

А. А. ТАТУРЕВИЧ (НКТБ ЦП УЗ)

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПРОТИВ СХОДА ОТ ВКАТЫВАНИЯ ГРЕБНЯ КОЛЕСА НА РЕЛЬС

Викладаються результати теоретичних досліджень по удосконалюванню методики визначення коефіцієнта стійкості рухомого складу проти сходу з рейок. Дослідження проводилися на підставі аналізу конкретних випадків катастроф і аварій.

У результаті проведених досліджень отримані усереднені значення коефіцієнтів імовірності одночасної дії несприятливих факторів.

Излагаются результаты теоретических исследований по совершенствованию методики определения коэффициента устойчивости подвижного состава против схода с рельсов. Исследования проводились на основании анализа конкретных случаев катастроф и аварий.

В результате проведенных исследований получены усредненные значения коэффициентов вероятности одновременного действия неблагоприятных факторов.

The results of the basic researches are stated on the improvement of the methods of determination of the stability factor of derailing. The studies were conducted on the grounds of analysis of concrete events of the accidents and derailing.

The average values of the probability of simultaneous combination of disadvantageous factor obtained as a result of the investigations.

Наибольшее количество сходов подвижного состава с рельсов происходит из-за вкатывания гребней колес на рельс. Сам процесс схода зависит от множества факторов, которые в их вероятностном сочетании изучены еще недостаточно.

Особенно актуальной является исследование проблемы устойчивости подвижного состава от схода с рельсов из-за вкатывания гребней колес на рельс в случаях, когда условия движения поезда не согласуются с накопленным опытом или не подтверждаются инженерными расчетами по всем известным ныне методикам.

Многочисленные теоретические исследования схода колес подвижного состава с рельсов основаны, главным образом, на анализе математических моделей пространственного движения по пути с различными характеристиками верхнего строения. Однако, в силу недостаточно изученных статистических данных, эти модели могут служить основой лишь для качественного, а не количественного анализа самого процесса схода колес с рельсов, и по этой причине недостаточно надежны при практическом применении.

С этой точки зрения наиболее приемлемыми являются эмпирические методы исследования устойчивости подвижного состава против схода от вкатывания гребней колес на рельс, в разработке которых учитывается значительный опыт на базе многочисленных экспери-

ментальных исследований воздействия подвижного состава на путь.

Однако, сложность состоит в том, что при всех исследованиях изучалось влияние на процесс схода колеса с рельса тех и иных неисправностей пути и подвижного состава каждой в отдельности, а не в их вероятностном сочетании.

Как известно, условием безопасного движения колеса по рельсу является соблюдение неравенства:

$$\frac{Y_p}{P} \leq A, \quad (1)$$

где Y_p – рамное усилие; P – вертикальная динамическая нагрузка от набегающего колеса на рельс; A – величина являющаяся функцией различных факторов сопротивления набегающему колесу на рельс (фактического угла наклона изношенного гребня колеса, коэффициента трения гребня колеса о рельс, ширины рельсовой колеи, отступлений от норм содержания пути в профиле и по направлению в плане и т. д.).

Поскольку силы Y_p и P являются всегда функциями времени, то в любой момент безусловно должно выполняться условие (1). Отношение Y_p/P зависит от состояния не только пути, но и подвижного состава и режимов ведения поезда.

Отношение Y_p/P с достаточной надёжностью поддается изучению, как при теоретических, так и при экспериментальных исследованиях взаимодействия пути и подвижного состава. А величина A может быть исследована лишь в экспериментах на специальных стендах, поскольку в натуральных условиях определение ее значения чрезвычайно затруднено.

