

лютов Р.Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений.-М.: Машиностроение,1979.-215с. 9. Потапов В.Н., Мищик Б.С. Оценка работоспособности болтов, работающих на растяжение в стальных конструкциях// Промышленное строительство.-1982.- №5.- с.23-25. 10.Гордеева Т.А., Жегина И.П. Анализ изломов при оценке надежности материалов.-М.: Машиностроение,1978.-200с. 11. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. Ч.1. Механические испытания. Деформация и разрушение.-М.:Машиностроение,1974.-472с. 12. СНиП 2.05.03-84. Мосты и трубы / Госстрой СССР.-М.:ЦИТП Госстроя СССР, 1998. – 200с. 13. СНиП III-18-75. Правила производства и приемки работ. Металлические конструкции / Госстрой СССР.-М., 1976. -161с.

УДК 629.113-587

Дубовик Д.А.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

*Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение. Криволинейное движение колесной машины в общем случае реализуется в результате управляющего воздействия водителя на рулевое колесо. Моделирование криволинейного движения основывается на математическом описании процессов воздействия на рулевое колесо и связанного с этим поворота управляемых колес.

В теории колесных машин криволинейное движение представляется совокупностью поворотов, характеризующихся вероятной кривизной и длиной траектории [1].

Процесс отдельного поворота машины в общем случае рассматривается в виде трех последовательных этапов [2, 3, 4 и др.]. Первый этап связан с увеличением кривизны траектории – переходом от прямолинейного движения к криволинейному (вход в поворот), второй этап характеризуется движением машины с постоянной кривизной (равномерный поворот), третий этап заключается в уменьшении кривизны траектории – возвращении к прямолинейному движению (выход из поворота). В частном случае второй этап может отсутствовать.

При изучении неустановившегося поворота и динамической поворачиваемости машин процесс поворота рулевого и управляемых колес на характерных этапах обычно представляется с помощью линейных зависимостей [2, 4, 5, 6, 7 и др.]. Это при переходе от одного этапа к другому приводит к воспроизведению при моделировании управляющих воздействий скачкообразного изменения скорости поворота управляемых колес, недостижимого при реальном управлении водителем колесной машиной, а также к трудностям применения теории нелинейного бокового увода [8] при моделировании неустановившегося криволинейного движения.

Целью настоящей работы явилась разработка математической модели криволинейного движения колесных машин с нелинейным управляющим воздействием, обеспечивающем более высокую сходимость расчетных значений с экспериментальными данными, чем известные из научно-технической литературы.

Моделирование управляющего воздействия на рулевое колесо. Для моделирования блока управляющих воздействий на рулевое колесо проанализируем экспериментальные данные [9], полученные при выполнении входа в поворот и движении колесной машины по синусоидальной траектории со скоростью 8,9 м/с.

Анализ экспериментальных данных (рис. 1) показывает, что реализуемые в действительности законы управляющего воздействия носят непрерывный характер, исключая скачкообразное изменение скорости поворота рулевого колеса. Причем, максимальная ско-

рость поворота рулевого колеса, как правило, наблюдается на участках, равноудаленных от его крайних положений.

Результаты проведенного анализа позволили в качестве функциональной зависимости для моделирования численных значений углов α_d поворота рулевого колеса при криволинейном движении колесной машины предложить зависимость следующего вида:

$$\alpha_d = \alpha_{d \max} \sin^2(a_1 t + a_0), \quad (1)$$

где $\alpha_{d \max}$ – максимальное значение угла поворота рулевого колеса; a_1 и a_0 – коэффициенты нелинейного уравнения регрессии.

