

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - [М.: Машиностроение, 1980.](#)

УДК 629.017

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ТОРМОЗНЫЕ КАЧЕСТВА ДВУХОСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Л.А.Авласенкова, А.С.Поварехо

Аннотация: Разработана математическая модель процесса торможения двухосного транспортного средства и исследовано влияние эффективности тормозных механизмов (развиваемого тормозного момента) на основные показатели процесса торможения.

Скорость и безопасность движения автомобиля в значительной степени определяется его тормозными свойствами. Актуальность исследования обусловлена тем, что при достижении максимального тормозного момента (тормозная сила оказывается больше силы сцепления колеса с дорогой) колесо блокируется и переходит на «юз», что ведет к снижению эффективности торможения. При блокировке колес автомобиля тормозной путь увеличивается на любом покрытии, а также может возникнуть занос, сопровождающийся изменением направления движения автомобиля.

Рассматриваемым объектом исследования является двухосный автомобиль категории N, оборудованный рабочей тормозной системой, состоящей из четырех тормозных механизмов и гидравлического привода.

Оценочными показателями эффективности рабочей и запасной тормозных систем при дорожных испытаниях автотранспортных средств категорий N является установившееся замедление, соответствующее движению автомобиля при постоянном усилии воздействия на тормозную педаль, и тормозной путь – расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль до остановки.

При разработке расчетной схемы из всех действующих на автомобиль сил учитывались те, которые оказывают наиболее существенное влияние на динамику его торможения, и были приняты допущения, которые позволили перейти от пространственной модели к плоской (рисунок 1):

- машина симметрична относительно вертикальной продольной плоскости, проходящей через центр масс;
- торможение осуществляется на горизонтальном участке дороги;
- условия движения колес левого и правого бортов идентичны.

Для принятой расчетной схемы имеем три обобщенные координаты: x , ω_1 , ω_2 – соответственно перемещение автомобиля, угловые скорости передних задних колес соответственно.

На расчетной схеме использованы следующие обозначения: F_{T1} , F_{T2} – тормозные силы на колесах переднего и заднего мостов, реализуемые в пятнах контакта шин с дорогой; F_{c1} , F_{c2} – силы сопротивления качению колес мостов; N_1 , N_2 – нормальные реакции дороги на колеса переднего и заднего мостов соответственно; a , b , h – горизонтальные и вертикальная координаты центра масс автомобиля; mg – вес машины; r_{k1} , r_{k2} – радиусы колес.

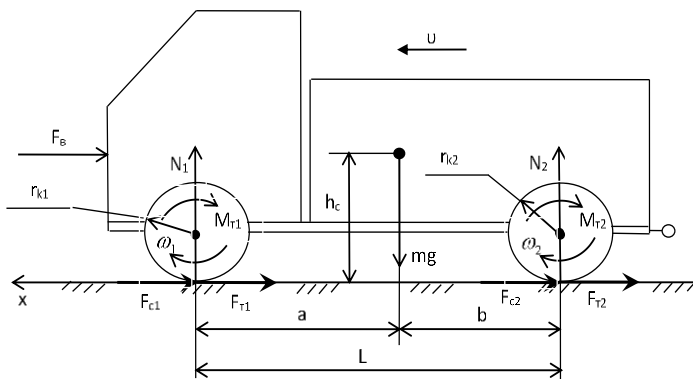


Рисунок 1 – Расчетная схема объекта исследования

В качестве законов изменения тормозных моментов на осях M_{Ti} были приняты экспоненциальные зависимости, учитывающие время запаздывания t_{3i} и время срабатывания тормозного привода мостов автомобиля.

$$M_{Ti} = M_{Ti \max} \cdot (1 - e^{-k \cdot (t - t_{3i})}).$$

Значение тормозных сил, реализуемых в пятнах контакта шин с дорогой F_{T1} , F_{T2} определяются через скольжение соответствующего колеса следующим образом:

$$F_{Ti} = \varphi_i(S_i) \cdot N_i, \quad i = 1, 2.$$

где S_i – скольжение соответствующего колеса.