Анализ проведенных за последние годы теоретических и экспериментальных исследований проблемы вкатывания гребня колеса на рельс показал, что наиболее приемлемой для практического применения является определение критического состояния вкатывания гребня колеса на рельс по зависимости:

$$\frac{Y_p}{P_1} \leq \frac{\mu b_1 + (S_2 + b_1) \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{S_2 - (r - R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu]} - \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{\mu b_2 - (S_2 - b_2) \operatorname{tg}(\beta - \varphi)}{\{S_2 - (r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu]\}} - \frac{S_2 \left\{ I_2 \mu - I_1 \operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \frac{P_T}{n} [\mu - \operatorname{tg}(\beta - \varphi)] \right\}}{P_1 \{S_2 - (r + R) [\operatorname{tg}(\beta - \varphi) + \mu]\}} = A. \quad (2)$$

Отношение A к Y_p/P_1 принято называть коэффициентом устойчивости против схода подвижного состава с рельса из-за вкатывания гребня колеса на рельс (η), который не должен превышать величины 1, 2, т. е.:

$$\eta = A / \left(\frac{Y_p}{P_1} \right) \leq 1, 2. \quad (3)$$

В выражениях использованы следующие обозначения:

Y_p – рамная сила; P_1 – вертикальная динамическая сила от набегающего колеса на рельс; P_2 – вертикальная динамическая сила от другого колеса той же колесной пары; μ – коэффициент трения скольжения колеса по рельсу; I_1 и I_2 – вертикальные силы инерции от колебания кузова на рессорах соответственно по первому и второму колесу колесной пары; φ – угол трения колеса по рельсу; β – угол наклона между образующей поверхности гребня колеса и горизонтальной плоскостью; r – радиус шейки оси колесной пары; R – радиус колеса по кругу катания; P_T – масса тележки; n – количество колес в тележке; S_1 – расстояние между осями рельсовых нитей; S_2 – расстояние

между боковой гранью внутреннего рельса до боковой грани упорного рельса; b_1 и b_2 – плечи сил соответственно P_1 и P_2 относительно точек контакта колес с рельсами.

Расчеты по приведенному неравенству (2) с достаточной для практических целей точностью удовлетворяют условиям безопасного движения при исправном состоянии пути и подвижного состава.

Сложность заключается в соответствующем анализе как правой, так и левой частей неравенства (1). Если определение динамической вертикальной силы, передающейся от набегающего колеса на рельс P_1 не вызывает особых затруднений, то определение рамной силы Y_p в каждом конкретном случае всегда затруднительно, поскольку ее значение зависит от множества факторов (состояние пути и подвижного состава, режимов ведения поезда и др.).

В общем виде зависимость силы на контакте гребня колеса и рельса от ряда факторов в их вероятностной композиции может быть представлена в виде:

$$Y_p = k_1 Y_0 + k_2 Y_{\text{нп}} + k_3 Y_\gamma + k_4 Y_b + k_5 Y_N, \quad (4)$$

где k_1, \dots, k_5 – коэффициенты вероятности одновременного сочетания неблагоприятных факторов; Y_0 – направляющее усилие, определяемое расчетом на силовое вписывание подвижного состава или по графикам–паспортам для каждого конкретного подвижного состава в зависимости от непогашенного ускорения на момент схода колес с рельсов, без учета неисправностей пути и подвижного состава; $Y_{\text{нп}}$ – дополнительная боковая сила, вызываемая неисправностями пути (в основном из-за наличия отступлений от норм содержания пути по направлению в плане); Y_γ – дополнительное направляющее усилие (поперечная горизонтальная сила, передающаяся от колеса на рельс), зависящая от угла набегания гребня колеса на рельс; Y_b – дополнительное направляющее усилие для преодоления момента сил трения возвращающих устройств при повороте тележек в кривой; Y_N – дополнительное направляющее усилие от действия продольной силы в поезде при тяге и торможении.

Для практического анализа каждой из составляющих боковых сил уравнения (4) и определения конкретных значений коэффи-

циентов вероятности k_1, \dots, k_5 можно воспользоваться статистическими данными по результатам экспертных технических за-

ключений о причинах крушений и аварий, происшедших за последние 30 лет на дорогах Украины и странах СНГ (табл. 1).

