

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 625.143.58

О МЕТОДИКЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
УДЕРЖИВАЮЩЕЙ СИЛЫ ПРОТИВОУГОННЫХ СРЕДСТВ

С. И. МОРОЗОВ

Архангельский лесотехнический институт

Угон пути, возникающий при сложном взаимодействии пути и подвижной нагрузки, в настоящее время изучен достаточно хорошо [1—3], однако некоторые вопросы расчета требуют уточнения. В статье рассмотрена задача по определению удерживающей силы противоугонных средств для звеньевого пути с учетом нелинейных свойств сил сопротивления перемещению шпал вдоль пути и при условии, что противоугонные средства исключают возможность проскальзывания рельсов по шпалам.

Как известно, угон пути зависит от ряда факторов. В общем случае суммарное перемещение точек подошвы рельса по основанию λ равно [3, с. 122]

$$\lambda = \xi + \eta + \chi, \quad (1)$$

где ξ — перемещение, вызванное действием продольных сил;
 η — разность между длиной кривой оси пути при изгибе и ее проекцией на ось x ;
 χ — перемещение точек подошвы рельса при повороте сечений рельса в результате изгиба.

Величина η имеет второй порядок малости по сравнению с ξ и χ [3, с. 134], поэтому ею обычно пренебрегают. Таким образом,

$$\lambda = \xi + \chi. \quad (1a)$$

При смещении основания вместе с рельсами возникают силы сопротивления, обусловленные сопротивлением балласта перемещению шпал. На основании опытов по смещению вдоль пути одиночных шпал длиной 150 см в песчаном мелкозернистом балласте получена следующая зависимость:

$$R = (268,27 + 127,3Q_{ш}^{0,203}) \delta^{0,675}, \quad (2)$$

где R — сила сопротивления, даН;
 $Q_{ш}$ — вертикальная нагрузка на шпалу, даН;
 δ — перемещение шпалы вдоль пути, см.

Можно предположить, что для других типов шпал и балласта зависимость $R = R(Q_{ш}, \delta)$ имеет аналогичный вид, т. е. в общем случае:

$$R = (A + BQ_{ш}^m) \delta^\alpha, \quad (2a)$$

где A, B, m, α — эмпирические коэффициенты.

Для пути с костыльным скреплением на участках отрицательного прогиба $Q_{ш} = 0$. В этом случае формула (2a) принимает вид

$$R = A\delta^\alpha$$

и определяет сопротивление перемещению одиночной ненагруженной шпалы

В зоне положительного прогиба $Q_{ш} \neq 0$, и по формуле (2а) находят сопротивление перемещению одиночной нагруженной шпалы.

Вертикальную нагрузку на шпалу вычисляют по обычной методике

$$Q_{ш} = kl \sum_{i=1}^n Q_i \eta_i, \quad (3)$$

где n — число колес;
 k — коэффициент относительной жесткости основания и рельса;
 l — расстояние между шпалами;
 Q_i — вертикальная нагрузка на колесо;
 $\sum_{i=1}^n Q_i \eta_i$ — система эквивалентных грузов при определении прогибов.

Смещению рельса по шпале противодействует сила трения $P_{ш}$, максимальная величина которой:

$$P_{ш} = Q_{ш} f, \quad (4)$$

где f — коэффициент трения скольжения.

Если $P_{ш} \geq R$, то подошва рельса не может проскользнуть по шпале, и она смещается вместе с рельсом. Если $P_{ш} < R$, то для предотвращения проскальзывания необходимо установить противоугонные устройства, обеспечивающие надежную связь рельсов с основанием.

Усилые

$$\Delta P = R - P_{ш} > 0 \quad (5)$$

должно восприниматься противоугонными устройствами и определяет требования к их удерживающей силе.

Рассмотрим сначала действие по отдельности изгиба и продольных сил, а затем их совокупное влияние. На возможность такого подхода указано в работе [2, с. 135] (быстрые и медленно протекающие процессы).

