

ОРГАНИЗАЦИЯ СОТРУДНИЧЕСТВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

I издание

Разработано на годовом совещании VII Комиссии
Комитета ОСЖД в Гаване с 15 по 20 марта
1982г.

Дата вступления в силу: 13 мая 1982 г.

Примечание:

Р
648/3

РЕКОМЕНДАЦИИ

по определению влияния параметров тягового
подвижного состава на манос колес и рельсов
при прохождении кривых радиусом меньше 500 м

С о д е р ж а н и е

- I. Общие сведения
2. Параметры влияющие на износ рельсов и бандажей колесных пар
 - 2.1. Определение эффективной конусности бандажа колес
 - 2.2. Определение силы "крип".
 - 2.3. Параметры жесткости ходовых частей
 - 2.4. Геометрические размеры ходовых частей
 - 2.5. Инерционные параметры подвижного состава
 - 2.6. Параметры пути
3. Установившееся движение подвижного состава
 - 3.1. Классический математический метод расчета (теория Хаймана)
 - 3.2. Метод расчета учитывающий силы "крип"
4. Выбор соответствующих параметров подвешивания для подвижного состава при движении в кривых малого радиуса
 - 4.1. Основные принципы выбора параметров
 - 4.2. Удовлетворение требований устойчивости движения при прохождении кривых с малым радиусом
 - 4.3. Улучшение параметров эксплуатируемого подвижного состава при прохождении кривых малого радиуса с целью уменьшения износа колес и рельсов
5. Требуемые параметры для проектируемых локомотивов
6. Приложения

I. Общие сведения

При движении в кривых малого радиуса прежде всего надо стремиться к уменьшению износа боковых граней головок рельсов и подреза гребня. Поведение данного локомотива в кривых определяется главным образом параметрами (радиус кривой, превышение рельса, уширение колеи) и состоянием пути (местные неровности). Износ является стационарным процессом, поэтому главную роль играет установившееся движение, то есть общее поведение локомотива имеет определяющего значения. Ниже перечисленные технические предложения основываются на методе расчета, разработанном для установившегося движения локомотива при прохождении кривого участка пути.

Ранние теории предполагали, что в кривых (любого радиуса) колесная пара направляется гребнем, колесо имеет цилиндрический профиль и направляющие колеса являются абсолютно жесткими, то есть считали, что при прохождении кривой колесные пары локомотива остаются параллельными друг к другу.

Так построенная теория не годится для исследования влияния параметров локомотива на износ бандажей и головки рельсов, по-

этому было необходимо разработать такой метод расчета, который учитывает и силы "крип", возникающие на поверхности контакта колеса и рельса, конусность колесной пары, а также упругие параметры рессорного подвешивания.

Ниже приведены предложения на определение параметров локомотива влияющих на износ бандажей и головки рельсов, метода их расчета, а также принципы правильного выбора параметров локомотива.

2. Параметры влияющие на износ бандажей и рельсов

2.1 Определение эффективной конусности бандажа колес

Насательные силы возникающие в точке контакта колес и рельсов, действуют в общей плоскости поверхности контакта. (рис. 2.1)

Для определения эффективной конусности необходимы следующие данные:

- расстояние между центром тяжести колесной пары и точками контакта: e_0
- радиус круга катания: r_{kj}
- поперечное смещение колесной пары: y_j
- угол поворота тележки вокруг вертикальной оси: φ_j

В обозначениях индекс j относится к колесной паре, а j означает, что относится к правому или левому колесу. (для правого колеса $j = 1$, а для левого $j = 2$). Пренебрегая влиянием угла поворота φ_j расстояние между центром тяжести колесной пары и точками контакта, а также радиус круга катания могут быть выражены как функции от поперечного смещения колесной

пары y_i :

$$b_{ij} = f(y_i)$$

$$r_{ij} = g(y_i)$$

В настоящее время применяемые очертания профиля бандажей состоят из сопряженных дуг и прямых. Этими геометрическими элементами могут быть характеризованы профили только после обточки бандажа, а профиль изношенных бандажей отличается от этого. С точки зрения определения эффективной конусности надо различать следующих три случая:

2.1.1 Профиль бандажа с постоянной конусностью (рис. 2)

Эффективная конусность величина постоянная и равна половине тангенса, угла у вершины конуса:

$$\lambda_e = \tan \tau_0$$

Разность радиусов кругов катания колесной пары (при смещении от среднего положения) имеет линейную зависимость от поперечного смещения y_i .

$$\Delta r_i = r_{i1} - r_{i2} = 2 \lambda_e y_i$$

2.1.2 Профиль бандажа и рельса с кругообразными очертаниями (рис. 3)

Для определения эффективной конусности необходимы следующие данные:

- радиус кривизны колеса в точке контакта ρ
- радиус кривизны головки рельса в точке контакта ρ'
- угол наклона грани гребня к горизонтالي при среднем положении колесной пары $|y = y_i = 0|$: τ_0

Эффективную конусность можно считать с достаточным приближением величиной постоянной и найти по формуле:

$$\lambda_e = \frac{\xi \cdot \lambda_0}{\xi - \xi'} \left[\frac{b_0 + \xi \cdot \lambda_0}{b_0 - \xi' \cdot \lambda_0} \right]$$

Разность радиусом кругов катания при поперечном смещении y_i :

$$\Delta r_i = 2 \lambda_e y_i$$

2.1.3 Изношенный профиль бандажа

Эффективную конусность λ_e можно определить с достаточной точностью, если для каждой точки соприкосновения определять конусность. Эффективная конусность определяется измерением. Конусность $\lambda_e(y)$ равно тангенсу половине угла касательной к точке графика $\Delta r_i = f(y_i)$ соответствующей абсциссе y_i (рис. 4).

