

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.4.017:625.1.032.84А. А. ШВЕЦ^{1*}, К. И. ЖЕЛЕЗНОВ^{2*}, А. С. АКУЛОВ^{3*}, А. Н. ЗАБОЛОТНЫЙ^{4*},
Е. В. ЧАБАНЮК^{5*}

¹*СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, эл. почта angela_shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

²*СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (095) 545 38 87, эл. почта constantinz@i.ua, ORCID 0000-0003-3648-1769

³*СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (067) 178 16 90, эл. почта asakulov@gmail.com, ORCID 0000-0002-6123-5431

⁴*СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (067) 282 13 41, эл. почта zabolotnyi@i.ua, ORCID 0000-0003-1651-7082

⁵*СКТБ МСУБ, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (066) 633 55 95, эл. почта 457m@ukr.net, ORCID 0000-0001-5695-5955

**К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА
УСТОЙЧИВОСТИ ОТ ВЫЖИМАНИЯ ЛЕГКОВЕСНЫХ ВАГОНОВ**

Цель. Аналитическое исследование связи между продольной силой, действующей на легковесный вагон, боковыми и вертикальными силами взаимодействия в зоне контакта колеса и рельса с величиной коэффициента запаса устойчивости от выжимания, предполагает получение простых зависимостей между ними. **Методика.** Исследование проводилось методом математического моделирования нагруженности грузового вагона при движении с различными скоростями по прямым и кривым участкам пути. **Результаты.** Даже при отсутствии «выжимания» по классической теории устойчивости поезда, как шарнирно-стержневой системы, наличие продольных сжимающих сил может стать фактором, провоцирующим сход вагонов. Основной причиной всползания колеса на рельс является сочетание процессов динамического взаимодействия виляющего экипажа и пути с одновременным действием продольных сжимающих сил, а не нарушение устойчивости поезда как шарнирно-стержневой системы. Для оценки влияния величины продольных сил на коэффициент запаса устойчивости от выжимания приведены результаты расчетов движения порожнего полувагона модели № 12-532 по кривой радиусом 250 м с возвышением 150 мм и поперечным разбегом рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении в 50 мм. Расчеты производились в такой кривой без учета сил инерции от непогашенного ускорения и с учетом непогашенного ускорения при допустимой скорости движения равной 65 км/ч. **Научная новизна.** В данном исследовании приведена методика определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания продольными силами, несколько отличающаяся от общепринятой, а также оценивается влияние на этот коэффициент скорости движения подвижного состава. **Практическая значимость.** Авторами уточняется существующая методика определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания продольными силами, а также оценивается влияние на величину этого коэффициента скорости движения подвижного состава. Из проведенных исследований следует, что из-за виляния вагонов их выжимание возможно даже тогда, когда поезд как шарнирно-стержневая система не теряет устойчивости. Разработанные предложения позволяют снизить количество сходов вагонов с рельсов за счет учета при расчетах и проектировании важных параметров и характеристик, повышающих их устойчивость в рельсовой колее (особенно при увеличении скоростей движения грузовых поездов).

Ключевые слова: безопасность движения; нормы для расчета; устойчивость вагонов от выжимания; скорость движения; коэффициент устойчивости

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Введение

Безопасность движения является основным условием нормальной работы железных дорог. Проблемы обеспечения безопасности движения поездов и маневровой работы являются главными для железнодорожного транспорта, так как крушения и аварии, происходящие по причине сходов вагонов с рельсов, полностью предотвратить не удается [9].

Основными причинами транспортных происшествий в локомотивном хозяйстве железных дорог Украины являются сочетание неисправностей вагона и состояния пути, а также действия локомотивных бригад, приведшие к нарушению режимов вождения поезда.

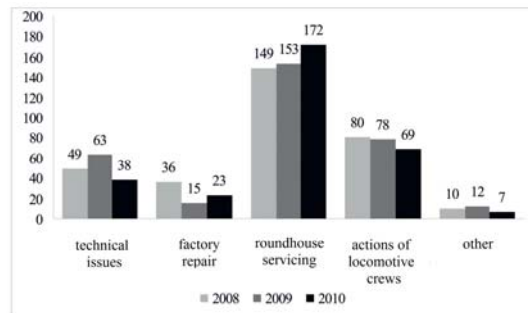
Анализ транспортных происшествий по локомотивному хозяйству железных дорог Украины за период 2008–2010 гг. (рис. 1) демонстрирует, что значительная их часть приходится на действия локомотивных бригад (рис. 1, а) и грузовое движение – грузовые электровозы и тепловозы (рис. 1, б) [1, 16, 20].

Так как при вождении грузовых поездов возникают достаточно большие продольные силы, действующие на вагоны, то становится ясной важность исследований, направленных на выявление причин возникновения ситуаций, в которых выжимание вагонов становится возможным.

Повышение уровня безопасности движения грузовых вагонов является одним из приоритетных направлений в деятельности железных дорог Украины и представляет собой комплекс мероприятий, направленных на снижение вероятности возникновения угрозы жизни и здоровью пассажиров, сохранности перевозимых грузов, сохранности объектов инфраструктуры и подвижного состава железнодорожного транспорта, экологической безопасности окружающей среды.

Для эффективной подготовки специалистов в такой сложной сфере, как железнодорожный транспорт в последнее время широко используются тренажерные комплексы [10]. Тренажер, как правило, служит для отработки практических навыков, доведения их до автоматизма, особенно при моделировании нештатных и аварийных ситуаций.

а



б

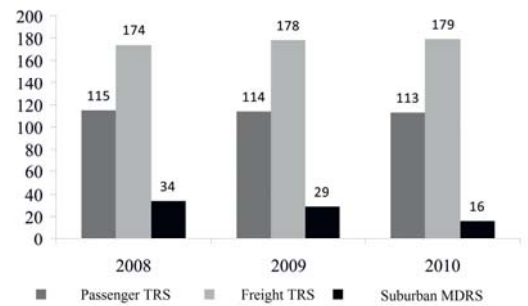


Рис. 1. Гистограмма транспортных происшествий по локомотивному хозяйству железных дорог Украины:
а – причины транспортных происшествий;
б – транспортные происшествия по типам ТПС и видам тяги

В тренажере важно наличие качественной математической модели, описывающей продольные динамические процессы в поезде и способной оценить устойчивость каждого вагона от выжимания, поскольку любое несоответствие реальной обстановке влечет неадекватность реакции машиниста при возникновении нештатных и аварийных ситуаций в реальных условиях эксплуатации [15, 21].

Цель

Для обеспечения устойчивости устанавливаются предельные значения определенных показателей. Эти показатели определяют условия вкатывания колеса на головку рельса. Одним из таких условий является соотношение боковых и вертикальных сил, действующих на колесо. Однако выход вышеперечисленных показателей за допустимые значения не означает, что обязательно произойдет сход, это необходимое, но не достаточное условие для схода колеса с рельса [12].

При проектировании новых и модернизации существующих грузовых вагонов одним из обя-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

зательных условий, определяющих их пригодность к эксплуатации, является выполнение условия обеспечения запаса устойчивости от выжимания вагона продольными силами в поезде.

Целью аналитического исследования связи между продольной силой, действующей на легковесный вагон, боковыми и вертикальными силами взаимодействия в зоне контакта гребня колеса и рельса с величиной коэффициента запаса устойчивости от выжимания является получение простых зависимостей между ними.

Методика

Устойчивость колеса от вкатывания на рельс определяется двумя основными факторами: отношением боковой силы взаимодействия к вертикальной нагрузке на колесо и углом его набегания на боковую грань головки рельса, которые обуславливаются динамическими процессами движения экипажа в рельсовой колее и величиной продольных сил, действующих на вагон в составе поезда.

