

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО УЛУЧШЕНИЮ МАНЕВРЕННОСТИ МНОГООСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОЙ РАМОЙ

Сидоров С.К. (sem-sidorov@rambler.ru), Волков Ю.П.

*Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Политехническая ул., 29, г. Санкт-Петербург, 195251, Россия*

Фонд газовых скважин России составляет около 200 тысяч единиц, более 20% которых должны ежегодно ремонтироваться, чтобы обеспечить требуемые объемы газодобычи. Особенно важное значение ремонт скважин приобретает в настоящее время, когда практически остановлено бурение новых скважин по добыче газа. Главным сдерживающим фактором интенсификации ввода в строй новых и более полного использования существующих скважин является отсутствие отечественной колёсной ремонтно-скважинной техники, способной работать на скважинах средней и повышенной глубины.

Учитывая потребности газовой отрасли в Санкт-Петербургском открытом акционерном обществе "Специальное конструкторское бюро транспортного машиностроения" (ОАО "Спецмаш") по техническому заданию, согласованному с ОАО "Газпром" в 1995-98 г.г., были разработаны, поставлены на серийное производство и внедрены в эксплуатацию на газовых промыслах страны отечественные колёсные машины грузоподъёмностью 80 и 127 тонн - К-703МТУ-80ВГ и К-703МТП-127Г - на базе серийно выпускаемого на производственном объединении «Кировский завод» промышленного колёсного трактора К-703.

В созданных колесных машинах максимально учтён опыт эксплуатации лучших зарубежных образцов ремонтно-скважинных установок - "Associated Petroleum Servies Inc.", "Cooper Divisions of Alliad Products", "Dreco Energy Services Ltd.", "IRI International" (США), "Kremko" (Канада), "Deutag Drilling" (Германия).

Оригинальное шасси 703МТП-127Г на базе трактора К-703 (см. рис.1) обеспечивает установкам сравнительно высокую маневренность при монтаже на скважине и хорошую проходимость на местности. Высокая унификация с сельскохозяйственными и промышленными тракторами К-703 имеет большое практическое значение. Шасси колесной машины – четырехосное, шарнирно-сочлененное, базирующееся на серийном промышленном тракторе К-703. Три передних моста - ведущие, 4-й мост – несущий. На передней полураме смонтирована моторная установка с двигателем мощностью 346 кВт. Кабина машиниста установлена перед двигателем с целью снижения габаритной высоты шасси. Передний ведущий мост с коническим межколесным дифференциалом имеет балансирную подвеску. Задняя грузовая полурама также через балансирную подвеску опирается на два ведущих моста и поддерживающий мост с рессорной подвеской.



Рис. 1. Внешний вид колесной машины 703МТП-127Г

Схема с шарнирно-сочлененной рамой довольно часто использовалась в конструкциях тракторов и колесных машин во второй половине прошлого века. Рост выпуска колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой объяснялся некоторыми преимуществами перед колесными тракторами, выполненными по классической схеме. Одним из важнейших достоинств колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой является простота конструкций механизма поворота, а также их способность преодолевать участки сложного профиля без существенного изменения сцепного веса под каждым колесом, что позволяет иметь повышенную проходимость, сохраняя при этом достаточно хорошую маневренность. Колесные машины с шарнирно-сочлененной рамой имеют колеса одинакового радиуса, которые обычно все являются ведущими.

Колесная техника для ремонта скважин развивалась (параллельно с военными колесными тягачами) в сторону постоянного увеличения грузоподъемности, что вынуждало конструкторов увеличивать число ведущих и управляемых осей. К настоящему моменту отечественные и зарубежные производители ремонтно-скважинных установок в основном отказались от схемы шарнирно-сочлененной рамой, за исключением фирмы "Kremko" (Канада). Но в данном случае это объясняется тесным сотрудничеством фирмы с производственным объединением «Кировский завод». Поэтому в модельном ряду фирмы присутствует ремонтно-скважинная машина на унифицированном с трактором К-703 шасси с шарнирно-сочлененной рамой.

Российские аналоги ремонтно-скважинной техники представлены в основном двумя моделями колесных тягачей с поворотными колесами – Минского и Брянского заводов.

