УДК 629.42.015

О. М. МАРКОВА, Е. Н. КОВТУН, В. В. МАЛЫЙ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЛОКОМОТИВА ОТ СХОДА С РЕЛЬСОВ ПРИ АВАРИЙНЫХ СТОЛКНОВЕНИЯХ

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и Государственного космического агентства Украины,
ул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Днепр, Украина; e-mail: dep7@ukr.net

У статті розглянуто поведінку локомотива при його зіткненні з рухомою перешкодою, що знаходиться на залізничній колії. В якості перешкоди розглядалися екіпажі різної маси – вантажний поїзд, аналогічний локомотив і порожній вантажний вагон. Перешкода, з якою зіштовхувався локомотив, в початковому положенні була нерухомою, а після удару починала рух по рейковій колії. Метою проведення досліджень було визначення умов, що забезпечують стійкість колісних пар локомотива від сходу з рейок в розглянутій аварійної ситуації.

Для розв’язання поставленої задачі використано розроблену авторами математичну модель просторових коливань шестивісного локомотива, обладнаного системою пасивної безпеки і протипідйомними пристроями, і комп'ютерну програму, що дозволяє проводити розрахунки для дослідження динамічних процесів, що протікають при русі залізничного екіпажу як в стандартних умовах, так і в аварійній ситуації.

На першому етапі аналізувалися аварійні ситуації в разі, коли сили, що виникають під час взаємодії рухомого екіпажу з перешкодою, діють тільки в поздовжньому напрямку, що збігається з напрямком осі колії. При цьому поздовжня вісь кузова локомотива в процесі руху залишається паралельною поздовжній осі колії і схід колісних пар локомотива з рейок не відбувається. Такий рух можливий тільки при ідеальному стані колії. При русі локомотива по реальному рейковому шляху з нерівностями різного типу мають місце коливання екіпажу в процесі руху, що призводить до появи змінного в часі кута повороту кузова відносно вертикальної осі в горизонтальній площині. У такій ситуації при зіткненні з перешкодою силова взаємодія екіпажів не обмежується дією тільки поздовжніх сил, виникають також поперечні сили взаємодії екіпажів, що зіштовхуються, що в свою чергу призводить до зростання поперечних сил взаємодії коліс і рейок, які істотно впливають на стійкість колісних пар локомотива від сходу з рейок.

Проведені розрахунки показали, що чим важче екіпаж-перешкода і чим вище швидкість руху локомотива в момент зіткнення, тим більше ймовірність сходу коліс локомотива з рейок. Стійкість руху локомотива, обладнаного елементами пасивного захисту, від сходу колісних пар з рейок під час аварійних зіткнень в значній мірі залежить також від технічного стану залізничної колії. Чим вище рівень нерівностей рейкової колії, тим більше ймовірність сходу екіпажа з рейок.

В статье рассмотрено поведение локомотива при его столкновении с подвижной преградой, находящейся на железнодорожной колее. В качестве преграды рассматривались экипажи различной массы – грузовой поезд, аналогичный локомотив и порожний грузовой вагон. Препятствие, с которым сталкивался локомотив, в исходном положении было неподвижным, а после удара начинало движение по рельсовой колее. Целью проведения исследований являлось определение условий, обеспечивающих устойчивость колесных пар локомотива от схода с рельсов в рассматриваемой аварийной ситуации.

Для решения поставленной задачи использованы разработанные авторами математическая модель пространственных колебаний шестиосного локомотива, оборудованного системой пассивной безопасности и противоподъемными устройствами, и компьютерная программа, позволяющая проводить расчеты для исследования динамических процессов, протекающих при движении железнодорожного экипажа как в стандартных условиях, так и в аварийной ситуации.

На первом этапе анализировались аварийные ситуации в случае, когда силы, возникающие при взаимодействии движущегося экипажа с преградой, действуют только в продольном направлении, совпадающем с направлением оси пути. При этом продольная ось кузова локомотива в процессе движения остается параллельной продольной оси пути и сход колесных пар локомотива с рельсов не происходит. Такое движение возможно только при идеальном состоянии рельсового пути. При движении локомотива по реальному рельсовому пути с неровностями разного типа имеют место колебания экипажа в процессе движения, что приводит к появлению изменяющегося во времени угла поворота кузова относительно вертикальной оси в горизонтальной плоскости. В такой ситуации при столкновении с преградой силовое взаимодействие экипажей не ограничивается действием только продольных сил, возникают также поперечные силы взаимодействия сталкивающихся экипажей, что в свою очередь приводит к росту поперечных сил взаимодействия колес и рельсов, оказывающих существенное влияние на устойчивость колесных пар локомотива от схода с рельсов.

