

УДК 625.1.032; 621.891

Д-р техн. наук, проф. Ю. С. РОМЕН

Факторы, обуславливающие процессы взаимодействия в системе колесо — рельс при движении поезда в кривых

Аннотация. Рассматриваются процессы взаимодействия подвижного состава и пути при вписывании в кривые. При анализе результатов расчетов и испытаний следует учитывать не только максимальные, но и средние значения показателей взаимодействия, которые в большей степени обуславливают силовые процессы, определяющие энергетические затраты и интенсивность износов в подвижном составе и пути. Приводятся факторы, влияющие на динамические процессы взаимодействия в системе колесо — рельс при движении вагона в составе поезда. Величины рамных сил на пути хорошего состояния определяются не столько кривизной пути, сколько совокупностью инерционных сил и внешних нагрузок, действующих на обрессоренные части вагона. Боковые силы в пути являются суммой рамных сил, действующих на колесную пару, и сил трения в системе колесо — рельс. Величины боковых сил существенно зависят не только от неровностей пути, но и от трения на поверхности контакта, величина которого увеличивается в крутых кривых. Поэтому сила, действующая от колеса, может существенно превосходить рамную силу, действующую на колесную пару. Этим обуславливается различная интенсивность распора колеи в крутых и пологих кривых при величинах рамных сил одного порядка. При набегании на наружную рельсовую нить величина боковой силы на набегавшем колесе определяется не только величиной рамной силы, действующей на буксы, и инерцией колесной пары, но и величиной трения на противоположном колесе, которое в этом случае отжимается в противоположную сторону, сдвигая внутренний рельс, чем вызывается дополнительное уширение колеи. Опыт эксплуатации показывает, что при равных величинах непогашенных ускорений расстройство пути и уширение в крутых кривых выше, чем в пологих. Это обуславливает актуальность работ по нанесению модификаторов трения на поверхности катания внутренних рельсов.

Ключевые слова: колесо; рельс; взаимодействие подвижного состава и пути; вписывание в кривые; боковые силы

Колесо и рельс являются тем фундаментальным механизмом, на котором построено функционирование железной дороги. Колесная пара не только обеспечивает восприятие вертикальной нагрузки, но и осуществляет направляющую функцию, а также передачу тяговой и тормозной энергии [1]. Процессы взаимодействия экипажа и пути, происходящие под влиянием различных факторов [2], имеют свои особенности в прямых и кривых.

В кривых при анализе взаимодействия вагона и пути основное внимание уделяется силам, действующим на колеса колесных пар вследствие постоянного изменения направления движения. Рассматриваются не только максимальные величины воздействий,

определяющих прочность, но и средние значения вертикальных и боковых усилий, обуславливаемых динамическими процессами движения в колее, которые в значительной мере влияют на износные процессы и потерю энергии в системе.

В кривой экипаж не только движется по окружности, испытывая центробежные, продольные и внешние боковые силы, но и поворачивается вместе с касательной к траектории пути, преодолевая силы трения H по головкам рельсов, которые приложены к каждому из колес и создают момент, препятствующий повороту.

Общая боковая сила $F_{\text{ц}}$, действующая на экипаж (сумма всех рамных сил H_p от колесных пар), распределяется между колесными парами неравномерно (рис. 1). Для каждой из колесных пар составляющие центробежной силы и направляющего усилия Y на гребне колеса суммируются с силами трения, создающими момент, препятствующий повороту экипажа в колее. Действия этих сил на колеса различаются по величине и направлению. В установившемся режиме отсутствует поперечное смещение экипажа относительно колеи, поэтому, хотя средняя величина совокупности всех поперечных рамных сил в кривой,

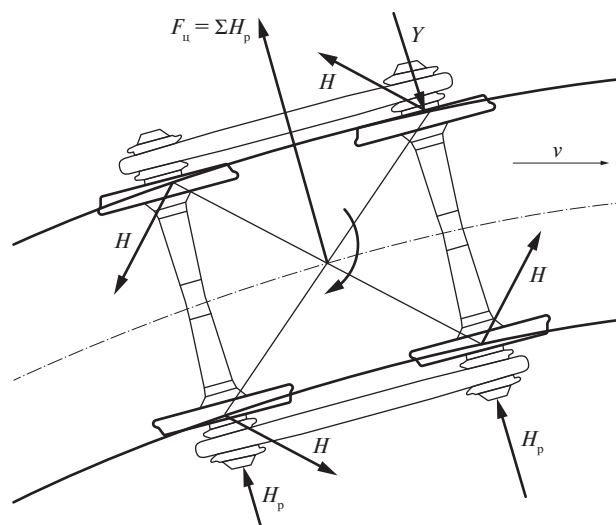


Рис. 1. Силы, действующие на двухосную тележку в кривой:
 $F_{\text{ц}}$ — шкворневая сила, действующая на тележку от кузова;
 H_p — рамная сила на колесную пару; H — сила на поверхности катания; Y — направляющее усилие, действующее на гребень колеса

действующих от наддресорного строения на колесные пары экипажа $F_{ц}$, не зависит от трения в системе колесо — рельс, ее величина существенно влияет на перераспределение рамных сил H_p между колесными парами экипажа.

Для анализа влияния различных параметров на процессы вписывания экипажа в кривые приводят результаты теоретических исследований взаимодействия подвижного состава и пути, полученные с использованием программы моделирования динамических процессов «ВАГОН», разработанной во ВНИИЖТе с целью расчетов конструкций ходовых частей экипажа и параметров пути [3]. Расчеты проводились для грузового вагона с осевой нагрузкой 23,5 тс, движущегося по пути с неровностями в пределах существующих норм содержания.

Вписывание в кривые является динамическим процессом, в котором силы в системе колесо — рельс уравнивают действующие на экипаж силы со стороны наддресорного строения (в основном инерционные). Взаимодействие экипажа и пути обуславливается скоростью движения, динамическими процессами в поезде, внешними силами, параметрами пути и триботехническими процессами в системе колесо — рельс.

Величина боковых сил при направлении экипажа рельсовой колеей определяется совокупностью непогашенного центробежного ускорения, ветровой нагрузки, поперечной составляющей продольных сил, действующих на вагон в сцепе, и инерционных колебательных воздействий, которые обуславливаются

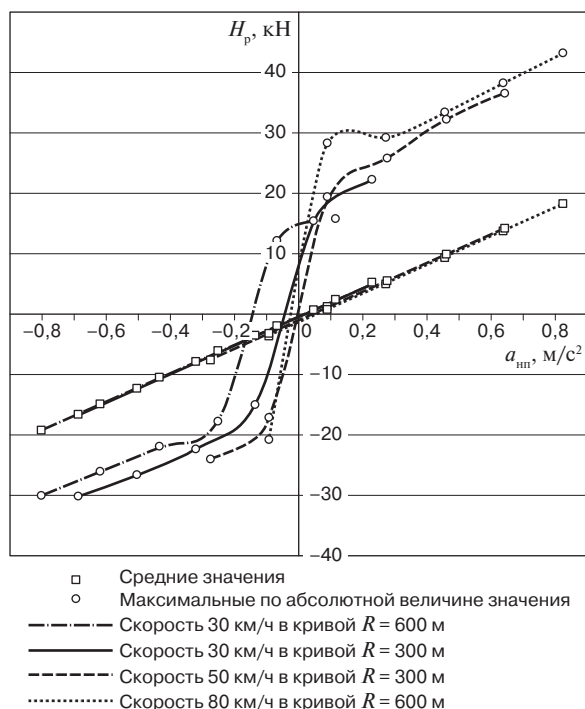


Рис. 2. Зависимость рамных сил от величины непогашенного ускорения

неровностями пути и колебаниями виляния экипажа при потере устойчивости движения.

