

**Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР
МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ**

Канд. техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ

ДИНАМИКА ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

**Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
доктора технических наук**

**Москва
1964**

Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР
МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Канд. техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ

ДИНАМИКА ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва
1964

Работа выполнена на кафедре автомобилей и двигателей Харьковского автомобильно-дорожного института в 1959—1963 гг.

Однучайные автореферты:

1. Островцев А. Н.
2. Ральцевич Б. С.
3. Смирнов Т. А.

Запись 25.05.1964 г. 6
Специализированное собрание МАДЧ

Ответственный за выпуск Н. А. Булгаков

Подписано к печати 10.IV 1964 г. БЦ 30158. Формат 60×90¹/₁₆. Объем:
2 печ. л., 2 условн. печ. л. Зак. 1061, тираж 225. Бесплатно.

Типография Издательства ХГУ. Харьков, Университетская, 16

1. Направления и задачи исследования динамики торможения автомобиля

Задача полного удовлетворения потребностей в перевозках грузов и пассажиров, поставленная Программой КПСС перед автомобильным транспортом и автомобильной промышленностью нашей страны, требует увеличения интенсивности автомобильного движения, роста скорости и грузоподъемности подвижного состава. В этих условиях проблемы эффективности и безопасности торможения автомобилей приобретают особенную актуальность.

Эффективность торможения оцениваем таким обобщенным показателем, как величина пути торможения. Безопасность торможения рассматриваем как обеспечение возможности полного контроля над управлением автомобилем на всех этапах процесса без уменьшения установленной эффективности торможения. В конечном счете, эффективность торможения определяется величинами касательных реакций дороги на колесах автомобиля, а безопасность торможения — соответствием касательных и нормальных реакций на отдельных колесах условием сцепления с дорогой.

Эти оценочные критерии можно установить в каждом случае при анализе динамики торможения автомобиля. Динамика торможения определяет как протекание процесса торможения во времени, так и характер движения автомобилей при различных соотношениях действующих на него сил. Расширение в последние годы работ по внедрению в конструкцию тормозных систем элементов автоматики, обеспечивающих улучшение протекания процесса торможения во времени и регулирование распределения тормозных сил между осями, требует более глубокой разработки ряда основных положений динамики торможения автомобиля. Этой основной задаче подчинено содержание диссертации.

Анализ динамики торможения автомобиля ведем применительно к условиям его прямолинейного движения на твердой горизонтальной дороге, пренебрегая сопротивлениями качения и воздуха. Предполагаем, что значения коэффициентов трения

трущихся пар и техническое состояние тормозов и приводов стабильны, соответствуют установленным требованиям и обеспечивают равномерное распределение тормозных сил между колесами каждой оси.

Полное использование сцепного веса автомобиля для получения максимальных тормозных сил в большинстве случаев в современных условиях невозможно без блокирования колес. При блокировании не только нарушаются условия безопасности торможения, но и снижается его интенсивность в связи с уменьшением коэффициентов сцепления шин с дорогой φ . О снижении φ часто судят по резкому падению тормозного момента на колесе при блокировании (Б. Веенер, Ф. Гаусс и др.).

Максимальная эффективность торможения с обеспеченней безопасностью может быть достигнута при распределении тормозных сил между осями пропорционально нормальным реакциям на колеса и при торможении на пределе блокирования всех колес. Это требует автоматического регулирования соотношения тормозных сил на осях в зависимости от нагрузки на автомобиль, условий движения и интенсивности торможения.

Наиболее близки к полному удовлетворению требований пропорционального распределения тормозных сил системы с противоблокировочными устройствами на колесах. Разработка таких систем ведется как в СССР, так и за рубежом. В различной степени приближаются к пропорциональному распределению в системах с переменным, автоматически изменяющимся соотношением тормозных сил.

Для автомобилей с резко различной нагрузкой на оси в погружном и груженом состоянии перспективны тормозные системы с регулированием распределения тормозных сил по статической нагрузке на оси. Вместе с тем, можно ожидать, что в тормозных системах автомобилей еще долго будет широко применяться постоянное распределение тормозных сил. Динамика торможения автомобиля исследуется в диссертации применительно к тормозным системам с противоблокировочными устройствами, системам с автоматически регулируемым распределением тормозных сил по статической нагрузке на оси и с постоянным соотношением тормозных сил на осях.

Работы Н. А. Бухарина, лаборатории органов управления автомобилем НАМИ под руководством В. Г. Розанова, исследования Ю. Б. Беленьского, Г. И. Клинковштейна и других специалистов в СССР, работы Г. Штриена, Д. Тонниеса, А. Трооста, Г. Фритцше в ФРГ, Г. Д. Старкса, Р. Д. Листера, Р. Н. Кемпа в Англии и многих других авторов осветили широкий круг вопросов, связанных с динамикой торможения автомобиля. На основании обзора и обобщения материалов выполненных исследований, в диссертации поставлены следующие основные задачи.

1. Исследовать динамику торможения автомобильного колеса, обратив особое внимание на процессы его блокирования и разблокирования.

2. Дать анализ процесса торможения автомобиля с учетом перераспределения нагрузки между осями и изменения условий сцепления при блокировании колес.

3. Разработать практические рекомендации для расчета рационального распределения тормозных сил (тормозных моментов) между осями автомобиля в системах с регулированием распределения по статической нагрузке на оси и с постоянным распределением.

4. Распространить разработанную методику анализа соотношения тормозных сил и выбора их рационального распределения между осями на автомобили с более сложной конструктивной схемой — многоосные автомобили и седельные автопоезда.

5. Рассмотреть основы динамики торможения автомобиля с противоблокировочными устройствами.

2. Динамика торможения автомобильного колеса

В основу рассмотрения процессов торможения и блокирования колеса положена схема явлений в площадке контакта, подробно исследованная в работах В. И. Кнороза. У затормаживаемого колеса по мере роста тормозной силы уменьшается средняя зона контакта с относительно неподвижными элементами шины и увеличивается зона выхода из контакта, в которой элементы шины проскальзывают относительно дороги в сторону движения. При увеличении тормозной силы до предельной по сцеплению возникает общее проскальзывание элементов шины по всей всей площади контакта — этот момент предлагается принимать как начало блокирования колеса.

Следовательно, переход к общему проскальзыванию не является резким качественным изменением процесса — ему предшествует упругое проскальзывание части элементов шины. В начале блокирования не должно быть резкого падения коэффициента сцепления φ — он должен изменять свое значение не мгновенно, а по мере увеличения скорости общего проскальзывания в площадке контакта.

Опубликованные экспериментальные данные показывают, что в различных условиях φ может изменяться по различным законам в зависимости от скорости скольжения v_c . Для анализа блокирования и разблокирования принимаем условия:

$$1 - \varphi = \text{const.} \quad (1)$$

$$2 - \varphi = a - bv_c; \quad (2)$$

$$3 - \varphi = (a + bv_c)e^{-cv_c} + d, \quad (3)$$

где a , b , c и d — постоянные коэффициенты для каждой формулы. Последнюю зависимость, принятую И. В. Крагельским,

Г. Е. Чупилко, С. М. Цукербергом и определяющую максимум φ при медленном проскальзывании, заменяют упрощенной вида

$$\varphi = \frac{a_1}{(v_c - b_1)^2 + c_1} + d_1, \quad (4)$$

близкой к действительной, если изменение φ симметрично в зоне максимума.

Нормальная реакция Z на блокируемом колесе изменяется от перераспределения нагрузки между осями и от динамических воздействий неровностей, вызывающих вертикальные колебания колес. На ровной дороге, при линейном нарастании давления в системе пропорционально времени, реакция Z определяется выражением

$$C = 0,5 \frac{G_{ct}L \pm P_{t_0}h_g \pm k_p h_g t}{L \mp h_g \varphi}, \quad (5)$$

где G_{ct} — статическая нагрузка на блокируемую ось; P_{t_0} — тормозная сила на неблокируемой оси при $t=0$; L и h_g — база и высота расположения центра тяжести автомобиля,

k_p — коэффициент увеличения тормозной силы на неблокируемой оси;

t — время от начала блокирования.

При переменном φ в зависимости от скорости скольжения уравнение (5) должно решаться совместно с уравнением блокирования или разблокирования.