Проведенные расчеты показали, что чем тяжелее экипаж-преграда и чем выше скорость движения локомотива в момент столкновения, тем больше вероятность схода колес локомотива с рельсов. Устойчивость движения локомотива, оборудованного элементами пассивной защиты, от схода колесных пар с рельсов при аварийных столкновениях в значительной мере зависит также от технического состояния железнодорожной колеи. Чем выше уровень неровностей рельсовой колеи, тем больше вероятность схода экипажа с рельсов.

Техн. механіка. – 2018. – № 2.

This paper discusses the behavior of a locomotive in its collision with a movable obstacle on the railway track. Movable obstacles of different masses were considered: a freight train, a similar locomotive, and an empty freight car. Initially, the obstacle was motionless, and after the collision it began to move along the track. The aim of this study is to determine conditions for locomotive wheelset stability against derailment in the emergency situation under consideration. .

To solve this problem, use was made of the authors' mathematical model of spatial vibrations of a six-axle locomotive equipped with a passive safety system and anticlimbing devices and the authors' software that allows one to investigate dynamic processes occurring both in the normal operation of a railway vehicle and in emergencies.

First, we considered accidents for the case where the forces produced in the collision of a moving vehicle with an obstacle act only in the longitudinal direction, which coincides with the track axis. In this case, the longitudinal axis of the locomotive body remains parallel to that of the track, and the locomotive wheelsets do not derail. This is possible only if the track condition is ideal. When a locomotive moves along a real track with irregularities of different types, vehicle vibrations are set up, which leads to the occurrence of a time-varying angle of rotation of the locomotive body about the vertical axis in the horizontal plane. In such a situation, a collision with an obstacle produces not only longitudinal forces, but also lateral forces of interaction of the colliding vehicles. In its turn, this results in an increase in the lateral wheel/rail interaction forces, which greatly affect the derailment stability of the locomotive wheelsets.

The calculations showed that the locomotive wheel derailment probability increases with the obstacle mass and the locomotive speed at the collision instant. The derailment stability of a locomotive equipped with a passive safety system in emergency collisions also depends significantly on the railway track technical state. The higher is the level of rail irregularities, the higher is the derailment probability.

Ключевые слова: *аварийная ситуация, динамический показатель, локомотив, математическое моделирование, сход с рельсов.*

В статье рассмотрено поведение локомотива при его столкновении с другим транспортным средством, находящимся на железнодорожной колее. Целью проведения исследований являлось определение условий, обеспечивающих устойчивость колесных пар локомотива от схода с рельсов в рассматриваемой аварийной ситуации.

Для решения поставленной задачи использованы разработанные авторами математическая модель пространственных колебаний шестиосного локомотива, оборудованного системой пассивной безопасности и противоподъемными устройствами, и компьютерная программа, позволяющая проводить расчеты для исследования динамических процессов, протекающих при движении железнодорожного экипажа как в стандартных условиях, так и в аварийной ситуации [1].