Для дальнейшего повышения грузоподъемности установки (до 160-200 тонн на крюке) и сохранения при этом параметров маневренности необходимо решить задачу оптимизации основных параметров, влияющих на движение установки: развесовка по осям, наличие или отсутствие дифференциалов и муфт свободного хода, давление в шинах и гидроцилиндрах, поворачивающих полураму. Для решения этой задачи нами была построена математическая модель поворота машины. Особенность данной математической модели состоит в том, что в ней учтена возможность установки на каждую ось (а также между осями) колесной машины дифференциалов и муфт свободного хода различных конструкций. Решение полученной системы уравнений для различных условий движения машины на ЭВМ позволяет подобрать оптимальную конструкцию трансмиссии.

Маневренность колесной машины можно оценить по следующим критериям:

1. Величина угловой скорости при движении машины по радиусу.
2. Радиусы поворота колесной машины (значения кривизны траектории).
3. Момент сопротивления повороту машины или максимальное значение давления масла в механизме управления поворотом.

Чем меньше величина момента сопротивления и, следовательно, чем ниже давление в гидросистеме управления поворотом, тем лучше поворачиваемость. При очень высоких значениях момента сопротивления может не обеспечиваться заданный радиус поворота машины. Очевидно, что с возрастанием угла относительного складывания полурам θ момент, создаваемый гидроцилиндрами, уменьшается, в то время как момент сопротивления повороту колесной машины увеличивается.

После первых дорожных испытаний колесной машины 703МТП-127Г стало ясно, что, несмотря на теоретически правильный выбор размеров механизма поворота и уровня давления в гидроцилиндрах, поворотливость машины оставалась неудовлетворительной.

На рыхлых грунтах машина довольно легко входила в поворот (за счет набегания грунта на внешней стороне забегающего колеса), но с трудом выходила из него. Это связано с тем, что сила тяги от задних ведущих колес направлена в сторону складывания полурам, а кроме того рыхлый грунт мешал машине распрямиться. На твердых грунтах машине одинаково сложно как войти в поворот, так и выйти из него.

В связи с неудовлетворительной поворотливостью серийная гидросистема механизма поворота машины была заменена гидросистемой фирмы «Данфосс», отличающейся более высокой надежностью и стабильностью параметров. Но и эта замена не дала ощутимого улучшения параметров поворота. Гидросистема при повороте развивала такое давление, что передняя полурама перемещалась относительно задней рывками с сильной деформацией шин.

Следующий этап улучшений заключался в манипуляциях с типом шин и давлением воздуха в них. На этом этапе были определены зависимости между радиусом поворота машины и углами увода колес передней и задней полурам. В общем случае угол увода зависит от боковой силы на колесе, давления воздуха в шине, вертикальной нагрузки и тяговой силы на колесе. Г.А. Смирнов [1] приводит эмпирическую формулу, которая для многих тороидных шин отражает с некоторой степенью точности влияние размеров и давления воздуха в шине на

коэффициент сопротивления боковому уводу. Анализ зависимостей, полученных в результате несложных преобразований формул из работы [1] показывает, что для улучшения поворотливости необходимо на колесах передней оси снизить давление воздуха в шинах и по возможности облегчить переднюю полураму. Тогда для поворота на один и тот же радиус потребуется меньшее давление масла в гидроцилиндрах механизма управления поворотом.

Однако, как показали испытания, и эти изменения не дали ощутимого уменьшения радиуса поворота.

Для кардинального решения проблемы неповоротливости было решено усовершенствовать конструкцию трансмиссии колесной машины. На первоначальном этапе было предложено 2 варианта доработки трансмиссии:

1) отказаться от использования муфты свободного хода на 3-й ведущей оси (как у трактора К-703) и заменить её на симметричный конический или цилиндрический межколесный дифференциал;

2) установить фрикционные тормоза на правом и левом бортах 2-й и 3-й оси колесной машины с целью использования бортового поворота как на гусеничных машинах [2].