При этом значения $\varphi_i(S_i)$ определяются с помощью кривых скольжения для соответствующего фона (рисунок 2), которые можно аппроксимировать зависимостями вида:

$$\begin{cases} \varphi_i(S_i) = \varphi_{i \max} \cdot (1 - e^{-k_{si} \cdot S_i}) & \text{при } S_i \leq S_i, \\ \varphi_i(S_i) = \varphi_{i \min} & \end{cases}$$

где $\varphi_{i \max}$ – потенциально возможный коэффициент сцепления; $\varphi_{i \min}$ – коэффициент сцепления при блокировке колеса; k_{si} – аппроксимационный коэффициент кривой скольжения.

Как показал анализ проведенных ранее исследований, при превышении скольжением значения $S_{i \text{ опт}}$ происходит практически мгновенная блокировка колес, что соответствует принятым зависимостям $\varphi_i(S_i)$.

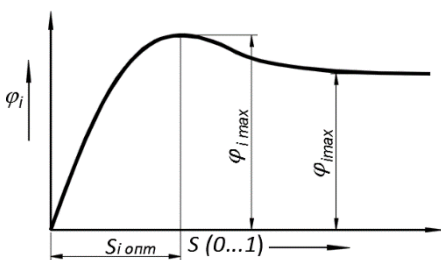


Рисунок 2 – Кривая скольжения

В процессе моделирования производилось варьирование значениями максимальных тормозных моментов на колесах мостов автомобиля и были получены зависимости изменения тормозного пути в зависимости от начальной скорости торможения при различных значениях максимальных

тормозных моментов).

Значения тормозных моментов на переднем и заднем мостах выбирались из условия равенства скольжений колес переднего и заднего мостов, что обеспечивало одинаковую степень использования тормозных качеств мостами, т.е. $\varphi_1 = \varphi_2$.

Анализируя изменения тормозного пути в зависимости от максимального тормозного момента установлено, что при тормозном моменте, обеспечивающем значение скольжения, близкого к $S_{\text{опт}}$ обеспечивается наиболее эффективное торможение.

Таким образом, при проектировании тормозных систем выбор эффективности тормозных механизмов следует осуществлять с учетом реальных характеристик скольжения колес, и для обеспечения наилучшей эффективности торможения нет необходимости рассчитывать тормозные механизмы из условия блокировки колес (возможно, в качестве критерия принимать нормативные требования). Значения максимальных тормозных моментов должны соответствовать максимуму кривой скольжения для соответствующего дорожного фона при максимальной загрузке транспортного средства. При частичной загрузке требуемую

эффективность торможения при сохранении динамической устойчивости автомобиля можно достичь путем регулирования давления в исполнительных элементах [привода](#).

УДК 629.025

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРА

А.С.Поварехо, С.А.Кривицкий

Аннотация: Важным вопросом при исследовании эффективности процесса торможения трактора является оценка рационального соотношения тормозных сил на его мостах, а также их сравнение с реальными значениями при имеющихся параметрах тормозной системы, что позволяет оценить потенциальные возможности совершенствования тормозной системы. Объектом исследований в данной работе является полноприводный колесный трактор "Беларус 3023".

С точки зрения безопасности дорожного движения наилучшим является режим торможения, при котором достигается максимальная эффективность и обеспечивается устойчивость движения. В этом случае должно реализовываться распределение тормозных сил между мостами с учетом изменяющихся нормальных реакций на колесах и дорожных условий, определяемых сцепными качествами колес с дорогой.

Тормозная система, применяемая на рассматриваемом тракторе, имеет постоянное распределение тормозных сил, что позволяет потенциально обеспечить идеальное торможение только в установившемся режиме торможения при определенном значении коэффициента сцепления колес с дорогой φ_0 .

В связи с тем, что невозможно в реальных условиях одновременно довести все колеса до грани блокирования во всем диапазоне изменения коэффициента сцепления, отдается предпочтение первоочередному блокированию колес передней оси. Однако коэффициент распределения тормозных сил должен быть таким, чтобы обеспечивалась управляемость при служебных торможениях на криволинейном участке дороги с малым коэффициентом сцепления.

Торможение трактора сопровождается изменением нормальных реакций на его мостах, т.е. происходит перераспределение веса с заднего моста на передний, которое зависит от величины суммарной тормозной силы, конструктивных параметров трактора и условий движения.