

Разгрузка рельсовых плетей

Рельсовая плеть при разгрузке одним концом лежит на платформе рабочего вагона, другим — на грунте или балласте. В этой ситуации возникает вопрос о возможности деформации рельсов в результате вертикальных и боковых смещений. Проведенные расчеты позволили определить максимальную высоту разгрузки и величину боковых смещений, при которых можно избежать остаточных деформаций.

При разгрузке рельсовых плетей должны исключаться их остаточные деформации. Для этого следует создать условия, при которых ни в одном сечении материал рельса не должен быть пластифицирован. Необходимо уточнить, какие предельные напряжения должны выдерживать рельсовые плети, чтобы в них возникали только упругие деформации. Расчет изгибающих напряжений и предельных деформаций в рельсах является технической задачей расчета балки на изгиб. Обычное решение здесь невозможно, так как положение точки опоры рельсовой плети неизвестно и должно быть найдено через условия контакта, как это применяется для упругой полосы, закрепленной одним концом. Возможны различные варианты нагружения рельсовой плети и способы решения.

Случаи нагружения рельсов при разгрузке

Последующие рассуждения относятся к конфигурации, представленной на рис. 1. Прежде всего, принято, что плеть с погонной массой q деформируется только в плоскости рисунка. Левая часть ее лежит на платформе (индекс соответствующих обозначений f), правая часть опирается на балласт или висит консольно (индекс r). Буквой w обозначено провисание рельсовой плети, L — безопорная длина или длина консоли (L_r).

Для рассматриваемого случая нагружения и соответствующих граничных условий привлекается формула изгиба балки:

$$-EJ_y \frac{d^2 w}{dx^2} = M(x), \quad (1)$$

где E — модуль упругости; J_y — момент инерции относительно горизонтальной (в обычном положении) оси сечения рельса; $M(x)$ — изгибающий момент относительно этой оси.

Поперечная сила рассчитывается как

$$Q = \frac{dM}{dx} = -EJ_y \frac{d^3 w}{dx^3}. \quad (2)$$

Когда плеть опирается на платформу и балласт, в качестве контактного условия действует соотношение $d^2 w/dx^2 = 0$, если платформу и балласт упрощенно принять как недеформируемые. Из (1) следует, что, несмотря на горизонтальную касательную, момент $M(x_f) = M(x_r) = 0$, причем x_f и x_r — координаты точек контакта.

Возможны три этапа нагружения рельсовой плети, при разгрузке следующие один за другим.

Этап V1. К началу процесса разгрузки рельсовая плеть лежит слева на платформе. Справа она свешивается, но еще не касается балласта. Граничные условия для левой стороны выглядят следующим образом:

$$x_f = 0; w_f = -h_f;$$

$$x_f = L_f; w_f = 0; \frac{dw_f}{dx_f} = 0; \frac{d^2 w_f}{dx_f^2} = 0.$$

Граничные условия для правой стороны:

$$x_r = 0; w_r = -h_r;$$

$$x_r = L_r; w_r = 0; \frac{d^2 w_r}{dx_r^2} = 0; \frac{d^3 w_r}{dx_r^3} = 0.$$

В точке опоры С граничные условия имеют вид:

$$x_f = x_r = 0; -\frac{dw_f}{dx_f} = +\frac{dw_r}{dx_r} = w_0.$$

Если на правом конце рельсовая плеть опирается на вспомогательную тележку, то при наличии такой опоры справа $Q = 0$. Этот случай нагружения бывает сравнительно редко.

Этап V2. Во время процесса разгрузки рельсовая плеть слева лежит на платформе, справа — на балласте. Граничные условия для левой стороны следующие:

