

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ, БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 629.4-592

DOI 10.46973/0201-727X_2025_4_168

*В. А. Карпычев, А. В. Страхова, С. А. Егоренкова***КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА МАКСИМАЛЬНЫХ ДАВЛЕНИЙ В ТОРМОЗНОМ ЦИЛИНДРЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА ПО УСЛОВИЮ БЕЗЬЮЗОВОГО ТОРМОЖЕНИЯ**

Аннотация. Представлено комплексное исследование, посвящённое обоснованию допустимого давления в тормозном цилиндре грузового вагона в зависимости от осевой нагрузки с учётом предотвращения юза колёсной пары при торможении. Рассмотрены три методических варианта определения предельного давления, отличающиеся подходами к учёту влияния скорости движения на расчётные значения коэффициентов сцепления колеса с рельсом и трения композиционных тормозных колодок. Особое внимание уделено влиянию коэффициента обезгрузки тележки на запас по сцеплению. Сравнительная оценка того, что подход с одновременным учётом коэффициента сцепления и коэффициента трения обеспечивает наилучший баланс между безопасностью торможения, устойчивостью против юза и эффективностью управления поездом в реальных эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: давление в тормозном цилиндре, безюзовое торможение, коэффициент сцепления, коэффициент трения, граничные давления.

Для цитирования: Карпычев, В. А. Количественная оценка максимальных давлений в тормозном цилиндре в зависимости от осевой нагрузки грузового вагона по условию безюзового торможения / В. А. Карпычев, А. В. Страхова, С. А. Егоренкова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 4. – С. 168–178. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_4_168.

Введение

Обоснование давления в тормозном цилиндре в зависимости от осевой нагрузки грузового вагона является актуальной задачей для выбора параметров авторежима. При этом, как указывалось [1], на значения давления накладываются ограничения, исходя из различных условий. Таковыми являются условия:

- отсутствие юза;
- непревышение нормируемого тормозного пути;
- непревышение предельно допускаемой мощности, приходящейся на одну колодку при экстренном торможении.

В данной статье представлены результаты исследования количественных ограничений на выбор давления в тормозных цилиндрах в зависимости от осевой нагрузки из условия отсутствия юза колесной пары при торможении применительно к серийному грузовому вагону и композиционным колодкам.

Основная часть

Результаты аналитических исследований представлены в [1]. При этом получена зависимость давления в тормозных цилиндрах в зависимости от различных факторов, включая коэффициент сцепления колесной пары с рельсом, коэффициент трения колодок, диаметр тормозного цилиндра, передаточное число рычажной передачи, материал колодок, скорость движения единицы подвижного состава, осевую нагрузку и другие.

Условие отсутствия юза представлено в виде зависимости [2].

Расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок определяется по общеизвестной формуле [2].

Заметим, что:

$$T + Q = q * k_{ось}, \quad (1)$$

где T – тара вагона; Q – грузоподъемность вагона; q – осевая нагрузка; $k_{ось}$ – количество осей вагона.

Учитывая (1), произведем замену в общеизвестной формуле расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок:

$$\delta_p = \frac{mK_p}{q \cdot k_{\text{ось}}}. \quad (2)$$

В числителе данного выражения представлено нажатие колодок вагона в целом. В знаменателе имеет место величина количества осей вагона. Тогда получаем:

$$\frac{mK_p}{k_{\text{ось}}} = \frac{K_{p(\text{ваг})}}{k_{\text{ось}}} = K_{p(\text{ось})}, \quad (3)$$

где $K_{p(\text{ось})}$ – расчетное нажатие колодок на ось.

В результате получаем:

$$\delta_p = \frac{k_{\text{кол}} K_p}{q}, \quad (4)$$

где $k_{\text{кол}}$ – количество колодок, действующих на колесную пару при торможении.

Таким образом, получаем, что расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок зависит от расчетного нажатия, действующего на ось и осевой нагрузки.

Авторежим регулирует давление в тормозном цилиндре в зависимости от осевой нагрузки вагона. Поэтому для заданной осевой нагрузки и давления расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок (δ_p) имеет конкретное значение. Другими словами, δ_p является величиной, регулируемой авторежимом. Расчетный коэффициент трения ($\varphi_{\text{кр}}$) зависит от типа колодок и скорости движения вагона. Расчетный допускаемый коэффициент сцепления колеса с рельсом, как было указано выше, зависит от осевой нагрузки и скорости вагона. Условием максимально допускаемых давлений в тормозном цилиндре является отсутствие юза.

Учитывая, что авторежим регулирует давление в тормозном цилиндре в зависимости от осевой нагрузки, а в равенстве имеются величины, зависящие от скорости, требуется исследование влияния скорости на характер изменения этих величин.

Составляющая коэффициента сцепления от скорости определяется выражением в [2]. Используя данную зависимость, был выполнен расчет для скоростей от 0 до 100 км/час. Результаты представлены на графике (рис. 1).