На первых этапах расчетов квазистатического вписывания в круговые кривые рассматривали зависимость силовых процессов от величины непогашенного ускорения, которое является обобщающим параметром, характеризующим влияние скорости движения и геометрии идеального пути — радиуса кривой и возвышения наружного рельса. Величина бокового силового воздействия на путь определялась умножением полученных расчетных значений рамных сил на эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции экипажа и скорости [4, 5]. Поскольку рамная сила H_p от колесной пары на раму тележки является суммой боковых сил на каждом из колес H_y , то сумма рамных сил на тележку экипажа соответствует центробежной силе от наддресорного строения с поправкой на величину возвышения наружного рельса (см. рис. 1). В общем случае силовое воздействие на экипаж в зависимости от параметров кривой и скорости удобно определять с помощью такого исторически сложившегося понятия, как «величина непогашенного ускорения» $a_{нп}$, соответствующего разности центробежного ускорения в кривой и составляющей веса от возвышения наружного рельса.

Когда возвышение наружного рельса $h_{н.р}$ выбрано таким, чтобы его воздействие на экипаж полностью уравнивало центробежную силу при средневзвешенной по тоннажу скорости обращающегося подвижного состава $v_{ср}$, то получаем известное выражение для величины $h_{н.р}$, мм, где $v_{ср}$, км/ч, R — радиус кривой, м

$$h_{н.р} = 12,5 \frac{v_{ср}^2}{R}. \quad (1)$$

Если возвышение назначается из условия непревышения непогашенным ускорением некоторой величины допустимого значения $a_{доп}$ [6], то величина

$$h_{н.р} = 12,5 \frac{v_{ср}^2}{R} - 163 a_{доп}. \quad (2)$$

Кривые участки пути, особенно малых радиусов, большей частью расположены в стесненных условиях гористой местности с большими уклонами подъемов или спусков. Это сопряжено с появлением продольных сил тяги и торможения N , которые обуславливают действие на вагон дополнительных поперечных сил F [7], зависящих от массы поезда, его формирования и условий движения в данный момент времени:

$$F = \frac{NL}{R}, \quad (3)$$

где $2L$ — длина вагона по осям автосцепок.

Разделив величину поперечной силы на массу вагона, получаем дополнительное слагаемое в формуле (2) при расчете непогашенного ускорения,

определяющего суммарную величину бокового силового воздействия в рассматриваемой кривой для заданных условий движения. Для вагона весом 100 тс необходимая величина возвышения при сжимающих силах N , тс, может быть рассчитана по формуле

$$h_{н.р} = 12,5 \frac{v_{ср}^2}{R} - 163a_{доп} + \frac{111N}{R} \quad (4)$$

(при рассмотрении движения под тягой с растягивающими силами N знак «плюс» меняют на «минус»).

Из приведенной формулы видно, что при установлении величины возвышения следует учитывать не только средневзвешенную скорость движения и радиус кривой, но также среднюю осевую нагрузку, массу поезда и изменение уклона пути по длине состава [8], которые, влияя на величину и характер продольных сил, определяют величину третьего слагаемого в формуле (4). Так, если принять рекомендуемую величину $a_{доп} = 0,3 \text{ м/с}^2$ [9], то при скорости 50 км/ч в кривой радиусом 300 м величина возвышения $h_{н.р}$ без учета продольных сил в поезде должна составлять 55 мм. Когда в такой кривой с уклоном по длине состава порядка 10‰ поезд движется под тягой с продольной силой растяжения $N = 80 \text{ тс}$, эта величина может быть принята равной 25 мм. При рекуперативном торможении головного локомотива для такой же силы сжатия, которая увеличивает нагрузку на наружный рельс в кривой, возвышение должно быть увеличено до 85 мм. Как показали испытания, в этом случае суммарная величина боковых сил возрастает на 1,9 тс и рамная сила может составить 7 тс [7]. Это свидетельствует о важности рассмотрения вопроса о распределении силы тяги по длине тяжеловесного поезда. Приведенный пример показывает сложность и неопределенность задачи, которую приходится решать при проектировании параметров устройства пути в условиях потока различных поездов [10].

На рис. 2 и 3 приведены результаты расчетов средних и максимальных значений рамных H_p и боковых F_6 сил взаимодействия в зависимости от величины суммарного непогашенного ускорения в диапазоне скоростей движения 30 — 80 км/ч в пологих и крутых кривых радиусами 600 и 300 м. Для упрощения расчетов силового процесса взаимодействия не учитывалось, что трение в различных местах соприкосновения колеса и рельса отличается. Сила трения определялась по формуле

$$H = N_b \kappa U, \quad (5)$$

где κ — нелинейная функция, которая зависит, кроме величины относительного проскальзывания U , еще от целого ряда факторов (в частности, от силы нормального давления N_b , величины и параметров пятна контакта, степени загрязнения поверхности катания колеса и рельса и т. д.),

