

ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Белорусско-Российский университет, БНТУ

Могилев, Минск, Беларусь

Рассматривается проблема преобразования кинетической энергии поступательного движущейся массы транспортного средства, с целью исключения относительного скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью при экстренном торможении мобильной машины.

Как известно, в тормозных механизмах автотранспортных средств (АТС) фрикционный способ преобразования кинетической энергии пока единственный. Только в авиации для этих целей используется способ реверса винтов, парашют или реактивная струя газов. Фрикционному способу торможения присущи известные недостатки – это блокировка колеса при его торможении, при которой диссипация кинетической энергии происходит не в самом тормозном механизме, а в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Следствием подобного торможения является снижение эффективности и устойчивости АТС. Наиболее опасным режимом торможения АТС является режим экстренного торможения.

Экспериментально установлено, что начальный период режима экстренного торможения характеризуется коротким интервалом времени (для гидропривода - $t=0,15$ с; для пневмопривода - $t=0,3$ с) и возникновением ударного явления в контакте колеса с опорной поверхностью.

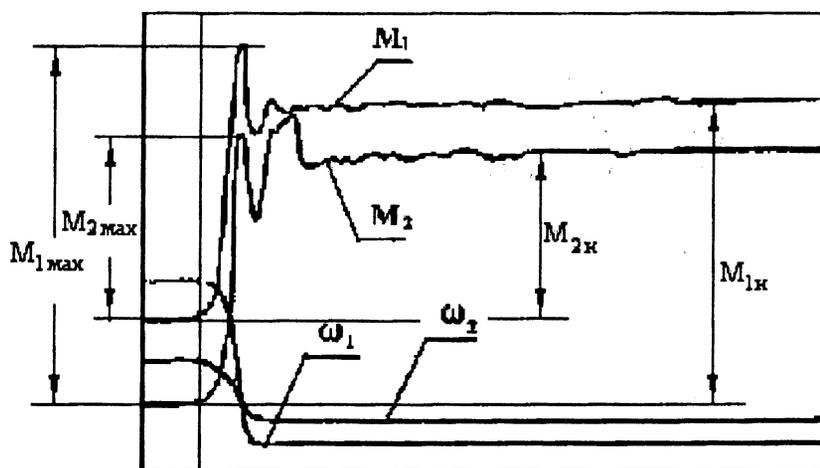


Рис. 1. Изменение параметров торможения колес автомобиля ВАЗ-2108: M_1 , M_2 – тормозные моменты на переднем и заднем колесах одного борта автомобиля; ω_1 , ω_2 – угловые скорости вращения переднего и заднего колес автомобиля

На рис. 1 представлена осциллограмма изменения тормозного момента, полученная В.А. Кимом, при натурных испытаниях процесса экстренного торможения автомобиля ВАЗ-2108.

Анализ результатов торможения показал, что при экстренном торможении реактивные моменты M_{1max} и M_{2max} в контакте колес с опорной поверхностью могут превысить расчетные моменты барабанного $M_{1н}$ и дискового $M_{2н}$ тормозов, примерно на 15...20%.

Это свидетельствует о том, что в контакте колеса с опорной поверхностью происходит ударное явление, которое за кратчайший интервал времени создает высокую скорость

скольжения пятна контакта. А так как со скоростью скольжения связана и величина коэффициента сцепления, то в начальный момент экстренного торможения возникает наибольшая вероятность потери устойчивости движения мобильной машины. В связи с постановкой проблемы рассмотрим возможность преобразования кинетической энергии в начальный момент торможения не в контакте колеса с опорной поверхностью, а в самом механизме тормоза. Для этой цели рассмотрим расчетную модель тормозящего колеса, представленную на рис. 2.

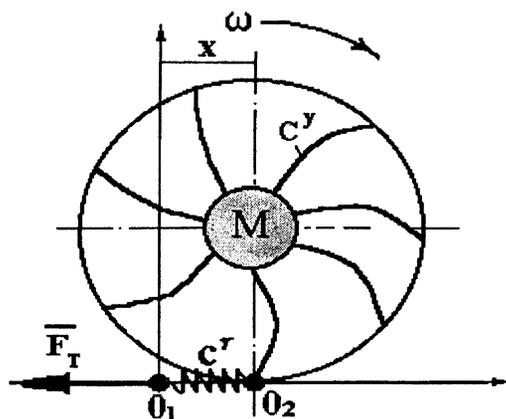


Рис. 2. Расчетная модель тормозящего колеса

Модель колеса характеризуется тангенциальной жесткостью c^r и угловой жесткостью c_y . К геометрическому центру колеса приведена условная масса транспортного средства, которая в начале торможения обладает кинетической энергией, подлежащая гашению. В начальный момент, при блокировке колеса, его геометрический центр смещается относительно пятна контакта O_1 на величину тангенциальной деформации X . Достигнув своего максимального значения, колесо подвергается угловой деформации на величину максимального значения φ_{max} .