В диссертации рассмотрено влияние свободных колебаний неподрессоренных масс на величину нормальной реакции у блокируемого колеса. Для этого решены дифференциальные уравнения колебаний системы с учетом перераспределения нагрузки между осями при торможении в условиях постоянного коэффициента сцепления. Получено выражение

$$Z = 0,5 G_{ct} \pm 0,5 h_g \frac{G_{ct}\varphi + P_{t_0}}{L \mp h_g \varphi} \pm 0,5 \frac{k_p h_g}{L \mp h_g \varphi} + C_{\text{ш}} \zeta e^{-ht} \sin(\Omega t + \chi_{\zeta}) + C_{\text{ш}} \zeta e^{-h_k t} \sin(\Omega_k t + \chi_{\zeta}), \quad (6)$$

где $C_{\text{ш}}$ — жесткость шины;

ζ и ζ_k — амплитуды колебаний неподрессоренной массы соответственно с низкой частотой Ω и с высокой частотой Ω_k ;

h и h_k — коэффициенты, характеризующие сопротивления в системе;

χ_{ζ} и χ_{ζ_k} — начальные фазы.

В уравнениях (5), (6) и последующих при двойном знаке верхний знак соответствует блокированию передних колес при неблокируемых задних, а нижний — блокированию задних при неблокируемых передних.

В процессе блокирования угловая скорость колеса уменьшается от начального значения ω_0 , соответствующего линейной скорости оси v , до нуля, а скорость скольжения в контакте увеличивается от нуля до скорости оси. Динамический радиус колеса r_d до начала блокирования увеличивается в определенных пределах, а в процессе блокирования его можно принимать постоянным. При блокировании увеличивается время t_k пребывания элемента шины в контакте с дорогой и путь S_{ck} его проскальзывания относительно дороги. Обозначив λ — отношение скорости скольжения в контакте к скорости оси, при известной длине площадки контакта l получим

$$t_k = \frac{l}{v(1-\lambda)}, \quad S_{ck} = \frac{l\lambda}{1-\lambda}. \quad (7)$$

При увеличении λ до 0,6–0,7 значения t_k и S_{ck} растут сравнительно медленно, а при больших λ быстро увеличиваются до бесконечности.

Разделяем процесс торможения колеса на следующие периоды:

- 1 — нарастание тормозной силы до предела по сцеплению;
- 2 — блокирование колеса;
- 3 — скольжение полностью заблокированного колеса;
- 4 — разблокирование колеса;
- 5 — снижение тормозной силы до нуля после разблокирования.

В 2-м, 3-м и 4-м периодах тормозная сила на колесе P_{tk} является предельной по сцеплению и изменяется в зависимости от изменения нормальной реакции на колесе и коэффициента сцепления. При постоянной нормальной реакции Z изменение P_{tk} определяется изменением φ согласно одному из уравнений (1)–(4).

В 1-м периоде угловое ускорение колеса сравнительно невелико и поэтому при рассмотрении торможения без блокирования обычно пренебрегают инерционным моментом колеса. Во 2-м и в 4-м периодах обязательно нужно учитывать инерционный момент в уравнениях равновесия колеса. При блокировании тормозной момент на колесе равен сумме момента от предельной по сцеплению тормозной силы и инерционного момента колеса.

Рассматриваем процесс блокирования для двух вариантов изменения тормозного момента M_t на колесе:

1 — подводимый к колесу тормозной момент непрерывно увеличивается до полного блокирования колеса;

2 — тормозной момент в ходе блокирования достигает максимального значения, обеспечиваемого усилием на педали и конструкцией тормозов и привода, а затем поддерживается максимальным.

Принимая процесс блокирования колеса кратковременным, предполагаем, что скорость оси (скорость автомобиля) за это время изменяется настолько незначительно, что ее можно считать постоянной.

При нарастающем тормозном моменте на колесе (1-й вариант) дифференциальное уравнение блокирования имеет вид

$$M_{t_0} + k_m t - Z \varphi r_\partial + I_k \frac{d\omega}{dt} = 0, \quad (8)$$

где M_{t_0} — тормозной момент на колесе в начале блокирования;

k_m — коэффициент увеличения тормозного момента;

I_k — момент инерции колеса;

$\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение колеса (в условиях блокирования оно отрицательное).

Для 2-го варианта изменения M_t в первой части процесса (до $M_{t_{max}}$) справедливо уравнение (8), а во второй части

$$M_{t_{max}} - Z \varphi r_\partial + I_k \frac{d\omega}{dt} = 0, \quad (9)$$

где $M_{t_{max}}$ — максимальный тормозной момент на колесе.

В работе анализируются решения уравнений (8) и (9) для случаев движения по ровной дороге и по неровной с учетом влияния колебаний неподпрессоренных масс, для постоянного коэффициента сцепления и при изменении его с изменением скорости проскальзывания. Для ровной дороги и $\varphi = \text{const}$. угловое замедление и угловая скорость колеса определяются выражениями:

Из уравнения (8)

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{1}{I_k} \left(k_m \mp 0,5 \frac{k_p h_g \varphi r_\partial}{L \mp h_g \varphi} \right) t; \quad (10)$$

$$\omega = \omega_n - \frac{1}{2I_k} \left(k_m \mp 0,5 \frac{k_p h_g \varphi r_\partial}{L \mp h_g \varphi} \right) t^2. \quad (11)$$

Из уравнения (9)

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{1}{I_k} \left(k_m \mp 0,5 \frac{k_p h_g \varphi r_\partial}{L \mp h_g \varphi} \right) t_1; \quad (12)$$

$$\omega = \omega_n - \frac{t_1}{2I_k} \left(k_m \mp 0,5 \frac{k_p h_g \varphi r_\partial}{L \mp h_g \varphi} \right) (2t - t_1), \quad (13)$$

где t_1 — продолжительность увеличения M_t от M_{t_0} до $M_{t_{max}}$.

$$t_1 = \frac{M_{t_{max}} - M_{t_0}}{k_m} \quad (14)$$

Блокирование заканчивается, когда второй член в выражениях (11) и (13) становится равным ω_n . Как видно из приведенных формул, при этом угловое замедление максимально, а затем резко падает до нуля.

Падает до нуля после конца блокирования и инерционный момент колеса. Именно этим обстоятельством, а не скачкообразным изменением φ , объясняется резкое падение тормозного момента при полном блокировании.

Замедление колеса при блокировании в условиях нарастающего M_t тем выше, чем больше коэффициент увеличения тормозного момента k_m . При этом коэффициент сцепления влияет на замедление лишь постольку, поскольку от него зависит перераспределение нагрузки между осями. При $M_{t_{max}}$ замедление постоянно (при $\varphi = \text{const}$). Оно тем выше, чем хуже сцепление колеса с дорогой, т. е. чем ниже M_{t_0} . Уменьшение φ с нарастанием в ходе блокирования скорости скольжения v_s во всех случаях повышает интенсивность блокирования.

Поскольку колесо, как маховая масса, связано с дорогой и с осью упругими связями, такое резкое падение M_t вызывает возникновение затухающих угловых колебаний колеса.

При падении тормозного момента на колесе ниже его значения, соответствующего предельной по сцеплению тормозной силе, начинается разблокирование. Избыточная часть момента от тормозной силы расходуется при этом на преодоление инерционного момента колеса и его ускоренное вращение. При разблокировании в площадке контакта колеса с дорогой в обратном порядке происходят те же явления, что и при блокировании — скорость общего проскальзывания уменьшается до нуля, после чего образуется зона контакта с относительно неподвижными элементами шины. Прекращение общего проскальзывания определяем как конец разблокирования.

В процессе разблокирования тормозная сила колеса является предельной по сцеплению и изменяется в соответствии с изменениями φ и Z . Момент на колесе от предельной по сцеплению тормозной силы равен сумме тормозного момента M_t и инерционного момента.

Так же, как и при блокировании, возможны два варианта изменения тормозного момента M_t на колесе при разблокировании:

1 — момент M_t уменьшается до самого конца разблокирования;

2 — момент M_t падает до нуля раньше, чем наступает полное разблокирование колеса.

Для 1-го варианта дифференциальное уравнение разблокирования имеет вид

$$M'_{t_0} - k'_m t - Z\varphi r_d + I_k \frac{d\omega}{dt} = 0, \quad (15)$$

где M'_{t_0} — тормозной момент на колесе непосредственно перед началом разблокирования (предельный по сцеплению);

k'_m — коэффициент уменьшения тормозного момента; t — время от начала разблокирования.

Для 2-го варианта изменения M_t в первой части процесса (до $M_t = 0$) справедливо уравнение (15), а во второй части

$$I_k \frac{d\omega}{dt} - Z\varphi r_d = 0. \quad (16)$$

В диссертации рассматриваются решения уравнений (15) и (16) для различных закономерностей изменения нормальной реакции на колесе и коэффициента сцепления. Для ровной дороги и $\varphi = \text{const}$. выражения углового ускорения и угловой скорости колеса имеют вид, аналогичный формулам (10)–(13), но с обратным знаком ускорения и $\omega_n = 0$.