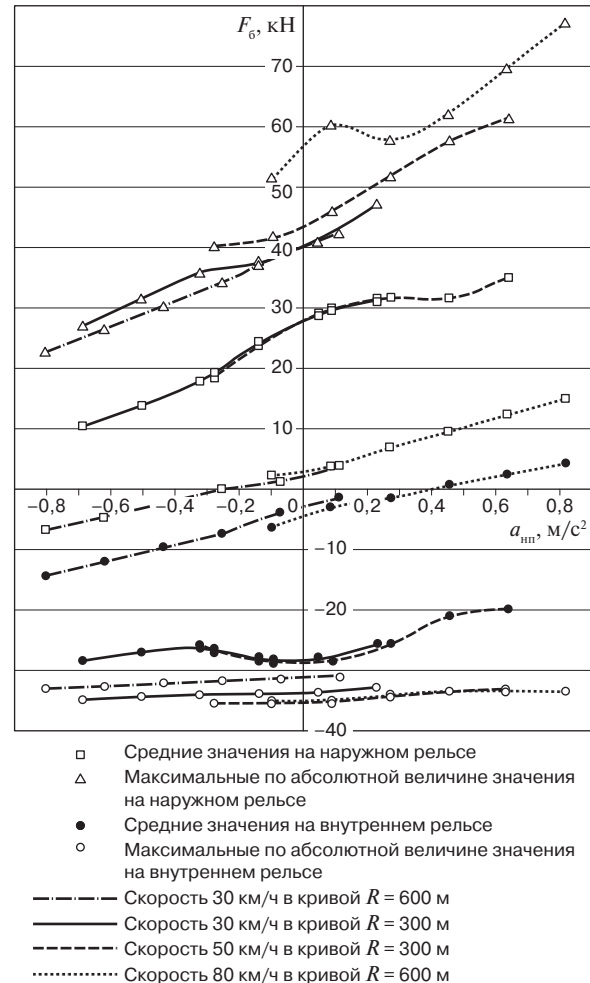
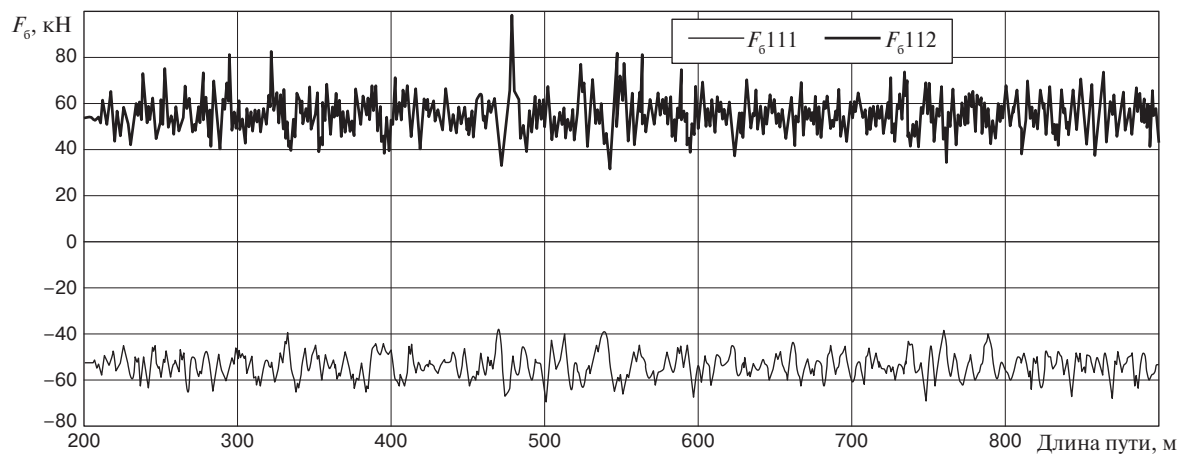
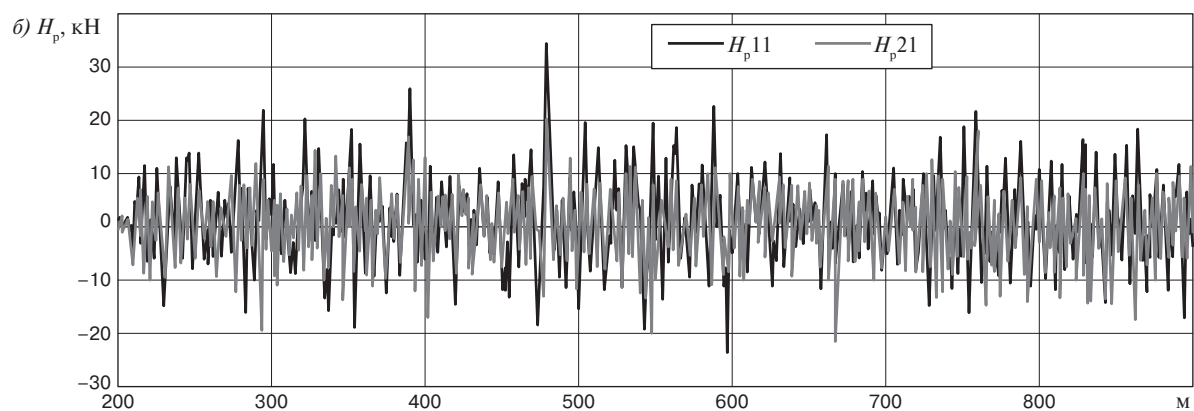
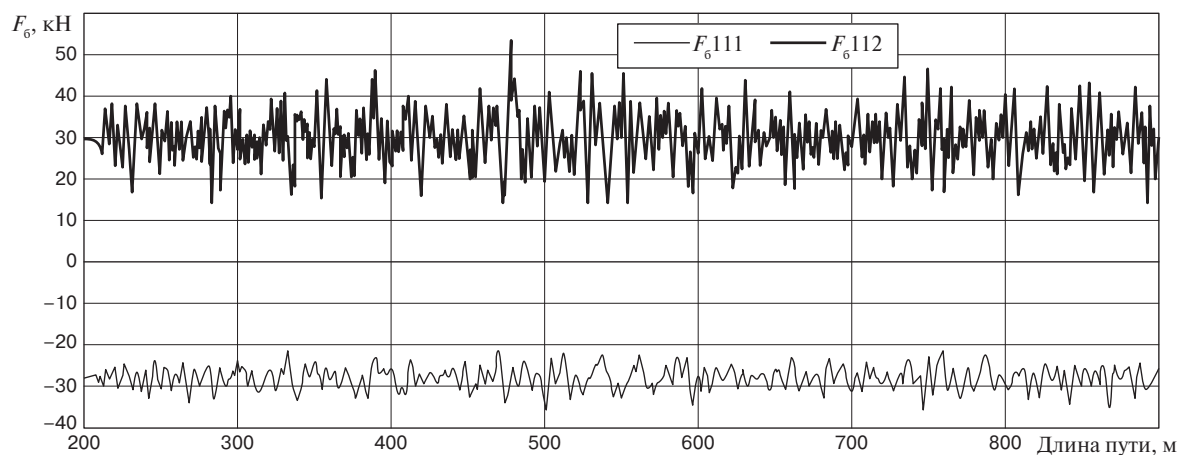
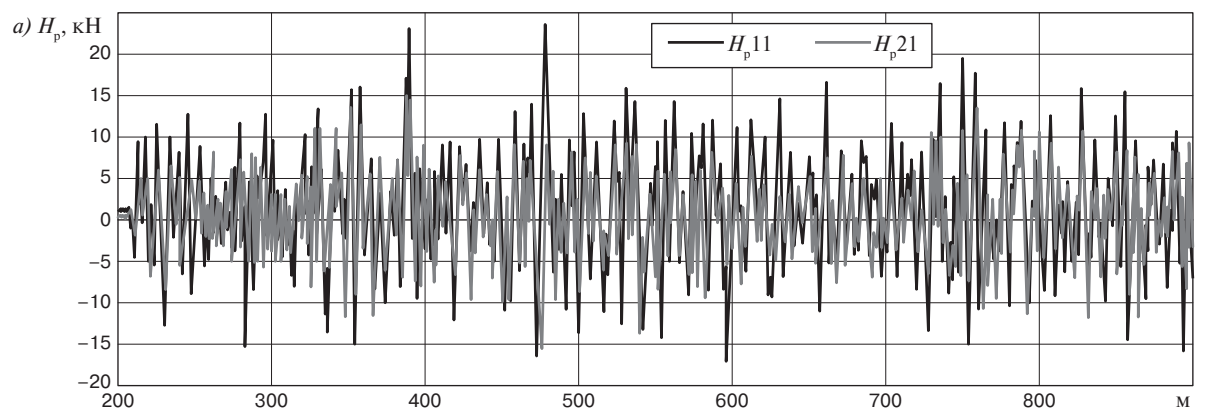


Рис. 3. Зависимость боковых сил от величины непогашенного ускорения

$$\kappa = \frac{f_{\max}}{\sqrt{U_x^2 + U_y^2 + \epsilon^2}}, \quad (6)$$

U_x и U_y — относительные скорости проскальзываний по продольному и поперечному направлениям на площадке контакта, которые зависят от режима движения; коэффициент $f_{\max} = 0,25$ является стандартной величиной при проведении расчетов вписывания.

