

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 625.143.5

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ,
ВЛИЯЮЩИХ НА УГОН РЕЛЬСОВ ЛЕСОВОЗНЫХ УЖД

С. И. МОРОЗОВ, Л. Г. НЕВЗОРОВА

Архангельский лесотехнический институт

В работе [2] изложена методика определения мощности противоугонной системы в результате изгиба рельсов и действия на путь продольных сил при разгоне и торможении поездов. В настоящей статье проанализирован более подробно первый случай.

При изгибе рельсов под действием вертикальной нагрузки подошва рельсов проскальзывает по верхней постели шпал. Этот процесс подробно рассмотрен в работе [1]. Противоугонные устройства предотвращают такое проскальзывание. Для определения усилия ΔP , воспринимаемого в этом случае противоугонами, необходимо решить нелинейную систему уравнений [2]

$$\begin{cases} Q_{ш} = kl \Sigma Q_i \eta_i; \\ P_{ш} = Q_{ш} f; \\ \delta = \frac{k^2 z_n}{2U} \Sigma Q_i \lambda_i; \\ R = (A + BQ_{ш}^m) \delta^{\alpha_1}; \\ \Delta P = R - P_{ш}, \end{cases} \quad (1)$$

где $Q_{ш}$, $P_{ш}$ — давление на шпалу и возникающая на ней сила трения;

f — коэффициент трения подошвы рельса о шпалу;

δ — смещение шпалы, обусловленное поворотом сечения рельса при изгибе;

R — сила сопротивления балласта сдвигу шпал вдоль пути;

A, B, m, α_1 — эмпирические коэффициенты зависимости $R(\delta)$, определяемые экспериментально;

Q_i — давление от колеса тепловоза или платформы (сцепы) на рельс (принимается, что давление на все колеса одинаково: $Q_i = Q$);

l — расстояние между осями шпал;

k — коэффициент относительной жесткости основания и рельса;

U — модуль упругости пути;

z_n — расстояние от центра тяжести поперечного сечения рельса до низа подошвы;

$$\eta_i = e^{-k(x+z_i)} [\sin k(x+z_i) + \cos k(x+z_i)];$$

$$\lambda_i = e^{-k(x+z_i)} \sin k(x+z_i);$$

x — координата сечения, отсчитываемая от первого правого (по ходу движения) колеса;

z_i — координаты колес, размещенных на рельсе.

Расчетные схемы нагрузки на путь приведены на рис. 1.

Если $P_{ш} \geq R$, то подошва рельса не проскальзывает по шпале и они перемещаются совместно. В этом случае $\Delta P \leq 0$. Если $\Delta P > 0$, то сила трения $P_{ш}$ не может компенсировать действие силы R и требуется устанавливать противоугоны. В зоне положительных прогибов рельсошпальной решетки существует сечение $x = x_m$, для которого усилие ΔP достигает максимума (ΔP_{\max}). При движении колеса это сечение перемещается вдоль рельса. Значения x и ΔP_{\max} для отдельных частных случаев приведены в работе [2].

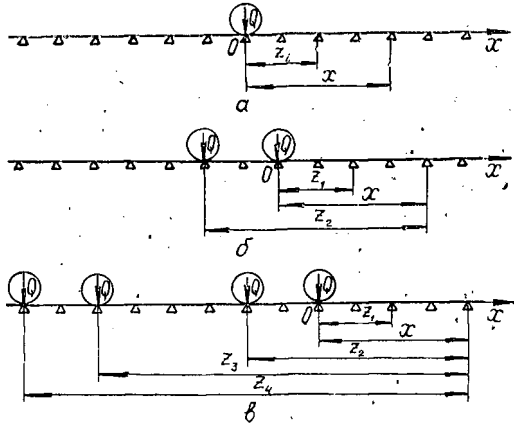


Рис. 1. Схема воздействия колесной нагрузки на путь: а — одиночное колесо; б — система из двух колес (тележка), в — система из четырех колес (полусцеп, тепловоз)

Очевидно, что ΔP_{\max} существенно зависит от давления Q , типа балласта, типа рельса, коэффициента трения f . Косвенными факторами являются скорость движения поезда и погодноклиматические условия местности.

Для анализа влияния отдельных факторов на угон пути (усилие ΔP_{\max}) система уравнений (1) была решена на ЭВМ при варьировании входящих в нее параметров. Блок-схема программы представлена на рис. 2. Анализ результатов решения приведен ниже.

