



УДК 629.4.027.2(045)

## Оценка максимальных сил, действующих на боковые скользун тележек грузовых вагонов

Г. И. Гаджиметов

Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава», 140402, Московская область, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, 410

**Для цитирования:** Гаджиметов Г. И. Оценка максимальных сил, действующих на боковые скользун тележек грузовых вагонов // Известия Петербургского университета путей сообщения. — СПб.: ПГУПС, 2022. — Т. 19. — Вып. 2. — С. 249–258. DOI: 10.20295/1815-588X-2022-2-249-258

### Аннотация

**Цель:** При проектировании тележки грузового вагона необходимо оценить прочность ее несущих элементов при воздействии сил, ожидаемых в эксплуатации. Величина этих сил зависит от ее конструкции и параметров. Одним из элементов тележки, для которого необходимо оценивать прочность, является боковой скользун. Кроме того, проверке на прочность подлежит и место его размещения на надрессорной балке. Существующий подход оценки прочности бокового скользуна и места его размещения, установленный в нормативном документе, не позволяет рассчитывать силу нагружения в зависимости от конструкции и параметров тележки. В связи с этим необходимо обосновать формулу, позволяющую учесть конструктивные особенности и параметры тележки при определении максимальной вертикальной нагрузки на боковой скользун при оценке его прочности. **Методы:** Предельным состоянием, определяющим максимальное нагружение бокового скользуна, является случай опрокидывания вагона вокруг рельса при действии боковых сил на вагон. Анализируются аналитические выражения, используемые при расчете коэффициента запаса устойчивости от опрокидывания вагона. **Результаты:** В статье рассматриваются документы, где изложены методики расчета максимальных сил, действующих на боковой скользун тележки грузового вагона, и научные работы, где описываются случаи разрушения боковых скользун, причиной которых могут быть возникающие в эксплуатации высокие по уровню силы между боковым скользуном и ответной частью кузова. В эксплуатации максимальная сила, действующая на боковой скользун, реализуется от перевалки кузова при боковых нагрузках, возникающая от давления ветра, непогашенного ускорения и др. Проведенная работа дала возможность вывести формулу, позволяющую определить максимальную величину вертикальной силы, действующей на скользун, в зависимости от параметров и конструкции тележки. **Практическая значимость:** Сила, рассчитанная в соответствии с этой формулой, позволяет оценивать прочность элементов бокового скользуна и мест его установки на несущих конструкциях в зависимости от параметров и конструкции тележки.

**Ключевые слова:** Скоростной вагон, грузовой вагон, тележка, скользун, прочность, сила, нагрузка.

## Введение

При проектировании железнодорожного подвижного состава и его ответственных составных частей необходимо обеспечивать минимальные требования безопасности, установленные в [1]. Исходя из положений данного документа, при эксплуатации объекта должна обеспечиваться механическая безопасность, что обуславливает необходимость обеспечения прочности и отсутствия пластических деформаций при предельных режимах нагружения и воздействиях.

Для оценки обеспечения прочности на стадии разработки производится расчетная и экспериментальная проверка несущей способности конструкций тележки грузового вагона от действия редких предельных нагрузок, возникающих в эксплуатации. Оценка производится сравнением напряженного состояния несущих конструкций при воздействии на них вертикальных, горизонтальных и кососимметричных нагрузок, рассчитанных по требованиям [2] с допускаемыми напряжениями. Согласно [2] дополнительно требуется оценить прочность составных частей бокового скользуна и места для его размещения на надрессорной балке при воздействии вертикальной силы 370 кН и соответствующей продольной силы трения. В стандарте величина этой силы не зависит от параметров тележки, которые определяют ее несущую способность. Таким образом, при проверке на прочность бокового скользуна этот подход не позволяет учитывать зависимость максимальной вертикальной нагрузки, действующей на него, от следующих параметров тележки:

- максимальной расчетной статической нагрузки от колесной пары на рельсы;
- расстояния между центрами расположения боковых скользунов на надрессорной балке;
- высоты рабочей поверхности скользуна над уровнем головок рельсов.

В связи с этим является актуальным определение влияния перечисленных параметров тележки

на силу, действующую на боковой скользун. Также актуальность задачи подтверждается проводимыми работами по разработке тележек, рассчитанных на конструкционную скорость 140 км/ч, конструкция и параметры которых могут отличаться от эксплуатируемых трехэлементных тележек, соответствующих требованиям [3].