Поскольку в начале зоны упругого проскальзывания (при $U_x = U_y = 0$) в формуле для определения коэффициента крива имеет место неопределенность, величина $U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2}$ при расчетах заменена на $\sqrt{U_x^2 + U_y^2 + \epsilon^2}$ [11]. При соответствующем искусственном подборе малой величины ϵ вычисления по формуле (6) дают результаты, совпадающие с принимаемыми зависимостями. В последнее время разработаны и теоретически обоснованы разные выражения для определения величины κ , учитывающие влияние материала, скорости, температуры и т. д. Однако все они представляют интерес при научном анализе процессов в системе колесо — рельс, в то время как



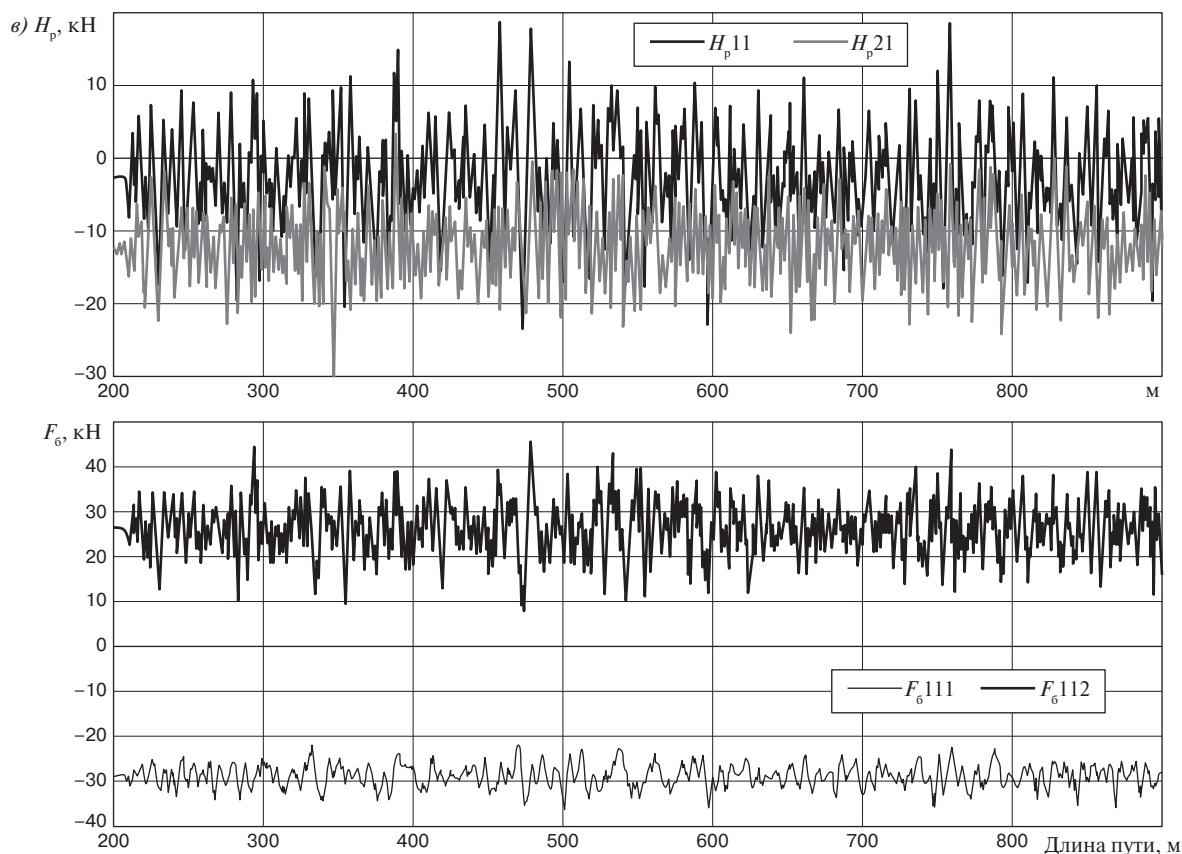


Рис. 4. Рамные и боковые силы при вписывании вагона в кривую радиусом 400 м ($h_p = 120$ мм) со скоростью 65 км/ч (координаты неровностей отложены по длине пути):

$a, б$ — соответственно при максимальной величине трения $f_{\max} = 0,25$ и $f_{\max} = 0,5$, движение на выбеге; $в$ — при максимальной величине трения $f_{\max} = 0,25$ и продольной силе растяжения 100 тс; H_{p11} — рамная сила от 1-й оси; H_{p21} — рамная сила от 2-й оси; F_{6111} — боковая сила, действующая на внутренний рельс от 1-й оси; F_{6112} — боковая сила, действующая на наружный рельс от 1-й оси

фактический диапазон изменения величины трения в зависимости от конкретных непредсказуемых условий может существенно превышать предлагаемые уточнения [12].

Средняя величина рамной силы в рассматриваемом эксплуатационном диапазоне скоростей (до 90 км/ч) при небольших динамических составляющих пропорциональна непогашенному ускорению, максимальные ее значения вне интервала $(+0,2... -0,2 \text{ м/с}^2)$ имеют средние составляющие, разные для положительного и отрицательного диапазонов изменения $a_{\text{нп}}$. Это обусловлено тем, что при положительных ускорениях рамные силы, хотя они непостоянные вследствие неровностей пути, направлены в основном наружу кривой и имеют место процессы набегания, отличающиеся от поведения системы при отрицательных $a_{\text{нп}}$. В последнем случае силы, действующие внутрь кривой, определяются в большей мере процессами трения на поверхностях катания рельсов.

В качестве примера влияния величин продольной силы и трения в системе колесо — рельс на динамические процессы взаимодействия на рис. 4 приведены записи сил взаимодействия в кривой радиусом

400 м при скорости 65 км/ч и непогашенном ускорении $0,08 \text{ м/с}^2$. Расчеты проводились с максимальными величинами трения 0,25 и 0,5 при наличии продольной силы тяги 100 тс и при ее отсутствии (движение изолированного вагона «на выбеге»).

Интенсивность боковых сил соответствует изменениям сил трения на внутреннем рельсе и средних значений рамных сил, которые определяются величиной непогашенного ускорения. Величина суммы рамных сил на всех колесных парах в диапазоне скоростей, когда можно пренебречь влиянием неровностей (на пути хорошего состояния), не зависит от величины сил трения, поскольку поперечные силы, действующие на надбуксовое строение экипажа, не зависят от трения в системе колесо — рельс. Следует отметить, что в реальном пути величина трения при движении экипажа изменяется не только по длине пути. Вследствие формы профиля и смещения колесной пары в колее изменяются точки приложения сил на каждом колесе, оказывая определенное влияние на процессы взаимодействия.