Устанавливается, что в конце разблокирования колесо вращается с максимальным угловым ускорением. При полном разблокировании — прекращении общего проскальзывания в контакте — угловое ускорение и пропорциональный ему инерционный момент колеса резко падают до нуля. Одновременно резко падает тормозная сила колеса до ее значения, соответствующего тормозному моменту на колесе в конце разблокирования.

Влияние k'_m на интенсивность разблокирования проявляется так же, как и влияние k_m при блокировании — чем больше k'_m , тем интенсивнее разблокирование. Влияние φ при $M_t = 0$ противоположно установленному для блокирования — чем лучше сцепление, тем больше угловое ускорение колеса. Увеличение коэффициента сцепления с уменьшением скорости общего скольжения в контакте и при разблокировании способствует повышению интенсивности процесса.

В работе приведена методика математического моделирования процессов блокирования и разблокирования на электронных моделях. При этом облегчается их анализ и возникает возможность исключить некоторые допущения, принятые в теоретических решениях. В частности, значительно упрощается учет влияния изменения нормальной реакции на блокируемом колесе

на перераспределение нагрузки между осями, рассмотрение блокирования и разблокирования в условиях вынужденных колебаний неподрессоренных масс при различных законах изменения возмущающей силы, анализ влияния на протекание процесса таких показателей, как сцепление колес с дорогой, скорость автомобиля, интенсивность торможения и др.

Для моделирования принимаем такую последовательность явлений при блокировании колеса:

- 1 — движение автомобиля по ровной дороге без колебаний;
- 2 — наезд на неровность и возникновение колебаний;
- 3 — начало торможения без блокирования колес;
- 4 — блокирование колес одной из осей с непрерывным ростом M_t ;
- 5 — конец нарастания тормозного момента M_t ;
- 6 — конец блокирования.

Последовательность явлений при разблокировании колеса:

- 1 — движение автомобиля с заблокированными колесами одной из осей по ровной дороге без колебаний;
- 2 — наезд на неровность и возникновение колебаний;
- 3 — начало растормаживания (падения давления в системе тормозного привода) без разблокирования колес;
- 4 — начало разблокирования колес оси при непрерывном уменьшении тормозного момента M_t ;
- 5 — падение тормозного момента до нуля;
- 6 — конец разблокирования.

Процессы рассматриваются как для условий наезда на единичную неровность, так и при движении по дороге с периодически чередующимися неровностями. Профиль неровности принят синусоидальным. Начало торможения и начало растормаживания можно смешать во времени относительно момента наезда на неровности.

Для каждого периода явления приводятся дифференциальные уравнения процессов. Рассматриваются структурные схемы электронных моделей, для процессов блокирования и разблокирования, позволяющие воспроизводить соответствующие явления и решать эти уравнения в предположении, что коэффициент сцепления $\varphi = \text{const}$. Учет изменения φ в процессе блокирования или разблокирования требует существенного усложнения моделей.

Экспериментальное исследование процессов блокирования и разблокирования затормаживаемого колеса проводили на динамометрической тележке с одиночным затормаживаемым колесом и на автомобиле ГАЗ М-20. Испытания на тележке в дорожных и в лабораторных условиях, выполненные при стабильных режимах приложения к колесу тормозного момента, позволили получить более четкую картину явления. Для подтверждения общей схемы процесса и значений его основных по-

казателей, были проведены дополнительные дорожные испытания на автомобиле в реальных условиях торможения.

Динамометрическая тележка буксировалась автобусом ПАЗ-651 с установленной на нем аппаратурой. Колесо тележки сшиной 6,00—16 было загружено статической нагрузкой 400 кГ. Точку крепления тележки к автобусу располагали на минимальной высоте над дорогой, чтобы уменьшить изменение нагрузки на колесо при торможении. Пневмогидравлический привод к тормозу колеса тележки позволял регулировать максимальную величину тормозного момента и темп его нарастания.

Испытания проводили при минимальном давлении в системе привода, обеспечивающем устойчивое блокирование колеса, без срывов в процессе блокирования и в заблокированном состоянии. Продолжительность нарастания M_t регулировали в пределах от 0,15 до 0,6 сек. Для дорожных испытаний выбирали участки дороги с ровным покрытием, чтобы свести к минимуму воздействие дорожных неровностей. Проводили испытания при двух вариантах сцепления с дорогой — на сухом гладком асфальтобетоне и на ледяной поверхности. В шине с неизношенным дорожным рисунком протектора поддерживали нормальное давление 2 кГ/см².

При лабораторных испытаниях на бетонном полу лаборатории передняя часть тележки опиралась на два дополнительных катка диаметром 100 мм с массивными резиновыми шинами. Аппаратуру устанавливали посередине дорожки для испытаний длиной 16 м и соединяли с тележкой общим жгутом кабелей от датчиков, включающим также шланг для подачи сжатого воздуха. Тележку разгоняли тяговым тросом от лебедки с электроприводом, затем переводили на свободное качение и затормаживали. Скорость тележки в этих испытаниях не превышала 2,2 м/сек. Стабильность условий лабораторных испытаний облегчала уточнение явления и наладку аппаратуры перед дорожными испытаниями.

В процессе испытаний на ленту осциллографа одновременно записывали следующие показатели:

1 — тормозной момент M_t на опорном диске тормоза — от проволочных преобразователей, наклеенных на втулку опорного диска;

2 — тормозную силу на колесе P_{tk} — от проволочных преобразователей, наклеенных на ось колеса;

3 — суммарный угол поворота θ_k затормаживаемого колеса и моменты времени, соответствующие его блокированию и разблокированию — от коллекторного датчика на ступице колеса, дающего сигнал через каждые 12° поворота (1/30 оборота) колеса;

4 — положительное и отрицательное угловое ускорение $\frac{d\omega}{dt}$

колеса — от датчика ускорений в качестве которого был использован подключенный соответствующим образом двухфазный асинхронный электродвигатель типа 2 АСМ-200;

5 — путь S_5 свободно катящегося („пятого“) колеса — от коллекторного датчика на «пятом» колесе, фиксирующего каждый 0,0785 м пройденного пути;

6 — время t — от часов МЧ-62 с отметками через 0,1 сек.

При испытаниях на автомобиле ГАЗ М-20 доводили до блокирования колеса задней оси, создавая тормозной момент усилием нажатия ноги водителя на педаль тормоза. Для сохранения при этом управляемости автомобиля, тормозной привод к передним колесам предварительно отключали. На автомобиле регистрировали те же показатели, что и при испытаниях тележки. Проволочные преобразователи для измерения M_t и P_{tk} наклеивали на консольной части чулка полуоси между диском тормоза и рессорой.

Изменение кинематического радиуса колеса и проскальзывание в площадке контакта проявлялось на осциллограммах в нарушении синхронности записи θ_k и S_5 . Шаг ступенчатой записи θ_k при блокировании увеличивался, а при разблокировании уменьшался. Сопоставление записей θ_k , S_5 и t на осциллограммах, записанных с высокой скоростью ленты (до 640 мм/сек), позволяло подсчитать угловую скорость и угловое ускорение затормаживаемого колеса. Непосредственная запись $\frac{d\omega}{dt}$ от датчика ускорений использовалась только для качественной оценки явления, так как на нее накладывались колебания, вызванные погрешностями изготовления датчика.

Испытания подтвердили общий характер протекания процессов блокирования и разблокирования, принятый в теоретическом анализе. На рис. 1 показана типичная осциллограмма, полученная в дорожных испытаниях на тележке. В начальной стадии тормозной момент на колесе M_t и тормозная сила P_{tk} росли примерно пропорционально. Затем рост P_{tk} приостанавливался в связи с достижением предела по сцеплению (точка А), а увеличение M_t продолжалось. После окончания блокирования (точка В) M_t резко падал, а затем наблюдалась его затухающие колебания. Частота колебаний соответствовала собственной частоте колебаний колеса на упругих связях, рассчитанной с учетом их жесткостей. Разблокирование начиналось падением M_t ниже его предельного значения по сцеплению (точка С), а заканчивалось резким падением тормозной силы P_{tk} (точка Д).

Испытания показали несостоительность объяснений резкого падения тормозного момента при блокировании колеса скачкообразным изменением коэффициента сцепления φ при переходе к общему скольжению в площадке контакта. Начало общего проскальзывания определяли приближенно, считая, что предельный радиус качения без общего проскальзывания равен свободному радиусу шины. Эта точка обычно располагалась до максимума P_{tk} при блокировании и после максимума P_{tk} при разблокировании. Резкого падения P_{tk} при начале общего проскальзывания не было обнаружено, следовательно, не было и скачкообразного падения φ .

