

Новосибирский государственный технический университет

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Часть 1

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

Составители: Н.Л. Чагин

В.В. Бирюков

Рецензент: В.Г. Коршиков

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование различных типов подвижного состава (ПС) городского электрического транспорта связано с решением ряда вопросов, основными из которых являются следующие:

1. Решение планировочной задачи, в результате которого для выбранного типа подвижного состава определяются его габариты, внешний вид, расположение ходовых частей, размещение оборудования салона, весовые показатели ПС.

2. Решение задачи распределения веса кузова по ходовым частям (развески ПС), в результате которого уточняются координаты размещения ходовых частей с учетом несущей способности колёс.

3. Определение колебательной модели подвижного состава, необходимой для проведения теоретических исследований колебаний.

4. Расчет кузова подвижного состава.

5. Расчет колесных пар и мостов, в результате которого определяются размеры и конструктивное исполнение элементов колес и мостов.

6. Выбор и расчет типа упругих элементов и гасителей колебаний.

7. Выбор и расчет упругого подвешивания.

8. Разработка конструктивного исполнения ходовых частей.

9. Определение схемы тягового привода.

10. Проектирование и расчет рулевого управления.

11. Выбор типа и расчет механических тормозов подвижного состава.

Современные методы решения перечисленных выше вопросов излагаются в лекционном курсе «Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта». Работа над проектом помогает более углубленно изучить теорию, тщательно проработать конструктивное исполнение элементов механического оборудования на основе анализа конструкций подвижного состава отечественного и зарубежного производства, усвоить методику расчета механического оборудования, приобрести навыки самостоятельного инженерного решения при проектировании ЭПС.

На начальной стадии проектирования перед студентами стоит задача выбора вида ПС. Из курса «Городской электрический транспорт» известно, что каждый вид подвижного состава обладает ограниченной провозной способностью. В табл.1.1 приведены ориентировочные значения пассажиропотоков, которые способны удовлетворить различные виды городского транспорта.

Таблица 1

Класс	Характеристик а производитель ности	Вид транспорта	Провозная способность, тыс. пасс/ч	Примечание
1	Очень высокая	а) Электрифицированная железная дорога	55...60	9-вагонный состав
		б) Метрополитен	25...30÷45...55	6-8-вагонный состав
2	Высокая	а) Трамвай б) Монорельсовый транспорт	3,5...4,5÷12...23 10...25	Максимум – для поезда из 8- осных вагонов
3	Средняя	а) Троллейбус б) Автобус	2...2,5÷6...12 0,6...0,7÷5...8	Максимальная – для сочлененного
4	Низкая	а) Легковой автомобиль б) Вертолет	1...1,5 0,5...0,6	Максимальная Максимальная

Провозная способность каждого вида транспорта зависит от вместимости ПС и интервала движения. При проектировании ПС необходимо руководствоваться следующим рядом вместимости [1]: 4-5, 8-12, 17-25, 35-40, 60-75, 80-95, 110-120, 160-180, 230-260.

Исходными данными для проектирования являются величина часового пассажиропотока и интервал движения ПС. Вместимость ПС, способного провести заданное количество пассажиров при известном интервале движения, определяется по формуле:

$$\Omega = \frac{P^{час} \cdot t_u}{60},$$

где $P^{час}$ – часовой пассажиропоток, пасс., t_u – интервал движения ПС, мин.

Вариант задания при курсовом проектировании следует выбирать по таблице 2

Таблица 2

Шифр студента	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15
Пассажиропоток, тыс. пасс.	0,5	1,0	1,5	3,0	6,0	9,0	12	15	20	30	40	0,5	1,0	1,5	3,0
Интервал движения, с	40	120	60	90	60	120	40	60	120	90	90	60	40	90	60

Продолжение табл. 2

Шифр студента	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Пассажиропоток, тыс. пасс.	6,0	9,0	12	15	20	30	1,0	6,0	12	15	45	3,0	6,0	15	3,0
Интервал движения, с	90	90	60	40	90	120	60	240	180	90	90	120	120	120	180

1. РЕШЕНИЕ ПЛАНИРОВОЧНОЙ ЗАДАЧИ

Решить планировочную задачу необходимо для определения весовых показателей ПС : веса тары G_m ; веса пассажирской нагрузки $G_{нас}$; полного веса ПС $G = G_m + G_{нас}$; распределения веса по осям, тележкам или мостам ПС; удельного веса экипажа k_s ; коэффициента использования веса k_g .

Вес пассажирской нагрузки

$$G_{нас} = q \times g \times (A_{сид} + A_{см}) = q \times g (A_{сид} + \alpha S_{пр}), \quad (1.1)$$

где $q = 70$ кг – расчетная масса одного пассажира; $g = 9,81$ м/с² ;

$A_{см}$ и $A_{сид}$ – количество стоящих и сидящих пассажиров, соответственно;

α - коэффициент наполнения, пасс./м²;

$S_{пр}$ – общая свободная площадь пола проходов и накопительных площадок, м²

В соответствии с ГОСТ 10022-75 [2] для внутригородских троллейбусов $\beta = A_{ст}/A_{сид} \geq 2:1$. Такое же соотношение может быть принято и для трамвайных вагонов. Для вагонов метрополитена $\beta \geq 3:1$.

Удельные показатели определяются по формулам

$$k_s = G_T / S_{габ} \text{ и } k_g = G_{пас} / G_T, \quad (1.2)$$

где $G_T = G_k + \sum_{i=1}^n G_i$; G_k - вес кузова, Н; $\sum_{i=1}^n G_i$ - вес тележек или мостов ходовой части, Н; n - количество тележек или мостов ПС; $S_{габ}$ - габаритная площадь, занимаемая экипажем, м².

При проектировании ПС вес G_T получают суммированием весов элементов оборудования. При ориентировочных расчетах, когда отсутствуют данные по весам механического, электрического и прочего оборудования, собственный вес экипажа может быть определен из выражений (1.2)

$$G_T = k_s \cdot S_{габ}, \quad (1.3)$$

где при курсовом и дипломном проектировании рекомендуется принимать:

для трамвайных вагонов $k_s = 4,5 \times 10^3$ Па,

для троллейбусов $k_s = 3,6 \times 10^3$ Па,

для вагонов метрополитена $k_s = 5 \times 10^3$ Па.

Габаритная площадь ПС определяется суммированием площадей, занимаемых: сидящими и стоящими пассажирами $S_{пас}$, м²; кондуктором (или кассовыми аппаратами) $S_{МК}$, м²; подножками $S_{п}$, м²; кабиной водителя $S_{КВ}$, м²; стенками кузова $S_{ст}$, м²

$$S_{габ} = S_{пас} + S_{МК} + S_{п} + S_{КВ} + S_{ст} \quad (1.4)$$

Площадь салона, занимаемая пассажирами,

$$S_{пас} = s_{сид} \times A_{сид} + s_{ст} \times A_{ст}, \quad (1.5)$$

где $s_{сид} = 0,315$ м²/пасс. и $s_{ст} = 0,2$ м²/пасс. (при $\alpha = 5$ пасс./м²) [2].

Площадь, занимаемая кондукторами,

$$S_{МК} = s_{МК} \times n_{МК}, \quad (1.6)$$

где $n_{МК}$ – количество мест кондукторов; $s_{МК} = 0,5$ м².

При бескассовой форме оплаты (компостировании абонементных талонов) и для вагонов метрополитена $S_{\text{МК}} = 0$.

Площадь, занимаемая подножками, определяется из:

$$S_{\text{п}} = s_{\text{o}} \times n_{\text{o}} + s_{\text{д}} \times n_{\text{д}}, \quad (1.7)$$

где n_{o} и $n_{\text{д}}$ – количество одинарных и двойных дверей, соответственно;

$s_{\text{o}} = 0,4 \text{ м}^2$ и $s_{\text{д}} = 0,7 \text{ м}^2$ - площадь подножек у одинарных и двойных дверей, соответственно (для вагонов метрополитена $S_{\text{п}} = 0$).

Двери кузовов ЭПС располагаются с одной или с двух сторон таким образом, чтобы путь пассажира в вагонах средней вместимости не превышал 3-4 м, в шарнирно-сочлененных 2,5-3 м, на метрополитене 2-2,5 м. В соответствии с действующими ГОСТ и РТМ (руководящими техническими материалами) трамвайные четырехосные вагоны с жестким кузовом должны иметь три двери, из них не менее двух двойных. Троллейбус длиной $L < 9,5$ м - две одинарные (шириной не менее 0,7 м в свету каждая), $L = 9-9,5$ м - две двойных (ширина не менее 1,4 м в свету каждая), $L = 10,5-11$ м - две двойных или две двойных и одну одинарную; $L = 11,5-12$ м - три двойных или две двойных и одну одинарную; сочлененные с $L = 16,5-18$ м - три двойных или три двойных и одну одинарную. Вагоны метрополитена должны иметь четыре двери с шириной дверного прохода в свету при открытых дверях не менее 1,208 м [13].

Площадь, занимаемую кабиной водителя, можно принимать равной $2,5 \text{ м}^2$ для вагонов трамвая и троллейбуса и 3 м^2 - для вагонов метрополитена.

Площадь, занимаемая стенками кузова, будет

$$S_{\text{ст}} = b_{\text{ст}} \times \Pi, \quad (1.8)$$

где $b_{\text{ст}}$ - условная толщина стенки кузова, принимаемая равной 0,08 м для трамвая и троллейбуса; и 0,1 м - для вагонов метрополитена;

Π - периметр кузова, определяемый по формуле,

$$\Pi = 2 \times (L_{\text{пс}} + B_{\text{пс}}), \quad (1.9)$$

где $B_{\text{пс}}$ - ширина ПС, принимаемая согласно ГОСТ равной 2,5 м для троллейбуса, 2,6 (2,65) м - для трамвая, 2,7 м - для метро;

$L_{\text{пс}}=S_{\text{габ}}/B_{\text{пс}}$ - длина экипажа, максимальное значение которой по условиям вписывания в кривые участки пути не должно превышать согласно ГОСТ 15,3 м для трамвайных вагонов с жестким кузовом, 12 м - для троллейбусов и автобусов с жестким кузовом, 19,21 м - для вагонов метрополитена (по осям автосцепок).

Если расчетная длина $L_{\text{пс}}$ превышает указанные значения длины экипажа с жестким кузовом, то необходимо проектировать шарнирно-сочлененный ПС, учитывая при этом, что в целях обеспечения достаточной маневренности и ограничения мешающего влияния ЭПС на остальное городское движение его $L_{\text{пс}} < 24 \dots 25$ м. На начальной стадии проектирования, когда периметр ПС неизвестен, ориентировочно можно принимать

$$S_{\text{ст}}=(0,05 \div 0,1)S_{\text{габ}} \quad (1.10)$$

При решении планировочной задачи возникает проблема расположения сидений в пассажирском салоне. На ПС отечественного производства применяется поперечное, продольное и смешанное расположение сидений. Продольные пассажирские диваны, как правило, выполняются многоместными, а поперечные - одно- и двухместными. Характерные варианты планировки пассажирских салонов вагонов трамвая и метрополитена, ПС монорельсовых дорог и троллейбуса приведены в работах [4-10]. На некоторых образцах ПС, выпускаемого за рубежом, применяется планировка, показанная на рис.1.1

. При выборе размеров пассажирских сидений необходимо руководствоваться требованиями ГОСТ. Ширина одноместного дивана должна быть не менее 0,43 м, двухместного - 0,86 м, многоместного - кратным 0,43 м. Глубина сидения принимается равной 0,4 м. Зазор между пассажирским диваном и стенкой кузова - 0,03 м. Шаг диванов нужно принимать равным не менее 0,735 м. При планировке продольных диванов для ног сидящих пассажиров должна быть предусмотрена полоса шириной 0,1 м (рис.1.2).

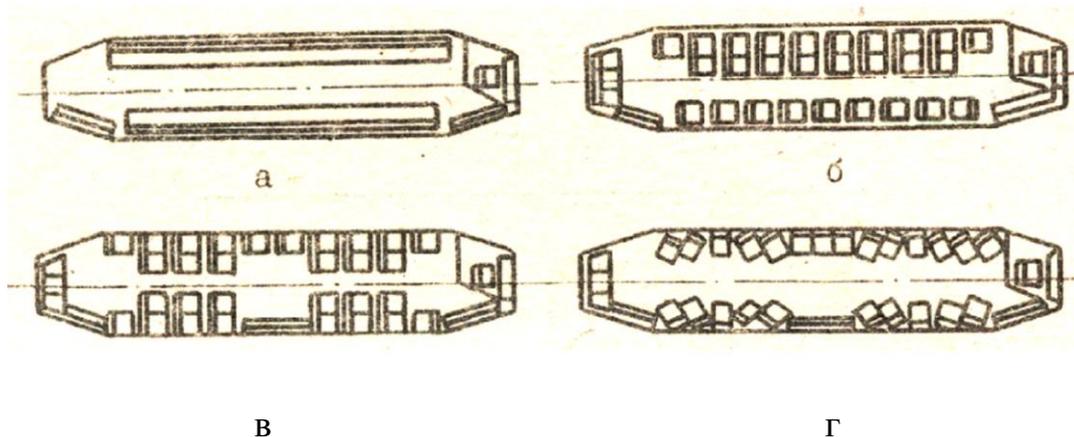


Рис. 1.1. Варианты расположения сидений: а – продольное; б – поперечное в 3 ряда; в – поперечное в 4 ряда; г - смешанное

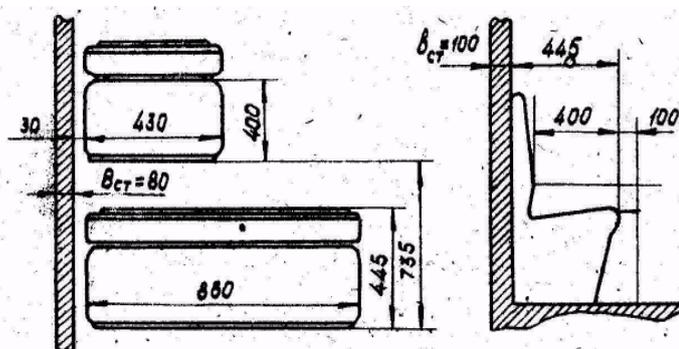


Рис.1.2. Планировочные размеры пассажирских сидений

Существенное влияние на выбор планировки сидений салона и размещение дверей оказывает расположение опор кузова тележки или мостов ходовых частей и места сочленения шарнирно-сочлененного ПС.

