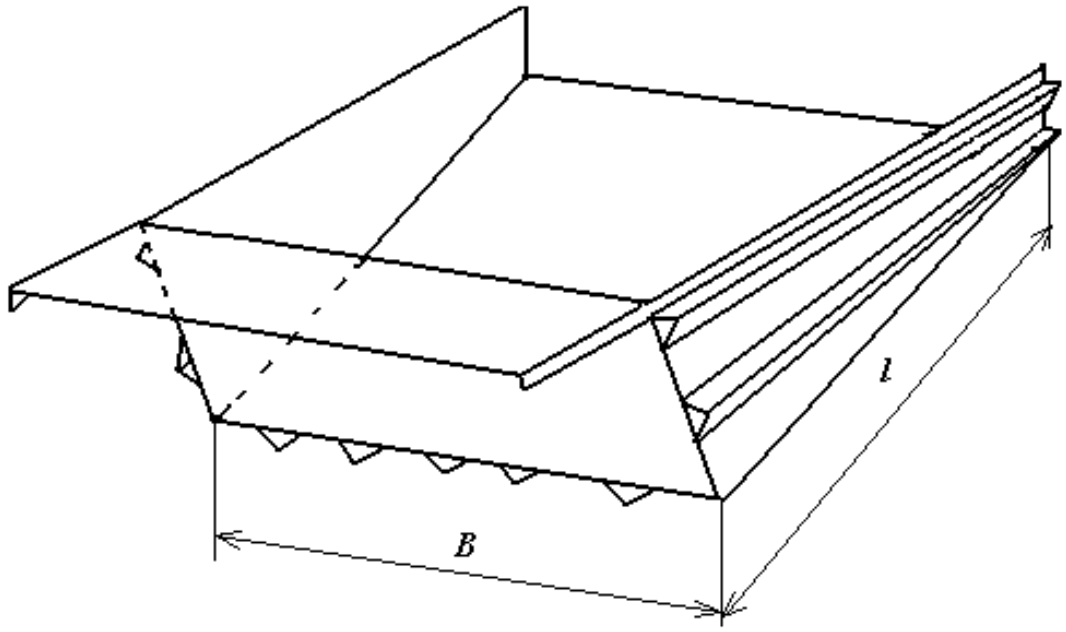

Рисунок 8.1 – Кузов самосвала

В зависимости от грузоподъёмности ширина кузова *B* составляет 2...5 м, длина l = 3...10 м, толщина листа δ = 10...20 мм.

Граничные условия задавать следующим образом:

– в нижних углах кузов полностью закрепить;

– ко всем узлам днища приложить вертикальную нагрузку, сумма которой равную полному весу груза.

В отчёте по лабораторной работе следует привести конечно-элементную модель кузова с заданными граничными условиями и полученные результаты, т. е. поля напряжений и перемещений.

Контрольные вопросы

1 Алгоритм работы в программном комплексе, реализующем МКЭ.

2 Классификация кузовов самосвалов.

3 Конструкция кузова самосвала.

4 Анализ полей напряжений и перемещений кузова.

Список литературы

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

2 **Кузнецов, Е. В.** Проектирование ходовых систем колёсных самоходных машин: учебное пособие / Е. В. Кузнецов. – Могилёв: Белорус.-Рос. ун-т, 2001. – 235 с.

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

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

5 Конструирование и расчёт колёсных машин высокой проходимости / Под ред. Н. Ф. Бочарова и И. С. Цитовича. – Москва: Машиностроение, 1983. – 299 с.