Конусность обычно в каждой точке изменяется. Если мы хотим одним выразителем охарактеризовать, тогда мы должны заменить кривую $\Delta r_i = f(y_i)$ прямой. Эффективная конусность λ_e будет равна тангенсу угла наклона этой прямой.

2.2 Определение силы "грап"

По теории Гертца соприкосновение колеса и рельса происходит по определенной площадке. Контактная площадка имеет форму эллипса, а размеры полуосей эллипса a и b можно найти по формулам:

$$a = \mu \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot Q}{E \cdot \sum \frac{1}{\xi}}}$$

$$b = \nu \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot Q}{E \cdot \sum \frac{1}{\xi}}}$$

где Q - нагрузка от колеса на рельс
 $\Sigma \frac{1}{R}$ - сумма радиусов кривизны колеса и рельса

E - модуль упругости
 m - коэффициент Пуассона
 μ, ν - коэффициенты определяющие форму эллипса.

На рис. 2.1 показаны силы "крип" T_1 и T_2 расположенные в плоскости площадки и действующие в направлении осей 0,1 и 0,2, а также момент сил "крип" M_3 относительно оси 0,3, который зависит от значения относительного скольжения между колесом и рельсом.

Если V_{w1}, V_{w2}, V_{w3} означают скорости перемещения контактной площадки по рельсу по направлениям 0,1, 0,2 и 0,3, а скорости V_1, V_2 и V_3 означают скорость перемещения контактной площадки по кругу катания, далее Ω_{w1} и Ω_{w2} угловые скорости поворота вокруг оси 0,3, тогда значения коэффициентов ^{КРИП} по направлениям (продольное и поперечное, угловое).

будет равно:

$$\gamma_1 = \frac{V_{w1} - V_1}{\frac{1}{2}(V_{w1} + V_1)}$$

$$\gamma_2 = \frac{V_{w2} - V_2}{\frac{1}{2}(V_{w2} + V_2)}$$

$$\omega_3 = \frac{\Omega_{w3} - \Omega_3}{\frac{1}{2}(V_{w1} + V_1)}$$

Характер зависимости силы "крип" от коэффициента "крип" показан на рис. 2.5 для продольной силы T_1 . При малом значении относительного скольжения зависимость между силой "крип" и коэффициентом "крип" с небольшим пренебрежением можно считать линейной, с тангенсом угла наклона прямой f_{11}

Продольная сила "крип" T_1 :

$$T_1 = f_{11} \cdot \gamma_1$$

Согласно теории Калкера силу T_2 действующую по оси 0,2 и момент M_3 находим по формулам:

$$T_2 = -f_{22} \cdot T_1 - f_{23} \cdot \omega_3$$

$$M_3 = f_{13} \cdot T_1 - f_{33} \cdot \omega_3$$

Коэффициенты "крип" по Калкеру определяются из следующих формул:

$$f_{11} = E (a \cdot b) \cdot c_{11}$$

$$f_{22} = E (a \cdot b) \cdot c_{22}$$

$$f_{13} = E (a \cdot b)^{3/2} \cdot c_{13}$$

$$f_{33} = E (a \cdot b)^2 \cdot c_{33}$$

где E - модуль упругости, a и b полуоси контактного эллипса, $c_{11} + c_{33}$ - коэффициенты, зависящие от соотношения a/b .

2.3 Параметры жесткости ходовых частей.

У подвижного состава традиционной конструкции колесная пара связана с подрессорными массами через амортизаторы. Подрессоренные массы соединяются друг с другом с упругими элементами. Группировка упругих параметров:

а. первичные упругие параметры:

- эквивалентная поперечная жесткость упругих элементов рессорного подвешивания колесной пары приведенная к средней линии буксов C_{ψ}
- эквивалентная продольная жесткость упругих элементов рессорного подвешивания колесной пары приведенная к средней линии буксов: C_{xij}

б. вторичные упругие параметры

- эквивалентная поперечная жесткость упругих элементов тележки $C_{\psi 2i}$
- эквивалентная угловая жесткость упругих элементов, препятствующих повороту тележек вокруг вертикальной оси относительно кузова $C_{\varphi 2i}$
- поперечная жесткость устройства сочленения двух тележек $C_{\psi k}$

2.4 Геометрические размеры ходовых частей.

Основные геометрические размеры колесной пары

- номинальный радиус круга катания колеса: R_{0i}
- расстояние плоскостей круга катания от центра тяжести колесной пары $2 l$
- расстояние середины буксы от центра тяжести колесной пары $2 l_1$
- межосевое расстояние колесных пар расположенных в одной тележке b
- расстояние между шкворнями $2r$

2.5 Инерционные параметры подвижного состава.

Массы:

- масса колесной пары, включая прочие неподдресоренные массы принадлежащие к колесной паре: m_1
- поддресоренный вес тележки: m_{2i}
- масса кузова: m_3

Замечание:

Для исследования установившегося движения при прохождении кривой достаточно знать выше перечисленные инерционные параметры, а для динамических исследований необходимы и инерционные параметры относительно осей X, Y, Z проходящие через центр тяжести этих масс.