Отношение длины $L_{пс}$ к базе B однокузовных трамвайных вагонов и троллейбусов по соображениям плавности хода и вписывания в коридор движения минимальной ширины должно составлять $k_6=L_{пс}/B=2...2,2$ (1.11)

Для вагонов метрополитена $k_6=L_{пс}/B\approx 1,55$ (1.12)

Полагая распределение статической нагрузки на ходовые части однокузовного ПС трамвая и метрополитена одинаковыми (к чему необходимо стремиться), можно найти передний и задний свесы (C_1 и C_2) экипажа и реакции путевой структуры Z (рис.1.3.а).

$$C_1 = C_2 = (L_{пс} - B)/2, \text{ м} \quad \text{и} \quad Z = G/2, \text{ Н} \quad (1.13)$$

При вписывании в габарит трамвайных вагонов стремятся получить максимальную длину вагона при сохранении его полной ширины в средней части кузова. Из условия равенства выносов кузова внутрь и наружу при вписывании в кривую (рис.1.3.б) соотношение между длиной прямоугольной части кузова L_{nc}' и его базой B определяется выражением $L_{nc}'/B = \sqrt{2}$, м (1.14)

При увеличении длины кузова вагона до L_{nc} контур основания вагона выполняется со срезами боковых стенок кузова по концам и шириной торцов $b_T < B_{nc}$. Ширина торцовых стенок трамвайных вагонов колеи 1524 мм сужается до размера $b_T = 1,8 \pm 0,1$ м.

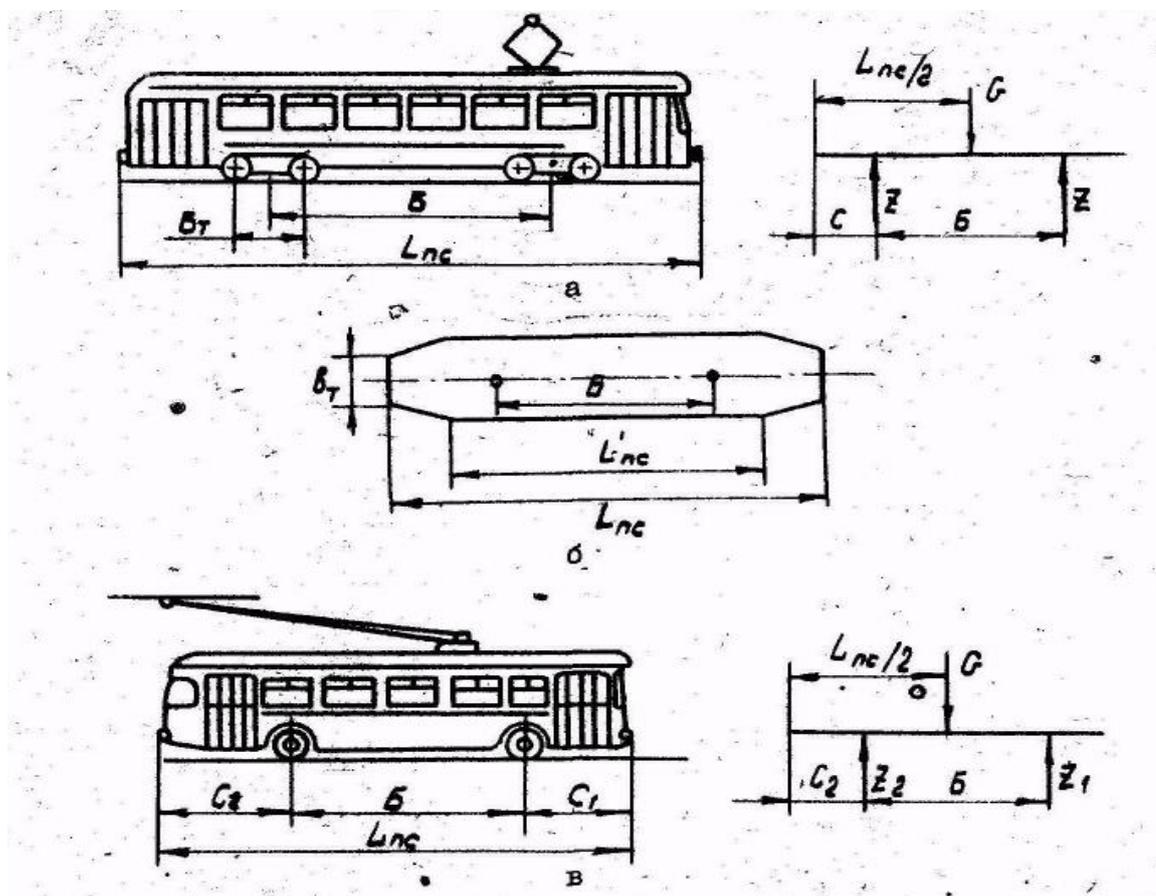


Рис.1.3. Расчетные схемы для определения габаритных и весовых показателей ПС

Величину заднего свеса C_2 и реакции путевой структуры однокузовного троллейбуса следует определять, исходя из условия несущей способности ходовых колес. Так как несущая способность ходовых колес ведомого и ведущего мостов троллейбуса обычно одинакова, то статическая нагрузка троллейбуса

распределяется между мостами пропорционально количеству ходовых колес (рис.1.3.в) и $Z_1=k_1 \times G=n_1 \times G/n$ и $Z_2=k_2 \times G=n_2 \times G/n$, Н, (1.15)

где n_1 и n_2 - количество ходовых колес ведомого и ведущего мостов;

n - общее количество колес троллейбуса.

$$C_2=L_{\text{пс}}/2 - k_1 \times B \quad (1.16)$$

Шарнирно-сочлененный ПС наземного ГЭТ может иметь две кузовные секции, две кузовные секции и укороченную межкузовную вставку или три кузовные секции. Сочлененные поезда метрополитена и монорельсовых дорог могут иметь большее количество сочлененных кузовных секции. Сочленение кузовов может быть опорным, мостовым консольным и прицепного типа (рис.1.4). При проектировании двух кузовного шарнирно-сочлененного ПС соотношение длин головной секции кузова $L_{\text{гол}}$ и полуприцепа $L_{\text{пр}}$ определяют из условия вписывания в кривые с минимальной шириной дорожного коридора.

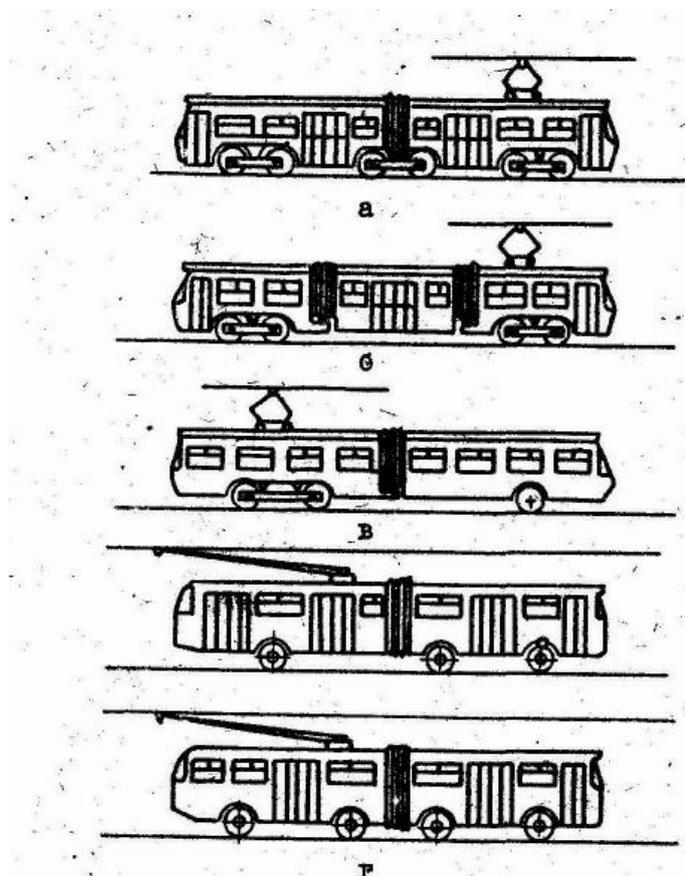


Рис.1.4. Основные типы шарнирно-сочлененных кузовов: а - опорное; б - мостовое; в - консольное; г - прицепное

$$\text{Обычно принимают } k_{\text{гол}} = L_{\text{гол}} / L_{\text{пр}} = 1 \dots 1,1 \quad (1.17)$$

Наименьшее увеличение ширины полосы движения на поворотах и наилучшую маневренность имеют сочлененные троллейбусы, у которых отношение длин полуприцепа и головной секции равно 0,75 [4]. При проектировании двух - и трехкузовного рельсового ПС может оказаться целесообразным с точки зрения повышения маневренности экипажа применение двух кабин водителя.

После определения габаритных размеров кузова ПС, размещения ходовых частей, выбора типа и количества дверей приступают к планировке салона. В окончательном варианте вместимость спроектированного ПС не должна отличаться от заданной больше чем на ± 5 пассажиров. Окончательный вариант решения планировочной задачи вычерчивается на миллиметровой бумаге формата А3 в максимально возможном масштабе. Чертеж должен содержать два вида: общий вид ПС сбоку и вид сверху (планировку кузова). На виде сверху должно быть указано размещение кабины водителя, дверей, подножек, пассажирских диванов, накопительных площадок, проходов, место кондуктора. Пример оформления планировочной задачи показан на рис.1.5.

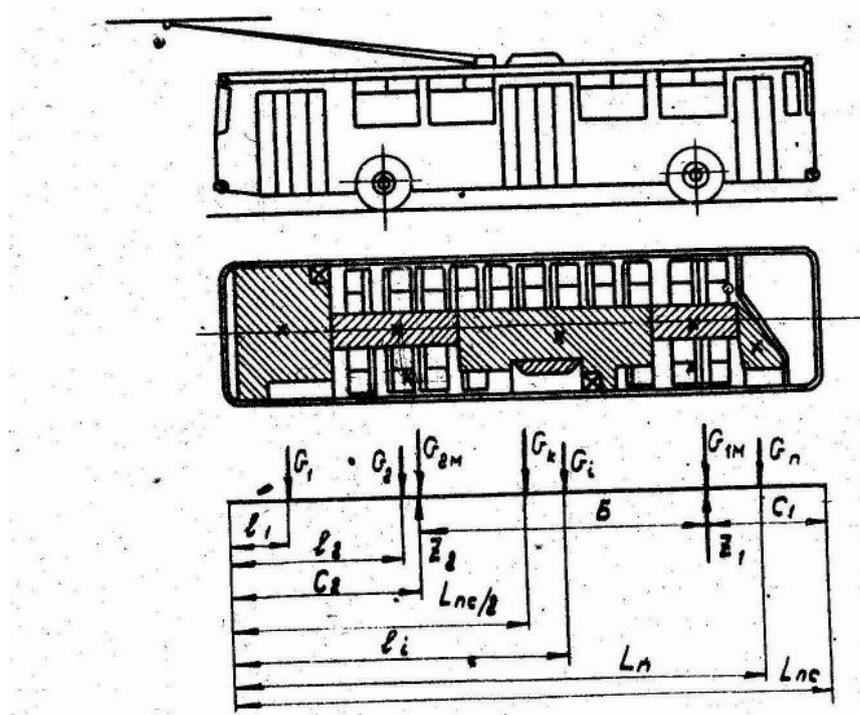


Рис.1.5. Планировка салона и расчетная схема нагрузок двухосного троллейбуса.

2. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА КУЗОВА ПО ХОДОВЫМ ЧАСТЯМ (РАЗВЕСКИ ПС)

Задача определения развески сводится к уточнению принятых при решении планировочной задачи координат размещения ходовых частей под кузовом экипажа.

При определении развески рельсового ПС расчетным режимом следует считать режим экстренного торможения нормально нагруженного экипажа. Развеску троллейбусов можно производить по критерию равенства статических нагрузок, передаваемых колесами на дорожное покрытие, из условия одинакового использования их несущей способности.

Исходные данные для определения развески ПС: принятое планировочное решение салона кузова; условие равномерности распределения нагрузки от веса тары кузова G_k (допустимое при проектировании); вес ходовых частей ПС; вместимость ПС, полученная в результате решения планировочной задачи; величина замедления a_t , или тормозной путь L_t рельсового ПС; величина допустимой статической нагрузки мостов безрельсового ПС.

Согласно ГОСТ 7495-74 [11] нагрузка, приходящаяся на переднюю ось максимально нагруженного однокузовного троллейбуса, не должна превышать 36% общего веса экипажа. В соответствии с [1] на передний мост максимально нагруженного трехосного шарнирно-сочлененного троллейбуса должно приходиться не более 20-22% общего веса, на средний мост и мост полуприцепа - по 39-40%. Тормозной путь нормально нагруженного трамвайного вагона в соответствии с ГОСТ 8802-78 [3] не должен превышать при экстренном торможении со скорости 30 км/ч величины 16 м.

Для двухосных троллейбусов с жестким кузовом решение задачи распределения веса сводится к определению размеров C_1 и C_2 , определяющих положение мостов под кузовом (рис.1.5) при максимальной нагрузке. Величина C_2 определяется из уравнения статического равновесия

$$G_K \times \frac{L_{nc}}{2} + \sum_{i=1}^n G_i \times l_i - (Z_1 - G_{1M}) \times (C_2 + B) - (Z_2 - G_{2M}) \times C_2 = 0$$

откуда
$$C_2 = \frac{G_K \times \frac{L_{nc}}{2} + \sum_{i=1}^n G_i \times l_i - (k_1 \times G - G_{1M}) \times B}{G_K + \sum_{i=1}^n G_i}, \text{ м}, \quad (2.1)$$

где
$$z_1 + z_2 = G = G_K + G_{1M} + G_{2M} + \sum_{i=1}^n G_i, \text{ Н},$$

G_{1M} - вес ведомого моста троллейбуса, Н;

G_{2M} - вес ведущего моста троллейбуса, Н;

G_i - i -тая составляющая нагрузки от веса пассажиров, Н;

l_i - координата центра тяжести нагрузки G_i , м.