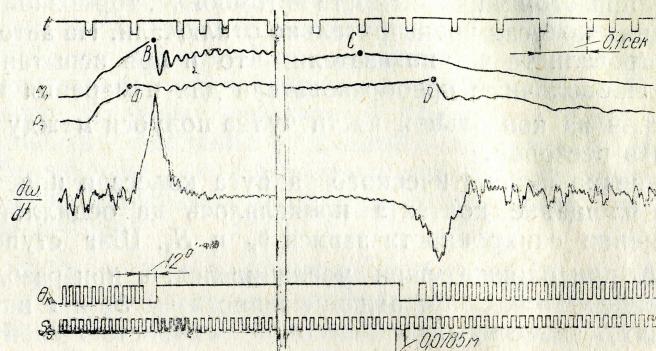


Рис. 1.

Уменьшение φ при блокировании проявлялось в падении P_{tk} между точками A и B . При разблокировании P_{tk} увеличивалась между точками C и D за счет увеличения φ с уменьшением скорости общего проскальзывания v_c . Точки максимума P_{tk} соответствовали медленному проскальзыванию в контакте. Следовательно, в наших испытаниях с возникновением общего проскальзывания φ сначала немного увеличивался, а потом уменьшался по мере увеличения v_c . Концу блокирования соответствовало максимальное значение углового замедления колеса — $\frac{d\omega}{dt}$, а концу разблокирования — максимум углового ускорения $+\frac{d\omega}{dt}$. Этим условиям соответствовали и максимальные значения инерционного момента колеса. Угловое замедление и ускорение достигало при этом 300—500, а иногда до 800 $рад/сек^2$. Соответственно инерционный момент составлял до 80—100% от предельного тормозного момента по условиям

цепления. Испытания показали, что и на скользкой дороге к колесу может быть подведен максимальный тормозной момент в конце блокирования — это обстоятельство необходимо учитывать при оценке нагрузочных режимов деталей, передающих реактивный момент при торможении.

Приведенные в диссертации графики, построенные по результатам обработки осциллограмм, полученных в испытаниях, подтвердили основные закономерности изменения показателей процессов блокирования и разблокирования колеса, установленные в теоретическом анализе.

3. Процесс торможения автомобиля

В рабочих органах тормозных систем автомобилей можно различать при торможении динамическую стадию процесса (нарастание давления) и статическую (установившееся давление). В динамической стадии соотношение тормозных сил на осях переменное, а в статической — установившееся, постоянное. При «аварийном» торможении в условиях плохого сцепления или при высокой начальной скорости преобладает статическая стадия процесса, продолжительность которой, как показано в работе, может в десятки раз превышать продолжительность динамической стадии. Поэтому анализ динамики торможения следует вести прежде всего с позиций обеспечения эффективности и безопасности торможения в статической стадии процесса.

В диссертации рассматриваются показатели и режимы торможения автомобиля с установленным распределением нагрузки и постоянным распределением тормозных моментов (и тормозных сил до блокирования колес) между осями. В условиях торможения, близких к статической стадии, только при определенном коэффициенте сцепления φ_0 возможно одновременное блокирование обеих осей. При $\varphi < \varphi_0$ первыми блокируются передние колеса, а при $\varphi > \varphi_0$ — задние. При блокировании снижается тормозная сила на колесах блокируемой оси и общая тормозная сила автомобиля P_t в связи с уменьшением φ . Степень снижения оцениваем величиной $q < 1$ — отношением φ после блокирования к φ до блокирования.

Выделяем для общего случая три фазы процесса торможения:

- 1-я фаза — до начала блокирования колес;
- 2-я фаза — при заблокированных колесах одной оси;
- 3-я фаза — при заблокированных колесах обеих осей.

При $\varphi = \varphi_0$ 1-я фаза непосредственно переходит в 3-ю фазу.

В 1-й фазе перераспределение нагрузки между осями определяется нарастающими тормозными силами на обеих осях. Во 2-й фазе на неблокированной оси тормозная сила продолжает нарастать, а на заблокированной ее величина опре-

деляется изменением φ и перераспределением нагрузки. В связи с ростом общей тормозной силы автомобиля P_t , на передней оси нагрузка увеличивается, а на задней уменьшается. В 3-й фазе на ровной дороге изменение P_t определяется только изменением коэффициента сцепления.

В работе выводятся формулы для определения тормозной силы автомобиля, замедления и тормозного пути в статической стадии процесса торможения на режимах, соответствующих концу 1-й фазы (пределу блокирования колес), концу 2-й фазы и 3-й фазе. Формулы сведены в табл. 1. Приняты обозначения:

β_1 и β_2 — коэффициенты распределения тормозных сил на осях, как отношения в каждом случае тормозной силы на оси к общей тормозной силе автомобиля (без блокирования колес);
 a и b — расстояния от центра тяжести до передней и задней осей автомобиля;

G — полный вес автомобиля;

v_0 — скорость автомобиля в м/сек в начале статической стадии процесса торможения

Сопоставление показателей торможения в различных фазах позволяет прийти к выводу, что переход во 2-ю и 3-ю фазу не дает существенного выигрыша в эффективности торможения, но снижает безопасность торможения. Поэтому рекомендуемым режимом интенсивного торможения предлагается считать режим конца 1-й фазы, т. е. предел блокирования колес одной из осей или (в частном случае, когда $\varphi = \varphi_0$) обеих осей. Этот режим должен быть положен в основу оценки тормозных качеств автомобиля, определяемых в значительной степени распределением тормозных сил между осями.

Рассматривается влияние массы (веса) автомобиля на величину тормозного пути в статической стадии процесса. Показано, что в общем случае, когда тормозная сила автомобиля P_t переменна во времени, для тормозного пути S_t до полной остановки автомобиля справедливо выражение

$$S_t = v_0 t_0 - \frac{1}{M} \int_0^{t_0} dt \int_0^t P_t dt, \quad (17)$$

где M — масса автомобиля;

t_0 — время торможения, определяемое из условия

$$v_0 = \frac{1}{M} \int_0^{t_0} P_t dt. \quad (18)$$

Следовательно, путь торможения не зависит от веса автомобиля только в тех случаях, когда P_t пропорционально M в 1-й степени. Если величина P_t ограничена усилием на пе-

Таблица 1

Расчетные формулы			
Режим и условия торможения	тормозная сила	замедление при торможении	путь торможения
$\varphi > \varphi_0$ — передние колеса на пределе блокирования	$P_{t_{\max}} = \varphi G \frac{b}{L\beta_1 - \varphi h_g}$	$j_t = g\varphi \frac{b}{L\beta_1 - \varphi h_g}$	$S_t = \frac{v_0}{2g\varphi} \cdot \frac{L\beta_1 - \varphi h_g}{b}$
Конец 1-й фазы	$P_{t_{\max}} = \varphi G$	$j_t = g\varphi$	$S_t = \frac{v_0^2}{2g\varphi}$
$\varphi = \varphi_0$ — все колеса на пределе блокирования	$P_{t_{\max}} = \varphi G \frac{a}{L\beta_2 + \varphi h_g}$	$j_t = g\varphi \frac{a}{L\beta_2 + \varphi h_g}$	$S_t = \frac{v_0^2}{2g\varphi} \cdot \frac{L\beta_2 + \varphi h_g}{a}$
Конец 2-й фазы	$P_t = \varphi G \frac{a + qb}{L + \varphi h_g (1-q)}$	$j_t = g\varphi \frac{a + qb}{L + \varphi h_g (1-q)}$	$S_t = \frac{v_0^2}{2g\varphi} \cdot \frac{L + \varphi h_g (1-q)}{a + qb}$
$\varphi < \varphi_0$ — передние колеса заблокированы, задние на пределе блокирования	$P_t = \varphi G \frac{b + qa}{L - \varphi h_g (1-q)}$	$j_t = g\varphi \frac{b + qa}{L - \varphi h_g (1-q)}$	$S_t = \frac{v_0^2}{2g\varphi} \cdot \frac{L - \varphi h_g (1-q)}{b + qa}$
3-я фаза	$P_t = q\varphi G$	$j_t = g\varphi$	$S_t = \frac{v_0^2}{2gq\varphi}$

дали или конструкцией тормозов и привода, S_t прямо пропорционален массе (весу) автомобиля.

Исследовано также влияние инерционных моментов в конце блокирования или разблокирования колес на перераспределение нагрузки даже при самом неблагоприятном сочетании условий — при одновременном окончании блокирования всех колес автомобиля.

