

К.И.Сафронов, Ю.А.Гурвич

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СХЕМЫ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВОРОТА ДВУХОСНЫХ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ МАШИН ПО КРИТЕРИЯМ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ

Белорусский национальный технический университет, Минск

В статье описана новая методика исследования характеристик установившегося поворота двухосных шарнирно-сочлененных машин при различных режимах работы трансмиссии. Разработанная механико-математическая модель установившегося поворота машины впервые позволяет определить кинематические и силовые характеристики в функции угла складывания и скорости движения шарнирно-сочлененных машин при каждом режиме работы привода ведущих колес.

В мировой практике создания специальных машин для дорожно-строительной, лесопромышленной и карьерной отраслей используются схемы с шарнирно-сочлененной и многоосной компоновкой. Для обеспечения высоких показателей проходимости применяются различные схемы привода колес, причем на каждой из машин схема привода может оперативно изменяться в зависимости от состояния дорожного покрытия и скоростных режимов движения. Оперативное изменение схемы привода колес возможно за счет применения в трансмиссии дифференциалов с системой блокировки, а также раздаточных коробок с различными вариантами включения привода (комбинированный привод).

Блокированный привод ведущих колёс является одним из основных средств обеспечения проходимости колёсной машины. С другой стороны блокированный привод ведущих колёс создаёт значительное препятствие повороту машины. Поэтому для исследования характеристик движения машин необходимо решить задачу о распределении касательных сил тяги по ведущим колёсам при блокированном и комбинированном приводах ведущих колёс.

На современном этапе создания машин становится актуальным вопрос количественной оценки влияния схем трансмиссии на поведение машины при ее проектировании [1,3-5]

Следовательно, целью данной работы является создание расчетно-методического аппарата (РМА), программ и исследование с их помощью процесса поворота двухосных шарнирно-сочлененных машин с различными схемами привода колес. Для этого необходимо разработать механико-математическую модель установившегося поворота машины, которая позволит определить кинематические и силовые характеристики поворота в функции угла складывания и скорости движения шарнирно-сочлененных машин при каждом режиме работы привода ведущих колес.

Машина схематизируется пространственной моделью с системой координат, зафиксированной в проекции центра заднего моста на опорную плоскость (рисунок 1). Ось x направлена вперед, вдоль продольной оси задней тележки, а ось z направлена вверх перпендикулярно опорной поверхности (перпендикулярно плоскости рисунка 2).

При создании пространственной модели используются следующие допущения:

скорость движения машины постоянна (равномерное круговое движение машины); условие отсутствия отрыва колес от грунта; не учитывается наличие люфтов и момента трения в шарнирах; движение машины происходит по горизонтальной поверхности; не учитывается крен кузова. Метод расчета параметров кругового движения колесной машины не содержит упрощающих допущений об углах увода, обычно используемых в теории поворота колесных машин, а также с учетом различных характеристик шин и грунта.

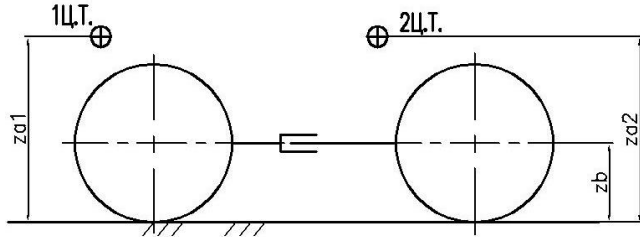


Рисунок 1- Схема поворота шарнирно-сочлененной машины 4х4 (вид сбоку)