При проектировании можно принимать $G_{1M} = 8,5$ кН и $G_{2M} = 16$ кН (за исключением мостов троллейбусов с двумя центральными редукторами).

Если $Z_{1\text{макс}}/G > 36\%$, то необходимо изменить планировку пассажирского салона и добиться снижения Z_1 до допустимой величины.

$$Z_{1\text{макс}} = \frac{G_K \left(\frac{L_{nc}}{2} - C_2 \right) - \sum_{i=1}^n G_i \times (l_i - C_2)}{B} + G_{1M}, \text{ Н}$$

(2.2)

Несущая способность колес ведущего и ведомого мостов отечественных троллейбусов имеет величину 25-30 кН. Решение задачи развески шарнирно-сочлененного сводится к определению положения мостов, т.е. расстояний C_1, C_2, C_3 (рис. 2.1). Расстояния C_1, C_2, C_3 находятся из уравнений статического равновесия полуприцепа и головной части троллейбуса

$$(Z_3 - G_{3M}) \times (L_{np} - C_3) - G_{кпр} \times \frac{L_{np}}{2} - \sum_{i=1}^n G_{ип} \times L_{ип} = 0,$$

откуда
$$C_3 = L_{np} \times \left[1 - \frac{G_{кпр} + 2 \times \sum_{i=1}^n G_{iпр} \times \frac{L_{iпр}}{L_{np}}}{2 \times (\kappa_3 \times G - G_{3м})} \right], \text{ М}, \quad (2.3)$$

где Z_3 - реакция путевой структуры на мост полуприцепа, Н; $G_{3м}$ - вес моста полуприцепа, Н; $G_{iпр}$ - i -тая составляющая нагрузки от веса пассажиров полуприцепа, Н; $G_{кпр}$ - вес кузова полуприцепа, Н; $L_{iпр}$ - координата центра тяжести нагрузки $G_{iпр}$, М; n_3 - количество ходовых колес моста полуприцепа; $\kappa_3 = Z_3 / G = n_3 / n$.

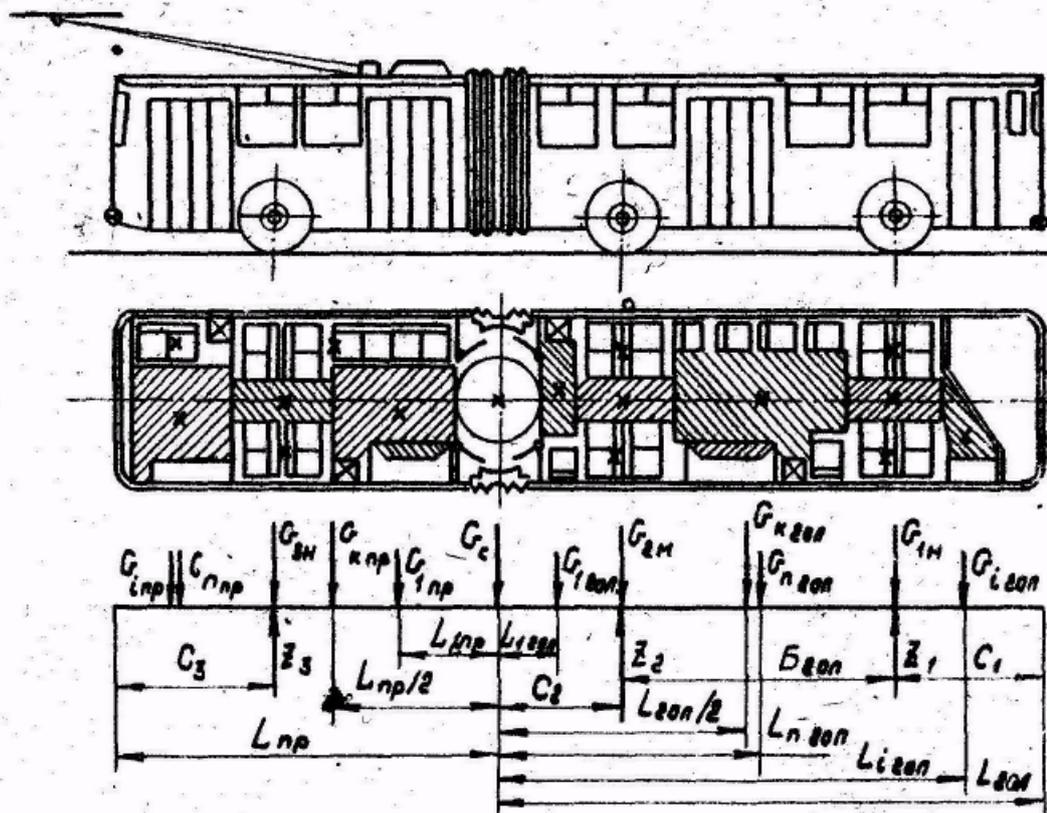


Рис.2.1. Планировка салона и расчетная схема нагрузок сочлененного троллейбуса

Аналогично

$$C_2 = \frac{G_{кгол} \times \frac{L_{гол}}{2} + \sum_{i=1}^n G_{iгол} \times L_{iгол} - (\kappa_1 \times G - G_{1м}) \times \frac{L_{гол}}{\kappa_Б}}{(\kappa_1 + \kappa_2) \times G - G_{1м} - G_{2м}}, \text{ М}, \quad (2.4)$$

где $G_{\text{кгол}}$ - вес кузова головной части троллейбуса, Н;

$G_{i\text{гол}}$ – i -тая составляющая нагрузки от веса пассажиров головной части троллейбуса, Н;

$l_{i\text{гол}}$ - координата центра тяжести нагрузки $G_{i\text{гол}}$, м .

$$C_1 = \frac{\kappa_{\delta} - 1}{\kappa_{\delta}} \times L_{\text{гол}} - C_2, \text{ м} \quad (2.5)$$

Задачу распределения рельсового ПС следует решать по критерию максимального использования сцепного веса, экипажа, при экстренном торможении. Как известно, в режиме торможения возникают инерционные силы, способствующие перераспределению нагрузок, передаваемых ходовыми частями на путевую структуру. Пренебрегая влиянием инерционных сил тележки на перераспределение нагрузок между осями, величину C_2 четырехосного трамвайного вагона (рис.2.2) можно найти из условия равенства нагрузок, передаваемых тележками на рельсы в режиме экстренного торможения. Из уравнения равновесного состояния ПС

$$G_{\text{к}} \times \frac{L_{\text{nc}}}{2} + \sum_{i=1}^n G_i \times l_i + P_{\text{ак}} \times \left(h_c + h_T + \frac{D_{\text{к}}}{2} \right) - (Z - G_{\text{мел}}) \times (2 \times C_2 + B) = 0$$

следует
$$C_2 = \frac{G_{\text{к}} \times \frac{L_{\text{nc}}}{2} + \sum_{i=1}^n G_i \times l_i + P_{\text{ак}} \times \left(h_c + h_T + \frac{D_{\text{к}}}{2} \right) - \left(\frac{G}{2} - G_{\text{мел}} \right) \times B}{G_{\text{к}} + G_{\text{нас}}}, \text{ м}, \quad (2.6)$$

где
$$P_{\text{ак}} = m_{\text{к}} \times a_T = m_{\text{к}} \times \frac{V^2}{2 \cdot L_T} = (1 + \gamma) \times \frac{G_{\text{к}}}{g} \times \frac{V^2}{2 \times L_T}, \text{ Н}, \quad (2.7)$$

$m_{\text{к}}$ - масса кузова, кг; V - скорость начала торможения, м/с; $\gamma = 0,12 \dots 0,15$ - коэффициент инерции вращающихся масс экипажа;
 h_c - расстояние от центра тяжести кузова вагона до плоскости пятников, м; h_T - расстояние от плоскости пятников до оси колесной пары ,м; D_M - диаметр колеса, м; $Z_{1,2} = G/2$ – реакция ходовых частей в точках опоры (пятниках), Н; $G_{\text{тел}} = 45$ кН - вес тележки.

Если величина C_2 , определенная по формуле (2.6), значительно отличается от той, которая была найдена по выражению (1.13), то необходимо изменить ранее принятое расположение тележек. В том случае, если в кузове ПС предусмотрены две кабины водителя, расчетной формулой для получения C_2 является формула (1.13).

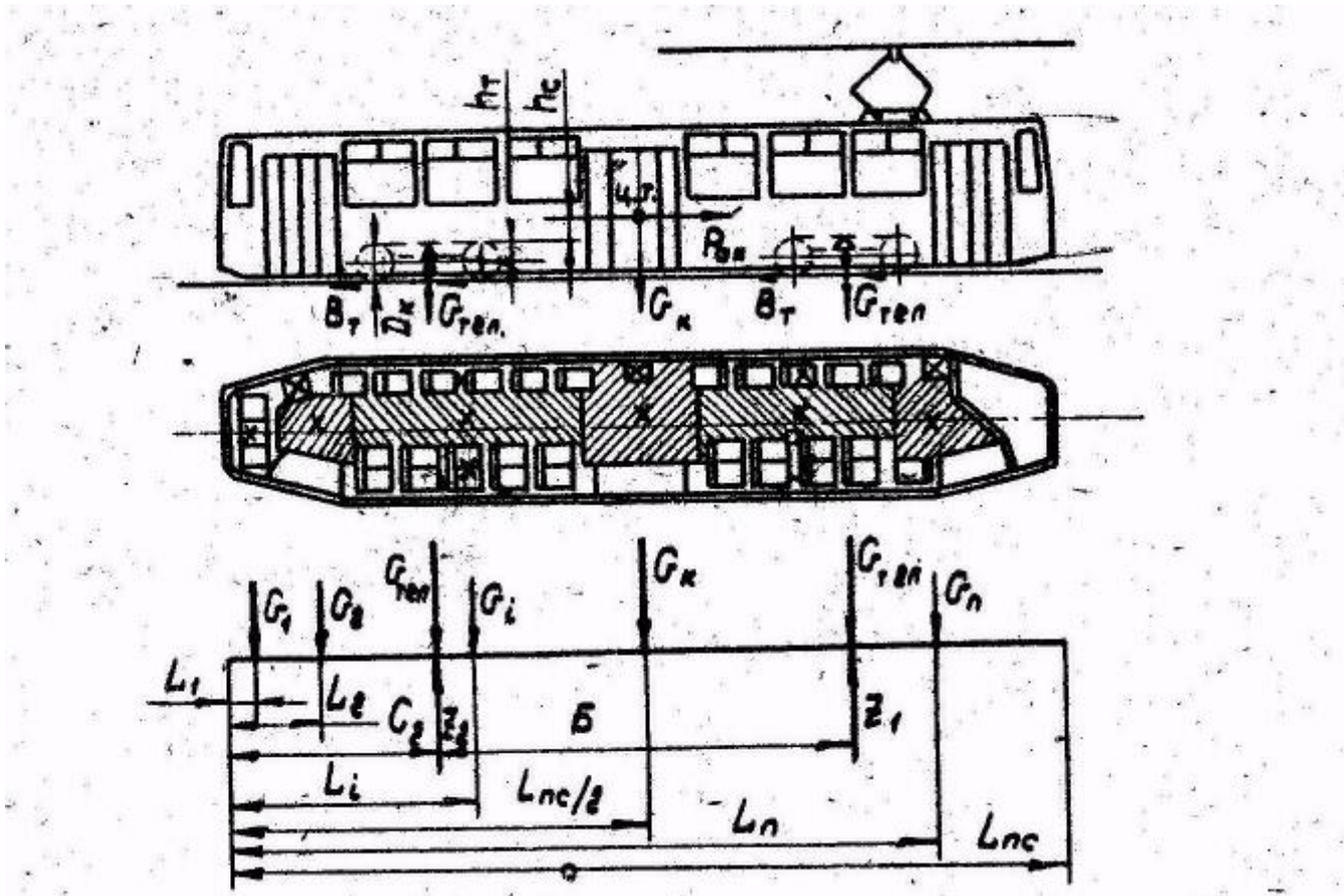


Рис.2.2. Планировка салона и расчетная схема нагрузок двухтележечного четырехосного трамвайного вагона

После определения развески ПС необходимо проверить удельную нагрузку на один погонный метр рельсового пути

$$\Delta G = \frac{G_{\text{макс}}}{l_{\text{си}}}, \text{ кН/м}, \tag{2.8}$$

где $G_{\text{макс}} = G_T + G_{\text{насмкс}}$ - вес ПС при максимальном наполнении ($\alpha=10\text{пас./м}^2$),

$l_{сц}$ - длина ПС по осям сцепок , м .

Для ПС метрополитена $\Delta G \leq 30$ кН/м, трамвая $\Delta G \leq 20$ кН/м.

3. РАСЧЕТ КОЛЕСНЫХ ПАР И МОСТОВ ПС

Расчетам элементов механического оборудования рельсового ПС должна предшествовать эскизная компоновка ходовой части вагона или тележки. На рис.3.1 показан один из возможных вариантов компоновки оборудования тележки трамвайного вагона.