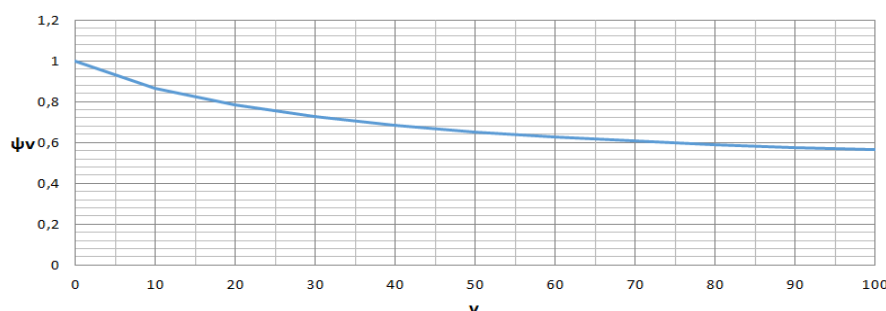


Рис. 1. Зависимость функции ψ_v от скорости подвижного состава

На графике видно, что функция нелинейная, убывающая. В области скоростей от 0 до 60 км/ч прослеживается резкое уменьшение значений, а далее в области скоростей 60–100 км/ч скорость убывания значений уменьшается. Таким образом, минимальное значение составляющей коэффициента сцепления реализуется при максимальной скорости.

Отсюда, для обоснования допускаемых давлений в тормозном цилиндре в зависимости от осевой нагрузки необходимо выполнить условие:

$$\psi_v \rightarrow \min. \quad (5)$$

Что соответствует максимальной принятой в расчетах скорости.

Составляющая коэффициента сцепления от осевой нагрузки определяется общеизвестным выражением [2].

На рис. 2 приведена зависимость составляющей коэффициента сцепления от осевой нагрузки. Представленная зависимость имеет линейный, убывающий характер. Чем больше осевая нагрузка, тем меньше значение составляющего коэффициента сцепления.

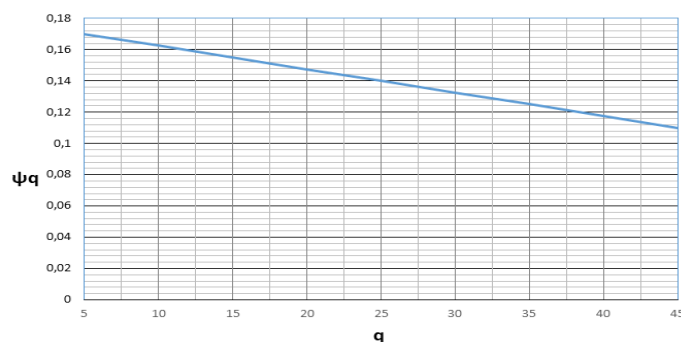


Рис. 2. Зависимость ψ_q от осевой нагрузки подвижного состава

Верхнее значение функции ψ_q от осевой нагрузки равно 0,1775, а нижнее – 0,11. Таким образом, функция для нагрузки 45 т/ось в 1,61 раз меньше, чем для порожнего вагона.

Выполнив количественный анализ составляющих величин в дальнейшем произведен расчет значений расчетного коэффициента сцепления в зависимости от осевой нагрузки и скорости движения. Результаты расчета представлены на рис. 3.

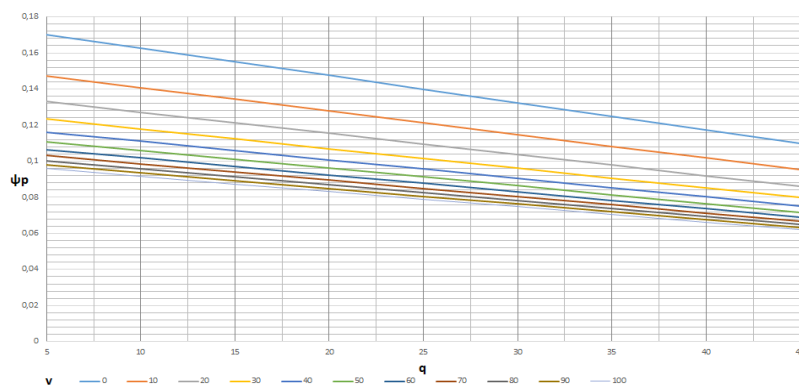


Рис. 3. Зависимости расчетного коэффициента сцепления от осевой нагрузки вагона и скорости его движения

Учитывая условие, следует, что для обоснования зависимости давления в тормозном цилиндре необходимо использовать зависимость для скорости 100 км/ч (рис. 3).

Расчетный коэффициент трения, как указано ранее, зависит от скорости движения и материала колодок, и определяется эмпирической формулой в ПТР [3]. Для проведения исследования принимаем композиционные колодки.

Результаты расчетов зависимости расчетного коэффициента трения от скорости представлены на графике (рис. 4).

