

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

Ульяновский государственный технический университет

В. А. Кузнецов, И. Ф. Дьяков

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие

Ульяновск 2003

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

Ульяновский государственный технический университет

В. А. Кузнецов, И. Ф. Дьяков

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие

для студентов специальности 15.01

"Автомобиле – и тракторостроение"

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по специальности 150100 – Автомобиле и тракторостроение

Ульяновск 2003

УДК 629.113 (075)
ББК 39.33-04я7
К 89

Рецензенты: кафедра «Тракторы и автомобили» Ульяновской
сельскохозяйственной академии;
доктор технических наук, проф. В. Г. Артемьев.

**Кузнецов В.А.,
Дьяков И.Ф.**

К89 Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля:
Учебное пособие. Кузнецов В.А, Дьяков И.Ф. – Ульяновск: УлГТУ,
2003. – 64 с.
ISBN 5-89146-200-0

Содержит основные сведения по расчету оптимальных параметров подвески автомобиля. Приведены критерии оптимальности, условия ограничения и последовательности расчетов, список рекомендуемой литературы и приложение с описанием компьютерной программы Mathcad 2000 Professional.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 150100 «Автомобиле- и тракторостроение».

УДК 629.113 (075)
ББК 39.33-04я7

ISBN 5-89146-340-0

© В.А. Кузнецов, И.Ф. Дьяков, 2003
© Оформление. УлГТУ, 2003

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование подвески включает определение характеристик, конструктивных ее параметров и элементов, обеспечивающих выполнение требований плавности хода, а также конструктивную проработку деталей и сборочных единиц с необходимыми прочностными расчетами.

Подвески транспортных средств классифицируют:

- по характеру кинематических связей;
- по типу упругих элементов (различают подвески с винтовыми пружинами, торсионные, пневматические или пневмогидравлические и с листовыми рессорами);
- по виду характеристики (различают подвески с линейной и нелинейной характеристиками).

Исходными данными для оптимального проектирования являются: полная масса транспортного средства m_a ; параметры компоновочной схемы, ходовой части, дорожный просвет, число и диаметр колес, модуль жесткости подвески в статическом положении, выбранный на основании оценки плавности хода.

Современная теория поддресоривания транспортных средств располагает аппаратом, который позволяет оценить параметры плавности хода по заданным параметрам и характеристикам элементов подвески. В проектном расчете жесткость и сопротивление амортизаторов выбирают приближенно, их значения уточняют после расчетной оценки плавности хода в заданных условиях эксплуатации.

В качестве оценочного параметра выбирают критерий, характеризующий плавность хода, и сравнивают ее различные варианты. Подвеска, у которой критерий имеет \min , считается наилучшей.

В настоящее время еще не выработано единое мнение относительно критерия оптимальности подвески транспортных средств. Предлагаются различные критерии и разные допускаемые значения, например, принимают скорость перемещений $\dot{z}(t)$, ускорение $\ddot{z}(t)$, третью производную перемещений $\dddot{z}(t)$, мощность колебаний и т.п. Это связано с тем, что одним параметром очень трудно учесть все особенности восприятия вибраций человеческим организмом. Иногда при этом предлагаются очень сложные критерии, для определения которых необходимо фиксировать биологические реакции человека.

1. ОСНОВЫ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДВЕСКИ

1. 1. Выбор критерия оптимальности

В общем случае единый критерий плавности хода для грузового автомобиля можно задавать в виде суммы средних квадратов преобразований обобщенных координат поддресоренных масс автомобиля в виде

$$\psi = \sum m_a \{A_i q_i(t)\}^2 \rightarrow \min, \quad (1.1)$$

где A_i – оператор линейных преобразований обобщенных координат; $q_i(t)$ – вектор-столбец обобщенных координат по оси Z ; m_a – масса автомобиля.

В частности, при $q_i = z$ в формулу (1.1) входят наиболее часто используемые критерии плавности хода – среднее квадратическое значение вертикальных ускорений характерных точек подпрессоренной массы. При $A_i = p^2$ плавность хода оценивают только линейными перемещениями, и критерий будет иметь вид

$$\psi = m_a \{A_1 z|^2\} + m_a \{A_2 y|^2\} + m_a \{A_3 x|^2\} \rightarrow \min. \quad (1.2)$$

Если при оценке плавности хода учитывать вертикальные ускорения, поперечные и продольные угловые ускорения, то формула (1.2) запишется следующим образом:

$$\psi = m_a \{\ddot{z}^2\} + a_\alpha^2 m_a \{\ddot{\alpha}^2\} + a_\varphi^2 m_a \{\ddot{\varphi}^2\} \rightarrow \min, \quad (1.3)$$

где $a_{\alpha, \varphi}$ – коэффициенты угловых ускорений по осям x и y .

Если принять во внимание только линейные перемещения кузова, то для оператора A_i , входящего в (1.2), можно предложить линейное преобразование

$$A_i = \frac{a_0 \omega_2 p^3}{(p + \omega_1) \cdot (p + \omega_2)},$$

где a_0 – постоянный коэффициент (при $z = 1$; $\alpha = 3 \dots 4$; $\varphi = 2$); ω_1, ω_2 – частоты колебаний по осям x и y .

При допустимом значении $\omega < \omega_1$ человек реагирует на треть производную абсолютных перемещений, при $\omega_1 < \omega < \omega_2$ на ускорение, при $\omega > \omega_2$ – на скорость перемещений. Если принимаем частоту колебаний до 20 Гц, то оператор линейных преобразований принимает вид

$$A_i = \frac{a_0 p^3}{(p + \omega_1)}. \quad (1.4)$$

Коэффициент a_0 , входящий в (1.4), учитывает разницу в ощущениях человека при вертикальных и поперечных линейных перемещениях. Известно, что человек реагирует не только на линейные перемещения, на скорости и ускорения, но и на угловые колебания. Поэтому для угловых колебаний критерий плавности хода можно задать в следующем виде:

$$\psi = a_1^2 m_a \{\alpha|^2\} + a_2^2 m_a \{\dot{p}_\alpha|^2\} + a_3^2 m_a \{A\ddot{\alpha}^2\} \rightarrow \min, \quad (1.5)$$

где $A = \frac{a_1 \omega_1 p^3}{(p + \omega_1)}$ – оператор линейного преобразования.

Согласно данным о пороге раздражения человеческого организма, коэффициентам, входящим в уравнение (1.5), можно дать значения, приведенные в табл.1.1.

Таблица 1.1

Угловые движения	a ₁	a ₂	a ₃	ω _i , с ⁻¹
Поперечные	12	2	4	60-100
Продольные	20	3	6	60-100
Вертикальные	0	4	12	60-100

Единый критерий плавности хода для легковых автомобилей можно использовать как коэффициент интенсивности восприятия колебаний человеческим организмом. При гармонических колебаниях коэффициент интенсивности выражают [1]:

$$K_{\text{инт}} = \frac{18}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2}} \cdot \sigma_z \rightarrow \min ,$$

где $\omega_0 = 62,8 \text{ с}^{-1}$ - частота приведения; ω - частота колебаний; σ_z - среднее квадратическое отклонение по оси z.

Значения $K_{\text{инт}}$ при различных условиях приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Допустимые значения, Гц	Восприятия колебаний	Характер работы
0,1	не ощущается	—
0,25	едва ощущается	—
0,63	слабо ощущается	постоянная
1,6	весьма ощущается	с перерывами
4,0	неприятные ощущения	без перерыва
10...63	весьма неприятные	при длительной поездке на транспорте

1.2. Условия ограничения параметров подвески автомобиля

Под подвеской понимают совокупность устройств, обеспечивающих связь несущей системы с мостами или колесами автомобиля. По назначению детали подвески делят на направляющее устройство (н. у.), упругий элемент (у.э.), гасящее устройство (г.у.) и стабилизатор (с).

Направляющее устройство подвески передает несущей системе автомобиля силы взаимодействия колес и дороги. Упругий элемент снижает динамические нагрузки, действующие на автомобиль при его движении по неровностям дороги.

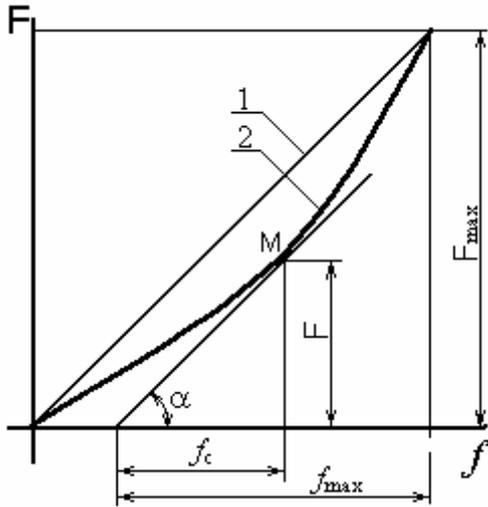


Рис. 1.1.

Стабилизатор снижает величину крена автомобиля при движении на поворотах. Под характеристикой упругости подвески понимают зависимость вертикальной нагрузки, действующей на подвеску от вертикальной составляющей перемещения оси колеса, далее называемой приведенной деформацией подвески. Характеристика подвески линейной 1 и нелинейной 2 (рис.1.1) зависит от ее конструкции. Если через F обозначить нагрузку, а через f – соответствующую ей приведенную деформацию подвески, то характеристику подвески аналитически можно выразить

Тангенс угла α наклона касательной к кривой $F(f)$ в данной точке M определяется значением производной в данной точке [1]:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{dF}{df} \geq \frac{F}{f_c}.$$

Отношение $\frac{F}{f_c}$ называют жесткостью подвески и обозначают «С», если нагрузка выражена в ньютонах, а перемещение в миллиметрах, то жесткость выражают отношением нагрузки к перемещению

$$C = \frac{F}{f_c}.$$

Вопросы колебаний автомобиля и плавности хода рассмотрены в [4], где при построении основной колебательной системы для определения собственных частот поддресоренных масс, характеризующих плавность хода автомобиля, достаточно отразить в ней только факторы, вызывающие линейные перемещения Z и угловые перемещения φ поддресоренной массы, и рассматривать ее без учета влияния неподдресоренных масс, демпфирования и возмущающих факторов (рис.1.2).

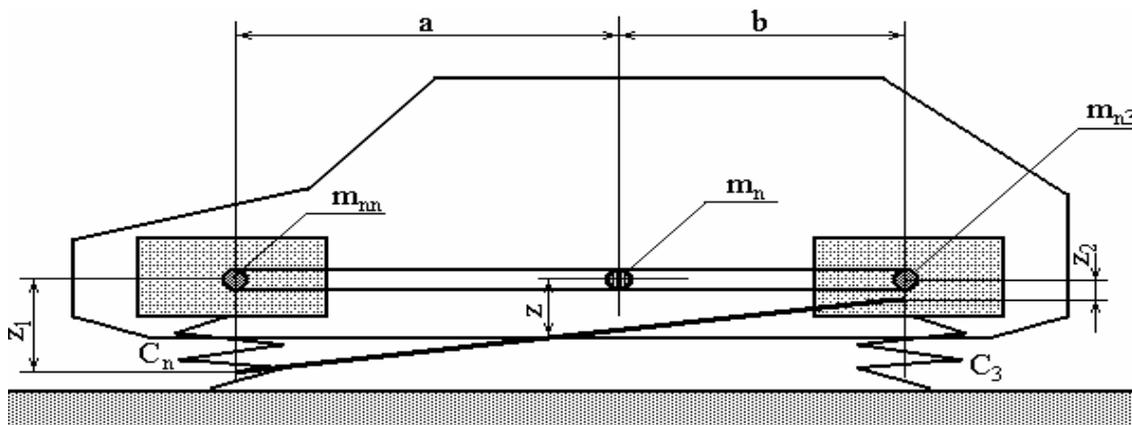


Рис. 1.2.

Подрессоренной частью автомобиля являются все его элементы, масса которых передается упругими элементами подвески (кузов, рама). Те элементы, масса которых не передается через упругие элементы, называют неподрессоренными элементами автомобиля (колеса, неподрессоренные мосты, часть массы упругих элементов, карданных валов и др.). Для составления уравнения движения системы предлагается воспользоваться уравнением Лагранжа.

Кинетическая и потенциальная энергии рассматриваемой системы:

$$K = 0,5 \cdot m_{\Pi} \cdot \dot{z}^2 + 0,5 \cdot m_{\Pi} \cdot \rho^2 \cdot \dot{\phi}^2;$$

$$\Pi = 0,5 \cdot C_{\Pi} \cdot (z + a \cdot \phi)^2 + 0,5 \cdot C_3 \cdot (z - b \cdot \phi)^2.$$

Дифференцируя систему этих уравнений по обобщенным координатам и подставляя значения производных в уравнение Лагранжа, получим систему дифференциальных уравнений вертикальных и продольно-угловых колебаний:

$$\begin{aligned} m_{\Pi} \cdot \ddot{z} + z \cdot (C_{\Pi} + C_3) + \phi \cdot (C_{\Pi} \cdot a - C_3 \cdot b) &= 0; \\ m_{\Pi} \cdot \rho^2 \cdot \ddot{\phi} + \phi \cdot (C_{\Pi} \cdot a^2 + C_3 \cdot b^2) + z \cdot (C_{\Pi} \cdot a - C_3 \cdot b) &= 0, \end{aligned} \quad (1.6)$$

где $C_{\Pi} = \frac{C_{рп} \cdot C_{шп}}{C_{рп} + C_{шп}}$; $C_3 = \frac{C_{рз} \cdot C_{шз}}{C_{рз} + C_{шз}}$; m_{Π} – подрессоренная масса автомобиля;

$C_{рп}$ и $C_{рз}$ – приведенная жесткость соответственно передней и задней подвесок; $C_{шп}$ и $C_{шз}$ – жесткость шины соответственно передних и задних колес; ρ – радиус инерции подрессоренной массы автомобиля.

Система дифференциальных уравнений (1.6) показывает, что в общем случае координаты z и ϕ связаны между собой. Если приподнять кузов параллельно самому себе в направлении оси z , а затем внезапно опустить, то отмечаются не только вертикальные перемещения z , но и угловые ϕ . Координаты Z и ϕ независимы только при $C_{\Pi} \cdot a - C_3 \cdot b = 0$. В этом случае приложенная сила к центру массы вызывает только вертикальные перемещения без поворота. Тогда уравнения (1.6) примут вид

$$\begin{aligned} m_{\Pi} \cdot \ddot{z} + z \cdot (C_{\Pi} + C_3) &= 0; \\ m_{\Pi} \cdot \rho^2 \cdot \ddot{\phi} + \phi \cdot (C_{\Pi} \cdot a^2 + C_3 \cdot b^2) &= 0. \end{aligned}$$

Соответствующие этим уравнениям собственные частоты:

$$\omega_z = \sqrt{\frac{C_{\Pi} + C_3}{m_{\Pi}}}; \quad \omega_{\phi} = \sqrt{\frac{C_{\Pi} \cdot a^2 + C_3 \cdot b^2}{m_{\Pi} \cdot \rho^2}}. \quad (1.7)$$

Условие равенства частот вертикальных и угловых колебаний получим, если приравняем ω_z и ω_{ϕ} (согласно уравнению (1.7) [3].

$$\frac{(C_{\Pi} + C_3)}{m_{\Pi}} = \frac{C_{\Pi} \cdot a^2 + C_3 \cdot b^2}{m_{\Pi} \cdot \rho^2}. \quad (1.8)$$

При этом принимаем, что колебания передних и задних поддресоренных частей независимы и справедливо условие: $C_{\Pi} = C_3 \cdot \frac{b}{a}$. Из равенства (1.8) находим, что вертикальные и угловые колебания будут равны при $\rho^2 = a \cdot b$.

Собственные частоты передней и задней частей поддресоренных масс можно выразить через соответствующие массы и жесткости:

$$\omega_{\text{зп}} = \sqrt{\frac{C_{\Pi} + C_{\Pi} \cdot \frac{a}{b}}{m_{\Pi}}} = \sqrt{\frac{C_{\Pi}}{m_{\text{пп}}}}; \quad \omega_{\text{зз}} = \sqrt{\frac{\frac{C_3 \cdot b}{a + C_3}}{m_{\Pi}}} = \sqrt{\frac{C_{\Pi}}{m_{\text{пз}}}}. \quad (1.9)$$

Здесь $m_{\text{пп}} = m_{\Pi} \cdot \frac{b}{a + b}$ и $m_{\text{пз}} = m_{\Pi} \cdot \frac{a}{a + b}$.

Таким образом, при принятых выше ограничениях эквивалентную систему автомобиля можно представить, как состоящую из двух поддресоренных передней и задней масс $m_{\text{пп}}$ и $m_{\text{пз}}$ и опирающихся соответственно на пружины с приведенными жесткостями C_{Π} и C_3 . При значениях $\varepsilon = \frac{\rho^2}{a \cdot b} = 0,8 \div 1,2$ колебания поддресоренных масс над передней и задней осями являются практически несвязанными, и, следовательно, для нахождения частот свободных колебаний можно пользоваться формулами (1.9). Частота колебаний в минуту связана с угловой частотой соотношением

$$n_{\Pi} = \frac{30 \cdot \omega_{\Pi}}{\pi} = 30/\pi \cdot \sqrt{C_{\Pi}/m_{\Pi}} < [n_{\Pi}].$$

Если выразить через статический прогиб f_c , то

$$n_{\Pi} = 30/\pi \cdot \sqrt{\frac{m_{\text{пп}} \cdot g}{f_c \cdot m_{\text{пп}}}} \approx \frac{300}{\sqrt{f_c}} < [n_{\Pi}].$$

Частота собственных колебаний кузова, достаточно хорошо оценивает плавность хода автомобиля. Поэтому этот показатель и используют обычно для определения жесткости подвески.

Для современных легковых автомобилей частоты собственных колебаний кузова со стальными упругими элементами не должны превышать:

$[n_{\Pi}] = 55 \div 80 \text{ мин}^{-1}$ – для передней оси; $[n_3] = 68 \div 100 \text{ мин}^{-1}$ – для задней оси [2].

Для обеспечения комфортабельности следует стремиться $n \approx 1 \text{ Гц}$ [2]. Задаясь частотой собственных колебаний кузова, из формулы легко определить

« f_c ». Зная статическую нагрузку на рессору, легко определяется жесткость подвески.

