

## ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛЕЙ ДВИЖЕНИЯ РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНИ СЛОЖНОСТИ

У роботі представлені моделі руху вантажних вагонів на візках із пружним з'єднанням колісних пар і бічних рам, що дозволили установити область раціональних параметрів, що забезпечують стійкий рух, нормативні значення показників ходових якостей і безпеки руху, а також вписування в криві з мінімальними кутами набігання. Проведені дослідження лягли в основу створення візка моделі 18-1711.

В работе представлены модели движения грузовых вагонов на тележках с упругим соединением колесных пар и боковых рам, которые позволили установить область рациональных параметров, обеспечивающих устойчивое движение, нормативные значения показателей ходовых качеств и безопасности движения, а также вписывание в кривые с минимальными углами набегания. Проведенные исследования легли в основу создания тележки модели 18-1711.

The work presents a series of mathematical models in different details of the freight wagon on three-piece bogies that was used to estimate the influence of parameters variation on the future performance of the vehicle and to choose their reasonable values. The obtained results were used in developing the suspension of 18-1711 bogie to provide stable motion for speeds up to 120 km/h and self-steering in curves.

### Моделі руху вантажних вагонів на візках з пружним з'єднанням колісних пар і бокових рам

Для исследования устойчивости, ходовых качеств и безопасности движения используются модели различной степени сложности. Для определения асимптотической устойчивости невозмущенного движения и собственных форм колебаний вагона разрабатываются упрощенные линеаризованные модели, а для определения устойчивости, обусловленной внешними воздействиями (возмущенного движения), ходовых качеств на прямом и криволинейном участке пути – детализированные нелинейные модели [1].

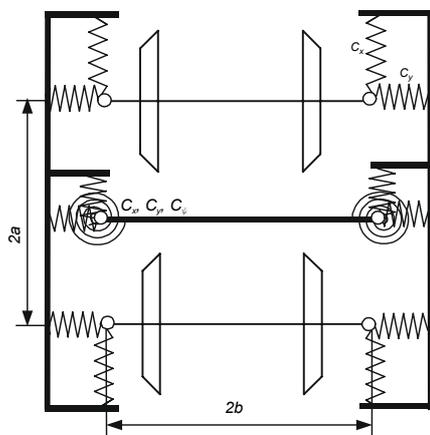


Рис. 1. Конструктивная схема трехэлементной тележки в горизонтальной плоскости

Для выбора основных параметров ходовых частей грузовых вагонов с конструктивной схемой (рис. 1), имеющей упругое соединение колесных пар с боковыми рамами, билинейную вертикальную силовую характеристику в центральной ступени подвешивания и фрикционный гаситель колебаний, использовались разработанные в программном комплексе MEDYNA [2] линеаризованная и нелинейная модели движения вагона. Расчеты производились для полувагона с базой 8,66 м и осевой нагрузкой 25 т.

Помимо контакта колесо – рельс основным отличием моделей было различное описание работы элементов центрального подвешивания и связи кузова вагона с наддресорной балкой. Центральное подвешивание было разбито на несколько элементов связей: пружины под наддресорной балкой, подклиновое пружина, клин – наддресорная балка, клин – боковая рама. Подробное описание элементов, моделирующих работу центрального подвешивания и связи пятника с подпятником, приведено в работе [2], а элемента, описывающего работу сил сухого трения с переменным прижатием (связь клин – наддресорная балка, клин – боковая рама) – в работе [3]. В обеих моделях в связи колесных пар с боковыми рамами использовался элемент, реализующий жесткости в трех направлениях перемещения и поворота. Дополнительно в нелинейной модели были ограничены продольные и поперечные перемещения в бук-

совом узле элементом – упором, а элементом, позволяющим реализовать наличие зазора и его замыкание, описывалась работа скользунов, в вертикальном направлении задана билинейная силовая характеристика пружин, расположенных под наддресорной балкой.

В исследованиях проводился выбор параметров только в горизонтальной плоскости. Вертикальная жесткость центрального подвешивания была выбрана из условия улучшения вертикальной динамики порожних и малозагруженных вагонов и обеспечения максимально допустимой разности прогибов под весом тары и брутто вагона (55 мм при оборудовании вагона автосцепкой полужесткого типа), а упругой связи колесных пар с боковыми рамами – с точки зрения уменьшения инерционных перегрузок оси [4].