Давление колеса на рельс Q , при прочих равных условиях, зависит от скорости движения поездов. Согласно [3], значение Q , H , вычисляются по формуле

$$Q = (1,1P_{ст} + 4,2Ж_p) [1 - e^{-ka_1} (\cos ka_1 - \sin ka_1)] + 2,5 \sqrt{1,416Ж_p^2 + 106q_k v^2 / kU}, \quad (2)$$

где $P_{ст}$ — статическая нагрузка на колесо, Н;
 $Ж$ — жесткость комплекта рессор, отнесенная к одному колесу, Н/мм;
 a_1 — расстояние между осями тележки, см;
 q_k — неподрессоренная масса, отнесенная к одному колесу, кг;
 v — скорость движения поезда, км/ч.

Зависимости ΔP_{\max} от скорости движения поезда приведены на рис. 3, а. Они хорошо аппроксимируются уравнениями прямой линии вида

$$\Delta P_{\max} = A + Bv. \quad (3)$$

Значения коэффициентов A и B при $P_{ст} = 25$ кН, $N = 1625$ шп. на 1 км для нескольких типов балласта приведены в табл. 1. Во всех

Рис. 2. Блок-схема программы для определения сил, действующих на противоугоны

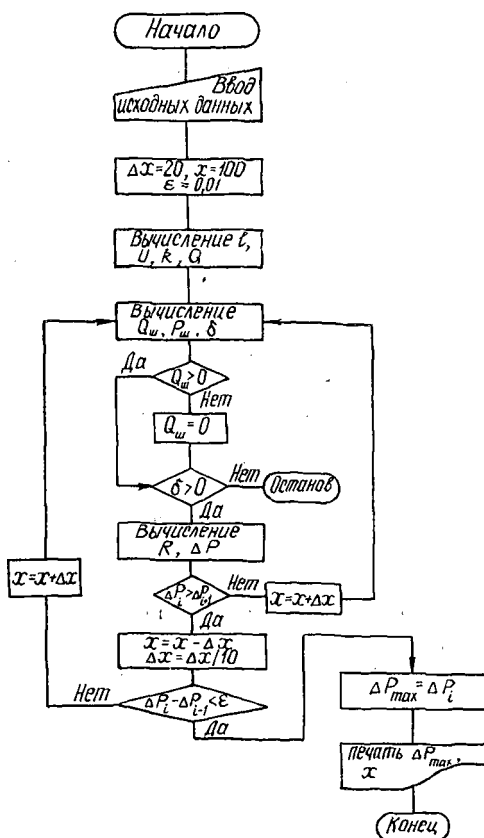


Таблица 1

Тип балласта	C, Н/см ³	Значения коэффициентов A (числитель) и B (знаменатель)			
		Одно колесо	Два колеса	Тепловоз	Сцеп
Песок:	15	48,088	58,389	58,200	66,904
		1,6183	2,0909	1,8840	2,0220
среднезернистый	20	42,076	51,686	52,719	53,396
		1,2366	1,5176	1,4854	1,6591
крупнозернистый	26	37,273	—	45,890	48,782
		0,9673		1,1505	1,2660
Гравий:	30	34,969	44,238	43,260	45,955
		0,8449	0,8528	0,9840	1,0851
II сорта	40	30,953	38,304	38,312	40,767
		0,6268	0,7184	0,7155	0,7923
I	60	25,818	32,552	32,147	34,362
		0,4318	0,4261	0,4587	0,5042

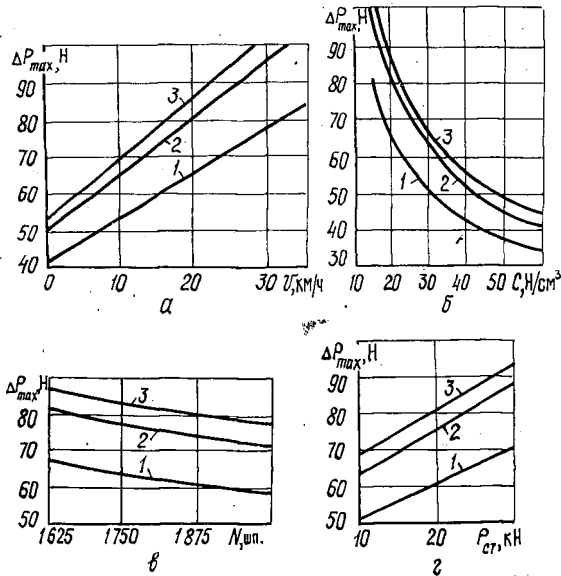


Рис. 3. Зависимости удерживающей силы от ряда факторов: 1 — одиночное колесо; 2 — система из двух и четырех колес; 3 — платформа-сцеп

случаях коэффициент корреляции не меньше 0,9999, что указывает на достоверность уравнения (3):

Как видно из рис. 3, а, с увеличением скорости усилие ΔP_{\max} возрастает довольно существенно. Однако во всех случаях оно сравнительно мало и может быть воспринято простейшими противоугонными средствами.