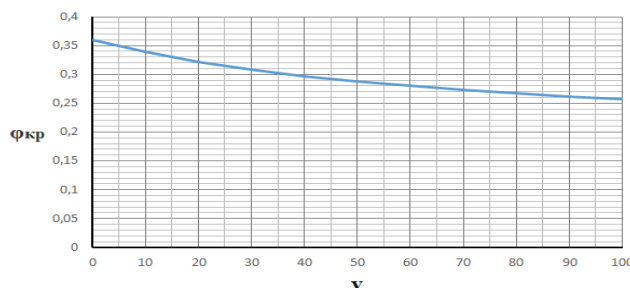


Рис. 4. Зависимость расчётного коэффициента трения от скорости

Заметим, что значение расчетного коэффициента трения с увеличением скорости постепенно уменьшается. Наибольшее значение равно 0,36, наименьшее – 0,26. Таким образом, уменьшение достигает 1,38 раза.

Таким образом, исследования показали, что наименьшее значение расчетного коэффициента сцепления имеет место при максимальной скорости. Вместе с этим наименьшее значение расчетного

коэффициента трения также реализуется для максимальной скорости, а при её уменьшении оно возрастает. Также следует учитывать, что авторежим регулирует давление только в зависимости от осевой нагрузки вагона. Отсюда: необходимым условием ограничения на давление в тормозном цилиндре является отсутствие юза во всем диапазоне рассматриваемых скоростей. Исходя из сказанного, на первом этапе (вариант 1) обоснования давления принят следующий алгоритм:

1 Из условия безюзового торможения максимальные давления в тормозном цилиндре определяются зависимостью [1].

2 В указанной зависимости используем минимальное значение ψ_v , принимаемое для 100 км/ч, в соответствии с условием (5).

3 Расчетный коэффициент трения определяем во всем диапазоне скоростей.

4 Осевую нагрузку изменяем от 5 т/ось до 45 т/ось. Повышенная осевая нагрузка принята для прослеживания тенденций изменения функции.

5 Коэффициент обезгрузки не учитывается ($f = 1$).

В качестве исходных приняты данные, представленные в таблице.

Исходные данные

№, п/п	Наименование величины	Обозначение	Единицы измерения	Значение
1	Передаточное число рычажной передачи	n	-	5,72
2	Коэффициент полезного действия тормозной рычажной передачи	$\eta_{трп}$	-	0,9
3	Коэффициент полезного действия тормозного цилиндра	$\eta_{ц}$	-	0,95
4	Диаметр тормозного цилиндра	$d_{ц}$	см	35,6
5	Число тормозных колодок	m	-	8
6	Математическая постоянная	π	-	3,14
7	Коэффициенты для определения расчетного нажатия колодки на колесо при установки композиционных колодок	a	-	1,22
		b	-	20
		d	-	1

На рис. 5 представлены зависимости максимальных давлений в тормозном цилиндре для принятых условий в зависимости от осевой нагрузки.

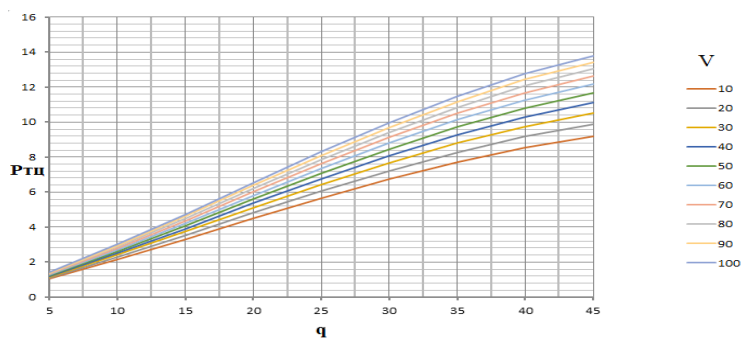


Рис. 5. Зависимости максимальных давлений в тормозном цилиндре из условия недопущения юза от осевой нагрузки для варианта 1

На графике (см. рис. 5) имеем семейство кривых, каждая из которых соответствует постоянной скорости и характеризует изменение давления от осевой нагрузки. При этом самая нижняя кривая соответствует давлению в тормозном цилиндре при минимальной, а верхняя – максимальной скорости движения вагона. В этом случае для заданной осевой нагрузки давление в тормозном цилиндре из условия недопущения юза для минимальной скорости ниже, чем для максимальной. Это обуславливается тем, что, принимая фиксированное значение составляющей величины расчетного коэффициента сцепления по скорости на уровне 100 км/ч, как минимальной, при уменьшении скорости возрастает значение расчетного коэффициента трения, снижая запас по сцеплению. В результате повышения значения

расчетного коэффициента трения при уменьшении скорости имеем уменьшение допускаемого давления в тормозном цилиндре. Поэтому при минимальной скорости получаем наименьшие давления. Отсюда: для установления ограничения давления в тормозном цилиндре необходимо выбирать кривую с соответствующей минимальной скоростью. Приняв за основу эти давления, получаем вывод, что при увеличении скорости вагона мы ожидаем повышение запаса по сцеплению. Минимальный запас реализуется для минимальной скорости.