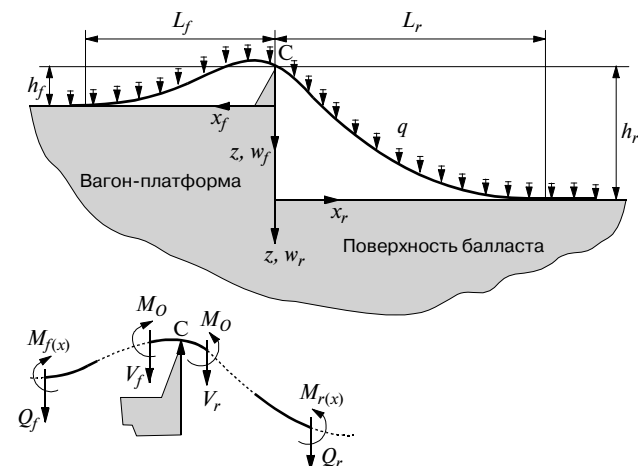


Рис. 1. Схема процесса разгрузки рельсовых плетей, действующие силы и моменты

$$x_f = 0; w_f = -h_f;$$

$$x_f = L_f; w_f = 0; \frac{dw_f}{dx_f} = 0; \frac{d^2w_f}{dx_f^2} = 0.$$

Граничные условия для правой стороны:

$$x_r = 0; w_r = -h_r;$$

$$x_r = L_r; w_r = 0; \frac{dw_r}{dx_r} = 0; \frac{d^2w_r}{dx_r^2} = 0.$$

Граничные условия в точке опоры С:

$$x_f = x_r = 0; -\frac{dw_f}{dx_f} = +\frac{dw_r}{dx_r} = w_0.$$

Этап V3. В конце процесса разгрузки рельсовая плеть полностью находится в правой части рисунка: с одной стороны она безмомента опирается в точке С, с другой стороны — на балласт. Граничные условия следующие:

$$x_f = 0; w_r = -h_r; \frac{d^2w_r}{dx_r^2} = 0;$$

$$x_f = L_r; w_r = 0; \frac{dw_r}{dx_r} = 0; \frac{d^2w_r}{dx_r^2} = 0.$$

Максимальная нагрузка рельсовой плети

Исходная ситуация

Этапы нагружения V1, V2 и V3 необходимо рассматривать при вертикальной нагрузке, т. е. при изгибе рельсовой плети в вертикальной плоскости. Для расчета берется ее участок, который одним концом опирается на балласт или вспомогательную тележку, а другой имеет опору в точке С, где действует момент M_0 ($M = M_r = M_0$). В последующих расчетах индексы f и r отсутствуют, так как исходное решение для обоих случаев одинаково. Условия равновесия дают следующие уравнения:

$$M(x) = Vx + M_0 - qx^2/2, \tag{3}$$

$$V = qL/2 - M_0/L. \tag{4}$$

Интегрируя уравнение изгиба (1), получаем

$$-EJw = Ax + B + Vx^3/6 + M_0x^2/2 - qx^4/24. \tag{5}$$

С учетом граничных условий для этапа V2

$$A = -VL^2/2 - M_0L + qL^3/6, \tag{6}$$

$$B = VL^3/3 + M_0L^2 - qL^4/8, \tag{7}$$

$$L^2 = -2M_0/q + [4(M_0/q)^2 + 24EJ_y h/q]^{1/2}. \tag{8}$$

Максимальный пролетный момент M_{\max} получается из условия $dM/dx = 0$:

$$M_{\max} = M_0[1/2 + (M_0/q)/(2L^2)] + qL^2/8 \tag{9}$$

при

$$x_{\max} = -(M_0/q)/L + L/2. \tag{10}$$

Если подставить граничные условия для правой части рельсовой плети и этапа нагружения V1, то при $V = qL_r$ и $M_0 = -qL_r^2/2$ получается:

$$A = -EJ_y \frac{dw_r}{dx_r} = -EJ_y w_0, \tag{11}$$

$$B = EJ_y h_r, \tag{12}$$

$$qL_r^4/8 + EJ_y w_0 L_r = EJ_y h_r. \tag{13}$$

Последнее выражение представляет собой нелинейное уравнение для консольной части длиной L_r и предполагает, что величина w_0 известна. Максимальный (отрицательный) момент имеет в точке С значение

$$M_0 = -qL_r^2/2. \tag{14}$$

Максимальный момент для этапов нагружения V1, V2 и V3

Используемые в дальнейших рассуждениях величины, например M_{\max} и L_r , могут иметь расположенные сверху слева индексы 1, 2, 3, указывающие на принадлежность параметра к соответствующему этапу нагружения. Кроме того, вводятся понятия характеристического момента M_{ch} , характеристического напряжения σ_{ch} и характеристической длины L_{ch} :

$$M_{ch} = (EJ_y h_r q)^{1/2}, \tag{15}$$

$$\sigma_{ch} = (M_{ch}/J_y) f_u, \tag{16}$$

$$L_{ch} (EJ_y h_r / q)^{1/4}, \tag{17}$$

где f_u — расстояние от центра тяжести рельса до его подошвы. При этом предполагается, что f_u больше, чем расстояние от центра тяжести до верхней точки головки рельса. Для рельса типа МСЖД 60 с $h_r = 1$ м приведенные уравнения дают следующие значения: $M_{ch} = 6,307 \cdot 10^4$ Н·м; $\sigma_{ch} = 167,2$ МПа; $L_{ch} = 10,086$ м.