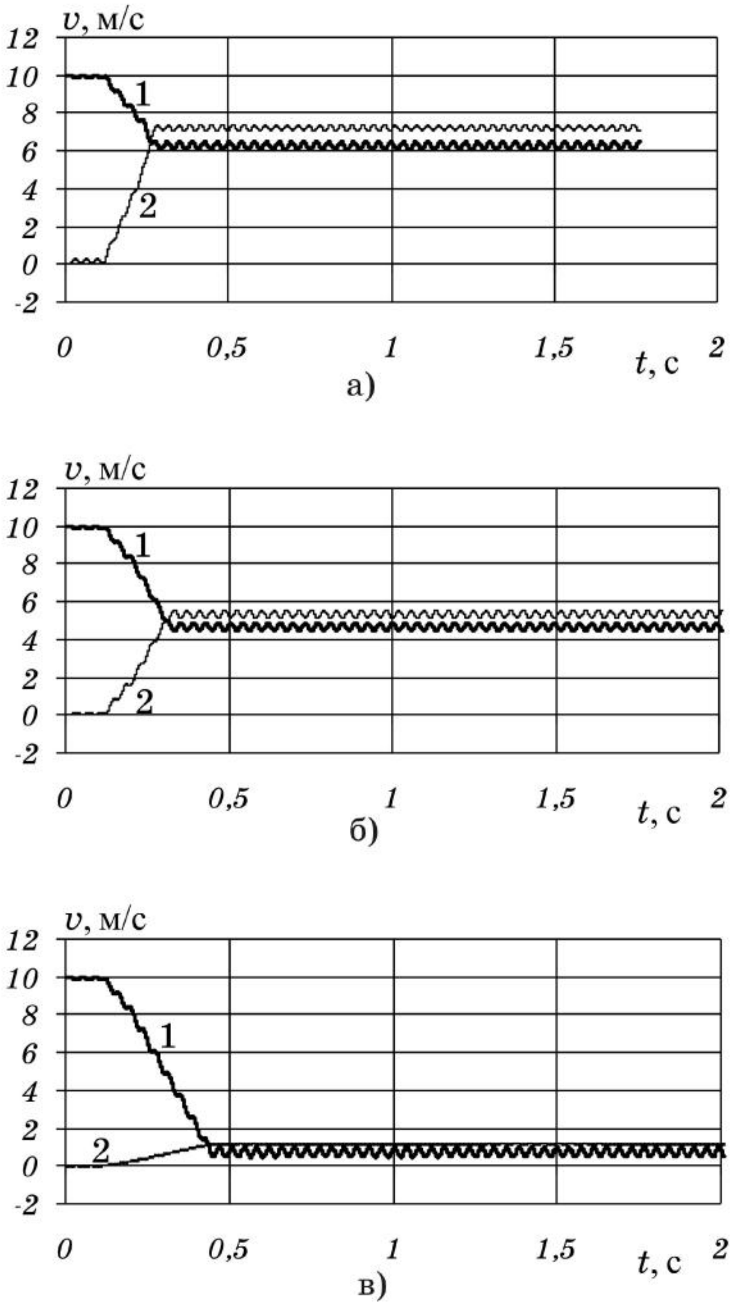
Моделирование рассматриваемой аварийной ситуации проводилось по следующей схеме. В исходном состоянии локомотив с постоянной скоростью двигался по прямолинейному участку пути с неровностями в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях. После прохождения локомотивом отрезка пути длиной 100 м происходило его столкновение с преградой. В качестве преграды рассматривались экипажи различной массы (экипаж-преграда), а именно – грузовой поезд, аналогичный локомотив и порожний грузовой вагон. Препятствие, с которым сталкивался локомотив, в исходном положении было неподвижным, а после удара начинало движение по рельсовой колее.

Алгоритм вычисления продольного усилия, возникающего между локомотивом и преградой при аварийном соударении, пошагово можно описать следующим образом. В начальный момент времени начинает работать штатный амортизатор удара, которым оборудованы автосцепки СА-3 локомотива. Поглощение энергии удара происходит за счет упругой деформации поглощающего аппарата Р-5П. После закрытия поглощающего аппарата нагрузка передается на раму локомотива. Когда сила, приложенная к автосцепному устройству, достигнет заданного граничного значения, элементы крепления автосцепки СА-3 к раме локомотива разрушаются и автосцепка уводится под раму локомотива. С этого момента до момента соприкосновения устройств пассивной безопасности, размещенных в передней части локомотива, с преградой, усилие взаимодействия равно нулю. После полной деформации устройств поглощения энергии в работу вступает жертвенная зона кабины машиниста. В зависимости от величины сжимающей силы могут иметь место упругие либо упругопластические деформации конструкции кузова локомотива. Характеристика силы взаимодействия сталкивающихся экипажей с учетом совместной работы поглощающих аппаратов, конструкций экипажей, противоподъемных устройств и устройств поглощения энергии приведена в статьях [2, 3].

Расчеты проводились при скорости движения локомотива 25 км/ч, 36 км/ч, 50 км/ч, 60 км/ч и 80 км/ч и различных уровнях геометрических неровностей пути, соответствующих отличному, хорошему, удовлетворительному и допустимому состояниям рельсовой колеи.