2.6 Параметры пути

При жестком верхнем строении пути и прохождении кривой на движение локомотива влияют следующие параметры пути:

- радиус кривой R
- величина превышения рельса (угол наклона плоскости пути к горизонталю): ϑ
- зазор между гребнями и головками рельсов: S

3. Установившееся движение подвижного состава в кривых.3.1 Классический математический метод расчета (теория Гаймана)

Расчетный метод по теории Гаймана можем рассматривать с помощью рис. 3.1

Ось x в системе координат $M-x$ совпадает со средней линией тележки. По другой оси отмечается момент M необходимый для поворота тележки в зависимости от положения центра поворота на оси X . Линия действия равнодействующей сил поворачивающих тележек (Y) при значении абсциссы X_y перпендикулярна к оси X . Величину $Y(x)$ получили как соотношение момента $M(x)$ относительно мгновенного центра поворота к плечу силы ($X_y - X$):

$$Y(x) = -\frac{M(x)}{X_y - X}$$

По теории Гаймана мы должны находить наименьшее значение сил $Y(x)$, которое очевидно имеет место при повороте вокруг точки X_0 , то есть $Y = Y(X_0)$ принадлежащая касательной к кривой $M(x)$. Место центра поворота X_0 получим приравнявая к нулю предел выражения:

$$\frac{dY(x)}{dx} = - \frac{(x_y - x) \frac{d}{dx} M(x) + M(x)}{(x_y - x)^2} = 0$$

то есть $(x_y - x) \frac{d}{dx} M(x) + M(x) = 0$

Зная, что технически реальное решение этого уравнения $X = X_0$, (по отношению направления движения X_0 может располагаться только за X_y) равнодействующая направляющих усилий:

$$Y = \left[\frac{d}{dx} M(x) \right]_{x=X_0} = - \left[\frac{M(x)}{x_y - x} \right]_{x=X_0}$$

Перпендикуляр опущенный из центра кривой на ось X , прикрепленной к продольной оси тележки всегда пересекает ее в точке X_0 . С помощью этой теории можно определить угол набегания относительно средней линии рамы. (При жестком продольном направлении колесных пар этот угол равен углу набегания передней колесной пары).

Угол набегания: $\varphi_V = \frac{X_V - X_0}{R}$

В этой формуле X_y означает координат передней колесной пары. В зависимости от геометрии пути и локомотива на практике расчет по теории Гаймана ведется в двух случаях:

- Известно направление действия силы Y и ищем значение X_0 . Это так называемая свободная установка, когда направляющее усилие действует только на переднюю колесную пару.
- Известно положение X_0 и ищем линию действия равнодействующей Y . Это так называемая установка высоких скоростей (набе-

гания по изумочкам). Распределение направляющих усилий происходит в зависимости от геометрических условий двух колесных пар, и определяются по статическому равновесию сил.

Теория Гаймана не учитывает влияние конусности бандажа колесных пар и упругих связей. Поэтому результаты полученные по-средством метода Гаймана надо считать как пессимистически предельные значения, и их применяют при оценке безопасности движения (скол рельсов).

3.2 Метод расчета учитывающий силы "крип"

Исходные данные:

Определение параметров влияющих на износ бандажей и рельсов при данных параметрах пути (радиус кривой, превышение, уширение).

Учитывая параметры пути и допускаемую скорость в результате расчета получим следующие данные в зависимости от радиуса кривой:

- силы T_{ij} действующие на обод колеса, их составляющие по осям O_1 и O_2 ;
- направляющие усилия Y_{ij} возникшие при соприкосновении гребня и головки рельса;
- угол наклона колесных пар φ_i ;
- поперечное смещение колесных пар u_{ij}

Исходные данные:

Рассматривая силы, возникающие в точке соприкосновения колеса и рельса в зависимости от радиуса кривой можно различить три интервала:

- а. интервал $R > R_0$: движение без соприкосновения гребня и головки рельса (направление колесной пары только за счет сил "крип" обеспечивается)
- б. интервал $R_0 > R > R_1$: гребень направляющего (направляющих) колеса набегаёт на рельс, а у ненабегающего (ненабегающих) колеса сила T_{ij} возникающая на поверхности соприкосновения меньше силы трения:

$$T_{ij} < \mu \cdot Q_{ij}$$

- в. интервал $R < R_1$: гребень ведущего (ведущих) колеса набегаёт на рельс, а у ненабегающих колес имеет место чистое трение:

$$T_{ij} = \mu \cdot Q_{ij}$$

Метод расчета:

Уравнения написанные для трехосной тележки в виде матрицы приведено в приложении № 1.

Матричное уравнение можно применять и для двухосной тележки если пропустить элементы таблицы обведенные штриховой линией, а также элементы, содержащие члены $S_{yк}$ в элементах a_{77} и a_{88} квадратичной матрицы находившиеся слевой стороны.

Если нет на локомотиве устройства соединяющего тележки, тогда в уравнении нужно подставить $S_K=0$. Все те величины, которые могут иметь знак, в систему уравнений подставлены с положительным знаком. В уравнении справа и слева содержится такой член который имеет двойного знака:

$$(\pm 2k_{ск} \text{ и } \pm p_{сч})$$

Верхние знаки для передней, нижние знаки для задней тележки по направлению движения.

- а. Символическая форма системы уравнений описывающей установившееся движение при радиусе кривой $R > R_0$

$$A \cdot q = C \cdot r$$

где A - квадратичная матрица, составленная из параметров тележки;

q - матрица-столбец неизвестного переменного;

C - матрица установленных параметров, определяющие принудительные связи движения по пути;

r - матрица-столбец переменных параметров принудительных связей.

Матрица-столбец q содержит y_i и φ_i координаты колесных пар и рам тележки, как неизвестные треугольные определены.

Матрица столбец r содержит радиус кривой R угол превышения ψ и направляющие усилия, Y_i , как неизвестные величины требующие подстановки. В систему уравнений нужно подставить $Y_i = 0$

- б. Система уравнений описывающая установившееся движение в кривой при $R_0 > R > R_1$.

В этом случае надо преобразовать систему уравнений по отношению Y_i и φ_i так как $\varphi_i = \frac{Y_i}{R}$ станет известной величиной, а неизвестной являются направляющие усилия Y_i возникающие на гребнях колес. Преобразование системы уравнений надо провести так, что первый столбец квадратичной матрицы A находящейся слева с противоположным знаком надо подставить на место первого столбца матрицы C и наоборот. Одновременно с этим - без изменения знаков - надо поменять местами величины φ_i и $1/R$ в векторе - столбце r переменных.

