

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ОПИСАНИЯ ДИНАМИКИ МНОГООСНЫХ И ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ МАШИН

к.т.н., доцент Гурвич Ю. А., Сафронов К. И.

*БНТУ
Минск, Беларусь*

Анализ дорожно-строительной и специальной техники позволяет заключить, что шарнирно-сочлененные и многоосные машины занимают достаточно большой сегмент рынка техники. Данный вид техники активно используется не только на закрытых карьерах, производственных и строительных площадках, но и на дорогах общего пользования, при этом транспортные скорости движения машин специального назначения постоянно растут. Исходя из этого, следует актуальность исследования характеристик поворота шарнирно-сочлененных и многоосных машин по критериям управляемости и устойчивости.

При создании различных по сложности и объему расчетно-методических аппаратов (РМА) соответственно используют различные совокупности специальных методов, заимствованных из разных наук:

- механики (теоретической и аналитической механики, механики неголономных систем, теории устойчивости движения, теории качения колеса, теории автоматического регулирования, теории механизмов и машин, теории движения мобильных машин и т.д.);
- математического моделирования;
- многокритериального синтеза, множество Парето;
- теории идентификации;
- теории вероятности и математической статистики;
- теории приближения функций и многих других теорий.

Таким образом, каждый из РМА будет состоять из различных наборов специальных методов, взятых из разных наук и «сшитых» в единое целое. В результате РМА представляет набор методик, алгоритмов и программ одно- и многокритериального синтеза. Подчеркнем, что процесс «сшивания» при формировании новых методик синтеза исключительно трудоемкий, требует вовлечения различных специалистов из многих областей науки и техники, способствует развитию новых методов, критериев, формул и так далее.

В данной статье описаны предварительные результаты создания РМА процесса поворота: двух- и трехосных шарнирно-сочлененных машин; двух-, трех- и четырехосных мобильных машин. Созданные механико-математические модели установившегося и неустойчившегося поворота машин позволяют определить кинематические и силовые характеристики поворота шарнирно-сочлененных и многоосных машин в функции угла поворота при каждом режиме работы привода ведущих колес.

Общая концепция создания РМА для шарнирно-сочлененных и многоосных машин состоит в следующем. Машина схематизируется пространственной моделью с системой координат, зафиксированной в проекции центра заднего моста на опорную плоскость (рисунок 2). Ось x направлена вперед, вдоль продольной оси задней тележки, а ось z направлена вверх перпендикулярно опорной поверхности (перпендикулярно плоскости рисунка 2).

Подчеркнем, что метод расчета параметров кругового движения колесной машины излагается без упрощающих допущений об углах увода, обычно используемых

в теории поворота колесных машин, а также с учетом различных характеристик шин и грунта.

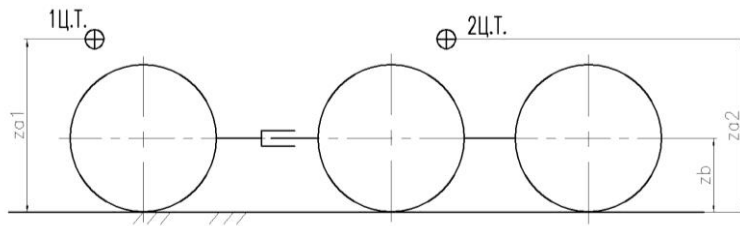


Рисунок 1- Схема поворота шарнирно-сочлененной машины бхб (вид сбоку)

Разложим скорость начала координат V_o на две составляющие: V_x направленную вдоль оси x и V_y направленную параллельно оси y .

Определим координаты центров масс передней и задней тележек, а также центра контакта каждого с дорогой колеса в плоскости xOy .

Центробежные силы, приложенные к центрам масс тележек, разложим на составляющие, направленные вдоль осей x и y .

$$J_{x1} = m_1 \frac{V_x^2}{R} \frac{x_{a1} - x_c}{R} = m_1 \frac{V_x^2}{R} \Psi_{a1}, \quad J_{y1} = m_1 \frac{V_x^2}{R} \frac{R - y_{a1}}{R},$$

$$J_{x2} = m_2 \frac{V_x^2}{R} \frac{x_{a2} - x_c}{R} = m_2 \frac{V_x^2}{R} \Psi_{a2}, \quad J_{y2} = m_2 \frac{V_x^2}{R} \frac{R - y_{a2}}{R},$$

где $m1$ и $m2$ – массы каждой тележки (согласно рисунку 1); χ_i - угол увода; R – радиус поворота.