## Анализ актуальных методов и исследований по определению максимальных сил, действующих на боковой скользун

При расчете на прочность боковых скользунов должны учитываться конструктивные особенности опирания кузова вагона на тележку. Боковые скользуны могут воспринимать действующие силы полностью, как в тележках пассажирских вагонов, или часть веса кузова вагона при использовании скользунов постоянного контакта, ограниченную условиями [3]. При применении в тележках скользунов зазорного типа вертикальная статическая нагрузка от веса кузова передается полностью на подпятник тележки. Кроме того, боковые скользуны воспринимают силы, возникающие при перевалке кузова от непогашенного ускорения, боковых ветровых нагрузок и других сил, способствующих смещению центра тяжести кузова относительно тележки, т. е. боковой скользун с одной стороны вагона нагружается дополнительными силами при соответствующем разгрузении с другой стороны.

В [4] описаны имевшиеся в эксплуатации случаи деформации и смятия колпаков скользунов типовой тележки модели 18-100 (нагрузка от колесной пары на рельсы 23,5 тс), что может быть следствием появления между скользунном и ответной частью кузова силы свыше 260 кН и напряжений, достигающих или превышающих предел текучести материала.

В [5] не предусмотрена методика расчета максимальных сил, действующих на боковой скользун, для определения его прочности.

В статье [6] приведены результаты теоретических исследований по определению максимальных сил, действующих на скользящие, для разных моделей грузовых вагонов, различающихся осевой нагрузкой, базой вагона и высотой центра масс кузова. При этом максимальная сила на боковой скользящий (374 кН) получена для цистерны от центробежных и динамических сил при движении в кривом участке пути при максимальной допускаемой скорости по непогашенному ускорению, у которой максимальная расчетная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы составляет 25 тс (245 кН) и самый высокий уровень центра масс кузова. Приблизительный расчет, выполненный по приведенным в статье параметрам вагона, показал, что коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания  $K_{\text{усо}}$  при действии боковых сил на кузов, способствующих появлению нагрузки на боковой скользящий 374 кН, равен 0,8. Полученное значение  $K_{\text{усо}}$  ниже нормы, установленной в [2], т. е. в эксплуатации не возникнут силы, действующие на боковой скользящий, больше 374 кН, так как возникает условие, способствующее опрокидыванию вагона. Разработанная по этим требованиям конструкция будет иметь запас по статической прочности, что соответствует подходам по обеспечению безопасности. Вместе с тем при выполнении указанной работы не были учтены боковые силы от действия ветровой нагрузки на кузов и тележки вагона, а также поперечные составляющие продольной силы. При этом был сделан вывод о том, что значение силы, действующей на боковой скользящий, пропорционально моменту сил, вызывающих боковой наклон кузова с опорой на скользящий.

Для определения максимальной нагрузки на боковой скользящий  $F_c$ , кН, в [7] предлагается использовать следующую формулу:

$$F_c = \frac{F_{\text{ц}} \cdot h_{\text{ц}} + F_{\text{в}} \cdot h_{\text{в}}}{m \cdot b}, \quad (1)$$

где  $F_{\text{ц}}$  и  $F_{\text{в}}$  — боковые силы, действующие на кузов вагона от центробежных и ветровых нагрузок, кН;

$h_{\text{ц}}$  и  $h_{\text{в}}$  — вертикальные расстояния от мест приложения силы  $F_c$  до уровня приложения боковых сил  $F_{\text{ц}}$  и  $F_{\text{в}}$ , м;

$m$  — число параллельно нагруженных скользящих, расположенных с одной стороны вагона;

$b$  — половина расстояния между центрами скользящих в тележке, м.

При определении нагрузки на боковой скользящий по формуле (1) дополнительно должны быть учтены угловое и боковое смещение центра тяжести кузова при деформации рессорного подвешивания. Из формулы (1) понятно, что дополнительная нагрузка на боковой скользящий возникает при перевалке кузова от действия боковых сил.

На основании анализа актуальных методов и исследований по определению максимальных сил на боковой скользящий можно сделать вывод о том, что, поскольку тележки грузовых вагонов проектируют с учетом возможности их использования в вагонах различных типов, оценку прочности ее скользящих, а также мест их установки на несущих элементах тележек необходимо производить при действии более широкого спектра максимальных сил, возможных в эксплуатации. Данному условию удовлетворяет случай действия совокупности боковых сил на вагон, при котором  $K_{\text{усо}}$  вагона не выше 1.