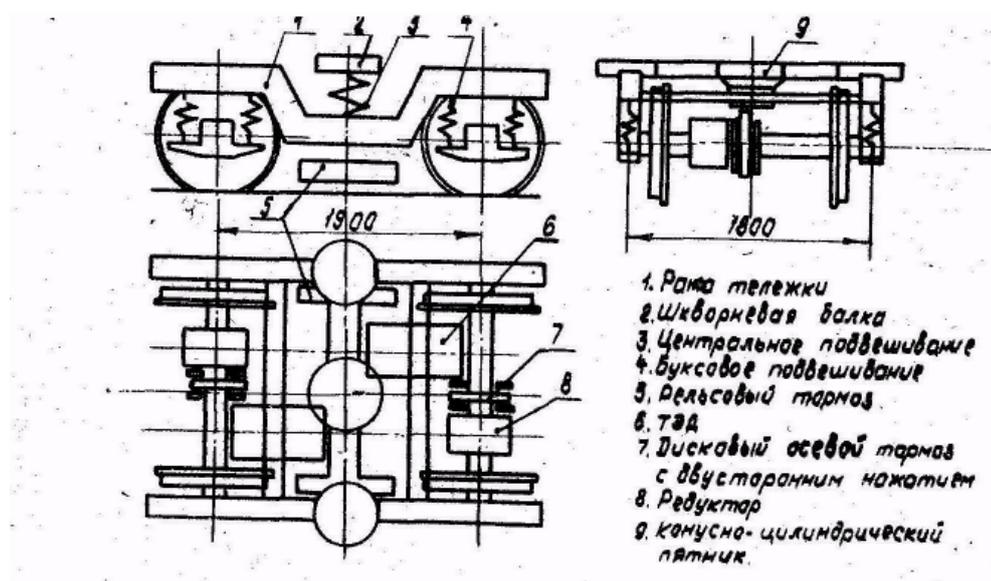


Рис.3.1. Компоновка оборудования тележки трамвайного вагона

Расчет колесных пар рельсового ПС включает в себя расчет осей колесных пар и колес. Ось колесной пары рассчитывается на прочность и усталость. Расчету подлежит первая по ходу движения ПС ось, а расчетным режимом является режим экстренного торможения вагона в кривой при воздействии на него боковой ветровой нагрузки. При проектировании колес рельсового ПС следует отдавать предпочтение подрезиненным колесам. Несмотря на сложность их конструкции и высокую стоимость, применение в них резиновых упругих элементов позволяет снизить до минимума вес неподдресоренных частей ПС, повысить комфортабельность и улучшить условия работы всего оборудования экипажа.

При проектировании мостов безрельсового ПС необходимо рассчитать ведущий и управляемый мосты экипажа и проверить несущую способность пневматических колес. Расчетными режимами для ведущего моста являются: режим реализации максимальной силы тяги, режим экстренного торможения и режим заноса экипажа; для управляемого моста - режим экстренного торможения и режим заноса.

3.1. Расчет оси колесной пары на прочность

Расчет ведется для оси колесной пары с буксами внешнего расположения. В случае применения колесной пары с буксами внутреннего расположения методы расчета сохраняются, но изменяется расчетная схема приложения нагрузок, действующих на буксы. В расчетном режиме на ось действуют:

- 1) нагрузки от статических сил, действующих на колесную пару, с учетом вертикальной динамики;
- 2) нагрузки от действия боковых горизонтальных (центробежной и ветровой) сил;
- 3) инерционные нагрузки;
- 4) нагрузки, связанные с работой механических тормозных устройств;
- 5) нагрузки от веса тягового электродвигателя при рамно-осевой подвеске ТЭД.

Ось колесной пары рассчитывается в наиболее опасном сечении, где результирующая от действия указанных выше сил создает наибольшее напряжение.

На рис.3.2 показаны расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов от действия статических, боковых горизонтальных и инерционных нагрузок на ось колесной пары.

Нагрузка, приходящаяся на буксу (шейку оси колесной пары),

$$P_{\delta} = \frac{G - n_0 \times G_0}{2 \times n_0} \times k_d, \text{ Н}, \quad (3.1)$$

где n_0 - количество осей ходовой части вагона; G_0 - вес колесной пары с буксами и редуктором (для трамвайных вагонов $G_0 = 7,7 \dots 9,2$ кН; для вагонов метрополитена - 16 кН); $\kappa_\delta = 1 + (a + 3 \times 10^{-4} \times V / f_{ct})$ - коэффициент вертикальной динамики; a - коэффициент, равный 0,1 для подрессоренных частей тележки и 0,15 - для неподрессоренных; V - конструктивная скорость экипажа, м/с (принимается равной 16,7 м/с для вагонов трамвая и 25 м/с - для вагонов метрополитена); $f_{ct} = 0,14 \dots 0,19$ м - прогиб системы упругого подвешивания.

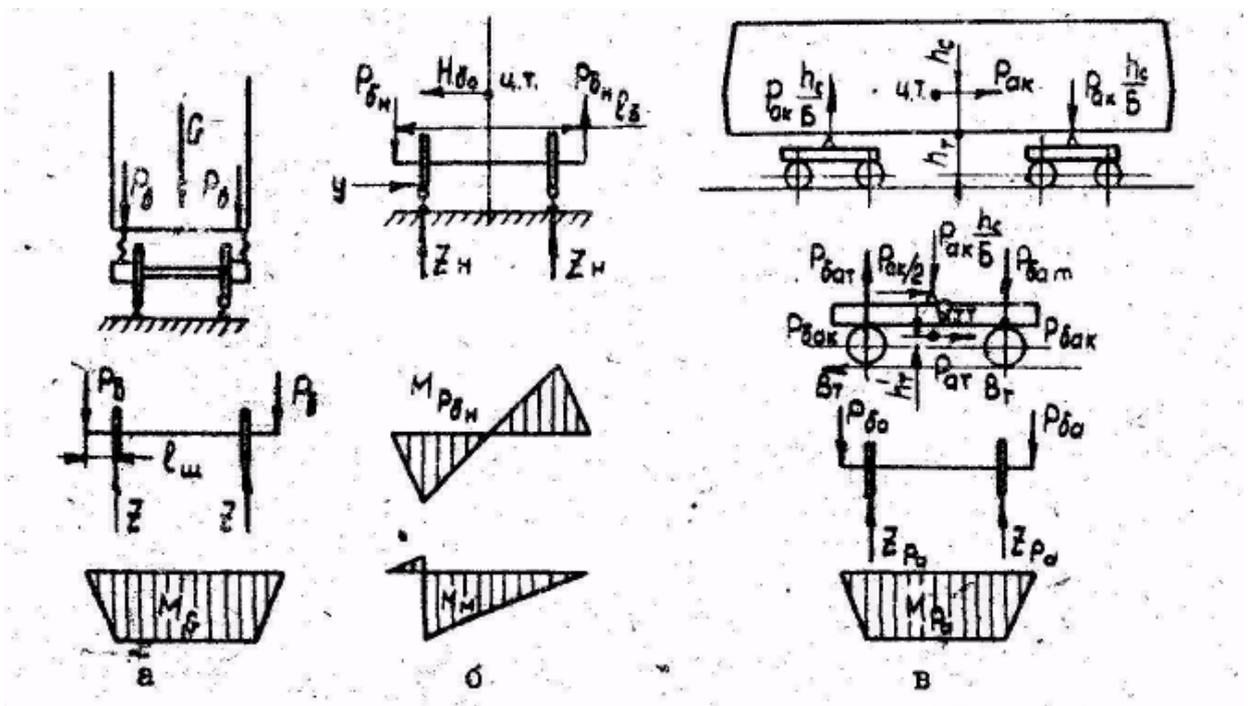


Рис.3.2. Расчетные схемы действия статических, боковых и инерционных сил: а - статическая нагрузка; б - боковая нагрузка; в - инерционные нагрузки

Максимальный изгибающий момент

$$M_{G \text{ макс}} = P_\delta \times l_{ш}, \text{ Н} \times \text{м}, \quad (3.2)$$

где $l_{ш}$ - расстояние от середины шейки до середины круга катания колеса (для трамвайных вагонов $l_{ш} = 0,15$ и для вагонов метрополитена $l_{ш} = 0,25$ м).

Боковая сила от центробежных и ветровых нагрузок, действующая на колесную пару, равна

$$H_{\delta_0} = \frac{H_\delta}{n_0} \cdot \kappa_H, \text{ Н}, \quad (3.3)$$

где $H_{\delta} = (0,15 \dots 0,2)G$ - суммарная боковая сила, действующая на вагон, Н;
 $k_n = 1,2$ - коэффициент, учитывающий увеличение нагрузок за счет трения
реборды колеса о головку рельса при вписывании вагона в кривую.

Максимальный изгибающий момент от боковой силы

$$M_{\text{макс}} = H_{\delta 0} \times \frac{D_k}{2}, \text{ Н} \times \text{м}, \quad (3.4)$$

где $D_k = 0,64 \dots 0,78$ м для трамвайных вагонов и $D_k = 0,78 \dots 0,9$ м для вагонов метрополитена.

Нагрузка на буксу от действия боковых сил

$$P_{\delta i} = H_{\delta 0} \times \frac{h_c + h_T}{l_{\delta}}, \text{ Н}, \quad (3.5)$$

где l_{δ} - расстояние между серединами шеек оси (для трамвайных осей с буксами внешнего расположения $l_{\delta} = 1,8$ м, внутреннего расположения $l_{\delta} = 1,3$ м; для осей вагонов метро $l_{\delta} = 2$ м).

Максимальный изгибающий момент от силы $P_{H\delta}$ определяется по формуле (3.2). Деформацией сжатия оси под действием боковых нагрузок пренебрегают.

Экстренное торможение ПС приводит к перераспределению нагрузок, воспринимаемых колесными парами, за счет возникновения инерционных сил от масс кузова и тележек. Наибольшая дополнительная составляющая вертикальной нагрузки приходится на первую по направлению движения вагона колесную пару головной тележки.

Вертикальная нагрузка на шейку оси колесной пары от инерционных сил кузова

$$P_{\delta a_k} = \frac{P_{a_k} \times h_c}{2 \times B \times n_{oT}} + \frac{P_{a_k} \times h_T}{4 \times B_T}, \text{ Н}, \quad (3.6)$$

где $P_{a_k} = (G_k + G_{nac}) \times a_T / g$ - инерционная сила от массы кузова, Н;

$a_T = 3-3,5$ м/с² - для ПС, образованного рельсовым электромагнитным тормозом;

$a_T = \psi \times g$ - для остальных вагонов;

$n_{от}$ - количество осей тележки;

B_T - база тележки, м.

Вертикальная нагрузка на шейку оси колесной пары от инерционных сил тележки

$$P_{\delta a_T} = P_{a_T} \cdot h'_T / 2B_T, \text{ Н}, \quad (3.7)$$

где $P_{a_T} = P_{a_k} \times G_{тел} / (G_k + G_{нас})$ - инерционная сила, действующая на тележку, Н;

h'_T - расстояние от центра тяжести тележки до оси, м.

Суммарная нагрузка на шейку оси колесной пары от действия инерционных сил равна

$$P_{\delta a} = P_{\delta a_k} + P_{\delta a_T}, \text{ Н} \quad (3.8)$$

Максимальный момент в вертикальной плоскости определяется по формуле (3.2).

Горизонтальная составляющая сил инерции уравнивается силами B_T сцепления колес ПС с рельсами.

Характер воздействия тормозных усилий зависит от вида тормоза, применяемого на экипаже. При использовании на рельсовом ПС колесно-колодочного тормоза с односторонним нажатием тормозных колодок расчетная схема имеет вид, показанный на рис.3.3,а.

Сила нажатия колодки на бандаж равна

$$X_k = T_k / \varphi_k, \text{ Н}, \quad (3.9)$$

где T_k - сила трения между колодкой и колесом, Н;

φ_k - коэффициент трения (для чугунных колодок $\varphi_k = 0,2$,
для пластмассовых - $\varphi_k = 0,28$).

Сила, трения T_k создает тормозную силу B_T , максимальное значение которой

определяется силой сцепления колес с рельсом $B_{сц}$

$$T_k = B_T = B_{сц} = G \times \psi / 2 \times n_o, \text{ Н}, \quad (3.10)$$

где $\psi = 0,18 \dots 0,25$ - коэффициент сцепления колеса с рельсом.

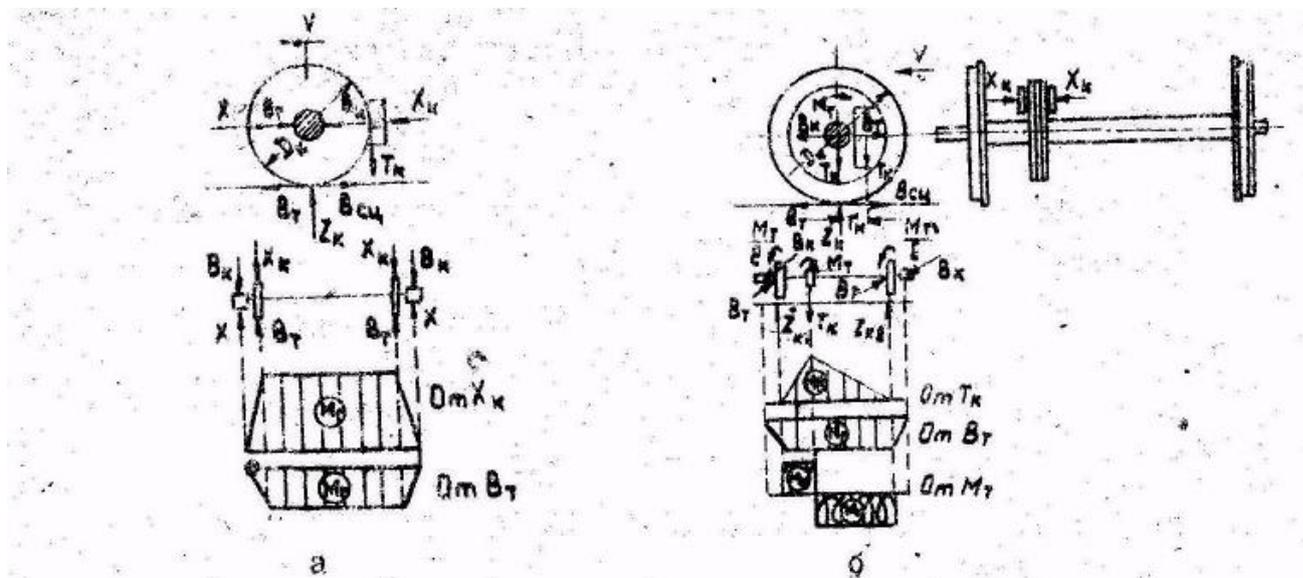


Рис.3.3 Расчетные схемы и эпюры моментов колесного колодочного (а) и дискового осевого (б) тормозов с односторонним нажатием тормозных колодок

Силы X_k и B_T , действующие на ось, уравниваются соответствующими реакциями X и B_k направляющих устройств в буксовом узле. Эпюры изгибающих моментов от сил показаны на рис.3.3 а.

