

Новосибирский государственный технический университет

## МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

### Часть 2

(Методические указания к выполнению курсовых работ и дипломных проектов студентами электромеханического факультета специальности 180700 “Электрический транспорт”)

Новосибирск - 2003

Составили: к.т.н., доценты Чагин Н.Л. и Бирюков В.В.

## 1. Методические указания к выбору системы упругого подвешивания ПС

Система упругого подвешивания является составным элементом ходовых частей ПС, от которой в значительной степени зависят безопасность движения, качество обслуживания пассажиров, срок службы подвижного состава и т.п. Назначение системы упругого подвешивания заключается в обеспечении требуемой плавности хода экипажа за счет смягчения динамических вертикальных, продольных и боковых нагрузок, воздействующих на ПС при прохождении им неровностей путевой структуры и вписывании в кривые.

При проектировании системы упругого подвешивания необходимо:

- 1) определить количество ступеней упругого подвешивания;
- 2) определить величину прогиба каждой ступени под статической нагрузкой;
- 3) выбрать тип и рассчитать характеристики упругих элементов каждой ступени подвешивания;
- 4) выбрать тип и определить габаритные показатели гасителей колебаний каждой ступени подвешивания;
- 5) скомпоновать ходовые части ПС с размещенными в них элементами системы упругого подвешивания в трех положениях: под статической нагрузкой, соответствующей нормальному наполнению; при динамическом прогибе сжатия, соответствующем максимальному наполнению ПС; при динамическом прогибе отбоя под тарой кузова.

Для рельсового ПС рекомендуется применять две ступени подвешивания центральное и буксовое. При этом статический прогиб центрального принимается

равным 60...80% суммарного, а буксового – 20...40%.

Наибольший возможный (конструктивный) прогиб упругого подвешивания, определяемый ограничителями хода, рассчитывается по формуле [2]:

$$f_K = K_{зап} \cdot f_{ст}, м, \quad (1.1)$$

где  $K_{зап}$  – коэффициент запаса прогиба (для элементов с постоянной жесткостью центрального подвешивания  $K_{зап} = 1,5$ , буксового –  $K_{зап} = 1,4$  );

$f_{ст}$  – статический прогиб, м.

Величина статического прогиба системы упругого подвешивания определяется из условия обеспечения необходимой плавности хода, которая оценивается по формулам:

$$\text{для железнодорожного транспорта} \quad W_{пл} = 2,71 \sqrt[3]{Z_{кол}^3 \cdot f_{кол}^5},$$

$$\text{для автомобильного транспорта} \quad W_{пл} = 3,6 \sqrt[3]{Z_{кол}^3 \cdot f_{кол}^5},$$

где  $Z_{кол}$  – амплитуда колебаний, см;

$f_{кол}$  – частота колебаний, Гц.

Удовлетворительным показателем плавности хода рельсового ПС считают  $W_{пл} \leq 3,5$ , троллейбуса  $W_{пл} \leq 3$ .

Оптимальное с точки зрения воздействия на организм человека значение частоты колебаний лежит в пределах  $f_{кол} = 1,1...1,5$  Гц, чему соответствует величина статического прогиба системы упругого подвешивания  $f_{ст} = (14...18)10^{-2}$  м.

Для упругих элементов с переменной жесткостью

$$K_{зап} = \frac{P_{макс0}}{P_0},$$

где  $P_{МАКС_0}$  – максимальная по условиям допускаемых напряжений для материала упругого элемента сила, вызывающая конструктивный прогиб, Н;  
 $P_0$  – статическая нагрузка на элемент, Н.

При проектировании целесообразно использовать упругие элементы с переменной жесткостью, так как они не допускают больших колебаний кузова, а следовательно, и подножек.

Гашение энергии колебаний обеспечивается или путем установки специальных гасителей колебаний, или применением упругих элементов с трением. Внутреннее трение упругого элемента характеризуется коэффициентом относительного трения

$$K_{ОТН.ТР} = \frac{F_{ТР}}{P}, \quad (1.2)$$

где  $F_{ТР}$  – приведенная сила трения в упругом элементе, Н;

$P$  – нагрузка, приложенная к упругому элементу, Н.

Коэффициент относительного трения пружин и пневматических упругих элементов практически равен нулю; коэффициент листовых упругих элементов зависит только от их геометрических характеристик и коэффициента трения; коэффициент резиновых упругих элементов зависит от амплитуды и частоты колебаний. Для резины  $K_{ОТН.ТР} = 0,5...0,6$ , поэтому она используется как амортизатор и гаситель.

Коэффициент относительного трения определяется для экипажа без пассажирской нагрузки из условия равенства работы внутренних сил трения за

полупериод колебания работе возмущающей силы от ударов колес о неровности пути за тот же промежуток времени

$$K_{\text{отн.тр}} \geq \frac{Z}{2f_{\text{СТ}}}, \quad (1.3)$$

где  $Z$  – расчетная высота неровности пути (для безрельсового ПС  $Z = 5 \cdot 10^{-2}$  м, для рельсового  $Z = 5 \cdot 10^{-3}$  м).

В целях уменьшения зоны нечувствительности листовых упругих элементов к колебаниям больших частот и малых амплитуд необходимо брать небольшие значения  $K_{\text{отн.тр}}$ .

В том случае, когда значение коэффициента относительного трения, определенное по формуле (1.2), меньше его значения, определенного по формуле (1.3), необходимо предусмотреть дополнительный гаситель колебаний. Если упругое подвешивание состоит из нескольких элементов, гасящих колебания, каждый из которых обладает своим коэффициентом относительного трения и воспринимает свою долю общей нагрузки, общий коэффициент трения будет

$$K_{\text{отн.тр}\Sigma} = \frac{\sum_{i=1}^n K_{\text{отн.тр}i} \cdot P_i}{\sum_{i=1}^n P_i}, \quad (1.4)$$

Спроектированная система упругого подвешивания должна быть проверена на устойчивость в поперечной плоскости. Устойчивость кузова при крене проверяется по формуле

$$f_{\text{СТ}} \leq \frac{l_p^2}{4K_{\text{ВАЛ}} \cdot h}, \text{ м}, \quad (1.5)$$

где  $K_{\text{ВАЛ}} \geq 2$  – коэффициент запаса устойчивости против валкости кузова;

$l_p$  – расстояние между упругими элементами в поперечной плоскости, м.

## 2. Методические указания к выбору и расчету упругих элементов и гасителей колебаний

Упругие элементы, являющиеся одной из основных частей системы подвешивания, во многом определяют ее конструкцию и ходовые качества ПС. На ПС применяются различные типы упругих элементов, которые классифицируют по конструктивному исполнению, характеру восприятия нагрузок, характеру гашения колебаний.

По конструкции упругие элементы подразделяются на листовые рессоры (полуэллиптические и эллиптические), пружины (цилиндрические, конические; из прутка круглого либо прямоугольного сечения, полосовой пружинной стали) резиновые, резинOMETаллические, пневматические, комбинированные. На рис. 2.1-2.5 показаны некоторые варианты конструктивного исполнения упругих элементов

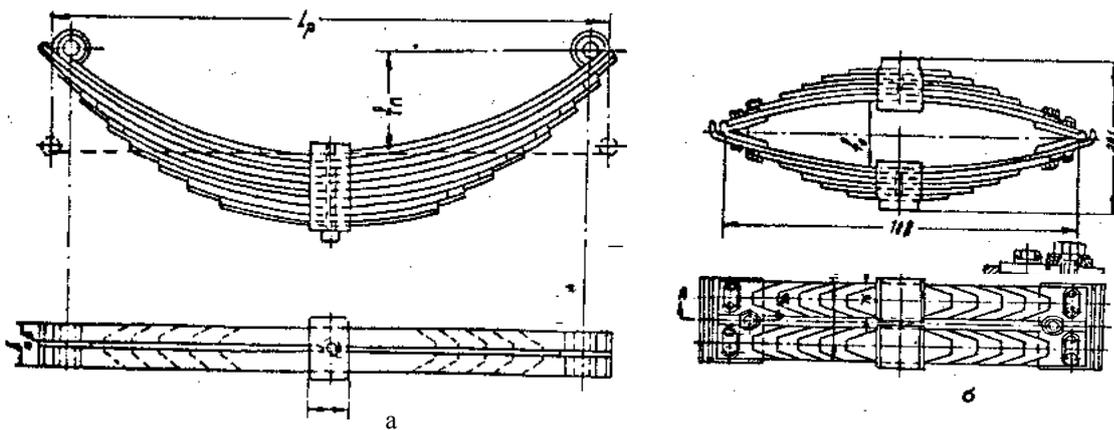


Рис 2.1. Листовые рессоры: а) – полуэллиптическая; б) - эллиптическая

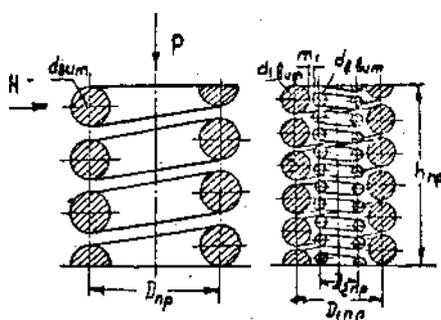


Рис.2.2 Цилиндрические одно- и двухрядная пружины из прутка круглого сечения

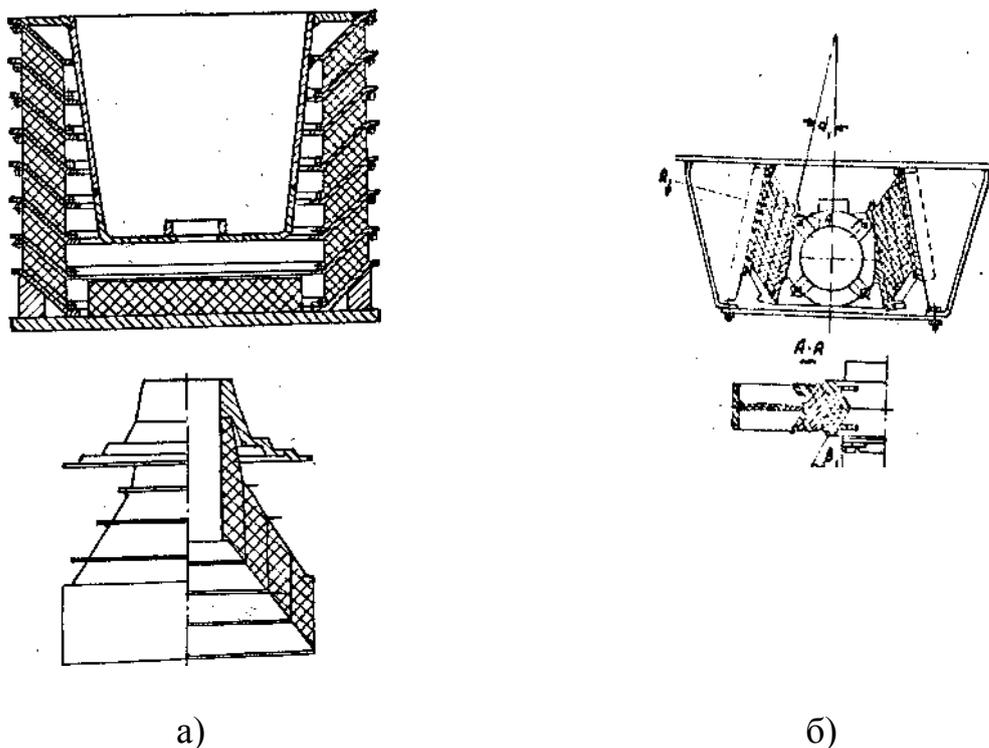


Рис. 2.3. Резиновые кольцевые (а) и резинометаллические (б) упругие элементы

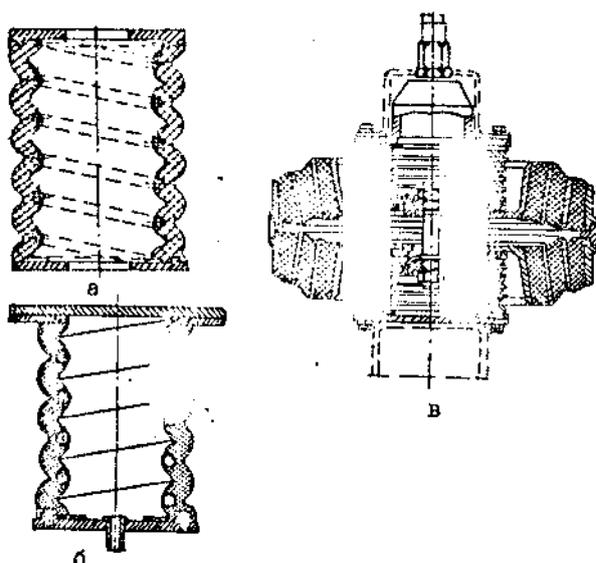


Рис. 2.4. Комбинированные упругие элементы:

- а) типа «Элиго»;
- б) типа «Элипресс»;
- в) резинопневматический

По характеру восприятия нагрузок упругие элементы подразделяют, на элементы постоянной и переменной жесткости. По характеру гашения колебаний различают упругие элементы с трением и без трения.