### Выбор параметров ходовых частей по результатам анализа устойчивости невозмущенного движения

Параметры ходовых частей, влияние которых исследовалось в работе, приведены в табл. 1. При вариации некоторых параметров остальные принимали фиксированное номинальное значение.

Таблица 1

#### Номинальные параметры трехэлементной тележки с упругой связью колесных пар и боковых рам

Параметр	Номинальное значение параметра	
	Центральное подвешивание (на сторону)	Упругая связь колесных пар и боковых рам (на подшипник)
Продольная жесткость, МН/м (тара/брутто)	2,50/3,40	3,00
Поперечная жесткость, МН/м (тара/брутто)	2,50/3,40	0,75
Угловая жесткость при забегании боковых рам, МНм/рад	0,54	0,00

Исследования, проведенные на линейной модели, показали, что определяющим для выбора рациональных параметров по критерию устойчивости движения является порожний режим. При этом наибольшее влияние на критическую скорость оказывает продольная жесткость рессорного комплекта центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами (буксового узла), а также угло-

вая жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам. Поперечная жесткость буксового узла оказывает незначительное влияние на критическую скорость (рис. 2).

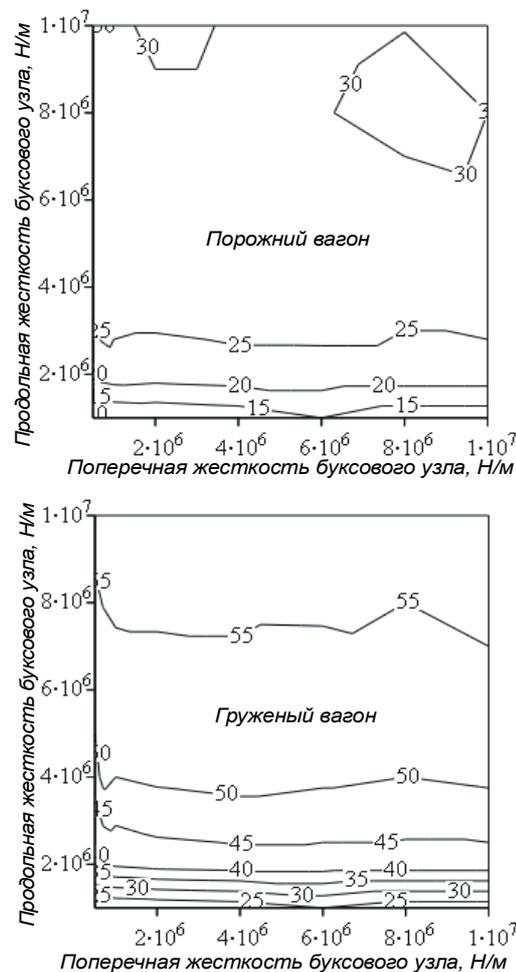


Рис. 2. Зависимость критической скорости (м/с) от продольной и поперечной жесткости упругой связи колесных пар с боковыми рамами (буксового узла)

В исследованном диапазоне зависимость критической скорости от продольной жесткости рессорного комплекта центрального подвешивания и буксового узла носит монотонный характер: чем выше значение жесткости, тем выше критическая скорость (рис. 3). Причем одно и то же значение критической скорости может достигаться при различных их комбинациях.

Для обеспечения необходимого запаса по критической скорости продольная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам должна быть не менее 2,5 МН/м, а рессорного комплекта центрального подвешивания под тарой вагона (7 т на пятник) – не менее 5 МН/м, под весом груженого вагона (осевая нагрузка 25 т) – не менее 3 МН/м, при дополнительной продольной жесткости, обеспечиваемой клино-

вой системой, 2 МН/м. Требуемый уровень продольной жесткости невозможно реализовать для порожнего вагона с билинейным рессорным комплектом. Его горизонтальная жесткость под тарой составляет 1,8...2,5 МН/м, так как она находится в непосредственной зависимости от вертикальной жесткости пружин. Для улучшения вертикальной динамики порожних и малозагруженных вагонов жесткость первого участка вертикальной силовой характеристики должна быть не более 2,7 МН/м. Для обеспечения сцепляемости вагонов, имеющих упругий элемент в буксовом узле, вертикальная жесткость второго участка должна быть не более 4,5 МН/м и, следовательно, горизонтальная жесткость рессорного комплекта центрального подвешивания под весом вагона брутто – не более 4 МН/м. В этом случае критическая скорость порожнего вагона составляет 23 м/с (83 км/ч), что является недостаточным.