Динамический прогиб подвески (до сбитого буфера при «пробое») может быть подсчитан с учетом эмпирических соотношений и не должен превышать:

$f_g = (0,5 \div 0,7) \cdot f_c$ – для легковых автомобилей; $f_g = (0,7 \div 0,9) \cdot f_c$ – для автобусов, [3]; $f_g = (0,8 \div 1,0) \cdot f_c$ – для грузовых автомобилей.

1.2.1. Условия ограничения для листовых рессор

Все известные методы расчета листовых рессор можно разбить на две группы: к первой группе относятся приближенные методы расчета, требующие длительной экспериментальной доводки рессор. Ко второй группе относятся точные методы, которые позволяют экономить время и средства. Наиболее проверенные практикой методы расчета рессор изложены в работе [1].

Процесс расчета листовой рессоры целесообразно разбить на два этапа:

1 – проектный расчет рессоры, в ходе которого определяются все геометрические размеры рессоры;

2 – поверочный расчет, который позволяет определить более точно наиболее важные параметры рессоры.

Исходя из компоновки автомобиля известна нагрузка, приходящаяся на рессору:

$$F = \frac{G_i - G_{н.м}}{2},$$

где G_i – нагрузка на i -ю ось автомобиля, Н; $G_{н.м}$ – сила тяжести неподрессоренных масс, включающая в себя массы моста с тормозами и колеса в сборе, половину массы карданного вала, 75% массы обеих рессор.

На основе расчетов в разделе 1.2 определяем: C – жесткость листовой рессоры; f_c и f_g – статический и динамический прогибы рессоры.

При разработке рессоры необходимо определить тип рессоры, длину рессоры L , коэффициент симметрии, толщину, ширину листов, число листов, длину каждого листа рессоры, радиус выгиба каждого листа, стрелу выгиба собранной рессоры (без нагрузки); минимально необходимое число хомутов, размеры, конструкцию ушка рессоры, конструкцию крепления рессоры к оси автомобиля, которые входят в условия ограничения оптимизации.

1.2.2. Проектный расчет рессоры

На большинстве современных автомобилей применяются полуэллиптические рессоры, которые целесообразно применять на вновь проектируемых автомобилях. Полуэллиптическая рессора позволяет в отличие от других подвесок более равномерно нагрузить раму или кузов.

Длина рессоры L выбирается из компоновочных соображений в зависимости от величины базы автомобиля – L_a .

Ориентировочно можно принять [3], что

$L = (0,4 \div 0,55) \cdot L_a$ – для задних рессор легковых автомобилей;

$L = (0,25 \div 0,35) \cdot L_a$ – для передних рессор грузовых автомобилей;

$L = (0,35 \div 0,45) \cdot L_a$ – для задних рессор грузовых автомобилей.

Суммарный момент инерции рессоры J_c может быть определен из выражения:

$$J_c = \frac{\alpha \cdot c \cdot L^3}{3 \cdot E} \cdot (k_1^2 \cdot k_2^3 + k_2^2 \cdot k_1^3) = \frac{\alpha \cdot c \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{3 \cdot E \cdot L};$$

где $\alpha = 1,25 \div 1,4$ – для рессор грузовых автомобилей (коэффициент формы);
 $\alpha = 1,35 \div 1,45$ – для рессор легковых автомобилей; $E = 0,21 \cdot 10^6$ МПа – модуль упругости первого рода рессорной стали; k_1 и k_2 – коэффициенты асимметричности рессоры: $k_1 = \frac{l_1}{L}$ и $k_2 = \frac{l_2}{L}$; l_1 и l_2 – длины левой и правой половин

рессор. Для симметричной рессоры (при $k_1 = k_2 = 0,5$) $J_c = \frac{\alpha \cdot c \cdot L^3}{48 \cdot E}$.

Рассчитав значения J_c , подбором определить число листов рессоры, их толщину и ширину, имея в виду, что:

- а) J_c должен равняться алгебраической сумме моментов инерции всех листов;
- б) число листов рессоры обычно лежит в пределах $6 \div 14$; у легковых автомобилей $1 \div 3$; у тяжёлых грузовиков до 20;
- в) отношение ширины листа к его толщине у большинства рессор лежит в пределах $6 \div 10$;
- г) толщина листа рассчитывается из условия, что при максимальных прогибах напряжение в листах не превышали допустимые.

Условная величина ограничения по средней толщине листов может быть определена из уравнения

$$h = \frac{2 \cdot J_c}{W_c} = \frac{2 \cdot \alpha \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \sigma_{\max}}{3 \cdot E \cdot f_{\Pi}} \leq [h],$$

где W_c – суммарный момент сопротивления сечения рессоры изгибу, равный сумме моментов сопротивления всех листов рессоры; $\sigma_{\max} = 900 \dots 1000$ МПа – максимальное напряжение в листах рессоры; f_{Π} – полный прогиб подвески.

При неодинаковой толщине листов расчетные значения h , являясь средними величинами, позволяют выбирать максимальные и минимальные толщины листов, разница между которыми обычно не превышает $1 \div 3$ мм. Необходимость применения разных толщин листов связана либо с желанием упрочнить ушко коренного листа, либо с желанием более точно подобрать требуемые значения суммарного момента инерции сечения рессор. Однако целесообразно толщину самого нижнего листа иметь несколько меньшую, чем всех остальных листов, т.к. в нижнем листе возникают большие напряжения, чем в других листах рессоры.

Определение длин листов является весьма сложной задачей. Метод определения длин листов изложен в [1].

Для расчета длин листов предлагается система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} 0,5 \cdot \frac{J_2}{J_1} \cdot \left(3 \cdot \frac{l_1}{l_2} - 1 \right) - \left(1 + \frac{J_2}{J_1} \right) + 0,5 \cdot \left(\frac{l_3}{l_2} \right)^3 \cdot \left(3 \cdot \frac{l_2}{l_3} - 1 \right) &= 0 \\ 0,5 \cdot \frac{J_3}{J_2} \cdot \left(3 \cdot \frac{l_2}{l_3} - 1 \right) - \left(1 + \frac{J_3}{J_2} \right) + 0,5 \cdot \left(\frac{l_4}{l_3} \right)^3 \cdot \left(3 \cdot \frac{l_3}{l_4} - 1 \right) &= 0 \\ 0,5 \cdot \frac{J_4}{J_3} \cdot \left(3 \cdot \frac{l_3}{l_4} - 1 \right) - \left(1 + \frac{J_4}{J_3} \right) + 0,5 \cdot \left(\frac{l_5}{l_4} \right)^3 \cdot \left(3 \cdot \frac{l_4}{l_5} - 1 \right) &= 0 \\ \dots\dots\dots &= 0 \\ 0,5 \cdot \frac{J_n}{J_{n-1}} \cdot \left(3 \cdot \frac{l_{n-1}}{l_n} - 1 \right) - \left(1 + \frac{J_n}{J_{n-1}} \right) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Для возможности использования этого метода при проектировании новых рессор [1] была разработана таблица, упрощающая расчеты.

На конкретном примере (в табл. П.3) расчета длины листов задней рессоры грузового автомобиля показано, как пользоваться этой таблицей:

Столбцы 1 ÷ 5 заполняют заранее, а затем переходят к вычислениям, начиная с последней строки, как показано стрелками. Дополнительные стрелки, соединяющие числа столбца 9 с числами столбца 6, указывают, что для получения, например, числа 0,483, необходимо использовать число, полученное в столбце 9 строки, лежащей ниже (3,690).

После этих вычислений, задаваясь длиной первого листа, последовательно в столбце 12 определяют длины всех остальных листов рессоры. В столбце 13 приведены длины листов с учетом нерабочей части рессоры, равной половине расстояния между осями стремянок, крепящих рессору к оси. Если рессора несимметрична, то столбцы 12 и 13 заполняют дважды (для короткого и длинного концов рессоры).

Уточненный метод определения жесткости рессоры предложен в работе [1].

Жесткость при линейной характеристике симметричной рессоры варьируется и предлагается определить по формуле:

$$C = \frac{6 \cdot E}{\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1})},$$

а для несимметричной:

$$C = \frac{3 \cdot E}{(k')^2 \cdot \sum_{k=1}^n (a'_{k+1})^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1}) + k^2 \cdot \sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1})}.$$

При использовании указанных формул удобно все вычисления выполнять в виде таблиц 1.3 и 1.4.

Таблица 1.3

Пример определения жесткости симметричной рессоры

Номер листа	Ширина b, см	Толщина h, см	Момент инерции J, см ⁴
1 ÷ 6	45	0,70	$\frac{1}{12} 4,5 \cdot 0,70^3 = 0,128$
7 ÷ 8	45	0,70	$\frac{1}{12} 4,5 \cdot 0,575^3 = 0,0713$

Таблица 1.4

Результаты расчета

Номер листа k	l _k , см	a _{k+1} =l ₁ -l _{k+1} , см	J _k , см ⁴	Y _k =1/J _k , см ⁻⁴	Y _k ⁻ -Y _{k+1} , см ⁻⁴	a _{k+1} ³ , см ³	a _{k+1} ³ ·(Y _k ⁻ -Y _{k+1}), см ⁻¹
1	68,5	—	0,128	7,82	—	—	—
2	67,2	1,3	0,256	3,91	3,91	2	8
3	57,6	10,9	0,384	2,60	1,31	129	1700
4	50,4	18,1	0,512	1,95	0,65	5930	3850
5	43,0	25,5	0,640	1,56	0,39	16581	6500
6	35,0	33,5	0,768	1,30	0,26	37595	9800
7	28,0	40,5	0,839	1,19	0,11	66430	7300
8	20,6	47,9	0,911	1,10	0,09	109902	9900
9	13,0	55,5	0,982	1,02	0,08	170953	15400
—	—	68,5	—	—	1,02	321419	328000

$$\sum a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1}) = 382458;$$

$$C = \alpha \cdot \frac{6 \cdot E}{\sum a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1})} = 0,850 \cdot \frac{6 \cdot 21 \cdot 10^5}{382458} = 280 \text{ Н/см}$$

Метод определения стрелы выгиба коренного листа собранной рессоры изложен в работе [1]. Стрелу выгиба f автор предлагает определить по формуле

$$f = f_1 + \sum_{k=2}^n \frac{(f_k - f'_k) \cdot J_k}{\sum_{i=1}^k J_i} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(3 \cdot \frac{l_1}{l_k} - 1 \right) \leq [f].$$

Таблица 1.5

Пример определения жесткости несимметричной рессоры

Номер листа	Ширина b, см	Толщина h, см	Момент инерции J, см ⁴	
1 ÷ 4	4,5	0,575	$1/12 \cdot 4,5 \cdot 0,575^3/12 =$ $= 0,0713$	$K = \Gamma_1/L = 48,0/91,5 =$ $= 0,525$
5 ÷ 9	4,5	0,45	$1/12 \cdot 4,5 \cdot 0,475^3/12 =$ $= 0,0402$	$K' = l_1/L = 43,5/91,5 =$ $= 0,475$

Окончание таблицы 1.5

Результаты расчета

Номер листа к	Передний конец рессоры							Задний конец рессоры				
	l_k , см	$a_{k+1} = l_1 - l_{k-1}$, см	J_k , см ⁴	$Y_k = 1/J_k$, см ⁻⁴	$Y_k - Y_{k+1}$, см ⁻⁴	a_{k+1}^3 , см ³	$a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1})$, см ⁻¹	Γ_k , см	$a_{k+1} = \Gamma_1 - \Gamma_{k-1}$, см	$Y_k - Y_{k+1}$, см ⁻⁴	a_{k+1}^3 , см ³	$a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1})$, см ⁻¹
1	43,5	—	0,0713	14,0	—	—	—	48,0	—	—	—	—
2	43,5	0	0,1426	7,0	7,0	0	0	48,0	0	7,0	0	0
3	38,0	5,5	0,2139	4,69	2,31	166	386	41,4	6,6	2,31	287	670
4	34,0	9,5	0,2852	3,50	1,19	875	1000	26,0	12,0	1,19	1728	2020
5	28,0	15,5	0,3254	3,08	0,42	3723	1560	30,0	18,0	0,42	5832	2450
6	23,2	20,3	0,3656	2,74	0,34	8365	2840	24,8	23,2	0,34	12487	4240
7	18,4	25,1	0,4058	2,47	0,27	15813	4260	19,8	28,2	0,27	22425	6050
8	13,8	29,7	0,4460	2,24	0,23	26198	5750	14,8	33,2	0,23	36594	8050
9	9,5	34,0	0,4862	2,06	0,18	39304	7070	9,5	38,5	0,18	57066	10250
—	—	43,5	—	—	2,06	82312	169560	—	48,0	2,06	110592	227820

$$\sum a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1}) = 192496.$$

$$\sum a_{k+1}'^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1}) = 261550.$$

$$C = 0,840 \cdot \frac{3 \cdot E}{k^2 \cdot \sum a_{k+1}^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1}) + k^2 \cdot \sum a_{k+1}'^3 \cdot (Y_k - Y_{k+1})} =$$

$$= 0,840 \cdot \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{0,475^2 \cdot 261550 + 0,525^2 \cdot 192496} = 473 \text{ Н/см}$$

Таблица 1.6

Пример определения стрелы выгиба коренного листа собранной рессоры по радиусам кривизны листов в свободном состоянии

Номер листа k	$J_k, \text{см}^4$	$\sum_{i=1}^k J_i, \text{см}^4$	$l_k, \text{см}$	$l_k^2, \text{см}^2$	$l_k^3, \text{см}^3$	$R_k, \text{см}$
1	2	3	4	5	6	7
1	0,103	0,103	65	4225	274625	179
2	0,103	0,206	65	4225	274625	122
3	0,104	0,309	54	2916	157464	109
4	0,081	0,390	43,5	1892	82313	88
5	0,081	0,471	33,5	1122	37595	87
6	0,081	0,552	24,0	576	13824	90
7	0,081	0,633	15,0	225	3375	84

Окончание таблицы 1.6

Номер листа k	$F_k = \frac{l_k^2}{2 \cdot R_k}$ см	$f'_k = \frac{l_k^2}{2 \cdot R_{1-(k-1)}}$ см	$f_k - f'_k$, см	$\frac{J_k}{\sum_{i=1}^k J_i}$	$z_k = \frac{J_k \cdot (f_k - f'_k)}{\sum_{i=1}^k J_i}$ см	$\frac{1}{2} \times \left(3 \cdot \frac{l_1}{l_k} - 1\right)$	$z_{1-k} = z_{1-(1-k)} + z_k \cdot \frac{1}{2} \times \left(3 \cdot \frac{l_1}{l_k} - 1\right)$ см	$R_{1-k} = \frac{l_k^2}{2 \cdot (f'_k + z_k)}$ см	$R_k = z_k \times \frac{3 \cdot E \cdot \sum_{i=1}^{k-1} J_i}{l_k^3}$ H
1	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	11,80	11,80	0	1	0	1	11,80	179	0
2	17,30	11,80	5,50	0,5	2,75*	1	14,55	145	6,4
3	13,45	10,00	3,40	0,333	1,13	1,30	16,02	126	9,3
4	10,80	7,52	3,28	0,208	0,682	1,74	17,21	115	16,2
5	6,46	4,88	1,58	0,172	0,272	2,41	17,86	109	17,7
6	3,20	2,64	0,56	0,146	0,0812	3,56	18,16	106	17,4
7	1,34	1,06	0,28	0,128	0,0356	6,00	18,37**	103	37,0

* И так далее до последней строки.

** Искомый результат.

Для практического использования все вычисления удобно свести в таблицу 1.5. Графы 1 ÷ 8, 11 и 13 заполняют заранее, а затем переходят к определению стрелы выгиба коренного листа собранной рессоры, придерживаясь последова-

тельности, указанной стрелками. В графе 14, в последней строке, получают результат (число, взятое в прямоугольник). После выполнения расчета можно определить усилие, с которым каждый новый присоединённый лист давит на все предыдущие ему листы. Эти усилия для данного примера приведены в графе 16. Пример расчета длины листов рессоры см. приложение П. 3.

1.2.3. Расчет однолистовых рессор

Однолистовые рессоры, благодаря достижениям технологии производства рессор и периодическому прокату высокой точности, получили достаточно широкое применение в подвесках автомобилей. В России подобные рессоры нашли применение в задней подвеске автомобилей УАЗ-3160, УАЗ-3153 и УАЗ-31512-10.

В таких рессорах напряжения в каждом сечении находятся в близком соответствии с напряжениями в балках равного сопротивления. Эти рессоры по сравнению с многолистовыми имеют выше коэффициент использования рессорной стали, большую жесткость в поперечном направлении и меньшее трение между листами.

Поскольку наибольшее распространение в мире получили однолистовые рессоры одинаковой ширины листа и толщины листа, изменяемой по параболическому закону, рассмотрим методику расчета рессор этой конструкции.

Толщину листа (рис.1.3) в выпрямленном состоянии рассчитываем по уравнению [2]

$$h_0 = \sqrt{\frac{6 \cdot F_{\max} \cdot g_1 \cdot g_2}{\sigma_{\text{в.доп}} \cdot B \cdot (g_1 + g_2)}}$$

где $g_1 = l_1 - e/2$; $g_2 = l_2 - e/2$; (g_1 и g_2 – длины короткого и длинного плеча соответственно); F_{\max} – максимальная сила, необходимая для полного динамического прогиба (сбитый буфер); B – ширина листа, мм; e – длина участка в заделке, мм; $\sigma_{\text{в.доп}}$ – удельное напряжение на 1 мм хода подвески МПа.

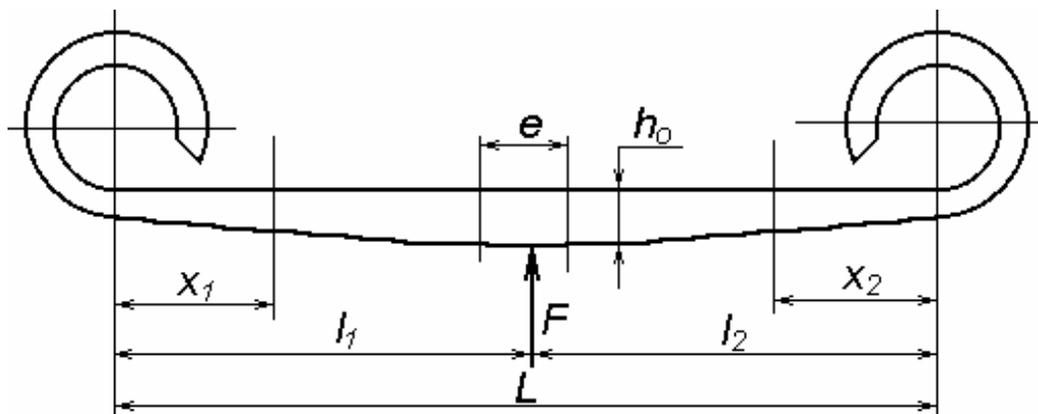


Рис. 1.3.