Касательная (полная окружная) сила колеса F_{ki} и боковая сила S_i связаны с коэффициентом буксования δ_i и углом увода χ_i , соответственно, следующими зависимостями:

$$K_{ki} = \varphi_i G_i \left\{ 1 - \frac{\delta_{0i}}{2|\delta_i|} \left[1 + \exp\left(-\frac{2|\delta_i|}{\delta_{0i}}\right) \right] \right\} \text{sgn } \delta_i, \quad S_i = \varphi_i G_i \text{th } \frac{\Psi_i}{\Psi_{0i}}, \quad (1)$$

где φ_i - коэффициент сцепления; δ_{0i} - характеристический коэффициент буксования; Ψ_{0i} - характеристический угол увода, i – номер колеса.

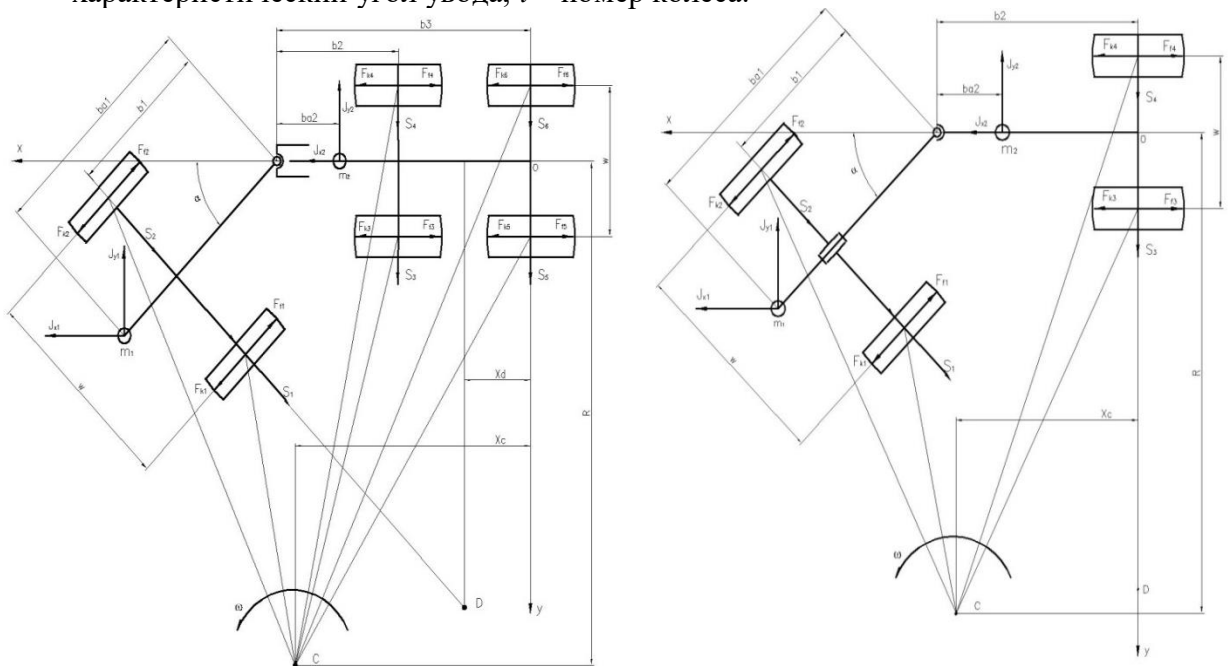


Рисунок 2 - Схема поворота шарнирно-сочлененных машин бхб и 4х4

Для определения нормальных сил G_i , действующих на колеса машины, используются уравнения равновесия машины в плоскостях xOy и xOz , выведенные с учетом ее конструкции.

Отметим, что коэффициент распределения касательных сил тяги k_i по колесам машины зависит от системы распределения мощности по ведущим колесам, методика определения которой будет приведена ниже.

Рассмотрим схему механизма поворота шарнирно-сочлененной машины, изображенную на рисунке 3.