Простейшим является этап V3. При $M_0 = 0$ из уравнений (8) – (10) следует:

$$^3M_{\max} = \sqrt{3/8} M_{ch}, \tag{18}$$

$$^3L_r = \sqrt[4]{24} L_{ch}, \tag{19}$$

$$^3x_{\max} = ^3L_r/2. \tag{20}$$

На этапе V2 момент M_0 сначала неизвестен. Переходное условие $-dw_f/dx_f = dw_r/dx_r = w_0$ требует вместе с учетом уравнений (5) и (4) соблюдения условия $A_f = -A_r$, отсюда

$$M_0 = -q(L_r^2 - L_r L_f + L_f^2)/6. \tag{21}$$

Подставив $w_f = -h_f$ и $w_r = -h_r$ в уравнение (5) для $x_f = x_r = 0$ и использовав уравнения (4) и (7), получим следующие уравнения для $L_f/L_r = \lambda$ и $h_f/h_r = \chi$:

$$\lambda^4 + 2\lambda^3 - 2(1 - \chi)\lambda^2 - 2\chi\lambda - \chi = 0, \tag{22}$$

$$\lambda = (\sqrt{3} - 1) + 0,47833\chi - 0,21038\chi^2,$$

где $0 \leq \chi \leq 1$,

$$^2M_{\max} = \frac{(4 + 4\lambda - 3\lambda^2 - 2\lambda^3 + \lambda^4)}{[72(1 + 2\lambda(1 - \lambda))]^{1/2}} M_{ch}, \tag{24}$$

$$^2L_r = \varphi_2 L_{ch}, \varphi_2 = [72/(1 + 2\lambda(1 - \lambda))]^{1/4}, \tag{25}$$

$$^2x_{\max} = [(2 - \lambda(1 - \lambda))/6] L_{ch}. \tag{26}$$

Величина $^2M_{\max}$ представляет собой максимальный момент в пролете на этапе нагружения V2. Аб-

солютное максимальное значение момента в случае V2, конечно, имеет место в точке опоры С и с учетом уравнений (21) и (25) равно

$$^2M_0 = -^2m_0M_{ch},$$

$$^2m_0 = \left[\frac{2(1-\lambda+\lambda^2)^2}{1+2\lambda(1-\lambda)} \right]^{1/2}. \quad (27)$$

На этапе нагружения V1 величина момента

$$M_0 = -qL_r^2/2 \quad (28)$$

не определена, так как неизвестна прежде всего длина L_r . Для ее определения привлекается условие $-dw_f/dx_r = dw_r/dx_r = w_0$, причем для левой части рельсовой плиты справедливы уравнения (8) – (10), для правой части – уравнения (11) – (13). С введенными обозначениями $L_f/L_r = \lambda$ и $h_f/h_r = \chi$ получаем:

$$\lambda^4 + 2\chi\lambda^3 - 2\lambda^2 - 6\chi\lambda - 3\chi = 0, \quad (29)$$

$$\lambda = \sqrt{2} + 0,90785\chi - 1,04919\chi^2 + 0,45921\chi^3, \quad (30)$$

где $0 \leq \chi \leq 1$,

$$^1M_0 = -^1m_0M_{ch}, \quad ^1m_0 = \sqrt{6} (3 + 6\lambda - 2\lambda^3)^{-1}, \quad (31)$$

$$^1L_r = \varphi_1 L_{ch}, \quad \varphi_1 = [24/(3 + 2\lambda(3 - \lambda^2))]^{1/4}. \quad (32)$$

Следует отметить, что момент в правой части не имеет экстремума.

На рис. 2 представлены кривые изменения относительных максимальных моментов $^1M_0/M_{ch}$ и $^2M_0/M_{ch}$ в функции h_f/h_r .