Таблица 1

Характеристики участков пути в зоне крушения или аварии		Средние скорости движения поездов, км/ч	Количество сходов подвижного состава с рельсов из-за вкатывания гребня колеса на рельс при различных режимах ведения поезда													Всего случаев
			Выбег и тяга на переломах продольного профиля				Полное служебное и экстренное пневматическое торможение				Электрическое торможение (рекуперативное или реостатное)					
			Расчетные значения продольных сил в поезде, кН				Расчетные значения продольных сил в поезде, кН				Расчетные значения продольных сил в поезде, кН					
			100–200	200–300	300–400	400–500	100–200	200–300	300–400	400–500	100–200	200–300	300–400	400–500	> 500	
Прямые	бесстыковой	60–70	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
		70–80	–	–	–	–	2	1	2	–	–	–	–	–	–	5
	звеньевой	35–50	–	–	1	–	1	1	2	–	–	1	1	1	1	9
		50–60	–	2	1	–	1	1	1	–	–	–	–	–	–	6
Переходные кривые	бесстыковой	35–50	–	1	1	–	1	1	2	1	–	–	–	–	–	7
		50–60	–	1	1	–	1	1	1	–	–	–	–	–	–	5
	звеньевой	30–40	1	1	1	1	1	1	2	1	–	–	–	–	–	9
		40–60	–	1	1	–	–	1	1	1	–	–	–	1	–	6
Круговые кривые R = 350–650 м	бесстыковой	35–50	–	2	2	3	–	2	1	1	–	–	–	–	–	11
		50–60	–	2	1	2	–	–	–	–	–	–	–	–	–	5
	звеньевой	30–40	1	2	2	2	1	1	1	2	–	–	–	1	–	13
		40–60	–	1	2	4	1	2	1	1	–	–	1	1	1	15
Стрелочные переводы из рельсов типа Р65 М1/11 на деревянных брусках (при движении на боковой путь)	передний вылет рамного рельса	30–40	–	1	2	–	1	1	–	–	–	–	–	–	5	
	стрелка	30–40	–	2	1	–	1	1	1	–	–	–	–	–	6	
	переводная кривая	30–40	–	2	1	–	2	2	–	–	–	–	–	–	7	
	крест. узел	30–40	–	2	2	–	1	1	2	–	–	–	–	–	8	
	закрестовин. кривая	30–40	–	1	1	–	–	–	–	–	–	–	–	–	2	
Итого			2	21	20	12	14	17	17	7	–	1	2	4	2	119

Данные, представленные в таблице, относятся к пути на щебеночном балласте с рельсами типа Р65 длиной 25 м на деревянных шпалах: и костыльном скреплении, бесстыковому пути на железобетонных шпалах и раз-

дельном скреплении, стрелочным переводам из рельсов типа Р65 марки 1/11 на деревянных брусках.

Сходы подвижного состава с рельсов на безстыковом пути в данном случае не связаны с выбросом как таковым.

Масса поезда, непогашенное ускорение в рассматриваемых случаях учитывались через реализуемые в каждом конкретном случае значения продольных сил в поезде. Анализ данных таблицы показал, что путь в прямых участках является достаточно устойчивым против сходов подвижного состава из-за вкатывания гребня колеса на рельс, за исключением режимов ведения поезда при полном служебном пневматическом торможения (с разрядкой давления воздуха в тормозной магистрали одной ступенью на 1,2–1,7 см² и экстренном торможении при скоростях движения в пределах 70–80 км/ч (особенно пассажирских поездов).

Звеньевой путь на деревянных шпалах менее устойчив, особенно в кривых участках при наличии отступлений по направлению в плане (углов), неисправностей подвижного состава и неблагоприятных режимов ведения поезда.