В случае набегания на наружный рельс боковая сила на набегавшем колесе, разворачивающая экипаж,

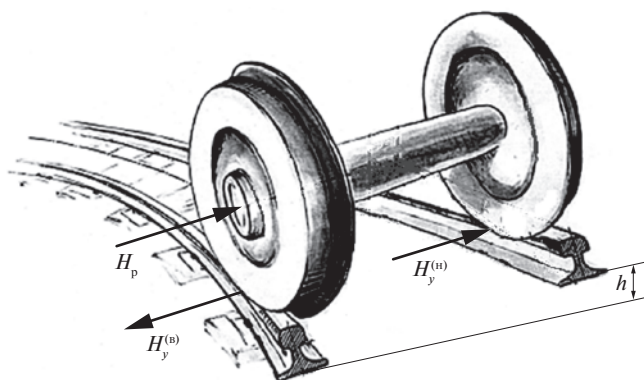


Рис. 5. Силы при набегаии колесной пары на наружный рельс, обуславливающие распор колеи:

H_p — рамная сила; $H_y^{(в)}$ — боковая сила на внутреннем рельсе; $H_y^{(н)}$ — боковая сила на наружном рельсе; h — возвышение наружного рельса

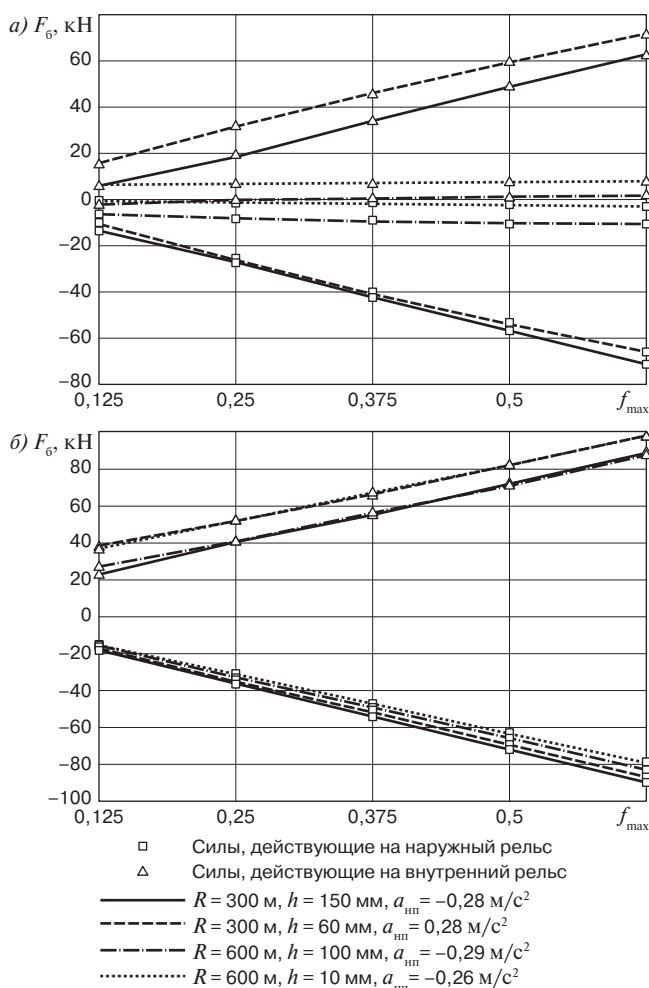


Рис. 6. Влияние величины трения $f_{\max}$ на средние (а) и максимальные (б) значения боковых сил

направлена внутрь кривой, вызывая появление на внутреннем рельсе силы трения, действующей на колесную пару наружу кривой. Таким образом, силы на внутреннем и наружном колесах действуют в разные стороны, обуславливая распор колеи (рис. 5).

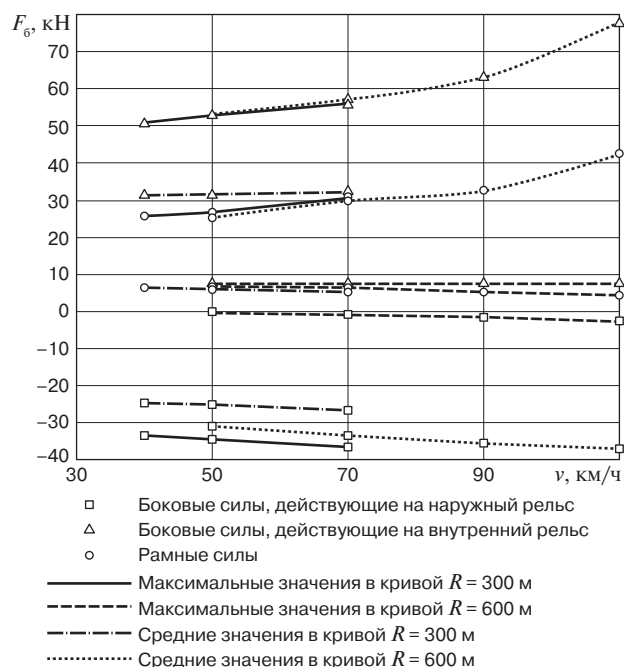


Рис. 7. Зависимость боковых и рамных сил от скорости движения (непогашенное ускорение $0,3$ м/с²)

Значение боковой силы на наружном рельсе определяется разностью величин рамной силы и силы трения по головке внутреннего рельса (боковой силы на внутреннем рельсе), которая в данном случае направлена от рельса наружу кривой и суммируется с рамной. В рассмотренных кривых максимальные значения боковых сил соответствуют максимальной величине трения, что отчетливо видно при сравнении графиков на рис. 4, а и 4, б, где значения сил трения различаются вдвое.

При неизменной величине непогашенного ускорения и динамических добавок значение боковой силы на наружном рельсе тем больше, чем больше сила трения по головке внутреннего рельса. Это подтверждают расчеты вписывания вагона с осевой нагрузкой $23,5$ тс в кривые радиусом 300 и 600 м на скорости 50 км/ч при различной максимальной величине коэффициента трения $f_{\max}$ в диапазоне $0,123 - 0,625$ [13, 14, 15] (рис. 6). Вычисления проводили для положительных и отрицательных значений непогашенного ускорения: в кривой радиусом 300 м $a_{нп} = 0,276$ м/с² (возвышение $h_{н.р} = 60$ мм) и $a_{нп} = -0,276$ м/с² ($h_{н.р} = 150$ мм); в кривой радиусом 600 м $a_{нп} = 0,26$ м/с² ($h_{н.р} = 10$ мм) и $a_{нп} = -0,29$ м/с² ($h_{н.р} = 100$ мм).

Как сказано выше, боковые силы, действующие на наружный рельс кривой, зависят как от величины рамной силы на колесной паре, так и от величины трения по внутреннему рельсу. Поэтому их значения растут с увеличением трения. На рис. 6 приведены зависимости средних и максимальных величин боковых сил от величины трения, действующих на рельсы в пологий

и крутой кривой при положительных и отрицательных величинах непогашенных ускорений. Поскольку в пологой кривой средняя величина скорости проскальзывания колеса по рельсу меньше, чем в крутой, величины средних значений боковых сил в кривой 600 м лежат ниже, не достигая максимальных значений трения. Для максимальных величин такого соотношения не наблюдается, поскольку максимальные значения боковых сил обуславливаются суммой сил трения и ударными силовыми процессами при набегании на рельс. В этом случае скорости проскальзывания имеют величину, при которой трение достигает

своего максимального значения как в пологой, так и в крутой кривой.

Расчеты для каждого варианта проводились при неизменных значениях непогашенных ускорений. Поэтому средние величины рамных сил в пологой и крутой кривой совпали и при положительной величине a_{nn} составили 5,6 кН, а при отрицательной — 7,4 кН.