На рис. 6 отдельно представлена зависимость давления в тормозном цилиндре от осевой нагрузки для скорости 5 км/ч. Данная скорость принята как минимальная на основе ПТЭ от 2022 года при соединении отцепов, а давления являются максимально допускаемыми для принятых условий. В диапазоне нагрузок 20–25 т/ось максимальное давление не превышает 5,5 кгс/см².

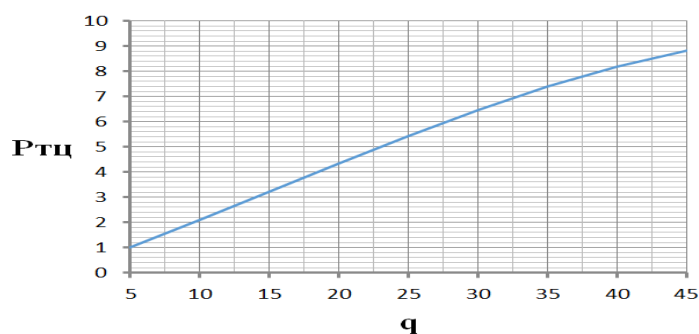


Рис. 6. Зависимость максимальных допускаемых давлений в тормозном цилиндре из условия недопущения юза от осевой нагрузки для варианта 1

Следует отметить, что рост запаса по сцеплению при увеличении скорости при выбранных давлениях может снизить эффективность управления движением поезда. Поэтому на этапе 2 (вариант 2) интерес представляет оценка максимальных допускаемых давлений, когда изменение скорости учитывается не только при расчете расчетного коэффициента трения, но и при определении расчетного коэффициента сцепления. Как и для варианты 1, обезгрузка во втором варианте не учитывается.

На рис. 7 представлены зависимости, характеризующие изменения максимальных давлений в тормозных цилиндрах из условия недопущения юза от осевой нагрузки для разных скоростей (вариант 2).

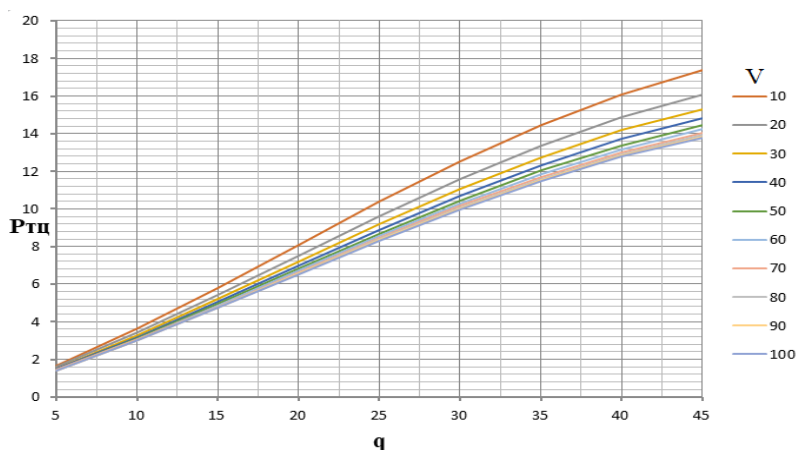


Рис. 7. Зависимости максимальных допускаемых давлений в тормозном цилиндре из условия недопущения юза от осевой нагрузки для варианта 2

Как видно из графиков, в отличие от варианта 1, минимальные давления реализуются для максимальной скорости (в расчетах – 100 км/ч), а все остальные кривые регулярно находятся выше. Данный факт согласуется с требованиями при проектировании тормозов, которые предусматривают проверку на юз для композиционных колодок на скорости 100 км/ч. Таким образом, взяв за основу давления при максимальной скорости, имеем ожидаемое увеличение запаса по сцеплению при уменьшении скорости торможения. На рис. 8 отдельно представлена зависимость давления в тормозном цилиндре от осевой нагрузки для скорости 100 км/ч.

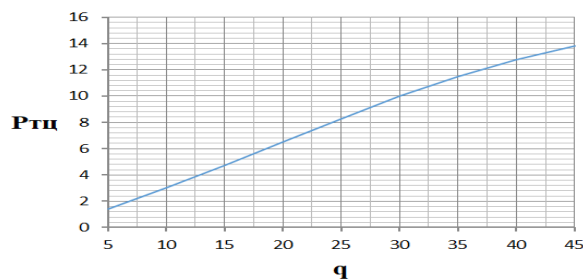


Рис. 8. Зависимость максимальных давлений в тормозном цилиндре из условия недопущения юза от осевой нагрузки для варианта 2

Следует отметить, что для варианта 1 и 2 выводы применительно к ожидаемому увеличению запаса по сцеплению противоположны друг другу. Однако, ранее отмечалось, что при уменьшении скорости увеличивается не только составляющая расчетного коэффициента сцепления от скорости, но и расчетный коэффициент трения. При этом градиенты изменений этих функций разные.