4. Распределение тормозных сил между осями автомобиля и влияние его на показатели торможения

При данных координатах центра тяжести и данном распределении тормозных сил между осями торможение на пределе блокирования обеспечивает полное использование сцепного веса для создания тормозной силы только при коэффициенте сцепления φ_0 . При $\varphi \neq \varphi_0$ сцепной вес полностью не используется. Предлагается оценивать эффективность торможения на пределе блокирования коэффициентом использования сцепного веса m — отношением тормозной силы автомобиля на пределе блокирования к максимальной тормозной силе при полном использовании сцепного веса. Из формул таблицы I получаем

$$\text{при } \varphi < \varphi_0 \quad m = \frac{b}{L\beta_1 - \varphi h_g}, \quad (19)$$

$$\text{при } \varphi > \varphi_0 \quad m = \frac{a}{L\beta_2 + \varphi h_g}.$$

Значения m при различных условиях сцепления колес с дорогой определяются координатами центра тяжести и коэффициентами распределения тормозных сил. Показано, что выбор соотношения тормозных сил из условия одновременного блокирования колес обеих осей при среднем φ_0 без увязки с расположением центра тяжести автомобиля может привести к весьма неравноестественному использованию сцепного веса при торможении на пределе блокирования в хороших и плохих условиях сцепления.

Уменьшение загрузки автомобиля обычно приводит к смещению его центра тяжести вперед. При этом уменьшается значение коэффициента сцепления φ_0 , при котором возможно одновременное блокирование колес обеих осей. Соответственно уменьшается диапазон значений φ , соответствующих опережающему блокированию колес передней оси, связанному с потерей управляемости.

Такое отклонение от оптимальных условий торможения, при которых обе оси блокируются одновременно, более благоприятно, чем увеличение φ_0 , так как обеспечивает большую безопасность торможения.

Для расчета теоретически необходимого распределения тормозных сил между осями (соотношения тормозных моментов на осях) предлагается исходить из требования одинакового использования сцепного веса при торможении на пределе блокирования в условиях минимального эксплуатационного значения коэффициента сцепления φ' и его максимального эксплуатационного значения φ'' . Предполагается, что вероятность возникновения φ' такая же, как и φ'' . Для средней полосы Советского Союза можно принимать $\varphi' = 0,2$ и $\varphi'' = 0,7$.

Этому требованию удовлетворяют следующие значения коэффициентов распределения тормозных сил β_1 и β_2

$$\beta_1 = \frac{b}{L} + h_g \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L^2}; \quad (20)$$

$$\beta_2 = \frac{a}{L} - h_g \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L^2}.$$

Им соответствует коэффициент сцепления φ_0 , при котором одновременно блокируются колёса обеих осей

$$\varphi_0 = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L}. \quad (21)$$

Для систем с регулируемым распределением тормозных сил по статической нагрузке на оси формулы (20) определяют закон изменения коэффициентов β_1 и β_2 при различных сочетаниях значений координат центра тяжести. Для систем с постоянным соотношением тормозных сил на осях предлагается рассчитывать коэффициенты β_1 и β_2 по формулам (20), исходя из координат центра тяжести, соответствующих полной нагрузке автомобиля.

В пользу последней рекомендации говорят следующие соображения:

1 — для грузовых автомобилей полная нагрузка соответствует преимущественным эксплуатационным режимам;

2 — для легковых автомобилей и автобусов при полной нагрузке (при полном количестве пассажиров) особенно важно обеспечить и максимальную эффективность, и безопасность торможения;

3 — при торможении автомобилей с полной нагрузкой (с максимальной массой) требуется наибольшая тормозная сила и соответствующее ей максимальное усилие на педали тормоза;

4 — нормативы тормозных качеств автомобилей предусматривают оценку эффективности торможения при полной нагрузке автомобилей;

5 — уменьшение нагрузки, как отмечено выше, сохраняет управляемость автомобиля в большем диапазоне значений φ .

Очередность блокирования колес различных осей автомобиля необходимо учитывать при определении максимальных тормозных моментов, возможность создания которых должна быть обеспечена конструкцией тормозов и привода. Эти моменты должны допускать доведение колес автомобиля до предела блокирования при максимальных значениях коэффициента сцепления $\varphi = \varphi''$.

При высоком φ первыми блокируются колеса задней оси. Доведение до предела блокирования задних колес при $\varphi = \varphi''$ обусловлено выражением

$$M_{t_2 \max} = \varphi'' \frac{Ga}{L} \left(1 - \frac{\varphi'' h_g}{L \beta_2 + \varphi'' h_g} \right) r_d, \quad (22)$$

где $M_{t_2 \max}$ — максимальный тормозной момент на задней оси; r_d — динамический радиус колеса.

Максимальный тормозной момент на передней оси определяется величиной $M_{t_2 \max}$ и значениями коэффициентов β_1 и β_2 .

При проектировании тормозных систем для семейства однотипных моделей автомобилей может возникнуть необходимость анализа целесообразности заданного соотношения тормозных сил на осях. В диссертации рассмотрены методы такого анализа, позволяющие сравнительно просто определить для разных коэффициентов сцепления неиспользуемый запас сцепления на неблокируемой оси в то время, когда вторая ось находится на пределе блокирования.

Естественно, что не всегда имеется возможность получить требуемое соотношение тормозных сил на осях и одновременно удовлетворить требованиям максимальной унификации узлов и использования существующего производства. Однако конструктор должен стремиться найти компромиссные решения и приблизить принимаемые соотношения тормозных сил на осях к теоретически необходимым.

В качестве примера в работе приводится анализ соотношения тормозных сил на осях у семейства грузовых автомобилей Кременчугского автозавода и материалы экспериментальных исследований динамики их торможения при различных условиях сцепления и различном соотношении тормозных сил. На трехосные автомобили КрАЗ с балансирной подвеской мостов задней тележки распространяется обычная расчетная схема двухосного автомобиля, так как нормальные реакции на колесах заднего и среднего мостов при торможении практически одинаковы.

На всех модификациях выпускающихся автомобилей КрАЗ к тормозам различных осей в статической стадии процесса торможения подводятся одинаковые тормозные моменты. Анализ

тормозных систем семейства автомобилей КрАЗ привел к выводу о необходимости усиления передних тормозов автомобиля КрАЗ-219. В то же время на автомобилях КрАЗ-222 соотношение тормозных сил близко к теоретически необходимому и изменять его не требуется.

Было предложено увеличить плечи рычагов разжимных кулачков для передних тормозов КрАЗ-214 и задних тормозов автомобиля КрАЗ-219. Такая рекомендация не полностью удовлетворяла требованиям выражений (20), однако она являлась максимальным реально допустимым приближением к этим требованиям с сохранением высокой степени унификации деталей тормозов и приводов у семейства автомобилей КрАЗ.

В экспериментальных исследованиях было запланировано проведение двух этапов тормозных испытаний. На 1-м этапе предполагалось исследовать распределение тормозных сил в существующей тормозной системе автомобилей КрАЗ-214 и КрАЗ-219, а на 2-м сопоставить эффективность торможения при существующей и усиленной тормозной системе.

Во время испытаний в различных комбинациях регистрировали следующие показатели:

- 1 — тормозные моменты на переднем, среднем и заднем мостах;
- 2 — нормальные реакции дороги на колесах среднего и заднего мостов;
- 3 — моменты времени, соответствующие блокированию за-тормаживаемых колес переднего, среднего и заднего мостов;
- 4 — тормозной путь автомобиля;
- 5 — скорость автомобиля и ее изменение в ходе торможения;
- 6 — усилие на педали тормоза;
- 7 — давление воздуха в ресиверах, в магистрали у тормозного крана и у тормозных цилиндров различных колес;
- 8 — время.

Первые три группы показателей записывали только для колес одной стороны автомобиля. Тормозные моменты фиксировали с помощью проволочных преобразователей, наклеенных на опорных пальцах заклиниваемых колодок тормозов. При этом на осциллограммах в меньшей степени проявлялись помехи от динамических нагрузок на мост при наездах на неровности, по сравнению с записями от преобразователей, наклеенных на балку моста, но снижалась точность измерений при малых тормозных моментах.

Для фиксации нормальных реакций наклеивали проволочные преобразователи на консольную часть чулка полуоси, на балку моста и непосредственно на рессору. Однако в большинстве случаев не удавалось получить достаточно четкую количественную оценку значений нормальных реакций в связи с резко

переменными динамическими воздействиями дорожных неровностей.

Результаты 1-го этапа испытаний подтвердили ряд общих положений, полученных в теоретическом анализе динамики торможения автомобиля, и наши выводы о целесообразности усиления передних тормозов КрАЗ-214 и задних тормозов КрАЗ-219. На приведенных в диссертации осциллограммах ясно выражены динамическая и статическая стадии процесса торможения, причем последняя значительно продолжительнее, чем первая. У более удаленных от тормозного крана тормозов заднего и среднего мостов динамическая стадия более продолжительна, чем у переднего моста. Заметно переменное соотношение тормозных моментов на осях в динамической стадии и примерно постоянное соотношение в статической стадии.