Поскольку кривизна кривой в известной мере сказывается на характере динамических колебаний в колесе, максимальные значения рамных сил в кривых несколько различаются и зависят от величины трения. При положительных ускорениях в кривой радиусом

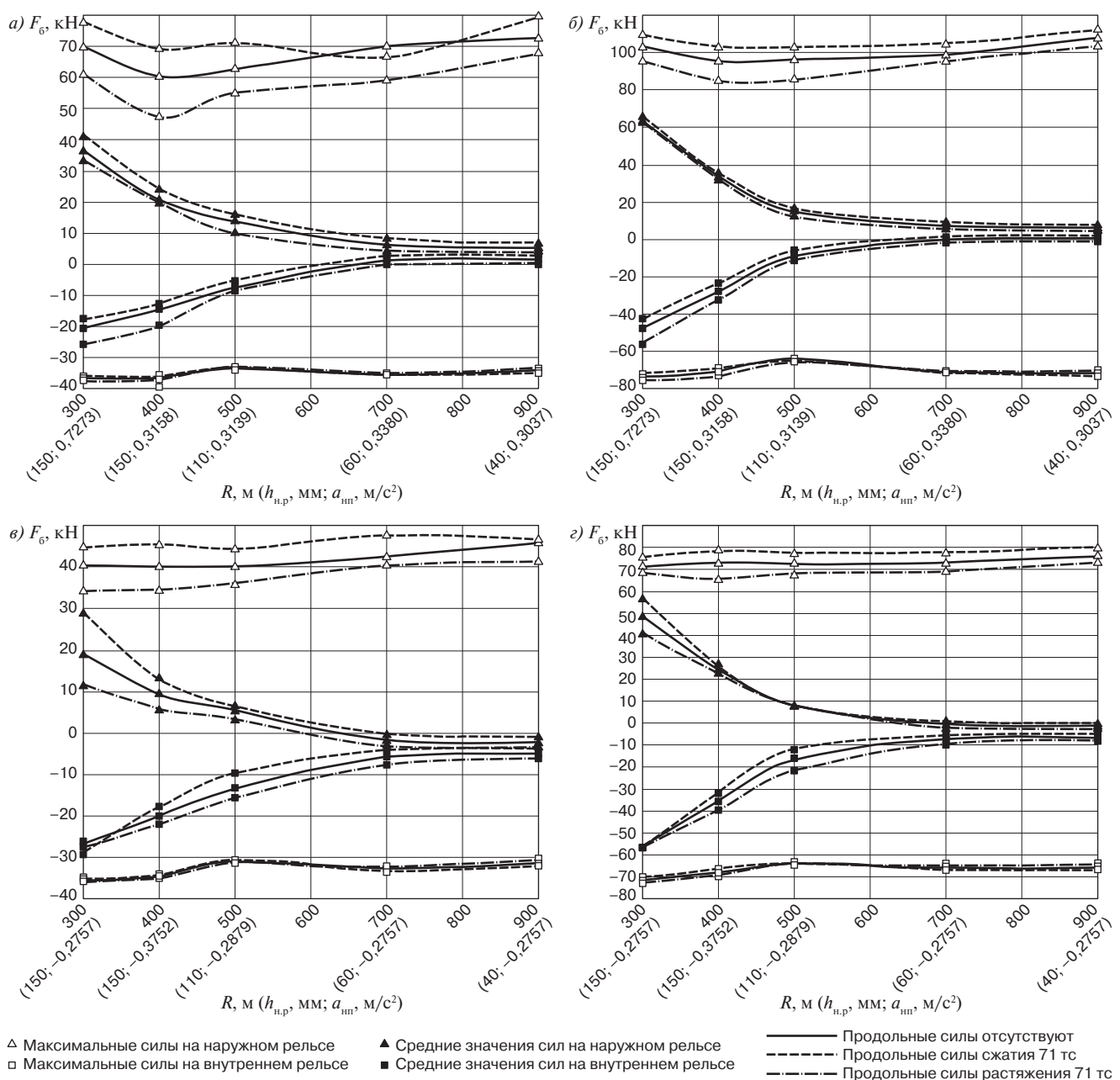
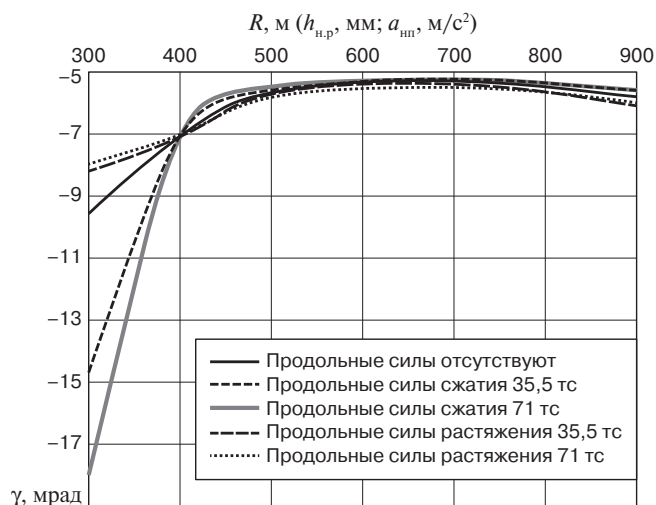


Рис. 8. Боковые силы в пологих и крутых кривых:

а — скорость 80 км/ч, $f_{max} = 0,25$; б — скорость 80 км/ч, $f_{max} = 0,5$; в — скорость 50 км/ч, $f_{max} = 0,25$; з — скорость 50 км/ч, $f_{max} = 0,5$

Рис. 9. Углы поворота γ колесных пар в кривых

300 м максимумы рамных сил лежат в диапазоне 25–27 кН, а в кривой 600 м — 22–31 кН. При отрицательных ускорениях рамные силы в кривой 300 м лежат в диапазоне 21–24 кН, а в кривой 600 м — 16–25 кН.

Как сказано выше, несмотря на то что центробежное ускорение действует на путь от экипажа наружу кривой, наружный и внутренний рельсы отжимаются в разные стороны (см. рис. 5) и наблюдается распор колеи, который тем больше, чем меньше радиус кривой и больше трение по поверхности катания внутреннего рельса. Поскольку при криволинейном движении колесная пара под действием направляющего усилия проскальзывает по рельсам внутрь кривой, при одинаковых величинах непогашенных ускорений в крутых кривых выше не только распор колеи, но и интенсивность износов.

В кривых, где величина трения не превосходит 0,25, скорости отжатий колесных пар при набегании на наружный рельс резко возрастают и силы трения по головке внутреннего рельса достигают своих максимальных значений при смещениях внутрь кривой. Это является причиной резкого увеличения сил до максимальных пределов как в пологих, так и в относительно крутых кривых. При неизменных значениях трения интенсивность увеличения максимальных значений боковых сил на наружный рельс соответствует росту рамных сил при повышении скорости и определяется величиной непогашенного ускорения. Влияние скорости движения на величины боковых и рамных сил при неизменном значении непогашенного ускорения $a_{\text{доп}} = 0,3 \text{ м/с}^2$ для кривых с коэффициентом трения по головке 0,25 показано на рис. 7. На пути хорошего содержания в рассматриваемом диапазоне скоростей эта зависимость сохраняется как в пологих, так и в крутых кривых, поскольку радиус кривой определяет величину центробежного ускорения. Однако с увеличением скорости сильнее

начинают проявляться динамические колебательные процессы, обуславливаемые неровностями пути, что видно по росту максимальных значений как рамных, так и боковых сил.