Исследование проведем в квазистатической постановке от действия боковых сил, участвующих в опрокидывании вагона при прохождении кривых участков пути.

## Результаты исследования

Коэффициент  $K_{\text{усо}}$  представляет собой отношение вертикальной статической нагрузки  $P_{\text{ст}}$ , кН, к динамической вертикальной силе  $P_{\text{дин}}$ , кН, от

колеса на рельс, вызванной действием боковых сил, и определяется по формуле (2) [2]:

$$K_{\text{усо}} = \frac{P_{\text{ст}}}{P_{\text{дин}}} \geq [K_{\text{усо}}], \quad (2)$$

где  $[K_{\text{усо}}]$  — допускаемый коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания.

Допускаемые значения  $K_{\text{усо}}$  по [2] приведены в табл. 1.

ТАБЛИЦА 1. Нормативные значения  $K_{\text{усо}}$  для разных случаев опрокидывания

Случай опрокидывания	$K_{\text{усо}}$ , не менее
Наружу кривой	1,30
Внутри кривой	1,15

Из табл. 1 видно, что допускаемые значения при расчете  $K_{\text{усо}}$  принимаются существенно выше 1, для того чтобы иметь запас устойчивости при действии дополнительных динамических нагрузок, возникающих при колебаниях, и не допускать значительной обезгрузки колес одной стороны вагона.

Как было отмечено, граничным условием максимальной загрузки скользун от боковых нагрузок кузова, очевидно, является случай, при котором  $K_{\text{усо}} \leq 1$ . Таким образом, в данном исследовании  $K_{\text{усо}}$  принят равным или меньше 1.

Оценку устойчивости вагона от опрокидывания проводят для случаев опрокидывания наружу и внутрь кривого участка пути. Методика расчета  $K_{\text{усо}}$  приведена в [2].

Проанализируем формулы для расчета  $P_{\text{ст}}$  и  $P_{\text{дин}}$  с целью оценки влияния их составляющих на максимальные силы, действующие на боковой скользун.

Вертикальная сила  $P_{\text{ст}}$ , действующая от колеса на рельс, определяется по формуле:

$$P_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{в}} - 2 \cdot P_{\text{N}}^{\text{B}}}{2 \cdot n}, \quad (3)$$

где  $G_{\text{в}}$  — сила тяжести вагона, кН;  
 $P_{\text{N}}^{\text{B}}$  — вертикальная составляющая продольной силы, действующей на вагон через автосцепку, кН;  
 $n$  — количество колесных пар в вагоне.

Динамическая вертикальная сила  $P_{\text{дин}}$ , учитывающая опрокидывающие моменты от непогашенного ускорения, ветровой нагрузки и поперечную составляющую продольных квазистатических сил, определяется следующим образом:

$$P_{\text{дин}} = \frac{\sum M}{n \cdot 2S} = \frac{F_{\text{к}} \cdot h_{\text{к}} + F_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}} + F_{\text{вк}} \cdot h_{\text{вк}} + 2F_{\text{вт}} \cdot h_{\text{вт}} + 2P_{\text{N}}^{\text{п}} \cdot h_{\text{а}} + G_{\text{к}} \cdot \Delta_{\text{к}} + G_{\text{т}} \cdot \Delta_{\text{т}}}{n \cdot 2S}, \quad (4)$$

где  $\sum M$  — сумма моментов, способствующих опрокидыванию вагона вокруг одного рельса, при движении по кривому участку железнодорожного пути, кН · м;

$2S$  — расстояние между кругами катания колес в колесной паре, принимаемое равным 1,580 или 1,592 м, для случаев опрокидывания наружу или внутрь кривой соответственно;

$F_{\text{к}}, F_{\text{т}}$  — боковые силы, действующие на кузов и тележку и зависящие от поперечных составляющих сил тяжести, возникающих вследствие возвышения наружного рельса, кН;

$h_{\text{к}}, h_{\text{т}}$  — высота от уровня головок рельсов до центров тяжести кузова и тележки, м;

$F_{\text{вк}}, F_{\text{вт}}$  — силы бокового давления ветра на кузов и тележку, кН;

$h_{\text{вк}}, h_{\text{вт}}$  — высота от уровня головок рельсов до геометрических центров боковых проекций кузова и тележки, м;