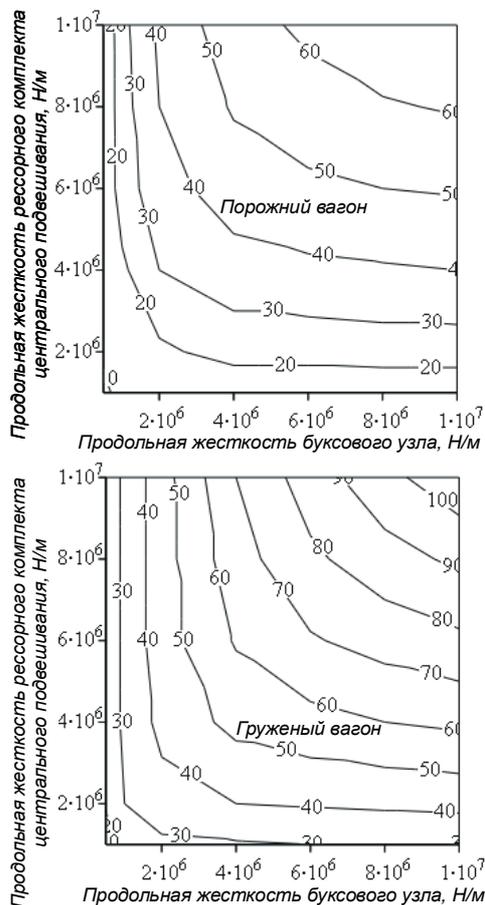


Рис. 3. Зависимость критической скорости (м/с) от продольной жесткости рессорного комплекта центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами

Для улучшения асимптотической устойчивости невозмущенного движения при малой величине продольной жесткости рессорного ком-

плекта центрального подвешивания можно повышать или продольную жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам, или угловую жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам. Однако увеличение продольной жесткости в буксовом узле, как показано далее, вызывает рост углов набегания и показателя износа, введенного как произведение силы крипа на соответствующее псевдо-проскальзывание в контакте колесо – рельс, приведенное к единице пройденного пути. Угловую жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам можно повысить, сохраняя прежний уровень горизонтальной жесткости рессорного комплекта центрального подвешивания путем установки вместо плоского фрикционного клина пространственного с упругими накладками. При этом эта жесткость (на сторону тележки) должна быть не ниже 2 МНм/рад (рис. 4). Как показали результаты испытаний тележки модели 18-1711, эта величина реализуема.

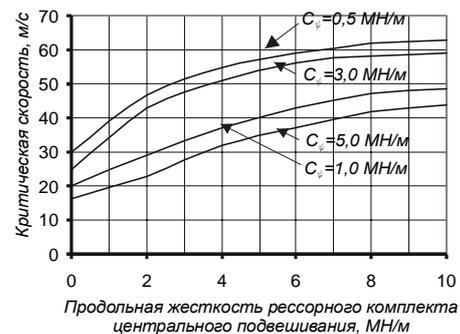


Рис. 4. Зависимость критической скорости порожнего вагона от угловой жесткости центрального подвешивания при забегании боковых рам

Введение в конструктивную схему (см. рис. 1) фрикционного клина пространственного действия позволяет сохранить прежний уровень продольных жесткостей (табл. 1). Для дальнейших расчетов была принята минимально допустимая величина угловой жесткости центрального подвешивания при забегании боковых рам, одинаковая для порожнего и груженого вагона (на самом деле для груженого вагона эта жесткость выше). С данными величинами критическая скорость порожнего вагона составляет 39 м/с (140 км/ч), груженого – 53 м/с (191 км/ч), что разрешает движение вагона с конструкционной скоростью 120 км/ч.