Для того, чтобы просчитать все возможные конструкции трансмиссии колесной машины, было решено воспользоваться методом математического моделирования, представленным в работе [3]. По этому методу поворот любой многоосной колесной машины с поворотными колесами можно представить в виде системы параметрических уравнений. Метод позволяет через задающие и обобщенные коэффициенты, характеризующие эксплуатационные и конструктивные параметры машины, а также условия движения, определять радиус поворота и смещение центра поворота машины. На рис. 2 представлена одноколейная («велосипедная») схема поворота машины, принятая в этом методе расчета. Здесь Q_i – продольная сила на колесе, S_i – боковая сила на оси, θ – угол складывания полурам, остальные обозначения понятны из рис. 2.

Уравнения равновесия выглядят в этом случае так:

$$\sum_1^t Q_{tX} + i \cdot Q_i - \sum_1^t S_{tX} = P_X ,$$

$$\sum_1^t Q_{tY} + \sum_1^i S_i + \sum_1^t S_{tY} = P_Y ,$$

$$\sum_1^t l_t \cdot Q_{tY} + \sum_1^t (l_t \cdot S_{tY} - M_{Zt}) + \sum_1^i (l_i \cdot S_{iY} - M_{Zi}) = M_0 .$$

Здесь индексом t обозначены управляемые колеса, а индексом i – неуправляемые; P_X , P_Y – проекции заданных сил приложенные к задней оси автомобиля (в начале координат); $\sum M_{Zi}$ – суммарный реактивный момент управляемых и неуправляемых осей машины; M_0 – суммарный момент приведения заданных сил к задней оси; X – смещение центра поворота; R – радиус поворота; l – продольная координата оси.

Воспользуемся уравнением для реактивного момента

$$M_Z = \mu \cdot S ,$$

где μ - плечо смещения боковой реакции.