$P_{\text{N}}^{\text{п}}$  — поперечная составляющая продольной силы, действующая на экипаж через автосцепку, кН;

$h_{\text{а}}$  — высота от уровня головок рельсов до продольной оси автосцепок, м;

$G_{\text{к}}, G_{\text{т}}$  — вес кузова и тележки, кН;

$\Delta_T$  — суммарное смещение центра тяжести тележки в поперечной плоскости от ее продольной оси относительно осей колесных пар за счет зазоров в буксах, челюстях, м;  
 $\Delta_K$  — суммарное смещение центра тяжести кузова в поперечной плоскости от его продольной оси, м.

На рис. 1 представлена схема сил, способствующих опрокидыванию вагона вокруг рельса при его движении по кривому участку железнодорожного пути. Вследствие малости угла  $\alpha$  наклона пути к горизонту (из-за возвышения наружного рельса  $h_p$ ) принимают  $\cos \alpha \approx 1$  (это означает, что боковые силы направлены перпендикулярно вертикальной оси вагона).

Выполним расчет  $K_{усо}$  для условного вагона-платформы с тележками типовой модели 18-100, параметры которого приведены в табл. 2. При составлении таблицы приняты следующие условия. Длина универсальной платформы — 14,62 м по [8]. Площадью боковой проекции кузова для расчета силы давления ветра на кузов, по рекомендации [7], является боковая проекция груза, погруженного с полным использованием высоты габарита подвижного состава, которая составляет 5,3 м [9]. Для этого случая расстояние от уровня головок рельсов до геометрического центра боковой поверхности кузова можно принять равным 3 м. Высота от уровня головок рельсов до центра масс кузова принята 2,74 м, что позволяет выполнить рекомендацию по общей высоте центров тяжести

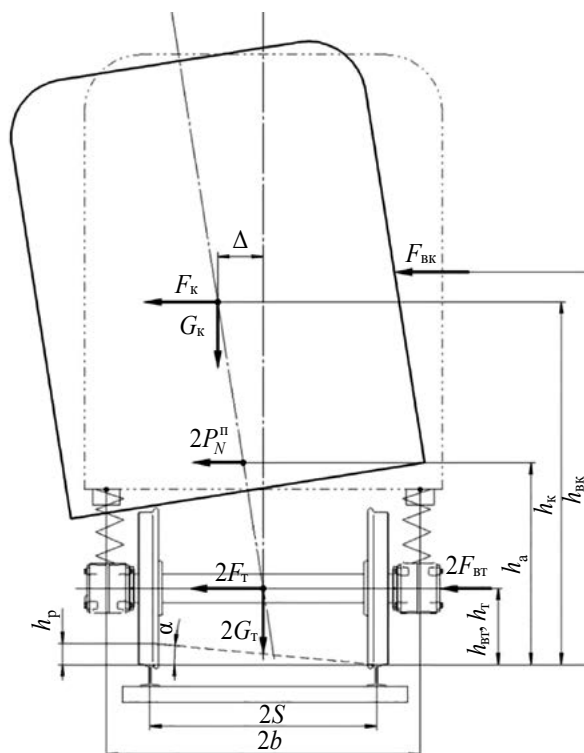


Рис. 1. Силы, действующие на вагон при его движении по кривому участку пути

масс груженых (брутто) грузовых вагонов — не более 2,5 м [5]. Ветровая нагрузка, действующая на груз, принимается равной до 2 кПа по [10]. Значения остальных параметров для выполнения расчета приняты в соответствии с [2, 5, 8].

При значениях параметров вагона и внешних условий воздействия на вагон из табл. 2  $K_{усо}$  для случая опрокидывания наружу кривой приблизительно составляет 1, т. е. достигнуто условие, при котором на вагон действует максимально воз-

ТАБЛИЦА 2. Параметры вагона и внешних условий для определения  $K_{усо}$

Параметр	Значение
Сила тяжести вагона, кН	922
Расстояние от уровня головок рельсов до центра масс кузова, м	2,74
Площадь поверхности кузова вагона, м <sup>2</sup>	60
Расстояние от уровня головок рельсов до геометрического центра боковой поверхности кузова, м	3
Давление ветра на вагон при расчете опрокидывания, кПа	≤ 2
Длина вагона по осям сцепления автосцепок, м	14,62