В результате применения тех или иных режимов ведения в поезде могут возникать большие продольно-динамические силы как растягивающие, так и сжимающие. Эффект от действия продольных сил определяется их направлением и положением вагона по отношению к соседним экипажам в сцепе [2, 3, 7, 8]. При расположении вагонов под углом друг к другу в плане возникают поперечные горизонтальные составляющие продольных сил; а при разности высот их автосцепок – вертикальные составляющие, создающие дополнительную догрузку

или разгрузку соответствующих колес экипажа [3, 6, 13]. Это оказывает влияние на величины боковых и вертикальных сил взаимодействия, определяющих необходимые условия вкатывания колес на головку рельса [23, 24, 25].

Так как состав из вагонов с центральными автосцепками ударно-тягового действия представляет собой многосвязную шарнирно-стержневую цепь, то потеря устойчивости равновесия такого механизма зависит от расположения и характеристик горизонтальных и вертикальных составляющих продольных сил [3]. Силу по аналогии с задачей статики Эйлера, соответствующую моменту потери устойчивости шарнирно-стержневой цепи, называют критической (рис. 2). Вычисленные критические силы для грузовых вагонов оказываются наименьшими при перекосе по схеме (а). Следовательно, соосно расположенные на прямом участке пути вагоны не должны были бы перекашиваться под действием сжимающих сил, меньших критической [2, 3]. В действительности из-за извилистого движения экипажей, зазоров в колее, рессорных, буксовых и пятниковых узлах и по другим причинам вагоны практически постоянно имеют некоторый перекося в плане друг относительно друга [2, 3, 6, 13].

Несмотря на то, что теоретическими исследованиями установлено, что при величинах сжимающих сил, меньших критической величины, не должно происходить выжимание вагонов из-за потери устойчивости поезда как шарнирно-стержневой системы, практика показывает, что в поездах сходы происходят и при меньших величинах продольных сил.

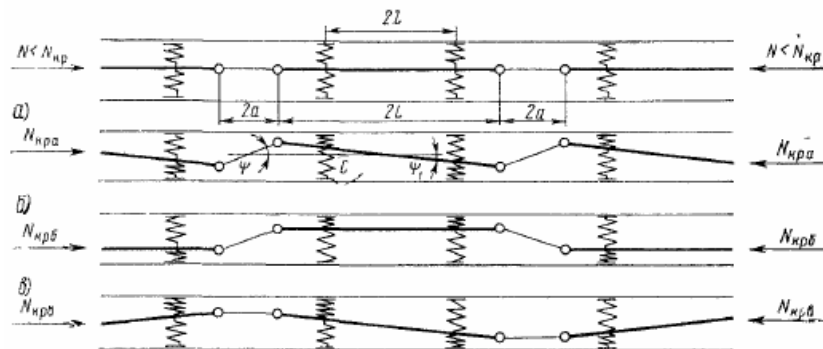


Рис. 2. Расчетная схема состава поезда и перекосы ее элементов в плане при действии продольных сжимающих сил

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Особенно это проявляется в поездах с пассажирскими вагонами, для которых характерно интенсивное влияние в эксплуатационном диапазоне скоростей. Поэтому, кроме продольной устойчивости состава как шарнирно-стержневой системы, для скоростей, превышающих критическую скорость влияния, при наличии продольных сжимающих сил следует рассматривать продольно-поперечную устойчивость движения системы вагонов в поезде [18, 19].

Следует отметить, что наличие продольных сил не только ведет к увеличению интенсивности влияния, но и способствует уменьшению вертикальных нагрузок в системе колесо-рельс, то есть к уменьшению сил, препятствующих вкатыванию колеса на головку рельса, а также большему повороту тележек с увеличением угла набегания колеса на рельс. В таких ситуациях уменьшение устойчивости колеса от вкатывания на рельс наблюдается не как результат прямого действия продольной силы большой величины, а как следствие интенсивных колебаний влияния экипажа. Это особенно проявляется в зоне переходных кривых, для которых характерно наличие дополнительных возмущений ударного характера [2, 3, 6–8].

Рассмотрим движение вагона в кривой, когда имеют место различные с обеих сторон вагона углы наклона жестких стержней (кузовов) к плоскости пути φ_1 и φ_2 , углы поворота автосцепок относительно оси пути ψ_1 и ψ_2 , а также поворот вагона в пределах зазора в колее на угол ψ . При этом сам вагон установлен в колее по схеме (а) – «ёлочкой» и подвергается действию сжимающих продольных сил. Вводится ряд упрощающих задачу допущений [6].

На рис. 3 все силы, действующие на вагон, спроектированы на плоскость пути, а также плоскости ей перпендикулярные – продольную относительно оси пути и поперечную, где G_0 – вес кузова вагона, кН; $P_{цб}$ – центробежная сила, кН;

$$P_{цб} = \frac{G_0 \cdot V^2}{g \cdot R}, \quad (1)$$

$P_{цс}$ – центростремительная сила, кН;

$$P_{цс} = G_0 \cdot \alpha, \quad (2)$$

α – угол наклона пути к горизонтали, рад; N_1 и N_2 – продольные усилия, действующие в автосцепках вагона, кН; Z_1 и Z_2 – вертикальные составляющие продольного усилия, кН;

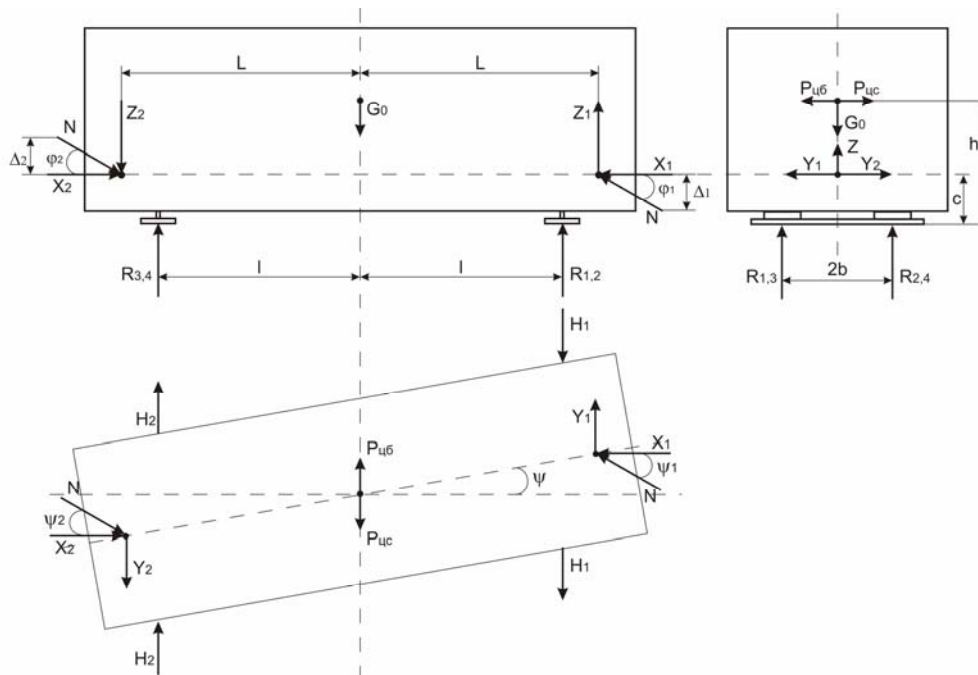


Рис. 3. Силы, действующие на вагон

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$Z_1 = N \cdot \varphi_1, \quad \varphi_1 = \frac{\Delta_1}{2a}; \quad (3)$$

$$Z_2 = N \cdot \varphi_2, \quad \varphi_2 = \frac{\Delta_2}{2a}; \quad (4)$$

$2a$ – расстояние между центрами клиновых отверстий сцепленных автосцепок, м; Δ_1 – разность уровней осей автосцепок впереди вагона, м; Δ_2 – разность уровней осей автосцепок сзади вагона, м;

$$Y_1 = N \cdot \psi_1, \quad Y_2 = N \cdot \psi_2; \quad (5)$$

Y_1 и Y_2 – горизонтальные поперечные составляющие продольного усилия, кН.