Среди всех режимов ведения поезда наибольшее воздействие на продольную динамику, а следовательно, и на путь оказывают режимы выбега и тяги, экстренное и полное служебное пневматическое торможения.

В режиме выбега и тяги на переломах продольного профиля линии (при движении со спуска на подъем) при наличии порожних вагонов с неисправностями экипажной части и углов в плане (в кривых) возникает реальная угроза выдавливания вагонов в голове и в хвосте поезда.

Аналогичными отрицательными последствиями характеризуются также и режимы полного служебного пневматического торможения, которые особенно неблагоприятно сказываются в случаях их применения при движении поезда на боковое направление стрелочных переводов с остановкой и применением на последнем этапе движения прицельного торможения вспомогательным прямодействующим тормозом локомотива для остановки.

Экстренное торможение наиболее опасно при больших скоростях движения, особенно длинносоставных поездов, как грузовых, так и пассажирских.

Электрическое торможение, особенно рекуперативное, оказывает повышенное воздействие на путь локомотивов и вагонов в голове поезда на спусках с уклонами более 10 %.

В кривых участках пути при реализации продольной тормозной силы поезда более 500 кН возникают сходы подвижного состава с рельсов либо из-за выдавливания порожних или легко-весных вагонов в голове поезда (особенно при несовпадении центров сцепок более 100 мм и наличии просадок пути IV и V степеней неисправности), либо из-за распора рельсовой колеи (с последующей раскантовкой рельсов) на деревянных шпалах из-за кустовой гнилости шпал, или отступлений от норм и допусков устройства рельсовой колеи по направлению в плане IV и V степеней неисправности.

Рекуперативное и реостатное торможения поездов в зоне стрелочных переводов материалами всех служебных расследований причин крушения и аварий грузовых поездов, как правило, не учитываются, поскольку они формально не разрешены действующими инструкциями. Однако, на практике оба вида электрического торможения фактически применяются. Установить сам факт его применения можно лишь косвенными методами.

Максимальные продольные силы в поезде при всех экспертизах крушений и аварий обычно находились в пределах 200–400 кН, что меньше допускаемых для грузовых груженых вагонов 1000 кН и 500 кН – для порожних.

Однако необходимо учитывать, что указанные допускаемые продольные силы являются предельными лишь по условиям выдавливания вагонов в голове поезда при исправном подвижном составе и пути. При наличии неисправностей, в зависимости от их сочетания, сходы подвижного состава с рельсов происходят при значительно меньших значениях продольных сил (200–400 кН), а на горно-перевальных участках с уклонами 15–30 ‰ эти силы превышают 500 кН, что непосредственно угрожает безопасности движения.

Еще более важен анализ процентного соотношения влияния на устойчивость подвижного состава против схода от вкатывания гребней колес на рельс всех неблагоприятных факторов (неисправностей пути, подвижного состава и режимов ведения поезда), как каждого в отдельности так и в их сочетании.

Такой анализ был проведен по результатам обработки 119 случаев крушений и аварий.

Из всех рассмотренных экспертиз 15 % случаев крушений и аварий произошли из-за наличия только отдельного и единственного фактора, в том числе:

- по причинам неисправности пути – 4 %;
- неисправности подвижного состава – 3 %;
- неблагоприятных режимов ведения поезда – 8 %.

45 % крушений и аварий произошли при сочетании всех без исключения неблагоприятных факторов. При этом влияние каждого фактора в долевом отношении составляло:

- неисправности пути – 18 %;
- неисправности подвижного состава – 13,5 %;
- жесткие режимы ведения поезда – 13,5 %.

40 % крушений и аварий происходило при сочетаниях только двух факторов: неисправности пути и подвижного состава. Из них 24 % относится за счет неисправностей пути и 16 % – подвижного состава.