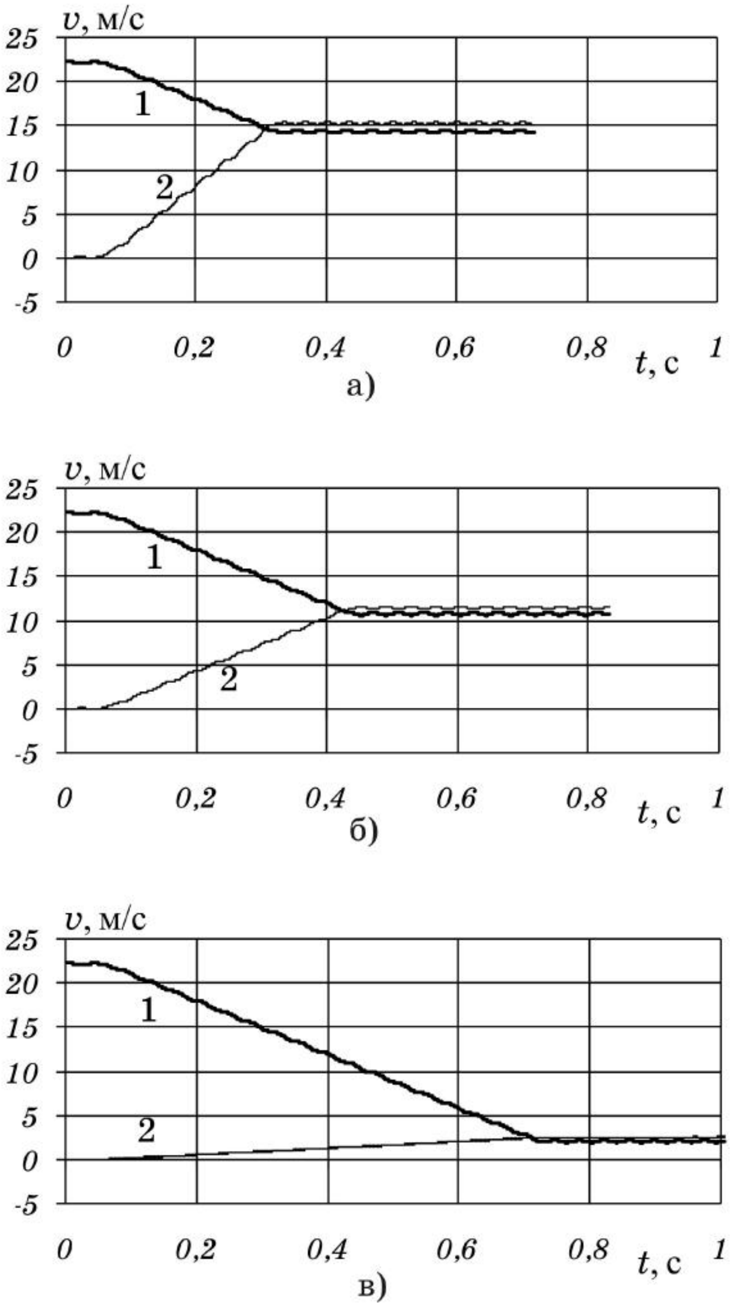
На первом этапе анализировались аварийные ситуации в случае, когда столкновение происходит на участке пути с отличным техническим состоянием рельсовой колеи. При таком движении силы, возникающие при взаимодействии движущегося экипажа с преградой, действуют в продольном направлении, совпадающем с направлением оси пути. В этом случае защитные устройства локомотива, расположенные с левой и правой сторон передней кабины локомотива, вступают в контакт с экипажем-преградой и начинают деформироваться одновременно. Во всех рассмотренных расчетных вариантах аварийных ситуаций максимальные продольные силы взаимодействия между экипажами находились в зоне пластических деформаций. При этом после столкновения скорость наезжающего локомотива уменьшалась, а скорость экипажа-преграды росла. Увеличение массы преграды приводит к большему снижению скорости движения локомотива, а увеличение исходной скорости движения локомотива – к увеличению времени его торможения. Для примера на рис. 1 – 2 приведены графики изменения во времени скоростей движения локомотива и экипажа-преграды различной массы после столкновения. На приведенных рисунках показаны результаты для исходных скоростей движения локомотива 36 км/ч (рис. 1) и 80 км/ч (рис. 2). Следует отметить, что в случае наезда на преграду локомотива, движущегося со скоростью 25 км/ч, максимальные силы взаимодействия между экипажами находятся в зоне совместной деформации энергопоглощающих элементов и конструкции локомотива.

Анализ динамических показателей локомотива, находящегося в аварийной ситуации при прямом ударе, показал, что значения факторов, характеризующих устойчивость движения экипажа по рельсовой колее, а именно, величины поперечных горизонтальных ускорений кузова локомотива в точках опирания на тележки (максимальные) и коэффициенты устойчивости от схода колес с рельсов (минимальные), не выходят за рамки допустимых Нормами значений [4]. То есть в ситуации, когда продольная ось кузова локомотива в процессе движения остается параллельной продольной оси пути, сход колесных пар локомотива с рельсов не происходит. При таком столкновении может иметь место наползание вагонов друг на друга, отсутствие которого обеспечивает надлежащая работа противоподъемных устройств. На самом деле описанная ситуация в реальности может иметь место только в случае движения поездов по пути отличного состояния, когда отсутствуют как вертикальные, так и горизонтальные неровности рельсовой колеи. Такое техническое состояние пути на железных дорогах Украины встречается крайне редко. Как правило, техническое состояние различных участков рельсовой колеи можно оценить как хорошее, удовлетворительное или допустимое [5].