При выборе упругих элементов необходимо стремиться к снижению массогабаритных показателей системы упругого подвешивания в целом при условии обеспечения требуемых кинематических и упругих характеристик. Расчет

упругих элементов включает в себя определение напряжений в материале и прогибов под характерными нагрузками кузова. Расчетным режимом следует считать режим экстренного торможения ПС при вписывании его в кривую с учетом боковой ветровой нагрузки.

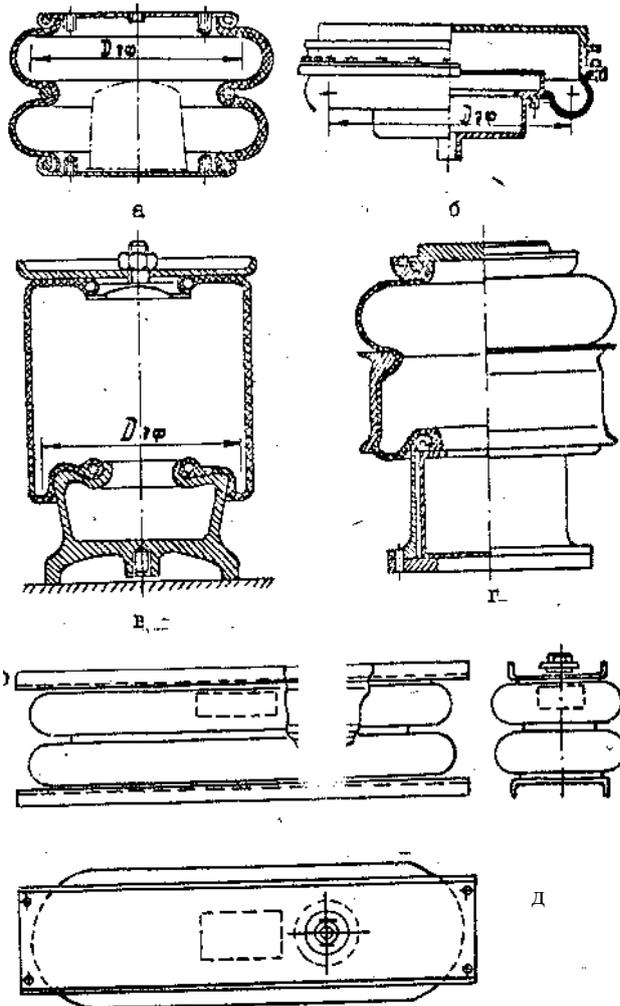


Рис. 2.5 Пневматические упругие элементы:

- а) – баллонного типа;
- б) – диафрагменного типа;
- в) – рукавного типа;
- г) – комбинированные баллонно-диафрагменного;
- д) – удлиненный баллонного типа.

Напряжения и прогибы упругих элементов обычно вычисляются для следующих характерных нагрузок [2]:

- 1) от веса кузова без пассажиров;
- 2) от веса кузова при нормальном наполнении;
- 3) от веса 'кузова при максимальном наполнении;

наполнении;

4) от пробной нагрузки (вызывающей прогиб упругого элемента до упора в ограничители хода или другие жесткие конструктивные элементы).

Элементы упругого подвешивания работают в сложном напряженном состоянии, меняющемся по асимметричному циклу, и поэтому должны рассчитываться с учетом явления усталости.

Расчетная нагрузка  $P_p$  и расчетный прогиб  $f_p$  упругих элементов

$$P_p = (G_k + G_{\text{пасс.макс}}) \times n, \quad \text{Н}, \quad (2.1)$$

$$f_p = f_{\text{ст}} \times n, \quad \text{Н},$$

где  $G_k$  – вес кузова, Н;

$G_{\text{пасс.макс}}$  – вес пассажиров при максимальном наполнении салона, Н;

$n = \frac{n_\sigma \times n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = 1,5 \dots 1,8$  – коэффициент запаса прочности по усталости [2];

$f_{\text{ст}}$  – расчетный статический прогиб элемента, м.

### 2.1. Расчет листовых упругих элементов (рессор)

Распространение листовых рессор на ПС в значительной степени обусловлено тем, что они, во-первых, обладают упругими свойствами, во-вторых, обеспечивают передачу продольных усилий, в-третьих, способствуют гашению колебаний кузова.

Напряжения, возникающие в коренных  $\sigma_k$  и наборных  $\sigma_n$  листах симметричных полуэллиптических рессор, определяются по формулам [3]

$$\sigma_k = \frac{9 \times P \times L_p}{2 \times b_{\text{лр}} \times h_{\text{лр}}^2 \times (3 \div m_p + 2 \times n_p)}, \quad \text{Па}, \quad (2.2)$$

$$\sigma_n = \frac{3 \times P \times L_p}{b_{\text{лр}} \cdot h_{\text{лр}}^2 \times (3 \times m_p + 2 \times n_p)}, \quad \text{Па}, \quad (2.3)$$

где  $P$  – расчетная нагрузка рессоры, Н

$L_p$  – длина рессоры, м;

$b_{\text{лр}}$  и  $h_{\text{лр}}$  – соответственно ширина и высота листа рессоры, м;

$m_p$  – количество коренных и подкоренных листов рессоры;

$n_p$  - количество наборных листов рессоры.

Прогиб листовой рессоры нагруженной силой  $P$ , определяется, по формуле [4]

$$f_{\Pi} = \frac{6 \times P \times \left( \frac{L_p}{2} - \frac{a_x}{6} \right)^3}{b_{\text{лр}} \times h_{\text{лр}}^3 \times (3 \times m_p + 2 \times n_p) \times E}, \text{ М}, \quad (2.4)$$

где  $a_x$  - длина хомута рессоры, м;

$E = 210$  ГПа - модуль упругости.

Гибкость полуэллиптической рессоры зависит от количества коренных и наборных листов, а также от длины рессоры

$$\lambda_{\Pi} = f_{\Pi}/P = \frac{6 \times \left( \frac{L_p}{2} - \frac{a_x}{6} \right)^3}{b_{\text{лр}} \times h_{\text{лр}}^3 \times (3 \times m_p + 2 \times n_p) \times E}, \quad \text{м/Н} \quad (2.5)$$

Для эллиптической рессоры

$$f_3 = 2 \times f_{\Pi} \text{ и } \lambda_3 = 2 \times \lambda_{\Pi} \quad (2.6)$$

При проектировании листовых рессор целесообразно принимать  $L_p = 0,55 \dots 1,3$  м, общее количество листов полуэллиптической рессоры для рельсового ПС равным 6...12, на троллейбусах от 10 до 20. Допускаемое напряжение в листовых рессорах не должно превышать величины  $[\sigma] \leq 1$  ГПа.

Размеры желобчатой стали применяемой обычно для изготовления листовых рессор, согласно ГОСТ 7419-74 приведены в таблице.

ширина $b_{\text{лр}}$ , мм	63	63	76	76	76	76	89	89	89	100	110	120	120
высота $h_{\text{лр}}$ , мм	10	13	7	10	11	13	9.5	10	13	13	13	12	16

Спроектированная рессора должна быть проверена на коэффициент относительного трения [3]

$$K_{отн.тр} = \frac{1}{L_p} \times \varphi_{тр} \times (n_p - 1) h_{лр} \times \left( 2 + \frac{m_p}{m_p + n_p} \right), \quad (2.7)$$

где  $\varphi_{тр}=0,2\dots0,4$  коэффициент трения между листами рессоры, зависящий от наличия смазки ( $\varphi_{тр}=0,8$  без смазки).

## 2.2. Расчет пружин

На ПС ЭТ применяются однорядные и двухрядные цилиндрические пружины из прутков стали круглого сечения (ГОСТ 2590-71). В отличие от листовых рессор пружины предназначены для восприятия нагрузок, действующих вдоль оси, и не способны самостоятельно гасить колебания кузова. Поэтому при проектировании необходимо применять их в сочетании с гасителями колебаний и предусматривать специальные устройства для передачи продольных и поперечных усилий.

При осевой нагрузке однорядной пружины напряжение и прогиб соответственно рассчитываются:

$$\tau = \frac{8 \times P \times c_u}{\pi \times d_{вит}^2} \times \eta_p, \text{ Па} \quad (2.8)$$

$$f = \frac{8 \times P \times c_u^3 \times n_{пр}}{G_{сдв} \times d_{вит}}, \text{ М}, \quad (2.9)$$

где  $d_{вит}$  – диаметр прутка пружины, м;

$c_u = D_{пр}/d_{вит}$  – индекс пружины;

$D_{пр}$  – диаметр навивки пружины;

$\eta_p = 1 + \frac{1,252}{c_u} + \frac{0,876}{c_u^2}$  – коэффициент Чернышева;

$n_{\text{пр}}=n_{\text{полн}} - 1,5$  - количество рабочих витков пружины;

$G_{\text{сдв}}=80\dots85$  ГПа - модуль сдвига.

Свободная высота пружины

$$H_{\text{св}}=h_{\text{сж}}+f_{\text{р}}=(n_{\text{пр}}+1)\times d_{\text{вит}}+f_{\text{р}}, \quad \text{М}, \quad (2.10)$$

где  $h_{\text{сж}}=(n_{\text{пр}}+1)\times d_{\text{вит}}$  - высота сжатой пружины, м;

$f_{\text{р}}$  - прогиб пружины под расчетной нагрузкой, м.

$$\text{Угол навивки пружины } \alpha_{\text{пр}}=\arctg \frac{f_{\text{р}} + d_{\text{вит}} \times n_{\text{пр}}}{\pi \cdot D_{\text{пр}} \times n_{\text{пр}}}, \text{ град} \quad (2.11)$$

При проектировании однорядной пружины необходимо учитывать следующее:

- 1) допустимая величина  $[\tau] = 0,75 - 0,8$  ГПа;
- 2) в целях снижения  $\tau$  рекомендуется принимать  $c_u \geq 3,5$ ;
- 3) рабочее число витков пружины должно быть  $n_{\text{пр}} \geq 3$ ;
- 4) диаметр прутка может лежать в пределах  $d_{\text{вит}}=(15\dots35)\times 10^{-3}$  м;
- 5) диаметр пружины  $D_{\text{пр}} = (80\dots200)\times 10^{-3}$  м;
- 6) угол навивки не должен превышать  $\alpha_{\text{пр}} \leq 10^\circ$ ;
- 7) во избежание выпучивания пружины рекомендуется принимать  $h_{\text{св}} \leq 2 \times D_{\text{пр}}$

При восприятии однорядной пружиной осевой и поперечной нагрузок прочность пружины определяется по формуле [2]:

$$\tau = \frac{8 \times P \times c_u}{\pi \times d_{\text{вит}}^2} \times \eta_p + \left[ \frac{H \times h_{\text{пр}}}{0,4 \times d_{\text{вит}}^3} + \frac{\gamma \times E \times d_{\text{вит}}}{4 \times h_{\text{пр}} \times x} \right] \cdot \eta_m \leq [\tau], \text{ Па}, \quad (2.12)$$

где  $P$  – вертикальная нагрузка пружины с учетом опрокидывающего действия

боковых сил и добавочной динамической нагрузки, связанной с ударами колес о неровности пути, Н;

$H$  - расчетная боковая нагрузка на пружину при движении в кривых с учетом ветровой нагрузки, Н;

$h_{np} = h_{ce} - P \times \lambda_{np}$  - высота пружины под действием нагрузки  $P$ , м;

$$\lambda_{np} = \frac{8 \times c_u^3 \times n_{np}}{G_{сдв} \times d_{вит}} - \text{гибкость пружины, м/Н};$$

$$\gamma = \frac{\gamma_p}{\frac{l_p^2}{4 \times f_{ст} \times h_0} - 1} - \text{угол крена кузова при зависимой подвеске, рад};$$

$$\gamma_p = \frac{H}{P} | - \text{удельная величина боковой силы};$$

$l_p$  - расстояние между осями пружин, м;

$h_0$  - высота центра тяжести кузова над плоскостью опоры пружины, м;

$$x = \frac{2 + \mu \times \cos^2 \alpha'_{np}}{2 \times \sin \alpha'_{np}} - \text{коэффициент, зависящий от угла подъема витка пружины } \alpha'_{np}$$

под нагрузкой  $P$  ;

$$\alpha'_{np} = \arcsin \frac{h_{np} - d_{вит}}{\pi \times D_{np} \times n_{np}} - \text{угол подъема витка пружины под нагрузкой } P, ^\circ ;$$

$$\eta_p = 1 + \frac{0,63}{c_u} + \frac{0,35}{c_u^2} - \text{коэффициент Чернышева.}$$