Жесткость рессоры определяем по формуле [2]

$$C_F = \frac{E \cdot B \cdot h_0^3 \cdot (g_1 + g_2)}{8 \cdot g_1^2 \cdot g_2^2 \cdot k},$$

где E – модуль упругости для стали; $k = 0,9$ – коэффициент формы, который учитывает отклонение фактической геометрии рессоры от идеальной параболической.

Проверочный расчет по определению максимального напряжения в заделке по методике [1], где асимметрическая рессора разбивается на две рессоры с консольной заделкой, и для каждой консоли напряжение в заделке рассчитывают по формуле [1]:

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{B \cdot h_0^2} < [\sigma],$$

где F – нагрузка на одно ушко рессоры.

Ушки должны проверяться на изгиб от действия вертикальной силы упругости и действия тормозных или тяговых усилий.

В практике автомобилестроения применяются двух- трех- и четырех листовые рессоры, состоящие в виде пакета из двух, трёх или четырёх однолистовых рессор (УАЗ-3153), у которых концы листов опираются на ушки первого листа. В этих случаях расчеты параметров проводятся для каждого листа отдельно по вышеизложенной методике.

1.2.4. Расчет ушков рессоры

Методика расчёта ушка рессор на прочность изложена в работе [1]. Продольные силы, возникающие в ушках некоторых рессор при торможении автомобиля или при передаче сил тяги, нагружают ушки. Напряжение в коренном листе, около ушка рессоры, вызываемое продольной силой Y :

$$\sigma = \frac{3 \cdot Y \cdot (D + h)}{B \cdot h^2} + \frac{Y}{B \cdot h} \leq [\sigma],$$

где σ – напряжение в коренном листе; Y – продольная сила тяги или торможения; D – внутренний диаметр ушка; h – толщина листа рессоры; B – ширина листа рессоры.

Из-за неправильного вождения автомобиля возможны ударные нагрузки на ушко рессоры. Как показывает опыт проектирования на Горьковском автомобильном заводе, напряжение, подсчитанное по указанной формуле, не должно превышать 350 МПа (для рессорной стали 50ХГА ГОСТ 14959-79).

2. ОПТИМАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ТОРСИОННЫХ ПОДВЕСОК АВТОМОБИЛЯ

2.1. Методика расчета торсионной подвески

Торсионы, наряду с винтовыми пружинами и листовыми рессорами, широко применяются в качестве упругих элементов в подвесках современных автомобилей. Торсионная подвеска обладает рядом достоинств по сравнению с листовыми рессорами: торсионы, при равной энергоёмкости, обладают меньшим весом; преимущество торсионов перед винтовыми пружинами заключается в лучших компоновочных возможностях подвески, особенно подвески ведущих осей автомобиля.

Проектирование оптимальной торсионной подвески так же, как и всех остальных типов подвесок, состоит из следующих этапов:

1. Выбор конструктивной схемы и основных параметров подвески (жесткости, статической и динамической деформаций).
2. Проектный расчет – определение всех основных размеров подвески и, прежде всего, размера ее упругого элемента.
3. Поверочный расчет – уточнение жесткости подвески, напряжений в упругом элементе и других деталях подвески, в проведении расчета на долговечность (усталостную прочность) упругого элемента подвески.

2.1.1. Определение размеров торсиона

Объем торсиона определяется величиной энергоёмкости подвески и значением максимального напряжения в торсионе.

Известно, что работа деформации подвески (A_δ) и потенциальная энергия, запасаемая стержнем при деформации (Π), определяются соответственно из следующих выражений:

$$A_\delta = \int_0^{f_n} C \cdot s \cdot ds = \frac{C_{cp} \cdot s_n^2}{2}, \quad (2.1)$$

$$\Pi = \frac{k \cdot \tau^2}{4 \cdot G} \cdot L \cdot A, \quad (2.2)$$

где C – мгновенное значение жесткости подвески; C_{cp} – средняя жесткость подвески; s – деформация подвески; s_n – максимальная деформация подвески, измеряемая по вертикальному перемещению колес; τ – касательное напряжение в торсионе; L – длина торсиона; A – площадь поперечного сечения торсиона; G – модуль упругости второго рода; K – коэффициент, характеризующий рациональность использования материала при деформациях кручения.

Величина коэффициента K зависит от профиля сечения торсиона. Для кольцевого сечения он определяется из выражения

$$K = 1 + \lambda^2, \quad (2.3)$$

где $\lambda = d_1/d$; d_1 – внутренний диаметр сечения; d – внешний диаметр сечения.

Для круглого сечения $K = 1$, так как $d = 0$. Для прямоугольного сечения величина K зависит от отношения h/b , где h – высота сечения; b – ширина сечения. Значение K для некоторых соотношений приведено в табл.2.1.

Таблица 2.1

Зависимость коэффициента K от соотношения сторон
прямоугольника заголовков

h/b	1	1,5	2	3	4	6	8	10
K	0,618	0,546	0,529	0,542	0,567	0,598	0,614	0,626

Величины допускаемого максимального напряжения в торсионе (при максимальной деформации подвески) и модуля упругости могут быть определены из табл. 2.2.

Таблица 2.2

Максимально допустимого напряжения и модули
упругости заголовки

Вид обработки		Максимально допустимые напряжения τ , МПа	Модуль упругости G , МПа
1	Сталь закаленная, обработанная дробью и предварительно обжатая	1000 ÷ 1050 * 983,0 ÷ 1050	$7,4 \cdot 10^4$
2	Сталь закаленная, обработанная дробью, без предварительного обжатия	750 ÷ 800 ** 737 ÷ 807	$7,8 \cdot 10^4$
3	Сталь закаленная, без обработки дробью и слегка предварительно обжатая	800 ** 842	$7,8 \cdot 10^4$

* - сталь 50ХГА ГОСТ 14959-79;

** - сталь 60С2Х ГОСТ 14959-79.

Как уже упоминалось выше, объем торсиона зависит от работы деформации подвески, значения модуля упругости и величины допускаемого напряжения. Однако конкретные размеры торсиона (длина и поперечное сечение) должны быть определены с учетом рациональной компоновки подвески. В зависимости от выбранной схемы подвески могут встретиться различные варианты ограничений отдельных размеров упругого элемента или рычагов подвески.

1. Ограничена длина торсиона L , и требуемые качества подвески должны быть обеспечены за счет правильного выбора плеча рычага r и площади поперечного сечения торсиона (вариант наиболее часто может встретиться при по-

перечном расположении торсиона, когда длина его ограничена шириной рамы или корпуса машины).

2. Ограничено плечо рычага, и требуется рассчитать длину и площадь поперечного сечения торсиона.

3. Ограничен размер поперечного сечения торсиона, и требуется рассчитать длину торсиона и плечо рычага (вариант возможен при использовании в качестве упругих элементов стандартных прокатных профилей).

Первый расчетный случай. Ограничена длина стержня L . Требуется определить плечо рычага и площадь поперечного сечения.

Исходя из равенства работы деформации подвески и потенциальной энергии деформации Π (уравнения 2.1 и 2.2), можно определить площадь поперечного сечения стержня из уравнения

$$A = \frac{2 \cdot C_{cp} \cdot s_{\Pi}^2 \cdot G}{k \cdot \tau^2 \cdot L} < [A]. \quad (2.4)$$

Зная площадь поперечного сечения торсиона, легко определить и линейные размеры сечения; расчетные формулы в зависимости от типа сечения примут вид:

для круглого стержня:

$$d = \frac{1,59 \cdot s_{\Pi}}{\tau} \cdot \sqrt{\frac{C_{cp} \cdot G}{L}}; \quad (2.5)$$

для трубчатого стержня:

$$d = \frac{1,59 \cdot s_{\Pi}}{\tau} \cdot \sqrt{\frac{C_{cp} \cdot G}{(1 - \lambda^4) \cdot L}}; \quad (2.6)$$

для стержня, состоящего из набора прямоугольных пластин:

$$b = \frac{1,41 \cdot s_{\Pi}}{\tau} \cdot \sqrt{\frac{C_{cp} \cdot G}{k \cdot z \cdot \alpha \cdot L}}, \quad (2.7)$$

где $\alpha = h/b$ – отношение сторон прямоугольного сечения (b – меньшая сторона прямоугольника); z – число прямоугольных пластин в стержне.

При выводе формулы (2.7) не учтены напряжения изгиба, возникающие в крайних пластинах набора, которые, как правило, не оказывают существенного влияния на напряженное состояние торсиона.

Размер плеча рычага должен быть определен в зависимости от допустимого угла закручивания торсиона Θ_n выбранных деформаций подвески. В общем случае угол закручивания определится из выражения

$$\Theta = \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} = \frac{\tau \cdot L \cdot W_p}{G \cdot I_p} \leq [\Theta]. \quad (2.8)$$

Для круглого и трубчатого торсиона:

$$\Theta = \frac{2 \cdot \tau \cdot L}{G \cdot d} \leq [\Theta]. \quad (2.9)$$

Для прямоугольного торсиона с соотношением сторон $h/b > 3$:

$$\Theta = \frac{\tau L}{Gb} \leq [\Theta]. \quad (2.10)$$

Длину рычага $г$, зная значение угла закручивания Θ , целесообразнее всего определить графическим построением, учитывая, что при полученном угле закручивания торсиона Θ длина рычага должна обеспечить рассчитанное ранее по уравнению (2.3) значение прогиба подвески $S_{п.}$

Второй расчетный случай. Ограничено плечо рычага $г$. Требуется определить длину и площадь поперечного сечения стержня.

В этом случае необходимо, исходя из заданного значения длины рычага $г$ и значения максимальной деформации подвески $S_{п.}$, графическим построением определить максимальный угол закручивания Θ .

Длина торсиона определится из выражений:

для кольцевого сечения:

$$L = 0,86 \cdot G/\tau \cdot \sqrt[3]{\frac{C_{ср} \cdot S_{п.}^2 \cdot \Theta^2}{(1 - \lambda^4) \cdot \tau}}; \quad (2.11)$$

$$d = \frac{2 \cdot L \cdot \tau}{G \cdot \Theta}; \quad (2.12)$$

для круглого сечения:

$$L = 0,86 \cdot G/\tau \cdot \sqrt[3]{\frac{C_{ср} \cdot S_{п.}^2 \cdot \Theta^2}{k \cdot z \cdot \alpha \cdot \tau}}. \quad (2.13)$$

Диаметр торсиона определится, как и в предыдущем случае, из выражения (2.12). Для прямоугольного сечения (при $b/h > 3$):

$$L = 1,26 \cdot G/\tau \cdot \sqrt[3]{\frac{C_{ср} \cdot S_{п.}^2 \cdot \Theta^2}{k \cdot z \cdot \alpha \cdot \tau}}; \quad (2.14)$$

$$b = \frac{L \cdot \tau}{G \cdot \Theta}. \quad (2.15)$$

Третий расчетный случай. Задан размер площади поперечного сечения торсиона. Требуется определить длину стержня и плечо рычага:

$$L = \frac{2 \cdot C_{ср} \cdot S_{п.}^2 \cdot G}{k \cdot \tau^2 \cdot A}; \quad (2.16)$$

Длина рычага определится, как и в первом расчетном случае. В современных подвесках наибольшее распространение получили торсионы с круглым сечением. Рассмотрим особенности выбора размеров их конструктивных элементов. Схема основных размеров торсиона представлена на рис.2.1.

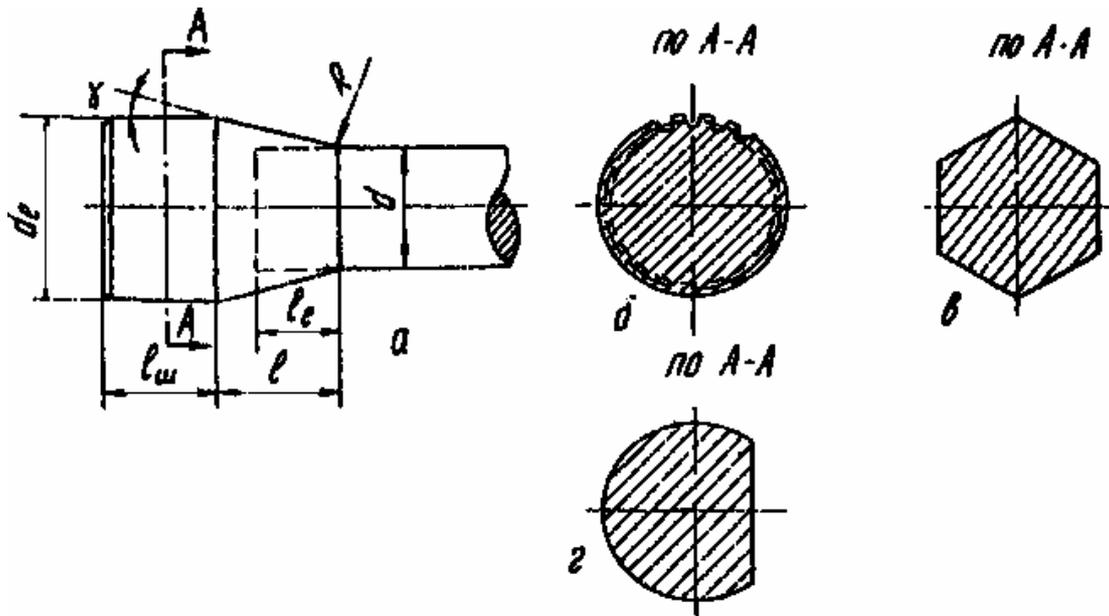


Рис. 2.1.

Диаметр и длину концевой шлицевой части торсиона по данным SAE рекомендуется выбирать по нижеприводимым выражениям:

$$d_e = (1,2 \div 1,3) \cdot d, \quad (2.17)$$

$$l_{ш} = (0,48 \div 0,52) \cdot d. \quad (2.18)$$

В отечественной промышленности длина шлицевой конца обычно определяется из выражения:

$$l_{ш} = (1 \div 1,3) \cdot d \quad (2.19)$$

Для удобства сборки допускается шлицевые концы изготавливать разного диаметра. Угол конуса переходной части γ обычно принимается равным 15° . Длина переходной части l и радиус галтели могут быть определены из выражений [10]:

$$l = \frac{d_e - d}{2 \cdot \operatorname{tg} \gamma}; \quad (2.20)$$

$$R = (1,3 \div 1,5) \cdot d. \quad (2.21)$$

Наибольшее распространение получило шлицевое крепление торсиона в рычаге и раме, причем наиболее надежными считаются треугольные шлицы с углом между гранями 90° . При меньших углах наблюдается неравномерное распределение нагрузки по длине шлицов, при больших возникает опасность разрыва охватывающей детали. Из других способов крепления торсиона получило распространение крепление торсиона клином (автомобиль «Татра138») и изготовление конца торсиона с сечением в виде многоугольника (рис. 2.1в).

Длина цилиндрической части торсиона должна быть определена в зависимости от рассчитанной активной длины из выражения

$$L_0 = L - \frac{2}{3} \cdot l \cdot \left[\frac{d}{d_e} + \left(\frac{d}{d_e} \right)^2 + \left(\frac{d}{d_e} \right)^3 \right]. \quad (2.22)$$

Обычно для возможности регулировки на левом и правом концах торсиона нарезают разное количество шлиц. Каждая ступень регулировки (в градусах) определяется из выражения

$$\delta = \frac{360^\circ}{z_1} - \frac{360^\circ}{z_2}, \quad (2.23)$$

где z_1 и z_2 – соответственно число шлиц на левом и правом концах торсиона.

Изготовленные торсионы подвергаются или дробеструйной обработке, или пластической деформации, или той и другой операции одновременно. Интенсивность наклепа дробью должна обеспечить суммарную деформацию контрольной пластинки (тип С) – 0,25 мм.

Пластическая деформация (обжатие) производится не менее чем трехкратным приложением момента.

Величина остаточной деформации β_0 должна быть от 0,005 до 0,008. Чтобы получить эту величину остаточной деформации, которая позволяет допускать максимальные напряжения до 1000 МПа, необходимо деформацию сдвига β_x доводить до значения 0,022. Следует учесть, что

$$\beta_x = \frac{\tau}{G} = \frac{d \cdot \Theta_3}{2 \cdot L}, \quad (2.24)$$

где Θ_3 – угол закручивания торсиона при пластической осадке, рад.

Предварительная закрутка с созданием деформации более чем 0,022 незначительно бы увеличила значение максимально допустимого напряжения, но в то же время сильно повысила бы опасность разрушения материала. Поэтому $\beta_x=0,022$ рекомендуется для торсионов, изготовленных из глубоко прокаливаемой стали при твердости ее, равной HRC = 47...51.

Перед пластической деформацией целесообразно торсион подвергнуть дробеструйной обработке. Поверхность торсиона должна быть шлифована и обезуглерожена, что значительно повышает сопротивление усталости. Для защиты от коррозии торсион подвергается фосфатированию или окраске.

После пластической деформации специальной маркировкой должно быть указано допустимое направление кручения торсиона.

Существуют два метода пластической деформации:

1. Прикладываемый, не менее чем трехкратно, крутящий момент меняется так, что получаемая остаточная деформация достигает величины 0,005 ÷ 0,008 рад.

2. Торсион закручивается, не менее чем четырехкратно, до расчетного значения угла закручивания ($\Theta_3 = 0,044 \cdot \frac{L}{d}$, рад), что обеспечивает остаточную деформацию сдвига 0,005 ÷ 0,008 рад. При указанном угле закручивания напряжения больше предела упругости (800 ÷ 850 МПа) возникают в сечениях, отстоящих от центра торсиона на расстояние $0,25 \cdot d$.

2.1.2. Определение жесткости торсионной подвески

Определение жесткости торсионной подвески в настоящее время производится по известным формулам, которые, однако, пригодны лишь для двух конструктивных форм направляющего устройства (однорычажной подвески и двухрычажной, выполненной в виде параллелограмма). Использование этих формул для определения жесткости двухрычажной трапециевидной торсионной подвески, имеющей неодинаковую длину верхнего и нижнего рычага направляющего устройства, может привести к значительным ошибкам. Ниже приводится графоаналитический метод, позволяющий определить жесткость торсионной подвески при любой конструкции направляющего устройства. Специальным экспериментальным исследованием подтверждена высокая точность предлагаемого метода расчета. Известно, что жесткость рычажной торсионной подвески в общем случае может быть определена из выражения

$$C = T \cdot \frac{d^2\Theta}{ds^2} + C_T \cdot \left(\frac{d\Theta}{ds} \right)^2, \quad (2.25)$$

где Θ – угол закручивания торсиона; $C_T = \frac{dT}{d\Theta}$ – жесткость торсиона; s – перемещение колеса; T – момент, скручивающий торсион.