в. Система уравнений описывающая установившееся движение в кривой при $R < R_1$:

В качестве иллюстрации для расчета служит рис. 3.2 где изображена зависимость между силой "крип" T и коэффициентом "крип" γ . Если считать зависимость $T-\gamma$ линейной, тогда крутизна прямой определяется коэффициентом "крип" γ . Но очевидно, что при определенном значении коэффициента трения и вертикальной нагрузки Q в действительности только

$$T \cong \mu \cdot Q$$

имеет место. Поэтому все те решения системы уравнений первого порядка, когда сила "крип"

$$T > \mu \cdot Q$$

(например на рис. сила T_2) надо считать (физически нереальными). действительная величина силы "крип" в этом случае из-за скольжения может быть только $T = \mu \cdot Q$.

Для каждого действительного значения силы T можно найти соответствующее производное значение коэффициента "крип" (на рис. прямая обозначена f') с помощью графика. Итак, действительное значение силы упругого скольжения

$$T' = f' \cdot \gamma' = \mu \cdot Q$$

можно считать, как одно из решений системы уравнений первого порядка. Значит в алгоритм расчета надо ввести такой итеративный метод (метод постепенных приближений), который для каждой такой колесной пары, где сила T , вычисленная по первоначальному значению коэффициента "крип" f будет превышать силу трения $\mu \cdot Q$ дал бы такое значение f' которое удовлетворяет следующему условию:

$$|T' - \mu \cdot Q| \leq \varepsilon$$

где ε - требуемый допуск

4. Выбор соответствующих параметров рессорного подвешивания локомотивов при движении в кривых малого радиуса

4.1 Основные принципы выбора параметров

Зная параметры локомотива и пути определенных в пункте 2 с помощью метода расчета описанного в п. 3 можно определить значения радиуса кривой R_0 и R_1 :

- В интервале радиуса кривой $R > R_0$ направление локомотива обеспечивается только за счет сил "крип".
- В интервале радиуса кривой $R_1 < R < R_0$ возникает направляющее усилие на гребне, но сила действующая на обод колеса не превышает силу трения $\mu \cdot Q$
- В интервале $R < R_1$ возникает направляющее усилие и имеет место скольжение. В этом интервале износы в значительной степени увеличиваются.

При проектировании локомотивов ходящих в кривых малого радиуса надо стремиться к тому, чтобы направление за счет сил "крип" распространилось на меньшие радиусы кривой, то есть граничные значения кривой R_0 и R_1 были как можно меньшими. Для обеспечения этого при выборе параметров рессорного подвешивания надо стремиться к следующему:

- Суммарная угловая жесткость элементов противодействующих повороту вокруг вертикальной оси как для первичной, так и для вторичной ступени была мала, то есть обеспечивать мягкую характеристики рессорного подвешивания.
- Обеспечить малую поперечную жесткость (мягкая характеристика пружин).

- Выбрать межосевое расстояние колесных пар конструктивно минимально допустимому.
- Выбрать межкворневое расстояние конструктивно минимально допустимому.
- Применить профиль бандажа с большой эффективной конусностью.

4.2 Удовлетворение требований устойчивости движения при прохождении кривых с малым радиусом

Требования перечисленные в п. 4.1 противоречат требованиям устойчивости движения. Поэтому при проектировании локомотивов необходимо согласовать требования прохождения кривого участка пути и устойчивости движения. При правильном выборе параметров надо учитывать допустимую скорость локомотива. Эти параметры нужно выбрать таким, чтобы предельная скорость устойчивого движения - критическая скорость V_c на 20 % превышала максимально допустимую скорость:

$$V_c \geq 1,2 V_{\max}$$

4.3 Улучшение параметров эксплуатируемого подвижного состава при прохождении кривых малого радиуса с целью уменьшения износа колес и рельсов

Из параметров перечисленных в п. 3 у уже эксплуатируемых локомотивов проще и экономичнее всего изменить эффективную конусность бандажа.

Изменение профиля бандажа для достижения большей эффективной конусности легко добывается при отточке бандажей колесных пар без выкатки на-под локомотива.

Для данного локомотива создать профиль бандажа благоприятно влияющий на износ целесообразно учитывать профиль изношенного бандажа во время эксплуатации.

Так как увеличение эффективной конусности приведет к уменьшению границы критической скорости обеспечивающей устойчивое движение, поэтому для таких локомотивов необходимо экспериментально проверить, что критическая скорость V_c на 20 % превышает ли максимально допустимую скорость.

5. Требуемые параметры для проектируемых локомотивов.

У проектируемых локомотивов и прототипов параметры перечисленные в п. 2 должны являться составной частью проектной документации.

С помощью методов, описанных в п. 3, необходимо сделать расчеты для установившегося движения локомотива по кривой и определить следующие параметры:

- силы T_{ij} возникающие на ободу колеса в функции от радиуса кривой $T_{ij} = f(R)$
- направляющие усилия Y_{ij} действующие в точках контакта гребня и рельса в функции от радиуса кривой $Y_{ij} = f(R)$
- угол набегания в функции от радиуса кривой $\varphi_{ij} = f(R)$
- граничные значения радиусов кривой R_0 и R_1
- направляющие усилия $Y_{ij \text{ макс}}$ вычисленные по теории Гаймана.