Боковое смещение рельсовой плиты

Ранее было принято допущение, что рельсовая плеть деформируется только в вертикальной плоскости (оси $x - z$). Однако возможны случаи, когда плеть сдвигается в поперечном направлении (ось y). В дальнейших рассуждениях боковое смещение обозначается символом Δ и берется его отношение к расстоянию L_r от точки С. Поскольку предполагается линейное поведение рельса при деформации, боковой изгиб не оказывает влияния на результаты рассуждений, полученные только для изгиба в вертикальной плоскости. Благодаря этому в дальнейших выкладках для всех параметров, в частности для длины L_r , могут использоваться полученные ранее выражения.

Вызванные боковыми смещениями напряжения должны соответствующим образом суммироваться с напряжениями изгиба от вертикальной нагрузки. При исследовании бокового смещения рельсовая плеть рассматривается как балка, защемленная с двух концов, которые смещены друг относительно друга на величину Δ . Выражение для моментов в этом случае имеет вид:

$$M_z(x_r) = -(6EJ_z\Delta/L_r^2)(1 - 2x_r/L_r). \quad (33)$$

Помимо этого выражения вводятся два безразмерных параметра, а именно $\chi = J_z/J_y$ и B/f_u , где B —

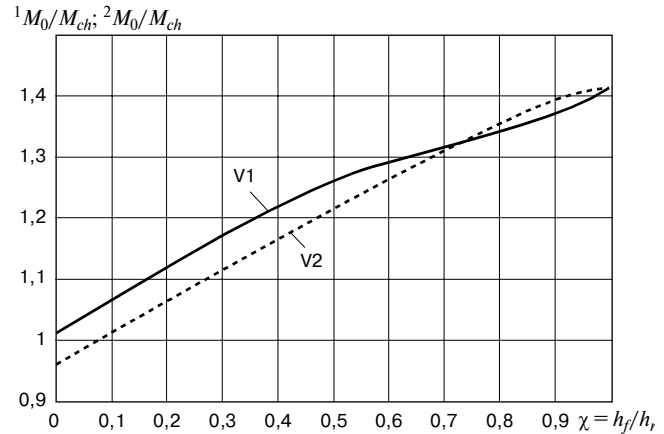


Рис. 2. Безразмерные изгибающие моменты этапов нагружения V1 ($^1M_0/M_{ch}$) и V2 ($^2M_0/M_{ch}$) как функции параметра разгрузки h_f/h_r

ширина подошвы рельса. В качестве безразмерной характеристики бокового смещения вводится величина $\delta = \Delta/h_r$. Подставив выражения для χ , σ и L_r в уравнение (33), получаем

$$M_z(x_r) = [-6\chi\delta/(f_f(\chi))^2](1 - 2x_r/L_r)M_{ch}. \quad (34)$$

Рекомендации и выводы

Максимальные напряжения

В соответствии с условием $0 \leq \chi \leq 1$ при боковом смещении рельсовой плиты в ее правой части возникают максимальные напряжения σ_{max} . Для этапов нагружения V1+H и V2+H максимальные напряжения действуют в точке С и определяются по формуле

$$^i\sigma_{max} = ^i m_0(\chi) + \frac{6\delta}{\varphi_i^2} \frac{B}{2f_u} \sigma_{ch}, \quad (35)$$

где $i = 1, 2$.

Из-за линейного характера кривой горизонтального изгибающего момента и квадратичного, симметричного характера кривой вертикального момента относительно $x_r = L_r/2$ на этапе нагружения V3+H получается

$$^3\sigma_{max} = \sqrt{\frac{3}{8}} \left[1 + \left(\frac{B}{2f_u} \right)^2 \delta^2 \right] \sigma_{ch}. \quad (36)$$

Рекомендации

Максимальный изгибающий момент 1M_0 возникает в начале процесса разгрузки. Несколько меньшую величину имеет абсолютный максимальный момент 2M_0 , возникающий в процессе разгрузки. Как следует из рис. 2, значения обоих моментов разнятся на величину, лежащую в пределах точности измерений, и ради простоты могут приниматься равными. Максимальное напряжение изгиба σ в верти-