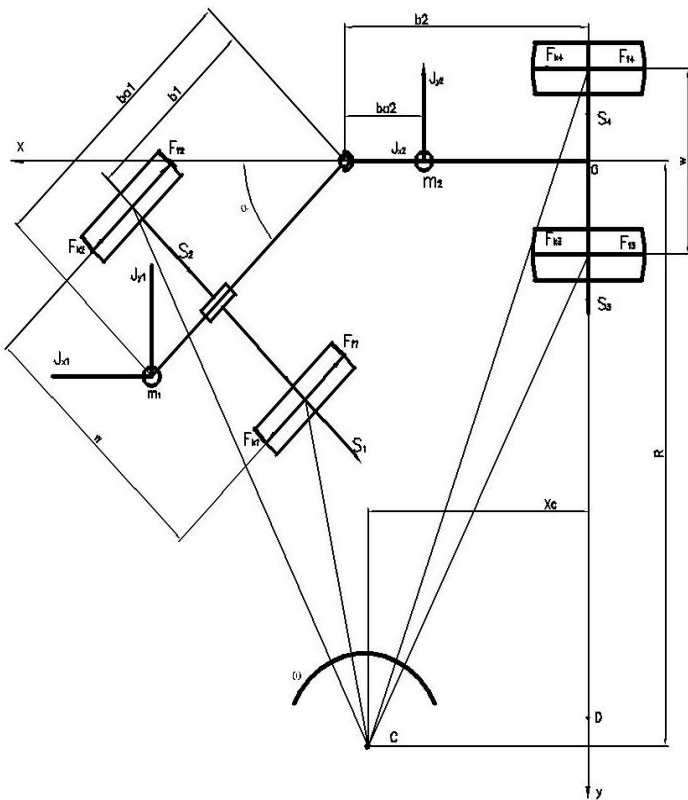


Рисунок 2 - Схема поворота шарнирно-сочлененной машины 4х4 (вид сверху)

Разложим скорость начала координат V_{oj} на две составляющие: V_{xj} и V_{yj} направленные параллельно оси x и y соответственно.

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

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

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

$$J_{y1} = m_1 \frac{V_x^2}{R} \frac{R - y_{a1}}{R} = m_1 \frac{V_x^2}{R} \beta_{a1},$$

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

$$J_{y2} = m_2 \frac{V_x^2}{R} \frac{R - y_{a2}}{R} = m_2 \frac{V_x^2}{R} \beta_{a2},$$

где m_1 и m_2 – массы каждой тележки (согласно рисунку 1), χ_i - угол увода, V – скорость тележки.

Касательная (полная окружная) сила колеса F_{ki} и боковая сила S_i связаны с коэффициентом буксования δ_i и углом увода χ_i , следующими зависимостями [2,6,7]:

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

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

Для определения нормальных сил G_i , действующих на колеса машины, используются уравнения равновесия машины в плоскостях xOy и xOz .

Отметим, что коэффициент распределения касательных сил тяги k_i по колесам машины зависит от системы распределения мощности по ведущим колесам.

Рассмотрим вопрос о распределении касательных сил тяги по ведущим колёсам при блокированном и комбинированном приводе ведущих колёс.

Наиболее часто используемые схемы привода колес двухосных шарнирно сочлененных машин показаны на рисунке 3.

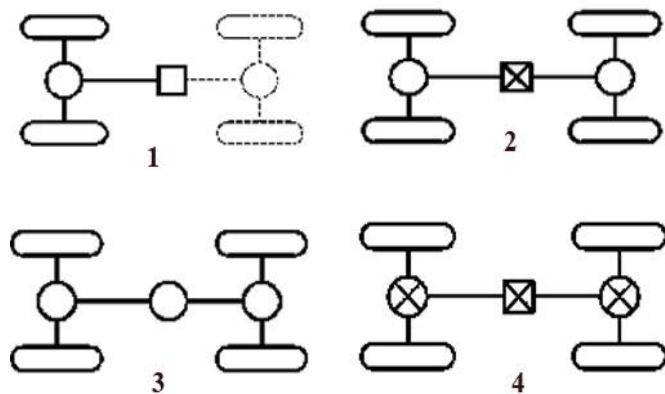


Рисунок 3 – Схемы привода колес двухосной шарнирно-сочлененной машины:

1 – отключен ведущий мост задней тележки. Межколёсные дифференциалы двух мостов разблокированы. Суммарная сила тяги передается одним передним мостом; 2 – подключены оба ведущих моста. Межосевой дифференциал заблокирован; 3 – дифференциальный межосевой привод.