Вышеизложенный процесс упругой деформации возможен, при условии, что $c^r > c_y$. Причем, для надежного исключения скольжения пятна контакта, величина угловой жесткости колеса выбирается таким образом, что колесо раньше подвергается угловой деформации, чем происходит скольжения пятна контакта колеса относительно опорной поверхности.

Таким образом, в начальный момент времени колесо обладает кинетической энергией равной

$$T = \frac{M \cdot V_0^2}{2}, \quad (1)$$

где M - условная масса поступательного движения; V_0 - поступательная скорость массы перед началом торможения колеса.

В начальный момент торможения часть кинетической энергии частично переходит в потенциальную энергию угловой деформации колеса, которая равна:

$$U = \frac{c_y^2 \cdot \varphi^2}{2}. \quad (2)$$

Преобразование части кинетической энергии массы M в потенциальную энергию U ограничена предельной величиной деформации, которая не должна превышать установленного допустимого значения. Например, устанавливаем допустимую угловую де-

формацию равную $\varphi=0,17$ рад. Тогда коэффициент угловой жесткости определяется из условия:

$$c_y = \frac{M \cdot g \cdot \varphi_{cy} \cdot r}{\varphi}, \quad (3)$$

где φ_{cy} - коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; g - ускорение свободного падения; r - радиус качения колеса. Формулу (3) можно использовать при низких значениях коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Величина угловой деформации, для исключения скольжения пятна контакта должна обеспечить условие

$$U=T. \quad (4)$$

В последующем необходимо проверить условие на предмет того, чтобы время нарастания деформации было больше времени максимального нарастания момента тормозного механизма, т.е.

$$t_d > t_T. \quad (5)$$

Условие (5) проверяется решением дифференциального уравнения вращательного движения вида

$$J \cdot \ddot{\varphi} = -F_T \cdot r + \varphi \cdot c_y, \quad (6)$$

где $F_T = M \cdot g \cdot \varphi_{cy}$ - тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью.

При значительных значениях коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью условие исключения скольжения пятна контакта в начале экстренного торможения запишется в виде:

$$T = (c_y \varphi^2 + c_r X^2) / 2. \quad (7)$$

Рассмотрим возможность практической реализации конструкции тормоза, обеспечивающего преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию упругой деформации