При линейной характеристике, которая имеет место для большинства конструктивных форм торсиона, момент, скручивающий торсион, может быть определен из выражения: $T = C_T \cdot \Theta$. Используя выражение (2.25), можно получить расчетные формулы для определения жесткости однорычажной торсионной подвески в виде, предложенном в [11].

Учитывая, согласно рис. 2.2, что

$$\frac{d\Theta}{ds} = \frac{1}{r \cdot \sin \varphi} = \frac{1}{\sqrt{r^2 - x^2}}, \quad (2.26)$$

$$\frac{d^2\Theta}{ds^2} = \frac{-\text{ctg}\varphi}{r^2 \cdot \sin^2 \varphi} = \frac{x}{\sqrt{(r^2 - x^2)^3}}, \quad (2.27)$$

получим два отличающихся только по форме уравнения для определения жесткости однорычажной торсионной подвески:

$$C_{II} = \frac{G \cdot I_p}{L} \cdot \frac{1 - (\varphi - \varphi_0) \cdot \text{ctg}\varphi}{r^2 \cdot \sin^2 \varphi}. \quad (2.28)$$

Аналогичное выражение при частном решении задачи было получено в [11]:

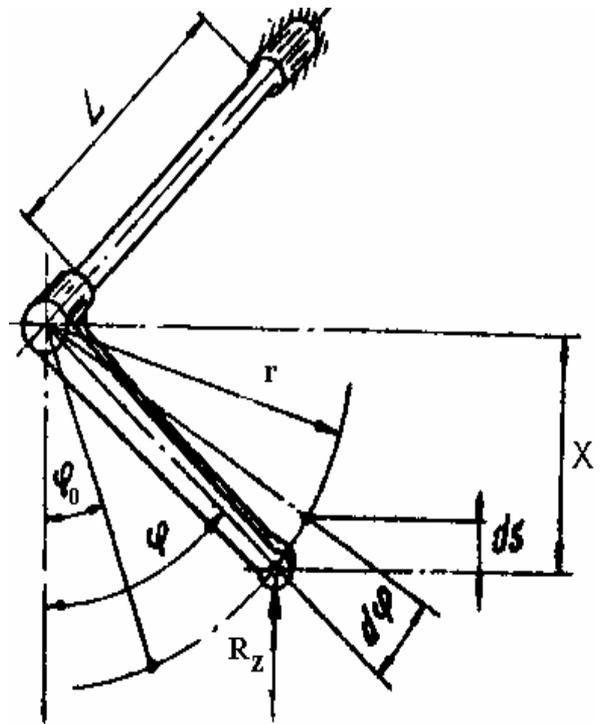


Рис. 2.2.

$$C_{\Pi} = \frac{R_z \cdot L \cdot x + G \cdot I_p}{(r^2 - x^2) \cdot L}. \quad (2.29)$$

При использовании выражения (2.29) следует иметь в виду, что величину перемещения x необходимо подставлять в формулу, учитывая его знак (знак плюс при перемещении вверх от статического положения). Величину нагрузки, действующей на колесо, целесообразно для каждого положения рычага, определяемого углом φ или перемещением x , подсчитывать по формуле

$$R_z = \frac{G \cdot I_p \cdot \Theta}{L \cdot r \cdot \sin \varphi} = \frac{G \cdot I_p \cdot \Theta}{L \cdot \sqrt{r^2 - x^2}}. \quad (2.30)$$

Принципиально возможно использовать выражение (2.25) и для получения расчетных формул для двухрычажной трапецевидной торсионной подвески. Однако аналитический расчет жесткости в этом случае был бы весьма трудоемок. Более целесообразно для определения жесткости торсионной подвески применить графоаналитический метод, сущность которого поясним для подвески, изображенной на рис. 2.3. Характерной особенностью этой схемы является то, что торсион соединен с верхним рычагом подвески.

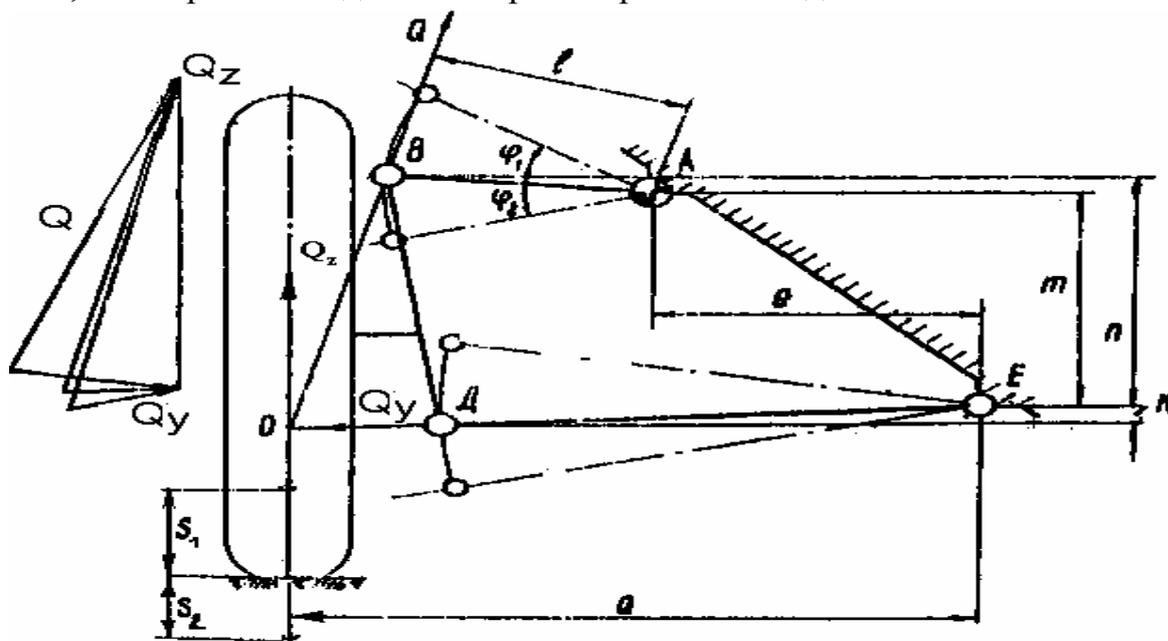


Рис. 2.3.

Рассматривая условно равновесие колеса, можно установить, что на него в плоскости чертежа действуют три силы:

1. Q_z – реакция со стороны дороги, приложенная в центре площади контакта колеса с дорогой и направленная вертикально;
2. Q_y – реакция со стороны нижнего рычага подвески, направление которой совпадает с осью рычага, так как рычаг имеет шарниры на обоих концах (в точках Д и Е);
3. Q – реакция со стороны нижнего рычага, проходящая через точку пере-

сечения линий действия сил Q_z и Q_y (точка 0 на рис. 2.3) в шарнир В верхнего рычага. Если известна величина вертикальной реакции Q_z , то, зная направление сил Q_y и Q_x , можно легко найти и их величины графическим построением силового треугольника. Такое построение может быть сделано как для статического положения подвески, так и для динамического положения, определённого ходом сжатия колеса S_1 или ходом отдачи S_2 . Исходя из равенства работ силы Q_z и момента T , можно записать, пренебрегая трением в подвеске, что

$$Q_z \cdot ds = T \cdot d\Theta. \quad (2.31)$$

Из выражения (2.31) получим:

$$\frac{d\Theta}{ds} = \frac{Q_z}{T}. \quad (2.32)$$

Величина момента, скручивающего торсион, может быть определена из уравнения:

$$T = Q \cdot l, \quad (2.33)$$

где l – плечо силы Q относительно оси вращения верхнего рычага подвески (точка А на рис. 2.3). Подставляя значение момента T из выражения (2.33) в выражение (2.32), получим:

$$\frac{d\Theta}{ds} = \frac{Q_z}{Q \cdot l}. \quad (2.34)$$

Таким образом, для определения величины $\frac{d\Theta}{ds}$ достаточно определить величину плеча l и отношение $\frac{Q_z}{Q}$. Это необходимо сделать для ряда положений колеса. Так как в данном случае важно знать только отношение $\frac{Q_z}{Q}$, а не их абсолютные значения, то силовые треугольники для ряда положения колеса целесообразно строить, принимая постоянным значение силы Q_z . Для определения величины $\frac{d^2\Theta}{ds^2}$ следует построить график зависимости $\frac{d\Theta}{ds}$ от хода колеса, а затем произвести графическое дифференцирование этой кривой.

При подстановке величины $\frac{d^2\Theta}{ds^2}$ в выражение (2.25) необходимо учитывать знак. Величина момента, скручивающего торсион, может быть определена из выражения

$$T = T_0 \pm C_T \cdot \Theta, \quad (2.35)$$

где T_0 – момент, которым нагружен торсион при статическом положении колеса; Θ – угол закручивания торсиона (согласно рис.2.3, Θ_1 – при ходе сжатия, Θ_2 – при ходе отдачи).

Величина T_0 может быть определена из выражения

$$T_0 = Q_0 \cdot l_0, \quad (2.36)$$

где Q_0 и l_0 – соответственно сила, действующая на верхний рычаг, и плечо сил при статической нагрузке на колесо.

Жесткость торсиона определяется из выражения

$$C_T = \frac{G \cdot I_p}{L}, \quad (2.37)$$

где G – модуль упругости второго рода материала торсиона; I_p – полярный момент инерции сечения торсиона; L – активная длина торсиона.

При соединении торсиона с нижним рычагом подвески (в точке E) методика определения жесткости подвески в принципе сохраняется. Однако при определении сил Q и Q_y следует учесть, что в этом случае реакция со стороны верхнего рычага Q будет направлена вдоль оси рычага (проходит через точки A и B), а реакции со стороны нижнего рычага Q_y будет проходить через точку пересечения линии действия силы Q_z с осью верхнего рычага (точка O на рис. 2.4) и центр крайнего шарнира нижнего рычага (точка D). Схема действия сил для подвески, у которой торсион связан с нижним рычагом, приведена на рис. 2.4.

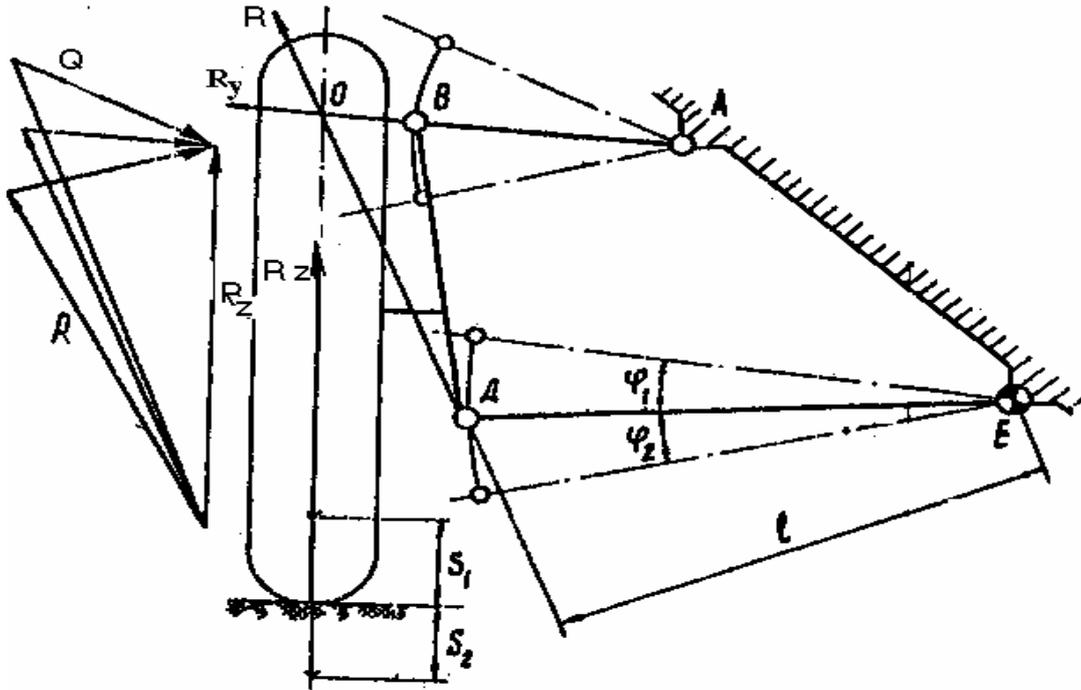


Рис. 2.4.

Определение величин $\frac{d\Theta}{ds}$, $\frac{d^2\Theta}{ds^2}$, T и C_T следует производить так же, как и

в первом случае, однако следует учесть, что для второго варианта подвески будут иметь место следующие равенства:

$$\frac{d\Theta}{ds} = \frac{R_z}{R \cdot l}; \quad (2.38)$$

$$T = R \cdot l. \quad (2.39)$$

Величина жесткости торсионной подвески и характер ее изменения сильно зависят от места установки торсиона, т.е. от того, с нижним или верхним рычагом

гом он соединен, от конструктивной схемы направляющего устройства, прежде всего от величины углов наклона верхнего и нижнего рычага. Обычно считают, что торсионная подвеска имеет прогрессивную характеристику, т.е. жесткость возрастает с увеличением прогиба. Однако в действительности в большинстве случаев торсионная подвеска при трапецевидной схеме направляющего устройства имеет или очень малое прогрессирование, или обладает даже регрессированием, т.е. ее жесткость уменьшается с увеличением деформации. Последнее положение относится прежде всего к подвеске, у которой торсион соединен с нижним рычагом.

3. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПОДВЕСОК С ВИНТОВОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРУЖИНОЙ И СТАБИЛИЗАТОРОВ

3.1. Методика расчета подвески с винтовой цилиндрической пружиной

Методика расчета изложена в [5]. Винтовая цилиндрическая пружина, вследствие простоты конструкции и высокой удельной энергоемкости, является самым распространенным упругим элементом в подвесках современных автомобилей. Однако методика расчета пружинной подвески очень мало освещена в технической литературе. Особенность расчета винтовой цилиндрической пружины заключается в том, что в процессе работы подвески она в большинстве современных конструкций испытывает три вида деформаций: сжатие в результате действия осевой силы F , изгиб от действия боковой силы Q и изгиб под влиянием момента M . Такой вид деформации пружины создает большую неравномерность напряжений как в отдельных витках пружины, так и по длине каждого витка.

Поэтому при конструировании подвески с винтовой цилиндрической пружиной особое внимание должно быть уделено устранению неравномерности распределения напряжений в пружине. Весь процесс проектирования рычажной пружинной подвески может быть условно разбит на четыре этапа:

1. Выбор конструктивной схемы подъема.
2. Предварительное определение основных размеров винтовой цилиндрической пружины.
3. Расчет пружины и рычагов подвески на прочность и долговечность.
4. Определение характеристики подвески.

3.1.1. Предварительное определение размеров пружины

Энергоемкость винтовой цилиндрической пружины так же, как и энергоемкость торсиона, должна быть равна работе деформации подвески, при этом максимальные напряжения в пружине должны находиться в допустимых преде-

лах. Исходя из этого положения, можно определять основные размеры винтовой цилиндрической пружины, используя в принципе ту же методику, что была нами применена при выборе размера торсиона.

Для вывода всех расчетных формул используем два общеизвестных выражения [7]:

$$\tau = \frac{8 \cdot K \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau], \text{ МПа}; \quad (3.1)$$

$$A = \frac{C_{cp} \cdot S_{\Pi}^2}{2} = \frac{\tau^2 \cdot V}{4 \cdot G} = \frac{\pi^2 \cdot \tau^2 \cdot d^2 \cdot D \cdot Z}{16 \cdot G}, \quad (3.2)$$

где F – сила, действующая на пружину; C_{cp} – средняя жесткость подвески; S_{Π} – максимальная деформация подвески; K – коэффициент, учитывающий кривизну витка $\left(K \cong 1 + \frac{1,5}{\beta} \right)$; $\beta = \frac{D}{d}$ – индекс пружины; $i = \frac{ds}{df}$ – передаточное отношение подвески; f – деформация пружины; D – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки, из которой изготовлена пружина; G – модуль упругости второго рода; Z – число рабочих витков пружин; V – объем пружины ($V=0,25 \cdot \pi^2 \cdot D \cdot d^2 \cdot Z$), A – работа деформации подвески.

Рассмотрим четыре варианта расчета, которые наиболее часто могут встретиться при оптимальном проектировании подвески.

1 вариант. Предварительно выбраны диаметр проволоки d и отношение $\beta = \frac{D}{d}$; требуется определить число рабочих витков пружины и передаточное отношение подвески:

$$Z = \frac{0,81 \cdot C_{cp} \cdot S_{\Pi}^2 \cdot G}{\tau^2 \cdot D \cdot d^2}; \quad (3.3)$$

$$i = \frac{ds}{df} = \frac{0,393 \cdot \tau \cdot d^3}{C_{cp} \cdot S_{\Pi} \cdot D \cdot K}. \quad (3.4)$$

2 вариант. Предварительно выберем передаточное число подвески и отношение $\beta = D/d$; требуется определить диаметр проволоки пружины и число ее витков:

$$d \cong 1,6 \cdot \sqrt{\frac{C_{cp} \cdot S_{\Pi} \cdot \beta \cdot i \cdot K}{\tau}}. \quad (3.5)$$

Число витков Z определяется в этом случае по формуле (3.3).