На рис. 8 приведены результаты расчетов величины боковых сил в кривых под действием на вагон продольных сжимающих и растягивающих сил при скоростях движения 50 и 80 км/ч с рекомендуемыми граничными значениями паспортных непогашенных ускорений. Для иллюстрации влияния состояния поверхности катания рельсов на процессы вписывания расчеты проведены при максимальных величинах трения $f_{\text{max}} = 0,25$ и $f_{\text{max}} = 0,5$. Из приведенных графиков видно, что величины трения начинают оказывать заметное влияние на средние значения боковых воздействий и, следовательно, на интенсивность износных процессов при радиусах менее 700 м. В более пологих кривых это влияние существенно уменьшается. Следует учитывать, что на интенсивность износа боковой поверхности наружного рельса влияет также величина угла набегания, который увеличивается в кривых круче 500 м (рис. 9).

Различие в воздействии продольных сил на внутренний рельс в кривых не превышает 1 кН. Однако различие в воздействии на наружный рельс может достигать 15 кН при максимальной величине боковой силы, которая на скорости 80 км/ч увеличивается до 110 кН (при $f_{\text{max}} = 0,5$). Для скорости 80 км/ч двойное увеличение трения по головке рельса приводит к повышению максимальной боковой силы на наружном рельсе до 40%. Последнее подтверждает эффективность применения модификаторов трения [16].

При снижении скорости с 80 до 50 км/ч величина силового воздействия на внутренний рельс для неизменной величины трения сохраняется, а на наружный уменьшается на 40–50% в соответствии со снижением ударных процессов при набегании. Двойное увеличение трения в зависимости от скорости приводит к повышению боковой силы в 1,5–2 раза.

Как показывают опытные поездки и проведенные расчеты, повышение осевой нагрузки на 6% (до 25 тс) приводит к увеличению боковых сил в кривых на 10%. Однако следует учитывать, что увеличение осевой нагрузки влияет на силы трения как в системе ходовых частей экипажа, так и пути, что в данном случае не рассматривалось.

Выводы. При анализе экспериментальных и расчетных данных следует рассматривать не только максимальные, но и средние значения анализируемых динамических параметров, так как в эксплуатации экстремальные величины силовых процессов определяют прочность, а средние — износостойкость и работоспособность конструкции.

Величина возвышения наружного рельса должна определяться на основании данных о средневзвешен-

ной по тоннажу скорости обращающегося подвижного состава и скоростях движения пассажирских поездов (для назначения допустимой величины превышения непогашенного ускорения $a_{\text{доп}}$). Возвышение следует определять с учетом изменения боковых сил взаимодействия под влиянием действия в данной кривой продольных сил в поезде, которые зависят от целого ряда факторов, и в том числе применения распределенных видов тяги.

При одинаковых величинах непогашенных ускорений расстройство пути и боковой износ головки наружного рельса возрастают в крутых кривых вследствие как увеличения скоростей проскальзывания, так и изменения параметров трения.

Полученные результаты дают основание считать, что снижение до рационального уровня коэффициента трения на поверхностях катания рельса в кривых за счет применения модификаторов трения будет способствовать уменьшению расстройства пути, износа и других дефектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Конструкция и содержание железнодорожной инфраструктуры / пер. с англ. под ред. С. М. Захарова. М.: Интекст, 2012. 568 с.
2. Захаров С. М., Ромен Ю. С. Математическое моделирование влияния параметров пути и подвижного состава на процессы изнашивания колеса и рельса // Вестник ВНИИЖТ. 2010. № 2. С. 26–30.
3. Система оперативной оценки состояния пути по показателям динамического взаимодействия пути и подвижного состава / Ю. С. Ромен [и др.]. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2010613677. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 4 июня 2010 г.
4. Вериго М. Ф., Крепкогорский С. С. Основные требования к подвижному составу по воздействию на путь // Тр. ЦНИИ МПС. Вып. 248. М.: Трансжелдориздат, 1962. С. 210–300.
5. Ершков О. П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых // Тр. ЦНИИ МПС. Вып. 301. М.: Транспорт, 1966. 235 с.
6. Чернышев М. А., Крейнис З. Л. Железнодорожный путь. М.: Транспорт, 1985. 302 с.
7. Ромен Ю. С., Коваль В. А., Левинзон М. А. Взаимодействие пути и грузовых вагонов при движении тяжеловесных длинносоставных поездов // Подвижной состав и путь в условиях интенсификации работы железных дорог: сб. науч. тр. М.: Транспорт, 1989. С. 20–29.
8. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис [и др.]. М.: Интекст, 2002. 408 с.
9. Певзнер В. О., Ромен Ю. С. Основы разработки нормативов содержания пути и установления скоростей движения // Труды ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интекст, 2013. 224 с.
10. Зак М. Г., Ершков О. П. Учет структуры поездопотока при установлении норм устройства рельсовой колеи в кривых // Вестник ВНИИЖТ. 1987. № 6. С. 41–44.
11. Kalker J. J., Goedings H. A Program for Three-Dimensional Steady-State Rolling. Internal Report, Delft, Netherlands, Delft University of Technology, 1972. Pp. 28–49.
12. Викенс А. Г., Гилхрист А. О. Практическая динамика подвижного состава // Железные дороги мира. 1978. № 7. С. 66–70.
13. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
14. Голубенко О. Л. Сцепление колеса с рельсом. Киев: ВІПОЛ, 1993. 448 с.
15. Влияние трибологического состояния системы «колесная пара—рельсы» на взаимодействие колес локомотива с рельсами и износ / В. С. Коссов [и др.] // Сб. тр. X Международной конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта. Динамика, надежность и безопасность подвижного состава». Днепропетровск, 2000. С. 83–84.
16. Захаров С. М. Об управлении трением в системе колесо—рельс в условиях тяжеловесного движения // Вестник ВНИИЖТ. 2012. № 3. С. 12–16.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

РОМЕН Юрий Семенович,
главный научный сотрудник, ОАО «ВНИИЖТ».
129626, Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10.
Тел.: (499) 260-44-94.
E-mail: uromen@mail.ru

Factors Responsible for Wheel – Rail Interaction in Curves

Yury S. Romen, Head Research Worker, JSC Railway Research Institute (JSC VNIIZhT). 10, 3rd Mytischinskaya str., 129656 Moscow, Russian Federation. Tel.: + 7 (499) 2604494. E-mail: uromen@mail.ru

Abstract. There are discussed curve negotiation related vehicle—track interaction processes. Not only maximum but also averaged values of the interaction indices ought to be taken into consideration while analyzing the respective calculation and test results. They determine to a greater extent the mechanical forces-caused processes governing track and vehicle related energy consumption and wear rate. Also presented are factors influencing the wheel—rail dynamic interaction processes, characteristic of railway car movement within a train consist. With railway track in a good condition values of frame forces are governed not so much by the track curvature as by the total of inertial forces and external loads acting upon the car sprung parts. In-track lateral forces represent the sum of the frame forces acting upon a wheelset

and friction forces within a wheel—rail contact. Lateral forces' values essentially depend not only on the track irregularities, but also on the contact surface friction which value increases in the steep curves. That's why the force acting from the wheel may significantly outweigh the frame force acting upon the wheelset. And this is the reason for the gauge outward pressure rate to be different in the steep and smooth curves at the within-one-order frame forces' values. With a wheel attacking the outer rail line the value of the lateral force applied to this wheel is governed not only by the frame force acting on the boxes and the inertia of the respective wheelset, but also by the friction value on the other wheel of the wheelset which is forced contrariwise, thus side-shifting the inner rail and causing additional track spreading. Operational experi-

ence witness that in terms of equal unbalanced accelerations' values track disconsolidation and spreading are greater in the steep rather than in the smooth curves. This indicates the relevance of applying friction modifiers to the inner rails' running surfaces.