Так как углы φ_1 и φ_2 , ψ_1 и ψ_2 достаточно малы, то:

$$X_1 = X_2 = N \quad (6)$$

X_1 и X_2 – горизонтальные продольные составляющие продольного усилия, кН.

Принимая, что углы поворота всех вагонов в кривой одинаковы, находим:

$$\psi = \frac{\delta_0}{2 \cdot \ell}, \quad (7)$$

$$\psi_1 = \frac{\delta_0 \cdot L}{2a \cdot \ell} + \frac{L_c}{R}, \quad (8)$$

$$\psi_2 = \frac{\delta_0 \cdot L}{2a \cdot \ell} - \frac{L_c}{R}. \quad (9)$$

С учетом упругой поперечной деформации рессорных комплектов тележек формулы (7, 8, 9) принимают вид:

$$\psi = \frac{\delta_0}{2 \cdot \ell} + \frac{N}{4\ell \cdot C_r} \cdot \left[\frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{2L_c}{R} \right], \quad (10)$$

$$\psi_1 = \frac{\delta_0 \cdot L}{2a \cdot \ell} + \frac{N}{4C_r} \times \left[\frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{2L_c}{R} \right] \cdot \frac{L}{a\ell} + \frac{L_c}{R}, \quad (11)$$

$$\psi_2 = \frac{\delta_0 \cdot L}{2a \cdot \ell} + \frac{N}{4C_r} \times \left[\frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{2L_c}{R} \right] \cdot \frac{L}{a\ell} - \frac{L_c}{R}; \quad (12)$$

где $2L_c$ – длина вагона по осям сцепления, м; 2ℓ – база вагона, м; R – радиус кривой, м; $2\delta_0$ – суммарный поперечный разбег рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении, м; L – расстояние по горизонтали от оси вагона до центра клинового отверстия автосцепки, м; a – длина корпуса автосцепки (от оси сцепления до конца хвостовика), м; C_r – горизонтальная жесткость рессорного подвешивания одной тележки, кН/м.

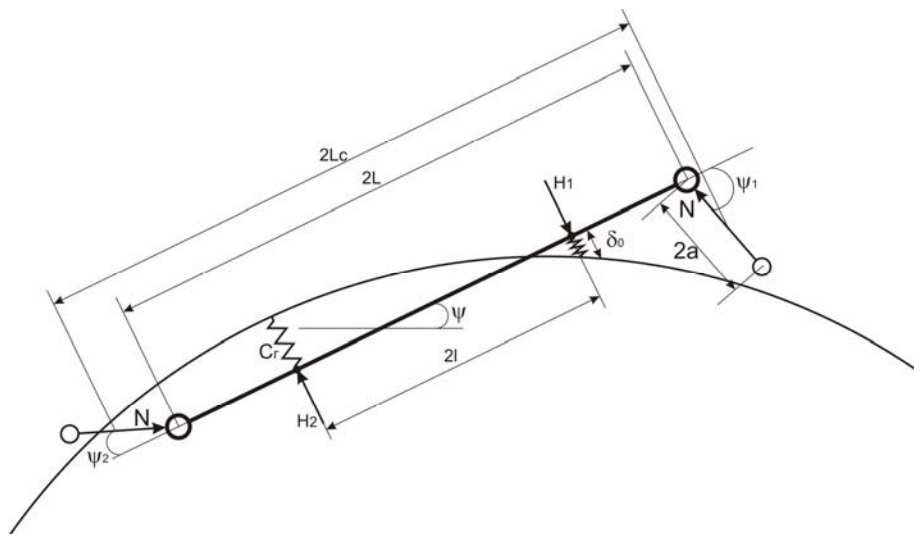


Рис. 4. Схема установки вагона на кривом участке пути при действии продольных сжимающих сил

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Вертикальные составляющие реакций опор обозначены на рис. 3 через R_1, R_2, R_3, R_4 , горизонтальные составляющие реакций, принадлежащие одной тележке, приняты равными между собой (сделано допущение о равенстве горизонтальных поперечных жесткостей рессорных комплектов на одной тележке) и обозначены H_1 и H_2 .

Составив уравнения равновесия и уравнение совместности вертикальных перемещений (вертикальные жесткости всех рессорных комплектов одинаковы, а рама вагона абсолютно жесткая), определяем реакции опор:

$$\varphi_3 = \varphi_1 \cdot \left(\frac{L}{\ell} + 1\right) + \varphi_2 \cdot \left(\frac{L}{\ell} - 1\right), \quad (13)$$

$$R_1 = G_0/4 - N/4 \cdot \varphi_3 + N/4 \times \\ \times c/b \cdot (\psi_1 - \psi_2) + G_0/4 \cdot h/gb \cdot a_{\text{неп}}, \quad (14)$$

$$R_2 = G_0/4 - N/4 \cdot \varphi_3 - N/4 \times \\ \times \frac{c}{b} \cdot (\psi_1 - \psi_2) - \frac{G_0}{4} \cdot \frac{h}{gb} \cdot a_{\text{неп}}, \quad (15)$$

$$H_1 = \frac{N}{4} \cdot \left(\varphi_1 \cdot \left(\frac{L}{\ell} + 1\right) + \varphi_2 \cdot \left(\frac{L}{\ell} - 1\right) + 2\varphi \cdot \frac{L}{\ell}\right) + \\ + G_0/2g \cdot a_{\text{неп}}. \quad (16)$$

где $2b$ – расстояние между точками приложения вертикальных сил, действующих на буксы колесной пары на набегающем и не набегаю-

щем колесе соответственно, кН; h – высота центра тяжести кузова вагона над плоскостью опирания надрессорных балок, м; c – вертикальное расстояние от верхней плоскости центрального рессорного комплекта до уровня оси автосцепки, м; $a_{\text{неп}}$ – непогашенное ускорение, м/с²; g – ускорение свободного падения, м/с².

Рассмотрев равновесие необрессоренной части тележки, можно найти вертикальные P_1, P_2 и горизонтальную H_p силы, действующие на колесную пару:

$$P_1 = G_1/4 + R_1/2, \quad (17)$$

$$P_2 = G_1/4 + R_2/2, \quad (18)$$

$$H_p = H_1 + G_1/2g \cdot a_{\text{неп}}. \quad (19)$$

Рассмотрев условия равновесия одиночной колесной пары, получим [6, 22]:

$$\begin{cases} \sum Z = P_1 + P_2 + G_{\text{кп}} - N_2 - P_B = 0 \\ \sum M = N_2 \cdot 2S - G_{\text{кп}} \cdot S + P_1 \cdot b_1 - \\ - P_2 \cdot b_2 + H_p \cdot h_{\text{вр}} = 0 \\ \sum Y = P_0 - H_p - \mu \cdot N_2 = 0, \end{cases} \quad (20)$$

где $h_{\text{вр}}$ – высота от УГР до верхней плоскости центрального рессорного комплекта, м; $G_{\text{кп}}$ – вес колесной пары, кН; H_p – рамная сила, действующая на колесную пару, кН; μ – коэффициент трения гребня о выкружку головки рельса.