3 вариант. Предварительно выбрано число витков пружины и отношение β . Требуется определить диаметр проволоки пружины и передаточное отношение подвески. Используя выражение (3.3), получим:

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,81 \cdot G \cdot C_{cp} \cdot S_{п}^2}{\tau^2 \cdot \beta \cdot Z}} \quad (3.6)$$

Используя выражение (3.4), получим:

$$i = \frac{0,393 \cdot \tau \cdot d^2}{C_{cp} \cdot S_{п} \cdot \beta \cdot K} \quad (3.7)$$

4 вариант. Предварительно выбраны число витков пружины и передаточное отношение; требуется определить d и D . Используя выражения (3.6) и (3.7), получим:

$$d = \sqrt[5]{\frac{2,06 \cdot G \cdot C_{cp}^2 \cdot S_{п}^3 \cdot i}{\tau^3 \cdot Z}} \quad (3.8)$$

Используя выражение (3.4), получим:

$$D = \frac{0,393 \cdot \tau \cdot d^3}{C_{cp} \cdot S_{п} \cdot i \cdot K} \quad (3.9)$$

3.1.2. Определение жесткости рычажной подвески, имеющей в качестве упругого элемента винтовую цилиндрическую пружину

Учитывая большое разнообразие конструктивных форм современных подвесок, решение вопроса наиболее целесообразно искать в создании общей методики расчета, которая могла бы быть легко применена для любого частного случая. С этой целью рассмотрим общую методику определения жесткости пружинной подвески и ее применение для наиболее характерных типов подвески.

На рис. 3.1 изображена схема двухрычажной трапецевидной подвески, у которой упругий элемент, винтовая цилиндрическая пружина, опирается на нижний рычаг подвески. При перемещении колеса на величину S винтовая цилиндрическая пружина испытывает три вида деформаций: сжатие под воздействием осевой силы F , изгиб от боковой силы Q и изгиб под влиянием момента M . Деформация сжатия характеризуется величиной f , деформация изгиба – линейной величиной X и углом перекоса γ [16]. Если пренебречь трением в шарнирах подвески, уравнение баланса работы при перемещении колеса на величину ds будет иметь вид

$$F_1 \cdot ds = F \cdot df + Q \cdot dx + M \cdot d\gamma, \quad (3.10)$$

где F_1 – вертикальная сила, действующая на подвеску (численно равна вертикальной реакции между колесом и дорогой, за вычетом веса неподдресоренных масс); F – сила, сжимающая пружину; Q – сила, изгибающая пружину; M – момент, изгибающий пружину.

Определение величины F и $\frac{dF}{df}$ обычно не представляет больших затруднений. $\frac{dF}{df}$ – жесткость упругого элемента, которая для винтовой цилиндрической пружины может быть определена из уравнения:

$$C_{\text{пр}} = \frac{dF}{df} = \frac{4 \cdot G \cdot I_p}{\pi \cdot D^3 \cdot Z},$$

где G – модуль упругости второго рода; I_p – полярный момент инерции сечения проволоки пружины.

Для определения силы F требуется знать осевую деформацию пружины f , которая может быть легко найдена, если имеется чертеж подвески. Величина F может быть подсчитана по формуле $F = \frac{dF}{df} \cdot f$.

Методика определения остальных величин, входящих в уравнение (3.13), нуждается в пояснении. Рассмотрим сначала способ определения величин Q , M , $\frac{dQ}{dx}$ и $\frac{dM}{d\gamma}$. Полная боковая деформация x и полный угол перекося γ возникают в результате совместного действия боковой силы Q и момента M . Принимая указанные на схеме подвески (рис. 3.1,а) направления силы, момента и деформаций за положительные, можно установить, что:

$$x = x_1 - x_2; \quad (3.16)$$

$$\gamma = \gamma_1 - \gamma_2, \quad (3.17)$$

где x_1 и x_2 – деформации изгиба пружины соответственно под воздействием силы Q и момента M ; γ_1 и γ_2 – угловые деформации пружины соответственно под воздействием силы Q и момента M .

Между деформациями x_1 , x_2 , γ_1 и γ_2 , с одной стороны, и величинами Q и M , с другой стороны, может быть установлена функциональная связь, если использовать в несколько преобразованном виде формулы:

$$x_1 = \frac{1,2 \cdot Z \cdot D \cdot H^2 \cdot Q}{E \cdot I_x}; \quad x_2 = \frac{1,8 \cdot Z \cdot D \cdot H \cdot M}{E \cdot I_x};$$

$$\gamma_1 = \frac{1,8 \cdot Z \cdot D \cdot H \cdot Q}{E \cdot I_x}; \quad \gamma_2 = \frac{3,6 \cdot Z \cdot D \cdot M}{E \cdot I_x}.$$

Подставляя приведенные значения величин боковых и угловых деформаций в уравнения (3.16) и (3.17) и решая эти уравнения совместно, получим выражения для определения Q и M в зависимости от величин x и γ :

$$Q = \frac{1,67 \cdot I_x \cdot E \cdot (2 \cdot x - \gamma \cdot H)}{D \cdot Z \cdot H^2}; \quad (3.18)$$

$$M = \frac{1,11 \cdot I_x \cdot E \cdot (1,5 \cdot x - \gamma \cdot H)}{D \cdot Z \cdot H}, \quad (3.19)$$

где E – модуль упругости первого рода; I_x – экваториальный момент инерции сечения проволоки пружины; H – высота пружины при расчетном режиме.

Для нескольких произвольно выбранных положений рычага подвески (во всем диапазоне перемещения колеса) графическим построением определяются величины H , x и γ . Затем, используя формулы (3.18) и (3.19), можно определить величины Q и M .

Для определения величин $\frac{dQ}{dx}$ и $\frac{dM}{d\gamma}$ необходимо продифференцировать уравнения (3.18) и (3.19).

$$\frac{dQ}{dx} = \frac{3,34 \cdot E \cdot I_x}{D \cdot Z \cdot H^2}; \quad (3.20)$$

$$\frac{dM}{d\gamma} = \frac{1,11 \cdot E \cdot I_x}{D \cdot Z}. \quad (3.21)$$

Значения $\frac{df}{ds}$, $\frac{d^2f}{ds^2}$, $\frac{dx}{ds}$, $\frac{d^2x}{ds^2}$, $\frac{d\gamma}{ds}$, $\frac{d^2\gamma}{ds^2}$, входящие в формулу (3.13), определяются с помощью графического построения или аналитического расчета. Для повышения точности решения используем вытекающие из уравнения (3.10) зависимости:

$$\frac{df}{ds} = \frac{F_1'}{F}, \quad \frac{dx}{ds} = \frac{F_1''}{Q}, \quad \frac{d\gamma}{ds} = \frac{F_1'''}{M},$$

где F_1' , F_1'' , F_1''' – соответствующие части полной вертикальной силы F_1 , расходуемые при перемещении рычага на преодоление противодействия сил F , Q и момента M .

Очевидно, что $F_1 = F_1' + F_1'' + F_1'''$. Рассмотрим графический способ определения вышеуказанных величин для подвески, схема которой изображена на рис. 3.1. Принимаем, что на подвеску действует одна внешняя сила F_1 , приложенная в центре контакта колеса с дорогой. Рассматривая равновесие вертикальной стойки и нижнего рычага подвески, построением соответствующих силовых треугольников легко определить все требуемые для расчета силы. На вертикальную стойку подвески (рис. 3.1) действуют три силы: реакция на колесо со стороны дороги F_1 , реакция верхнего рычага F_v , направленная вдоль его оси, и реакция со стороны нижнего рычага F_n , которая должна проходить через точку пересечения направлений действия сил F_1 и F_v (точка e) и центр наружного шарнира нижнего рычага подвески (точка E). Задаваясь величиной реакции F_1' , можно определить численное значение реакции F_v' и F_n' , построив силовой треугольник $o't'k'$ (рис. 3.1). На нижний рычаг подвески действуют следующие силы и моменты: реакция стойки F_n , реакция на внутреннем шарнире рычага F_a и реакции со стороны пружины F , Q , M . Величину силы F определяем построением силовых треугольников $o'k't'$ и $o'k's'$. Аналогично, задаваясь величиной реакции F_1'' , можно определить численное значение реакции F_n'' и F_v'' , построив силовой треугольник $o''t''k''$ (рис. 3.1).

Величины F_1' и F_1'' можно задавать совершенно произвольно, так как нас в данном случае интересует только соотношение сил F_1' и F_H' , F_1'' и F_H'' . Силу Q определим построением силового треугольника $o''k''c''$. При построении силовых треугольников надо иметь в виду, что сила F всегда направлена вдоль оси пружины, а сила Q к ней перпендикулярна. Реакция F_a' должна проходить через центр внутреннего шарнира нижнего рычага (точка D) и точку пересечения направлений сил F и F_H (точка U). Реакция F_a'' должна проходить через точку D и точку пересечения направлений сил Q и F_H (точка q). Построение силовых треугольников следует провести для нескольких положений рычагов подвески, учитывая приведенные выше условия. В результате должна быть получена в виде графика зависимость величин $\frac{df}{ds}$ и $\frac{dx}{ds}$ от хода колеса s . Графическим

дифференцированием можно определить величины $\frac{d^2f}{ds^2}$ и $\frac{d^2x}{ds^2}$. Величина $\frac{d\gamma}{ds}$ определится из выражения

$$\frac{d\gamma}{ds} = \frac{F_1'''}{M} = \frac{F_1''}{F_H''} = \frac{F_1'}{F_H' \cdot l}, \quad (3.22)$$

где l – плечо силы F_H относительно оси вращения нижнего рычага (точка A).

Величина $\frac{d^2\gamma}{ds^2}$ также может быть определена графическим дифференцированием кривой зависимости $\frac{d\gamma}{ds}$ от хода колеса s . При одношарнирном и двухшарнирном закреплении пружины определение жесткости подвески упрощается. Для этой цели могут быть использованы формулы (3.14) и (3.15).

Определение жесткости трапецевидной подвески с пружиной, укрепленной на верхнем рычаге (рис. 3.2), производится аналогично. Однако следует учитывать, что в этом случае реакция на нижнем рычаге F_H действует вдоль его оси (проходит через точки E, D). Реакция на верхнем рычаге F_B проходит через точку пересечения линий действия сил F_H и F_1 (точка e) и наружный шарнир верхнего рычага (точка A). Определение величины реакций F_B и F_H производим построением силового треугольника tok . Определение величины боковой силы Q и момента M , действующих на пружину, производить, как и в предыдущем случае, с использованием формул (3.18) и (3.19).

Аналогично определяются и величины $\frac{dQ}{dx}$ и $\frac{dM}{d\gamma}$, как видно из схемы подвески, изображенной на рис. 3.2, силу F и силу Q нецелесообразно определять построением силового треугольника. Удобнее это сделать из условия равновесия рычага относительно точки B . В этом случае величины $\frac{df}{ds}$, $\frac{dx}{ds}$ и $\frac{d\gamma}{ds}$ определяются из следующих соотношений:

$$\frac{df}{ds} = \frac{F'_1}{F} = \frac{F'_1 \cdot l_1}{F_B \cdot l_0} = \alpha \cdot \frac{l_1}{l_0}; \quad (3.23)$$

$$\frac{dx}{ds} = \frac{F''_1}{Q} = \frac{F''_1 \cdot m}{F_B \cdot l_0} = \alpha \cdot \frac{m}{l_0}; \quad (3.24)$$

$$\frac{d\gamma}{ds} = \frac{F'''_1}{M} = \frac{F'''_1}{F_B \cdot l_0} = \alpha \cdot \frac{1}{l_0}, \quad (3.25)$$

где α – равно отношению $\frac{F'_1}{F_B}$, которое определяется построением силовых треугольников tok для ряда положений рычагов подвески; l_0 , l_1 и m – величины плеч соответственно сил F_B , F и Q (показаны на рис. 3.2).

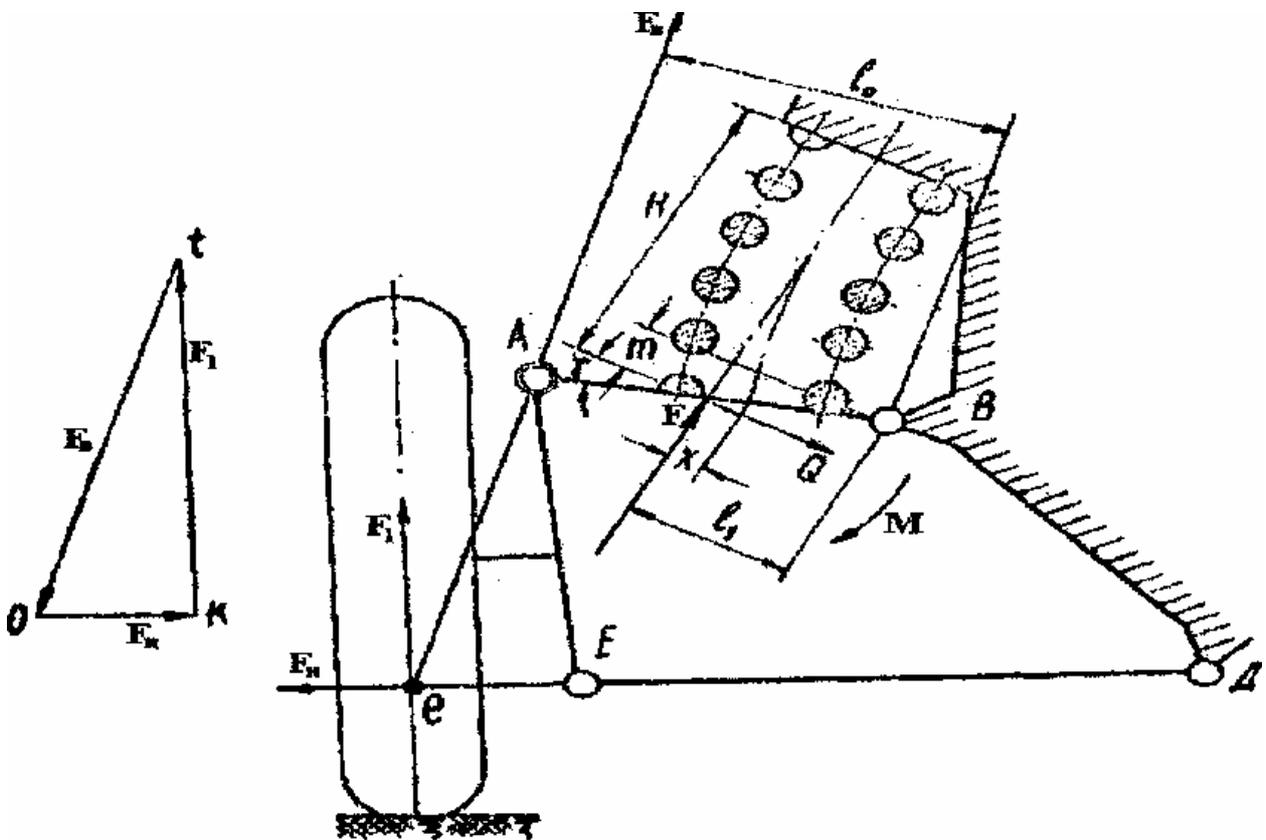


Рис. 3.2.

Величины $\frac{d^2f}{ds^2}$, $\frac{d^2x}{ds^2}$ и $\frac{d^2\gamma}{ds^2}$ как и в предыдущем случае, должны определяться графическим дифференцированием. Величины F , Q и M определяются теми же выражениями (3.18) в (3.19), что и в предыдущем случае. Для определения жесткости подвески, в зависимости от конструкции крепления пружины, следует воспользоваться формулами или (3.13), или (3.14), или (3.15). В принципе изложенная методика может быть использована и для определения жесткости подвески типа «качающаяся свеча» (подвески Макферсона, как ее часто называют по имени изобретателя). Эта подвеска находит в настоящее время широкое применение в качестве передней подвески легковых автомоби-

Величина $\frac{d^2f}{ds^2}$ может быть наиболее просто получена графическим дифференцированием графика $\frac{df}{ds}$. Для этого на графике выбирают достаточно густую сеть точек (на рис. 3.4,б для этой цели использовано 5 точек). В каждой точке проводят касательную к кривой $\frac{df}{ds}$. Затем на расстояние l_x от начала координат выбирают точку (полюс) Р, из которого проводят лучи (р-1', р-2' и т.д.), параллельные к касательным в точках 1, 2 и т.д. Отрезки 0-1', 0-2' и т.д. являются в определенном масштабе искомыми величинами $\frac{d^2f}{ds^2}$; m_x – масштаб шкалы $\frac{d^2f}{ds^2}$ (рис. 3.4,б) определится следующим образом: предположим, что масштаб шкалы $\frac{df}{ds}$ есть величина α , которая показывает, сколько единиц величины $\frac{df}{ds}$ содержится в 1 см вертикальной оси графика. Предположим далее, что масштаб шкалы S есть величина «в», которая показывает, сколько сантиметров хода колеса содержится в одном сантиметре горизонтальной оси графика. Тогда величина m_x , показывающая сколько единиц $\frac{d^2f}{ds^2}$ см⁻¹ содержится в одном сантиметре шкалы $\frac{d^2f}{ds^2}$, определится из выражения:

$$m_x = \frac{a}{b} \cdot \frac{1}{l_x} \quad (3.26)$$

Величину силы F, которая сжимает пружину, можно найти либо из выражения $F = C \cdot f$, либо, если по каким-то причинам неизвестна величина f, используя график величины, изображенный на рис. 3.4:

$$\Phi(s) = \frac{dF}{ds}$$

Например, для хода колеса S_1 , измеряемого от положения колеса под статической нагрузкой, величина действующей на пружину силы определится из выражения

$$F_2 = F_{ст} + \frac{dF}{df} \cdot \int_{S_{ст}}^{S_{ст}+S_1} \Phi(s) \cdot ds, \quad (3.27)$$

где $F_{ст}$ – нагрузка на пружину при статическом положении колеса; $\frac{dF}{df}$ – жесткость пружины; $S_{ст}$ – статическая деформация.

Статическая нагрузка на пружину подвески легко определится из выражения:

$$F_{ст} = F_{1ст} \cdot \frac{ds}{df},$$

где $F_{1ст}$ – статическая нагрузка на подвеску; $F_{1ст} = G_k - q$; где G_k – вес, приходящийся на колесо в статическом состоянии; q – вес неподрессоренных частей, отнесенных к соответствующему колесу.

В заключение следует сказать, что предложенная выше методика позволяет не только с высокой точностью определить жесткость рычажной подвески, в которой в качестве упругого элемента применена спиральная цилиндрическая пружина, но и получить полную характеристику подвески, т.е. установить зависимость силы на колесе F_1 от хода колеса S . Для этого требуется лишь использовать выражение (3.11).

Величины F , Q , M и $\frac{df}{ds}$, $\frac{dx}{ds}$, $\frac{dy}{ds}$ определяются при использовании описанной выше методики для каждого положения колеса.

В принципе, при определении жесткости подвески можно идти и другим путем, для этого первоначально требуется установить зависимость силы на колесе F_1 от хода колеса S , а затем графическим дифференцированием этой кривой получить жесткость подвески. Однако этот способ, обладая такой же трудоемкостью, дает меньшую точность расчета.