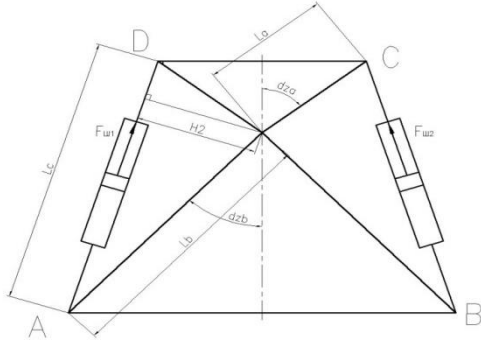


Рисунок 3 – Механизм поворота

Буквами А и В обозначены точки крепления гидроцилиндров к передней полураме. Буквами С и D обозначены точки крепления гидроцилиндров к задней полураме; F_{u1} и F_{u2} - усилия на штоке, развиваемые гидроцилиндрами; h_1 и h_2 - плечи приложения сил F_{u1} и F_{u2} соответственно; a , b и c длина сторон треугольников AOD и BCO.

Момент, создаваемый гидроцилиндрами, имеет вид:

$$M_{Ц} = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_{зм} \left[h_1 + h_2 \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right) \right], \quad (2)$$

где p – рабочее давление жидкости в гидроцилиндре; d – диаметр штока; D – диаметр поршня; $\eta_{зм}$ - гидромеханический КПД гидроцилиндра.

На рисунке 4 приведена структурная схема системы распределения мощности трёхосного автомобиля, состоящая из пяти узлов деления мощности (УДМ).

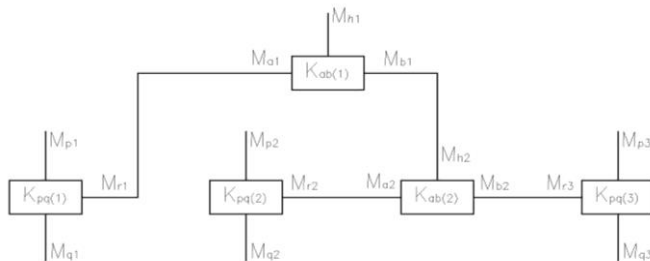


Рисунок 4 – Схема распределения мощности

Каждый УДМ является трёхзвенным планетарным механизмом (ТПМ), которые используются как межосевые и межколёсные дифференциалы. Основные звенья ТПМ, используемого в качестве межосевого дифференциала, обозначены: a , b – центральные зубчатые колёса; h – водило.

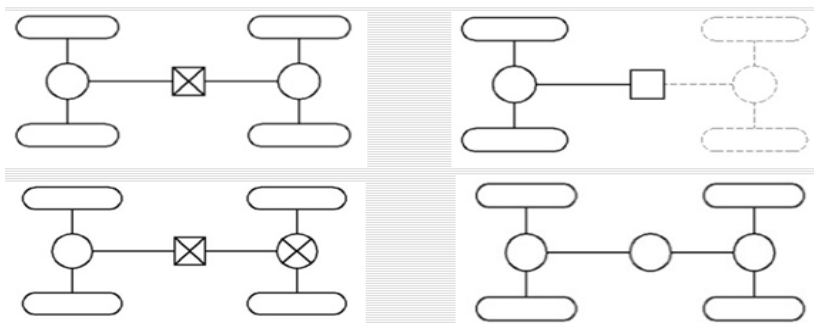
Основные звенья ТПМ, используемого в качестве межколесного дифференциала, обозначены: p , q – центральные зубчатые колёса; r – водило.

Моменты, действующие на звенья j -го межосевого дифференциала (в безразмерных единицах) найдены из уравнений равновесия звеньев ТПМ, составленных без учёта потерь в относительном движении зубчатых колёс

$$i_{ab_j} \overline{M}_{aj} + \overline{M}_{bj} = 0, \quad (1 - i_{ab_j}) \overline{M}_{aj} + \overline{M}_{bj} = 0, \quad (3)$$

где i_{ab_j} - внутреннее передаточное отношение.

Блокированный привод ведущих колёс является основным средством обеспечения проходимости колёсной машины. С другой стороны блокированный привод ведущих колёс создаёт значительное препятствие повороту машины. Поэтому целесообразно рассмотреть вопрос о распределении касательных сил тяги по ведущим колёсам при блокированном, а также и при комбинированном приводе ведущих колёс.



Наиболее часто используемые схемы привода колес двух- и трехосных шарнирно-сочлененных машин показаны на рисунке 5 и на рисунке 6 соответственно.