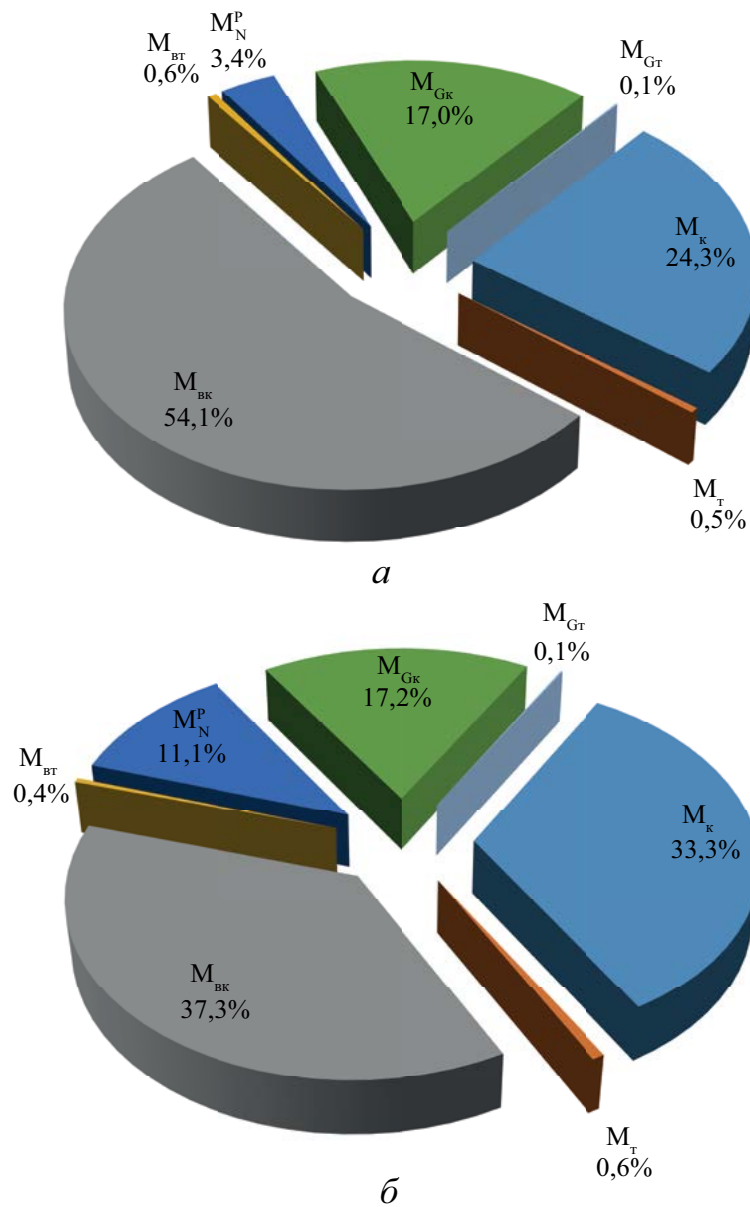


Рис. 2. Вклады опрокидывающих моментов, действующих на вагон, для случаев опрокидывания:  
*a* — наружу кривой; *б* — внутрь кривой

можный опрокидывающий момент по условию устойчивости вагона от опрокидывания вокруг рельса. На рис. 2 представлены вклады от каждого момента, способствующие опрокидыванию вагона в кривой вокруг одного рельса. Моменты определялись по формуле (4).

Стоит отметить, что для случая опрокидывания вагона внутрь кривой моменты приведены

при боковом давлении от ветра 1,3 кПа, так как при этом значения непогашенного ускорения и продольной силы, для которых рассчитывается  $K_{усо}$ , выше, чем для случая опрокидывания вагона наружу кривой.