Применение колесно-колодочного тормоза с двусторонним нажатием тормозных колодок позволяет, существенно уменьшиться величину изгибающего момента в горизонтальной плоскости за счет исключения сил нажатия колодок, которые компенсируют друг друга.

Расчетная схема действия сил при использовании на экипаже дискового осевого тормоза с односторонним нажатием тормозных колодок показана на рис.3.3,б. Ось колесной пары подвергается деформации изгиба в вертикальной плоскости от сосредоточенной силы T_k , в горизонтальной плоскости - от силы B_T и кручению от момента M_T .

Максимальное значение силы T_k , определяется по формуле

$$T_k = B_{cy} \times D_k / r_T, \text{ Н}, \quad (3.11)$$

где r_T - расстояние от оси колесной пары до точки приложения равнодействующей сил трения, м.

Максимальный момент, изгибающий ось колесной пары в вертикальной плоскости

$$M_6 = Z_{к1} \times l_T, \text{ Н} \times \text{м}, \quad (3.12)$$

где $Z_{к1}$ - реакция рельсового пути на силу T_k , Н; l_T - расстояние от точки приложения силы T_k до середины круга качения колеса, м.

Крутящий момент от тормозной силы

$$M_k = M_T = T_k \cdot r_n = B_{cy} \cdot D_k, \text{ Н} \times \text{м}, \quad (3.13)$$

где r_n - расстояние от оси колесной пары до точки приложения равнодействующей тормозного усилия, м.

При дисковом осевом тормозе с двусторонним нажатием тормозных колодок ось колесной пары подвергается изгибу в горизонтальной плоскости от силы B_T и кручению - от момента M_T .

Расчетная схема действия сил при использовании на ПС дискового колесного тормоза с односторонним нажатием тормозных колодок представлена на рис.3.4.

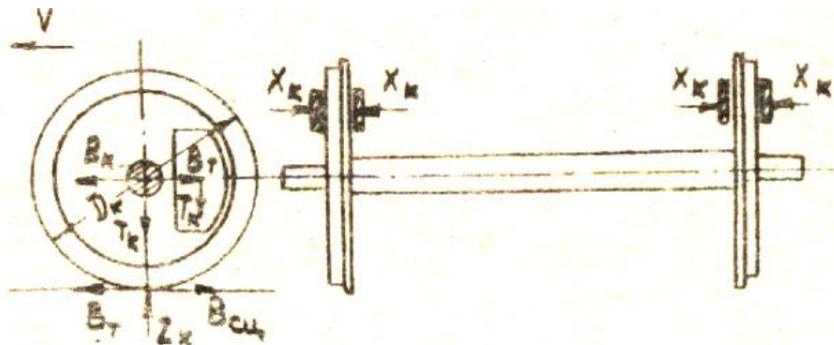


Рис.3.4. Расчетная схема действия сил при дисковом колесном тормозе

Ось колесной пары подвергается изгибу в горизонтальной плоскости от тормозных сил B_T . Аналогичная деформация оси возникает при использовании

дискового колесного тормоза с двухсторонним нажатием.

Расчетная схема действия сил при использовании на ПС центрального тормоза показана на рис. 3.5. Величина тормозного момента, передаваемого через тяговую передачу на ось колесной пары,

$$M_{T0} = M_T \cdot i_p, \text{ Н}\times\text{м}, \quad (3.14)$$

где M_T - величина тормозного момента центрального тормоза, Н×м; i_p - передаточное число редуктора.

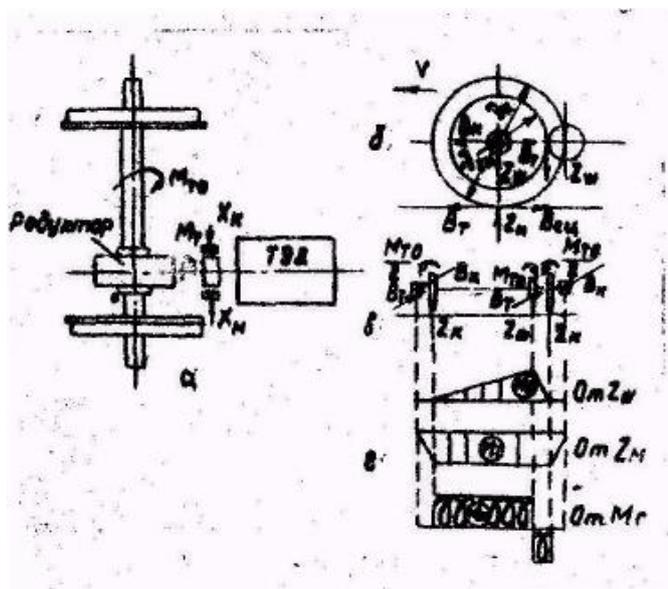


Рис.3.5. Расчетная схема и эпюры моментов при центральном тормозе

Предельное значение M_{T0} определяется величиной силы сцепления колеса с рельсом.

Ось колесной пары при действии центрального тормоза подвергается тем же деформациям, что и при использовании дискового осевого тормоза с односторонним нажатием. Максимальный по условиям сцепления тормозной момент создает усилие в зацеплении, которое рассчитывается по формуле

$$Z_{ш} = \frac{2 \times M_{T0}}{D_{Zш}} = \frac{2 \times B_{сц} \times D_{к}}{D_{Zш}}, \text{ Н}, \quad (3.15)$$

где $D_{Zш}$ - диаметр большой шестерни редуктора, м.

Эпюры изгибающих и крутящих моментов показаны на рис.3.5.

Применение на ПС рамно-осевого подвешивания тягового электродвигателя приводит к возникновению дополнительных напряжений в оси колесной пары за счет распределения веса двигателя между рамой тележки и осью. В расчетах следует принимать, что на ось приходится 50% веса двигателя и нагрузка сосредоточена в одном месте.

Максимальные напряжения в опасных сечениях рассчитываются по формулам

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 3 \times \tau^2} \leq [\sigma], \text{ Па}, \quad (3.16)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_g^2}, \text{ Па}, \quad (3.17)$$

$$\sigma_b = \frac{M_{B.макс}}{W}, \sigma_g = \frac{M_{Г.макс}}{W}, \tau = \frac{M_{к.макс}}{W_k}, \text{ Па}, \quad (3.18)$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times d^3, W_k = \frac{\pi}{16} \times d^3, \text{ м}^3, \quad (3.19)$$

где σ_b и σ_g - максимальные нормальные напряжения от изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, соответственно, Па;

τ - максимальное касательное напряжение от крутящего момента, Па;

$M_{B.макс}$, $M_{Г.макс}$, $M_{к.макс}$ - максимальные результирующие моменты от действия всех сил, расположенных в вертикальных и горизонтальных плоскостях, Н×м;

W и W_k - моменты сопротивления изгибу и кручению соответственно, м³;

d - диаметр оси в расчетном сечении, м.

Допускаемые напряжения $[\sigma]$ для шейки оси колесной пары принимают равными 120×10^6 Па, для остальных сечений - 140×10^6 Па.

3.2. Расчет оси колесной пары на усталость

Ось колесной пары, как и некоторое другое механическое оборудование ПС ЭТ, работающее при переменных нагрузках, необходимо рассчитывать на усталость. Расчет на усталость сводится к определению в конструкциях

максимальных местных напряжений, зависящих от конфигураций детали, наличия, характера переходов от одного сечения к другому, а также от состояния поверхности. На практике обычно применяется метод расчета коэффициентов концентрации напряжений по графикам, составленным при экспериментальном определении пределов выносливости специальных полированных образцов с заданной формой надреза (галтели, выточки, отверстия и т.д.) в местах перехода от одного сечения к другому.

Коэффициент концентрации напряжений в оси при изгибе согласно работе [4] находят по формуле

$$(k_{\sigma})_{\delta} = (k_{\sigma})_0 \times \frac{(\varepsilon_{o.k.})_{\sigma}}{(\varepsilon_o)_{\sigma} \times (\varepsilon_{d.k.})_{\sigma}} \times (1 + \Delta), \quad (3.20)$$

$$\text{где} \quad (k_{\sigma})_0 = 1 + \nu_{\sigma} \times [(k_{\sigma})_{0.2} - 1] \quad (3.21)$$

-коэффициент концентрации напряжений полированного образца;

ν_{σ} и $(k_{\sigma})_{0.2}$ - коэффициенты концентрации напряжений, зависящие от отношения сопрягаемых диаметров, радиусов сопряжений и материала оси; $(\varepsilon_{o.k.})_{\sigma}$, $(\varepsilon_o)_{\sigma}$ и $(\varepsilon_{d.k.})_{\sigma}$ - масштабные факторы, зависящие от материала оси и ее диаметра; Δ - коэффициент, учитывающий состояние поверхности.

На рис. 3.6.а приведены зависимости $(k_{\sigma})_{0.2} = f(r/d)$: 1 - для стали с $\sigma = 120$ МПа; 2 - для стали с $\sigma = 100$ МПа; 3 - для стали с $\sigma = 80$ МПа; 4 - для стали с $\sigma = (40 \dots 60)$ МПа. На рис.3.6.в – зависимость $\varepsilon_{o.k.}$, ε_o и $\varepsilon_{d.k.} = f(d)$: 1 - для углеродистой стали без концентрации напряжений; 2 - для легированной стали $\sigma = (100 \dots 120)$ МПа без концентрации напряжений и углеродистой стали с умеренной концентрацией напряжений; 3 - для легированной стали с концентрацией напряжений; 4 - для резьбы болтов. На рис.3.6.г - зависимость $\Delta(\sigma)$: 1- полированная поверхность; 2 - шлифованная поверхность; 3 - грубо обточенная поверхность; 4 - поверхность послековки или прокатки.

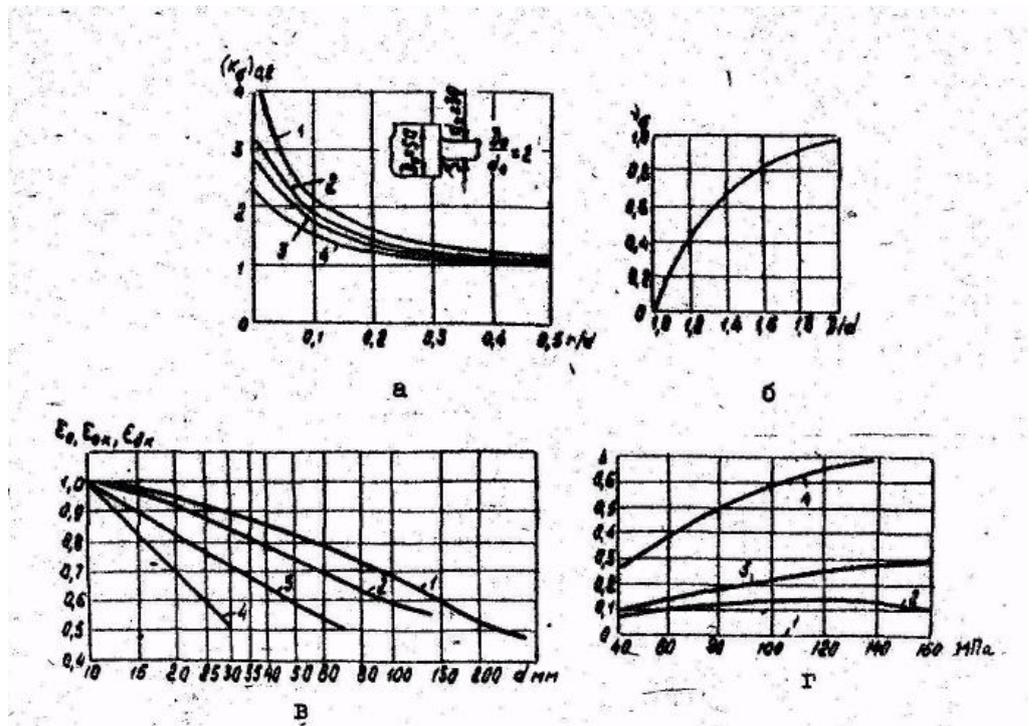


Рис.3.6. Кривые зависимостей коэффициентов

Коэффициент концентрации напряжений оси при кручении согласно работе [4] определяется по формуле

$$(K_{\tau})_o = (K_{\tau})_0 \times \frac{(\varepsilon_{o.k.})_{\tau}}{(\varepsilon_o)_{\tau} \times (\varepsilon_{o.k.})_{\tau}} \times (1 + \Delta), \quad (3.22)$$

где $(K_{\tau})_0 = 1 + \nu_{\tau} \times [(K_{\tau})_{0.1,4} - 1]$ - (3.23)

коэффициент концентрации напряжений полированного образца; Остальные коэффициенты аналогичны коэффициентам формулы (3.20).

Кривые зависимости коэффициентов $(K_{\tau})_{0.1,4}$ и ν_{τ} в функции диаметров и материала оси показаны на рис.3.7. На рис.3.7.а приведены зависимости коэффициентов концентрации напряжений для вала с уступом и галтелью при кручении образца: 1 - для стали с $\sigma_B = 120$ МПа; 2 - для стали с $\sigma_B = 60$ МПа; 3 - для стали с $\sigma_B = 40$ МПа. На рис.3.7.б - изменение коэффициента концентрации напряжений в зависимости от отношения диаметров D_o/d_o .