Выполнив исследования и обосновав рекомендации, на заключительном этапе произведена проверка рекомендуемых давлений на условие недопущения юза. Проверка производилась на основе рекомендованной методики расчета тормозных систем грузовых вагонов [2]. Проверка выполнена для двух вариантов обоснования максимально допускаемого давления в тормозном цилиндре на основе оценки коэффициента запаса по сцеплению (13):

$$\Delta = \delta_p \varphi_{кр} - f|\psi_p|, \quad (6)$$

где $|\psi_p|$ – расчетный допускаемый коэффициент сцепления колеса с рельсом, определяется как функция от осевой нагрузки и скорости;

$\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения колодок, зависит от типа колодок и скорости движения.

Если коэффициент меньше нуля, то имеет место запас по сцеплению. Если больше нуля, то условие безюзового торможения нарушается.

Формула расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок выведена ранее. Расчетная сила нажатия на тормозную колодку и действительная сила нажатия на одну колодку, определяются по общеизвестным формулам [2].

Следует отметить, что в соответствии с выведенной зависимостью из условия безюзового торможения при определении давлений в тормозных цилиндрах [1] силы F_1 (усилие сжатия внутренней отпускной пружины тормозного цилиндра), и F_2 (усилие пружины авторегулятора рычажной передачи, приведенное к штоку тормозного цилиндра) не учитывались, что обусловило некоторое занижение граничных значений давлений. В расчетной зависимости действительной силы нажатия на одну колодку, учет сил F_1 и F_2 приводят к уменьшению действительных нажатий и увеличению запаса по юзу. В проверках эти силы не учитывались.

На рис. 9 представлены результаты расчета для варианта 1 с коэффициентом обезгрузки равным 1.

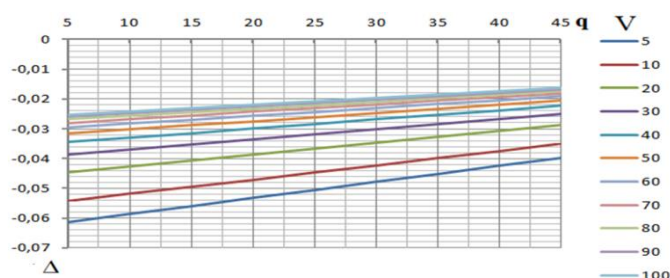


Рис. 9. Результаты расчета коэффициента запаса по сцеплению для варианта 1 и зависимости давлений в тормозных цилиндрах от осевой нагрузки, выбранных на скорости 5 км/ч без учета сил F_1 , F_2 , и обезгрузки тележки

Анализ зависимостей показывает, что в целом имеет место запас по сцеплению. Следует отметить, что запас по сцеплению выше на минимальной скорости и ниже на максимальной, что несколько противоречит ожиданиям. Этот факт объясняется тем, что для определения давлений в тормозном цилиндре принималось минимальное фиксированное значение расчетного коэффициента сцепления для максимальной скорости, а значение расчетного коэффициента трения максимальным для минимальной

скорости (см. рис. 5, 6). При проведении проверки значения расчетного коэффициента сцепления определялось с учетом изменения скорости, что привело к его увеличению при уменьшении скорости и как следствие, к росту запаса по сцеплению. Для максимальной скорости при том же фиксированном значении расчетного коэффициента сцепления расчетный коэффициент трения минимальный. Поэтому допускаемое давление при увеличении скорости увеличивается (см. рис. 5). При проверке имеем несколько другую картину. Принимая за основу минимально допускаемые давления для минимальной скорости (см. рис. 5, 6), получаем их корреляцию с максимальным расчетным коэффициентом трения и минимальным расчетным коэффициентом сцепления (для заданной осевой нагрузки). Вместе с этим при уменьшении скорости значение расчетного коэффициента сцепления возрастает и для заданного давления в тормозном цилиндре имеем увеличение запаса по юзу именно на минимальной скорости.

Учитывая вышесказанное, выполнены расчеты для несколько другого варианта. В качестве допускаемых принимались давления для скорости 100 км/ч. Эти давления соответствуют минимальному расчетному коэффициенту сцепления и минимальному расчетному коэффициенту трения. То есть обе величины определялись для одной скорости. Отсюда, условия определения давлений и проверки для скорости 100 км/ч идентичны, а запас по юзу для этой скорости должен быть равен 0.

На рис. 10 представлены результаты расчета запаса по сцеплению для давлений, зависящих от осевой нагрузки, принимаемых для скорости 100 км/ч.

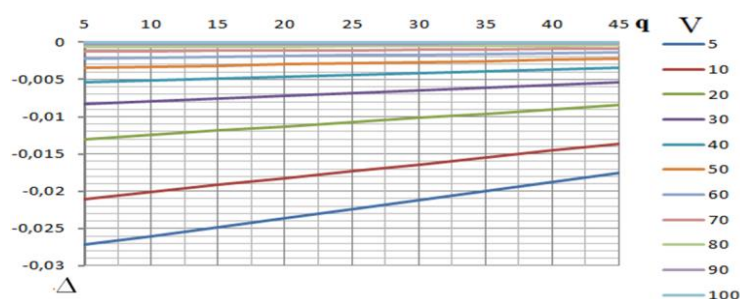


Рис. 10. Результаты расчета коэффициента запаса по сцеплению для варианта 1 и зависимости давлений в тормозных цилиндрах от осевой нагрузки, выбранных на скорости 100 км/ч без учета сил F_1 , F_2 и обезгрузки тележки

Как видно из рисунка, для скорости 100 км/ч запас по юзу отсутствует и равен 0, а для минимальной скорости имеем наличие запаса.