Рисунок 5 – Схемы привода колес двухосной шарнирно-сочлененной машины

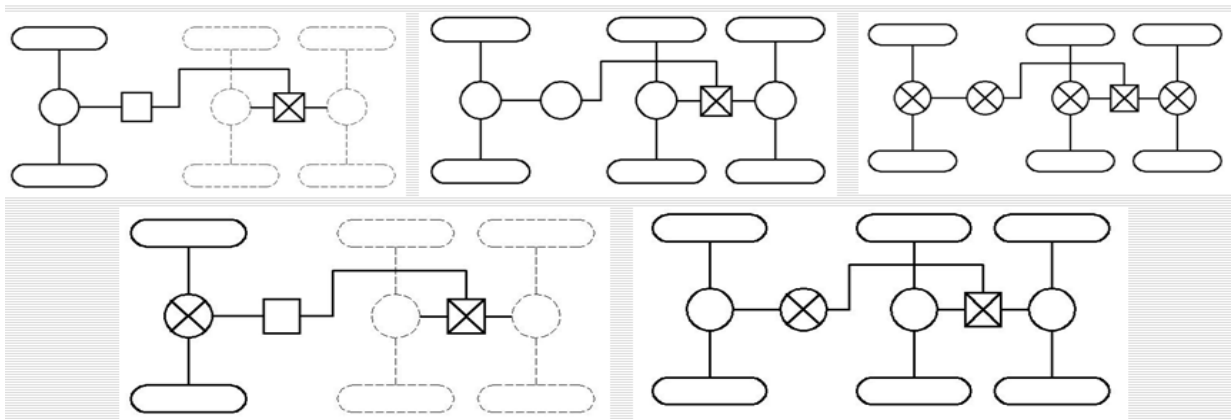


Рисунок 6 – Схемы привода колес трехосной шарнирно-сочлененной машины

В качестве предварительных результатов расчетов на рисунках 7 и 8 приведены кинематические и силовые характеристики поворота шарнирно-сочлененной машины в функции угла складывания при каждом режиме работы привода ведущих колес.

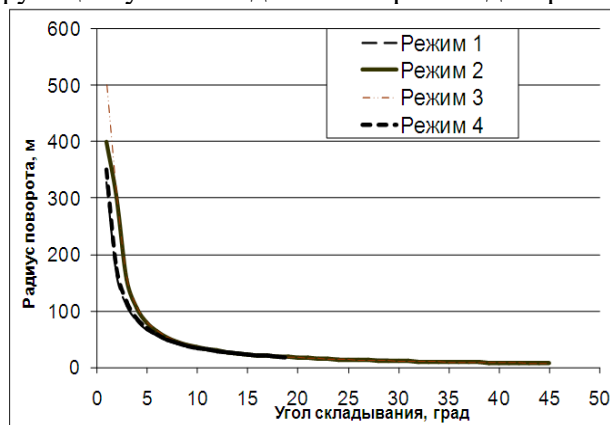


Рисунок 7 - График зависимости радиуса поворота шарнирно-сочлененной машины 4x4 от угла складывания при различных режимах работы трансмиссии

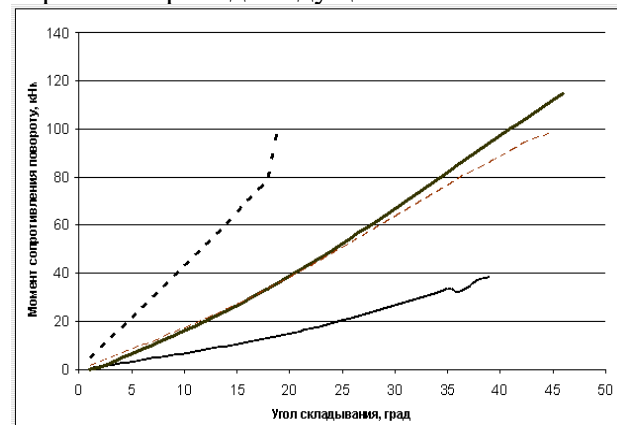


Рисунок 8 - График зависимости момента сопротивления повороту шарнирно-сочлененной машины 4x4 от угла складывания при различных режимах работы трансмиссии

Для определения сил, действующих на колеса многоосных машин, схемы которых приведены на рисунках 9 и 10, используются уравнения равновесия машины в плоскостях xOz и yOz , выведенные с учетом конструкции и характеристик подвески. Задаваясь законом распределения касательной силы по колесам машины, можно решить уравнение (1) относительно F_{ki} , например, в случае дифференциальной кинематической

связи колес. Поскольку трение в симметричном межколесном дифференциале значительно влияет на управляемость, то все межколесные дифференциалы рассматриваем как дифференциалы повышенного трения с удельным моментом трения K_t .