Горизонтальное смещение верхнего основания пружины относительно нижнего под действием боковой нагрузки [2]:

$$\Delta D_{np} = \frac{H \times h_{np} \times x}{0,6 \times E \times d_{вит}^4} + \frac{\gamma \times h_{np}}{2}, \text{ м} \quad (2.13)$$

Если по расчету оказывается, что  $d_{\text{вит}} > 0,04$  м и  $D_{\text{пр}} > 0,2$  м, то следует применять двухрядную пружину, эквивалентную рассчитанной однорядной. При проектировании двухрядной пружины необходимо соблюдать следующие условия:

1) суммарная нагрузка двухрядной пружины должна быть равна нагрузке однорядной, т.е.  $P_{\Sigma} = P_1 + P_2 = P$ , где индексы 1 и 2 относятся соответственно к внешней и внутренней пружинам эквивалентной двухрядной;

2) прогибы двухрядной и однорядной пружин должны быть одинаковыми, т.е.  $f_{1\text{пр}} = f_{2\text{пр}} = f_{\text{пр}}$ . Отсюда непосредственно вытекает условие

$$(n_{1\text{пр}} + 1) \cdot d_{1\text{вит}} = (n_{2\text{пр}} + 1) \cdot d_{2\text{вит}} = (n_{\text{пр}} + 1) \cdot d_{\text{вит}};$$

3) напряжения пружин должны быть одинаковыми  $\tau_1 = \tau_2 = \tau$ . Отсюда вытекает условие

$$\frac{D_{1\text{пр}}}{d_{1\text{вит}}} = \frac{D_{2\text{пр}}}{d_{2\text{вит}}} = \frac{D_{\text{пр}}}{d_{\text{вит}}} = c_u$$

$$D_{1\text{пр}}^2 + D_{2\text{пр}}^2 = D_{\text{пр}}^2;$$

4) для того, чтобы внутренняя пружина не терлась о наружную, между витками двухрядной пружины необходимо предусматривать радиальный зазор  $m_1 = (3 \dots 5) \times 10^{-3}$  м. С учетом зазора

$$d_{2\text{вит}} = \frac{(c_u - 1) \times d_{1\text{вит}} - 2 \times m_1}{c_u + 1}, \text{ м};$$

5) внешняя и внутренняя пружины навиваются в разные стороны для того, чтобы при сжатии витки внутренней пружины не оказались между витками наружной.

Для предварительного определения геометрических размеров двухрядной пружины при замене на нее однорядной можно воспользоваться графическим методом, который поясняется рис. 2.6. После подбора геометрических размеров пружин графическим методом надо проверить их на прочность и обеспечение прогиба.

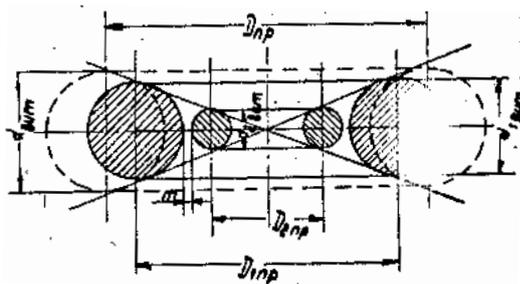


Рис.2.7.Графический расчет двухрядной пружины

После определения всех характеристик пружин необходимо привести их размеры с учетом допусков согласно ГОСТ 1452-52.

### 2.3. Расчет резиновых упругих элементов

В настоящее время на ПС ЭТ широко распространены резиновые упругие элементы. Объясняется это тем, что резина способна не только воспринимать нагрузки в трех измерениях, но и выполнять роль гасителя колебаний. Резина плохо работает на растяжение и хорошо - на сдвиг в сжатие. Поэтому на ЭПС получили распространение упругие элементы, работающие на деформацию сдвига, сжатие и сжатия-сдвига (см.рис.2.3, 2.4, 2.7).

При проектировании резиновых упругих элементов необходимо руководствоваться теми рекомендациями, которые указывались при расчете подрезиненных колес ПС [5].

Основные формулы для расчета резиновых упругих элементов:  
при сдвиге

$$\tau = \frac{P_{\tau}}{S_{эл}} = S_{эл} \cdot G_{сдв} = \frac{\omega^0}{57,3} \cdot G_{сдв}, \text{ Па}, \quad (2.14)$$

$$f_{\tau} = \frac{P_{\tau} \cdot \delta_{эл}}{G_{сдв} \cdot S_{эл}} = \omega \cdot \delta_{эл}, \text{ М}, \quad (2.15)$$

где  $S_{эл}$  - площадь поперечного сечения при сдвиге,  $\text{м}^2$ ;

$\omega$  и  $\omega^0$  - угол сдвига соответственно в радианах и градусах;

$f_{\tau}$ - деформация сдвига, м;

$\delta_{эл}$  - высота недеформированного элемента, м;

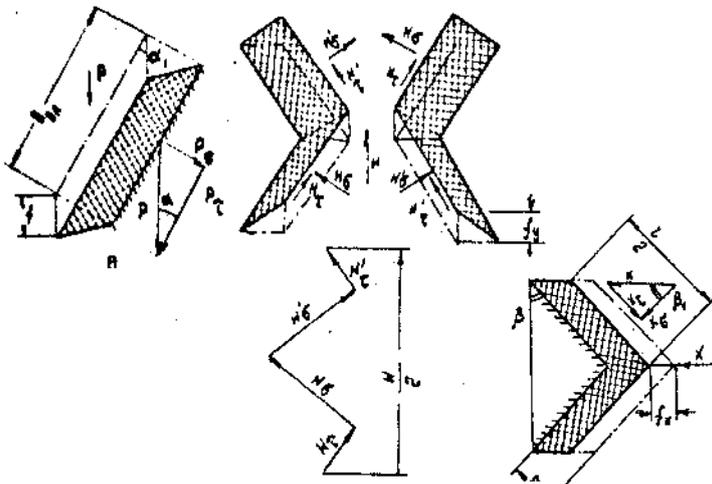


Рис.2.7. Расчетные схемы упругих элементов при нагрузках:  
а - вертикальной; б - боковой; в – продольной

при сжатии  $\sigma = \frac{P_{\sigma}}{S_{эл}}, \text{ Па}, \quad (2.16)$

$$f_{\sigma} = \frac{P_{\sigma} \cdot \delta_{эл}}{k \cdot E \cdot S_{эл}}, \text{ М}, \quad (2.17)$$

где  $k$  - коэффициент ужесточения [4].

В буксовом подвешивании рельсового ПС применяются резиновые упругие элементы, воспринимающие нагрузки в вертикальной и горизонтальной плоскостях и испытывающие одновременно деформации сжатия, сдвига и растяжения. Примером такого типа элементов могут служить рессоры типа «Меги»

и колокольного (рис. 2.8, 2.10). При расчете упругих элементов типа «Меги» необходимо определить результирующий прогиб и эквивалентное напряжение от действия всех нагрузок (вертикальной, продольной и поперечной).

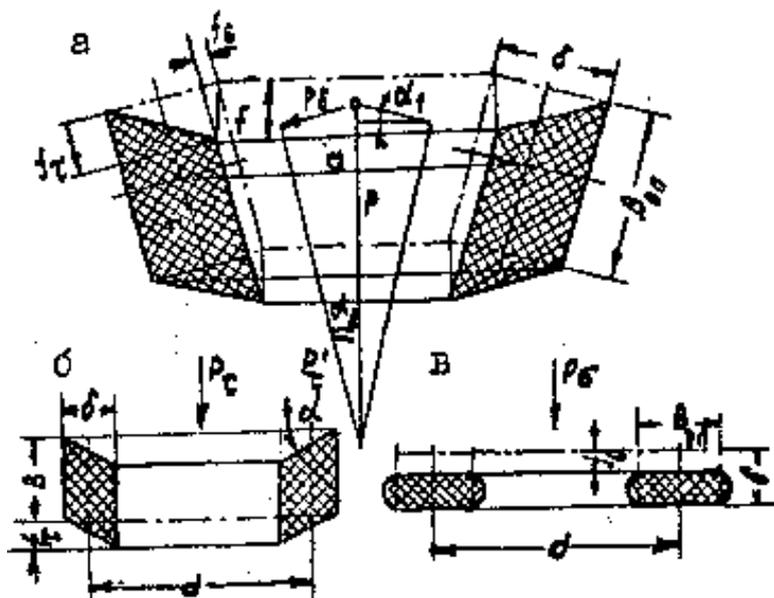


Рис.2.8. Расчетные схемы резиновых элементов при : а – сжатии-сдвиге; б - сдвиге; в – сжатии

Размеры резиновых упругих элементов зависят от габаритов буксового узла.

При проектировании можно руководствоваться следующими рекомендациями:

- 1)  $\alpha_1 = 5-14^\circ$  - угол, образованный опорной поверхностью и вертикальной плоскостью;
- 2)  $\beta = 30^\circ$  - угол наклона опорных поверхностей к оси колесной пары;
- 3)  $B_{эл} = (2...3) \cdot 10^{-1} \text{ м}$  - высота боковой поверхности элемента;
- 4)  $l_{эл} = (1,5...2) \cdot 10^{-1} \text{ м}$  - длина V-образной поверхности элемента;
- 5)  $\delta_{эл} = (2,5...3,5) \cdot 10^{-2} \text{ м}$  - толщина одного слоя резины в свободном состоянии;
- 6)  $n_{эл} = 3...4$  - количество слоев резины,

Зависимость  $P(f)$  при различных углах  $\alpha$  показана на рис.2.9.

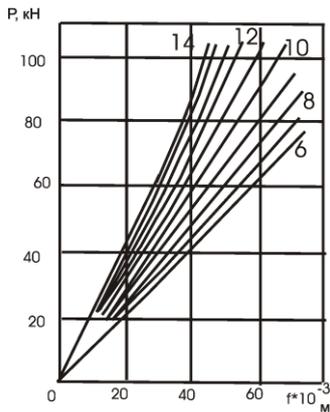


Рис.2.9. Зависимость  $P(f)$  при различных  $\alpha$

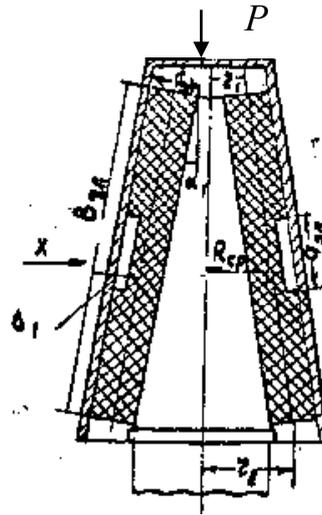


Рис.2.10. Рессора колокольного типа

Основные формулы для расчета упругих элементов типа «Меги»:

от вертикальной нагрузки:

$$f_z = \frac{n_{\text{эл}} \cdot P \cdot \delta_{\text{эл}}}{2 \cdot S_{\text{эл}} \cdot (k \cdot E \cdot \sin^2 \alpha_1 + G \cdot \cos^2 \alpha_1)}, \text{ М}, \quad (2.18)$$

от продольной нагрузки

$$f_x = \frac{n_{\text{эл}} \cdot x \cdot \delta_{\text{эл}}}{2 \cdot S_{\text{эл}} \cdot (k \cdot E \cdot \cos^2 \beta_1 + G \cdot \sin^2 \beta_1)}, \text{ М}, \quad (2.19)$$

от боковой нагрузки

$$f_y = \frac{n_{\text{эл}} \cdot H \cdot \delta_{\text{эл}}}{2 \cdot S_{\text{эл}} \cdot (k \cdot E \cdot \sin^2 \beta + G \cdot \cos^2 \beta)}, \text{ М} \quad (2.20)$$

Определив окончательные геометрические размеры резиновых элементов рессоры типа «Меги», следует найти величины относительной результирующей деформации от сжатия и результирующего угла сдвига, которые не должны превышать значений, указанных в работе [5].

При расчете резинового упругого элемента колокольного типа (рис.2.10) необходимо руководствоваться следующими рекомендациями [4]: 1)  $a_3=0,2B_{\text{эл}}$ ; 2)

$\Delta_1=0,25a_3$ ; 3)  $\delta_{эл}=(0,25\dots0,3)B_{эл}$ ; 4)  $\alpha_1=6\dots20^\circ$ . Средний статический прогиб упругого элемента колокольного типа

$$f_{ст} = \frac{\sum_{i=1}^n f_{cti}}{n}, \text{ М,} \quad (2.21)$$

где  $n=5$ ;

$$f_{cti} = \frac{P \cdot \delta_{эл}}{2 \cdot S_{нагрi} \cdot (\kappa_i \cdot E \cdot \sin^2 \alpha_1 + G \cdot \cos^2 \alpha_1)}, \text{ М,} \quad (2.22)$$

$S_{нагрi} = \pi \cdot (r_1 + r_2)(B_{эл} - a_{эл} \cdot \xi)$  - площадь нагружения рессоры,  $\text{м}^2$ ;

$\xi = 0; 0.25; 0.5; 0.75; 1.0$ .