а) – локомотив (линия 1) – порожний грузовой вагон (линия 2);
б) – локомотив (линия 1) – локомотив (линия 2);
в) – локомотив (линия 1) – грузовой состав (линия 2)

Рис. 1



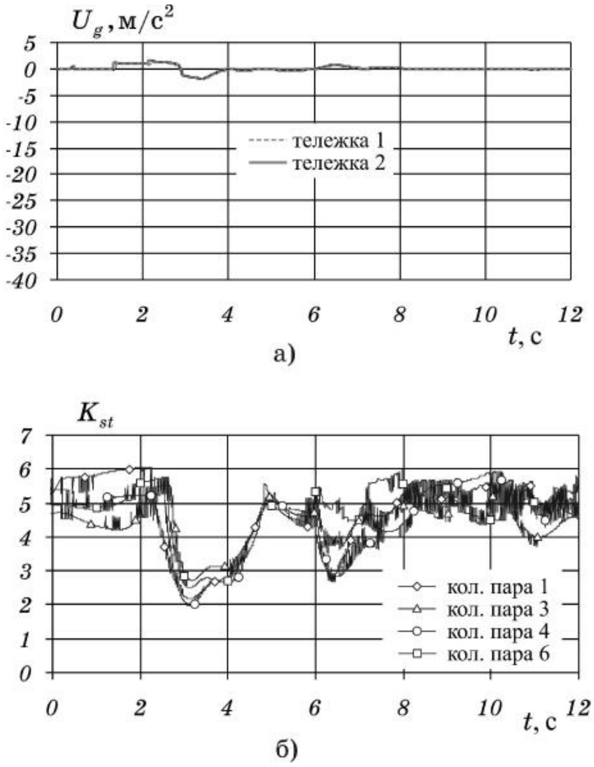
а) – локомотив (линия 1) – порожний грузовой вагон (линия 2);
б) – локомотив (линия 1) – локомотив (линия 2);
в) – локомотив (линия 1) – грузовой состав (линия 2)

Рис. 2

При движении по такому пути вследствие наличия неровностей рельсов разного типа (просадки, уширение колеи, перекосы) имеют место колебания экипажа в процессе движения, что приводит к появлению изменяющегося во времени угла поворота кузова относительно вертикальной оси в горизонтальной плоскости. В такой ситуации при столкновении с преградой силовое взаимодействие экипажей не ограничивается действием только продольных сил, возникают также поперечные силы взаимодействия сталкивающихся экипажей, что в свою очередь приводит к росту поперечных сил взаимодействия колес и рельсов. Значения этих сил зависят от величины угла виляния кузова локомотива в момент столкновения. Было проведено моделирование столкновения движущегося локомотива с различными исходными значениями углов виляния кузова в момент аварии. Различные значения углов виляния кузова локомотива получены в зависимости от технического состояния рельсового пути, которому соответствуют разные среднеквадратичные значения амплитуд случайных неровностей рельсовой колеи, по которой движется локомотив. Как и прежде, рассматривались варианты наезда локомотива на аналогичный локомотив, груженый грузовой поезд и одиночный порожний грузовой вагон. При этом экипажи-преграды находились в положении, когда продольная ось кузова соответствующего локомотива или вагона оставалась параллельной продольной оси пути.