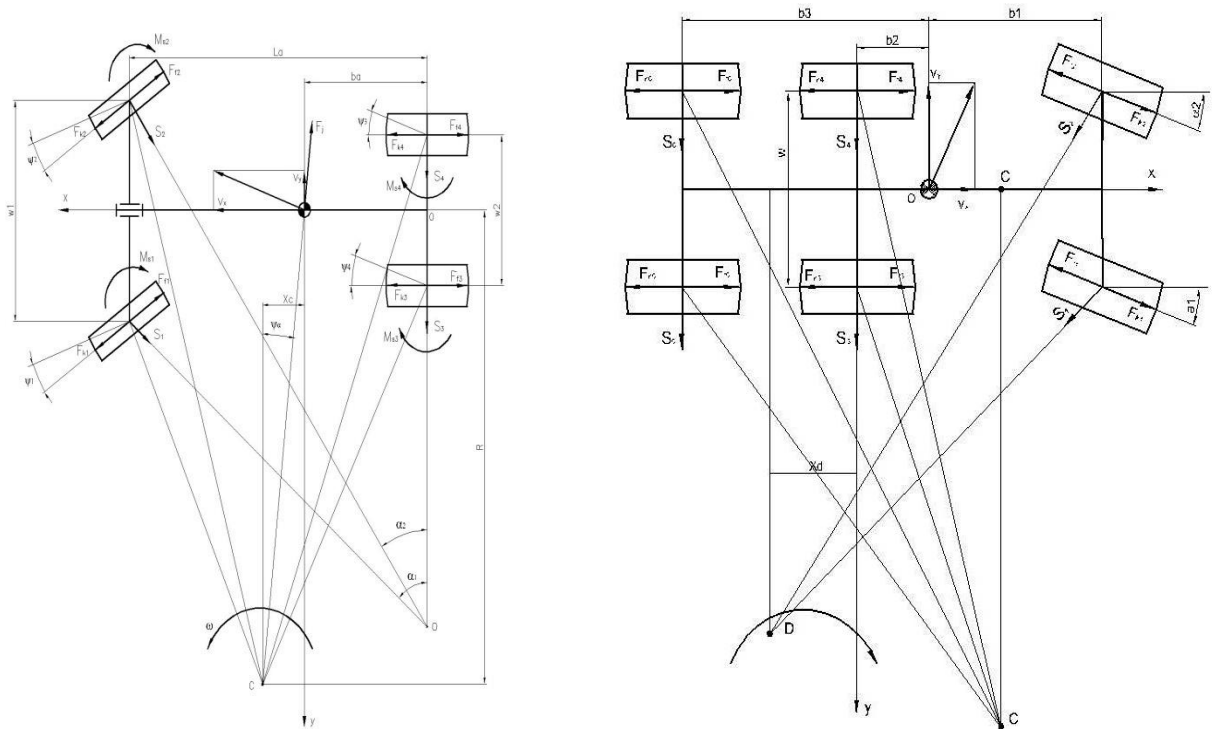
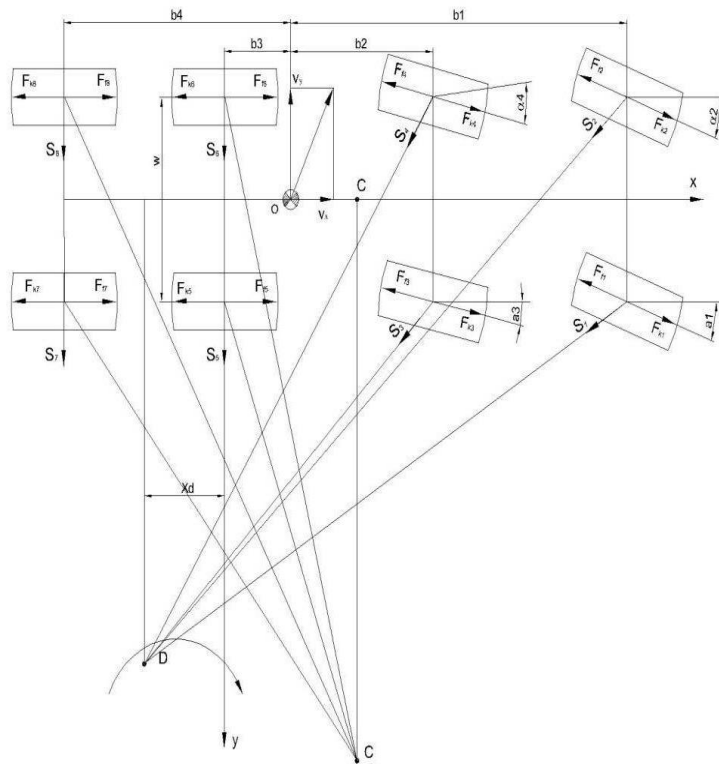