Из анализа данных, приведенных на рис. 2, можно сделать вывод, что опрокидывающий момент в основном возникает от действия непо-

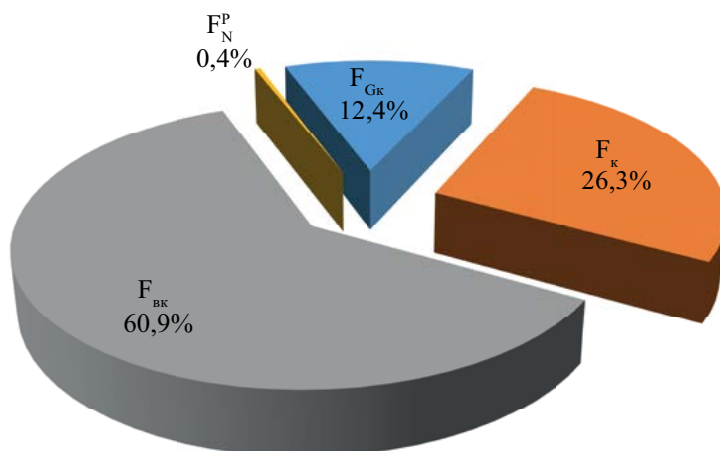


Рис. 3. Вклады от боковых нагрузок на кузов вагона, способствующие нагружению бокового скользуну

гашенного ускорения и ветровой нагрузки на боковую проекцию кузова. На рис. 3 приведены вклады от боковых нагрузок на кузов вагона, способствующие нагружению бокового скользуну для случая опрокидывания наружу кривой. Этот случай приводит к возникновению максимальной силы на боковой скользун, которому в основном способствует ветровая нагрузка на боковую проекцию кузова, имеющая самое большое расстояние от уровня головок рельсов до центра приложения силы. Силы, действующие на боковой скользун и возникающие от боковых нагрузок на кузов вагона по отдельности, рассчитывались по формуле (1).

На основании формул (2)–(4) условие, при котором на скользун воздействуют максимальные силы, можно записать в следующем виде:

$$\frac{G_B}{2 \cdot n} = \frac{F \cdot h}{n \cdot 2S}, \quad (5)$$

где  $F$  — боковая сила, действующая на кузов вагона, кН;

$h$  — расстояние от уровня головок рельсов до центра приложения боковой силы к ку-

зову вагона, м, принимается равным 3 м, так как основной опрокидывающий момент возникает от ветровой нагрузки на боковую проекцию кузова.

В формуле (5) приняты следующие допущения:

- основной опрокидывающий момент возникает от ветровой нагрузки до 2 кПа на боковую проекцию кузова (рис. 2);

- расстояние от уровня головок рельсов до геометрического центра боковой поверхности кузова и максимально возможное расстояние от уровня головок рельсов до центра масс кузова могут быть равны при определенных условиях;

- не учитывается вертикальная составляющая продольной силы, действующей на вагон через автосцепку  $P_N^B$ , так как это приводит к снижению максимальной силы, действующей на боковой скользун.

Силу тяжести вагона  $G_B$ , зная максимальную расчетную статическую нагрузку от колесной пары на рельсы  $P_o$  и количество  $n$  колесных пар в вагоне, можно определить по формуле:

$$G_B = P_o n. \quad (6)$$

ТАБЛИЦА 3. Максимальные расчетные нагрузки на боковые скользуны тележек в сравнении с нормативной и зафиксированной в эксплуатации

Тележка грузового вагона	$P_o$ , кН (тс)	$b$ , м	$h_c$ , м	Количество колесных пар в вагоне, $n$	Нагрузка на боковой скользуны, кН		
					по [2]	по [4]	по формуле (7)
Тип 3 по [3]	245,0 (25,0)	0,762	0,880	4	370	—	359,0
Тип 2 по [3]	230,5 (23,5)		0,870			$\geq 260$	339,3
Тип 1 по [3]	196,0 (20,0)		0,880			—	287,2
Модель 18-6731		1,018	0,862	6	—	—	325,2

На основании формул (5) и (6) формула (1) для определения максимальной нагрузки на боковой скользуны  $F_c$  примет следующий вид:

$$F_c = \frac{P_o \cdot n \cdot S \cdot (h - h_c)}{m \cdot b \cdot h}, \quad (7)$$

где  $S$  — половина расстояния между кругами катания колес в колесной паре, м, принимают равным 0,79 м;

$h_c$  — расстояние от уровня головок рельсов до рабочей поверхности скользуна при максимальной расчетной статической нагрузке от колесной пары на рельсы, м.

В соответствии с формулой (7) выполним расчеты по определению максимальной нагрузки на боковые скользуны тележек типов 1–3 по [3]. Результаты расчетов представлены в табл. 3.

В табл. 3 для тележек типов 1–3 расстояние  $h_c$  складывалось из расстояния от уровня головок рельсов до опорной поверхности подпятника тележки в груженом вагоне (0,74 м) и расстояния от опорной поверхности подпятника до рабочей поверхности скользуна по [3].

Коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания, рассчитанный по формуле (2) при действии боковых сил на кузов, способствующих появлению расчетных нагрузок на скользуны по табл. 3, ориентировочно будет в диапазоне 0,8–1,0 в зависимости от конструкции тележек. Таким образом, конструкции бокового скользуна и места его установки на несущих элементах тележки, прочность которых обеспечивается

от действия сил, рассчитанных по формуле (7), будут иметь запас по статической прочности. Это соответствует подходам по обеспечению безопасности.

### Выводы

Максимальная боковая сила, действующая на вагон, ограничивается случаем опрокидывания его вокруг рельса.

На боковые скользуны тележки действуют силы, возникающие от действия боковых сил и нагрузок на кузов вагона.

Формула (7) позволяет учесть конструктивные особенности и определить максимальную вертикальную нагрузку на боковой скользуны в зависимости от параметров тележки. При оценке прочности элементов бокового скользуна и мест его установки это позволит предупредить появление остаточных деформаций и разрушений несущих конструкций тележки в эксплуатации.

### Библиографический список

1. О безопасности железнодорожного подвижного состава: технический регламент Таможенного союза: ТР ТС 001/2011. — 117 с.
2. ГОСТ 33211—2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. — М.: Стандартинформ, 2020. — 58 с.
3. ГОСТ 9246—2013. Тележки двухосные трехэлементные грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия. — М.: Стандартинформ, 2014. — 29 с.



4. Вериго М. Ф. Причины роста интенсивности бокового износа рельсов и гребней колес / М. Ф. Вериго // ЦП ВНТО железнодорожников и транспортных строителей. — М.: Транспорт, 1992. — 46 с.
  5. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. — 319 с.
  6. Бороненко Ю. П. Оценка динамических сил, действующих на боковые скользуны постоянного контакта для тележек грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова, А. В. Саидова // Техника железных дорог. — 2012. — № 1. — С. 26–30.
  7. Шадур Л. А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Л. А. Шадур, И. И. Челенков, Л. Н. Никольский и др.; под ред. Л. А. Шадура. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1980. — 439 с.
  8. Грузовые вагоны колеи 1520 мм железных дорог СССР: альбом-справочник. — М.: Транспорт, 1989. — 176 с.
  9. ГОСТ 9238—2013. Габариты железнодорожного подвижного состава и приближения строений. — М.: Стандартинформ, 2014. — 173 с.
  10. Боландова Ю. К. Методы оценки устойчивости от опрокидывания контейнеров при перевозке на специализированных железнодорожных платформах: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Ю. К. Боландова; Российский университет транспорта. — М., 2021. — 24 с.
- Дата поступления: 14.05.2022  
Решение о публикации: 30.05.2022
- Контактная информация:**  
ГАДЖИМЕТОВ Гаджимет Исамединович — руководитель испытательного центра; gadzhimetovgi@vnikti.com

## Evaluation of Maximal Forces Impacting on Side Slippers of Freight Wagon Cart

G. I. Gadzhimetov

Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (VNIKTI) JSC, 410, Oktyabr'skoy Revolucii St., Kolomna, Moscow region, 140402, Russian Federation

**For citation:** Gadzhimetov G. I. Evaluation of Maximal Forces Impacting on Side Slippers of Freight Wagon Cart // *Proceedings of Petersburg Transport University*, 2022, vol. 19, iss. 2, pp. 249–258. (In Russian). DOI: 10.20295/1815-588X-2022-2-249-258

### Summary

**Purpose:** When freight wagon cart engineering it's necessary to assess its load-bearing elements on strength at the impact of forces expected during exploitation. These force value depends on cart design and parameters. One of cart elements, which for it's necessary to evaluate a strength, is a side slipper. Moreover, its placement position on bolster is ought to be evaluated on a strength also. Existing approach of strength evaluation for a side slipper and its placement position, that is set in documentation, doesn't allow to calculate load force depending on the cart design and parameters. In this regard, it's needed to substantiate a formula allowing to take into account cart design specificities and parameters at the definition of maximal vertical load on a side slipper at its strength evaluation. **Methods:** Limit state, defining side slipper maximal load, is the case of wagon rollover over a rail at the effect of side forces upon a wagon. Analysis of analytical expressions used at the calculation of stability margin coefficient against wagon rollover. **Results:** The article analyses the documents, where the methods for the calculation of maximal forces effecting a side slipper of a freight wagon cart are