Таким образом, была установлена область параметров подвешивания, обеспечивающая устойчивое движение вагона на тележках с уп-

ругим соединением колесных пар и боковых рам со скоростями до 120 км/ч:

- продольная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам – не менее 2,5 МН/м;
- продольная жесткость рессорного комплекта центрального подвешивания:
  - тара – не менее 1,8 МН/м;
  - брутто – не менее 3,0 МН/м;
- угловая жесткость центрального подвешивания при забегании боковых рам (на сторону) – не менее 2,0 МНм/рад.

#### Уточнение параметров ходовых частей по показателям динамических качеств вагона при движении по прямым участкам пути

Оценка рационального диапазона параметров упругих связей по показателям динамических качеств вагона производилась с использованием полностью нелинейной модели вагона. Нелинейные элементы связей учитывали особенности работы скользящих, пятникового узла, гасителей колебаний, центрального подвешивания в вертикальном направлении, ограничителей продольных ( $\pm 5$  мм) и поперечных ( $\pm 7$  мм) перемещений в связи колесной пары с боковыми рамами и контакта колесо – рельс.

Для исследования ходовых качеств использовалось численное интегрирование уравнений динамики экипажа с учетом неровностей рельсового пути методом Рунге-Кутты четвертого порядка.

Для анализа ходовых качеств использовались максимальные значения величин, указанных в [5], с доверительной вероятностью 0,97 в диапазоне частот до 20 Гц.

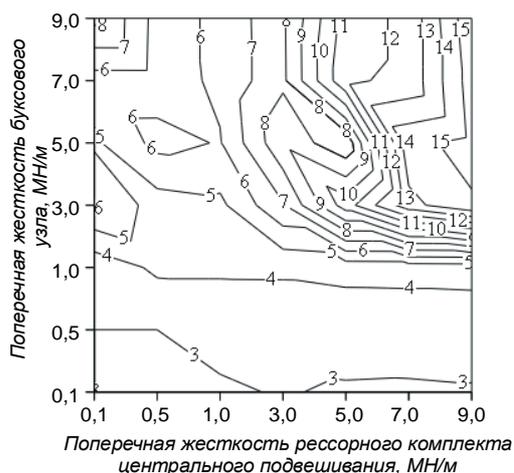


Рис. 5. Зависимость рамных сил грузового вагона (кН) от поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами при скорости движения 90 км/ч

На первом этапе с целью уточнения параметров тележки производилась оценка влияния поперечной жесткости упругой связи колесных пар с боковыми рамами (буксового узла) и центрального подвешивания на ходовые качества вагона. Исследования производились как для порожнего, так и для груженого вагона при скорости движения 90 км/ч.

По результатам расчета было установлено, что для груженого вагона с точки зрения обеспечения нормируемых величин рамных сил значения поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами могут быть любыми (рис. 5). Величины этих жесткостей ограничиваются нормативными значениями горизонтальных ускорений груженого вагона (рис. 6), а для порожнего (рис. 7 и 8) – еще коэффициентом запаса устойчивости колеса от схода с рельсов ( $[k_{yc}] = 1,3$ ). В связи с тем, что мгновенное значение коэффициента запаса устойчивости может лежать ниже допустимого, при анализе была использована вероятность превышения нормативного значения, безопасный уровень которой был принят равным 97 %.

На основании проведенных исследований было установлено, что при величине поперечной жесткости центрального подвешивания под весом брутто вагона 3,0...4,0 МН/м и 1,8...2,5 МН/м под весом тары для обеспечения уровня ускорений, соответствующих оценке “хорошо”, жесткость буксового узла в этом направлении должна быть не выше 3,0 МН/м.