На рис. 11 представлены зависимости запаса по юзу для варианта 1, но с учетом обезгрузки, равной 0,9. В сравнении с вариантом, когда обезгрузка не учитывалась, в данном варианте имеет место уменьшение запаса по сцеплению, что является ожидаемым и указывает на верность расчетов.

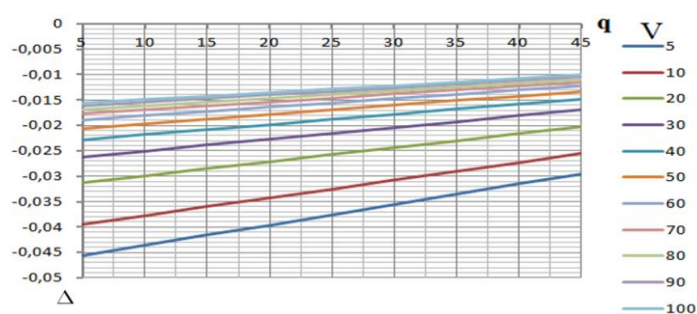


Рис. 11. Результаты расчета коэффициента запаса по сцеплению для варианта 1 и зависимости давлений в тормозных цилиндрах от осевой нагрузки, выбранных на скорости 5 км/ч без учета сил F_1 и F_2 , с коэффициентом обезгрузки тележки 0,9

На рис. 12 представлены результаты расчетов, когда давления выбирались по варианту 1, но для скорости 100 км/ч и с учетом обезгрузки, равной 0,9. Как видно из рисунка, при скорости выше 20 км/ч имеет место расчетное нарушение условий безюзового торможения для всех осевых нагрузок. Данный факт указывает на чувствительность рассмотренного варианта к возникновению юза.

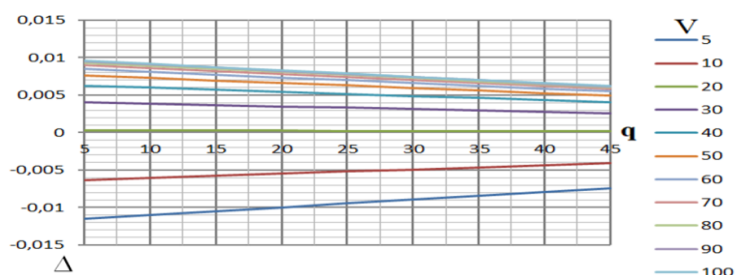


Рис. 12. Результаты расчета коэффициента запаса по сцеплению для варианта 1 и зависимости давлений в тормозных цилиндрах от осевой нагрузки, выбранных на скорости 100 км/ч без учета сил F_1 и F_2 , с обезгрузкой тележки 0,9

В дальнейшем рассмотрен вариант второй, когда давление определялось с учетом изменения расчетного коэффициента сцепления от скорости. Результаты без учета обезгрузки представлены на рис. 13. Как видно из рисунка, зависимости практически идентичны зависимостям, представленным на рис. 10. Действительно, для рис. 10 и рис. 13 за основу принимались давления, у которых расчетный коэффициент сцепления определялся для скорости 100 км/ч.

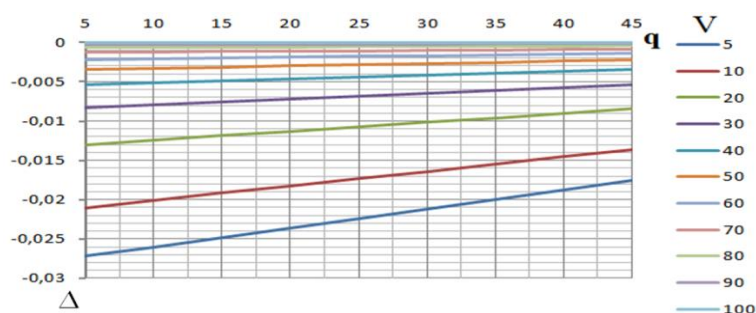


Рис. 13. Результаты расчета коэффициента запаса по сцеплению для варианта 2 и зависимости давлений в тормозных цилиндрах от осевой нагрузки, выбранных на скорости 100 км/ч без учета сил F_1 , F_2 , и обезгрузки тележки

На рис. 14 представлены результаты расчетов для варианта 2, но с учетом обезгрузки, равной 0,9. Как видно, зависимости идентичны зависимостям, представленным на рис. 12. При скорости выше 20 км/ч имеет место отсутствие запаса по юзу для всего диапазона осевых нагрузок.