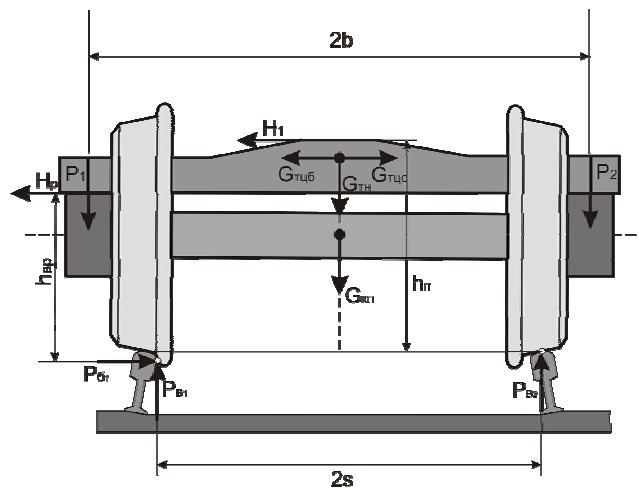


Рис. 5. Расчетная схема сил действующих на тележку в результате продольного сжатия

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Решая систему линейных уравнений, определяем вертикальную и боковую поперечную реакции рельса на набегающее колесо:

$$P_b = \frac{G_0}{8} + \frac{G_{\text{тел}}}{4} + \frac{N}{8} \cdot \left[(\psi_1 - \psi_2) \cdot \frac{h_a}{S} - (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \frac{L \cdot b}{\ell \cdot S} - (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \frac{b}{S} + (\psi_1 + \psi_2 + 2\psi) \cdot \frac{L \cdot h_{\text{вп}}}{\ell \cdot S} \right], \quad (21)$$

$$P_6 = \mu \cdot \left(\frac{G_0}{8} + \frac{G_{\text{тел}}}{4} \right) + \frac{N}{8} \cdot \left[(\psi_1 - \psi_2) \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) - \mu \cdot (\varphi_1 + \varphi_2) \cdot \frac{L \cdot b}{\ell \cdot S} + \mu \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \frac{b}{S} + (\psi_1 + \psi_2 + 2\psi) \cdot \frac{L}{\ell} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right], \quad (22)$$

$$K_{\text{уб}}^I = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \times \frac{P_{\text{вар}} + N \cdot \left[\Delta\psi \cdot \frac{h_a}{S} - \frac{b}{S} \left[(\varphi_1 + \varphi_2) \cdot \frac{L}{\ell} + \Delta\varphi \right] + (\psi_1 + \psi_2 + 2\psi) \cdot \frac{L \cdot h_{\text{вп}}}{\ell \cdot S} \right]}{\mu \cdot P_{\text{вар}} + N \cdot \left[\Delta\psi \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) + \mu \cdot \frac{b}{S} \left[(\varphi_1 + \varphi_2) \cdot \frac{L}{\ell} + \Delta\varphi \right] + (\psi_1 + \psi_2 + 2\psi) \cdot \frac{L}{\ell} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right]}, \quad (23)$$

где $P_{\text{вар}} = G_0 + 2G_{\text{тел}}$ – вес вагона, кН;
 $\Delta\psi = \psi_1 - \psi_2$ – разность углов поворота автоцепок относительно оси пути впереди и сзади вагона, рад.

При необходимости учета сил инерции в кривой, вертикальная (21) и боковая (22) реакции рельса на набегающем колесе суммируются с силами инерции от непогашенного ускорения:

$$K_{\text{уб}}^I = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \cdot \frac{P_b + P_{\text{ин}} \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S}}{P_6 + P_{\text{ин}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S} \right)}, \quad (24)$$

$$P_{\text{ин}} = (G_0 + 2 \cdot G_{\text{тел}}) \cdot \frac{a_{\text{неп}}}{g} = P_{\text{вар}} \cdot \frac{a_{\text{неп}}}{g}. \quad (25)$$

$$P_6 = \mu \cdot P_{\text{вар}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2}{2\delta_0} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) + \frac{\psi_{\text{кр}} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(2 \cdot \left(1 + \frac{a}{\ell} \right) - \mu \cdot \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right) \right] + N \cdot \left[2\psi_{\text{кр}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) + \psi_a \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right], \quad (27)$$

Используя аналитические выражения для определения углов (10, 11, 12), запишем полученные зависимости для вертикальной (21) и боковой (22) реакций рельса на набегающее колесо в следующем виде:

$$P_b = P_{\text{вар}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2 \cdot h_{\text{вп}}}{2\delta_0 \cdot S} + \frac{\psi_{\text{кр}} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right] + N \cdot \left[2\psi_{\text{кр}} \cdot \frac{h_a}{S} + \psi_a \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right], \quad (26)$$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

где $P_{\text{ваг}}^{\text{ст}}$ – статический вес вагона с учетом обезгрузки от продольной силы, кН;

$$P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} = P_{\text{ваг}} - N \cdot \varphi_3, \quad (28)$$

ψ_a – угол поворота, рад;

$$\psi_a = \frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a}\right), \quad (29)$$

$\psi_{\text{кр}}$ – угол поворота от кривой, рад;

$$\psi_{\text{кр}} = L_c / R. \quad (30)$$

Подставив выражения (26) и (27) в формулу (24) мы можем получить зависимость, аналогичную приведенной в [6] без учета (31) и с учетом сил инерции в кривой (32). Кроме того, напомним зависимость для определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания продольными силами, без учета (33) и с учетом сил инерции в кривой (34), которая была исследована в [11].

$$K_{\text{yb}}^{\text{I}} = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \cdot \frac{P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2 \cdot h_{\text{вп}}}{2\delta_0 \cdot S} + \frac{\psi_{\text{кр}} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right] + N \cdot \left[2\psi_{\text{кр}} \cdot \frac{h_a}{S} + \psi_a \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right]}{\mu \cdot P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2}{2\delta_0} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) + \frac{\psi_{\text{кр}} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(2 \cdot \left(1 + \frac{a}{\ell} \right) - \mu \cdot \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right) \right]} + N \cdot \left[2\psi_{\text{кр}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) + \psi_a \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right]}, \quad (31)$$

$$K_{\text{yb}}^{\text{I}} = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \cdot \frac{P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2 \cdot h_{\text{вп}}}{2\delta_0 \cdot S} + \frac{\psi_{\text{кр}} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right] + N \cdot \left[2\psi_{\text{кр}} \cdot \frac{h_a}{S} + \psi_a \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right] + P_{\text{ин}} \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S}}{\mu \cdot P_{\text{ваг}}^{\text{ст}} + \frac{N^2}{C_r} \cdot \left[\frac{\psi_a^2}{2\delta_0} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) + \frac{\psi_{\text{кр}} \cdot L}{a \cdot \ell} \left(2 \cdot \left(1 + \frac{a}{\ell} \right) - \mu \cdot \left(\frac{h_a}{S} + \frac{a}{\ell} \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right) \right]} + N \cdot \left[2\psi_{\text{кр}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_a}{S} \right) + \psi_a \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{вп}}}{S} \right) \right] + P_{\text{ин}} \cdot \left(2 - \mu \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S} \right)}, \quad (32)$$

$$K_{\text{yb}}^{\text{I,II}} = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \cdot \frac{P_{\text{т}} + \gamma N \cdot \left[\frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{h_{\text{а}}} \pm \alpha \cdot \frac{L_c}{R} \right] \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S}}{\mu \cdot P_{\text{т}} + 2\gamma N \cdot \left\{ \frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{2S} \right) \pm \alpha \cdot \frac{L_c}{R} \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{2S} \right) \right\}}, \quad (33)$$

$$K_{\text{yb}}^{\text{I,II}} = \frac{\text{tg}\beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg}\beta} \times \frac{P_{\text{т}} + \gamma N \cdot \left[\frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{h_{\text{а}}} \pm \alpha \cdot \frac{L_c}{R} \right] \cdot \frac{h_{\text{а}}}{S} \pm \frac{1}{2} P_{\text{ин}} \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{S}}{\mu \cdot P_{\text{т}} + 2\gamma N \cdot \left\{ \frac{\delta_0 \cdot L}{\ell^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{2S} \right) \pm \alpha \cdot \frac{L_c}{R} \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_{\text{а}}}{2S} \right) \pm P_{\text{ин}} \cdot \left(1 - \mu \cdot \frac{h_{\text{ц}}}{2S} \right) \right\}}, \quad (34)$$

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

где P_b – вес вагона, кН; $P_{ин}$ – сила инерции вагона, кН; P_T – вертикальная нагрузка от тележки, учитывающая обезгруживание под действием продольной силы, кН; N – продольная сила на автосцепке при сжатии вагона, кН; $2L_c$ – длина вагона по осям сцепления, м; $2L$ – длина вагона по концевым балкам, м; 2ℓ – база вагона, м; $h_{п}$ – высота рабочей плоскости пятника над уровнем головок рельсов, м; $h_{вр}$ – высота верха рессорных комплектов над уровнем головок рельсов, м; h_a – высота оси автосцепки над уровнем головок рельсов, м; $h_{ц}$ – высота центра тяжести вагона над уровнем головок рельсов, м; $2b$ – расстояние между точками приложения вертикальных сил, действующих на буксы колесной пары на набегающем и не набегающем колесе соответственно, кН; $2S$ – расстояние между кругами катания колес, м; R – радиус кривой, м; $2\delta_0$ – суммарный поперечный разбег рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении, м; a – длина корпуса автосцепки (от оси сцепления до конца хвостовика), м; μ – коэффициент трения гребня о выкружку головки рельса; β – угол, образованный прямолинейной частью контура профиля гребня колеса к плоскости пути; $a_{неп}$ – непогашенное ускорение, м/с²; α и γ – коэффициенты, учитывающие влияние продольных критических сил, приводящих к относительному перекосу вагонов и осей автосцепок в плане.