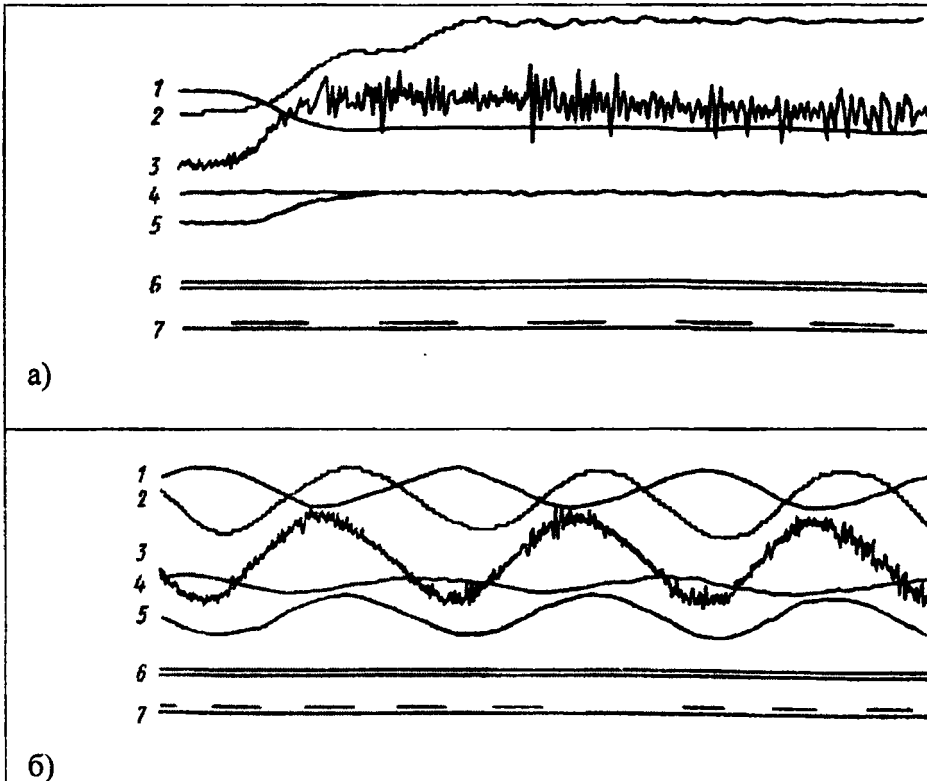


Рис. 1. Осциллограмма изменения параметров колесной машины при входе в поворот а) и движении по синусоидальной траектории б) со скоростью 8,9 м/с [9]: 1 – угол поворота рулевого колеса; 2 – угол крена; 3 – боковое ускорение; 4 – угловая скорость крена; 5 – угловая скорость поворота; 6 – поступательная скорость; 7 – время

Регрессионный анализ показал, что предложенная функциональная зависимость позволяет с коэффициентом корреляции не менее 0,99 описывать процесс поворота рулевого колеса при осуществлении моделирования вход в поворот или в другой маневр и выхода из них: В отличие от линейной зависимости, нелинейная зависимость (1) позволяет с более высоким на 0,02 коэффициентом корреляции рассчитывать значения углов поворота рулевого и управляемых колес и исключить недостижимое в действительности скачкообразное изменение скорости их поворота.

Таким образом, зависимости для расчета углов поворота рулевого колеса при моделировании движения колесной

машины при выполнении маневра "вход поворот" или входа в маневр с несколькими управляющими циклами и маневра "выход из поворота" или выхода из маневра с несколькими управляющими циклами окончательно принимают следующий вид: для маневра "вход в поворот" или входа в маневр с несколькими управляющими циклами

$$\alpha_d = \alpha_{d \max} \sin^2(Tt); \quad 0 < t < 0,5\pi/T, \quad (2)$$

для маневра "выход из поворота" или выхода из маневра с несколькими управляющими циклами

$$\alpha_d = \alpha_{d \max} \cos^2(Tt); \quad 0 < t < 0,5\pi/T, \quad (3)$$

Для составления зависимостей для расчета углов поворота рулевого колеса при моделировании маневра "переставка" и движения по синусоидальной траектории с несколькими управляющими циклами на различных участках с позиции обеспечения одинаковой интенсивности управления

необходимо координировать численные значения коэффициентов a_1 и a_0 зависимости (1) с численными значениями коэффициентов b_1 и b_0 зависимости следующего вида:

$$\alpha_d = \alpha_{d \max} \sin(b_1 t - b_0). \quad (4)$$

С этой целью численные значения коэффициентов a_i и b_i в уравнениях (1) и (4) определялись из условия обеспечения равенства скорости поворота рулевого колеса ($\dot{\alpha}_d = \text{const}$) в моменты времени, соответствующие углам поворота $\alpha_d = \pm 0,5\alpha_{d \max}$.