$\kappa_i = f(\kappa_\phi) = f\left(\frac{S_{нагрi}}{S_{выпi}}\right)$  - коэффициент ужесточения;

$S_{выпi} = \pi \cdot (r_1 + r_2)(2 \cdot \delta_{эл} + a_{эл} \cdot \xi)$  - площадь выпучивания,  $\text{м}^2$ .

После определения окончательных геометрических размеров резинового элемента колокольного типа необходимо найти величины результирующей деформации от сжатия и результирующего угла сдвига. Расчет резиновых упругих элементов заканчивается выбором марки резины по кривым  $P(f)$ , показанных на рис. 2.11.

При проектировании буксового узла может оказаться целесообразным применение параллельного включения резиновых упругих элементов колокольного типа с пружинами [5].

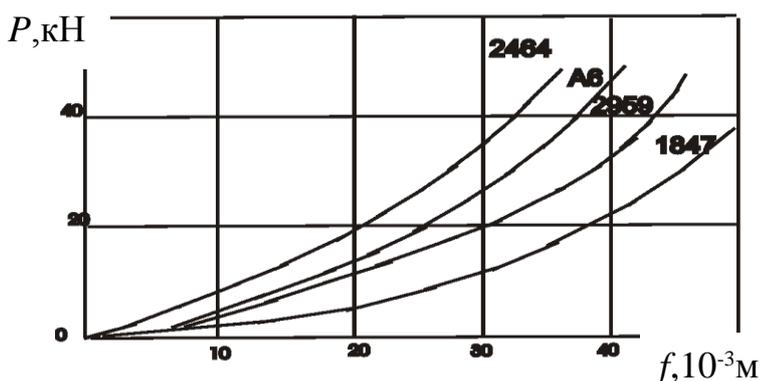


Рис.2.11. Зависимость  $P(f)$  для различных марок резины

## 2.4. Расчет пневматических упругих элементов

Основными исходными данными при расчете пневматических упругих элементов являются [2]:

- 1) максимальная статическая нагрузка ( $P_0$ );
- 2) статический условный прогиб  $f_{\text{сты}} = (14 \dots 18) \times 10^{-2} \text{ м}$ ;
- 3) расчетное избыточное давление  $p_{\text{ри}} = p_{\text{вк}} - \Delta p - p_3$ , где  $p_{\text{вк}}$  – давление, при котором включается компрессор (для метрополитена  $p_{\text{вк}} = 0,7$  МПа, для трамвая и троллейбуса -  $p_{\text{вк}} = 0,65$  МПа);  $\Delta p = 0,2 p_{\text{ри}}$  - добавка давления на неблагоприятное сочетание нагрузок, МПа;  $p_3 = 0,1$  МПа - запас давления для преодоления сил сопротивления трубопроводов.

В результате расчета пневмоэлемента должны быть определены его габариты и построены характеристики  $P(f)$  под тарой, при нормальном и максимальном наполнении.

При известном давлении  $p_{\text{ри}}$  несущая способность пневматического упругого элемента зависит от эффективной площади

$$S_{\text{эф0}} = \frac{P_0}{p_{\text{ри}}}, \text{ м}^2, \quad (2.23)$$

которая позволяет определить ориентировочно размеры пневмоэлемента и возможность установки его на ПС. При выборе типа пневматического упругого элемента необходимо учитывать, что при изменении прогиба эффективная площадь нагружения  $S_{\text{эф0}} = \text{const}$  для пневмоэлементов рукавного типа и диафрагменных с удлиненным корпусом или с направляющей и  $S_{\text{эф0}} \neq \text{const}$  - для пневмоэлементов баллонного и диафрагменного типов.

В том случае, когда эффективная площадь пневмоэлемента изменяется в зависимости от прогиба, нужно построить кривую  $S_3(f)$ . Для построения характеристики пневмоэлемента  $P(f)$  используется формула

$$P = \left[ (p_{pu} + p_3) \left( \frac{V_0}{V_i} \right)^\chi - 1 \right] \times S_{\text{эф}i}, \text{ Н}, \quad (2.24)$$

где  $V_0$  - начальный объем воздуха в пневмоэлементе,  $\text{м}^3$  ;

$V_i$  - объем воздуха в пневмоэлементе при прогибе  $f_i, \text{м}^3$  ;

$\chi = 1,3$  - показатель политропы;

$S_{\text{эф}i}$  - эффективная площадь пневмоэлемента, соответствующая прогибу  $f_i, \text{м}^2$ .

Начальный объем воздуха в пневмоэлементе

$$V_0 = \frac{S_{\text{пр}0} \times f_{\text{сг}y} \times \chi \times (p_{pu} + p_3)}{p_{pu}}, \text{ м}^3 \quad (2.25)$$

Текущее значение объема воздуха в пневмоэлементе при деформации

$$V_i = V_0 \pm \sum_{i=0}^f S_{\text{эф}i} \cdot f_i, \text{ м}^3 \quad (2.26)$$

В результате расчетов может оказаться, что величина собственного объема пневмоэлемента  $V_{\text{эл}}$  недостаточна для получения необходимых характеристик из-за габаритных ограничений. В этом случае следует предусмотреть дополнительный резервуар, объем которого

$$V_{\text{рез}} = V_0 - V_{\text{эл}}, \text{ м}^3, \quad (2.27)$$

где  $V_{\text{эл}}$  - объем упругого элемента под статической нагрузкой,  $\text{м}^3$ .

На характеристике  $P(f)$  должны быть нанесены предельные значения прогибов при сжатии и отбоя, обусловленные наличием ограничителей хода. При выборе

типа пневмоэлемента следует учитывать, что упругие элементы диафрагменного типа кроме вертикальной нагрузки, могут воспринимать и боковые. Величина этих нагрузок

$$Q = \frac{\pi^2 \cdot \Delta_{\text{см}}}{8} \cdot D_{\text{п}} \cdot p_{\text{пу}}, \quad \text{Н},$$

(2.28)

где  $\Delta_{\text{см}}$  - максимальное горизонтальное смещение корпуса пневмоэлемента под действием силы  $Q$ , м.

Если действующие на пневмоэлемент боковые (продольные от силы тяги или торможения и поперечные - от центробежных и ветровых сил) нагрузки превышают значения силы  $Q$ , то в конструкции подвешивания необходимо предусмотреть дополнительные направляющие устройства и ограничители перемещений - упоры, штанги и т.п.

При проработке конструктивного исполнения пневмоэлемента нужно руководствоваться следующими положениями:

- 1) диафрагменные упругие элементы обеспечивают более низкие частоты собственных колебаний, чем элементы баллонного типа, не допускающие снижения частоты колебаний меньше  $f_{\text{кол}} = 1,25 \dots 1,3$  Гц;
- 2) объем дополнительного резервуара пневмоэлемента диафрагменного типа меньше, чем любого другого при одинаковых характеристиках  $P(f)$ ;
- 3) высота диафрагменного пневмоэлемента с направляющей больше, чем без направляющей;

4) предельное значение смещения элемента диафрагменного типа не должно превышать значения

$$\Delta_{см} \leq \frac{D_{корп} - D_{п}}{2} - (4...5) \cdot S_{корд}, \text{ м},$$

где  $D_{корп}$  - диаметр корпуса пневмоэлемента, м;

$S_{корд} = (4,5...7)10^{-3}$  м - толщина резинокордной оболочки пневмоэлемента, м;

5) пневмоэлементы рукавного типа имеют меньшие габаритные размеры по сравнению с диафрагменными той же грузоподъемности;

6) пневмоэлементы рукавного и баллонного типа не требуют точной установки;

7) конструкция пневмоэлемента должна обеспечивать возможность колебаний ПС при изменении нагрузки на пневмоэлемент в пределах  $P = (0,6...1,7) P_0$ ;

8) за ограничители хода целесообразно принимать резиновые буферы, толщина которых определяется необходимыми ограничениями хода;

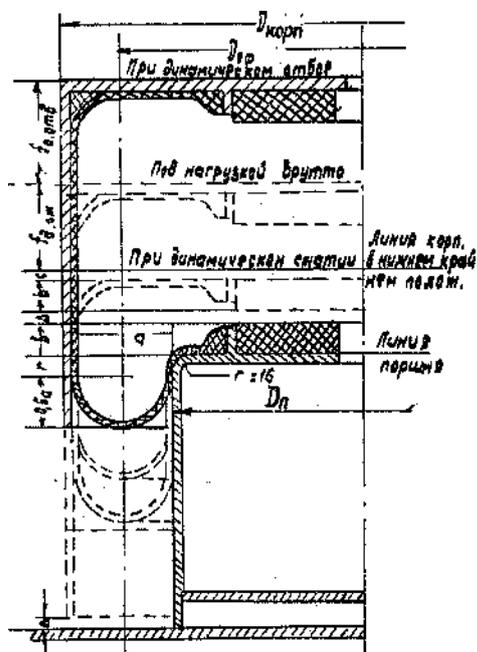


Рис. 2.13. Схема диафрагменного пневмоэлемента

9) при определении зависимости  $S_{эф}(f)$  для пневмоэлементов баллонного и диафрагменного типов (рис.2.13) принимаются допущения том, что полная длина образующей оболочки по меридиану при любых деформациях постоянна и профиль оболочки, не прилегающей к арматуре, является дугой окружности;

10) внутренний объем пневмоэлемента можно определить по теореме Гюльдена

$V_{эл} = S_{эл} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_s \text{ м}^3$ , где  $S_{эл}$  - половина площади образованной секущей

плоскостью, проходящей через ось пневмоэлемента, м;  $r_s$  - расстояние от центра тяжести фигуры до оси пневмоэлемента, м.

## 2.5. Расчет гасителей колебаний

Применение гасителей колебаний в системе упругого подвешивания экипажей

обусловлено необходимостью гашения колебаний кузова, вызванных прохождением колесами неровностей пути.

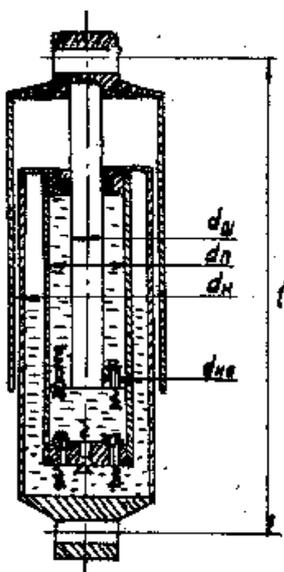


Рис. 2.14.  
Гидравлический  
гаситель  
телескопического  
типа

Гасители колебаний, применяемые на ПС, используют следующие виды трения [2]:

- 1) постоянное (сухое) трение, возникающее в самом упругом элементе или в специальном гасителе;
- 2) вязкое трение, зависящее от скорости колебаний подрессоренных масс;
- 3) молекулярное (внутреннее) трение, возникающее в резиновых элементах подвески.

Наибольшее распространение получили гидравлические гасители колебаний телескопического типа (рис.2.14). Обусловлено это тем, что по сравнению с гасителями колебаний фрикционного типа (например, листовыми рессорами) гидравлические телескопические гасители обладают рядом преимуществ:

- 1) гидравлические гасители работают во всем диапазоне динамических нагрузок от 0 до  $\pm P_{\text{дмакс}}$ , тогда как фрикционные имеют зону нечувствительности к колебаниям при изменении динамических нагрузок от 0 до  $P_{\text{д}} = \pm k_{\text{отн.тр}} P$ ; в пределах зоны нечувствительности все усилия, вызванные

прохождением неровностей пути, жестко передаются через гаситель фрикционного типа от ходовых частей экипажа на кузов;

2) с ростом амплитуды и частоты колебаний в гидравлическом гасителе растет сила сопротивления;

2) массогабаритные показатели гидравлического гасителя телескопического типа существенно меньше показателей гасителя фрикционного типа той же мощности.

При размещении гидравлических гасителей колебаний телескопического типа на рельсовом ПС, имеющем две ступени подвешивания, необходимо помнить следующее:

1) гасители колебаний способны одновременно гасить колебания подпрыгивания, галопирования и боковой качки;

2) гасители, включенные в буксовое подвешивание, менее эффективны по сравнению с гасителями, включенными в центральное подвешивание;

3) для гашения колебаний галопирования в центральном подвешивании надо или устанавливать гасители, в буксовом узле, или применять в центральном подвешивании по два гасителя на каждой стороне тележки, расположенных на достаточном расстоянии друг от друга.

Исходные данные для расчета гасителя телескопического типа: нагрузка  $P_{\text{гмакс}}=0,15P_0$ , условие равенства работы (идентичности характеристики) гасителя колебаний при сжатии и отбоя и ограничения амплитуды колебаний  $f_d=0,25f_{\text{ст}}$ .

В результате расчетов должны быть определены геометрические размеры гасителя.