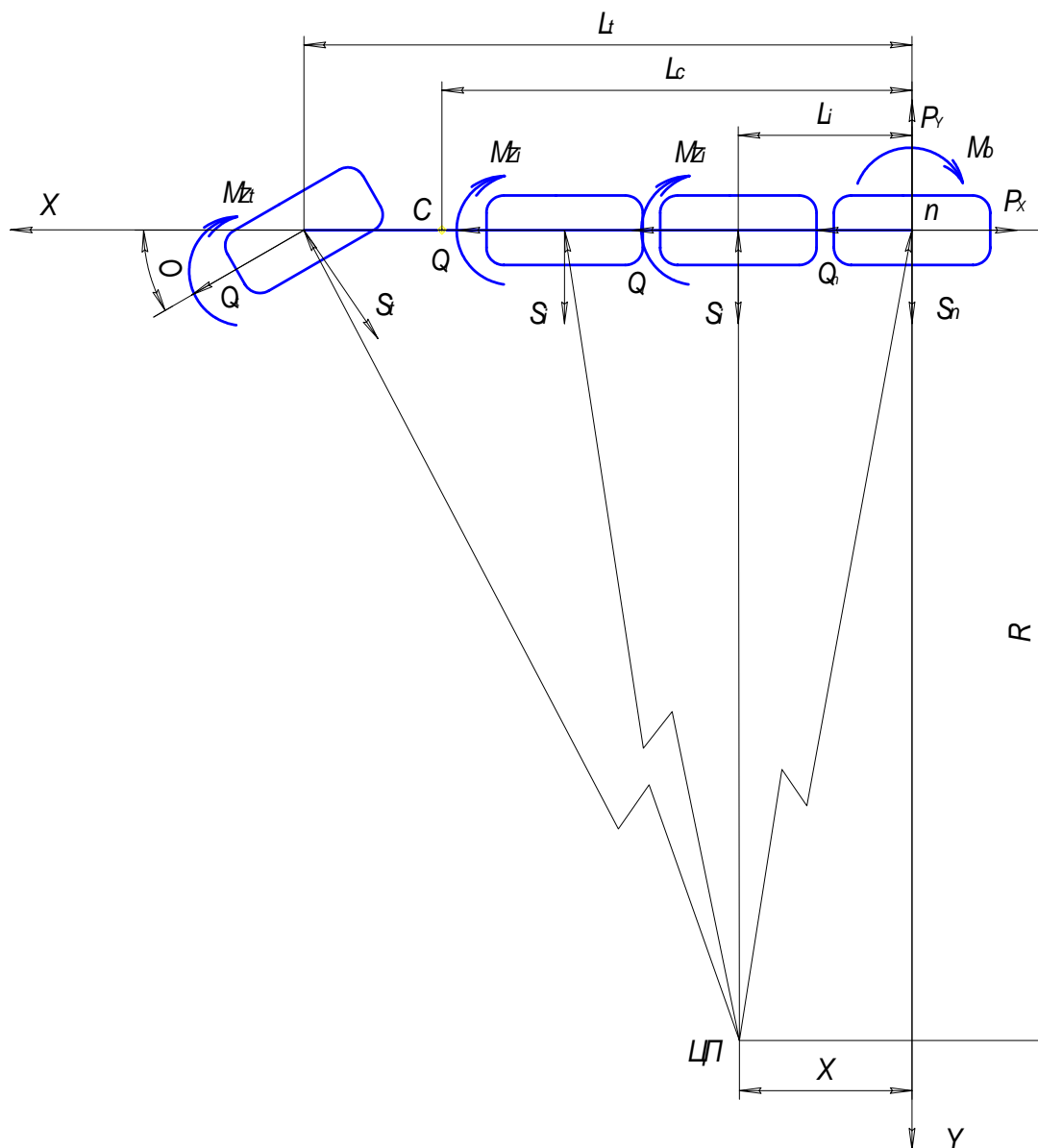


Рис. 2. Схема для определения радиуса поворота колесной машины

Также воспользуемся уравнениями для угла бокового увода

$$\delta_t = \left(\operatorname{tg} \theta - \frac{l_t - X}{R} \right) \cdot \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \theta},$$

$$\delta_t = k \cdot S_t,$$

где k – коэффициент боковой эластичности шины.

Таким образом, проделав некоторые математические преобразования получаем формулы для R и X .

Этот метод отличается простотой, но в то же время хорошей точностью. Расхождения с экспериментальными данными не превышают 13%. Например, по результатам заводских испытаний радиус поворота колесной машины К-703МТП-127Г составил 18,0 м. В то время как по результатам оценочного расчета даже без

учета сил инерции в повороте (которые очевидно распрямляют траекторию движения) радиус поворота составил 15,8 м.

Поэтому оба варианта доработки трансмиссии были просчитаны с помощью этого метода. Как и следовало ожидать, использование бортового поворота позволяет уменьшить радиус поворота машины на 10-15% в зависимости от приложенной тормозной силы.

Затем для учета буксования нами была создана новая расчетная схема, представленная на рис. 3. В отличие от схемы Ю.А. Степанова по нашей схеме определяются **радиусы качения каждого колеса** машины, т.к. боковые и вертикальные силы, действующие на колёса, в общем случае не равны, а значит и не равны углы бокового увода шин. Кроме того, в зависимости от типа шин и давления воздуха **коэффициенты сопротивления боковому уводу в общем случае разные** для каждой оси.

Момент сопротивления повороту колес i -й оси машины определяем также как и в работе [3]:

$$M_{Ci} = \varphi \cdot L_{0i} \cdot \frac{G_i}{4},$$

где φ - коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью, L_{0i} - длина опорной площадки колеса i -й оси, G_i - вес i -й оси машины.

Здесь q_i – продольная сила на внутреннем колесе, Q_i – продольная сила на наружном колесе, остальные обозначения понятны из рис. 3.

Составим уравнения поворота:

- запишем уравнение моментов относительно точки E.

- составим уравнения проекций всех сил на вертикальную и горизонтальную оси.

- запишем распределение боковых сил S_i от мгновенного центра поворота через X , Y , L_i и K_{Yi} . Где X и Y – координаты центра поворота, K_{Yi} – коэффициенты бокового увода шин, которые в общем случае зависят от S_i и G_i . При первом вычислении коэффициенты бокового увода можно считать постоянными, а затем после решения системы уравнений и определения сил S_i вычислить новые значения K_{Yi} и так методом последовательных приближений добиться решения с заданной степенью точности.