Хотя в испытаниях не был непосредственно измерен неиспользуемый запас сцепления при торможении на пределе блокирования, однако устойчивое опережающее блокирование задних колес груженого автомобиля КрАЗ-214 при торможении в плохих условиях сцепления и передних колес груженого автомобиля КрАЗ-219 при торможении на сухой дороге свидетельствует о недостаточной величине максимальных тормозных моментов на колесах этих осей.

На 2-м этапе испытаний сравнивали эффективность торможения автомобилей со стандартной и усиленной тормозной системой в совершенно аналогичных дорожных и погодных условиях. Для этого определяли тормозной путь автомобилей, устанавливая последовательно обычные и удлиненные рычаги разжимных кулаков непосредственно на месте испытаний. Одновременно фиксировали осциллографом изменение тормозных моментов, падение давления воздуха в ресиверах за одно торможение и усилие на педали тормоза.

Было установлено уменьшение на 1,5—2,0 м (на 10—15%) тормозного пути на сухом гладком асфальтобетоне при начальной скорости около 40 км/час, увеличение примерно на 20% тормозного момента на тех осях, где были установлены удлиненные рычаги, и увеличение на 5—8% падения давления в ресиверах за одно торможение при максимальном начальном давлении. Усилие на педали тормоза в обоих случаях было практически одинаковым и не превышало 65—70 кг.

На основании проведенного теоретического и экспериментального исследования динамики торможения автомобиля в диссертации предлагается внести некоторые уточнения в существующие нормативы эффективности торможения автомобилей. Прежде всего отмечается нечеткость требования проводить испытания на твердой сухой дороге. Такая дорога может иметь коэффициент сцепления μ от 0,5 до 0,8 и соответственно может быть различным тормозной путь одного и того же автомобиля на пределе

блокирования. В нормативах должна быть оговорена величина коэффициента сцепления на дороге для проведения испытаний и установлена методика его определения.

Существующие рекомендации о проведении испытаний только при хорошем сцеплении не позволяют оценить целесообразность принятого в конструкции данного автомобиля распределения тормозных сил между осями. Тормозная система может быть спроектирована так, что при высоком μ будет обеспечена высокая эффективность торможения, определяемая высоким коэффициентом использования сцепного веса. Однако на скользких дорогах этот коэффициент будет низок, путь торможения на пределе блокирования увеличен и, таким образом, не будет обеспечена безопасность и эффективность торможения.

Нормативы эффективности торможения автомобилей должны предусматривать определение тормозных качеств не при одном, а при двух определенных значениях коэффициента сцепления — высоком и низком — и для обоих случаев следует оговорить соответствующие допустимые показатели.

Нормативы эффективности торможения тяжелых автомобилей зачастую искусственно занижены и фиксируют сложившееся положение, при котором явно недостаточны значения максимальных тормозных моментов на осях. Такие ограничения не имеют принципиальных и существенных оснований и могут быть устранены. Максимальные тормозные моменты на отдельных осях должны допускать возможность доведения колес до предела блокирования при всех, практически возможных значениях коэффициента сцепления.

5. Динамика торможения седельных автопоездов

В диссертации, исходя из приведенных выше принципиальных позиций, рассматривается динамика торможения седельных автопоездов, на которую существенно влияют их характерные особенности:

1 — перераспределение нагрузки между звеньями автопоезда при торможении;

2 — трехпорная конструктивная схема автопоезда;

3 — наличие шарнирной связи звеньев автопоезда, допускающей их высокую относительную подвижность в горизонтальной плоскости. Первые две особенности значительно усложняют явление и исключают применимость расчетных формул, полученных ранее для автомобилей с обычной конструктивной схемой.

Определяются нормальные реакции на осях седельного автопоезда при торможении. При этом принимаются постоянные значения коэффициентов распределения тормозных сил, что справедливо как для гидравлического, так и для пневматического привода. Уравнения равновесия недостаточны для определения

реакций — дополнительным условием является равенство замедлений тягача и полуприцепа при торможении. Нормальные реакции на осях прямо пропорциональны общей тормозной силе автопоезда и зависят от ее распределения между осями.

Показано, что блокирование передней и задней осей седельного автопоезда вызывает, как и у обычного автомобиля, потерю управляемости или устойчивости против заноса. Блокирование же задней оси тягача значительно менее опасно. При этом сохраняется управляемость и невелика интенсивность нарастания заноса, поскольку при заносе мгновенные центры поворота тягача и полуприцепа расположены с противоположных сторон автопоезда.

Устойчивость автопоезда против заносов при торможении сильно зависит от направления усилий в сцепке. Для автопоездов с прицепами рекомендуют сохранять «растянутость». У седельных автопоездов, как показало исследование, это требование можно выполнить только за счет значительного недоиспользования сцепного веса для создания тормозной силы, что влечет за собой соответствующее увеличение тормозного пути. Поэтому в большинстве конструкций полуприцеп при торможении стремится наезжать на тягач.

В диссертации выведены формулы для коэффициентов β_1 , β_2 и β_3 , соответствующих пропорциональному распределению тормозных сил при данном значении φ .

$$\beta_1 = \frac{\gamma l(\varphi h_g' + b') + L'(\varphi h_g + b) + \varphi h_k(b + \gamma b') + \varphi^2 h_k(h_g + \gamma h_g')}{L(1 + \gamma)(\varphi h_k + L')}; \quad (23)$$

$$\beta_1 = \frac{\gamma(L - l)(\varphi h_g' + b') - L'(\varphi h_g - a) + \varphi h_k(a - \gamma b') - \varphi^2 h_k(h_g + \gamma h_g')}{L(1 + \gamma)(\varphi h_k + L')}; \quad (24)$$

$$\beta_3 = \frac{\gamma(\varphi h_k - \varphi h_g' + a')}{(1 + \gamma)(\varphi h_k + L')}, \quad (25)$$

где L , a , b , h_g — база и координаты центра тяжести тягача; L' , a' , b' , h_g' — база и координаты центра тяжести полуприцепа;

h_k — высота расположения точки сцепки;
 l — смещение точки сцепки вперед относительно задней оси тягача;

γ — отношение веса полуприцепа к весу тягача.

Таким образом, при определенном соотношении тормозных сил у седельного автопоезда возможно одновременное блокирование колес всех осей, соответствующее коэффициенту сцепления φ_0 .

Из формул (23)–(25) получены зависимости тормозных сил на осях от общей тормозной силы при пропорциональном их

распределении. Для постоянного соотношения тормозных сил на осях или регулируемого по статической нагрузке получены значения коэффициента использования сцепного веса m при торможении на пределе блокирования в условиях $\varphi < \varphi_0$ и $\varphi > \varphi_0$.

Исходя из последнего предлагается для седельных автопоездов применять ту же общую методику выбора соотношения тормозных сил на осях, согласно которой при низком коэффициенте сцепления φ' и высоком φ'' должны быть обеспечены одинаковые значения m . Для этого надо сначала определить коэффициент сцепления φ_0 , соответствующий одновременному блокированию всех осей, из квадратного уравнения

$$k_1 \varphi_0^2 + k_2 \varphi_0 + k_3 = 0. \quad (26)$$

Коэффициенты k_1 , k_2 и k_3 равны

$$\begin{aligned} k_1 &= a' h_k (G_t h_g + C_n h_g') \\ k_2 &= G_t [b(L'h_g' - b'h_k) + a' h_g(L' - \varphi' h_k)] + \\ &\quad + G_n [l L' h_g' - b'h_k] + a' h_k(b' - \varphi' h_g'); \\ k_3 &= G_t [\varphi'' b(b'h_k - L'h_g') - \varphi' a' L' h_g] + \\ &\quad + G_n \left[\varphi'' b' \left(b' \frac{l}{L'} h_k - l h_g' \right) - \varphi' a' (b' h_k + l h_g' - b' \frac{l}{L'} h_k) \right], \end{aligned} \quad (27)$$

где G_t и G_n — вес тягача и вес полуприцепа.

Затем по полученному φ_0 найти β_1 , β_2 и β_3 из (23)–(25).

Максимальные тормозные моменты на осях нужно рассчитывать из условия опережающего блокирования колес оси полуприцепа при высоком коэффициенте сцепления φ'' . Максимальный момент на оси полуприцепа $M_{t_3 \max}$ при этом равен

$$M_{t_3 \max} = \frac{G_n a' \beta_3 \varphi'' r_d}{\beta_3 L' + \varphi'' \left[h_g' \frac{G_n}{G_t + G_n} - h_k \left(\frac{G_n}{G_t + G_n} - \beta_3 \right) \right]}. \quad (28)$$

Максимальные тормозные моменты на остальных осях определяются на основании полученных ранее значений коэффициентов распределения тормозных сил β_1 , β_2 и β_3 .