Значения масштабных факторов и коэффициента Δ определяются по кривым рис.3.6.в и г. Коэффициенты концентрации напряжений в осях, связанные с прессовой посадкой различных втулок: муфт, зубчатых колес, колесных центров

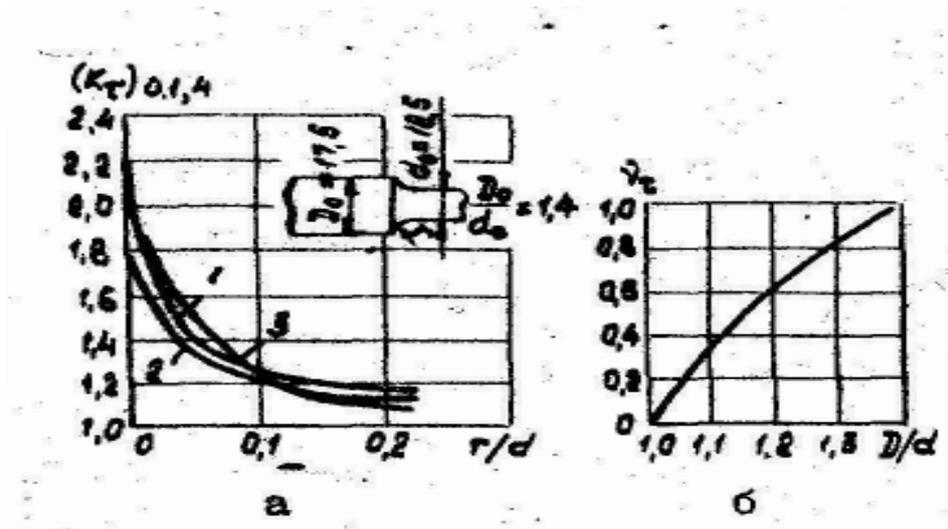


Рис.3.7. Концентрация напряжений валов при кручении

и т.д., определяется схемой нагружения напрессованных на ось деталей, конструкцией и материалом втулки [4]. При передаче втулкой на ось только крутящего момента (схема А) или крутящего момента и поперечной силы (схема Б) величина коэффициента концентрации напряжений может быть получена по формуле

$$(k_{\sigma})_0 = \Theta \times [(k_{\sigma})_0]_{50} \times (k_{\sigma})''_0 \times (k_{\sigma})'''_0, \quad (3.24)$$

где Θ - коэффициент, учитывающий относительное изменение коэффициента концентрации в зависимости от прочности материала вала; $[(k_{\sigma})_0]_{50}$ - коэффициент концентрации напряжений образца диаметром 50 мм; $(k_{\sigma})''_0$ - поправочный коэффициент, учитывающий влияние конструкции втулки; $(k_{\sigma})'''_0$ - поправочный коэффициент, учитывающий влияние материала втулки (для бронзы он равен 0,75; мягкой стали - 1; цементированной или закаленной - 1,25).

Кривые коэффициентов концентрации напряжений в осях, связанные с прессовой посадкой втулок различной конфигурации, показаны на рис.3.8.

При нагружении втулки по схемам А и Б коэффициент $[(k_{\sigma})_0]_{50} = f(B/d)$ для образца втулки из мягкой стали $d_0 = 50$ мм - на рис.3.8.а; зависимость $\Theta = f(\sigma)$ - на рис.3.8.б; влияние конструкции ступицы на коэффициент $(k_{\sigma})''_0$ (см. рис.3.8.в): 1 - $(k_{\sigma})''_0 = 1$; 2- $(k_{\sigma})''_0 = 0,8$; 3- $(k_{\sigma})''_0 = 1,35$; 4- $(k_{\sigma})''_0 = 1,5$.

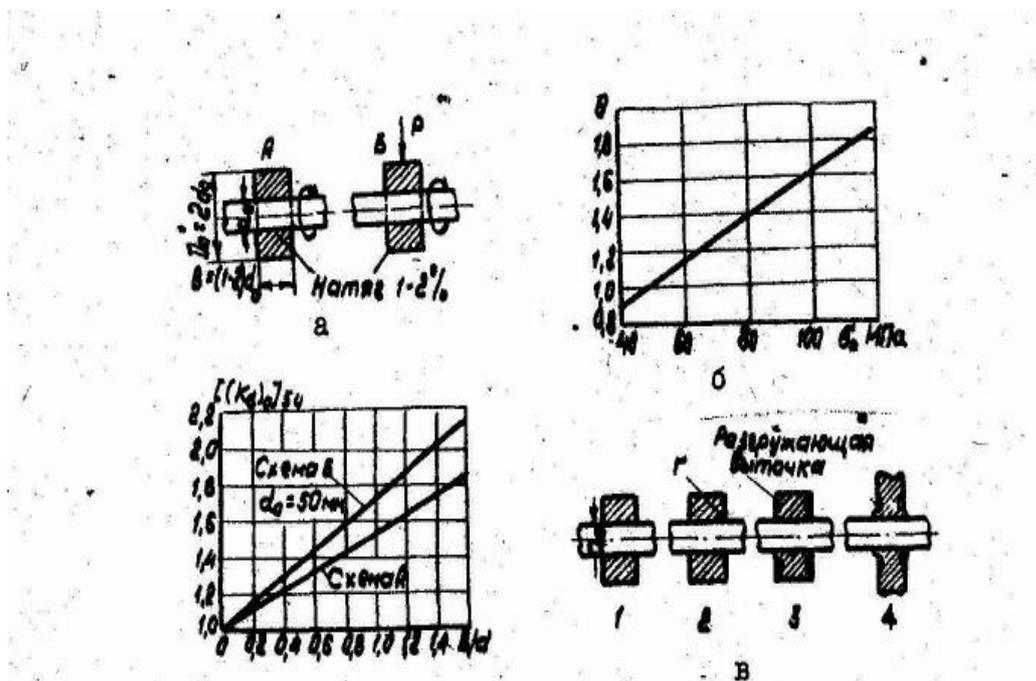


Рис.3.8. Концентрация напряжений от прессовой посадки втулки на вал

Величина предела усталости оси для всех видов деформации при симметричном цикле нагружения определяется как

$$[\sigma_{-1}]_o = \frac{[\sigma_{-1}]_0}{(k_\sigma)_o} \text{ и } [\tau_{-1}]_o = \frac{[\tau_{-1}]_0}{(k_\tau)_o}, \text{ Па,} \quad (3.25)$$

где $[\sigma_{-1}]_0$ и $[\tau_{-1}]_0$ - пределы усталости нормального образца при изгибе и кручении, определяемые по табл.3.1.

Таблица 3.1

Марка стали	Термообработка	$[\sigma_B^1]$	$[\sigma_{-1}^u]_0$	$[\sigma_{-1}^o]_0$	$[\tau_{-1}]_0$
10	Нормализация	32-42	16-22	12-15	8-12
20	Нормализация	40-50	17-22	12-16	10-13
30	Нормализация	48-60	20-27	17-21	11-12
45	Нормализация	60-75	25-34	19-25	15-20
40ХН	Закалка при 830...840 °С масле, отпуск при 500...550 °С	90	40	29	24
40ХНЗА	Закалка при 860 °С в масле, отпуск при 560 °С	95	39-47	27-32	22-26
12ХНВА	Закалка при 950 °С, а затем при 850 °С в масле, отпуск при 200 °С	115	54-59	36-40	33-36
30ХМА	Закалка при 880 °С в масле, отпуск при 200 °С	95	47	-	-

Величина запаса усталости для каждого вида деформации определяется по формулам

¹ Значения пределов усталости даны в кг/мм²

$$n_{\sigma}=[\sigma_{-1}]_d/\sigma \text{ и } n_{\tau}=[\tau_1]_d/\tau \quad (3.26)$$

где σ и τ - расчетные величины напряжений, действующих в данном сечении оси колесной пары.

Общий запас прочности оси по условиям усталости по отношению к общим расчетным напряжениям можно получить по формуле [4]

$$n = \frac{n_{\sigma} \times n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (3.27)$$

3.3. Расчет подрезиненных колес рельсового подвижного состава

Задача расчета подрезиненных колес рельсового ПС сводится к выбору схем подрезиненного колеса, определению количества резиновых упругих элементов, их геометрических размеров. На рис. 3.9 показаны основные схемы подрезиненных колес, применяемых в настоящее время на ПС ЭТ.

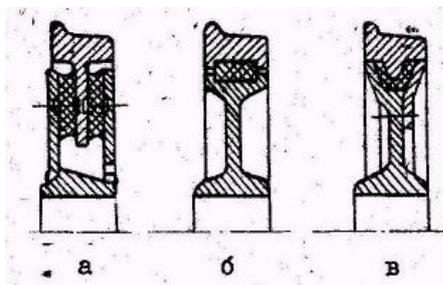


Рис.3.9. Схемы подрезиненных колес: а-"Сэндвич", б-"Бохум", в-"V"-образная

Наибольшее распространение получили колеса конструкции "Сэндвич", так как они обладают большей упругостью и стабильностью параметров. При проектировании колес необходимо руководствоваться следующими рекомендациями [4]:

- 1) резиновые упругие элементы колеса должны работать на сдвиг;
- 2) максимальный вертикальный прогиб амортизирования колеса должен составлять $f_{\text{Вмакс}} (2,5 \dots 4) \times 10^{-3}$ м, горизонтальный – $f_{\text{Гмакс}} (1 \dots 1,5) \times 10^{-3}$ м;
- 3) твердость резины для упругих элементов колес ПС ГЭТ составляет

(54...56)±5% единиц по Шору;

4) максимальная толщина упругого элемента $\delta_{\text{макс}} \leq (16...19) \times 10^{-3}$ м;

5) угол сдвига при деформации не должен превышать величины $[\alpha] \leq 20...25^\circ$, а максимальная относительная деформации $\Delta\delta_{\text{макс}}/\delta \leq 0,2...0,25$;

6) максимальная величина напряжений, действующих в резине, не должна превышать $[\sigma] = 2$ МПа.

Расчетная схема и основные геометрические параметры подрезиненного колеса типа "Сэндвич" показаны на рис.3.10,а. Расчетными нагрузками, действующими на упругие резиновые элементы колеса, являются: $H_{\text{бок}}$ - максимальная боковая нагрузка, равная $0.5H_{\text{бо}}$; $F_{\text{Кмакс}}$ - максимальное значение силы тяги реализуемой колесом; $Z_{\text{Кмакс}}$ - максимальное значение реакции рельсового пути, приходящееся на колесо. Схема передачи боковой нагрузки на ось колесной пары показана на рис. 3.10.б.

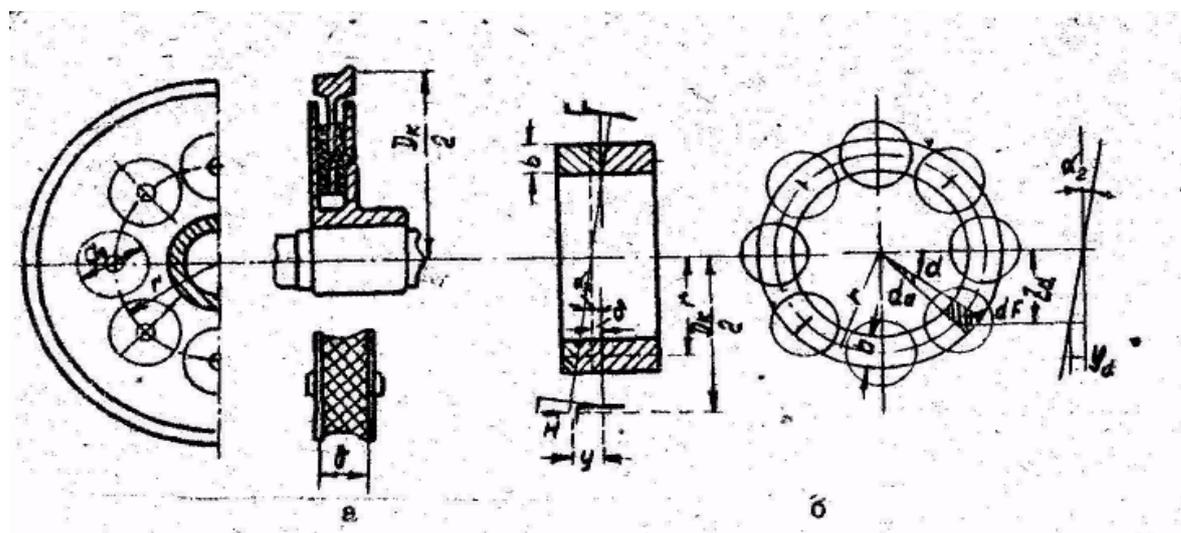


Рис.3.10. Расчетная схема подрезиненного колеса

При воздействии на колесо боковой нагрузки точка контакта гребня колес

получает смещение [4] $y = \Theta + \alpha_2 \times \frac{D_{\text{к}}}{2}$, м, (3.28)

где Θ - величина смещения от сжатия дисков, обусловленная

наличием поперечной жесткости резиновых элементов C_y , м;

$\alpha_2 \times \frac{D_k}{2} \approx \frac{D_k}{2} \times \sin \alpha_2$ - величина смещения от поворота обода относительно вертикальной плоскости на угол α_2 под действием момента $M = H_{\text{ок}} \times D_k / 2$, обусловленная наличием угловой жесткости резиновых элементов c_α , м.

Жесткость эластичного пояса резиновых элементов на сжатие

$$C_y = \frac{\pi \times d_0 \times n_\delta \times E_{\text{сж}}}{4 \times \delta}, \text{ Н/м}, \quad (3.29)$$

где $E_{\text{сж}} = \kappa E = 3 \kappa H_p^2 / 3800$ - модуль упругости, МПа; κ - коэффициент ужесточения; n_δ - количество резиновых упругих элементов (дисков); d_0 - диаметр резинового элемента, м.

Коэффициент ужесточения резины зависит от коэффициента формы определяемого как отношение площадей нагружения и выпучивания упругого элемента, $\kappa_\phi = S_{\text{нагр}} / S_{\text{вып}}$. Кривая зависимости $\kappa = f(\kappa_\phi)$ показана на рис.3.11.

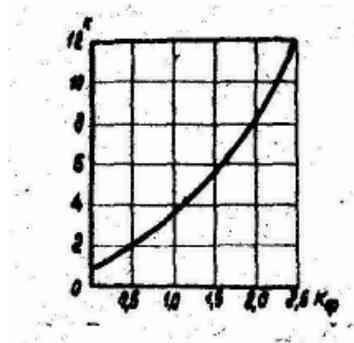


Рис.3.11. Зависимость коэффициента ужесточения резины от коэффициента формы

Кривая дана для цилиндрического, кольцевого и прямоугольного (отношение длины к ширине $l/b=5$) сечений. При $l/b = 1 \dots 2$ значение коэффициента выше примерно на 30%, при $l/b \rightarrow \infty$ - ниже примерно на 30%.

Поперечная жесткость колеса на изгиб

$$C_y' = C_\alpha / (D_k^2 / 4) = \frac{\pi \times r^2 \times d_0 \times n_\delta \times E_{\text{сж}}}{\delta \times D_k^2}, \text{ Н/м}, \quad (3.30)$$

где r - радиус окружности, по которой располагаются центры резиновых дисков.