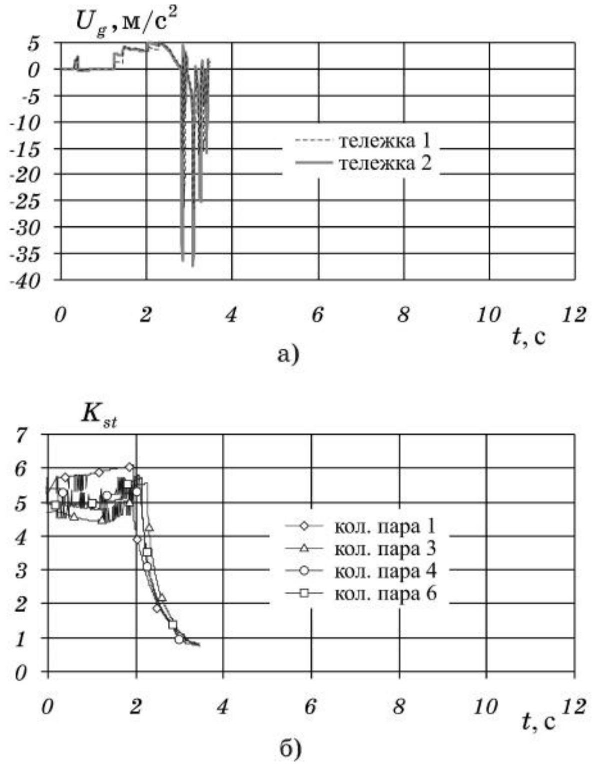
Проведенные исследования показали, что динамические характеристики локомотива существенно зависят от его положения в момент столкновения. В зависимости от значения угла виляния кузова локомотива, его скорости движения и массы экипажа-преграды в момент столкновения существенно изменяются динамические показатели экипажа, характеризующие устойчивость его движения по рельсовой колее. В большинстве случаев величины этих показателей находятся в зоне недопустимых значений и, в ряде случаев, имеет место потеря устойчивости и сход колесных пар локомотива с рельсов.

Для иллюстрации описанных выше условий столкновения экипажа с преградой на рис. 3 – 4 показаны графики изменения значений горизонтальных ускорений кузова локомотива (U_g) и коэффициентов устойчивости от схода колесной пары с рельсов (K_{st}) в зависимости от времени для случаев, когда локомотив, двигаясь со скоростью 36 км/ч, наезжает на аналогичный локомотив. При этом характеристики, приведенные на рис. 3, соответствуют случаю, когда угол виляния в момент столкновения составлял 0,0349 рад, а на рис. 4 – 0,1396 рад. Как видно из рис. 3, при наличии даже сравнительно небольшого угла виляния кузова локомотива в момент столкновения значения ускорений кабины машиниста выходят за рамки допустимых значений (допустимое значение U_g =1,2 м/с^2), что существенно нарушает условия комфортности для пассажиров. При увеличении угла виляния до 0,1396 рад (рис. 4) происходит потеря устойчивости (коэффициент устойчивости резко падает, допустимое значение K_{st} =1,4) и колесная пара локомотива сходит с рельсов. Аналогичные зависимости приведены на рис. 5 – 6 для случая, когда рассматриваемый локомотив сталкивается с груженым грузовым поездом. Здесь на рис. 5 приведены графики изменения поперечных ускорений кузова, когда угол виляния в момент наезда составлял 0,0349 рад, а на рис. 6 – 0,0872 рад. В обоих случаях значения динамических характеристик существенно превышают допустимые величины, и при большем значении угла виляния кузова происходит сход локомотива с рельсов.



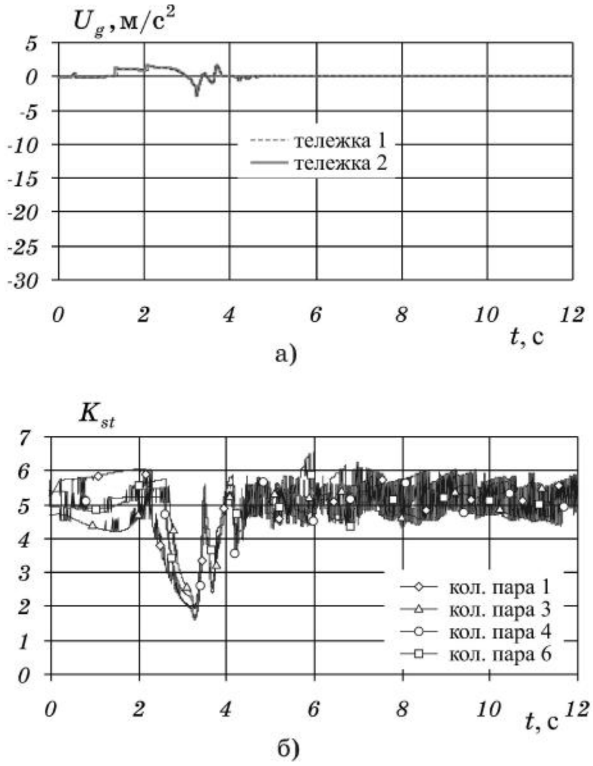
а) – горизонтальные ускорения кузова локомотива в зоне опирания на тележки;
б) – коэффициенты устойчивости от схода колесной пары с рельсов