Наложим ограничения характеризующие конструкцию трансмиссии. Уравнение, учитывающее несимметричный цилиндрический дифференциал между 1-й осью и балансирной тележкой:

$$2 \cdot (q_1 + Q_1) = q_2 + Q_2 + q_3 + Q_3$$

Уравнение, учитывающее симметричный конический межколесный дифференциал 1-го моста

$$q_1 = Q_1$$

Уравнение, учитывающее симметричный конический межколесный дифференциал 2-го моста

$$q_2 = Q_2$$

Уравнение, учитывающее симметричный конический межколесный дифференциал 3-го моста

$$q_3 = Q_3$$

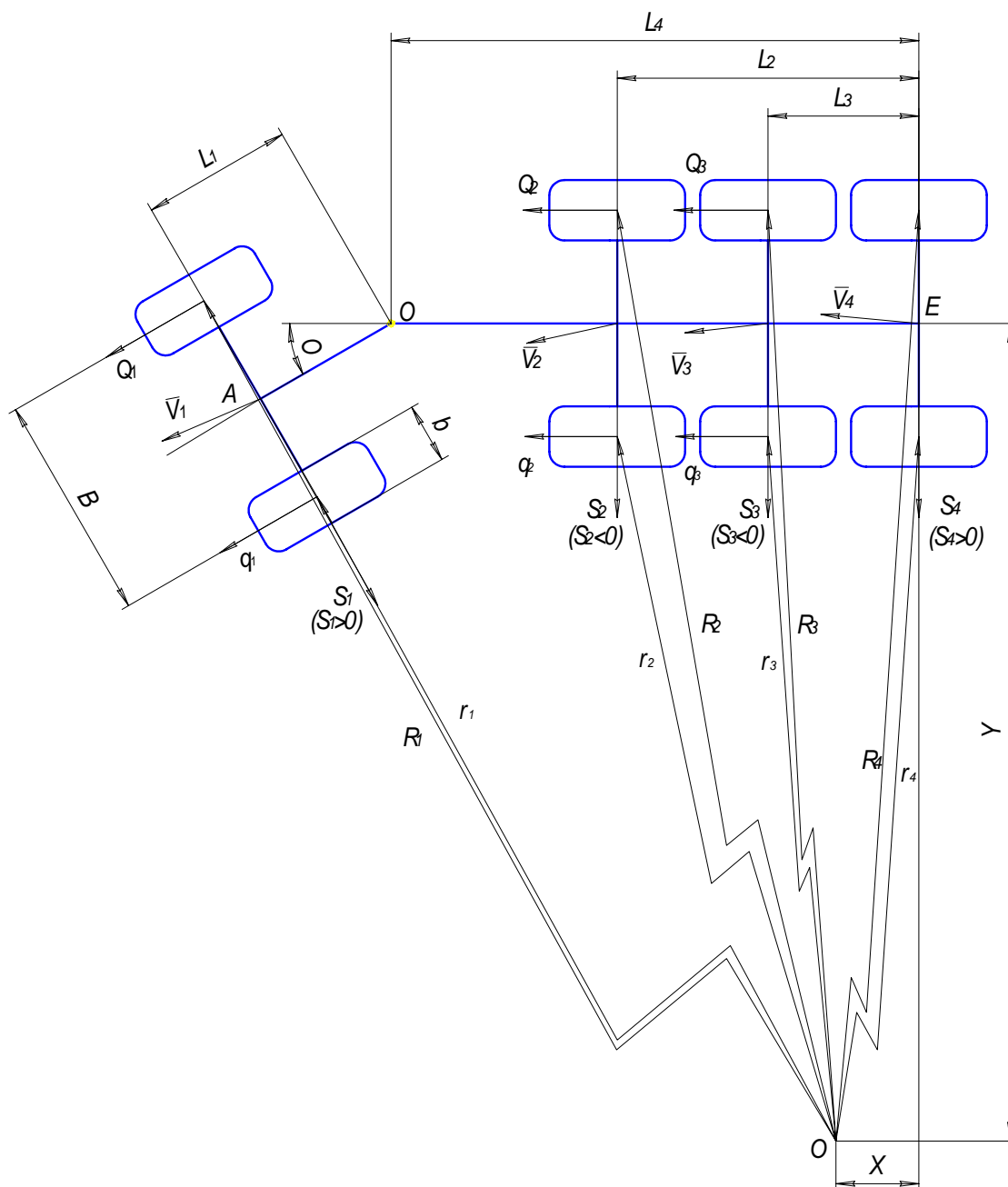


Рис. 3. Схема для определения радиуса поворота колесной машины

Выразим радиусы поворота каждого колеса через величины L_i, X, Y, B, θ .