Влияние изгиба рельсов. Перемещение точек подошвы рельса при повороте их сечений

$$\chi = \frac{k^2 z_n}{2U} \sum_{i=1}^n Q_i \lambda_i, \quad (6)$$

где z_n — расстояние от нейтральной оси до подошвы рельса;
 U — модуль деформации основания;

$\sum_{i=1}^n Q_i \lambda_i$ — система эквивалентных грузов при определении поворотов сечений.

Учитывая отсутствие проскальзывания подошвы рельса по основанию, определим по уравнению (2) силу сопротивления R на каждой шпале (полагая $\delta = \chi$), а также силу трения — по уравнениям (3) и (4) и ΔP — по уравнению (5).

В табл. 1 приведены результаты расчета для участка звеньевое пути длиной 800 см, уложенного рельсами Р24. Исходные данные: $k = 0,0111 \text{ см}^{-1}$; $U = 59 \text{ даН/см}^2$; $f = 0,2$; $z_n = 5,36 \text{ см}$. Внешнее воздействие — одиночная ось (рис. 1, а) и система из двух осей (тележка) (рис. 2, а). Нагрузка на колесо — $Q = 2500 \text{ даН}$ (тепловоз ТУ-7).

Данные, приведенные в табл. 1, показывают, что почти на всем протяжении зоны положительных прогибов выполняется условие $P_{ш} > R$, т. е. связь подошвы рельса с основанием обеспечивают силы трения.

Таблица 1

Номер шпалы (рис. 1а, 2а)	Однoчная ось				Система из двух осей						
	kx	x	$Q_{ш}$	$P_{ш}$	R^1	ΔP	x	$Q_{ш}$	$P_{ш}$	R	ΔP
7	0	0	1 585,7	317,1	0	—	0,002957	1 926,5	385,3	16,87	—
8	0,6343	0,004397	1 175,7	235,1	20,60	—	0,005676	1 217,7	243,5	24,59	—
9	1,2686	0,003756	558,5	111,7	16,79	—	0,004018	498,5	99,7	17,32	—
10	1,9028	0,001973	146,5	29,3	9,24	—	0,001836	83,4	0	8,26	—
11	2,5371	0,000629	0	0	1,85	1,85	0,000439	0	0	1,45	1,45
12	3,1714	0,000018	0	0	1,65	1,65	0,000142	0	0	0,68	0,68

Примечание. 1. Значения всех сил приведены в деканьютонгах; перемещения — в сантиметрах. 2. В зоне отрицательного прогиба принято $Q_{ш} = 0$ ($P_{ш} = 0$). 3. Прочерки соответствуют случаям $P_{ш} > R$.

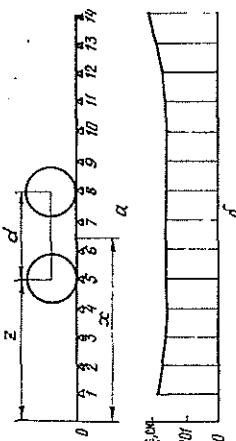


Рис. 2. Воздействие на путь двух осей: а — расчетная схема; б — эпюра перемещений звена при нагрузке на ось $2T = 500$ даН

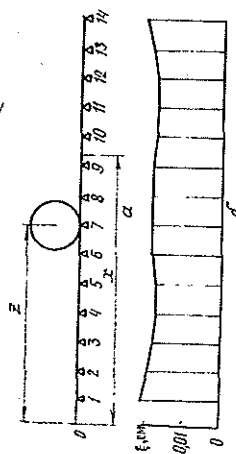


Рис. 1. Воздействие на звено одной оси: а — расчетная схема; б — эпюра перемещений звена при нагрузке на ось $T = 500$ даН

Как установлено дополнительным анализом, граница участка проскальзывания ($P_{ш} = R$), а также сечение, в котором ΔP имеет максимальное значение, находятся в зоне положительного прогиба. Для границы проскальзывания $kx_{п1} = 2,2425$ (однoчная ось) и $kz_{п1} = 2,0416$ (система из двух осей), где $z_{п1}$ — расстояние от границы до первого по ходу движения колеса. Максимуму ΔP соответствуют условия: $kx_m = 2,3495$ ($\Delta P_{max} = 3,41$ даН) и $kz_m = 2,1426$ ($\Delta P_{max} = 4,03$ даН).