expounded, and the scientific works, where the cases of side slipper destruction are described, which reason for can be occurring in exploitation high by their level forces between a side slipper and carriage body counterpart. In exploitation, maximal force, impacting on a side slipper, is embodied from the body fell-over at side loads that appears from wind pressure, outstanding acceleration and others. The pursued job has given an opportunity to deduce the formula allowing to state maximal value of vertical force, effecting a slipper, depending on the parameters and design of a cart. **Practical importance:** The force, calculated in accordance with this formula, allows to assess the strength of side slipper elements and of slipper placement positions at load-bearing constructions depending on cart parameters and design.

**Keywords:** Speed wagon, freight wagon, cart, slipper, strength, force, load.

## References

1. *O bezopasnosti zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava: tekhnicheskii reglament Tamozhennogo soyuza: TR TS 001/2011* [On the safety of railway rolling stock: technical regulations of the Customs Union: TR TS 001/2011]. 117 p. (In Russian)
2. *GOST 33211—2014. Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam* [GOST 33211—2014. Freight wagons. Requirements for strength and dynamic qualities]. Moscow: Standartinform Publ., 2020. 58 p. (In Russian)
3. *GOST 9246—2013. Telezhki dvukhosnye trekhelementnye gruzovykh vagonov zheleznikh dorog kolei 1520 mm. Obshchie tekhnicheskie usloviya* [GOST 9246—2013. Two-axle three-piece bogies for freight cars of 1520 mm gauge railways. General specifications]. Moscow: Standartinform Publ., 2014. 29 p. (In Russian)
4. Verigo M. F. Prichiny rosta intensivnosti bokovogo iznosa rel'sov i grebney koles [Causes of the increase in the intensity of lateral wear of rails and wheel flanges]. *TsP VNTO zheleznodorozhnikov i transportnykh stroiteley* [TsP VNTO railway workers and transport builders]. Moscow: Transport Publ., 1992. 46 p. (In Russian)
5. *Normy rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznikh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)* [Calculation and Design Norms for 1520 mm Gauge Railway Cars of the Ministry of Railways (non-self-propelled)]. Moscow: GosNII-VNIIZhT Publ., 1996. 319 p. (In Russian)
6. Boronenko Yu. P., Orlova A. M., Rudakova E. A., Saidova A. V. Otsenka dinamicheskikh sil, deystvuyushchikh na bokovye skol'zuniy postoyannogo kontakta dlya telezhek gruzovykh vagonov zheleznikh dorog kolei 1520 mm [Evaluation of dynamic forces acting on side bearings of constant contact for bogies of freight cars of 1520 mm gauge railways]. *Tekhnika zheleznikh dorog* [Railway engineering]. 2012, I. 1, pp. 26–30. (In Russian)
7. Shadur L. A., Chelenkov I. I., Nikol'skiy L. N., Nikol'skiy E. N., Koturanov V. N., Proskurnev P. G., Kazanskiy G. A., Spivakovskiy A. L., Devyatkov V. F. *Vagony. Konstruktsiya, teoriya i raschet* [Wagons. Construction, theory and calculation]. Moscow: Transport Publ., 1980. 439 p. (In Russian)
8. *Gruzovye vagony kolei 1520 mm zheleznikh dorog SSSR* [Freight wagons of 1520 mm gauge railways of the USSR]. Moscow: Transport, 1989. 176 p. (In Russian)
9. *GOST 9238-2013. Gabarity zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava i priblizheniya stroeniy* [GOST 9238—2013. Dimensions of railway rolling stock and the proximity of buildings]. Moscow: Standartinform Publ., 2014. 173 p. (In Russian)
10. Bolandova Yu. K. Metody otsenki ustoychivosti ot oprokidyvaniya konteynerov pri perevozke na spetsializirovannykh zheleznodorozhnykh platformakh. Kand. Diss [Methods for assessing the stability against overturning of containers during transportation on specialized railway platforms. Cand. Diss]. *Rossiyskiy universitet transporta* [Russian University of Transport]. Moscow, 2021. 24 p. (In Russian)

Received: May 14, 2022

Accepted: May 30, 2022

### Author's information:

Gadzhimet I. GADZHIMETOV — Head of Testing Center; gadzhimetovgi@vnikti.com