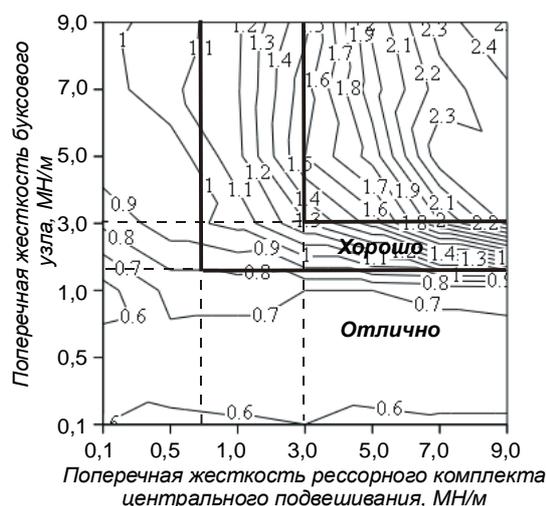


Рис. 6. Зависимость поперечного ускорения грузового вагона ( $m/s^2$ ) от поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами при скорости движения 90 км/ч

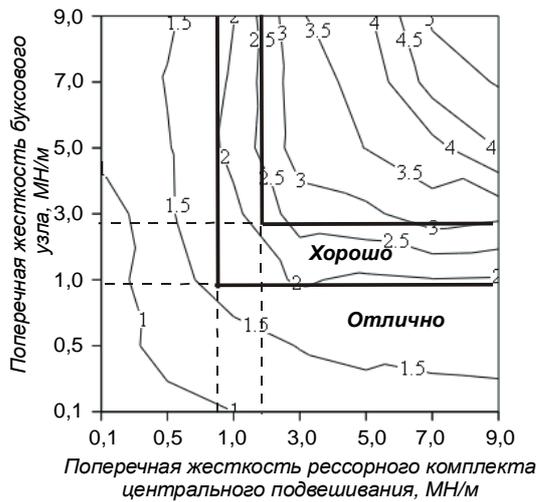


Рис. 7. Зависимость поперечного ускорения порожнего вагона ( $m/s^2$ ) от поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами при скорости движения 90 км/ч

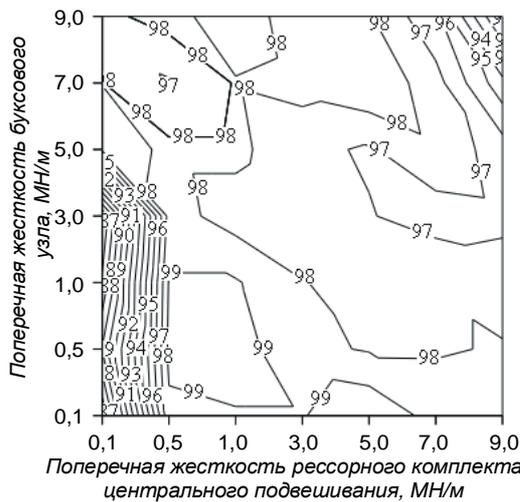


Рис. 8. Зависимость вероятности превышения нормативного значения коэффициента запаса устойчивости колеса от схода с рельсов порожнего вагона от поперечной жесткости центрального подвешивания и упругой связи колесных пар с боковыми рамами при скорости движения 90 км/ч

Таким образом, поперечная жесткость буксового узла должна составлять 0,75...3,00 МН/м при указанной выше поперечной жесткости центрального подвешивания. Расчет устойчивости на нелинейной модели с параметрами, приведенными в табл. 1, и угловой жесткостью центрального подвешивания при забегании боковых рам 2 МНм/рад показал, что при скорости 130 км/ч движение порожнего вагона асимптотически устойчиво. Кроме того, результаты расчетов ходовых качеств свиде-

тельствуют о том, что при скорости движения 120 км/ч они соответствуют нормативным (табл. 2).

Таблица 2

Показатели ходовых качеств вагона при скорости движения 120 км/ч

Показатель	Грузе-ный ва-гон	Порожний вагон
Максимальное горизонтальное ускорение на пятнике кузова, в долях от $g$	0,10 <b>отлично</b>	0,24 <b>хорошо</b>
Максимальное вертикальное ускорение на пятнике кузова, в долях от $g$	0,33 <b>хорошо</b>	0,62 <b>хорошо</b>
Коэффициент вертикальной динамики, $K_{дв}$	0,34 <b>хорошо</b>	0,59 <b>хорошо</b>
Рамная сила $H_p$ , кН	8,86 <b>отлично</b>	6,10 <b>отлично</b>
Коэффициент устойчивости от вползания колеса на головку рельса $k_{ус}$ : – минимальное значение – вероятность превышения нормативного значения ( $[k_{ус}] = 1,3$ ), %	1,53  100	0,25  97,3

#### Уточнение параметров ходовых частей по качеству вписывания в кривые

Исследования на криволинейном участке пути среднего состояния производились на нелинейной модели с параметрами, выбранными по результатам исследования ходовых качеств.