Выполненные в рамках настоящего раздела исследования позволили предложить следующие зависимости для расчета углов поворота рулевого и управляемых колес при моделировании криволинейного движения колесной машины при выполнении маневра "смена полосы движения" ("переставка") и маневра "змейка" (движении по синусоидальной траектории):

для маневра "смена полосы движения" ("переставка"):

$$\begin{cases} \alpha_d = \alpha_{d \max} \sin^2(Tt), & 0 < t < 0,5\pi/T ; \\ \alpha_d = \alpha_{d \max} \sin(1,3Tt - 0,6\pi), & 0,5\pi/T < t < 2,538\pi/T ; \\ \alpha_d = -\alpha_{d \max} \sin^2(Tt - 0,769\pi), & 2,538\pi/T < t < 3,538\pi/T . \end{cases} \quad (5)$$

для маневра "змейка" (движения по синусоидальной траектории):

$$\begin{cases} \alpha_d = \alpha_{d \max} \sin^2(Tt), & 0 < t < 0,5\pi/T ; \\ \alpha_d = \alpha_{d \max} \sin(1,3Tt - 0,6\pi), & 0,5\pi/T < t < (0,769m + 0,5)\pi/T ; \\ \alpha_d = -\alpha_{d \max} \sin^2(Tt - 0,769\pi m), & (0,769m + 0,5)\pi/T < t < (0,769m + 1)\pi/T . \end{cases} \quad (6)$$

где T – временной параметр моделируемого маневра (для маневров "вход в поворот", "выход из поворота" и "переставка" соответствует времени выполнения маневра); m – целое нечетное число, определяющее количество управляющих циклов маневра змейка: $0,5(m + 1)$. Для маневра "переставка" $m = 1$.

Таким образом, предложенные в настоящем разделе зависимости (2), (3), (5) и (6) позволяют рассчитать углы поворота рулевого и управляемых колес с более высокой сходимостью расчетных значений с экспериментальными данными и повысить адекватность математической модели при исследовании динамики криволинейного движения колесной машины.

В качестве примера использования полученных зависимостей для расчета углов поворота рулевого и управляемых колес рассмотрим результаты моделирования криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8x8 полной массой 43,5 т при выполнении маневра "смена полосы движения" на грунтовой опорной поверхности удовлетворительного состояния.

Результаты исследований. Для моделирования криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 воспользуемся математической моделью [10], составленной на основе уравнений движения в форме Аппеля.

Для случая моделирования движения внедорожной машины с колесной формулой 8x8 и двумя передними управляемыми мостами уравнения криволинейного движения принимают следующий вид:

$$m_v(\delta, \ddot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3) = \sum_{i=1}^4 [(P'_{ki} - P'_{fi}) \cos \alpha'_j - P'_{li} \sin \alpha'_j + (P''_{ki} - P''_{fi}) \cos \alpha''_j - P''_{li} \sin \alpha''_j] - P ; \quad (7)$$