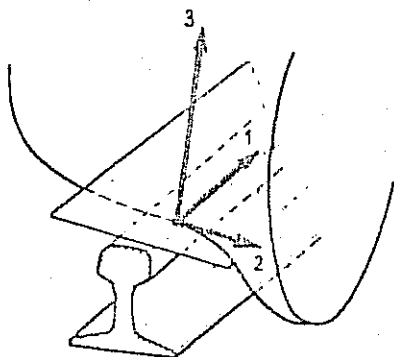


Abbildung 2.1
Puc. 2.1

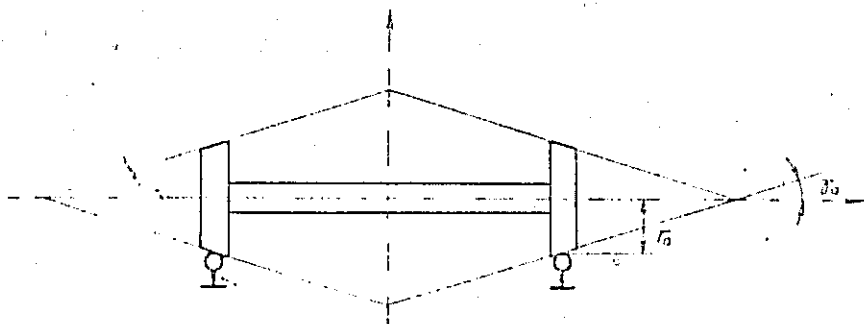


Abbildung 2.2
Puc. 2.2

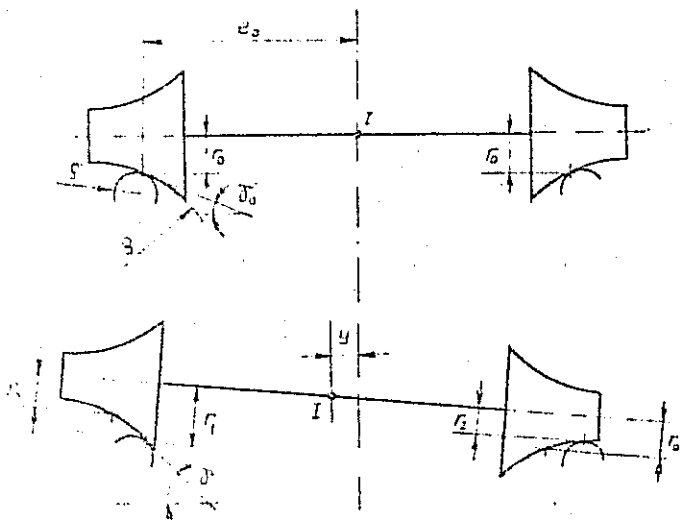


Abbildung 2.3
Рис. 2.3

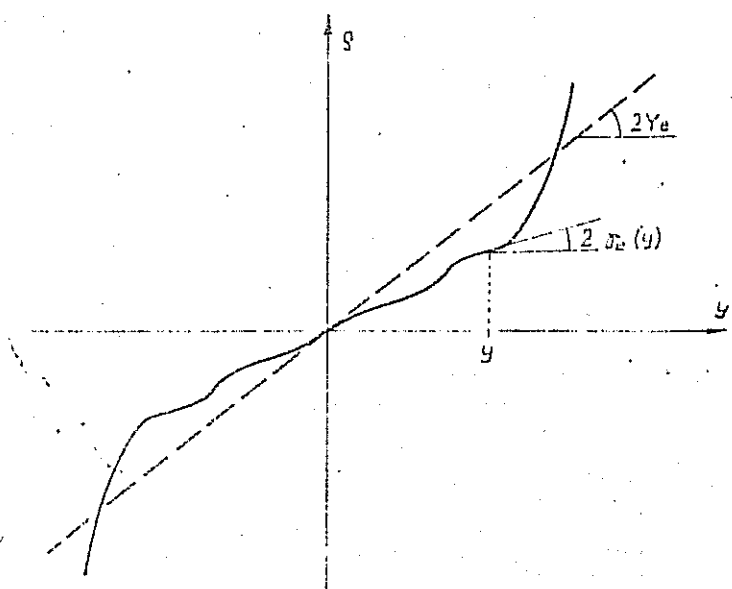
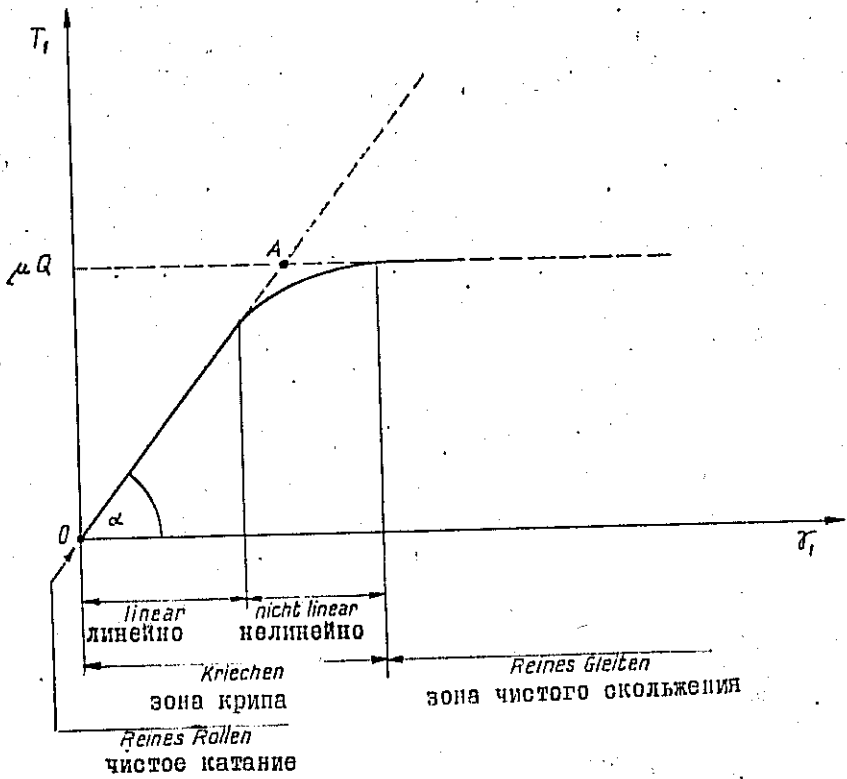