В качестве показателей, характеризующих качество движения вагона в кривой, были приняты величины рамных сил, действующих на колесную пару со стороны боковой рамы, углы набегания колесных пар на рельсы, а также показатель износа. Безопасность движения оценивалась по величине коэффициента запаса устойчивости от схода колесной пары с рельсов, а также по величине поперечных усилий, действующих от набегающего колеса на рельс.

Среди указанных показателей для подвижного состава нормируется коэффициент запаса устойчивости и величина рамной силы [5]. Величина поперечного усилия, действующего от колеса на рельс, рекомендуется не более 100 кН из расчета напряженного состояния пути [6].

На первом этапе оценивалось влияние продольной жесткости упругой связи колесных пар и боковых рам на величину угла набегания колесных пар и показатель износа груженого ва-

гона с максимально допустимой скоростью 86 км/ч в кривой радиусом 350 м с возвышением наружного рельса 0,15 м. Результаты расчетов приведены на рис. 9, где углы набегания указаны по абсолютному значению.

Анализ результатов показал, что увеличение продольной жесткости упругой связи колесных пар приводит к повышению углов набегания и показателя износа. При этом большие углы набегания имеют первые колесные пары тележек (1 и 3 для вагона), поэтому для оценки качества вписывания в кривые по этим показателям достаточно оценивать угол набегания и показатель износа первой колесной пары.

При жесткости до 3 МН/м углы набегания изменяются незначительно и не превышают 2 мрад, а при жесткости 5 МН/м достигают 5 мрад. Для обеспечения вписывания в кривые с углами набегания близкими к нулю значение продольной жесткости должно быть минимизировано, однако это приводит к резкому уменьшению критической скорости. Таким образом, в рассматриваемой конструкции можно реализовать достаточный при принятых эксплуатационных скоростях уровень критической скорости с сохранением качества вписывания в кривые, однако, дальнейшее повышение скорости движения будет связано с повышением износов колесных пар в кривых.

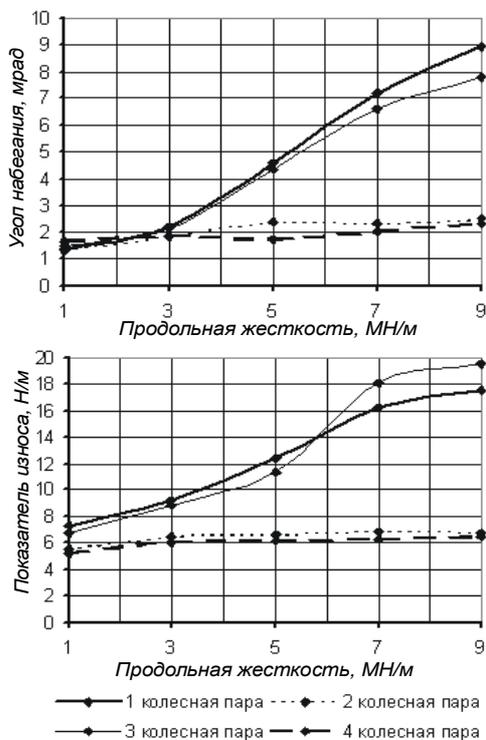


Рис. 9. Зависимости углов набегания и показателя износа от продольной жесткости упругой связи колесных пар и боковых рам

Для обеспечения устойчивого движения на прямом участке пути до скорости 120 км/ч и вписывания в кривые с углами набегания не более 5 мрад продольная жесткость упругой связи колесных пар и боковых рам должна составлять 2,5...5,0 МН/м.

На следующем этапе производилась оценка качества вписывания и безопасности движения в кривых различного радиуса при фиксированном значении параметров связей. Оценивалось движение как порожнего, так и груженого вагона по кривым участкам пути среднего состояния радиусом 350 и 650 м с различными скоростями. Участок пути составлял 300 м, при этом длина прямой составляла 20 м, переходной кривой – 160 м для кривой радиусом 350 м и 180 м для кривой радиусом 650 м.