расчетов движения порожнего полувагона модели № 12-532 по кривой радиусом 250 м с возвышением 150 мм и поперечным разбегом рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении в 50 мм [12]. Расчеты производились без учета сил инерции от непогашенного ускорения и с учетом непогашенного ускорения при допустимой скорости движения в такой кривой равной 65 км/ч [14, 17].

На рис. 6 приведены результаты расчетов величины коэффициента запаса устойчивости порожнего вагона от выжимания в зависимости от величины продольных сил, действующих со стороны соседних вагонов при разности высот автосцепок 100 мм. Горизонтальными линиями показано допустимое значение коэффициента запаса устойчивости от выжимания (1,2 [12]) и значение этого коэффициента (1,0), при котором выполняется необходимое условие потери устойчивости.

Из графиков, приведенных на рис. 6, видно, что скорость движения вагона оказывает скольнибудь значимое влияние на величину коэффициента запаса устойчивости только при малых величинах продольных сил, при которых выжимание невозможно. Следовательно, как было отмечено ранее [3] и как следует из рис. 6, влиянием скорости движения вагона на коэффициент запаса устойчивости от выжимания продольной силой можно пренебречь.

Результаты

Для оценки влияния величины продольных сил на коэффициент запаса устойчивости от выжимания на рис. 6 приведены результаты

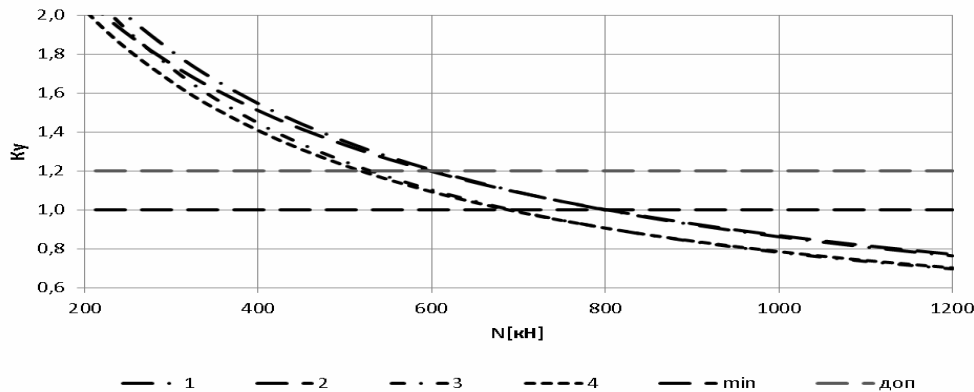


Рис. 6. График зависимости коэффициента запаса устойчивости от продольной силы: 1 – (33) без сил инерции; 2 – (34) с учетом сил инерции от непогашенного ускорения; 3 – (31) без сил инерции; 4 – (32) с учетом сил инерции от непогашенного ускорения

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

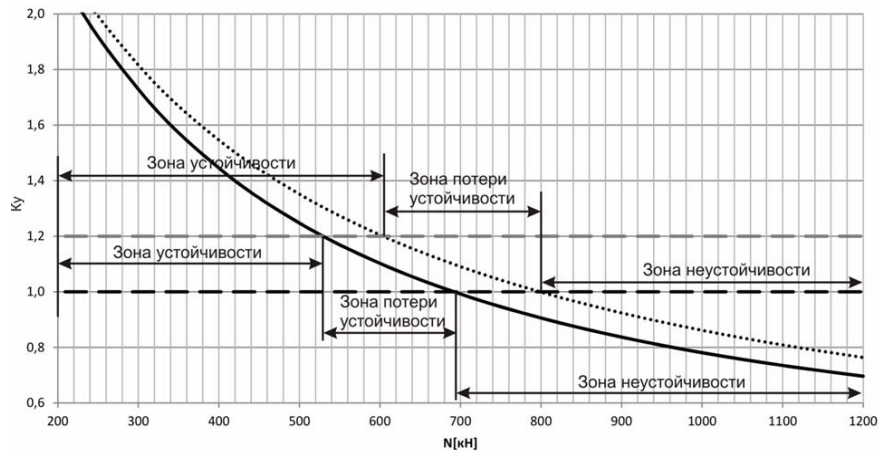


Рис. 7. Графік залежності коефіцієнта запаса устойчивості для різних розрахункових схем: сплошна лінія – (31), пунктирна лінія – (33)

На рис. 7 приведена залежність величини коефіцієнта запаса устойчивості від вихисання, отримані з використанням 2-х різних розрахункових схем. Пунктирна лінія відповідає розрахунковій схемі, в якій враховується втрата устойчивості поезда, як шарнірно-стержневої системи [6]. Сплошна – по розрахунковій схемі, приведеної на рис. 3.

Из цього рисунка следует, что согласно результатам, полученным по формуле (33) запас устойчивости не обеспечивается при силе 605 кН, а по формуле (31) – уже при силе 530 кН. Необходимое условие потери устойчивости выполняется в первом случае при величине продольной силы 800 кН, а во втором – 695 кН, то есть результаты, полученные по формуле (31), предъявляют более жесткие требования к обеспечению устойчивости вагона от вихисания.

Как известно, самые низкие величины коэффициентов запаса устойчивости от вихисания приходятся на вагоны с небольшими базами, а также величинами длин по осям сцепления автосцепок и массы тары. В дальнейшем сравнительный анализ производился только для этой категории грузовых вагонов [4, 5]. Расчеты выполнялись по зависимостям (31) и (33) – без учета сил инерции от непогашенного ускорения, а также по зависимостям (32) и (34) – с учетом сил инерции от непогашенного ускорения при движении с разрешенной скоростью [17]. Полученные результаты сведены в табл. 1–5.

Таблица 1

Коефіцієнти запаса устойчивості от вихисання для полувагонов

№ формулы	Крытые вагоны модели		
	12-1505	12-5326	12-2122-01
Нормы [10]	1,367	1,399	1,360
Формула (31)	1,223	1,264	1,223

Таблица 2

Коефіцієнти запаса устойчивості от вихисання для цистерн

№ формулы	Цистерны модели		
	15-145	15-869	15-1548
Нормы [10]	1,597	1,647	1,423
Формула (31)	1,459	1,524	1,277

Таблица 3

Коефіцієнти запаса устойчивості от вихисання для крытых вагонов

№ формулы	Крытые вагоны модели		
	11-Н002	11-066	10-475
Нормы [10]	1,315	1,492	1,642
Формула (31)	1,17	1,357	1,513

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Таблиця 4

Коефіцієнти запаса устойчивости от выжимания для вагонов-хопперов

№ формулы	Вагоны-хопперы модели		
	11-715	19-1217	20-4078
Нормы [10]	1,349	1,564	1,455
Формула (31)	1,198	1,289	1,305

Таблиця 5

Коефіцієнти запаса устойчивости от выжимания для платформ

№ формулы	Платформы модели		
	13-1796	13-1798	13-3103-01
Нормы [10]	1,472	1,410	1,415
Формула (31)	1,342	1,279	1,273

Из результатов расчетов, приведенных в табл. 1–5, видно, что для всех рассмотренных вагонов величины коэффициентов запаса устойчивости от выжимания, полученные по предлагаемой формуле (31), меньше, чем по Нормам [12]. А для некоторых вагонов величина K_y меньше допустимого значения.