Боковая гибкость колесной пары

$$\lambda_y = \frac{y}{H_{\delta_k}} = \frac{\Theta}{H_{\delta_k}} + \frac{\alpha_2 \times D_k}{2 \times H_{\delta_k}} = \frac{1}{C_y} + \frac{D_k^2}{4 \times C_\alpha} = \frac{1}{C_y} + \frac{1}{C_y'}, \text{ м/Н}, \quad (3.31)$$

где $\alpha_2 = \frac{M}{C_\alpha} = \frac{H_{\delta_k} \times D_k}{2 \times C_\alpha}$ - угол поворота обода в вертикальной

плоскости под действием боковой нагрузки, рад.

Боковая жесткость колесной пары

$$C_y = \frac{1}{\lambda_y} = \frac{H_{\delta_k}}{y} = \frac{\pi \times d_o^2 \times r^2 \times n_\delta \times E_{сж}}{(r^2 + D_k^2) \times \delta}, \text{ Н/м}, \quad (3.32)$$

При сборке подрезиненного колеса необходимо обеспечить предварительный натяг, величину которого получают из условия гарантированного сжатия волокон резиновых элементов при максимальном боковом смещении $y_{\text{макс}}$

$$\Delta_{\text{пред}} \geq y_{\text{макс}} \times \frac{2 \times \left(r + \frac{d_o}{2} \right)}{D_k}, \text{ м}, \quad (3.33)$$

Под действием вертикальной и горизонтальной нагрузок резиновые диски работают на сдвиг. В наиболее неблагоприятных условиях находятся диски, расположенные на горизонтальном диаметре.

Максимальный вертикальный прогиб под действием динамической нагрузки определяется по формуле [4]

$$f_\delta = \frac{\kappa_\delta \times Z_{\kappa_{\text{макс}}}}{n_\delta \times c_z} = \frac{12 \times k_\delta \times \delta \times Z_{\kappa_{\text{макс}}}}{\pi \times d_o^2 \times n_\delta \times E}, \text{ м}, \quad (3.34)$$

где $c_z = \frac{\pi \times d_o^2 \times E}{12 \times \delta}$ - жесткость подрезиненного колеса в

вертикальной плоскости, Н/м.

Угол сдвига волокон упругих резиновых элементов

$$\alpha_1 = \frac{171,9}{s \times n_\delta \times E} \times \sqrt{\left(Z_{\kappa_{\text{макс}}} + \frac{D_k}{2 \times r} \times F_{\kappa_{\text{макс}}} \right)^2 + F_{\kappa_{\text{макс}}}^2}, \text{ град}, \quad (3.35)$$

где s - площадь сечения диска, проходящего через его диаметр перпендикулярно боковой поверхности, m^2 .

Величина напряжений, возникающих в упругих элементах

$$\sigma = \frac{1}{s \times n_0} \times \sqrt{\left(Z_{к. макс} + \frac{D_{к.}}{2 \times r} \times F_{к. макс} \right)^2 + F_{к. макс}^2}, \text{ Па.} \quad (3.36)$$

3.4. Расчет управляемого моста безрельсового ПС

Задача расчетов сводится к определению геометрических размеров балки моста в наиболее опасных сечениях, диаметров осей цапфы и шкворня и размеров вилок цапфы. Расчетная схема и расчетные сечения балки управляемого моста показаны на рис.3.12.

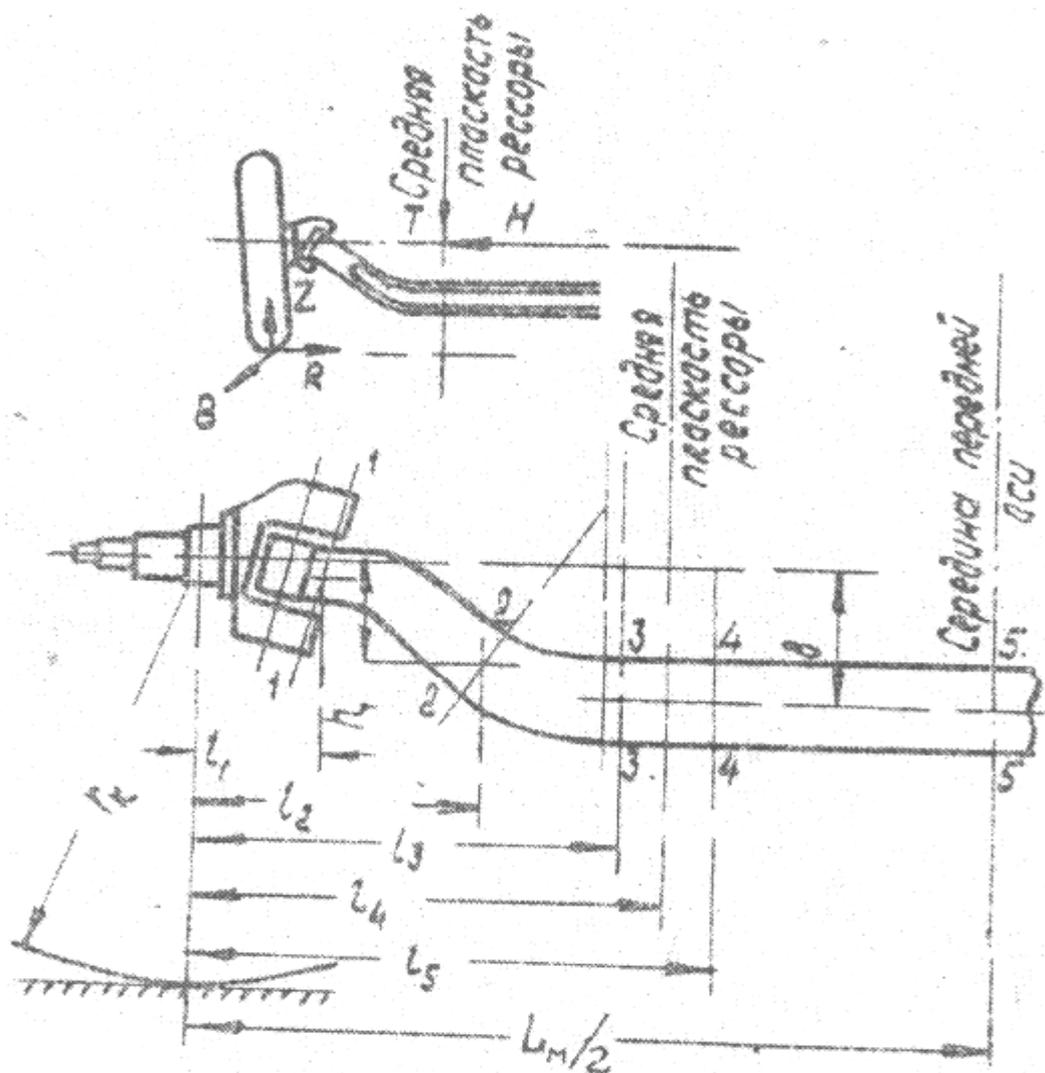


Рис.3.12. Расчетная схема и сечения балки управляемого моста.

Расчетными сечениями балки являются сечение 1-1 места перехода балки к кулаку, сечение 2-2 в месте начала усиления балки, сечения 3-3 и 4-4, ослабленными отверстиями под стремяночные болты рессор, и сечение 5-5 балки в средней ее части. Сечение балок управляемого моста безрельсового подвижного состава представляет собой, как правило, двутавр. Величина напряжений, действующих в указанных сечениях, может быть найдена по формулам (3.16)-(3.18). При этом момент сопротивления кручению сечения, состоящего из прямоугольников, можно получить по известной формуле

$$W_k = \frac{1}{3} \times \frac{\gamma_1}{a_{\max}} \times \sum_{i=1}^n a_i^3 \times h_i, \text{ М}^3, \quad (3.37)$$

где $\gamma_1 = 1,3$ для балок таврового сечения; a_i и h_i - стороны ($h_i > a_i$) i -того прямоугольника сечения; a_{\max} - максимальная ширина прямоугольника, составляющего сечение.

Схемы нагрузок поворотной цапфы и шкворня балки управляемого моста в тормозном режиме показаны на рис. 3.13. Согласно рис. 3.12 угол наклона шкворня в вертикальной плоскости составляет около 8-9°. В целях упрощения расчетов им пренебрегает.

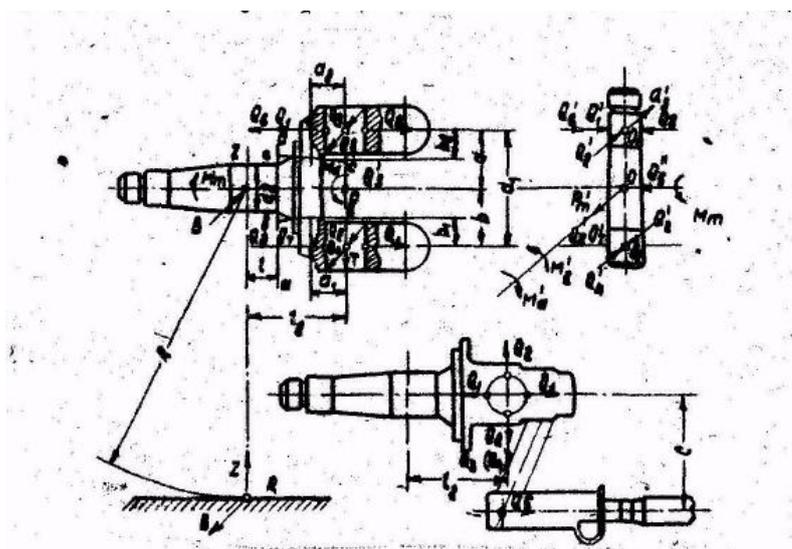


Рис.3.13. Схемы нагрузок поворотной цапфы и шкворня балки

Расчетными нагрузками поворотной цапфы в режиме реализации мостом максимальной по сцеплению тормозной силы являются вертикальная нагрузка $T=Z$, передаваемая балкой управляемого моста на нижнюю лапу, и тормозная

сила B , действующая в направлении продольной оси экипажа. Для определения напряжений в элементах цапфы и шкворня необходимо привести указанные силы к оси цапфы и шкворня. Для этого следует воспользоваться известной теоремой о замене силы при переносе ее из одной точки в другую на равную ей по величине и направлению и момент, определяемый произведением величины этой силы на полученное плечо. Тогда сила Z уравнивается силой Q_1 ; сила B - силами Q_2 , Q_3 , Q_4 и Q_5 ; сила Q_5 - силами Q_6 , Q_7 , Q_8 . Численные значения этих сил будут

$$Q_1 = Z \times \frac{l_2}{d_1}, \quad Q_2 = B \times \frac{D_k}{2 \cdot d_1}, \quad Q_3 = B \times \frac{b}{d_1}, \quad Q_4 = B \times \frac{a}{d_1}, \quad Q_5 = B \times \frac{l_2}{c},$$

$$Q_6 = Q_5 \times \frac{b}{d_1}, \quad Q_7 = Q_5 \times \frac{a}{d_1}, \quad Q_8 = Q_5 \times \frac{b}{d_1} \quad (3.38)$$

Суммарные силы, передаваемые через шкворень на верхнюю и нижнюю вилки цапфы в направлении продольной оси X и поперечной оси Y экипажа, получают алгебраическим сложением действующих сил.

$$Q_{Xв} = -(Q_2 + Q_3), \quad Q_{Yв} = Q_8 - (Q_1 + Q_6), \quad Q_{Xн} = Q_2 - Q_4, \quad Q_{Yн} = Q_1 - (Q_8 + Q_7) \quad (3.39)$$

Основными сечениями вилки поворотной цапфы будут сечения $a-a$ оси цапфы, сечение $b-b$ нижней вилки и $c-c$ верхней вилки.

Нормальные и касательные напряжения в сечении $a-a$ определяются уравнениями

$$\sigma = M_Q / W \quad \text{и} \quad \tau = Q / F_1, \quad \text{Па}, \quad (3.40)$$

где $M_Q = Q \times l$, Н×м; $Q = \sqrt{Z^2 + B^2}$, Н; $F_1 = \frac{\pi \times d_2^2}{4}$ - площадь сечения оси цапфы, м²; l - см. рис. 3.13.

Эквивалентное напряжение определяется по формуле (3.16).

Напряженное состояние сечения *в-в* зависит от сил T , $Q_{Yн}$ и $Q_{Xн}$. Для упрощения расчетов принимают, что сечение *в-в* параллельно оси цапфы. Напряжения в сечении можно получить по формулам

$$\sigma_x = \frac{T \times a_1 - Q_{Yн} \times b_1}{W_x} + \frac{T}{F_2}, \quad \sigma_y = \frac{Q_{Xн} \times b_1}{W_y}, \quad \tau = \frac{Q_{Xн} \times a_1}{W_k} + \frac{Q_{Yн}}{F_2}, \text{ Па,} \quad (3.41)$$

где F_2 - площадь сечения *в-в*, м².

Аналогично рассчитываются напряжения в сечении *с-с*, расположение которого так же, как и сечения *в-в*, принимается параллельным оси цапфы.

Суммарные напряжения в сечениях зависят от их конфигурации, которые для облегчения расчетов могут быть приняты прямоугольными.

В режиме заноса нагрузку поворотной цапфы определяют вертикальная нагрузка T_3 , передаваемая балкой управляемого моста на нижнюю вилку, и боковая сила R_1 , передаваемая колесом из точки контакта с дорогой в направлении, параллельном поперечной оси экипажа (рис.3.14).