$$m_v(\ddot{\pi}_2 + \dot{\pi}_1 \dot{\pi}_3) = \sum_{i=1}^4 [(P'_{ki} - P'_{fi}) \sin \alpha'_j + P'_{li} \cos \alpha'_j + (P''_{ki} - P''_{fi}) \sin \alpha''_j + P''_{li} \cos \alpha''_j] ; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} m_v \rho_v^2 \ddot{\pi}_3 = & \sum_{i=1}^4 [0,5B_i [(P'_{ki} - P'_{fi}) \cos \alpha'_j - (P''_{ki} - P''_{fi}) \cos \alpha''_j] + \\ & + (l_v - l_i) [(P'_{ki} - P'_{fi}) \sin \alpha'_j + (P''_{ki} - P''_{fi}) \sin \alpha''_j] - \\ & - 0,5B_i (P'_{li} \sin \alpha'_j - P''_{li} \sin \alpha''_j) + (l_v - l_i) (P'_{li} \cos \alpha'_j + P''_{li} \cos \alpha''_j)] - M, \end{aligned} \quad (9)$$

где δ_r – коэффициент учета вращающихся масс; $P_{ki}^{(//)}$ – тяговые усилия на ведущих колесах i -го моста (знаки / и // относятся к левому и правому колесу моста соответственно); $P_{fi}^{(//)}$ и $P_{li}^{(//)}$ – силы сопротивления качению и боковые реакции колес i -го моста; P_a – сила сопротивления воздушной среды; B_i – колея i -го моста; l_i – расстояние от первого до i -го моста;

l_v – расстояние от первого моста до центра масс машины; M_r – общий момент сопротивления повороту машины в контакте колес с опорной поверхностью; $i = 1 \dots 4$ – порядковый номер моста; $j = 1 \dots 2$ – порядковый номер управляемого моста.

Такие переменные, как масса машины m_v , коэффициент учета вращающихся масс δ_r , колея машины B_i , продольные координаты мостов l_i и центра масс машины l_v , определялись массо-геометрическими параметрами самой машины, ее узлов и агрегатов.

Такие переменные, как тяговые усилия колес $P_{ki}^{(//)}$, силы сопротивления качению колес $P_{fi}^{(//)}$, боковые реакции колес $P_{li}^{(//)}$, сила сопротивления движению воздушной среды P_a и момент сопротивления M_r , определялись по известным из теории движения колесных машин зависимостям.

Для решения системы уравнений криволинейного движения (7)–(9) необходимо уменьшить количество неизвестных. С этой целью при моделировании движения колесной машины при выполнении маневра "смена полосы движения" углы $\alpha_i^{(//)}$ поворота управляемых колес выражались как функция от времени и рассчитывались по зависимостям (5).

Результаты исследований представлены рис. 2 и 3.

На рис. 2 приведена зависимость отношения среднего угла α_1 поворота колес первого управляемого моста к максимальному значению среднего угла α_{1max} поворота от времени при выполнении маневра "смена полосы движения". Из рис. 2 видно, что зависимости (5) обеспечивают моделирование процесса поворота управляемых колес со скоростью без скачкообразных изменений с коэффициентом корреляции расчетных значений и экспериментальных данных не менее 0,99.