Abbildung 2.4
Рис. 2.4



$$f_{11} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$T_1 = f_{11} \cdot \delta_1$$

Abbildung 2.5

Рис. 2.5

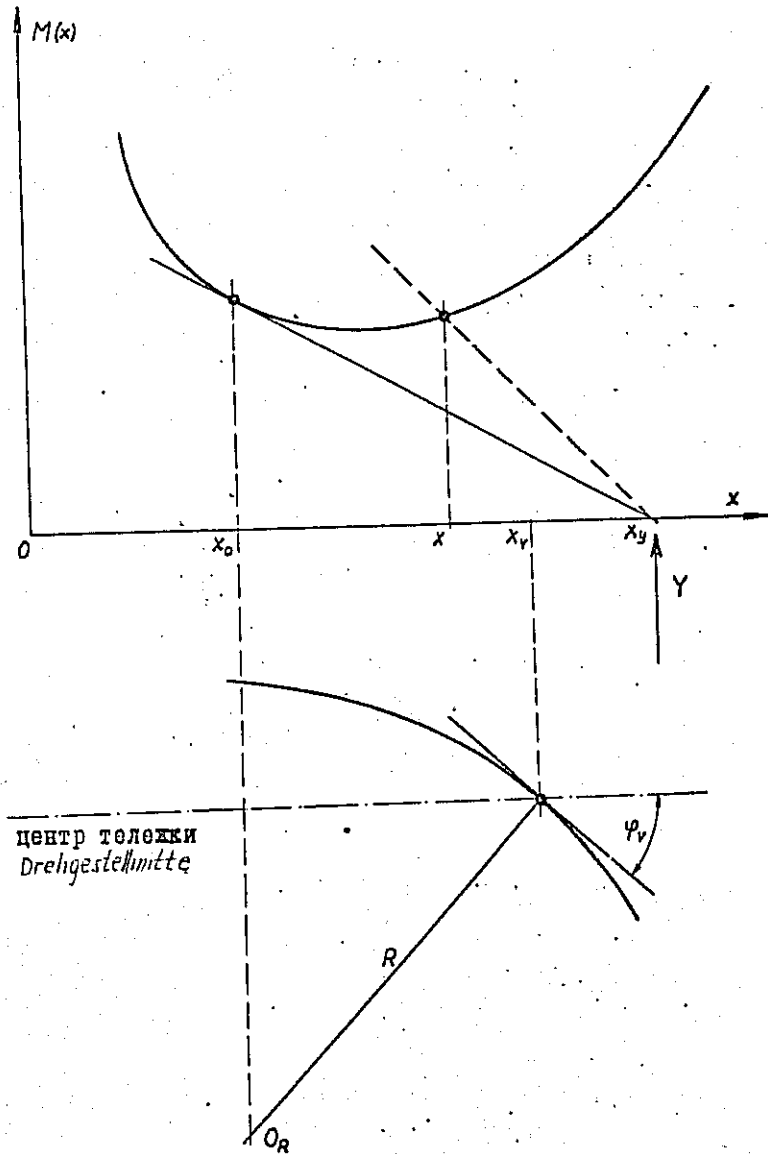


Abbildung 3.1

Рис. 3.1

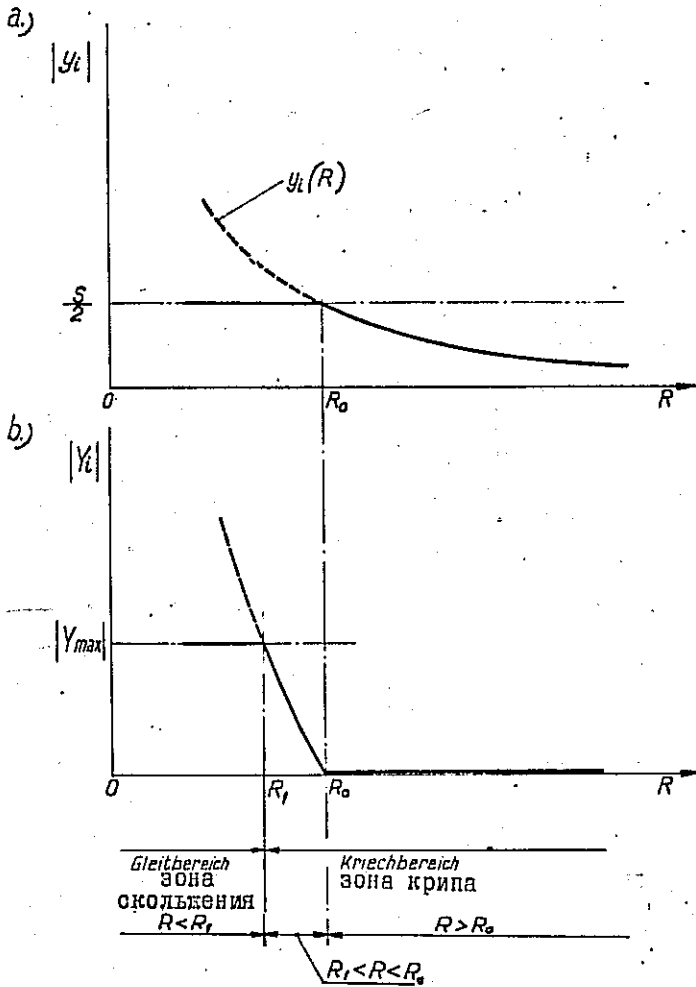
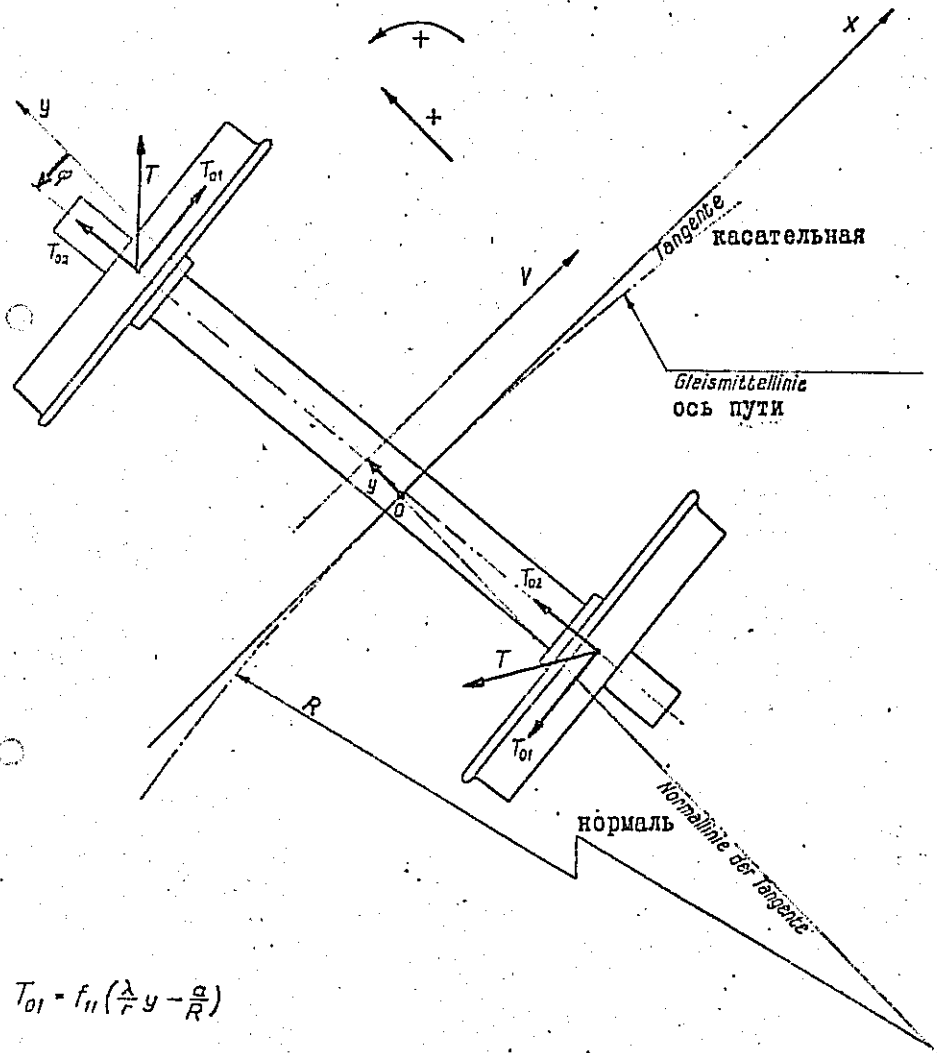