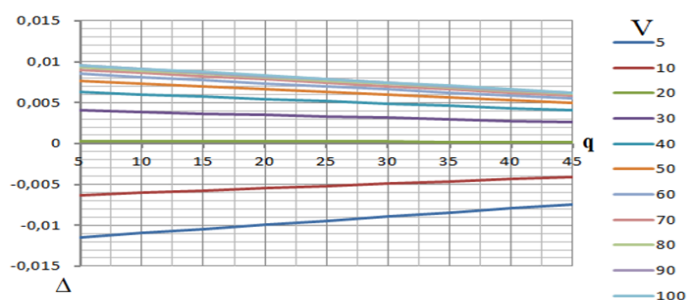


Рис. 14. Результаты расчета коэффициента запаса по сцеплению для варианта 2 и зависимости давлений в тормозных цилиндрах от осевой нагрузки, выбранных на скорости 100 км/ч без учета сил F_1 и F_2 , с обезгрузкой тележки 0,9

Таким образом, обоснование предельного давления в тормозных цилиндрах в соответствии с вариантом 1 позволяет иметь запас по сцеплению как при отсутствии, так и при наличии обезгрузки. Для варианта 2 наличие обезгрузки обуславливает отсутствие запаса по сцеплению при скоростях выше 20 км/ч во всем диапазоне осевых нагрузок.

Исходя из всего сказанного, следует сделать вывод о необходимости рассмотрения третьего варианта, когда определение граничных давлений определяется с учетом изменения расчетного коэффициента трения и расчетного коэффициента сцепления от скорости. Для варианта 3 не учитывались силы F_1 и F_2 . Обезгрузка колесных пар учитывалась равной 0,9. Результаты расчетов представлены на рис. 15. При этом получили зависимости в виде семейства кривых, каждая из которых соответствует своей скорости и отражает изменение давления в зависимости от осевой нагрузки.

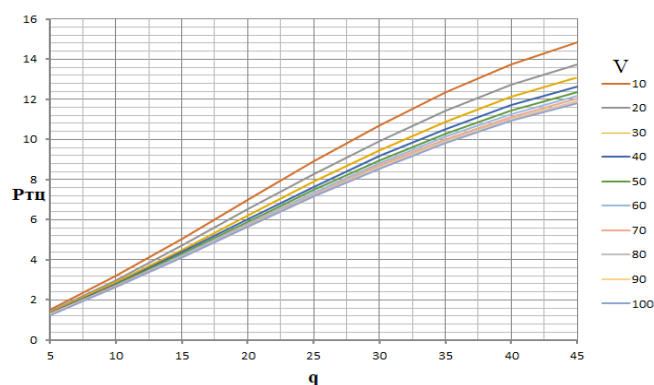


Рис. 15. Зависимости изменения граничных давлений для варианта 3

Как видно из графиков, наименьшие давления имеем для максимальной скорости. Поэтому принимаем их за основу.

На рис. 16 представлены результаты проверки коэффициента запаса для обезгрузки, равной 1, и прочих равных с вариантом 3 условий. Как и следовало ожидать, минимальный запас по сцеплению имеем для максимальной скорости, который возрастает при уменьшении скорости.

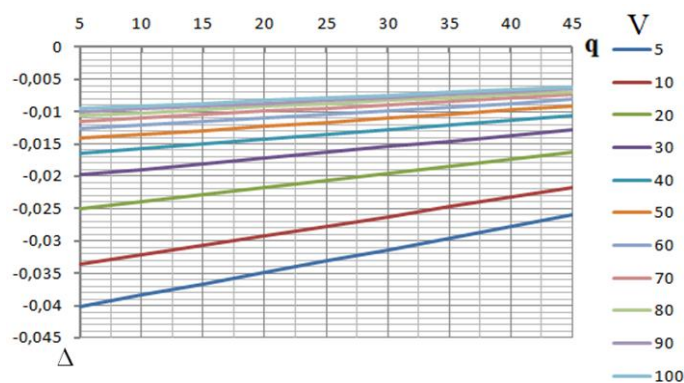


Рис. 16. Результаты расчета запаса по сцеплению для минимальных граничных давлений в соответствии с вариантом 3. Обезгрузка равна 1

На рис. 17 представлены результаты расчета коэффициента запаса по сцеплению для варианта аналогичного предыдущему, но с обезгрузкой равной 0,9. Следует отметить, что условия выбора минимальных граничных давлений для максимальной скорости идентичны условиям расчета запаса по сцеплению для той же скорости. Отсюда ожидаемый результат – запас по сцеплению для этих условий отсутствует, что и наблюдаем на рис. 17.