В общем случае крушения и аварии поездов происходили по причинам:

- неисправности пути – 44 %;
- неисправности подвижного состава – 32,5 %;
- режимы выбега и тяги на переломах продольного профиля линии – 6,3 %;
- режимы полного служебного и экстренного торможения – 8,5 %;
- электрического (рекуперативного и экстренного торможения) – 6,5 %.

На основании приведенного анализа можно в первом приближении путем экстраполяции определить усредненные коэффициенты вероятности одновременного сочетания неблагоприятных факторов $k_1^{cp}, \dots, k_5^{cp}$ в уравнении (4), а именно:

$k_1^{cp} = 0,95$ (с учетом, что Y_0 определяется расчетом с запасом 5 %);

$k_2^{cp} = 0,45$ (по неисправностям пути);

$k_3^{cp} = 0,33$ (по неисправностям подвижного состава);

$k_4^{cp} = 0,95$ (при отсутствии возвращающего устройства $k_4^{cp} = 0$);

$k_5^{cp} = 0,06 - 0,09$ (в зависимости от значений продольных сил в поезде при том или ином режиме торможения).

Методика определения каждой из составляющих уравнения (4) $Y_0, Y_{np}, Y_\gamma, Y_b, Y_N$ достаточно детально исследованы ДИИТом и изложены в трудах [1–10].

На основании этих методик составлена программа расчета на ПЭВМ коэффициента устойчивости против схода подвижного состава с рельсов от вкатывания гребня колеса на рельс

(η) с учетом конкретных значений усредненных коэффициентов $k_1^{cp}, \dots, k_5^{cp}$.

Результаты расчетов по данной программе были подтверждены соответствующим анализом материалов служебных расследований в каждом конкретном случае по зафиксированным характерным следам вкатывания гребня колеса на рельс, дальнейшим следам (после провала колес) на скреплениях, шпалах и балласте, имеющимся неисправностям пути и подвижного состава, фактических режимов ведения поезда, характером повала вагонов и другими характерными признаками и факторами.

Для более детального уточнения значений коэффициентов k_1 в зависимости (4) в дальнейшем планируется провести многофакторный анализ основных причин сходов подвижного состава с рельсов на основании многовариантных расчетов во всем диапазоне реальных параметров неисправностей пути и подвижного состава и режимов вождения поездов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава / Под ред. М. Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 599 с.
2. Лысюк В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблемы износа колес и рельсов. – М.: Транспорт, 1997. – 188 с.
3. Справочник инженера-путейца, т. 1 / Под ред. Баилова В. В. и Чернышева М. Л. – М.: Транспорт, 1972.
4. Вериго М. Ф. Об устойчивости движения колеса по рельсу // Вести ВНИИЖТ, 1985. – С. 3–7.
5. Матусовский Г. И. Коган А. Я. Траектория движения колеса при вкатывании его на рельс // Тр. ВНИИЖТ, 1975, Вып. 542. – С. 148–155.
6. Матусовский Г. И. Об исследовании вкатывания колеса гребнем на рельс в пути, имеющем неровности // Тр. ВНИИЖТ, 1978. – Вып. 592. – С. 114–121.
7. Коган А. Я., Матусовский Г. И. Влияние конструкции и состояния пути на устойчивость колеса // Вестн. ВНИИЖТ, 1982. – С. 42–44.
8. Трофимов А. Н. Процесс всползания гребня колеса на головку рельса при движении железнодорожного экипажа на боковой путь стрелочного перевода // Тр. ЛИИЖТ, 1973. – Вып. 323 – С. 56–66.
9. Андриевский С. М., Крылов В. А. Сход колеса с рельса // Тр. ВНИИЖТ, вып. 393. – М. Транспорт, 1969. – С. 20–41.
10. Цыганенко В. В. Определение горизонтальных поперечных сил в кривых с учетом продольных сил, действующих в составе // Тр. ДИИТ, вып. 88. – Дн-ск, 1968. В кн.: Исследования взаимодействия пути и подвижного состава.