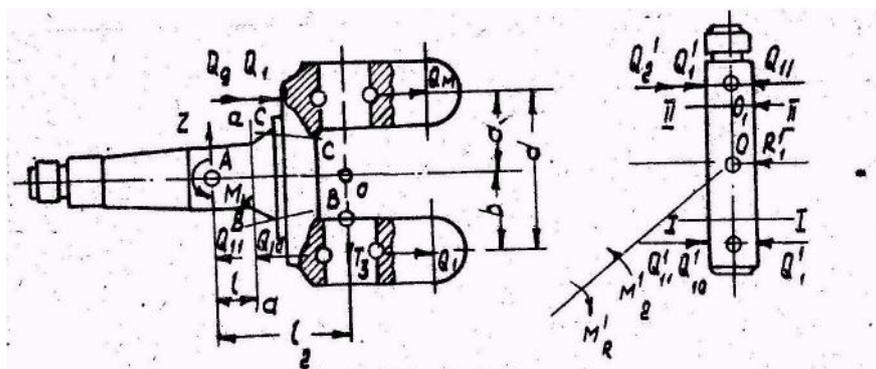


Рис.3.14. Схема нагрузок поворотной цапфы и шкворня балки управляемого моста в режиме заноса экипажа.

В режиме заноса сила $Z=T_3$ уравнивается силой Q_1 , рассчитываемой по формуле (3.38), сила R_1 - силами Q_9 и Q_{10} , определяемых по формулам

$$Q_9 = R_1 \times \frac{b}{d_1}, \quad Q_{10} = R_1 \times \frac{a}{d_1} \quad \text{и} \quad Q_1 = R_1 \times \frac{D_{\kappa}}{2 \times d_1}, \quad \text{Н} \quad (3.42)$$

Величина нагрузки T_3 может быть найдена по формуле

$$T_3 = k_{\delta} \times Z_{\kappa, \text{макс}} + \frac{R_1 \times h_2}{l_p}, \quad \text{Н}, \quad (3.43)$$

$$\text{где } R_1 = k_{\delta} \times Z_{\kappa, \text{макс}} = 0,8 \cdot Z_{\kappa, \text{макс}}, \quad \text{Н}, \quad (3.44)$$

h_2 - расстояние от центра экипажа до оси цапфы, м;

l_p - расстояние между рессорами подвески переднего моста, м.

Величины напряжений в опасных сечениях определяются по формулам (3.38), (3.39).

Шкворень балки управляемого моста рассчитывается в сечениях I-I и II-II на срез и на изгиб по формулам:

$$\tau_{I-I} = Q_e / F_3 \quad \text{и} \quad \tau_{II-II} = Q_n / F_4, \quad \text{Па}, \quad (3.45)$$

где $Q_e = \sqrt{Q_{Xe}^2 + Q_{Ye}^2}$ - полная нагрузка, передаваемая шкворнем на верхнюю вилку, Н; $Q_n = \sqrt{Q_{Xn}^2 + Q_{Yn}^2}$ - полная нагрузка, передаваемая шкворнем на нижнюю вилку, Н; F_3 и F_4 - площади сечений I-I и II-II соответственно.

Напряжения на изгиб в среднем сечении шкворня, рассматриваемого как балка, опертая в точках O_1 и O_2 и нагруженная силой R_1 в точке O , определяются по формулам $\sigma = (Q_e \times a) / W$ или $\sigma = (Q_n \times b) / W$, Па, (3.46)

где W - момент сопротивления сечения шкворня, рассчитываемый по формуле (3.19), м³.

3.5. Расчет ведущего моста безрельсового ПС

Расчет ведущего моста безрельсового ПС сводится к расчету мостовых балок на жесткость. В практике конструирования принято оценивать жесткость ведущих мостов по величине максимального прогиба под статической нагрузкой соответствующей полному весу экипажа. Напряжения, возникающие в горизонтальной плоскости балок мостов, не превышает 10% напряжений в вертикальной плоскости, и поэтому ими пренебрегают.

В расчетах на жесткость балка ведущего моста рассматривается как двухопорная балка равного по всей длине сечения, нагруженная силами T и Z , причем принимается $Z_1=Z_2=Z_3$, и $T_1=T_2=T_3$. В случае переменного сечения балки по длине моста его заменяют на эквивалентное. Методика приведения изложена в работе [4].

В пределах упругой деформации положение средней точки картера, имеющей, очевидно, максимальное перемещение, может быть определено по способу Верещагина. Расчетная схема и эпюры моментов, поясняющие методику расчета, даны на рис.3.15.

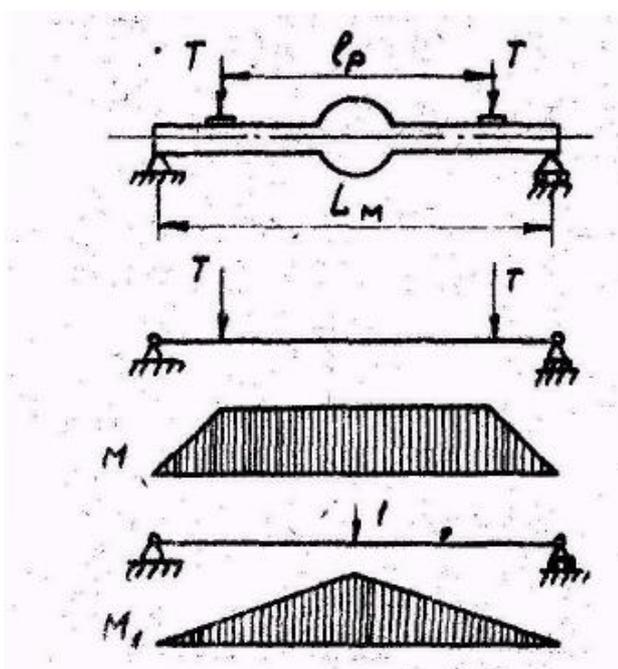


Рис.3.15. Расчетная схема и эпюры моментов

Максимальный прогиб средней точки картера

$$f_{\max} = \frac{T}{24 \times E \times J} \times \left[(L_m - l_p)^3 + l_p^2 \times \left(L_m - \frac{l_p}{2} \right) \right], \text{ м}, \quad (3.47)$$

где J – центральный момент инерции поперечного сечения картера, м^4 ; $E = 210$ ГПа – модуль упругости стали; L_m – длина балки моста (в расчетах может быть принята равной ширине колеи), м; l_p – расстояние между рессорами, м.

Расчет на жесткость заканчивается определением геометрических размеров поперечного сечения картера ведущего моста.

3.6. Расчет колес с пневматическими шинами.

Расчет колес сводится к определению геометрических размеров шины пневмоколеса (рис.3.16), отвечающего расчетной грузоподъемности при допустимой радиальной деформации. Максимально допустимая нагрузка на колесо с пневматической шиной может быть определена согласно [4,6]

$$G_k = \kappa \times B_{ш}^2 \cdot \frac{d + B_{ш}}{d_c + B_{ш}}, \text{ Н}, \quad (3.48)$$

где $\kappa = (0,23 \dots 0,27)$ МПа - коэффициент грузоподъемности шины;

$B_{ш}$ - ширина профиля намеченной шины, м; d – диаметр обода проектируемой шины, м; $d_c = 0,508$ - диаметр стандартного двадцатидюймового обода, м.

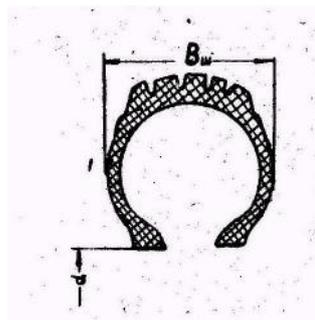


Рис. 3.16. Сечение пневмошины.

Радиальная деформация шины

$$\Delta B_{ш} = \frac{G_k}{8,9 \times \sqrt{C_2} \times D_k \times (P_в + P_0)} \times \sqrt{\left[\frac{G_k}{8,9 \times \sqrt{C_2} \times D_k \times (P_в + P_0)} \right]^2 + C_1 \times G_k}, \text{ м}, \quad (3.49)$$

где $C_1 \approx (2 \dots 4) \times 10^{-8}$ 1/Па и $C_2 \approx 0,15 \dots 0,25$ - коэффициенты, учитывающие конструкцию и геометрические размеры шины; $P_в$ - давление сжатого воздуха в шине $P_в = (160 \dots 180)$ кПа - для управляемых колес электромобилей малой грузоподъемности и $P_в = (200 \dots 220)$ кПа - для ведущих колес этих электромобилей; $P_в = 350$ кПа - для электромобилей средней грузоподъемности и троллейбусов малой вместимости; $P_в = (550-600)$ кПа - для троллейбусов средней и большой вместимости и пневмоколес монорельсового транспорта; P_0 - жесткость каркаса, лежащая в пределах $10 \dots 30$ кПа (меньшие значения для малослойных шин).

Величина радиальной деформации при номинальном давлении воздуха в шине не должна превышать $\Delta B_{ш} \leq 0,12 \dots 0,15$ м.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ МОДЕЛИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Для исследования колебаний проектируемого ПС на основе решения дифференциальных уравнений, вытекающих из уравнения Лагранжа второго рода, необходимо составить расчетную схему колебательной модели подвижного состава в продольной вертикальной плоскости. Исследования колебаний подвижного состава позволяют определить характер их воздействия на пассажиров и оборудование экипажа. При составлении колебательной модели необходимо найти количество ступеней подвешивания каждого элемента ПС, подрессоренные и неподрессоренные части, обозначить перемещения и текущие координаты каждого элемента. Примером может служить колебательная система трехкузовного рельсового ПС (рис.4.1)

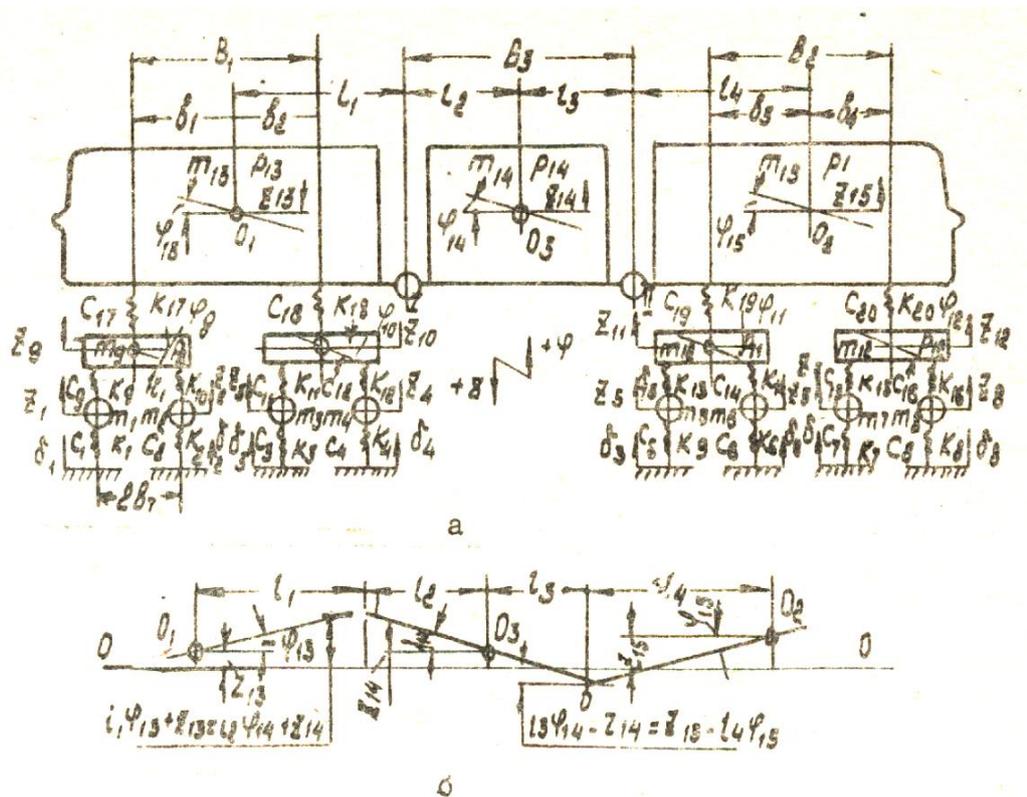


Рис.4.1. Эквивалентная колебательная система трехкузовного рельсового ПС.

Литература.

- 1.Ефремов И.С. и др. Теория городских пассажирских перевозок. - М.: Высшая школа, 1980. -535 с.
- 2.ГОСТ 10022-75. Автобусы и троллейбусы городские. Пассажирское помещение. Основные параметры и размеры.
- 3.ГОСТ 8802-78. Вагоны трамвайные пассажирские. Технические требования.
4. Ефремов И.С., Гуцко-Малков Б. П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. - М.: Стройиздат, 1970. -480 с.
5. Ефремов И.С., Кобозев В.М. Механическое оборудование троллейбусов. - М: Транспорт, 1978. -311 с.

6. Ефремов И.С. Троллейбусы (теория, конструкция и расчет). - М.: Высшая школа, 1969. -488 с.
7. Коган Л.Я. и др. Устройство и эксплуатация троллейбуса. - М.: Высшая школа, 1978. -336 с.
8. Вишник Г.В. и др. Троллейбус пассажирский ЗиУ-682Б. - М.: Транспорт, 1977. -208 с.
9. Иванов М.Д. и др. Устройство и эксплуатация трамвая. - М.: Высшая школа, 1977. -272 с.
10. Резник М.Я., Кулаков Б.М. Трамвайный вагон ЛМ-68. - М.: Транспорт, 1977. -192 с.
- 11.ГОСТ 7495-74 Троллейбусы городские одноэтажные пассажирские. Технические требования.
- 12.Нормы расчетов на прочность и проектирование механической части вагонов метрополитена с колеей 1520 (1524) мм. - М., 1973, -84 с.
13. Кобозев В.М., Никольский И. К. Методические указания к курсовому проекту по теории и расчету механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. - М.: МЭИ, 1977. -32 с.
14. Ефремов И.С. и др. Проектирование и расчет механического оборудования подвижного состава электрического транспорта. - М.: МЭИ, 1978. - 84 с.

Оглавление

	Стр.
Введение	3
1. Решение планировочной задачи	5
2. Решение задачи распределения веса кузова по ходовым частям (развески ПС)	13
3. Расчет колесных пар и мостов ПС	18
3.1. Расчет оси колесной пары на прочность	19
3.2. Расчет оси колесной пары на усталость	26
3.3. Расчет подрезиненных колес рельсового подвижного состава	31
3.4. Расчет управляемого моста безрельсового ПС	34
3.5. Расчет ведущего моста безрельсового ПС	39
3.6. Расчет колес с пневматическими шинами	40
4. Определение колебательной модели подвижного состава	41
Литература	43