Из вышесказанного следует, что даже при отсутствии «выжимания» по классической теории устойчивости поезда как шарнирно-стержневой системы, наличие продольных сжимающих сил может стать фактором, провоцирующим сход вагонов, то есть основной причиной всползания колеса на рельс является сочетание процессов динамического взаимодействия виляющего экипажа и пути с одновременным действием продольных сжимающих сил, а не нарушение устойчивости поезда как шарнирно-стержневой системы.

Научная новизна и практическая значимость

В данном исследовании приведена методика определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания продольными силами, несколько отличающаяся от приведенной в [3, 6], а также оценивается влияние на этот коэффициент скорости движения подвижного состава. Разработанные предложения по уточнению су-

ществующих методик определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания вагонов продольными силами в поезде позволят повысить запас устойчивости.

Результаты исследований нашли свое научное использование в ряде публикаций авторов в специальных и научных изданиях, выступлениях на научных конференциях.

Выводы

В результате аналитических исследований получены зависимости коэффициента запаса устойчивости от выжимания продольными силами в поезде с учетом и без учета скорости его движения. Показано, что по мере приближения величины этого коэффициента к зоне потери устойчивости влияние скорости движения уменьшается.

Из проведенных исследований следует, что из-за виляния вагонов их выжимание возможно даже тогда, когда поезд как шарнирно-стержневая система не теряет устойчивости.

Таким образом, полученные результаты расчетов позволяют объективно оценить влияние продольной силы и скорости движения грузового вагона на величину коэффициента запаса устойчивости.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:

1. Аналіз стану безпеки руху поїздів у локомотивному господарстві залізниць України за 2010 рік // Локомотив-інформ. – 2010. – № 5. – С. 14–18.
2. Вершинский, С. В. Динамика вагонов / С. В. Вершинский, В. И. Данилов, И. И. Челноков. – Москва : Транспорт, 1991. – 360 с.
3. Вершинский, С. В. Динамика, прочность и устойчивость вагонов в тяжеловесных и скоростных поездах / С. В. Вершинский // Сб. тр. / ВНИИЖТ. – Москва : Транспорт, 1970. – Вып. 425. – 208 с.
4. Грузовые вагоны колеи 1520 мм железных дорог СССР : альбом. – Москва : Транспорт. – 1982. – 111 с.
5. Грузовые вагоны колеи 1520 мм железных дорог СССР : альбом-справочник / М-во путей сообщ. СССР, Гл. упр. вагон. хоз-ва. – Москва : Транспорт. – 1989. – 175 с.
6. Лазарян, В. А. Движение легковесных вагонов в составах тяжеловесных поездов / В. А. Лаза-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

- рян, Е. П. Блохин, Е. Л. Стамблер / Тр. ДИИТа. – Москва : Транспорт, 1968. – Вып. 76 : Вопросы динамики подвижного состава и применения математических машин. – С. 34–46.
7. Лазарян, В. А. Динамика вагонов / В. А. Лазарян. – Москва : Транспорт, 1964. – 256 с.
 8. Лазарян, В. А. Динамика транспортных средств / В. А. Лазарян. – Київ : Наукова думка, 1985. – 528 с.
 9. Мямлин, С. В. Прогресс транспорта – залог развития национальной экономики / С. В. Мямлин // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2013. – № 1 (43). – С. 7–12. doi: 10.15802/stp2013/9786.
 10. Навчальні тренажери машиністів локомотивів / А. С. Акулов, К. І. Железнов, О. М. Заболотний [та ін.] // Проблеми та перспективи розвитку залізн. трансп. : тези 74 Міжнар. науково-практ. конф. (15.05-16.05.2014) / Мін-во інфраструктури України, Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2014. – С. 102–103.
 11. Некоторые аспекты определения устойчивости порожних вагонов от выжимания их продольными силами в грузовых поездах / А. А. Швец, К. И. Железнов, А. С. Акулов [и др.] // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. – № 4 (58). – С. 175–189. doi: 10.15802/stp2015/49281.
 12. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва : ВНИИВ : ВНИИЖТ, 1983. – 260 с.
 13. О движении легковесных вагонов в составах тяжеловесных поездов : отчет о НИР : 80 / Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. ; рук. Лазарян В. А. / Днепропетровск, 1966. – 38 с. – Исполн.: Блохин Е. П., Стамблер Е. Л. – Библиогр.: с. 38. – Инв. № 80.
 14. Определение допускаемых скоростей движения грузовых вагонов по ж.-д. путям колеи 1 520 мм / В. Д. Данович, В. В. Рыбкин, С. В. Мямлин [и др.] // Вісн. Дніпропет. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2003. – Вип. 2. – С. 77–86.
 15. Пат. 87837 Україна. МПК G 09 B 9/04 (20.06.01/). Тренажер для навчання машиніста магістрального локомотива / Железнов К. І., Акулов А. С., Євдомаха Г. В., Заболотний О. М., Чабанюк Є. В., Швець А. О. (Україна) ; заявник та патентовласник Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – № u 2013 09075 ; заявл. 19.07.2013 ; опубл. 25.02.14. Бюл. № 4. – 2 с.
 16. Посмітюха, А. А. Аналіз стану безпеки руху поїздів у локомотивному господарстві залізниць України за 2008 рік / А. А. Посмітюха // Локомотив – інформ. – 2009. – № 3/4. – С. 27–30.
 17. Правила визначення підвищення зовнішньої рейки і встановлення допустимих швидкостей в кривих ділянках колії : ЦП 02336. – Київ : Укрзалізниця, 2013. – 44 с.
 18. Продольная и поперечная динамика 2-осных автосцепных вагонов в тяжеловесных поездах и при повышенных скоростях : отчет о НИР / Всесоюз. науч.-исслед. ин-т ж.-д. трансп., Днепропетр. ин-т инженеров трансп. ; рук. Вершинский С. В. – Москва, 1954. – 312 с. – Исполн.: Лазарян В. А., Львов А. А., Блохин Е. П. – № И – 05 – 54 р. 2. – Инв. № 2.
 19. Продольная и поперечная динамика 2-осных вагонов в тяжеловесных поездах и при повышенных скоростях : отчет о НИР / Всесоюз. науч.-исслед. ин-т ж.-д. трансп., Днепропетр. ин-т инженеров трансп. ; рук. Вершинский С. В. – Москва, 1953. – 351 с. – Исполн.: Лазарян В. А., Львов А. А., Конашенко С. И., Коротенко М. Л. – № И – 05 – 54 р. 1. – Инв. № 1.
 20. Пустовгар, В. О. Аналіз стану безпеки руху поїздів у локомотивному господарстві залізниць України за 2009 рік / В. О. Пустовгар // Локомотив–інформ. – 2010. – № 3. – С. 14–17.
 21. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 54184 Україна. Комп'ютерна програма «Обучение вождению поездов машинистов магистральных локомотивов» / Железнов К. І., Акулов А. С., Євдомаха Г. В., Заболотний О. М., Чабанюк Є. В., Швець А. О. (Україна) ; заявник та патентовласник Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – заявл. 20.03.2014.
 22. Шадур, Л. А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Л. А. Шадур. – Москва : Транспорт, 1980. – 440 с.
 23. Anyakwo, A. A New Method for Modelling and Simulation of the Dynamic Behaviour of the Wheel-rail Contact / A. Anyakwo, C. Pislaru, A. Ball // Intern. J. of Automation and Computing. – 2012. – Vol. 9. – Iss. 3. – P. 237–247. doi: 10.1007/s11633-012-0640-6.
 24. Kurhan, D. M. Features of perception of loading elements of the railway track at high speeds of the movement / D. M. Kurhan // Наука та прогр. трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. – № 2 (56). – С. 136–145. doi: 10.15802/stp2015/42172.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

25. Marquis, B. Application of Nadal limit in the prediction of wheel climb derailment (JRC2011-56064) / B. Marquis, R. Greif // Proc. of the ASME/ASCE/IEEE. 2011 Joint Rail Conf. (16.03.–18.03.2011). – Pueblo, Colorado, USA, 2011. – P. 1–8. doi: 10.1115/jrc2011-56064.