3.1.3. Расчет пружины подвески на прочность

При расчете пружины на прочность необходимо определить максимальные в ней напряжения, которые возникают, как правило, при максимальном сжатии пружины.

В общем случае на пружину подвески (рис.3.1,а) действуют сжимающая сила F , боковая сила Q и изгибающий момент M , которые могут быть определены, если, используя чертеж подвески, найти следующие величины: высоту пружины в сжатом состоянии H , боковую деформацию пружины x и угол перекоса. Принимая указанные на схеме подвески (рис.3.1,а) направления силы, момента и деформаций за положительные, можно найти значения силы Q и момента M из выражений (3.18) и (3.19). Осевая сжимающая сила F определится из выражения

$$F_{max} = \frac{dF}{df} \cdot (H_0 - H) = \frac{dF}{df} \cdot f_{max},$$

где H_0 – высота пружины в свободной состоянии; H – высота пружины при максимальном ходе колеса вверх (обычно этот ход считают при сбитом верхнем буфере ограничителя).

Максимальные касательные напряжения возникают в плоскости действия силы Q и момента M (плоскость чертежа на рис. 3.1 и 3.2). Они могут быть определены из выражения

$$\tau_{max} = \frac{F_{max} \cdot D \cdot K_1}{2 \cdot W_p} \pm \frac{Q \cdot H - M}{W_p} \cdot K_2 < [\tau], \quad (3.28)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения проволоки пружины; H_x – расстояние от точки приложения силы Q до центра сечения, в котором определяются напряжения; K_1 – коэффициент, учитывающий влияние кривизны витка пружины и напряжения среза; K_2 – коэффициент, учитывающий только влияние кривизны витка на напряжения кручения в пружине.

Максимальные напряжения, как известно, возникают в той части сечения проволоки пружины, которая ближе расположена к оси пружины. Величины коэффициентов K_1 и K_2 могут быть определены из выражений:

$$K_1 = \frac{4 \cdot \beta - 1}{4 \cdot \beta - 4} - \frac{0,615}{\beta}; \quad K_2 = \frac{4 \cdot \beta - 1}{4 \cdot \beta - 4}.$$

Выбор знака перед вторым членом выражения (3.28) следует сделать так, чтобы получить максимальное значение τ_{\max} .

Для проверки вышеизложенной методики расчета были экспериментально определены напряжения в опасном сечении пружины передней подвески автомобиля ГАЗ-21. Результаты расчета хорошо согласовались с данными эксперимента.

Как показали экспериментальные исследования, боковая деформация пружины под действием силы Q и момента M существенно увеличивает напряжения в пружине, создаваемые осевой силой F (на 20-30%). Соответствующей установкой пружины можно добиться такого положения, чтобы при максимальной особой деформации пружины ее боковая X и угловая γ деформации были равны нулю. Этим можно повысить статическую прочность пружины, однако, с точки зрения усталостной прочности, необходимо, чтобы величины x и γ равнялись нулю при нагрузке, оказывающей наибольшее влияние на усталостную прочность пружины. Поэтому для правильной установки пружины подвески необходимо иметь экспериментально определенные кривые распределения деформаций пружины при движении автомобиля в различных дорожных условиях или разработать методику, позволяющую получить такие кривые распределения расчетным путем по известным параметрам дорожного полотна. Однако эти вопросы в настоящее время пока еще не решены.

При одношарнирном закреплении пружины (рис.3.1,б) на нее действуют лишь две силы: осевая F и боковая Q (изгибающий момент равен нулю). Методика определения осевой силы остается прежней, боковая сила определится из выражения

$$Q = \frac{x \cdot E \cdot I_x}{1,2 \cdot D \cdot Z \cdot H^2}. \quad (3.29)$$

Величины, приведенные в уравнении 3.29, имеют тоже значение, что и в уравнениях (3.18) и (3.19).

Максимальные касательные напряжений в пружине в этом случае определяются из выражения

$$\tau = \frac{F \cdot D \cdot K_1}{2 \cdot W_p} \pm \frac{Q \cdot H_x}{W_p} \cdot K_2. \quad (3.30)$$

Наибольшие напряжения в пружине в этом случае возникнут в витках, лежащих у ее основания, т.е. на противоположном шарниру конце.

При двухшарнирном закреплении пружины напряжения в витках пружины будут создаваться только осевой силой F и определяются по известной методике.

3.2. Выбор и расчет стабилизаторов поперечной устойчивости

Поперечные крены вызываются моментом боковой силы, возникающий при движении по кривой, под действием бокового ветра или поперечного наклона дороги. Поперечный крен влияет на управляемость, устойчивость, плавность хода и износ шин. Для снижения крена применяют стабилизаторы. Поперечный крен автомобиля ограничен определенными пределами [8].

Угол крена β оценивается как отношение момента, вызывающего крен T_β к угловой жесткости упругих элементов ($2 \cdot C_\beta$): $\beta = \frac{T_\beta}{2 \cdot C_\beta}$. Момент T_β зависит

прежде всего от плеча крена – перпендикуляра, опущенного из точки приложения боковой силы на ось, вокруг которой совершается крен кузова.

Эта ось (ось крена рис. 3.10) представляет собой прямую, соединяющую центры крена передней и задней подвесок. Центром крена называется мгновенный центр перемещений, т.е. точки, остающиеся в покое при поперечных кренах кузова. Найдем положение центра для подвесок основных типов.

При зависимой подвеске на продольных полуэллиптических рессорах положение центра крена зависит от конструкции рессор и их крепления к кузову (раме) (см. рис. 3.5) и будет лежать в точке O . В современных рессорах расстояние $O'O$ обычно невелико. При двухрычажной независимой подвеске, когда рычаги под статической нагрузкой параллельны дороге, положение центра крена будет лежать в плоскости дороги (рис. 3.8).

У независимых однорычажных подвесок с перемещением колес в продольной плоскости центр крена лежит в плоскости дороги (рис. 3.6).

У свечных подвесок небольшое смещение центра крена возможно лишь вследствие наклона направляющей на угол γ , уменьшающий перемещений колес (рис.3.7).

Рис. 3.6.

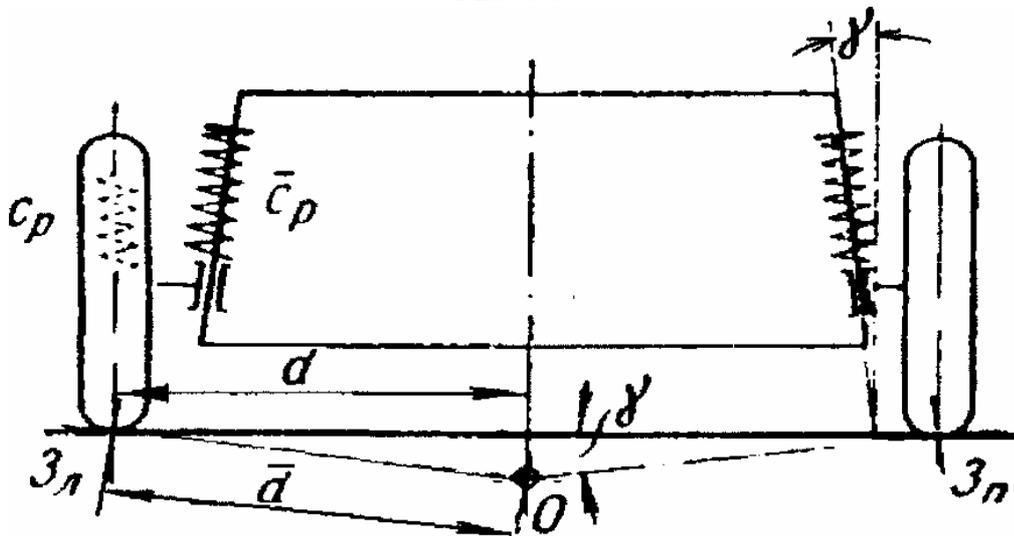


Рис. 3.7.

Рис. 3.8.

У зависимых подвесок в случаях применения поперечной штанги центр крена лежит в точке пересечения штанги с плоскостью симметрии кузова [6].

Определив центры крена передней и задней подвески и зная, следовательно, положение оси крена, находят плечо крена. Для этого необходимо предварительно найти координаты центра тяжести поддрессоренной части (кузова).

Зная положение центра тяжести автомобиля (рис.3.9), для координат центра тяжести поддрессоренной части напишем [1]:

$$a = \frac{G_2}{G} \cdot L; \quad b = \frac{G_1}{G} \cdot L; \quad h_g = \frac{G_a \cdot h_{ga} - (G_{k1} + G_{k2}) \cdot r_k}{G}.$$

Центр тяжести автомобиля лежит ниже центра тяжести поддрессоренной части так, что $h_{ga} < h_g$.

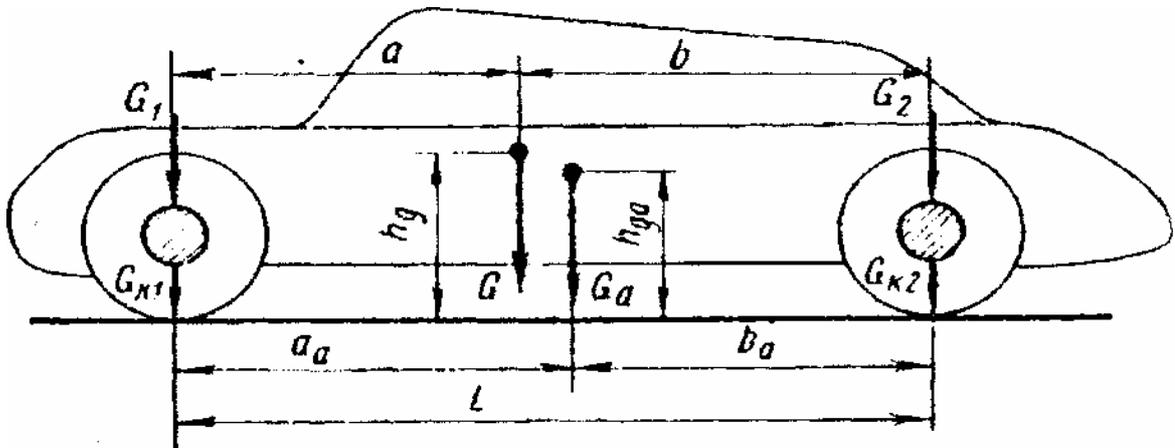
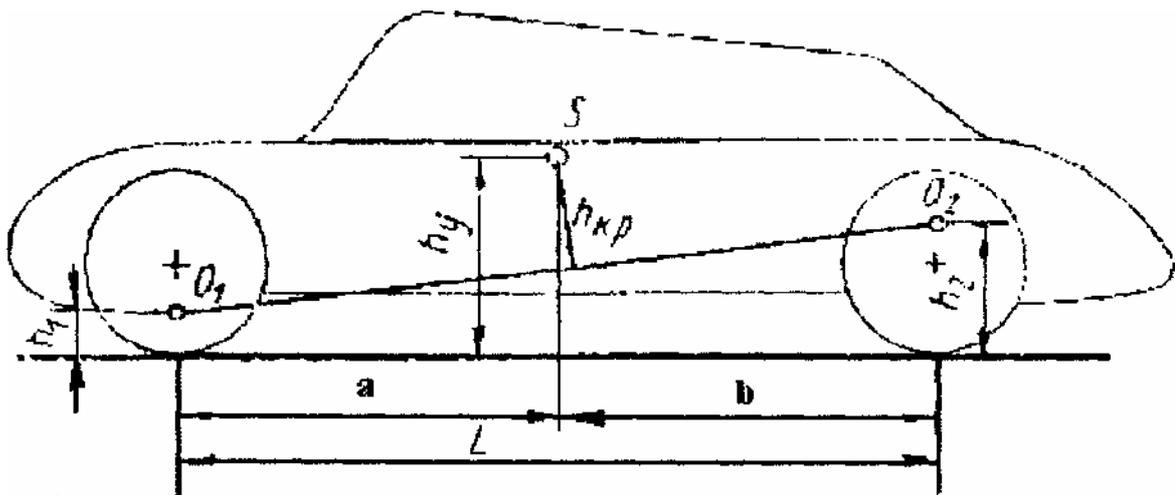


Рис. 3. 9.



Результат

Рис. 3.10.

В общем случае, когда $h_1 \neq h_2$ (рис.3.9), можно считать, что плечо крена

$$h_{кр} = h_g - \frac{h_1 \cdot b + h_2 \cdot a}{L}. \quad (3.31)$$

Введем понятие удельной боковой силы, одинаковой для автомобиля в целом, его поддрессоренной части или неподдрессоренных частей:

$$\mu = \frac{Y_a}{G_a} = \frac{Y}{G} = \frac{Y_k}{G_k}.$$

Тогда для момента, вызывающего поперечный крен кузова, можем записать:

$$T_\beta = \mu \cdot G \cdot h_{кр} + G \cdot \beta \cdot h_{кр} = G \cdot h_{кр} \cdot (\mu + \beta).$$

Угловая жесткость подвески. Поперечный крен кузова сопровождается деформацией упругих элементов подвески, а также шин, рамы и кузова. Найдем выражение для угловой жесткости, пренебрегая упругостью рамы и кузова по сравнению с упругостью подвески и шин.

Будем, как прежде, различать вертикальную жесткость подвески c_p , угловую жесткость подвески $C_{\beta p}$ и жесткость упругого элемента подвески \bar{c}_p . Сопоставим выражения для этих величин при подвесках различных типов.

При зависимой подвеске (см. рис. 3.5) вертикальная жесткость подвески равна жесткости упругого элемента $c_p = \bar{c}_p$. Если кузов испытывает крен на угол β , то возникает момент от упругих элементов подвески: $T_\beta = 2 \cdot c_p \cdot d_p^2 \cdot \beta$.

С другой стороны, этот момент равен $T_\beta = c_{\beta p} \cdot \beta$, откуда угловая жесткость подвески равна: $c_{\beta p} = 2 \cdot c_p \cdot d_p^2$. При независимой двухрычажной подвеске с перемещением колес в поперечной плоскости (см. рис. 3.8), когда центр крена лежит на поверхности дороги, угловую жесткость подвески определяем из уравнения [1]:

$$c_{\beta p} = 2 \cdot c_p \cdot d^2,$$

где c_p – приведенная к колесу жесткость подвески.

Этим выражением можно пользоваться и для независимых подвесок с перемещением колеса в продольной плоскости (см. рис. 3.6), и для свечной подвески (см. рис. 3.7).

Угол крена автомобиля по формуле [2]:

$$\beta = \frac{Y_z / G_a}{C_\beta / C_k - h},$$

где $\frac{Y}{G}$ – удельная боковая сила; h – плечо крена автомобиля; $C_\beta = C_{\beta п} + C_{\beta з}$ – угловая жесткость подвески автомобиля, равная сумме угловых жесткостей передней и задней подвески; G_a – масса автомобиля; G_k – масса кузова.

Согласно отраслевым нормам «Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами» предписываемый угол крена β при удельной боковой силе $\mu = 0,4$ должен быть равен $6,5^\circ$ при коэффициенте боковой устойчивости q равным или большем единицы.

При коэффициенте боковой устойчивости $q < 1$ угол крена рассчитывается по формуле $\beta = (10,8 \div 4,39) \cdot q, ^\circ$ в зависимости от категории транспортного средства.

На основании отечественного и зарубежного опыта угол крена при боковой силе $\mu = 0,4$ рекомендуется не более $6 \div 7^\circ$ – для легковых автомобилей, $5 \div 6^\circ$ – для грузовых автомобилей и автобусов [2].

Проектируя подвески, следует выяснить, нужен ли стабилизатор. Если он необходим, определяем диаметр прутка. Геометрические размеры задаются компоновкой. Потребную жесткость стабилизатора вычисляем по формуле (рис.3.11,б) [2]:

$$c'_c = h' \cdot G_k \cdot \left(\frac{J_z}{\beta \cdot G_a} + 1 \right) - c'_{a.б},$$

где $c'_{a.б}$ – угловая жесткость передней и задней подвесок, без стабилизатора; β – угол крена, рад.

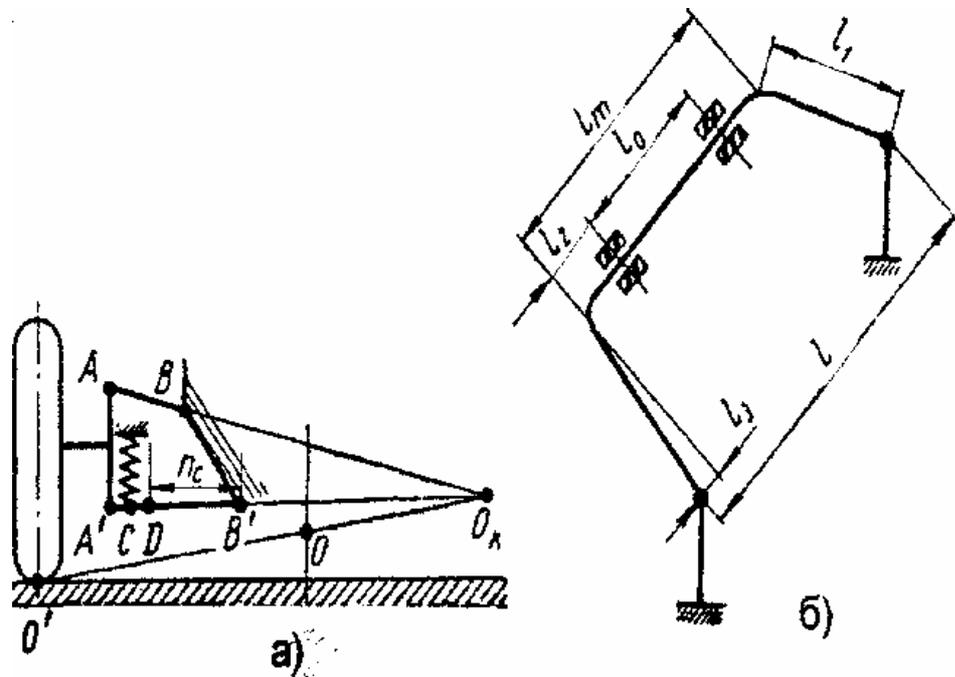


Рис. 3.11.