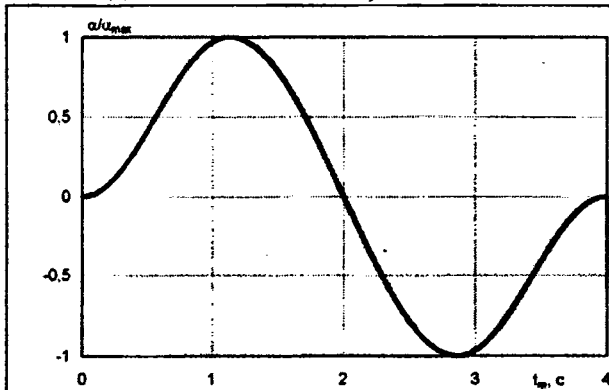


Рис. 2. Управляющее воздействие на рулевое колесо

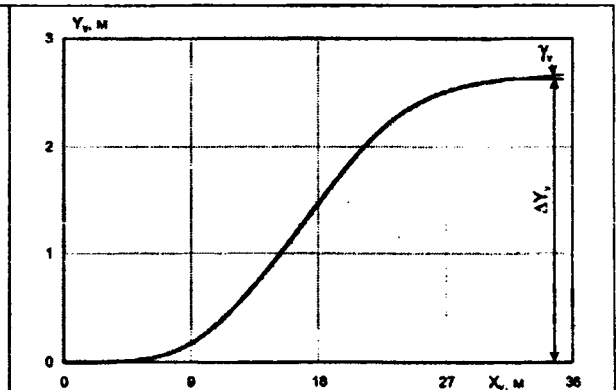


Рис. 3. Траектория движения внедорожной машины МЗКТ-79091

На рис. 3 представлена траектория движения внедорожной машины МЗКТ-79091 при выполнении маневра "смена полосы движения" в системе неподвижных координат XOY . Полученные данные позволяют оценивать отклонение ΔY_v траектории колесной машины от первоначального направления движения, значения курсового угла γ_v машины в конце объездного маневра и выполнять другие необходимые исследования криволинейного движения колесной машины.

Заключение. Предложенные функциональные зависимости для расчета углов поворота рулевого и управляемых колес позволяют осуществлять моделирование криволинейно-

го движения колесных машин с нелинейным управляющим воздействием, обеспечивающим более высокую сходимость расчетных значений с экспериментальными данными и значительно повышающим адекватность математической модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Мобильные транспортные машины: Взаимодействие со средой функционирования. – Мн.: Беларуская навука, 1998. – 303 с.
2. Брянский Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
5. Атаманов Ю.Е., Гуськов В.В., Масюк С.К. Тракторы. Ч. VII: Лаб. практикум для студентов вузов / Под общ. ред. В.В. Гуськова. – Мн.: Выш. школа, 1979. – 128 с.
6. Шалягин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости. – М.: Агропромиздат, 1986. – 254 с.
7. Control of Vehicle Dynamics // Automotive Engineering. – 1995. – May. – P. 87-93.
8. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
9. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
10. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Дубовик Д.А. Управление динамикой криволинейного движения колесных машин // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-техн. навук. – 2001. – №3. – С. 123–128.

УДК 621.833.06

Лустенков М.Е.

РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЛАНЕТАРНОЙ ШАРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ОСНОВЕ СТРУКТУРНО-МАТРИЧНОГО МЕТОДА

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Введение. Передача движения и нагрузки посредством тел качения используется во многих механизмах и устройствах, например в подшипниках и направляющих качения, а также в механических передачах, некоторые типы из которых (шариковинтовые) изготавливаются серийно. Планетарные передачи с телами качения известны не так широко, однако имеют ряд преимуществ, позволяющих эффективно использовать их для решения некоторых инженерных задач. Одна из разновидностей такого рода передач – эллипсная шариковая передача (ЭШП) может применяться для создания компактных редуцирующих узлов с низкой себестоимостью изготовления, легко встраиваемых в различные устройства, средства малой механизации [1]. Редукторы аналогичного типа нашли применение для создания устройств работающих при бурении нефтяных и газовых скважин [2].

Принцип работы ЭШП основан на взаимодействии профильных рабочих поверхностей трех соосных цилиндрических деталей

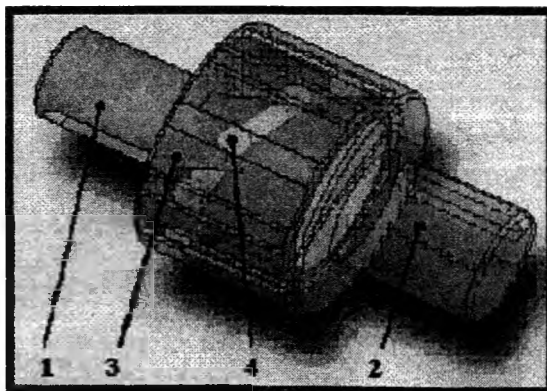


Рисунок 1 - Секция ЭШП в сборе (3D-модель)

- 1– ведущий вал (внутренний кулачок),
- 2– ведомый вал с пазами,
- 3– многопериодный кулачок,
- 4– система тел качения