Запишем связь между наружным и внутренним радиусами поворота 2-й и 3-й осей с учетом коэффициента буксования, зависящего от продольной силы на колесе и вертикальной нагрузки на колесо [1]:

$$R_2 \cdot \left[\left(R_0 - \frac{G_2}{C} \right) \cdot \left(1 - \delta_6 \left(\frac{2 \cdot q_2}{G_2} \right) \right) \right] = r_2 \cdot \left[\left(R_0 - \frac{G_2}{C} \right) \cdot \left(1 - \delta_6 \left(\frac{2 \cdot Q_2}{G_2} \right) \right) \right],$$

$$R_3 \cdot \left[\left(R_0 - \frac{G_3}{C} \right) \cdot \left(1 - \delta_6 \left(\frac{2 \cdot q_3}{G_3} \right) \right) \right] = r_3 \cdot \left[\left(R_0 - \frac{G_3}{C} \right) \cdot \left(1 - \delta_6 \left(\frac{2 \cdot Q_3}{G_3} \right) \right) \right],$$

где $\delta_6(2 \cdot q_i/G_i)$ - коэффициент буксования, зависящий от продольной силы на колеса и нагрузки на колесо.

Решая полученную систему уравнений (например, в MathCADe) для разных значений угла θ от 0 до 30°, получаем значения q_i , Q_i , r_i , R_i , S_i , X , Y .

Затем, вычитая радиус качения внутреннего колеса 4-й оси из радиуса качения наружного колеса 1-й оси, определяем габаритный коридор.

Для сравнения с экспериментальными данными определим давление в гидроцилиндрах, которое сильно зависит от типов механизмов в трансмиссии машины.

$$p = \frac{M_{C1} - S_1 \cdot L_1 + (q_1 + Q_1) \cdot \frac{B}{2}}{i_p},$$

где M_{C1} - момент сопротивление повороту колес 1-й оси; i_p - передаточная функция механизма рулевого управления, которая на производственном объединении ОАО «Спецмаш» определяется по формуле:

$$i_p = 71,22 - \theta \cdot 0,337.$$

В итоге для каждой схемы трансмиссии получаем ряд параметров, характеризующих поворотливость машины такие как:

- габаритный радиус поворота;
- габаритный коридор;
- давление в гидроцилиндрах.

Результаты, которые позволяет получить данная методика расчета поворота, очень близки к результатам экспериментальных данных, полученных при испытаниях трактора К-703 и колесной машины 703МТП-127Г.

Таким образом:

- при повороте трактора К-703 и колесной машины 703МТП-127Г в движении и на месте происходит перераспределение вертикальных реакций колес и изменение сцепного веса в зависимости от угла складывания секций;

- при повороте колесной машины на той оси, где установлена муфта свободного хода, происходит отключение одного ведущего колеса в зависимости от условий поворота и передача всего крутящего момента двигателя на другое колесо;

- радиусы поворота секций трактора и колесной машины зависят от углов увода колес;

- установка межколесных дифференциалов в ведущие мосты трактора и машины вместо муфт свободного хода в процессе поворота снижает пиковые значения крутящих моментов на полуосях в 2 раза и давление масла в напорной полости гидроцилиндров поворота в 1,3 раза.

Кроме того, расчеты показывают, что применение бортового поворота уменьшает радиус поворота колесной машины. Для снижения нагрузок на трансмиссию и двигатель машины возможен вариант установки двойного

дифференциала [2]. Также возможно рассмотрение вопроса согласования работы штатных гидроцилиндров механизма поворота и фрикционов бортового поворота.

Разработанная методика расчета поворота многоосной колесной машины с шарнирно-сочлененной рамой используется на ОАО «Спецмаш» при расчете поворота серийных и перспективных колесных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. Учебник для студентов автомобильных специальностей вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
2. Носов Н.А. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
3. Степанов Ю.А. Математическое моделирование поворота многоосных автомобилей. Учебно-методическое пособие. СПб.: Тип. ВАТТ, 1993. 256 с.