Рисунок 9 - Схемы поворота двух- и трехосных транспортных средств



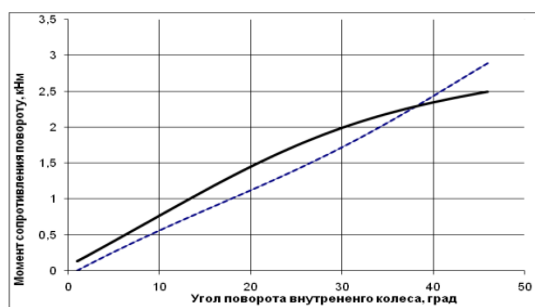


Рисунок 11 – Зависимость момента сопротивления повороту на внутреннем и внешнем колесе при круговом движении машины

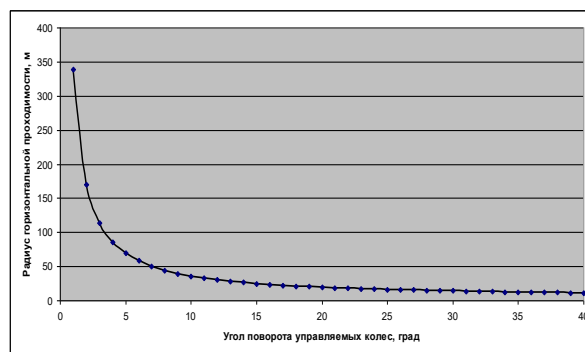


Рисунок 12 – График зависимости радиуса поворота четырехосной машины от угла поворота управляемых колес

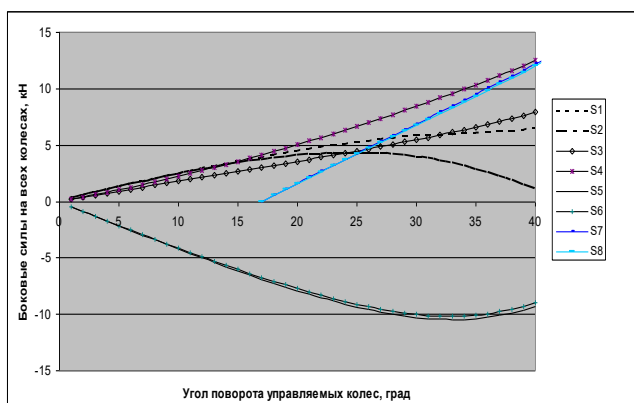


Рисунок 13 – График боковых сил, действующих на колеса машины, при повороте четырехосной машины



Рисунок 14 – Распределение максимальной вертикальной нагрузки по колесам четырехосной машины

Выполненные исследования силовых и геометрических параметров поворота машин позволяют сделать следующие выводы: разработан расчетный метод определения сил и моментов, действующих в контакте колес с дорогой при круговом движении автомобиля, на основе которого усовершенствован способ расчета стабилизирующих моментов на поворотных цапфах управляемых колес.

По разработанным механико-математическим моделям можно определить следующие кинематические и силовые характеристики поворота машин в функции угла складывания: координаты центра поворота и радиус поворота машины; вертикальная нагрузка на каждом из колес машины; различные характеристики взаимодействия каждой шины с дорогой в зависимости от нагрузки на колесо; касательную силу тяги, боковую силу и коэффициент буксования на каждом из колес машины; характеристики поворота машины.

Литература

1. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Чудаков, Е.А., - М.: Машиностроение 1978 – 216с.
2. Андреев, А.Ф. О взаимодействии колеса с опорной поверхностью / Андреев, А.Ф. Автомобиле- и тракторостроение: Динамика и долговечность тягово – транспортных машин: Мн: Выш.шк., 1974, вып 5, 51-58с.
3. Гурвич, Ю.А., Экспериментально-аналитический метод определения динамических характеристик шин в эксплуатационных режимах движения транспортных средств / Ю.А. Гурвич. Теоретическая и прикладная механика. Мн.: 2005, - с. 72-76.