кальной плоскости тогда можно описать в линеаризованной форме

$$\sigma = \sigma_{ch}(1 + (\sqrt{2} - 1)h_f/h_r). \quad (37)$$

Как показывает результат оценки уравнения (35), при учете изгиба в поперечном направлении возникает максимальное дополнительное напряжение, определяемое по формуле

$$\Delta\sigma_1 = \frac{3B}{2f_u} \delta\sigma_{ch}. \quad (38)$$

Если плеть разгружаются таким образом, что смещаются в сторону в самом начале (этап нагружения V2), дополнительное напряжение изгиба в поперечном направлении снижается до значения

$$\Delta\sigma_2 \sim \Delta\sigma_1/3. \quad (39)$$

Уравнение (38) получается из уравнения (33), если для L_f^2 значение $-2M_0/q$ принять соответствующим уравнению (28).

Этап нагружения V3 для изгиба в поперечном направлении не является решающим, так как σ и B/f_u имеют значения около 1.

Таким образом, при исследовании процесса разгрузки рельсовой плети сначала следует рассмотреть две ее характеристические величины. Выражение для характеристических напряжений $\sigma_{ch} = (Eh_r q/J_y)^{1/2} f_u$ включает в качестве важных для рельсов величин модуль упругости E , погонную массу q , момент инер-

ции J_y относительно горизонтальной оси и расстояние до оси подошвы f_u . Вторая характеристическая величина представляет собой выражение $3B/2f_u$. Для рельса типа МСЖД 60 значение $\sigma_{ch}/\sqrt{h_r}$ равно 5,287 МПа/мм^{1/2}, а $3B/2f_u = 2,778$.

Процесс разгрузки регламентируется тремя характеризующими смещение величинами: h_f , h_r и Δ . Если производится разгрузка с боковым смещением рельсовой плети, максимальное напряжение рассчитывается как

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{Eq}{J_y}\right)^{1/2} f_u \sqrt{h_r} \left(1 + 0,41h_f/h_r + \frac{3B}{2f_u} \Delta/h_r\right). \quad (40)$$

Для рельса МСЖД 60 это выражение имеет вид:

$$\sigma_{\max} = 5,287 \sqrt{h_r} (1 + 0,41h_f/h_r + 2,778\Delta/h_r).$$

Если поперечное смещение плети происходит после разгрузки, значение Δ следует заменить на $\Delta/3\sigma_{\max}$. Напряжения, естественно, должны быть ниже предела текучести рельсовой стали с определенным запасом прочности.

При существующих на практике условиях разгрузки для рельсов типа МСЖД 60 результирующие напряжения, как правило, значительно ниже допустимых.

F. D. Fischer et al. *Glaser's Annalen*, 2003, № 6 – 7, S. 298 – 302.

Испытания шпал под высокой осевой нагрузкой

Центр транспортных технологий (ТТС) и железнодорожные компании традиционно уделяют большое внимание поиску методов, гарантирующих надежную работу изготовленных из разных материалов шпал в условиях повышенной осевой нагрузки.

Деревянные шпалы

Деревянные шпалы являются основными на железных дорогах Северной Америки, их доля превышает 90 % общего объема выпускаемых шпал. По сравнению со шпалами из других материалов деревянные обходятся дешевле в расчете на весь срок службы, просты в укладке, изготавливаются из широко распространенного природного сырья. Тем не менее на железных дорогах расширяется применение шпал из других материалов.

В течение многих лет на полигоне ускоренных эксплуатационных испытаний (FAST) Центра транспортных технологий ведутся исследования со шпалами и рельсовыми скреплениями различных конструкций при высокой осевой нагрузке. Вертикальная нагруженность пути на FAST более высокая, чем на сети железных дорог, так как осевые нагрузки достигают 35,4 т, скорость движения 64 км/ч, а годовой тоннаж 90 – 136 млн. т брутто. В то же время поперечная нагруженность пути на FAST не выше, чем на железных дорогах, так как кривые не круче, чем на сети: минимальный радиус кривой на полигоне FAST 290 – 350 м, на железных дорогах Северной Америки – 125 м. Следует также отметить, что с 1995 по 1999 г. пропущено 435 млн. т брутто при обращении вагонов на тележках с усовершенствованным рессорным подвешиванием. Средняя и максимальная поперечные силы от воздействия этих тележек на путь уменьшились почти на 50 %. На по-