Результат расчета максимального усилия на набегавшем колесе, рамной силы и коэффициента запаса устойчивости в кривых различных радиусов показал:

- 1) в допустимых диапазонах скоростей в кривых различных радиусов превышение рекомендуемого значения поперечного усилия, действующего от набегавшего колеса на рельс (100 кН), и нормативного значения рамной силы не наблюдается;
- 2) для груженого вагона минимальный коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельса (на набегавшем колесе) в целом монотонно убывает с ростом скорости и уменьшением радиуса кривой, оставаясь при этом выше минимально допустимого значения;
- 3) для порожнего вагона вероятность превышения нормативного значения коэффициента запаса устойчивости для всех значений скорости движения и радиусов кривых превосходит безопасное значение (97 %).

Характерная осциллограмма угла набегания первой колесной пары представлена на рис. 10.

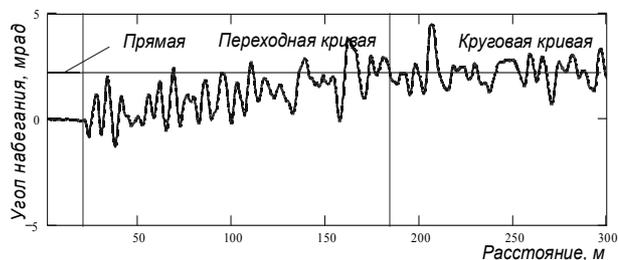


Рис. 10. Характерная осциллограмма угла набегания первой колесной пары при движении груженого вагона по кривой радиусом 350 м со скоростью 86 км/ч

Как на осциллограммах угла набегания, так и показателя износа отмечаются осцилляции относительно среднего значения, обусловленные колебаниями колесной пары в рельсовой колее, вызванные неровностями рельсовых нитей и ее естественным вилянием. Оценка качества вписывания в кривые производилась по среднему значению указанных показателей. На рис. 11 и 12 для кривых различных радиусов приведены графики зависимости угла набегания и показателя износа (по первой колесной паре) в круговой кривой от скорости движения.

Анализ этих зависимостей показал, что по мере увеличения скорости движения происходит рост угла набегания и показателя износа. Причем величины угла набегания для порожнего и груженого вагона в целом совпадают, а наибольший показатель износа имеет груженный вагон. Поэтому для оценки качества вписывания в кривые по этим показателям достаточно исследовать движение вагона в груженом режиме. По мере роста радиуса кривой отмечается незначительное уменьшение исследуемых показателей.

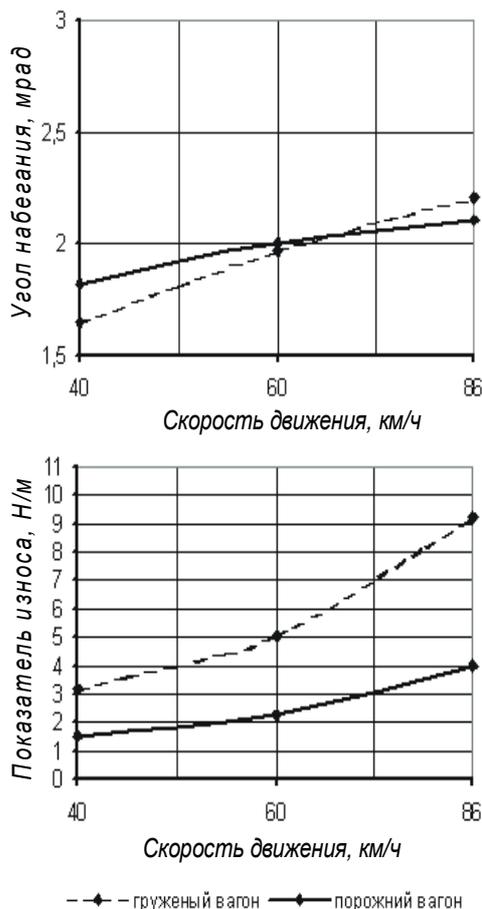


Рис. 11. Зависимости угла набегания и показателя износа от скорости движения в кривой радиусом 350 м