В рассмотренном примере (очевидно, и в других случаях) значение ΔP_{max} , определяющее удерживающую силу противоугонов, сравнительно невелико, так как перемещение точек подошвы χ по абсолютной величине мало. Это усиливает, в принципе, может быть воспринято костыльным промежуточным скреплением при плотном прижатии подошвы рельса к шпале. Однако на практике противоугонная способность костыльного скрепления равна нулю из-за наддергивания костылей и износа костыльных отверстий. Поэтому для предотвращения проскальзывания рельсов по шпалам при изгибе рельсов необходимо установить противоугонные средства, хотя бы в виде пружинных клемм.

Полученные результаты не противоречат данным других исследований. Так, в работе [3, с. 138] отмечено, что «...при упругом взаимодействии рельса и подрельсового основания максимальные силы в зоне идущего поезда весьма незначительны и их можно не учитывать».

Отметим в заключение, что значения ΔP_{max} для одиночного рельса и системы из двух колес различаются незначительно.

Влияние продольных сил. Продольные силы T действуют на головку рельса при движении поездов (силы тяги, торможения, сопротивления движению). Наибольшие значения сил тяги и торможения ограничиваются по сцеплению

$$T_{max} = Q_{сц} \psi, \quad (7)$$

где $Q_{сц}$ — сцепной вес тепловоза или вагона;
 ψ — коэффициент сцепления.

На участках звеньевом пути при хорошей связи рельса со шпалами под действием силы T они сдвигаются совместно на величину ξ [2, с. 407].

Расчетное уравнение равновесия имеет вид

$$T = \sum_{i=1}^N R_i, \quad (8)$$

где R_i — сопротивление сдвигу отдельных шпал звена;
 N — число шпал в пределах звена.

Выражая R_i по уравнению (2а), получим ($\delta = \xi$):

$$T = [B(Q_{ш1}^m + Q_{ш2}^m + \dots + Q_{шN}^m) + AN] \xi^2, \quad (8a)$$

где $Q_{шi}$ ($i = \overline{1, N}$) — вертикальная нагрузка на шпалы, определяемая по уравнению (3).

Для заданных силы T и нагружения пути внешней нагрузкой по уравнению (8а) можно найти ξ (значение ξ зависит от положения осей, эпюры ξ показаны на рис. 1, б и 2, б), затем по уравнению (2) — силу сопротивления R и, наконец, дополнительное удерживающее усилие ΔP . Расчет ΔP для схемы нагружения, показанной на рис. 1, а, при $Q = 2500$ даН, $N = 14$ и характеристиках пути для первого случая приведен в табл. 2.

Можно отметить, что сила R возрастает на каждой шпале пропорционально силе T . На значительном протяжении зоны положительного прогиба сила трения больше силы сопротивления, т. е. сила трения обеспечивает надежную связь рельса со шпалой. Однако вблизи границы этой зоны условие $P_{ш} \geq R$ не выполняется, поэтому для предотвращения проскальзывания необходима установка противоугонных средств. Значение усилия, воспринимаемого ими, зависит от положения колеса по отношению к данной шпале. При некотором их взаимном расположении сила ΔP достигает максимального значения ΔP_{max} . Для рассмотренного примера значение ΔP_{max} приведено в табл. 3.