А. О. ШВЕЦЬ^{1*}, К. І. ЖЕЛЄЗНОВ^{2*}, А. С. АКУЛОВ^{3*}, О. М. ЗАБОЛОТНИЙ^{4*},
Є. В. ЧАБАНЮК^{5*}

^{1*}СКТБ МСУБ, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 050 214 14 19, ел. пошта angela_shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

^{2*}СКТБ МСУБ, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 095 545 38 87, ел. пошта constantinz@i.ua, ORCID 0000-0003-3648-1769

^{3*}СКТБ МСУБ, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 067 178 16 90, ел. пошта asakulov@gmail.com, ORCID 0000-0002-6123-5431

^{4*}СКТБ МСУБ, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 067 282 13 41, ел. пошта zabolotnyi@i.ua, ORCID 0000-0003-1651-7082

^{5*}СКТБ МСУБ, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 066 633 55 95, ел. пошта 457m@ukr.net, ORCID 0000-0001-5695-5955

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗАПАСУ СТІЙКОСТІ ВІД ВИЧАВЛЮВАННЯ ЛЕГКОВАГОВИХ ВАГОНІВ

Мета. Аналітичне дослідження зв'язку між поздовжньою силою, що діє на легковаговий вагон, бічними й вертикальними силами взаємодії в зоні контакту колеса та рейки з величиною коефіцієнта запасу стійкості від вичавлювання, передбачає отримання простих залежностей між ними. **Методика.** Дослідження проводилося методом математичного моделювання навантаженості вантажного вагона при русі з різними швидкостями по прямих та кривих ділянках шляху. **Результати.** Навіть за відсутності «вичавлювання» за класичною теорією стійкості поїзда, як шарнірно-стрижневої системи, наявність поздовжніх стискаючих сил може стати фактором, провокуючим схід вагонів. Основною причиною вповзання колеса на рейку є поєднання процесів динамічної взаємодії виляння екіпажа та колії з одночасною дією поздовжніх стискаючих сил, а не порушення стійкості поїзда як шарнірно-стрижневої системи. Для оцінки впливу величини поздовжніх сил на коефіцієнт запасу стійкості від вичавлювання наведені результати розрахунків руху порожнього піввагона моделі № 12-532 по кривій радіусом 250 м з піднесенням 150 мм й поперечним розгоном рами кузова вагона щодо осі колії в направляючому перетині в 50 мм. Розрахунки проводилися в такій кривій без урахування сил інерції від непогашеного прискорення та з урахуванням непогашеного прискорення при допустимій швидкості руху, рівній 65 км/год. **Наукова новизна.** У даному дослідженні наведено методику визначення коефіцієнта запасу стійкості від вичавлювання поздовжніми силами, яка дещо відрізняється від загальноприйнятої, а також оцінюється вплив на цей коефіцієнт швидкості руху рухомого складу. **Практична значимість.** Авторами уточнюється існуюча методика визначення коефіцієнта запасу стійкості від вичавлювання поздовжніми силами, а також оцінюється вплив на величину цього коефіцієнта швидкості руху рухомого складу. З проведених досліджень випливає, що через виляння вагонів їх вижимання можливо навіть тоді, коли поїзд, як шарнірно-стрижнева система, не втрачає стійкості. Розроблені пропозиції дозволяють знизити кількість сходів вагонів із рейок за рахунок обліку при розрахунках та проектуванні важливих параметрів й характеристик, що підвищують їх стійкість в рейковій колії (особливо при збільшенні швидкостей руху вантажних поїздів).

Ключові слова: безпека руху; норми для розрахунку; стійкість вагонів від вичавлювання; швидкість руху; коефіцієнт стійкості

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

A. O. SHVETS^{1*}, K. I. ZHELIEZNOV^{2*}, A. S. AKULOV^{3*}, O. M. ZABOLOTNYI^{4*}, YE. V. CHABANIUK^{5*}^{1*}EDSD MBCSS, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +050 214 14 19, e-mail angela_shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902^{2*}EDSD MBCSS, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 095 545 38 87, e-mail constantinz@i.ua, ORCID 0000-0003-3648-1769^{3*}EDSD MBCSS, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 067 178 16 90, e-mail asakulov@gmail.com, ORCID 0000-0002-6123-5431^{4*}EDSD MBCSS, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 067 282 13 41, e-mail zabolotnyi@i.ua, ORCID 0000-0003-1651-7082^{5*}EDSD MBCSS, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 066 633 55 95, e-mail 457m@ukr.net, ORCID 0000-0001-5695-5955

DETERMINATION OF THE ISSUE CONCERNING THE LIFT RESISTANCE FACTOR OF LIGHTWEIGHT CAR

Purpose. The analytical study of the connection between the longitudinal force, acting on the light-weight car, lateral and vertical forces of interaction in the contact zone «wheel – rail» with the lift resistance factor value is to provide a simple relationships between them. **Methodology.** Research was conducted by the method of mathematical modeling of loading the freight car when driving at different speeds on straight and curved sections of a track. **Findings.** Even in the absence of «lift» accordingly the classical train stability theory, as the hinge-rod system, the presence of the longitudinal compressive forces may become a factor provoking cars derailment. The main reason of wheel climbing on rails is the combination of processes of dynamic interaction between the hunting vehicle and the track with simultaneous action of longitudinal compressive forces, and not the destabilization of train as a hinged-rod system. To assess the impact of the longitudinal forces value on the lift resistance factor there are presented the calculation results for the empty gondola car motion, model No. 12-532, on 250 m radius curve with 150 mm rise and cross starting of car underframe relating to the track axis in 50 mm guiding section. The calculations were made in such a curve excluding the inertial forces from outstanding acceleration and taking into account the unbalanced acceleration with the permissible speed of 65 km/h. **Originality.** This study provides the technique of determining the lift resistance factor by longitudinal forces, which is somewhat different from the standard one, as well as evaluates impact of rolling stock speed on this factor. **Practical value.** The authors clarify the current method of determining the lift resistance factor by longitudinal forces and assess the impact of rolling stock speed on the value of this factor. From these studies one can conclude that because of cars hunting their lift is possible even when the train as hinge-rod system does not lose stability. The developed proposals allow reducing the number of car derailment by taking into account important parameters and characteristics during the process of calculation and design that increase their stability in the rail track especially in case of increased speed of freight trains.