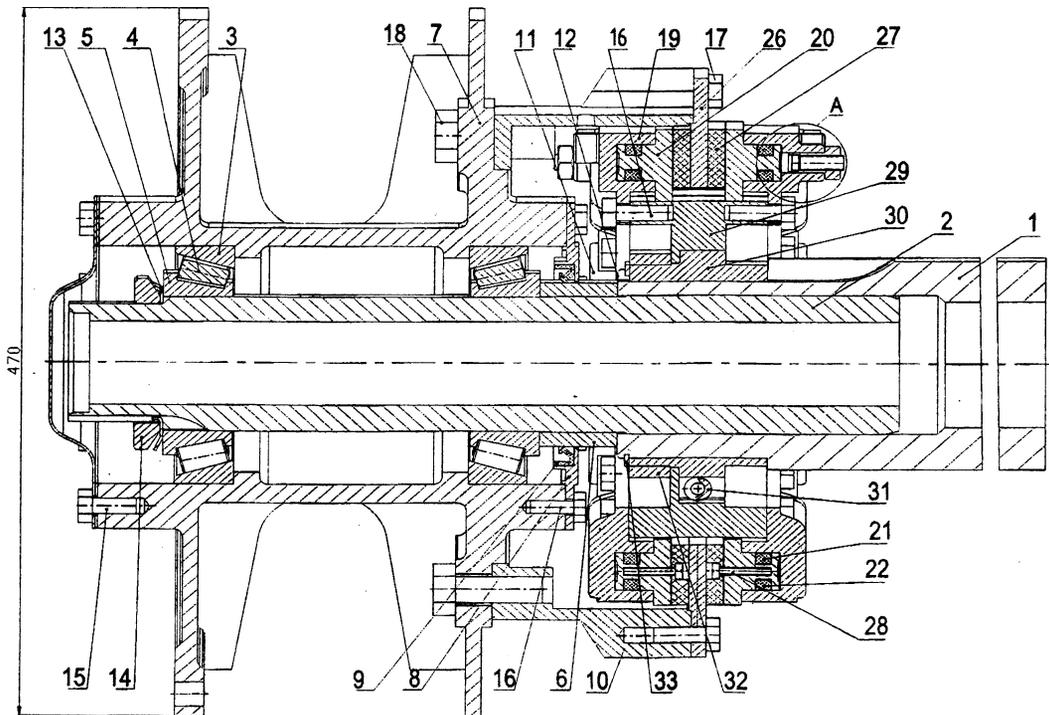


Рис. 3. Конструкция тормозного механизма с преобразованием кинетической энергии в потенциальную энергию упругой деформации

гой деформации.

На рис. 3 представлена разработанная оригинальная конструкция дискового тормозного механизма с преобразователем кинетической энергии.

Вся конструкция размещается непосредственно на оси, состоящей из трубы оси 1, полуоси 2, втулки 6, ступицы 7 крышки манжеты 8 и манжеты 9. Собственно дисковый тормозной механизм содержит барабан 10, прикрепленный с одной стороны болтами 18 к ступице 7 колеса транспортного средства. С другой стороны к барабану 10 прикреплен болтами 17 тормозной диск 26. С обеих сторон тормозного диска 26 расположены фрикционные накладки 27, прикрепленные винтами 28 к поршням 20, расположенным с уплотнительными кольцами 21 и 22 в полостях исполнительных цилиндров 19. При этом поршни 20 контактируют боковыми поверхностями пазов по направляющим, расположенным на внешней поверхности суппорта 29. В свою очередь исполнительные цилиндры 19 прикреплены болтами 16 к обоим торцевым поверхностям внешнего суппорта 29. Суппорт 29 расположен на внутреннем суппорте 30 с возможностью углового перемещения. При этом между внешним 29, и внутренним 30 суппортами в специальных пазах размещены пружины 31, внутри одной из которых установлен датчик 34 фактически реализуемого тормозного момента (рис. 4).