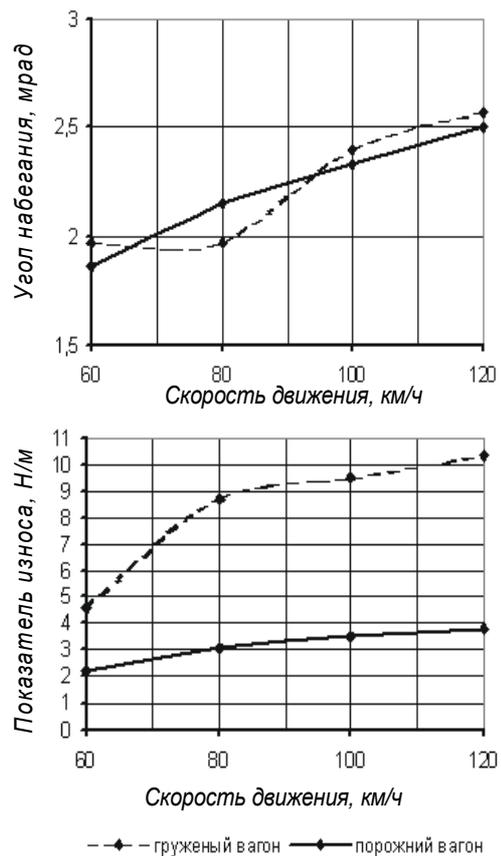


Рис. 12. Зависимости угла набегания и показателя износа от скорости движения в кривой радиусом 650 м

Исследования показали, что при максимально допустимых скоростях движения в кривых различных радиусов углы набегания имеют незначительное отклонение, поэтому выбор параметров подвешивания достаточно проводить в кривых малого радиуса, наиболее часто встречающихся на дорогах, и с максимальной скоростью движения в них.

Таким образом, выбранные параметры обеспечивают малые углы набегания колесных пар в кривых, снижение износов и безопасность движения.

### Заключение

Разработанные модели движения грузовых вагонов на тележках с упругим соединением колесных пар и боковых рам позволили установить область рациональных параметров (табл. 3), обеспечивающую устойчивое движение, нормативные значения показателей ходовых качеств и безопасности движения, а также вписывание в кривые с минимальными углами набегания. Проведенные исследования легли в основу создания тележки модели 18-1711.

Таблица 3

**Рациональные параметры трехэлементной тележки с упругой связью колесных пар и боковых рам при осевой нагрузке 25 т**

Показатель	Центральное подвешивание (на сторону)	Упругая связь колесных пар и боковых рам (на подшипник)
Вертикальная жесткость, МН/м: - тара - брутто	не более 2,7 не более 4,5	14,0...15,0
Поперечная жесткость, МН/м: - тара - брутто	1,8...2,5 3,0...4,0	0,75...3,0
Продольная жесткость, МН/м: - тара - брутто	1,8...2,5 3,0...4,0	2,5...5,0
Угловая жесткость при забегании боковых рам, МНм/рад	не менее 2,0	–

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Гарг В.К., Дуккupati Р.В. Динамика подвижного состава: Пер. с англ. / Под ред. Н.А. Панькина – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
2. Компьютерное моделирование задач динамики железнодорожного подвижного состава. Моделирование динамики грузовых вагонов в программном комплексе MEDYNA: Учеб. пособие / Сост. В.С. Лесничий, А.М. Орлова. – Часть 3: – СПб: ПГУПС, 2002. – 35 с.
3. Орлова А.М. Фрикционный элемент с переменным прижатием для моделирования работы скользунов, пятника и фрикционных гасителей подвешивания // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: – ПГУПС. – СПб., 2003. – С. 71 - 75.
4. Анисимов П.С., Вериго М.Ф., Грачева Л.О., Кузнецов А.В., Кузьмич Л.Д., Львов А.А., Соколов М.М. О параметрах перспективной двухосной тележки грузовых вагонов // Труды ВНИИВ. – М., 1973. – Вып. 20. – С. 3-21.
5. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), М.: ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
6. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. – М.: Транспорт, 1986. – 55 с.