Abbildung 3.2
Рис. 3.2



$$T_{01} = f_{11} \left(\frac{\lambda}{r} y - \frac{\varphi}{R} \right)$$

$$T_{02} = f_{22} \cdot \varphi$$

$$T = \sqrt{T_{01}^2 + T_{02}^2}$$

Abbildung 3.3

Рис. 3.3

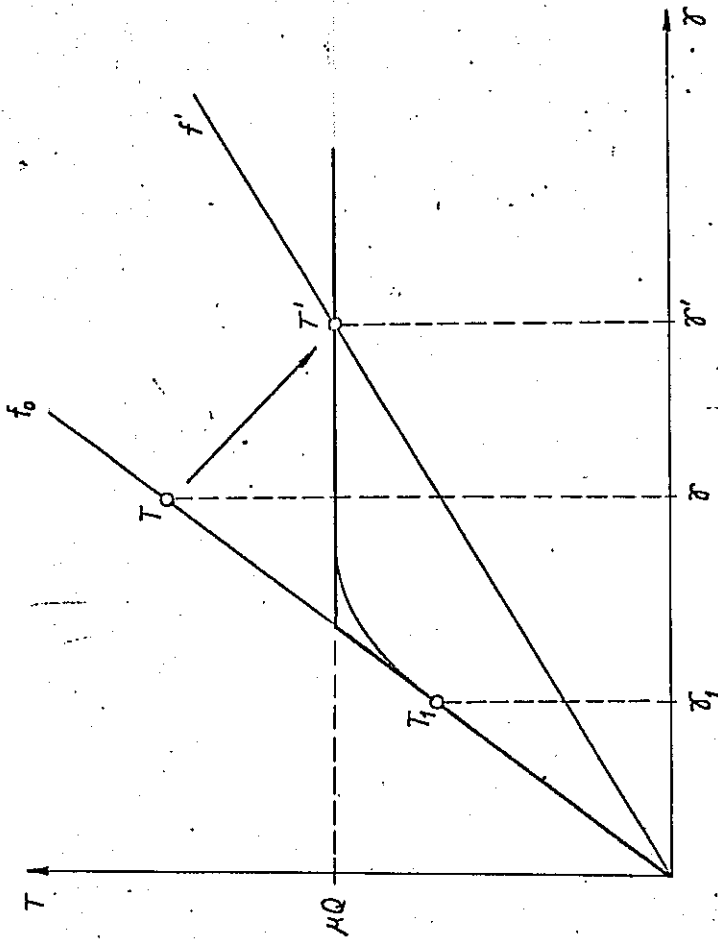
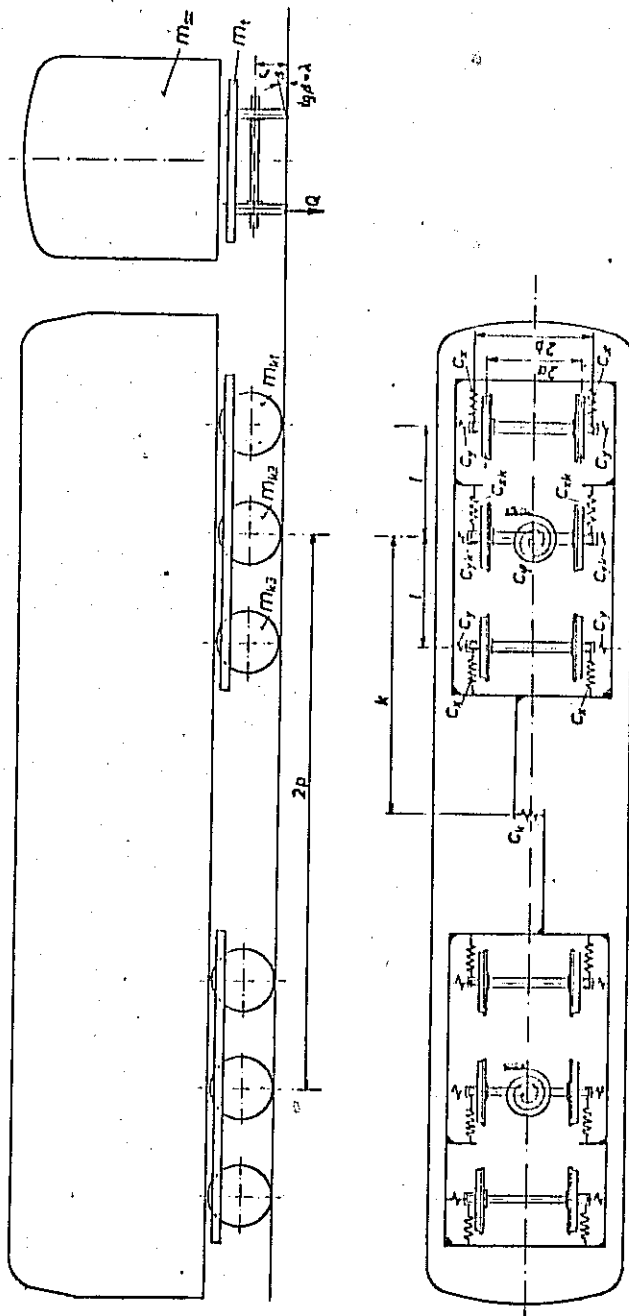
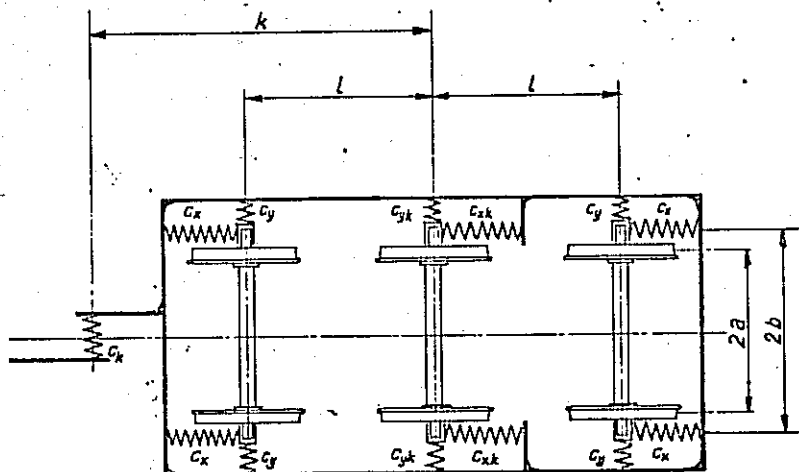


Abbildung 3.4

Рис. 3.4





Приложение I/3

Обозначения и единицы измерения различных величин

Название	Обозначения	Единица измерения
Номинальное значение диаметра колеса по кругу катания	r	м
Поперечное расстояние между осями линийных букс	$2b$	м
Расстояние между осями тележек	$2l$	м
Расстояние между шкворнями тележек единицы подвижного состава	$2p$	м
Измеренное по осевой линии тележки расстояние между линией приложения поперечных сил поддрессирования, возникающих вследствие соединения тележек	k	м
Постоянная продольного поддрессирования установки внешних осей по отношению к осевой линии букс	c_x	$\frac{H}{M}$
Постоянная продольного поддрессирования продольной установки средней оси по отношению к осевой линии букс	c_{xk}	$\frac{H}{M}$
Постоянная поперечного поддрессирования установки внешних осей по отношению к осевой линии букс	c_y	$\frac{H}{M}$
Постоянная поперечного поддрессирования установки средней оси по отношению к осевой линии букс	c_{yk}	$\frac{H}{M}$
Постоянная поддрессирования от проворачивания при повороте тележки вокруг вертикальной оси по отношению к кузову единицы подвижного состава	Q	$\frac{M}{\text{рад}}$
Постоянная поперечного поддрессирования соединительного устройства тележки	c_k	$\frac{H}{M}$
Масса колесной пары	m	кг
Общая масса рамы тележки	m_r	кг
Радиус кривой пути	R	м
Вертикальное усилие от колеса	Q	Н