Дифференциалы переднего и заднего мостов разблокированы; 4 – подключены оба ведущих моста. Межосевой и межколесные дифференциалы заблокированы.

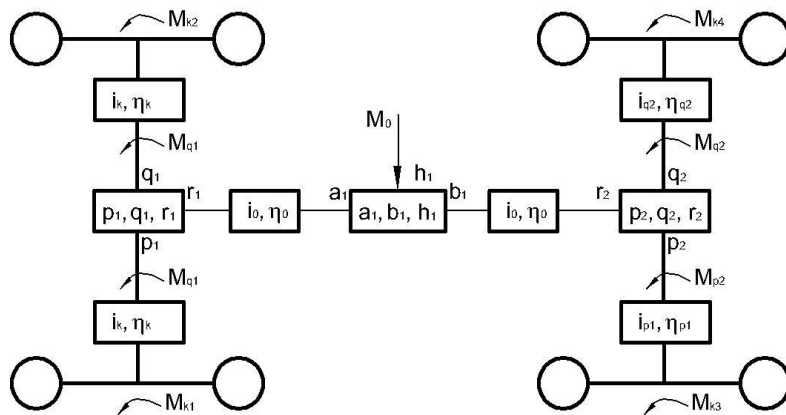


Рисунок 4 – Схема распределения мощности

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

$$i_{ab(j)} \overline{M}_{aj} + \overline{M}_{bj} = 0, \quad (1 - i_{ab_1}) \overline{M}_{aj} + \overline{M}_{bj} = 0, \quad (2)$$

где $i_{ab(j)}$ - внутреннее передаточное отношение.

Поскольку в УДМ автомобиля используются дифференциалы с отрицательным внутренним передаточным отношением $i_{ab(j)} = -k_{(j)}$, то подставив в уравнение (2) значения $i_{ab(j)}$, получим:

$$k_{a(j)} + M_{b(j)} = 0; \quad (1 - k_{(j)}) M_{a(j)} + M_{h(j)} = 0. \quad (3)$$

Рассмотрим общий случай распределения мощности и крутящего момента на примере двухосной полноприводной машины. Пусть на звено h_1 центрального УДМ (a_1, b_1, h_1) действует внешний момент M_0 тогда $M_{h_1} = -M_0$.

Подставив значение M_{h_1} в уравнение моментов главного УДМ (a_1, b_1, h_1), получим моменты приведенные к межколесному дифференциалу переднего моста M_{a_1} и межколесному дифференциалу заднего моста M_{b_1} .

$$M_{a_1} = \frac{1}{1 + k_{a_1 b_1}} M_0; \quad M_{b_1} = \frac{k_{a_1 b_1}}{1 + k_{a_1 b_1}} M_0. \quad (4)$$

Момент, действующий на дифференциал $p_1 q_1 r_1$, равен $-M_{r_1} = M_{a_1} i_0 \eta_0$, а на дифференциал $p_2 q_2 r_2$ равен: $M_{b_1} = M_0 \frac{k_{a_1 b_1}}{1 + k_{a_1 b_1}}$, где i_0 - передаточное отношение центральной передачи, η_0 - КПД центральной передачи.

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 .

Суммарный момент на колесах будет равен $M_\Sigma = M_0 i_0 \eta_0$.

Удельный момент на каждом колесе $k_i = M_{ki} = \frac{M_{ki}}{M_\Sigma}$.

Применяя разработанные программы расчета, приведем графики кинематических и силовых характеристик поворота шарнирно-сочлененной машины в функции угла складывания при каждом режиме работы привода ведущих колес (рисунки 5 и 6).