Таблица 2

Но- мер шпа- лы (рис. 1, а)	$P_{ш}$	$T = 250$ $\xi = 0,00716$		$T = 500$ $\xi = 0,01999$		$T = 750$ $\xi = 0,03645$		$T = 1\,000$ $\xi = 0,05582$	
		R	ΔP	R	ΔP	R	ΔP	R	ΔP
		7	317,1	29,8	—	59,6	—	89,4	—
8	235,1	28,6	—	57,2	—	85,9	—	114,5	—
9	111,7	26,0	—	51,9	—	77,8	—	103,8	—
10	29,3	22,0	—	44,1	14,8	66,1	36,8	88,2	58,9
11	0	9,6	9,6	19,1	19,1	28,7	38,2	38,2	38,2

Примечание. Прочеркам соответствует условие $P_{ш} > R$. Все силы — в деканьютонах, перемещения — в сантиметрах.

Таблица 3

Одиночная ось				Система из двух осей			
T , даН	ξ , см	ΔP_{max} , даН	kx_m	T , даН	ξ , см	ΔP_{max} , даН	kx_m
250	0,00716	14,90	2,3278	500	0,01560	26,50	2,1026
500	0,01999	31,86	2,2834	1 000	0,04357	57,00	2,0456
750	0,03645	49,87	2,2432	1 500	0,07945	89,52	1,4921
1 000	0,05582	66,64	2,2024	2 000	0,12167	123,51	1,9251

Безразмерная величина kx_m определяет такое положение колеса по отношению к рассматриваемой шпале, когда ΔP достигает максимального значения.

Для одной и той же конструкции пути и вида подвижной нагрузки на звено перемещения его для различных значений T связаны зависимостью

$$\xi = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{1/2} \xi_1. \quad (9)$$

Пусть, например, $T_1 = 250$ даН и $\xi_1 = 0,00716$ см. Тогда при $T = 750$ даН имеем

$$\xi = \left(\frac{750}{250}\right)^{1/2} \cdot 0,00716 = 5,0915 \cdot 0,00716 = 0,03645 \text{ см.}$$

Отметим также, что значения ΔP_{max} существенно больше, чем полученные выше при изгибе рельсов, т. е. удерживающая сила противоугонных средств определяется, в основном, их способностью воспринимать продольные силы T .

Так как значения kx_m , полученные при раздельном действии изгиба и продольных сил в общем случае, не совпадают, то удерживающую силу противоугонных средств нельзя находить простым суммированием значений ΔP_{max} при действии каждого фактора в отдельности.

Дополнительным анализом установлено, что при увеличении или уменьшении числа шпал на звено значение ΔP_{max} снижается или повышается примерно пропорционально числу шпал. При одном и том же значении T увеличение внешней нагрузки приводит к уменьшению ΔP_{max} , что объясняется ростом сил трения в зоне положительного прогиба.

Наконец, значение ΔP_{max} увеличивается примерно пропорционально числу осей, воздействующих на звено, так как возрастает суммарное значение продольной силы.

Совместное влияние изгиба и продольных сил. В этом случае уравнение равновесия сил, действующих на звено, имеет вид:

$$T = \sum_{i=1}^N (A + BQ_{шi}^m) (\xi + \chi_i)^a. \quad (10)$$

На участке положительного прогиба $Q_{шi}$ определяется по уравнению (3), на участке отрицательного прогиба $Q_{ш} = 0$. Значение χ_i на каждой шпале находят по уравнению (6).

Уравнение (10) — нелинейное, и его удобно решать следующим методом: задать значение ξ и определить силу T . Если оно не равно данному значению продольной силы, то изменяют ξ и вычисление повторяют до тех пор, пока не будет достигнуто равенство обеих частей уравнения.

В табл. 4 приведены результаты вычислений для одиночной оси при $Q = 2500$ даН и 14 шпалах на звено.