Величину усилия, воспринимаемого штоком гасителя, можно рассчитать

$$P_{\text{макс}} = p \times S_{\text{пор}}, \text{ Н}, \quad (2.29)$$

где  $p = 2 \dots 3$  МПа - давление рабочей жидкости;

$S_{\text{пор}}$  - площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

Соотношения между диаметром поршня, штока и другими геометрическими размерами гасителя определяются по формулам:

$$d_{\text{пор}} = \sqrt{d_{\text{шт}}}, \text{ м}, \quad (2.30)$$

$$d_{\text{нар}} = (1,5 \dots 2) \times d_{\text{пор}}, \text{ м}, \quad (2.31)$$

$$l_{\text{гас}} = (3 \dots 5) \times d_{\text{пор}} + 2 \times f_{\text{д}}, \text{ м}, \quad (2.32)$$

где  $d_{\text{пор}}$  – диаметр поршня, м;

$d_{\text{шт}}$  – диаметр штока гасителя, м;

$d_{\text{нар}}$  – наружный диаметр гасителя, м;

$l_{\text{гас}}$  – длина гасителя по центрам проушин, м;

$f_{\text{д}}$  – динамический прогиб, м.

Площадь калиброванных отверстий перепускных клапанов, обеспечивающих линейность характеристики гасителя [4]:

$$S_{\text{ко}} = \frac{(S_{\text{пор}} - S_{\text{шт}})^2}{\kappa_{\text{сопр}} \cdot \kappa_{\text{расх}}} \times \sqrt{\frac{\rho \cdot p_3}{2 \cdot 10^3 \cdot g}}, \text{ м}^2, \quad (2.33)$$

где  $\kappa_{\text{сопр}} = 0,6 \times P_0 / \sqrt{g \times f_{\text{ст}}}$  - коэффициент сопротивления гасителя;

$\kappa_{\text{расх}} = 0,5$  - коэффициент расхода рабочей жидкости через калиброванные отверстия перепускных клапанов;

$\rho = (0,9 \dots 0,95) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$  - плотность рабочей жидкости.

### 3. Методические указания к выбору схемы тягового электропривода ПС

Схема тягового электропривода оказывает существенное влияние на ряд таких важных показателей подвижного состава, как габариты и массу ходовых частей, состав и размещение элементов тяговой передачи, способов крепления кузова к ходовым частям и т.д.

В настоящее время различают три типа тягового электропривода, получивших распространение на подвижном составе: индивидуальный, групповой и дифференциальный. Выбор того или иного типа привода на проектируемом подвижном составе должен быть всесторонне обоснован, для чего необходимо сравнивать несколько возможных вариантов привода. Критерием оптимизации могут служить массогабаритные показатели тягового привода. Для создания высокодинамичного экипажа, способного конкурировать с традиционными видами транспорта, удельную мощность тяговых двигателей, отнесенную к 1 пассажиру, для массовых типов ЭПС следует принимать не ниже 1...1,5 кВт/пасс, а для индивидуальных – 3...10кВт/ пасс.

На рис. 3.1 показаны некоторые возможные варианты тягового электрического привода рельсового и безрельсового ПС.

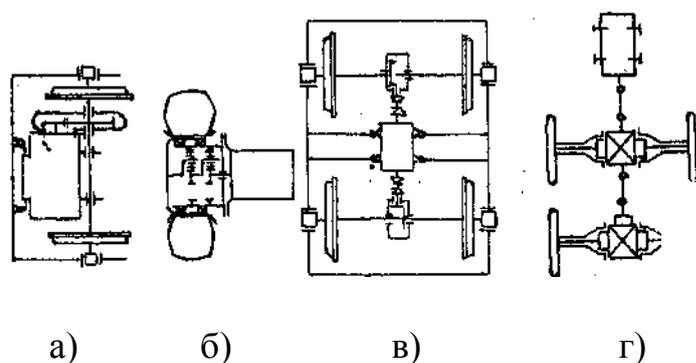


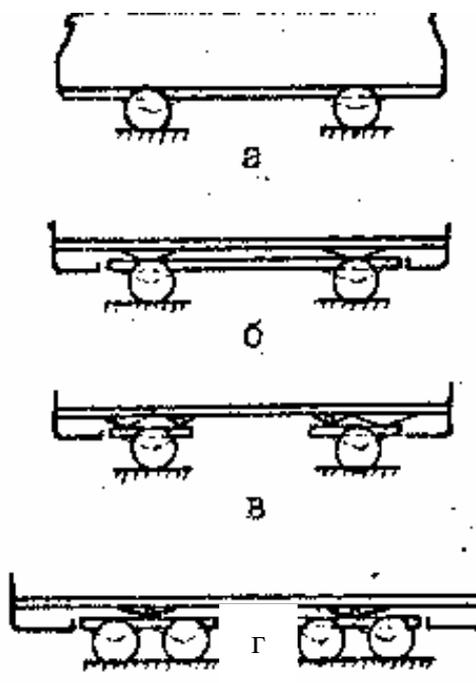
Рис.3.1.Схемы тягового привода:  
а,б - индивидуальный; в - групповой;  
г – дифференциальный

#### 4. Методические указания по разработке конструктивного исполнения ходовых частей ПС

Ходовыми частями называются элементы ПС, расположенные между кузовом и путевой структурой и предназначенные для [2]:

- 1) обеспечения необходимой кинематической связи кузова с путевой структурой;
- 2) передачи вертикальных, продольных и боковых сил от взаимодействия ПС с путевой структурой;
- 3) преобразования энергии, полученной от источника, в работу, затрачиваемую тяговым приводом на приведение экипажа в движение.

Ходовые части подразделяются на колесные и бесколесные. Первые из них могут быть тележечного и бестележечного исполнения (рис.4.1).



У подвижного состава бестележечного исполнения (схема "а") ходовые части экипажа связаны рамой кузова. Конструкция ходовых частей тележечного исполнения (схемы "б", "в", "г") более сложна, так как предполагает наличие специального устройства (рамы или элементов выполняющих ее функций), объединяющего

к<sup>0</sup> Рис.4.1. Ходовые части ПС – узел – тележку. Тележки ПС выполняются одно- и двухосными, поворотными и неповоротными. При разработке конструктивного

исполнения ходовых частей рельсового ПС следует отдавать предпочтение двухосным поворотным тележкам. Объясняется это тем, что они облегчают вписывание ПС в кривые; позволяют увеличить его вместимость; способствуют рациональному размещению оборудования; улучшают плавность хода. При этом необходимо учитывать, что безрамная конструкция тележек позволяет уменьшить вес ходовых частей по сравнению с рамной. Применение буксового узла внешнего расположения приводит к увеличению веса тележки, а внутреннего - к усложнению конструкции ходовых частей и снижению устойчивости экипажа к опрокидыванию в поперечной плоскости; применение независимой подвески тягового двигателя улучшает условия его работы; использование двухступенчатых редукторов позволяет увеличить клиренс тележки и применить более высокоскоростной двигатель.

При разработке конструктивного исполнения ходовых частей безрельсового ПС в зависимости от его типа могут быть применены, тележечные ходовые части или мостовые. При использовании мостовых конструкций целесообразно в ведущих мостах применять разнесенные редукторы, позволяющие увеличить клиренс; в ведущих и управляемых мостах – бездисковые колеса; в системе упругого подвешивания – пневмоэлементы.

Спроектированные ходовые части ПС должны обеспечивать [2]:

- 1) необходимую безопасность движения при установленных скоростях;
- 2) требуемую плавность хода;
- 3) установку кузова в необходимом положении относительно посадочных пассажирских платформ;

- 4) ограничение бокового крена кузова при движении в кривых участках пути;
- 5) минимальное динамическое воздействие на кузов и путевую структуру;
- 6) минимальное сопротивление движению;
- 7) простоту обслуживания при эксплуатации и ремонтпригодность.

Некоторые варианты конструкций ходовых частей ПС отечественного и зарубежного производства представлены в работе [2].

### 5. Расчет рулевого управления безрельсового экипажа

Расчет производится как для однокузовного ПС, так и для сочлененного. В ходе расчетов рулевого управления однокузовного ПС определяются: кинематика

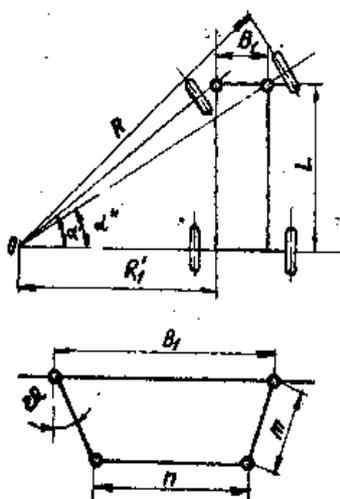


Рис.5.1.

Кинематическая  
схема вписывания  
в кривые

поворота управляемых колес и рулевой передачи; усилия, действующие в элементах рулевой передачи и привода; геометрические размеры деталей (на основе расчетов на прочность). Для сочлененного ПС дополнительно рассчитывается кинематика управляемых колес хвостовой части.

Геометрические размеры элементов рулевой трапеции зависят от угла  $\vartheta$  (рис. 5.1.), величина которого подбирается таким образом, чтобы точка пересечения осей обоих рычагов лежала на продольной оси ПС на расстоянии  $2/3 B_{\text{ПС}}$  от переднего моста.

При проведении кинематического расчета необходимо руководствоваться следующими рекомендациями [2]:

- 1) качение колес при повороте должно происходить без скольжения;
- 2) продольная рулевая тяга устанавливается таким образом, чтобы при колебаниях переднего моста пространственное расположение его колес не изменялось;
- 3) минимальный радиус поворота ПС должен быть не больше чем у существующих транспортных средств аналогичного типа.

Схема расположения колес при вписывании сочлененного ПС в кривую показана на рис.5.2.

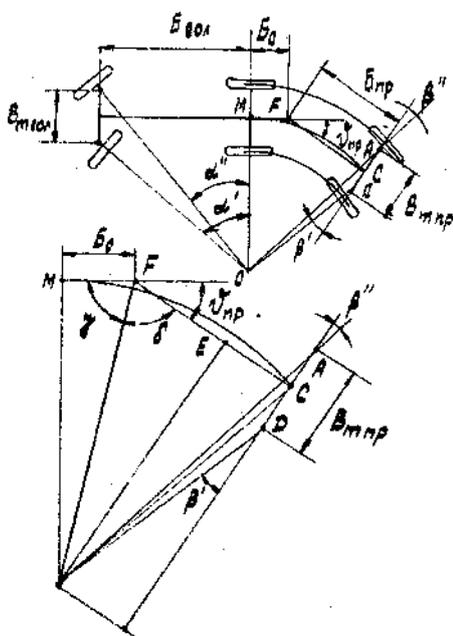


Рис.5.2.Схема вписывания сочлененного ПС

После вычисления геометрических размеров элементов рулевой трапеции необходимо определить коридор вписывания ПС в кривую минимального радиуса.

Детали рулевого механизма рассчитывают из условия приложения к рулевому колесу окружной силы величиной 400 Н (максимально возможная мускульная сила водителя). На рис.5.3 показана схема сил, действующих на детали рулевого управления при использовании в качестве рулевого механизма винта с кривошипом.

Расчету подлежат: рулевой вал, рулевая сошка, продольная и поперечная рулевые тяги. Рулевой вал рассчитывается на кручение в опасном сечении

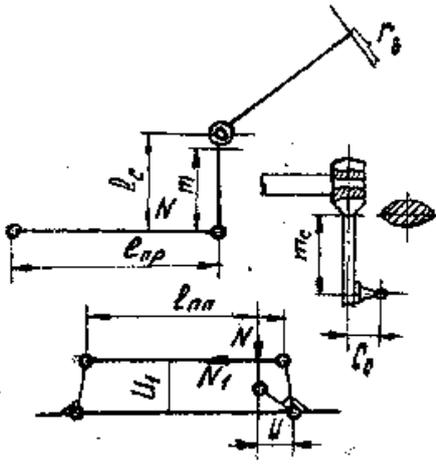


Рис.5.3. Кинематическая схема рулевого управления

$$\tau = \frac{P_B \cdot r_B}{W_K}, \text{ Па,} \quad (5.1)$$

где  $P_B = 400 \text{ Н}$  - мускульная сила водителя;

$r_B$  - радиус рулевого колеса, м;

$W_K$  - момент сопротивления кручению,  $\text{м}^3$ .

Рулевая сошка рассчитывается на изгиб и кручение от действия силы

$$N = \frac{P_B \cdot r_B \cdot i_{om}}{l_c}, \text{ Н,} \quad (5.2)$$

где  $i_{om}$  - передаточное число рулевого механизма;

$l_c$  - плечо рулевой сошки, м.