Для приведенных выше рекомендованных значений β отношение $\frac{J_z}{\beta \cdot G_a}$ для легковых автомобилей равно $3,3 \div 3,5$; а для грузовых $3,8 \div 4,5$.

Угловая жесткость стабилизатора [2]:

$$c'_c = \frac{B \cdot \eta_c^2}{\frac{l_m \cdot l_c^2}{G \cdot J_p} + \frac{2 \cdot l_1^3 + l_0 \cdot (l_2 + l_3)^2}{3 \cdot E \cdot J} + \frac{2}{c_{рез}}}, \quad (3.32)$$

где B – колея; $l_m, l_0, l_1, l_2,$ и l_3 – длины участков стабилизатора; J – момент инерции сечения прутка; J_p – полярный момент инерции сечения; E – модуль упругости; G – модуль сдвига; $c_{рез}$ – жесткость резиновых сочленений;

η_c – отношение вертикального перемещения ушка стабилизатора к перемещению колеса; l_c – плечо закрутки торсиона стабилизатора.

Для неразрезной оси:

$$\eta_c = \frac{l}{B},$$

где l – расстояние между ушками стабилизатора.

Для независимых подвесок (рис. 3.11,а):

$$\eta_c \approx \frac{n_c}{m},$$

где n_c – расстояние от оси качения рычага подвески, к которому крепится стойка стабилизатора, до стойки стабилизатора (точка D на рис.3.11а); $m = A'B'$ – длина рычага подвески, к которому крепится стойка стабилизатора.

При применении резиновых элементов в качестве резиновых опор (подшипников) или подушек крепления стоек стабилизатора, жесткость резиновых сочленений $c_{рез}$ составляет примерно для легковых автомобилей среднего класса $50 \div 120$ Н/мм, для автобусов $500 \div 1000$ Н/мм.

Принимая для прутка круглого сечения $J_p = 2 \cdot J = 0,1 \cdot d^4$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $G = 8 \cdot 10^5$ МПа, получим после преобразования формулы [1] выражение для определения диаметра прутка (см) стабилизатора:

$$d = \sqrt[4]{\frac{1}{23,7} \cdot \frac{3,94 \cdot l_m \cdot l_c^2 + 2 \cdot l_1^3 + l_0 \cdot (l_2 + l_3)^2}{\frac{(B \cdot \eta_c)^2}{c'_c} - \frac{2}{c_{рез}}}}.$$

Приведенный пример расчета диаметра прутка стабилизатора применим для наиболее часто встречающейся П-образной его формы. Для расчета других форм стабилизатора необходимо обратиться к источнику [3]. В приложениях П1 и П2 приведены угловой жесткости подвески и устойчивости различных автомобилей.

3.2.1. Расчет угловой жесткости зависимой передней подвески с направляющим устройством на продольных рычагах

В последние годы в мире широкое распространение на джипах получили пружинные подвески с направляющим устройством на продольных рычагах. Примером может служить передняя подвеска автомобилей Range Rover и УАЗ-3160, где функцию стабилизатора выполняют сайлентблоки 1 и 2, вмонтированные в переднюю часть продольных рычагов с заделкой задних концов на раме. На рис. 3.12 показаны: 1 – балка ведущего моста; 2 – сайлентблок 2; 3 – сайлентблок 1.

При крене кузова автомобиля на угол β на задних концах рычагов возникает сила F , которая вызывает на сайлентблоках 1 и 2 реакции R_1 и R_2 (рис. 3.12).

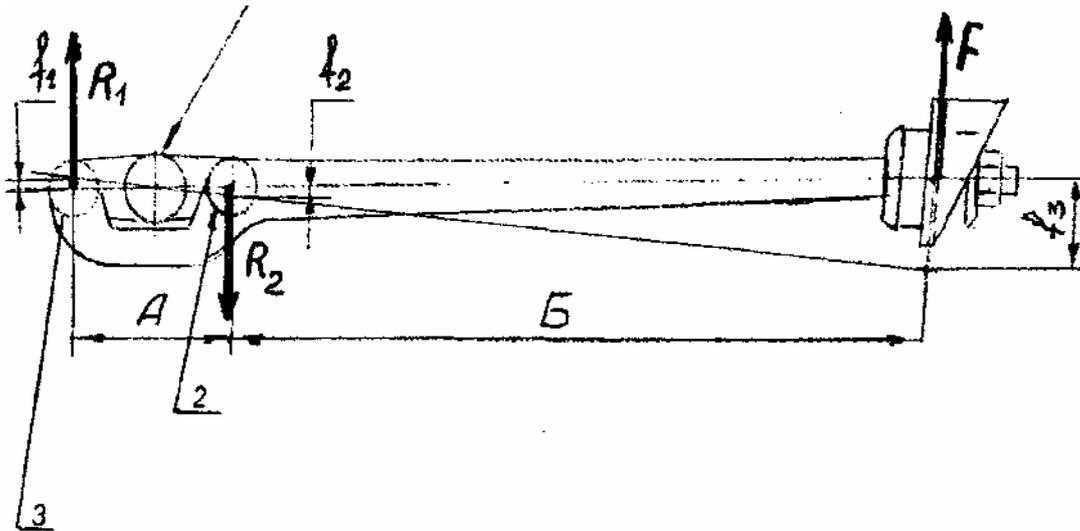


Рис. 3.12.

Составим систему уравнений:

$$R_1 \cdot A = F \cdot B - (\text{сумма моментов сил вокруг точки 2});$$

$$R_2 \cdot A = F \cdot (A + B) - (\text{сумма моментов сил вокруг точки 3}).$$

После преобразований получим:

$$R_1 = F \cdot \frac{B}{A};$$

$$R_2 = F \cdot \frac{A + B}{A}.$$

(3.33)

Искомая линейная жесткость на заднем конце рычага, обусловленная деформацией сайлентблоков:

$$C_3 = \frac{F}{f_3},$$

(3.34)

где f_3 – прогиб конца рычага.

Прогиб f_3 состоит из двух частей f_1' и f_2' , то есть $f_3 = f_1' + f_2'$. Прогиб f_1' зависит от деформации сайлентблока 1 под действием реакции R_1 , а прогиб f_2' зависит от деформации сайлентблока 2 под действием реакции R_1 , между которыми имеется геометрическая связь:

$$f_1 = f_1' \cdot \frac{B}{A}; \quad f_2 = f_2' \cdot \frac{A + B}{A},$$

где f_1 и f_2 – деформации сайлентблоков 1 и 2;

$$f_1' = \frac{R_1}{C_1}; \quad f_2' = \frac{R_2}{C_2},$$

где C_1 и C_2 – заданные радиальные жесткости сайлентблоков.

Например, у автомобиля УАЗ-3160 радиальные жесткости сайлентблоков одинаковы $C_1=C_2=3000 \div 5000$ Н/мм. Как правило, $C_1 = C_2$ на всех известных автомобилях. Подставляя значения R_1 и R_2 в формулы 3.33, получим:

$$f_3 = \frac{R_1 \cdot B}{C_1 \cdot A} + R_2 \cdot \frac{A + B}{C_1 \cdot A} = \frac{P \cdot B^2}{C_1 \cdot A^2} + F \cdot \frac{(A + B)^2}{C_1 \cdot A^2} = F \cdot \frac{A^2 + 2 \cdot A \cdot B + 2 \cdot B^2}{C_1 \cdot A^2}.$$

Подставляя значения f_3 в формулу 3.33, получим:

$$C_3 = \frac{C_1 \cdot A^2}{A^2 + 2 \cdot A \cdot B + 2 \cdot B^2}. \quad (3.35)$$

Зная вертикальную жесткость на концах рычагов C_3 и расстояние между рычагами $2 \cdot d$, по формуле $C_\beta = 2 \cdot C_3 \cdot d^2$ и подставив выражение C_3 из формулы (3.35), получим угловую жесткость передней подвески:

$$C_\beta = \frac{2 \cdot C_1 \cdot A^2 \cdot d^2}{A^2 + 2 \cdot A \cdot B + 2 \cdot B^2}.$$

4. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕДУРЫ МЕТОДА ОПТИМИЗАЦИИ

4.1. Методика выполнения расчетов при оптимизации параметров подвески

Проведение практических расчетов по оптимизации параметров подвесок автомобиля требует ряд различных алгоритмов. В тех задачах (задача зависит от вида проектируемой подвески), где предполагается существование множества локальных решений, можно использовать различные сочетания методов расчета для нахождения глобального минимума функционала. Целесообразность использования таких сочетаний диктуется нелинейностью решаемой задачи.

Если целевая функция является непрерывной, а допустимая область ограничений образует замкнутое множество, то этого недостаточно для определения оптимальных параметров конструкции подвески автомобиля. Все значения параметров подвески, представленные в виде ограничений, разбиваются на интервалы. Каждый интервал соответствует определенному отрезку. Для нелинейной системы ограничений используется метод штрафных функций. В методах штрафных функций задача на условный минимум заменяется на последовательность задач на безусловный минимум.

Пусть требуется минимизировать функцию $f(k_i)$ при наличии ограничения $g(x) = 0$. Будем минимизировать эту функцию без условия, но при каждой попытке платить штраф, когда ограничения. Простейший метод штрафных функций состоит в следующем. Строится последовательность точек $x^k, \frac{k}{1}$, удовлетворяющих равенству:

$$F(X, R) = f(X^k) \pm \lambda_k g(X^k) = \min [f(X) \pm \lambda_k g^2(X)] < \varepsilon,$$

где $\lambda_k \rightarrow \infty$ при $k \rightarrow \infty$; $\lambda_k g^2(X)$ – простейшая штрафная функция [12]; ε – заданная точность вычислений.

Величины λ_k можно интерпретировать как относительные штрафы за единицу ($g(X) = 1$) нарушения ограничения, т.е. является барьерной функцией. При минимизации этот штраф препятствует отклонению величины от границы допустимой области в обе стороны как в (+), так и в (-). Здесь же используются все ограничения, точность решения и процедура вычисления функционала $F(X,R)$. Блок-схема алгоритма расчета оптимальных параметров подвески приведена на рис. 4.1.

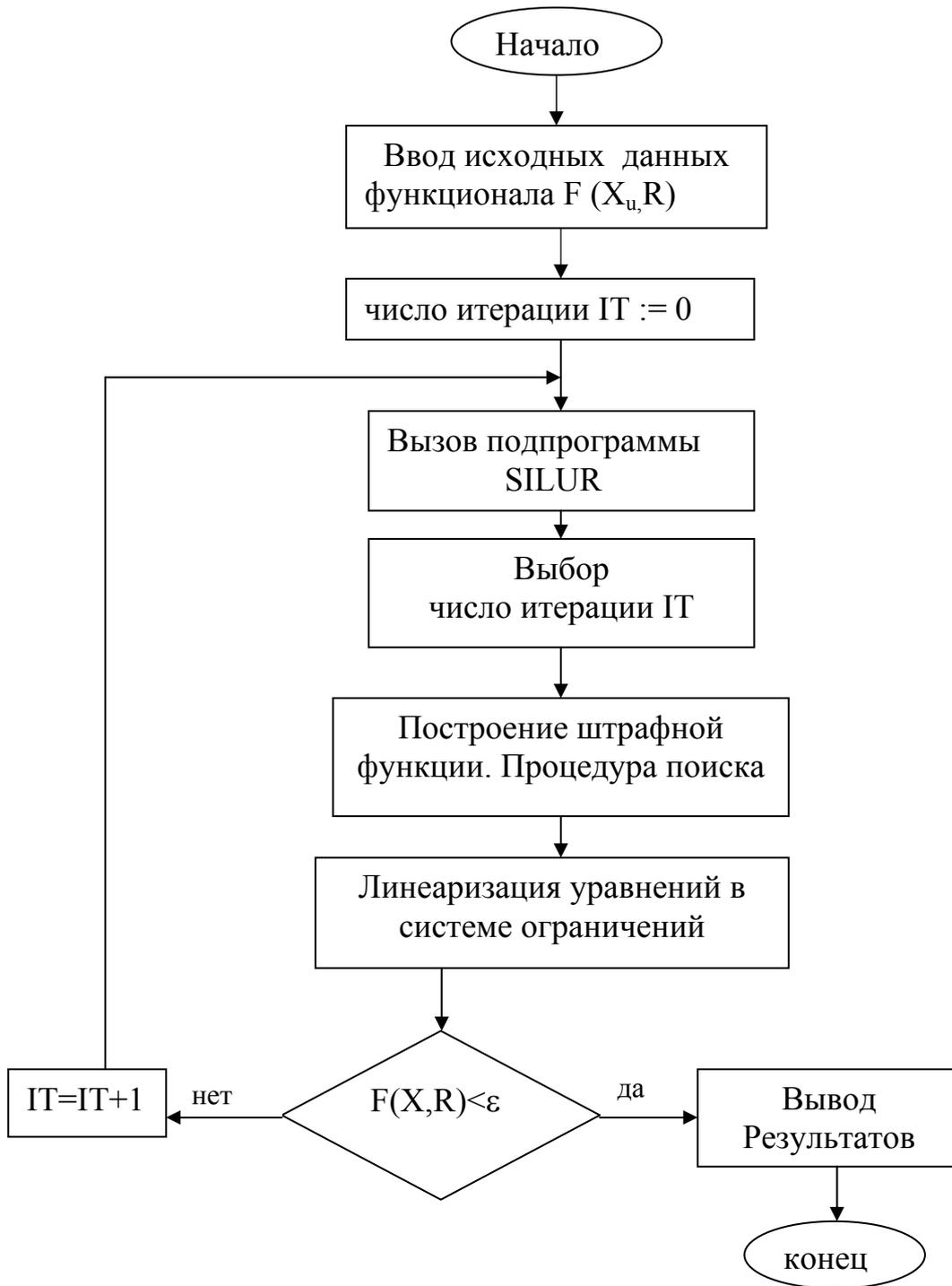


Рис. 4.1.

Использование предлагаемого метода поиска оптимальных параметров подвески автомобиля заключается в следующем:

Шаг 1. Вызвать подпрограмму для вычисления штрафной функции.

Шаг 2. Начать итерационный процесс, который связан с построением штрафной функции и набором штрафных параметров.

Шаг 3. Линеаризовать систему уравнений (если они нелинейны) и решить линейные уравнения для определения текущего значения переменных функционала.

Шаг 4. Проверить условия ограничения, если полученные значения переменных полностью вкладываются в область ограничения. При этом значения функционала отклоняются от предыдущих на минимальную величину ΔK_i – решение найдено; если нет, то переходим к следующей итерации. Все последующие процессы повторяются.

Вычисление новых весовых коэффициентов и переход к построению штрафных коэффициентов и переход к построению штрафной функции обеспечивает ослабление соответствующего уровня задачи, то есть происходит процесс релаксации решаемой задачи и используется тот или иной метод и алгоритм.

4.2. Расчет АЧХ для автомобиля с рессорной подвеской

Для расчета АЧХ принимают идеализированную дорогу, считая ее микропрофиль состоящим из синусоидальных волн [14], а также принимают, что коэффициент распределения подрессоренных масс $\xi_y=1$. Если $\xi_y=1$, то подрессоренную массу можно считать состоящей из двух взаимонезависимых частей, одна из которых опирается на переднюю подвеску, другая – на заднюю.

Относительная величина перемещения определяется по формуле

$$\frac{Z_a}{q_0} = 1 + Z_v \cdot \sin(v \cdot t + \varphi_v), \quad (4.1)$$

где v – частота возмущающего воздействия.

Относительная амплитуда колебаний подрессоренной массы:

$$Z_v = \omega_0 \cdot \sqrt{\frac{4\psi_0^2 \cdot v^2 + \omega_0^2}{(\omega_k^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \cdot \omega_0^2 \cdot v^2}} \cdot \omega_k \cdot \sqrt{(\omega_k^2 - v^2)^2 + 4\psi_k^2 \cdot \omega_k^2 \cdot v^2}, \quad (4.2)$$

где ω_0 и ω_k – соответственно парциальные частоты подрессоренной и непрессоренной масс;

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{пр}}{m_{пд}}}; \quad \omega_k = \sqrt{\frac{C_{пр}}{m_{нп}}}, \quad (4.3)$$

где $C_{пр} = \frac{C_p \cdot C_{ш}}{C_p + C_{ш}}$ – приведенная жесткость подвески; C_p , $C_{ш}$ – соответственно жесткости упругого элемента подвески (рессоры) и шины; $m_{пд}$, $m_{нп}$ – со-

ответственно подрессорные и неподрессорные массы; $\psi_0 = \frac{h_0}{2 \cdot \omega_0}$ и

$\psi_k = \frac{h_k}{2 \cdot \omega_k}$ – соответственно относительные коэффициенты затухания колеба-

ний подрессоренной и неподрессоренной масс. $h_0 = \frac{k_0}{m_{\text{пд}}}$; $h_k = \frac{k}{m_{\text{пд}}}$ – парциальные коэффициенты сопротивления подвески, k – коэффициент неупругого сопротивления подвески.

Фазовый угол рассчитывается по формуле

$$\varphi_v = \text{arctg} \left(\frac{\omega_0 (\omega_0^2 - v^2 + 4\psi_0 v^2)}{2\psi_0 v^3} \right), \quad (4.4)$$

Так как $t = \frac{Z\pi}{v}$, то уравнение (4.1) можно записать в следующем виде:

$$\frac{Z_a}{q_0} = 1 + Z_v \cdot \sin(2 \cdot \pi + \varphi_v). \quad (4.5)$$

Из уравнения (4.1) можно найти путем дифференцирования выражения для виброскорости и виброускорения:

$$\frac{\dot{Z}_a}{q_0} = Z_v \cdot v \cdot \cos(2 \cdot \pi + \varphi_v), \quad (4.6)$$

$$\frac{\ddot{Z}_a}{q_0} = -Z_v \cdot v^2 \cdot \sin(2 \cdot \pi + \varphi_v). \quad (4.7)$$

4.2.1. Последовательность расчета

1. Выбирается модель автомобиля для расчета и устанавливаются исходные данные: $m_{\text{пд}}$; $m_{\text{нп}}$; C_p и $C_{\text{ш}}$.

2. По указанному выше алгоритму определяются: $C_{\text{пр}}$; h_0 ; h_k ; ω_0 ; ω_k и Ψ_k .

3. Принимая значение частоты вынужденных колебаний в пределах от $(\omega_0 - 1,5 \dots 2)$ до $(\omega_k + 2 \dots 3)$ с интервалом $0,5 \dots 0,6$ определяется фазовый угол φ_v и относительная величина колебаний Z_v .