Keywords: traffic safety; rules for the calculation; car lift resistance factor; movement speed; lift resistance factor

REFERENCES

1. Analiz stanu bezpeky rukhu poizdiv u lokomotyvnomu hospodarstvi zaliznyts Ukrainy za 2010 rik [Analysis of traffic safety in railway locomotive economy of Ukraine in 2010 year]. *Lokomotyv–Inform – Locomotive–Inform*, 2010, no. 5, pp. 14-18.
2. Vershinskiy S.V., Danilov V.I., Chelnokov I.I. *Dinamika vagonov* [Dynamics of cars]. Moscow, Transport Publ., 1991. 360 p.
3. Vershinskiy S.V. *Dinamika, prochnost i ustoychivost vagonov v tyazhelovesnykh i skorostnykh poyezdakh*. [Dynamics, durability and the stability of cars in heavy and high-speed trains]. *Sbornik trudov VNIIZhTa* [Proc. Of All-Russian Research Railway Institute]. Moscow, Transport Publ., 1970, issue 425, 208 p.
4. *Gruzovyye vagonny kolei 1520 mm zheleznykh dorog SSSR: albom* [Freight cars, a track of 1520 mm at railways of the USSR: The Album]. Moscow, Transport Publ., 1982. 111 p.
5. *Gruzovyye vagonny kolei 1520 mm zheleznykh dorog SSSR: albom-spravochnik* [Freight cars 1520 mm track railways of the USSR: Album Directory]. Moscow, Transport Publ., 1989. 175 p.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

6. Lazaryan V.A., Blokhin Ye.P., Stambler Ye.L. Dvizheniye legkovesnykh vagonov v sostavakh tyazhelovesnykh poyezdov. Voprosy dinamiki podvizhnogo sostava i primeneniya matematicheskikh mashin [Movement of lightweight cars in heavy trains. The dynamics of the rolling stock and the application of mathematical machines]. *Trudy Dnepropetrovskogo instituta inzhenerov zheleznodorozhnogo transporta imeni akademika V. Lazariana* [Studies of Dnepropetrovsk Institute of Railway Engineers named after Academician V. Lazaryan], 1966, issue 59, pp. 34–47.
7. Lazaryan V.A. *Dinamica vagonov* [Dynamics of cars]. Moscow, Transport Publ., 1964. 256 p.
8. Lazaryan V.A. *Dinamica transportnykh sredstv* [Dynamics of transportation facilities]. Kyiv, Naukova Dumka Publ., 1985. 528 p.
9. Myamlin S.V. Progress transporta – zalog razvitiya natsionalnoy ekonomiki [Transport progress as a pledge of national economy development]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2013, issue 1 (43), pp. 7–12. doi: 10.15802/stp2013/9786.
10. Akulov A.S., Zheliezov K.I., Zabolotnyi A.N., Povstenko J.L., Chabanyuk E.V., Shvets A.O. Navchalni trenazhery mashynistiv lokomotyviv [Training simulators of locomotive drivers]. *Tezy 74 Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Problemy ta perspektyvy rozvytku zaliznychnoho transportu» (15.05-16.05.2014)*. [Proc. of the 74rd Int. Sci. and Practical Conf. «Problems and Prospects of Railway Transport»]. Dnipropetrovsk, 2014, pp. 102–103.
11. Shvets A.A., Zheliezov K.I., Akulov A.S., Zabolotnyi A.N., Chabaniuk E.V. Nekotoryye aspekty opredeleniya ustoychivosti porozhnykh vagonov ot vyzhimaniya ikh prodolnymi silami v gruzovykh poyezdakh [Some aspects of the definition of empty cars stability from lift their longitudinal forces in the freight train]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2015, issue № 4 (58), pp. 175–189. doi: 10.15802/stp2015/49281.
12. *Normy dlya rascheta i proyektirovaniya novykh i moderniziruyemykh vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)* [Standards for strength calculations and design of the mechanical part of the new and modernized railway cars MPS, track of 1520 mm (unpowered)]. Moscow, VNIIV–VNIIZhT Publ., 1983. 260 p.
13. Lazaryan V.A., Blokhin Ye.P., Stambler Ye.L. *O dvizhenii legkovesnykh vagonov v sostavakh tyazhelovesnykh poyezdov* [About motion of lightweight cars in the heavy trains]. Dnipropetrovsk, 1966. 38 p.
14. Danovich V.D., Rybkin V.V., Myamlin S.V., Reidemeister A.G., Tryakin A.G., Halipova N.V. Opredeleniye dopuskayemykh skorostey dvizheniya gruzovykh vagonov po zheleznodorozhnym putyam kolei 1520 mm [Determining the permissible speed of freight cars on railroad tracks of 1520 mm]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2003, issue 2, pp. 77–86.
15. Zheliezov K.I., Akulov A.S., Yevdomakha H.V., Zabolotnyi O.M., Chabaniuk Ye.V., Shvets A.O. *Trenazher dlia navchannia mashynista mahistralnoho lokomotyva* [Simulator for driver training of the main locomotive]. Patent UA, no. u 2013 09075, 2014.
16. Posmitiukha A.A. Analiz stanu bezpeky rukhu poizdiv u lokomotyvnomu hospodarstvi zaliznyts Ukrainy za 2008 rik [Analysis of traffic safety in railway locomotive economy of Ukraine in 2008]. *Lokomotiv–Inform – Locomotive–Inform*, 2009, no. 3/4, pp. 27–30.
17. *Pravyla vyznachennia pidvyshchennia zovnishnoi reiky i vstanovlennia dopustymykh shvydkostei v kryvykh diliankakh kolii. TsP 02336* [The rules for superelevation determining of an outer rod and permissible speeds in curved sections of the track. TsP 02 336]. Kyiv, Ukrzaliznytsia Publ., 2013. 44 p.
18. Vershinskiy S.V., Lazaryan V.A., Lvov A.A., Blokhin Ye. P. *Prodolnaya i poperechnaya dinamika 2-osnykh avtostsepykh vagonov v tyazhelovesnykh poyezdakh i pri povyshennykh skorostyakh* [Longitudinal and perpendicular dynamics of two axle automatic coupling cars in heavy trains and at the high speeds]. Moscow, VNIIZhT Publ., 1954. 312 p. No. I–05–54.
19. Vershinskiy S.V., Lazaryan V.A., Lvov A.A., Konashenko S.I., Korotenko M.L. *Prodolnaya i poperechnaya dinamika 2-osnykh avtostsepykh vagonov v tyazhelovesnykh poyezdakh i pri povyshennykh skorostyakh* [Longitudinal and perpendicular dynamics of two axle automatic coupling cars in heavy trains and at the high speeds]. Moscow, VNIIZhT Publ., 1953. 351 p. No. I–05–54.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

20. Pustovhar V.A. Analiz stanu bezpeky rukhu poizdiv u lokomotyvnomu hospodarstvi zaliznyts Ukrainy za 2009 rik [Analysis of traffic safety in railway locomotive economy of Ukraine in 2009]. *Lokomotyv–inform – Locomotive–Inform*, 2010, no. 3, pp. 14-17.
21. Zheleznov K. I., Akulov A. S., Yevdomakha H. V., Zabolotnyi O. M., Chabaniuk Ye. V., Shvets A. O. *Kompiuterna prohrama «Obucheniye vozhdniyu poyezdov mashinistov magistralnykh lokomotivov»* [Computer program «Learning to drive trains of drivers in mainline locomotives»]. Certificate UA, no. 54184, 2014.
22. Shadur L.A. *Vagony. Konstruktsiya, teoriya i raschet* [Cars. Design, theory and calculation]. Moscow, Transport Publ., 1980. 440 p.
23. Anyakwo A., Pislaru C., Ball A. New Method for Modelling and Simulation of the Dynamic Behaviour of the Wheel-rail Contact. *Intern. Journal of Automation and Computing*, 2012, vol. 9, issue 3, pp. 237-247. doi: 10.1007/s11633-012-0640-6.
24. Kurhan D.M. Features of perception of loading elements of the railway track at high speeds of the movement. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2015, issue 2 (56), pp. 136-145. doi: 10.15802/stp2015/42172.
25. Marquis B., Greif R. Application of Nadal limit in the prediction of wheel climb derailment (JRC2011-56064). Proc. of the ASME/ASCE/IEEE. 2011 Joint Rail Conf. (16.03.–18.03.2011). Pueblo, Colorado, USA, 2011. pp. 1-8. doi: 10.1115/jrc2011-56064.

Статья рекомендована к печати д.т.н., проф. С. В. мямлиным (Украина); к.т.н., ст. наук. співр. М. М. Хачапуридзе (Україна); к.т.н., ст. наук. співр. М. О. Радченко (Україна)

Поступила в редколлегию 21.08.2015.

Принята к печати 20.10.2015