Рис. 3



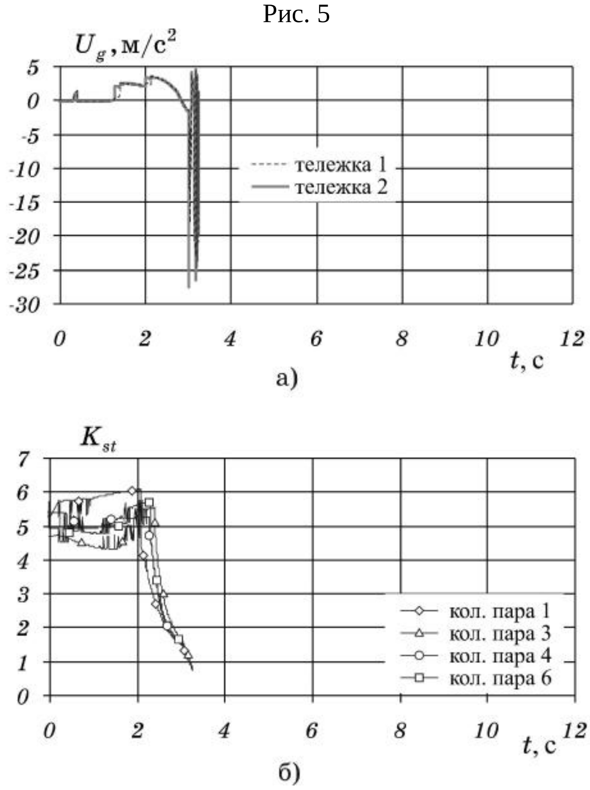
а) – горизонтальные ускорения кузова локомотива в зоне опирания на тележки;
б) – коэффициенты устойчивости от схода колесной пары с рельсов

Рис. 4



а) – горизонтальные ускорения кузова локомотива в зоне опирания на тележки;
б) – коэффициенты устойчивости от схода колесной пары с рельсов

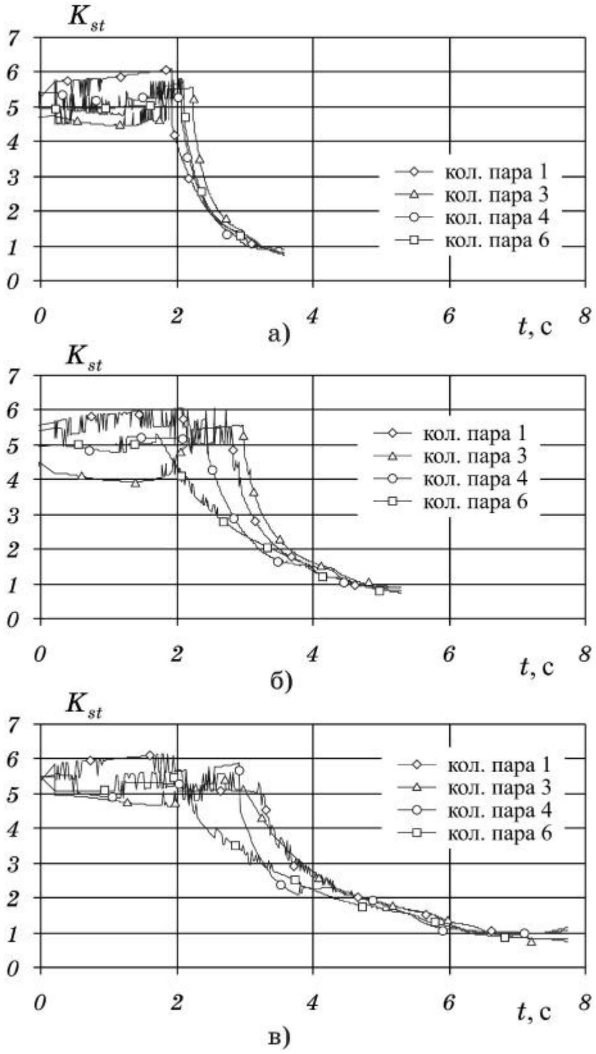
Рис. 5



а) – горизонтальные ускорения кузова локомотива в зоне опирания на тележки;
б) – коэффициенты устойчивости от схода колесной пары с рельсов

Рис. 6

Графики, приведенные на рис. 7, показывают изменения во времени коэффициентов устойчивости от схода колесной пары локомотива с рельсов при его наезде на одиночный грузовой вагон с разной скоростью при наименьших значениях углов виляния кузова локомотива, приводящих к сходу его с рельсов. Полученные результаты иллюстрируют влияние величины угла