Зависимость ΔP_{\max} от коэффициента постели C представлена на рис. 3, б. Ее можно аппроксимировать (с высокой точностью) степенным уравнением

$$\Delta P_{\max} = aC^n. \quad (4)$$

Коэффициенты A и B уравнения (3) зависят от C аналогичным образом. Используя метод наименьших квадратов, получаем следующие выражения для определения ΔP_{\max} :

при прокатывании одного колеса

$$\Delta P_{\max} = 160,66C^{-0,447} + 21,83vC^{-0,959}; \quad (5)$$

двух колес (тележки)

$$\Delta P_{\max} = 184,03C^{-0,423} + 44,93vC^{-1,138}; \quad (6)$$

четырех колес:

для тепловоза ТУ-7

$$\Delta P_{\max} = 190,44C^{-0,435} + 32,03vC^{-1,031}; \quad (7)$$

для сцепы ЦНИИМЭ-ДВЗ

$$\Delta P_{\max} = 220,60C^{-0,458} + 34,06vC^{-1,021}. \quad (8)$$

Уравнения (5)—(8) позволяют сравнительно просто определить силу, действующую на противоугоны, для разных типов балласта, характеризующихся коэффициентом постели C , и при различной скорости

движения v . Чем выше качество балласта (больше значение C), тем меньше ΔP_{\max} (рис. 3, б). Эту закономерность неоднократно отмечали работники, занятые на ремонте и содержании верхнего строения пути железных дорог широкой и узкой колеи.

С увеличением числа шпал N на 1 км усилие ΔP_{\max} также уменьшается (рис. 3, в). При вычислении ΔP_{\max} по уравнениям (5)–(8) влияние N можно учесть введением расчетного коэффициента, постели C_p :

$$C_p = CN/1625. \quad (9)$$

Значение ΔP_{\max} линейно зависит от статической нагрузки на колесо $P_{\text{ст}}$ (рис. 3, г, $v = 20$ м/с, $C = 20$ Н/см³):

$$\Delta P_{\max} = \frac{[\Delta P_{\max}]_{25} - D}{25} P_{\text{ст}} + D, \quad (10)$$

где $[\Delta P_{\max}]_{25}$ — усилие, вычисляемое по формулам (5)–(8), кН;
 D — коэффициент, значение которого находят по уравнениям:

при перекатывании одного колеса

$$D = 12,228 + 1,096v^{0,925}; \quad (11)$$

системы из двух колес (тележки)

$$D = 17,173 + 1,969v^{0,969}; \quad (12)$$

системы из четырех колес:

для тепловоза ТУ-7

$$D = 17,025 + 2,592v^{0,885}; \quad (13)$$

для сцепа ЦНИИМЭ-ДВЗ

$$D = 15,316 + 2,529v^{0,926}. \quad (14)$$

Таким образом, усилие ΔP_{\max} вычисляют в следующем порядке:
 а) задают основные расчетные характеристики для верхнего строения пути и для тягового состава;

б) определяют $\Delta P_{\max} = [\Delta P_{\max}]_{25}$ по формулам (5)–(8);

в) находят D по формулам (11)–(14);

г) вычисляют ΔP_{\max} по формуле (10).

Расчеты показывают, что значения ΔP_{\max} для системы из двух и четырех колес различаются незначительно, что подтверждается данными табл. 2.

Таблица 2

Нагрузка на путь	Значения ΔP_{\max} , Н, при v , км/ч			
	0	10	20	30
Одно колесо	42,106	54,448	66,789	79,131
Два колеса	51,826	66,684	81,542	96,401
Тепловоз ТУ-7	51,738	66,338	80,927	95,522
Полусцеп ЦНИИМЭ-ДВЗ	55,941	71,993	87,925	103,916

Примечание. Балласт — среднезернистый песок ($C = 20$ Н/см³).

Это означает, что влияние второй тележки тепловоза на ΔP_{\max} незначительно. Для платформы сцепа оно заключается в увеличении ΔP_{\max} . В общем случае степень этого влияния зависит от расстояния между осями тележки и между тележками. Учитывая вероятност-

ный характер многих расчетных величин (C , Q и др.), можно сделать вывод, что при определении усилия, воспринимаемого противоугоном в результате изгиба рельсов, достаточно учесть воздействие на путь колес только одной тележки.