Напряжение на изгиб и кручение сошки

$$\sigma = \frac{N \cdot m_c}{W} \text{ и } \tau = \frac{N \cdot c_c}{W_K}, \text{ Па,} \quad (5.3)$$

где  $m_c$  - расстояние от места приложения силы  $N$  до опасного сечения, м;

$c_c$  - плечо приложения скручивающего усилия от силы  $N$  (рис.5.3), м;

$W$  и  $W_K$  - моменты сопротивления изгибу и кручению сошки в опасном сечении,  $\text{м}^3$ .

Продольная рулевая тяга работает на растяжение или продольный изгиб.

Напряжение при растяжении

$$\sigma = \frac{N}{S}, \text{ Па,} \quad (5.4)$$

где  $S$  - площадь сечения продольной тяги,  $\text{м}^2$ .

Напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{изг} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_{пр}^2 \cdot S}, \text{ Па}, \quad (5.5)$$

где  $E$  - модуль упругости при растяжении, Па;

$J$  - момент инерции среднего сечения тяги, м<sup>4</sup>;

$l_{пр}$  - длина продольной рулевой тяги, м.

Продольная рулевая тяга должна быть проверена на запас устойчивости

$$k = \frac{\sigma_u}{\sigma} \geq 1 \quad (5.6)$$

На поперечную рулевую тягу действует усилие  $N_1$

$$N_1 = N \frac{u}{u_1}, \text{ Н}, \quad (5.7)$$

где  $u$  - расстояние между осью поворотной цапфы и направлением оси продольной тяги, м;

$u_1$  - расстояние между осями поворотных цапф и направлением оси поперечной тяги, м.

Расчет напряжений при сжатии и продольном изгибе, а также проверка по запасу устойчивости производятся по формулам (5.4)...(5.6).

Напряжения, возникающие в элементах рулевого управления, не должны превышать, согласно [2], следующих значений:

- а) вал рулевого механизма (на кручение) - 50 МПа;
- б) вал рулевой сошки (на кручение) - 350 МПа;
- в) рулевые тяги (на растяжение, сжатие) - 100 Мпа.

В случае применения рулевого механизма другого типа, например, с червячной глобоидальной передачей, в некоторых элементах рулевого управления

возникают усилия, которые рассчитываются по другим формулам. Подробнее с методикой определения этих усилий можно ознакомиться в работах [2,6].

## 6. Расчет тормозных механизмов

На современном ПС ГЭТ применяются колесно-колодочные тормозные механизмы, барабанного типа и дисковые. Достоинства и недостатки некоторых типов тормозных механизмов с точки зрения влияния их на ходовые части ПС рассмотрены в работе [5]. Более подробно эти вопросы излагаются в книгах [2,6,7].

Расчет тормозных механизмов включает в себя [2]:

- а) определение максимально допустимого усилия на входе тормозного механизма и соответствующего ему тормозного усилия на ободу колеса;
- б) расчет деталей тормозного механизма на прочность;
- в) расчет отдельных деталей тормоза на износ и нагрев.

На рис.6.1 показана расчетная схема колесно-колодочного тормозного механизма.



Сила нажатия колодки на бандаж колеса

$$X_k = K_x \times \cos \alpha, \text{ Н}, \quad (6.1)$$

где  $K_x$  - усилие, передаваемое на тормозную колодку от привода, Н;

$\alpha \approx 30^\circ$  - угол установки колодки.

Предельное значение силы нажатия на колодку определяется из условия реализации безюзового торможения порожнего подвижного состава при

известном значении коэффициента сцепления  $\Psi$  [5] и расчетном коэффициенте трения колодок о бандаж  $\varphi_k$ . Для чугунных колодок

$$\varphi_k = \varphi_0 \cdot \frac{2,09 + 0,06 \times X_k}{1 + 0,1 \times X_k} \cdot \frac{1 + 0,072 \times v}{1 + 0,288 \times v},$$

где  $\varphi_0 = 0,25$ ;

$v$  - скорость ПС при торможении.

Для асбестобакелитовых колодок  $\varphi_k = 0,25 \dots 0,3$ .

Расчет усилий в тормозных механизмах барабанного и дискового типов производится аналогично. За рабочий элемент механизмов следует принимать асбестобакелитовые колодки.

Расчет деталей тормозного механизма на прочность выполняется известными из курса сопротивления материалов методами удельных давлений в тормозных колодках, которые не должны превышать значений  $0,6 \dots 1,5$  МПа, принимаемых при эксплуатации как чугунных, так и асбестобакелитовых рабочих элементов [2].

Расчеты на нагрев сводятся к определению удельной мощности трения в преобразователе кинетической энергии в тепловую, которая не должна превышать  $250 \text{ Вт/м}^2$ , и величины повышения температуры преобразователя за один цикл торможения.

Удельная мощность трения может быть найдена из условия равенства кинетической энергии движущегося ПС работе сил трения в механических тормозах. При этом необходимо учитывать, что из-за перераспределения веса ПС между ходовыми частями, вызванного инерционными силами, площадь тормозных накладок передних и задних осей может быть различной.

Для дисковых и барабанных тормозных механизмов удельная мощность трения

$$N_{\text{тpи}} = (1 + \gamma_u) \cdot \frac{G_{im} \times v_T^3}{4g \times n_{ti} \times l_T \times S_{\delta i}}, \quad \text{Вт/м}^2,$$

(6.2)

где  $\gamma_u$  - коэффициент инерции вращающихся частей ПС;

$G_{im}$  - вес, приходящийся на  $i$ -ый мост ПС, Н;

$v_T$  - скорость начала торможения, м/с;

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$n_{ti}$  - количество тормозных накладок  $i$ -го моста ПС;

$l_T$  - тормозной путь, м;

$S_{\delta i}$  - рабочая поверхность  $i$ -го тормозного барабана, м<sup>2</sup>.

Величина повышения температуры тормозного барабана за один цикл торможения может быть определена при принятии допущения о том, что при кратковременном торможении излучение тепла в окружающую среду незначительно и им можно пренебречь. Тогда

$$T_{\Delta} = (1 + \gamma_u) \cdot \frac{G_{im} \cdot (v_{T1}^2 - v_{T2}^2)}{2 \cdot g \cdot m_{\delta} \cdot c_{\delta}}, \quad \text{°C}, \quad (6.3)$$

где  $v_{T1}$  и  $v_{T2}$  - скорость начала и конца режима торможения, м/с;

$m_{\delta}$  - масса тормозного барабана и связанных с ним деталей, кг;

$c_{\delta}$  - теплоемкость материала барабана (для стали и чугуна  $c_{\delta} = 523$  Дж/кг°С).

Для нормальной работы тормозных накладок необходимо соблюдать условие  $T_{\Delta} \leq 15^{\circ}\text{C}$ .

## 7. Расчет кузовов

Кузова ПС ГЭТ подразделяются по способу восприятия нагрузки на три основных вида: а) с несущей рамой; б) с несущими стенками и рамой; в) цельнонесущие. Последние из них наиболее перспективны, так как при сохранении требуемой прочности обладают меньшей материалоемкостью. Поэтому при проектировании ПС следует отдавать предпочтение цельнонесущей конструкции кузова.

Специфика крепления ходовых частей ПС тележечного и бестележечного исполнения к кузовам обуславливает различие методик расчета последних на прочность.

Кузова бестележечного ПС рассчитываются на кручение, изгиб и сжатие [8]. Методика расчета цельнонесущих кузовов ПС достаточно сложна и в данных методических указаниях не приводится. Упрощенная методика расчета предполагает определение угла закручивания кузова ПС при самых неблагоприятных условиях движения (наезда одним колесом на препятствие высотой  $h_n=0,15$  м).

При упрощенном расчете угла закручивания принимаются допущения [8]:

- 1) крутящий момент воспринимается только кузовом;
- 2) реакция от путевой структуры действует на колесо моста, которое наехало на препятствие (см. рис.7.1);
- 3) подоконный обвязочный пояс абсолютно жесткий на сжатие.

Максимальный крутящий момент при статической нагрузке

$$M_{KP} = R_{II} \frac{l_{КОЛ.П}}{2} = (G_{ПАСС.МАКС} + G_K) \frac{l'' l_{КОЛ.П}}{2B}, H \cdot м, \quad (7.1)$$

где  $l''$  – расстояние от центра тяжести до заднего моста, м;

$l_{КОЛ.П}$  – ширина колеи переднего моста, м;

$R_{II}$  – реакция путевой структуры, Н.

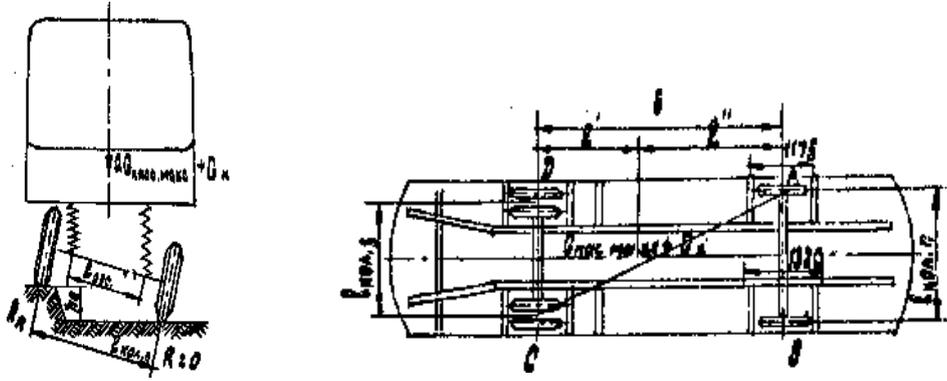


Рис.7.1. Расчетная схема наезда ПС на неровности пути

С учетом динамики

$$M_{KP.МАКС} = k_D M_{KP}, H \cdot м, \quad (7.2)$$

где  $k_D$  – коэффициент вертикальной динамики.

Угол закручивания кузова ПС, рассчитанный по методу Максвелла-Мора при жестком на сжатие подоконном поясе [8]

$$\varphi = M_{KP.МАКС} \left[ \frac{B}{4G_{СДВ} \cdot S_{КУЗ}^2} \int \frac{dl}{t} + \frac{B^2 h_{П/О}^2 h_{КУЗ}}{6ES_{КУЗ}^2} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n J_i} \right], рад, \quad (7.3)$$

где  $B$  – база ПС, м;

$G_{СДВ} = 80 ГПа$  – модуль сдвига;

$S_{КУЗ}$  – площадь поперечного сечения кузова, м<sup>2</sup>;

$$\int \frac{dl}{t} = \frac{e_{ПОЛ}}{t_{ПОЛ}} + 2 \frac{h_{П/О}}{t_{П/О}} \left( \frac{h_{КУЗ}}{h_{П/О}} \right)^2 + \frac{l_{KP}}{t_{KP}};$$

$e_{ПОЛ}$  – ширина пола кузова, м;

$t_{ПОЛ}, t_{П/О}, t_{KP}$  – толщина листа обшивки пола, подоконной части стенки и крыши соответственно, м;

$h_{\text{П/О}}$  и  $h_{\text{Куз}}$  – высота подоконной части стенки и кузова соответственно, м;

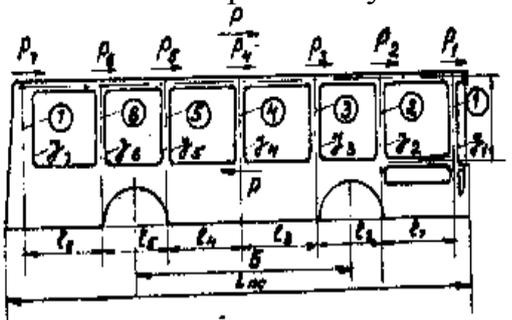
$l_{\text{КР}}$  – длина дуги крыши, м;

$E$  – модуль упругости;

$J_i$  – момент инерции сечений стоек, м<sup>4</sup> (см. рис. 7.2).

Рассчитанный таким образом угол закручивания не должен превышать величины 15 угловых минут.

Точный расчет кузова ПС на изгиб достаточно сложен и производится, как



правило, с применением ЭВМ. Поэтому воспользуемся упрощенной методикой, которая дает достаточную степень сходимости результатов расчета.

Рис.7.2. Схема боковой стенки ПС

Для определения напряжения при изгибе ПС

необходимо построить расчетную схему и эпюры изгибающих моментов и сил, действующих в вертикальной плоскости (см. рис.7.3).

Расчетная схема должна учитывать особенности опирания кузовов рельсового и безрельсового транспорта на ходовые части.