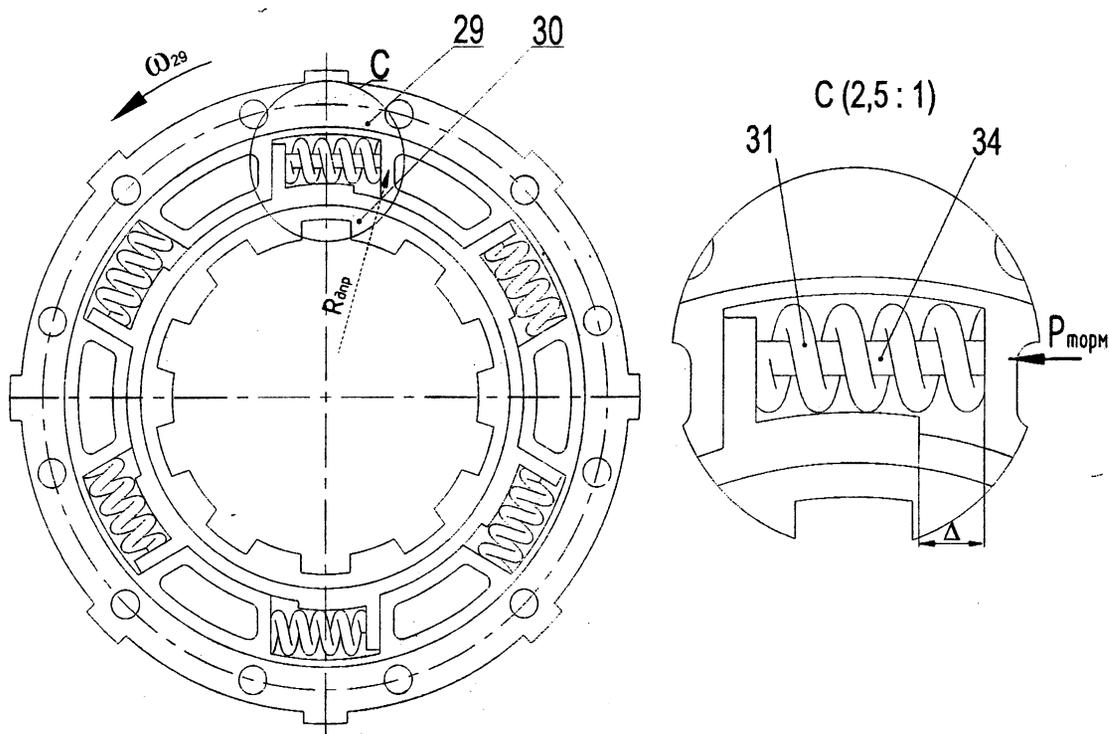


Рис. 4. Суппорт в сборе с упругими элементами и датчиком фактически реализуемого колесом тормозного момента

Тормоз работает следующим образом.

При торможении рабочее тело под давлением поступает через штуцер 23 в полости исполнительных цилиндров 19. Вследствие нарастания давления поршни 20, перемещаясь по направляющим шлицам внешнего суппорта 29, сжимают вращающийся тормозной диск 26, связанный со ступицей колеса 7. Возникающий в месте контакта фрикционной накладки 27 и тормозного диска 26 момент трения воспринимается внешним суппортом 29, который имеет возможность углового перемещения относи-

тельно неподвижного внутреннего суппорта 30. При этом часть кинетической энергии транспортного средства преобразуется в потенциальную энергию упруго сжатых пружин 31, и поворот внешнего суппорта 29 относительно внутреннего суппорта 30 вызывает уменьшение первоначального зазора Δ (см. рис. 4). Остальная часть кинетической энергии в пятне контакта колеса с опорной поверхностью дороги преобразуется в тепловую. Изменение величины зазора Δ регистрируется датчиком 34. При известных упругих характеристиках пружин 31 и геометрических параметрах тормозного механизма возможно определение фактически реализуемого колесом тормозного момента.

При растормаживании давление рабочего тела в исполнительных цилиндрах 19 снижается, за счет потенциальной энергии упруго деформированных уплотнительных колец 21 и 22 поршни 20 с фрикционными накладками 27 перемещаются от тормозного диска 26. Между поверхностями тормозного диска 26 и фрикционными накладками 27 образуется зазор. При этом сила прижатия фрикционных накладок к тормозному диску уменьшается, упруго деформированные пружины 31 возвращают внешний суппорт 29 в исходное положение.

Моделирование процесса торможения мобильной машины с разработанным дисковым тормозным механизмом проводилось для двух случаев качения колес по опорной поверхности:

- сухой асфальт ($\varphi = 0,75$);
- гололед ($\varphi = 0,12$).

В первом и во втором случаях начальная скорость торможения мобильной машины составляла $V_0 = 11,11$ м/с, жесткость упругих элементов суппорта $c = 216000$ Н·м/рад, коэффициент демпфирования суппорта $\mu = 50$ Н·м·с/рад.

В первом случае колесо блокировалось за время $t = 0,067$ с. При этом внешний суппорт поворачивался на угол $\psi = 4,113^\circ$.

Во втором случае колесо блокируется за $t = 0,186$ с, угол поворота внешнего суппорта - $\psi = 0,663^\circ$.

Установлено, что зависимость угла поворота суппорта при торможении на сухом асфальте носит явно выраженный колебательный характер, частота колебаний составляет $f = 18...35$ Гц. При этом затухание колебаний внешнего суппорта происходит через $t = 0,02...0,03$ с после наступления блокировки колеса.

УДК 629.113-598.001.66

Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРОВАНИЯ СИДЕНЬЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

*Белорусский государственный аграрнотехнический университет,
НИРУП "Белавоттракторостроение" НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

Создание совершенной системы подрессоривания сиденья колесного трактора, является частью общей проблемы автоматизации сельскохозяйственного процесса, которая может дать значительный технико-экономический эффект.

Сиденья современных серийных тракторов имеют серьезные недостатки. Они копируют сиденья автомобилей, хотя условия работы этих машин и конструкции подвески имеют разительные отличия. Исследованиями установлено, что частота