Для анализа соотношения тормозных сил на осях седельного автопоезда с целью установления очередности блокирования колес отдельных осей и определения неиспользуемого запаса сцепления при торможении на пределе блокирования может быть использован графо-аналитический метод, предложенный Г. И. Клинковштейном для обычных автомобилей.

6. Динамика торможения многоосных автомобилей.

В работе рассмотрена также динамика торможения многоосных автомобилей с произвольным числом опор — одиночных или спаренных осей, связанных с жесткой рамой автомобиля и с дорогой упругими связями. Для определения нормальных реакций на опорах многоосного автомобиля необходимо учитывать влияние жесткостей упругих связей опор на распределение нагрузки между осями. Принимаем линейными характеристики упругих связей всех опор, а поверхность дороги рассматриваем как жесткое плоское основание.

Вводим обозначения:

i — число опор многоосного автомобиля;

G — его общий вес;

L, a, b, h_g — база и координаты центра тяжести;

$a_n, b_n, Z_n, G_n, \Delta f_n, \Delta Z_n$ — данные для n -й опоры: соответственно расстояние от передней опоры, расстояние от задней опоры, статическая нормальная реакция, жесткость упругих связей, дополнительная деформация упругих связей при торможении, дополнительная нагрузка на ось при торможении.

Кроме обычных уравнений равновесия, для многоосных автомобилей при принятых допущениях справедливы условия

$$\Delta Z_n = \Delta f_n C_n. \quad (29)$$

Дополнительные деформации упругих связей Δf_n определяются системой уравнений

$$\begin{aligned} \Delta f_1 C_1 L + \Delta f_2 C_2 b_2 + \dots + \Delta f_{i-1} C_{i-1} b_{i-1} &= P_t h_g; \\ \Delta f_1 C_2 a_2 + \dots + \Delta f_{i-1} C_{i-1} a_{i-1} + \Delta f_i C_i L &= -P_t h_g; \\ \Delta f_1 (a_3 - a_2) - \Delta f_2 a_3 + \Delta f_3 a_2 &= 0; \\ \Delta f_1 (a_4 - a_3) - \Delta f_3 a_4 + \Delta f_4 a_3 &= 0; \\ \vdots &\vdots \\ \Delta f_1 (a_{i-1} - a_{i-2}) - \Delta f_{i-2} a_{i-1} + \Delta f_{i-1} a_{i-2} &= 0; \\ \Delta f_1 b_{i-1} - \Delta f_{i-1} L + \Delta f_i a_{i-1} &= 0. \end{aligned} \quad (30)$$

Общее решение системы (30)

$$\Delta f_n = A'_n P_t \quad (31)$$

откуда

$$Z'_n = Z_n + A_n P_t,$$

где

$$A_n = C_n A'_n. \quad (32)$$

Значения A_n для трехпорной машины ($i=3$):

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{C_1 h_g}{\Delta_3} (C_2 a_2 + G_3 L); \\ A_2 &= \frac{C_2 h_g}{\Delta_3} (C_3 b_2 - C_1 a_2); \\ A_3 &= -\frac{C_3 h_g}{\Delta_3} (C_2 b_2 + C_1 L), \\ \text{где } & \\ \Delta_3 &= C_1 C_2 a_2^2 + C_2 C_3 b_2^2 + C_1 C_3 L^2. \end{aligned} \quad (33)$$

Для четырехпорной машины ($i=4$):

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{C_1 L h_g}{\Delta_4} (C_2 a_2 a_3 + C_3 a_3^2 + C_4 a_3 L); \\ A_2 &= \frac{C_2 L h_g}{\Delta_4} \{C_4 [L(a_3 - a_2) + a_2 b_3] + C_3 a_3 (a_3 - a_2) - C_1 a_2 a_3\}; \\ A_3 &= \frac{C_3 L h_g}{\Delta_4} [C_4 a_3 b_3 - C_2 a_3 (a_3 - a_2) - C_1 a_3^2]; \\ A_4 &= -\frac{C_4 L h_g}{\Delta_4} \{C_1 L a_3 + C_2 [L(a_3 - a_2) + a_2 b_3] + C_3 a_3 b_3\}, \\ \text{где } & \\ \Delta_4 &= C_1 C_2 L a_2^2 a_3 + C_1 C_3 L a_3^3 + C_1 C_4 L^3 a_3 + C_2 C_3 a_3 (a_3 - a_2) a_3 b_2 - a_2 b_3 + \\ &+ C_2 C_4 L b_2 [L(a_3 - a_2) + a_2 b_3] + C_3 C_4 L a_3 b_3^2. \end{aligned} \quad (34)$$

У многоосного автомобиля исключена возможность заноса только одной оси — следует рассматривать занос группы осей в передней или задней его части. При блокировании задних осей многоосного автомобиля интенсивность нарастания заноса зависит от момента сопротивления заносу на неблокируемых осях. При нескольких управляемых осях блокирование передней оси вызывает только частичную потерю управляемости.

У многоосного автомобиля с постоянным распределением тормозных сил между осями можно ожидать при хорошем сцеплении опережающего блокирования колес задней оси, а при плохом сцеплении — передней оси. Однако, на основании вышеизложенного, такое блокирование менее опасно, чем у двухосного автомобиля, хотя тоже нежелательно.

Коэффициенты β_n , соответствующие пропорциональному распределению тормозных сил между осями при данном коэффициенте сцепления φ , определяются выражениями

$$\beta_n = \frac{Z_n}{G} + A_n \varphi. \quad (35)$$

При выборе постоянного соотношения тормозных сил на осях или регулируемого по статической нагрузке предлагается ограничиваться для многоосного автомобиля определением коэффициентов β_n из формулы (35), задавшись предварительно средним значением коэффициента сцепления $\varphi_0 = 0,4 - 0,5$, соответствующим одновременному блокированию колес всех осей. Максимальные тормозные моменты на осях и в этом случае следует рассчитывать из условия опережающего блокирования колес задней оси при высоком коэффициенте сцепления.

Для анализа целесообразности принятого в конкретной конструкции многоосного автомобиля соотношения тормозных сил (установления очередности блокирования осей и неиспользуемого запаса сцепления) применим общий графо-аналитический метод.

7. Основы динамики торможения автомобиля с противоблокировочными устройствами

Результаты исследования динамики торможения колеса, изложенные выше, являются основанием для анализа работы противоблокировочных приспособлений и особенностей динамики торможения автомобиля с этими устройствами. В работе рассматривается процесс торможения автомобильного колеса с противоблокировочным устройством. Выделяются характерные моменты цикла работы противоблокировочного устройства и увязываются с процессами блокирования и разблокирования колеса.

В этом цикле можно выделить два основных периода процесса — период действия на колесе предельной тормозной силы по сцеплению и период, в котором тормозная сила меньше предельного значения по сцеплению. В первом периоде тормозная сила изменяет свое значение в зависимости от изменения коэффициента сцепления (в связи с увеличением или уменьшением скорости общего проскальзывания) и изменения нормальной реакции на колесе. Во втором периоде уменьшение тормозной силы определяется степенью растормаживания колеса между отдельными срабатываниями противоблокировочного устройства. Общим показателем эффективности торможения колеса с противоблокировочным устройством является среднее значение тормозной силы за цикл.

В скрытой в диссертации несоответствие закономерностей изменения тормозного момента и тормозной силы при блокировании и разблокировании колеса не позволяет считать средний тормозной момент эквивалентным средней тормозной силе. Поэтому оценку эффективности работы противоблокировочных устройств по среднему давлению в системе привода, пропорциональному среднему тормозному моменту, можно рассматривать только как приближенную.

В диссертации исходя из этих позиций сопоставляются противоблокировочные устройства с различным принципом действия и дается их общая оценка. Показывается положительное влияние повышения частоты срабатывания противоблокировочных устройств на эффективность торможения. Системы с инерционными датчиками блокирования имеют существенные преимущества перед рядом других предложенных конструкций противоблокировочных приспособлений.

Кратко излагаются материалы экспериментального исследования влияния противоблокировочных устройств на динамику торможения автомобиля, выполненных в общей постановке и под руководством автора диссертации. В испытаниях применяли быстродействующие противоблокировочные устройства с инерционными датчиками блокирования. Испытывался автомобиль с обычным гидравлическим приводом к тормозам — без гидронасоса и аккумулятора давления. При блокировании инерционные датчики включали питание электромагнитов, которые принудительно отводили колодки тормозов на колесах оси от тормозных барабанов. Испытания, проводившиеся на дорогах с низким коэффициентом сцепления, подтвердили существенное повышение эффективности торможения автомобиля с противоблокировочными устройствами при сохранении управляемости и устойчивости против заноса.