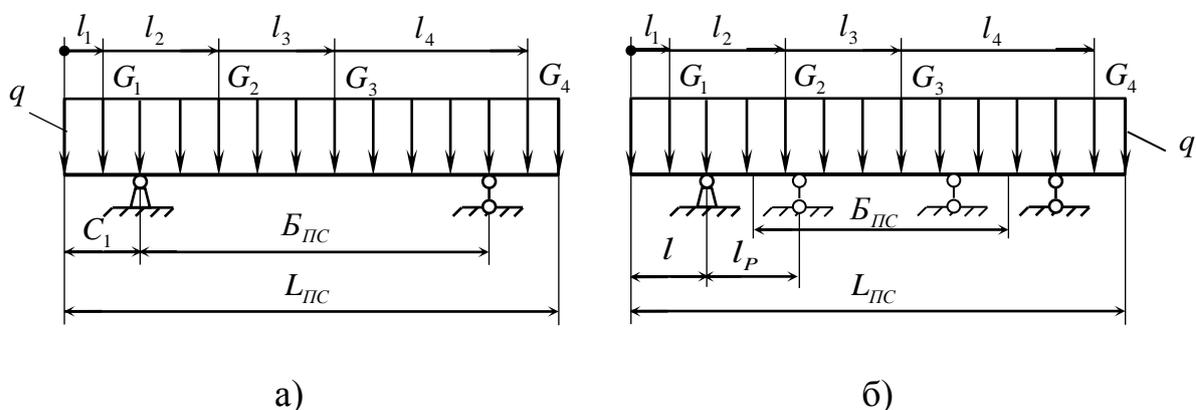


Рис.7.3. Расчетные схемы сил, действующих в вертикальной плоскости

На рис. 7.3а показана расчетная схема кузова рельсового транспорта, опирающегося на тележки, например, через центральные опоры (балка на двух опорах), на рис. 7.3б – кузова безрельсового транспорта, опирающегося на ходовые части мостовой конструкции в четырех точках, например, с помощью листовых рессор (балка на четырех опорах). Равномерно распределенная нагрузка на балку  $q = \frac{G_K}{L_{ПС}}$ , сосредоточенные нагрузки  $G_i$  определяются от числа пассажиров, приходящихся на  $i$ -ый участок салона (планировочная задача и задача развески).

Для построения эпюр изгибающих моментов  $M_{изг}$  и перерезывающих сил  $Q_{пер}$  (см. соответствующие главы учебников по теоретической механике и сопротивлению материалов) необходимо избавиться от связей, заменить их реакциями. Чтобы построить эпюры  $M_{изг}$  и  $Q_{пер}$ , нужно определить реакции в опорах кузова. Задача определения реакций в расчетной схеме кузова ПС рельсового транспорта (балке на двух опорах) статически определимая. Реакции находятся из двух уравнений моментов равновесного состояния относительно точек опор.

Задача определения реакций в расчетной схеме кузова ПС безрельсового транспорта (балке на четырех опорах) является статически неопределимой. Однако неопределенность можно раскрыть, если учесть, что по условию конструктивного исполнения реакции в точках опор кузова на передний и задний мосты должны быть одинаковыми, то есть исходная схема может быть изменена на новую

статически определимую, в которой четыре точки опоры заменены (условно) на две. Погрешность расчетов при этом не превышает 3...5%.

Пример. Построение эпюр  $M_{изг}$  и  $Q_{пер}$  для расчетной схемы рис. 7.3б с исходными данными, приведенными в таблице 7.1.

Таблица 7.1

$L_{пс},$	$B_{пс},$	$l,$	$l_1,$	$l_2,$	$l_3,$	$l_4,$	$l_p,$	$q,$	$G_1,$	$G_2,$	$G_3,$	$G_4,$
м	м	м	м	м	м	м	м	кН/м	кН	кН	кН	кН
11	5,5	2	0,5	5	7	10	1,5	6,5	3	2	3,5	7

Реакции в опорах расчетной схемы (рис. 7.4б) определяются из уравнений:

$\Sigma M_1 = 0$  реакцию  $R_2$  и из  $\Sigma M_2 = 0$  реакцию  $R_1$ .

$$R_1 = \frac{q \frac{L_{пс}}{2} (L_{пс} - 2C_1) - G_1(C_1 - l_1) + G_2(l_2 - C_1) + G_3(l_3 - C_1) + G_4(l_4 - C_1)}{B_{пс}},$$

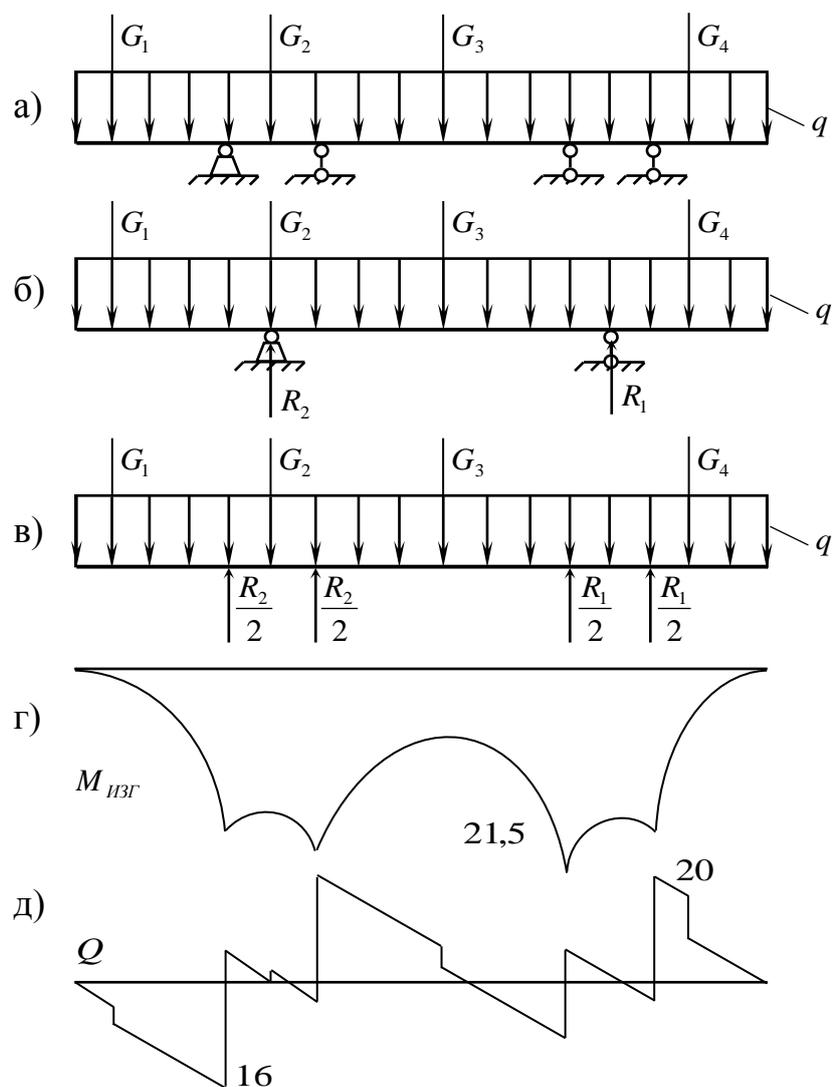
где  $C_1 = l + \frac{l_p}{2} = 2 + \frac{1,5}{2} = 2,75 \text{ м}$ .

$$R_1 = \frac{6,5 \cdot 10^3 \frac{11}{2} (11 - 2 \cdot 2,75) - 3 \cdot 10^3 (2,75 - 0,5) + 2 \cdot 10^3 (5 - 2,75) + 3,5 \cdot 10^3 (7 - 2,75) + 7 \cdot 10^3 (10 - 2,75)}{5,5} = 47,5 \text{ кН};$$

$$R_2 = \frac{q \frac{L_{пс}}{2} (L_{пс} - 2C_2) + G_1(L_{пс} - C_2 - l_1) + G_2(L_{пс} - C_2 - l_2) + G_3(L_{пс} - C_2 - l_3) - G_4(l_4 + C_2 - L_{пс})}{B_{пс}},$$

где  $C_2 = L_{пс} - B_{пс} - C_1 = 11 - 5,5 - 2,75 = 2,75 \text{ м}$ ;

$$R_2 = \frac{6,5 \cdot 10^3 \frac{11}{2} (11 - 2 \cdot 2,75) + 3 \cdot 10^3 (11 - 2,75 - 0,5) + 2 \cdot 10^3 (11 - 2,75 - 5) + 3,5 \cdot 10^3 (11 - 2,75 - 7) - 7 \cdot 10^3 (10 + 2,75 - 11)}{5,5} = 38,7 \text{ кН}.$$



Для построения эпюр от реально действующих сил необходимо вернуться к исходной расчетной схеме (рис. 7.4) приложив к точкам опор реакции, равные половинным значениям найденных (рис. 7.4в). Характер эпюр будет вида:  $M_{изг}$  – рис. 7.4г и  $Q_{пер}$  – рис. 7.4д.

В каждом конкретном случае расчетная схема кузова ПС и эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил могут отличаться от показанных на рис. 7.4. Так, например, эпюра изгибающих моментов для расчетной схемы кузова с двумя опорами (рис. 7.3а) будет иметь соответственно две характерные точки перегиба.

По эюграм  $M_{ИЗГ}$  и  $Q_{ПЕР}$  производится выбор расчетных сечений боковой (боковых) стенки (стенок). За расчетные сечения принимаются сечения, в которых  $M_{ИЗГ}$  и  $Q_{ПЕР}$  имеют наибольшие значения.

В конструкциях цельнонесущих сварных кузовов напряжения между элементами каркаса и обшивкой распределяются неравномерно [2,3,9]. Они достигают максимальных значений в элементах, подкрепляющих обшивку, и уменьшаются по мере удаления от них [2,9]. Поэтому в расчете учитывается не вся ширина обшивки, а только ее часть, называемая приведенной [2,9]:

$$e_{ПР} = 40\delta, \text{ м}, \quad (7.4)$$

где  $\delta$  – толщина листа обшивки в пределах между подкрепляющими элементами, м.

Коэффициент приведения ширины плоской обшивки, называемый редуцированным коэффициентом обшивки, определяется из соотношения

$$\varphi_{РЕД} = \frac{e_{ПР}}{e_{ЛИСТ}} = 40 \frac{\delta}{e_{ЛИСТ}}. \quad (7.5)$$

Для жестких несущих элементов каркаса  $\varphi_{РЕД} = 1$ , для легких штампованных продольных связей  $\varphi_{РЕД} = 0,7 \dots 0,86$ . Поэтому за расчетное сечение боковой стенки кузова принимается редуцированное сечение, состоящее из элементов, считающихся воспринимающими нагрузку.

Для определения напряжений в элементах редуцированного сечения боковой стенки (рис. 7.5) необходимо определить положение нейтральной оси “x-x”, которое рассчитывается по формуле

$$y_0 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i y_i}{\sum_{i=1}^n S_i}, \text{ м}; \quad (7.6)$$

где  $S_i$  - площадь  $i$ -го несущего элемента редуцированного сечения,  $\text{м}^2$ ;

$y_i$  - расстояние от нижней кромки сечения стенки до  $i$ -го элемента, м.

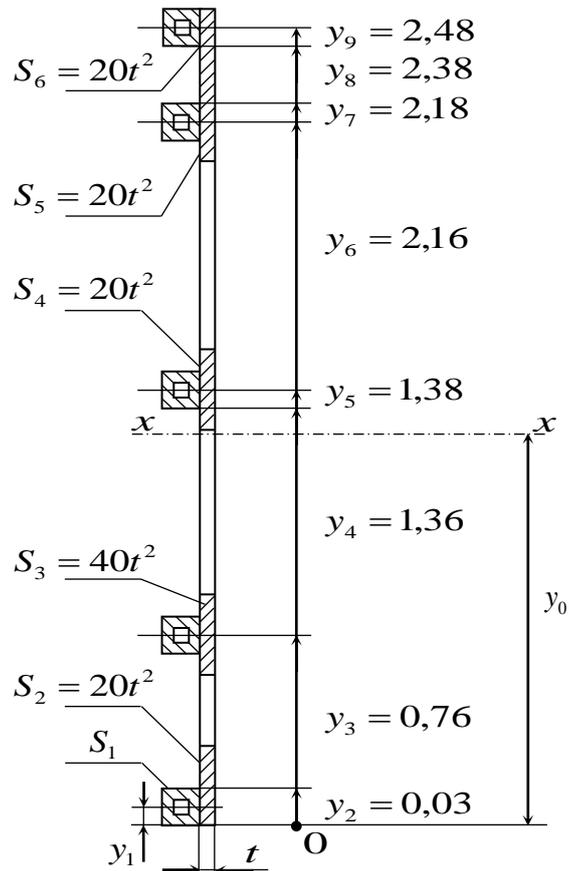


Рис.7.5. Сечение боковой стенки

Средние нормальные напряжения при изгибе и касательные напряжения от перерезывающей силы в  $i$ -ом элементе редуцированного сечения определяются [2]

$$\sigma_i = \frac{M_j}{J_{\text{РЕД}}} \varphi_{\text{РЕД}} y_j \frac{E_i}{E} \quad \text{и} \quad \tau_i = \frac{Q_j}{S_{\text{РЕД}}} \varphi_{\text{РЕД}} \frac{E_i}{E}, \text{ Па}, \quad (7.7)$$

где  $M_j$  и  $Q_j$  - изгибающий момент и перерезывающая сила в рассматриваемом сечении, определяемые из предположения, что  $M_{\text{ИЗГ}}$  и  $Q_{\text{ПЕР}}$  воспринимаются

двумя боковыми стенками;

$$J_{ред} = \sum_{i=1}^n S_i (y_i - y_0)^2 - \text{момент инерции редуцированного сечения, м}^4;$$

$$S_{ред} = \sum_{i=1}^n S_i - \text{площадь элементов редуцированного сечения, м}^2;$$

$\varphi_{ред}$  – редуцированный коэффициент;

$y_j$  – расстояние от нейтральной оси редуцированного сечения до рассматриваемого  $i$ -того элемента, м;

$E_i$  – модуль упругости материала  $i$ -того элемента.