Выполним анализ графика, приведенного на рисунке 5. Наиболее интересным является диапазон углов складывания 0-10 градусов (показан укрупнено на рисунке 5). На данном участке графика при значении угла складывания полурам от 1 до 5 градусов, заметно значительное увеличение радиуса поворота машины до 30% при использовании заблокированного привода колес (режим 4). На практике данное явление выражается в недостаточной поворачиваемости машины или нечеткой реакцией машины на поворот рулевого колеса.

Для каждого из четырех режимов работы трансмиссии шарнирно-сочлененной машины 4x4 приведем графики зависимости касательной силы тяги на каждом колесе от угла складывания (рисунок 7).

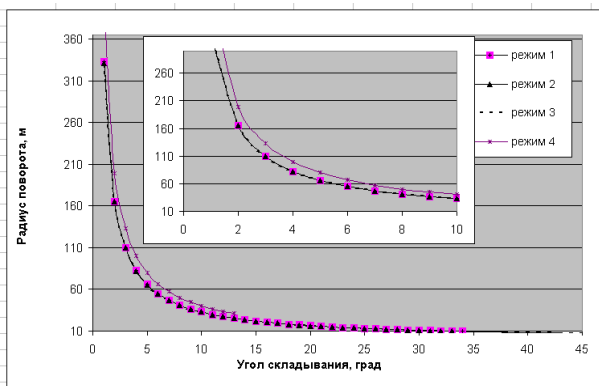


Рисунок 5 - График зависимости радиуса поворота машины от угла складывания при различных режимах работы трансмиссии

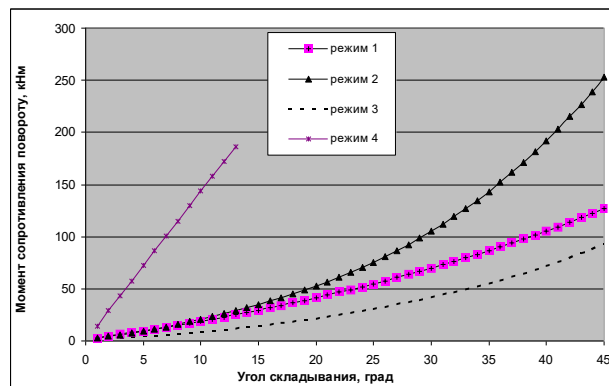


Рисунок 6 - График зависимости момента сопротивления повороту машины от угла складывания при различных режимах работы трансмиссии