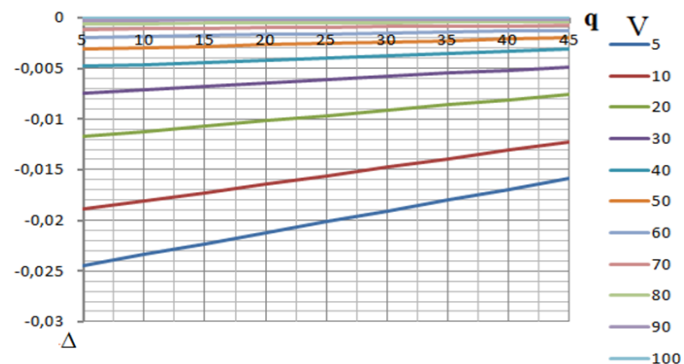


Рис. 17. Результаты расчета запаса по сцеплению для минимальных граничных давлений в соответствии с вариантом 3. Обезгрузка равна 0,9

Следует также отметить, что силы F_1 и F_2 в расчетах не учитывались. В реальности они несколько уменьшают усилия на колодке, а при выбранных давлениях это приводит к некоторому запасу по сцеплению для максимальной критической по условию сцепления скорости.

Выводы

Сравнительная оценка рассмотренных вариантов показывает, что вариант 3 наиболее рационален, т.к. в наиболее полной мере реализует условия сцепления при торможении и эффективность управления движением поезда.

Список литературы

- 1 **Карпычев, В. А.** Определение граничных характеристик авторежима тормозной системы грузового вагона из условия безюзового торможения / В. А. Карпычев, А. Б. Болотина, А. В. Страхова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 1 (93). – С. 8–14. – DOI 10.46973/0201-727X.
- 2 **ГОСТ 34434-2018.** Тормозные системы грузовых железнодорожных вагонов. Технические требования и правила расчета ; введ. с 01.08.2019. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 31 с.
- 3 **Правила тяговых расчетов для поездной работы.** – Москва : Транспорт, 1985. – 287 с.

References

- 1 **Karpichev, V. A.** Determination of the boundary characteristics of the automatic braking system of a freight car based on the condition of non-slip braking / V. A. Karpichev, A. B. Bolotina, A. V. Strakhova // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2024. – No. 1 (93). – P. 8–14. – DOI 10.46973/0201-727X.
- 2 **GOST 34434-2018.** Brake systems of freight railway cars. Technical requirements and calculation rules ; introduced on 01.08.2019. – Moscow : Standartinform, 2018. – 31 p.
- 3 **Rules for traction calculations for train operation.** – Moscow : Transport, 1985. – 287 p.

V. A. Karpichev, A. V. Strakhova, S. A. Egorenkova

**QUANTITATIVE ASSESSMENT OF MAXIMUM PRESSURES
IN THE BRAKE CYLINDER DEPENDING ON THE AXIAL LOAD
OF A FREIGHT CARRIAGE UNDER THE CONDITION
OF NON-SLIP BRAKING**

Abstract. This article presents a comprehensive study devoted to substantiating the permissible pressure in a freight car brake cylinder depending on the axle load, taking into account the prevention of wheelset skidding during braking. Three methodological options for determining the maximum pressure are considered, differing in their approaches to accounting for the influence of travel speed on the calculated values of the wheel-rail adhesion coefficient and the friction coefficient of composite brake shoes. Particular attention is paid to the influence of the bogie unloading factor on the adhesion reserve. A comparative assessment shows that the approach that simultaneously considers the adhesion coefficient and friction coefficient provides the best balance between braking safety, resistance to skidding, and train control efficiency under real operating conditions.

Keywords: pressure in the brake cylinder, non-slip braking, adhesion coefficient, friction coefficient, boundary pressures.

For citation: Karpichev, V. A. Quantitative assessment of maximum pressures in the brake cylinder depending on the axial load of a freight carriage under the condition of non-slip braking / V. A. Karpichev, A. V. Strakhova, S. A. Egorenkova // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 4. – P. 168–178. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_3_168.

Сведения об авторах

Карпычев Владимир Александрович
Российский университет транспорта (МИИТ),
кафедра «Машиноведение, проектирование,
стандартизация и сертификация»,
доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой,
e-mail: kv119@yandex.ru

Страхова Арина Владимировна
Российский университет транспорта (МИИТ),

Information about the authors

Karpichev Vladimir Aleksandrovich
Russian University of Transport (MIIT),
Chair “Mechanical Engineering, Design,
Standardization and Certification”,
Doctor of Engineering Sciences,
Associate Professor,
Head of the Chair,
e-mail: kv119@yandex.ru

Strakhova Arina Vladimirovna
Russian University of Transport (MIIT),

кафедра «Машиноведение, проектирование,
стандартизация и сертификация»,
ассистент,
e-mail: arishastrakhova@yandex.ru

Егоренкова Софья Алексеевна
Центр НК и ТД ПКБ АО «ВНИИЖТ»,
специалист,
e-mail: egorenkovasofya@yandex.ru

Chair “Mechanical Engineering, Design,
Standardization and Certification”,
Assistant,
e-mail: arishastrakhova@yandex.ru
Egorenkova Sofya Alekseevna
Center for Non-Destructive
Testing and Technical Diagnostics
of the Design Bureau of JSC “VNIIZhT”,
Specialist,
e-mail: egorenkovasofya@yandex.ru