Как отмечено выше, весной наблюдается повышенный угон рельсов из-за неравномерного оттаивания основания верхнего строения пути. Сопротивление балласта сдвигу шпал под поездом в этом случае значительно выше, чем в летних условиях, а сопротивление сдвигу рельсов по поверхности шпал такое же. Из-за отсутствия экспериментальных данных по определению силы R для мерзлого балласта этот процесс исследован только качественно. В табл. 3 приведены значения ΔP_{\max} при увеличении R в 1,5—4 раза по сравнению с данными в летних условиях ($C = 20 \text{ Н/см}^3$, $P_{\text{ст}} = 25 \text{ кН}$, $v = 20 \text{ км/ч}$, $N = 1625 \text{ шп.}$).

Таблица 3

Число колес	Усилие ΔP_{\max} , Н, при увеличении R в m_1 раз				
	1	1,5	2	2,5	4
1	41,164	68,200	95,230	122,270	203,380
2	51,133	86,419	121,705	156,999	262,851
4 (тепловоз)	59,355	86,335	112,872	139,410	210,910
4 (полусцеп)	44,507	72,881	101,160	129,448	214,299

Таким образом, увеличение сопротивления сдвигу шпал под поездом приводит к существенному увеличению сил, воспринимаемых противоугонами. Зависимость ΔP_{\max} от m_1 является практически линейной и имеет вид:

при прокатывании одного колеса

$$\Delta P_{\max} = -12,909 + 54,0732m_1;$$

двухосной тележки

$$\Delta P_{\max} = -19,440 + 70,5726m_1;$$

системы из четырех колес:

для тепловоза ТУ-7

$$\Delta P_{\max} = 6,721 + 53,0758m_1;$$

для полусцепы ЦНИИМЭ-ДВЗ

$$\Delta P_{\max} = -11,970 + 56,5671m_1.$$

Система уравнений (1) позволяет проанализировать влияние на ΔP_{\max} и других факторов, не рассмотренных в настоящей работе, например типа рельса, типа балласта и т. д. Использование уравнений (5)—(10) упрощает расчеты и исключает необходимость применения ЭВМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава.—М.: Транспорт, 1986.—559 с. [2]. Морозов С. И. О методике определения удерживающей силы противоугонных средств // Лесн. журн.—1988.—№ 2.—С. 28—33.—(Изв. высш. учеб. завед.). [3]. Правила производства расчетов узкоколейного пути (колея 750 мм) на прочность.—М.: Трансжелдориздат, 1963.—64 с.

УДК 630*36

БЕССТРУЖЕЧНОЕ СРЕЗАНИЕ КУСТАРНИКА И ПОРОСЛИ

П. М. МАЗУРКИН

Марийский политехнический институт

Анализ отечественного и зарубежного опыта свидетельствует о необходимости биотехнического проектирования способов и средств заготовки лесоматериалов. Из многообразия насаждений мы в данной статье выделяем требующие массивированной (сплошные, условно сплошные рубки, рубка плантаций в целях заготовки балансов) и экстренной (расчистка площадей под строительные объекты, свodka большого участка леса) обработки.

Технические решения одновременной обработки нескольких деревьев не получили пока практического распространения, хотя в лесах третьей группы без подроста лесосечные работы вполне можно выполнять машинами, срезающими деревья без захвата каждого из них. Эту концепцию разрабатывают канадские фирмы «Керинг», «Кейс», «Харрикана» и др.

В работе [5] отмечено, что исследуется применение дисковых пильных механизмов, по принципу действия аналогичных рабочему органу машины МТП-13А, выпускаемой ивановским заводом «Ивторфмаш» для сводки леса над торфяными полями. Для беззахватного срезания деревьев, кустарника и поросли за рубежом используют фрезы взамен пассивных ножевых головок.

В нашей стране ЦНИИМЭ разработал сменный рабочий орган к ЛП-19Б с цилиндрическими ножами. По этому же пути пошли в ГДР [6], создав модули для различных тракторов, в частности для экскаватора типа ЭО-2621А.

В МарПИ по заказу энергетиков была создана машина АСК-16 на базе ЛП-19 для срезания кустарника и поросли под линиями электропередачи. Описание и техническая характеристика конструкции приведены в работе [2], данные об эффективности применения нового кустореза — в работе [4].

Рис. 1. Расчетные схемы бесстружечного срезания кустарника и поросли агрегатом АСК-16: а — взаимодействие зубчатых ножей с кустарником; б — перерезание ствола зубьями ножей; в — перерезание ствола диаметром 8 см; г — перерезание ствола диаметром 16 см; 1 — подвижный зубчатый дисковый нож; 2 — зубчатый контрнож