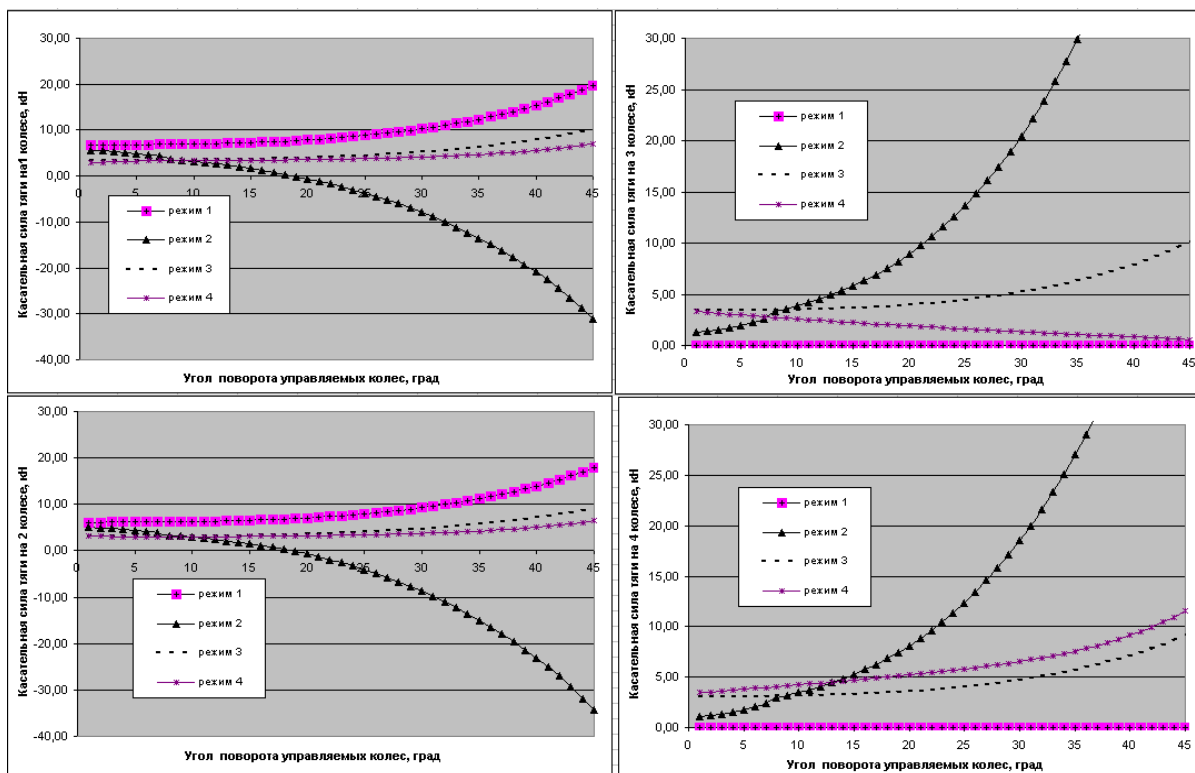


Рисунок 7 - Графики зависимости касательной силы тяги на каждом колесе шарнирно-сочлененной машины 4x4 от угла складывания при различных режимах работы трансмиссии

Из анализа результатов расчета, приведенных на графиках 5, 6 и 7 следует, что при заблокированном приводе сопротивление повороту значительно возрастает. Также заблокированный привод препятствует пропорциональному распределению момента при больших углах складывания. При малых углах складывания заблокированный привод

позволяет реализовать большую касательную силу тяги на колесах машины. Режимы 1 и 3 показывают близкие между собой результаты, что подтверждается экспериментами.

Заключение. При использовании различных схем работы трансмиссии на каждой из машин достигается компромисс характеристик проходимости и управляемости, что и происходит на практике. Применение разработанных РМА и программ, позволяет на стадии проектирования получить качественную и количественную характеристику процесса поворота двухосных шарнирно-сочлененных машин с различными схемами привода колес, используемые в зависимости от состояния дорожного покрытия и скоростных режимов движения машины. Эта характеристика представляет комплекс кинематических и силовых параметров: 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; касательная сила тяги на каждом из колес машины; боковая сила на каждом из колес машины; коэффициент буксования на каждом из колес машины; характеристики поворота машины.

Работа выполнялась в рамках Государственной программы научных исследований (ГПНИ) «Механика, техническая диагностика, металлургия» на 2011 – 2015 годы, шифр задания «Механика - 1.06», № госрегистрации 20122239 БелИСА.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гурвич, Ю.А. Разработка методов описания динамики многоосных и шарнирно-сочлененных машин по критериям управляемости и устойчивости / Ю.А.Гурвич, К.И.Сафронов // Теоретическая и прикладная механика №27. Мн.: 2012, – с. 341-346.
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. ГОСТ Р 52302–2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания».
4. СТБ ГОСТ Р 52302–2006 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания».
5. ГОСТ 27257–1987 «Методы определения параметров поворота колесных машин».
6. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Чудаков, Е.А., - М.: Машиностроение 1978 – 216с.
7. Теория движения колёсных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352с.

Analysis of the drive wheel schemes influence on performance indicators of the two axle articulated machines on criteria handling and stability

K.Safronov, Y.Gurvich

In this article described research of biaxial articulated frame machine turning process with various schemes of the drive wheels. A new mechanical-mathematical model of the steady machine turning will determine the kinematic and force characteristics of the articulated vehicles in the function of the angle of wheel rotation and speed of the machine in each drive wheels mode.