4. По формулам (4.5), (4.6) и (4.7) рассчитываются зависимости $Z_\alpha / q_0 = f(v)$; $\dot{Z}_\alpha / q_0 = f(v)$ и $\ddot{Z}_\alpha / q_0 = f(v)$.

5. По полученным абсолютным значениям строятся АЧХ для груженого и снаряженного состояний.

4.2.2. Пример выполнения практического задания

В качестве объекта расчета принимаем автомобиль ЗИЛ-431410 и для зад-ней оси в груженом и негруженом состояниях рассчитываем АЧХ.

Исходные данные заносятся в таблицу 4.1.

Таблица 4.1

Исходные данные	Груженный автомобиль	Негруженный автомобиль
Жесткость упругого элемента подвески C_p , Н/м	854451	700434
Жесткость шины, $C_{ш}$, Н/м	3174516	3174516
Поддрессоренная масса $m_{пд}$, кг	7100	1400
Неподдрессоренная масса $m_{нп}$, кг	800	800
Коэффициент неупругого сопротивления подвески K , Нс/м	300	300

По указанному выше алгоритму определяются $C_{пр}$; h_o ; h_k ; ω_o ; ω_k и Ψ_k . Результаты расчета представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Исходные данные	Груженный автомобиль	Негруженный автомобиль
Приведенная жесткость $C_{пр}$, Н/м	673241,7	573824
Парциальные коэффициенты сопротивления подвески h_o , 1/с (неподдрессоренной части)	0,042	0,214
Парциальные коэффициенты сопротивления подвески h_k , 1/с (поддрессоренной части)	0375	0375
Парциальные частоты поддрессоренной массы ω_o , 1/с	5,4	6,35
Парциальные частоты неподдрессоренной массы ω_k , 1/с	16,08	8,4
Относительный коэффициент затухания поддрессоренной массы ω_o	0,0039	0,0169
Относительный коэффициент затухания неподдрессоренной массы	0,01658	0,0223

Принимая для груженого автомобиля значения ν от $(\omega_o - 1,5...2) = (5,4-1,5...2) = 3,5 \frac{1}{с}$ до $(\omega_k+2...3) = (16,08+2...3)=18 \frac{1}{с}$ и для негруженого автомобиля ν от 4 до $12 \frac{1}{с}$, определяем значения ϕ_ν , Z_ν , относительного перемещения, виброскорости и виброускорения, и по найденным их абсолютным значениям строим АЧХ для груженого и негруженого состояний.

Графики АЧХ для груженого и негруженого состояний показаны соответственно на рис. 4.2 и 4.3. На этих рисунках: 1 - $\frac{Z_a}{q_0}$; 2 - $\frac{\dot{Z}_a}{10 \cdot q_0}$; 3 - $\frac{\ddot{Z}_a}{100 \cdot q_0}$.

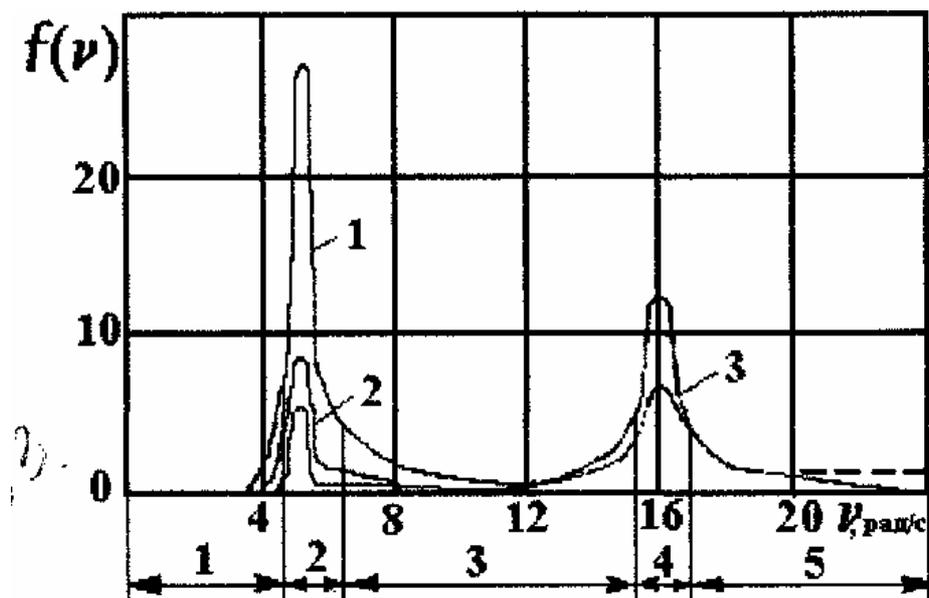


Рис. 4.2. АЧХ груженого автомобиля

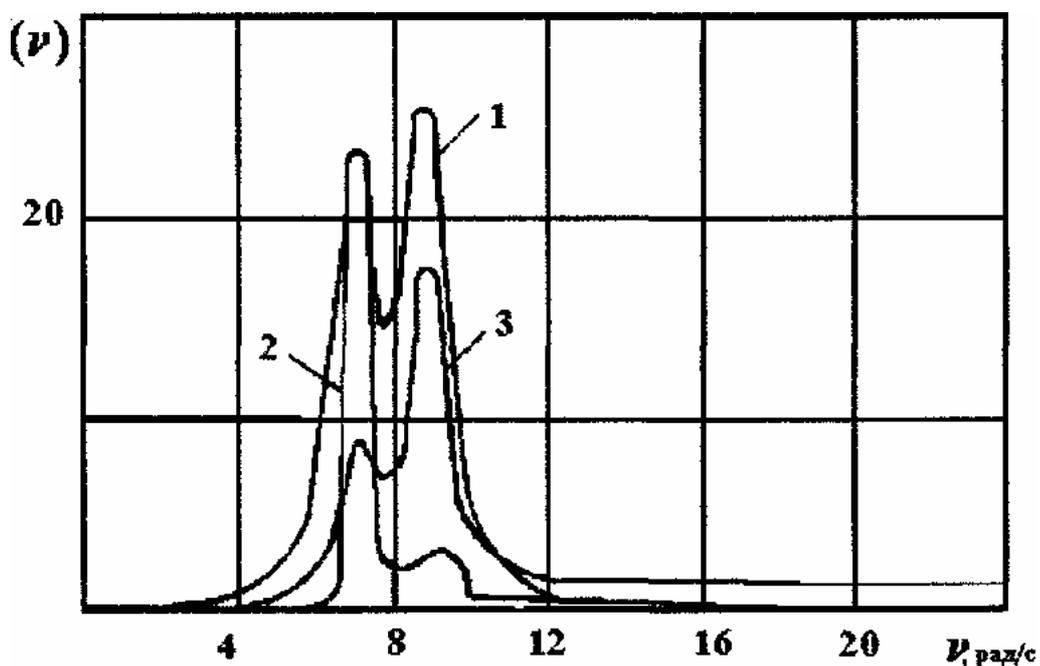


Рис. 4.3. АЧХ негруженого автомобиля

4.3. Анализ полученных результатов расчета

На рис. 4.2. на АЧХ можно выделить следующие основные области: дорезонансную (1); низкочастотного резонанса (2); межрезонансную (3); высоко-частотного резонанса (4); зарезонансную (5).

Дорезонансная область соответствует малой частоте возмущающей силы, например, когда автомобиль движется с небольшой скоростью по большой

длине неровности. В этом случае автомобиль практически копирует профиль дороги, а величины действующих сил мало отличаются от статических значений.

В области низкочастотного резонанса амплитуда, скорость и ускорение вынужденных колебаний имеют наибольшие значения примерно при совпадении частоты вынужденных колебаний и парциальной частоты подрессоренной массы.

В области высокочастотного резонанса при частотах возмущений, близких к собственным частотам неподдресоренной массы, наблюдается также увеличение перемещений, вызванное влиянием неподдресоренной массы на подрессоренную массу.

В межрезонансных и зарезонансных областях относительные перемещения, скорости и ускорения уменьшаются, причем зарезонансные колебания при увеличении частоты переходят в вибрации и звуковые колебания.

Из сравнения АЧХ автомобиля в груженом и негруженом состояниях (рис. 4.2 и 4.3) можно заметить, что амплитуда перемещений и ускорений при высокочастотном резонансе у груженого автомобиля меньше, чем у негруженого, так как подрессоренная масса значительно больше неподдресоренной и неподдресоренная масса оказывает меньше влияния на колебания подрессоренной массы.

4.4. Краткое описание используемой программы Mathcad 2000 Professional

Программа Mathcad где приведены различные методы оптимизации, позволяет проводить оптимизацию параметров, с использованием вышеприведенных формул.

Для тех, кто не знаком с пакетом Mathcad, приводится краткое описание пользователю. Присвоим перечисленные величины соответствующим переменным. Для этого установим курсор в поле соответствующей переменной (пользуясь мышью или с клавиатуры, при этом данное поле будет обрамлено рамкой). После того как поле данной переменной будет выделено, занесем в нее значение соответствующей ей величины. Таким образом, присваиваем другим переменным соответствующие им значения. После того как будут введены все данные, Mathcad сам просчитает все формулы и по ним построит необходимые графики. Изменяя значения переменных, необходимо следить, чтобы на характеристике линии графиков не уходили к началу координат. Для увеличения поля графиков необходимо выделить нужный график, при этом он будет обрамлен рамкой, где справа будут два небольших черных квадрата. Затем необходимо подвести к ним мышку, ее курсор сменится в виде двойной стрелки. Затем необходимо нажать на левую клавишу и, не отпуская ее, можно увеличить до необходимых размеров. Распечатать график можно в программе Mathcad, но наиболее целесообразно поместить график в буфер, далее подгрузить Paint (приложение Windows), затем вставить из буфера в Paint, обработать снова.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1

Параметры подвески легковых автомобилей зарубежного производства

Модель автомобиля	Угловая жесткость передней подвески, приведённая к колесу, Н/мм			Угловая жесткость задней подвески, приведённая к колесу, Н/мм			Высота мгновенного центра крена, мм		Распределение нагрузки, %		Соотношение жесткостей $C_{\beta 1}/C_{\beta 2}$
	***	**	*	***	**	*	вперед	сзади	передняя	задняя	
Классическая компоновка											
Форд-Гранада-2300	26	13	13	18	18	—	73	155	53	47	1,44
БМВ Туринг 2000	25	19,5	5,5	18,8	17,3	1,5	90	130	52	48	1,33
Даймлер-Бенц 200	36,5	15,0	21,5	22,2	18,0	4,2	95	115	52	48	1,64
Передний привод											
Ситроен-Ама-супер	25,4	19,0	6,4	14,3	10,1	4,2	0	0	59	41	1,776
Фиат-127	26,0	19,0	7,0	21,0	15,0	6,0	110	175	60	40	1,238

* – угловая жесткость, создаваемая стабилизатором;

** – угловая жесткость, создаваемая рессорой (пружиной);

*** – суммарная угловая жесткость, создаваемая рессорой и стабилизатором.

Таблица П.2

Результаты испытаний автомобилей повышенной проходимости в ЦНИИАП

Автомобиль	Масса, кг	Предельная скорость при маневре, км/ч		Высота центра масс, м	Коэффициент поперечной устойчивости	Угол опрокидывания, градус	Угол крена, градус
		Переставка S = 24 м	Поворот R = 35 м				
«Ниссан Патрол»	2320	91,5	67,0	0,593	1,18	46,7	7,1
«Скаут II»	2300	91,0	67,0	0,580	1,25	48,3	6,7
УАЗ-3170	2170	91,0	70,0	0,66	1,13	44,6	5,6
«Джип Сj-7»	1880	91,0	66,5	0,673	1,13	46,0	6,25
ВАЗ-2121	1540	—	—	0,66	1,08	43,77	5,63
ЛуАЗ-1302	1370	87	69,0	0,867	0,97	43	6,6
«Судзуки-410»	1280	85	62,5	0,597	1,02	42,95	8,47



Рекомендации ЦНИИАП [9]:

1. Коэффициент поперечной устойчивости должен быть $0,97 \div 1,25$.
2. Угол опрокидывания $43^\circ \div 48^\circ$.
3. Угол крена поддрессорной части не более $6,5^\circ$.

Пример расчета длины листов задней рессоры грузового автомобиля

Таблица. П.3

Номер листа	h_k , см	J_k , см ⁴	$0,5 \cdot J_k/J_{k-1}$	$1 + J_k/J_{k+1} + [\eta \cdot (l_k + l_{k+1}^3)/l_k^3]$	$0,5/(l_k/l_{k+1})^3$	$\{6\} \cdot (3 \cdot l_k/l_{k+1} - 1)$	$\{5\} - \{7\}$	$(\{5\} - \{7\})/\{4\} = 3 \cdot l_{k-1}/l_k - 1$	$(\{9\} + 1)/3 = l_{k-1}/l_k$	$\{10\}^3 = (l_{k-1}/l_k)^3$	$l_k = l_{k-1}/\{10\}$, см	$L_k = l_k + 0,5 \cdot d^{**}$, см	Длины листов, см
{1}	{2}	{3}	{4}	{5}	{6}	{7}	{8}	{9}	{10}	{11}	{12}	{13}	{14}
1	1,0	0,542	***	—	—	—	—	—	—	—	59,00	65,00	65,0
2	1,0	0,542		—	—	—	—	—	—	—	—	59,00	65,00
3	1,0	0,277	0,250	1,500	0,296	0,761	0,739	2,956	1,318	2,289	44,76	50,76	57,0
4	0,8	0,277	0,255	1,510	0,368	0,854	0,656	2,572	1,190	1,685	37,61	43,61	50,0
5	0,8	0,277	0,500	2,000	0,355	0,839	0,161	2,322	1,107	1,356	33,97	39,97	44,0
6	0,8	0,277	0,500	2,000	0,338	0,818	1,182	2,364	1,121	1,408	30,30	36,30	39,0
7	0,8	0,277	0,500	2,000	0,317	0,790	1,210	2,420	1,140	1,480	26,58	32,58	34,0
8	0,8	0,277	0,500	2,000	0,291	0,754	1,246	2,492	1,164	1,577	22,83	28,83	29,5
9	0,8	0,277	0,500	2,000	0,256	0,704	1,296	2,592	1,197	1,715	19,07	25,07	25,5
10	0,8	0,277	0,500	2,000	0,206	0,625	1,375	2,750	1,250	1,953	15,25	21,25	21,5
11	0,8	0,277	0,500	2,000	0,131	0,483	1,517	3,034	1,344	2,427	11,34	17,34	17,5
12	0,7	0,186	0,336	1,672	0,108	0,432	1,240	3,690	1,563	3,818	7,25	13,25	13,5
13	0,7	0,186	0,500	2,000	0	0	2,000	4,000	1,66(6)	4,623	4,35	10,35	10,5

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пархиловский И. Г. Автомобильные листовые рессоры./ И. Г. Пархиловский М.: Машиностроение, 1978.
2. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески. / И. Раймпель: Машиностроение, 1987.
3. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля. / И. Н. Успенский Горький, 1971.
4. Конструирование и расчет автомобиля. / П. П. Лукин и др. М.: Машиностроение, 1984.
5. Успенский И. Г. Проектирование подвески со спиральной пружиной //Труды ГПИ. Горький, 1971.
6. Певзнер Я.М. Пневматические и гидропневматические подвески. / Я.М Певзнер, А. М. Горелик. М.: Машгиз, 1963.
7. Пономарев С. Д. Расчет упругих элементов машин и приборов. / С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева. М.: Машиностроение, 1980.
8. РД 37.001.005-86. Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами. М.: Машиностроение, 1986.
9. Для повышения устойчивости и управляемости легковых полноприводных автомобилей. /А. Д. Давыдов и др. //Автомобильная промышленность. 1992. №6.
10. Успенский И. Н., Рукавишников С.В. Методика расчета торсионной подвески для снегоходных гусеничных машин //Труды ГПИ. 1967. Т. XXIII.
11. Пархиловский И. Г. О жесткости независимой рычажной подвески // Подвеска автомобиля. / Пархиловский И. Г. АН СССР. М. 1951.
12. Успенский И. Н. О характеристике регулируемой подвески //Автомобильная промышленность. 1964. №8.
13. Успенский И. Н. Определение жесткости рычажной подвески //Автомобильная промышленность. 1970. № 7.

О Г Л А В Л Е Н И Е

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОСНОВЫ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОДВЕСКИ	3
1.1. Выбор критерия оптимальности	3
1.2. Условия ограничения параметров подвески автомобиля	5
1.2.1. Условия ограничения для листовых рессор	9
1.2.2. Проектный расчет рессоры	9
1.2.3. Расчет однолистовых рессор	15
1.2.4. Расчет ушков рессоры	16
2. ОПТИМАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ТОРСИОННЫХ ПОДВЕСОК АВТОМОБИЛЯ	17
2.1. Методика расчета торсионной подвески	17
2.1.1. Определение размеров торсиона	17
2.1.2. Определение жесткости торсионной подвески	23
3. РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПОДВЕСОК С ВИНТОВОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРУЖИНОЙ И СТАБИЛИЗАТОРОВ	27
3.1. Методика расчета подвески с винтовой цилиндрической пружиной ...	27
3.1.1. Предварительное определение размеров пружины	27
3.1.2. Определение жесткости рычажной подвески, имеющей в качестве упругого элемента винтовую цилиндрическую пружину	29
3.1.3. Расчет пружины подвески на прочность	38
3.2. Выбор и расчет стабилизаторов поперечной устойчивости	40
3.2.1. Расчет угловой жесткости зависимой передней подвески с направляющим устройством на продольных рычагах	45
4. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕДУРЫ МЕТОДА ОПТИМИЗАЦИИ	47
4.1. Методика выполнения расчетов при оптимизации параметров подвески	47
4.2. Расчёт АЧХ для автомобиля с рессорной подвеской	49
4.2.1. Последовательность расчета	50
4.2.2. Пример выполнения практического задания	51
4.3. Анализ полученных результатов расчета	52
4.4. Краткое описание используемой программы Mathcad 2000 Professional	53
Приложение	54
Библиографический список	57

Учебное издание
КУЗНЕЦОВ Владимир Александрович
ДЬЯКОВ Иван Федорович

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ
ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ
Учебное пособие

Редактор Н. А. Евдокимова

Подписано в печать 30. 04.2003.

Формат 60x84/16. Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,72

Уч.-изд. л. 3,50. Тираж 150 экз. Заказ .

Ульяновский государственный технический университет

432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32

Типография УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32