Таблица 4

T , даН	ξ , см	ΔP_{max} , даН	kx_m
250	0,00508	13,20	2,3278
500	0,01786	30,60	2,2834
750	0,03430	48,85	2,2432
1 000	0,05369	67,82	2,2024

По сравнению с данными, приведенными в табл. 3, где рассмотрено влияние только продольной силы T , значение ΔP_{max} немного уменьшилось, хотя, на первый взгляд, должно было бы увеличиться. Это объясняется тем, что на той шпале, для которой мы определяли ΔP_{max} , перемещение точек подошвы рельса χ направлено в обратную сторону по сравнению с изменением величины ξ . На других шпалах звена значения величины χ и ξ могут суммироваться, и общее сопротивление основания перемещению рельса удовлетворяет равенству (10).

Таким образом, изложенная методика определения удерживающей силы противоугонных средств позволяет оценить влияние отдельных факторов на значение этой силы и их совместное действие. Используя ее, можно определить значение удерживающей силы противоугонных средств для различных видов конструкции пути и различных видов внешнего его нагружения.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Альбрехт В. Г. О продольных силах, возникающих на поверхности соприкосновения подошвы рельса и основания при проходе колес подвижного состава // Тр. МИИТ.— 1955.— Вып. 80/1.— С. 3—111. [2]. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава.— М.: Транспорт, 1986.— 559 с. [3]. Коган А. Я. Продольные силы в железнодорожном пути // Тр. ВНИИЖТ.— 1967.— Вып. 332.— С. 3—168.

Поступила 28 августа 1987 г.

УДК 621.828.3 : 62-192

ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ БАЛАНСИРОВ ЛЕСНЫХ МАШИН

*А. В. ПИТУХИН, П. А. МАЛИНЕН, В. Н. ШИЛОВСКИЙ,
В. А. АНАСЬЕВ*

Петрозаводский государственный университет, КарНИИЛП

Петрозаводским государственным университетом совместно с КарНИИЛПом в течение 1982—1986 гг. были исследованы причины отказов серийных и внедряемых деталей лесозаготовительной техники. К числу наиболее нагруженных деталей ходовой системы трелевочных тракторов ОТЗ и лесных машин относятся балансиры. В условиях эксплуатации вероятность безотказной работы с доверительной вероятностью 90 % составляет по мотосчетчику 2 080 ч. Поэтому постоянно ведутся работы по повышению надежности балансиров.

Нами исследованы два варианта балансиров, изготовленных из литой заготовки стали 45Л ГОСТ 977—75. Всего использовано 13 балансиров, в том числе 2 кованных и 11 литых. Их отбирали на экспертизу на опорных предприятиях ВПО Кареллеспром, ведущих испытания техники под руководством КарНИИЛПа. Визуальное изучение макроструктуры поверхностей изломов позволило сделать вывод о хрупком разрушении балансиров. Следов видимой пластической деформации и очагов развития усталостных трещин не было обнаружено. Поверхность разрушения характеризовалась выраженным кристаллическим строением.

Химический состав определяли с помощью спектрального анализа на стилоскопе СЛ-11. Полный химический анализ проводили в центральной заводской лаборатории ОТЗ. Данные приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

№ п/п	Наработка, ч	Твердость НВ	Марка стали
1	1 218	156...170	35Л
2	1 781	152...163	40Л
3	561	143...156	30Л
4	2 060	176...192	35Л
5	2 185	146...159	35Л
6	1 799	170...194	40Л
7	2 023	159...192	35Л
8	704	159...187	40Л
9	954	146...207	Химический анализ не проводили
10	990	183...196	То же
11	972	192...217	» »

Содержание углерода в литых балансирах колебалось от 0,28 % (образец № 3) до 0,40 % (образец № 6). Твердость по чертежу должна составлять 156...217 НВ. Практически у всех исследованных деталей она находилась на нижнем уровне, а для балансиров № 2, 3, 5 — даже ниже допустимого. Марка стали (и твердость) кованных балансиров соответствовала чертежу.

Образцы для определения твердости и изготовления микрошлифов вырезали непосредственно из зоны излома. Микроструктура представляла феррито-перлитную смесь с различной величиной зерна. На некоторых микроструктурах явно видна химическая неоднородность стали,