Keywords: wheel; rail; vehicle — track interaction; negotiation of curves; lateral forces

References

1. *Guidelines to best practices for heavy haul railway operations* (Infrastructure construction and maintenance). Virginia Beach, VA, International Heavy Haul Association Publ., 2009. 650 p. (Russ. ed.: Obobshchenie mirovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya. Konstruktsiya i sodержanie zheleznodorozhnoy infrastruktury. Moscow, Intext Publ., 2012. 568 p.).
2. Zakharov S.M., Romen Yu.S. *Matematicheskoe modelirovanie vliyaniya parametrov puti i podvizhnogo sostava na protsessy iznashivaniya koleasa i rel'sa* [Mathematical modelling of influence of track and rolling stock parameters on indices determining wheel and rail wear]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2010, no. 2, pp. 26 – 30.
3. Romen Yu.S. *The system of operational assessment of the railway on indicators of the dynamic interaction of track and rolling stock*. The certificate of official registration of computer program № 2010613677. Registered in the Register of computer programs on June 04, 2010. (in Russ.).
4. Verigo M.F., Krepkogorskiy S.S. *Osnovnye trebovaniya k podvizhnomu sostavu po vozdeystviyu na put'* [Basic requirements for the rolling stock interaction with the railway]. *Trudy TsNII MPS* [Proc. All-Union Central Scientific Research Institute of Railway Transport], 1962, no. 248, pp. 210 – 300.
5. Ershkov O.P. *Raschety poperechnykh gorizontalnykh sil v krivykh* [Calculations of transverse horizontal forces in curves]. *Trudy TsNII MPS* [Proc. All-Union Central Scientific Research Institute of Railway Transport], 1966, no. 301. 235 p.
6. Chernyshev M.A., Kreynis Z.L. *Zheleznodorozhnyy put'* [Railway]. Moscow, Transport Publ., 1985. 302 p.
7. Romen Yu.S., Koval' V. A., Levinzon M.A. *Vzaimodeystvie puti i gruzovykh vagonov pri dvizhenii tyazhelovesnykh dlinno-sostavnykh poezdov* [Interaction of rail and freight cars when driving heavy long trains]. *Podvizhnoy sostav i put' v usloviyakh intensifikatsii raboty zheleznykh dorog*. Sb. nauch. tr. VNIIZhT [Rolling stock and track under conditions of intensification of the railways operation. Coll. sci. works of "VNIIZhT" (Railway Research Institute)]. Moscow, Transport Publ., 1989, pp. 20 – 29.
8. Harris W.J., Ebersöhn W., Lundgren J., Tournay H., Zakharov S. *Guidelines to best practice for heavy haul railway operations: Wheel and rail interface issues*. Virginia Beach, VA, International Heavy Haul Association Publ., 2000. 466 p. (Russ. ed.: Kharis U.Dzh. et al. Obobshchenie peredovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya: voprosy vzaimodeystviya koleasa i rel'sa. Moscow, Intext Publ., 2002. 408 p.).
9. Pevzner V.O., Romen Yu.S. *Osnovy razrabotki normativov sodержaniya puti i ustanovleniya skorostey dvizheniya*. Sb. tr. uchenykh OAO "VNIIZhT" [Fundamentals of setting standards of track maintenance and train speeds. Coll. works of JSC "VNIIZhT" (Railway Research Institute) scientists]. Moscow, Intext Publ., 2013. 224 p.
10. Zak M.G., Ershkov O.P. *Uchet struktury poezdopotoka pri ustanovlenii norm ustroystva rel'sovoy kolei v krivykh* [The account of structure of train flow in setting norms for rail track in curves]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 1987, no. 6, pp. 41 – 44.
11. Kalker J.J., Goedings H. A *Program for Three-Dimensional Steady-State Rolling*. Internal Report. Delft, Delft University of Technology, 1972, pp. 28 – 49.
12. Vikens A.G., Gilkhrist A.O. *Prakticheskaya dinamika podvizhnogo sostava* [Practical dynamics of rolling stock]. *Zheleznye dorogi mira*, 1978, no. 7, pp. 66 – 70.
13. Chichinadze A.V., ed. *Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka)* [Fundamentals of tribology (Friction, wear, lubrication)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 664 p.
14. Golubenko O.L. *Stseplenie koleasa s rel'som* [Wheel-rail adhesion]. Kiev, VIPOL Publ., 1993. 448 p.
15. Kossov V.S. *Vliyanie tribologicheskogo sostoyaniya sistemy "kolesnaya para — rel'sy" na vzaimodeystvie koleas lokomotiva s rel'sami i iznos* [Influence of tribological status of the system "wheelset — rails" on the locomotive wheels interaction with the rails, and wear]. "Problemy mekhaniki zheleznodorozhnogo transporta. Dinamika, nadezhnost' i bezopasnost' podvizhnogo sostava". Sb. tr. X Mezhdunar. konf. ["Problems of railway transport mechanics. Dynamics, reliability and safety of the rolling stock. Coll. pap. 10th Int. conf.]. Dnipropetrovs'k, 2000, pp. 83 – 84.
16. Zakharov S.M. *Ob upravlenii treniem v sisteme koleso — rel's v usloviyakh tyazhelovesnogo dvizheniya* [On friction control in wheel — rail system in condition of heavy haul operation]. *Vestnik VNIIZhT* [Vestnik of the Railway Research Institute], 2012, no. 3, pp. 12 – 16.

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Повышение эффективности инноваций и мотивация их внедрения на железных дорогах России. Научно-методическое пособие / под ред. М. М. Толкачевой, Г. Е. Писаревского // Сб. науч. тр. ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интекст, 2014. 152 с.

Приведены результаты деятельности корпоративной системы научно-технической информации по внедрению инноваций на железнодорожном транспорте, реализуемых в соответствии с требованиями действующих нормативных документов ОАО «РЖД» по организации такой работы. Одной из составляющих системы является мотивация работников, занятых внедрением передового опыта, заимствованного из информационной базы данных хол-

динга «РЖД». Особое внимание уделено развитию методов оценки экономической эффективности внедрения новых технических достижений на транспорте, относящихся к сфере его инновационного развития.

Настоящее издание рассчитано на специалистов ОАО «РЖД», занимающихся вопросами внедрения технических достижений и передового опыта, а также может быть полезно преподавателям и студентам транспортных вузов.

По вопросам предварительного заказа на приобретение книги обращайтесь в редакционно-издательский отдел ОАО «ВНИИЖТ», тел. (499) 260-43-20.