а) – угол виляния кузова локомотива 0,157 рад, скорость столкновения 36 км/ч;
б) – угол виляния кузова локомотива 0,122 рад, скорость столкновения 60 км/ч;
в) – угол виляния кузова локомотива 0,087 рад, скорость столкновения 80 км/ч

Рис. 7

виляния кузова локомотива в момент столкновения с одиночным порожним грузовым вагоном на значение исходной скорости движения, при которой происходит сход локомотива с рельсов. Так, при значении угла виляния кузова 0,157 рад, к сходу колесных пар локомотива с рельсов приводит столкновение при скорости 36 км/ч (рис. 7, а)), при значении угла виляния 0,1221 рад величина скорости столкновения, приводящая к сходу колес локомотива с рельсов, повышается до 60 км/ч (рис. 7, б)), а при угле виляния 0,0872 рад рассматриваемая скорость составляет 80 км/ч (рис. 7, в)). Таким образом, чем выше начальная скорость столкновения, тем при меньшем угле виляния кузова локомотива происходит сход локомотива с рельсов. Динамические показатели локомотива в случае его столкновения с грузовым поездом во всех рассмотренных случаях возникновения поперечных сил взаимодействия между экипажами существенно превышают допустимые Нормами значения.

Проведенные расчеты показывают, что чем тяжелее экипаж-преграда и чем выше скорость движения локомотива в момент столкновения, тем больше вероятность схода колес локомотива с рельсов. Минимальные значения углов виляния локомотива, наезжающего на экипаж-преграду различной массы, при которых коэффициенты устойчивости его колесных пар от схода с рельсов уменьшались до значений, соответствующих вползанию головки колеса на рельс и, соответственно, сходу колесной пары экипажа с рельсов приведены на рис. 8. Как видно из приведенных результатов, наличие даже небольших по величине значений углов виляния кузова локомотива приводит к появлению недопустимых значений рассматриваемых динамических показателей. Таким образом, при движении локомотива по реальному железнодорожному пути при столкновении с препятствием может иметь место не только наползание вагонов друг на друга, но и сход колесных пар экипажей с рельсов.

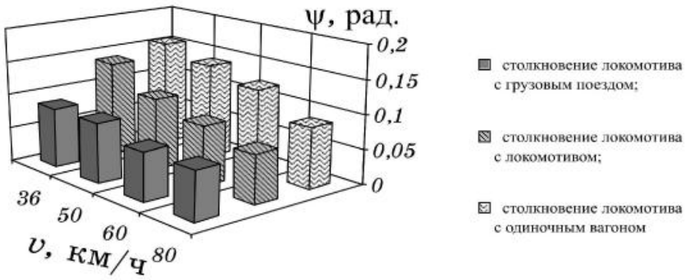


Рис. 8

Проведенные исследования показали, что устойчивость движения локомотива, оборудованного элементами пассивной защиты, от схода колесных пар с рельсов при аварийных столкновениях в значительной мере зависит от технического состояния железнодорожной колеи. Чем выше уровень неровностей рельсовой колеи, тем большая вероятность схода экипажа с рельсов.

1. . *Мямлин С. В., Науменко Н. Е., Маркова О. М., Ковтун Е. Н., Малый В. В.* Оценка динамических показателей шестиосного локомотива. Наука и прогресс транспорта: Вестник ДИИТа. 2015. № 3 (57). С. 186 –198.
2. *Науменко Н. Е., Хижа И. Ю.* Моделирование взаимодействия экипажей пассажирского поезда, оборудованного системой пассивной безопасности, при аварийном столкновении с препятствием. Наука и прогресс транспорта: Вестник ДИИТа. 2015. № 4 (58). С. 163–174.
3. *Науменко Н. Е., Соболевская М. Б., Хижа И. Ю.* Оценка динамической нагруженности эталонного поезда с системой пассивной безопасности при его столкновениях с идентичным составом и грузовым вагоном. Наука и прогресс транспорта: Вестник ДИИТа. 2015. № 4 (58). С. 163–174.
4. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. 319 с.
5. Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії. ЦП-0267 : Затв. наказом Укрзалізниці № 033-Ц від 01.02.2012 р / М-во інфраструктури України, Держадміністрація залізничного транспорту України, Укрзалізниця, Головне управління колійного господарства ; розроб. *Рибкін В. В., Патласов О. М.* К. Поліграфсервіс, 2012. 46 с.

Получено17.05.2018,
в окончательном варианте15.06.2018