Эквивалентные напряжения в рассматриваемом элементе определяются по формуле

$$\sigma_{\text{э}i} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau_i^2}, \text{ Па} \quad (7.8)$$

Наибольшие значения  $\sigma_{\text{э}i}$  сравниваются с допускаемыми напряжениями материала.

Элементы боковой стенки, работающие на сжатие, помимо расчета на прочность проверяются на устойчивость. Действующие в сечении напряжения не должны превышать критических напряжений при сдвиге и сжатии [8]

$$\sigma_{кр} = k_c E \left( \frac{t}{l_{кор}} \right)^2 \quad \text{и} \quad \tau_{кр} = \left( 5 + 6 \frac{l_{кор}}{l_{дл}} \right) E \left( \frac{t}{l_{кор}} \right)^2, \text{ Па}, \quad (7.9)$$

где  $l_{кор}$  и  $l_{дл}$  – размеры короткой и длинной сторон листа обшивки, м;

$k_c = 6,35$  – для листов обшивки, сильно закрепленных в обвязках,  $k_c = 3,64$  – для слабо закрепленных;

$E$  – модуль упругости.

Пример. Расчет на прочность и устойчивость элементов боковой стенки кузова ПС с исходными данными, приведенными в таблице 7.1.

Редуцированное сечение боковой стенки кузова показано на рис. 7.5. Оно взято по месту приложения реакции  $R_1$  (рис. 7.4г,д).

Положение нейтральной оси “ $x-x$ ”

$$y_0 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i y_i}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{S_1(y_1 + y_3 + y_5 + y_7 + y_9) + S_2 y_2 + S_3 y_3 + S_4 y_4 + S_5 y_6 + S_6 y_8}{5S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6},$$

$$y_0 = \frac{3,68 \cdot 10^{-4} (2 \cdot 10^{-2} + 0,76 + 1,38 + 2,18 + 2,48) + 20 \cdot 10^{-6} \cdot 0,03 + 40 \cdot 10^{-6} \cdot 0,76 + \dots}{5 \cdot 3,68 \cdot 10^{-4} + 20 \cdot 10^{-6} + 40 \cdot 10^{-6} + \dots}$$

$$\frac{\dots + 20 \cdot 10^{-6} \cdot 1,36 + 20 \cdot 10^{-6} \cdot 2,16 + 20 \cdot 10^{-6} \cdot 2,46}{\dots + 20 \cdot 10^{-6} + 20 \cdot 10^{-6} + 20 \cdot 10^{-6}} = 1,34 \text{ м}$$

Нормальные напряжения  $\sigma$  и касательные напряжения  $\tau$  для верхней кромки листа обшивки с  $t = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  при  $y_j = 1,16$  по (7.7)

$$\sigma = \frac{10,75 \cdot 10^3}{15,9 \cdot 10^{-4}} 0,75 \cdot 1,16 \frac{210 \cdot 10^9}{210 \cdot 10^9} = 5,6 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{10 \cdot 10^3}{19,6 \cdot 10^{-4}} 0,75 \frac{210 \cdot 10^9}{210 \cdot 10^9} = 3,75 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{5,6^2 + 3 \cdot 3,75^2} = 8,7 \text{ МПа},$$

где

$$J_{ред} = \sum_{i=1}^n S_i (y_i - y_0)^2 = S_1 [(y_1 - y_0)^2 + (y_3 - y_0)^2 + (y_5 - y_0)^2 + (y_7 - y_0)^2 + (y_9 - y_0)^2] + \dots$$

$$\dots + S_2 (y_2 - y_0)^2 + S_3 (y_3 - y_0)^2 + S_4 (y_4 - y_0)^2 + S_5 (y_6 - y_0)^2 + S_6 (y_8 - y_0)^2 =$$

$$= 3,68 \cdot 10^{-4} [(0,02 - 1,34)^2 + (0,76 - 1,34)^2 + (1,38 - 1,34)^2 + (2,18 - 1,34)^2 + (2,48 - 1,34)^2] + \dots$$

$$\dots + 20 \cdot 10^{-6} (0,03 - 1,34)^2 + 40 \cdot 10^{-6} (0,76 - 1,34)^2 + 20 \cdot 10^{-6} (1,36 - 1,34)^2 + 20 \cdot 10^{-6} (2,16 - 1,34)^2 + \dots$$

$$+ 20 \cdot 10^{-6} (2,46 - 1,34)^2 = 15,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$\varphi_{ред} = 0,75;$$

$$y_j = h_{\text{куз}} - y_0 = 2,5 - 1,34 = 1,16 \text{ м};$$

$E_j = 210 \text{ ГПа}$  – модуль упругости стального листа;

$E = 210 \text{ ГПа}$  – модуль упругости стали.

Верхняя кромка обшивки и другие элементы стенки, расположенные выше нейтральной оси, работают на растяжение, поэтому напряжения  $\sigma_{\text{э}}$  сравниваются с допускаемыми напряжениями для материала  $\sigma_{\text{э}} = 8,7 \text{ МПа} < [\sigma] = 165 \text{ МПа}$ , например, для СтЗ.

Нормальные напряжения  $\sigma$  и касательные напряжения  $\tau$  нижнего усиливающего элемента (квадратной трубы), работающего на сжатие:

$$\sigma = \frac{10,75 \cdot 10^3}{15,9 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,75 \cdot 1,32 \frac{210 \cdot 10^9}{210 \cdot 10^9} = 6,4 \text{ МПа};$$

$$\tau = 3,75 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{э}} = \sqrt{6,4^2 + 3 \cdot 3,75^2} = 9,1 \text{ МПа}.$$

Критические напряжения для рассматриваемого элемента стенки

$$\sigma_{\text{кр}} = k_c E \left( \frac{t}{l_{\text{КОР}}} \right)^2 = 6,35 \cdot 210 \cdot 10^9 \left( \frac{0,001}{0,2} \right)^2 = 33,3 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{кр}} = \left( 5 + 6 \frac{l_{\text{КОР}}}{l_{\text{ДП}}} \right) E \left( \frac{t}{l_{\text{КОР}}} \right)^2 = \left( 5 + 6 \frac{0,2}{1,2} \right) 210 \cdot 10^9 \left( \frac{0,001}{0,2} \right)^2 = 31,5 \text{ МПа}$$

Так как  $\sigma_{\text{э}} < \sigma_{\text{кр}}$  и  $\tau < \tau_{\text{кр}}$ , то принятые геометрические размеры и количество обвязочных поясов и толщина листа удовлетворяют условиям эксплуатации боковины кузова. Верхняя кромка боковой стенки кузова по всей длине испытывает деформацию растяжения, нижняя – сжатие.

Исходными данными для расчета на прочность кузова ПС с ходовыми частями тележечного исполнения служат габаритные размеры кузова и нагрузки действующие на него [2]:

1) расчетная статическая вертикальная нагрузка при максимальном наполнении, которая обычно представляется в виде сосредоточенной нагрузки  $G_i$  от веса тяжелого оборудования и распределенной нагрузки

$$q_k = \frac{G_k + G_{\text{пассмакс}} - \sum_{i=1}^n G_i}{L_{\text{пс}}}, \text{ Н/м} \quad (7.10)$$

2) вертикальная динамическая нагрузка, учитываемая коэффициентом вертикальной динамики  $\kappa_d$ ;

3) вертикальная кососимметричная нагрузка, обусловленная неравенством жесткостей и прогибов упругих элементов и неровностями, которая ориентировочно учитывается увеличением максимальных статических напряжений в конструкциях кузова на 10...12% ( $\kappa_k = 1,1 \dots 1,2$ );

4) вертикальная антисимметричная нагрузка, обусловленная действием центробежных сил и ветровой боковой нагрузкой. В ориентировочных расчетах влияние боковой нагрузки учитывается увеличением максимальных статических напряжений на 12,5% ( $\kappa_a = 1,125$ );

5) тяговая нагрузка при расчетном коэффициенте сцепления;

6) продольная нагрузка  $F_{\text{сц}}$  от удара по сцепке, определяемая из условий трогания поезда с заторможенным прицепом при  $\Psi = 0,3 \dots 0,4$

$$F_{\text{сц}} = \Psi \cdot G_{\text{пр}}, \text{ Н}; \quad (7.11)$$

- 7) инерционные нагрузки, обусловленные режимами пуска и торможения ПС. При расчете кузова их влияние учитывается увеличением максимальных статических нагрузок на 10% ( $\kappa_{и}=1.1$ );
- 8) добавочные нагрузки на элементы, связанные с работой тяговых двигателей и тормозных устройств.

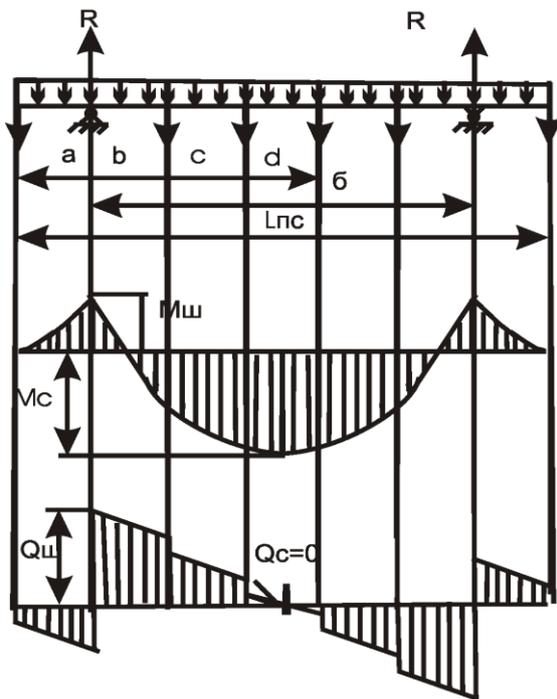


Рис. 7.6. Расчетная схема цельнометаллического кузова

За расчетную схему цельнометаллического кузова ПС с ходовыми частями тележечного исполнения при выполнении приближенных расчетов на вертикальную нагрузку следует принимать [2.3.9] консольную балку на двух опорах (рис. 7.3а), загруженную равномерно распределенной нагрузкой и отдельными сосредоточенными силами. Для расчета балки на прочность требуется определить изгибающие моменты и перерезывающие силы, возникающие в среднем и шкворневом сечениях. В каждом конкретном случае схема ПС и эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил могут отличаться от показанных на рис.7.6.

Средние нормальные напряжения при изгибе и касательные напряжения от перерезывающей силы в каждом из элементов редуцированного сечения кузова определяются по (7.7).

Сжатые элементы панелей кузова проверяются на устойчивость по формулам (7.9).

## Литература

1. Нормы расчетов на прочность и проектирование механической части вагонов метрополитена колеи 1520/1524 мм. -М.: ВНИИВ, 1973.
2. Ефремов И.С., Гущо-Малков Б.П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта.- М.: Стройиздат, 1970. - 480 с.
3. Меделъ В.Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика. - М.: Транспорт, 1974. - 232 с.
4. Ефремов И.С. и др. Проектирование и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. - М.:МЭИ,- 1978. -84 с.
5. Бирюков В.В. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава ГЭТ: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. - Новосибирск: НЭТИ, 1981. - 48 с.
6. Ефремов И.С. Троллейбусы (теория, конструкция и расчет). - М.: Высшая школа, 1969. - 488 с.
7. Ефремов И.С., Кобозев В.М. Механическое оборудование троллейбусов. - М.: Транспорт, 1978. - 311 с.
8. Тесер Е. Кузова большегрузных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
9. Спиридонов Б.К., Пастухов И.Ф. Конструкция и расчет вагонов. – М.: Машиностроение, 1980, - 248 с.

## Оглавление

	Стр.
1. Методические указания к выбору системы упругого подвешивания ПС.....	3
2. Методические указания к выбору и расчету упругих элементов и гасителей колебаний .....	7
3. Методические указания к выбору схемы тягового электропривода ПС .....	29
4. Методические указания по разработке конструктивного исполнения ходовых частей ПС .....	28
5. Расчет рулевого управления безрельсового экипажа .....	31
6. Расчет тормозных механизмов .....	35
7. Расчет кузовов .....	38
Литература .....	51