ВЫВОДЫ

1. В проведенном исследовании процесса торможения автомобильного колеса вскрыта общая картина явлений при его блокировании и разблокировании. Она может служить основой для рассмотрения нагрузочных режимов деталей автомобиля, передающих тормозной и реактивный моменты, и для разработки перспективных вопросов теории торможения автомобилей с противоблокировочными устройствами.

2. После начала блокирования и до конца разблокирования колеса происходит общее проскальзывание элементов шины в площадке контакта относительно дороги. При этом тормозная сила на колесе является предельной по сцеплению и определяется нормальной реакцией дороги и коэффициентом сцепления.

3. Динамические воздействия на колесо дорожных неровностей и последующие колебания неподпрессоренных масс изменяют значения нормальной реакции дороги в широких пределах. При резком блокировании или разблокировании и малой частоте колебаний колеса изменения нормальной реакции могут существенно влиять на процесс блокирования.

4. Изменение коэффициента сцепления при блокировании и разблокировании определяется конкретными условиями взаимодействия шины и дороги. Как правило, при блокировании коэффициент сцепления φ снижается, а при разблокировании повышается.

шается. Это изменение φ не является мгновенным, синхронным возникновению или прекращению общего проскальзывания элементов шины в контакте с дорогой. Коэффициент сцепления изменяет свое значение во времени — по мере изменения в процессе блокирования или разблокирования скорости общего проскальзывания. Чем больше снижение φ при блокировании, тем выше угловое замедление колеса и тем короче процесс блокирования. Аналогично, чем больше увеличение φ при разблокировании, тем большее угловое ускорение колеса и тем быстрее происходит разблокирование.

5. Угловое замедление колеса в конце блокирования и ускорение в конце разблокирования могут измеряться сотнями $рад/сек^2$. При этом преодолевается инерционный момент колеса, достигающий 50—100% от предельного момента по сцеплению. На преодоление инерционного момента затрачивается при блокировании часть тормозного момента, подведенного к колесу, а при разблокировании — часть момента от предельной по сцеплению тормозной силы.

6. Инерционный момент в конце блокирования создает дополнительную нагрузку на детали, передающие реактивный момент при торможении. Как в хороших, так и в плохих условиях сцепления момент, загружающий эти детали, может быть больше предельного момента по сцеплению. Максимальная величина реактивного момента равна максимальному моменту, создаваемому тормозной системой.

7. В конце блокирования резко падает тормозной момент на колесе, а в конце разблокирования резко уменьшается тормозная сила. В обоих случаях это вызвано быстрым падением до нуля углового замедления или углового ускорения колеса.

8. Задача совершенствования тормозных систем с автоматически регулируемым распределением тормозных сил между осями является одной из главных для обеспечения эффективности и безопасности торможения. Значительную перспективу распространения имеют тормозные системы с автоматическим регулированием распределения тормозных сил по статической нагрузке на оси. Однако система с постоянным распределением тормозных сил еще долго будут находить широкое применение благодаря простоте конструкции. В работе рассмотрена методика выбора соотношения тормозных сил для этих двух видов тормозных систем.

9. В процессе торможения автомобиля различают статическую и динамическую стадии. В наиболее опасных условиях «аварийного» торможения — при плохом сцеплении с дорогой или при высокой начальной скорости — преобладает статическая стадия процесса.

10. Торможение автомобиля в статической стадии процесса может проходить в одной из трех фаз — без блокирования колес

(1-я фаза), при заблокированных колесах одной оси (2-я фаза) и при заблокированных колесах обеих осей (3-я фаза). Полученные в работе зависимости для основных показателей динамики торможения в различных фазах процесса позволяют сопоставить эти показатели и определить целесообразность применения различных режимов торможения. Рекомендуемым режимом торможения автомобиля следует считать торможение на пределе блокирования колес одной из осей.

11. Регулируемое по статической нагрузке или оптимальное постоянное распределение тормозных сил должно обеспечивать одинаковое использование сцепного веса для создания тормозной силы во время торможения на пределе блокирования при максимальном и минимальном эксплуатационных значениях коэффициента сцепления и одновременное доведение до предела блокирования колес обеих осей при средних условиях сцепления. В диссертации разработана методика расчета такого соотношения тормозных сил.

12. С этих же принципиальных позиций рассмотрена динамика торможения седельных автопоездов. Выведены расчетные формулы для определения оптимального соотношения тормозных сил на осях седельного тягача и полуприцепа, обеспечивающего одинаковое использование сцепного веса при двух крайних значениях φ и одновременное блокирование колес в средних условиях сцепления. У седельных автопоездов опережающее блокирование колес задней оси тягача сравнительно безопасно.

13. Для многоосных автомобилей распределение тормозных сил должно быть согласовано с характеристиками жесткости подвесок осей. Блокирование колес отдельных осей многоосного автомобиля не связано с такой опасностью потери управляемости и устойчивости против заноса, как у двухосного автомобиля. Получены зависимости для расчета соотношения тормозных сил на осях многоосного автомобиля, обеспечивающего одновременное блокирование колес всех осей в средних условиях сцепления.

14. Предлагается рассчитывать постоянное распределение тормозных сил для случая полной нагрузки автомобиля. При неполной нагрузке уменьшается диапазон значений коэффициента сцепления, в котором первыми блокируются передние колеса, что повышает безопасность торможения.

15. Расчет максимальных тормозных моментов на осях автомобилей с постоянным распределением тормозной силы, или регулируемым распределением по статической нагрузке на оси, следует вести исходя из требования доведения до предела блокирования колес задней оси при хорошем сцеплении. В работе даются расчетные зависимости для определения максимальных тормозных моментов на осях, удовлетворяющих этим условиям.

16. Существующие нормативы эффективности торможения автомобилей необходимо дополнить следующими требованиями:

а) в нормативах должны быть оговорены значения коэффициента сцепления, при которых следует производить испытания для оценки эффективности торможения, и должна быть четко обусловлена методика его определения;

б) Испытания эффективности торможения только в хороших условиях сцепления не позволяют оценить правильность выбора соотношения тормозных сил на осях. Поэтому нормативы должны предусматривать определение показателей эффективности торможения при двух различных условиях сцепления — с высоким и низким коэффициентом сцепления. Для обоих случаев должны быть оговорены предельные значения показателей.

17. Наиболее полно обеспечиваются требования эффективности и безопасности торможения в системах с противоблокировочными устройствами. Характерные моменты цикла работы противоблокировочного устройства должны быть увязаны с процессами блокирования и разблокирования колеса. Общим показателем эффективности торможения колеса, с противоблокировочным устройством является среднее значение тормозной силы за цикл. В каждом цикле можно различать два периода — торможение с предельной тормозной силой по сцеплению и с меньшим ее значением.

При правильном выборе характерных моментов срабатывания противоблокировочных устройств их эффективность увеличивается с повышением частоты срабатывания. Для некоторых групп автомобилей (автобусы, тяжелые грузовые автомобили и автопоезда) можно рекомендовать применение тормозных систем с противоблокировочными устройствами в самом ближайшем будущем.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ АВТОРА:

1. Гредескул А. Б. Определение минимального пути торможения автомобиля без блокировки колес. Труды Харьковского автомобильно-дорожного института. Вып. 29. 1962.
2. Гредескул А. Б. Влияние блокировки колес на торможение автомобиля. «Известия вузов. Машиностроение», 1962, № 8.
3. Булгаков Н. А., Гредескул А. Б., Ломака С. И. Исследование динамики торможения автомобиля. Научное сообщение Харьковского автомобильно-дорожного института № 18. 1962. *2.1*
4. Гредескул А. Б. О нормативах эффективности торможения автомобилей. «Автомобильная промышленность», 1963, № 6.
5. Гредескул А. Б. Выбор соотношения тормозных сил на осях седельного тягача и полуприцепа. «Автомобильная промышленность», 1963, № 8.
6. Гредескул А. Б. Исследование процесса блокирования затормаживаемого автомобильного колеса. Научное сообщение Харьковского автомобильно-дорожного института № 19. 1963. *175*
7. Гредескул А. Б. Динамика торможения многоосных автомобилей. «Известия вузов. Машиностроение», 1963, № 11.
8. Гредескул А. Б. К определению коэффициента сцепления шин с дорогой. В сборнике «Организация эксплуатационной и автодорожной службы на автомобильных дорогах». Труды Всесоюзной конференции. Киев. Издание Института технической информации ГНТК СМ УССР, 1964.